



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ
ΠΡΟΤΥΠΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING – ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΡΟΗΣ
ΣΤΟΝ ΑΝΑΓΕΝΝΗΤΗ ΚΑΙ ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ**

Διδακτορική Διατριβή

ΤΟΥ

ΠΑΝΑΓΙΩΤΗ Ι. ΜΠΙΤΣΙΚΑ

Διπλωματούχου Μηχανολόγου Μηχανικού Ε.Μ.Π.

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ:

ΕΜΜΑΝΟΥΗΛ ΡΟΓΔΑΚΗΣ
ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

Αθήνα, Ιανουάριος 2022



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΠΡΟΤΥΠΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING – ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΡΟΗΣ ΣΤΟΝ ΑΝΑΓΕΝΝΗΤΗ ΚΑΙ ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ

Διδακτορική Διατριβή

ΤΟΥ

ΠΑΝΑΓΙΩΤΗ Ι. ΜΠΙΤΣΙΚΑ

Διπλωματούχου Μηχανολόγου Μηχανικού Ε.Μ.Π.

ΤΡΙΜΕΛΗΣ ΣΥΜΒΟΥΛΕΥΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ

1. Εμμανουήλ Ρογδάκης, Καθηγητής Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ (επιβλέπων)
2. Δημήτριος Χουντάλας, Καθηγητής Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ
3. Ειρήνη Κορωνάκη, Καθηγήτρια Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ

ΕΠΤΑΜΕΛΗΣ ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ

- Εμμανουήλ Ρογδάκης, Καθηγητής Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ (επιβλέπων)
- Δημήτριος Χουντάλας, Καθηγητής Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ
- Ειρήνη Κορωνάκη, Καθηγήτρια Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ
- Αθηνά Σαγιά, Καθηγήτρια Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ
- Σωτήριος Καρέλλας, Καθηγητής Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ
- Ευάγγελος Γιακουμής, Καθηγητής Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ
- Χρήστος Τζιβανίδης, Καθηγητής Σ.Μ.Μ. ΕΜΠ

Ευχαριστίες

Η ολοκλήρωση της διδακτορικής μου διατριβής σηματοδοτεί το κλείσιμο ενός σημαντικού κύκλου της ζωής μου. Βλέποντας την εργασία αυτή ολοκληρωμένη και ενθουμούμενος τις δυσκολίες που κατά καιρούς ξεπεράστηκαν νιώθω ικανοποίηση και υπερηφάνια. Νιώθω όμως και βαθιά εγνωμοσύνη για όλους τους ανθρώπους οι οποίοι ήταν δίπλα μου, με τον δικό τους τρόπο και από τη δική τους θέση.

Ευχαριστώ για όλα τον επιβλέποντα της διατριβής, Καθηγητή κο Εμμανουήλ Ρογδάκη. Ανέθεσε σε εμένα μία πραγματικά ενδιαφέρουσα εργασία, συμμετείχε και καθοδηγούσε την εξέλιξη της έρευνας, ασχολήθηκε με τα πάσης φύσεως προβλήματα που προέκυπταν. Με έμαθε να σκέφτομαι σαν ερευνητής αλλά και ως μηχανικός, δίνοντάς μου πολύτιμα εφόδια για το μέλλον. Έδειξε πάντα ενδιαφέρον και συμπαράσταση για θέματα που δε σχετίζονταν με την ερευνητική δραστηριότητα. Τίποτα δεν θα ξεκινούσε και δεν θα τελείωνε χωρίς αυτόν. Ήταν μεγάλη χαρά και τιμή για εμένα η συνεργασία μου μαζί του.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω την Καθηγήτρια Ειρήνη Κορωνάκη, με την οποία συνεργασθήκαμε άψογα στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής και η οποία ήταν μέλος της τριμελούς επιτροπής. Ευχαριστώ τους καθηγητές που αποτέλεσαν κατά καιρούς μέλη της τριμελούς επιτροπής: τον Καθηγητή Κίμωνα Αντωνόπουλο, τον Καθηγητή Δημήτριο Χουντάλα και τον αείμνηστο Καθηγητή Ευάγγελο Χίνη. Ευχαριστώ επίσης το Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο για την υποτροφία που μου παρείχε, η οποία αποτέλεσε σημαντικότερη ενίσχυση και κίνητρο για τη συνέχιση της διατριβής και της ερευνητικής μου δραστηριότητας στο σύνολό της.

Ευχαριστώ τα μέλη του Εργαστηρίου Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής με τα οποία συνεργάσθηκα. Τον Δρ. Μιχάλη Νίτσα, ο οποίος ως παλαιότερος στο εργαστήριο με καθοδήγησε σε πολλά ζητήματα. Τον κύριο Ραφαήλ Δομένικο, με τον οποίον συνεργασθήκαμε εξαιρετικά και στον οποίον εύχομαι να αποκτήσει σύντομα το Διδακτορικό του. Τον Δρ. Γεώργιο Αντωνάκο, ο οποίος με βοήθησε σημαντικά με τις γνώσεις του επάνω στην έρευνα αλλά και τη λειτουργία των μηχανών Stirling. Όλα τα υπόλοιπα μέλη του Εργαστηρίου με τα οποία συνεργασθήκαμε, σε μικρότερο ή μεγαλύτερο βαθμό. Τους εύχομαι τα καλύτερα για το μέλλον σε όλα τα επίπεδα της ζωής τους. Οι περισσότερες ευχαριστίες αξίζουν στον Δρ. Γεώργιο Δόγκα, ο οποίος αποτέλεσε το ερευνητικό μου συμπλήρωμα κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διατριβής. Βελτίωσε το επίπεδο της έρευνάς μου με τις θεωρητικές του γνώσεις, την επιστημονική του σκέψη και τις ιδέες του. Συνεργασθήκαμε με τον καλύτερο τρόπο και τα περισσότερα τμήματα της παρούσας εργασίας έχουν προκύψει από τη συνεργασία αυτή.

Ευχαριστώ του γονείς μου, Ιωάννη και Ξανθίππη, για την αμέριστη και ατελείωτη βοήθειά τους, οικονομική και ηθική. Ευχαριστώ τα μέλη της οικογένειάς μου και τους φίλους μου που με στήριξαν σε αυτήν μου την πορεία. Χωρίς τη στήριξή τους δεν θα ολοκληρωνόταν ποτέ η διατριβή αυτή, όπως και πολλά άλλα που έχω επιτύχει. Πιστεύω πως δεν χρειάζεται να τους/τις ονοματίσω, καθώς όταν διαβάσουν το συγκεκριμένο κείμενο θα καταλάβουν ότι αναφέρομαι σε εκείνους. Ευχαριστώ τα Ελληνικά Πετρέλαια, την εταιρία στην οποία έχω την τιμή να εργάζομαι τα τελευταία έτη, και ειδικότερα το τμήμα Επιθεώρησης Στατικού Εξοπλισμού Ασπροπύργου για τη βοήθειά τους σε οτιδήποτε χρειάσθηκα.

Τέλος, το πιο ξεχωριστό «ευχαριστώ» είναι για την επί έξι χρόνια σύντροφό μου, Ναυσικά. Ήταν δίπλα μου σε όλες τις στιγμές αυτής της πορείας, καλές και άσχημες. Υπήρξε ο ακούραστος συμπαρασάτης μου από την πρώτη ημέρα του διδακτορικού, και είναι κρίμα που σήμερα δεν είναι ανάμεσά μας για να απολαύσει τη στιγμή αυτή. Πιστεύω πως από όπου βρίσκεται, θα είναι σίγουρα περήφανη για αυτό που καταφέραμε και που σήμερα ολοκληρώνεται.

Στη Ναυσικά,

Περιεχόμενα

| | |
|---|-----|
| Εισαγωγή..... | 1 |
| Introduction | 8 |
| Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή στις μηχανές Stirling..... | 11 |
| 1.1: Τεχνολογική περιγραφή μηχανών Stirling | 12 |
| 1.1.1: Τμήματα της εργοπαραγωγού μηχανής Stirling | 13 |
| 1.1.2: Πλεονεκτήματα – Μειονεκτήματα μηχανών Stirling | 15 |
| 1.1.3: Θερμοδυναμικοί κύκλοι..... | 17 |
| 1.1.4: Διαμόρφωση μηχανών Stirling..... | 23 |
| 1.1.5: Αρχή λειτουργίας μηχανών Stirling..... | 25 |
| 1.1.6: Κινηματικός μηχανισμός μηχανών Stirling | 29 |
| 1.1.7: Εργαζόμενο μέσο μηχανών Stirling..... | 32 |
| 1.1.8: Εφαρμογές μηχανών Stirling..... | 34 |
| 1.2: Βιβλιογραφική αναφορά | 40 |
| 1.2.1: Πειραματικές μελέτες | 41 |
| 1.2.2: Μελέτη με χρήση Υπολογιστικών Μεθόδων | 45 |
| 1.2.3: Μελέτη της ροής και της μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες..... | 48 |
| 1.2.4: Μελέτη αναγεννητή μηχανών Stirling | 51 |
| 1.2.5: Παραμετρικές μελέτες | 56 |
| 1.3: Πεδίο έρευνας της διδακτορικής διατριβής..... | 60 |
| 1.4: Η μηχανή Stirling GPU-3 της General Motors..... | 62 |
| Κεφάλαιο 2: Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου | 69 |
| 2.1: Χώροι μεταβλητού όγκου | 75 |
| 2.2: Χώροι σταθερού όγκου..... | 79 |
| Κεφάλαιο 3: Μοντέλα προσομοίωσης μηχανών Stirling..... | 82 |
| 3.1: Μοντέλα πρώτης τάξης – ισοθερμοκρασιακό μοντέλο..... | 83 |
| 3.1.1: Μέση και ενεργός θερμοκρασία του αερίου στον αναγεννητή | 84 |
| 3.1.2: Ενεργειακός ισολογισμός στους χώρους της μηχανής | 86 |
| 3.2: Μοντέλα δεύτερης τάξης – ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο | 86 |
| 3.3: Μοντέλα δεύτερης τάξης – εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο..... | 90 |
| 3.4: Μοντέλα τρίτης τάξης | 95 |
| 3.5: Χρήση Υπολογιστικών μεθόδων | 98 |
| Κεφάλαιο 4: Ρύθμιση συνθηκών της υπολογιστικής μελέτης της πρότυπης μηχανής | 101 |
| 4.1: Δημιουργία υπολογιστικού πλέγματος | 101 |

| | |
|--|-----|
| 4.1.1: Μεταβολή του υπολογιστικού πλέγματος με το χρόνο..... | 105 |
| 4.2: Εξισώσεις του υπολογιστικού μοντέλου..... | 106 |
| 4.2.1: Επιλογή του χρονικού βήματος..... | 108 |
| 4.3: Οριακές συνθήκες και συνθήκες λειτουργίας | 110 |
| 4.3.1: Ιδιότητες εργαζόμενου μέσου και υλικών | 112 |
| 4.3.2: Μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες..... | 112 |
| 4.3.3: Ρυθμίσεις παραμέτρων λειτουργίας του αναγεννητή..... | 113 |
| Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα της προσομοίωσης..... | 116 |
| 5.1: Ροή αερίου και μεταβολή πίεσης - θερμοκρασίας..... | 116 |
| 5.1.1: Μεταβολή της πίεσης..... | 118 |
| 5.1.2: Μεταβολή της θερμοκρασίας | 120 |
| 5.2: Παροχή μάζας και μεταβολή των βασικών ιδιοτήτων του αερίου | 127 |
| 5.2.1: Παροχή μάζας..... | 128 |
| 5.2.2: Ταχύτητα και αριθμός Reynolds | 130 |
| 5.3: Μεταβολή έργου και θερμοτήτων – αποτελέσματα προσομοίωσης | 133 |
| 5.4: Πτώση πίεσης στους χώρους της μηχανής | 138 |
| 5.4.1: Πτώση πίεσης στον αναγεννητή λόγω τριβής..... | 140 |
| 5.4.2: Πτώση πίεσης στα άκρα του αναγεννητή | 144 |
| 5.4.3: Πτώση πίεσης σε θερμαντήρα και ψύκτη..... | 148 |
| 5.4.4: Διάχυση θερμότητας λόγω πτώσης πίεσης | 150 |
| 5.5: Ανάλυση και συσχετίσεις της μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες..... | 151 |
| 5.5.1: Σχέσεις μεταφοράς θερμότητας από τη βιβλιογραφία | 161 |
| 5.5.2: Σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τις θεωρητικές σχέσεις | 163 |
| 5.6: Προσθήκη επιπλέον απωλειών..... | 165 |
| 5.6.1: Απώλειες θερμότητας | 166 |
| 5.6.2: Απώλειες τριβής στον κινηματικό μηχανισμό | 173 |
| 5.7: Απόδοση της μηχανής με τις επιπλέον απώλειες..... | 175 |
| Κεφάλαιο 6: Συνθήκες στον αναγεννητή της μηχανής..... | 180 |
| 6.1: Ροή του αερίου και πτώση πίεσης εντός του αναγεννητή | 180 |
| 6.1.1: Χρονική μεταβολή ταχύτητας και πτώσης πίεσης | 181 |
| 6.1.2: Αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης και της ταχύτητας του αερίου | 184 |
| 6.2: Θερμοκρασία αερίου-μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή | 186 |
| 6.2.1: Χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας | 187 |
| 6.2.2: Αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας..... | 190 |
| 6.3: Μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή..... | 195 |

| | |
|--|-----|
| 6.3.1: Αξονική μεταβολή της συναλλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή | 199 |
| 6.3.2: Βαθμός απόδοσης του αναγεννητή | 201 |
| Κεφάλαιο 7: Σύγκριση αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα | 203 |
| 7.1: Αναγωγή των απωλειών στην GM GPU-3 | 207 |
| Κεφάλαιο 8: Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου | 213 |
| 8.1: Τροποποιήσεις – προσθήκες επί του αρχικού κώδικα | 216 |
| 8.1.1: Τροποποιημένα τμήματα | 216 |
| 8.1.2: Δημιουργία του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου | 217 |
| 8.1.3: Προσθήκη θερμικών απωλειών που συμπεριλαμβάνονται στην προσομοίωση..... | 223 |
| 8.1.4: Επιπλέον θερμικές απώλειες | 224 |
| 8.1.5: Υπολογισμός τελικών ενεργειακών μεγεθών | 225 |
| 8.2: Σύγκριση του αναλυτικού μοντέλου με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης..... | 226 |
| 8.2.1: Πίεση και ροή του αερίου | 226 |
| 8.2.2: Ψυχρό τμήμα – Συμπιεστής και Ψύκτης | 227 |
| 8.2.3: Αναγεννητής | 230 |
| 8.2.4: Θερμό τμήμα – Εκτονωτής και Θερμαντήρας..... | 235 |
| 8.2.5: Ενεργειακά μεγέθη..... | 237 |
| Κεφάλαιο 9: Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD | 241 |
| 9.1: Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής..... | 242 |
| 9.1.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών..... | 244 |
| 9.1.2: Μεταβολή πτώσης πίεσης και μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες | 248 |
| 9.1.3: Μεταβολή μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες | 251 |
| 9.1.4: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών με την ταχύτητα περιστροφής | 258 |
| 9.2: Μεταβολή αρχικής πίεσης | 263 |
| 9.2.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών..... | 265 |
| 9.2.2: Μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες..... | 266 |
| 9.2.3: Μεταβολή πτώσης πίεσης και θερμικών απωλειών στον αναγεννητή..... | 268 |
| 9.2.4: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών ως προς την πίεση | 269 |
| 9.3: Μεταβολή θερμοκρασίας στους εναλλάκτες | 270 |
| 9.3.1: Μεταβολή θερμοκρασίας στο θερμαντήρα – μεταβολή θερμοδυναμικών παραμέτρων..... | 272 |
| 9.3.2: Μεταβολή θερμοκρασίας στο θερμαντήρα – μεταβολή ενεργειακών μεγεθών | 273 |
| 9.3.3: Μεταβολή θερμοκρασίας στο ψύκτη – μεταβολή θερμοδυναμικών παραμέτρων..... | 274 |
| 9.3.4: Μεταβολή θερμοκρασίας στο ψύκτη – μεταβολή ενεργειακών μεγεθών..... | 275 |
| 9.4: Μεταβολή γεωμετρικών και λειτουργικών παραμέτρων με τη γεωμετρία του αναγεννητή | 278 |
| 9.5: Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος | 281 |

| | |
|--|-----|
| 9.5.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών..... | 283 |
| 9.5.2: Μεταβολή πτώσης πίεσης και μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή | 286 |
| 9.5.3: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών | 287 |
| 9.6: Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή με σταθερή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας..... | 290 |
| 9.6.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών..... | 290 |
| 9.6.2: Μεταβολή πτώσης πίεσης και μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή | 292 |
| 9.6.3: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών | 293 |
| 9.7: Μεταβολή του εμβαδού της βρεχόμενης επιφάνειας του αναγεννητή, | 295 |
| 9.7.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών..... | 295 |
| 9.7.2: Μεταβολή πτώσης πίεσης και μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή | 296 |
| 9.7.3: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών | 298 |
| 9.8: Σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων για μεταβολή των παραμέτρων στον αναγεννητή | 300 |
| 9.9: Μεταβολή της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή | 302 |
| 9.9.1: Μεταβολή θερμοκρασίας | 303 |
| 9.9.2: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών | 305 |
| 9.10: Συμπεράσματα παραμετρικής μελέτης - Συσχετίσεις βασικών ενεργειακών μεγεθών | 307 |
| 9.10.1: Μεταβολή γωνιακής ταχύτητας | 308 |
| 9.10.2: Μεταβολή αρχικής πίεσης | 309 |
| 9.10.3: Μεταβολή θερμοκρασίας θερμαντήρα | 310 |
| 9.10.4 Μεταβολή θερμοκρασίας ψύκτη | 311 |
| 9.10.5: Μεταβολή γεωμετρικών παραμέτρων του αναγεννητή..... | 312 |
| 9.10.6: Μεταβολή της θερμοχωρητικότητας του μετάλλου του αναγεννητή..... | 313 |
| Συμπεράσματα της διατριβής | 315 |
| Στοιχεία πρωτοτυπίας της εργασίας | 321 |
| Προτάσεις για μελλοντική έρευνα | 323 |
| Βιβλιογραφία | 324 |
| Επεξήγηση συμβόλων..... | 332 |
| Δημοσιευμένες εργασίες στο πλαίσιο της διατριβής | 337 |
| Παράρτημα Α: Ισοθερμοκρασιακό μοντέλο | 338 |
| Παράρτημα Β: Ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο | 343 |
| Παράρτημα Γ: Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο | 349 |
| Παράρτημα Δ: Ο κώδικας τρίτης τάξης SETAM - NTUA | 354 |
| Παράρτημα Ε: Ρυθμίσεις της προσομοίωσης στο ANSYS Fluent | 357 |
| Παράρτημα ΣΤ: Χωρο-χρονικές εξισώσεις στον αναγεννητή..... | 362 |
| Παράρτημα Ζ: Κώδικας του αναλυτικού μοντέλου σε περιβάλλον Mathcad..... | 370 |

Εισαγωγή

Οι μηχανές Stirling εφευρέθηκαν πριν από περισσότερο από δύο αιώνες. Παρά τα στοιχεία πρωτοτυπίας που υπήρχαν στη λειτουργία τους, όπως η χρήση του αναγεννητή, αλλά και τις αρχικές βελτιώσεις ως προς την απόδοσή τους, η χρήση τους δεν αναπτύχθηκε ποτέ σε μεγάλη κλίμακα. Ο λόγος ήταν η ανάγκη επίτευξης υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών για την επίτευξη ισχύος και βαθμού απόδοσης αντίστοιχης των ατμοπαραγωγών και των μηχανών εσωτερικής καύσης, η οποία όμως περιοριζόταν από τα διαθέσιμα υλικά της εποχής. Το ενδιαφέρον σχετικά με τις μηχανές Stirling αναθερμάνθηκε έναν αιώνα μετά, τη δεκαετία του 1930. Έκτοτε, είναι σε εξέλιξη η έρευνα για τη χρήση των μηχανών Stirling σε διάφορα πεδία εφαρμογών, είτε με επιτυχία όπως είναι η χρήση σε υποβρύχια ή η χρήση ψυκτικών μηχανών Stirling σε κρυογονικές εφαρμογές, είτε με αποτυχία όπως είναι η χρήση κινητήρων Stirling ως κύρια μονάδα ισχύος σε αυτοκίνητα.

Οι εργοπαραγωγοί μηχανές Stirling είναι μηχανές εξωτερικής καύσης, οι οποίες αποτελούνται από δύο τμήματα τα οποία λειτουργούν υπό διαφορετικές θερμοκρασίες. Η εκτόνωση του αερίου πραγματοποιείται στο θερμό τμήμα και, πιο συγκεκριμένα, το χώρο εκτόνωσης. Ο χώρος εκτόνωσης διατηρείται υπό υψηλή θερμοκρασία καθώς προσδίδεται θερμότητα από εξωτερική πηγή μέσω του θερμαντήρα της μηχανής. Η συμπίεση του αερίου πραγματοποιείται στο ψυχρό τμήμα και το χώρο συμπίεσης. Ο χώρος συμπίεσης διατηρείται υπό χαμηλή θερμοκρασία μέσω της απόρριψης θερμότητας στο περιβάλλον από το ψύκτη της μηχανής. Τα δύο τμήματα της μηχανής ενώνονται μέσω του αναγεννητή. Ο αναγεννητής περιέχει ένα μεταλλικό πλέγμα από νήματα μικρής διαμέτρου, το οποίο λειτουργεί ως αποθήκη θερμότητας κατά τη διάρκεια του κύκλου. Στις ψυκτικές μηχανές Stirling, ο χώρος εκτόνωσης του αερίου λειτουργεί σε χαμηλότερη θερμοκρασία από το χώρο συμπίεσης. Στις μηχανές Stirling που λειτουργούν ως ψυγεία προσροφάται θερμότητα από το ψυχόμενο χώρο και απορρίπτεται θερμότητα στο περιβάλλον, ενώ στις αντλίες θερμότητας προσλαμβάνεται θερμότητα από το περιβάλλον και απορρίπτεται στο θερμαινόμενο χώρο.

Το κύριο πλεονέκτημα των εργοπαραγωγών μηχανών Stirling είναι η δυνατότητα για χρήση εναλλακτικών πηγών ενέργειας, όπως είναι η ηλιακή ακτινοβολία, η βιομάζα και το πυρηνικό καύσιμο. Επίσης, προσφέρουν λειτουργία με χαμηλά επίπεδα θορύβου και δονήσεων, χαμηλές εκπομπές ρύπων, μεγάλα διαστήματα λειτουργίας χωρίς διακοπή για συντήρηση και τη δυνατότητα εκμετάλλευσης της θερμότητας που απορρίπτεται προς το περιβάλλον μέσω του ψύκτη. Επιπλέον, οι ψυκτικές μηχανές Stirling έχουν τη δυνατότητα επίτευξης θερμοκρασιών μικρότερων από 70 K. Αντίθετα, μειονεκτήματα των μηχανών Stirling είναι το μεγάλο κόστος τους, το μεγάλο μέγεθος ανά μονάδα παραγόμενης ισχύος, η αργή απόκρισή τους σε αλλαγές της ταχύτητας περιστροφής και τα προβλήματα στεγανοποίησης που παρουσιάζουν. Σήμερα, οι εργοπαραγωγοί μηχανές Stirling χρησιμοποιούνται ως συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας με εκμετάλλευση της θερμότητας που απορρίπτεται στο περιβάλλον. Αναπτύσσονται επίσης συστήματα μηχανών Stirling τα οποία λαμβάνουν θερμότητα μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας. Οι μηχανές Stirling έχουν επίσης χρησιμοποιηθεί σε υποβρύχια, ενώ ερευνάται η χρήση τους σε διαστημικές εφαρμογές με χρήση πυρηνικού καυσίμου. Οι ψυκτικές μηχανές Stirling χρησιμοποιούνται σε πεδία όπως η βιοϊατρική, η γενετική και οι διαστημικές εφαρμογές, εκμεταλλευόμενες τη δυνατότητά τους να επιτύχουν θερμοκρασία στο ψυχόμενο χώρο έως και 10 K.

Το αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η σχεδίαση και η Υπολογιστική Προσομοίωση πρότυπης τριδιάστατης μηχανής Stirling β-τύπου. Το πρώτο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 1) της εργασίας αποτελεί εισαγωγή στις μηχανές Stirling. Αρχικά, περιγράφεται η λειτουργία των μηχανών Stirling, τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματά τους και τα πεδία εφαρμογών τους. Ακολουθεί η βιβλιογραφική αναφορά, στοχευμένη σε επιμέρους πεδία έρευνας όπως είναι η Υπολογιστική μελέτη μηχανών Stirling, η μελέτη των εναλλακτών και του αναγεννητή της μηχανής και η μελέτη της επίδρασης σχεδιαστικών και λειτουργικών παραμέτρων στην απόδοση της μηχανής. Μετά την περιγραφή του πεδίου έρευνας της εργασίας, το τελευταίο τμήμα του κεφαλαίου είναι η περιγραφή της εργοπαραγωγού μηχανής Stirling GPU-3 της General Motors. Η μηχανή αυτή αποτελεί σημαντικό στάδιο στην έρευνα των μηχανών Stirling και αποτελεί τη βάση για το σχεδιασμό της πρότυπης μηχανής που προσομοιώνεται στην παρούσα εργασία.

Στο δεύτερο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 2) της εργασίας παρουσιάζεται αναλυτικά η πρότυπη μηχανή που σχεδιάστηκε, μελετήθηκε και μοντελοποιήθηκε. Η μηχανή είναι εργοπαραγωγός μηχανή Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό η οποία βασίζεται στην GM GPU-3. Οι σχεδιαστικές διαφορές της προσομοιωμένης μηχανής με την GPU-3 περιγράφονται αναλυτικά.

Στο τρίτο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 3) πραγματοποιείται μία αναδρομή στις αναλυτικές μεθόδους προσομοίωσης των μηχανών Stirling. Παρουσιάζονται το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο (μοντέλο πρώτης τάξης) και το αδιαβατικό μοντέλο δεύτερης τάξης, τόσο το ιδανικό όσο και το εξελιγμένο. Περιγράφονται τα μοντέλα τρίτης τάξης και ο κώδικας SETAM-NTUA, ο οποίος έχει αναπτυχθεί στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής. Αρχικά, τα μοντέλα εφαρμόζονται στην μηχανή Stirling GM GPU-3 και πραγματοποιείται η σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων από αυτά και από τα πειραματικά δεδομένα. Ο λόγος για τον οποίον τα μοντέλα εφαρμόζονται στην GM GPU-3 και όχι στην πρότυπη μηχανή είναι η ύπαρξη πειραματικών αποτελεσμάτων ώστε να είναι εφικτός ο έλεγχος του βαθμού ακρίβειας των μοντέλων. Το κεφάλαιο ολοκληρώνεται με μία συνοπτική περιγραφή των Υπολογιστικών μεθόδων (CFD), όπου επεξηγούνται οι αδυναμίες των αναλυτικών μοντέλων που μπορούν να ξεπεραστούν με χρήση των μεθόδων αυτών.

Στο τέταρτο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 4) περιγράφεται ο ορισμός των συνθηκών της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής Stirling. Αρχικά, αναλύεται η λογική της δημιουργίας του υπολογιστικού πλέγματος. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται οι εξισώσεις του υπολογιστικού μοντέλου και οι οριακές συνθήκες για την μηχανή. Επεξηγούνται τυχόν απλοποιήσεις που υποτέθηκαν σε σχέση με τη λειτουργία της πραγματικής μηχανής, καθώς και η μελέτη του αναγεννητή ως πορώδες μέσο χάριν της σημαντικής μείωσης του απαιτούμενου υπολογιστικού χρόνου και πόρων.

Στο πέμπτο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 5) παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου. Με χρήση διαγραμμάτων και κατανομών περιγράφεται η χρονική και χωρική μεταβολή της πίεσης και της θερμοκρασίας του αερίου, η χρονική μεταβολή της παροχής και της ταχύτητας του αερίου καθώς και η μεταβολή του έργου και της θερμότητας, παραγόμενης και απορριπτόμενης. Επεξηγείται η πτώση πίεσης λόγω τριβής και εντοπισμένων απωλειών στους χώρους της μηχανής. Η πτώση της πίεσης στους εναλλάκτες υπό παλινδρομική ροή κατά τη λειτουργία της μηχανής συγκρίνεται με την αναμενόμενη πτώση πίεσης υπό σταθερή ροή. Αναλύεται η μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες και οι συσχετίσεις που προκύπτουν συγκρίνονται με αντίστοιχες

θεωρητικές. Τέλος, υπολογίζονται με χρήση αναλυτικών εξισώσεων και των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης οι θερμικές απώλειες και οι απώλειες του έργου οι οποίες δεν υπολογίσθηκαν κατά την προσομοίωση λόγω απλοποιητικών παραδοχών. Το παραγόμενο έργο, οι θερμότητες (προσδιδόμενη και απορριπτόμενη) και ο βαθμός απόδοσης επαναυπολογίζονται βάσει των απωλειών αυτών.

Στο έκτο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 6) η εργασία επικεντρώνεται στην μελέτη του αναγεννητή. Ο αναγεννητής διαχωρίζεται σε τμήματα, με σκοπό την μελέτη των πεδίων θερμοκρασιών, των πεδίων ταχυτήτων, της πτώσης πίεσης και της μεταφοράς θερμότητας. Υπολογίζεται και παρουσιάζεται η αξονική μεταβολή των μεγεθών αυτών για επιλεγμένες στιγμές κατά τη διάρκεια του κύκλου. Προκύπτουν χωρο-χρονικές εξισώσεις με χρήση σειρών Fourier, βάσει των οποίων υπολογίζεται η τιμή των μελετώμενων μεγεθών για οποιαδήποτε γωνία στροφάλου και θέση του αναγεννητή.

Στο έβδομο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 7) συγκρίνονται αρχικά τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής Stirling μετά τον υπολογισμό των επιπλέον απωλειών με διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα της GM GPU-3 για τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας. Καθώς οι γεωμετρίες της μελετώμενης πρότυπης μηχανής και της GPU-3 έχουν διαφορές, τα συμπεράσματα που προκύπτουν ενδέχεται να μην είναι ακριβή. Για το λόγο αυτό τα αποτελέσματα από την προσομοίωση της πρότυπης μηχανής ανάγονται στη γεωμετρία της GM GPU-3. Η εγγύτητα των αποτελεσμάτων ως προς την απόδοση της μηχανής αλλά και ως προς τις επιμέρους θερμικές απώλειες υποδεικνύει τη σωστή εκτέλεση της προσομοίωσης.

Στο όγδοο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 8) αναπτύσσεται το αναλυτικό μοντέλο για την μελέτη της πρότυπης μηχανής. Το μοντέλο βασίζεται στο ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο, το οποίο έχει κωδικοποιηθεί κατά το παρελθόν στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής. Στο μοντέλο προστίθενται οι διάφορες απώλειες θερμότητας και έργου που υπολογίσθηκαν κατά την προσομοίωση ή επιπλέον αυτής. Επίσης, εισάγονται ως δεδομένα συσχετίσεις και τιμές συντελεστών οι οποίες υπολογίσθηκαν κατά την προσομοίωση, αυξάνοντας την ακρίβεια του μοντέλου. Στο πρώτο τμήμα του κεφαλαίου παρουσιάζονται οι εξισώσεις του μοντέλου, ενώ στο δεύτερο τμήμα του κεφαλαίου συγκρίνονται τα αποτελέσματα του αναλυτικού μοντέλου με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης.

Στο ένατο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 9) πραγματοποιείται παραμετρική μελέτη με χρήση CFD. Προσομοιώνεται η λειτουργία της πρότυπης μηχανής για διαφορετικές τιμές των εξής παραμέτρων: Ταχύτητα περιστροφής, αρχική πίεση λειτουργίας, θερμοκρασία θερμαντήρα, θερμοκρασία ψύκτη, πορώδες του αναγεννητή, επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή και θερμοχωρητικότητα του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή. Ο στόχος της παραμετρικής μελέτης είναι η εύρεση του βέλτιστου εύρους κάθε παραμέτρου ως προς την ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Επίσης, εντοπίζεται το εύρος τιμών κάθε παραμέτρου στο οποίο η λειτουργία της μηχανής είναι ασύμφορη λόγω χαμηλής παραγόμενης ισχύος και βαθμού απόδοσης, αλλά και η ύπαρξη οριακής τιμής για κάθε παράμετρο, πέραν της οποίας δεν προκαλείται κάποια επίδραση στην απόδοση της μηχανής. Δημιουργούνται συσχετίσεις για τον υπολογισμό του έργου, της προσδιδόμενης θερμότητας και του βαθμού απόδοσης με κάθε μία από τις μελετώμενες παραμέτρους ως ανεξάρτητη μεταβλητή.

Introduction

Stirling engines were invented more than two centuries ago. Despite the innovations associated with their operation, such as the use of the regenerator and the improvements that were initially achieved in terms of their performance, Stirling Engines were never used widely. In order to achieve power and efficiency close to those of steam generators or internal combustion engines, Stirling engines had to achieve high levels of working gas pressure and temperature. However, this was impossible due to the lack of suitable materials in those years. The low performance of the initial Stirling engines resulted in their limited use and the lack of interest in their development. However, interest in Stirling Engines was renewed about a century later, especially after 1930. Since then, there has been continuous work on their development and their utilization in various fields. Stirling engines have been successfully used in submarines or as cooling machines in cryogenic applications, whereas failed cases include, for example, their use in automotive applications.

Work-producing Stirling engines are external combustion engines that consist of two sections, each operating under different temperature ranges. The expansion of working gas is taking place in the hot section of the engine, specifically in the expansion space. The expansion space is kept under high temperature by means of the absorption of heat from a heat source through the heater of the engine. The working gas is compressed under low temperature in the cold section, specifically in the compression space. The temperature of the compression space is kept at low levels because of the rejection of excessive heat to the environment through the engine cooler. The hot and the cold sections are connected through the regenerator. The regenerator is an internal heat exchanger that incorporates a metal matrix consisting of wires of very small diameter and operates as a heat storage. In Stirling cooling machines, the expansion space is kept at lower temperature compared to the compression space. In Stirling refrigerating machines, heat is absorbed from the cooled space and is rejected to the environment; whereas in Stirling heat pumps, heat is absorbed from the environment and is rejected to the heated space.

The main advantage of Stirling engines is their ability to obtain heat from alternative energy sources, such as solar radiation, biomass and nuclear energy. Moreover, the operation of Stirling engines is associated with low levels of noise and vibrations, low carbon emissions, and continuous operation for long time intervals without stopping for maintenance. Work-producing Stirling engines are also capable to utilize the heat that is rejected to the environment, in order to operate as Combined Heat and Power (CHP) systems. Stirling cooling machines are able to achieve temperatures lower than 70 K. At the same time, however, Stirling engines are expensive and they have a big ratio of size to mass per unit of power output, as compared to the internal combustion engines. Moreover, they exhibit slow response to changes of the rotational speed, and their operation is associated with sealing problems. Today, work-producing Stirling engines are used as CHP systems, utilizing the heat rejected through their cooler. In addition, power-producing Stirling engines have been developed, which absorb heat from solar radiation. Stirling engines have also been used in submarines and there is ongoing research on their utilization in space applications with the use of nuclear energy. Cooling Stirling machines are broadly used in fields such as biomedical, genetics and space applications, due to their ability to cool a space at a temperature lower to 10 K.

In this dissertation, the computational study of a three-dimensional prototype beta-type Stirling Engine is examined. Chapter 1 is a comprehensive introduction to Stirling engines. The operation of Stirling engines,

the advantages and the drawbacks associated with their uses, as well as the fields of application are presented first. The literature review that follows is focused on selecting fields of research, such as the computational study of Stirling engines, the study of the heat exchangers and the regenerator of the engine, and the study of the effect of design and operational parameters on the performance of the engine. The scope of the present study is described next. The last part of the chapter discusses the work-producing Stirling engine General Motors GPU-3. This engine is a benchmark in the development of Stirling engines. The simulated prototype engine in the present study is based on GM GPU-3.

In Chapter 2, the simulated prototype Stirling engine that was designed, studied and modelled is presented in detail. The particular engine is a b-type work-producing Stirling engine with rhombic drive mechanism based on GM GPU-3. The differences in the design of the prototype, as compared to GM GPU-3, are described in detail.

Chapter 3 is a review of the analytical methods applied in the study of Stirling engines. The isothermal model (first-order model), as well as the ideal adiabatic and the extended adiabatic models (second-order models) are presented. Third-order models are also described, in particular the SETAM-NTUA code that has been developed in the laboratory of Applied Thermodynamics of NTUA. The models are initially applied in a GM GPU-3 Stirling engine and are compared with each other, as well as with published experimental results. The reason for the application of the analytical models in the GM GPU-3 Stirling Engine instead of the designed prototype Stirling Engine is the existence of published experimental results for the GPU-3 engine for the verification of the accuracy of the analytical models. The last section of the chapter briefly describes the Computational methods (CFD – Computational Fluid Dynamics) and discusses the weaknesses of analytical models, which can be overcome with the utilization of CFD.

Chapter 4 describes the setup of the CFD simulation of the prototype Stirling engine. The generation of the computational grid is discussed first. Then, the model-governing equations and the boundary conditions are presented. The chapter also explains the model simplifications compared to the real engine operation, as well as the definition of the regenerator as porous medium.

Chapter 5 presents in detail the results of the CFD simulation of the prototype Stirling Engine. The temporal and spatial variation of gas pressure and temperature, along with the variation of other properties such as gas mass flow-rate and velocity, are described by means of graphs and contours. The variation and magnitudes of the work produced, and the heat absorbed and rejected are presented. The drop of gas pressure due to friction, as well as local losses caused by changes of gas flow due to engine's design, are calculated and discussed. Gas pressure drop in heat exchangers during oscillating flow is compared with the expected pressure drop, according to published correlations derived from steady flow conditions. Heat transfer in the heater and cooler of the engine is discussed, and the derived correlations under the simulation conditions are compared with published correlations. Finally, various losses omitted from the simulation due to simplification, are calculated by using validated theoretical equations and gas properties based on the simulation results. The work output, the absorbed and rejected heat, and the engine's efficiency are corrected on the basis of the calculated losses.

Chapter 6 of the dissertation focuses on the study of the prototype engine's regenerator. The regenerator is broken down into smaller parts for the examination of temperature and velocity fields, as well as the study of pressure drop and heat transfer. The axial profile of the aforementioned properties along the

regenerator length is obtained with regard to specific time instances during the engine cycle. Following this equations with two independent variables, namely the crank angle and the position of gas in the regenerators are obtained with the use of Fourier series. Via these equations, the studied properties can be confidently calculated for every crank angle and position in the regenerator.

In Chapter 7, the simulation results for the prototype Stirling Engine after the calculations of additional thermal losses are validated with experimental results of GM GPU-3. Due to the differences between the design of the simulated engine and GM GPU-3, the conclusions of the comparison may not be accurate. Because of that, the results of the prototype engine simulation are reduced to the design characteristics of GM GPU-3. The proximity of the simulation results to the published data in terms of engine efficiency, as well as the ratio of the thermal losses to heat input demonstrate the good setup of the simulation and the validity of the derived results.

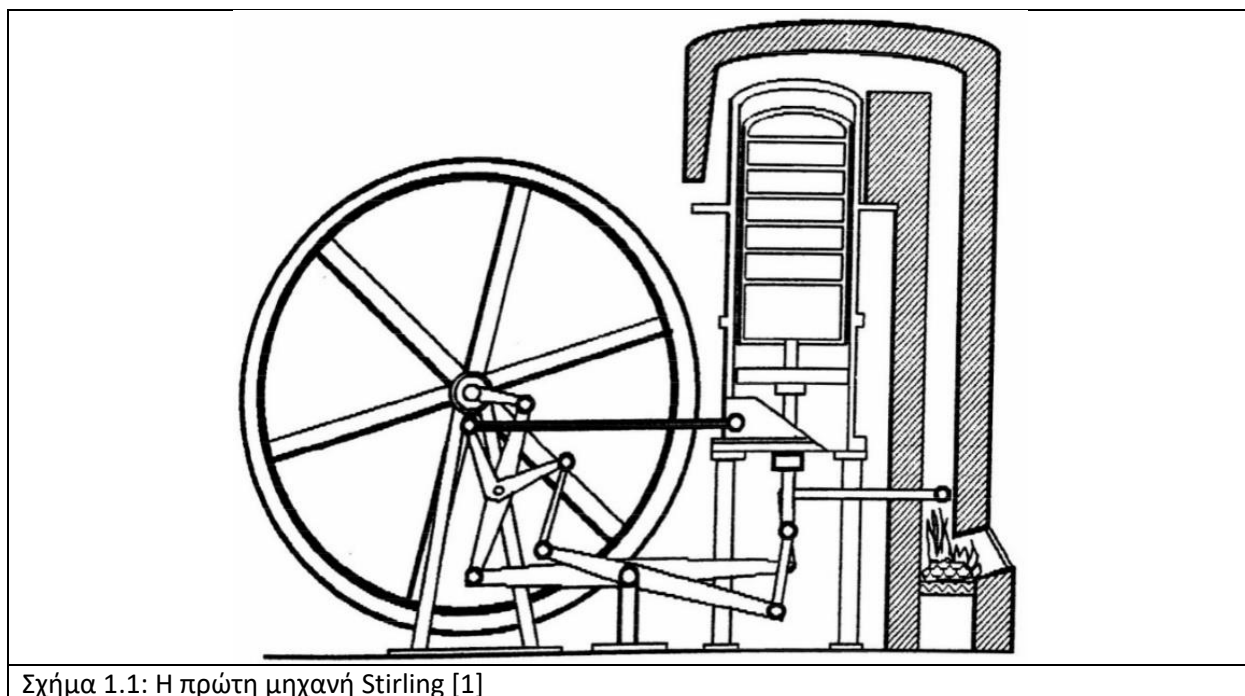
In Chapter 8, the analytical model for the study of the prototype Stirling engine is developed. The model is based on the ideal adiabatic that has been previously converted into a computer code in the laboratory of Applied Thermodynamics, NTUA. The model is extended with the addition of various thermal losses and work losses, which were calculated either during the simulation or additionally. Moreover, correlations and coefficients values derived from the simulation results were added as data to the analytical model, thus increasing its accuracy. The first part of the chapter presents the equations of the analytical model are. In the second part, the results of the analytical model are compared with the simulation results.

In Chapter 9, a parametric study with the use of CFD is conducted. The designed prototype engine is simulated for different values of the following parameters: rotational speed, charge pressure, heater temperature, cooler temperature, regenerator porosity, regenerator matrix wetted area, and heat capacity of the regenerator matrix. The aim of the parametric study is to define the optimal range of values for each one of the studied parameters in terms of the engine's power output and efficiency. In addition, a range is defined for each parameter, where the operation of the engine is meaningless due to low power output or efficiency. Furthermore, the existence of a marginal value for each of the studied parameters is discussed, at which any further change of the parameter's value does not affect the engine performance. Finally, the work output, heat input, and engine efficiency are correlated with each of the studied parameters.

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Η εργοπαραγωγός μηχανή Stirling είναι μία θερμική μηχανή που λειτουργεί βάσει της περιοδικής συμπίεσης και εκτόνωσης ενός αερίου, το οποίο καλείται εργαζόμενο μέσο, σε διαφορετικές θερμοκρασίες. Η εκτόνωση του αερίου πραγματοποιείται υπό υψηλή θερμοκρασία και η συμπίεση πραγματοποιείται υπό χαμηλή θερμοκρασία. Η θερμοκρασία στο τμήμα της μηχανής στο οποίο πραγματοποιείται η εκτόνωση διατηρείται υψηλή μέσω της πρόσληψης θερμότητας από εξωτερική πηγή, ενώ η θερμοκρασία στο χώρο στον οποίον πραγματοποιείται η συμπίεση διατηρείται χαμηλή μέσω της απόρριψης θερμότητας στο περιβάλλον. Λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των χώρων της μηχανής, παράγεται μηχανικό έργο κατά τη διάρκεια του κύκλου. Καθώς το εργαζόμενο μέσο παραμένει διαρκώς εντός του συστήματος, ο κύκλος είναι κλειστός. Επιπλέον, στις μηχανές Stirling χρησιμοποιείται ένας εσωτερικός εναλλάκτης ο οποίος αποθηκεύει θερμότητα. Ο εναλλάκτης αυτός καλείται αναγεννητής και διαχωρίζει τις μηχανές Stirling από άλλα συστήματα κλειστού κύκλου.

Οι μηχανές Stirling εφευρέθηκαν το 1816 από τον Robert Stirling ως μία ανταγωνιστική λύση στην ατμοπαραγωγό μηχανή. Το κύριο πρόβλημα των ατμοπαραγωγών εκείνης της εποχής ήταν οι συχνές εκρήξεις των καυστήρων. Η πρώτη μηχανή Stirling απεικονίζεται στο Σχήμα 1.1, όπου διακρίνεται και ο κινηματικός μηχανισμός της μηχανής. Η μηχανή προσλάμβανε θερμότητα μέσω της καύσης ορυκτού καυσίμου και ψυχόταν με αέρα. Η διαφορά της συγκεκριμένης μηχανής από άλλες παρόμοιες μηχανές της εποχής (για παράδειγμα την μηχανή των Parkinson & Crosley) ήταν η χρήση του αναγεννητή, ο οποίος αρχικά χαρακτηρίστηκε ως «οικονομητήρας» από τον Stirling. Η μηχανή λειτουργούσε με αέρα ως εργαζόμενο μέσο. Μετά από αρκετές βελτιώσεις και αναβαθμίσεις και τη συμπίεση του αέρα λειτουργίας, η απόδοση της μηχανής έφθασε κατά τη δεκαετία του 1840 το βαθμό απόδοσης των ατμοπαραγωγών (10%).



Σχήμα 1.1: Η πρώτη μηχανή Stirling [1]

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Τα διαθέσιμα υλικά της εποχής περιόριζαν τη δυνατότητα για ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών στο θερμό άκρο της μηχανής, η οποία ήταν απαραίτητη για την επίτευξη ανταγωνιστικών τιμών ισχύος και απόδοσης. Καθώς οι ατμοπαραγωγοί γίνονται όλο και πιο ασφαλείς και οι κινητήρες εσωτερικής καύσης μπορούσαν να επιτύχουν υψηλότερη απόδοση, οι μηχανές Stirling περιορίστηκαν σε συνθήκες λειτουργίας υπό χαμηλές θερμοκρασίες και για οικιακές εφαρμογές μικρής ισχύος, όπως η άντληση νερού. Το γεγονός αυτό περιόρισε την εξέλιξή τους για περίπου έναν αιώνα.

Το ενδιαφέρον σχετικά με τη λειτουργία των μηχανών Stirling αναπτύχθηκε ξανά τη δεκαετία του 1930, χάρη στην έρευνα της Phillips σχετικά με την ανάπτυξη μίας φορητής γεννήτριας μικρής ισχύος για χρήση σε συσκευές ραδιοφώνου σε περιοχές όπου ο ηλεκτρισμός και οι μπαταρίες δεν ήταν εύκολα διαθέσιμες. Στο πλαίσιο αυτό, ερευνήθηκε η χρήση των μηχανών Stirling λόγω της αθόρυβης λειτουργίας τους και της δυνατότητας που έχουν να λαμβάνουν θερμότητα από διαφορετικές πηγές. Λόγω της ανάπτυξης των υλικών που είχε επιτευχθεί κατά τις προηγούμενες δεκαετίες, υπήρχαν πολλά περιθώρια βελτίωσης της απόδοσής τους. Αν και κατασκευάστηκαν κάποιες γεννήτριες βασισμένες σε μηχανές Stirling, το κόστος τους και η ταυτόχρονη ανάπτυξη των φθηνότερων ραδιοφώνων με τρανζίστορ, εξαφάνισαν την ανάγκη ανάπτυξης των μηχανών Stirling για τη συγκεκριμένη εφαρμογή. Παρόλα αυτά, η Phillips συνέχισε την έρευνα επεκτεινόμενη στην ανάπτυξη του κρουογονικού ψύκτη Stirling, ο οποίος γνώρισε εμπορική επιτυχία. Αν και αντίστοιχη εμπορική επιτυχία δεν υπήρξε για τις εργοπαραγωγούς μηχανές, υπήρξε συνεχής παραγωγή έρευνας και ευρεσιτεχνιών κατά τις επόμενες δεκαετίες.

Κατά τις τρεις τελευταίες δεκαετίες, οι εργοπαραγωγοί μηχανές Stirling έχουν χρησιμοποιηθεί σε πληθώρα εφαρμογών, είτε σε πειραματικό είτε σε εμπορικό και βιομηχανικό επίπεδο. Αναφέρεται ως παράδειγμα η χρήση κινητήρων Stirling σε υποβρύχια από το Σουηδικό ναυτικό για την κίνηση του υποβρυχίου όσο αυτό είναι κάτω από την επιφάνεια της θάλασσας, εκμεταλλευόμενο την αθόρυβη λειτουργία των μηχανών. Καταλυτικός παράγοντας για την αύξηση του ενδιαφέροντος γύρω από τις μηχανές Stirling είναι η δυνατότητά τους να λειτουργήσουν προσλαμβάνοντας θερμότητα από περιβαλλοντικά φιλικές πηγές όπως είναι η ηλιακή ακτινοβολία, η βιομάζα ή η θερμότητα που απορρίπτεται από άλλες διεργασίες. Οι μηχανές Stirling χρησιμοποιούνται ως συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας, ειδικά σε οικιακές εφαρμογές. Παράλληλα, αυξανόμενη είναι η έρευνα για την ανάπτυξη μηχανών Stirling που λαμβάνουν θερμότητα μέσω ηλιακής ακτινοβολίας για την παραγωγή ηλεκτρισμού, καθώς και για μηχανές Stirling που λειτουργούν με πυρηνικό καύσιμο για χρήση σε διαστημικές εφαρμογές. Ως προς τις ψυκτικές μηχανές Stirling, προνομιακό πεδίο αποτελεί η χρήση τους σε εφαρμογές που απαιτούν την επίτευξη κρουογονικών θερμοκρασιών, ακόμα και έως 10 Κ. [1, 2, 3, 4, 5, 6]

1.1: Τεχνολογική περιγραφή μηχανών Stirling

Οι εργοπαραγωγοί μηχανές Stirling λαμβάνουν θερμότητα από το θερμό άκρο τους και απορρίπτουν θερμότητα από το ψυχρό άκρο. Καθώς η εκτόνωση πραγματοποιείται σε μεγαλύτερη θερμοκρασία σε σχέση με τη συμπίεση, το παραγόμενο κατά την εκτόνωση έργο είναι μεγαλύτερο από το έργο που καταναλώνεται κατά τη συμπίεση. Το παραγόμενο μηχανικό έργο προσδίδεται στο εξωτερικό περιβάλλον μέσω του κινηματικού μηχανισμού. Στις ψυκτικές μηχανές Stirling, ο χώρος από τον οποίον προσλαμβάνεται θερμότητα από την μηχανή είναι πιο ψυχρός από το χώρο στον οποίον γίνεται

απόρριψη θερμότητας. Συνεπώς, η λειτουργία της μηχανής απαιτεί την πρόσδοση έργου από μία εξωτερική πηγή.

Θεωρητικά, οι διεργασίες που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία μίας μηχανής Stirling μπορούν να είναι αντιστρεπτές και η απόδοση της μηχανής να πλησιάζει την ιδανική απόδοση του κύκλου Carnot. Στην πράξη, ο βαθμός απόδοσης της μηχανής είναι σημαντικά χαμηλότερος λόγω της ύπαρξης μη αντιστρεπτών διεργασιών, της πτώσης της πίεσης του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής και των θερμικών απωλειών σε διάφορα σημεία της μηχανής

1.1.1: Τμήματα της εργοπαραγωγού μηχανής Stirling

Στις εργοπαραγωγούς μηχανές Stirling, η θερμότητα προσλαμβάνεται από μία εξωτερική πηγή και αποβάλλεται σε μία εξωτερική καταβόθρα θερμότητας μέσω εναλλακτών θερμότητας. Η πηγή θερμότητας μπορεί να είναι η καύση ενός ευρέως χρησιμοποιούμενου ορυκτού καυσίμου, όπως το φυσικό αέριο ή το diesel, η απορριπτόμενη θερμότητα από άλλες εργασίες, το πυρηνικό καύσιμο αλλά και ανανεώσιμες πηγές ενέργειας όπως η βιομάζα, η ηλιακή ακτινοβολία και η γεωθερμία. Για την επίτευξη βαθμού απόδοσης και ισχύος συγκρίσιμων με άλλους τύπους μηχανών, η πηγή θερμότητας πρέπει να βρίσκεται υπό υψηλή θερμοκρασία. Για παράδειγμα, στην πρότυπη μηχανή που προσομοιώνεται στην παρούσα εργασία, η πηγή θερμότητας βρίσκεται σε θερμοκρασία ίση με 700 °C. Η καταβόθρα θερμότητας είναι το μέσο στο οποίο απορρίπτεται θερμότητα και βρίσκεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος. Οι μηχανές Stirling αποβάλλουν θερμότητα στον αέρα ή το νερό. Το νερό προτιμάται ως μέσο απόρριψης θερμότητας, καθώς βρίσκεται υπό χαμηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με τον αέρα και η απόδοση της μηχανής αυξάνεται με τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της πηγής και της καταβόθρας θερμότητας. Επιπλέον, σε εφαρμογές συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας, το νερό που θερμαίνεται μέσω της απορριπτόμενης θερμότητας της μηχανής μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε άλλες εφαρμογές.

Οι μηχανές Stirling αποτελούνται από πέντε (5) χώρους. Το ψυχρό τμήμα της μηχανής αποτελείται από το **χώρο συμπίεσης** και το **ψύκτη**. Το θερμό τμήμα αποτελείται από το **χώρο εκτόνωσης** και το **θερμαντήρα**. Το ψυχρό και το θερμό τμήμα της μηχανής συνδέονται μέσω του αναγεννητή. [1, 2] Τα τμήματα της μηχανής περιγράφονται με τη χρήση μίας απλοποιημένης μηχανής Stirling (Σχήμα 1.2), η οποία χαρακτηρίζεται ως «*Pseudo-Stirling Engine*» [7]. Οι χώροι συμπίεσης και εκτόνωσης βρίσκονται στα άκρα της μηχανής. Ενδιάμεσά τους βρίσκονται ο ψύκτης, ο αναγεννητής και ο θερμαντήρας. Η μεταβολή των όγκων επιτυγχάνεται μέσω της περιοδικής κίνησης των δύο εμβόλων ισχύος στα άκρα της μηχανής. Όπως θα παρουσιασθεί στη συνέχεια, η συγκεκριμένη μηχανή είναι μηχανή α-τύπου. Στις μηχανές β-τύπου και γ-τύπου, η μεταβολή των όγκων επιτυγχάνεται μέσω της κίνησης ενός εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή, ο οποίος με την κίνησή του ωθεί το εργαζόμενο μέσο μεταξύ του ψυχρού και του θερμού τμήματος της μηχανής χωρίς να παράγει ή να καταναλώνει μηχανικό έργο.

Ο **Χώρος Συμπίεσης** (Compression space – C) είναι χώρος μεταβλητού όγκου. Στο χώρο αυτό πραγματοποιείται η συμπίεση του αερίου υπό χαμηλή θερμοκρασία. Η συμπίεση απαιτεί την κατανάλωση έργου, η οποία προσφέρεται από το εξωτερικό σύστημα μέσω του εμβόλου ισχύος.

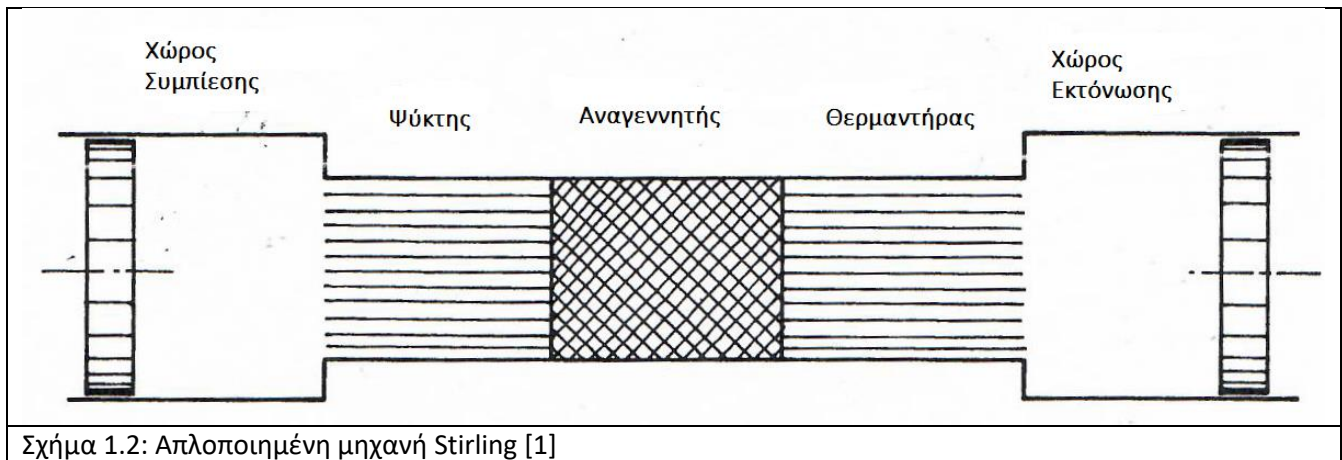
Ο **Χώρος Εκτόνωσης** (Expansion space – E) είναι χώρος μεταβλητού όγκου. Στο χώρο αυτό πραγματοποιείται η εκτόνωση του αερίου υπό υψηλή θερμοκρασία. Με την εκτόνωση παράγεται έργο,

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

ένα τμήμα του οποίου προσφέρεται για τη συμπίεση του αερίου και το υπόλοιπο προσδίδεται στο εξωτερικό σύστημα ως παραγόμενο έργο από την μηχανή.

Ο **Ψύκτης** (Cooler – Κ) είναι ο εναλλάκτης θερμότητας ο οποίος διατηρεί χαμηλή τη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο συμπίεσης, μέσω της απόρριψης θερμότητας προς το περιβάλλον.

Ο **Θερμαντήρας** (Heater-H) είναι ο εναλλάκτης θερμότητας ο οποίος διατηρεί υψηλή τη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο εκτόνωσης, μέσω της πρόσληψης θερμότητας από εξωτερική πηγή.



Σχήμα 1.2: Απλοποιημένη μηχανή Stirling [1]

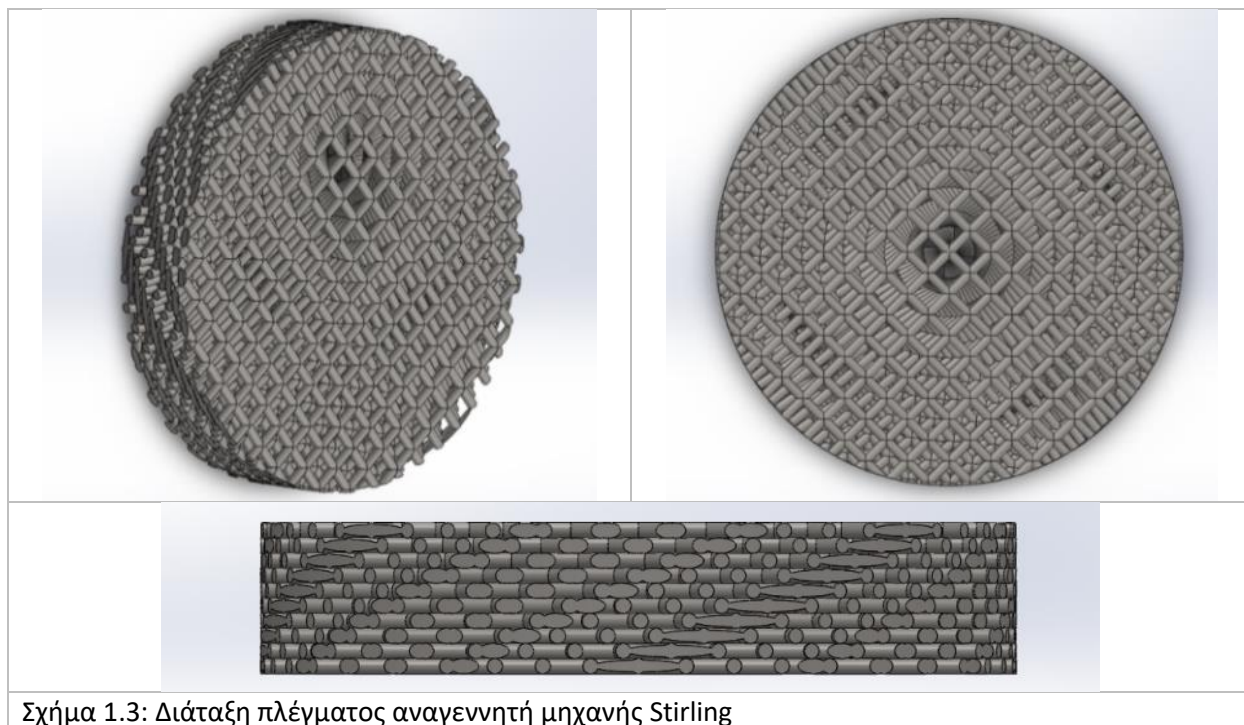
Στις παλινδρομικές μηχανές, οι νεκροί όγκοι πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότεροι. Συνεπώς, οι εναλλάκτες θερμότητας πρέπει να συνδυάζουν μεγάλη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας και μικρό όγκο. Ο συνδυασμός αυτός επιτυγχάνεται με σχεδιασμό των εναλλακτών ώστε να αποτελούνται από πολλούς σωλήνες μικρής διαμέτρου, ή και με τη χρήση πτερυγίων. Κάποιες μηχανές μικρής παραγόμενης ισχύος μπορεί να μη διαθέτουν θερμαντήρα και ψύκτη και τα τοιχώματα των χώρων εκτόνωσης και συμπίεσης να λειτουργούν ως εναλλάκτες θερμότητας. Όσο αυξάνεται η παραγόμενη ισχύς της μηχανής, τόσο αυξάνεται το απαιτούμενο εμβαδόν της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας των εναλλακτών. Επιπλέον, καθώς η μεγάλη παραγόμενη ισχύς επιτυγχάνεται με υψηλή θερμοκρασία στο θερμό τμήμα της μηχανής και υψηλή πίεση λειτουργίας, το υλικό των σωλήνων του θερμαντήρα πρέπει να αποτελείται από κράματα μεγάλης αντοχής σε μεγάλες τάσεις και υψηλές θερμοκρασίες, τα οποία δε διαβρώνονται και δεν κινδυνεύουν από ερπυσμό.

Ο **Αναγεννητής** (Regenerator – R) είναι ένας εσωτερικός εναλλάκτης θερμότητας που βρίσκεται μεταξύ του ψύκτη και του θερμαντήρα. Περιέχει ένα πλέγμα από πολλές στρώσεις μεταλλικού νήματος πολύ μικρής διαμέτρου. Για παράδειγμα, στην μελετώμενη μηχανή η διάμετρος του νήματος του πλέγματος του αναγεννητή είναι ίση με 50 μm. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται μεγάλη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας και μικρός όγκος του αναγεννητή. Το εργαζόμενο μέσο διαπερνά κάθετα το πλέγμα του αναγεννητή διαμέσω των κενών που σχηματίζονται από το πυκνό μεταλλικό πλέγμα. Ο λόγος του όγκου στον οποίον κινείται το αέριο προς το συνολικό όγκο του αναγεννητή ορίζεται ως «*πορώδες*».

Ο αναγεννητής λειτουργεί ως αποθήκη θερμότητας και διαχωρίζει θερμικά το θερμό από το ψυχρό τμήμα της μηχανής. Έχει μεγάλη επίδραση στη λειτουργία της μηχανής. Όταν το αέριο μετακινείται από το θερμαντήρα προς το ψύκτη, αποβάλλει θερμότητα προς το μεταλλικό πλέγμα και εξέρχεται από τον αναγεννητή με χαμηλή θερμοκρασία. Το φαινόμενο αυτό διαρκεί για τον μισό κύκλο λειτουργίας της

μηχανής. Όταν το αέριο κατευθύνεται από το ψύκτη προς το θερμαντήρα, η θερμότητα που έχει αποθηκευθεί στο μεταλλικό πλέγμα προσδίδεται στο αέριο με αποτέλεσμα την είσοδό του στο θερμαντήρα υπό υψηλή θερμοκρασία. Εάν δεν υπήρχε ο αναγεννητής, το αέριο θα εισερχόταν στο θερμαντήρα υπό ενδιάμεση θερμοκρασία και θα απαιτούνταν επιπλέον θερμότητα για την αύξηση της θερμοκρασίας του στα επιθυμητά επίπεδα. Με τη χρήση του αναγεννητή, μειώνεται η ανάγκη για πρόσδοση θερμότητας στην μηχανή, αυξάνοντας σημαντικά το βαθμό απόδοσής της. Αντίστοιχα, μειώνεται η απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον.

Καθώς το αέριο διέρχεται μέσω του πλέγματος του αναγεννητή, αναπτύσσεται τριβή μεταξύ των μορίων του αερίου και του μεταλλικού νήματος με αποτέλεσμα την πτώση της πίεσης του αερίου. Συνήθως, ο αναγεννητής παρουσιάζει την μεγαλύτερη πτώση πίεσης ανάμεσα στα στοιχεία της μηχανής. Μεγάλη πτώση πίεσης μειώνει σημαντικά το παραγόμενο έργο και το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Ο ιδανικός αναγεννητής πρέπει να συνδυάζει όσο το δυνατόν μικρότερη πτώση πίεσης λόγω τριβής και μεγαλύτερη ικανότητα μεταφοράς θερμότητας. [1, 8, 9] Το πλέγμα του αναγεννητή πρέπει να διαθέτει μεγάλη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας, μεγάλη θερμοχωρητικότητα, χαμηλή αγωγιμότητα και χαμηλό συντελεστή τριβής με το εργαζόμενο μέσο. Ένα τμήμα ενός αναγεννητή που έχει σχεδιασθεί στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής σε περιβάλλον Solidworks παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.3.



Σχήμα 1.3: Διάταξη πλέγματος αναγεννητή μηχανής Stirling

1.1.2: Πλεονεκτήματα – Μειονεκτήματα μηχανών Stirling

Για την αξιολόγηση των χαρακτηριστικών λειτουργίας τους και της δυνατότητάς τους να χρησιμοποιηθούν σε ένα εύρος εφαρμογών, οι εργοπαραγωγοί μηχανές Stirling συγκρίνονται με τις μηχανές εσωτερικής καύσης. Τα πλεονεκτημάτα που προσφέρει η χρήση των μηχανών Stirling είναι τα ακόλουθα:

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

- Ως μηχανές εξωτερικής καύσης, οι μηχανές Stirling μπορούν να χρησιμοποιήσουν διαφορετικές πηγές θερμότητας. Εκτός από υδρογονάνθρακες όπως πετρέλαιο, φυσικό αέριο, diesel, μεθάνολη και βουτάνιο, οι μηχανές Stirling μπορούν να λειτουργήσουν χρησιμοποιώντας ηλιακή ακτινοβολία, βιομάζα, πυρηνικό καύσιμο και γεωθερμία.
- Μία συγκεκριμένη μηχανή Stirling λειτουργεί με μία συγκεκριμένη πηγή θερμότητας. Η αλλαγή της πηγής θερμότητας απαιτεί αλλαγή του καυστήρα και, συνήθως, τροποποίηση του θερμοαντήρα της μηχανής. Εάν όμως εξετασθούν ως σύστημα παραγωγής ενέργειας στο σύνολό τους, η δυνατότητα των μηχανών Stirling για χρήση διαφορετικών τύπων καυσίμου κάνει τη λειτουργία τους πιο αυτόνομη και ανεξάρτητη.
- Η συνεχής καύση στις μηχανές εξωτερικής καύσης που λειτουργούν με χρήση ορυκτών καυσίμων μειώνει τη ρύπανση που προκαλείται στο περιβάλλον λόγω των εκπομπών.
- Η εκμετάλλευση της θερμότητας που απορρίπτεται μέσω του ψύκτη της μηχανής, καθώς και των τυχόν απωλειών θερμότητας από τον καυστήρα είναι ευκολότερη σε σχέση με την εκμετάλλευση των καυσαερίων σε μία μηχανή εσωτερικής καύσης. Οι μηχανές Stirling μπορούν να επιτύχουν μεγάλο βαθμό απόδοσης ως συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας.
- Η λειτουργία των μηχανών Stirling συνδυάζεται με χαμηλά επίπεδα θορύβου και δονήσεων.
- Οι μηχανές Stirling μπορούν να εκκινήσουν ευκολότερα και να λειτουργήσουν ικανοποιητικά σε χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος.
- Καθώς το καύσιμο δεν είναι σε επαφή με τα τμήματα της μηχανής, η συντήρηση μίας μηχανής Stirling είναι εύκολη συγκριτικά με μία μηχανή εσωτερικής καύσης. Τα διαστήματα που απαιτούνται μεταξύ δύο διαδοχικών συντηρήσεων είναι μεγάλα, παρέχοντας τη δυνατότητα συνεχούς λειτουργίας για περισσότερες ώρες.
- Η λειτουργία των μηχανών Stirling παρουσιάζει ευελιξία, καθώς μπορούν να λειτουργήσουν ως συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας το χειμώνα και ως αντλίες θερμότητας το καλοκαίρι. Οι ψυκτικές μηχανές Stirling μπορούν να εναλλάσσουν τη χρήση τους ανάλογα τη χρονική περίοδο του έτους, λειτουργώντας ως αντλία θερμότητας το χειμώνα και ως κλιματιστική μηχανή το καλοκαίρι.

Λόγω των αρχών λειτουργίας τους, οι μηχανές Stirling παρουσιάζουν σημαντικά μειονεκτήματα, τα οποία έχουν περιορίσει το εύρος των εφαρμογών στις οποίες χρησιμοποιούνται έως τώρα.

- Το κόστος των μηχανών Stirling είναι σημαντικά υψηλότερο σε σχέση με κινητήρες άλλου τύπου και αντίστοιχης παραγόμενης ισχύος. Το υψηλό κόστος προκύπτει από την ανάγκη για χρήση υλικών ανθεκτικών σε υψηλές θερμοκρασίες και πιέσεις λειτουργίας. Η επίτευξη υψηλής πίεσης και υψηλών θερμοκρασιών στο θερμό άκρο της μηχανής απαιτείται ώστε η απόδοση των μηχανών Stirling να είναι συγκρίσιμη με τις μηχανές εσωτερικής καύσης. Λόγω της υψηλής πίεσης, απαιτούνται υλικά μεγάλης αντοχής και μεγάλο πάχος των τοιχωμάτων των εναλλακτών. Επιπλέον, για κάθε υλικό υπάρχει ένα θερμοκρασιακό όριο πάνω από το οποίο εμφανίζεται το φαινόμενο του ερπυσμού, οδηγώντας στην μεταβολή των ιδιοτήτων του και την ευκολότερη παραμόρφωσή του.

- Οι μηχανές Stirling έχουν μεγαλύτερο μέγεθος και μάζα σε σχέση με μηχανές εσωτερικής καύσης αντίστοιχης ισχύος. Ένας κύριος λόγος του μεγαλύτερου μεγέθους των Stirling είναι η χρήση των εναλλακτών για την πρόσδοση και την απαγωγή θερμότητας.
- Οι μηχανές Stirling εκκινούν αργά και έχουν αργή απόκριση σε μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής.
- Οι μηχανές Stirling παρουσιάζουν προβλήματα στεγανότητας, καθώς το εργαζόμενο μέσο μπορεί να διαφύγει από τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Η χρήση υδρογόνου ως εργαζόμενο μέσο αποφεύγεται συχνά για λόγους ασφαλείας, παρά το γεγονός πως οι ιδιότητές του το καθιστούν ως το πιο αποδοτικό μεταξύ των πιθανών εργαζόμενων μέσων της μηχανής.
- Η συντήρηση των μηχανών Stirling απαιτεί την ύπαρξη εξειδικευμένου προσωπικού, το οποίο συχνά είναι σε έλλειψη.

Συμπερασματικά, το μεγάλο μέγεθος και κόστος των μηχανών Stirling τις κάνει μη ανταγωνιστικές ως προς τις μηχανές εσωτερικής καύσης σε πολλά πεδία εφαρμογών, ειδικά όταν τα συμβατικά καύσιμα είναι εύκολα διαθέσιμα. Οι μηχανές Stirling δεν μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές όπου απαιτείται αλλαγή της ταχύτητας περιστροφής, όπως για παράδειγμα στην αυτοκίνηση. Αποτελούν αντίθετα μία πιθανή επιλογή όταν προτιμάται η χρήση εναλλακτικών πηγών ενέργειας και είναι σημαντικός παράγοντας η παραγωγή μειωμένων ρύπων προς την ατμόσφαιρα. Επιπλέον, οι εργοπαραγωγοί μηχανές Stirling μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές όπου τα πλεονεκτήματα που προσφέρουν όπως η εύκολη εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας, η ήσυχη λειτουργία και η μεγάλη διάρκεια ζωής είναι ιδιαίτερως επιθυμητά.

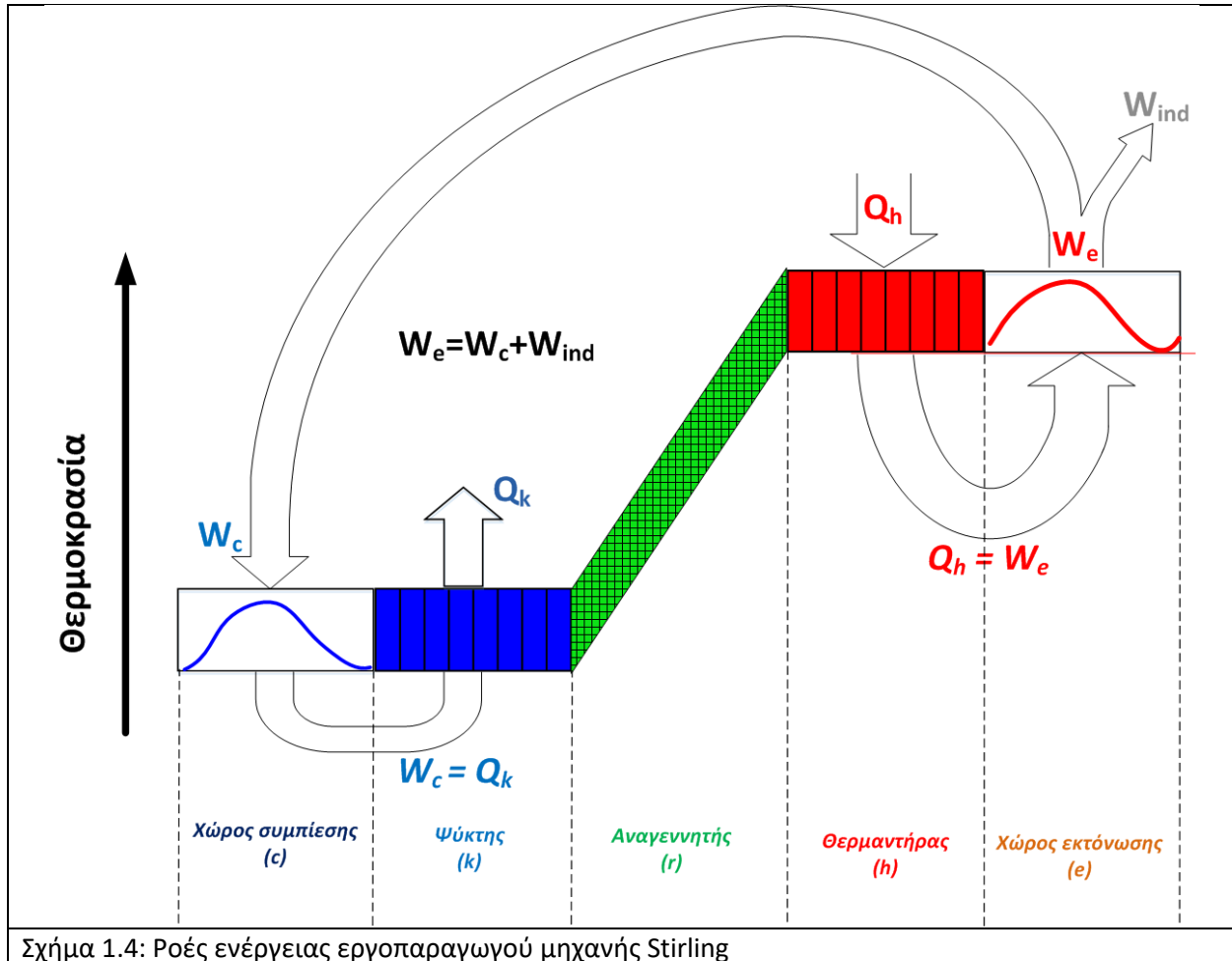
1.1.3: Θερμοδυναμικοί κύκλοι

Σε πολλές εργασίες και άλλα τμήματα της παγκόσμιας βιβλιογραφίας γίνεται αναφορά στον ιδανικό κύκλο Stirling. Στην πράξη, οι μηχανές Stirling αποτελούνται από δύο τμήματα τα οποία λειτουργούν υπό διαφορετικές θερμοκρασίες και συνδέονται με τον αναγεννητή. Ο ιδανικός αναγεννητής λειτουργεί ως ένα θερμικό εμπόδιο, επιτρέποντας τη διέλευση της μάζας του αερίου από το ψυχρό τμήμα στο θερμό τμήμα και αντίστροφα, διατηρώντας όμως τη θερμοκρασία στα άκρα του σταθερή. Το εργαζόμενο μέσο μεταφέρεται από το ένα τμήμα στο άλλο μέσω του αναγεννητή, λαμβάνοντας την κατάλληλη θερμοκρασία μέσω συναλλαγής θερμότητας με το μεταλλικό πλέγμα. Καθώς η μηχανή αποτελείται από δύο διαφορετικά τμήματα, δεν νοείται η μελέτη του κύκλου Stirling ως να αναφερόταν σε μία ενιαία μηχανή.

Στο Σχήμα 1.4 παρουσιάζονται οι ροές των ενεργειών σε μία εργοπαραγωγό μηχανή Stirling. Ο συμπίεστής και ο ψύκτης βρίσκονται στο χαμηλό θερμοκρασιακό επίπεδο, ο θερμαντήρας και ο εκτονωτής στο υψηλό και συνδέονται θερμοκρασιακά με τον αναγεννητή. Καθώς θεωρούνται ιδανικές συνθήκες, η θερμοκρασία στο ψύκτη, το θερμαντήρα και τον αναγεννητή παραμένει σταθερή. Αντίθετα, η θερμοκρασία στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης μεταβάλλεται με το χρόνο. Ένα τμήμα του έργου που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης (W_e) καταναλώνεται για τη συμπίεση του αερίου υπό χαμηλή θερμοκρασία (W_c) και το υπόλοιπο προσδίδεται στο εξωτερικό σύστημα της μηχανής. Η θερμότητα προσδίδεται από εξωτερική πηγή μέσω του θερμαντήρα (Q_h) και απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του ψύκτη (Q_k). Το έργο που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης είναι ίσο με την προσδιδόμενη θερμότητα

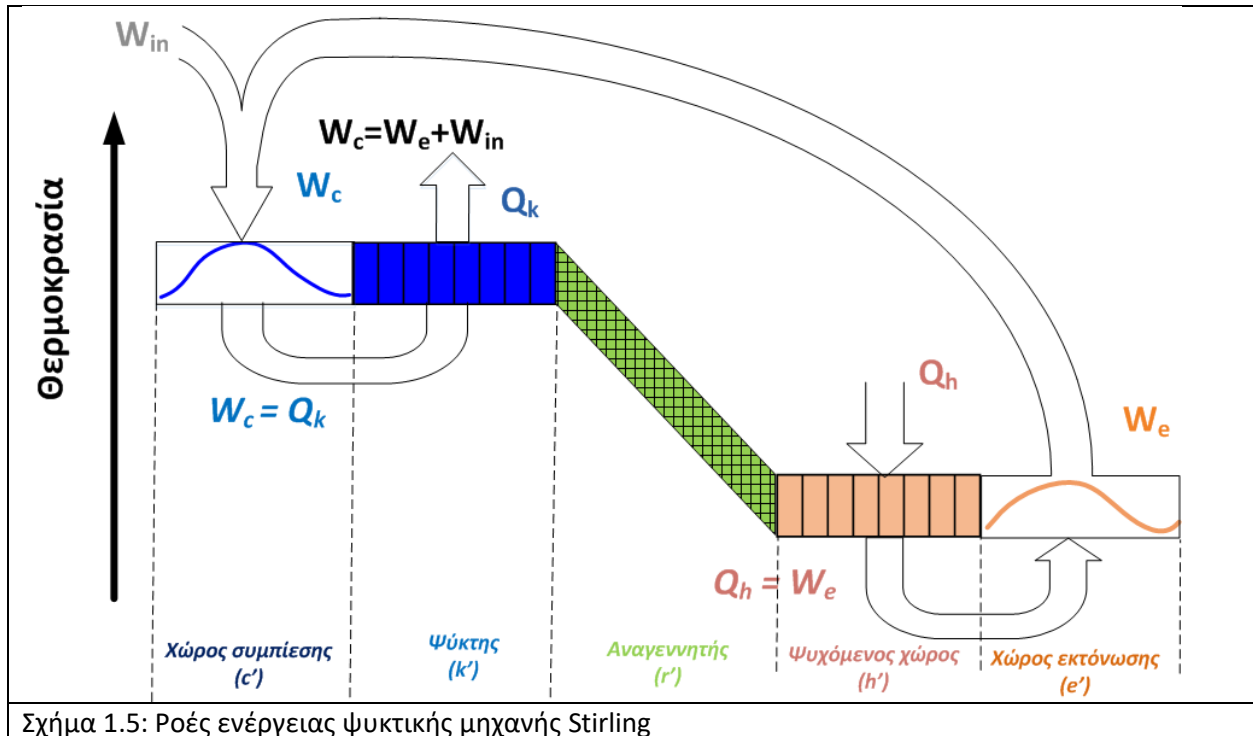
Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

($W_e=Q_h$). Αντίστοιχα, το έργο που καταναλίσκεται στο χώρο συμπίεσης είναι ίσο με την απορριπτόμενη θερμότητα ($W_c=Q_k$). Η συναλλαγή θερμότητας στον αναγεννητή πραγματοποιείται μεταξύ εσωτερικών στοιχείων της μηχανής (εργαζόμενο μέσο και μεταλλικό πλέγμα) και ως εκ τούτου δεν απεικονίζεται. Η συνολικά συναλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή στο τέλος του κύκλου είναι ίση με μηδέν (0). Όση θερμότητα έχει προσδοθεί από το μέταλλο στο αέριο κατά τη ροή του προς το θερμό τμήμα της μηχανής, έχει απορριφθεί από το αέριο πίσω στο μέταλλο κατά τη ροή του προς το ψυχρό τμήμα.

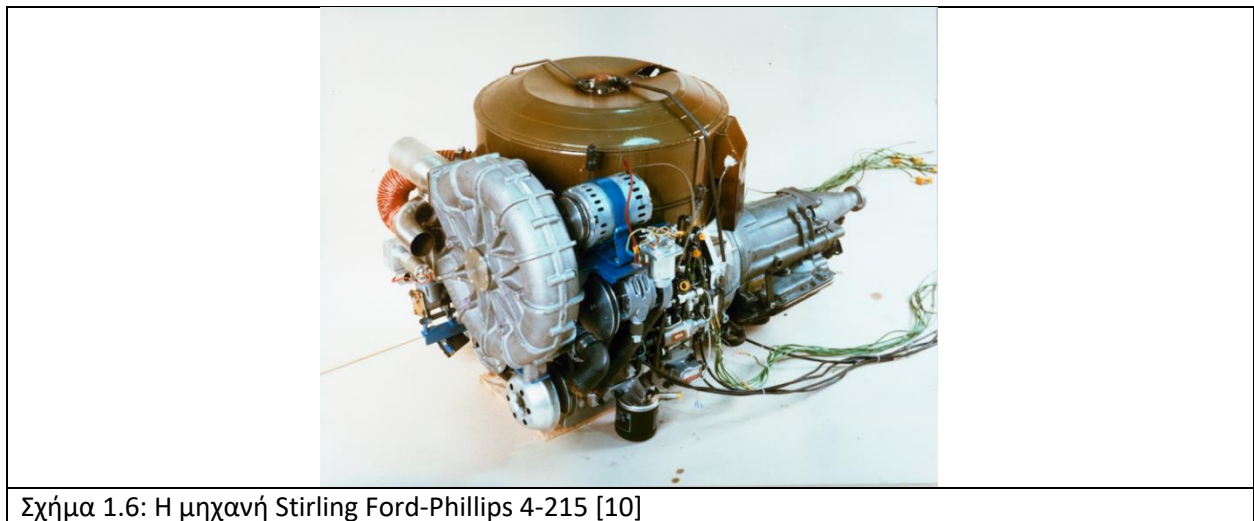


Σχήμα 1.4: Ροές ενέργειας εργοπαραγωγού μηχανής Stirling

Οι αντίστοιχες ροές θερμότητας για ψυκτική μηχανή Stirling παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.5. Ο χώρος στον οποίον προσδίδεται θερμότητα από εξωτερική πηγή είναι υπό χαμηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με το χώρο απόρριψης θερμότητας. Ο αντίστοιχος θερμαντήρας της ψυκτικής μηχανής καλείται ψυχόμενος χώρος. Το έργο που παράγεται από την εκτόνωση υπό χαμηλή θερμοκρασία (W_e) είναι μικρότερο από το έργο που πρέπει να καταναλωθεί κατά τη συμπίεση υπό υψηλή θερμοκρασία (W_c). Συνεπώς, η λειτουργία της μηχανής απαιτεί την πρόσδοση έργου από μία εξωτερική πηγή. Το απαιτούμενο έργο είναι ίσο με τη διαφορά του έργου συμπίεσης μείον το έργο εκτόνωσης. Η μηχανή λαμβάνει θερμότητα από εξωτερική πηγή μέσω του ψυχόμενου χώρου (Q_h) και απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον μέσω του ψύκτη (Q_k). Το έργο που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης είναι ίσο με την προσδιδόμενη θερμότητα ($W_e=Q_h$). Το έργο που καταναλίσκεται στο χώρο συμπίεσης είναι ίσο με την απορριπτόμενη θερμότητα ($W_c=Q_k$).



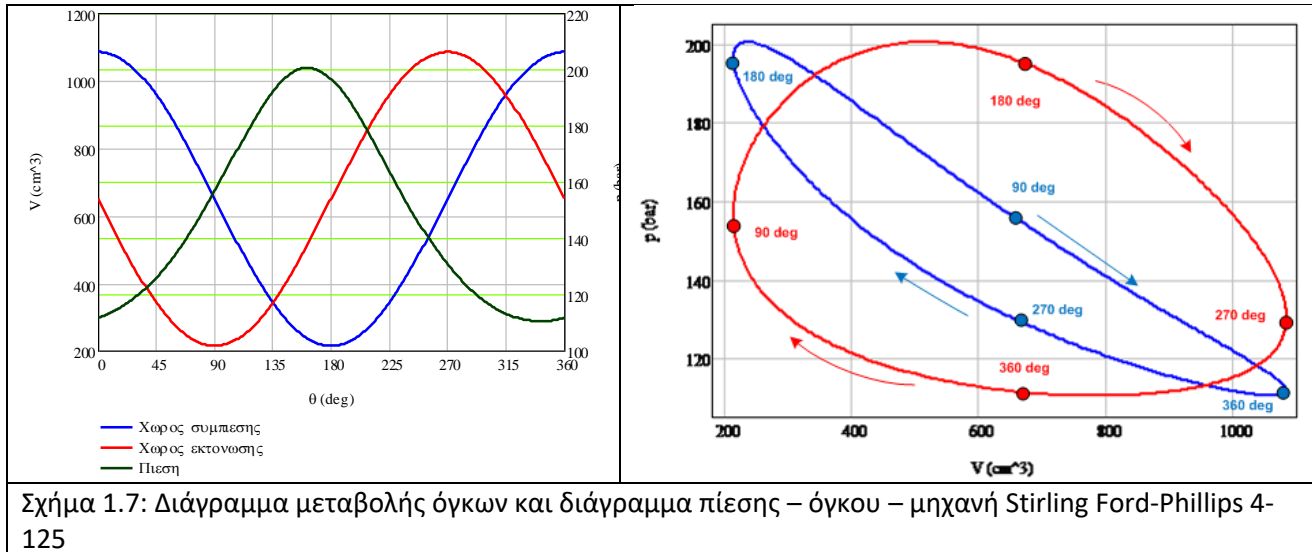
Ακολουθεί η επεξήγηση των διαγραμμάτων πίεσης – όγκου των μηχανών Stirling, με χρήση της εργοπαραγωγού μηχανής Stirling Ford-Phillips 4-215. Η συχνότητα λειτουργίας της μηχανής είναι ίση με 55 Hz. Το εργαζόμενο μέσο είναι το Υδρογόνο και η συνολική μάζα του είναι 16.1 gm. Οι θερμοκρασίες της πηγής και της καταβόθρας θερμότητας είναι 1023 και 337 K αντίστοιχα (750 και 64 °C). Η μέση πίεση της μηχανής είναι 149.1 bar. Η μηχανή Stirling Ford-Phillips 4-215 απεικονίζεται στο Σχήμα 1.6.



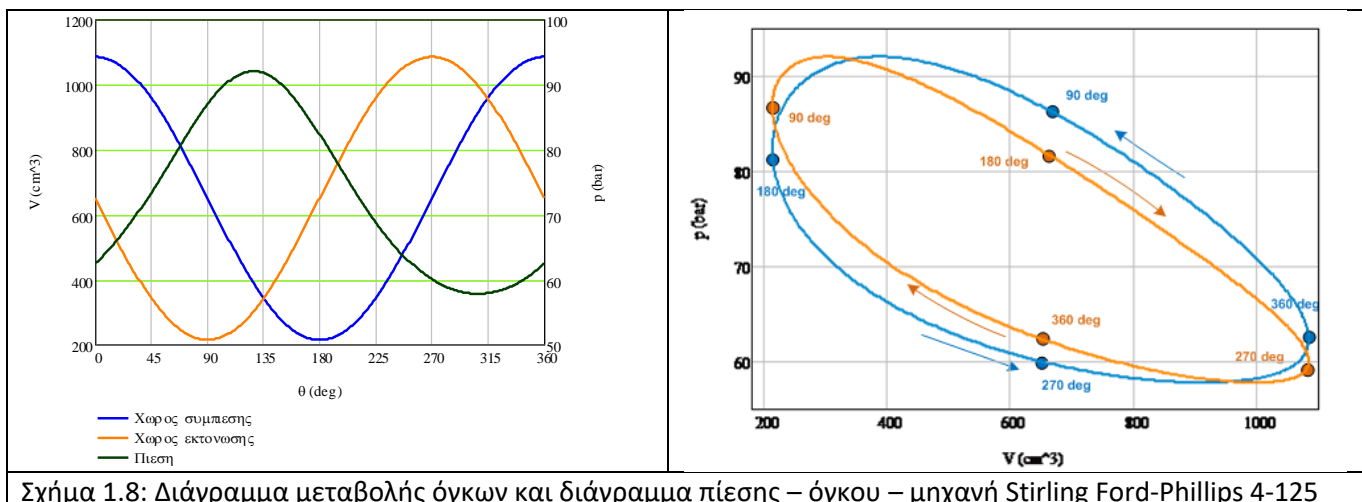
Η μελέτη έγινε με χρήση του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου. [5] Στο Σχήμα 1.6 παρουσιάζονται τα διαγράμματα για την εργοπαραγωγού μηχανή. Αριστερά, απεικονίζεται η μεταβολή των όγκων στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης με τη γωνία στροφάλου παράλληλα με την αντίστοιχη μεταβολή της πίεσης. Δεξιά, παρουσιάζεται το διάγραμμα πίεσης – όγκου. Σημειώνονται τα σημεία που αντιστοιχούν

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

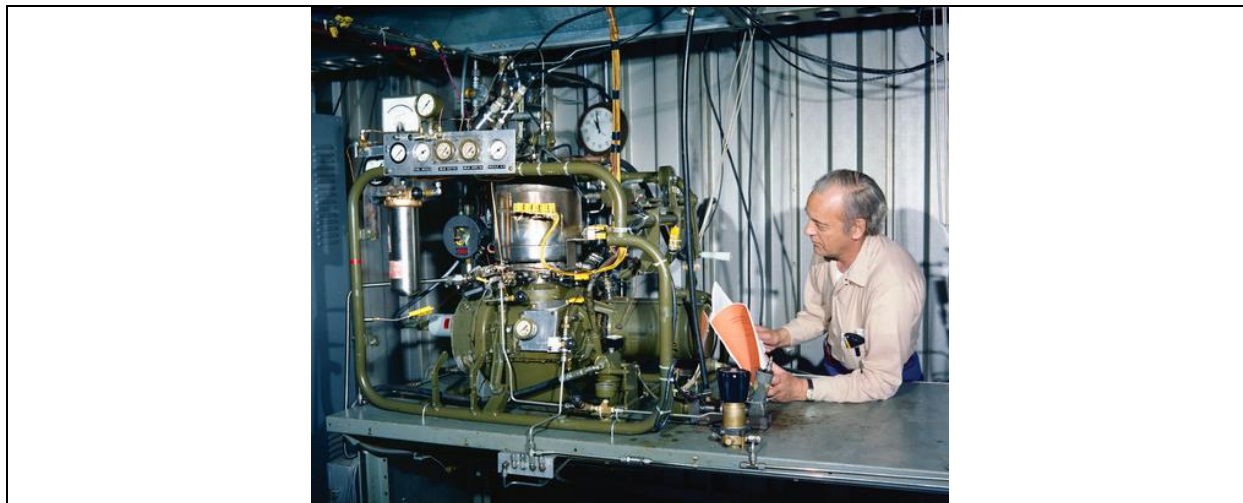
στις 90, 180, 270 και 360 μοίρες της γωνίας στροφάλου. Η σχετική καμπύλη για το χώρο εκτόνωσης είναι δεξιόστροφη, υποδεικνύοντας την παραγωγή έργου στο χώρο. Αντίθετα, η καμπύλη που αντιστοιχεί στο χώρο συμπίεσης είναι αριστερόστροφη, υποδεικνύοντας την κατανάλωση έργου. Το εμβαδόν των καμπυλών πίεσης όγκου αντιστοιχεί στην τιμή του έργου. Καθώς το εμβαδόν του διαγράμματος για το χώρο εκτόνωσης είναι μεγαλύτερο από το εμβαδόν του διαγράμματος για το χώρο συμπίεσης επιβεβαιώνεται γραφικά πως το συνολικά παραγόμενο έργο της μηχανής είναι θετικό.



Στη συνέχεια, τροποποιείται η λειτουργία της μηχανής ως ψυκτική. Η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας τίθεται ίση με 253 K (-20 °C). Υπό αυτές τις συνθήκες και με αμετάβλητη την ολική μάζα του εργαζόμενου μέσου, η μέση πίεση είναι ίση με 73.1 bar. Τα αντίστοιχα γραφήματα παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.8. Λόγω της μεταβολής των θερμοκρασιών, η χρονική μεταβολή της πίεσης έχει μετατοπισθεί κατά περίπου 30 μοίρες. Το εμβαδόν του διαγράμματος πίεσης – όγκου για το χώρο εκτόνωσης (δεξιά) είναι μικρότερο από το αντίστοιχο εμβαδόν για το χώρο συμπίεσης. Με την μετατροπή της μηχανής σε ψυκτική, το έργο που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης είναι μικρότερο από το καταναλισκόμενο έργο στο χώρο συμπίεσης και συνεπώς, η λειτουργία της μηχανής απαιτεί την πρόσδοση έργου από εξωτερική πηγή.



Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα μεταβολής της πίεσης, της θερμοκρασίας και της μάζας ως προς τον όγκο για το ψυχρό και το θερμό τμήμα της μηχανής GPU-3 της General Motors, η οποία είναι μηχανή Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό. Τα χαρακτηριστικά της περιγράφονται αναλυτικά στο τέλος του παρόντος Κεφαλαίου. Η μηχανή Stirling GM GPU-3 απεικονίζεται στο Σχήμα 1.9.

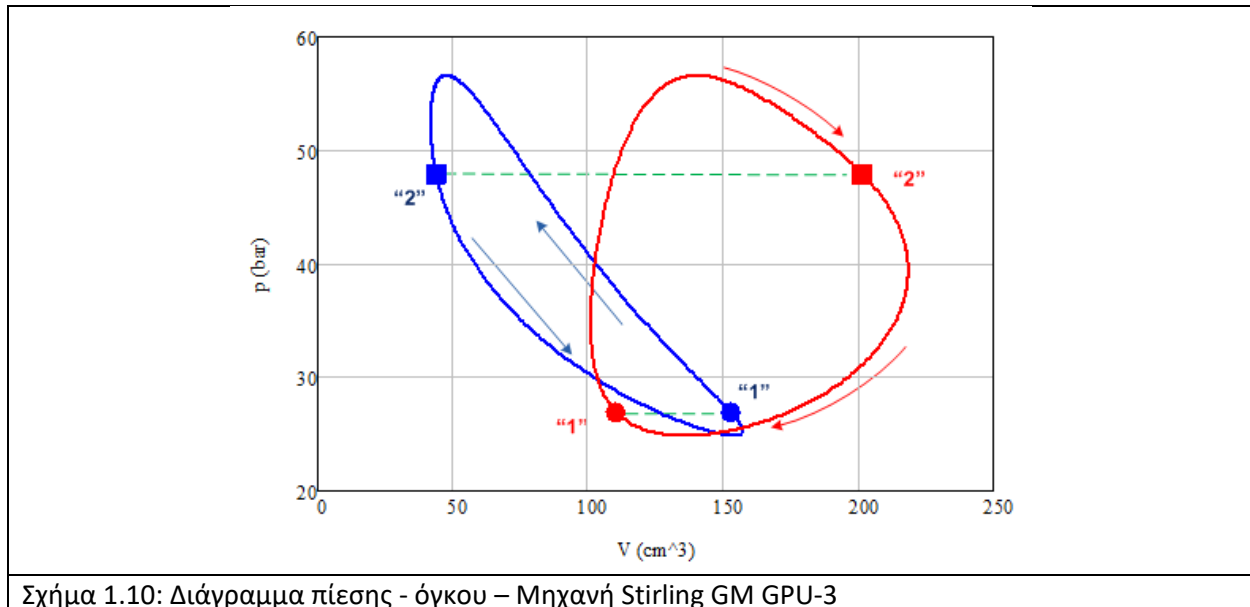


Σχήμα 1.9: Η μηχανή Stirling GM GPU-3 [10]

Με τους δείκτες «1» και «2» στα διαγράμματα που ακολουθούν συμβολίζονται τα χρονικά σημεία μεταβολής της κατεύθυνσης της ροής προς το θερμό τμήμα και το ψυχρό τμήμα, τα οποία αντιστοιχούν στις 16 και τις 207 της γωνίας στροφάλου. Τα σημεία αλλαγής κατεύθυνσης της ροής έχουν υπολογισθεί βάσει του αναγεννητή. Τα σημεία που αντιστοιχούν στο ψυχρό και το θερμό τμήμα της μηχανής την ίδια χρονική στιγμή, ενώνονται με την πράσινη διακεκομμένη γραμμή. Τα διαγράμματα προκύπτουν βάσει της μελέτης της μηχανής με χρήση του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου. [5]

Στο Σχήμα 1.10 παρουσιάζεται το διάγραμμα πίεσης – όγκου για την μηχανή. Η μελέτη πραγματοποιείται υποθέτοντας μηδενική πτώση πίεσης εντός της μηχανής, συνεπώς η πίεση στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης είναι κοινή για κάθε χρονικό σημείο. Στο σημείο όπου το αέριο ξεκινάει να κατευθύνεται προς το θερμό τμήμα («1»), ο όγκος του ψυχρού τμήματος έχει τιμή κοντά στην μέγιστη, ενώ ο όγκος του θερμού τμήματος της μηχανής βρίσκεται κοντά στην ελάχιστη τιμή του. Καθώς το αέριο κατευθύνεται προς το θερμό τμήμα της μηχανής (από το σημείο «1» προς το σημείο «2»), ο όγκος του ψυχρού τμήματος μειώνεται και αντίστοιχα αυξάνεται ο όγκος του θερμού τμήματος. Στο χρονικό σημείο όπου λαμβάνει χώρα η αντιστροφή της ροής προς το ψυχρό τμήμα («2»), ο όγκος του θερμού τμήματος είναι κοντά στην μέγιστη τιμή του και ο όγκος του ψυχρού τμήματος έχει τιμή κοντά στην ελάχιστη. Καθώς το αέριο μετακινείται προς το ψυχρό τμήμα της μηχανής (από το σημείο «2» προς το σημείο «1»), ο όγκος του θερμού τμήματος μειώνεται και ο όγκος του ψυχρού τμήματος αυξάνεται. Η πίεση του εργαζόμενου μέσου είναι μεγαλύτερη τη χρονική στιγμή όπου ο όγκος του θερμού τμήματος είναι μεγαλύτερος. Όπως θα αποδειχθεί στη συνέχεια, στη χρονικό σημείο «2» το μεγαλύτερο τμήμα του αερίου βρίσκεται στο θερμό τμήμα της μηχανής υπό υψηλή θερμοκρασία, αυξάνοντας της πίεση σε σχέση με το σημείο «1».

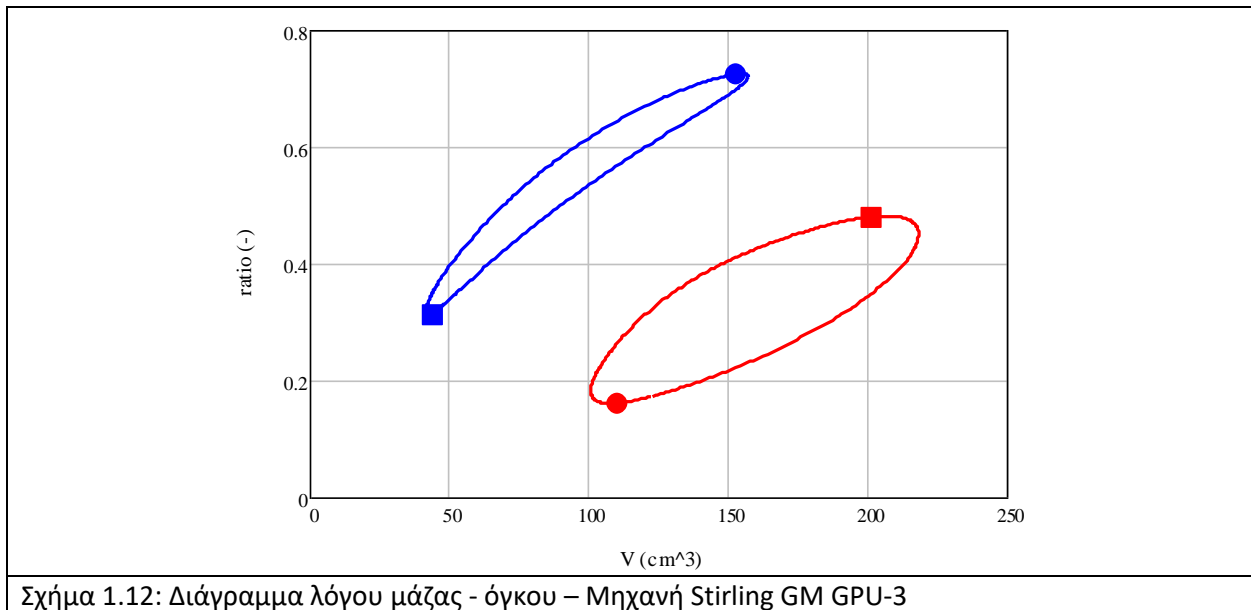
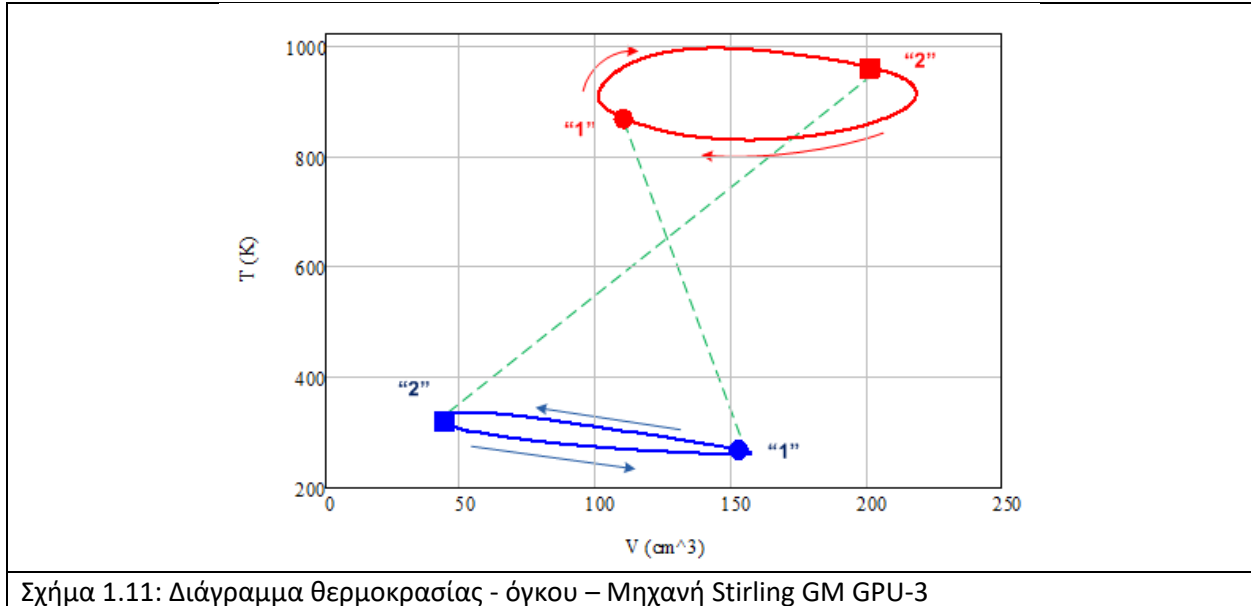
Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling



Σχήμα 1.10: Διάγραμμα πίεσης - όγκου – Μηχανή Stirling GM GPU-3

Στο Σχήμα 1.11 παρουσιάζεται το αντίστοιχο διάγραμμα μεταβολών θερμοκρασίας – όγκου. Από την μεγάλη διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών στα οποία λειτουργούν τα δύο τμήματα της μηχανής, μπορεί να κατανοηθεί η σημασία της λειτουργίας του αναγεννητή. Καθώς το αέριο μετακινείται από το ψυχρό τμήμα προς το θερμό (από το «Σημείο 1» προς το «Σημείο 2»), διέρχεται διαμέσω του θερμού πλέγματος του αναγεννητή, προσλαμβάνοντας θερμότητα και αυξάνοντας τη θερμοκρασία του. Αντίστοιχα, καθώς μετακινείται προς το ψυχρό τμήμα («Σημείο 2» προς «Σημείο 1»), το αέριο αποβάλλει θερμότητα στο πλέγμα του αναγεννητή και η θερμοκρασία του μειώνεται. Η μεγάλη θερμοκρασία του αερίου συμπίπτει χρονικά με την μεγάλη πίεση («Σημείο 2»).

Στο Σχήμα 1.12 παρουσιάζεται το διάγραμμα της μάζας του εργαζόμενου μέσου ως προς τον όγκο για το θερμό και το ψυχρό τμήμα της μηχανής. Οι μάζες εκφράζονται με χρήση του λόγου τους ως προς τη συνολική μάζα του εργαζόμενου μέσου της μηχανής. Καθώς η πίεση στην μηχανή είναι κοινή, οι χώροι που βρίσκονται υπό χαμηλότερη θερμοκρασία έχουν μεγαλύτερη πυκνότητα βάσει της καταστατικής εξίσωσης των αερίων. Συνεπώς, για αντίστοιχες τιμές των όγκων των δύο τμημάτων, το ψυχρότερο τμήμα θα έχει μεγαλύτερη μάζα. Τη χρονική στιγμή «2», όπου ο όγκος του θερμού μέσου έχει τιμή κοντά στην μέγιστη, η ποσότητα του αερίου που περιέχεται στο θερμό τμήμα, υπό υψηλή θερμοκρασία είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την ποσότητα του αερίου που βρίσκεται υπό χαμηλή θερμοκρασία. Με τον τρόπο αυτό εξηγείται και η υψηλή πίεση του αερίου τη συγκεκριμένη στιγμή (Σχήμα 1.10). Αντίθετα, τη χρονική στιγμή «1» άνω του 70% του εργαζόμενου μέσου βρίσκεται υπό χαμηλή θερμοκρασία, με αποτέλεσμα τη χαμηλή τιμή της πίεσης του αερίου.



1.1.4: Διαμόρφωση μηχανών Stirling

Υπάρχουν τρεις διαμορφώσεις μηχανών Stirling: Οι μηχανές α-τύπου, οι μηχανές β-τύπου και οι μηχανές γ-τύπου. Οι τρεις τύποι παρουσιάζονται συνοπτικά παρακάτω:

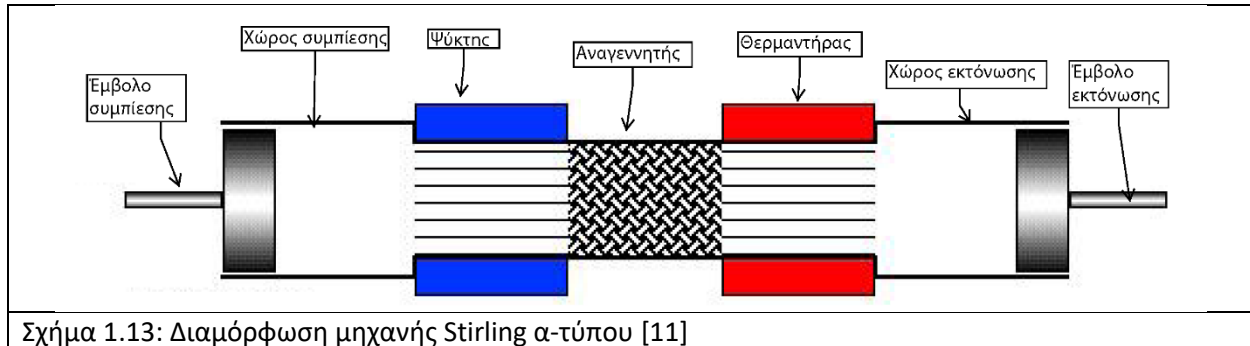
Μηχανές α-τύπου

Οι μηχανές Stirling α-τύπου (καλούνται επίσης «μηχανές Τύπου Α» ή «a-type Stirling engines») αποτελούνται από δύο έμβολα τα οποία είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους ώστε να παλινδρομούν με συγκεκριμένη διαφορά φάσης. Η διάταξή τους είναι παρόμοια με τη διάταξη της απλοποιημένης μηχανής Stirling που παρουσιάστηκε στην αρχή της εργασίας. Ο χώρος συμπίεσης και ο χώρος εκτόνωσης βρίσκονται σε δύο διαφορετικούς κυλίνδρους. Η συμπίεση και εκτόνωση πραγματοποιείται

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

με δύο ξεχωριστά έμβολα ισχύος. Το εργαζόμενο μέσο παλινδρομεί μέσα στους κυλίνδρους και διέρχεται από το ψύκτη, τον αναγεννητή και το θερμαντήρα. Όλες οι μηχανές Stirling α-τύπου διαθέτουν κινηματικό μηχανισμό. [4]

Οι μηχανές Stirling α-τύπου είναι οι απλούστερες κατασκευές ως προς τη διάταξή τους, ενώ επιτυγχάνουν υψηλό λόγο συμπίεσης. Βασικό μειονέκτημά τους είναι η δυσκολία που παρουσιάζουν στη στεγανοποίηση, καθώς το αέριο μπορεί να διαφύγει από δύο χώρους. Τα προβλήματα είναι εντονότερα για το έμβολο ισχύος του χώρου εκτόνωσης λόγω της υψηλής θερμοκρασίας του. Μία ενδεικτική διάταξη της μηχανής Stirling α-τύπου παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.13 [11]

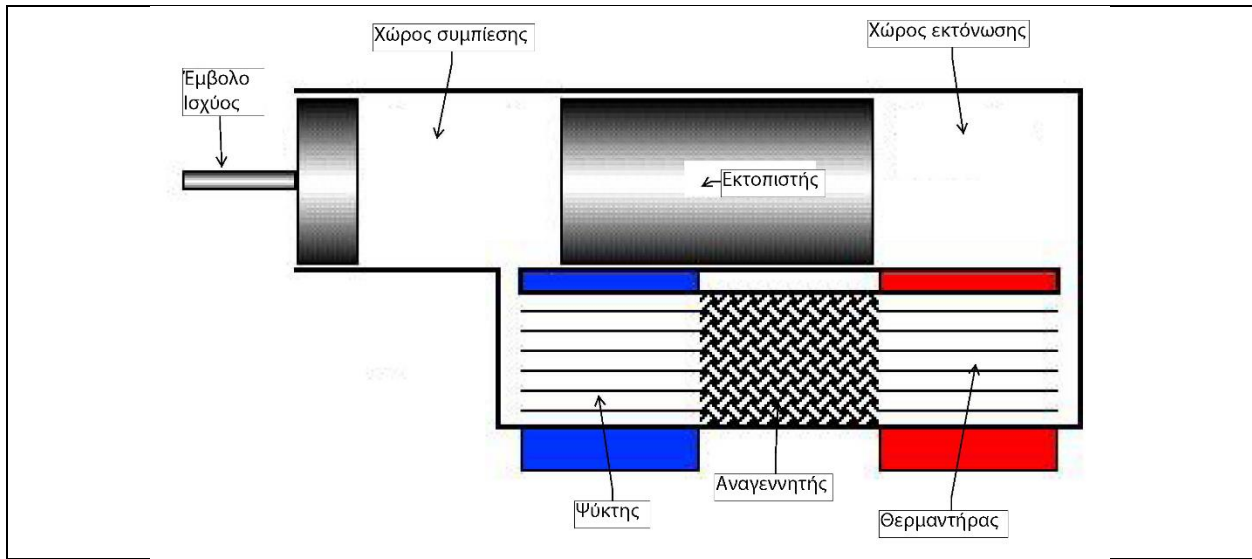


Σχήμα 1.13: Διαμόρφωση μηχανής Stirling α-τύπου [11]

Μηχανές β-τύπου

Στις μηχανές Stirling β-τύπου (εναλλακτικά καλούνται «μηχανές Τύπου Β» ή «b-type Stirling Engines»), ο χώρος συμπίεσης και ο χώρος εκτόνωσης βρίσκονται στον ίδιο κύλινδρο και διαχωρίζονται από τον εκτοπιστή. Η συμπίεση και η εκτόνωση πραγματοποιείται μέσω του εμβόλου ισχύος. Ο εκτοπιστής ωθεί το αέριο προς το χώρο συμπίεσης ή εκτόνωσης μέσω των εναλλακτών και του αναγεννητή, χωρίς να παράγει ή καταναλώνει κάποια ποσότητα ισχύος. Όταν το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στο χώρο εκτόνωσης, διαστέλλεται και ωθεί το έμβολο ισχύος προς τα κάτω, παράγοντας έργο. Όταν το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται στο χώρο συμπίεσης συστέλλεται και ωθεί το έμβολο προς τα πάνω, καταναλώνοντας έργο. [4, 12]

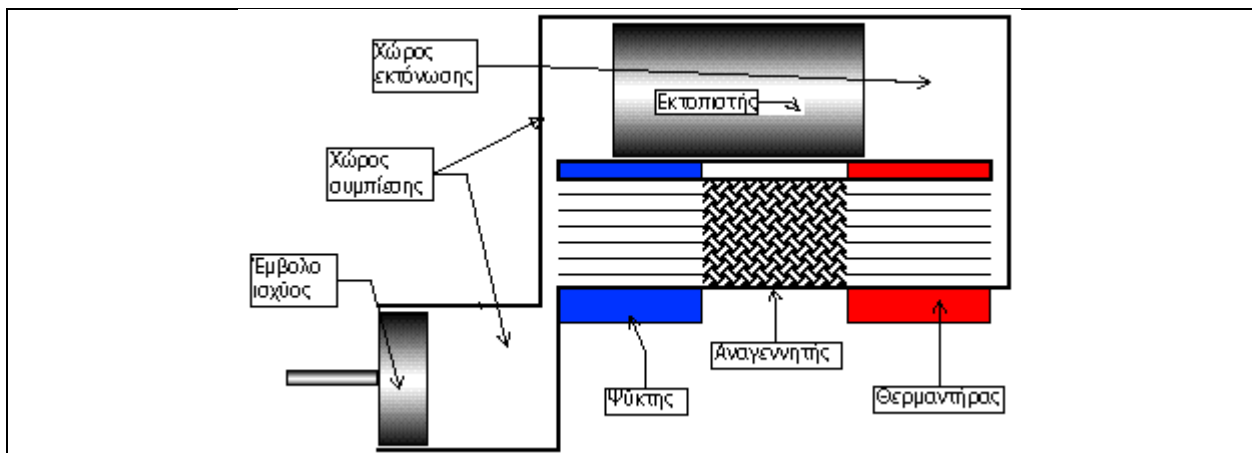
Οι μηχανές Stirling β-τύπου είναι ο πιο διαδεδομένος τύπος μηχανών Stirling. Έχουν το πλεονέκτημα της απλής σχεδίασης, καθώς έχουν ένα κύλινδρο και δύο κινούμενα μέρη (έμβολο, εκτοπιστής). Επιπλέον, δεν παρουσιάζουν σημαντικά προβλήματα στεγανότητας, καθώς το αέριο μπορεί να διαφύγει μόνο από την πλευρά του εμβόλου ισχύος, το οποίο βρίσκεται υπό χαμηλή θερμοκρασία. [4] Στο Σχήμα 1.14 παρουσιάζεται η διάταξη μίας μηχανής Stirling β-τύπου. [12]



Σχήμα 1.14: Διαμόρφωση μηχανής Stirling β-τύπου [12]

Μηχανές γ-τύπου

Οι μηχανές Stirling γ-τύπου (αλλιώς «Μηχανές Τύπου Γ», ή «c-type Stirling Engines») αποτελούν μία απλουστευμένη μορφή των μηχανών β-τύπου. Το έμβολο ισχύος και ο εκτοπιστής βρίσκονται σε διαφορετικό κύλινδρο και συνδέονται μέσω ενός κοινού σφονδύλου. Το εργαζόμενο αέριο μπορεί να κινείται ελεύθερα μεταξύ των δύο κυλίνδρων. Πλεονέκτημα των μηχανών Τύπου Γ είναι η ευελιξία διαχωρισμού μεταξύ των χώρων εκτόνωσης και συμπίεσης. Οι μηχανές Stirling τύπου Γ συχνά προτιμώνται για χρήση σε πολυκύλινδρες μηχανές Stirling. Μειονέκτημά τους είναι η ύπαρξη μεγαλύτερων νεκρών όγκων, η οποία μειώνει το λόγο συμπίεσης και, ως αποτέλεσμα, την παραγόμενη ισχύ. Μια τυπική διάταξη μηχανής Stirling Τύπου Γ παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.15. [13]



Σχήμα 1.15: Διαμόρφωση μηχανής Stirling γ-τύπου [13]

1.1.5: Αρχή λειτουργίας μηχανών Stirling

Τα δύο κινούμενα μέρη, είτε αυτά είναι δύο έμβολα ισχύος είτε είναι ένα έμβολο ισχύος και ένας εκτοπιστής, παλινδρομούν σε κλειστούς κυλίνδρους στους οποίους έχει εισαχθεί ποσότητα εργαζόμενου

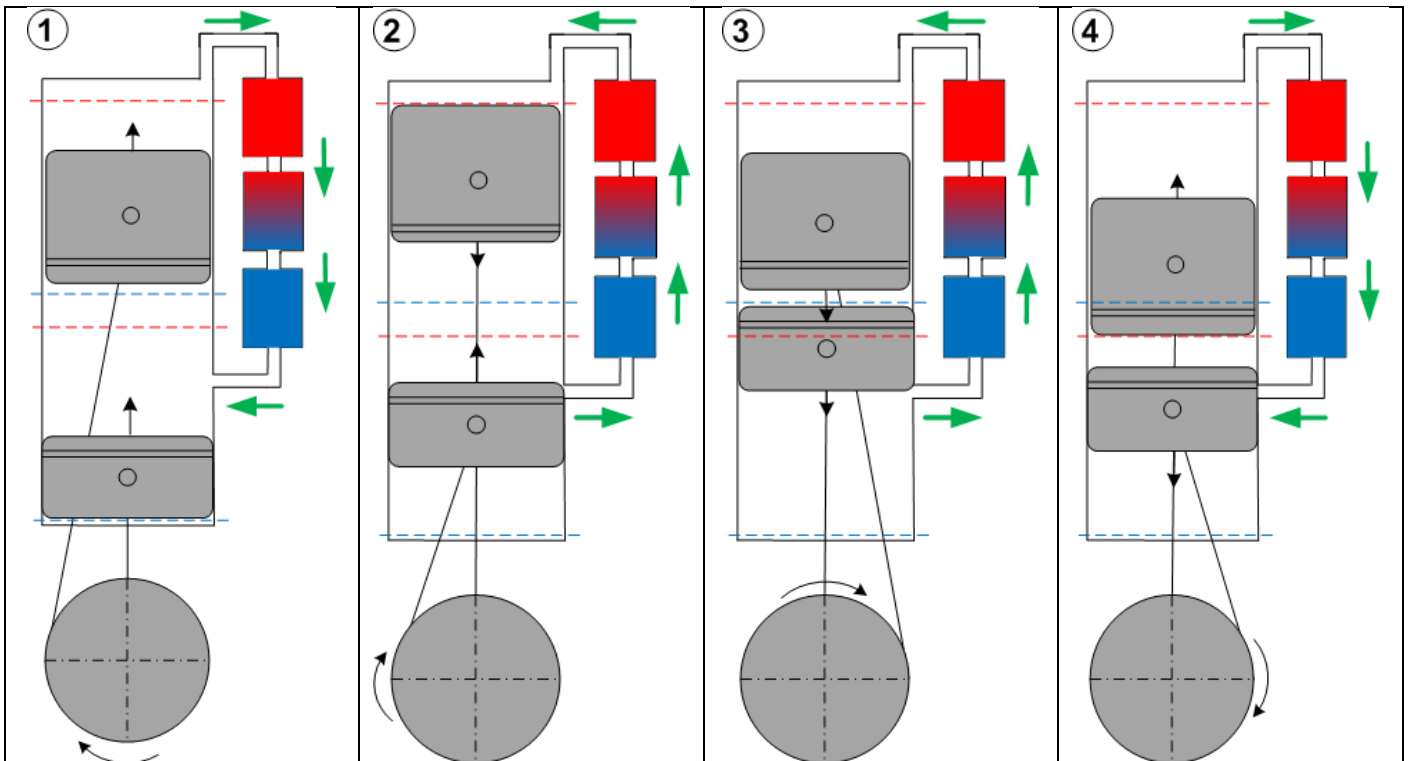
Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

μέσου. Η πίεση του εργαζόμενου μέσου ορίζεται από την ποσότητά του και τις θερμοκρασίες των χώρων της μηχανής. Η εισερχόμενη θερμότητα απορροφάται υπό υψηλή θερμοκρασία και αποβάλλεται υπό χαμηλή θερμοκρασία, αυξάνοντας τη θεωρητική απόδοση του θερμοδυναμικού κύκλου. Η θεωρητική απόδοση βασίζεται στο νόμο του Carnot και είναι ίση με την απόδοση που μπορεί να επιτύχει η μηχανή υπό ιδανικές συνθήκες

Κατά τη διάρκεια μίας πλήρους περιστροφής του στροφάλου μίας εργοπαραγωγού Stirling πραγματοποιούνται τέσσερις (4) μεταβολές. Οι μεταβολές αυτές παρουσιάζονται παρακάτω, μαζί με τα αρχικά και τελικά τους στάδια. Να σημειωθεί πως η περιγραφή των θέσεων και των μεταβολών είναι βασισμένη σε μηχανή β-τύπου. Για μηχανή α-τύπου, οι όροι «έμβολο ισχύος» και «εκτοπιστής» πρέπει να αντικατασταθούν από τους όρους «έμβολο συμπίεσης» και «έμβολο εκτόνωσης». Στο Σχήμα 1.16 απεικονίζεται η εφαρμογή του κύκλου Stirling σε μία μηχανή β-τύπου. Για το έμβολο ισχύος και τον εκτοπιστή διακρίνονται τα όρια των διαδρομών τους, το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) και το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) του εμβόλου ισχύος βρίσκεται σε υψηλότερο ύψος από το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ) του εκτοπιστή.

- **Θέση 1:** Ο στρόφαλος του κινηματικού μηχανισμού της μηχανής βρίσκεται στις 0° . Η μηχανή έχει τον μέγιστο συνολικό όγκο. Το έμβολο ισχύος βρίσκεται στο ΚΝΣ και ξεκινάει να κινείται προς το ΑΝΣ. Ο εκτοπιστής βρίσκεται στο ενδιάμεσο της διαδρομής και κινείται προς το ΑΝΣ. Το αέριο κινείται προς το ψυχρό τμήμα της μηχανής.
- **Μεταβολή 1-2 - Συμπίεση:** Ο στρόφαλος στρίβει από τις 0 στις 90° . Και τα δύο κινούμενα μέρη κινούνται προς το ΑΝΣ. Η ταχύτητα του εκτοπιστή είναι σχετικά μικρή, ενώ το έμβολο ισχύος κινείται προς τα επάνω με μεγάλη ταχύτητα. Ο όγκος της μηχανής μειώνεται και το αέριο συμπιέζεται. Η θερμοκρασία διατηρείται ιδανικά σταθερή, καθώς η θερμότητα που παράγεται από τη συμπίεση του αερίου αποβάλλεται μέσω των τοιχωμάτων του ψύκτη προς το περιβάλλον. Η μεταβολή αυτή λοιπόν αντιστοιχεί στην **ισοθερμοκρασιακή συμπίεση** του εργαζόμενου μέσου. Κατά το διάστημα αυτό, το αέριο ξεκινάει να κινείται προς το θερμό τμήμα της μηχανής. Η κινητική ενέργεια του εμβόλου ισχύος μετατρέπεται σε έργο συμπίεσης του εργαζόμενου μέσου. Συνεπώς, κατά την ισοθερμοκρασιακή συμπίεση έχουμε κατανάλωση έργου και απόρριψη θερμότητας από την μηχανή.
- **Θέση 2:** Ο στρόφαλος βρίσκεται στις 90° . Η μηχανή έχει τον ελάχιστο όγκο. Ο εκτοπιστής είναι στο ΑΝΣ. Το έμβολο ισχύος βρίσκεται στο ενδιάμεσο της διαδρομής του προς το ΑΝΣ. Το αέριο κινείται προς το θερμό τμήμα της μηχανής.
- **Μεταβολή 2-3 – Θέρμανση:** Ο στρόφαλος στρίβει από τις 90 στις 180° . Το έμβολο ισχύος κινείται προς το ΑΝΣ, ενώ ο εκτοπιστής κινείται προς το ΚΝΣ. Ο όγκος του αερίου παραμένει σταθερός, καθώς η μείωση του χώρου συμπίεσης εξισορροπείται από την αύξηση του χώρου εκτόνωσης. Το αέριο μεταφέρεται από το ψυχρό τμήμα προς το θερμό, μέσω του αναγεννητή. Καθώς το αέριο είναι υπό χαμηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή, θερμαίνεται από αυτό. Έτσι εκτελείται η **ισόογκη θέρμανση** του αερίου. Βάσει καταστατικής εξίσωσης, αυξάνεται και η πίεση του αερίου.
- **Θέση 3:** Ο στρόφαλος βρίσκεται στις 180° . Ο όγκος του αερίου παραμένει ελάχιστος. Ο εκτοπιστής βρίσκεται στο μέσο της διαδρομής του προς το ΚΝΣ ενώ το έμβολο ισχύος βρίσκεται στο ΑΝΣ. Το αέριο κινείται προς το θερμό τμήμα.

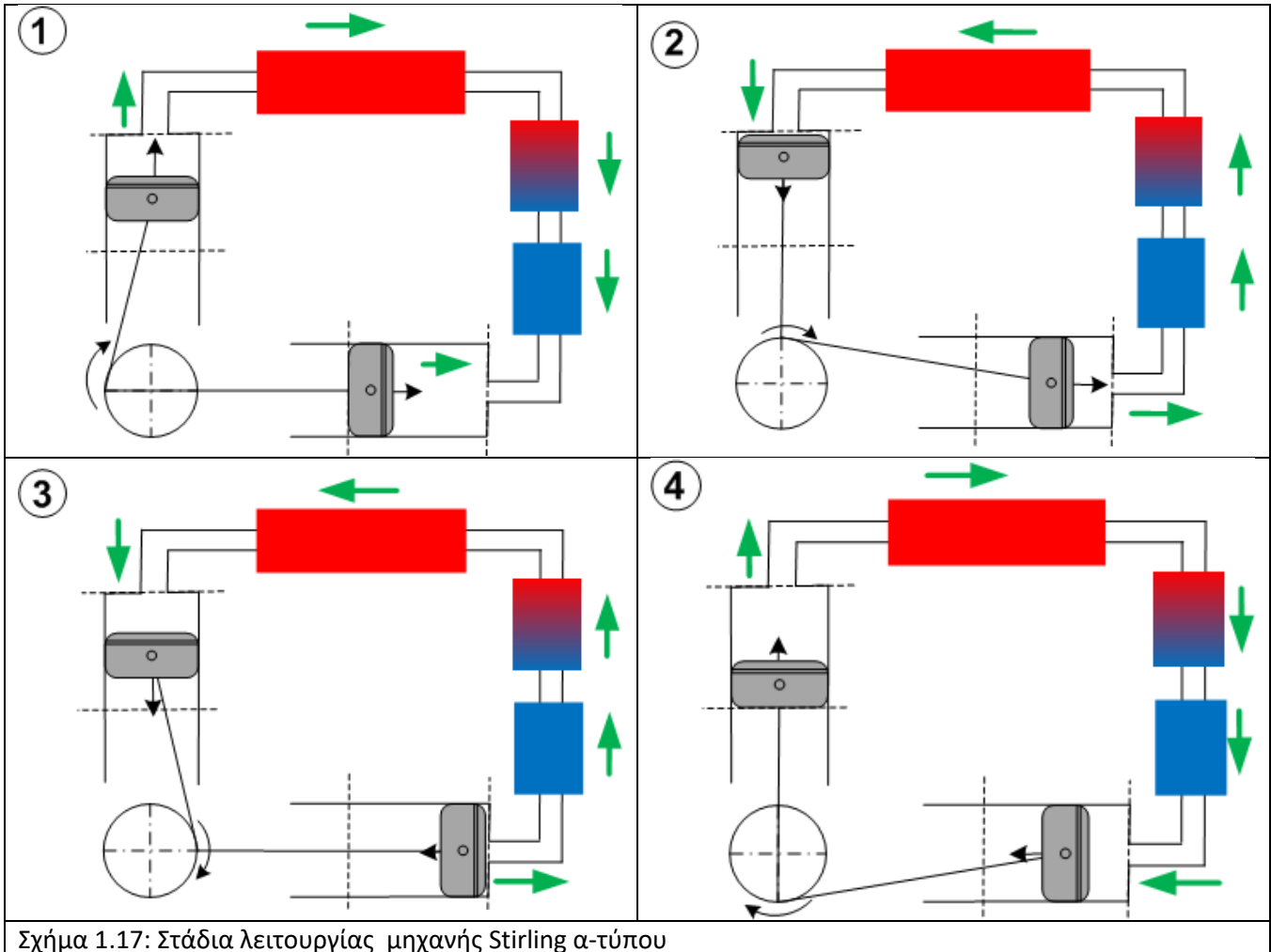
- **Μεταβολή 3-4 - Εκτόνωση:** Ο στρόφαλος στρίβει από τις 180 στις 270°. Ο εκτοπιστής κινείται προς το ΚΝΣ με σχετικά χαμηλή ταχύτητα, ενώ το έμβολο ισχύος επίσης κατέρχεται, αλλά με μεγαλύτερη ταχύτητα. Ο συνολικός όγκος της μηχανής αυξάνεται και το αέριο, που βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση, ξεκινάει να διαστέλλεται. Η θερμοκρασία διατηρείται ιδανικά σταθερή, καθώς προσδίδεται θερμότητα από την εξωτερική πηγή. Η μεταβολή αυτή αντιστοιχεί στην **ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση** του αερίου. Κατά το διάστημα αυτό, το αέριο αρχίζει να μετακινείται προς το ψυχρό τμήμα. Το έργο εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου μετατρέπεται σε κινητική ενέργεια που προσδίδεται στο έμβολο ισχύος. Συνεπώς, κατά την ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση λαμβάνουν χώρα παράλληλα η παραγωγή έργου και η πρόσδοση θερμότητας στην μηχανή.
- **Θέση 4:** Ο στρόφαλος βρίσκεται στις 270° και ο όγκος της μηχανής είναι μέγιστος. Ο εκτοπιστής βρίσκεται στο ΚΝΣ και ξεκινάει να κινείται προς το ΑΝΣ. Το έμβολο ισχύος είναι στο ενδιάμεσο της διαδρομής του προς το ΚΝΣ. Το αέριο μετακινείται προς το ψυχρό τμήμα της μηχανής.
- **Μεταβολή 4-1 - Ψύξη:** Ο στρόφαλος στρίβει από τις 270° στις 360°. Το έμβολο ισχύος κινείται προς το ΚΝΣ, ενώ ο εκτοπιστής κινείται προς το ΑΝΣ. Ο συνολικός όγκος του αερίου παραμένει σταθερός, καθώς η αύξηση του όγκου του χώρου συμπίεσης και η μείωση του όγκου του χώρου εκτόνωσης είναι ίσες μεταξύ τους. Καθώς το αέριο κινείται από το θερμό προς το ψυχρό τμήμα της μηχανής διαπερνά το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή και ψύχεται. Με τον τρόπο αυτό εκτελείται η **ισόογκη ψύξη** του αερίου, η οποία οδηγεί σε μείωση της πίεσής του.



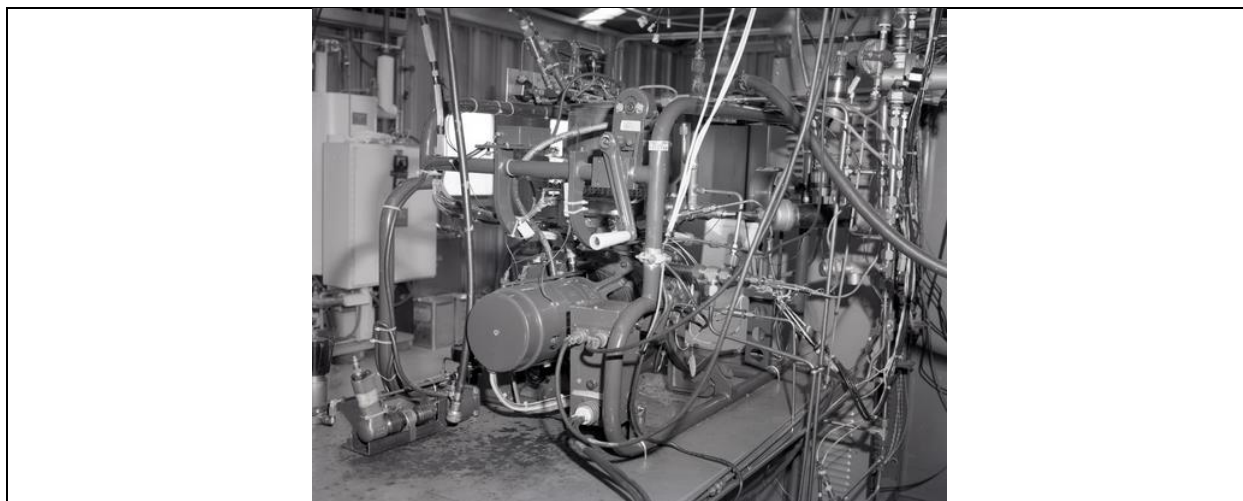
Σχήμα 1.16: Στάδια λειτουργίας μηχανής Stirling β-τύπου

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Στο Σχήμα 1.17 απεικονίζεται η εφαρμογή του κύκλου Stirling σε μία μηχανή α-τύπου. Η αρίθμηση των σταδίων αντιστοιχεί στην περιγραφή που γίνεται παραπάνω. Για τα δύο έμβολα διακρίνονται τα αντίστοιχα νεκρά σημεία (ΑΝΣ και ΚΝΣ).



Μία χαρακτηριστική μηχανή Stirling α-τύπου είναι η μηχανή SOLO V-161, η οποία απεικονίζεται στο Σχήμα 1.18.



Σχήμα 1.18: Η μηχανή Stirling α-τύπου SOLO V-161 [10]

1.1.6: Κινηματικός μηχανισμός μηχανών Stirling

Τα κινούμενα μέρη της μηχανής Stirling οδηγούνται μέσω του κινηματικού μηχανισμού, επιτυγχάνοντας τις ενδεικνύμενες ογκομετρικές μεταβολές. Ο κινηματικός μηχανισμός πρέπει να συνδυάζει όσο το δυνατόν περισσότερα από τα κάτωθι στοιχεία: [5]

- Ικανότητα οδήγησης των κινούμενων μερών με τέτοιο τρόπο ώστε να παραχθεί ογκομετρική μεταβολή όσο το δυνατόν εγγύτερα στην ενδεικνύμενη.
- Απλή κατασκευή με λίγα στοιχεία.
- Καλή στεγανοποίηση.
- Χαμηλό επίπεδο τριβών.
- Χαμηλά επίπεδα δονήσεων για την επίτευξη αθόρυβης λειτουργίας.
- Μικρό όγκο.
- Χαμηλό κόστος.

Τα πλεονεκτήματα που προκύπτουν από τη χρήση κινηματικού μηχανισμού είναι ο συντονισμός της ταλάντωσης των κινούμενων μερών και η επίτευξη της σωστής παλινδρομικής κίνησης των εμβόλων. Οι περισσότεροι κινηματικοί μηχανισμοί μπορούν να διαχειρισθούν μεγάλες ποσότητες ισχύος. Επιπλέον, η συντήρησή τους είναι εύκολη καθώς αντίστοιχα συστήματα υπάρχουν σε πολλές εφαρμογές. Αντίθετα, η χρήση του κινηματικού μηχανισμού συνοδεύεται από απώλειες ενέργειας λόγω τριβών, απαίτηση για καλή στεγανοποίηση μεταξύ των εμβόλων και των αντίστοιχων κυλίνδρων ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή συμπίεση και απαίτηση για ύπαρξη ανεξάρτητου συστήματος λίπανσης. [4]

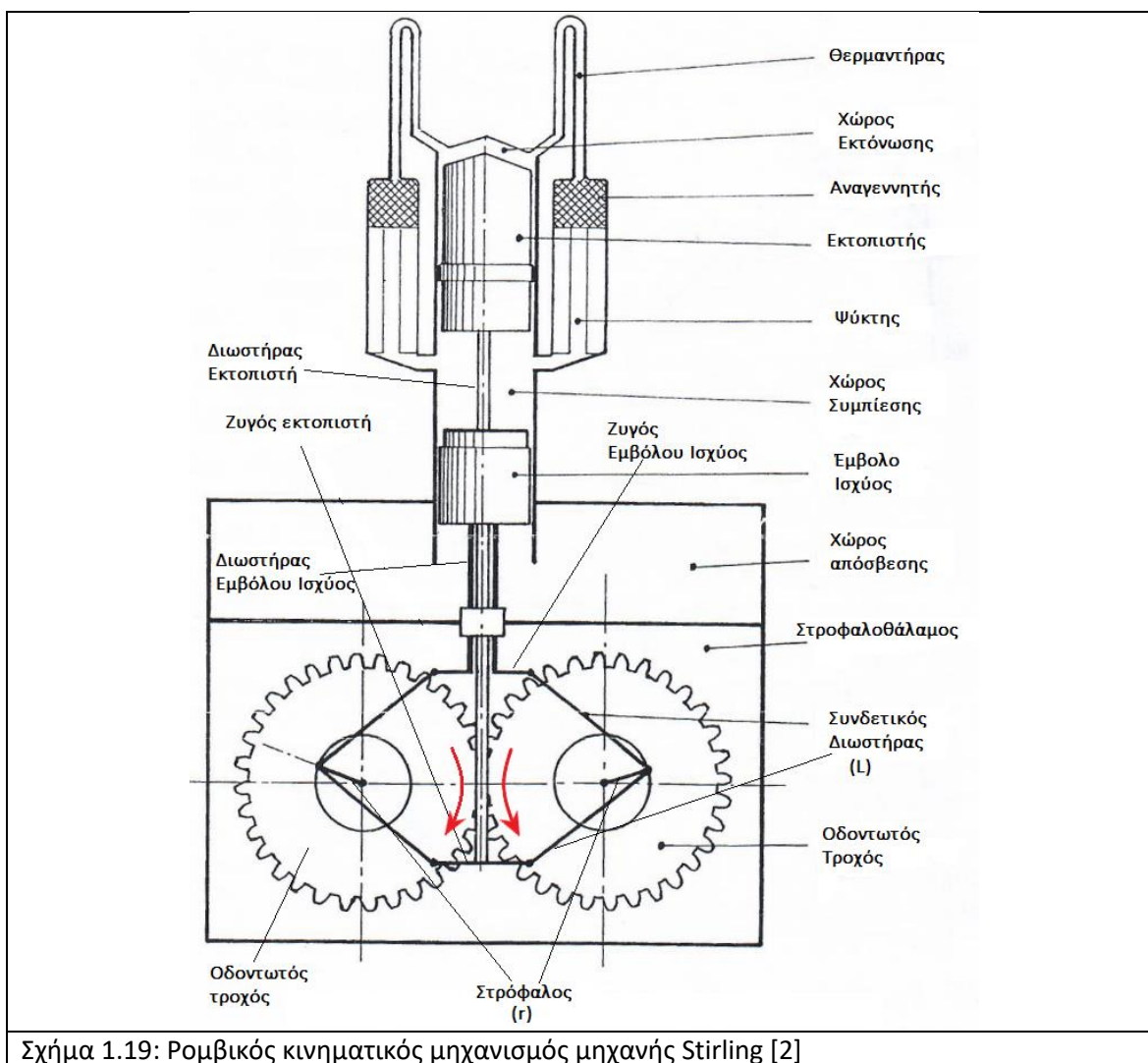
Υπάρχουν αρκετοί τύποι κινηματικών μηχανισμών που έχουν χρησιμοποιηθεί σε μηχανές Stirling, όπως οι μηχανισμοί «Crank-rocker», «Ross Yoke», «Slider-Crank», «Swashplate», «Skotch-Yoke» και «Rhombic Drive». Στην παρούσα εργασία θα περιγραφεί μόνο ο Ρομβικός Κινηματικός μηχανισμός (Rhombic-Drive mechanism), ο οποίος χρησιμοποιείται στην μελετώμενη μηχανή. [5] Ο ρομβικός κινηματικός μηχανισμός αποτελεί εφεύρεση και κατασκευή της Phillips στα μέσα της δεκαετίας του 1960. Εφαρμόζεται σε μηχανές β-τύπου και αναλύεται εκτενώς στην εργασία του Meijer. [14] Ο ρομβικός κινηματικός μηχανισμός δεν παράγει ημιτονοειδή μεταβολή, αλλά η μεταβολή των όγκων είναι

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

συνάρτηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του. Περισσότερες και πιο αναλυτικές πληροφορίες μπορούν να βρεθούν στις εργασίες των Urieli, Martini. [1, 2]

Η άποψη μίας μηχανής Stirling με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό απεικονίζεται στο Σχήμα 1.19. Ο ρομβικός κινηματικός μηχανισμός είναι συμμετρικός. Διαθέτει δύο στροφαλοφόρους άξονες που συνδέονται μεταξύ τους με χρήση οδοντωτών τροχών. Καθώς οι τροχοί περιστρέφονται, κινούν τους διωστήρες του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή. Τα δύο άκρα του διωστήρα του εμβόλου ισχύος συνδέονται με το ζυγό του εμβόλου ισχύος (επάνω) και το έμβολο ισχύος αντίστοιχα. Αντίστοιχα, ο διωστήρας του εκτοπιστή συνδέεται με το ζυγό του εκτοπιστή (κάτω) στο ένα άκρο του και με τον εκτοπιστή στο άλλο άκρο του. Η περιστροφική κίνηση των τροχών μετατρέπεται σε παλινδρομική κίνηση των εμβόλων μέσω τεσσάρων συνδετικών διωστήρων ίδιου μήκους, οι οποίοι σχηματίζουν ένα ρόμβο μεταβαλλόμενου ύψους. Οι δύο επάνω διωστήρες χρησιμοποιούνται για την κίνηση του εμβόλου ισχύος, ενώ οι δύο κάτω διωστήρες χρησιμοποιούνται για την κίνηση του εκτοπιστή. Το μήκος των συνδετικών διωστήρων (L) και η ακτίνα του στροφάλου (r) αποτελούν χαρακτηριστικά μεγέθη του κινηματικού μηχανισμού. Όταν το αέριο ωθεί το έμβολο ισχύος προς το κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ), οι εξωτερικές γωνίες του μηχανισμού απομακρύνονται προς τα έξω, αυξάνοντας τη διαγώνιο κάθετα στη διεύθυνση του άξονα του εμβόλου ισχύος και μεταβάλλοντας το σχήμα του ρόμβου. Όταν αντίθετα το έμβολο οδηγείται στο άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) μεγαλώνει η διαγώνιος στη διεύθυνση του άξονα παράλληλα στο έμβολο ισχύος. [4, 5]

Η χρήση ρομβικού κινηματικού μηχανισμού επιτρέπει την επίτευξη μεγαλύτερων ταχυτήτων περιστροφής, αυξάνοντας την παραγόμενη ισχύ της μηχανής. Σε μελέτη που πραγματοποίησε ο Alfarawi [15] σε μηχανή Stirling β-τύπου, η χρήση ρομβικού μηχανισμού αύξησε την ισχύ κατά 30% και το βαθμό απόδοσης κατά 20%. Η υπεροχή του κινηματικού μηχανισμού ήταν μεγαλύτερη για μεγάλες ταχύτητες περιστροφής και θερμοκρασίες θερμοαντήρα. Άλλο πλεονέκτημα του ρομβικού κινηματικού μηχανισμού είναι η απουσία ταλαντώσεων και δονήσεων ακόμα και σε μεγάλο αριθμό στροφών, λόγω της πλήρους ζυγοστάθμισής του. Επιπλέον, λόγω της γραμμικής κίνησης των εμβόλων δεν αναπτύσσονται πλευρικές δυνάμεις, μειώνοντας σημαντικά τη φθορά του κυλίνδρου λόγω τριβών και αυξάνοντας τη στεγανότητά του. Τέλος, η χρήση κινηματικού μηχανισμού προσφέρει η δυνατότητα σύνδεσης των μηχανών εν σειρά σε κοινό άξονα ώστε να δημιουργηθεί μία πολυκύλινδρη μηχανή. Το κύριο μειονέκτημα του ρομβικού κινηματικού μηχανισμού είναι η πολυπλοκότητά του. [4]



Σχήμα 1.19: Ρομβικός κινηματικός μηχανισμός μηχανής Stirling [2]

Μία ειδική κατηγορία των μηχανών Stirling είναι οι μηχανές ελευθέρων εμβόλων. Σε αυτές, η κίνηση των κινούμενων μερών δεν επιτυγχάνεται με τη χρήση κινηματικού μηχανισμού, αλλά καθορίζεται από την πίεση και τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής. Η αλληλεπίδραση των δυνάμεων που αναπτύσσονται μέσω ελατηρίων μετακινούν το έμβολο και τον εκτοπιστή. Οι μηχανές ελευθέρων εμβόλων είναι αποκλειστικά μηχανές β-τύπου. Στα πλεονεκτήματά τους συμπεριλαμβάνονται η μεγάλη διάρκεια ζωής λόγω της επίτευξης μεγάλων διαστημάτων λειτουργίας μεταξύ δύο διαδοχικών συντηρήσεων, η μειωμένη ανάγκη λίπανσης και η απουσία προβλημάτων στεγανοποίησης. Από την άλλη, καθώς η παλινδρομική κίνηση των κινούμενων μερών είναι αποτέλεσμα αλληλεπίδρασης πολλών μερών του συστήματος, απαιτούνται πολύπλοκοι υπολογισμοί για τον καθορισμό της σωστής λειτουργίας της μηχανής. Επίσης, η απόκριση της μηχανής στην μεταβολή των φορτίων είναι αργή σε σχέση με τις μηχανές που διαθέτουν κινηματικό μηχανισμό. Τέλος, εάν ένα από τα δύο κινούμενα μέρη ολισθήσει σε λάθος θέση, η μηχανή χάνει την ισορροπία της και η απόδοσή της μειώνεται σημαντικά. [16].

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

1.1.7: Εργαζόμενο μέσο μηχανών Stirling

Οι πρώτες μηχανές Stirling χρησιμοποιούσαν ως εργαζόμενο μέσο αέρα ατμοσφαιρικής πίεσης. [17] Κατά τα επόμενα χρόνια ξεκίνησε η χρήση πεπιεσμένου αέρα, όπως για παράδειγμα στις πρώτες μηχανές που κατασκευάστηκαν από την Phillips. Το ιδανικό εργαζόμενο μέσο μίας μηχανής Stirling πρέπει να ικανοποιεί τα παρακάτω κριτήρια: [4, 5]

- Υψηλή θερμική αγωγιμότητα.
- Μεγάλη ειδική θερμοχωρητικότητα.
- Χαμηλό ιξώδες.
- Μικρή πυκνότητα.
- Μεγάλη ικανότητα μεταφοράς θερμότητας.

Εκτός από τα παραπάνω χαρακτηριστικά που σχετίζονται με τις φυσικές ιδιότητες του κάθε μέσου, το εργαζόμενο μέσο πρέπει να συνδέεται με ασφαλή λειτουργία, χαμηλό κόστος, εύκολη διαθεσιμότητα και εύκολη δυνατότητα αποθήκευσης.

Τα πιθανά αέρια για χρήση ως εργαζόμενο μέσο σε μία μηχανή Stirling είναι το Υδρογόνο, το Ήλιο και ο Αέρας. Κατά τη διάρκεια διαφόρων ερευνών επάνω στην επιλογή του ιδανικού εργαζόμενου μέσου για μηχανή Stirling έχουν χρησιμοποιηθεί και άλλα μέσα, όπως οξείδια του νιτρίου και νερό ή μίξη νερού με υδρογόνο, τα οποία δεν ευδοκίμησαν λόγω χαμηλής ικανότητας μεταφοράς θερμότητας και ατμοποίησης σε υψηλές θερμοκρασίες αντίστοιχα. Επίσης, σε εργαστηριακό επίπεδο έχει δοκιμασθεί η χρήση υγρού τήγματος Καλλιονατρίου, το οποίου έχει πολύ καλές ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας αλλά η χρήση του δεν είναι εφικτή στην πράξη. Προς το παρόν, δεν φαίνεται να υπάρχει προοπτική κάποιου άλλου ρευστού ως εργαζόμενου μέσου. Μία μηχανή Stirling μπορεί να σχεδιασθεί ώστε να χρησιμοποιεί οποιοδήποτε από τα τρία εργαζόμενα μέσα με την ίδια απόδοση υπό την ίδια θερμοκρασία. Η χρήση διαφορετικού εργαζόμενου μέσου όμως θα απαιτήσει σημαντικές διαφοροποιήσεις στο σχεδιασμό των εναλλακτών. [4, 5].

Η επιλογή του εργαζόμενου μέσου εξαρτάται από το βαθμό ικανοποίησης ή μη των επιθυμητών παραμέτρων, από την επιθυμητή απόδοση της μηχανής και από τις συνθήκες λειτουργίας της. Κάθε ένα από τα πιθανά εργαζόμενα μέσα ικανοποιεί κάποιες από τις επιθυμητές παραμέτρους. Η επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου με μεγάλο ποσοστό εμπιστοσύνης μπορεί να επιτευχθεί μόνο μέσω Υπολογιστικής μελέτης (CFD). Καθώς η αλλαγή εργαζόμενου μέσου συνεπάγεται διαφοροποιήσεις στο σχεδιασμό των εναλλακτών, η χρήση CFD είναι πολύπλοκη. Άλλος τρόπος επιλογής του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου είναι με χρήση θεωρητικών εξισώσεων. Ο Walker [3], συσχέτισε την μεταφορά θερμότητας με ιδιότητες του αερίου (Εξ. (1-1)). Ο Martini [2] πρότεινε τη χρήση του παράγοντα ικανότητας (C_F), Εξ. (1-2). Μικρότερη τιμή του συντελεστή υποδεικνύει μεγαλύτερη ικανότητα μεταφοράς θερμότητας για το μελετώμενο εργαζόμενο μέσο.

$$Q_{comp} \propto (\rho^2 \cdot C^3)^{0.5} \quad (1-1)$$

$$C_F = \frac{k}{cp \cdot \rho} \quad (1-2)$$

Οι τιμές των παραμέτρων που ορίζονται από τις Εξ. (1-3) και (1-4) παρουσιάζονται στον Πίνακα 1-1. Προκύπτει πως το υδρογόνο έχει τα καλύτερα αποτελέσματα ως προς την μεταφορά θερμότητας, ακολουθούμενο από το ήλιο, ενώ ο αέρας έχει τις χειρότερες ιδιότητες μεταξύ των τριών.

Πίνακας 1-1: Σχετικοί παράγοντες απόδοσης για αέρα, υδρογόνο και ήλιο για χρήση σε μηχανές Stirling

| Εργαζόμενο μέσο | Μεταφορά θερμότητας | Παράγοντας ικανότητας |
|-----------------|---------------------|-----------------------|
| Αέρας | 1.0 | 1.0 |
| Υδρογόνο | 3.42 | 0.68 |
| Ήλιο | 1.42 | 0.83 |

Βάσει των ιδιοτήτων των εργαζόμενων μέσων και των στοιχείων του Πίνακα, τα θετικά και τα αρνητικά στοιχεία για κάθε ένα από τα τρία πιθανά εργαζόμενα μέσα μπορούν να θεωρηθούν τα εξής: [2, 4, 5]

Υδρογόνο:

- ✓ Παρουσιάζει την μεγαλύτερη θερμική αγωγιμότητα και το μικρότερο ιξώδες σε σχέση με τα άλλα αέρια. Λόγω του μικρού του μοριακού βάρους, απαιτεί την πρόσδοση μικρότερου ποσού θερμότητας για δεδομένη αύξηση της θερμοκρασίας του.
- Η χρήση του είναι λιγότερο ασφαλής σε σχέση με τα υπόλοιπα αέρια. Λόγω του μικρού μοριακού του βάρους, μπορεί να διαπεράσει τα μεταλλικά τοιχώματα της μηχανής, με κίνδυνο να προκληθεί έκρηξη καθώς είναι πολύ εύφλεκτο. Επίσης, αυξάνεται η πιθανότητα διαρροής από τη φραγή των εμβόλων ισχύων της μηχανής. Τέλος, το υδρογόνο μπορεί να προκαλέσει ψαθυρότητα στα μεταλλικά τοιχώματα της μηχανής.

Ήλιο:

- ✓ Έχει το μικρότερο μοριακό βάρος μετά το υδρογόνο. Σε σχέση με το υδρογόνο έχει μικρότερη θερμοχωρητικότητα και αντίστοιχη θερμική αγωγιμότητα. Η λειτουργία μηχανής που χρησιμοποιεί Ήλιο είναι ασφαλής καθώς είναι αδρανές αέριο.
- Έχει διπλάσιο ιξώδες σε σύγκριση με το υδρογόνο και είναι το πιο ακριβό από όλα τα πιθανά εργαζόμενα μέσα.

Αέρας:

- ✓ Είναι εύκολα διαθέσιμος και συνδέεται με μικρότερο κόστος λειτουργίας της μηχανής. Δεν απαιτεί πολύπλοκη σχεδίαση της μηχανής σχετικά με τα άλλα δύο εργαζόμενα μέσα
- Έχει τις χειρότερες ιδιότητες ως προς την μεταφορά θερμότητας και, συνεπώς, την μικρότερη πυκνότητα ισχύος. Μία καλά σχεδιασμένη μηχανή που λειτουργεί με αέρα μπορεί να είναι θεωρητικά το ίδιο αποδοτική με μία αντίστοιχη μηχανή που λειτουργεί με Υδρογόνο ή Ήλιο, αλλά θα πρέπει να είναι μεγαλύτερων διαστάσεων, αυξάνοντας το κόστος της.

Η σύγκριση των εργαζόμενων μέσων έχει γίνει αντικείμενο έρευνας μέσω μοντέλων, προσομοιώσεων αλλά και πειραμάτων. Μέσω αναλυτικού μοντέλου σε μηχανές Stirling «β» και «γ» τύπου, οι Li et al. [18] έδειξαν πως η χρήση υδρογόνου βελτίωσε την απόδοση μηχανής σε σχέση με το ήλιο. Η απόκλιση

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

αυξήθηκε για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής και πιέσεις λειτουργίας. Αντίστοιχα ήταν τα συμπεράσματα των Uchman et al. [19] για την GM-GPU-3. Η απόδοση της μηχανής βελτιώθηκε με χρήση του υδρογόνου ειδικά σε μεγάλες ταχύτητες περιστροφής, ενώ η χρήση του αέρα ήταν εφικτή μόνο για χαμηλές συχνότητες. Τέλος, από την Υπολογιστική μελέτη των Abuelayamen et al σε μηχανή β-τύπου [20] προέκυψε πως το υδρογόνο οδήγησε σε μεγαλύτερη ισχύ και τρεις (3) φορές μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας σε σχέση με το ήλιο, ενώ η χρήση αέρα οδήγησε στη χειρότερη απόδοση και το μικρότερο εύρος λειτουργίας.

Στο πλαίσιο έρευνας της NASA που περιγράφεται από τον Martini [21] έχουν διεξαχθεί πειράματα στην μηχανή Stirling GM GPU-3 με χρήση Υδρογόνου και Ηλίου. Η χρήση του Υδρογόνου αύξησε το εύρος λειτουργίας της μηχανής. Ειδικά για την ελάχιστη πίεση που δοκιμάσθηκε (13.8 bar), η μηχανή με χρήση υδρογόνου μπόρεσε να λειτουργήσει στις μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής (3000, 3500 rpm). Η χρήση Υδρογόνου οδήγησε σε αύξηση της παραγόμενης ισχύος, με τη διαφορά να αυξάνεται ραγδαία βαθμό για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής. Πιο συγκεκριμένα, για θερμοκρασία θερμοαντήρα και μέση πίεση ίσες με 977 K και 27.6 bar αντίστοιχα, η ισχύς με το Υδρογόνο ως εργαζόμενο μέσο ήταν μεγαλύτερη από την αντίστοιχη ισχύ με Ήλιο κατά 30% για γωνιακή ταχύτητα 1000 rpm, 55% για ταχύτητα 2500 rpm και 200% για 3500 rpm.

Συμπερασματικά, ο αέρας μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές όπου δεν απαιτείται μεγάλη παραγωγή ισχύος, ώστε να γίνει εκμετάλλευση του χαμηλού κόστους και του απλού σχεδιασμού της μηχανής χωρίς να αυξάνεται υπερβολικά το μέγεθός της. Η χρήση του αέρα για μεγαλύτερη παραγόμενη ισχύ αποφεύγεται λόγω του μεγάλου μεγέθους της μηχανής. Σε σχέση με το ήλιο, η χρήση υδρογόνου οδηγεί σε ακόμα μεγαλύτερη παραγωγή και πυκνότητα ισχύος και προσφέρει σημαντικά μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας, ειδικά ως προς την ταχύτητα περιστροφής. Το υδρογόνο ενδείκνυται για εφαρμογές όπου απαιτείται μεγάλη παραγωγή ισχύος και υψηλές ταχύτητες περιστροφής, όπου η διαφορά του σε σχέση με το ήλιο ως προς την απόδοση της μηχανής αυξάνεται γεωμετρικά. Από την άλλη, η χρήση υδρογόνου πρέπει να συνοδεύεται από μεγαλύτερη έμφαση στη στεγανότητα της μηχανής ώστε να ελαχιστοποιηθεί ο κίνδυνος διαρροής. Το ήλιο συνδυάζει ικανοποιητική ικανότητα μεταφοράς θερμότητας, σχετικά μεγάλη πυκνότητα ισχύος που είναι συγκρίσιμη με το υδρογόνο για μικρές ταχύτητες περιστροφής και ασφαλή λειτουργία. Οι ιδιότητες αυτές καθιστούν το ήλιο ως το επικρατέστερο σήμερα εργαζόμενο μέσο στις μηχανές Stirling.

1.1.8: Εφαρμογές μηχανών Stirling

Η κύρια χρήση των εργοπαραγωγών μηχανών Stirling είναι η χρήση τους ως **συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας**. Στα συστήματα συμπαραγωγής (Combined Heat and Power – CHP), εκτός από το παραγόμενο έργο που μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω γεννήτριας, γίνεται εκμετάλλευση και της θερμότητας που απορρίπτεται από την μηχανή. Εκτός από τη θερμότητα που απορρίπτεται μέσω του ψύκτη, μπορεί να γίνει εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων σε μηχανές που λαμβάνουν θερμότητα από καύση. Οι μηχανές Stirling μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως συστήματα συμπαραγωγής σε βιομηχανικές ή οικιακές εφαρμογές. Η δυνατότητά τους να χρησιμοποιήσουν διάφορες πηγές θερμότητας, όπως για παράδειγμα φυσικό αέριο, βιομάζα ή ηλιακή ακτινοβολία τις καθιστά μία ελκυστική επιλογή, βάσει και της πηγής ενέργειας που είναι εύκολα διαθέσιμη στην περιοχή χρήσης των.

Στο Σχήμα 1.20 διακρίνεται η εξωτερική όψη της μηχανής Stirling GPU-3 της General Motors. Πρόκειται για μία από τις πιο διαδεδομένες μηχανές Stirling που μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας. Είναι μηχανή β-τύπου και χρησιμοποιεί ρομβικό κινηματικό μηχανισμό. Η μηχανή προσλαμβάνει θερμότητα από καύση. Διακρίνεται ο δακτύλιος που σχηματίζουν οι σωλήνες του θερμαντήρα, εντός του οποίου τοποθετείται ο καυστήρας. Η θερμότητα απορρίπτεται μέσω του ψύκτη σε εξωτερικό ρεύμα νερού.

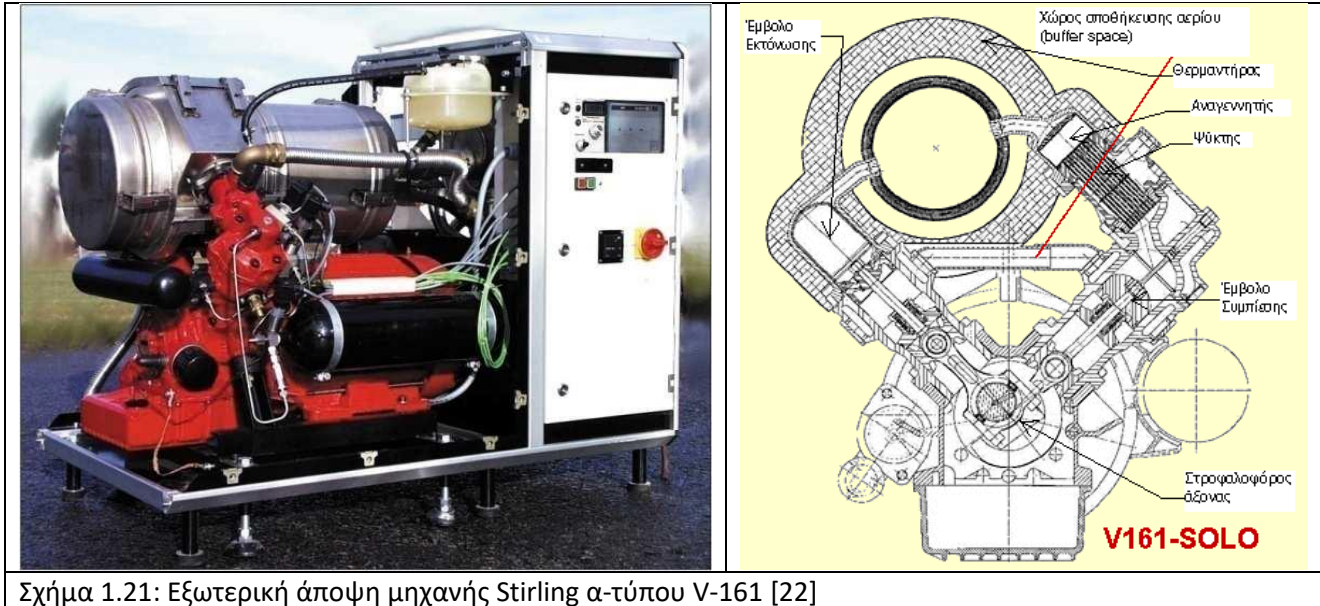


Σχήμα 1.20: Εξωτερική όψη και τομή της μηχανής Stirling GM GPU-3 [15]

Στο Σχήμα 1.21 απεικονίζεται η εξωτερική όψη (αριστερά) και η τομή (δεξιά) της μηχανής Stirling SOLO V-161. Η SOLO V-161 είναι μηχανή α-τύπου. Στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ έχουν διεξαχθεί πειράματα σε μία μηχανή SOLO V-161. Η συγκεκριμένη μηχανή προσλαμβάνει θερμότητα μέσω της καύσης φυσικού αερίου. Στην αριστερή φωτογραφία διακρίνεται ο κυρίως χώρος της μηχανής (κόκκινο χρώμα), ο καυστήρας (ασημί χρώμα), ο χώρος αποθήκευσης του εργαζόμενου μέσου (μαύρο χρώμα) και ο πίνακας ελέγχου. [22]

Μία συνήθης πηγή θερμότητας για συστήματα συμπαραγωγής που βασίζονται σε μηχανές Stirling είναι η βιομάζα. Στο Σχήμα 1.22 απεικονίζεται η τομή μίας μηχανής Stirling ελευθέρου εμβόλου, η οποία λειτουργεί με την καύση Pellets για χρήση σε εφαρμογές οικιακής κλίμακας. Η συγκεκριμένη μηχανή συνδυάζεται με άλλα συστήματα ενέργειας για την παραγωγή ηλεκτρισμού και θέρμανσης νερού χρήσης καθ' όλη τη διάρκεια του έτους. [23]

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling



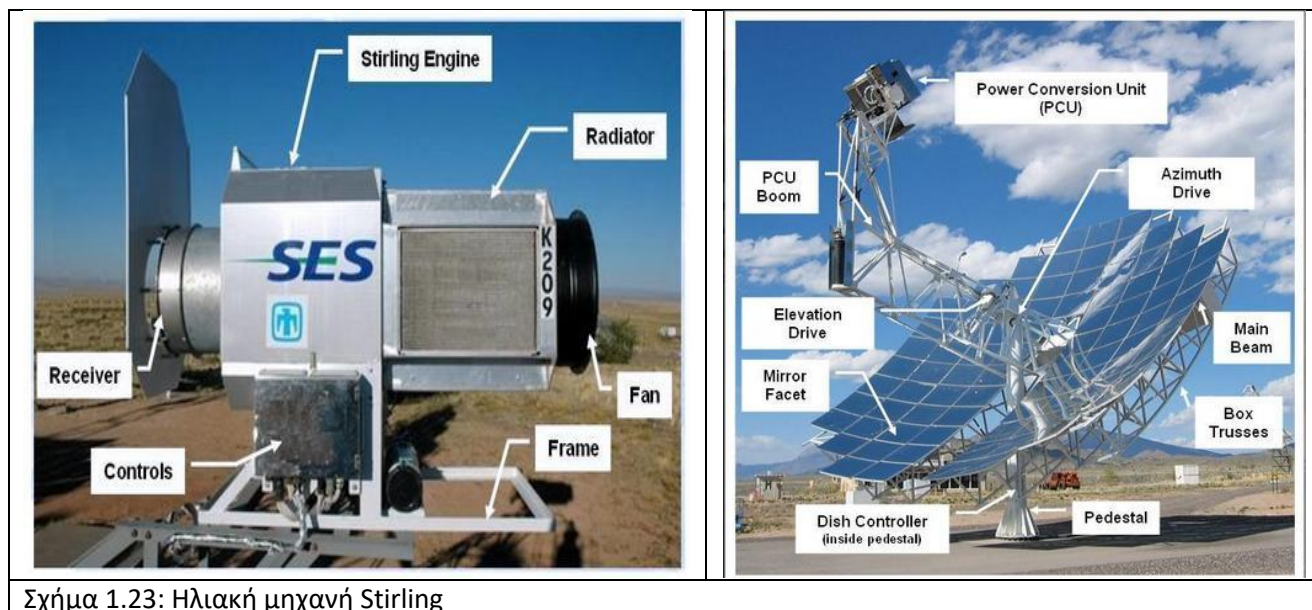
Σχήμα 1.21: Εξωτερική άποψη μηχανής Stirling α-τύπου V-161 [22]



Σχήμα 1.22: Μηχανή Stirling ελευθέρου εμβόλου για συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας με χρήση βιομάζας [23]

Οι μηχανές Stirling μπορούν να προσλάβουν θερμότητα μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας. Οι μηχανές αυτές καλούνται **ηλιακές μηχανές Stirling** και μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως μονάδες παραγωγής ηλεκτρισμού. Μέσω διατάξεων που περιλαμβάνουν επικεντρωμένους παραβολικούς συλλέκτες και ηλιακούς δίσκους, η ηλιακή ακτινοβολία συγκεντρώνεται στην εξωτερική επιφάνεια του θερμαντήρα της μηχανής. Χρησιμοποιούνται επιπλέον σύγχρονα συστήματα που ακολουθεί την κίνηση του ήλιου και προσαρμόζουν την κατεύθυνση του κατόπτρου σε αυτήν. Η χρήση των ηλιακών μηχανών Stirling αυξάνεται, καθώς αποτελούν μία περιβαλλοντικά φιλική λύση, έχουν απόδοση αντίστοιχη των φωτοβολταϊκών συστημάτων. Στο Σχήμα 1.23 (αριστερά) απεικονίζεται μία ηλιακή μηχανή Stirling. Διακρίνεται ο χώρος στον οποίον προσλαμβάνεται η θερμότητα από την ηλιακή ακτινοβολία. Η μηχανή απορρίπτει θερμότητα στον αέρα. Δεξιά παρουσιάζεται η συνολική διάταξη του συστήματος. Το

κάτοπτρο συγκεντρώνει την ηλιακή ακτινοβολία και την κατευθύνει ενισχυμένη προς την μηχανή, με αποτέλεσμα να αναπτυχθεί υψηλή θερμοκρασία η οποία είναι απαραίτητη για την αποδοτική λειτουργία της. [24]



Σχήμα 1.23: Ηλιακή μηχανή Stirling

Οι μηχανές Stirling χαμηλής διαφοράς θερμοκρασίας είναι μηχανές που λειτουργούν μεταξύ δύο θερμοκρασιακών επιπέδων που έχουν μικρή διαφορά μεταξύ τους. Μπορούν να εκμεταλλευθούν πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, όπως η γεωθερμία. Συνήθως είναι μηχανές γ-τύπου και λειτουργούν υπό χαμηλή πίεση. Οι μηχανές χαμηλής θερμοκρασιακής διαφοράς είναι αρκετά μεγάλες σε σχέση με την ισχύ που παράγουν, καθώς η μεταφορά θερμότητας δυσχεραίνεται σε χαμηλές θερμοκρασίες και, ως εκ τούτου, πρέπει να αυξηθεί η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας.

Οι μηχανές Stirling έχουν χρησιμοποιηθεί στη ναυτιλία για την παραγωγή μηχανικής ισχύος και ηλεκτρικής ενέργειας σε υποβρύχια, για συνεχή αλλά και για διακοπτόμενη παροχή. Μέσω των εφαρμογών σε υποβρύχια, αξιοποιείται η μειωμένη παραγωγή χαμηλού θορύβου και σήματος που προσφέρουν οι μηχανές Stirling, καθιστώντας τα υποβρύχια δυσκολότερα ορατά. Η General Motors ανέπτυξε μηχανές Stirling οι οποίες λειτουργούν για την αποθήκευση θερμότητας που χρησιμοποιείται σε εφαρμογές όσο το υποβρύχιο βρίσκεται κάτω από το νερό. Στη Σουηδία, η United Stirling ανέπτυξε κατά τη δεκαετία του 1990 ένα σύστημα αποτελούμενο από δύο μηχανές Stirling τροφοδοτούμενες από Diesel και υγρό οξυγόνο. Το σύστημα χρησιμοποιήθηκε για την κίνηση ενός υποβρυχίου κλάσης SAGA. Η εταιρεία Kockums στη Σουηδία, έχει κατασκευάσει και μετασκευάσει οκτώ (8) υποβρύχια από το 1980 έως και σήμερα τα οποία όσο είναι στην επιφάνεια της θάλασσας κινούνται με χρήση κινητήρα Diesel, αλλά όταν βρίσκονται κάτω από το νερό χρησιμοποιούν σύστημα πρόωσης (AIP – Σύστημα πρόωσης ανεξαρτήτως αέρα) με χρήση μηχανών Stirling. [25] Οι μηχανές λαμβάνουν θερμότητα από καύση Diesel με οξυγόνο υπό πίεση, η οποία είναι δυνατή όσο το υποβρύχιο βρίσκεται κάτω από την επιφάνεια της θάλασσας. Πλεονέκτημα της χρήσης του συστήματος αυτού είναι παραμονή του υποβρυχίου κάτω από το νερό για μεγάλη διάρκεια, η οποία επιτυγχάνεται μόνο για πυρηνοκίνητο υποβρύχιο.

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Η χρήση των μηχανών Stirling έχει εξετασθεί σε ερευνητικό επίπεδο για χρήση σε πυρηνικά εργοστάσια αντί των ατμοστροβίλων, με στόχο την απλοποίηση της λειτουργίας της εγκατάστασης, την αύξηση της απόδοσης και την μείωση των παραπροϊόντων. Καθώς ως μέσο απόρριψης θερμότητας μπορεί να χρησιμοποιηθεί το υγρό σόδιο, αυξάνεται η πιθανότητα για τη χρήση μηχανών Stirling για παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας από πυρηνική ενέργεια σε άνυδρες περιοχές.

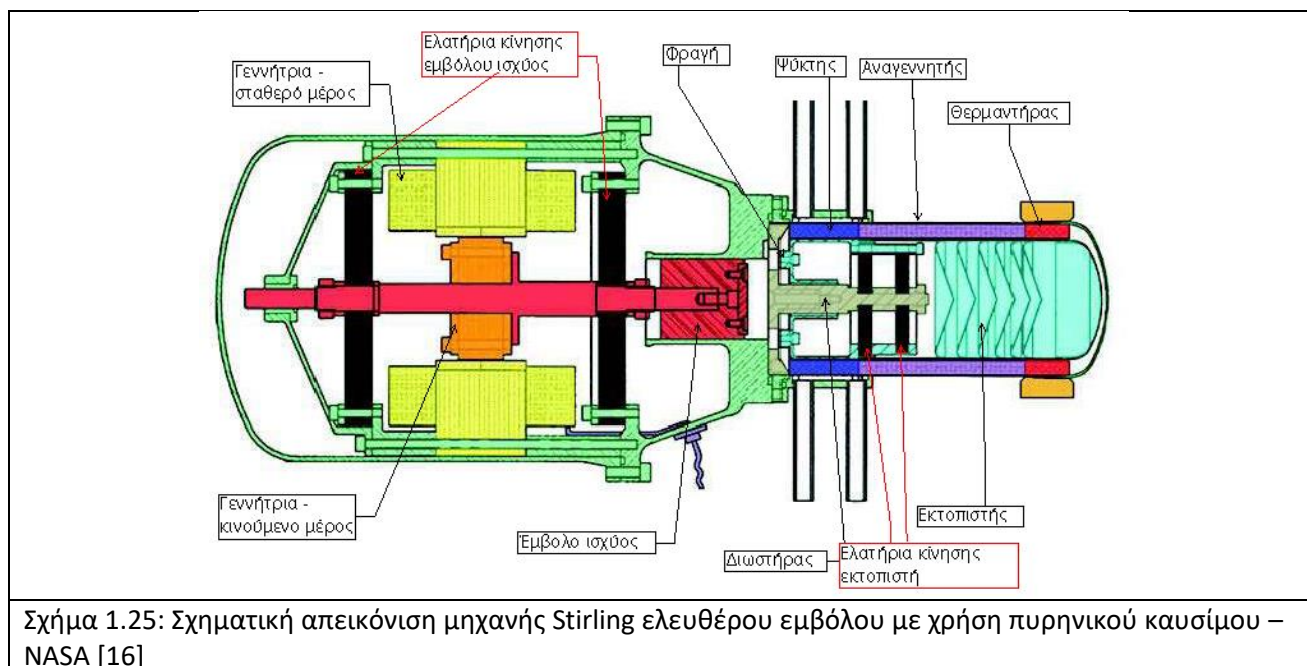
Η εφαρμογή μηχανών Stirling με χρήση πυρηνικού καυσίμου έχει ερευνηθεί και για διαστημικές εφαρμογές. Η NASA αναπτύσσει πρόγραμμα για την ανάπτυξη ηλεκτρικής ενέργειας από μηχανή Stirling ελευθέρου εμβόλου με χρήση ραδιοϊσοτόπων (RPS) για μελλοντικές αποστολές. Ο υψηλός βαθμός απόδοσης των μηχανών μειώνει κατά προσεγγιστικά τέσσερις (4) φορές την ανάγκη κατανάλωσης πυρηνικού καυσίμου για δεδομένη ποσότητα παραγόμενης ισχύος. Η θερμότητα αποβάλλεται στο διάστημα. Οι μηχανές ελευθέρου εμβόλου μπορούν να επιτύχουν μεγάλα χρονικά διαστήματα συνεχούς λειτουργίας και είναι ιδιαίτερα αξιόπιστες, κάτι που είναι ιδιαίτερα σημαντικό για χρήση σε διαστημικές εφαρμογές. Στο Σχήμα 1.24 απεικονίζεται μία τέτοια μηχανή Stirling που κατασκευάστηκε τη δεκαετία του 2000 και δοκιμάστηκε για 103 χιλιάδες ώρες συνεχούς λειτουργίας (ισοδύναμο με 11.7 έτη). Μετά από μετρήσεις που έγιναν στην μηχανή το 2016 προέκυψε πως η απόδοσή της δεν είχε μειωθεί κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της. Η μηχανή αναπαρίσταται σε τομή στο Σχήμα 1.25, όπου υποδεικνύονται τα βασικά στοιχεία της. [16]



Σχήμα 1.24: Μηχανή Stirling για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση πυρηνικού καυσίμου [16]

Στα τέλη της δεκαετίας του 1970 και κατά τη δεκαετία του 1980 δοκιμάστηκε η χρήση των μηχανών Stirling στην αυτοκίνηση από τη NASA και το Υπουργείο Ενέργειας των ΗΠΑ. Η χρήση τους οδήγησε σε χαμηλότερες εκπομπές CO, NO_x και CO₂ σε σχέση με τα επιτρεπτά όρια. Το μεγάλο μειονέκτημα που εν τέλει εμπόδισε τη χρήση των Stirling ως κύριες μονάδες παραγωγής ισχύος σε αυτοκίνητα ήταν η αργή απόκρισή τους στην μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής. Ο μικρός λόγος ισχύος προς την μάζα, το μεγάλο κόστος και η αργή εκκίνηση αποδείχθηκαν επίσης παράγοντες που εμπόδισαν τη χρήση των μηχανών Stirling στην αυτοκίνηση. Σήμερα, η χρήση των Stirling ερευνάται ως βοηθητικά συστήματα

στους ηλεκτροκινητήρες και τις θερμικές μηχανές. Η μηχανή Stirling θα λαμβάνει θερμότητα από τα καυσαέρια και θα κινεί βοηθητικά συστήματα, ή θα παρέχει ενέργεια συμπληρωματικά στον κινητήρα.



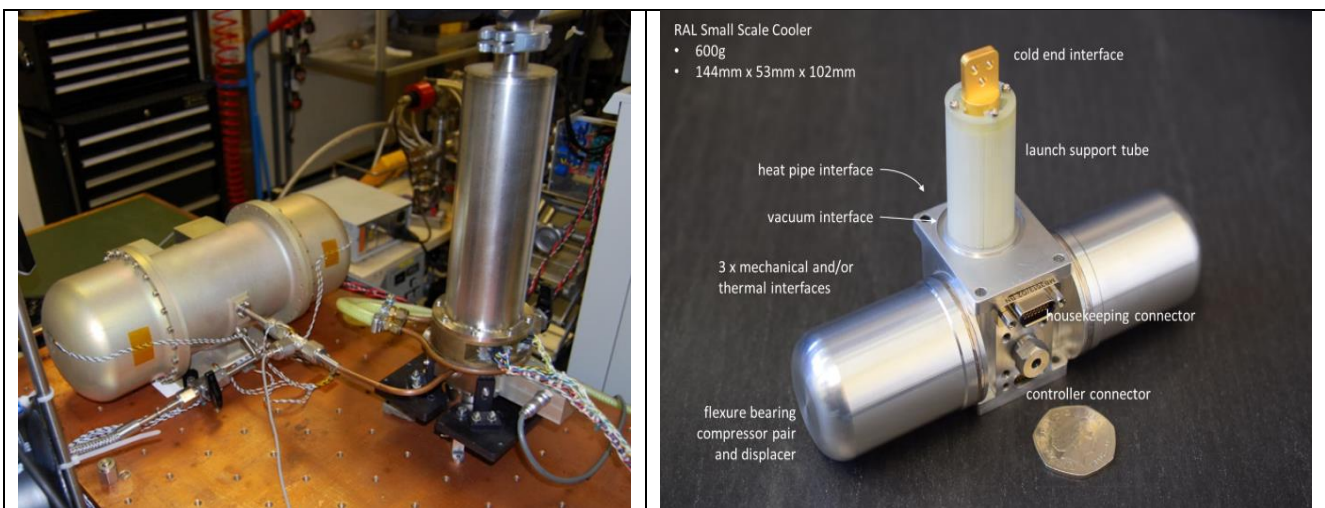
Σχήμα 1.25: Σχηματική απεικόνιση μηχανής Stirling ελευθέρου εμβόλου με χρήση πυρηνικού καυσίμου – NASA [16]

Οι μηχανές Stirling μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως **ψυκτικές μηχανές ή αντλίες θερμότητας**. Οι αντλίες θερμότητας λαμβάνουν θερμότητα από το περιβάλλον και την απορρίπτουν σε θερμότερο χώρο, με σκοπό τη θέρμανσή του ή τη διατήρηση σταθερής θερμοκρασίας. Οι μηχανές Stirling που λειτουργούν ως αντλίες θερμότητας παρουσιάζουν μεγαλύτερο συντελεστή συμπεριφοράς (COP) σε σχέση με την πλειοψηφία των αντίστοιχων συστημάτων. Οι ψυκτικές μηχανές Stirling μπορούν να λειτουργήσουν για κλιματισμό ενός χώρου. Λαμβάνεται θερμότητα από ψυχρό χώρο του οποίου η θερμοκρασία επιδιώκεται να μειωθεί ή να διατηρηθεί σταθερή και απορρίπτεται θερμότητα στο περιβάλλον, το οποίο βρίσκεται σε υψηλότερη θερμοκρασία. Ένα από τα πλεονεκτήματα των συστημάτων Stirling είναι η ευελιξία τους. Μία μηχανή Stirling μπορεί να λειτουργεί ως κλιματιστική το καλοκαίρι και ως αντλία θερμότητας το χειμώνα.

Τα συστήματα ψύξης με χρήση μηχανών Stirling δεν είναι ανταγωνιστικά των συστημάτων που βασίζονται σε κύκλο Rankine για θερμοκρασίες έως και $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, λόγω της μικρότερης απόδοσής τους και του μεγαλύτερου κόστους τους. Η εφαρμογή των ψυκτικών μηχανών Stirling αυξάνεται σε χαμηλότερες θερμοκρασίες. Οι ψυκτικές Stirling, που συνήθως λειτουργούν με ήλιο, μπορούν να επιτύχουν θερμοκρασίες έως και 70 K με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης. Αντίθετα, τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούν τα συστήματα που βασίζονται στον κύκλο Rankine έχουν μεγαλύτερο σημείο βρασμού. Η θερμοκρασία ίση με 70 K είναι η θερμοκρασία υγροποίησης του αέρα. Οι θερμοκρασίες χαμηλότερες των 93 K καλούνται κρυογονικές και οι μηχανές που λειτουργούν στις θερμοκρασίες αυτές καλούνται **κρυογονικές μηχανές Stirling**. Οι μηχανές αυτές μπορούν με μειωμένη απόδοση να επιτύχουν θερμοκρασίες της τάξης των $40\text{-}60\text{ K}$ (μηχανή ενός σταδίου) και 10 K (μηχανή δύο σταδίων). Για αυτές τις θερμοκρασίες, ο COP των κρυογονικών μηχανών Stirling προσεγγίζει το 5%.

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Οι κρυογονικές μηχανές Stirling χρησιμοποιούνται σε βιοϊατρικές εφαρμογές, στην γενετική, σε διαστημικές κατασκευές και στις μεταφορές. Οι πρώτες κρυογονικές μηχανές Stirling αναπτύχθηκαν από τη Phillips στη δεκαετία του 1950. Σήμερα, θεωρούνται η μόνη ευρέως χρησιμοποιούμενη συσκευή σε εμπορικό επίπεδο σε κρυογονικές εφαρμογές. Εκτός από τη δυνατότητά τους να επιτύχουν χαμηλές θερμοκρασίες και υψηλή απόδοση, προσφέρουν ήσυχη λειτουργία, αξιοπιστία και δυνατότητα κατασκευής σε μικρά μεγέθη. Στο Σχήμα 1.26 απεικονίζονται δύο κρυογονικές μηχανές Stirling, οι οποίες έχουν αναπτυχθεί από το STFC (Science and Technology Facilities Council). Αριστερά φαίνεται μία κρυογονική Stirling δύο σταδίων, η οποία μπορεί να επιτύχει θερμοκρασίες έως και 10 K. Η μηχανή παρέχει προ-ψύξη για χρήση σε ψύκτες Joule-Thomson για χρήση σε διαστημικές εφαρμογές. Στη δεξιά εικόνα φαίνεται μία μηχανή ενός σταδίου που μπορεί να επιτύχει θερμοκρασίες μεταξύ 80 και 150 K. Η μηχανή αυτή παρέχει ψύξη για εφαρμογές μικρής κλίμακας, κυρίως σε εφαρμογές σχετικές με το διάστημα. [26]



Σχήμα 1.26: Κρυογονικές μηχανή Stirling [26]

1.2: Βιβλιογραφική αναφορά

Η βιβλιογραφική έρευνα που έχει πραγματοποιηθεί παγκοσμίως σχετικά με τις μηχανές Stirling είναι εκτενέστατη. Συμπεράσματα από θεμελιώδεις εργασίες σχετικά με την επεξήγηση της λειτουργίας και την μοντελοποίηση των μηχανών Stirling, όπως είναι εκείνες των Urieli, Martini και Walker έχουν ήδη αναφερθεί στην εργασία. [1, 2, 3]. Στο κεφάλαιο αυτό δίνεται βαρύτητα σε εργασίες τα αντικείμενα των οποίων είναι παρόμοια με τα φαινόμενα που μελετώνται στην εργασία. Αρχικά παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα από πειραματικές μελέτες, όπου πραγματοποιείται και η μελέτη της επίδρασης συνθηκών λειτουργίας της μηχανής. Στη συνέχεια δίνεται βαρύτητα σε εργασίες όπου μελετάται η ροή του αερίου και η μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες της μηχανής, αλλά και τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα στους αναγεννητές των μηχανών Stirling. Η βιβλιογραφική αναφορά επεκτείνεται επίσης στις μελέτες μηχανών Stirling με χρήση αναλυτικών μοντέλων, στη χρήση Υπολογιστικών μεθόδων αλλά και στην μελέτη της επίδρασης επιλεγμένων παραμέτρων στη λειτουργία της μηχανής. Η διαδικασία αυτή καλείται παραμετρική μελέτη και έχει ως στόχο τη βελτιστοποίηση της γεωμετρίας, ή παραγόντων λειτουργίας μίας μηχανής Stirling ώστε να επιτευχθεί υψηλή παραγόμενη ισχύς και βαθμός απόδοσης.

1.2.1: Πειραματικές μελέτες

Η γνωστή βιβλιογραφία είναι ελλιπής ως προς τις πειραματικές εργασίες μηχανών Stirling. Από τις λίγες αναφορές που υπάρχουν, οι περισσότερες αφορούν πρότυπες διατάξεις μικρού μεγέθους και παραγόμενης ισχύος, οι οποίες χρησιμοποιούνται για την επαλήθευση υπολογιστικών προσομοιώσεων και αναλυτικών μοντέλων. Μεγαλύτερο ερευνητικό ενδιαφέρον έχουν τα πειράματα τα οποία πραγματοποιήθηκαν από τη NASA (Lewis Research Center), τα αποτελέσματα των οποίων παρουσιάζονται στην εργασία του Martini [21].

Η πειραματική διάταξη ήταν η μηχανή Stirling GPU-3 της General Motors. Η μηχανή αυτή θα αναλυθεί στη συνέχεια του κεφαλαίου και αποτελεί τη βάση επάνω στην οποία σχεδιάστηκε η μηχανή που προσομοιώνεται στην παρούσα εργασία. Κατά τα πειράματα που εκτελέστηκαν, δοκιμάστηκαν διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας της μηχανής ως προς το εργαζόμενο μέσο, την ταχύτητα περιστροφής, την μέση πίεση και τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Δοκιμάστηκαν έξι διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής από 1000 έως 3500 rpm (1000, 1500, 2000, 2500, 3000 και 3500 rpm). Οι πιέσεις λειτουργίας της μηχανής ήταν ίσες με 13.8, 27.6, 41.4, 55.2 και 69 bar, ενώ οι θερμοκρασίες του θερμαντήρα που δοκιμάστηκαν ήταν ίσες με 593, 648 και 704 °C. Η μηχανή λάμβανε θερμότητα από καυσαέρια ενώ ψυχόταν από νερό θερμοκρασίας 13-15 °C. Ως εργαζόμενα μέσα χρησιμοποιήθηκαν το Ήλιο και το Υδρογόνο. Κάποιες από αυτές τις συνθήκες είναι παρόμοιες με τις συνθήκες λειτουργίας της προσομοιωμένης μηχανής. Η εργασία είναι εκτενέστατη και τα ευρήματα που προέκυψαν ως προς τη λειτουργία της μηχανής δεν μπορούν να αναλυθούν στο πλαίσιο της παρούσας διατριβής. Θα παρουσιασθούν συνοπτικά τα συμπεράσματα σχετικά με την απόδοση της μηχανής και την επίδραση των παραμέτρων που μελετήθηκαν.

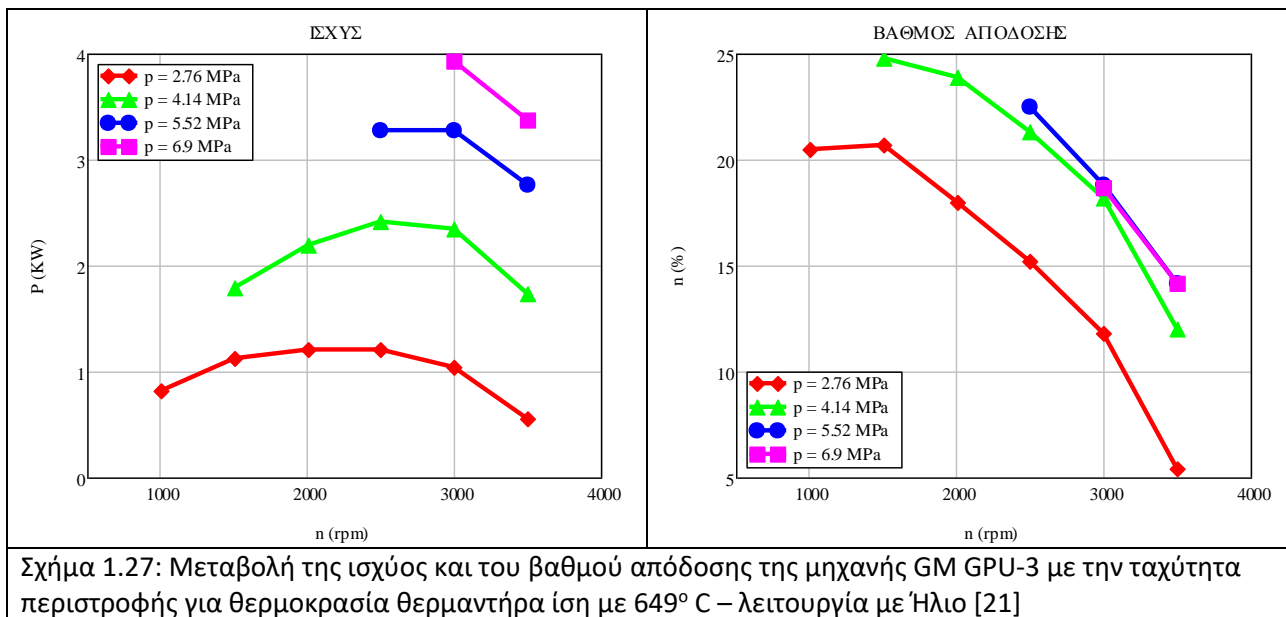
Το έργο ή, αντίστοιχα, η ισχύς που παράγεται από τις διεργασίες της μηχανής ονομάζεται ενδεικνύμενη ισχύς. Η ενδεικνύμενη ισχύς μειώνεται λόγω των απωλειών στον κινηματικό μηχανισμό της μηχανής. Η ισχύς που τελικά προσφέρεται στο εξωτερικό περιβάλλον της μηχανής είναι η παραγόμενη ισχύς. Κατά τα πειράματα του Martini μετρήθηκε η ενδεικνύμενη και η παραγόμενη ισχύς. Για συγκεκριμένο εργαζόμενο μέσο, οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό επηρεάζονται αποκλειστικά από την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής. Η τιμή της πίεσης λειτουργίας και της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα δεν προέκυψε να έχουν σχετική επίδραση. Οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό μεταβλήθηκαν σχεδόν γραμμικά με την ταχύτητα περιστροφής. Η χρήση του Ηλίου ως εργαζόμενο οδήγησε σε μεγαλύτερες απώλειες σε σχέση με το Υδρογόνο, με τη διαφορά να αυξάνεται για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής. Για την μέγιστη ταχύτητα περιστροφής, οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού για την μηχανή που λειτουργεί με Ήλιο είναι κατά 25-30% μεγαλύτερες σε σχέση με την αντίστοιχη μηχανή που λειτουργεί με Υδρογόνο. Η μεταβολή των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού με την ταχύτητα περιστροφής είναι σημαντική. Για χρήση Ηλίου, αύξηση της ταχύτητας περιστροφής από 1000 σε 3500 rpm αυξάνει τις απώλειες του κινηματικού μηχανισμού κατά 2.6 φορές, ενώ ο αντίστοιχος λόγος για χρήση Υδρογόνου είναι ίσος με 2.3. Για λειτουργία με Ήλιο και την μέγιστη ταχύτητα περιστροφής (3500 rpm), οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού είναι ίσες με 1.21 kW, ενώ η μέγιστη παραγόμενη ισχύς που επιτυγχάνεται για την ταχύτητα αυτή είναι ίση με 3.93 kW. Συνεπώς, εάν ήταν δυνατόν να μηδενισθούν οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού, η

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

παραγόμενη ισχύς θα αυξανόταν κατά 30%. Αντίστοιχα είναι τα αποτελέσματα και για τις υπόλοιπες ταχύτητες περιστροφής.

Η παραγόμενη ισχύς της μηχανής αυξήθηκε με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία του θερμαντήρα, ενώ παρουσίασε βέλτιστο ως προς την ταχύτητα περιστροφής. Για λειτουργία με Ήλιο, η μέγιστη παραγόμενη ισχύς που προέκυψε είναι ίση με 3.93 kW και επιτεύχθηκε υπό ταχύτητα περιστροφής 3000 rpm, μέση πίεση ίση με 69 bar και θερμοκρασία θερμαντήρα ίση με 649 βαθμούς Κελσίου. Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής υπό αυτές τις συνθήκες είναι ίσος με 18.7%. Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης από τα πειράματα είναι ίσος με 24.8% και επιτεύχθηκε για ταχύτητα περιστροφής ίση με 1500 rpm.

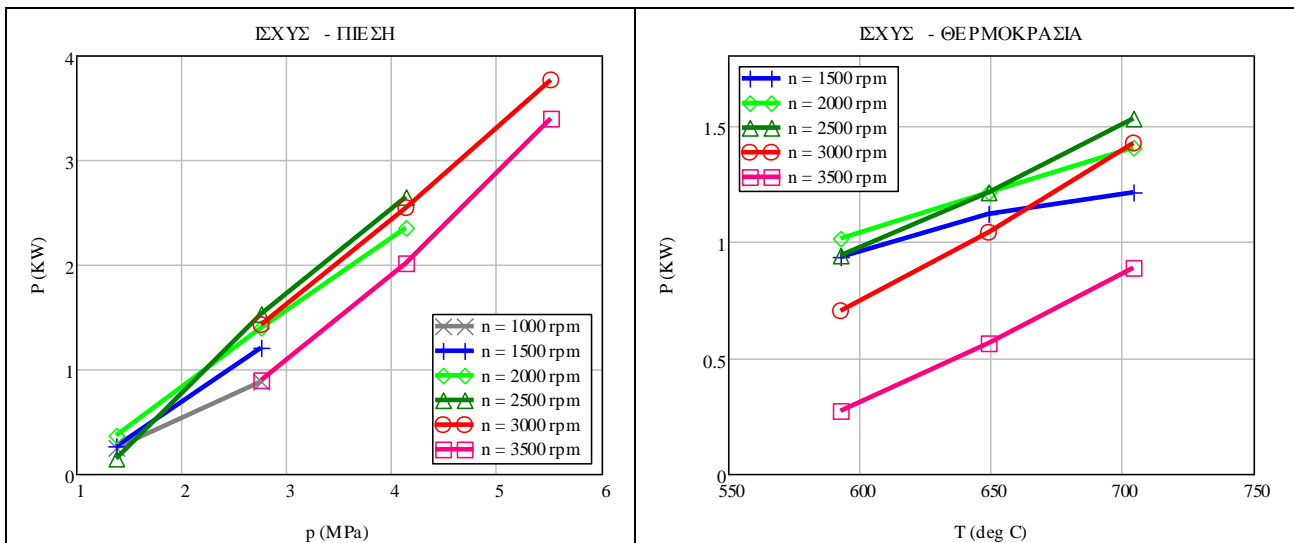
Η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται με την αύξηση της **ταχύτητας περιστροφής** έως κάποια τιμή στο διάστημα μεταξύ 2000 και 3000 rpm και στη συνέχεια μειώνεται. Η μείωση της ισχύος οφείλεται κατά κύριο λόγο στη σημαντική αύξηση των τριβών που αναπτύσσονται κατά τη ροή του αερίου εντός της μηχανής, οι οποίες προκαλούν μείωση και της ενδεικνύμενης ισχύος σε μεγάλες ταχύτητες περιστροφής. Ο ρυθμός μείωσης της παραγόμενης ισχύος είναι μεγαλύτερος όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής, λόγω και της αύξησης των απωλειών στον κινηματικό μηχανισμό. Η βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής ως προς την μεγιστοποίηση της ισχύος διαφέρει ανάλογα τις συνθήκες λειτουργίας της μηχανής. Όσο αυξάνεται η πίεση λειτουργίας ή η θερμοκρασία του θερμαντήρα, η βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής ως προς την παραγόμενη ισχύ αυξάνεται. Η προσδιδόμενη ισχύς αυξάνεται γραμμικά με την ταχύτητα περιστροφής. Ο βαθμός απόδοσης, τέλος, έχει την μέγιστη τιμή του για ταχύτητα περιστροφής ίση με 1500 rpm. Η μείωση του βαθμού απόδοσης είναι εντονότερη για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής. Ενδεικτικά αποτελέσματα της μεταβολής της παραγόμενης ισχύος και του βαθμού απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής για λειτουργία με Ήλιο παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.27. Κατά τα πειράματα που παρουσιάζονται, η θερμοκρασία του θερμαντήρα ήταν σταθερή και ίση με 649 °C.



Η αύξηση της **μέσης πίεσης** λειτουργίας της μηχανής αύξησε την παραγόμενη ισχύ με προσεγγιστικά γραμμικό τρόπο. Σε κάποια πειράματα υπό ταχύτητες περιστροφής άνω των 2500 rpm παρατηρήθηκε

ελαφρά μείωση του ρυθμού αύξησης για πίεση άνω των 40 bar. Τα πειράματα αυτά όμως δεν μπορούν να ομαδοποιηθούν ώστε να προκύψει ένα γενικό συμπέρασμα. Στο Σχήμα 1.28 (αριστερά) παρουσιάζεται η μεταβολή της παραγόμενης ισχύος με την μέση πίεση λειτουργίας για θερμοκρασία θερμαντήρα ίση με 704 °C. Τα αποτελέσματα αυτά προέκυψαν από λειτουργία της μηχανής με Ήλιο. Η παραγόμενη ισχύς είναι πολύ μικρή για την μικρότερη εκ των πιέσεων που δοκιμάστηκαν αλλά αυξάνεται σημαντικά με την πίεση λειτουργίας. Για ταχύτητα περιστροφής ίση με 2500 rpm, ο τριπλασιασμός της πίεσης λειτουργίας από 13.8 σε 41.4 bar αυξάνει την παραγόμενη ισχύ από 0.15 σε 2.65 kW. Για ταχύτητα περιστροφής ίση με 3000 rpm, διπλασιασμός της πίεσης από 27.6 σε 55.2 bar οδήγησε σε υπερδιπλασιασμό της παραγόμενης ισχύος, από 1.42 σε 3.77 kW αντίστοιχα. Ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται με την μέση πίεση λειτουργίας, με τη ρυθμό αύξησης να μειώνεται σημαντικά για πίεση άνω των 40 bar. Για θερμοκρασία θερμαντήρα ίση με 649 °C, ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε κατά απόλυτη τιμή ίση με 6% (από 15.2% σε 21.3%) για μεταβολή της πίεσης από 27.6 σε 41.4 bar. Για ισόποση αύξηση της πίεσης στα 55.2 bar, ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε κατά μόλις 1% (22.5%). Ο ρυθμός αύξησης της παραγόμενης ισχύος αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα, αλλά και την ταχύτητα περιστροφής έως την περιοχή των 2500-3000 rpm ανάλογα τις συνθήκες λειτουργίας κάθε φορά.

Η παραγόμενη ισχύς αυξήθηκε με τη **θερμοκρασία του θερμαντήρα** με προσεγγιστικά γραμμικό ρυθμό. Όπως και κατά την μεταβολή της πίεσης, ο ρυθμός αύξησης της ισχύος μειώθηκε για μεγάλες θερμοκρασίες υπό μεμονωμένες συνθήκες λειτουργίας. Εν γένει, η αύξηση της παραγόμενης ισχύος με το θερμαντήρα ήταν εντονότερη για αύξηση της ταχύτητας περιστροφής έως τα 3000 rpm. Αντίθετα, η πίεση λειτουργίας δεν είχε αντίστοιχη επίδραση.



Σχήμα 1.28: Μεταβολή της παραγόμενης ισχύος με την μέση πίεση (θερμοκρασία θερμαντήρα 704 °C) και τη θερμοκρασία του θερμαντήρα (μέση πίεση 2.76 MPa) – λειτουργία με Ήλιο [21]

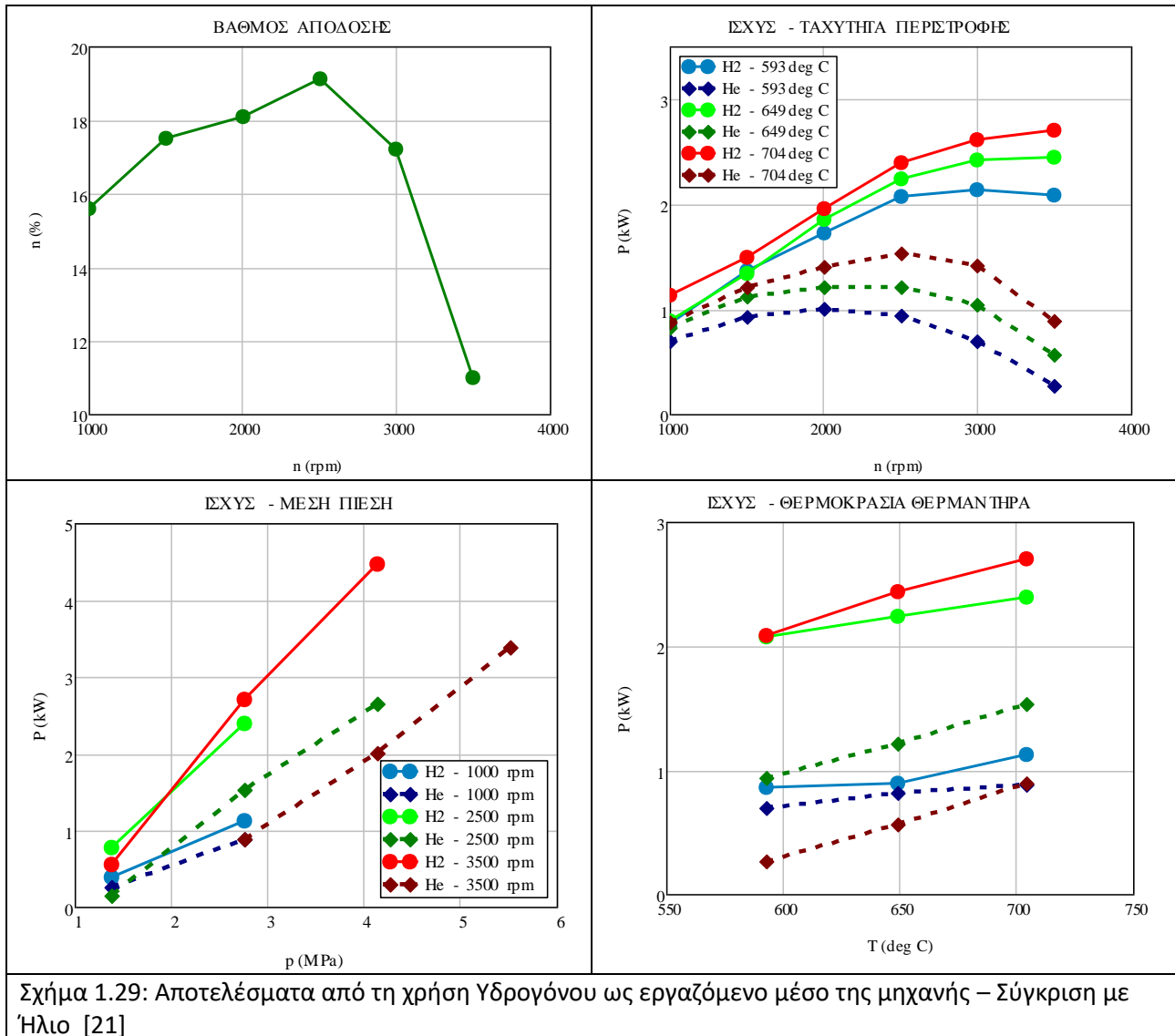
Στο Σχήμα 1.28 (δεξιά) παρουσιάζεται η μεταβολή της παραγόμενης ισχύος με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Η μέση πίεση είναι σταθερή και ίση με 27.6 bar. Η αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα κατά 110 °C (από 593 σε 704 °C) αυξάνει την παραγόμενη ισχύ από 0.3 kW για γωνιακή ταχύτητα ίση με 1500 rpm σε 0.6 kW για 2500 rpm και 0.7 kW για 3000 rpm. Τα υπάρχοντα

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

αποτελέσματα σχετικά με το βαθμό απόδοσης της μηχανής ήταν διαθέσιμα μόνο για θερμοκρασία θερμοαντήρα ίση με 649 °C και, ως αποτέλεσμα, δεν μπορεί να προκύψει συμπέρασμα για την επίδραση της θερμοκρασίας του θερμοαντήρα στο βαθμό απόδοσης της μηχανής.

Τα πειράματα με χρήση του Υδρογόνου ως εργαζόμενο μέσο πραγματοποιήθηκαν στις αντίστοιχες συνθήκες λειτουργίας. Η μέγιστη ισχύς ήταν ίση με 4.47 kW, μεγαλύτερη κατά 15% από την αντίστοιχη μέγιστη ισχύ που παρατηρήθηκε για λειτουργία με Ήλιο. Όμως, η ισχύς για τη λειτουργία της μηχανής με Υδρογόνο επιτεύχθηκε υπό πίεση 41.4 bar, ενώ η αντίστοιχη πίεση για την μέγιστη ισχύ του Ηλίου ήταν 69 bar. Συνεπώς, η διαφορά μεταξύ της απόδοσης της μηχανής για λειτουργία με τα δύο εργαζόμενα μέσα είναι σημαντικά μεγαλύτερη. Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης που μετρήθηκε είναι ίσος με 27.2%, για θερμοκρασία θερμοαντήρα ίση με 704 °C και ταχύτητα περιστροφής ίση με 2500 rpm. Καθώς η μέση πίεση στο αντίστοιχο πείραμα ήταν χαμηλή (27.6 bar), θεωρείται πως ο μέγιστος δυνατός βαθμός απόδοσης της μηχανής είναι μεγαλύτερος. Όπως και για τα πειράματα με χρήση Ηλίου, προέκυψε η γραμμική αύξηση της ισχύος με την μέση πίεση και τη θερμοκρασία του θερμοαντήρα. Σε όλες τις περιπτώσεις η παραγόμενη ισχύς είναι μεγαλύτερη για χρήση Υδρογόνου, αλλά η απόκλιση σε σχέση με το Ήλιο αυξάνεται για μεγαλύτερες πιέσεις και θερμοκρασίες. Όσον αφορά την μεταβολή της ισχύος και του βαθμού απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, η χρήση Υδρογόνου αυξάνει σημαντικά την ισχύ για μεγάλες ταχύτητες περιστροφής. Οι βέλτιστες ταχύτητες περιστροφής ως προς την ισχύ και το βαθμό απόδοσης είναι μεγαλύτερες σε σχέση με τη χρήση Ηλίου. Η διαφορά των δύο εργαζόμενων μέσων για μεγάλες ταχύτητες περιστροφής είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την αντίστοιχη διαφορά για μεγάλες πιέσεις και θερμοκρασίες.

Στο Σχήμα 1.29 παρουσιάζονται αποτελέσματα από τα πειράματα που πραγματοποιήθηκαν με χρήση Υδρογόνου. Επάνω αριστερά παρουσιάζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής για μέση πίεση ίση με 13.8 bar και θερμοκρασία του θερμοαντήρα ίση με 704 °C. Ο βαθμός απόδοσης μεγιστοποιείται στις 2500 rpm, σε αντίθεση με τη βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής για λειτουργία με Ήλιο που ήταν ίση με 1500 rpm. Στο επάνω δεξιά διάγραμμα παρουσιάζεται η μεταβολή της ισχύος με την ταχύτητα περιστροφής υπό μέση πίεση ίση με 27.6 bar και για διαφορετικές θερμοκρασίες του θερμοαντήρα. Στο κάτω αριστερά διάγραμμα συγκρίνεται η μεταβολή της παραγόμενης ισχύος με την μέση πίεση για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής και υπό θερμοκρασία θερμοαντήρα ίση με 704 °C. Στο κάτω δεξιά γράφημα παρουσιάζεται η μεταβολή της ισχύος με τη θερμοκρασία του θερμοαντήρα για τις ίδιες ταχύτητες περιστροφής και μέση πίεση ίση με 2.76 Μρα. Η χρήση του Υδρογόνου οδηγεί στην επίτευξη μεγαλύτερης ισχύος για όλες τις ταχύτητες περιστροφής και για όλες τις συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας. Από τα διαγράμματα γίνεται σαφής η υπεροχή της χρήσης Υδρογόνου έναντι του Ηλίου για ταχύτητες περιστροφής από 2500 rpm και μεγαλύτερες. Όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, τόσο μεγαλώνει η διαφορά μεταξύ των δύο εργαζόμενων μέσων.



1.2.2: Μελέτη με χρήση Υπολογιστικών Μεθόδων

Οι αρχικές μέθοδοι μελέτης των μηχανών Stirling ήταν τα αναλυτικά μοντέλα, τα οποία διαχωρίζονται σε μοντέλα πρώτης (1^{ης}), δεύτερης (2^{ης}) και τρίτης (3^{ης}) τάξης. Τα μοντέλα πρώτης τάξης αποτελούν πολύ απλές προσεγγίσεις και οδηγούν σε σημαντική υπερεκτίμηση της παραγόμενης ισχύος και του βαθμού απόδοσης της μηχανής. Τα μοντέλα δεύτερης τάξης αποτελούν επίσης απλές προσεγγίσεις, αν και πιο σύνθετες από τα μοντέλα πρώτης τάξης. Πολλές απώλειες έργου και θερμότητας μπορούν να προστεθούν μετά τη σύγκλιση του κώδικα προσομοίωσης της μηχανής, αποσυνδεδεμένες μεταξύ τους. Στα μοντέλα τρίτης τάξης, η μηχανή διακριτοποιείται σε ένα δίκτυο όγκων ελέγχου, στους οποίους επιλύονται οι βασικές διαφορικές εξισώσεις. Τα μοντέλα τρίτης τάξης μπορούν να προσεγγίσουν την πραγματική λειτουργία μίας μηχανής, απαιτούν όμως μεγάλο υπολογιστικό χρόνο και πόρους. Οι αναλυτικές μέθοδοι παρουσιάζονται στο Κεφάλαιο 3 και τα Παραρτήματα Α-Δ της εργασίας.

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Ακόμα και αν υπολογίσουν με ακρίβεια την ισχύ και την απόδοση της μηχανής, οι αναλυτικές μέθοδοι δεν μπορούν να παρέχουν σημαντικά στοιχεία λειτουργίας της μηχανής όπως είναι η ροή του αερίου στους επιμέρους χώρους, η χωρική κατανομή των ιδιοτήτων του αερίου και οι εντοπισμένες απώλειες πίεσης. Επιπλέον, τα αναλυτικά μοντέλα απαιτούν την εισαγωγή ως δεδομένα θεωρητικών συντελεστών και συσχετίσεων για την μεταφορά θερμότητας και την πτώση πίεσης, οι οποίοι όμως συνήθως δεν ανταποκρίνονται στις συνθήκες της παλινδρομικής ροής. Οι περιορισμοί των αναλυτικών μοντέλων μπορούν να ξεπεραστούν με την εφαρμογή Υπολογιστικών μεθόδων (Computational Fluid Dynamics – CFD). Η εφαρμογή των μεθόδων αυτών είναι πλέον δυνατή λόγω της ανάπτυξης των υπολογιστικών συστημάτων και της αύξησης της διαθέσιμης υπολογιστικής ισχύος. Καθώς οι μηχανές Stirling είναι περίπλοκα συστήματα για τα οποία απαιτείται λεπτομερής θερμοδυναμική ανάλυση, το CFD έχει γίνει ένα συνηθισμένο εργαλείο για την παγκόσμια ερευνητική κοινότητα ως προς την μελέτη της λειτουργίας των μηχανών Stirling. [27]

Στο τμήμα αυτό θα πραγματοποιηθεί αναφορά σε εργασίες όπου πραγματοποιήθηκε μελέτη μηχανής Stirling με χρήση CFD. Οι εργασίες που θα αναφερθούν έχουν ως στόχο την μελέτη της λειτουργίας και της απόδοσης της μηχανής σε δεδομένες συνθήκες. Η ορθότητα των υπολογιστικών αποτελεσμάτων επιβεβαιώνεται μέσω της σύγκρισης με πειραματικά αποτελέσματα ή, εναλλακτικά, με τη σύγκριση των αποτελεσμάτων με τα αντίστοιχα ενός επικυρωμένου αναλυτικού μοντέλου. Η χρήση CFD για την μελέτη της επίδρασης γεωμετρικών και λειτουργικών παραμέτρων στην απόδοση της μηχανής θα παρουσιασθεί στο τελευταίο τμήμα του κεφαλαίου.

Μία από τις πρώτες προσπάθειες ως προς την προσομοίωση μηχανής Stirling με χρήση Υπολογιστικών μεθόδων ήταν αυτή των Zhang – Ibrahim το 2004. [28] Με χρήση CFD ερευνήθηκε η λειτουργία μίας μηχανής Stirling σχεδιασμένης σε δύο διαστάσεις. Πραγματοποιήθηκε μελέτη σχετικά με το υπολογιστικό πλέγμα, το χρονικό βήμα και τον αριθμό των απαιτούμενων κύκλων έως την επίτευξη σύγκλισης. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης συγκρίθηκαν επιτυχώς με τα αντίστοιχα αποτελέσματα ενός επικυρωμένου αναλυτικού κώδικα (SAGE). Ο Mahkamov (2005) [29] προσομοίωσε επιτυχώς μία αξονοσυμμετρική μηχανή Stirling η οποία λαμβάνει θερμότητα μέσω ηλιακής ακτινοβολίας. Η πρόβλεψη σχετικά με την παραγόμενη ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής ήταν ακριβέστερη σε σχέση με το ήδη υπάρχον αναλυτικό μοντέλο δεύτερης (2^{ns}) τάξης. Βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης, επιτεύχθηκε καλύτερος σχεδιασμός του ηλιακού κατόπτρου για τη συσσώρευση της ηλιακής ενέργειας. Οι Αλεξάκης και Mahkamov [30] προσομοίωσαν επιτυχώς μία μηχανή Stirling τύπου Wankel ώστε να εκτιμήσουν την επίδραση παραγόντων όπως η διαφορά φάσης. Η προσομοίωση έγινε σε δύο διαστάσεις.

Το CFD έχει χρησιμοποιηθεί ιδιαίτερα για την μελέτη των μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας, ειδικά προς το θερμαντήρα της μηχανής, λόγω της δυνατότητας των υπολογιστικών μεθόδων να υπολογίσουν τη χωρική κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου. Η κατανόηση και, εν συνεχεία, η βελτιστοποίηση της μεταφοράς θερμότητας από την εξωτερική πηγή προς το εργαζόμενο μέσο αυξάνει την απόδοση της μηχανής. Η μεγαλύτερη ικανότητα των υπολογιστικών μεθόδων σε σχέση με τα αναλυτικά μοντέλα ως προς την μελέτη της μεταφοράς θερμότητας αποδεικνύεται σε πολλές εργασίες. Για παράδειγμα, οι Salazar και Chen [31] πραγματοποίησαν μελέτη των μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας με χρήση CFD σε μία μηχανή Stirling β-τύπου. Η χρήση CFD οδήγησε σε ακριβέστερη περιγραφή των μεθόδων μεταφοράς θερμότητας σε σχέση με το υπάρχον αναλυτικό μοντέλο δεύτερης τάξης. Παρουσιάζεται η

ροή του αερίου και η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας, η οποία δεν ήταν ομοιόμορφη εντός του κάθε χώρου της μηχανής σε οποιαδήποτε χρονική στιγμή. Ανομοιομορφία προέκυψε επίσης και για την μεταφορά θερμότητας στην επιφάνεια των τοιχωμάτων των εναλλακτών. Η ανομοιομορφία ως προς τη χωρική κατανομή της θερμοκρασίας και της μεταφοράς θερμότητας αποδόθηκε στην περιπλοκότητα των φαινομένων μεταφοράς θερμότητας υπό μεταβαλλόμενη ροή, Αντίστοιχα συμπεράσματα προέκυψαν από την τριδιάστατη προσομοίωση των Chen et al. [32] σε μηχανή Stirling γ-τύπου που διέθετε δύο ίδια έμβολα ισχύος. Τα αποτελέσματα αυτά καταδεικνύουν την ανεπάρκεια των αναλυτικών μοντέλων, στα οποία υποτίθεται ομοιόμορφη θερμοκρασία εντός των χώρων της μηχανής. Η ανομοιομορφία ως προς τη θερμοκρασία του αερίου και της μεταφοράς θερμότητας οδηγεί στην ύπαρξη πολλών επιμέρους συντελεστών μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αερίου και του τοιχώματος, σε αντίθεση με έναν κοινό συντελεστή που θεωρείται ως δεδομένος στις αναλυτικές μεθόδους.

Τα τελευταία χρόνια, η εξέλιξη των υπολογιστικών συστημάτων επιτρέπει την πραγματοποίηση πιο σύνθετων προσομοιώσεων, οι οποίες προσεγγίζουν πειραματικά αποτελέσματα με ικανοποιητική ακρίβεια. Οι El Ghafour et al [33] πραγματοποίησαν Υπολογιστική προσομοίωση, όπου η απόκλιση των αποτελεσμάτων της από πειραματικά δεδομένα ήταν μικρότερη από 4%. Στην εργασία τους ερευνώνται τα πεδία ροής του εργαζόμενου μέσου και η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου. Οι Mohammadi et al [34] ερεύνησαν τη λειτουργία μηχανής Stirling β-τύπου. Λόγω του απλού σχεδιασμού της μηχανής, η παραγόμενη ισχύς βάσει της προσομοίωσης είχε σημαντική απόκλιση από τα πειραματικά δεδομένα (15%), αλλά ήταν εγγύτερα σε αυτά σε σχέση με τα αντίστοιχα αποτελέσματα του αναλυτικού μοντέλου. Μέσω της χρήσης CFD ήταν δυνατή η μελέτη της επίδρασης του σχεδιασμού της μηχανής και ο καλύτερος υπολογισμός των απωλειών θερμότητας. Οι Abuelyamen και Ben Mansour [35] συνέκριναν την απόδοση τριών μηχανών Stirling α-τύπου, β-τύπου και γ-τύπου. Οι προσομοιωμένες μηχανές δεν διέθεταν αναγεννητή, λειτουργούσαν με αέρα και ήταν χαμηλής απόδοσης. Με τροποποίηση της σχεδίασης της μηχανής α-τύπου, ο βαθμός απόδοσής της αυξήθηκε από 2% σε 10%. Οι Caetano et al [36] συνδύασαν τη χρήση CFD με το αναλυτικό μοντέλο πρώτης τάξης του Schmidt [37] ώστε να επιτύχουν καλύτερη αρχικοποίηση της προσομοίωσης, βελτιώνοντας τη σύγκλιση και μειώνοντας τον απαιτούμενο υπολογιστικό χρόνο. Οι Kumaravelu et al [38] βελτιστοποίησαν την μεταφορά θερμότητας προς το θερμαντήρα μίας μηχανής Stirling β-τύπου μέσω της προσθήκης διαφορετικών τύπου πτερυγίων στο θερμαντήρα της μηχανής. Οι Garcia et al. [39] χρησιμοποίησαν CFD για την μελέτη του θερμαντήρα μίας μηχανής Stirling, σε συνδυασμό με πειράματα. Τα πειραματικά δεδομένα όπως ο συντελεστής τριβής και ο αριθμός Stanton υπό παλινδρομική ροή χρησιμοποιήθηκαν ως βάση για την υπολογιστική μελέτη. Στη συνέχεια, ο θερμαντήρας προσομοιώθηκε ως τμήμα μηχανής Stirling α-τύπου. Οι Ben Mansour et al. [40] ερεύνησαν την επίδραση της μεταφοράς θερμότητας μέσω ακτινοβολία. Η απόκλιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης από πειραματικά αποτελέσματα δεν ξεπέρασε το 7%. Η μεταφορά θερμότητας αποδείχθηκε πως είναι σημαντικός παράγοντας για την απόδοση της μηχανής, καθώς η μη συμπερίληψή του οδήγησε σε υπολογισμό παραγόμενης ισχύος κατά 18% χαμηλότερης. Τέλος, οι Solomon et al [41] πραγματοποίησαν μελέτη ως προς τη ροή των καυσαερίων που προέρχονται από την εξωτερική καύση και προσδίδουν θερμότητα στην μηχανή. Η χρήση οδηγών των καυσαερίων και οπών για τη διάχυσή τους βελτίωσε την μεταφοράς θερμότητας, με αποτέλεσμα την πρόσδοση μεγαλύτερης ποσότητας θερμότητας στην μηχανή με την ίδια παροχή

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

καυσίμου. Με τον τρόπο αυτό βελτιώθηκε η απόδοση του συστήματος ισχύος το οποίο βασίζεται στην μηχανή Stirling.

1.2.3: Μελέτη της ροής και της μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες

Η ύπαρξη παλινδρομικής ροής, καθώς και η συμπίεση και η αποσυμπίεση του αερίου οδηγούν στην ύπαρξη περίπλοκων μηχανισμών ως προς την πτώση πίεσης εντός της μηχανής και την μεταφορά θερμότητας προς και από την μηχανή. Οι συσχετίσεις που αντιστοιχούν στη σταθερή ροή δεν είναι δεδομένο πως μπορούν να χρησιμοποιηθούν για παλινδρομική ροή.

Παλαιότερα, η μεταφερόμενη θερμότητα προς ή από το αέριο σε παλινδρομική ροή αερίου σε έναν αγωγό ή σωλήνα θεωρούνταν ανάλογη της διαφοράς της θερμοκρασίας μεταξύ του αερίου και του τοιχώματος, με χρήση ενός σταθερού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Η θεώρηση αυτή λάμβανε ως δεδομένο την ύπαρξη ομοιόμορφης θερμοκρασίας σε όλη την επιφάνεια ροής του αερίου. Το 1943, ο Pfruem μελέτησε την μεταφορά θερμότητας κατά τη διάρκεια κυκλικής λειτουργίας μηχανής με μικρές μεταβολές της πίεσης. [42] Εκτός από τις θερμοκρασίες του αερίου και του μετάλλου, η μεταφορά θερμότητας εξαρτάται από τη γεωμετρία και την ταχύτητα του αερίου. Παρατηρήθηκε η δημιουργία ενός στρώματος αερίου κοντά στο τοίχωμα όπου οι ιδιότητες ήταν διαφορετικές σε σχέση με το αέριο στον υπόλοιπο όγκο του μελετώμενου χώρου. Το πάχος του οριακού στρώματος ήταν σταθερό. Για αρμονική μεταβολή της πίεσης και της θερμοκρασίας του αερίου, η μεταφορά θερμότητας φάνηκε να έχει διαφορά φάσης σε σχέση με την πίεση και τη θερμοκρασία. Η ύπαρξη της διαφοράς φάσης οδήγησε στην ανάγκη για την ύπαρξη ενός μιγαδικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Το 1968, ο Wendland [43] πραγματοποίησε πειραματική μελέτη της μεταφοράς θερμότητας σε κλειστό σύστημα με μεταβλητή θερμοκρασία και πίεση. Παρατηρήθηκε διαφορά φάσης μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας και της θερμοκρασίας του αερίου. Η ύπαρξη της διαφοράς φάσης μεταξύ της μεταφερόμενης θερμότητας και της θερμοκρασίας του αερίου οδηγεί σε απώλειες θερμότητας. Ο Faulkner [44] μελέτησε πειραματικά την μεταφορά θερμότητας σε κλειστό κύκλο υπό παλινδρομική ροή, όπου το εργαζόμενο αέριο υφίσταται συμπίεση και αποσυμπίεση. Παρατηρήθηκε διαφορά φάσης μεταξύ της μεταφερόμενης θερμότητας και της θερμοκρασίας του αερίου, η οποία σε σημαντικό βαθμό καθορίζεται από τον αριθμό Reynolds της ροής. Οι απώλειες θερμότητας μεγιστοποιήθηκαν για ενδιάμεσες τιμές του Reynolds κατά τη διάρκεια του κύκλου και αυξήθηκαν με την αύξηση της θερμοχωρητικότητας του αερίου και του λόγου συμπίεσης. Η μείωση των απωλειών θερμότητας μπορεί να μειωθεί με αύξηση της ταχύτητας του εμβόλου και μείωσης της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου.

Στο πλαίσιο της έρευνας που πραγματοποιήθηκε στο MIT κατά τη διάρκεια της δεκαετίας του 1980 και του 1990, ο Kornhauser ερεύνησε το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας σε διάταξη όπου αέριο που βρισκόταν εντός ενός κυλίνδρου συμπιεζόταν και αποσυμπιεζόταν μέσω της κίνησης ενός εμβόλου. [45, 46, 47] Σε κάποιες περιπτώσεις ο κύλινδρος ήταν συνδεδεμένος με εναλλάκτη θερμότητας για τη θέρμανση του αερίου. Σε μικρές ταχύτητες περιστροφής, υπάρχει επαρκές χρονικό διάστημα μεταξύ δύο διαδοχικών μοιρών ώστε να πραγματοποιηθεί μεταφορά θερμότητας από το αέριο προς το τοίχωμα. Δεν υπήρχε οριακό στρώμα του αερίου κοντά στο τοίχωμα και η ακτινική μεταβολή της θερμοκρασίας μεταξύ του αερίου στο κέντρο του κυλίνδρου και του τοιχώματος ήταν γραμμική. Η μεταφορά θερμότητας ήταν ανάλογη της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ του αερίου και του τοιχώματος. Για μεγάλες ταχύτητες περιστροφής, η ροή μετατρέπεται σε τυρβώδης και δημιουργείται ένα λεπτό οριακό στρώμα κοντά στο

τοιχώμα. Οι ιδιότητες του αερίου στον κυρίως όγκο του κυλίνδρου και στο οριακό στρώμα είναι διαφορετικές, καθώς το αέριο στον κύλινδρο επηρεάζεται από την μεταβολή της πίεσης λόγω της κίνησης του εμβόλου ενώ το αέριο στο στρώμα κοντά στο τοίχωμα επηρεάζεται κυρίως από τη θερμοκρασία του τοιχώματος. Η θερμοκρασία του αερίου επηρεάζεται σχεδόν αποκλειστικά από τη θερμοκρασία του στον κυρίως όγκο του κυλίνδρου, ενώ η μεταφορά θερμότητας επηρεάζεται κυρίως από τη θερμοκρασία του αερίου στο οριακό στρώμα δίπλα στο τοίχωμα. Το αποτέλεσμα της ύπαρξης του οριακού στρώματος είναι η διαφορά φάσης μεταξύ της μεταφερόμενης θερμότητας και της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ αερίου και τοιχώματος ή, λόγω της προσεγγιστικά σταθερής θερμοκρασίας του τοιχώματος, της θερμοκρασίας του αερίου. Εξετάσθηκε η χρήση ενός μιγαδικού αριθμού Nusselt για τη συσχέτιση της μεταφερόμενης θερμότητας και της διαφοράς θερμοκρασίας. Το πραγματικό μέρος του Nusselt εξαρτάται από τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ αερίου και τοιχώματος, ενώ το φανταστικό μέρος εξαρτάται από το ρυθμό της αξονικής μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου στο οριακό στρώμα. Κατά τα πειράματα, οι απώλειες θερμότητας αυξήθηκαν για τυρβώδη ροή. Επιπλέον, λόγω των σύνθετων φαινομένων που προέκυψαν από την αύξηση της τύρβης στις διαφορετικές συνθήκες που δοκιμάσθηκαν έγινε πιο δύσκολος ο υπολογισμός του μιγαδικού αριθμού Nusselt.

Στις μελέτες αυτές βασίσθηκαν μεταγενέστερες εργασίες στο πλαίσιο της έρευνας που διεξήχθη στο MIT σχετικά με την μεταφορά θερμότητας υπό παλινδρομική ροή. Ο Grassmyer και ο Cheng πραγματοποίησαν πειραματική μελέτη στη διάταξη που περιγράφεται παραπάνω, όπου η διαφορά φάσης μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας και της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ αερίου και τοιχώματος συσχετίσθηκε με τον αριθμό Peclet και τη γωνία στροφάλου. Η χρήση του μιγαδικού αριθμού Nusselt προέκυψε ως ενδεδειγμένη για την πρόβλεψη της ροής θερμότητας σε αναλυτικό μοντέλο. [48, 49] Η εξάρτηση της διαφοράς φάσης μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας και της διαφοράς θερμοκρασίας προέκυψε και από τα αντίστοιχα πειράματα του Dean [50]. Κατά τα πειράματα αυτά, διαπιστώθηκε η ύπαρξη διαφοράς φάσης για πολύ χαμηλές συχνότητες, έως και 1 Hz. Ο Jeong [51] επίλυσε με υπολογιστικές εξισώσεις την μεταφορά θερμότητας σε κλειστό κύλινδρο όπου το αέριο υφίσταται συμπίεση και αποσυμπίεση. Η μεταφορά θερμότητας προέκυψε πως εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds, τη θερμοκρασία και τον αριθμό Mach της ροής. Αναπτύχθηκε αναλυτικό μοντέλο στο οποίο η μεταφορά θερμότητας εκφράσθηκε ως προς τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ αερίου-τοιχώματος και την πίεση του αερίου. Η μεταφορά θερμότητας και οι απώλειες θερμότητας επηρεάζονται σημαντικά από το λόγο συμπίεσης. Το φαινόμενα της διαφοράς φάσης μεταξύ μεταφερόμενης θερμότητας και διαφοράς θερμοκρασίας εμφανίζεται και σε πολύ χαμηλής θερμοκρασίες. Βάσει της πειραματικής μελέτης του Chafe [52] για κρουγονικές θερμοκρασίες, σε μικρές αδιάστατες ταχύτητες η μεταφορά θερμότητας ήταν σε φάση με τη διαφορά θερμοκρασίας και η τιμή των απωλειών θερμότητας ήταν μικρή. Η μεταφορά θερμότητας μπορούσε να χαρακτηριστεί ισοθερμοκρασιακή. Σε μεγάλες ταχύτητες περιστροφής, η μεταφορά θερμότητας μπορούσε να χαρακτηριστεί αδιαβατική και υπήρχε διαφορά φάσης. Οι απώλειες θερμότητας αυξάνονται με την ταχύτητα περιστροφής. Η μεταφορά θερμότητας επηρεάσθηκε από τη γεωμετρία, την ταχύτητα του εμβόλου, τη συχνότητα και τις ιδιότητες του αερίου.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η μελέτη των φαινομένων της ροής του αερίου και της μεταφοράς θερμότητας αποτελεί προνομιακό πεδίο της χρήσης Υπολογιστικών μεθόδων σε σχέση με τα αναλυτικά μοντέλα. Ο

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Gordeev [53] πραγματοποίησε μελέτη της μεταφοράς θερμότητας σε ροή Ηλίου με χρήση CFD. Το αέριο έρρεε εντός καναλιών με θερμαινόμενα τοιχώματα. Η ύπαρξη τυρβώδους ροής ενισχύει την μεταφορά θερμότητας. Παρατηρήθηκε η δημιουργία ενός συνεκτικού στρώματος αερίου κοντά στα τοιχώματα των καναλιών λόγω της θέρμανσης, της εκτόνωσης και της επιτάχυνσης του αερίου. Με σειρά, εργασιών τους, οι Lekic και Lekic & Kok [54, 55, 56] μελέτησαν μέσω πειραμάτων και υπολογιστικών μελετών την μεταφορά θερμότητας υπό συνθήκες παλινδρομικής ροής και μεταβαλλόμενης πίεσης. Χρησιμοποιήθηκε μία κυλινδρική διάταξη όπου η συμπίεση του αερίου επιτυγχανόταν μέσω της κίνησης ενός εμβόλου. Τα τοιχώματα παρέμειναν υπό σταθερή θερμοκρασία μέσω της ψύξης τους από την εξωτερική πλευρά. Για μικρές τιμές της συχνότητας, η συμπίεση και η εκτόνωση του αερίου μπορούν να θεωρηθούν προσεγγιστικά ισοθερμοκρασιακές. Η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου ήταν αντίστοιχη της μεταβολής της μεταφοράς θερμότητας, ενώ προέκυψε διαφορά φάσης με την μεταβολή της πίεσης. Για μεγάλες τιμές της συχνότητας, η συμπίεση και η εκτόνωση προσέγγισαν τις αντίστοιχες αδιαβατικές διεργασίες. Διαπιστώθηκε η ύπαρξη του οριακού στρώματος του αερίου δίπλα από τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Για αύξηση της συχνότητας το πλάτος του στρώματος αυτού μειώθηκε, ενώ αυξήθηκε η απόκλιση μεταξύ των ιδιοτήτων του αερίου στο κέντρο του κυλίνδρου και το οριακό στρώμα. Η μεταβολή της θερμοκρασίας είναι αντίστοιχη της μεταβολής της πίεσης, ενώ υπάρχει διαφορά φάσης μεταξύ των μεταβολών αυτών και της μεταβολής της μεταφοράς θερμότητας. Η διαφορά φάσης αυξάνεται για μεγαλύτερες συχνότητες.

Οι συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας που είναι διαθέσιμες στη βιβλιογραφία υπολογίζουν την τιμή του αριθμού Nusselt βάσει του αριθμού Reynolds. Για κάθε τιμή του Reynolds προκύπτει ένας πραγματικός αριθμός Nusselt. Βάσει αυτού προκύπτει ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, ο οποίος συνδέει τη συναλλασσόμενη θερμότητα με τη διαφορά θερμοκρασίας. Βάσει των Lekic & Kok, οι συσχετίσεις μεταξύ των αριθμών Nusselt και Reynolds ισχύουν για στρωτή και ανεπτυγμένη ροή αερίου σε έναν ή περισσότερους κυλίνδρους. Στην περίπτωση αυτή, η ροή θερμότητας μπορεί να συσχετισθεί με τη θερμοκρασία μέσω της χρήσης ενός σταθερού συντελεστή. Οι συσχετίσεις αυτές δε θεωρούνται έγκυρες για συνθήκες παλινδρομικής ροής και χρονικά μεταβαλλόμενης πίεσης, όπως σε μία μηχανή Stirling. Στην περίπτωση αυτή, είναι προτιμότερη η χρήση ενός μιγαδικού αριθμού Nusselt. [54] Η άποψη αυτή επαληθεύεται και από πειραματικές εργασίες άλλων ερευνητών. Οι Liu – Fukuda [57] πραγματοποίησαν μελέτη θερμαινόμενου κυλίνδρου που υφίστατο συμπίεση και αποσυμπίεση. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας που προέκυψε για μικρές συχνότητες προσέγγισε το θεωρητικό συντελεστή, ο οποίος ήταν βασισμένος σε συνθήκες σταθερής ροής. Η τιμή του πραγματικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας αυξήθηκε για μεγαλύτερες συχνότητες. Οι Zhao – Cheng [58, 59] πραγματοποίησαν πειράματα για παλινδρομική ροή αέρα εντός κυλινδρικού σωλήνα ο οποίος θερμαινόταν συνεχώς. Η μεταφορά θερμότητας υπό παλινδρομική ροή ήταν εντονότερη σε σχέση με τη σταθερή ροή. Η μεταφορά θερμότητας επηρεάστηκε από τον αριθμό Valenci, το αδιάστατο πλάτος της ροής, τον αριθμό Prandtl της ροής και το λόγο του μήκους ως προς την υδραυλική διάμετρο. Αντίστοιχη αύξηση για τυρβώδη, παλινδρομική ροή σε σχέση με τη στρωτή ροή προέκυψε για τις απώλειες λόγω της τριβής του αερίου στους σωλήνες των τοιχωμάτων. Οι απώλειες τριβής επηρεάζονται επίσης από τον αριθμό Valenci, το αδιάστατο πλάτος και το λόγο του μήκους προς τη διάμετρο του σωλήνα. Το ακτινικό προφίλ της ταχύτητας του αερίου μετά την είσοδό του στο σωλήνα μετατράπηκε σε παραβολικό. [60, 61, 62]

Οι De Monte et al [63] πρότειναν συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του τοιχώματος, αλλά και μεταξύ της εξωτερικής πλευράς του τοιχώματος και της πηγής θερμότητας για παλινδρομική ροή. Οι συσχετίσεις που προέκυψαν χρησιμοποιήθηκαν σε αναλυτικό μοντέλο που αναπτύχθηκε για μηχανή Stirling. Οι Kanzaka – Iwabuchi [64, 65] πραγματοποίησαν μελέτη της μεταφοράς θερμότητας σε θερμαινόμενο σωλήνα υπό παλινδρομική ροή. Προέκυψε διαφορετική συσχέτιση για παλινδρομική ροή σε σχέση με τη σταθερή ροή. Η συσχέτιση μεταφοράς θερμότητας για το θερμαντήρα θεωρήθηκε αντιπροσωπευτική και για το ψύκτη. Επιπλέον, υπολογίσθηκε ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του νερού ψύξης και των εξωτερικών τοιχωμάτων του ψύκτη. Η μεταφορά θερμότητας προέκυψε πως επηρεάζεται από την ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου και τη διαφορά φάσης του εμβόλου. Από την πειραματική μελέτη που πραγματοποίησαν στο θερμαντήρα μηχανή Stirling, οι Xiao et al. [66] συμπέραναν πως η αύξηση της πίεσης ευνοεί την μεταφορά θερμότητας. Προέκυψε συσχέτιση για την μεταφορά θερμότητας υπό παλινδρομική ροή, η οποία αποδείχθηκε πως είναι καταλληλότερη από τις συσχετίσεις για σταθερή ροή. Η συσχέτιση είχε ως ανεξάρτητες μεταβλητές τον αριθμό Valenci και το αδιάστατο πλάτος. Τέλος, οι Barreno et al. [67] πραγματοποίησαν μελέτη της μεταφοράς θερμότητας και της πτώσης πίεσης σε εναλλάκτες υπό παλινδρομική ροή. Συμπέραναν πως η μεταφορά θερμότητας αυξάνεται κατά 10% για παλινδρομική ροή σε σχέση με τη σταθερή ροή. Η πτώση πίεσης λόγω τριβής αυξάνεται επίσης για παλινδρομική ροή κατά αντίστοιχο ποσοστό, μεταξύ 7.5 και 15%.

1.2.4: Μελέτη αναγεννητή μηχανών Stirling

Ο αναγεννητής είναι το κρίσιμότερο τμήμα της μηχανής Stirling για την αποδοτική λειτουργία της. Λειτουργεί ως διαχωριστικό μεταξύ του ψυχρού και του θερμού τμήματος της μηχανής, αυξάνοντας την παραγόμενη ισχύ και μειώνοντας το ποσό της θερμότητας που απαιτείται για τη λειτουργία της μηχανής. Η πτώση πίεσης που δημιουργείται λόγω της τριβής του αερίου στο μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή οδηγεί σε μείωση της παραγόμενης ισχύος, αλλά η επίδρασή της είναι περιορισμένη σε σχέση με τα οφέλη που προσφέρει η παρουσία του αναγεννητή στην μηχανή. [68] Ο ιδανικός αναγεννητής πρέπει να συνδυάζει όσο το δυνατόν μικρότερη πτώση πίεσης λόγω τριβής και όσο το δυνατόν μεγαλύτερη μεταφορά θερμότητας, διατηρώντας τις θερμοκρασίες του αερίου στα άκρα του σταθερές και ίσες με τις αντίστοιχες θερμοκρασίες του θερμαντήρα και του ψύκτη της μηχανής.

Εκτός από τη χρονική μεταβολή που υπάρχει σε όλους τους χώρους της μηχανής, οι ιδιότητες του αερίου εντός του αναγεννητή εμφανίζουν σημαντική μεταβολή κατά μήκος του αναγεννητή λόγω της μεγάλης μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου. Οι συνθήκες εντός του αναγεννητή μπορεί να διαφοροποιούνται χωρικά, καθώς το αέριο εισέρχεται στον αναγεννητή από χώρους διαφορετικής θερμοκρασίας. [6] Η ροή του αερίου εντός του αναγεννητή μελετήθηκε εκτενώς από τους Simon & Seume. [69]. Κατά τη διάρκεια ενός κύκλου σε μηχανή Stirling, το αέριο μπορεί να κινείται σε διαφορετική κατεύθυνση ανάλογα εάν βρίσκεται κοντά στα τοιχώματα του πλέγματος του αναγεννητή ή στο κέντρο των διατομών που δημιουργούνται και από τις οποίες διέρχεται το αέριο. Το φαινόμενο αυτό ενισχύεται για μεγάλο αριθμό Valenci της ροής. Ένα μέρος του αερίου που βρίσκεται εντός του αναγεννητή μπορεί να μην εξέλθει ποτέ από αυτόν. Η ροή του αερίου μπορεί να χαρακτηριστεί ως στρωτή για αριθμό Reynolds μικρότερο του 175. Παρόλα αυτά, στην πλειοψηφία των μηχανών Stirling υπάρχουν τμήματα εντός του αναγεννητή όπου η ροή είναι τυρβώδης. Η ύπαρξη περιοχών

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

ανακυκλοφορίας του αερίου και τυρβώδους ροής εντός του αναγεννητή υποστηρίζεται και από τους Adolfson et al [70], οι οποίοι μελέτησαν πειραματικά τη ροή του αερίου σε αναγεννητή και μέσω φωτογραφιών έδειξαν χαρακτηριστικά φαινόμενα της ροής, όπως ο διαχωρισμός και της επιτάχυνσης. Προέκυψε η ύπαρξη σύνθετων φαινομένων, όπως είναι η ύπαρξη διαφορετικής ταχύτητας ανά περιοχή του αναγεννητή. Επίσης, για μία δεδομένη χρονική στιγμή διαπιστώθηκε πως στοιχεία του αερίου πραγματοποιούσαν αντιστροφή της κατεύθυνσης της ροής του, όταν στο ίδιο διάστημα άλλα στοιχεία του αερίου επιτάχυναν. Περίπλοκα φαινόμενα συναντώνται και στα όρια (διεπιφάνειες) μεταξύ του αναγεννητή και των γειτονικών εναλλακτών θερμότητας. Από την μελέτη των Niu et al [71] στη διεπιφάνεια μεταξύ του αναγεννητή και του ψύκτη μηχανής Stirling, παρατηρήθηκε ο διασκορπισμός των στοιχείων του αερίου καθώς εξέρχονταν από το ψύκτη για να εισέλθουν στον αναγεννητή.

Παρακάτω ακολουθεί αναφορά σε δημοσιευμένες εργασίες σχετικά με τη λειτουργία του αναγεννητή και τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα σε αυτόν. Αρχικά παρουσιάζονται οι εργασίες με αντικείμενο την πτώση πίεσης του εργαζόμενου μέσου, ενώ στη συνέχεια παρουσιάζονται οι αντίστοιχες εργασίες σχετικά με την μεταφορά θερμότητας.

Πτώση πίεσης σε αναγεννητή μηχανής Stirling

Όπως και για τους εναλλάκτες, οι συσχετίσεις του συντελεστή τριβής με τον αριθμό Reynolds για τον αναγεννητή έχουν προκύψει μέσω πειραμάτων για σταθερή ροή και είναι αμφίβολο κατά πόσον μπορούν να εφαρμοσθούν σε συνθήκες παλινδρομικής ροής. Οι Gedeon & Wood [72] διεξήγαγαν πειράματα σε παλινδρομική ροή. Δοκιμάστηκαν διάφοροι τύποι αναγεννητών με διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά (πορώδες, διάμετρο του νήματος). Για κάθε αναγεννητή, προέκυψε μία εξίσωση τριών μεταβλητών, η οποία συσχετίζει το συντελεστή τριβής και τον αριθμό Reynolds. Το πορώδες του αναγεννητή προέκυψε πως έχει μικρή επίδραση στο συντελεστή τριβής και η τιμή του δεν συμπεριλαμβάνεται ως παράγοντας στη συσχέτιση. Παρόλα αυτά, η αλλαγή στην υδραυλική διάμετρο του αναγεννητή μεταβάλλει σημαντικά την πτώση πίεσης. Το σφάλμα μεταξύ των αποτελεσμάτων από τα πειράματα και των αντίστοιχων αποτελεσμάτων βάσει των συσχετίσεων που προέκυψαν κυμαίνεται μεταξύ 10 και 27%. Οι Thomas & Pittman [73] παρουσίασαν συσχετίσεις μεταξύ του συντελεστή τριβής και του αριθμού Reynolds για διαφορετικούς αναγεννητές. Οι συσχετίσεις προκύπτουν από πειραματικές μελέτες υπό παλινδρομική ροή. Η πτώση πίεσης λόγω τριβής εκφράστηκε ως άθροισμα δύο όρων οι οποίοι είναι ανάλογοι του μέτρου της ταχύτητας και του τετραγώνου της ταχύτητας αντίστοιχα. Για ροές με μικρή παλινδρόμηση, οι οποίες ισοδυναμούν με αριθμό Valenci μικρότερο του 20, οι συσχετίσεις για παλινδρομική ροή ήταν παρόμοιες με τις συσχετίσεις για σταθερή ροή. Για μεγαλύτερη συχνότητα, ο συντελεστής τριβής κατά την παλινδρομική ροή αυξήθηκε. Αντίστοιχο συμπέρασμα προέκυψε από την μελέτη των Simon & Seume. [69] Ο συντελεστής τριβής κατά την παλινδρομική ροή είναι μεγαλύτερος από το συντελεστή τριβής για σταθερή στρωτή ροή, εκτός εάν η ταχύτητα του αερίου και η συχνότητα λειτουργίας είναι μικρές. Τα μεγέθη αυτά εκφράζονται με τον αριθμό Valenci. Οι Ibrahim & Tew [74] πραγματοποίησαν μια εκτεταμένη ανάλυση σχετικά με τη λειτουργία αναγεννητών μηχανών Stirling. Προέκυψαν συσχετίσεις για τους συντελεστές τριβής διάφορων αναγεννητών. Αρκετοί συντελεστές τριβής είχαν την τιμή του πορώδους του αναγεννητή ως ανεξάρτητη μεταβλητή.

Μέσω πειραματικής και υπολογιστικής μελέτης, οι Xiao et al [75] συμπέραναν πως οι συσχετίσεις του συντελεστή τριβής που προκύπτουν για σταθερή ροή μπορούν να εφαρμοσθούν και για παλινδρομική

ροή εντός ενός εύρους αριθμών Reynolds. Το εύρος αυτό είναι διαφορετικό για κάθε αναγεννητή. Το μέτρο της πτώσης πίεσης επηρεάζεται από την τιμή του πορώδους και της διαμέτρου του νήματος. Για μεγάλες ταχύτητες εισόδου και για μικρές υδραυλικές διαμέτρου του αναγεννητή, η αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης κατά μήκους του αναγεννητή ήταν παραβολική με αύξηση της επιμέρους πτώσης πίεσης στα θερμότερα τμήματα του αναγεννητή, αντίθετα με τις περιπτώσεις μικρής ταχύτητας εισόδου και μεγάλης υδραυλικής διαμέτρου όπου παρατηρήθηκε γραμμική αξονική μεταβολή. Επιπλέον, για παλινδρομική ροή, παρατηρήθηκαν χρονικές διαταραχές της ταχύτητας του αερίου στο τέλος του αναγεννητή, η διάρκεια και η ένταση των οποίων εξαρτώνται από τη γεωμετρία του πλέγματος και την πτώση πίεσης. Από τα μέλη του εργαστηρίου Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ [76] αναπτύχθηκε ένα αναλυτικό μοντέλο θερμοδυναμικής ανάλυσης, το οποίο εφαρμόστηκε σε μηχανή Stirling α-τύπου για την μελέτη της επίδρασης του αναγεννητή στη λειτουργία της μηχανής. Η πτώση πίεσης λόγω τριβής στον αναγεννητή υπολογίστηκε πως αντιστοιχεί στο μεγαλύτερο τμήμα της συνολικής πτώσης πίεσης της μηχανής.

Οι Moujaes & Jagan, Moujaes & Aekula και Martins et al [77, 78, 79] πραγματοποίησαν μελέτη της πτώσης πίεσης με χρήση CFD και συνέκριναν τα αποτελέσματα με αντίστοιχα πειραματικά από μελέτες σε τυπικούς αναγεννητές. Οι υπολογιστικές μέθοδοι έχουν χρησιμοποιηθεί και για την μελέτη αναγεννητών κρουογονικών μηχανών Stirling. Οι Dang & Zhao [80] διεξήγαγαν προσομοίωση ενός διδιάστατου αναγεννητή, η οποία επαληθεύθηκε από πειράματα. Δοκιμάστηκαν τρία διαφορετικά πλέγματα και τρεις συνδυασμοί τους, ώστε να εντοπισθεί το πλέγμα που οδηγεί στην ελάχιστη πτώση πίεσης. Προέκυψε πως η μικρή πτώση πίεσης συνδυάστηκε με ανεπαρκή μεταφορά θερμότητας. Ο βέλτιστος αναγεννητής ως προς την απόδοση της μηχανής προκύπτει από ένα συνδυασμό των τριών πλεγμάτων. Μέσω μελέτης με χρήση CFD, οι Chen et al [68] εντόπισαν πως η διάταξη των τμημάτων του πλέγματος έχει σημαντική επίδραση στην απόδοση της μηχανής. Το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή πρέπει να είναι τοποθετημένο έτσι ώστε η ροή του εργαζόμενου μέσου να είναι κάθετη σε αυτό.

Οι Costa et al διεξήγαγαν σειρά εργασιών όπου παρουσιάζονται πειράματα και αποτελέσματα προσομοιώσεων με χρήση CFD σε διαφορετικούς αναγεννητές. Αρχικά, αναπτύχθηκε μια μέθοδος με χρήση πεπερασμένων όγκων και μελετήθηκε η πτώση πίεσης σε αναγεννητή για αριθμό Reynolds έως 350. Η απόκλιση από τα πειραματικά αποτελέσματα δεν ξεπέρασε το 5%. Η πτώση πίεσης συσχετίστηκε με την ταχύτητα του αερίου μέσω μίας εξίσωσης δευτέρου βαθμού. Για τους υπό μελέτη αναγεννητές, προέκυψε πως στη συσχέτιση του συντελεστή τριβής έπρεπε να προστεθεί ένας όρος που εξαρτάται από τη διάμετρο του νήματος του αναγεννητή. [81] Οι ίδιοι ερευνητές μελέτησαν πειραματικά την πτώση πίεσης σε αναγεννητή υπό περιοδική ροή με διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των άκρων του, προσομοιώνοντας τις συνθήκες που επικρατούν σε μία μηχανή Stirling. [82] Η πτώση πίεσης ήταν ομοιόμορφη κατά μήκος του αναγεννητή και η τιμή της αυξήθηκε με την ταχύτητα, βάσει μίας εξίσωσης δευτέρου βαθμού. Στη συνέχεια, ο αναγεννητής προσομοιώθηκε υπολογιστικά ως πορώδες μέσο. Τα ευρήματα που προέκυψαν ήταν αντίστοιχα με τα πειραματικά. Κατά τις προσομοιώσεις δοκιμάστηκαν τέσσερις διαφορετικοί αναγεννητές. Η πτώση της πίεσης αυξήθηκε με την μείωση του πορώδους.

Η προσομοίωση του αναγεννητή ως πορώδες μέσο είναι μία πρακτική που συναντάται συχνά στη βιβλιογραφία. Ως πορώδες μέσο ορίζεται ένας χώρος που περιέχει στερεό και ανάμεσά του υπάρχουν πόροι ώστε να μπορεί να διέλθει το αέριο. Μέσω του ορισμού των γεωμετρικών παραμέτρων και των

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

συντελεστών που σχετίζονται με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας, το πορώδες μέσο μπορεί να αντιστοιχεί με ακρίβεια στη γεωμετρία και τις ιδιότητες του πραγματικού αναγεννητή. Η προσομοίωση του αναγεννητή ως πορώδες υλικό μειώνει τον απαιτούμενο χρόνο για την προσομοίωση και δίνει τη δυνατότητα βελτιστοποίησης των αναγεννητών ως προς την απόδοση της μηχανής. Η ακριβής διαδικασία ορισμού των παραμέτρων του πορώδους μέσου εξηγείται σε επόμενα κεφάλαια. Οι Costa et al [83] προσομοίωσαν επιτυχώς έναν αναγεννητή υπό σταθερή μονοκατευθυντική ροή ως ένα πορώδες μέσο. Στην εργασία παρουσιάζεται αναλυτικά ο τρόπος υπολογισμού των συντελεστών του πορώδους μέσου που αντιστοιχούν στην πτώση πίεσης. Οι συντελεστές αυτοί σχετίζονται με τους συντελεστές της συσχέτισης δύο παραμέτρων μεταξύ του συντελεστή τριβής και του αριθμού Reynolds. Μελέτη για τον υπολογισμό των συντελεστών του πορώδους μέσου βάσει των συντελεστών της συσχέτισης του συντελεστή τριβής πραγματικού αναγεννητή έχει πραγματοποιηθεί και από τους Laundrum et al [84] για τέσσερις διαφορετικούς αναγεννητές. Οι Zhao-Cheng [85] συνέκριναν την πτώση πίεσης σε παλινδρομική και σταθερή ροή διαμέσω πορώδους υλικού με τον αέρα ως εργαζόμενο μέσο. Για αντίστοιχους αριθμούς Reynolds, η πτώση πίεσης για παλινδρομική ροή ήταν κατά 4 έως 6 φορές μεγαλύτερη.

Μεταφορά θερμότητας σε αναγεννητή μηχανής Stirling

Η έρευνα σχετικά με την μεταφορά θερμότητας στους αναγεννητές των μηχανών Stirling χρονολογείται πριν το 1970. Το 1967, οι Maag & Mattson [86] διερεύνησαν τη δυνατότητα εξαγωγής συσχετίσεων για την μεταφορά θερμότητας σε αέριο που διέρχεται από θερμαινόμενο πλέγμα. Όπως και στους εναλλάκτες, η μεταφορά θερμότητας επηρεάζεται από την ταχύτητα του αερίου, τις ιδιότητές του και την υδραυλική διάμετρο του αναγεννητή. Προέκυψε πως ο αριθμός Nusselt εξαρτάται από τους αριθμούς Reynolds και Prandtl. Η μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή είναι ένα ιδιαίτερα περίπλοκο φαινόμενο. Η ύπαρξη παλινδρομικής ροής δυσκολεύει την έκφραση της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος με χρήση ενός μαθηματικού τύπου. Βάσει των Simon & Seume, [69] η ροή της θερμότητας διαφέρει ανάλογα το χώρο στον οποίο βρίσκεται το αέριο. Ορίζεται ένας ρυθμός μεταβολής θερμότητας μεταξύ του αερίου που βρίσκεται στο κέντρο των διατομών του πλέγματος και του αερίου που βρίσκεται κοντά στα τοιχώματα του πλέγματος, ενώ ορίζεται και ένας δεύτερος ρυθμός μεταβολής θερμότητας μεταξύ του αερίου που βρίσκεται στο κέντρο του αναγεννητή και του αερίου που βρίσκεται κοντά στο τοίχωμα του αναγεννητή.

Βάσει των Finkelstein και Organ [17], είναι δυνατή η εύρεση ενός βέλτιστου συνδυασμού τιμών του πορώδους, της διαμέτρου του νήματος του μεταλλικού πλέγματος, της υδραυλικής παραμέτρου και άλλων σχεδιαστικών και λειτουργικών παραμέτρων έτσι ώστε να επιτευχθεί η βέλτιστη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή. Οι Ibrahim και Tew [74] ερεύνησαν τα φαινόμενα της μεταφοράς θερμότητας εντός του αναγεννητή για παλινδρομική ροή και πρότειναν εξισώσεις για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt για διαφορετικούς τύπους πλεγμάτων και υλικών. Οι εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας προέκυψε πως εξαρτώνται από το πορώδες του αναγεννητή. Στο πλαίσιο της μελέτης, διεξήχθησαν διδιάστατες προσομοιώσεις για παλινδρομική ροή στην οποία παρουσιάζονται και επεξηγούνται αναλυτικά τα πεδία ροής εντός του αναγεννητή, η μεταφορά θερμότητας και η διάχυση θερμότητας που λαμβάνουν χώρα εντός του αναγεννητή. Η σημαντική επίδραση του πορώδους του αναγεννητή στον αριθμό Nusselt ο οποίος

εκφράζει την μεταφορά θερμότητας προκύπτει και από άλλες ερευνητικές εργασίες. Μέσω πειραμάτων για παλινδρομική ροή σε πλήθος αναγεννητών με διαφορετική γεωμετρία και αλλαγή παραγόντων όπως το πορώδες, η πυκνότητα του πλέγματος και η διάμετρος του νήματος, οι Gedeon-Wood [72] εντόπισαν πως ο αριθμός Nusselt αυξάνεται με το πορώδες του αναγεννητή και πρότειναν μία μέθοδο υπολογισμού του για αλλαγή της γεωμετρίας του αναγεννητή. Οι Thomas και Pittman [73] πραγματοποίησαν σύγκριση διαφορετικών τύπων πλεγμάτων αναγεννητή. Ο αναγεννητής που αποτελείται από λεπτά νήματα, όπως ο αναγεννητής που χρησιμοποιείται στην προσομοιωμένη μηχανή, οδηγεί σε μεγαλύτερη μεταφορά θερμότητας συγκριτικά με άλλους τύπους αναγεννητών που δοκιμάστηκαν. Σε αντίθεση με το συντελεστή τριβής, η τιμή του οποίου εξαρτάται μόνο από τον αριθμό Reynolds, η συσχέτιση για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt περιέχει έναν όρο που εξαρτάται από το πορώδες του αναγεννητή. Στην εργασία παρουσιάζονται συσχετίσεις για την μεταφορά θερμότητας για ένα πλήθος αναγεννητών.

Η μεταφορά θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος συσχετίζεται άμεσα με το βαθμό απόδοσης του αναγεννητή. Μέσω της θεωρητικής και πειραματικής μελέτης τους, οι Nielsen et al [87] κατέληξαν στο συμπέρασμα πως η απόδοση του αναγεννητή επηρεάζεται από το λόγο των γινομένων της μάζας του μετάλλου προς το αέριο και από το πλήθος των επιπέδων του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή, τα οποία τοποθετούνται το ένα μετά το άλλο. Δοκιμάστηκαν αναγεννητές το πλέγμα των οποίων αποτελούνταν από 1 έως 25 στρώσεις μεταλλικού πλέγματος. Για αύξηση έως τις 20 στρώσεις, ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε με φθίνοντα ρυθμό, ενώ για περαιτέρω αύξηση από 20 έως 25 φύλλα η απόδοση σταθεροποιήθηκε. Επιπλέον, τα φύλλα του αναγεννητή πρέπει να είναι τοποθετημένα κάθετα στη ροή του αερίου. Βάσει της πειραματικής μελέτης των Chen et al [68] σε μηχανή Stirling γ -τύπου, η τοποθέτηση των φύλλων του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή κάθετα στη ροή αύξησε την παραγόμενη ισχύ κατά 2.5 με 3 φορές σε σχέση με τη χρήση άλλων διατάξεων.

Σε έναν ιδανικό αναγεννητή, η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου εντός του αναγεννητή είναι γραμμική, με άκρα τις θερμοκρασίες του θερμαντήρα και του ψύκτη, οι οποίες κατά τις απλές αναλύσεις θεωρούνται σταθερές. Όσο περισσότερο προσεγγίζεται η γραμμική αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας σε έναν αναγεννητή, τόσο αυξάνεται η απόδοσή του. Η αύξηση της απόδοσης του αναγεννητή απαιτεί την ύπαρξη πολλών φύλλων του μεταλλικού πλέγματος ώστε να υπάρχει η απαιτούμενη αντίσταση για την επίτευξη της γραμμικής κατανομής. [87] Βάσει επικυρωμένου αναλυτικού μοντέλου που ανέπτυξαν, οι Andersen et al [88, 89] έδειξαν πως η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του μεταλλικού πλέγματος αποκλίνει από τη γραμμική στα άκρα του αναγεννητή. Η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου είναι γραμμική για μήκος μεγαλύτερο από το 80% του συνολικού μήκους του αναγεννητή. Η καμπυλότητα που παρουσιάζεται στα άκρα του αναγεννητή μειώνει την ισχύ και την απόδοση της μηχανής. Η διαφοροποίηση της θερμοκρασιακής μεταβολής μεταξύ του κέντρου και των άκρων του αναγεννητή οφείλεται στους διαφορετικούς παράγοντες που επηρεάζουν τη θερμοκρασία του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος. Στο μεσαίο τμήμα του αναγεννητή, η θερμοκρασία επηρεάζεται κυρίως από την μεταφορά θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του πλέγματος και σε μικρότερο βαθμό από την μεταβολή της πίεσης. Στα άκρα του αναγεννητή προκύπτει η επίδραση επιπλέον παραγόντων, όπως η θερμοκρασία των γειτονικών εναλλακτών θερμότητας και η ροή του αερίου. Οι Klein & Eigenberger [90] ανέπτυξαν ένα αναλυτικό μοντέλο βασισμένο σε θεμελιώδεις εξισώσεις σχετικά με τη ροή του αερίου και την μεταφορά θερμότητας μέσω αγωγής, στο οποίο υπολογίζεται η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

και του μετάλλου κατά μήκος του αναγεννητή σε οποιοδήποτε διάστημα του κύκλου λειτουργίας. Στο μοντέλο υπολογίζεται επίσης ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή. Η απόδοση του αναγεννητή προέκυψε πως επηρεάζεται σημαντικά από τον αριθμό Pecklet και τον αριθμό των μονάδων μεταφοράς θερμότητας (NTU), αλλά και από το λόγο των γινομένων της θερμοχωρητικότητας και της μάζας του μετάλλου σε σχέση με το αέριο.

Σημαντικός παράγοντας για την επίτευξη υψηλού βαθμού απόδοσης είναι η επιλογή κατάλληλου υλικού του μεταλλικού πλέγματος. Όλα τα στοιχεία του αναγεννητή πρέπει να είναι κατασκευασμένα από το ίδιο υλικό. [87] Τα συνηθέστερα υλικά που έχουν δοκιμασθεί είναι ο χαλκός, το αλουμίνιο και ο ανοξείδωτος χάλυβας. Σύμφωνα με τους Gheith et al. [91] η χρήση του χαλκού προσφέρει την μέγιστη μεταφορά θερμότητας, αλλά η γρήγορη διάβρωσή του μειώνει σημαντικά την απόδοση της μηχανής σε σύντομο χρονικό διάστημα. Το αλουμίνιο παρουσιάζει χαμηλό σημείο τήξης και δεν μπορεί να ανταποκριθεί ικανοποιητικά στις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται. Ο ανοξείδωτος χάλυβας (*stainless steel*) συνδυάζει χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας και αντοχής σε μακροχρόνια λειτουργία που τον καθιστούν ως το καταλληλότερο υλικό. Αναλυτικότερη παρουσίαση ερευνών στις οποίες μελετώνται τα στοιχεία που πρέπει να ικανοποιούνται από το υλικό κατασκευής του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή πραγματοποιείται στο Κεφάλαιο 9 της εργασίας, όπου περιγράφονται οι παραμετρικές μελέτες που πραγματοποιήθηκαν.

Οι Costa et al. [92] πραγματοποίησαν έρευνα σε σταθερή μονοκατευθυντική ροή σε διαφορετικούς τύπου και διατάξεις αναγεννητή, όπου το πλέγμα ήταν κάθετο ή παράλληλο στη διεύθυνση της ροής. Αρχικά προσομοιώθηκε ο αναγεννητής επ' ακριβώς σχεδιασμένος και στη συνέχεια προσομοιώθηκε ως πορώδες μέσο. Η μέθοδος που χρησιμοποιήθηκε φάνηκε να είναι ένας αποτελεσματικός τρόπος για τον ορισμό του αριθμού Nusselt για Reynolds μεταξύ 4 και 400 και τη δημιουργία αντίστοιχων συσχετίσεων. Ο αριθμός Nusselt αυξήθηκε για μεγαλύτερη βρεχόμενη επιφάνεια και μικρή υδραυλική διάμετρο. Αντίθετα, δεν προέκυψε μεγάλη επίδραση του πορώδους του αναγεννητή στο Nusselt. Σε άλλη εργασία της ίδιας ομάδας ερευνητών, [83] πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις σε επ' ακριβώς σχεδιασμένους αναγεννητές. Η θερμοκρασία του μεταλλικού πλέγματος είχε μικρότερη χρονική διακύμανση σε σχέση με το αέριο. Ο αριθμός Nusselt μεγιστοποιήθηκε στα σημεία όπου η ροή του αερίου άλλαξε κατεύθυνση. Επιπλέον, το αξονικό προφίλ της θερμοκρασίας κατά μήκος του αναγεννητή είχε λογαριθμική μορφή. Μέσω των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης προέκυψαν οι συντελεστές για την έκφραση του αναγεννητή ως πορώδες υλικό. Με χρήση Υπολογιστικού κώδικα, οι Chen et al [93] μελέτησαν τη λειτουργία ενός κινούμενου αναγεννητή σε μηχανή Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό. Ο αναγεννητής διαχώρισε αποτελεσματικά το ψυχρό και το θερμό τμήμα της μηχανής ως προς τη θερμοκρασία του αερίου. Η παρουσία μικρής ποσότητας πλέγματος αποδείχθηκε αρκετή για την αποτελεσματική λειτουργία της μηχανής.

1.2.5: Παραμετρικές μελέτες

Στο τελευταίο τμήμα της βιβλιογραφικής αναφοράς αναφέρονται εργασίες στις οποίες πραγματοποιείται παραμετρική μελέτη μηχανών Stirling. Μέσω της χρήσης αναλυτικών μοντέλων ή προσομοίωσης με χρήση CFD μελετάται η επίδραση γεωμετρικών ή λειτουργικών παραμέτρων στην απόδοση της μηχανής. Ενδεικτικές γεωμετρικές παράμετροι που μελετώνται είναι το μήκος και η διάμετρος των σωλήνων των εναλλακτών θερμότητας, το μήκος του αναγεννητή, το πορώδες και η

διάμετρος του νήματος του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή, το μήκος και το πλάτος του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή και ο λόγος των σαρώμενων προς τους νεκρούς όγκους. Ενδεικτικές παράμετροι λειτουργίας η επίδραση των οποίων ερευνάται είναι η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, η πίεση λειτουργίας, η θερμοκρασία του θερμαντήρα και του ψύκτη, το εργαζόμενο μέσο και οι ιδιότητες του υλικού του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή. Μέσω της μελέτης της επίδρασης επιλεγμένων παραμέτρων στη λειτουργία της μηχανής μπορεί να επιτευχθεί η βελτιστοποίηση της μηχανής μέσω της τροποποίησης των τιμών των παραμέτρων αυτών. Στο παρόν τμήμα πραγματοποιείται συνοπτική παρουσίαση σχετικών εργασιών, βάσει της διαθέσιμης βιβλιογραφίας. Αναλυτικότερη παρουσίαση πραγματοποιείται στο Κεφάλαιο 9 της εργασίας όπου πραγματοποιείται η παραμετρική μελέτη, για τις παραμέτρους που μελετώνται στην εργασία.

Σύμφωνα με τους Hachem et al [94] οι κύριες λειτουργικές παράμετροι που επηρεάζουν την απόδοση της μηχανής είναι η πίεση, η συχνότητα λειτουργίας και η θερμοκρασία της θερμής πηγής. Η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία της θερμής πηγής. Η αύξηση της πίεσης δεν μπορεί να είναι απεριόριστη λόγω της πεπερασμένης αντοχής των υλικών. Αντίστοιχα, δεν είναι δυνατή η αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα πέραν ενός ορίου. Η αύξηση της συχνότητας μέσω της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής βελτιώνει την μεταφορά θερμότητας μέσω συναγωγής αλλά αυξάνει τις απώλειες τριβής. Συνεπώς, για κάθε μηχανή υπάρχει μία βέλτιστη τιμή της ταχύτητας περιστροφής ως προς την παραγόμενη ισχύ. Επιπλέον, τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του αναγεννητή επηρεάζουν σε μεγαλύτερο βαθμό την απόδοση της μηχανής σε σχέση με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών.

Η χρήση αναλυτικών μοντέλων δεύτερης τάξης είναι ένας συνηθισμένος τρόπος για την πραγματοποίηση παραμετρικής μελέτης. Τα μοντέλα δεύτερης τάξης βασίζονται στο ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο [1], ενώ είναι δυνατή η πρόσθεση διαφόρων τύπων απωλειών θερμότητας αποσυνδεδεμένων μεταξύ τους. Στο Κεφάλαιο 3 παρουσιάζονται αναλυτικά το ιδανικό και το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο. Η ικανότητα των αναλυτικών μοντέλων που περιλαμβάνουν απώλειες θερμότητας να προσεγγίσουν ικανοποιητικά την απόδοση της μηχανής και η μικρή απαίτησή τους για υπολογιστικό χρόνο και πόρους τα καθιστούν ικανά ώστε να εκτιμήσουν την κατεύθυνση και το μέγεθος της επίδρασης που θα προκαλέσει η μεταβολή μίας παραμέτρου.

Με χρήση επικυρωμένου από πειραματικά δεδομένα αναλυτικού μοντέλου, το οποίο μπορεί να θεωρηθεί παρόμοιο με το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο των Urieli – Berchowitz, οι Tlmoumi et al [95] ερεύνησαν την επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας και της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή, του πορώδους του αναγεννητή, της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας, της μάζας του εργαζόμενου μέσου και της θερμικής αγωγιμότητας του υλικού του εκτοπιστή για την μηχανή GM GPU-3. Επιπλέον, μελετήθηκε η επίδραση γεωμετρικών παραμέτρων όπως το μήκος και η διάμετρος του αναγεννητή, η διαδρομή του εκτοπιστή και η διάμετρος του εμβόλου ισχύος. Για την ίδια μηχανή, οι Udeh et al [96] ερεύνησαν την επίδραση του διακένου που υπάρχει μεταξύ του κυλίνδρου και του εκτοπιστή. Όσο μεγαλύτερο είναι το πλάτος του διακένου, τόσο αυξάνεται η ποσότητα του εργαζόμενου μέσου που μεταφέρεται από το χώρο εκτόνωσης προς το χώρο συμπίεσης χωρίς να διέλθει μέσω των εναλλακτών θερμότητας και του αναγεννητή. Δοκιμάσθηκε η χρήση Υδρογόνου και Ηλίου ως εργαζόμενα μέσα, ενώ δοκιμάσθηκε η λειτουργία της μηχανής για διαφορετικές

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

τιμές της συχνότητας, της πίεσης λειτουργίας και της θερμοκρασίας του θερμαντήρα. Το μοντέλο που αναπτύχθηκε βασίσθηκε στο ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο με την προσθήκη απωλειών όπως οι απώλειες λόγω τριβής, οι απώλειες λόγω αγωγής θερμότητας, οι απώλειες στο διάκενο της μηχανής, οι απώλειες λόγω μη ιδανικού αναγεννητή, απώλειες λόγω διαρροής του εργαζόμενου μέσου και απώλειες λόγω της παλινδρομικής κίνησης του εμβόλου. Η επίδραση της συχνότητας, της πίεσης και της θερμοκρασίας του θερμαντήρα για την GM GPU-3 ερευνήθηκε και από τους Luo et al [97]. Επιπλέον δοκιμάσθηκαν διαφορετικές τιμές της διαμέτρου του νήματος και πλήθους των στρώσεων του πλέγματος του αναγεννητή. Για την ίδια μηχανή, οι Shendage et al [98] ερεύνησαν την επίδραση γεωμετρικών δεδομένων όπως η διαφορά φάσης μεταξύ του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή, η διάμετρος και το μήκος της διαδρομής του εκτοπιστή, η εξωτερική διάμετρος και το μήκος του αναγεννητή, το πλήθος των στρώσεων του πλέγματος του αναγεννητή, το μήκος των σωλήνων του θερμαντήρα και του ψύκτη, το πλήθος των σωλήνων των εναλλακτών και το μήκος του εκτοπιστή. Οι Ahmed et al [99] ερεύνησαν την επίδραση του λόγου θερμοκρασιών μεταξύ των εναλλακτών, του σαρώμενου όγκου, της διαφοράς φάσης μεταξύ των κινούμενων μερών, της γωνιακής ταχύτητας, της πίεσης του αναγεννητή και του πορώδους σε μηχανή β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό, η οποία βασίζεται στη λειτουργία της GM GPU-3. Οι Yang – Cheng [100] ερεύνησαν την επίδραση της ταχύτητας περιστροφής, της πίεσης και της θερμοκρασίας του θερμαντήρα ως προς την παραγόμενη ισχύ σε αντίστοιχη μηχανή. Οι παράμετροι αυτοί μελετώνται και ως προς την επίδρασή τους στις απώλειες του κινηματικού μηχανισμού, όπου προκύπτει σχεδόν αποκλειστική εξάρτησή τους από την ταχύτητα περιστροφής. Τα αποτελέσματα του αναλυτικού μοντέλου συγκρίθηκαν επιτυχώς με πειράματα. Επιπλέον, οι Uchman et al [19] ερεύνησαν την επίδραση της συχνότητας, της πίεσης, της διαφοράς φάσης μεταξύ του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή, ενώ δοκιμάσθηκαν το Υδρογόνο, το Ήλιο και ο Αέρας ως εργαζόμενα μέσα.

Σε μηχανές Stirling α-τύπου, ο Bataineh [101] ερεύνησε την μεταβολή της ισχύος και της απόδοσης της μηχανής για διαφορετικές τιμές του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή, του λόγου των νεκρών όγκων, της θερμικής αγωγιμότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή, του σαρώμενου όγκου και της θερμοκρασίας του θερμού άκρου. Οι Islas et al [102] μελέτησαν την επίδραση της διαμέτρου του κυλίνδρου της μηχανής, της διαφοράς φάσης μεταξύ των κινούμενων μερών, του πλήθους των σωλήνων των εναλλακτών θερμότητας, των όγκων των εναλλακτών, αλλά και του μήκους και της διαμέτρου των εναλλακτών και του αναγεννητή. Επιπλέον, μελετήθηκε η επίδραση της γεωμετρίας του αναγεννητή μέσω της μεταβολής του πορώδους και της διαμέτρου του νήματος του αναγεννητή. Με χρήση μοντέλου τρίτης τάξης, οι Irci-Karabulut [103] μελέτησαν την επίδραση της πίεσης και της ταχύτητας περιστροφής στην απόδοση μηχανής Stirling α-τύπου.

Με χρήση αναλυτικού μοντέλου, όπου οι μεταβολές θεωρήθηκαν πολυτροπικές, οι Li et al [18] προέβλεψαν την απόδοση δύο μηχανών Stirling, β-τύπου και γ-τύπου. Ερευνήθηκε η επίδραση της γωνιακής ταχύτητας, της πίεσης λειτουργίας, του εργαζόμενου μέσου και του πλάτους του διακένου περιμετρικά του εκτοπιστή. Οι Araoz et al [104] μελέτησαν την επίδραση της πίεσης λειτουργίας, του λόγου θερμοκρασιών μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας, των διαστάσεων των εναλλακτών και της διαφοράς φάσης των κινούμενων μερών σε μία πρωτότυπη μηχανή Stirling χαμηλού βαθμού απόδοσης. Με χρήση πειράματος και αναλυτικού μοντέλου, οι Gheith et al [105] βελτίωσαν τη λειτουργία μίας μηχανής γ-τύπου μέσω της αύξησης της απόδοσης του θερμαντήρα της μηχανής. Μελετήθηκε η

επίδραση της θερμοκρασίας του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας, της αρχικής πίεσης, της παροχής του νερού ψύξης και της συχνότητας.

Οι Υπολογιστικές μέθοδοι (CFD) χρησιμοποιούνται συχνά για την πραγματοποίηση παραμετρικών μελετών. Μέσω CFD είναι ευκολότερη η μελέτη της επίδρασης λειτουργικών παραμέτρων, καθώς δεν απαιτείται επανασχεδίαση και πλεγματοποίηση της προσομοιωμένης μηχανής. Συχνή είναι επίσης και η μελέτη της επίδρασης γεωμετρικών παραμέτρων του αναγεννητή, εφόσον αυτός προσομοιώνεται ως πορώδες μέσο. Οι Almajri et al. [106] μελέτησαν με χρήση CFD την απόδοση μίας μηχανής Stirling α-τύπου υπό διαφορετικές σχεδιαστικές παραμέτρους και συνθήκες λειτουργίας. Μελετήθηκε η επίδραση της θερμοκρασίας των δύο άκρων της μηχανής, της πίεσης λειτουργίας, του πορώδους του αναγεννητή και της διαμέτρου του νήματος του μεταλλικού πλέγματος. Προέκυψε πως η χρήση CFD είναι ικανή να βοηθήσει στη βελτιστοποίηση της γεωμετρίας και των λειτουργικών παραμέτρων της μηχανής. Αφού πραγματοποίησαν μελέτη των ρευστομηχανικών φαινομένων σε μία μηχανή Stirling β-τύπου παραγόμενης ισχύος 1 kW, Οι Cheng και Chen [107] ερεύνησαν την επίδραση της πίεσης, της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας, της ταχύτητας περιστροφής, του πορώδους του αναγεννητή και του εργαζόμενου μέσου. Μετά από τη σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με πειραματικά αποτελέσματα για την μηχανή προέκυψε σύμπτωση ως προς τα ποιοτικά χαρακτηριστικά της επίδρασης κάθε παραμέτρου. Η απόκλιση που παρατηρήθηκε ως προς τις τιμές των ενεργειακών μεγεθών οφειλόταν κυρίως στις απώλειες του κινηματικού μηχανισμού οι οποίες δεν συμπεριλήφθηκαν στην προσομοίωση αλλά αντιστοιχούν σε σημαντικό τμήμα του ενδεικνυμένου έργου. Οι Xiao et al. [108] πραγματοποίησαν παραμετρική μελέτη σε μηχανή Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό ως προς την επίδραση γεωμετρικών παραμέτρων όπως η διάμετρος των σωλήνων των εναλλακτών, το μήκος του αναγεννητή και η γεωμετρία του πλέγματος του αναγεννητή με μεταβολή του πορώδους και της διαμέτρου του νήματος. Μέσω των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης, οι εναλλάκτες επανασχεδιάστηκαν με στόχο την μείωση του όγκου των κατά ποσοστό μεταξύ 25 και 50%, αυξάνοντας την παραγόμενη ισχύ κατά 40%.

Οι Chen et al ερεύνησαν την επίδραση της γωνιακής ταχύτητας και της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ του θερμού και του ψυχρού τμήματος σε μία μηχανή Stirling γ-τύπου χαμηλής διαφοράς θερμοκρασίας. Επιπλέον, μελετήθηκε η επίδραση γεωμετρικών παραμέτρων όπως ήταν η διάμετρος και το πλάτος μετατόπισης του εμβόλου (τα οποία καθορίζουν το λόγο συμπίεσης της μηχανής), το πλάτος μετατόπισης του εκτοπιστή, η διαφορά φάσης μεταξύ του εμβόλου και του εκτοπιστή της μηχανής, το κενό μεταξύ του εκτοπιστή και του κυλίνδρου, το μήκος του εκτοπιστή και το μήκος του διωστήρα του εμβόλου ισχύος. [109, 110] Η ίδια ομάδα ερευνητών μελέτησε την επίδραση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή, της ακτίνας στροφάλου του εμβόλου ισχύος, της αρχικής πίεσης και της ταχύτητας περιστροφής σε μηχανή Stirling γ-τύπου όπου τα έμβολα που σάρωναν τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης ήταν ίδια μεταξύ τους (twin power-piston Stirling Engine). [111] Η ίδια ομάδα ερευνητών πραγματοποίησε πειραματική παραμετρική μελέτη σχετικά με το υλικό τη διάμετρο του νήματος του μεταλλικού πλέγματος και το πορώδες του αναγεννητή. Επιπλέον, δοκιμάσθηκε η χρήση χαλκού και ανοξειδώτου χάλυβα ως το υλικό του μεταλλικού πλέγματος, ενώ δοκιμάσθηκαν διαφορετικές διατάξεις του πλέγματος του αναγεννητή ως προς τη ροή του εργαζόμενου μέσου. Στη συγκεκριμένη διάταξη, ο αναγεννητής ήταν συνδεδεμένος με τον εκτοπιστή και μετακινούνταν σύμφωνα με αυτόν. [68]

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Σε πρόσφατες εργασίες, μέσω Υπολογιστικής προσομοίωσης σε δύο διαστάσεις, οι Alfarawi et al [112] ερεύνησαν την επίδραση της διαφοράς φάσης και του νεκρού όγκου σε μηχανή γ-τύπου. Από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων ορίσθηκε μία βέλτιστη τιμή διαφοράς φάσης και νεκρού όγκου. Η απόκλιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης από πειραματικά δεδομένα ήταν μικρότερη από 10%. Οι Kuban et al [113] πραγματοποίησαν μελέτη της λειτουργίας μηχανής Stirling γ-τύπου μέσω τριδιάστατης προσομοίωσης για διαφορετικής τιμής της πίεσης, της ταχύτητας περιστροφής και της θερμοκρασίας στους εναλλάκτες. Οι Garcia et al. [39] ερεύνησαν την επίδραση της συχνότητας και της πίεσης σε μηχανή Stirling α-τύπου. Τέλος, οι Dang & Zhao [80] ερεύνησαν τη λειτουργία σωληνοειδούς κρουογονικής μηχανής Stirling. Η υπολογιστική μελέτη συνδυάσθηκε με πειράματα. Δοκιμάσθηκαν τρία (3) διαφορετικά πλέγματα στον αναγεννητή της μηχανής, καθώς και τρεις διαφορετικοί συνδυασμοί των πλεγμάτων αυτών. Το πλέγμα με το λεπτότερο νήμα οδήγησε στην μέγιστη μεταφορά θερμότητας λόγω της μεγάλης επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας. Η βέλτιστη απόδοση της ψυκτικής μηχανής επιτεύχθηκε με χρήση ενός μικτού πλέγματος που αποτελούνταν και από τα τρία επιμέρους πλεγμάτων. Ο συνδυασμός αυτός προσέφερε ικανοποιητική μεταφορά θερμότητας και χαμηλή πτώση πίεσης.

1.3: Πεδίο έρευνας της διδακτορικής διατριβής

Στο προηγούμενο κεφάλαιο παρουσιάσθηκε η εξέλιξη της έρευνας ως προς την μελέτη των μηχανών Stirling, η οποία σε ένα βαθμό καθορίζει το πεδίο έρευνας της παρούσας διατριβής. Το πεδίο έρευνας της ερευνητικής εργασίας που συνδέεται με τη διατριβή μπορεί να διαχωρισθεί σε τέσσερα επιμέρους τμήματα: Υπολογιστική προσομοίωση της μηχανής, μελέτη της λειτουργίας της μηχανής με ιδιαίτερη έμφαση στον αναγεννητή και τους εναλλάκτες θερμότητας, ανάπτυξη του αναλυτικού μοντέλου για την μελέτη της μηχανής και μελέτη της επίδρασης επιλεγμένων παραμέτρων στη λειτουργία της μηχανής.

1. Το κύριο αντικείμενο της έρευνας της παρούσας εργασίας είναι η σχεδίαση πρότυπης μηχανής Stirling και η μελέτη της με χρήση Υπολογιστικών μεθόδων. Το σχέδιο και οι συνθήκες λειτουργίας της μηχανής προσεγγίζουν σε μεγάλο βαθμό την πραγματική μηχανή Stirling GM GPU-3. Συνεπώς, τα αποτελέσματα που προκύπτουν μπορούν να συσχετισθούν με μία πραγματική μηχανή. Η χρήση Υπολογιστικών μεθόδων (CFD) είναι σημαντική για την κατανόηση του τρόπου λειτουργίας της μηχανής. Μέσω της χρήσης CFD, μελετώνται αποτελέσματα τα οποία δεν μπορούν να προκύψουν από ένα αναλυτικό μοντέλο, όπως για παράδειγμα οι χωρικές κατανομές της θερμοκρασίας του αερίου στους χώρους της μηχανής, αλλά και οι εντοπισμένες απώλειες πίεσης του εργαζόμενου μέσου. Σε αντίθεση με πολλές εργασίες παγκοσμίως όπου η μηχανή σχεδιάζεται σε διδιάστατο περιβάλλον (2D), η τριδιάστατη (3D) σχεδίαση της μηχανής κατά την παρούσα έρευνα παρέχει τη δυνατότητα για την μελέτη φαινομένων στο χώρο και όχι μόνο σε ένα επίπεδο εντός μηχανής. Πέραν του γεγονότος πως η χρήση Υπολογιστικών μεθόδων είναι ένας σύγχρονος τρόπος μελέτης συστημάτων όπως οι μηχανές Stirling, η έρευνα που διεξήχθη στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας ήταν η πρώτη προσπάθεια σχεδιασμού και προσομοίωσης τριδιάστατης μηχανής Stirling στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ.
2. Ο αναγεννητής αποτελεί το πιο κρίσιμο στοιχείο της μηχανής. Στο πλαίσιο της παρούσας έρευνας, δόθηκε ιδιαίτερη έμφαση ως προς τη λειτουργία του. Λόγω της πολυπλοκότητας της γεωμετρίας του, ο αναγεννητής σχεδιάσθηκε ως πορώδες μέσο. Αυτή η πρακτική είναι κοινή

στην παγκόσμια βιβλιογραφία. Καθώς οι συντελεστές σχετικά με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας στο πορώδες μέσο καθορίζονται από θεωρητικές συσχετίσεις, είναι αδύνατη η σύγκριση μεταξύ της παλινδρομικής και της σταθερής μονοκατευθυντικής ροής ως προς την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας. Μελετάται εκτενώς η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου, της πτώσης πίεσης, της συναλλασσόμενης θερμότητας και της ταχύτητας του αερίου εντός του αναγεννητή, ενώ δημιουργούνται οι αντίστοιχες χωρο-χρονικές συσχετίσεις. Η έκταση της παρούσας ανάλυσης για παλινδρομική ροή και συνθήκες που αντιστοιχούν στη λειτουργία μίας μηχανής Stirling δεν έχει συναντηθεί κατά τη βιβλιογραφική έρευνα. Για παράδειγμα, η κατανομή της θερμοκρασίας εντός του αναγεννητή έχει μελετηθεί είτε ποιοτικά [89], είτε με δημιουργία συσχετίσεων αλλά για συνθήκες που δεν ανταποκρίνονται στη λειτουργία μηχανών Stirling [90]. Οι χωρο-χρονικές συσχετίσεις που προκύπτουν μπορούν να εισαχθούν ως δεδομένα σε ένα αναλυτικό μοντέλο, αυξάνοντας την ακρίβεια των αποτελεσμάτων του.

3. Η μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες της μηχανής Stirling μελετάται συνήθως με χρήση συσχετίσεων που προκύπτουν από μελέτες για σταθερή ροή. Η χρήση των συντελεστών αυτών είναι λανθασμένη, καθώς κατά την παλινδρομική ροή και τη συμπίεση και αποσυμπίεση του αερίου δημιουργούνται διαφορετικές συνθήκες [45, 46, 47, 54]. Κατά την παρούσα εργασία μελετάται η συναλλασσόμενη θερμότητα στους εναλλάκτες και οι συσχετίσεις συγκρίνονται με τις αντίστοιχες που υπάρχουν στη βιβλιογραφία. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν σχετικά με τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας μπορούν να εισαχθούν ως δεδομένα σε αναλυτικό μοντέλο, για τη βελτίωση της ακρίβειας των αποτελεσμάτων του. Σημειώνεται πως η πλειοψηφία των αναλυτικών μοντέλων χρησιμοποιεί θεωρητικές συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας οι οποίες δεν αναφέρονται σε παλινδρομική ροή.
4. Επεκτάθηκε το αναλυτικό μοντέλο που είχε αναπτυχθεί στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής βασισμένο στο ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο. [5] Τα περισσότερα αναλυτικά μοντέλα που υπάρχουν στη βιβλιογραφία βασίζονται στο εξελιγμένο αναλυτικό μοντέλο, λαμβάνοντας υπόψη κάποια βασικά φαινόμενα κατά τη λειτουργία της μηχανής όπως είναι η πτώση πίεσης λόγω τριβής και οι απώλειες θερμότητας στον αναγεννητή. Στο αναλυτικό μοντέλο που δημιουργήθηκε και παρουσιάζεται στην εργασία λαμβάνονται υπόψη παράγοντες όπως οι εντοπισμένες απώλειες πίεσης, απώλειες θερμότητας και απώλειες έργου στον κινηματικό μηχανισμό. Εισάγονται δεδομένα από την προσομοίωση, όπως για παράδειγμα οι συντελεστές εντοπισμένων απωλειών πίεσης στα σημεία της μηχανής και οι συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας για παλινδρομική ροή. Η χρήση δεδομένων που έχουν προκύψει από μία Υπολογιστική προσομοίωση και όχι από θεωρητικές συσχετίσεις αυξάνει την ακρίβεια του μοντέλου.
5. Οι Υπολογιστικές μέθοδοι (CFD) χρησιμοποιούνται ευρέως για την μελέτη της επίδρασης διαφόρων γεωμετρικών και λειτουργικών παραμέτρων στην απόδοση της μηχανής και για την επιλογή της βέλτιστης τιμής κάθε παραμέτρου. Κατά την έρευνα πραγματοποιήθηκε η μελέτη της επίδρασης των εξής παραμέτρων: Ταχύτητα περιστροφής, πίεση λειτουργίας, θερμοκρασία θερμαντήρα και ψύκτη, γεωμετρία του αναγεννητή μέσω της μεταβολής του πορώδους και της

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας του μεταλλικού πλέγματος και θερμοχωρητικότητα του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή. Προκύπτουν συμπεράσματα σχετικά με τις βέλτιστες τιμές κάθε παραμέτρου ως προς την παραγόμενη ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Η διαφορά της παρούσας εργασίας σε σχέση με τις περισσότερες που υπάρχουν στη βιβλιογραφία είναι η δημιουργία συσχετίσεων του έργου, της απαιτούμενης θερμότητας και του βαθμού απόδοσης με την κάθε μία από τις μελετώμενες παραμέτρους. Μέσω των συσχετίσεων, μπορεί να εκτιμηθεί η ισχύς και η απόδοση της μηχανής για τιμή μίας παραμέτρου διαφορετική από τις τιμές που μελετήθηκαν κατά την εργασία.

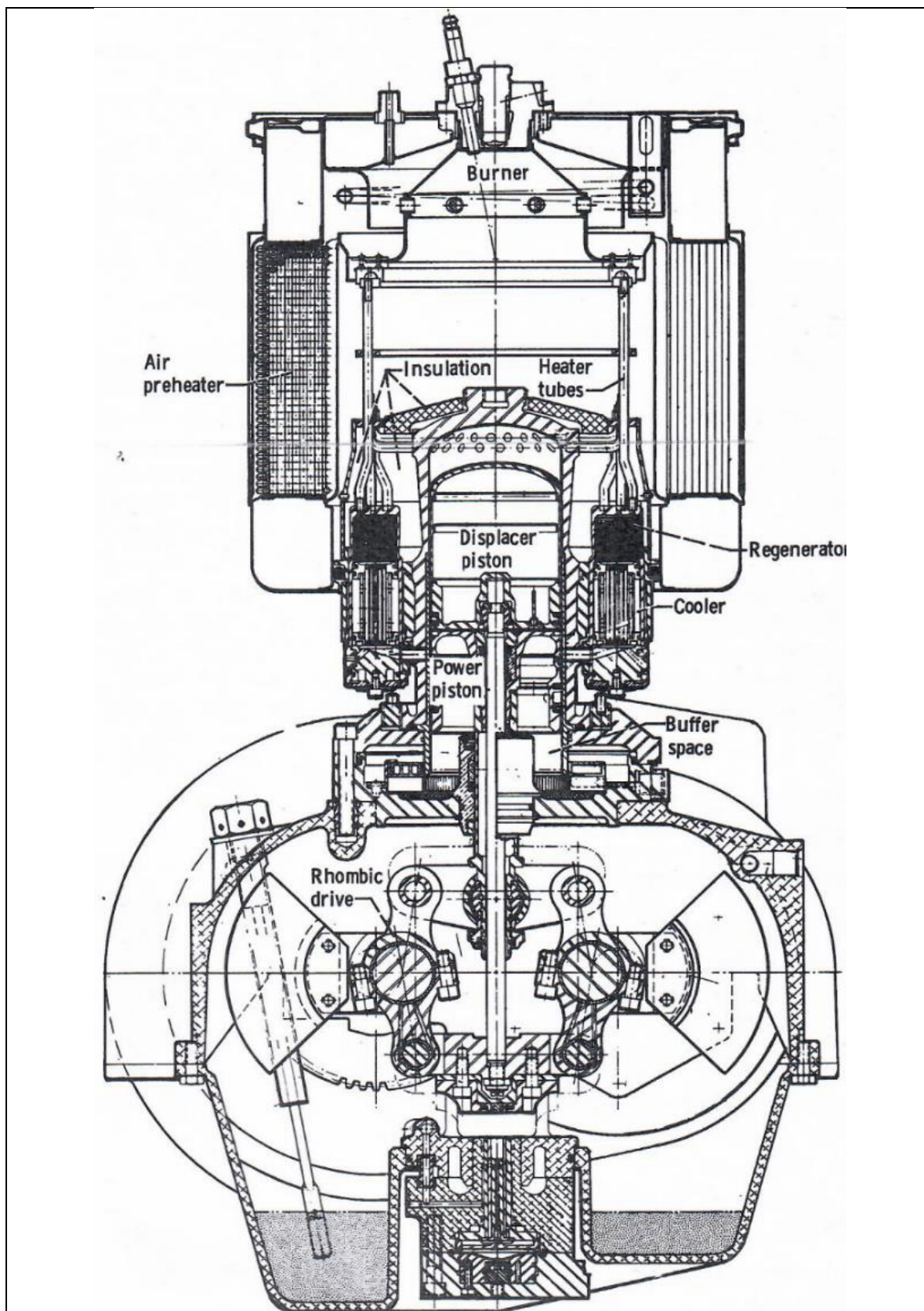
1.4: Η μηχανή Stirling GPU-3 της General Motors

Ως βάση για το σχεδιασμό της πρότυπης μηχανής που μοντελοποιήθηκε στο πλαίσιο της παρούσας διατριβής χρησιμοποιήθηκε η μηχανή Stirling GPU-3 της General Motors (GM). Η μηχανή GPU (Ground Power Unit) είναι μία μηχανή β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό. Η μηχανή, η οποία παρουσιάζεται εκτενώς από τους Urieli – Berchowitz [1], Martini [21] και Tew [114], λειτουργεί ως παραγωγός ηλεκτρικής ενέργειας και θεωρείται πολύ σημαντική στην ιστορία των μηχανών Stirling. Έχει αποτελέσει το αντικείμενο μελέτης σημαντικών ερευνών για την κατανόηση και επεξήγηση της λειτουργίας των μηχανών Stirling, όπως τα βιβλία των Urieli [1] και Martini [2], οι οποίοι ανέπτυξαν βασικά μοντέλα και εξισώσεις για την μελέτη των μηχανών Stirling με βάση τη συγκεκριμένη μηχανή. Η GM GPU-3 έχει επίσης αποτελέσει τη βάση για πλείστες δημοσιευμένες εργασίες, οι οποίες μπορεί να αναφέρονται στη δημιουργία υπολογιστικού μοντέλου (Tew, [114]), τη διενέργεια πειραμάτων (Martini, [21]), την ανάπτυξη αναλυτικών μοντέλων για τη βελτιστοποίηση των μηχανών Stirling (Timoumi, Luo και Li, [95, 97, 18]). Επίσης, στο πλαίσιο πρόσφατων εργασιών, η GM GPU-3 έχει σχεδιασθεί και προσομοιωθεί σε υπολογιστικό περιβάλλον με χρήση CFD. [33, 99]. Ακόμα περισσότερες είναι οι εργασίες όπου μελετώνται μηχανές Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό, οι οποίες βασίζονται στην GPU-3. Παραδείγματα αυτών αποτελούν μεταξύ άλλων και οι δημοσιευμένες εργασίες από τα μέλη του Εργαστηρίου Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ. [27, 8, 9]

Στον κύλινδρο της μηχανής περικλείονται το έμβολο ισχύος και ο εκτοπιστής, καθώς και οι χώροι συμπίεσης και εκτόνωσης. Το αέριο μεταφέρεται μεταξύ του χώρου συμπίεσης και του χώρου εκτόνωσης μέσω οκτώ (8) ίδιων συμπλεγμάτων ψύκτη, αναγεννητή και θερμαντήρα. Η μηχανή διαθέτει συνολικά 312 σωλήνες για τη ψύξη του αερίου. Ο θερμαντήρας περιλαμβάνει 80 σωλήνες και ένα δακτύλιο που τους συνδέει. Από τους 80 σωλήνες, οι μισοί (40) ενώνουν το δακτύλιο με τους αναγεννητές, ενώ οι υπόλοιποι συνδέουν το δακτύλιο με το χώρο εκτόνωσης. Συνεπώς, σε κάθε έναν από τους οκτώ αναγεννητές συνδέονται 39 σωλήνες του ψύκτη και 5 σωλήνες του θερμαντήρα.

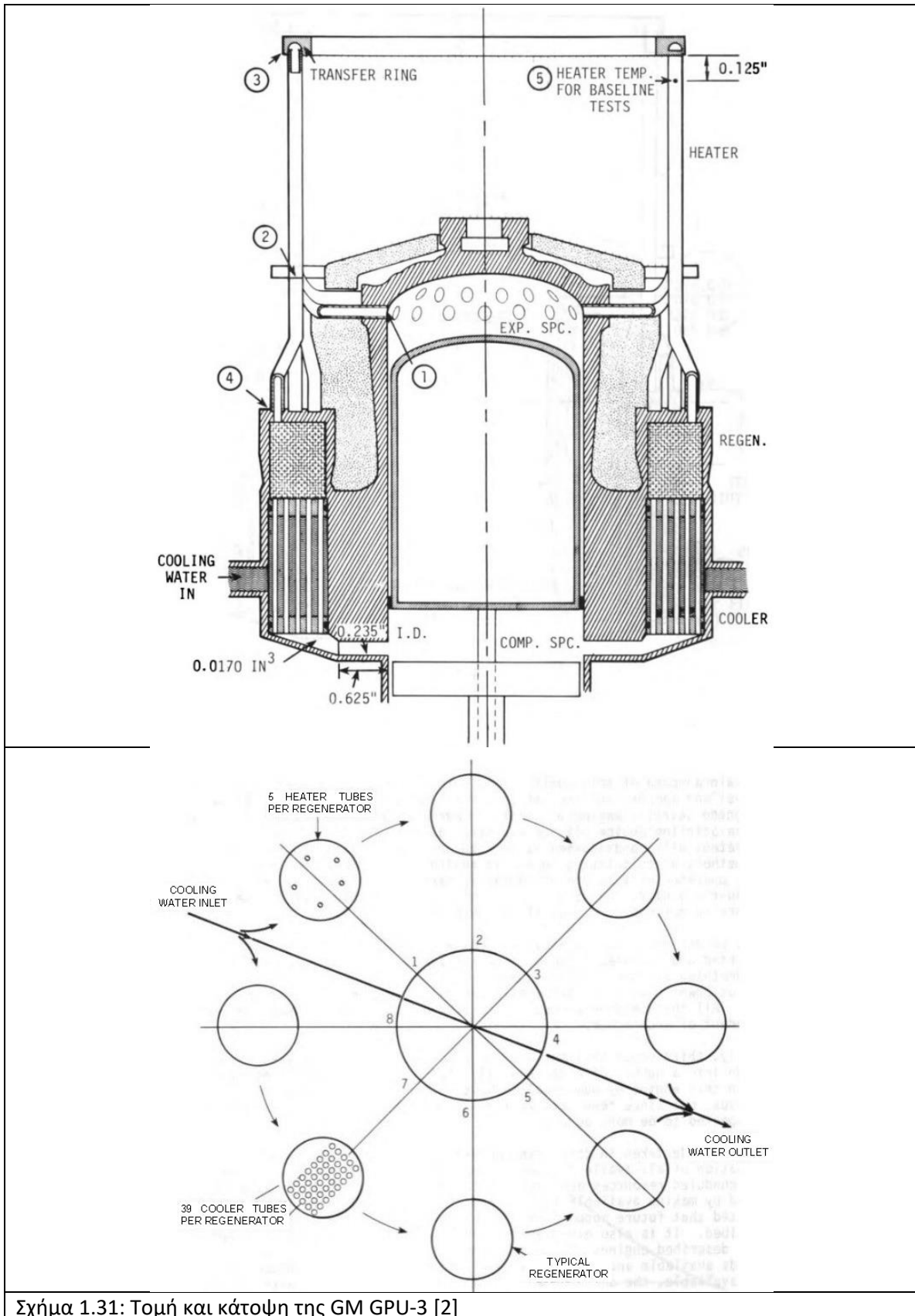
Η τομή της μηχανής GM GPU-3 ως σύστημα συμπαραγωγής θερμότητας απεικονίζεται στο Σχήμα 1.30. [1] Είναι ορατοί οι χώροι στους οποίους κινείται το εργαζόμενο μέσο, τα στοιχεία του κινηματικού μηχανισμού, ο καυστήρας για την πρόσδοση θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο από εξωτερική πηγή, ο προθερμαντήρας του αέρα και ο χώρος αποθήκευσης του εργαζόμενου μέσου.

Στο Σχήμα 1.31 (επάνω) απεικονίζεται σε τομή το κυρίως τμήμα της μηχανής, στο οποίο κινείται το εργαζόμενο μέσο. Εκτός από τους χώρους της μηχανής και τα κινούμενα τμήματα, αναγράφονται και κάποιες βασικές διαστάσεις της μηχανής [2]. Στην κάτω εικόνα, απεικονίζεται η κάτωψη της μηχανής.



Σχήμα 1.30: Τομή της GM GPU-3 ως σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας [1]

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling



Σχήμα 1.31: Τομή και κάτοψη της GM GPU-3 [2]

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Στον Πίνακα 1-2 παρουσιάζονται οι διαστάσεις των στοιχείων σε όλους τους χώρους της μηχανής, αλλά και στον κινηματικό μηχανισμό. [1, 2, 114]

Πίνακας 1-2: Διαστάσεις των στοιχείων της μηχανής GM GPU-3 [1]

| | | | |
|---|-----------------------|---|--|
| Διάμετρος κυλίνδρου | 7.01 cm | Αναγεννητής | |
| Διάμετρος κυλίνδρου (κάτω από τη φραγή) | 6.99 cm | Μήκος | 2.26 cm |
| Ψύκτης | | Εσωτερική διάμετρος | 2.26 cm |
| Μήκος σωλήνων ψύκτη | 4.61 cm | Αριθμός ανά κύλινδρο | 8 |
| Μήκος μεταφοράς θερμότητας | 3.55 cm | Υλικό | Ανοξείδωτος χάλυβας (Stainless Steel) |
| Εσωτερική διάμετρος σωλήνων | 0.108 cm | Αριθμός συρμάτων ανά cm | 79 x 79 |
| Εξωτερική διάμετρος σωλήνων | 0.159 cm | Διάμετρος σύρματος | 0.004 cm |
| Πλήθος σωλήνων ανά κύλινδρο | 312 | Αριθμός στρωμάτων μεταλλικού πλέγματος | 308 |
| Πλήθος σωλήνων ανά αναγεννητή | 39 | Ποσοστό στερεού στο συνολικό όγκο | 30.3 % |
| Θερμαντήρας | | Στροφή μεταξύ δύο διαδοχικών πλεγμάτων | 5 deg |
| Μέσο μήκος σωλήνων | 24.53 cm | Κινηματικός μηχανισμός | |
| Μήκος μεταφοράς θερμότητας | 15.54 cm | Μήκος διωστήρα | 4.6 cm |
| Μήκος σωλήνα που συνδέεται με τον κύλινδρο | 11.64 cm | Ακτίνα στροφάλου | 1.38 cm |
| Μήκος σωλήνα που συνδέεται με τον αναγεννητή | 12.89 cm | Εκκεντρότητα | 2.08 mm |
| Εσωτερική διάμετρος σωλήνων | 0.302 cm | Διάφορα | |
| Εξωτερική διάμετρος σωλήνων | 0.483 cm | Μήκος διωστήρα εκτοπιστή | 0.952 cm |
| Πλήθος σωλήνων ανά κύλινδρο | 40 | Μήκος διωστήρα εμβόλου | 2.22 cm |
| Πλήθος σωλήνων ανά αναγεννητή | 5 | Διάμετρος εκτοπιστή | 6.96 cm |
| Χώρος σύνδεσης συμπιεστή με ψύκτη | | Μήκος εκτοπιστή | 4.36 cm |
| Μήκος | 1.59 cm | Πάχος τοιχώματος εκτοπιστή | 0.159 cm |
| Εσωτερική διάμετρος | 0.597 cm | Μήκος διαδρομής εκτοπιστή | 3.12 cm |
| Αριθμός ανά κύλινδρο | 8 | Μήκος νεκρού όγκου χώρου εκτόνωσης | 0.163 cm |
| Όγκος θόλου κάτω από το ψύκτη | 0.279 cm ² | Μήκος νεκρού όγκου χώρου συμπίεσης | 0.03 cm |
| | | Μέγιστος όγκος buffer space | 521 cm ³ |
| | | Ελάχιστος συνολικός όγκος | 233.5cm ³ |

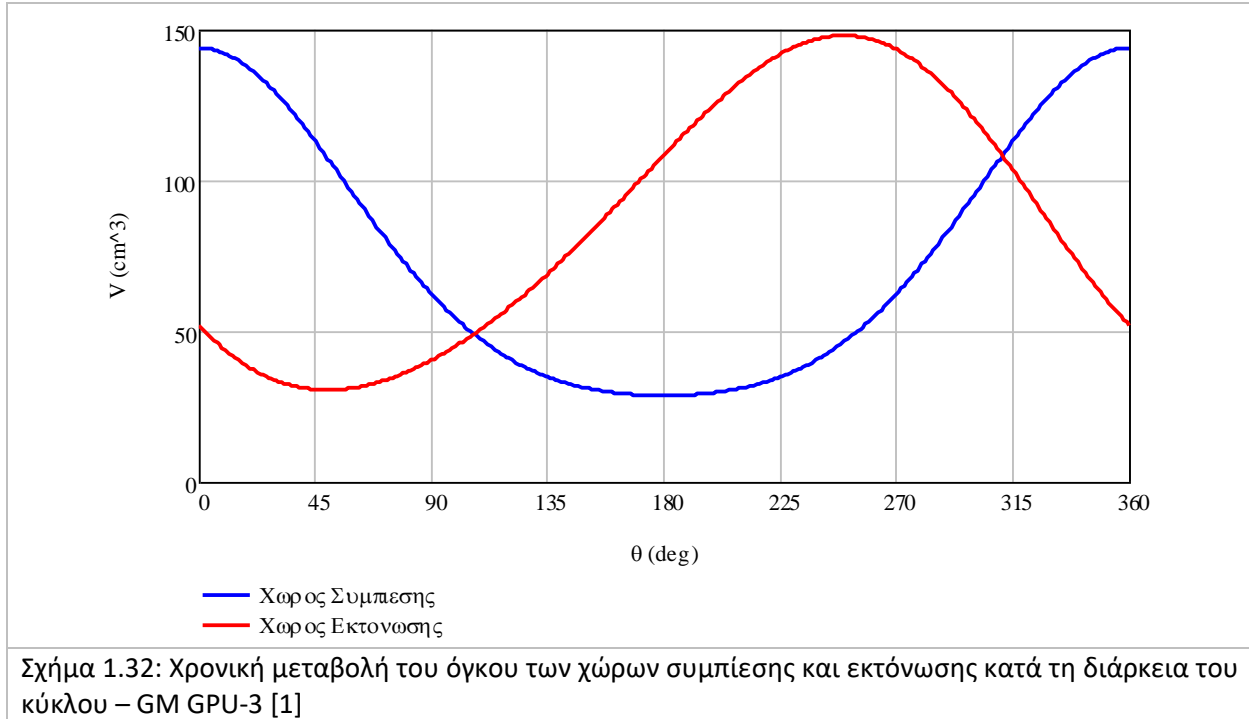
Στον Πίνακα 1-3 παρουσιάζονται οι όγκοι των εναλλακτών της μηχανής, του αναγεννητή καθώς και οι νεκροί όγκοι των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης. [1, 2]. Ως νεκρός όγκος ενός κυλίνδρου είναι η ελάχιστος όγκος μεταξύ του Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ) της διαδρομής του εμβόλου και της κεφαλής του κυλίνδρου. Η τιμή των νεκρών όγκων για τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης της συγκεκριμένης μηχανής β-τύπου είναι ίση με τον ελάχιστο όγκο του κάθε χώρου κατά τη διάρκεια του χώρου της μηχανής.

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

Πίνακας 1-3: Γεωμετρικά στοιχεία εναλλακτών, αναγεννητή και των νεκρών όγκων της GM GPU-3 [1]

| Χώρος εκτόνωσης | | Θερμαντήρας | |
|---|-----------------------------|---|-----------------------------|
| Όγκος γύρω από τον εκτοπιστή | 3.34 cm ³ | Μονωμένοι σωλήνες δίπλα στο χώρο εκτόνωσης | 9.68 cm ³ |
| Όγκος επάνω από τον εκτοπιστή | 7.41 cm ³ | Θερμαινόμενο τμήμα σωλήνων | 47.46 cm ³ |
| Όγκος μεταξύ σωλήνων του θερμαντήρα και του κυλίνδρου | 1.74 cm ³ | Μονωμένο τμήμα δίπλα στους αναγεννητές | 13.29cm ³ |
| <u>Σύνολο</u> | <u>12.5 cm³</u> | Επιπλέον χώρος που λειτουργεί για όργανα | 2.74 cm ³ |
| | | Όγκος δακτυλίου | 7.67 cm ³ |
| Χώρος συμπίεσης | | <u>Σύνολο</u> | <u>80.8 cm³</u> |
| Τμήμα εξόδου από ψύκτη | 3.92 cm ³ | | |
| Όγκος στις κοιλότητες του ψύκτη | 2.77 cm ³ | Αναγεννητής | |
| Όγκος στα τμήματα σύνδεσης με το ψυχρό άκρο | 3.56 cm ³ | Τμήμα εισόδου στον αναγεννητή | 7.36 cm ³ |
| Νεκρός όγκος εμβόλου ισχύος (γύρω από το έμβολο) | 7.29 cm ³ | Κυρίως τμήμα (ανάμεσα στο μεταλλικό πλέγμα) | 53.4 cm ³ |
| Νεκρός όγκος μεταξύ εμβόλου και εκτοπιστή | 1.14 cm ³ | Τμήμα μεταξύ αναγεννητή και ψύκτη | 2.5 9cm ³ |
| Όγκος στα τμήματα σύνδεσης με το ψύκτη | 2.33 cm ³ | Τμήμα μετά τους δακτυλίους του ψύκτη | 2.18 cm ³ |
| Λοιποί νεκροί όγκοι | 0.17 cm ³ | <u>Σύνολο</u> | <u>65.5 cm³</u> |
| <u>Σύνολο</u> | <u>21.18 cm³</u> | | |
| | | Ψύκτης | |
| | | Όγκος σωλήνων ψύκτη | <u>13.13 cm³</u> |
| | | | |
| Συνολικός νεκρός όγκος | | <u>193.15 cm³</u> | |
| Ελάχιστος σαρώμενος όγκος κατά τη διάρκεια του κύκλου | | <u>39.18 cm³</u> | |
| Ελάχιστος όγκος κατά τη διάρκεια του κύκλου | | <u>232.3 cm³</u> | |

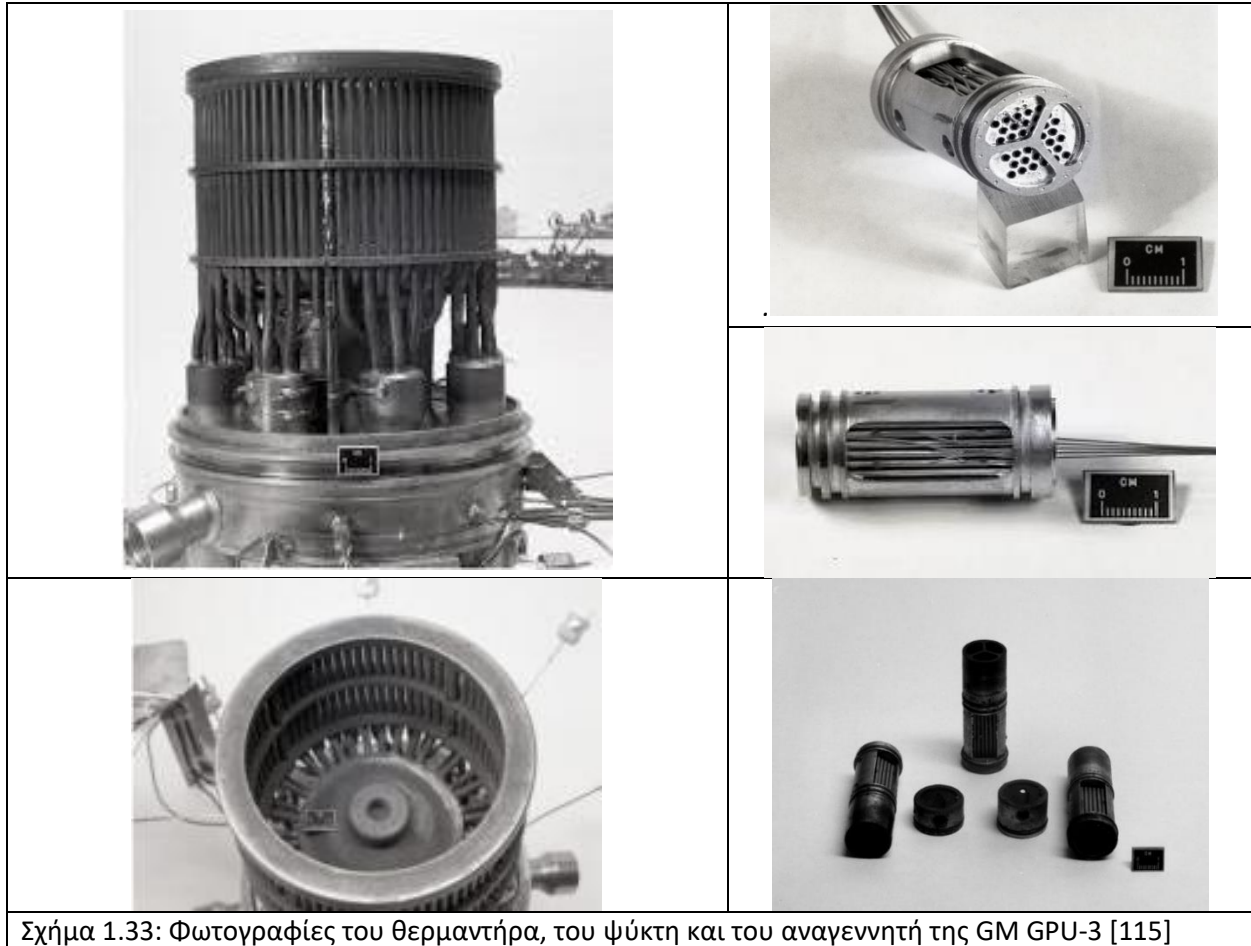
Στο Σχήμα 1.32 παρουσιάζεται η μεταβολή των όγκων του χώρου συμπίεσης και του χώρου εκτόνωσης με τη γωνία στροφάλου της GM GPU-3. Ο όγκος του χώρου συμπίεσης παρουσιάζει ελάχιστο στο μέσον του κύκλου (180°) και μέγιστο στην αρχή και το τέλος του κύκλου (0°, 360°). Ο όγκος του χώρου εκτόνωσης παρουσιάζει ελάχιστο και μέγιστο στις 50 και 250° αντίστοιχα. Καθώς η κίνηση των εμβόλων επιτυγχάνεται με χρήση του ρομβικού κινηματικού μηχανισμού, δεν υπάρχει σταθερή διαφορά φάσης μεταξύ της μεταβολής των όγκων των δύο χώρων.



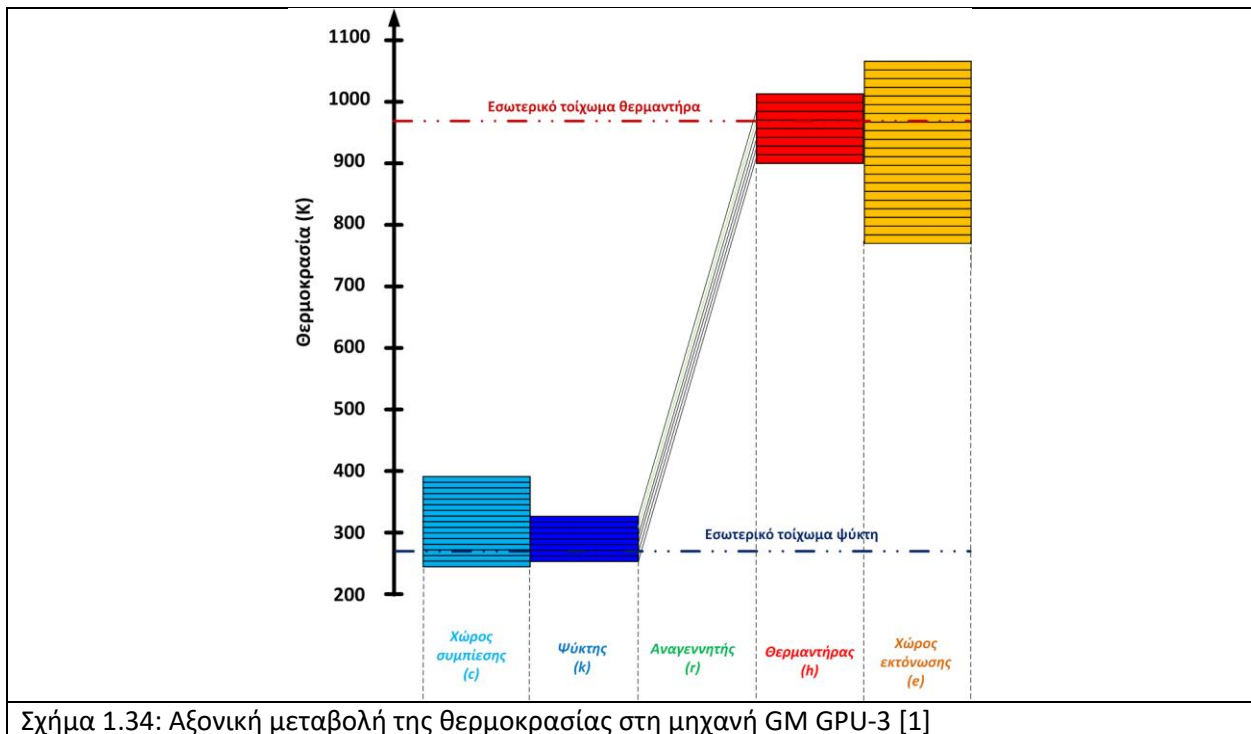
Στο Σχήμα 1.33 παρατίθενται φωτογραφίες των εναλλακτών και του αναγεννητή της μηχανής. Αριστερά, διακρίνονται οι σωλήνες και ο δακτύλιος του θερμαντήρα. Στον κυλινδρικό χώρο που σχηματίζεται από το δακτύλιο τοποθετείται ο καυστήρας που παρέχει την απαραίτητη θερμότητα για τη λειτουργία της μηχανής. Δεξιά διακρίνονται όψεις του ψύκτη και του αναγεννητή της μηχανής (κάτω). Μέσω των φωτογραφιών γίνονται κατανοητές οι πολύ μικρές διαστάσεις των εναλλακτών της μηχανής.

Στο Σχήμα 1.34 απεικονίζεται ενδεικτικά η μεταβολή της θερμοκρασίας ως προς το μήκος της μηχανής κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής [1]. Το ύψος στο σχήμα που αντιστοιχεί σε κάθε χώρο υποδεικνύει το εύρος της θερμοκρασιακής μεταβολής κατά τη διάρκεια του κύκλου. Η θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη και το θερμαντήρα δεν είναι σταθερή, αλλά η μεταβολή της είναι μικρότερη από την αντίστοιχη μεταβολή στο χώρο συμπίεσης και το χώρο εκτόνωσης. Οι θερμοκρασίες των τοιχωμάτων του ψύκτη και του θερμαντήρα έχουν πολύ περιορισμένη μεταβολή λόγω της μεγάλης θερμοχωρητικότητας του μετάλλου σε σχέση με το αέριο. Θεωρούνται προσεγγιστικά σταθερές και ίσες με τη θερμοκρασία του ρεύματος απόρριψης και του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας αντίστοιχα. Λόγω της πεπερασμένης επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας των εναλλακτών, το αέριο στο ψύκτη είναι θερμότερο από το τοίχωμα του εναλλάκτη, ενώ το αέριο στο θερμαντήρα είναι ψυχρότερο από το τοίχωμά του κατά το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου. Ο ψύκτης και ο θερμαντήρας συνδέονται θερμοκρασιακά με τον αναγεννητή. Παρατηρείται η μεγάλη αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας κατά μήκος του αναγεννητή, καθώς και η μικρή μεταβολή της θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια του κύκλου σε όλο το μήκος του. Η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή είναι σημαντικά μικρότερη από την μεταβολή της θερμοκρασίας στους εναλλάκτες.

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή στις μηχανές Stirling



Σχήμα 1.33: Φωτογραφίες του θερμαντήρα, του ψύκτη και του αναγεννητή της GM GPU-3 [115]



Σχήμα 1.34: Αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας στη μηχανή GM GPU-3 [1]

Κεφάλαιο 2: Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου

Η μηχανή που προσομοιώνεται στην εργασία είναι μία πρότυπη μηχανή Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό. Η πρότυπη μηχανή βασίζεται στην μηχανή Stirling GM GPU-3. Για σχεδιαστικούς και λειτουργικούς λόγους, η μελετώμενη πρότυπη μηχανή και η GPU-3 της General Motors δεν είναι ίδιες. Οι διαφορές οφείλονται είτε σε αλλαγές που έγιναν κατά το σχεδιασμό είτε σε απλοποιήσεις με σκοπό τη διευκόλυνση της προσομοίωσης.

Οι μεταβολές των όγκων των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης είναι ταυτόσημες στις δύο μηχανές. Όπως και η GM GPU-3, η πρότυπη μηχανή που μελετήθηκε στην παρούσα εργασία αποτελείται από οκτώ (8) σύνολα ψύκτη, αναγεννητή και θερμαντήρα. Κάθε αναγεννητής συνδέεται με 39 σωλήνες του ψύκτη και 5 σωλήνες του θερμαντήρα. Ο θερμαντήρας περιλαμβάνει συνολικά 80 σωλήνες και ένα συνδετικό δακτύλιο. Οι μισοί σωλήνες (40) συνδέουν τους αναγεννητές με το δακτύλιο και οι άλλοι μισοί συνδέουν το δακτύλιο με το χώρο εκτόνωσης.

Το πλέγμα του αναγεννητή αποτελείται από 350 διαδοχικές στρώσεις από νήματα διαμέτρου 50 μm. Η ακριβής σχεδίαση, η πλεγματοποίηση και η προσομοίωση του αναγεννητή απαιτεί πολύ μεγάλο υπολογιστικό χρόνο, καθιστώντας αδύνατη την μελέτη της μηχανής με τα διαθέσιμα υπολογιστικά συστήματα. Ο αναγεννητής δεν σχεδιάσθηκε ως έχει, αλλά προσομοιώθηκε ως πορώδες μέσο. Αρχικά, περιγράφονται οι σχεδιαστικές διαφορές της υπό μελέτη πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου και της μηχανής Stirling GM GPU-3:

- Οι κωνικές κοιλότητες που ενώνουν το χώρο συμπίεσης με τους σωλήνες του ψύκτη στην μελετώμενη πρότυπη μηχανή έχουν μεγαλύτερο όγκο σε σχέση με την GM GPU-3. Ο συνολικός όγκος των οκτώ (8) κοιλότητων είναι ίσος με 10.7 cm^3 ενώ ο όγκος των σωλήνων του ψύκτη είναι ίσος με 10.9 cm^3 . Θεωρήθηκε πως τα τοιχώματα της κοιλότητας ψύχονται και λειτουργούν ως ενιαίος χώρος με τους σωλήνες του ψύκτη.
- Ο αναγεννητής της πρότυπης μηχανής έχει μικρότερο μήκος σε σχέση με τη GM GPU-3. Το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή ελήφθη από την εργασία του Tew [114], καθώς παρέχονται περισσότερα στοιχεία σχετικά με τις συσχετίσεις για την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας. Τα γεωμετρικά του χαρακτηριστικά είναι διαφορετικά από ό,τι στην GM GPU-3 [1]. Το πορώδες του αναγεννητή της προσομοιωμένης μηχανής είναι 62.2%.
- Ο συνολικός όγκος του θερμαντήρα της πρότυπης μηχανής είναι μικρότερος σε σχέση με την GM GPU-3. Το ίδιο ισχύει αναμενόμενα και για το μήκος των σωλήνων του θερμαντήρα.
- Ο εκτοπιστής της πρότυπης μηχανής σχεδιάσθηκε μακρύτερος σε σχέση με την GM GPU-3. Στην υπό μελέτη πρότυπη μηχανή, το μήκος του εκτοπιστή είναι ίσο με 64 mm, ενώ το αντίστοιχο μήκος στην GM GPU-3 είναι ίσο με 43.6 mm.

Στον Πίνακα 2-1, περιέχονται τα βασικά στοιχεία που περιγράφουν τους όγκους των χώρων της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου. Ο λόγος όγκων της μηχανής είναι 1.553 ενώ ο αντίστοιχος της GPU-3 είναι 1.512.

Κεφάλαιο 2 – Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής

Πίνακας 2-1: Όγκοι της υπό μελέτη πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου

| Χώρος Συμπίεσης | |
|--|-----------------------|
| Σαρώμενος όγκος χώρου συμπίεσης | 115.9 cm ³ |
| Νεκρός όγκος χώρου συμπίεσης | 28.45 cm ³ |
| Ψύκτης | |
| Όγκος σωλήνων ψύκτη | 10.91 cm ³ |
| Όγκος κοιλότητας ψύκτη | 10.72 cm ³ |
| Συνολικός όγκος ψύκτη | 21.63 cm ³ |
| Αναγεννητής | |
| Συνολικός όγκος αναγεννητή | 58.43 cm ³ |
| Τμήμα του αερίου στον αναγεννητή (πορώδες) | 62.17 % |
| Όγκος αερίου στον αναγεννητή | 36.33 cm ³ |
| Όγκος πλέγματος στον αναγεννητή | 22.1 cm ³ |
| Θερμαντήρας | |
| Όγκος θερμαντήρα | 58.63 cm ³ |
| Χώρος εκτόνωσης | |
| Σαρώμενος όγκος χώρου εκτόνωσης | 121.5 cm ³ |
| Νεκρός όγκος χώρου εκτόνωσης | 30.52 cm ³ |

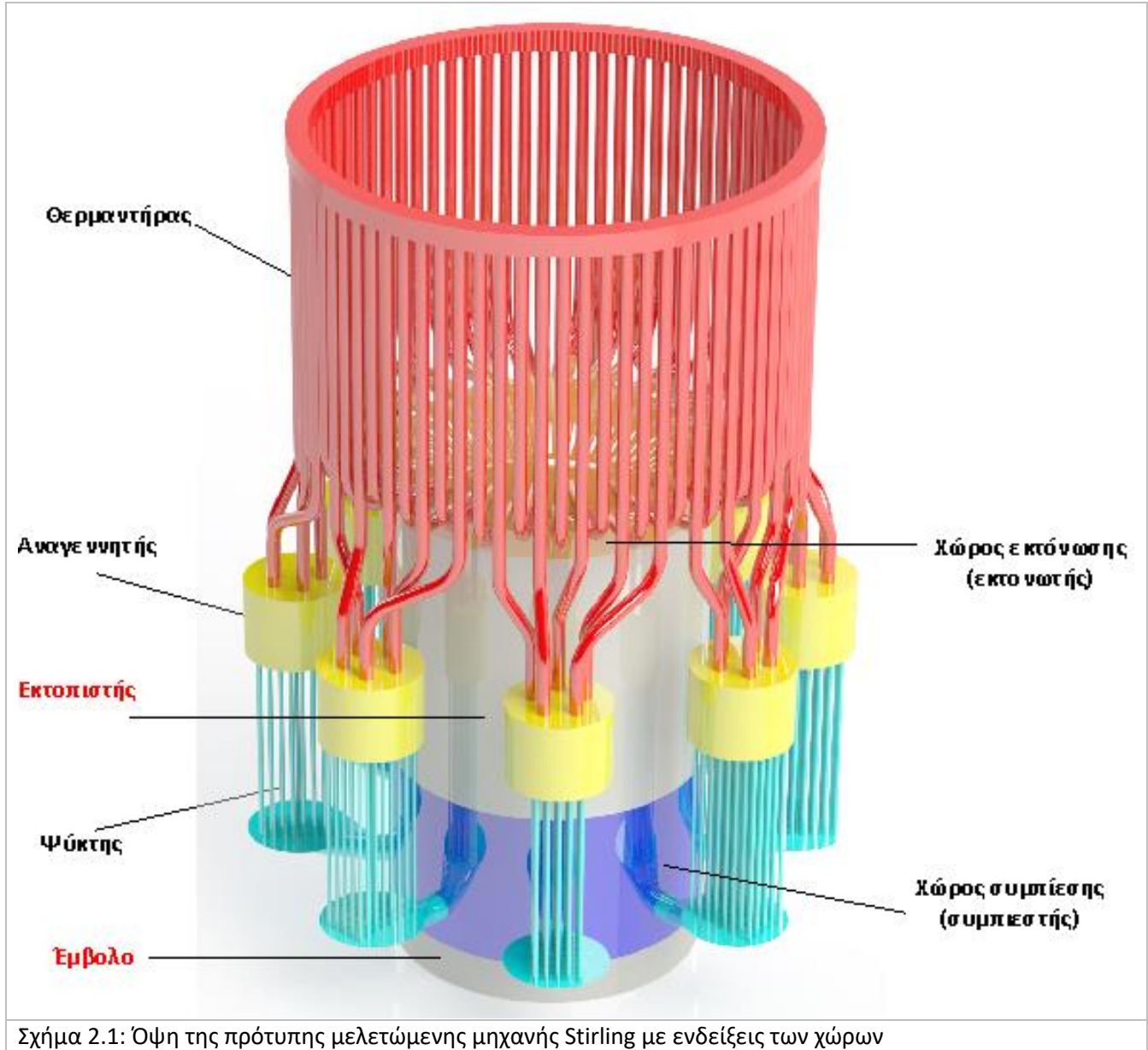
Επιπλέον, επιλέχθηκε να υπάρξουν κάποιες επιπλέον απλοποιήσεις στο σχεδιασμό της πρότυπης μηχανής, ώστε η προσομοίωση να απαιτεί λιγότερο χρόνο. Οι απλοποιήσεις που περιγράφονται παρακάτω δεν μετέβαλλαν τα συμπεράσματα της εργασίας για τα βασικά στοιχεία της λειτουργίας της μηχανής:

- Η επάνω πλευρά του εκτοπιστή της πρότυπης μηχανής σχεδιάστηκε επίπεδη και αφαιρέθηκε ο θόλος του εκτοπιστή.
- Ο εκτοπιστής έχει το ίδιο πλάτος με τον κύλινδρο. Με αυτό το τρόπο, παραλείπεται η ροή του αερίου στο διάκενο και οι αντίστοιχοι υπολογισμοί.
- Δεν λαμβάνεται υπόψη ο κινηματικός μηχανισμός της μηχανής, καθώς προσομοιώνεται μόνο η ροή του εργαζόμενου μέσου.
- Δεν λαμβάνεται υπόψη η διαρροή του αερίου στο χώρο αποθήκευσης (buffer space).
- Ο εκτοπιστής της πρότυπης μηχανής σχεδιάστηκε συμπαγής, χωρίς κενό εντός του.
- Δεν έγινε διαχωρισμός μεταξύ μονωμένων και μη μονωμένων τμημάτων στους σωλήνες των εναλλακτών. Θεωρείται πως υπάρχει συναλλαγή θερμότητας σε όλο το μήκος των σωλήνων του θερμαντήρα και του ψύκτη.
- Το έμβολο ισχύος της πρότυπης μηχανής σχεδιάστηκε στενότερο σε σχέση με την GM GPU-3. Καθώς το έμβολο ανέρχεται, φράσσει σε μεγάλο βαθμό τη διαθέσιμη δίοδο του αερίου, το οποίο κινείται από το συμπιεστή προς το ψύκτη. Βάσει της τροποποίησης, μεγάλωσε η δίοδος του αερίου προς το ψύκτη.

Στο Σχήμα 2.1 παρουσιάζεται η μελετώμενη πρότυπη μηχανή, με ενδείξεις για τον κάθε χώρο. Οι χώροι συμπίεσης και εκτόνωσης ορίζονται από το έμβολο και τον εκτοπιστή. Ο ψύκτης αποτελείται από τους σωλήνες και τις κοιλότητες που ενώνουν τους σωλήνες με το χώρο συμπίεσης. Στο άλλο άκρο τους, οι

Κεφάλαιο 2 – Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής

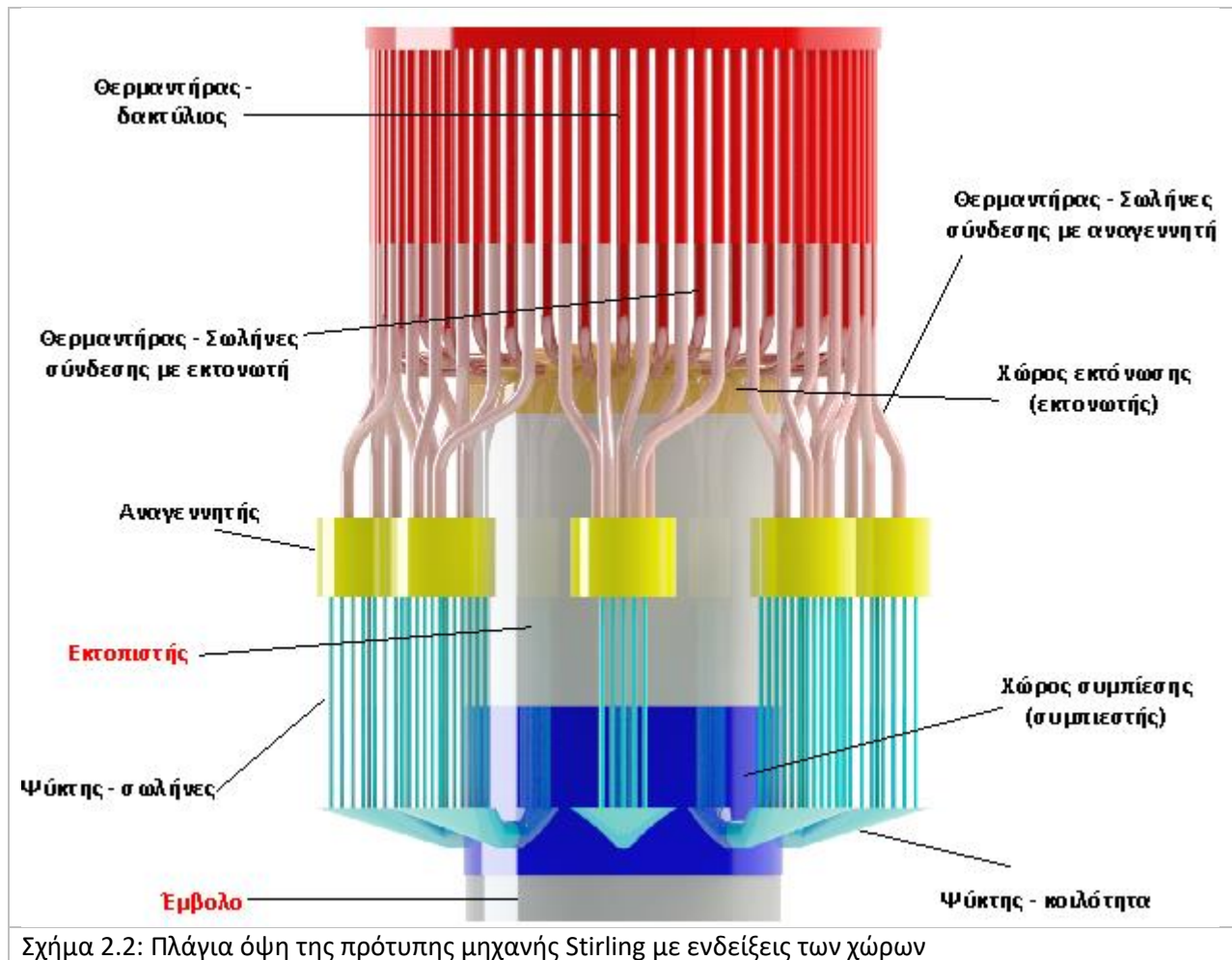
σωλήνες του ψύκτη συνδέονται με τον αναγεννητή. Επίσης διακρίνεται ο θερμαντήρας που αποτελείται από το δακτύλιο, τους σωλήνες που συνδέουν το δακτύλιο με τον αναγεννητή και τους σωλήνες που ενώνουν το θερμαντήρα με το θόλο του χώρου εκτόνωσης, ο οποίος είναι ο νεκρός όγκος του χώρου εκτόνωσης.



Σχήμα 2.1: Όψη της πρότυπης μελετώμενης μηχανής Stirling με ενδείξεις των χώρων

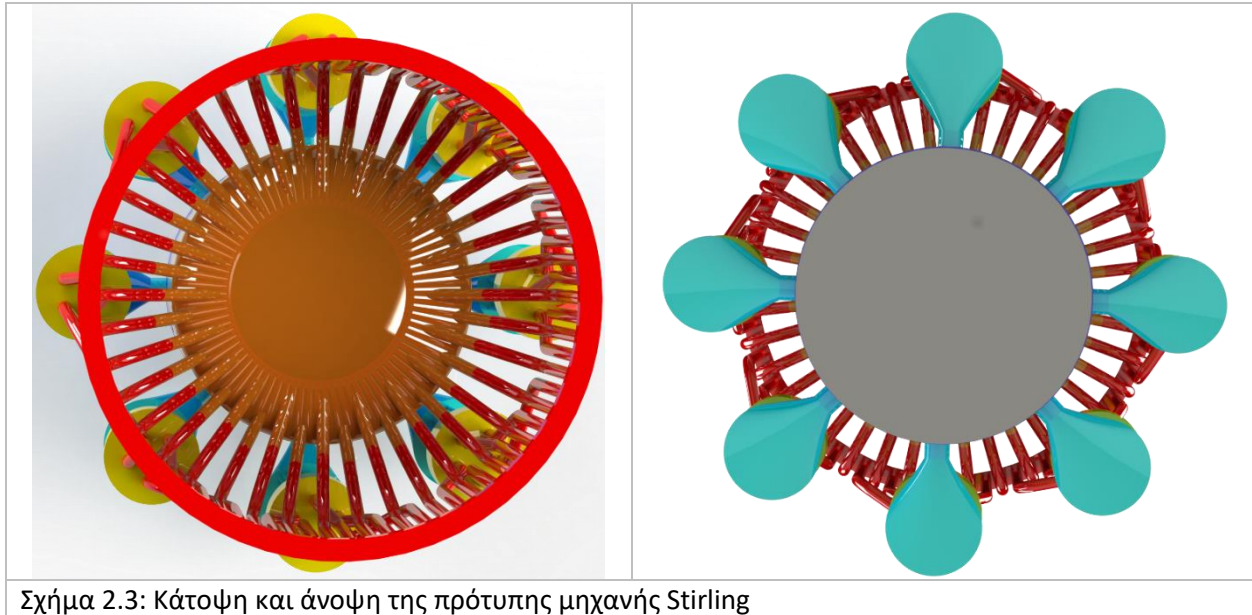
Στο Σχήμα 2.2 παρουσιάζεται η πλάγια όψη της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου, με τις αντίστοιχες ενδείξεις των χώρων.

Κεφάλαιο 2 – Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής

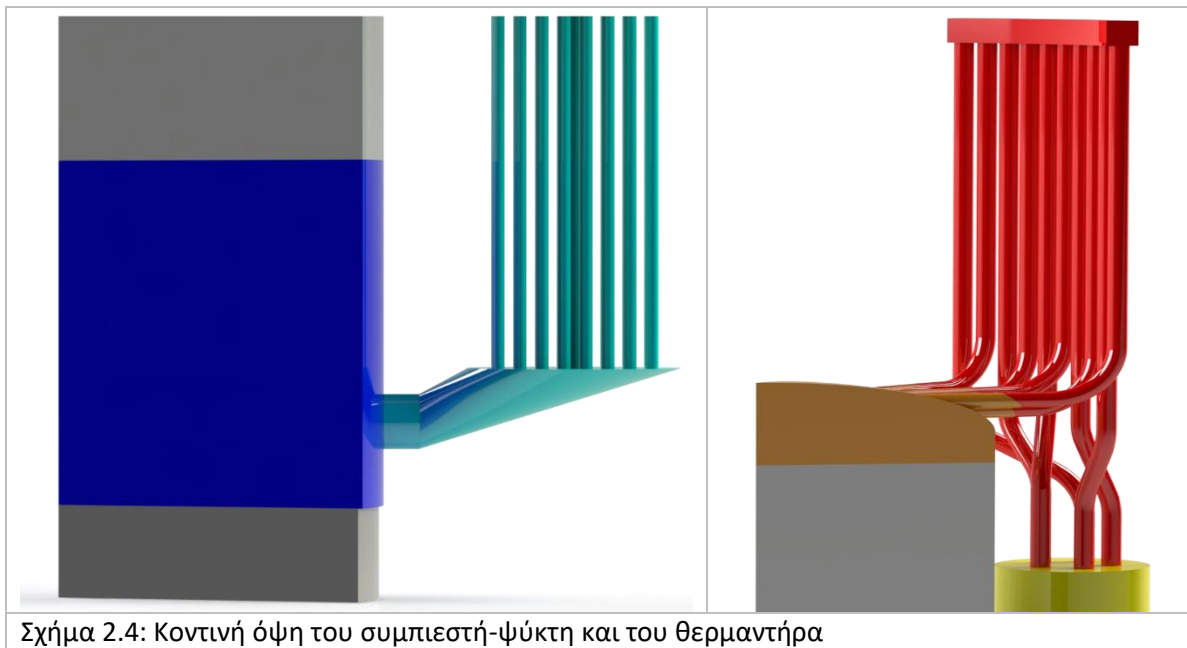


Στο Σχήμα 2.3 παρουσιάζεται η κάτω και η άνω όψη της πρότυπης μηχανής. Διακρίνεται καλύτερα ο θόλος του εκτονωτή και η σύνδεσή του με το δακτύλιο του θερμαντήρα (κάτοψη), καθώς και οι κοιλότητες του ψύκτη (άνοψη).

Στο Σχήμα 2.4 παρουσιάζονται επιμέρους περιοχές της πρότυπης μηχανής. Για καλύτερη κατανόηση της διάταξης των χώρων, απεικονίζεται ένα τμήμα που αντιστοιχεί στο 1/8 της μηχανής. Αριστερά παρουσιάζεται τμήμα του χώρου συμπίεσης, οι σωλήνες του ψύκτη και η κοιλότητα κωνικού σχήματος που τα συνδέει, ενώ δεξιά απεικονίζεται τμήμα του δακτυλίου του θερμαντήρα και οι σωλήνες που τον ενώνουν με τον αναγεννητή και το χώρο εκτόνωσης (δεξιά).



Σχήμα 2.3: Κάτοψη και άνοψη της πρότυπης μηχανής Stirling

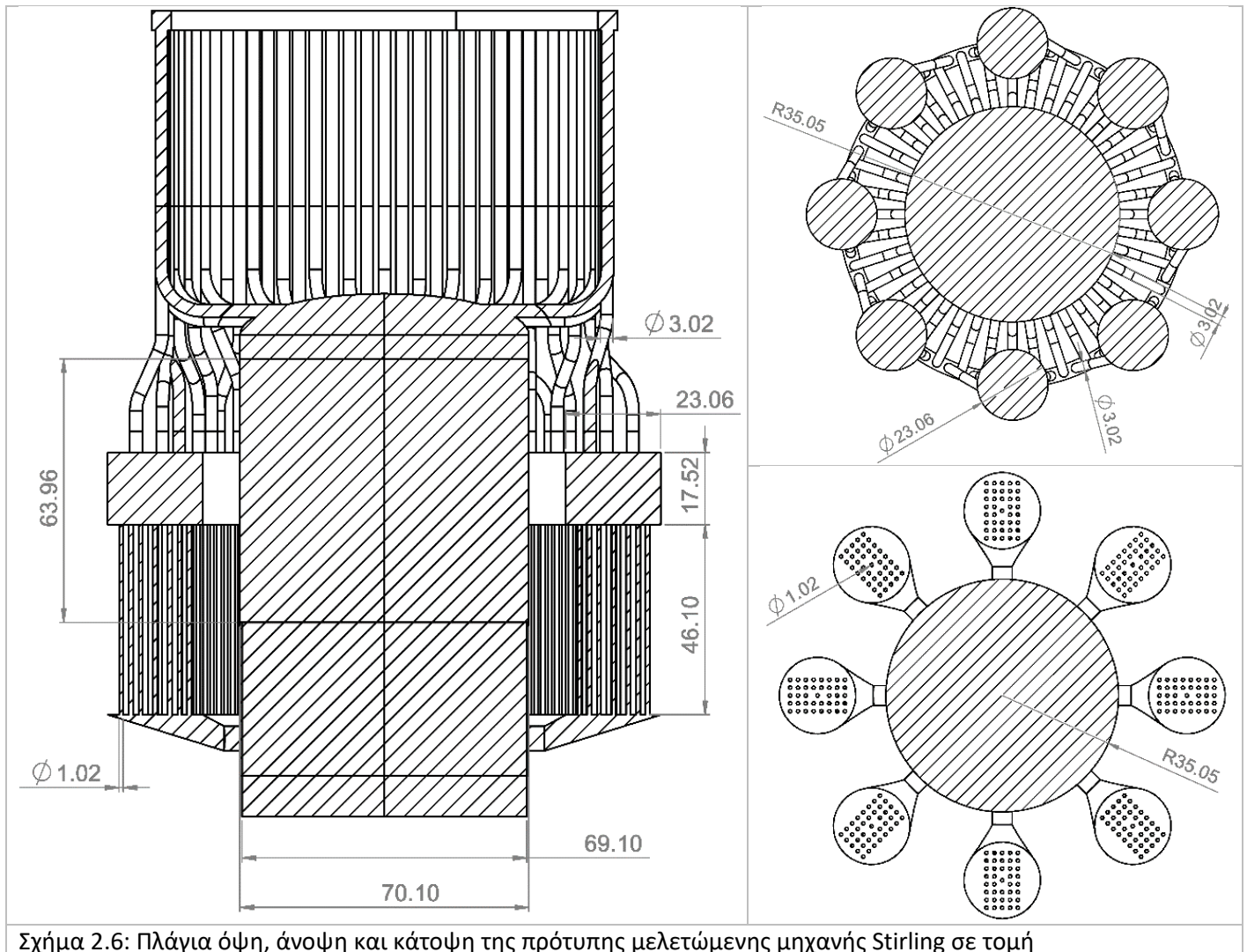
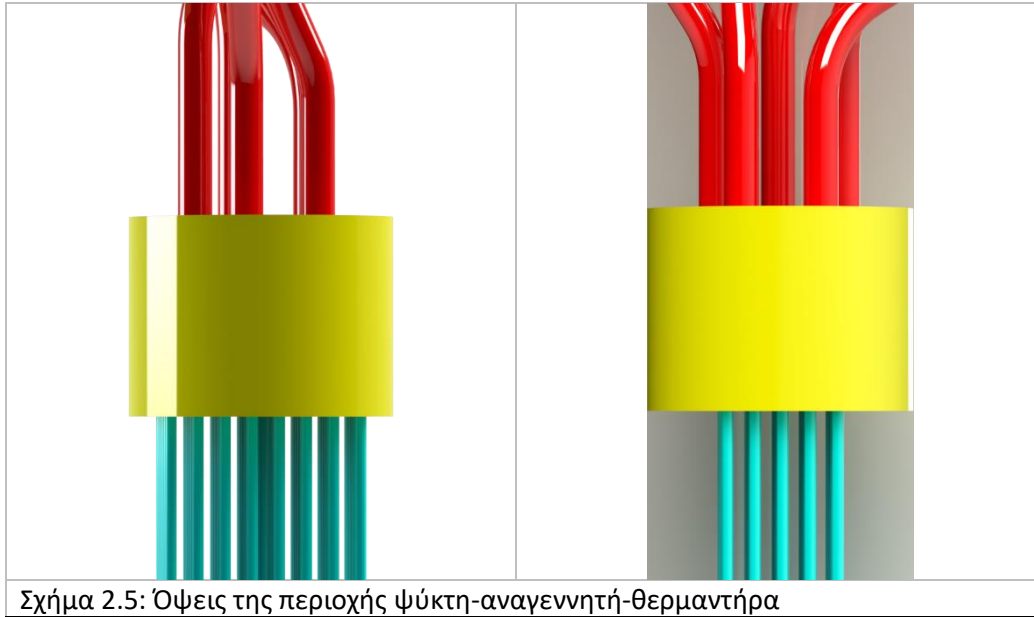


Σχήμα 2.4: Κοντινή όψη του συμπιεστή-ψύκτη και του θερμαντήρα

Στο Σχήμα 2.5 παρουσιάζεται η περιοχή των σωλήνων του ψύκτη και του θερμαντήρα που συνδέονται με τον αναγεννητή, σε δύο όψεις. Απεικονίζονται οι 5 σωλήνες του θερμαντήρα με τους οποίους ενώνεται ο κάθε αναγεννητής, καθώς και οι 39 σωλήνες του ψύκτη. Η διάταξη των σωλήνων του ψύκτη είναι τέσσερις (4) σειρές με οκτώ (8) σωλήνες και ανάμεσά τους μία σειρά με επτά (7) σωλήνες.

Στο Σχήμα 2.6 απεικονίζεται η πλάγια όψη και η κάτοψη της πρότυπης μηχανής σε τομή. Αριστερά διακρίνεται η τομή της πλάγιας όψης. Δεξιά, η άνοψη σε τομή στο άνω τμήμα του αναγεννητή (επάνω) και η κάτοψη σε τομή στους σωλήνες του ψύκτη. Επίσης, σημειώνονται κάποιες βασικές διαστάσεις των στοιχείων της μηχανής, σε χιλιοστά.

Κεφάλαιο 2 – Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής



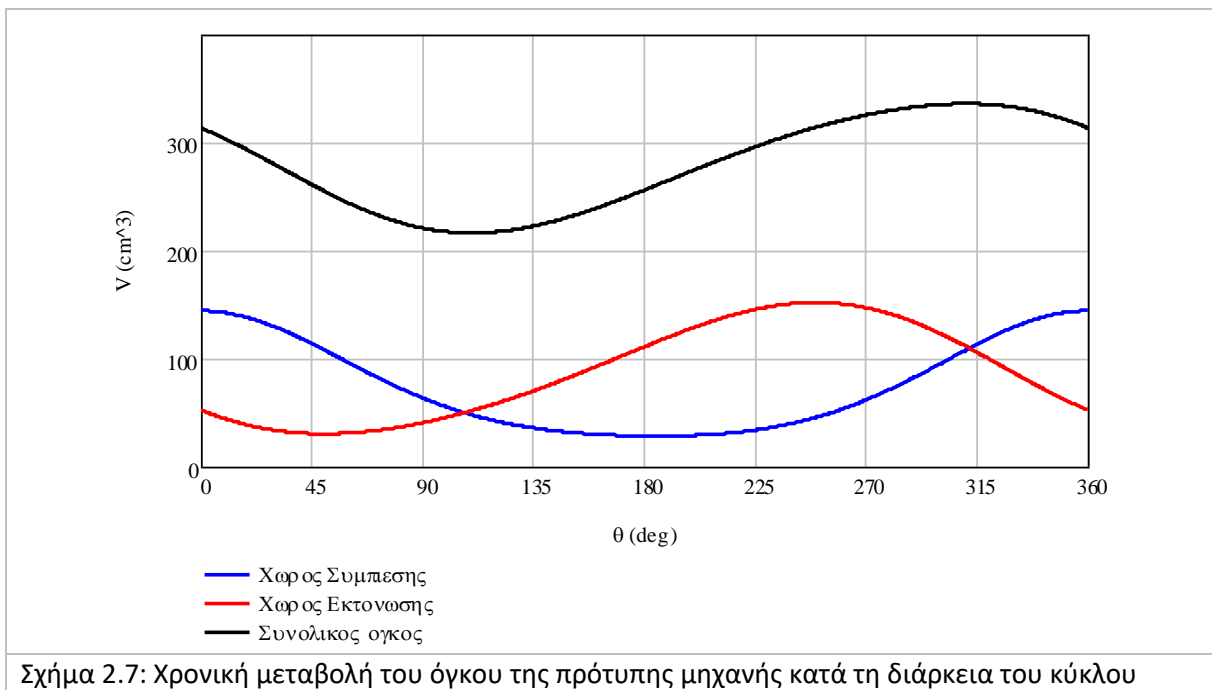
2.1: Χώροι μεταβλητού όγκου

Η χρονική μεταβολή του όγκου του χώρου συμπίεσης της πρότυπης μηχανής δίνεται από την Εξ. (2-1) [1]. Στην εξίσωση (2-2) δίνεται η χρονική μεταβολή του όγκου του εκτονωτή. Η τιμή των όγκων των δύο χώρων εξαρτώνται από τους αντίστοιχους νεκρούς όγκους και από γεωμετρικά στοιχεία του κινηματικού μηχανισμού και των κινούμενων μερών (έμβολο ισχύος, εκτοπιστής).

$$V_c(\theta) = V_{cl,c} + 2 \cdot A_p \cdot (\sqrt{L_R^2 - (ec-r)^2} - \sqrt{L_R^2 - (ec+r \cdot \cos \theta)^2}) \quad (2-1)$$

$$V_e(\theta) = V_{cl,e} + A_d \cdot (\sqrt{L_R^2 - (ec+r \cdot \cos \theta)^2} - \sqrt{(L_R-r)^2 - ec^2} - r \cdot \sin \theta) \quad (2-2)$$

Στο Σχήμα 2.7 παρουσιάζεται η μεταβολή των όγκων στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, αλλά και η μεταβολή του συνολικού όγκου κατά τη διάρκεια του κύκλου της μηχανής. Η ελάχιστη και η μέγιστη τιμή για το συνολικό όγκο είναι 216.4 και 336.0 cm³ αντίστοιχα. Ο λόγος των όγκων είναι ίσος με 1.553.



Από τις εξισώσεις μεταβολής των όγκων των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης μπορούν να προκύψουν οι εξισώσεις μετατόπισης των κινούμενων μερών. Η θέση της άνω πλευράς του εκτοπιστή δίνεται από την Εξ. (2-3). Η θέση του εξαρτάται από τον όγκο του χώρου εκτόνωσης ο οποίος σαρώνεται από τον εκτοπιστή. Η μεταβολή της θέσης της άνω πλευράς του εμβόλου κατά τη διάρκεια του κύκλου δίνεται από την Εξ (2-4).

$$x_d(\theta) = x_{d,in} - \frac{V_e(\theta)}{A_d} \quad (2-3)$$

$$x_p(\theta) = (x_d(\theta) - L_d) \cdot \frac{A_d}{A_p} - \frac{V_c(\theta)}{A_p} \quad (2-4)$$

Κεφάλαιο 2 – Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής

Οι εξισώσεις της ταχύτητας του εκτοπιστή και του εμβόλου ισχύος προκύπτουν από την παραγωγή των εξισώσεων μετατόπισης. Στην Εξ. (2-5) εκφράζεται η μεταβολή της ταχύτητας του εμβόλου ισχύος, με χρήση σειρών Fourier. Οι αντίστοιχοι συντελεστές παρουσιάζονται στον Πίνακα 2-2. Στην Εξ. (2-6) εκφράζεται η εξίσωση της ταχύτητας του εκτοπιστή κατά τη διάρκεια του κύκλου. Παρουσιάζονται επίσης οι τιμές των χαρακτηριστικών μεγεθών του κινηματικού μηχανισμού, δηλαδή του μήκους του διωστήρα, της ακτίνας του στροφάλου και της εκκεντρότητας.

$$u_p(\theta) = \sum_{i=1}^3 (ae_i \cdot \omega \cdot \sin(i \cdot \theta)) + \sum_{i=1}^3 (be_i \cdot \omega \cdot \cos(i \cdot \theta)) \quad (2-5)$$

$$u_d(\theta) = \omega \cdot r \cdot \cos(\theta) - \frac{\omega \cdot r \cdot \sin \theta \cdot (ec + r \cdot \cos \theta)}{\sqrt{L_R^2 - (ec + r \cdot \cos \theta)^2}} \quad (2-6)$$

Πίνακας 2-2: Παράμετροι εξίσωσης της ταχύτητας του εμβόλου ισχύος της μηχανής

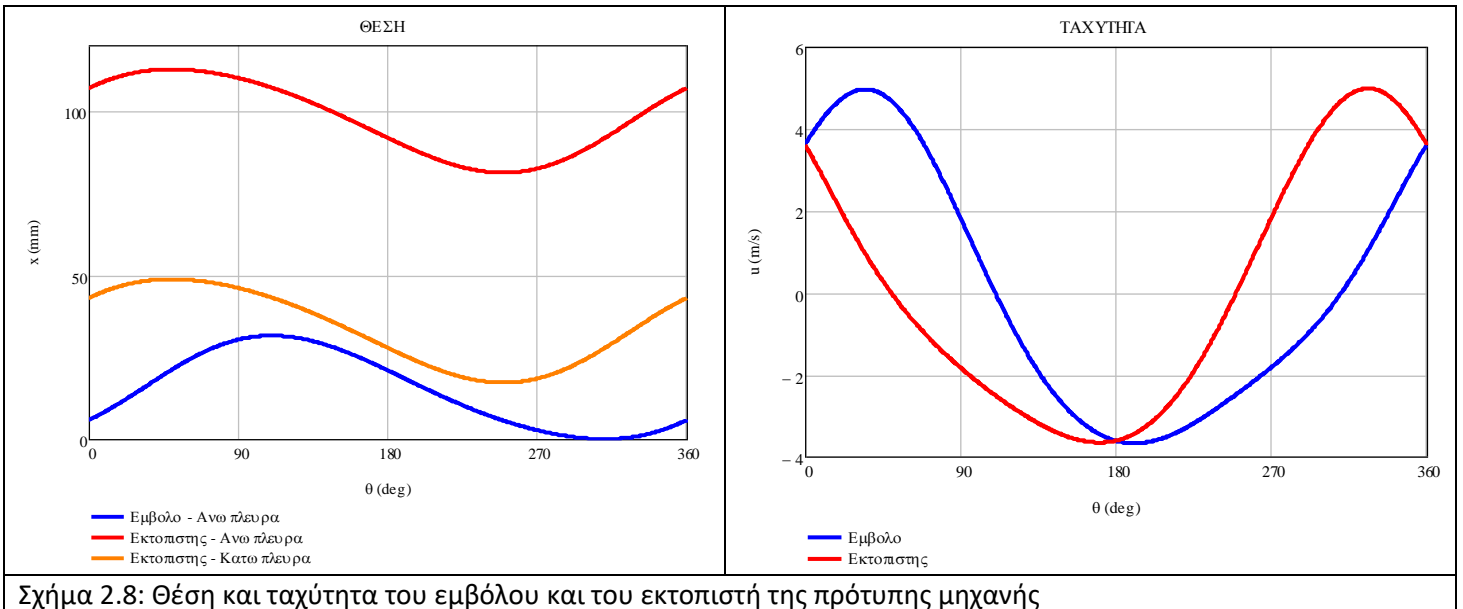
| | | | | | |
|--------|-----------------------|--------|-------------------------|-------|----------|
| ae_1 | $7.419 \cdot 10^{-3}$ | be_1 | $1.38 \cdot 10^{-2}$ | L_R | 0.046 m |
| ae_2 | $1.569 \cdot 10^{-3}$ | be_2 | 0 | r | 0.0138 m |
| ae_3 | $1.504 \cdot 10^{-4}$ | be_3 | $-4.588 \cdot 10^{-15}$ | ec | 0.0208 m |

Η πρότυπη μηχανή Stirling λειτουργεί στις 2500 rpm. Η συχνότητα υπολογίζεται μέσω της Εξ (2-7) και είναι ίση με 41.68 Hz. Η γωνιακή ταχύτητα υπολογίζεται από την Εξ. (2-8) και είναι ίση με 261.9 rad/s.

$$f = n/60 \quad (2-7)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (2-8)$$

Στο Σχήμα 2.8 παρουσιάζονται τα διαγράμματα μεταβολής της θέσης των δύο κινούμενων μερών, αλλά και τα διαγράμματα μεταβολής της ταχύτητάς τους. Ο εκτοπιστής βρίσκεται στην ανώτερη θέση του στις 50° και στην κατώτερη θέση του στις 250°. Οι αντίστοιχες χρονικές στιγμές του κύκλου για το έμβολο ισχύος αντιστοιχούν στις 110 και 310°. Η ταχύτητα του εμβόλου μεγιστοποιείται στις 35° και τις 190° για κατεύθυνση προς τα επάνω (θετική) και προς τα κάτω (αρνητική) αντίστοιχα. Οι αντίστοιχες χρονικές στιγμές για την ταχύτητα του εκτοπιστή είναι 325° και 170°. Παρατηρούμε πως η διαφορά των σημείων των μέγιστων και ελάχιστων τιμών προσεγγίζει τις 180 μοίρες



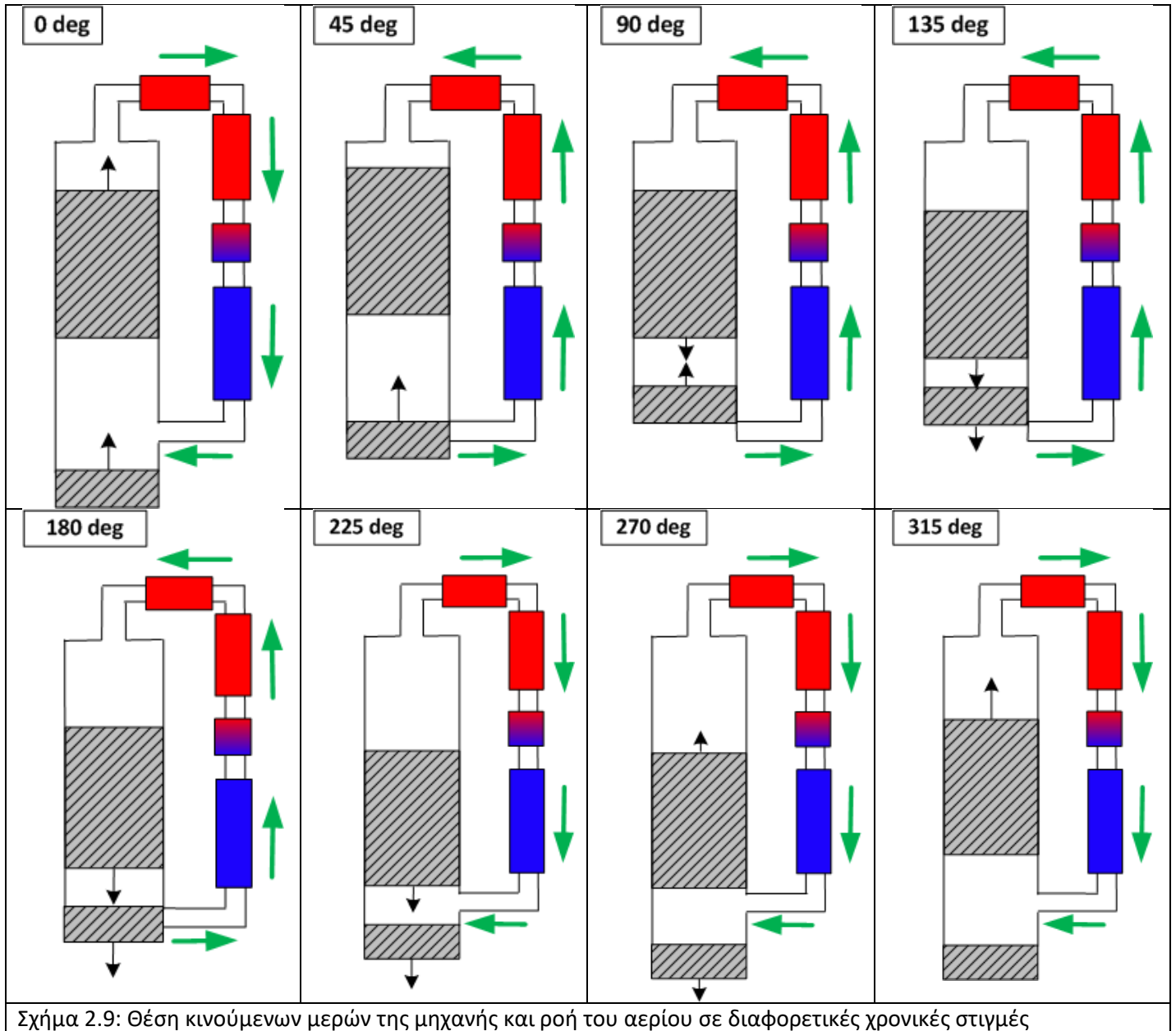
Σχήμα 2.8: Θέση και ταχύτητα του εμβόλου και του εκτοπιστή της πρότυπης μηχανής

Στο Σχήμα 2.9 απεικονίζεται η θέση του εμβόλου και του εκτοπιστή της μηχανής καθώς και η κατεύθυνση της ροής του εργαζόμενου μέσου ανά 45 μοίρες. Απεικονίζονται σχηματικά ο ψύκτης (μπλε χρώμα), ο θερμαντήρας (κόκκινο χρώμα) και ο αναγεννητής. Η κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή καθορίζουν την κατεύθυνση της ροής του εργαζόμενου αερίου, η οποία απεικονίζεται με πράσινα βέλη. Από τις 45° έως τις 180° το αέριο κινείται από το χώρο συμπίεσης προς το χώρο εκτόνωσης. Η ροή αυτής της κατεύθυνσης καλείται «ψυχρή ροή», καθώς το εργαζόμενο μέσο μετακινείται από το ψυχρό προς το θερμό τμήμα της μηχανής. Για το διάστημα από τις 225° έως τις 360°, το αέριο κινείται από το χώρο εκτόνωσης προς το χώρο συμπίεσης. Η ροή αυτής της κατεύθυνσης καλείται «θερμή ροή». Προκύπτει λοιπόν πως η αλλαγή της κατεύθυνσης της ροής (αντιστροφή) λαμβάνει χώρα στα διαστήματα από 0 έως 45 μοίρες και 180 έως 225 μοίρες. Παρακάτω αναλύεται η κίνηση των κινούμενων μερών και η επακόλουθη ροή του αερίου στις 8 συγκεκριμένες χρονικές στιγμές.

- 0°: Ο εκτοπιστής ανέρχεται με μειούμενη ταχύτητα, ενώ το έμβολο ισχύος ανέρχεται με αυξανόμενη ταχύτητα. Οι ταχύτητες τη συγκεκριμένη χρονική στιγμή είναι περίπου ίσες. Το αέριο μετακινείται προς το συμπιεστή. Η ταχύτητα της ροής είναι μειούμενη και σε μικρό χρονικό διάστημα λαμβάνει χώρα η αντιστροφή της.
- 45°: Ο εκτοπιστής έχει μηδενική ταχύτητα και άμεσα θα ξεκινήσει να κατέρχεται. Το έμβολο ισχύος ανέρχεται και είναι στην μέγιστη ταχύτητά του. Το αέριο κινείται από το συμπιεστή προς τον εκτονωτή, καθώς έχει λάβει χώρα η πρώτη αντιστροφή της ροής.
- 90°: Ο εκτοπιστής κατέρχεται με αυξανόμενη ταχύτητα, ενώ το έμβολο ισχύος ανέρχεται. Τα μέτρα της ταχύτητας είναι προσεγγιστικά ίσα μεταξύ τους. Το αέριο που βρίσκεται στο χώρο συμπίεσης ωθείται προς το χώρο εκτόνωσης. Το αέριο που βρίσκεται στο συμπιεστή ωθείται προς το ψύκτη μέσω ενός δακτυλίου που βρίσκεται μεταξύ του εμβόλου ισχύος και του κυλίνδρου της μηχανής. Η ταχύτητα του αερίου έχει την μέγιστη τιμή της για τη συγκεκριμένη κατεύθυνση («ψυχρή ροή»).

Κεφάλαιο 2 – Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής

- 135°: Το έμβολο ισχύος έχει αρχίσει να κατέρχεται με σχετικά μικρή ταχύτητα, ενώ ο εκτοπιστής κατέρχεται με αυξανόμενη ταχύτητα. Η περαιτέρω μείωση του όγκου του συμπιεστή συνεχίζει να ωθεί το αέριο προς το χώρο εκτόνωσης.
- 180°: Ο εκτοπιστής και το έμβολο ισχύος κατέρχονται με ταχύτητα κοντά στην μέγιστη. Το αέριο ρέει προς τον εκτονωτή με μειούμενη ταχύτητα.
- 225°: Ο εκτοπιστής συνεχίζει να κατέρχεται με μειούμενη ταχύτητα. Το έμβολο ισχύος επίσης κατέρχεται. Αυτό οδηγεί σε αύξηση του όγκου του συμπιεστή, με αποτέλεσμα το αέριο να ρέει από το χώρο εκτόνωσης προς το συμπιεστή. Μεταξύ των 180 και των 225 μοιρών έχει λάβει χώρα η δεύτερη αλλαγή κατεύθυνσης της ροής.
- 270°: Ο εκτοπιστής έχει αρχίσει να ανέρχεται, μειώνοντας τον όγκο του χώρου εκτόνωσης. Το έμβολο ισχύος κατέρχεται με μικρή ταχύτητα, αυξάνοντας τον όγκο του συμπιεστή. Το εργαζόμενο μέσο κινείται προς το χώρο συμπίεσης με μεγαλύτερη ένταση.
- 315°: Το έμβολο ισχύος έχει μηδενική ταχύτητα και ετοιμάζεται να αρχίσει να ανέρχεται. Ο εκτοπιστής ανέρχεται με μεγάλη ταχύτητα, μειώνονται τον όγκο του εκτονωτή με μεγάλο ρυθμό. Στο σημείο αυτό, το εργαζόμενο μέσο έχει την μέγιστη ταχύτητα για τη συγκεκριμένη κατεύθυνση («θερμή ροή»).



2.2: Χώροι σταθερού όγκου

Οι χώροι σταθερού όγκου της πρότυπης μηχανής Stirling είναι οι εναλλάκτες θερμότητας (ψύκτης, θερμαντήρας) και ο αναγεννητής. Ο ψύκτης αποτελείται από τους σωλήνες και το κοίλο τμήμα που τους ενώνει με το χώρο συμπίεσης. Ο όγκος του δίνεται από την Εξ. (2-9). Η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του ψύκτη δίνεται από την Εξ. (2-10):

$$V_k = N_k \cdot \pi \cdot \frac{dh_k^2}{4} \cdot L_k + N_{duct} \cdot V_{duct} \quad (2-9)$$

$$Aw_k = N_k \cdot \pi \cdot dh_k \cdot L_k + N_{duct} \cdot Aw_{duct} \quad (2-10)$$

Κεφάλαιο 2 – Γεωμετρία της πρότυπης μηχανής

Ο συνολικός όγκος του θερμαντήρα της μηχανής δίνεται από την Εξ. (2-11). Η βρεχόμενη επιφάνεια του θερμαντήρα δίνεται από την Εξ. (2-12). Ως μήκος του κάθε σωλήνα λαμβάνεται το άθροισμα του μήκους του σωλήνα που ενώνει τον αναγεννητή με το δακτύλιο του θερμαντήρα, του αντίστοιχου σωλήνα που ενώνει το χώρο εκτόνωσης με το δακτύλιο και το 1/40 του μήκους του δακτυλίου του θερμαντήρα.

$$V_h = N_h \cdot \pi \cdot \frac{dh_h^2}{4} \cdot L_h \quad (2-11)$$

$$Aw_h = N_h \cdot \pi \cdot dh_h \cdot L_h \quad (2-12)$$

Ο συνολικός όγκος του αναγεννητή είναι ίσος με 58.4 cm³. Μέσω της τιμής του πορώδους του αναγεννητή υπολογίζονται οι επιμέρους όγκοι του αερίου και του μετάλλου, σύμφωνα με τις Εξ. (2-13) και (2-14) αντίστοιχα. Η υδραυλική διάμετρος υπολογίζεται μέσω της Εξ. (2-15)

$$V_{r,f} = \psi \cdot V_{r,tot} \quad (2-13)$$

$$V_{r,m} = (1-\psi) \cdot V_{r,tot} \quad (2-14)$$

$$dh_r = \frac{\psi}{1-\psi} \cdot dw_r \quad (2-15)$$

Από την Εξ (2-16) υπολογίζεται το εμβαδόν της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας του πλέγματος του αναγεννητή της πρότυπης μηχανής. Ο λόγος της βρεχόμενης επιφάνειας ως προς τον ολικό όγκο υπολογίζεται από την Εξ. (2-17).

$$Aw_r = \frac{4 \cdot V_{r,tot} \cdot (1-\psi)}{dw_r} \quad (2-16)$$

$$\Phi = \frac{Aw_r}{V_{r,tot}} \quad (2-17)$$

Ο αριθμός των στρώσεων του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή καθορίζεται από το μήκος του αναγεννητή και τη διάμετρο του νήματος του πλέγματός, βάσει της Εξ. (2-18). Υποτίθεται πως οι στρώσεις του πλέγματος του αναγεννητή σχεδόν ακουμπούν μεταξύ τους [1]. Η πυκνή διάταξη των στοιχείων του πλέγματος ενισχύει την μεταφορά θερμότητας αλλά μεγαλώνει την πτώση πίεσης και την απώλεια θερμότητας από το θερμό προς το ψυχρό άκρο του αναγεννητή μέσω αγωγής. Όσο μεγαλύτερη η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, τόσο ενισχύεται η μεταφορά θερμότητας μέσω συναγωγής σε σύγκριση με την μεταφορά μέσω αγωγής.

$$N_{layer} = \frac{L_r}{dw_r} \quad (2-18)$$

Μέσω των Εξ. (2-19) και (2-20) υπολογίζονται οι εξωτερικές διάμετροι των σωλήνων του θερμαντήρα και του ψύκτη.

$$d_{O,k} = d_{I,k} + th_{w,k} \quad (2-19)$$

$$d_{O,h} = d_{I,h} + th_{w,h} \quad (2-20)$$

Μέσω της Εξ. (2-21) υπολογίζονται οι διατομές από τις οποίες διέρχεται το εργαζόμενο μέσο για το ψύκτη, τον αναγεννητή και το θερμαντήρα.

$$A_{cs,k} = \frac{N_k \cdot \pi \cdot dh_k^2}{4}$$

$$A_{cs,r} = \frac{N_r \cdot \pi \cdot D_r^2 \cdot \psi}{4} \quad (2-21)$$

$$A_{cs,h} = \frac{N_h \cdot \pi \cdot dh_h^2}{4}$$

Οι τιμές των γεωμετρικών στοιχείων τα οποία υπολογίσθηκαν από τις παραπάνω εξισώσεις παρουσιάζονται στον Πίνακα 2-3. Τα στοιχεία αυτά χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς που περιέχονται στα επόμενα κεφάλαια της εργασίας. Σημειώνεται η μεγάλη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του αναγεννητή, η οποία είναι προσεγγιστικά 33 φορές μεγαλύτερη της αντίστοιχης επιφάνειας στο ψύκτη και 24 φορές μεγαλύτερη αυτής του θερμαντήρα.

Πίνακας 2-3: Γεωμετρικά στοιχεία της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου

| Ψύκτης | |
|---|-----------------------|
| Αριθμός σωλήνων ψύκτη | 312 |
| Βρεχόμενη επιφάνεια σωλήνων ψύκτη | 451.4 cm ² |
| Εσωτερική διάμετρος σωλήνων ψύκτη | 0.97 mm |
| Πάχος τοιχώματος σωλήνων ψύκτη | 0.26 mm |
| Μήκος σωλήνων ψύκτη | 47.6 mm |
| Βρεχόμενη επιφάνεια κοιλότητας ψύκτη (σύνολο) | 83.6 cm ² |
| Συνολική βρεχόμενη επιφάνεια ψύκτη | 535 cm ² |
| Εμβαδό διατομής ψύκτη | 2.29 cm ² |
| Αναγεννητής | |
| Αριθμός αναγεννητών | 8 |
| Μήκος αναγεννητή | 17.52 mm |
| Διάμετρος κυλίνδρου αναγεννητή | 23 mm |
| Στρώσεις των φύλλων του πλέγματος αναγεννητή | 350 |
| Υδραυλική διάμετρος αναγεννητή | 82.2 μm |
| Διάμετρος σύρματος του πλέγματος του αναγεννητή | 50 μm |
| Βρεχόμενη επιφάνεια αναγεννητή | 1.768 m ² |
| Λόγος βρεχόμενης επιφάνειας προς όγκο | 30270 m ⁻¹ |
| Εμβαδό διατομής αναγεννητή (τμήμα αερίου) | 20.77 cm ² |
| Θερμαντήρας | |
| Αριθμός σωλήνων θερμαντήρα | 40 |
| Βρεχόμενη επιφάνεια σωλήνων θερμαντήρα | 754.6 cm ² |
| Εσωτερική διάμετρος σωλήνων θερμαντήρα | 2.95 mm |
| Πάχος τοιχώματος σωλήνων θερμαντήρα | 0.91 mm |
| Ισοδύναμο Μήκος σωλήνων θερμαντήρα | 193.2 mm |
| Εμβαδό διατομής θερμαντήρα | 2.74 cm ² |

Κεφάλαιο 3: Μοντέλα προσομοίωσης μηχανών Stirling

Λόγω του μεγάλου κόστους και της περίπλοκης διαδικασίας που απαιτούνταν για τη διενέργεια πειραματικών μελετών σε μηχανές Stirling, αναπτύχθηκαν μέθοδοι με σκοπό να παρέχουν μία όσο το δυνατόν ακριβέστερη εκτίμηση της απόδοσης της μηχανής βάσει των γεωμετρικών της στοιχείων και των συνθηκών λειτουργίας. Οι αναλυτικές και αριθμητικές μέθοδοι προσομοίωσης μηχανών Stirling διαχωρίζονται σε μεθόδους πρώτης, δεύτερης και τρίτης τάξης.

Ο Beale ανέπτυξε το 1971 μία εξίσωση βάσει της οποίας η παραγόμενη ισχύς μίας μηχανής Stirling συσχετίζεται με την μέση πίεση, την τιμή των σαρώμενων όγκων και της συχνότητας. [116] Η σχέση αυτή, η οποία καλείται και ως μοντέλο μηδενικής τάξης δεν έχει επαληθευθεί πειραματικά.

Τα μοντέλα πρώτης τάξης βασίζονται στην ανάλυση του Schmidt που παρουσιάσθηκε το 1871 και έως το 1960 αποτελούσαν τη βασική μέθοδο για την ανάπτυξη μηχανών Stirling. Αποτελούν πολύ απλές προσεγγίσεις και έως και σήμερα χρησιμοποιούνται για την αρχική διαστασιολόγηση των μηχανών Stirling. Κατά την επίλυση της λειτουργίας μίας μηχανής Stirling βάσει μοντέλου πρώτης τάξης, δεν λαμβάνεται υπόψη καμία πηγή απωλειών, όπως και οι περισσότερες από τις μη αντιστρεπτές διεργασίες εντός της μηχανής. Ως κλασικό μοντέλο πρώτης τάξης για την μελέτη των μηχανών Stirling χρησιμοποιείται το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο (Κεφάλαιο 3.1). Κατά την επίλυση με χρήση του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου, η θερμοκρασία στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης θεωρείται σταθερή και ίση με τη θερμοκρασία του ψύκτη και του θερμαντήρα αντίστοιχα. Τα αποτελέσματα του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου δε θεωρούνται αξιόπιστα. Εκτιμάται πως η απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου και της πραγματικής λειτουργίας είναι της τάξης του 60-80%. Συνεπώς, τα μοντέλα πρώτης τάξης, δεν αποτελούν χρήσιμο εργαλείο για την ανάλυση της λειτουργίας των μηχανών Stirling. Μπορούν όμως να δώσουν μία εκτίμηση της σχέσης μεταξύ του μεγέθους και της παραγόμενης ισχύος της μηχανής. Λόγω της απλότητάς τους, χρησιμοποιούνται σε προκαταρκτικές μελέτες θερμικών και ψυκτικών μηχανών. [1, 5, 117, 118]

Τα μοντέλα δεύτερης τάξης είναι επίσης απλές προσεγγίσεις για την εκτίμηση της απόδοσης της μηχανής μέσω της επίλυσης ενός απλοποιημένου συστήματος εξισώσεων. Σε σχέση με τα μοντέλα πρώτης τάξης αφαιρούνται κάποιες απλουστευτικές υποθέσεις, όπως η σταθερή θερμοκρασία του αερίου στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Οι χώροι μεταβλητού όγκου θεωρούνται αδιαβατικοί και η θερμοκρασία τους μεταβάλλεται. Αν και τα μοντέλα δεύτερης τάξης επιλύουν τη λειτουργία μίας ιδανικής μηχανής, ορίζονται απώλειες έργου και θερμότητας οι οποίες υπολογίζονται αποσυνδεδεμένες μεταξύ τους και βάσει αυτών τροποποιούνται οι τιμές της ισχύος και της απόδοσης που είχαν υπολογισθεί βάσει ιδανικών συνθηκών. Παραδείγματα απωλειών είναι η πτώση πίεσης, οι απώλειες λόγω μη ιδανικού αναγεννητή, και οι απώλειες λόγω αγωγής στα εξωτερικά τοιχώματα και τον εκτοπιστή της μηχανής. Αν και στην πράξη οι απώλειες δεν λειτουργούν ανεξάρτητα μεταξύ τους, τα μοντέλα δεύτερης τάξης οδηγούν σε μία ακριβέστερη εκτίμηση της απόδοσης της μηχανής σε σχέση με τα μοντέλα πρώτης τάξης. Η απλούστερη εκδοχή των μοντέλων δεύτερης τάξης είναι το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο (Κεφάλαιο 3.2). Επιπλέον, έχουν αναπτυχθεί πιο σύνθετες εκδοχές, στις οποίες πηγές απωλειών υπολογίζονται εντός του μοντέλου, επηρεάζοντας ιδιότητες όπως η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου και του μετάλλου. Παράδειγμα αποτελεί το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο (Κεφάλαιο 3.3). Σε

σχέση με τις πιο σύνθετες μεθόδους τρίτης τάξης, αλλά και τις Υπολογιστικές Μεθόδους (CFD) που θα εξετασθούν στη συνέχεια, οι μέθοδοι επίλυσης δεύτερης τάξης είναι απλούστερες και συντομότερες. Χρησιμοποιούνται για την εκτίμηση της απόδοσης της μηχανής, ενώ η ακρίβεια τους μπορεί να αυξηθεί με την εισαγωγή τιμών ή συσχετίσεων από πιο σύνθετες μεθόδους. [1, 117, 118, 119]

Στα μοντέλα τρίτης τάξης, η γεωμετρία της μηχανής διακριτοποιείται ως ένα δίκτυο κόμβων και όγκων ελέγχου, στους οποίους επιλύονται οι βασικές διαφορικές εξισώσεις που ρυθμίζουν τη λειτουργία της μηχανής. Οι μέθοδοι τρίτης τάξης περιέχουν σημαντικά λιγότερες απλοποιήσεις σε σχέση με τις μεθόδους δεύτερης τάξης και έχουν ως στόχο τη σύνδεση των σύνθετων διεργασιών που λαμβάνουν χώρα σε μία μηχανή Stirling, οι οποίες στην πράξη είναι αλληλοεπηρεαζόμενες. Τα μοντέλα τρίτης τάξης είναι σε θέση να δώσουν ακριβέστερα αποτελέσματα σε σχέση με τα μοντέλα δεύτερης τάξης, ενώ μπορούν να υπολογίσουν συνθήκες και ιδιότητες του αερίου εντός της μηχανής οι οποίες δεν μπορούν να υπολογισθούν μέσω των μεθόδων δεύτερης τάξης, ούτε να μετρηθούν από πειράματα. Εν κατακλείδι, ένα καλά σχεδιασμένο μοντέλο τρίτης τάξης μπορεί να περιγράψει τη λειτουργία της μηχανής με μεγάλη ακρίβεια. Η επίλυσή όμως των μοντέλων τρίτης τάξης είναι σύνθετη και απαιτεί σημαντικά μεγαλύτερο χρονικό διάστημα και περισσότερους υπολογιστικούς πόρους σε σχέση με τα μοντέλα δεύτερης τάξης. Η δυσκολία αυτή ξεπερνιέται με την ανάπτυξη των υπολογιστικών συστημάτων κατά τις δύο τελευταίες δεκαετίες. Επιπλέον αδυναμίες των μοντέλων τρίτης τάξης είναι πως λόγω της μονοδιάστατης (1D) φύσης τους, δεν μπορούν να παρέχουν στοιχεία σχετικά με τη ροή του αερίου εντός της μηχανής, καθώς και για την κατανομή των ιδιοτήτων εσωτερικά της μηχανής. [117, 118, 119] Επίσης, η μεταφορά θερμότητας και η πτώση πίεσης υπολογίζονται βάσει εμπειρικών συσχετίσεων, οι οποίες όμως έχουν προκύψει από πειράματα υπό σταθερή ροή και δεν ισχύουν ως έχουν για παλινδρομική ροή. [67, 118]

3.1: Μοντέλα πρώτης τάξης – ισοθερμοκρασιακό μοντέλο

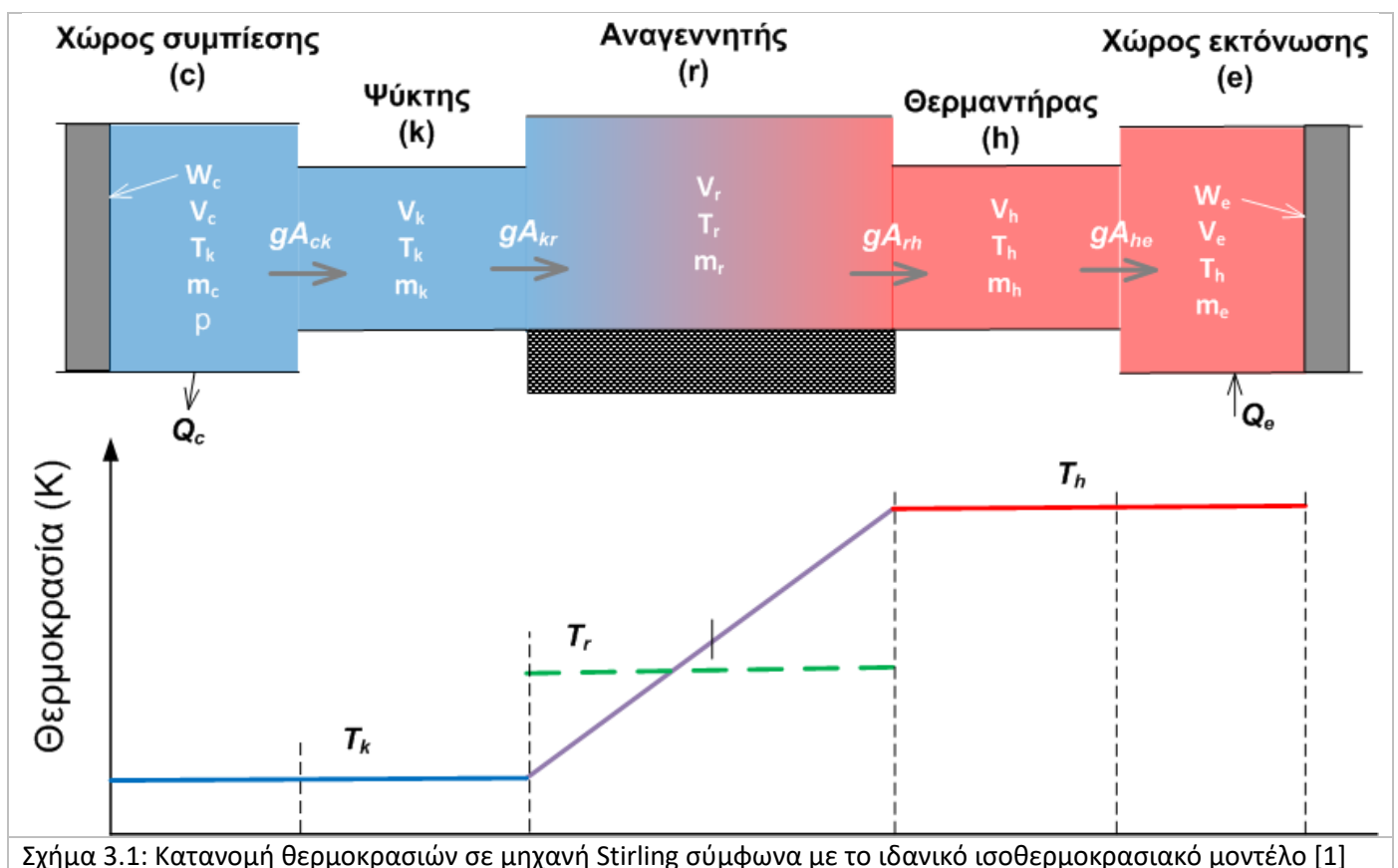
Κατά την επίλυση του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου, η μηχανή χωρίζεται σε πέντε (5) χώρους και πιο συγκεκριμένα το χώρο συμπίεσης (c), το ψύκτη (k), τον αναγεννητή (r), το θερμαντήρα (h) και το χώρο εκτόνωσης (e). Πιθανοί μικρότεροι χώροι όπως κοιλότητες θεωρούνται τμήμα του πιο κοντινού χώρου από τους πέντε που λαμβάνονται υπόψη.

- Η θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες (ψύκτης, θερμαντήρας) και τον αναγεννητή παραμένει σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου.
- Η θερμοκρασία του αερίου στους χώρους μεταβαλλόμενου όγκου (χώρος συμπίεσης, χώρος εκτόνωσης) είναι σταθερή κατά τη διάρκεια του κύκλου και ίση με τη θερμοκρασία στο ψύκτη και στο θερμαντήρα αντίστοιχα.
- Η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή είναι σταθερή και ίση με τη μέση λογαριθμική τιμή των θερμοκρασιών του θερμαντήρα και του ψύκτη.
- Το εργαζόμενο μέσο θεωρείται ιδανικό αέριο.
- Δεν υπάρχουν τριβές και ως εκ τούτου δεν υπάρχει πτώση πίεσης του αερίου στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή. Για μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή, η πίεση του αερίου έχει την ίδια τιμή σε όλους τους χώρους της μηχανής.
- Δεν υπάρχει συναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον μέσω των τοιχωμάτων των εναλλακτών θερμότητας.

Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling

- Ο αναγεννητής είναι ιδανικός.
- Δε λαμβάνονται υπόψη θερμικές απώλειες ή απώλειες έργου.

Στο Σχήμα 3.1 αναπαρίσταται σχηματικά μία μηχανή Stirling και η κατανομή των θερμοκρασιών στους χώρους της σύμφωνα με το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο. Τα χαρακτηριστικά του κάθε χώρου είναι ο όγκος, η θερμοκρασία και η μάζα. Καθώς ο αναγεννητής είναι ιδανικός, η μεταβολή της θερμοκρασίας κατά μήκος του είναι γραμμική. Απεικονίζεται επίσης η ροή του εργαζόμενου μέσου στα όρια των χώρων της μηχανής. Θεωρείται συμβατική θετική ροή αυτή κατά την οποία το αέριο κατευθύνεται από το συμπιεστή προς τον εκτονωτή, ή από τα αριστερά προς τα δεξιά στην απλοποιημένη μηχανή Stirling. Εάν το αέριο κατευθύνεται από τον εκτονωτή προς το συμπιεστή, τότε η ροή είναι αρνητική. Τα στάδια και οι εξισώσεις του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου παρουσιάζεται αναλυτικά στο Παράρτημα Α της εργασίας.



Σχήμα 3.1: Κατανομή θερμοκρασιών σε μηχανή Stirling σύμφωνα με το ιδανικό ισοθερμοκρασιακό μοντέλο [1]

3.1.1: Μέση και ενεργός θερμοκρασία του αερίου στον αναγεννητή

Πριν την παρουσίαση των μοντέλων δεύτερης τάξης, πραγματοποιείται μία εκτενέστερη ανάλυση σχετικά με τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή, ώστε να γίνει κατανοητή η διαφοροποίηση μεταξύ της ενεργού θερμοκρασίας και της μέσης χωρικής θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή. Η μέση χωρική θερμοκρασία του αερίου είναι το μέγεθος που χρησιμοποιείται για τη σύγκριση με τη θερμοκρασία του μεταλλικού πλέγματος. Η διαφοροποίηση μεταξύ της ενεργού και της μέσης χωρικής θερμοκρασίας συναντάται σε όλα τα αναλυτικά μοντέλα. Για έναν ιδανικό αναγεννητή,

το προφίλ της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου κατά μήκος του είναι γραμμικό, μεταξύ των θερμοκρασιών του ψύκτη και του θερμαντήρα. [5] Η θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου σε οποιαδήποτε θέση στον αναγεννητή υπολογίζεται από την Εξ. (3-1).

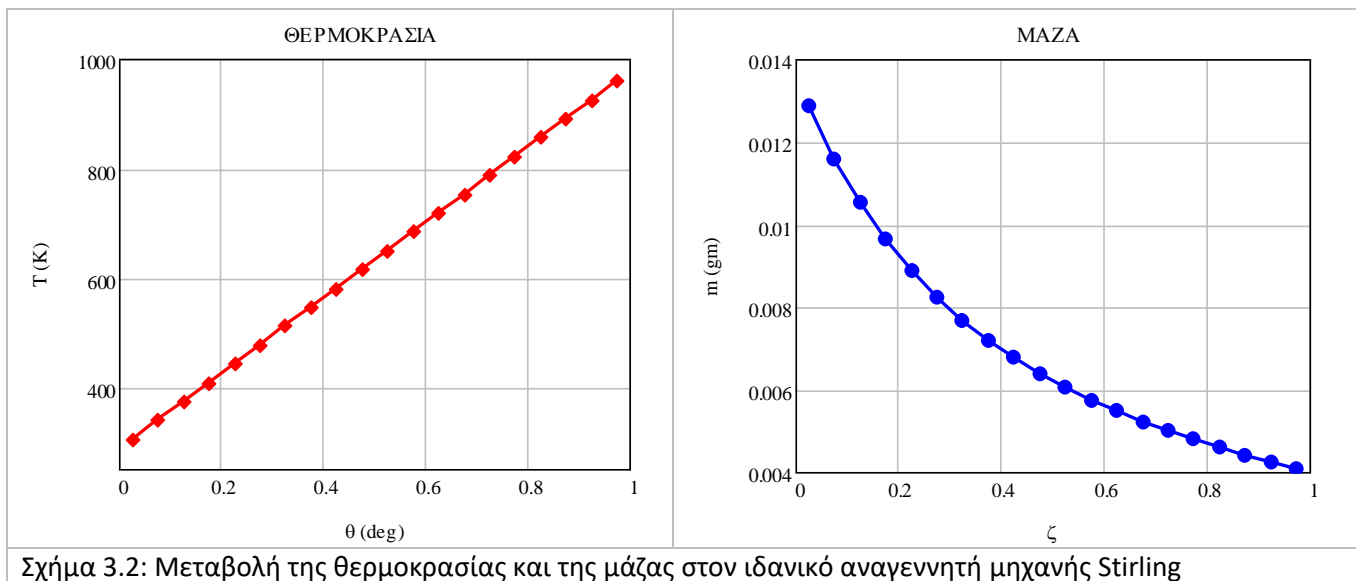
$$T_{r,f}(x) = \frac{(T_h - T_k) \cdot x}{L_r} + T_k \quad (3-1)$$

Έστω ότι ο αναγεννητής της μηχανής χωρίζεται σε είκοσι (20) τμήματα. Η θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη είναι σταθερή και ίση με 288 K, ενώ η αντίστοιχη θερμοκρασία για το θερμαντήρα είναι ίση με 977 K. Η μέση πίεση είναι ίση με 43 bar. Στο Σχήμα 3.2 παρουσιάζεται η κατανομή της θερμοκρασίας και της μάζας ως προς το ανηγμένο μήκος του αναγεννητή. Τα ψυχρό τμήμα του αναγεννητή έχει περισσότερη ποσότητα αερίου από το θερμό. Όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία σε ένα τμήμα του αναγεννητή, τόσο μικρότερη είναι η πυκνότητα και συνεπώς μειώνεται η μάζα του αερίου που περιέχεται σε αυτό.

Η ενεργός θερμοκρασία του αναγεννητή θα αναφέρεται και ως μέση θερμοκρασία βάσει της μάζας του εργαζόμενου μέσου. Η μέση θερμοκρασία κατά μάζα του αναγεννητή θα είναι διαφορετική από την μέση θερμοκρασία κατ' όγκο. Η μέση θερμοκρασία κατά μάζα είναι ίση με 564.5 K. Η μέση κατ' όγκο θερμοκρασία είναι προσεγγιστικά ίση με τη θερμοκρασία του αερίου στο μέσον του αναγεννητή (632.5 K). Για το μεταλλικό πλέγμα, καθώς η πυκνότητά του δεν μεταβάλλεται βάσει της θερμοκρασίας, η μέση θερμοκρασία ισούται με το ημίθροισμα των θερμοκρασιών του θερμαντήρα και του ψύκτη (Εξ. (3-3)).

$$\overline{T}_{r,f} = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (3-2)$$

$$\overline{T}_{r,m} = \frac{T_h + T_k}{2} \quad (3-3)$$

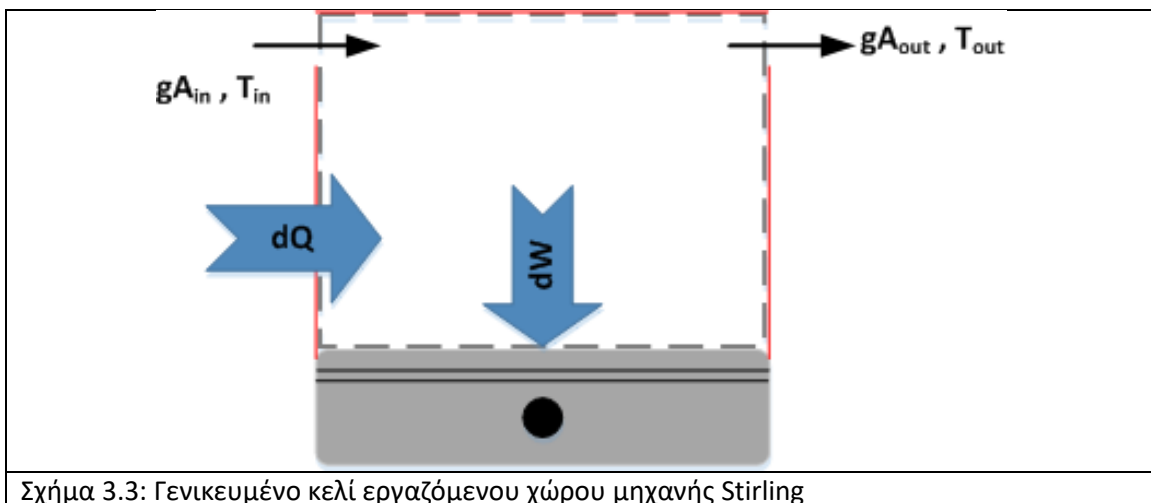


Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling

3.1.2: Ενεργειακός ισολογισμός στους χώρους της μηχανής

Μία επιπλέον συνθήκη που ικανοποιείται σε όλες τις αναλυτικές προσεγγίσεις είναι η αρχή διατήρησης της ενέργειας σε όλο τους χώρους μίας μηχανής Stirling. Στο Σχήμα 3.3 απεικονίζεται ένα γενικευμένο κελί το οποίο αναπαριστά έναν χώρο της μηχανής. Το κελί έχει συγκεκριμένο όγκο (V) και περιέχει μάζα αερίου m υπό δεδομένη πίεση και θερμοκρασία (p, T αντίστοιχα). Στο χώρο εισέρχεται αέριο παροχής gA_{in} και υπό θερμοκρασία ίση με T_{in} . Η παροχή και η θερμοκρασία του εξερχόμενου αερίου είναι ίσες με gA_{out} και T_{out} αντίστοιχα. Μέσω της εισόδου και της εξόδου του αερίου υπάρχει εισροή και εκροή της ενθαλπίας. Στο κελί θεωρείται πως υπάρχει πρόσδοση θερμότητας από εξωτερική πηγή (dQ) και παραγωγή έργου (dW). Εάν υπάρχει απόρριψη θερμότητας και κατανάλωση έργου, τότε οι κατευθύνσεις των σχετικών βελών είναι αντίθετες. Ικανοποιείται η Εξ. (3-4).

$$DQ + (cp \cdot T_{inlet} \cdot gA_{inlet} - cp \cdot T_{outlet} \cdot gA_{outlet}) = DW + cv \cdot D(m \cdot T) \quad (3-4)$$



3.2: Μοντέλα δεύτερης τάξης – ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο

Η υπόθεση του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου σχετικά με την ύπαρξη σταθερής θερμοκρασίας στους δύο σαρώμενους χώρους της μηχανής μπορεί να ισχύει μόνο σε μηχανές με πολύ μικρή ταχύτητα περιστροφής. Σε ταχύστροφες μηχανές, όπως αυτή που παρουσιάζεται στην παρούσα εργασία, οι χώροι συμπίεσης και εκτόνωσης δεν μπορούν να θεωρηθούν ισοθερμοκρασιακοί, καθώς η συμπίεση και η εκτόνωση δεν είναι ισοθερμοκρασιακές διεργασίες, αλλά τείνουν στις ισεντροπικές [54]. Ως εκ τούτου, η μηχανή πρέπει να μελετηθεί με χρήση του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου, το οποίο είναι το πιο διαδεδομένο μοντέλο δεύτερης τάξης. [6]. Οι διαφορές του σε σχέση με το ισοθερμοκρασιακό είναι οι εξής:

- Η θερμοκρασία του αερίου στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια του κύκλου.
- Τα τοιχώματα των εναλλακτών δεν είναι αδιαβατικά. Υπολογίζεται ροή θερμότητας στο θερμαντήρα και το ψύκτη, καθώς και η συναλλασσόμενη θερμότητα μεταξύ του αερίου στον αναγεννητή και το μεταλλικό πλέγμα.

Αντίθετα, πολλές από τις απλοποιητικές υποθέσεις του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου διατηρούνται και στο ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο. Πιο συγκεκριμένα:

- Δεν υπάρχει πτώση πίεσης εντός των χώρων της μηχανής. Συνεπώς, για μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή, η πίεση του εργαζόμενου μέσου έχει την ίδια τιμή για όλους τους χώρους της μηχανής.
- Η θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη και το θερμαντήρα είναι σταθερή και ίση με τις αντίστοιχες θερμοκρασίες των ρευμάτων απαγωγής και πρόσδοσης θερμότητας. Η θερμοκρασία του αερίου στον αναγεννητή είναι σταθερή και ίση με την μέση ενεργή θερμοκρασία.
- Το αέριο είναι ιδανικό και η μάζα του είναι σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου.
- Η κινητική ενέργεια του αερίου δε λαμβάνεται υπόψιν.
- Έχει επιτευχθεί σταθερή κυκλική λειτουργία της μηχανής.

Όπως και στο ισοθερμοκρασιακό μοντέλο, η μηχανή χωρίζεται σε πέντε (5) χώρους. Στο Σχήμα 3.4, παρουσιάζεται το σχέδιο μίας απλοποιημένης μηχανής Stirling. Στα όρια των χώρων επιπλέον της μεταφοράς μάζας υπάρχει και μεταφορά ενθαλπίας. Υπάρχει επίσης πρόσδοση θερμότητας μέσω του θερμαντήρα, απαγωγή θερμότητας από το ψύκτη και συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή. Στο ενδεικτικό διάγραμμα των θερμοκρασιών στους χώρους της μηχανής που απεικονίζεται, παρατηρείται η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, καθώς και η γραμμική μεταβολή της θερμοκρασίας στον αναγεννητή.

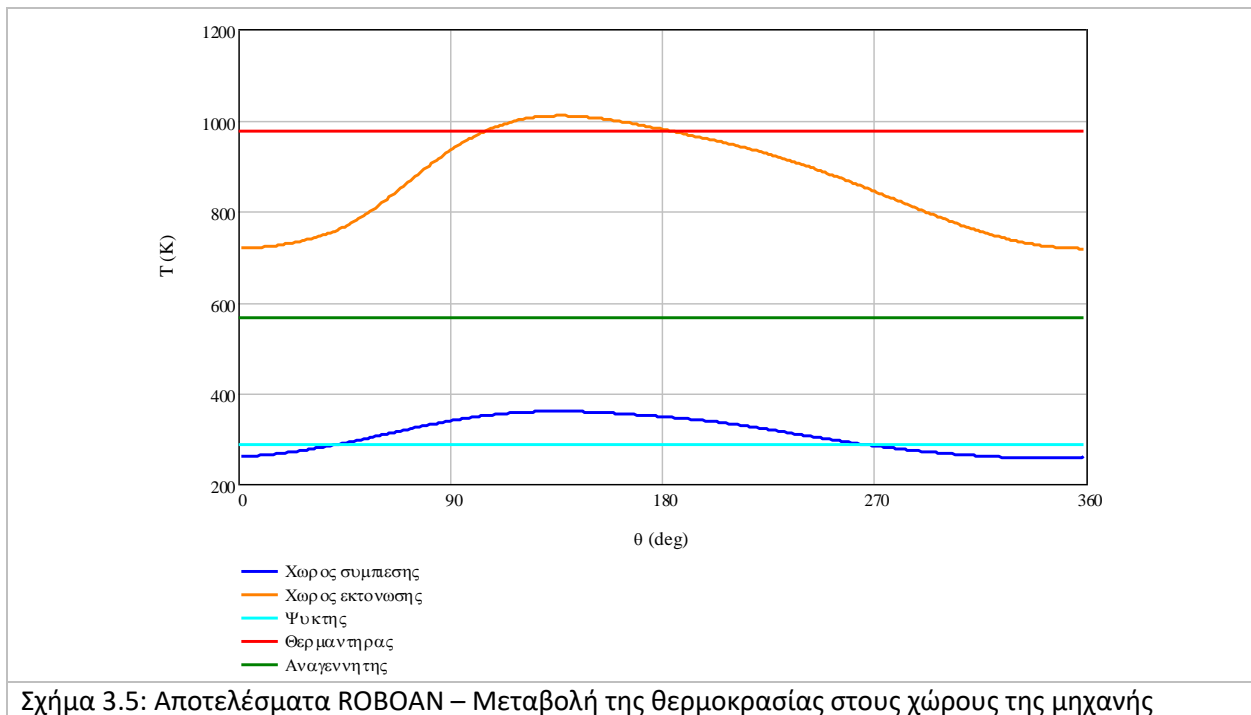
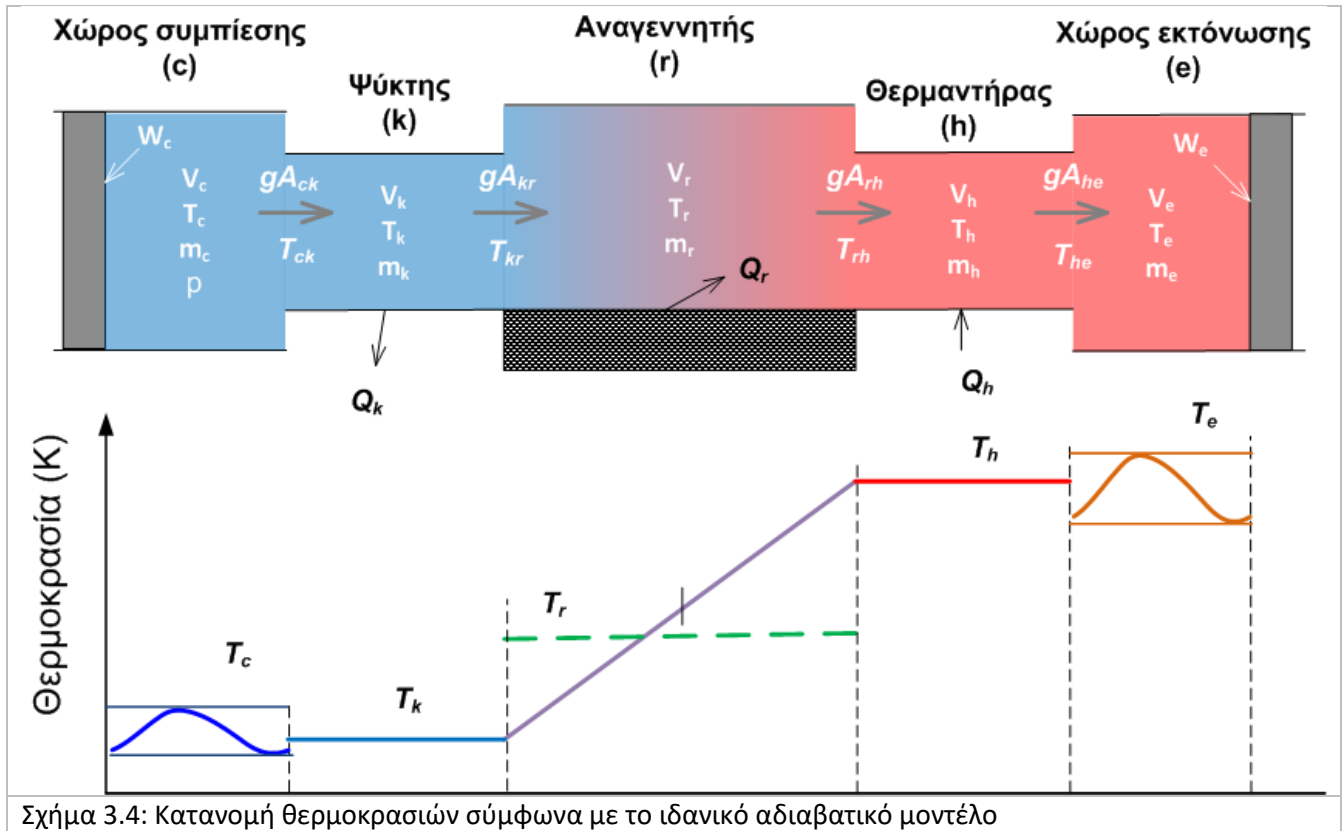
Στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ έχει αναπτυχθεί ο κώδικας ROBOAN σε περιβάλλον Mathcad, ο οποίος επιλύει το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο για μία μηχανή Stirling. Για την μηχανή GM GPU-3, ο κώδικας ROBOAN συγκλίνει στον έκτο (6^ο) κύκλο. [5] Το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο παρουσιάζεται εκτενώς στο Παράρτημα Β της εργασίας.

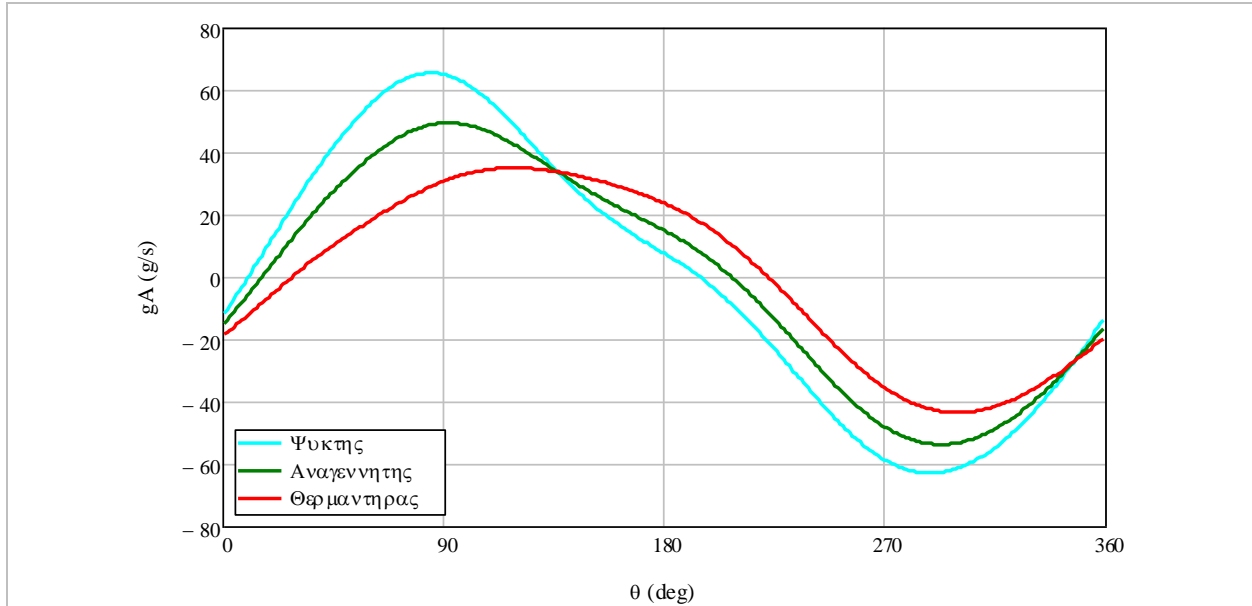
Στη συνέχεια παρουσιάζονται επιλεγμένα αποτελέσματα από την εφαρμογή του ιδανικού μοντέλου στην μηχανή GM GPU-3 βάσει των συνθηκών λειτουργίας που ορίζονται από τους Urieli – Berchowitz [1]. Το μοντέλο εφαρμόζεται αρχικά στην GM GPU-3 και όχι στην πρότυπη μηχανή Stirling β-τύπου καθώς τα αποτελέσματά του θα συγκριθούν με διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα. Για τον ίδιο λόγο, όλα τα μοντέλα που περιγράφονται στο Κεφάλαιο 3 εφαρμόζονται στην μηχανή Stirling GM GPU-3. Στο Σχήμα 3.5 παρουσιάζεται η μεταβολή των θερμοκρασιών του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής. Στο Σχήμα 3.6 παρουσιάζεται η μεταβολή της παροχής της ροής στους χώρους της μηχανής.

Η μεταβολή των συναλλασσόμενων θερμοτήτων στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.7, μαζί με την μεταβολή του παραγόμενου, του καταναλισκόμενου και του ολικού έργου. Στο διάγραμμα παρουσιάζονται οι συσσωρευμένες τιμές των μεγεθών. Ως συσσωρευμένη ενέργεια ή έργο σε μία χρονική στιγμή ορίζεται η θερμότητα ή το έργο που έχει παραχθεί ή καταναλωθεί από την αρχή του κύκλου έως τη συγκεκριμένη στιγμή. Δεν υπάρχει ισότητα μεταξύ του καταναλισκόμενου έργου στο συμπίεστη και της θερμότητας που απορρίπτεται από τον ψύκτη και μεταξύ του παραγόμενου στον εκτονωτή έργο και της απορροφούμενης θερμότητας από το θερμαντήρα. Η συνολικά συναλλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή είναι ίση με το μηδέν (0). Το ποσό θερμότητας που προσδίδεται από το μεταλλικό πλέγμα στο εργαζόμενο μέσο κατά τη ροή του αερίου προς το θερμαντήρα, απορρίπτεται από το αέριο στο μεταλλικό πλέγμα κατά τη ροή προς το ψύκτη.

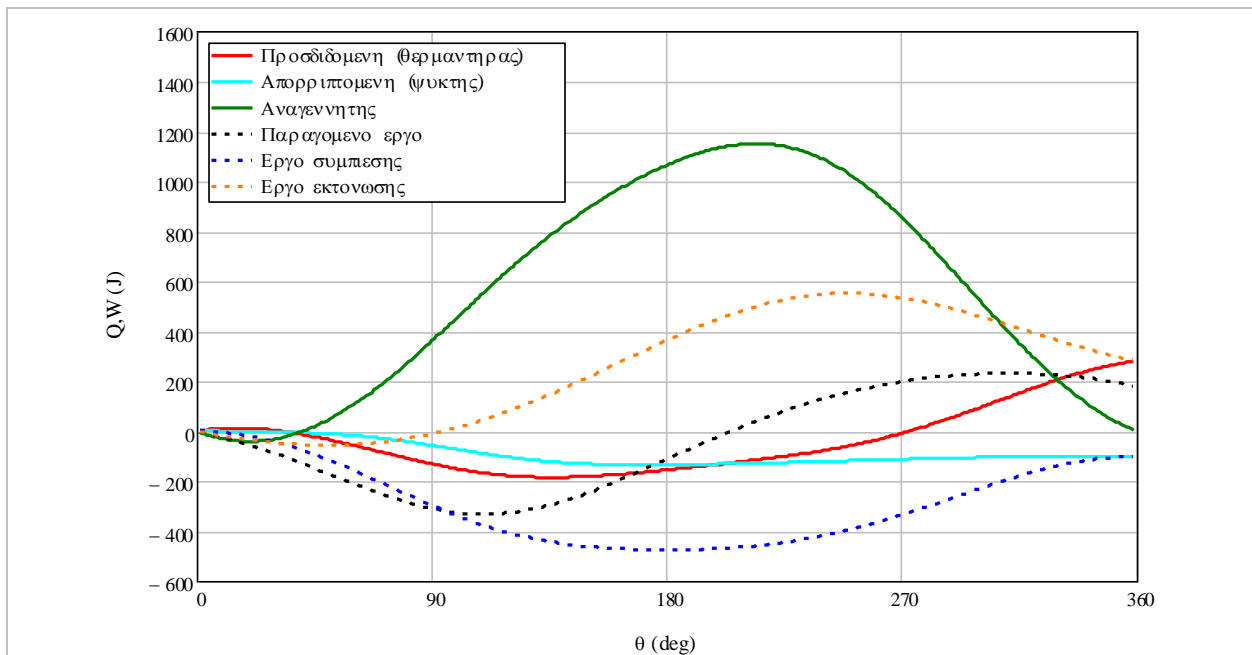
Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling

Το διάγραμμα πίεσης – όγκου για τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, καθώς και για το σύνολο της μηχανής παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.8. Καθώς δεν υπάρχει πτώση πίεσης, οι ακραίες πιέσεις είναι οι ίδιες.



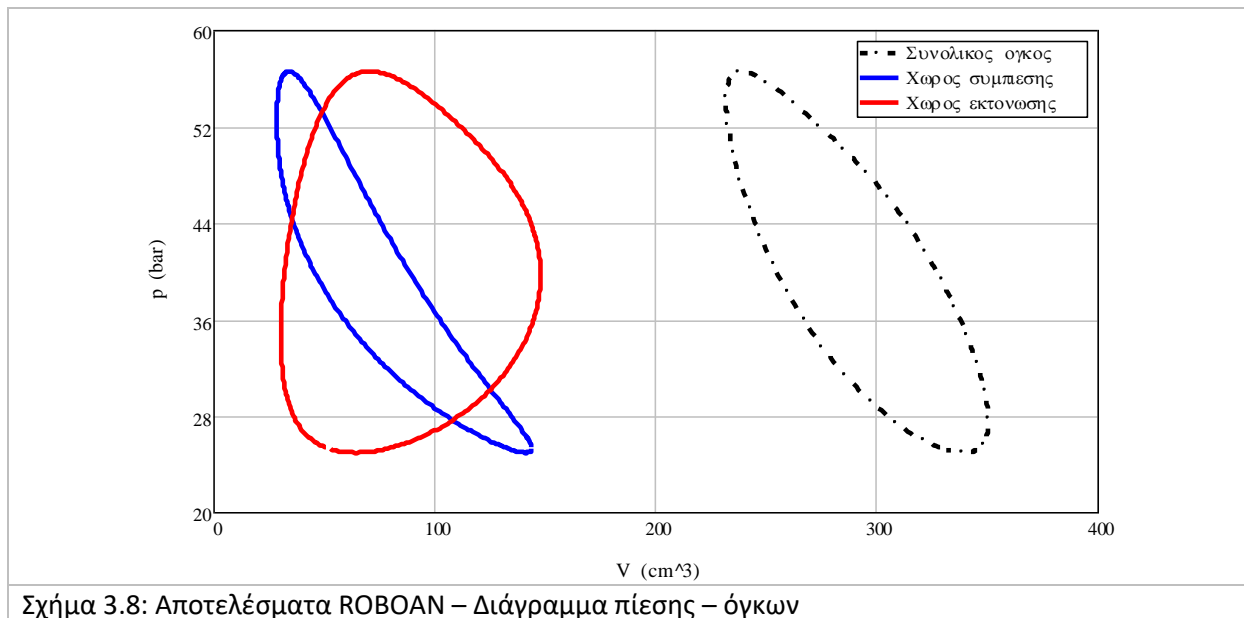


Σχήμα 3.6: Αποτελέσματα ROBOAN–Παροχή μάζας στους χώρους της μηχανής



Σχήμα 3.7: Αποτελέσματα ROBOAN – Μεταβολή έργου και ενεργειών

Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling



Σχήμα 3.8: Αποτελέσματα ROBOAN – Διάγραμμα πίεσης – όγκων

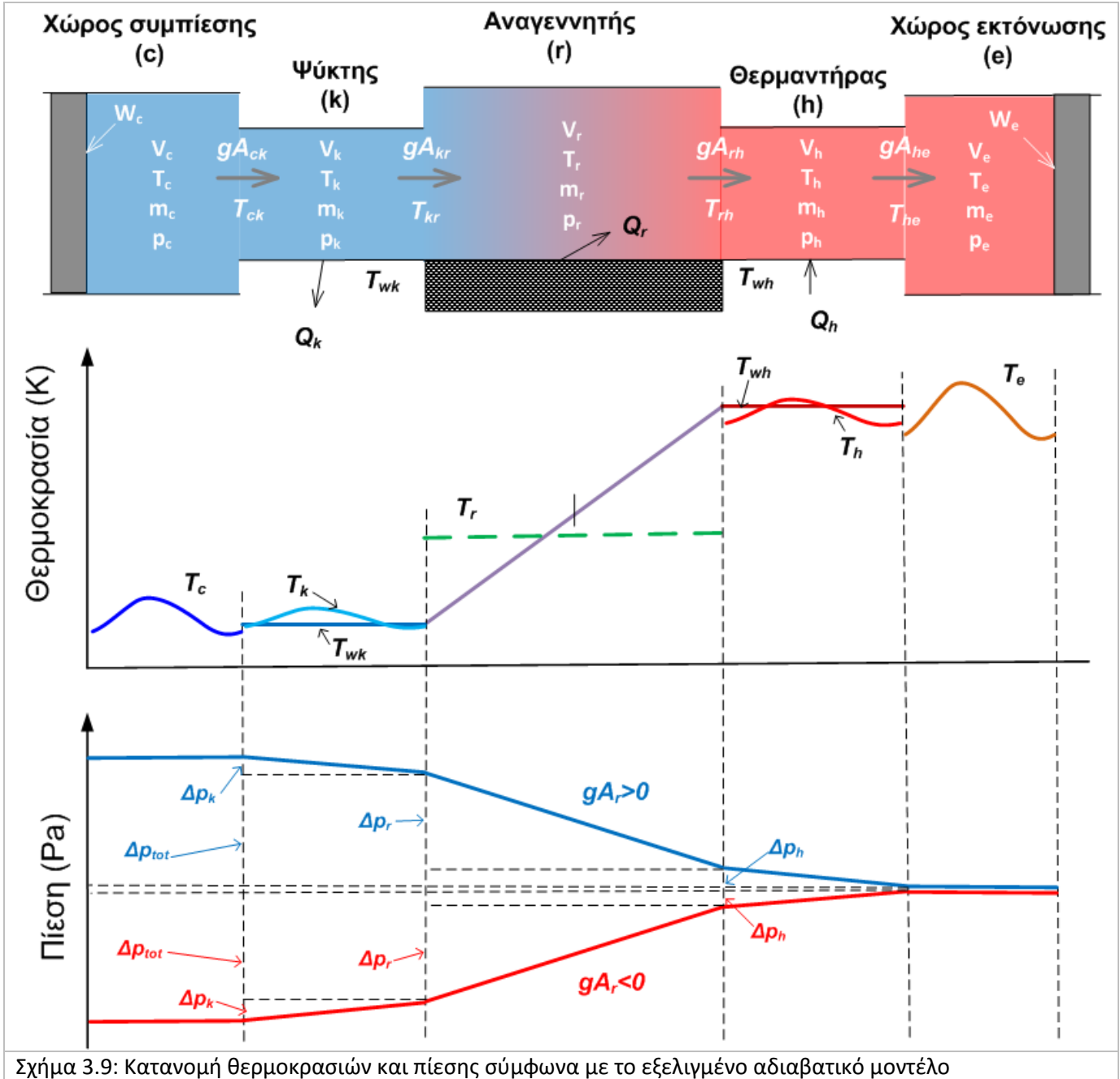
3.3: Μοντέλα δεύτερης τάξης – εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο

Το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο περιέχει πολλές απλοποιήσεις, καθώς δεν υπολογίζεται καμία απώλεια θερμότητας ή έργου. Οι Urieli-Berchowitz παρουσίασαν το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο, όπου συμπεριλαμβάνονται διάφορες πηγές απωλειών. [1] Στην εργασία θα παρουσιαστούν οι προσθήκες και οι τροποποιήσεις του σε σχέση με το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο. Τα στοιχεία που υπάρχουν στο εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο επιπλέον του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου είναι:

- Υπολογίζεται η πτώση πίεσης λόγω της τριβής του εργαζόμενου μέσου στο πλέγμα του αναγεννητή και τα τοιχώματα των εναλλακτών. Η πτώση της πίεσης οδηγεί στην απώλεια έργου.
- Η θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια του κύκλου της μηχανής. Αντίθετα, η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θερμαντήρα και το ψύκτη παραμένει σταθερή. Η θερμοκρασία του αερίου και του μετάλλου στον αναγεννητή παραμένει επίσης σταθερή κατά τη διάρκεια του κύκλου.
- Ο αναγεννητής δεν είναι ιδανικός, οδηγώντας σε αύξηση της απαιτούμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας.
- Λαμβάνεται υπόψη η διάχυση της θερμότητας λόγω της πτώσης πίεσης. Η διάχυση θερμότητας επηρεάζει τις ποσότητες της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας.

Στο Σχήμα 3.9 απεικονίζεται το διάγραμμα της απλοποιημένης μηχανής Stirling που χρησιμοποιήθηκε και στα προηγούμενα μοντέλα. Η θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες μεταβάλλεται με το χρόνο αλλά η μεταβολή είναι μικρότερου εύρους από την μεταβολή της θερμοκρασίας στους γειτονικούς σαρώμενους χώρους. Στο σχήμα εισάγονται και οι σταθερές θερμοκρασίες των τοιχωμάτων των εναλλακτών. Κατά το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου της μηχανής το αέριο στο ψύκτη είναι θερμότερο σε σχέση με το τοίχωμα, ενώ το αέριο στο θερμαντήρα είναι πιο ψυχρό από το τοίχωμα του εναλλάκτη. Επιπλέον, παρατηρείται η μεταβολή της πίεσης του αερίου για ψυχρή και θερμή ροή. Οι χρονικές στιγμές κατά τις οποίες παρουσιάζεται το προφίλ της πτώσης πίεσης είναι λίγο πριν και λίγο μετά την αλλαγή της

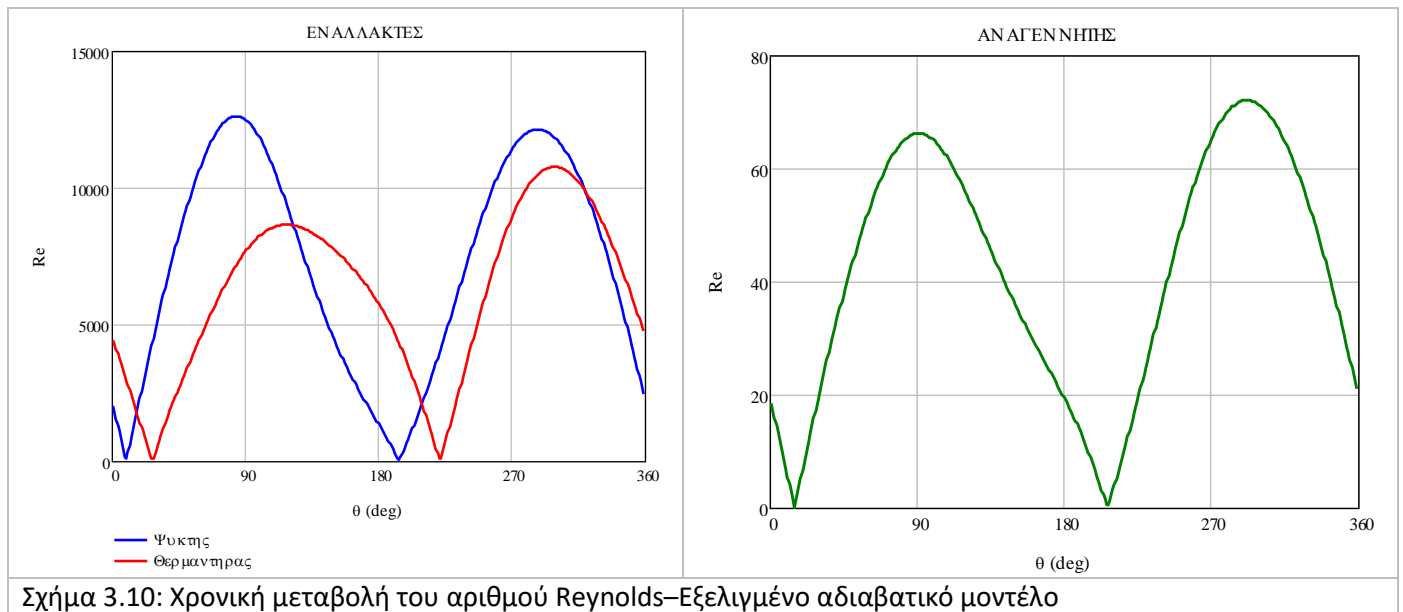
κατεύθυνσης της ροής, με αποτέλεσμα η μέση πίεση στο χώρο εκτόνωσης να παραμένει σχεδόν αμετάβλητη. Η πτώση της πίεσης στο θερμαντήρα και το ψύκτη είναι σημαντικά μικρότερη από την πτώση πίεσης στον αναγεννητή. Το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο θα περιγραφεί αναλυτικά στο Παράρτημα Γ της εργασίας.



Το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο εφαρμόστηκε στην μηχανή GM GPU-3 βάσει των συνθηκών λειτουργίας της μηχανής [1] με χρήση του λογισμικού Mathcad. Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται ενδεικτικά αποτελέσματα από την εφαρμογή του μοντέλου. Στο Σχήμα 3.10 παρουσιάζεται η μεταβολή του αριθμού Reynolds στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή. Η ροή στο θερμαντήρα και το ψύκτη είναι

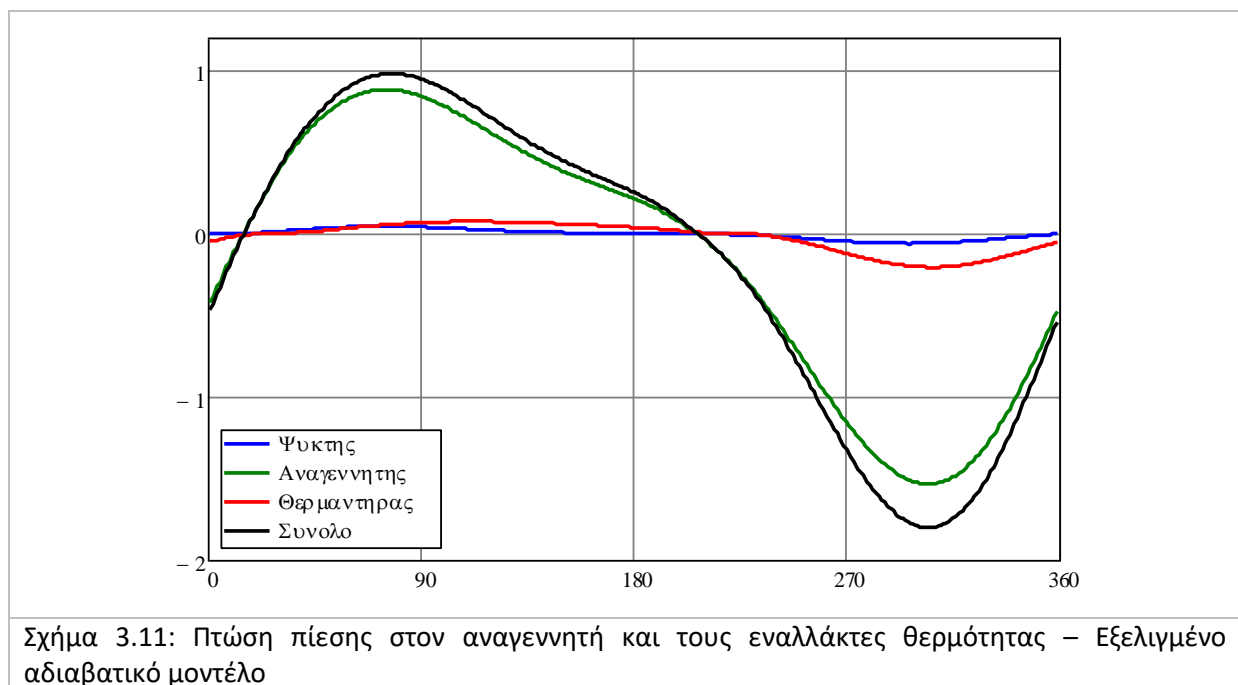
Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling

τυρβώδης, καθώς ο αριθμός Reynolds παίρνει τιμές άνω των 4000. Αντίθετα, η ροή του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή είναι στρωτή, βάσει της μέγιστης τιμής του και των ορίων που έχουν τεθεί στη βιβλιογραφία. [81, 69]



Σχήμα 3.10: Χρονική μεταβολή του αριθμού Reynolds–Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο

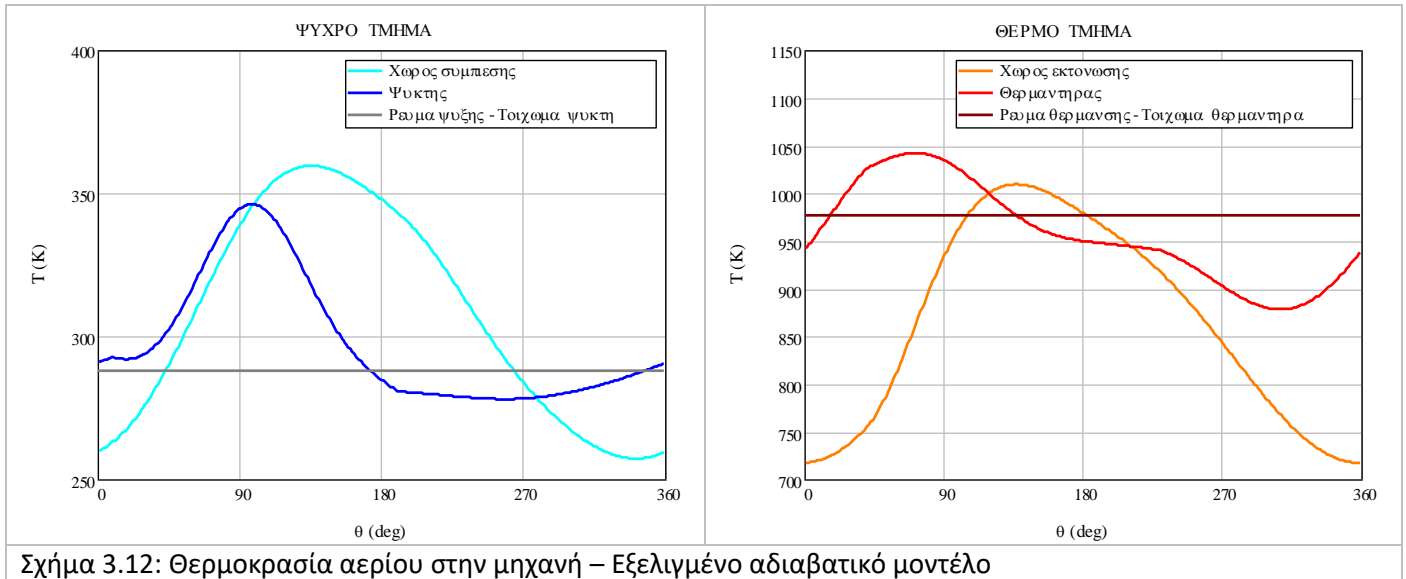
Η πτώση πίεσης στον αναγεννητή και τους εναλλάκτες θερμότητας παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.11. Η πτώση πίεσης στον αναγεννητή είναι προσεγγιστικά ίση με τα δύο τρίτα (2/3) της συνολικής πτώσης πίεσης. Η πτώση πίεσης στο θερμαντήρα είναι μεγαλύτερη σε σχέση με το ψύκτη.



Σχήμα 3.11: Πτώση πίεσης στον αναγεννητή και τους εναλλάκτες θερμότητας – Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο

Η μεταβολή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου και του τοιχώματος στο θερμαντήρα και το ψύκτη παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.12, μαζί με την μεταβολή της θερμοκρασίας στους χώρους συμπίεσης και

εκτόνωσης. Το εύρος της μεταβολής της θερμοκρασίας στους εναλλάκτες είναι σημαντικά μικρότερο από το αντίστοιχο εύρος για τους σαρώμενους χώρους. Κατά το μεγαλύτερο μέρος του κύκλου το αέριο στο θερμαντήρα έχει χαμηλότερη θερμοκρασία από το τοίχωμα, ενώ το αέριο στο ψύκτη είναι θερμότερο από το τοίχωμα. Για το λόγο αυτό, υπάρχει πρόσδοση θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο στο θερμαντήρα και απόρριψη θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο μέσω του ψύκτη.



Σχήμα 3.12: Θερμοκρασία αερίου στην μηχανή – Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο

Η μεταβολή της προσιδιόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας, καθώς και του παραγόμενου έργου παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.13. Παράλληλα, πραγματοποιείται σύγκριση με τα αντίστοιχα αποτελέσματα του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου. Η προσιδιόμενη θερμότητα βάσει του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου είναι ελαφρώς αυξημένη, καθώς η αύξηση που προκαλείται από τις απώλειες αναθέρμανσης λόγω του μη ιδανικού αναγεννητή υπερσχύει της μείωσης που προκαλείται της λόγω της διαχεόμενης θερμότητας. Η απορριπτόμενη θερμότητα αυξάνεται σημαντικά καθώς, επιβαρύνεται ταυτόχρονα από τις απώλειες αναθέρμανσης και από τη διαχεόμενη θερμότητα. Τέλος, παρατηρείται μείωση του τελικά παραγόμενου έργου λόγω της πτώσης της πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

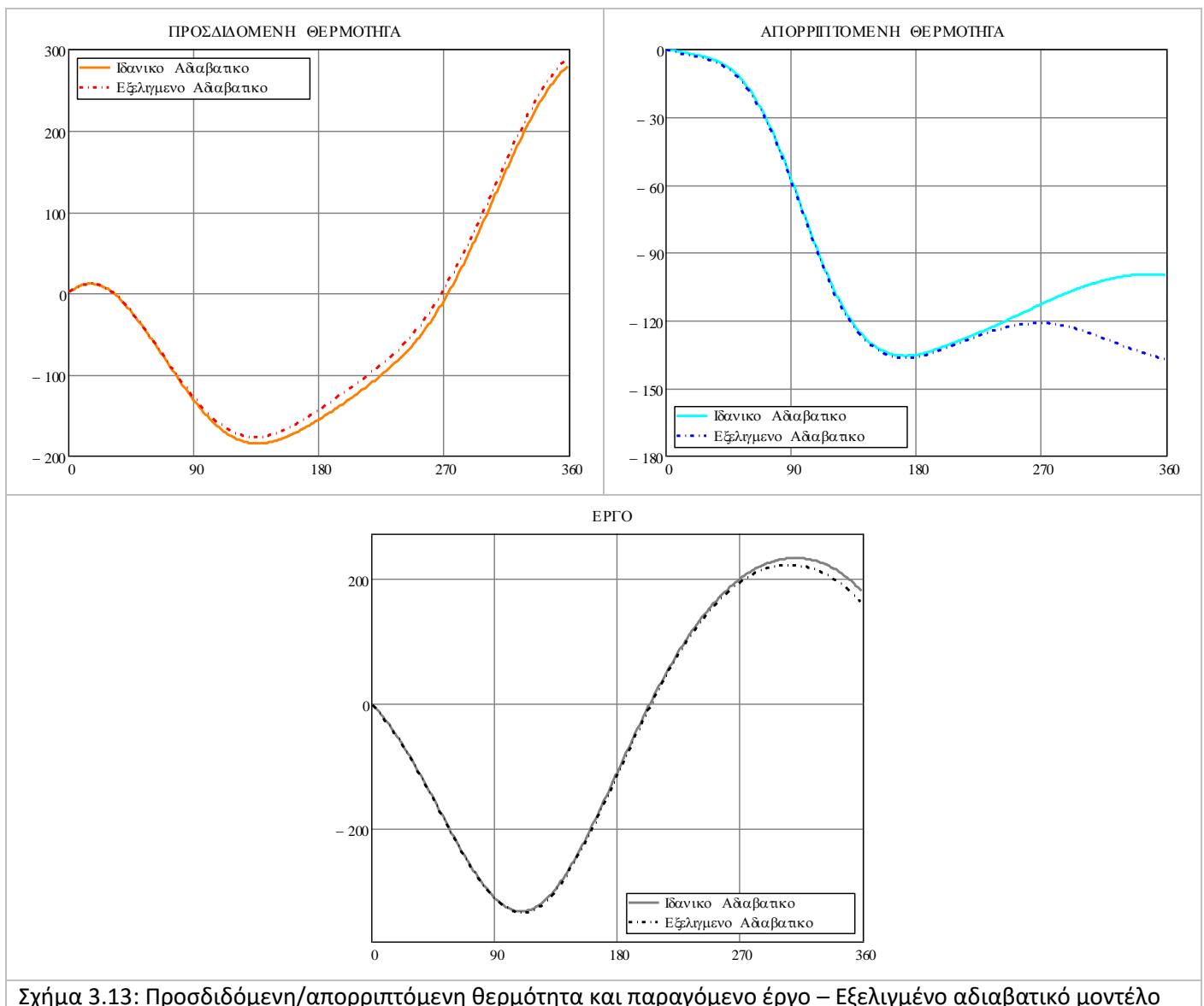
Ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή είναι σημαντικός παράγοντας για την απόδοση της μηχανής, βάσει της θεωρίας αλλά και πρόσφατων εργασιών. Για παράδειγμα, οι Chen et al. [111] με χρήση αριθμητικού μοντέλου κατέληξαν στο συμπέρασμα πως για αύξηση της απόδοσης του αναγεννητή από 10% σε 50% τριπλασιάστηκε η απόδοση της μηχανής γ-τύπου που μελέτησαν. Επιπλέον, ο ρυθμός αύξησης του βαθμού απόδοσης της μηχανής με την απόδοση του αναγεννητή ήταν αύξων. Στο Σχήμα 3.14 παρουσιάζεται η μεταβολή της απόδοσης της μηχανής ως προς το βαθμό απόδοσης του αναγεννητή βάσει του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου. Για την οριακή περίπτωση όπου δεν υπάρχει καθόλου αναγεννητής ($\epsilon=0$), ο βαθμός απόδοσης της μηχανής ξεπερνάει οριακά το 10%. Για ιδανικό αναγεννητή ($\epsilon=1$), ο βαθμός απόδοσης της μηχανής φθάνει το 58%. Η εξάρτηση της απόδοσης της μηχανής από την απόδοση του αναγεννητή αυξάνεται για πιο αποδοτικό αναγεννητή.

Τα δεδομένα του βαθμού απόδοσης της μηχανής και του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή μπορούν να συσχετισθούν βάσει της Εξ. (3-5), ειδικά για βαθμό απόδοσης του αναγεννητή άνω του 80%. Για βαθμό απόδοσης του αναγεννητή ίσο με αυτόν της GM GPU-3 (98.3%), η παράγωγος της εξίσωσης είναι

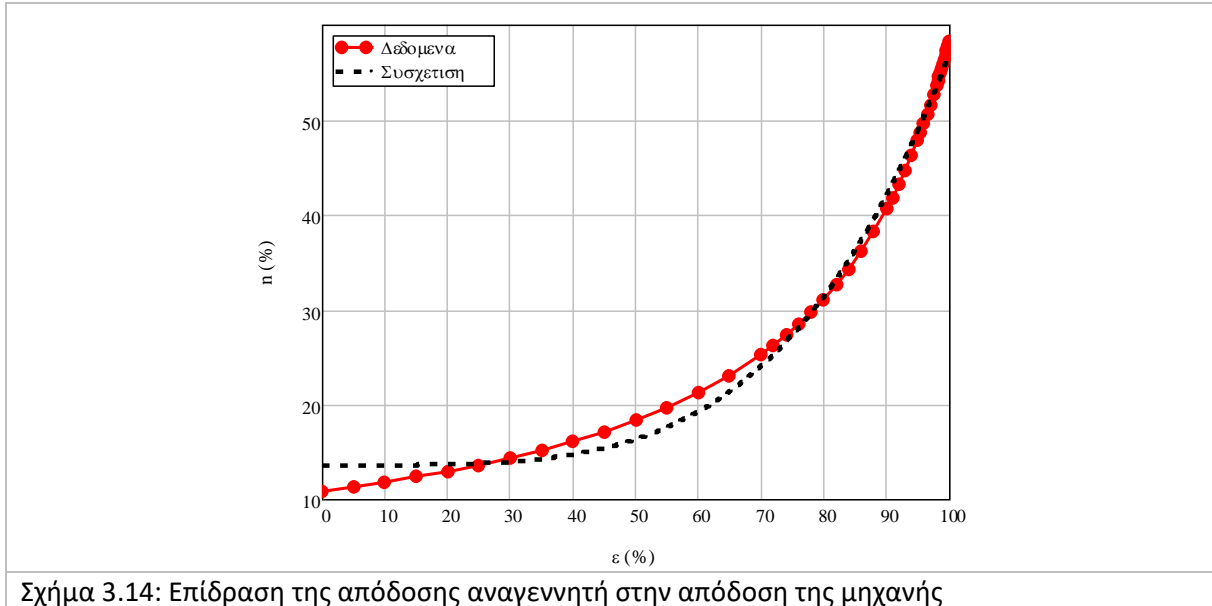
Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling

ίση με 1.64. Συνεπώς, μεταβολή της απόδοσης του αναγεννητή κατά 1% με τις υπόλοιπες παραμέτρους αμετάβλητες, θα μεταβάλλει την απόδοση της μηχανής κατά ποσοστό μεγαλύτερο του 1.6%. Στην πράξη, η βελτίωση της θερμικής απόδοσης του αναγεννητή συνήθως επιτυγχάνεται με χρήση πυκνότερου πλέγματος, αλλά στην περίπτωση αυτή θα αυξηθεί παράλληλα η πτώση πίεσης. Η βελτίωση της απόδοσης της μηχανής μέσω του αναγεννητή είναι περίπλοκη διαδικασία που επιλύεται με δοκιμή διαφορετικών αναγεννητών σε μία μηχανή ώστε να επιλεγεί ο βέλτιστος βάσει των συνθηκών λειτουργίας της.

$$\eta(\varepsilon) = 4.576 \cdot 10^{-7} \cdot \varepsilon^{3.988} + 13.58 \quad (3-5)$$



Σχήμα 3.13: Προσδιδόμενη/απορριπτόμενη θερμότητα και παραγόμενο έργο – Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο



3.4: Μοντέλα τρίτης τάξης

Κατά την επίλυση της λειτουργίας της μηχανής με το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο, υπάρχουν ακόμα πηγές απωλειών θερμότητας οι οποίες δεν έχουν υπολογισθεί:

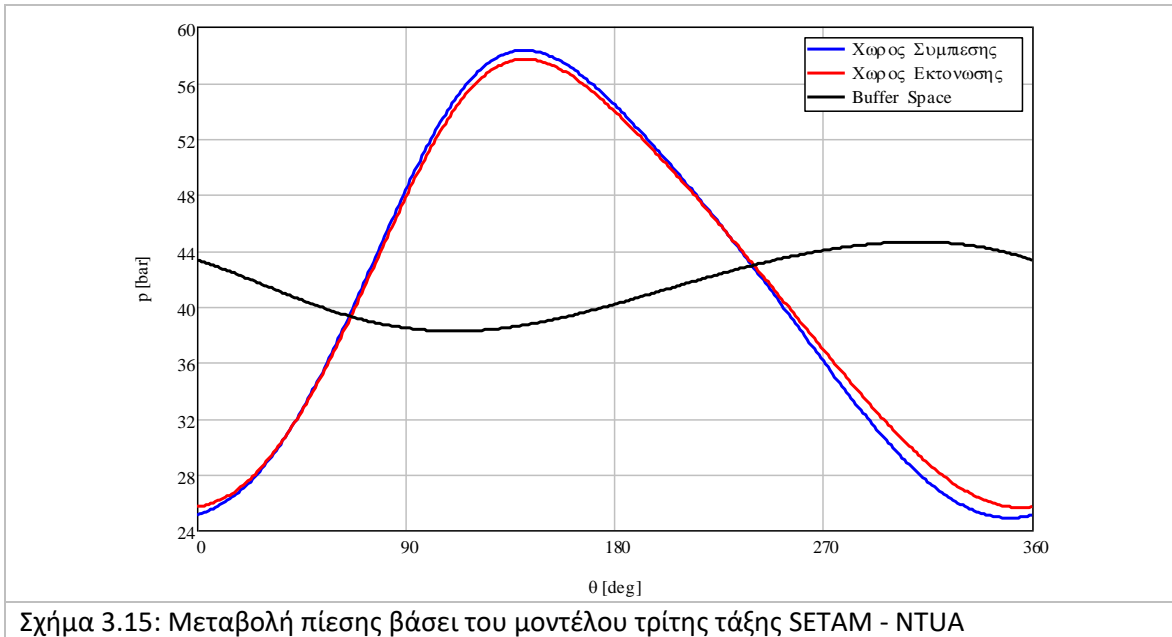
- Η πτώση της πίεσης του εργαζόμενου λόγω εντοπισμένων απωλειών σε γωνίες, διακλαδώσεις, ή σημεία στα οποία αλλάζει η διατομή της ροής του αερίου.
- Οι απώλειες έργου στον κινηματικό μηχανισμό της μηχανής.
- Οι θερμικές απώλειες εντός της μηχανής, όπως για παράδειγμα οι απώλειες λόγω αγωγής στα μεταλλικά τοιχώματα της μηχανής, οι απώλειες στο διάκενο μεταξύ του κυλίνδρου και του εκτοπιστή και οι απώλειες ακτινοβολίας.
- Άλλα φαινόμενα τα οποία μειώνουν την απόδοση της μηχανής, όπως είναι οι απώλειες λόγω διαρροής του εργαζόμενου μέσου.

Ο υπολογισμός των επιπλέον απωλειών, οι οποίες αλληλοεπιδρούν μεταξύ τους και επηρεάζουν τις τιμές των ιδιοτήτων του αερίου επιτυγχάνεται με χρήση των μοντέλων τρίτης τάξης. Στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ έχει αναπτυχθεί μοντέλο τρίτης τάξης το οποίο επιλύεται με χρήση του κώδικα SETAM. Ο κώδικας παρουσιάζεται αναλυτικά στη διδακτορική διατριβή του Δρ. Γ. Αντωνάκου [4], αλλά και σε σχετική δημοσίευση [76]. Το μοντέλο έχει συγκριθεί επιτυχώς με πειραματικά αποτελέσματα για τις μηχανές Stirling GM GPU-3 και Ford-Phillips 4-125.

Βάσει του κώδικα SETAM, η μηχανή διαχωρίζεται σε περισσότερους όγκους ελέγχου σε σχέση με το ισοθερμοκρασιακό και το αδιαβατικό μοντέλο. Εντός του κώδικα λαμβάνονται υπόψη φαινόμενα όπως η πτώση πίεσης στους χώρους της μηχανής, η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή και η διαρροή του αερίου προς το χώρο αποθήκευσης (buffer space). Επιπλέον, υπολογίζονται απώλειες θερμότητας λόγω αγωγής και ακτινοβολίας, ενώ λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό, οι οποίες προκαλούν μείωση του παραγόμενου έργου. Τα βήματα του κώδικα SETAM-NTUA παρουσιάζονται στο παράρτημα Δ της εργασίας.

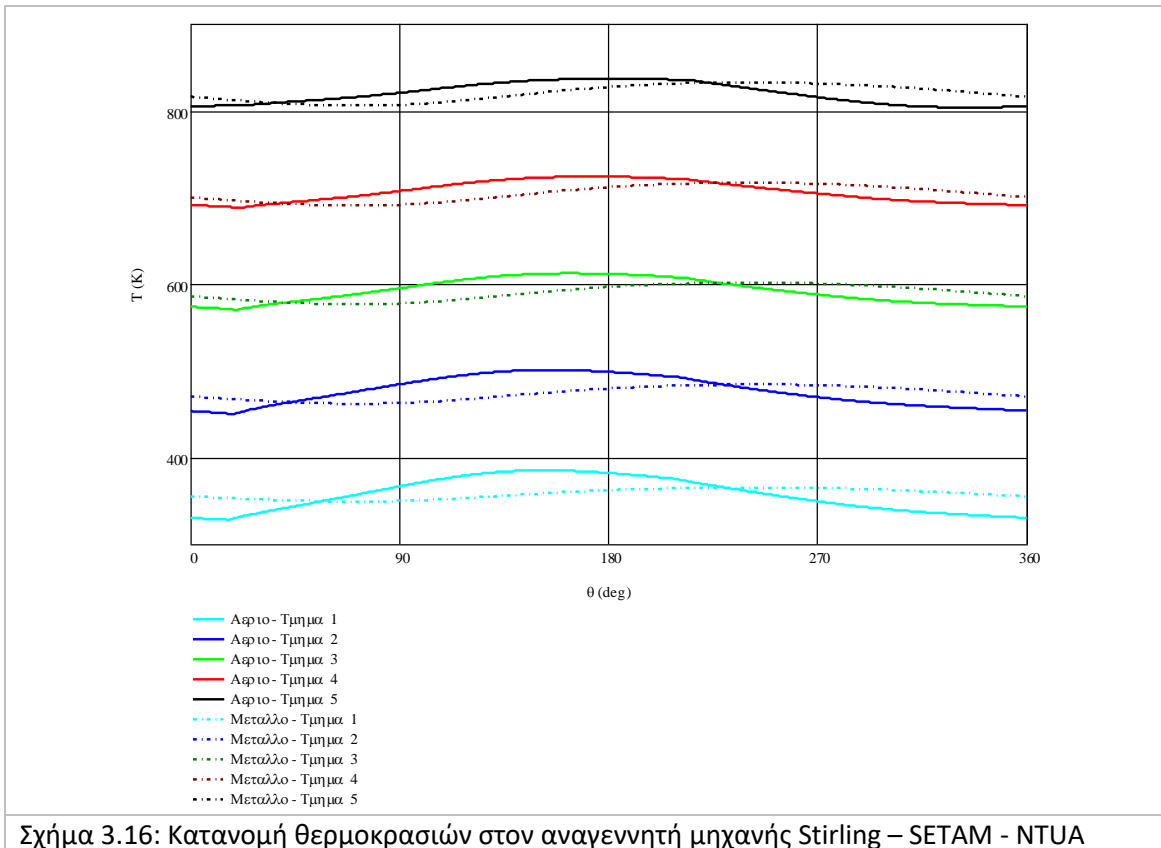
Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling

Ο κώδικας SETAM-NTUA εφαρμόσθηκε στην GM GPU-3 σε περιβάλλον Mathcad. Στο Κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται κάποια ενδεικτικά αποτελέσματα. Στο Σχήμα 3.15 παρουσιάζεται η μεταβολή της πίεσης του εργαζόμενου μέσου στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, αλλά και στο χώρο αποθήκευσης του αερίου (buffer space) κατά τη διάρκεια του κύκλου. Παρατηρείται διαφορά μεταξύ της πίεσης στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης σε κάθε χρονική στιγμή του κύκλου, η οποία είναι μικρή σε σχέση με την τιμή της πίεσης στην μηχανή. Η πίεση στο χώρο αποθήκευσης του αερίου έχει κατά πολύ μικρότερο εύρος μεταβολής, αλλά και διαφορετική τάση μεταβολής κατά τη διάρκεια του κύκλου.



Σχήμα 3.15: Μεταβολή πίεσης βάσει του μοντέλου τρίτης τάξης SETAM - NTUA

Στο Σχήμα 3.16 παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας στα πέντε (5) επίπεδα που ορίσθηκαν στον αναγεννητή. Υπάρχει ορατή μεταβολή θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια του κύκλου. Το εύρος της μεταβολής είναι προσεγγιστικά ίσο με 30-40 K για το εργαζόμενο μέσο και 10 K για το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή.



Στον Πίνακα 3-1 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των μοντέλων που περιγράφονται στην εργασία για την μηχανή Stirling GM GPU-3. Η συνολική μάζα του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής είναι σταθερή και ίση με 1.013 gm ώστε η μέση πίεση να είναι ίση με 41.3 bar. Η γωνιακή ταχύτητα είναι ίση με 2500 rpm. Για το παραγόμενο έργο σύμφωνα με τις μεθόδους πρώτης και δεύτερης τάξης δεν λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό. Ακολουθεί η περιγραφή των συμπερασμάτων από τα αποτελέσματα των προσεγγίσεων:

- Το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο οδηγεί σε βαθμό απόδοσης διπλάσιο του βαθμού απόδοσης της πειραματικής μηχανής. Επιβεβαιώνεται πως μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μία προσεγγιστική ανάλυση για την εκτίμηση της επίδρασης βασικών παραμέτρων λειτουργίας, αλλά τα αποτελέσματα του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου δε σχετίζονται με την πραγματικότητα.
- Ο βαθμός απόδοσης του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου είναι πιο κοντά στον πραγματικό βαθμό απόδοσης σε σχέση με το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο. Το παραγόμενο έργο κατά το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο είναι αυξημένο, πιθανώς λόγω του μεγαλύτερου λόγου πιέσεων (2.27 κατά το αδιαβατικό μοντέλο σε σχέση με 1.92 στο ισοθερμοκρασιακό). Η προσδιδόμενη και η απορριπτόμενη θερμότητα είναι σημαντικά αυξημένες σε σχέση με το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο. Αν και μειωμένος, ο βαθμός απόδοσης απέχει σημαντικά από τον πειραματικό.
- Το παραγόμενο έργο που προκύπτει από το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο έχει μειωθεί περισσότερο από 10% σε σχέση με το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο, λόγω της πτώσης πίεσης. Η απαιτούμενη θερμότητα είναι ελαφρά αυξημένη, ενώ η απορριπτόμενη θερμότητα έχει αυξηθεί σε

Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling

μεγαλύτερο βαθμό σε σχέση με το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο. Ο βαθμός απόδοσης μειώνεται κατά 9%, μειώνοντας κατά προσεγγιστικά 30% τη διαφορά με τον πειραματικό βαθμό απόδοσης.

- Κατά το μοντέλο τρίτης τάξης, αυξάνεται σημαντικά η προσδιδόμενη θερμότητα λόγω της προσθήκης επιπλέον απωλειών θερμότητας. Αντίστοιχα υπάρχει σημαντική αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας. Λαμβάνονται υπόψιν οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού, οι οποίες ξεπερνούν το 10% του παραγόμενου έργου. Σε συνδυασμό με τον υπολογισμό εντοπισμένων απωλειών πίεσης, το παραγόμενο έργο μειώνεται κατά σχεδόν 20% σε σχέση με το εξελιγμένο μοντέλο δεύτερης τάξης. Λόγω της μείωσης του έργου και της αύξησης της προσδιδόμενης θερμότητας, ο βαθμός απόδοσης μειώνεται σημαντικά και προσεγγίζει τον πειραματικό βαθμό απόδοσης (35%).
- Παρατηρούμε πως υπάρχει ομοιότητα μεταξύ του μοντέλου τρίτης τάξης και των πειραματικών δεδομένων ως προς το βαθμό απόδοσης. Παρόλα αυτά, στα πειράματα μετρήθηκε μικρότερη ποσότητα παραγόμενου έργου και προσδιδόμενης ισχύος σε σχέση με τον κώδικα SETAM-NTUA. Η απόκλιση αυτή δεν μπορεί να εξηγηθεί στην παρούσα εργασία, καθώς δεν είναι διαθέσιμες οι πλήρεις συνθήκες εκτέλεσης του πειράματος. Η απόκλιση πιθανώς να οφείλεται, μεταξύ άλλων, σε μεγαλύτερες απώλειες του κινηματικού μηχανισμού και μεγαλύτερη πτώση πίεσης στην πραγματική μηχανή. Επιπλέον, πιθανώς υπάρχουν απώλειες θερμότητας που έχουν υπερεκτιμηθεί στους αναλυτικούς κώδικες. Επιπλέον, μέρος της απόκλισης μπορεί να προκαλείται από την παρουσία επιπλέον επιμέρους όγκων στην πραγματική μηχανή που δεν λαμβάνονται υπόψιν στα αναλυτικά μοντέλα. Παρόλα αυτά, η συμφωνία του αναλυτικού κώδικα τρίτης τάξης με την πραγματική μηχανή ως προς το βαθμό απόδοσης θεωρείται πολύ σημαντική ως προς την εξέλιξη και την αξιοπιστία των διαθέσιμων αναλυτικών μοντέλων.

Πίνακας 3-1: Αποτελέσματα ανάλυσης πρώτης, δεύτερης και τρίτης τάξης – Σύγκριση με τα πειραματικά αποτελέσματα

| | Μοντέλο | | | | Πειραματικά αποτελέσματα [1] |
|-----------------------------|------------------|--------------------|-----------------------|-------|------------------------------|
| | Ισοθερμοκρασιακό | Ιδανικό αδιαβατικό | Εξελιγμένο αδιαβατικό | SETAC | |
| Παραγόμενο έργο (J) | 155.9 | 176.8 | 158.0 | 122.0 | 94.9 |
| Προσδιδόμενη θερμότητα (J) | 221.0 | 280.5 | 291.1 | 348.5 | 271.1 |
| Απορριπτόμενη θερμότητα (J) | 65.2 | 100.3 | 137.5 | 213.1 | |
| Ισχύς (kW) | 6.503 | 7.376 | 6.59 | 5.083 | 3.958 |
| Βαθμός απόδοσης | 70.5 % | 63.0 % | 54.3 % | 35 % | 35% |

3.5: Χρήση Υπολογιστικών μεθόδων

Ακόμα και εάν μπορούν να προβλέψουν με μεγάλη ακρίβεια την παραγόμενη ισχύ, τις απώλειες και την απόδοση μίας μηχανής Stirling, τα μοντέλα τρίτης τάξης παρουσιάζουν σημαντικές αδυναμίες. Δεν μπορούν να παρέχουν στοιχεία σχετικά με τη ροή του εργαζόμενου μέσου, ενώ δεν είναι σε θέση υπολογίσουν τη χωρική κατανομή των ιδιοτήτων του εργαζόμενου μέσου εντός της μηχανής. Επιπλέον, κανένα αναλυτικό μοντέλο δεν μπορεί να εκτιμήσει ικανοποιητικά την επίδραση του σχήματος και της γεωμετρίας επιμέρους τμημάτων στην απόδοση της μηχανής. Τέλος, η επίλυσή τους απαιτεί την

εισαγωγή συντελεστών και συσχετίσεων σχετικά με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας οι οποίες έχουν στην πλειοψηφία τους προκύψει βάσει σταθερής ροής και δεν είναι ακριβείς για παλινδρομική ροή. Οι περιορισμοί αυτοί μπορούν να ξεπεραστούν με τη χρήση Υπολογιστικών μεθόδων (Computational Fluid Dynamics - CFD). [27, 118]

Η προσομοίωση μηχανών Stirling με χρήση CFD ξεκίνησε στα τέλη της δεκαετίας του 1980. Οι πρώτες εργασίες από τους Gedeon και τους Ibrahim et al χρονολογούνται στο 1989. Το 2003 αναπτύχθηκε μελέτη μηχανής Stirling από τη NASA. Ερευνήθηκαν φαινόμενα τα οποία δεν μπορούν να εξεταστούν από ένα μονοδιάστατο μοντέλο και μπορεί να οδηγήσουν σε επιπλέον απώλειες. Παράδειγμα τέτοιου φαινομένου είναι η ροή του αερίου σε διαφορετικές κατευθύνσεις εντός των σωλήνων των εναλλακτών θερμότητας της μηχανής. Η προσομοίωση με χρήση CFD απαιτεί μεγάλο χρονικό διάστημα, καθώς απαιτούνται πολλοί κύκλοι έως να επιτευχθεί σύγκλιση και να θεωρηθεί πως η λειτουργία της μηχανής είναι αμετάβλητη με το χρόνο (steady-state). Με την ανάπτυξη όμως των υπολογιστικών συστημάτων έχει επεκταθεί η χρήση των υπολογιστικών μεθόδων για την μελέτη των μηχανών Stirling. [117, 118]

Η Υπολογιστική Προσομοίωση μίας μηχανής Stirling μπορεί να δώσει στοιχεία σχετικά με τα πεδία ροής και τη χωρική κατανομή των ιδιοτήτων του αερίου. Επιπλέον, μπορεί να οδηγήσει σε ακριβέστερες συσχετίσεις για τους συντελεστές τριβής και μεταφοράς θερμότητας σε σχέση με τις θεωρητικές, ειδικά σε περίπλοκες γεωμετρίες. Με χρήση CFD μπορεί να προσομοιωθεί η τυρβώδης ροή και να μελετηθούν φαινόμενα όπως ο διαχωρισμός της ροής και η συμπεριφορά του αερίου σε περιοχές όπου υπάρχει απότομη αλλαγή της γεωμετρίας της μηχανής. Επιπλέον, μπορούν να εντοπισθούν απώλειες έργου και θερμότητας που οφείλονται σε νεκρές ζώνες, περιοχές ανακυκλοφορίας, φαινόμενα τυρβώδους διάχυσης, πτώσης πίεσης και ανεπαρκούς μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αερίου και των τοιχωμάτων. Τέλος, ένα Υπολογιστικό μοντέλο περιλαμβάνει τις απώλειες αγωγής μεταξύ των μορίων του αερίου, απώλειες λόγω ανάμιξης του αερίου υπό διαφορετική θερμοκρασία ή απώλειες λόγω ανισοκατανομής της ροής σε διευθύνσεις κάθετες στην κύρια διεύθυνση της ροής. [120] Κανένα από τα φαινόμενα αυτά δεν μπορεί να προβλεφθεί από ένα αναλυτικό μοντέλο. Βάσει της σχετικής βιβλιογραφικής αναφοράς, το CFD χρησιμοποιείται ιδιαίτερα για μελέτη της μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες και την αναγεννητή των μηχανών Stirling, καθώς και για τη μελέτη της επίδρασης λειτουργικών και γεωμετρικών παραμέτρων με στόχο τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας της μηχανής.

Η μελέτη μίας μηχανής Stirling με χρήση Υπολογιστικών Μεθόδων (CFD) αποτελείται από πέντε (5) βήματα: [118]

- Σχεδιασμός της γεωμετρίας της μηχανής.
- Δημιουργία του υπολογιστικού πλέγματος, όπου η μηχανή χωρίζεται σε ένα πλήθος επιμέρους όγκων.
- Ορισμός των οριακών συνθηκών και των φυσικών νόμων που θα ορίζουν το πρόβλημα (πχ εάν το αέριο θεωρείται ιδανικό).
- Μετατροπή των διαφορικών εξισώσεων σε αλγεβρικές.
- Επίλυση και επεξεργασία των αποτελεσμάτων.

Μια Υπολογιστική Προσομοίωση με σωστά ορισμένες λειτουργικές παραμέτρους είναι σε θέση να προβλέψει με ακρίβεια την απόδοση της μηχανής, αλλά και να δώσει μία σημαντικά πληρέστερη εικόνα

Κεφάλαιο 3 – Μοντέλα μελέτης μηχανών Stirling

της λειτουργίας της. Περιοριστικός παράγων είναι οι μεγάλες απαιτήσεις ως προς το χρόνο και τους υπολογιστικούς πόρους, η οποία εντείνεται σε εφαρμογές όπως οι μηχανές Stirling όπου υπάρχουν κινούμενα μέρη. Το πρόβλημα αυτό μπορεί να ξεπερασθεί με τη χρήση υπερυπολογιστών. Επιπλέον, για την εκτέλεση της προσομοίωσης πρέπει να υπάρχουν αναλυτικά σχέδια της πραγματικής μηχανής που μελετάται, αλλά και επαρκή στοιχεία σχετικά με τις ιδιότητες του αερίου και του μετάλλου στο θερμοκρασιακό εύρος που αντιστοιχεί στη λειτουργία της μηχανής. [27]

Κεφάλαιο 4: Ρύθμιση συνθηκών της υπολογιστικής μελέτης της πρότυπης μηχανής

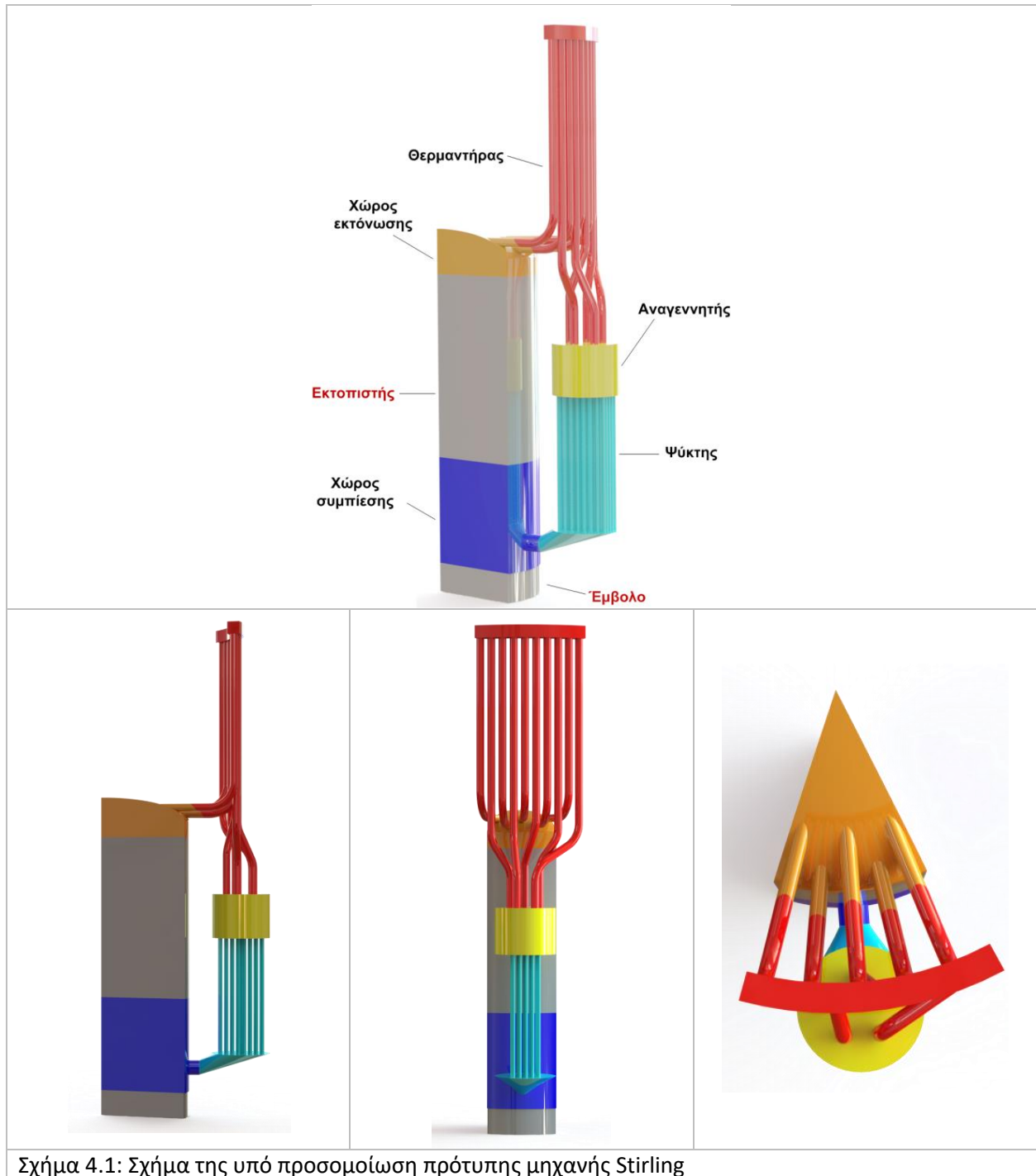
Για την προσομοίωση της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου, χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό ANSYS Fluent 18.0 [121]. Καθώς η μηχανή αποτελείται από οκτώ (8) ίδια τμήματα, δεν προσομοιώνεται ολόκληρη η μηχανή, αλλά το ένα όγδοο (1/8) αυτής. Τα συμπεράσματα που θα προκύψουν για το προσομοιωμένο τμήμα, θα ισχύουν και για τα υπόλοιπα. Η προσομοίωση τμήματος μίας συμμετρικής μηχανής είναι μια πρακτική που συναντάται συχνά στη βιβλιογραφία. Το κύριο πλεονέκτημα που προκύπτει είναι η μείωση του απαιτούμενου υπολογιστικού χρόνου για σταθερό πλήθος κύκλων λειτουργίας, χρονικών βημάτων και επαναλήψεων σε κάθε χρονικό βήμα. Επιπλέον, με δεδομένο ότι οι διαθέσιμοι υπολογιστικοί πόροι είναι πεπερασμένοι, για μικρότερο όγκο της προσομοιωμένης μηχανής μπορεί να χρησιμοποιηθεί υπολογιστικό πλέγμα καλύτερης ποιότητας σε σχέση με την προσομοίωση ολόκληρης της μηχανής. [27] Στο Σχήμα 4.1 παρουσιάζεται το σχέδιο της μηχανής. Είναι ορατοί οι πέντε (5) επιμέρους χώροι της, οι οποίοι έχουν βαφθεί με διαφορετικά χρώματα. Επίσης, μπορούν να παρατηρηθούν τα δύο κινούμενα τμήματα της μηχανής, ο εκτοπιστής και το έμβολο.

4.1: Δημιουργία υπολογιστικού πλέγματος

Η δημιουργία του υπολογιστικού πλέγματος (*computational grid/mesh*) θεωρείται ως ένας από τους σημαντικότερους παράγοντες για την προσομοίωση. Όσο περισσότερα είναι τα στοιχεία του υπολογιστικού πλέγματος τόσο αυξάνεται η ακρίβεια της προσομοίωσης. Από την άλλη, για πυκνότερο πλέγμα αυξάνεται ο απαιτούμενος υπολογιστικός χρόνος και οι αντίστοιχοι πόροι. Το υπολογιστικό πλέγμα δημιουργήθηκε μέσω της αντίστοιχης εφαρμογής του ANSYS (ANSYS Mesh).

Το υπολογιστικό πλέγμα πρέπει να οδηγεί στην επίτευξη ικανοποιητικής ακρίβειας της προσομοίωσης και να μην απαιτεί υπερβολικά μεγάλο υπολογιστικό χρόνο. Η εύρεση του βέλτιστου υπολογιστικού πλέγματος είναι δυνατή με τη δοκιμή ενός αριθμού υπολογιστικών πλεγμάτων με σταθερές όλες τις συνθήκες λειτουργίας της προσομοίωσης. Η διαδικασία αυτή καλείται ανεξαρτησία πλέγματος (*grid independence study*) και πρέπει να εφαρμόζεται πριν την εκτέλεση της προσομοίωσης. Παραδείγματα μελέτης ανεξαρτησίας του υπολογιστικού πλέγματος υπάρχουν σε αρκετές δημοσιευμένες εργασίες, όπως για παράδειγμα σε εκείνες των Almajri et al και Ben Mansour et al. [40, 106] Για τη συγκεκριμένη προσομοίωση δοκιμάστηκαν τέσσερα (4) διαφορετικά υπολογιστικά πλέγματα, τα οποία παρουσιάζονται στον Πίνακα 4-1. Η διαφορά μεταξύ των υπολογιστικών πλεγμάτων που δοκιμάστηκαν ήταν στην τιμή της γωνίας καμπυλότητας (*curvature normal angle*), καθώς και σε περιορισμένες βελτιώσεις στο πλέγμα στις περιοχές των εναλλακτών και του αναγεννητή, όπου αυξανόταν ο αριθμός των στοιχείων. Κατά τη δημιουργία του υπολογιστικού πλέγματος, οι κυκλικές επιφάνειες μετατρέπονται σε πολύγωνα. Η γωνία καμπυλότητας ορίζει τον αριθμό των πλευρών του πολυγώνου στο οποίο μετατρέπεται ένας κύκλος. Για παράδειγμα, γωνία ίση με 60° αντιστοιχεί σε μετατροπή του κύκλου σε πολύγωνο έξι (6) πλευρών, ενώ γωνία ίση με 45° αντιστοιχεί σε μετατροπή του κύκλου σε πολύγωνο οκτώ (8) πλευρών. Όσο μικρότερη η τιμή της γωνίας, τόσο πυκνότερο είναι το δημιουργούμενο υπολογιστικό πλέγμα. [9, 27]

Κεφάλαιο 4 – Ρύθμιση συνθηκών της προσομοίωσης



Σχήμα 4.1: Σχήμα της υπό προσομοίωση πρότυπης μηχανής Stirling

Μετά από το σχεδιασμό των τεσσάρων υπολογιστικών πλεγμάτων διεξήχθησαν ισάριθμες προσομοιώσεις όπου χρησιμοποιήθηκε το αντίστοιχο υπολογιστικό πλέγμα κάθε φορά. Οι υπόλοιπες συνθήκες της προσομοίωσης παρέμειναν σταθερές. Το Πλέγμα 1, το οποίο είχε το μικρότερο αριθμό στοιχείων οδήγησε σε πιο αργή σύγκλιση, καθώς η χρήση του απαίτησε περισσότερους κύκλους λειτουργίας της μηχανής έως ότου επιτευχθεί σύγκλιση. Η ταχύτητα σύγκλισης για τα άλλα τρία πλέγματα που δοκιμάστηκαν ήταν παρόμοια. Η σύγκλιση ήταν ικανοποιητική ως προς την τιμή

επιλεγμένων ιδιοτήτων του αερίου όπως η πίεση και η θερμοκρασία, αλλά και ως προς τα ενεργειακά μεγέθη όπως το παραγόμενο έργο και η προσδιδόμενη θερμότητα στο τέλος κάθε κύκλου. [9]

Πίνακας 4-1: Μελέτη ανεξαρτησίας υπολογιστικού πλέγματος

| Πλέγμα | Curvature Normal Angle | Αριθμός στοιχείων |
|----------|------------------------|-------------------|
| Πλέγμα 1 | 60° | 137000 |
| Πλέγμα 2 | 51.4° | 220000 |
| Πλέγμα 3 | 45° | 323000 |
| Πλέγμα 4 | 36° | 551000 |

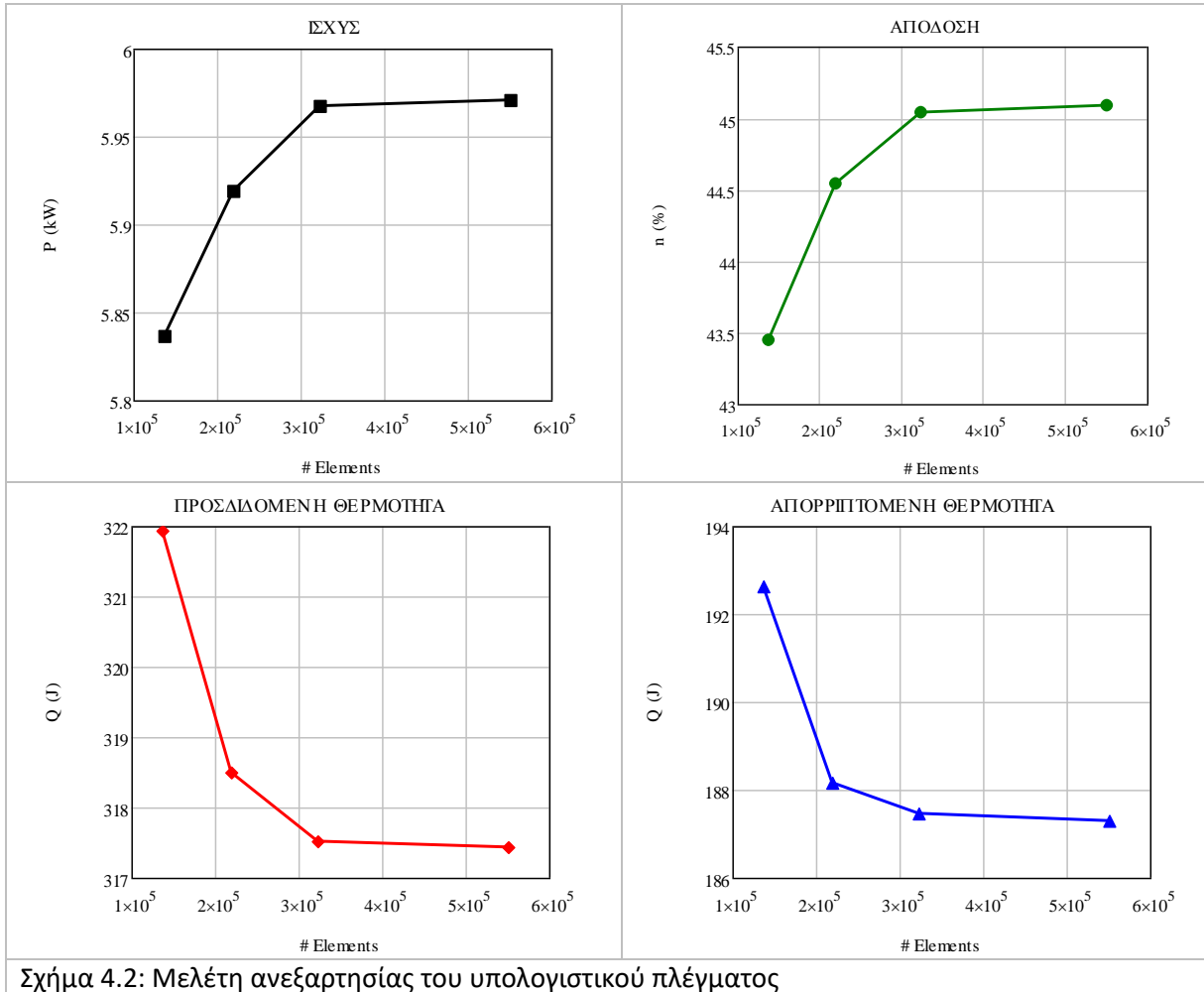
Τα υπολογιστικά πλέγματα συγκρίθηκαν μεταξύ τους ως προς την παραγόμενη ισχύ, την προσδιδόμενη και την απορριπτόμενη θερμότητα, αλλά και το βαθμό απόδοσης. Η μεταβολή των μεγεθών αυτών ως προς τον αριθμό των στοιχείων του υπολογιστικού πλέγματος παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.2. Παρατηρούμε πως υπάρχει ορατή διαφοροποίηση μεταξύ των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από τη χρήση των Πλεγμάτων 1,2 και 3. Αντίθετα, η μεταβολή στα αποτελέσματα που οφείλεται στην αλλαγή του υπολογιστικού πλέγματος από το Πλέγμα 3 στο Πλέγμα 4 είναι μικρή. Το Πλέγμα 4 έχει περισσότερα στοιχεία από το Πλέγμα 3 κατά προσεγγιστικά 60%, με αποτέλεσμα η χρήση του να απαιτεί αντίστοιχα περισσότερους υπολογιστικούς πόρους και χρόνο. Καθώς η διαφορά μεταξύ των αποτελεσμάτων είναι μικρή, επιλέχθηκε η χρήση του τρίτου (3^{ου}) υπολογιστικού πλέγματος από τα τέσσερα που δοκιμάσθηκαν, το οποίο αποτελείται από 323000 στοιχεία.

Στο Σχήμα 4.3 παρουσιάζονται χαρακτηριστικές φωτογραφίες του επιλεγμένου υπολογιστικού πλέγματος στους χώρους της μηχανής. Απεικονίζονται η πλάγια όψη ολόκληρης της μηχανής (A), το υπολογιστικό πλέγμα στο θερμαντήρα από δύο διαφορετικές γωνίες (B,C), το πλέγμα στον αναγεννητή (D) και το υπολογιστικό πλέγμα στο χώρο ψύξης (E). Το υπολογιστικό πλέγμα σχεδιάσθηκε όσο το δυνατόν πυκνότερο στους εναλλάκτες ώστε να προσομοιωθεί με την μεγαλύτερη δυνατή ακρίβεια η μεταφορά θερμότητας. Λόγω της γεωμετρίας των εναλλακτών με τους κυλινδρικούς σωλήνες, τα κελιά είναι τετράεδρα. Επιπλέον, δημιουργήθηκε πυκνότερο πλέγμα στον αναγεννητή μέσω τοπικής διαστασιολόγησης, ώστε να προκύψουν με ικανοποιητική ακρίβεια οι χωρικές κατανομές των ιδιοτήτων του αερίου. Τα στοιχεία στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης είναι εξάεδρα, ώστε να είναι εφικτή η μεταβολή του πλέγματος με το χρόνο λόγω της κίνησης του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή. Τέλος, έχει σχεδιασθεί ένα αραιό υπολογιστικό πλέγμα στα στερεά σώματα (έμβολο ισχύος και εκτοπιστή), καθώς με την κίνησή τους επηρεάζουν τη προσομοίωση αλλά λόγω των υποθέσεων για μηδενική μεταφορά θερμότητας μέσω αυτών δεν επηρεάζουν σημαντικά τα αποτελέσματά της.

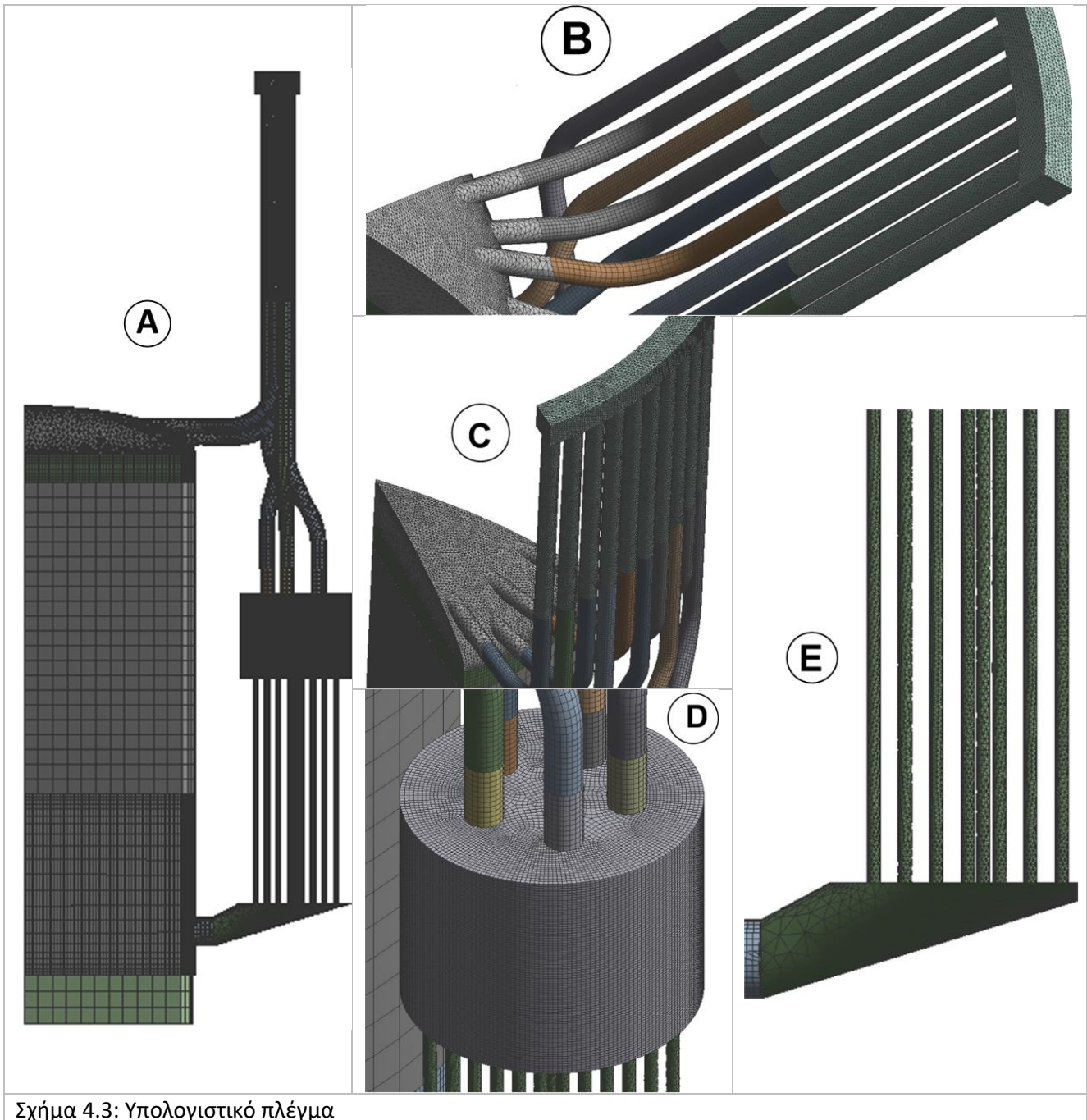
Τα κελιά του υπολογιστικού πλέγματος έχουν ικανοποιητική ποιότητα, καθώς ο σχετικός δείκτης έχει τιμή άνω του 75%. Το 0 αντιστοιχεί σε ακατάλληλο υπολογιστικό πλέγμα και το 1 στο καλύτερο δυνατό πλέγμα. Η ποιότητα των κελιών του υπολογιστικού πλέγματος επηρεάζει την ακρίβεια της προσομοίωσης, αλλά και την ταχύτητα σύγκλισης. Μία ένδειξη για την ποιότητα του πλέγματος αποτελεί το εάν τα κελιά είναι ορθογώνια. Ο δείκτης της ποιότητας του πλέγματος που αποτελείται εξ'ολοκλήρου από ορθογώνια κελιά είναι ίσος με 1. Ένας ακόμα δείκτης της ποιότητας του υπολογιστικού πλέγματος είναι το μήκος των κελιών σε σχέση με τις άλλες δύο διαστάσεις τους (*aspect ratio*). Τα κελιά ενός καλού υπολογιστικού πλέγματος δεν πρέπει να έχουν την μία διάστασή τους κατά πολύ μεγαλύτερη από τις

Κεφάλαιο 4 – Ρύθμιση συνθηκών της προσομοίωσης

άλλες. Για πιο αναλυτικές πληροφορίες σχετικά με τη δημιουργία και την αξιολόγηση του υπολογιστικού πλέγματος, ο αναγνώστης παραπέμπεται στον σχετικό οδηγό του ANSYS Fluent. [122]



Σχήμα 4.2: Μελέτη ανεξαρτησίας του υπολογιστικού πλέγματος



Σχήμα 4.3: Υπολογιστικό πλέγμα

4.1.1: Μεταβολή του υπολογιστικού πλέγματος με το χρόνο

Το έμβολο ισχύος και ο εκτοπιστής της μηχανής μετακινούνται κατά τη διάρκεια του κύκλου, μεταβάλλοντας τον όγκο των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης της μηχανής. Για να επιτευχθεί η κίνηση των κινούμενων μερών, πρέπει να τροποποιηθεί το υπολογιστικό πλέγμα στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, οι οποίοι σαρώνονται από τα κινούμενα μέρη. Το μεταβαλλόμενο με το χρόνο υπολογιστικό πλέγμα καλείται δυναμικό πλέγμα (*dynamic mesh*). Καθώς ο όγκος του χώρου αυξάνεται, μεγαλώνει η διάσταση του κελιού που βρίσκεται δίπλα στο αντίστοιχο κινούμενο μέρος. Όταν το μήκος του κελιού

Κεφάλαιο 4 – Ρύθμιση συνθηκών της προσομοίωσης

ξεπεράσει την επιλεγμένη διάσταση (0.5 mm), τότε το κελί χωρίζεται και δημιουργείται ένα νέο κελί, το οποίο με τη σειρά του μεγαλώνει. Αντίθετα, όταν ο όγκος του χώρου της μηχανής μειώνεται, τότε το τελευταίο κελί προς το κινούμενο μέρος συμπιέζεται και ενώνεται με το αμέσως διπλανό του. Η μέθοδος αυτή καλείται *layering*. Η της απαιτεί την ύπαρξη εξάεδρων κελιών στους χώρους μεταβλητού όγκου.

Οι εξισώσεις κίνησης των κινούμενων μερών εισάγονται μέσω της εφαρμογής *Dynamic Mesh* του ANSYS Fluent. Στο λογισμικό εισάγεται η εξίσωση μεταβολής της ταχύτητας του κινούμενου μέρους σε μορφή εντολής στη γλώσσα C. Οι εισαγόμενες από το χρήστη εντολές καλούνται User Defined Functions – UDF. Για περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με τη δυνατότητα χρονικής μεταβολής του υπολογιστικού πλέγματος και την εισαγωγή UDF, ο αναγνώστης παραπέμπεται στη θεωρία και τον οδηγό χρήσης του ANSYS Fluent. [121, 122] Οι εξισώσεις κίνησης του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή της μηχανής παρουσιάζονται στο Παράρτημα Ε της εργασίας, όπου παρουσιάζονται όλα τα στοιχεία σχετικά με τις ρυθμίσεις της προσομοίωσης (Setup).

4.2: Εξισώσεις του υπολογιστικού μοντέλου

Για τον υπολογισμό της ροής του εργαζόμενου μέσου χρησιμοποιείται η εξίσωση της διατήρησης της μάζας και η εξίσωση της διατήρησης της ορμής. Καθώς στην προσομοίωση υπάρχει μεταφορά θερμότητας μεταξύ των μορίων του εργαζόμενου μέσου αλλά και μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και των τοιχωμάτων των εναλλακτών και του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή, προστίθεται και η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας. Παρακάτω, θα παρουσιαστούν οι βασικές διαφορικές εξισώσεις που χρησιμοποιούνται από το ANSYS Fluent για την επίλυση της προσομοίωσης. Για πιο αναλυτικές πληροφορίες και αναλυτική επεξήγηση των επιμέρους παραμέτρων των εξισώσεων, ο αναγνώστης παραπέμπεται στον θεωρητικό οδηγό του ANSYS Fluent [122].

Στην εξίσωση της διατήρησης της μάζας (Εξ. (4-1)), ο πρώτος όρος εκφράζει την μεταβολή της πυκνότητας με το χρόνο, ενώ ο δεύτερος όρος εκφράζει τη ροή της μάζας του εργαζόμενου μέσου μέσα από τα όρια ενός υπολογιστικού κελιού.

$$\frac{\theta \rho}{\theta t} + \nabla(\rho \cdot \vec{u}) = 0 \quad (4-1)$$

Η εξίσωση της διατήρησης της ορμής του αερίου δίνεται από την Εξ. (4-2). Η εξίσωση αυτή δεν ισχύει για τον αναγεννητή, ο οποίος προσομοιώνεται ως πορώδες υλικό. Οι σχετικές εξισώσεις για το πορώδες υλικό παρουσιάζονται στο Παράρτημα Ε της εργασίας.

$$\frac{\theta(\rho \cdot \vec{u})}{\theta t} + \nabla(\rho \cdot \vec{u} \cdot \vec{u}) = -\nabla p + \nabla(\mu \cdot [(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T) - \frac{2}{3} \cdot \nabla \vec{u} \cdot I]) \quad (4-2)$$

Η εξίσωση της ενέργειας δίνεται από την Εξ. (4-3). Όπως και για την εξίσωση της ορμής, λόγω της προσομοίωσης του αναγεννητή ως πορώδους υλικού η Εξ. (4-3) ισχύει για όλους τους χώρους της μηχανής εκτός του αναγεννητή. Οι εξισώσεις βάσει των οποίων υπολογίζονται οι επιμέρους όροι των εξισώσεων διατήρησης της μάζας, της ορμής και της ενέργειας παρουσιάζονται στο Παράρτημα Ε της εργασίας.

$$\frac{\theta(\rho \cdot E)}{\theta t} + \nabla(\vec{u} \cdot (\rho \cdot E + p)) = -\nabla(k_{eff} \cdot \nabla T) \quad (4-3)$$

Η ροή σε μία παλινδρομική μηχανή Stirling είναι τυρβώδης, εκτός από τα διαστήματα όπου η ροή του εργαζόμενου μέσου είναι επιταχυνόμενη. [67] Βάσει της μεγάλης ταχύτητας περιστροφής της μηχανής (2500 rpm), επιλέχθηκε η χρήση ενός τυρβώδους μοντέλου επίλυσης. Έως τώρα, δεν υπάρχουν πολλές αναφορές στη βιβλιογραφία όπου τα τυρβώδη μοντέλα που υπάρχουν διαθέσιμα στο ANSYS FLUENT συγκρίνονται μεταξύ τους για χρήση σε μία παλινδρομικής μηχανής, ή σε τμήματά της. Το μοντέλο k-ε είναι το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο μοντέλο για τυρβώδη ροή, ενώ η ορθότητά του έχει επικυρωθεί βάσει πειραμάτων. Συνδυάζει ικανοποιητική απόδοση για ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών, ενώ δεν απαιτεί μεγάλο υπολογιστικό χρόνο. Βάσει της έρευνάς των σχετικά με τυρβώδη ροή σε εναλλάκτες θερμότητας, οι Barreno et al. προτείνουν τη χρήση του αντίστοιχου μοντέλου βάσει των συνθηκών της ροής. [67] Βάσει του εύρους των αριθμών Reynolds στους εναλλάκτες, όπως προέκυψε από τα αναλυτικά μοντέλα για την προσομοιωμένη μηχανή, συνίσταται η χρήση του μοντέλου k-ε. Επιπλέον, οι El Ghafour et al. [33], έπειτα από σύγκριση έξι (6) διαφορετικών μοντέλων για την Υπολογιστική προσομοίωση της GM GPU-3 κατέληξαν πως το μοντέλο k-ε προέβλεψε με την μεγαλύτερη ακρίβεια τη λειτουργία της μηχανής προσφέροντας ταυτόχρονα γρήγορη σύγκλιση και σχετικά μικρές απαιτήσεις υπολογιστικού χρόνου. Ειδικότερα για τη συγκεκριμένη προσομοίωση επιλέχθηκε η εκδοχή *k-ε Realizable model*, καθώς προσφέρει την μεγαλύτερη ακρίβεια σε εφαρμογές όπως είναι η μελέτη της ροής σε μηχανές Stirling. Για περισσότερες πληροφορίες, ο αναγνώστης παραπέμπεται στον θεωρητικό οδηγό του ANSYS Fluent [122].

Η χρήση του τυρβώδους μοντέλου k-ε τεκμηριώνεται τη χρήση του σε παρόμοιες έρευνες σε μηχανές Stirling. Το μοντέλο k-ε χρησιμοποιήθηκε σε μία από τις πρώτες εργασίες προσομοίωσης μηχανής Stirling με χρήση CFD από τον Mahkamov [123]. Το μοντέλο αυτό χρησιμοποιήθηκε αργότερα από τον Kraitong [124] και προέβλεψε με ακρίβεια τα αποτελέσματα μίας πειραματικής διάταξης. Πιο πρόσφατα, οι Cheng & Chen [107] χρησιμοποίησαν το μοντέλο k-ε για την προσομοίωση μίας μηχανής Stirling γ-τύπου. Το ίδιο τυρβώδες μοντέλο χρησιμοποιήθηκε από τους Xiao et al [108] για τη βελτιστοποίηση μίας μηχανής Stirling β-τύπου, υπολογίζοντας αποτελέσματα κοντά στα πειραματικά. Επιπλέον, οι Kuban et al. [113] χρησιμοποίησαν με επιτυχία το *Realizable k-ε* μοντέλο στο πλαίσιο υπολογιστικής μελέτης σε μηχανή γ-τύπου. Τέλος, οι Garcia et al χρησιμοποίησαν το μοντέλο k-ε για την μελέτη της μεταφοράς θερμότητας σε θερμαντήρα μηχανής Stirling. Σε εφαρμογές ψυκτικών μηχανών, το μοντέλο k-ε έχει εφαρμοσθεί από τον Cha [125] για την προσομοίωση της παλινδρομικής ροής σε σωληνοειδή ψυκτική μηχανή Stirling.

Ο αναγεννητής της μηχανής προσομοιώνεται ως πορώδες μέσο. Με τους συντελεστές που εισάγονται στο ANSYS Fluent ορίζεται το ακριβές σχήμα του πορώδους μέσου, ώστε να ανταποκρίνεται στη γεωμετρία του πραγματικού αναγεννητή. Οι παράμετροι, οι τιμές των οποίων πρέπει να ορισθούν, σχετίζονται με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή. Οι εξισώσεις σχετικά με τη ροή του αερίου εντός του πορώδους μέσου και η διαδικασία ορισμού των σχετικών παραμέτρων παρουσιάζονται στο Παράρτημα Ε της εργασίας.

Η προσομοίωση του αναγεννητή ως πορώδες μέσο αντί της επ' ακριβώς σχεδίασής του είναι κοινή πρακτική στην παγκόσμια έρευνα, καθώς η προσομοίωση της πραγματικής γεωμετρίας του αναγεννητή στην μηχανή Stirling είναι σχεδόν αδύνατη λόγω του απαιτούμενου χρόνου και των απαιτούμενων

Κεφάλαιο 4 – Ρύθμιση συνθηκών της προσομοίωσης

υπολογιστικών πόρων. Η δυνατότητα προσομοίωσης του αναγεννητή ως πορώδες μέσο έχει ερευνηθεί από τους Costa et al. [83], όπου τα αποτελέσματα από τη προσομοίωση του αναγεννητή ως πορώδες μέσο ήταν σε συμφωνία με τα αντίστοιχα από την μελέτη της πραγματικής γεωμετρίας του αναγεννητή για το ίδιο εύρος των αριθμών Reynolds. Η προσομοίωση αναγεννητή ως πορώδες υλικό έχει χρησιμοποιηθεί από αρκετούς ερευνητές όπως οι Mahkamov [29], Cha [125], Caughley et al. [126], Kraitong [124], Chen et al, [32, 93, 107, 109] Cheng & Chen [107], Xiao et al. [108], Alfarawi et al. [112], Almajri et al. [106].

Ο χαρακτηρισμός της ροής εντός ενός πορώδους μέσου πραγματοποιείται μέσω της χρήσης του αριθμού Reynolds (Εξ. 4-4). Ο αριθμός Reynolds υπολογίστηκε αρχικά βάσει ενός αναλυτικού μοντέλου δεύτερης τάξης για την μεταβολή όγκων και τις συνθήκες λειτουργίας της μηχανής [5]. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν χρησιμοποιήθηκαν για τον ορισμό των συντελεστών του πορώδους μέσου.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot dh_r}{\mu} = \frac{\rho \cdot u}{\mu} \cdot \frac{\psi}{1-\psi} \cdot dw_r \quad (4-4)$$

Η μέγιστη τιμή του αριθμού Reynolds που προέκυψε βάσει του αναλυτικού μοντέλου ήταν ίση με 70. Από τις μελέτες των Simon-Seume [69] και Costa et al [81] καθορίζονται τα ανώτατα όρια της στρωτής ροής εντός αναγεννητή κάτω από 175 και 150 αντίστοιχα. Συνεπώς η ροή εντός του αναγεννητή μπορεί να θεωρηθεί στρωτή για ολόκληρη τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής. Ο αναγεννητής ορίζεται ως περιοχή στρωτής ροής (*laminar zone*) και δεν εφαρμόζονται οι εξισώσεις του μοντέλου k-ε.

Σχετικά με τις ρυθμίσεις που σχετίζονται με τον τρόπο διακριτοποίησης και επίλυσης των εξισώσεων που ρυθμίζουν την προσομοίωση, ο αλγόριθμος SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) επιλέχθηκε για τη σύνδεση της πίεσης και της ταχύτητας. Θεωρείται απλός και έχει ευρεία χρήση στα πεδία της έρευνας και της βιομηχανίας. Ο αλγόριθμος δεν παρουσιάζει δυσκολία στη σύγκλιση εάν ορισθούν σωστά οι συνοδευτικοί του παράμετροι [127]. Η μέθοδος των ελαχίστων τετραγώνων βασισμένη στα κελιά του πλέγματος επιλέχθηκε λόγω των λιγότερων υπολογιστικών απαιτήσεων σε σχέση με την αντίστοιχη μέθοδο βασισμένη στους κόμβους [122]. Για τις εξισώσεις επίλυσης της πίεσης, της πυκνότητας, της ορμής και της ενέργειας επιλέχθηκε η διακριτοποίηση δεύτερης τάξης με στόχο την επίτευξη μεγαλύτερης ακρίβειας. Για τις εξισώσεις του μοντέλου τυρβώδους ροής χρησιμοποιήθηκε επίσης διακριτοποίηση δεύτερης τάξης. Για το χρονικό βήμα χρησιμοποιήθηκε διακριτοποίηση πρώτης τάξης, λόγω της μικρής τιμής του χρονικού βήματος. Οι ρυθμίσεις αυτές έχουν επιλεγεί και ακολουθηθεί σε όλη τη διάρκεια της υπολογιστικής μελέτης μηχανών Stirling στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ. [8, 9, 27] Οι ρυθμίσεις της προσομοίωσης όπως εισήχθησαν ως δεδομένα στο λογισμικό παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πίνακα 4-2. Για περισσότερα στοιχεία ο αναγνώστης παραπέμπεται στο θεωρητικό οδηγό του ANSYS Fluent. [122]

4.2.1: Επιλογή του χρονικού βήματος

Η επιλογή της συχνότητας λειτουργίας της πρότυπης μηχανής Stirling που προσομοιώνεται στην παρούσα εργασία βασίζεται στη συχνότητα λειτουργίας της GPU-3 [1] η οποία είναι ίση με 41.72 Hz. Λόγω του μέγιστου πλήθους των σημαντικών ψηφίων που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς, η συχνότητα λειτουργίας τροποποιείται ελαφρά στα 41.68 Hz. Το χρονικό διάστημα κατά το οποίο διαρκεί ένας κύκλος λειτουργίας (*περίοδος*) υπολογίζεται από την Εξ. (4-5).

$$T_p = 1/f \quad (4-5)$$

Για χρονικά μεταβαλλόμενες ροές, πρέπει να επιλεγεί το χρονικό βήμα μεταξύ δύο διαδοχικών επαναλήψεων (*timestep*). Το χρονικό βήμα αντιστοιχεί στο διάστημα μεταξύ δύο διαδοχικών χρονικών στιγμών στις οποίες επιλύονται οι διαφορικές εξισώσεις. Για μία δεδομένη συχνότητα περιστροφής, η επιλογή μικρότερου πλήθους χρονικών βημάτων απαιτεί την εκτέλεση περισσότερων κύκλων λειτουργίας έως ότου επιτευχθεί σύγκλιση, καθώς το χρονικό διάστημα μεταξύ δύο διαδοχικών επαναλήψεων είναι μεγαλύτερο. Η ύπαρξη μεγαλύτερου πλήθους χρονικών βημάτων μειώνει το διάστημα μεταξύ δύο διαδοχικών επαναλήψεων και οδηγεί σε μικρότερο αριθμό απαιτούμενων κύκλων λειτουργίας έως την επίτευξη σύγκλισης, αλλά απαιτεί μεγαλύτερη χρονική διάρκεια και περισσότερους υπολογιστικούς πόρους για την εκτέλεση ενός κύκλου λειτουργίας. Η επιλογή βέλτιστου χρονικού βήματος είναι δυνατή μόνο μέσω της εκτέλεσης προσομοιώσεων με ίδιες συνθήκες λειτουργίας και διαφορετικό χρονικό βήμα και τη σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων που προκύπτουν. [27]

Ο κύκλος λειτουργίας της μηχανής διαχωρίστηκε σε 360, 720 ή 1440 χρονικά βήματα, τα οποία έχουν διάρκεια ίση με 1, 0.5 και 0.25° αντίστοιχα. Ο διαχωρισμός του κύκλου σε 360 βήματα αποδείχθηκε πως είναι ανεπαρκής για τη συγκεκριμένη μηχανή λόγω κακή σύγκλισης. Αντίθετα, ο διαχωρισμός του κύκλου σε 720 βήματα έχει αποδειχθεί πως προσφέρει ικανοποιητική σύγκλιση και ακριβή αποτελέσματα. [8, 9] Εν τέλει, επιλέχθηκε ο διαχωρισμός του κύκλου λειτουργίας σε 1440 βήματα ώστε να επιτευχθεί η περεταίρω αύξηση της ακρίβειας στα αποτελέσματα. Ο αριθμός των μέγιστων επαναλήψεων ανά χρονικό βήμα τέθηκε ίσος με 200.

Κεφάλαιο 4 – Ρύθμιση συνθηκών της προσομοίωσης

Πίνακας 4-2: Συνθήκες του μοντέλου προσομοίωσης

| Pressure – Velocity Coupling | | SIMPLE |
|----------------------------------|----------------------------|---|
| Spatial Discretization | Gradient | Least Squares Cell Based |
| | Pressure | Second Order |
| | Density | Second Order Upwind |
| | Momentum | Second Order Upwind |
| | Turbulent Kinetic Energy | Second Order Upwind |
| | Turbulent Dissipation Rate | Second Order Upwind |
| | Energy | Second Order Upwind |
| Timestep discretization | | First Order Implicit |
| Residuals | Continuity | 10^{-5} |
| | X-Velocity | 10^{-6} |
| | Y-Velocity | 10^{-6} |
| | Z-Velocity | 10^{-6} |
| | Energy | 10^{-8} |
| | k | 10^{-6} |
| | ϵ | 10^{-6} |
| Turbulent Model | | k- ϵ Realizable Enhanced Wall Treatment |
| Maximum Iterations per time step | | 200 |
| Timestep (s) | | $1.664536 \cdot 10^{-5}$ |

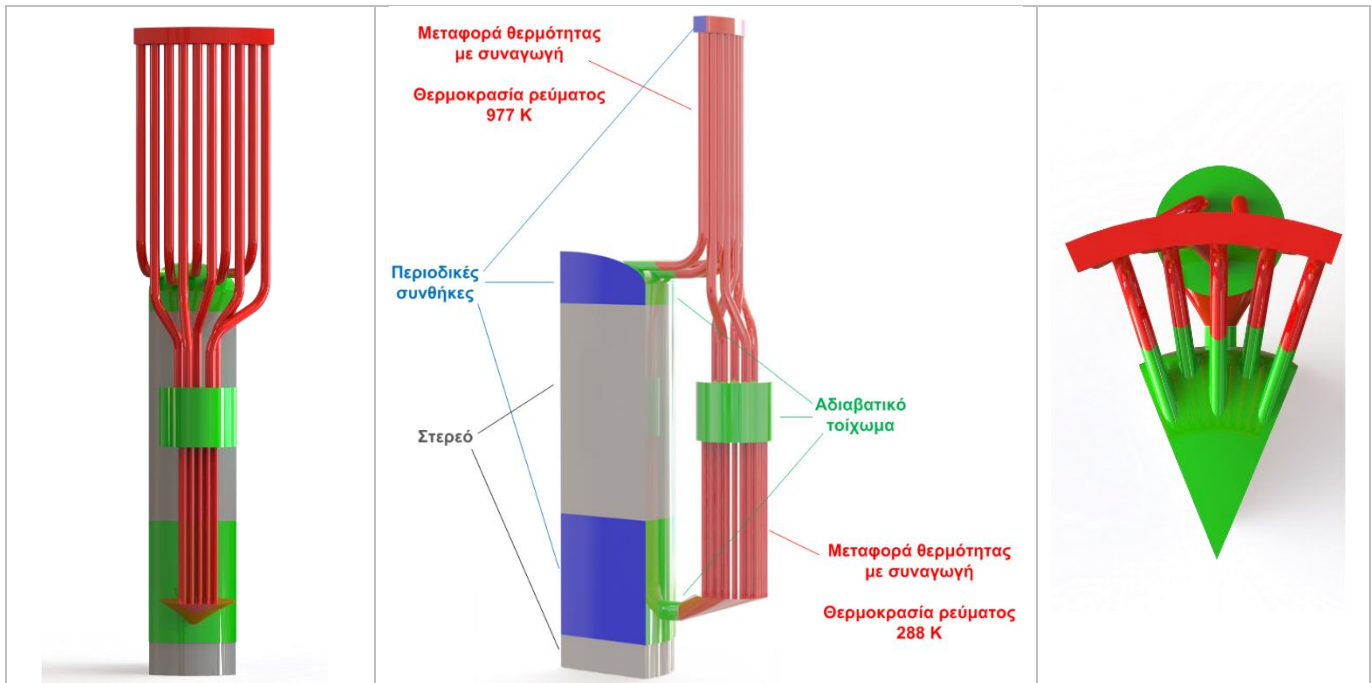
4.3: Οριακές συνθήκες και συνθήκες λειτουργίας

Στο Σχήμα 4.4 παρουσιάζονται οι οριακές συνθήκες που ορίζονται κατά την προσομοίωση. Απεικονίζονται οι πλάγιες όψεις και η κάτοψη της μηχανής. Το χρώμα της κάθε επιφάνειας υποδηλώνει και τον αντίστοιχο τύπο της οριακής συνθήκης.

Τα πλάγια τμήματα των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης, καθώς και του δακτυλίου του θερμαντήρα ορίζονται ως **περιοδικές συνθήκες**. Οι επιφάνειες αυτές, οι οποίες είναι χρωματισμένες με μπλε χρώμα, αναπαράγονται σε όλη την έκταση της μηχανής και διαπερνώνται κάθετα από το εργαζόμενο μέσο.

Το τοίχωμα του αναγεννητή, τα τοιχώματα των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης καθώς και το τμήμα των σωλήνων του χώρου εκτόνωσης που τον συνδέουν με το δακτύλιο του θερμαντήρα θεωρούνται **αδιαβατικά**. Δεν υπάρχει συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου εντός της μηχανής και του περιβάλλοντος μέσω των τοιχωμάτων αυτών. Οι επιφάνειες αυτές απεικονίζονται με πράσινο χρώμα. Τα άνω και κάτω τοιχώματα των κινούμενων μερών θεωρούνται επίσης αδιαβατικά. Η θεώρηση αυτή οδηγεί στον μη υπολογισμό των απωλειών στον αναγεννητή και τον εκποτιστή λόγω αγωγής θερμότητας, καθώς και των απωλειών θερμότητας λόγω ακτινοβολίας.

Τα τοιχώματα των σωλήνων του θερμαντήρα και του ψύκτη, καθώς και το τοίχωμα της κοιλότητας του ψύκτη θεωρούνται **ισοθερμοκρασιακά**. Παρουσιάζονται με κόκκινο χρώμα. Στα τοιχώματα των εναλλακτών ορίζεται μεταφορά θερμότητας μέσω συναγωγής μεταξύ του τοιχώματος και του εξωτερικού ρεύματος πρόσδοσης ή απαγωγής θερμότητας.



Σχήμα 4.4: Οριακές συνθήκες στην μηχανή

Οι παράμετροι λειτουργίας της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου που ορίστηκαν για την προσομοίωση βασίζονται στα αντίστοιχα της GM GPU-3 και παρουσιάζονται στον Πίνακα 4-3:

- Ως εργαζόμενο μέσο επιλέγεται το ήλιο. Το εργαζόμενο μέσο θεωρείται ιδανικό αέριο.
- Τα τοιχώματα των εναλλακτών, το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή και τα κινούμενα μέρη της μηχανής (έμβολο, εκτοπιστής) είναι κατασκευασμένα από ανοξείδωτο χάλυβα.
- Η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής είναι ίση με 2500 στροφές ανά λεπτό.
- Η πίεση του εργαζόμενου μέσου στην αρχή του κύκλου είναι ίση με 27 bar.
- Η συνολική μάζα του εργαζόμενου μέσου είναι ίση με 1.115 gm.
- Η θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας μέσω του θερμαντήρα είναι ίση με 977 K.
- Η θερμοκρασία του ρεύματος απαγωγής θερμότητας από το ψύκτη είναι ίση με 288 K.

Πίνακας 4-3: Παράμετροι λειτουργίας της μηχανής

| | |
|---|----------------------|
| Εργαζόμενο μέσο | Ήλιο – Ιδανικό αέριο |
| Υλικό τοιχωμάτων και πλέγματος αναγεννητή | Ανοξείδωτος χάλυβας |
| Ταχύτητα περιστροφής | 2500 rpm |
| Συχνότητα περιστροφής | 41.68 Hz |
| Αρχική πίεση | 27 bar |
| Μάζα εργαζόμενου μέσου | 1.115 gm |
| Θερμοκρασία ρεύματος θέρμανσης | 977 K |
| Θερμοκρασία ρεύματος ψύξης | 288 K |

Κεφάλαιο 4 – Ρύθμιση συνθηκών της προσομοίωσης

4.3.1: Ιδιότητες εργαζόμενου μέσου και υλικών

Βάσει της θεώρησης του ιδανικού αερίου, η ειδική θερμοχωρητικότητα του αερίου λαμβάνεται ίση με 5193 J/(kg·K). Η δυναμική συνεκτικότητα του αερίου μεταβάλλεται με τη θερμοκρασία και ορίζεται από την εξίσωση του Sutherland, (Εξ. (46)). Η συνεκτικότητα και η θερμοκρασία αναφοράς (μ_0, T_0) είναι ίσες με $1.885 \cdot 10^{-5} \text{Pa}\cdot\text{s}$ και 273 K αντίστοιχα. Η θερμοκρασία κορεσμού (T_{su}) είναι ίση με 80 K.

$$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{T_0 + T_{su}}{T + T_{su}} \right) \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \quad (4-6)$$

Η θερμική αγωγιμότητα του αερίου μεταβάλλεται με τη θερμοκρασία. Από τα δεδομένα της βιβλιογραφίας [128] προέκυψε η Εξ. (4-7).

$$k_f(T) = 2.64 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.083 \quad (4-7)$$

Η πυκνότητα του μετάλλου λαμβάνεται ίση με 7500 kg/m^3 . Η θερμοχωρητικότητα του μετάλλου είναι ίση με $1050 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ [2]. Η θερμική αγωγιμότητα μεταβάλλεται γραμμικά με τη θερμοκρασία σύμφωνα με την Εξ. (4-8). [129] Σημειώνεται πως για τα τμήματα του μετάλλου για τα οποία ορίζεται πάχος, όπως είναι τα τοιχώματα του θερμαντήρα και του ψύκτη, η θερμική αγωγιμότητα πρέπει να έχει σταθερή τιμή και χρησιμοποιείται η τιμή της εξίσωσης για θερμοκρασίες ίσες με 977 και 288 K αντίστοιχα.

$$k_s(T) = 0.01581 \cdot T + 10.085 \quad (4-8)$$

Το σύνολο των ιδιοτήτων του αερίου και του μετάλλου που ορίστηκαν ως δεδομένα στο ANSYS Fluent περιέχεται στον Πίνακα 4-4.

Πίνακας 4-4: Ιδιότητες αερίου και μετάλλου κατά την προσομοίωση της μηχανής

| Αέριο | |
|---|-------------------------------|
| Τύπος Αερίου | Ιδανικό – καταστατική εξίσωση |
| Μοριακό βάρος (M) | 4 gm/mole |
| Σταθερά αερίου (R_M) | 2077 J/(kg·K) |
| Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση (cp) | 5193 J/(kg·K) |
| Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο (cv) | 3116 J/(kg·K) |
| Λόγος ειδικών θερμοχωρητικοτήτων (γ) | 1.4 |
| Κινηματική Συνεκτικότητα ($\text{Pa}\cdot\text{s}$) | Εξίσωση (4.6) |
| Θερμοχωρητικότητα (J/(kg·K)) | 5193 |
| Θερμική αγωγιμότητα ($\text{watt}/(\text{m}\cdot\text{K})$) | Εξίσωση (4.7) |
| Μέταλλο | |
| Πυκνότητα (kg/m^3) | 7500 |
| Θερμοχωρητικότητα (J/(kg·K)) | 1050 |
| Θερμοχωρητικότητα (J/(kg·K)) | Εξίσωση (4.8) |

4.3.2: Μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες

Η θερμότητα προσδίδεται στην μηχανή μέσω του θερμαντήρα και απορρίπτεται μέσω του ψύκτη. Ιδανικά, η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στο θερμαντήρα και το ψύκτη παραμένει σταθερή κατά τη διάρκεια του κύκλου. Σε μία πραγματική μηχανή η θερμοκρασία του αερίου στους δύο εναλλάκτες μεταβάλλεται με το χρόνο, ενώ η θερμοκρασία των τοιχωμάτων μπορεί να θεωρηθεί προσεγγιστικά

σταθερή. Κατά το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου, το αέριο στο θερμαντήρα είναι ψυχρότερο από τα τοιχώματα του θερμαντήρα, ενώ το αέριο στο ψύκτη είναι θερμότερο από τα αντίστοιχα τοιχώματα. [1]

Κατά τη λειτουργία της μηχανής, το θερμό εξωτερικό ρεύμα μεταφέρει θερμότητα στα εξωτερικά τοιχώματα των σωλήνων του θερμαντήρα μέσω συναγωγής. Η παρεχόμενη θερμότητα μεταφέρεται μέσω αγωγής από το εξωτερική πλευρά του τοιχώματος των σωλήνων προς την εσωτερική. Τέλος, μέσω συναγωγής, η θερμότητα μεταφέρεται από την εσωτερική πλευρά των τοιχωμάτων στο εργαζόμενο μέσο εντός της μηχανής. Αντίστοιχα απορρίπτεται η θερμότητα από το ψύκτη. Το αέριο αποβάλλει θερμότερα μέσω συναγωγής προς την εσωτερική πλευρά των τοιχωμάτων του ψύκτη. Η απορριφθείσα θερμότητα μεταφέρεται μέσω αγωγής στην εξωτερική πλευρά του τοιχώματος του εναλλάκτη και από εκεί, μέσω συναγωγής προς το εξωτερικό ρεύμα απαγωγής θερμότητας.

Βάσει των υπάρχοντων αναλυτικών μοντέλων, προτείνεται η χρήση της Εξ. (4-9) για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μέσω συναγωγής στους εναλλάκτες. [1] Η σχέση αυτή αφορά το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ της εσωτερικής πλευράς του τοιχώματος και του εργαζόμενου μέσου. Σε δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν, ο ορισμός μίας σταθερής θερμοκρασίας στα τοιχώματα και ενός συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από το τοίχωμα στο εργαζόμενο μέσο δεν βοήθησε να διατηρηθεί η θερμοκρασία στους εναλλάκτες στα επιθυμητά επίπεδα.

$$h = \frac{Cf \cdot \mu \cdot cp}{2 \cdot dh \cdot Pr} \quad (4-9)$$

Για τη διατήρηση σταθερής θερμοκρασίας στα τοιχώματα των εναλλακτών και σχετικά σταθερής θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου εντός των εναλλακτών, πρέπει να ορισθεί η θερμοκρασία του εξωτερικού ρεύματος μέσω του οποίου προσδίδεται ή απορρίπτεται θερμότητα, καθώς και ένας συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του εξωτερικού ρεύματος και της εξωτερικής πλευράς του τοιχώματος των εναλλακτών της μηχανής. Για το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μέσω συναγωγής ορίσθηκε μία πολύ μεγάλη τιμή, ίση με 10^{10} Watt/(m²·K). Η πολύ μεγάλη τιμή του συντελεστή διασφαλίζει πως θα παρέχεται ή θα απορρίπτεται όση θερμότητα απαιτείται ώστε η εξωτερική πλευρά των τοιχωμάτων των εναλλακτών να διατηρεί σταθερή θερμοκρασία, ίση με τη θερμοκρασία των ρευμάτων παροχής και απόρριψης θερμότητας.

4.3.3: Ρυθμίσεις παραμέτρων λειτουργίας του αναγεννητή

Για τον ορισμό του αναγεννητή ως πορώδους μέσου πρέπει να εισαχθούν οι τιμές των δύο συντελεστών τριβής, οι οποίοι συσχετίζουν την πτώση πίεσης λόγω τριβής με το μέτρο και το τετράγωνο της ταχύτητας της ροής. Επιπλέον, πρέπει να εισαχθεί η τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος. Ο συντελεστής τριβής σχετίζεται με την πτώση πίεσης του εργαζόμενου μέσου βάσει της Εξ. (4-10)

$$Cf = \frac{dp \cdot m \cdot dh^2}{2 \cdot \mu \cdot gA \cdot L^2} \quad (4-10)$$

Ο συντελεστής τριβής του αναγεννητή παρουσιάζεται ως μία συσχέτιση του συντελεστή με τον αριθμό Reynolds. Στον αναγεννητή της προσομοιωμένης μηχανής χρησιμοποιείται η συσχέτιση που προτείνεται από τον Tew στην μελέτη που πραγματοποίησε επάνω στην GPU-3, Εξ. (4-11). [114]

Κεφάλαιο 4 – Ρύθμιση συνθηκών της προσομοίωσης

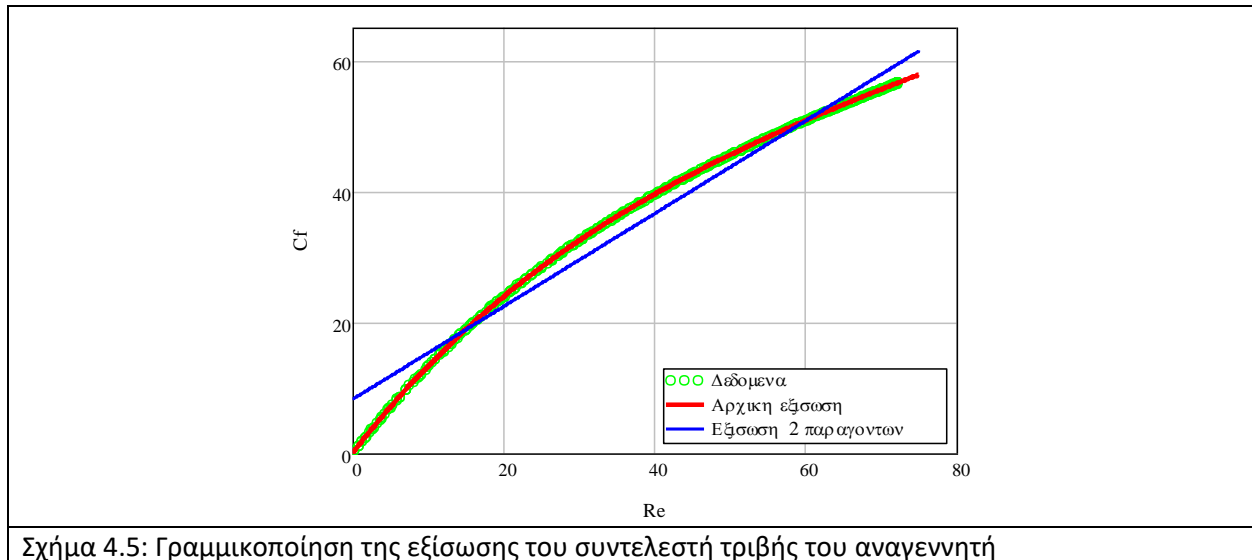
$$Cf(Re) = 0.54 \cdot Re + 0.96 \cdot Re \cdot e^{-0.019 \cdot Re} \quad (4-11)$$

Στη συνέχεια, η συσχέτιση του συντελεστή τριβής μετατρέπεται στη μορφή μίας εξίσωσης Ergun δύο παραμέτρων βάσει της Εξ. (4-12).

$$Cf(Re) = a_1 \cdot Re + a_2 \quad (4-12)$$

Βάσει της κατανομής του αριθμού Reynolds της ροής στον αναγεννητή που προέκυψε από το αναλυτικό μοντέλο [5], η Εξ. (4-1) μετατρέπεται στην Εξ. (4-13). Η σύγκριση των τιμών του συντελεστή τριβής βάσει των Εξ. (4-11) και (4-13) παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.5. Αν και οι καμπύλες που αντιστοιχούν στις εξισώσεις δεν ταυτίζονται μεταξύ τους, μπορεί να θεωρηθεί πως η γραμμικοποιημένη εξίσωση είναι μια καλή προσέγγιση της αρχικής εξίσωσης που προτείνεται από τον Tew. Κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης, συγκρίνονται οι τιμές της πτώσης πίεσης που προκύπτει με τα αναμενόμενα αποτελέσματα βάσει των συνθηκών της ροής (ταχύτητα, πυκνότητα) και της θεωρητικής συσχέτισης. Εάν παρουσιασθούν διαφορές, γίνεται τροποποίηση των συντελεστών που έχουν εισαχθεί στο ANSYS Fluent. Η μέθοδος που ακολουθείται για τον ορισμό των τιμών των συντελεστών του πορώδους μέσου από τους συντελεστές της συσχέτισης δύο παραγόντων παρουσιάζεται αναλυτικά στο Παράρτημα Ε της εργασίας.

$$Cf(Re) = 0.713 \cdot Re + 8.12 \quad (4-13)$$



Σχήμα 4.5: Γραμμικοποίηση της εξίσωσης του συντελεστή τριβής του αναγεννητή

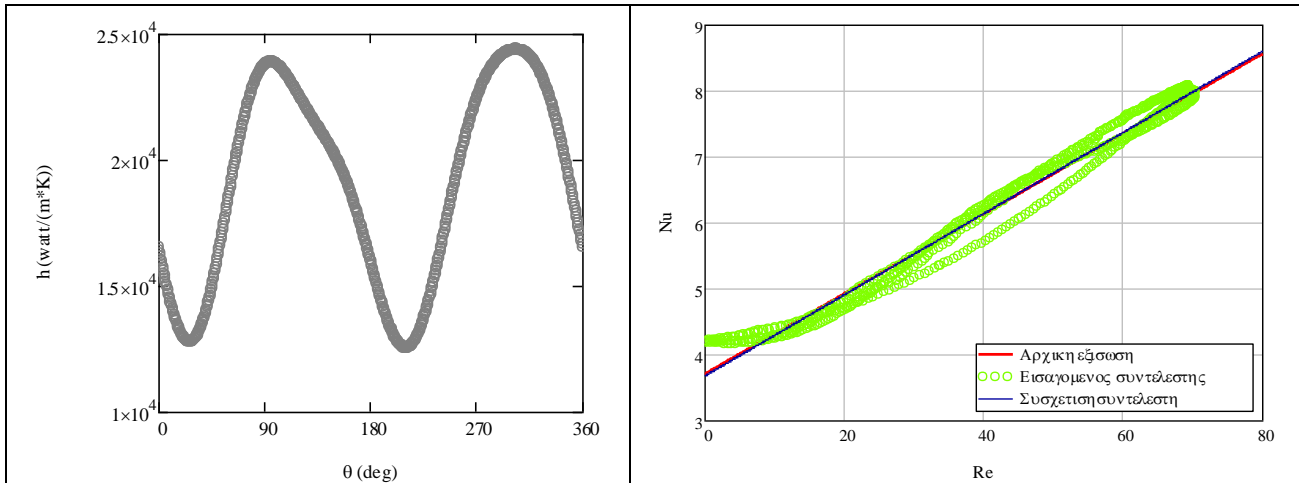
Η μεταφορά θερμότητας χαρακτηρίζεται από τον αριθμό Nusselt. Ο αριθμός Nusselt ισοδυναμεί με το λόγο της μεταφερόμενης θερμότητας μέσω συναγωγής προς την μεταφερόμενη θερμότητα λόγω αγωγής. Αριθμός Nusselt μεγαλύτερος της μονάδας (1) υποδεικνύει πως η μεταφορά της θερμότητας εκτελείται κυρίως μέσω συναγωγής. [8] Αρχικά, η συσχέτιση του αριθμού Nusselt στον αναγεννητή με τον αριθμό Reynolds της ροής δίνεται από την Εξ. (4-14) [114].

$$Nu(Re) = 0.06071 \cdot Re + 3.7 \quad (4-14)$$

Η διαδικασία μετατροπής της Εξ. (4-14) σε εξίσωση μεταβολής του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με το χρόνο, η οποία εισάγεται ως δεδομένο στο ANSYS Fluent παρουσιάζεται στο Παράρτημα Ε της

Κεφάλαιο 4 – Ρύθμιση συνθηκών της προσομοίωσης

εργασίας. Η χρονική μεταβολή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με τη γωνία στροφάλου βάσει των συντελεστών του Πίνακα 4-5 παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.6 (αριστερά). Στο δεξί διάγραμμα παρουσιάζονται οι τιμές του αριθμού Nusselt που προκύπτουν βάσει των συντελεστών και του αριθμού Reynolds της ροής καθώς και δύο γραμμικές συσχετίσεις που αντιστοιχούν στη δεδομένη συσχέτιση από τον Tew [114] (Εξ. 4-14) και η συσχέτιση που προκύπτει βάσει των δεδομένων. Οι συσχετίσεις αναπαρίστανται με κόκκινο και μπλε χρώμα αντίστοιχα και είναι σχεδόν ταυτόσημες μεταξύ τους.



Σχήμα 4.6: Μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή

Οι συντελεστές αντίστασης λόγω τριβής και οι αντίστοιχοι συντελεστές της εξίσωσης μεταφοράς θερμότητας παρουσιάζονται στον Πίνακα 4-5. Η ορθότητα των συντελεστών εξετάζεται κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης βάσει της κατανομής του αριθμού Reynolds που προκύπτει από τα αποτελέσματά της. Η εξίσωση που εισήχθη ως δεδομένο στο ANSYS Fluent για την έκφραση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή γράφθηκε σε γλώσσα C και παρουσιάζεται στο Παράρτημα E της εργασίας.

Πίνακας 4-5: Παράμετροι προσομοίωσης σχετικά με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή της μηχανής

| | | | |
|---|--------|-----------------------|--------|
| Συντελεστής αντίστασης λόγω ιξώδους - α (m^{-2}) | | 9.582·10 ⁸ | |
| Συντελεστής αντίστασης λόγω αδράνειας - C2 (m^{-2}) | | 22480 | |
| a_{h_0} | 19120 | | |
| a_{h_1} | 857.2 | b_{h_1} | 64.9 |
| a_{h_2} | -3430 | b_{h_2} | -4210 |
| a_{h_3} | -570.3 | b_{h_3} | -613.3 |
| a_{h_4} | 577.9 | b_{h_4} | -859.2 |

Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα της προσομοίωσης

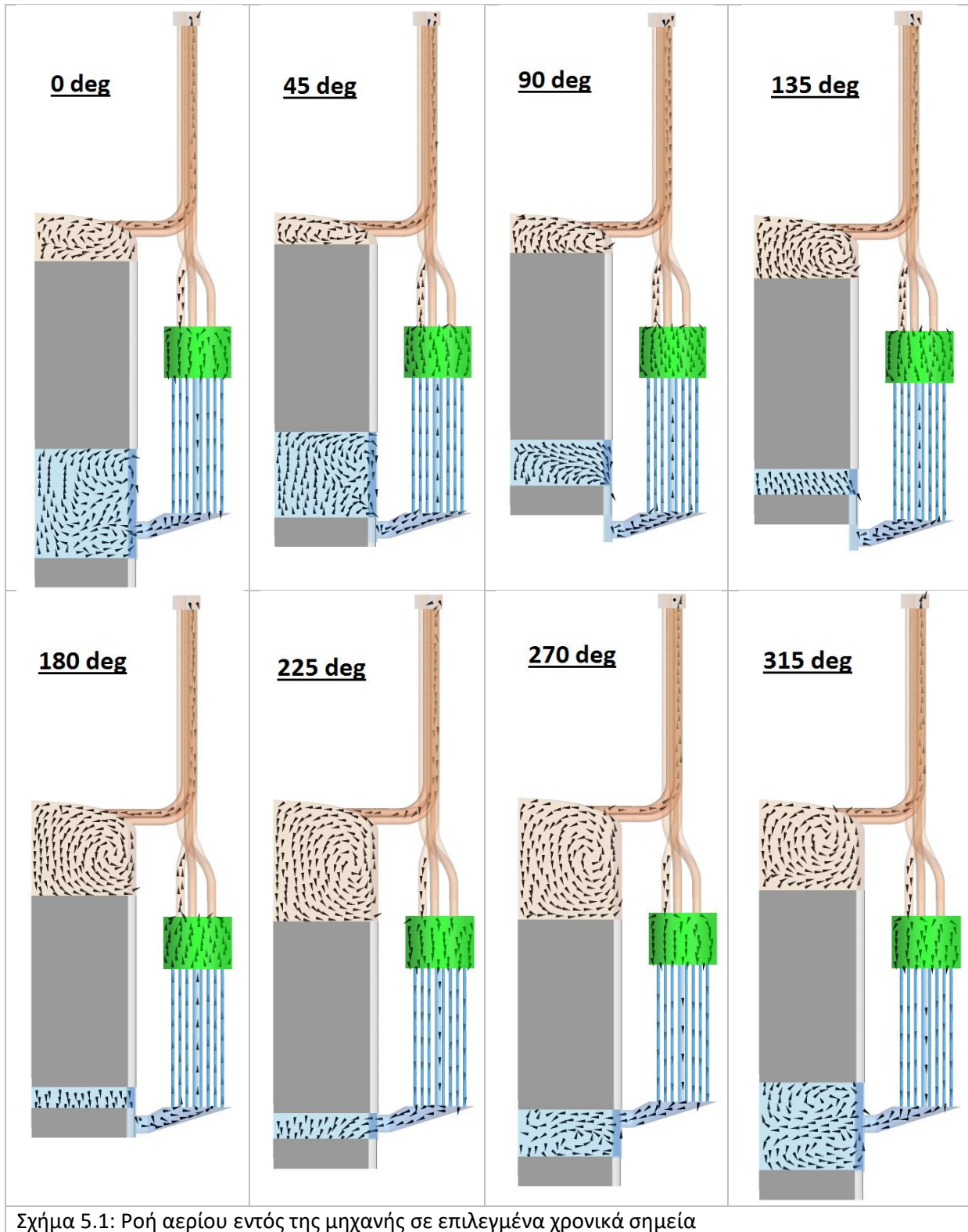
Η προσομοίωση της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου διήρκεσε για 60 κύκλους λειτουργίας έως να επιτευχθεί ικανοποιητική σύγκλιση. Στο τέλος του 65^{ου} κύκλου, η διαφορά μεταξύ των τιμών της πίεσης του εργαζόμενου μέσου στο τέλος και την αρχή του κύκλου ήταν κάτω από 1000 Pa. Η σχετική απόκλιση ως προς την μέση πίεση ήταν κάτω από 0.03%. Αντίστοιχη ήταν η σύγκλιση στη θερμοκρασία του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή, η οποία είναι από τα μεγέθη που επιτυγχάνουν την πιο αργή σύγκλιση. [117] Πρέπει να σημειωθεί πως παρότι η απόκλιση μεταξύ των τιμών επιλεγμένων μεταβλητών μεταξύ δύο διαδοχικών κύκλων μειωνόταν κατά την εκτέλεση της προσομοίωσης, ο ρυθμός της μείωσης ήταν φθίνων. Είναι λοιπόν αβέβαιο εάν θα επιτυγχανόταν απόλυτη σύγκλιση μετά το πέρασμα κάποιων επιπλέον κύκλων. Οι τιμές όλων των μεγεθών που μετρήθηκαν ελήφθησαν κάθε μισή (0.5) μοίρα της γωνίας του κύκλου.

5.1: Ροή αερίου και μεταβολή πίεσης - θερμοκρασίας

Η ροή του εργαζόμενου αερίου εντός της μηχανής σε οκτώ (8) επιλεγμένες χρονικές στιγμές παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.1. Οι χρονικές στιγμές απέχουν 45 μοίρες μεταξύ τους. Αρχικά, η ροή του αερίου ακολουθεί μονοκατευθυντική πορεία εντός των εναλλακτών (θερμαντήρας, ψύκτης) και του αναγεννητή της μηχανής. Αντίθετα, εντός των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης σχηματίζονται δίνες. Στο διάστημα μεταξύ των 45 και των 180 μοιρών της γωνίας του στροφάλου της μηχανής, το έμβολο ισχύος βρίσκεται σε μεγαλύτερο ύψος σε σχέση με τη δίοδο που υπάρχει για την μεταφορά του αερίου από το χώρο συμπίεσης προς το ψύκτη. Το αέριο διέρχεται μέσω ενός δακτυλίου μεταξύ του εμβόλου ισχύος και του κυλίνδρου της μηχανής.

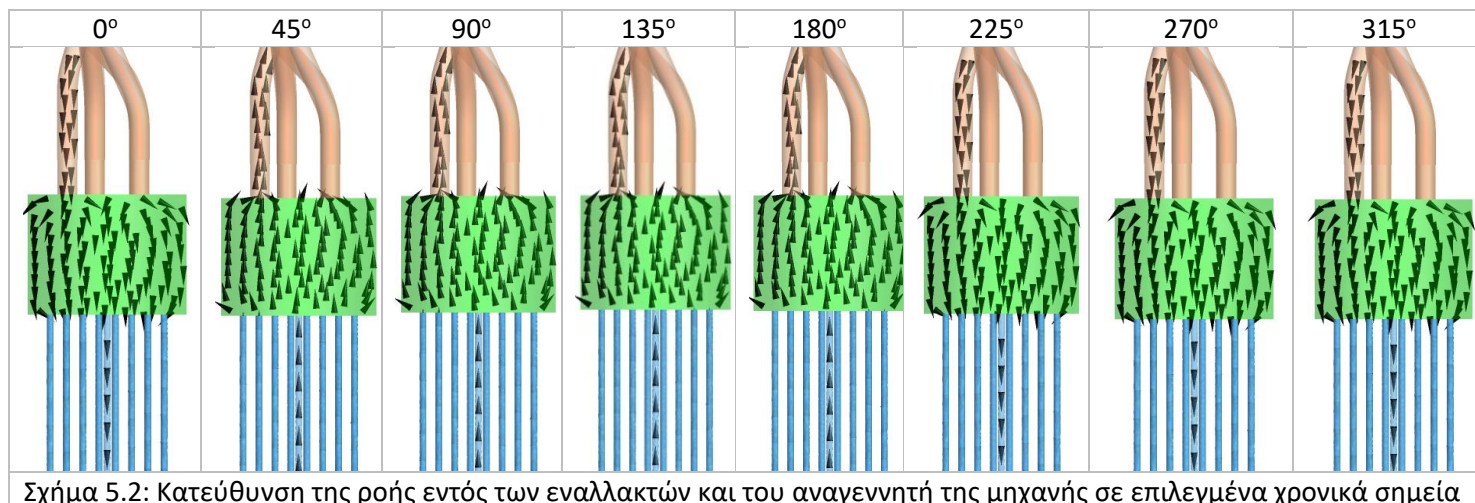
Στις 45, 90, 135 και 180 μοίρες, το αέριο κατευθύνεται από το ψυχρό τμήμα προς το θερμό τμήμα της μηχανής. Η ροή αυτή χαρακτηρίζεται συμβατικά στη βιβλιογραφία ως «**θετική ροή**». Στην εργασία θα χαρακτηρίζεται ως «**ψυχρή ροή**», καθώς το αέριο βρίσκεται σε χαμηλή θερμοκρασία και οδηγείται προς τον αναγεννητή ώστε να προσλάβει θερμότητα και να αυξήσει τη θερμοκρασία του. Στις 225, 270, 315 και 360 μοίρες το αέριο κατευθύνεται από το θερμό τμήμα προς το ψυχρό τμήμα της μηχανής. Η ροή αυτή χαρακτηρίζεται ως «**αρνητική ροή**». Στην εργασία το διάστημα αυτό θα καλείται «**θερμή ροή**», καθώς κατά τη συγκεκριμένη χρονική περίοδο το αέριο υπό υψηλή θερμοκρασία οδηγείται προς τον αναγεννητή ώστε να αποβάλλει θερμότητα και να ψυχθεί.

Μπορεί να θεωρηθεί συμβατικά πως κατά το πρώτο μισό του κύκλου το αέριο κατευθύνεται από το ψυχρό τμήμα προς το θερμό τμήμα της μηχανής, ενώ στο δεύτερο μισό το αέριο ακολουθεί αντίστροφη πορεία, από το θερμό προς το ψυχρό τμήμα της μηχανής. Συνεπώς, στο πρώτο μισό του κύκλου το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή είναι θερμό και προσδίδει θερμότητα στο αέριο ενώ στο δεύτερο μισό απορροφά θερμότητα από το αέριο. Η ροή του αερίου εντός των εναλλακτών και του αναγεννητή στις επιλεγμένες χρονικές στιγμές παρουσιάζεται με μεγαλύτερη ακρίβεια στο Σχήμα 5.2. Λόγω της μεγαλύτερης διατομής του αναγεννητή σε σχέση με τους εναλλάκτες, το αέριο έχει την τάση να διαχέεται μόλις εισέρχεται στον αναγεννητή, ώστε να καλύψει όσο το δυνατόν μεγαλύτερη έκταση,



Σχήμα 5.1: Ροή αερίου εντός της μηχανής σε επιλεγμένα χρονικά σημεία

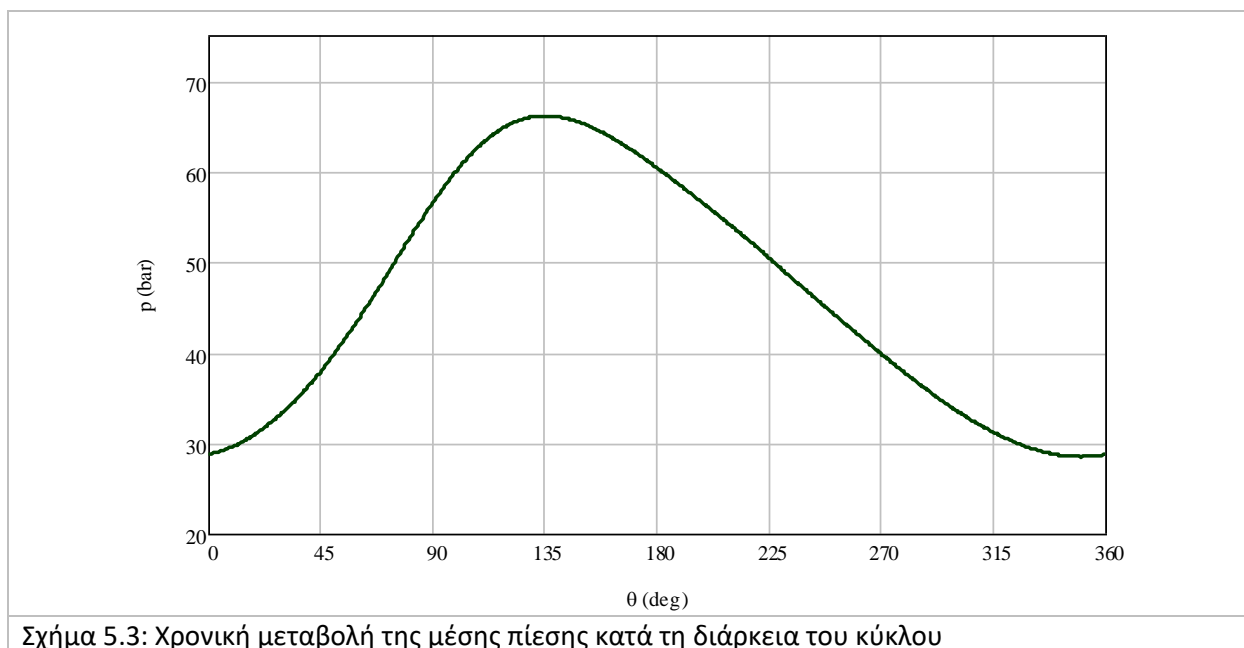
Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης



Σχήμα 5.2: Κατεύθυνση της ροής εντός των εναλλακτών και του αναγεννητή της μηχανής σε επιλεγμένα χρονικά σημεία

5.1.1: Μεταβολή της πίεσης

Λόγω της πτώσης της πίεσης του αερίου σε σημεία και χώρους της μηχανής, η πίεση δεν έχει κοινή τιμή για ολόκληρο τον όγκο της μηχανής σε μία χρονική στιγμή. Ως «πίεση» θα ορίζεται η μέση χωρική τιμή της πίεσης για το σύνολο των χώρων της μηχανής. Η μεταβολή της πίεσης με τη γωνία στροφάλου παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.3. Η πίεση παρουσιάζει μέγιστο στις 135° και ελάχιστο στις 350°. Αν και η πτώση πίεσης είναι σημαντική κατά απόλυτη τιμή και μειώνει το παραγόμενο έργο σε υπολογίσιμο βαθμό, ο λόγος της ως προς την πίεση λειτουργίας της μηχανής είναι μικρός κατά την μεγαλύτερη διάρκεια του κύκλου. Συνεπώς, το μέτρο και η τάση της μεταβολής της πίεσης στους διαφορετικούς χώρους της μηχανής δε διαφέρουν σημαντικά μεταξύ τους. Η μεταβολή που παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.3 μπορεί να θεωρηθεί αντιπροσωπευτική για όλους τους χώρους της μηχανής.



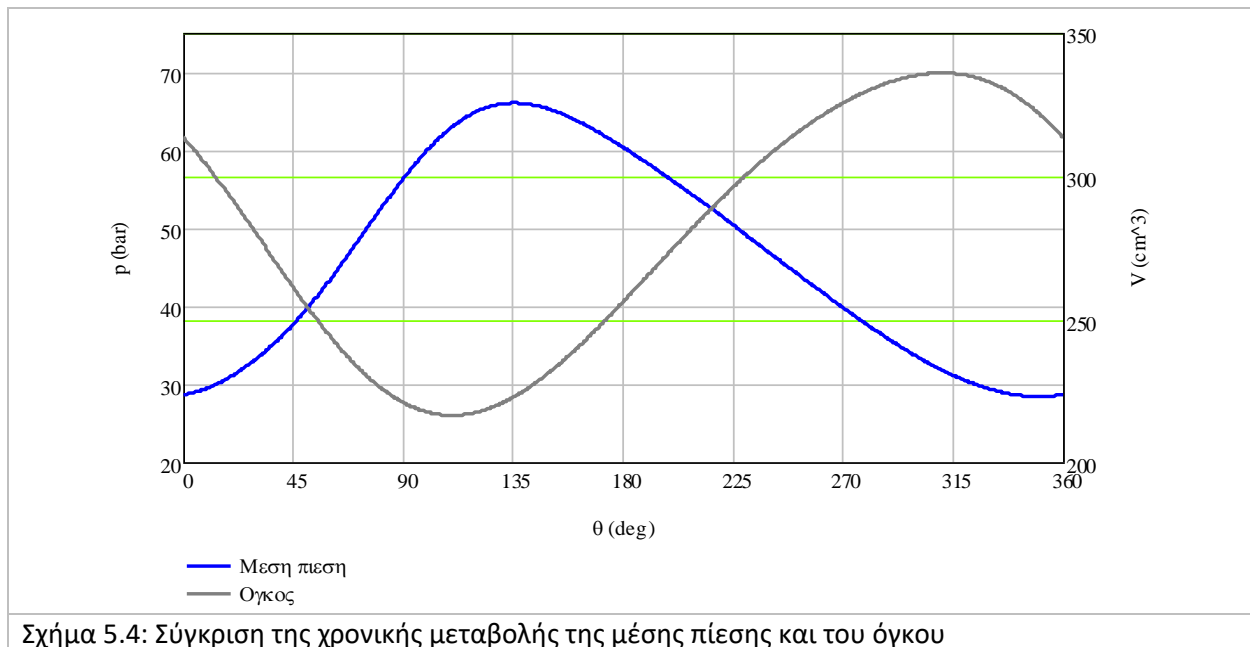
Σχήμα 5.3: Χρονική μεταβολή της μέσης πίεσης κατά τη διάρκεια του κύκλου

Η μέση τιμή της πίεσης και οι ακραίες τιμές της πίεσης και του όγκου της μηχανής παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-1. Η μέση πίεση και ο λόγος συμπίεσης είναι βασικά μεγέθη για την περιγραφή των συνθηκών λειτουργίας μίας μηχανής. Ο λόγος της πίεσης είναι σημαντικά μεγαλύτερος από το λόγο των όγκων λόγω της μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου κατά τη διάρκεια του κύκλου.

Πίνακας 5-1: Τιμές πίεσης και όγκου – αποτελέσματα προσομοίωσης

| | |
|-----------------|-----------------------|
| Μέγιστη πίεση | 66.11 bar |
| Ελάχιστη πίεση | 28.5 bar |
| Μέση πίεση | 46.36 bar |
| Λόγος πίεσης | 2.32 |
| Μέγιστος όγκος | 336.1 cm ³ |
| Ελάχιστος όγκος | 216.5 cm ³ |
| Λόγος όγκων | 1.553 |

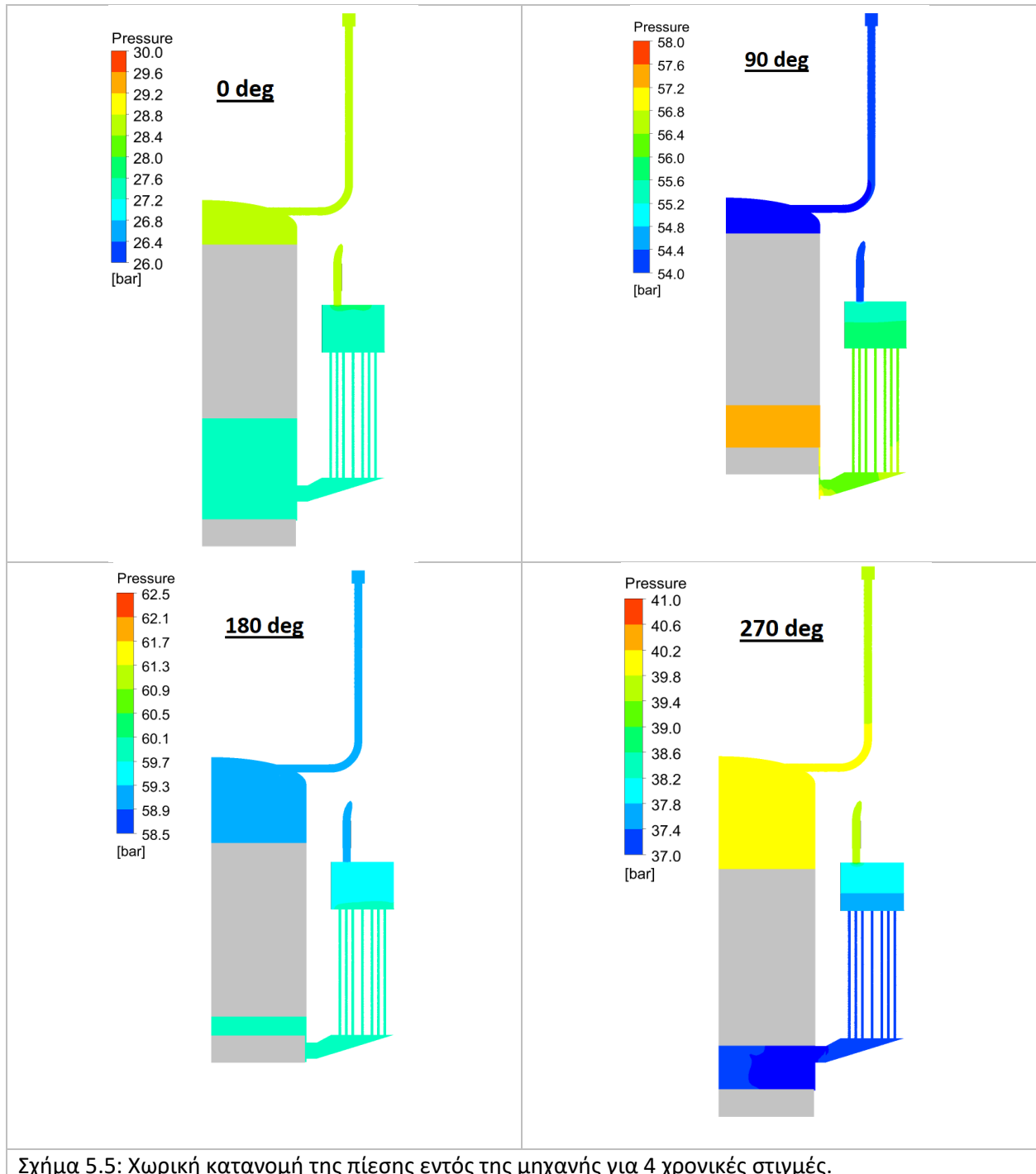
Η χρονική μεταβολή της πίεσης και του συνολικού όγκου της μηχανής συγκρίνονται στο Σχήμα 5.4. Είναι σαφές πως υπάρχει μια αντίστροφη τάση μεταξύ των δύο μεγεθών, καθώς κατά το διάστημα που μειώνεται ο όγκος αυξάνεται η πίεση και αντίστροφα.



Στο Σχήμα 5.5 παρουσιάζεται η χωρική κατανομή της πίεσης του εργαζόμενου μέσου εντός της μηχανής για τέσσερις (4) επιλεγμένες γωνίες του στροφάλου της μηχανής. Σε όλες τις περιπτώσεις παρατηρείται μεταβολή της πίεσης εντός του στον αναγεννητή και στα όριά του. Για παράδειγμα, είναι εμφανής η διαφορά στην πίεση του εργαζόμενου μέσου μεταξύ του αναγεννητή και των σωλήνων του θερμαντήρα. Στις 90 μοίρες, όπου το έμβολο ισχύος βρίσκεται σε θέση υψηλότερη από τη δίοδο του αερίου από το χώρο συμπίεσης προς το ψύκτη, υπάρχει διαφοροποίηση μεταξύ της πίεσης του εργαζόμενου μέσου στο χώρο συμπίεσης και την κοιλότητα του ψύκτη, η οποία οφείλεται στο στραγγαλισμό του αερίου καθώς περνάει διαμέσω του δακτυλίου μεταξύ του εμβόλου ισχύος και του κυλίνδρου. Επιπλέον, είναι

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομίωσης

υπολογίσιμη η πτώση πίεσης εντός των δύο εναλλακτών θερμότητας (θερμαντήρας, ψύκτης). Αντίθετα, η πίεση είναι ομοιόμορφη εντός των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης. Η πτώση της πίεσης στις 90 και τις 270 μοίρες είναι μεγαλύτερη από την πτώση της πίεσης στην αρχή του κύκλου και τις 270 μοίρες.

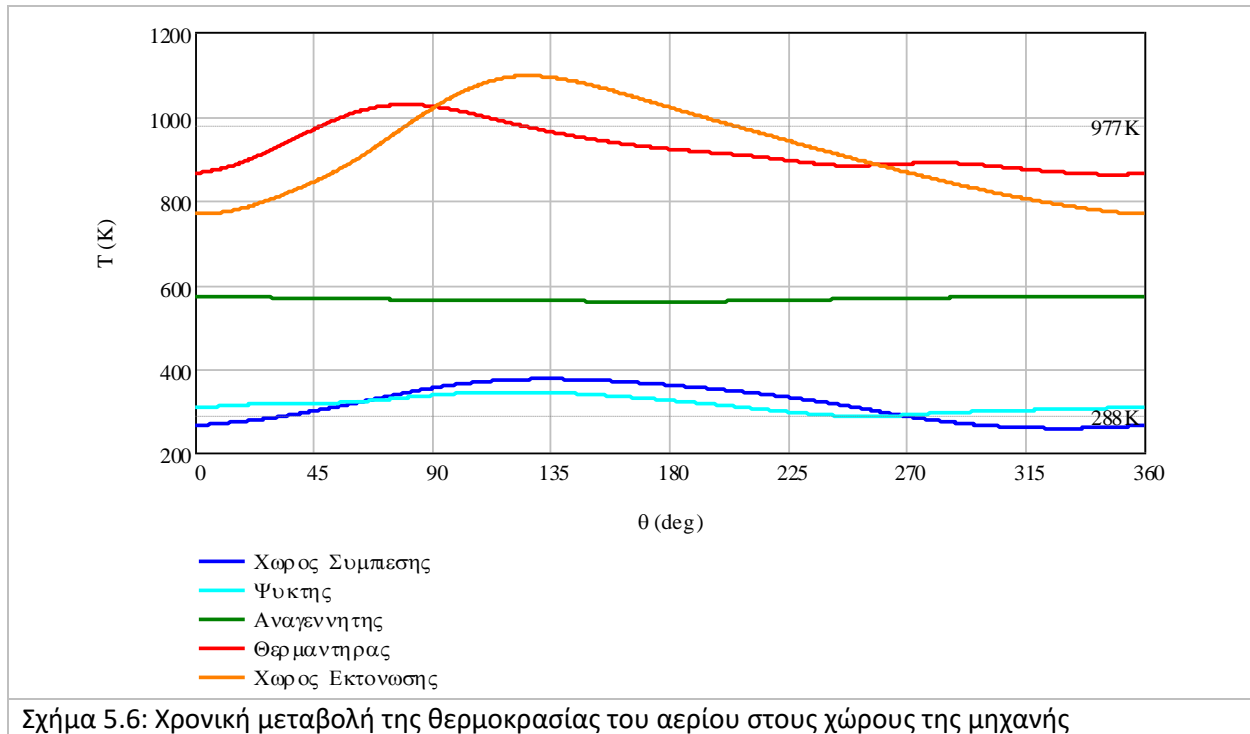


Σχήμα 5.5: Χωρική κατανομή της πίεσης εντός της μηχανής για 4 χρονικές στιγμές.

5.1.2: Μεταβολή της θερμοκρασίας

Στο Σχήμα 5.6 παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας στους πέντε (5) χώρους της μηχανής κατά τη διάρκεια του κύκλου. Για τον αναγεννητή παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας κατά

μάζα (ενεργός θερμοκρασία). Ο όρος «μέση θερμοκρασία» του αερίου σε τμήμα ή σε όλη την έκταση του αναγεννητή αντιστοιχεί στην μέση κατ' όγκο θερμοκρασία. Σημειώνονται επίσης οι θερμοκρασίες των εξωτερικών ρευμάτων πρόσδοσης και απόρριψης θερμότητας. Από το διάγραμμα προκύπτει ο διαχωρισμός της μηχανής σε ένα ψυχρό και ένα θερμό τμήμα τα οποία διαχωρίζονται από τον αναγεννητή. Η θερμοκρασία του αναγεννητή σε σχέση με τους άλλους χώρους μπορεί να θεωρηθεί προσεγγιστικά σταθερή. Αυτό οφείλεται στην μεγάλη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας μεταξύ αερίου και μεταλλικού πλέγματος.



Η θερμοκρασία του αερίου στους δύο εναλλάκτες παρουσιάζει εμφανή μεταβολή κατά τη διάρκεια του κύκλου. Η θερμοκρασία του εξωτερικού ρεύματος πρόσδοσης ή απόρριψης θερμότητας μπορεί να θεωρηθεί κατά προσέγγιση ίση με τη θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θερμαντήρα και του ψύκτη αντίστοιχα. Στο θερμαντήρα, η θερμοκρασία του αερίου είναι χαμηλότερη από την θερμοκρασία του τοιχώματος κατά το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου. Συνεπώς, ο θερμαντήρας κατά το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου απορροφά θερμότητα από την εξωτερική πηγή. Σε ολόκληρη σχεδόν τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής, το αέριο στο ψύκτη είναι θερμότερο από το τοίχωμα, με αποτέλεσμα την απόρριψη θερμότητας από το ψύκτη στην καταβόθρα θερμότητας εξωτερικά της μηχανής.

Στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, η μεταβολή της θερμοκρασίας είναι μεγαλύτερη από την μεταβολή στο ψύκτη και το θερμαντήρα αντίστοιχα. Κατά το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου λειτουργίας, το αέριο στο χώρο συμπίεσης είναι θερμότερο σε σχέση με το ψύκτη. Παρομοίως, ο χώρος εκτόνωσης είναι ψυχρότερος του θερμαντήρα για το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου. Παρόλα αυτά, υπάρχουν διαστήματα κατά τα οποία το αέριο στο χώρο συμπίεσης είναι ψυχρότερο από τη θερμοκρασία του ψύκτη, αλλά και τη θερμοκρασία της καταβόθρας θερμότητας εξωτερικά της μηχανής. Αντίστοιχα, σε ένα τμήμα του κύκλου λειτουργίας η θερμοκρασία στο χώρο εκτόνωσης είναι μεγαλύτερη από τη

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα, αλλά και από τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας. Κατά τη λειτουργία της μηχανής Stirling οι θερμοκρασίες υπό τις οποίες γίνεται η πρόσδοση και απόρριψη θερμότητας δεν είναι η ανώτατη και κατώτατη θερμοκρασία του αερίου κατά τη διάρκεια του κύκλου. Η παρατήρηση αυτή συνδέεται με την μεταβολή του όγκου στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης.

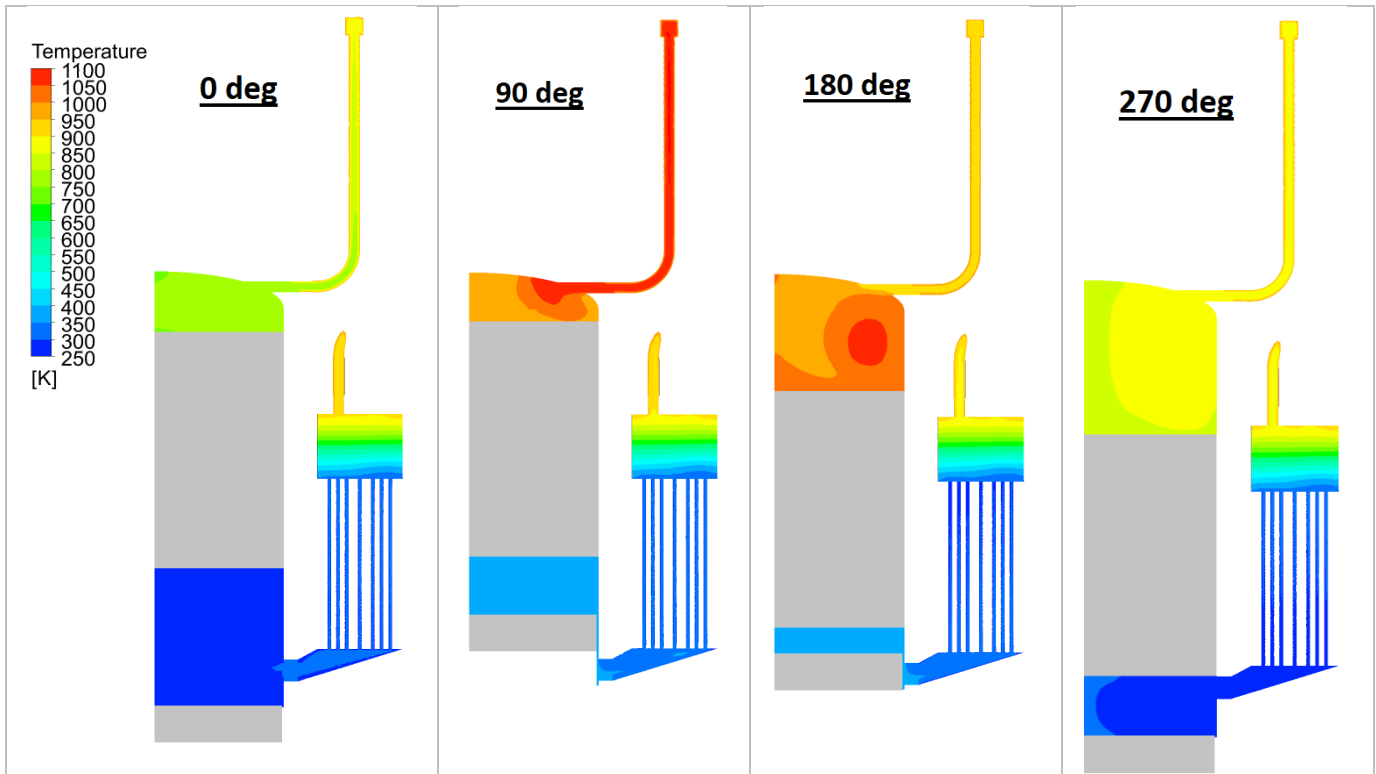
Οι μέγιστες, ελάχιστες και μέσες τιμές της θερμοκρασίας του αερίου στους χώρους μεταβολής, καθώς και το εύρος μεταβολής της θερμοκρασίας παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-2. Η μέση θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα είναι μεγαλύτερη από την μέση θερμοκρασία στο χώρο εκτόνωσης και μικρότερη από τη θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας. Αντίστοιχα, η μέση θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του ρεύματος απαγωγής θερμότητας και μικρότερη από τη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο συμπίεσης.

Πίνακας 5-2: Μέγιστες, ελάχιστες και μέσες τιμές της θερμοκρασίας στους χώρους της μηχανής

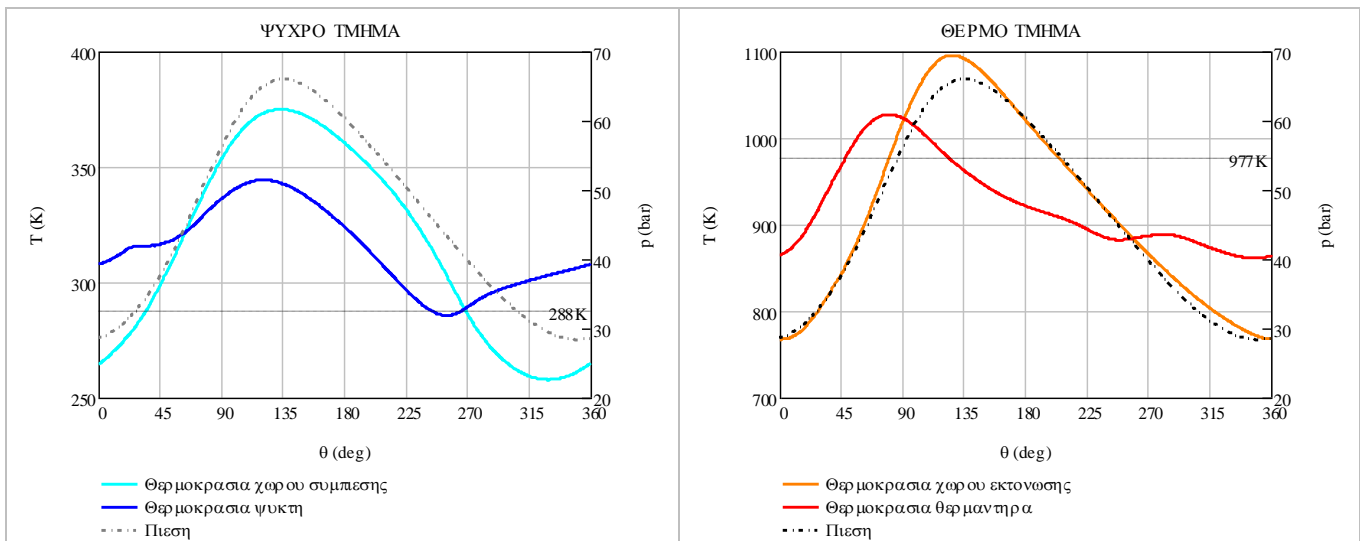
| Χώρος | Ελάχιστη θερμοκρασία (K) | Μέγιστη θερμοκρασία (K) | Μέση θερμοκρασία (K) | Εύρος (K) |
|-------------|--------------------------|-------------------------|----------------------|-----------|
| Συμπιεστής | 258.7 | 376.7 | 317.6 | 118 |
| Ψύκτης | 286.3 | 345.4 | 315.3 | 59.2 |
| Αναγεννητής | 560.1 | 573.5 | 566.3 | 13.4 |
| Θερμαντήρας | 861 | 1027.1 | 924.0 | 166 |
| Εκτονωτής | 767.7 | 1094.8 | 918.5 | 327.1 |

Η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας στους χώρους της μηχανής για τέσσερις (4) επιλεγμένες γωνίες παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.7. Επαληθεύονται τα ευρήματα από το Σχήμα 5.6, όπως ο διαχωρισμός της μηχανής σε δύο τμήματα, η μεγαλύτερη μεταβολή της θερμοκρασίας στους σαρώμενους χώρους σε σχέση με τους εναλλάκτες και η μικρή μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή. Επιπλέον, παρατηρείται η ανομοιομορφία στην κατανομή της θερμοκρασίας στους σαρώμενους όγκους, σε αντίθεση με τους εναλλάκτες. Η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου κατά μήκος του αναγεννητή παραμένει σχεδόν αμετάβλητη με το χρόνο.

Στο Σχήμα 5.8 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας στο ψυχρό και το θερμό τμήμα της μηχανής παράλληλα με την μεταβολή της πίεσης του εργαζόμενου μέσου. Η θερμοκρασία στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης ακολουθεί παρόμοιο τρόπο μεταβολής με την πίεση του αερίου. Η διαφορά φάσης μεταξύ της πίεσης και της θερμοκρασίας στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης είναι προσεγγιστικά μεταξύ 5 και 10 μοιρών της γωνίας στροφάλου. Σύμφωνα με τους Lekic & Kok [54] για μεγάλες ταχύτητες περιστροφής, η πίεση και η θερμοκρασία σε χώρους όπου το εργαζόμενο μέσο υφίσταται κυκλική συμπίεση είναι σε συμφωνία φάσης μεταξύ τους. Αντίθετα, η μεταβολή της θερμοκρασίας στο θερμαντήρα και το ψύκτη δεν μπορεί να συσχετισθεί με την πίεση. Η θερμοκρασία του αερίου στο συμπιεστή γίνεται μικρότερη από τη θερμοκρασία του ψυχρού ρεύματος απόρριψης θερμότητας σε χρονικά σημεία όπου η πίεση είναι κοντά στην ελάχιστη τιμή της. Αντίστοιχα, η θερμοκρασία του αερίου στον εκτονωτή ξεπερνάει τη θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας στη χρονική περιοχή της μέγιστης πίεσης.



Σχήμα 5.7: Χωρική κατανομή της θερμοκρασίας στην μηχανή



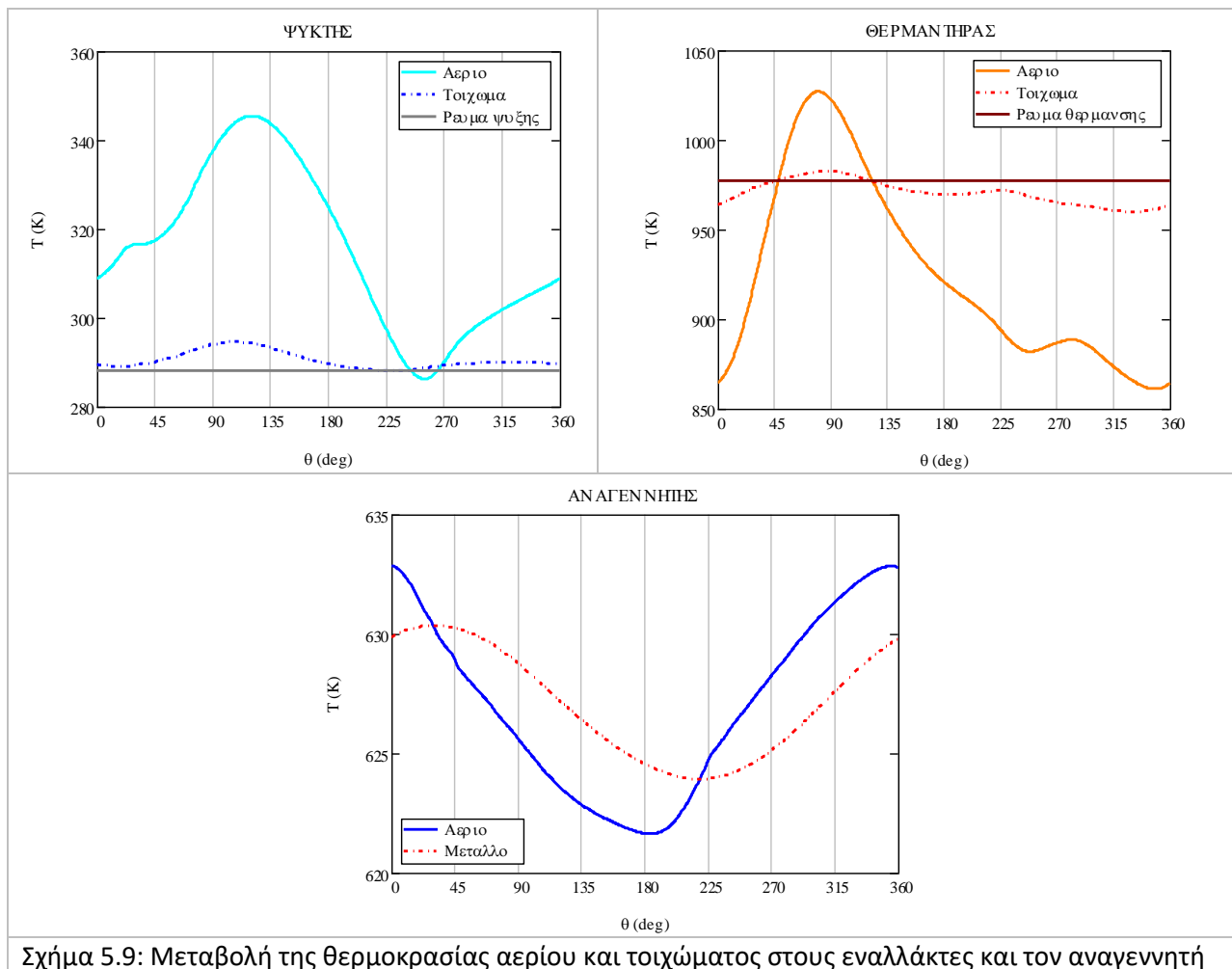
Σχήμα 5.8: Μεταβολή της πίεσης και της θερμοκρασίας του αερίου στα τμήματα της μηχανής

Στο Σχήμα 5.9 (επάνω) απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη και το θερμαντήρα παράλληλα με την μεταβολή της θερμοκρασίας του τοιχώματος των εναλλακτών. Η μεταβολή της θερμοκρασίας του τοιχώματος είναι σημαντικά μικρότερη από την μεταβολή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου, λόγω της μεγαλύτερης θερμοχωρητικότητας του μετάλλου. Αντίθετα, η τάση μεταβολής της θερμοκρασίας είναι αντίστοιχη για το αέριο και το μέταλλο. Η μέση τιμή της θερμοκρασίας του τοιχώματος του ψύκτη είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του ρεύματος

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

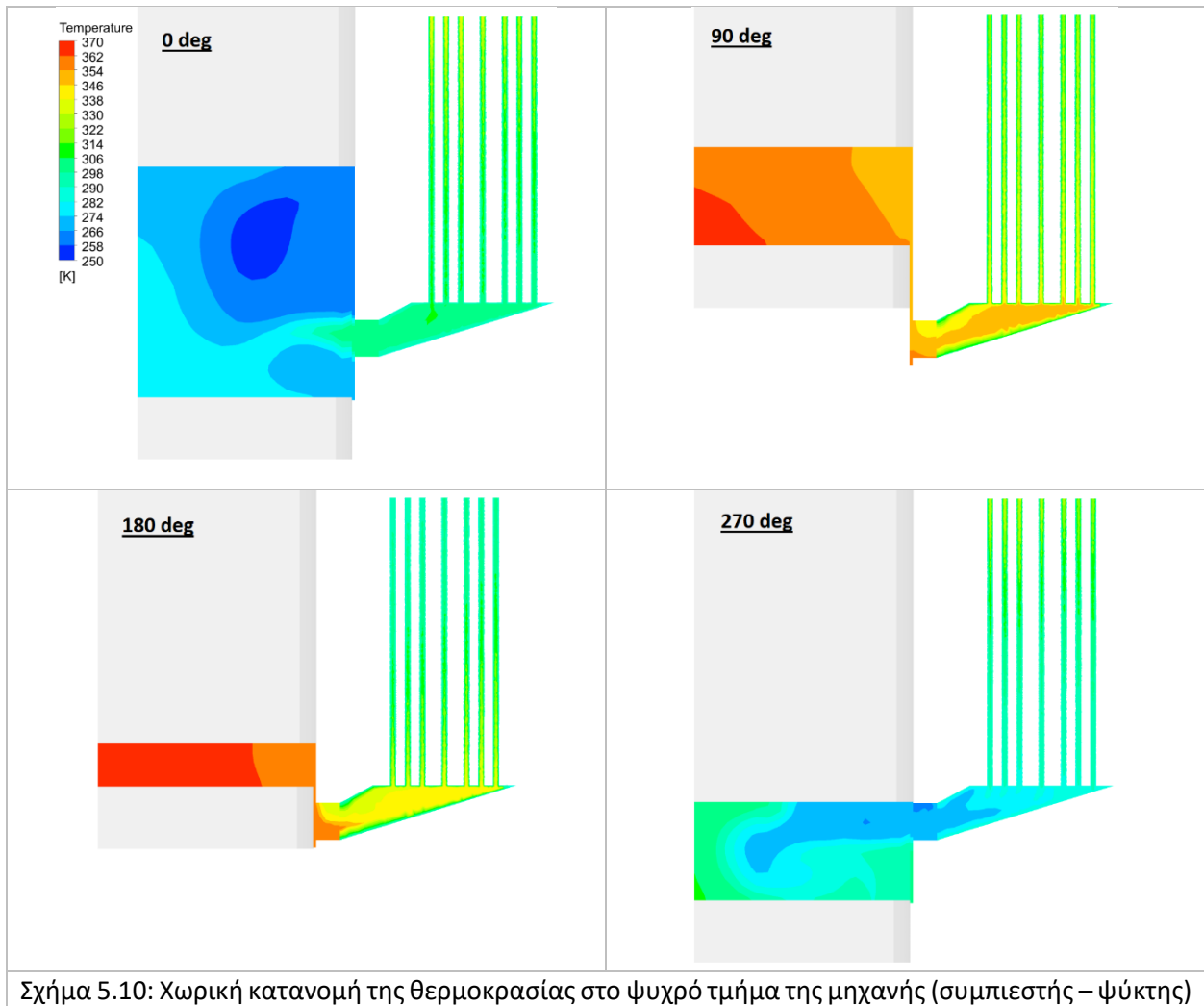
απαγωγής θερμότητας, ενώ αντίστοιχα η μέση θερμοκρασία του τοιχώματος του θερμαντήρα είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας.

Στο Σχήμα 5.9 (κάτω) απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή. Για το εργαζόμενο μέσο στον αναγεννητή λαμβάνεται η κατ' όγκο μέση θερμοκρασία. Η μεταβολή της θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια του κύκλου είναι μεγαλύτερη για το αέριο σε σχέση με το μέταλλο. Το εύρος της θερμοκρασιακής μεταβολής του μετάλλου είναι προσεγγιστικά ίσο με το ήμισυ της αντίστοιχης μεταβολής του αερίου (6.5 και 11 K αντίστοιχα). Η μικρότερη μεταβολή της θερμοκρασίας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή υπό παλινδρομική ροή έχει επιβεβαιωθεί από πειραματικές εργασίες και οφείλεται στην μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα του μετάλλου σε σχέση με το αέριο. [83] Για 190 μοίρες (29-219°), το μέταλλο είναι θερμότερο από το αέριο και προσδίδει θερμότητα σε αυτό. Για τις υπόλοιπες 170 μοίρες του κύκλου (219-360° και 0-29°), το αέριο είναι θερμότερο και προσδίδει θερμότητα στο μέταλλο. Όσο το αέριο ή το μέταλλο προσλαμβάνουν θερμότητα, η θερμοκρασία τους μειώνεται. Από αυτό υποδεικνύεται η σημαντική επίδραση της μεταβολής της πίεσης στην αντίστοιχη μεταβολή της θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια του κύκλου.



Σχήμα 5.9: Μεταβολή της θερμοκρασίας αερίου και τοιχώματος στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή

Στο Σχήμα 5.10 παρουσιάζεται η κατανομή της θερμοκρασίας στο ψυχρό τμήμα της μηχανής για τις τέσσερις επιλεγμένες χρονικές στιγμές. Είναι ορατή η μεγάλη μεταβολή της θερμοκρασίας στο συμπιεστή κατά τη διάρκεια του κύκλου καθώς και η χωρική της ανομοιομορφία η οποία εκφράζεται με τη δημιουργία δινών. Η θερμοκρασία στους σωλήνες του ψύκτη διατηρείται σε μεγάλο βαθμό σταθερή. Αντίθετα, παρατηρείται μεγαλύτερη μεταβολή στη θερμοκρασία του αερίου στην κοιλότητα του ψύκτη. Αυτό οφείλεται στη σημαντικά μεγαλύτερη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας ως προς τον όγκο για τους σωλήνες του ψύκτη σε σχέση με την κοιλότητα. Προκύπτει πως σε μελλοντικές έρευνες πρέπει να εξετασθεί ο διαχωρισμός του ψύκτη σε δύο επιμέρους τμήματα, πιο συγκεκριμένα την κοιλότητα και τους σωλήνες τα οποία πρέπει να μελετηθούν ξεχωριστά.

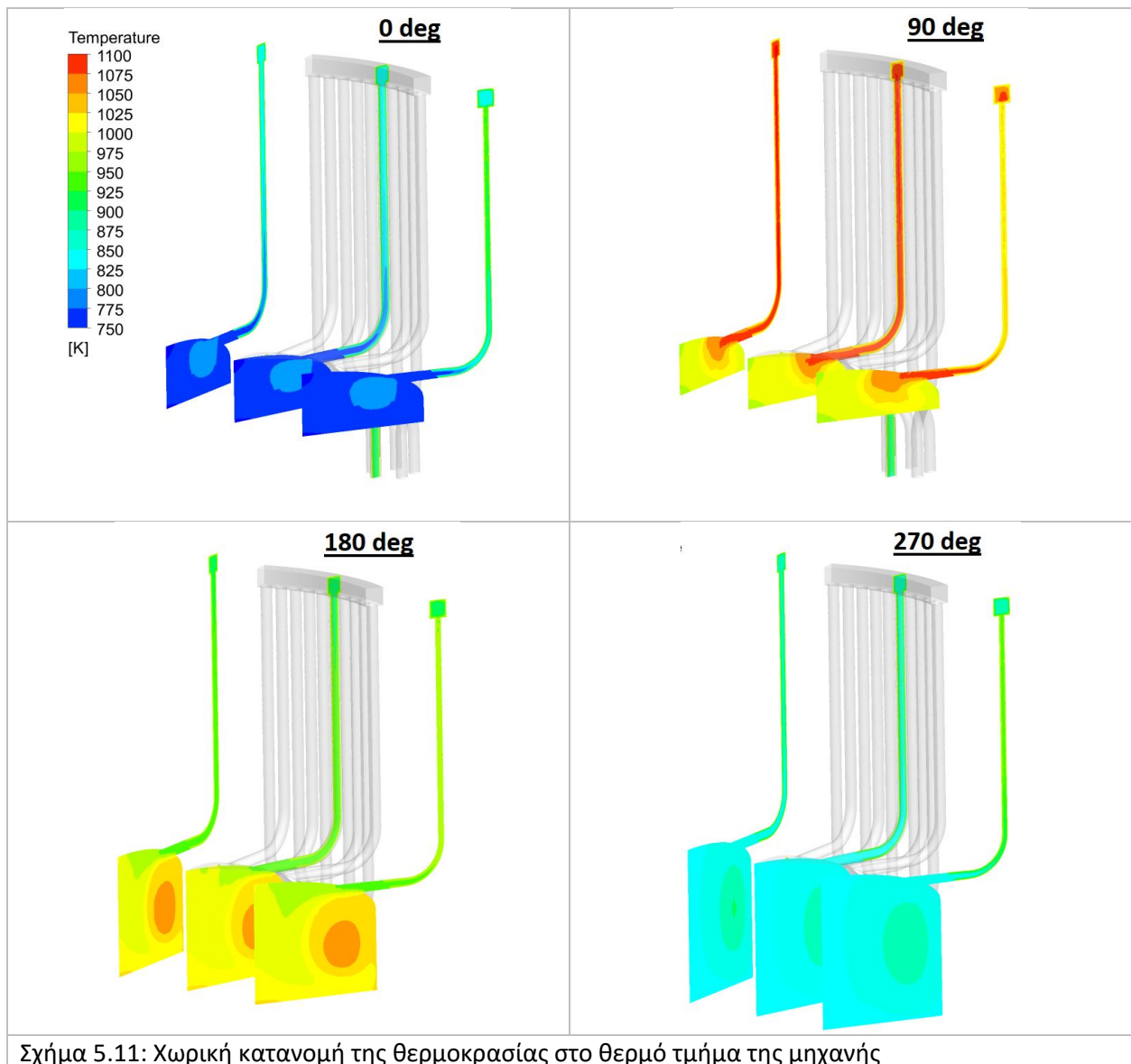


Σχήμα 5.10: Χωρική κατανομή της θερμοκρασίας στο ψυχρό τμήμα της μηχανής (συμπιεστής – ψύκτης)

Η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμό τμήμα της μηχανής παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.11, σε τρία επίπεδα για να εντοπισθεί τυχόν διαφοροποίηση στην ακτινική διεύθυνση. Σε όλες τις χρονικές στιγμές υπάρχει ανομοιομορφία της θερμοκρασιακής κατανομής και δημιουργία δινών στο χώρο εκτόνωσης. Επιπλέον, υπάρχει ανομοιομορφία στην κατανομή της θερμοκρασίας κατά μήκος των σωλήνων που ενώνουν το δακτύλιο του θερμαντήρα με το χώρο εκτόνωσης. Η θερμοκρασία του αερίου στους συγκεκριμένους σωλήνες παρουσιάζει εντονότερη χρονική μεταβολή σε σχέση με το υπόλοιπο

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

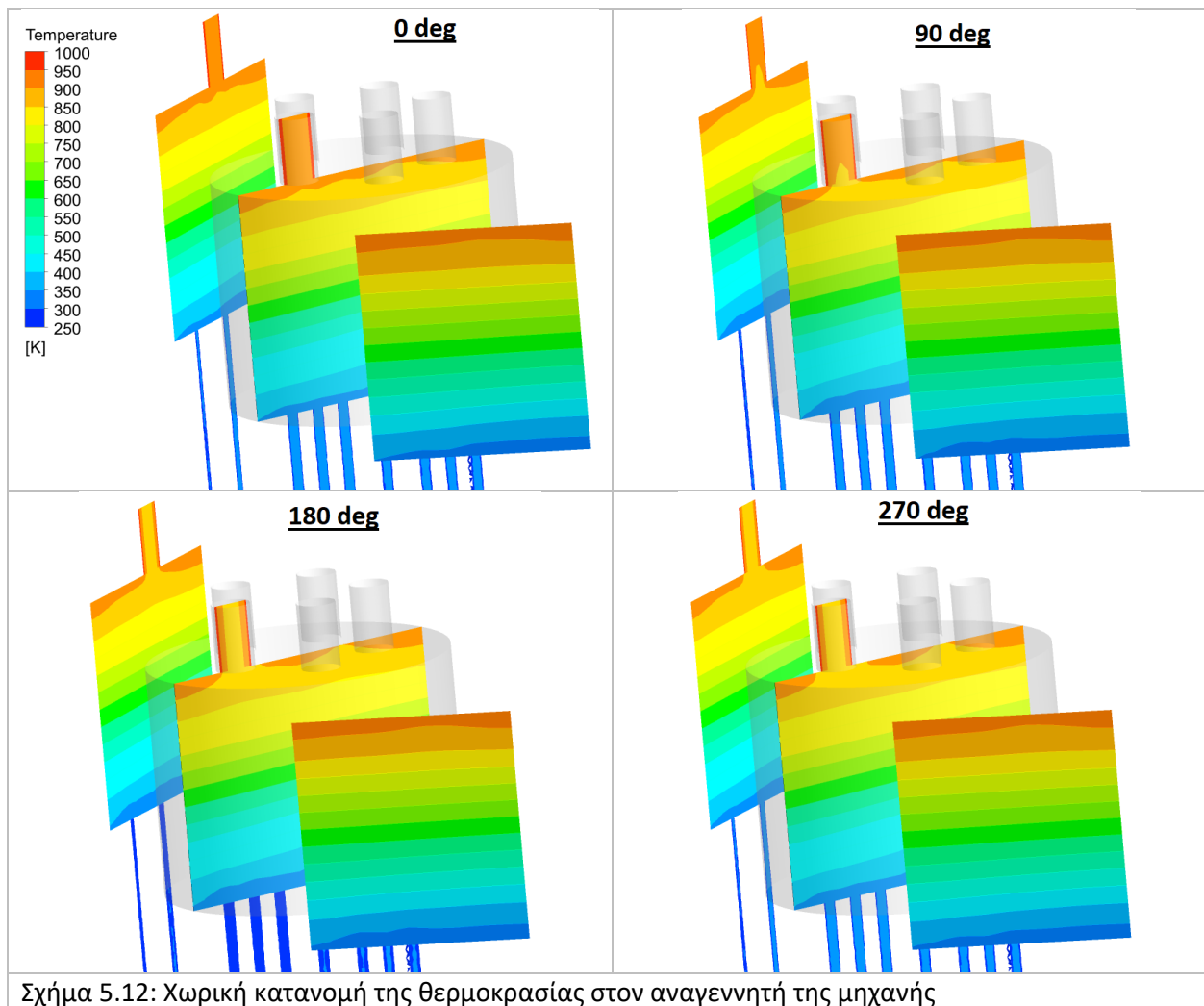
τμήμα του θερμαντήρα, καθώς επηρεάζεται σημαντικά από την μεταβολή της θερμοκρασίας στο χώρο εκτόνωσης. Η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας είναι μικρότερη για το δακτύλιο, ενώ η θερμοκρασία παραμένει σχεδόν αμετάβλητη στους σωλήνες που ενώνουν το δακτύλιο με τον αναγεννητή, επηρεαζόμενη από την προσεγγιστικά σταθερή θερμοκρασία στο θερμό άκρο του αναγεννητή. Οι διαφοροποιήσεις αυτές οδηγούν στο συμπέρασμα πως ο θερμαντήρας μπορεί να διαχωρισθεί σε τρία (3) επιμέρους τμήματα: Το δακτύλιο, τους σωλήνες που ενώνουν το δακτύλιο με τον αναγεννητή και τους σωλήνες που ενώνουν το δακτύλιο με το χώρο εκτόνωσης. Τέλος, υπάρχει διαφοροποίηση στη θερμοκρασία του θερμαντήρα κατά την ακτινική διεύθυνση (για παράδειγμα στις 0 ή στις 90°). Γίνεται με αυτόν τον τρόπο κατανοητή μία από τις αδυναμίες των αναλυτικών μοντέλων, τα οποία αντιλαμβάνονται τον κάθε χώρο της μηχανής ως μία ενότητα.



Σχήμα 5.11: Χωρική κατανομή της θερμοκρασίας στο θερμό τμήμα της μηχανής

Στο Σχήμα 5.12 απεικονίζεται η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή στις τέσσερις επιλεγμένες χρονικές στιγμές. Στα σχήματα συμπεριλαμβάνεται και ένας μικρό τμήμα ενός

σωλήνα του θερμαντήρα και σωλήνων του ψύκτη. Σε όλες τις χρονικές στιγμές, η θερμοκρασία του αερίου στον αναγεννητή είναι προσεγγιστικά μεταξύ των 300 και 950 K. Ο τρόπος της αξονικής μεταβολής της θερμοκρασίας στον αναγεννητή είναι παρόμοιος σε όλες τις χρονικές στιγμές. Η ομαλή μεταβολή της θερμοκρασίας κατά μήκος του αναγεννητή οδηγεί στην υπόθεση για την ύπαρξη ενός προσεγγιστικά γραμμικού προφίλ αξονικής μεταβολής της θερμοκρασίας. Για κάθε δεδομένη χρονική στιγμή, σε διαφορετικά επίπεδα εντός του αναγεννητή υπάρχουν μεμονωμένες περιοχές όπου η θερμοκρασία είναι υψηλότερη. Αυτό απεικονίζεται με την ύπαρξη κάποιων ακμών στην κατανομή της θερμοκρασίας. Το φαινόμενο αυτό αποδίδεται στη γεωμετρία του αναγεννητή και την εγγύτητα ή μη των περιοχών αυτών στους σωλήνες του θερμαντήρα και του ψύκτη.



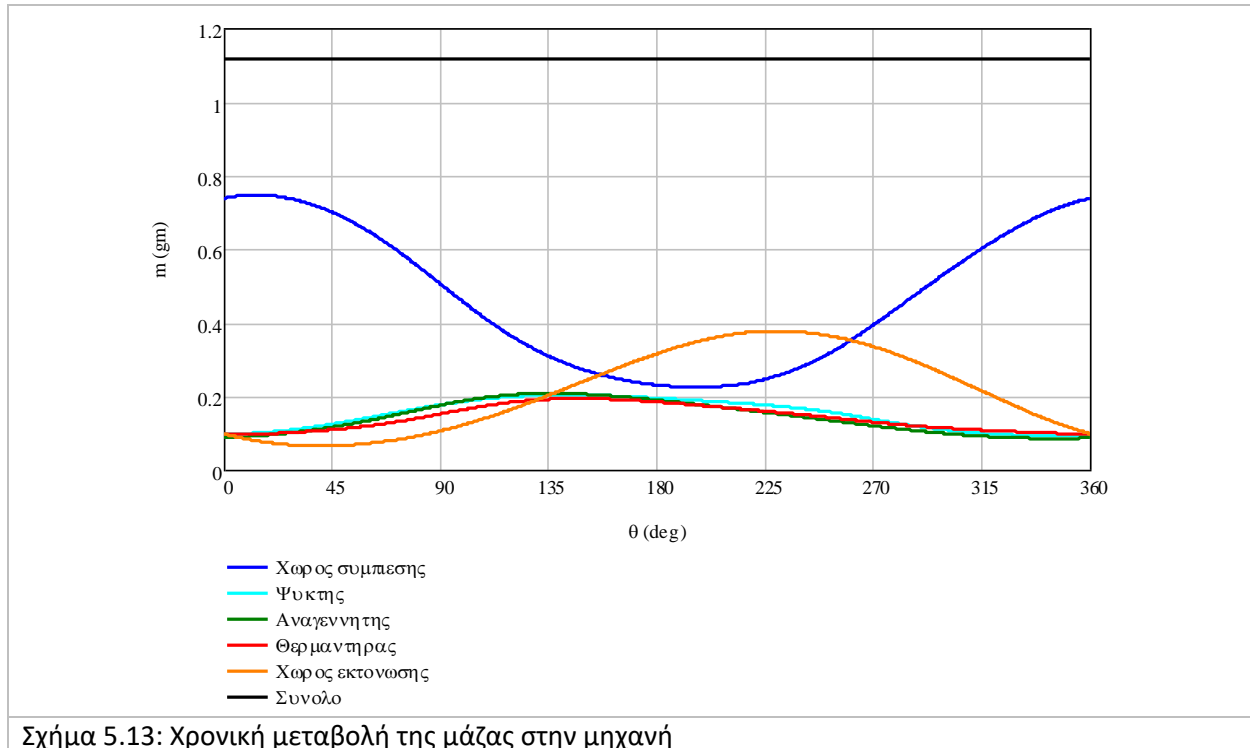
Σχήμα 5.12: Χωρική κατανομή της θερμοκρασίας στον αναγεννητή της μηχανής

5.2: Παροχή μάζας και μεταβολή των βασικών ιδιοτήτων του αερίου

Η χρονική μεταβολή της μάζας του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής απεικονίζεται στο Σχήμα 5.13. Το μεγαλύτερο τμήμα του εργαζόμενου μέσου βρίσκεται στο χώρο συμπίεσης. Το ποσοστό του εργαζόμενου μέσου που βρίσκεται στο συμπιεστή κυμαίνεται μεταξύ 20% και 67% κατά τη διάρκεια του κύκλου. Στο χώρο εκτόνωσης τα αντίστοιχα ποσοστά είναι 5% και 34%. Η ύπαρξη μικρότερης ποσότητας αερίου στον εκτονωτή οφείλεται στην μικρότερη πυκνότητά του στο χώρο λόγω της

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

μεγαλύτερης θερμοκρασίας. Στους δύο εναλλάκτες θερμότητας και τον αναγεννητή υπάρχει ίδιας τάξης μεγέθους ποσότητα του εργαζόμενου μέσου, η οποία παρουσιάζει αντίστοιχο προφίλ χρονικής μεταβολής. Σε κάθε έναν από τους τρεις χώρους υπάρχει ποσότητα μεταξύ του 9% και του 18% της συνολικής ποσότητας του εργαζόμενου μέσου. Η απόκλιση μεταξύ ελάχιστης και μέγιστης μάζας του εργαζόμενου μέσου κατά τη διάρκεια του κύκλου είναι μικρή, λόγω του σταθερού όγκου και της μικρής μεταβολής της θερμοκρασίας σε σχέση με τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης.



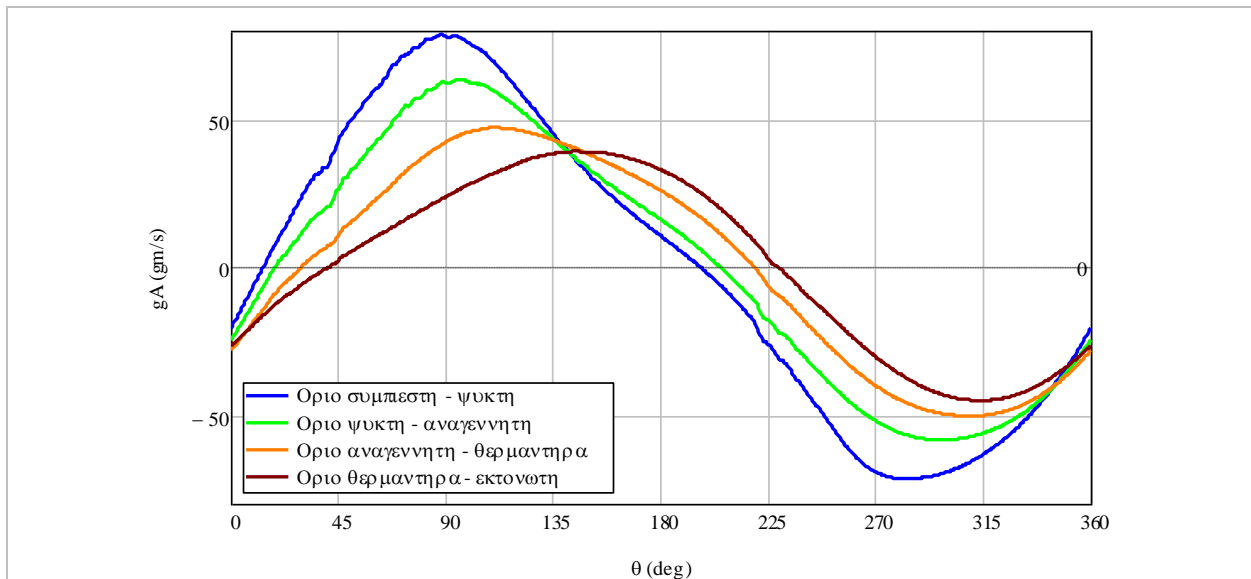
Σχήμα 5.13: Χρονική μεταβολή της μάζας στην μηχανή

5.2.1: Παροχή μάζας

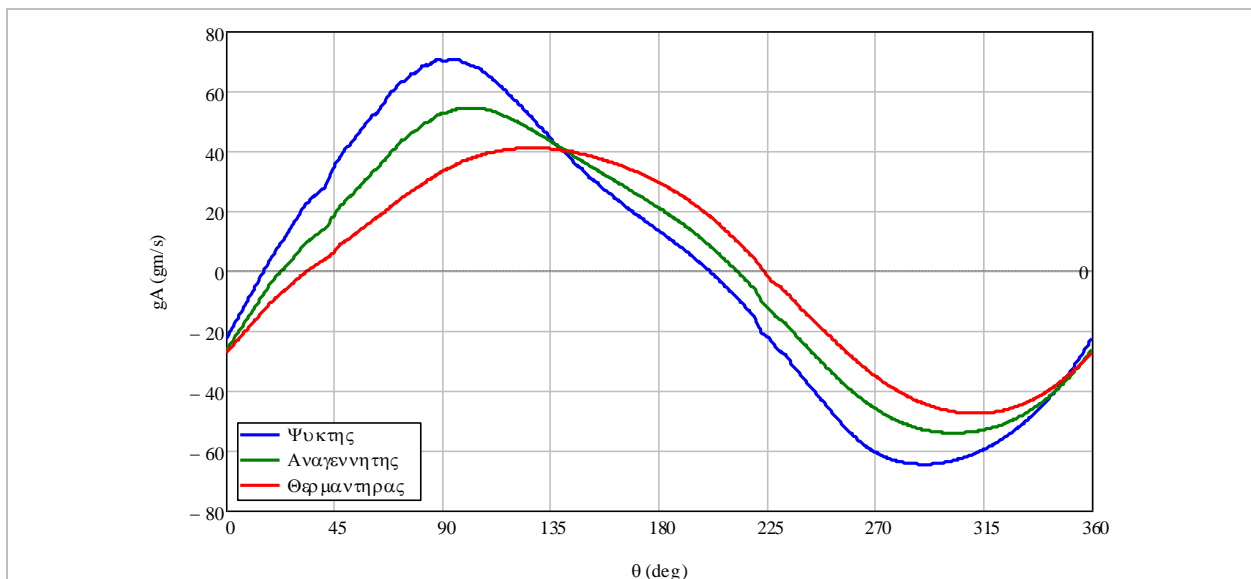
Η χρονική μεταβολή της παροχής της μάζας του εργαζόμενου μέσου στα όρια των χώρων της μηχανής παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.14. Η θετική παροχή μάζας αντιστοιχεί σε ροή αερίου από το ψύκτη προς το θερμαντήρα. Η αρνητική παροχή μάζας αντιστοιχεί σε ροή του αερίου από το θερμαντήρα προς το ψύκτη. Το μέτρο της παροχής είναι αντίστοιχο και για τις δύο κατευθύνσεις της ροής. Όσο πιο κοντά στο χώρο συμπίεσης βρίσκεται η επιφάνεια, τόσο μεγαλύτερο είναι το μέτρο της μέσης και μέγιστης παροχής μάζας. Προκύπτει πως υπάρχει διαφορά μεταξύ των χρονικών σημείων στα οποία αλλάζει η κατεύθυνση της ροής του αερίου σε κάθε επιφάνεια. Συνεπώς, υπάρχουν δύο χρονικά διαστήματα κατά τη διάρκεια του κύκλου, στα οποία η κατεύθυνση της παροχής του αερίου δεν είναι κοινή για ολόκληρη την μηχανή. Αντίστοιχα είναι τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την μελέτη της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή της μηχανής (Σχήμα 5.15).

Τα σημεία αλλαγής της κατεύθυνσης της ροής σε επιλεγμένα επίπεδα παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-3. Εκτός των ορίων μεταξύ των χώρων της μηχανής, συμπεριλαμβάνεται η επιφάνεια στο μέσον του αναγεννητή, καθώς και τα ενδιάμεσα τμήματα μεταξύ του μέσου του αναγεννητή και του ψυχρού και θερμού άκρου του αντίστοιχα. Τα χρονικά διαστήματα κατά την οποία η κατεύθυνση της ροής του αερίου

είναι διαφορετική σε σημεία εντός της μηχανής είναι ίσα με 20 μοίρες κατά την μεταβολή προς τη ψυχρή ροή και σχεδόν 30 μοίρες κατά τη μεταβολή της ροής προς θερμή ροή. Προσεγγιστικά η μισή χρονική απόκλιση αντιστοιχεί στον αναγεννητή. Η διαφορά μεταξύ των χρονικών σημείων αντιστροφής της ροής στα δύο άκρα του αναγεννητή είναι ίση με 12 και 15 μοίρες για μεταβολή προς ψυχρή και προς θερμή ροή αντίστοιχα. Παράγοντες που μπορεί να είναι υπεύθυνοι για την απόκλιση μεταξύ των χρονικών στιγμών αντιστροφής της ροής σε διαφορετικά σημεία της μηχανής είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ διαφορετικών χώρων, η αδράνεια του αερίου, η σύνθετη γεωμετρία της μηχανής η οποία προκαλεί αλλαγή της διεύθυνσης κίνησης ή ανακυκλοφορία του αερίου, καθώς και η αντίσταση στη ροή λόγω της παρουσίας του πλέγματος του αναγεννητή. Η ψυχρή ροή διαρκεί κατά 185-190° ενώ η θερμή ροή διαρκεί για το υπόλοιπο τμήμα των 170-175°.



Σχήμα 5.14: Παροχή μάζας στις διεπιφάνειες



Σχήμα 5.15: Παροχή μάζας στους χώρους της μηχανής

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Πίνακας 5-3: Σημεία αντιστροφής της ροής σε επίπεδα της μηχανής

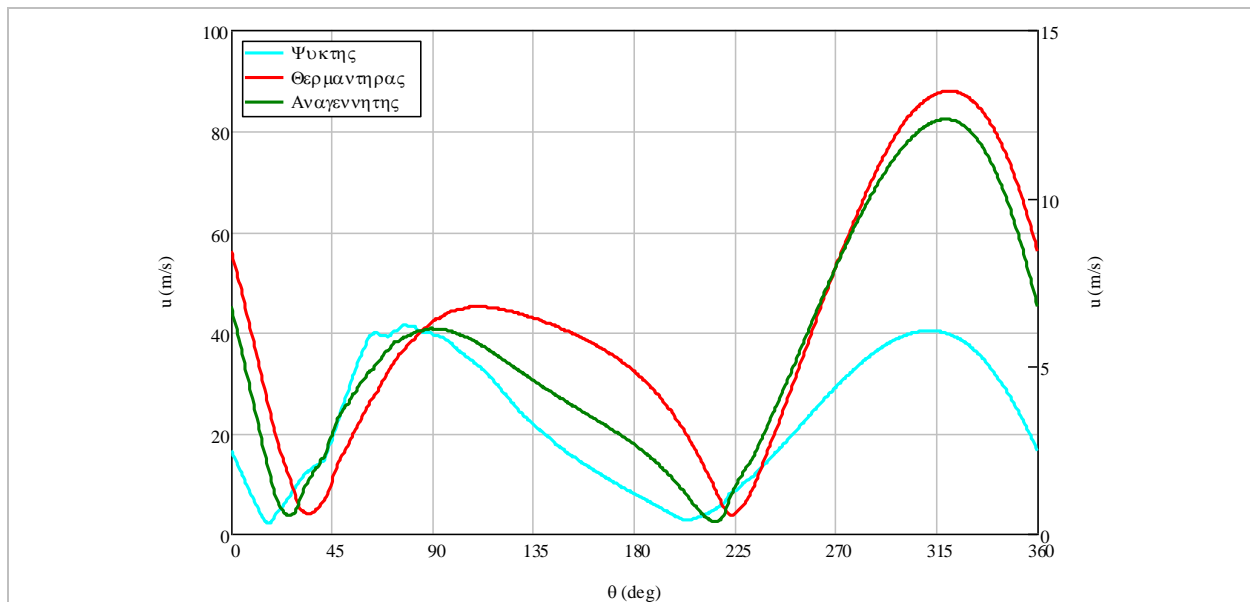
| Σημείο | Προς ψυχρή ροή | Προς θερμή ροή |
|------------------------------|----------------|----------------|
| Όριο συμπιεστή - ψύκτη | 13° | 196.5° |
| Όριο ψύκτη - αναγεννητή | 18° | 204.5° |
| 25% αναγεννητή | 21° | 210.5° |
| Μέσο αναγεννητή | 24.5° | 214° |
| 75% αναγεννητή | 27° | 216.5° |
| Όριο αναγεννητή – θερμαντήρα | 29.5° | 219° |
| Όριο θερμαντήρα - εκτονωτή | 33.5° | 223.5° |

5.2.2: Ταχύτητα και αριθμός Reynolds

Η ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου συνδέεται με την παροχή μέσω της Εξ. (5-1). Η ροή του αερίου εντός του ψύκτη, του αναγεννητή και του θερμαντήρα είναι σχεδόν αποκλειστικά προς την αξονική κατεύθυνση, με εξαίρεση τα άκρα του αναγεννητή όπου παρατηρήθηκε το φαινόμενο της διάχυσης της ροής και σε άλλες κατευθύνσεις.

$$gA = \rho \cdot u \cdot A_{cs} \quad (5-1)$$

Η μεταβολή του μέτρου της ταχύτητας στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.16. Τα αποτελέσματα για το ψύκτη και το θερμαντήρα αντιστοιχούν στην αριστερή στήλη και τα αποτελέσματα για τον αναγεννητή στη δεξιά στήλη. Η ταχύτητα στον αναγεννητή είναι σημαντικά μικρότερη σε σχέση με τους εναλλάκτες λόγω της μεγαλύτερης διατομής του. Η μεγάλη θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα αυξάνει την ταχύτητά του σε σχέση με το ψύκτη. Στον αναγεννητή και το θερμαντήρα η ταχύτητα του αερίου είναι σημαντικά μεγαλύτερη κατά τη θερμή ροή σε σχέση με τη ψυχρή ροή. Τέλος, οι χρονικές θέσεις μέγιστης ταχύτητας κατά τη θερμή ροή είναι παραπλήσιες και στους τρεις χώρους. Οι μέγιστες τιμές της ταχύτητας του αερίου ανά κατεύθυνση της ροής και οι χρονικές στιγμές που αυτές εμφανίζονται παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-4.

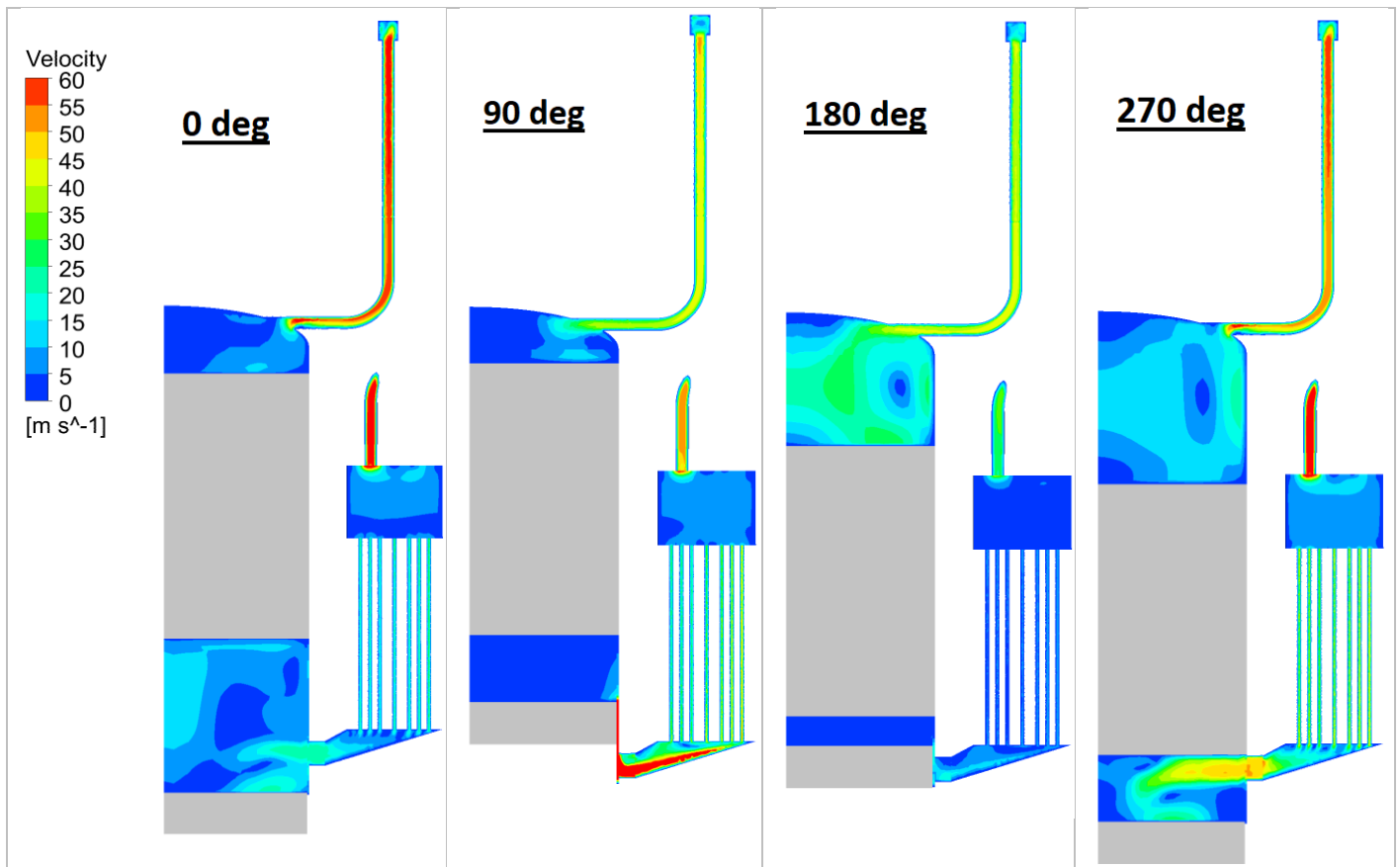


Σχήμα 5.16: Μέτρο της ταχύτητας του αερίου στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή

Πίνακας 5-4: Μέτρο και χρονική στιγμή μέγιστης ταχύτητας ανά κατεύθυνση της ροής

| Χώρος | Ψυχρή ροή | | Θερμή ροή | |
|-------------|-------------|------|-------------|------|
| | Μέτρο (m/s) | Θέση | Μέτρο (m/s) | Θέση |
| Ψύκτης | 41.6 | 78° | 40.4 | 312° |
| Αναγεννητής | 6.1 | 89° | 12.3 | 319° |
| Θερμαντήρας | 45 | 109° | 87.7 | 321° |

Η χωρική κατανομή της ταχύτητας του αερίου εντός της μηχανής απεικονίζεται στο Σχήμα 5.17. Το προφίλ της ταχύτητας στους εναλλάκτες είναι ομοιόμορφο, σε αντίθεση με το συμπιεστή και τον εκτονωτή όπου δημιουργούνται δίνες. Επιπλέον, παρατηρείται η δημιουργία δινών στο θερμό άκρο του αναγεννητή. Η ταχύτητα του αερίου στην περιοχή του συμπιεστή επηρεάζεται από την κίνηση του εμβόλου ισχύος. Στις 90 μοίρες, το έμβολο βρίσκεται επάνω από την κοιλότητα και λόγω της μικρής διατομής της ροής η ταχύτητα του αερίου αυξάνεται. Στις 270 μοίρες το έμβολο κατέρχεται και ωθεί το αέριο προς το ψύκτη, αυξάνοντας την ταχύτητά του.

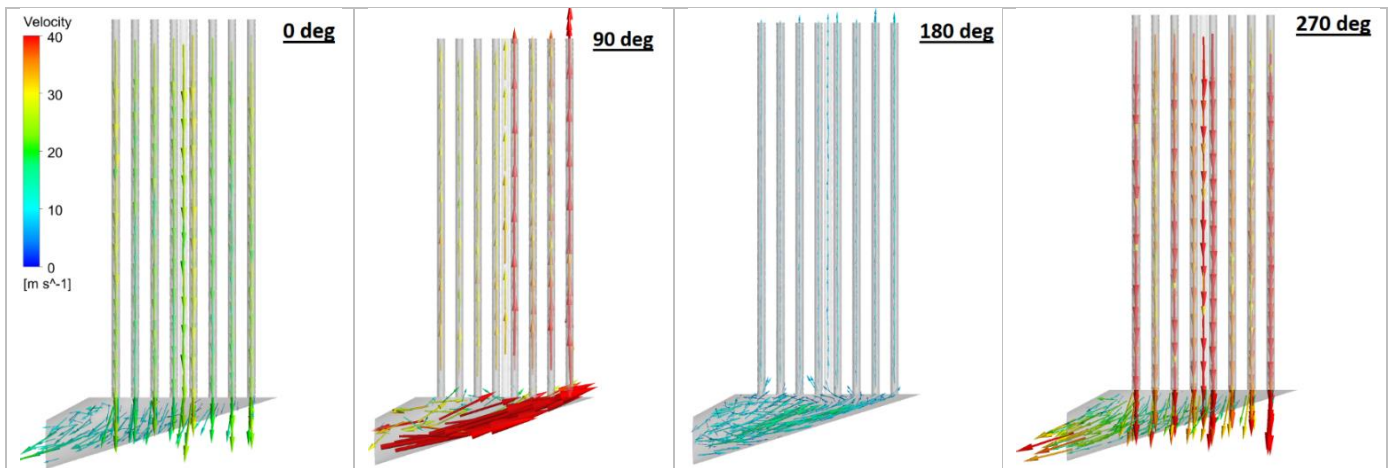


Σχήμα 5.17: Χωρική κατανομή της ταχύτητας του αερίου στην μηχανή

Η ταχύτητα του αερίου στους σωλήνες και την κοιλότητα του ψύκτη απεικονίζεται στο Σχήμα 5.18. Η ταχύτητα είναι πολύ μικρή στις 180 μοίρες. Στις 90 μοίρες, η ταχύτητα του αερίου είναι πολύ μεγάλη, λόγω του στραγγαλισμού της ροής κατά τη μεταφορά του εργαζόμενου μέσου από το συμπιεστή προς το χώρο συμπίεσης. Κατά τις χρονικές στιγμές όπου το αέριο κατευθύνεται προς τον εναλλάκτη (90 και 180 μοίρες), η ταχύτητα της ροής είναι μεγαλύτερη στους σωλήνες του ψύκτη που είναι μακρύτερα από

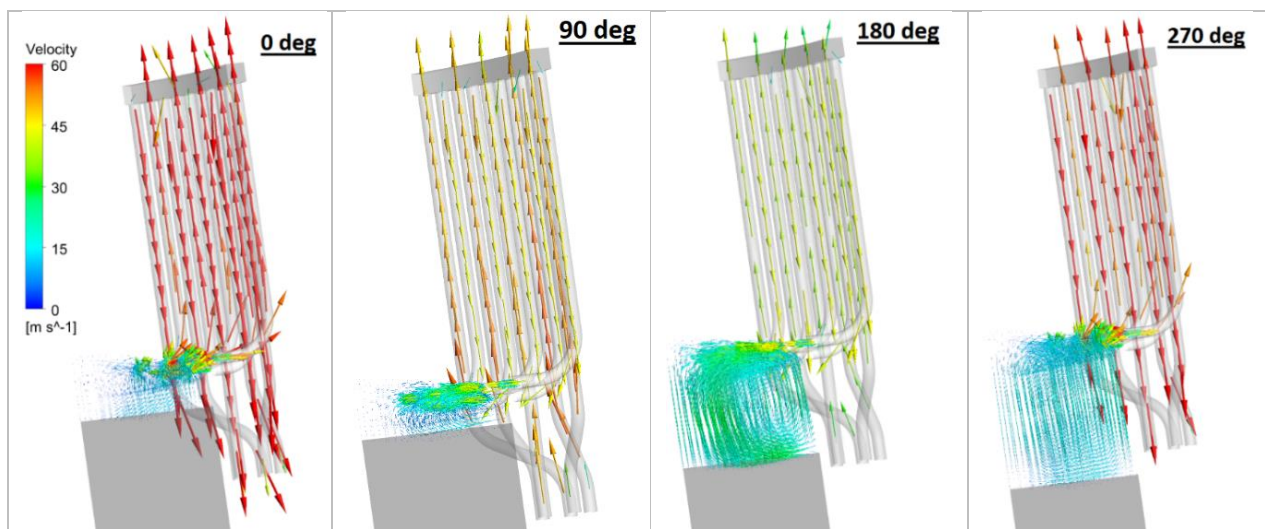
Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

το όριό του με το συμπιεστή. Η διαφοροποίηση αυτή συνδέεται με το σχήμα της κοιλότητας και δεν συναντάται στις 0 και τις 270 μοίρες, όπου το αέριο κατευθύνεται από τον εναλλάκτη προς το χώρο συμπίεσης.



Σχήμα 5.18: Ταχύτητα του αερίου στο ψύκτη

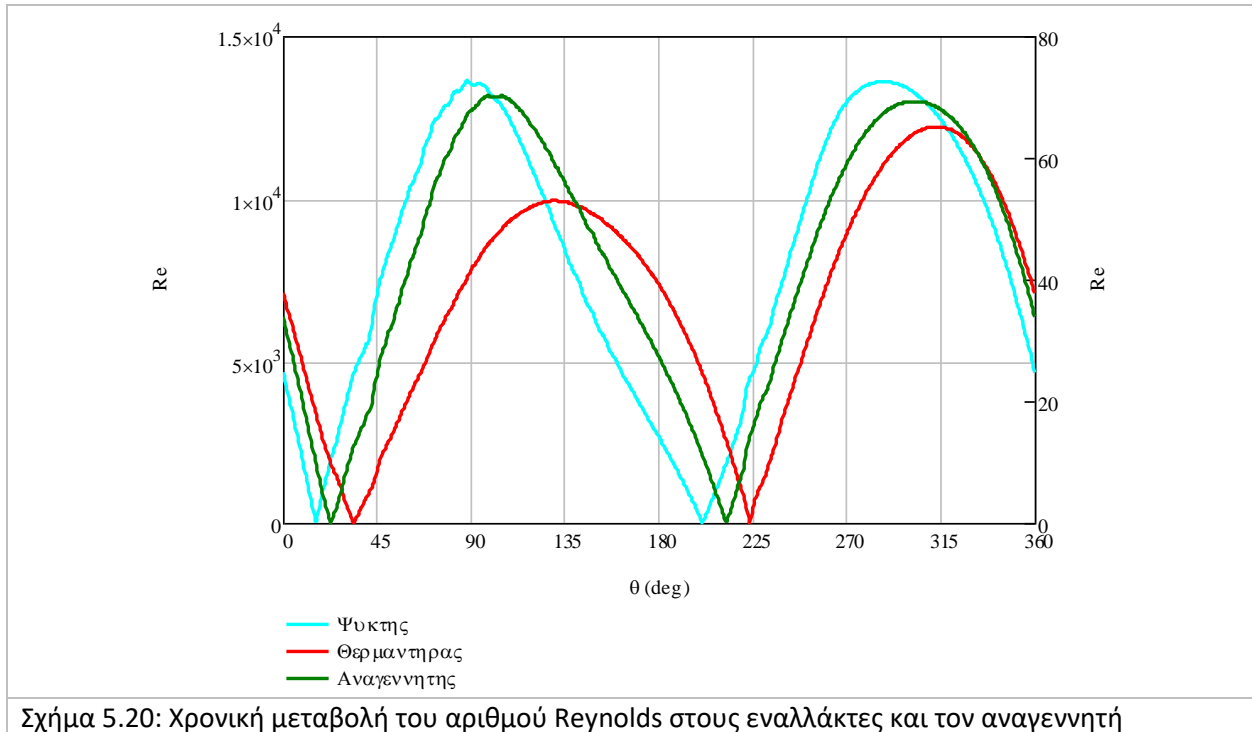
Η ταχύτητα στο θερμαντήρα και το χώρο εκτόνωσης απεικονίζεται στο Σχήμα 5.19. Το μέτρο της ταχύτητας στον εκτονωτή είναι σημαντικά χαμηλότερο σε σχέση με το θερμαντήρα. Σε όλες τις χρονικές στιγμές το αέριο έχει ανοδική πορεία στους μισούς σωλήνες του θερμαντήρα και καθοδική στους υπόλοιπους μισούς. Στις 0 και τις 270 μοίρες, το αέριο ανέρχεται από τον αναγεννητή προς το δακτύλιο του θερμαντήρα και κατέρχεται από το δακτύλιο προς το χώρο εκτόνωσης. Η αντίθετη πορεία ακολουθείται στις 90 και τις 180 μοίρες.



Σχήμα 5.19: Ταχύτητα του αερίου στο θερμαντήρα

Η μεταβολή του αριθμού Reynolds στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.20. Όπως και στην περίπτωση της ταχύτητας, τα αποτελέσματα για τους εναλλάκτες αντιστοιχούν στην αριστερή στήλη και τα αποτελέσματα για τον αναγεννητή

αντιστοιχούν στη δεξιά στήλη. Για το θερμαντήρα και το ψύκτη η ροή μπορεί να θεωρηθεί τυρβώδης, καθώς ο αριθμός Reynolds της ροής είναι άνω των 4000 κατά την μεγαλύτερη διάρκεια του κύκλου.



5.3: Μεταβολή έργου και θερμοτήτων – αποτελέσματα προσομοίωσης

Το έργο που παράγεται ή καταναλώνεται δεν προκύπτει άμεσα από την προσομοίωση, αλλά υπολογίζεται από την πίεση και την μεταβολή του όγκου μέσω της Εξ. (5-2). Θετική τιμή του έργου συνδέεται με παραγωγή έργου, ενώ αρνητική τιμή υποδεικνύει πως υπάρχει κατανάλωση έργου

$$W = \int p \cdot dV \quad (5-2)$$

Το παραγόμενο ή καταναλισκόμενο έργο μεταξύ δύο διαδοχικών χρονικών στιγμών υπολογίζεται σύμφωνα με τις Εξ. (5-3) και Εξ. (5-4). Για τον υπολογισμό του στοιχειώδους έργου μεταξύ δύο διαδοχικών χρονικών στιγμών, το ημίαθροισμα της πίεσης μεταξύ των δύο αυτών στιγμών πολλαπλασιάζεται με την αντίστοιχη μεταβολή του όγκου. Το συνολικό ενδεικνύμενο έργο ισούται με το άθροισμα του έργου συμπίεσης και εκτόνωσης. Το έργο που παράγεται ή καταναλώνεται κατά το χρονικό διάστημα μεταξύ δύο μοιρών θα καλείται «**στιγματικό έργο**» ή «**ανά μοίρα έργο**».

$$W_{c_i} = \frac{p_{c_i} + p_{c_{i+1}}}{2} \cdot (V_{c_{i+1}} - V_{c_i})$$

$$W_{e_i} = \frac{p_{e_i} + p_{e_{i+1}}}{2} \cdot (V_{e_{i+1}} - V_{e_i}) \quad (5-3)$$

$$W_i = W_{c_i} + W_{e_i}$$

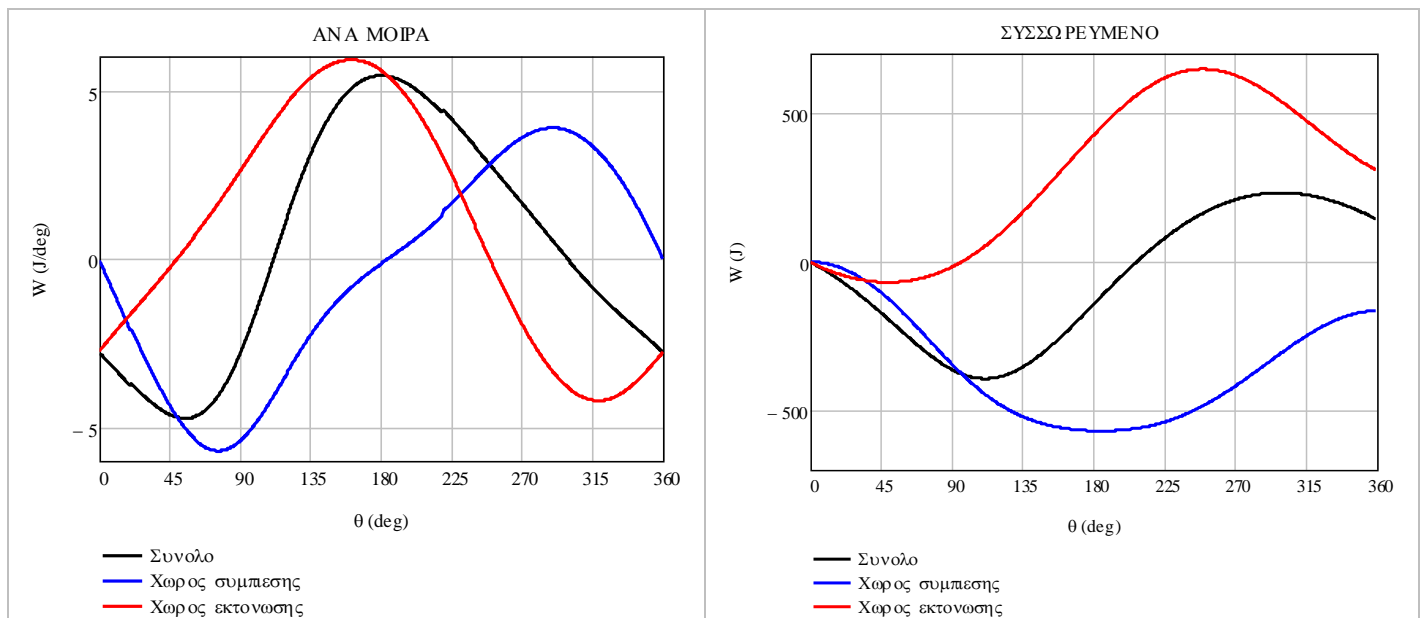
Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Ο υπολογισμός του έργου που παράγεται ή καταναλώνεται κατά τη διάρκεια του κύκλου προκύπτει από την πρόσθεση των στιγμιαίων έργων. Το έργο που έχει παραχθεί ή καταναλωθεί από την αρχή του κύκλου έως μία επιλεγμένη χρονική στιγμή καλείται «**συσσωρευμένο έργο**». Το συσσωρευμένο έργο στο τέλος του κύκλου λειτουργίας ισοδυναμεί με το συνολικά ενδεικνύμενο έργο.

$$W_{accu_i} = \sum_{i=0}^i W_i \quad (5-4)$$

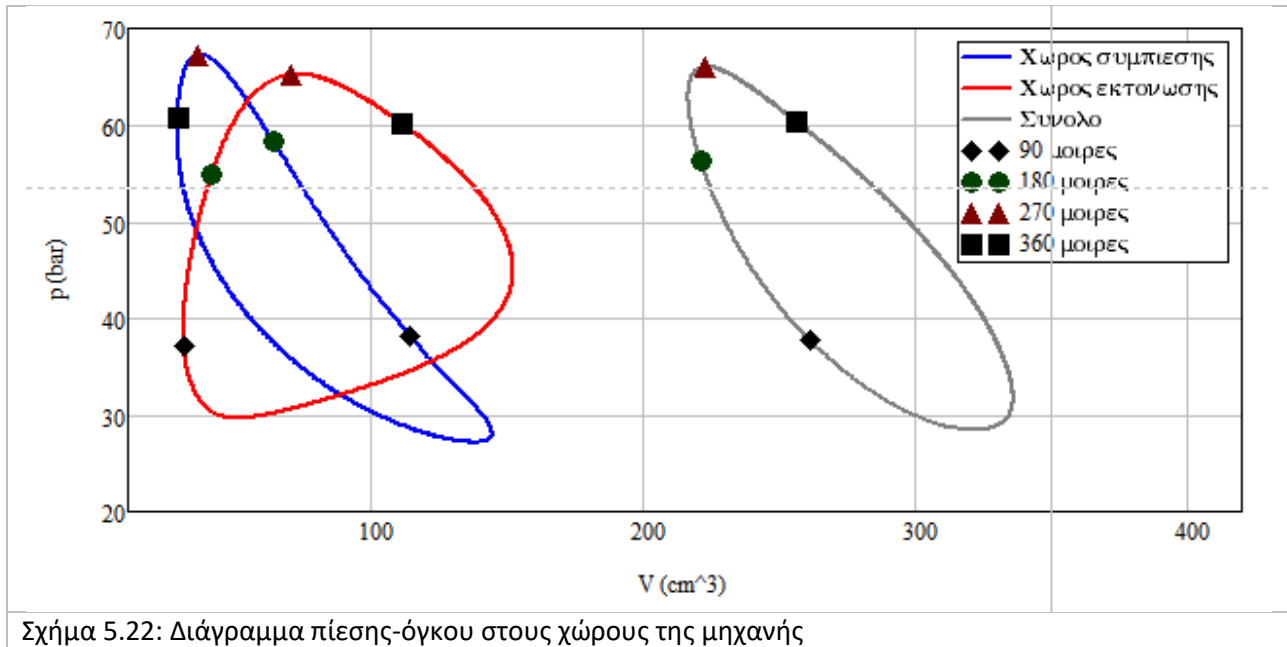
$$W_{ind} = W_{accu_i}$$

Η χρονική μεταβολή των στιγμιαίων και των συσσωρευμένων τιμών του έργου απεικονίζεται στο Σχήμα 5.21. Θετικό έργο ανά μοίρα αντιστοιχεί σε αύξηση του συσσωρευμένου έργου, ενώ αρνητικό έργο ανά μοίρα αντιστοιχεί σε μείωση του συσσωρευμένου έργου. Η μηχανή καταναλώνει έργο κατά τις πρώτες 110 και τις τελευταίες 50 μοίρες. Η ύπαρξη αρνητικού παραγόμενου έργου συνδέεται με τα διαστήματα μείωσης του συνολικού όγκου της μηχανής. Παρουσιάζονται παράλληλα μεταξύ τους τα έργα που καταναλώνονται στο συμπιεστή και παράγονται στον εκτονωτή. Κατά τη διάρκεια του κύκλου το έργο που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης είναι μεγαλύτερο από το έργο που καταναλώνεται στο χώρο συμπίεσης και, ως αποτέλεσμα, το συνολικά ενδεικνύμενο έργο είναι θετικό. Υπό ιδανικές συνθήκες όπου ο κινηματικός μηχανισμός της μηχανής δεν έχει απώλειες έργου λόγω της τριβής των μερών του, το ενδεικνύμενο έργο ισούται με το παραγόμενο από την μηχανή έργο.



Σχήμα 5.21: Μεταβολή του έργου (ανά μοίρα και συσσωρευμένου) με το χρόνο

Στο Σχήμα 5.22 απεικονίζονται τα διαγράμματα πίεσης – όγκου για το χώρο συμπίεσης, το χώρο εκτόνωσης και το σύνολο της μηχανής. Το έργο ισοδυναμεί με το εμβαδόν των διαγραμμάτων. Στα γραφήματα σημειώνονται τα σημεία που αντιστοιχούν στις 90, 180, 270 και 360 μοίρες. Το διάγραμμα για το χώρο εκτόνωσης και το σύνολο της μηχανής είναι δεξιόστροφο, υποδεικνύοντας την παραγωγή έργου κατά τη διάρκεια του κύκλου. Αντίθετα, το διάγραμμα για το χώρο συμπίεσης είναι αριστερόστροφο, αντιστοιχώντας στην κατανάλωση έργου.



Το λογισμικό εξάγει ως αποτέλεσμα τη συναλλασσόμενη ισχύ μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας και του περιβάλλοντος. Η ισχύς μετριέται σε Watt και είναι στιγμιαίο μέγεθος. Γνωρίζοντας τη συναλλασσόμενη ισχύ σε δύο διαδοχικές χρονικές στιγμές, η θερμότητα που συναλλάσσεται κατά το διάστημα μεταξύ των δύο αυτών χρονικών στιγμών υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5-5). Η θερμότητα που υπολογίζεται στην εξίσωση αυτή είναι η *στιγμιαία* ή *ανά μοίρα* θερμότητα.

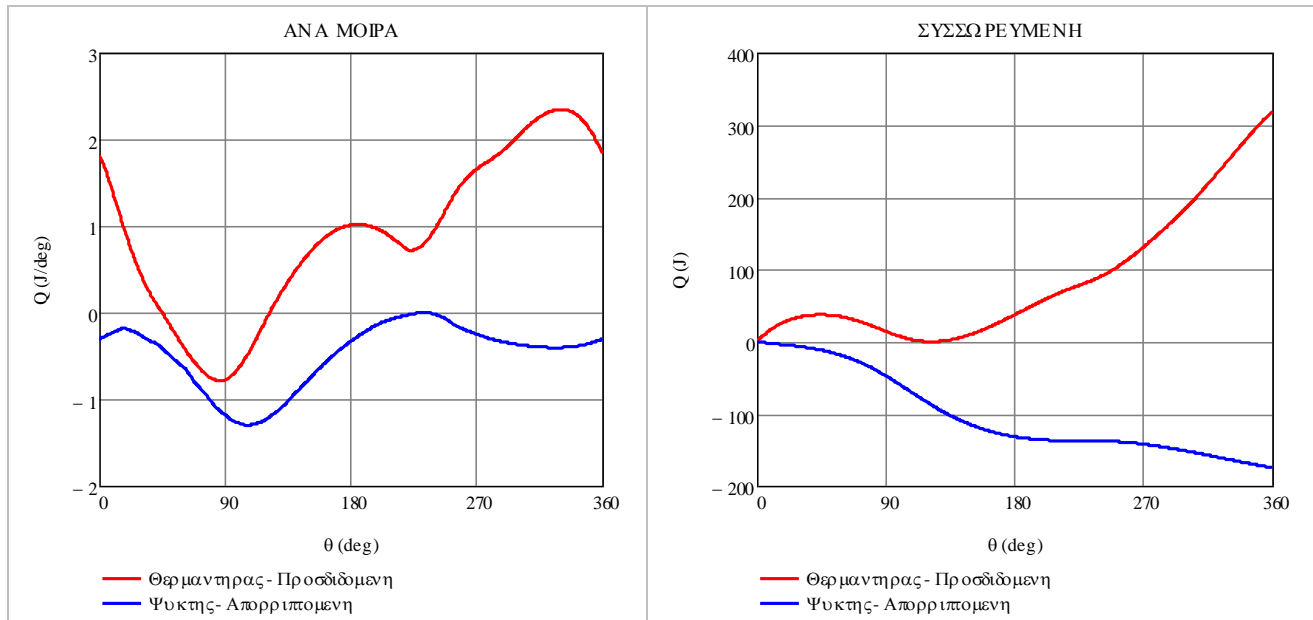
$$Q_i = \frac{q_i + q_{i+1}}{360 \cdot f} \quad (5-5)$$

Όπως και στην περίπτωση του έργου, η συσσωρευμένη θερμότητα υπολογίζεται μέσω της πρόσθεσης των επί μέρους ανά μοίρα συναλλασσόμενων θερμοτήτων (Εξ. (5-6)).

$$Q_{accu_i} = \sum_{i=0}^i Q_i \quad (5-6)$$

Η μεταβολή των ανά μοίρα και συσσωρευμένων συναλλασσόμενων θερμοτήτων στους εναλλάκτες απεικονίζονται στο Σχήμα 5.23. Η θερμότητα είναι θετική όταν το αέριο απορροφά θερμότητα από άλλη πηγή. Αρνητική θερμότητα σημαίνει πως το αέριο απορρίπτει θερμότητα. Η μηχανή προσλαμβάνει θερμότητα μέσω των τοιχωμάτων του θερμαντήρα, όμως υπάρχει ένα διάστημα του κύκλου κατά τη διάρκεια του οποίου αποβάλλεται θερμότητα από τα τοιχώματα του θερμαντήρα. Απόρριψη θερμότητας από το θερμαντήρα λαμβάνει χώρα όταν το εργαζόμενο αέριο εντός του χώρου είναι σε υψηλότερη θερμοκρασία από τα τοιχώματα του θερμαντήρα, η οποία είναι προσεγγιστικά ίση με τη θερμοκρασία του εξωτερικού ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας. Η στιγμιαία θερμότητα στο ψύκτη είναι συνεχώς αρνητική, συνεπώς μέσω του ψύκτη απορρίπτεται θερμότητα καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου. Θετική ανά μοίρα θερμότητα συνδυάζεται με αύξηση της συσσωρευμένης θερμότητας και αντίθετα.

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης



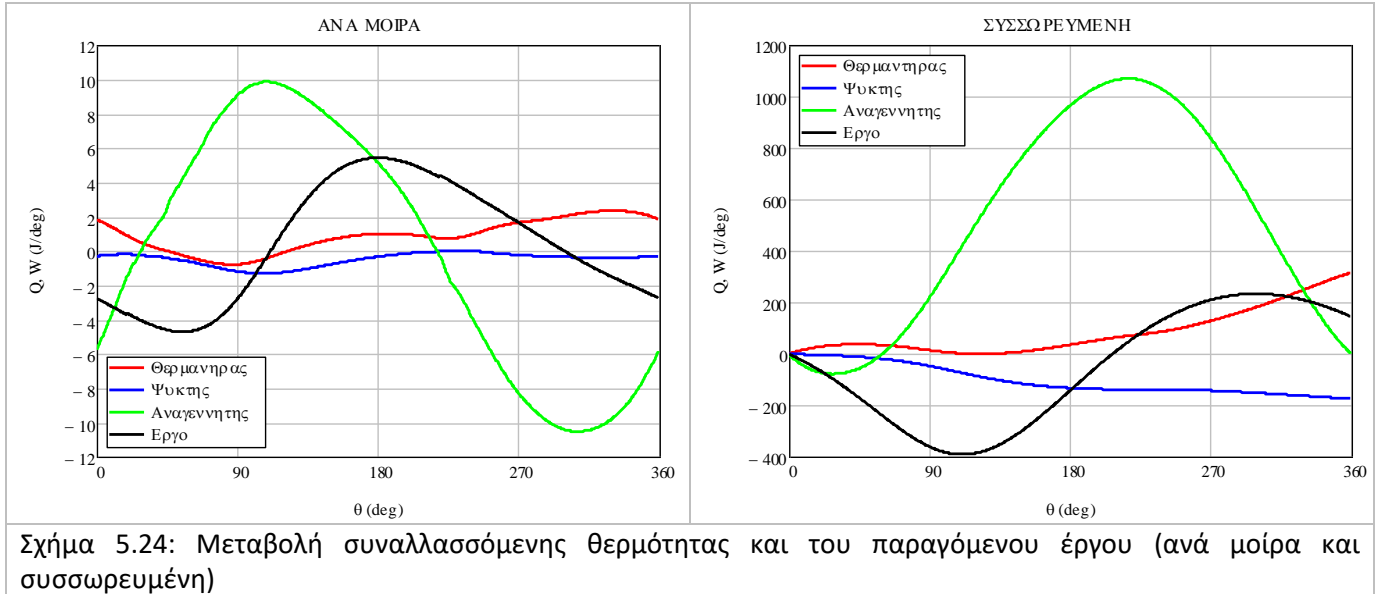
Σχήμα 5.23: Μεταβολή θερμότητας (ανά μοίρα και συσσωρευμένης) στους εναλλάκτες της μηχανής

Η ισχύς που συναλλάσσεται μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5-7). [82] Οι θερμοκρασίες του αερίου και του πλέγματος προκύπτουν από την προσομοίωση, ενώ ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μέσω συναγωγής έχει εισαχθεί ως δεδομένο. Η συναλασσόμενη θερμότητα είναι θετική όταν το αέριο απορροφά θερμότητα από το μέταλλο, συνεπώς είναι ψυχρότερο από αυτό.

$$q_r = h_r \cdot Aw_r \cdot (T_{r,s} - T_{r,f}) \quad (5-7)$$

Η πρόσδοση θερμότητας στο αέριο εντός του αναγεννητή λαμβάνει χώρα όταν το αέριο κατευθύνεται από το ψύκτη προς το θερμαντήρα («ψυχρή ροή»), όταν το θερμότερο μέταλλο προσδίδει συνεχώς θερμότητα στο ψυχρό αέριο. Η στιγμιαία θερμότητα βάσει της Εξ. (5-7) είναι θετική και η συσσωρευμένη θερμότητα αυξάνεται. Αντίθετα, κατά τη «θερμή ροή» το θερμό αέριο που εισέρχεται από το ζεστό άκρο του αναγεννητή απορρίπτει θερμότητα στο ψυχρότερο μέταλλο. Κατά το διάστημα αυτό, η στιγμιαία θερμότητα είναι αρνητική και η συσσωρευμένη θερμότητα μειώνεται.

Η μεταβολή των θερμοτήτων που συναλλάσσονται είτε μέσω των εναλλακτών είτε στον αναγεννητή, καθώς και η αντίστοιχη μεταβολή του έργου παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.24. Η χρονική μεταβολή της στιγμιαίας θερμότητας στους εναλλάκτες είναι σημαντικά μικρότερη από την αντίστοιχη στον αναγεννητή, λόγω των σχετικά ομοιόμορφων θερμοκρασιακών συνθηκών που επικρατούν, σε αντίθεση με την μεγάλη μεταβολή της θερμοκρασίας κατά μήκος του αναγεννητή. Η μεταβολή των στιγμιαία συναλασσόμενων θερμοτήτων στους εναλλάκτες είναι μικρότερη και από την αντίστοιχη μεταβολή του έργου, η οποία επηρεάζεται από την μεταβολή του όγκου της μηχανής. Η θερμότητα που συναλλάσσεται στον αναγεννητή είναι σημαντικά μεγαλύτερη από τις αντίστοιχες θερμοότητες στους εναλλάκτες. Στο τέλος του κύκλου, η συσσωρευμένη συναλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή είναι ίση με το μηδέν («0»). Συνεπώς, το ποσό της θερμότητας που απορρόφησε το αέριο από το μέταλλο κατά τη ψυχρή ροή προσδόθηκε από το αέριο πίσω στο μεταλλικό πλέγμα κατά τη θερμή ροή.



Σχήμα 5.24: Μεταβολή συναλασσόμενης θερμότητας και του παραγόμενου έργου (ανά μοίρα και συσσωρευμένη)

Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής υπολογίζεται από την (Εξ. (5-8)). Καθώς δεν έχουν ληφθεί υπόψη οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού, ο βαθμός απόδοσης που υπολογίζεται από την εξίσωση είναι αντίστοιχα ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης.

$$\eta = \frac{W}{Q_h} \quad (5-8)$$

Η ενδεικνύμενη ισχύς της μηχανής υπολογίζεται από τον πολλαπλασιασμό του ενδεικνύμενου έργου με τη συχνότητα λειτουργίας της μηχανής. Αντίστοιχα, με πολλαπλασιασμό των αντίστοιχων θερμοτήτων με τη συχνότητα, υπολογίζεται η απαιτούμενη και η απορριπτόμενη ισχύς.

$$P = W \cdot f \quad (5-9)$$

Τα ενεργειακά μεγέθη και η απόδοση της πρότυπης μηχανής Stirling όπως προέκυψαν από την προσομοίωση παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-5. Ο βαθμός απόδοσης φθάνει το 45% και είναι αρκετά υψηλός σε σχέση με πειραματικά δεδομένα αντίστοιχων μηχανών Stirling. Ο πειραματικός βαθμός απόδοσης της μηχανής GPU-3 της General Motors, στην οποία βασίζεται η μελετώμενη μηχανή δεν ξεπερνάει το 35% [1, 21]. Η απόκλιση αυτή οφείλεται στην μη συμπερίληψη φαινομένων τα οποία οδηγούν σε επιπλέον θερμικές απώλειες ή απώλειες έργου κατά τον ορισμό των συνθηκών της προσομοίωσης. Οι επιπλέον απώλειες υπολογίζονται στη συνέχεια του κεφαλαίου βάσει των δεδομένων που προέκυψαν από την προσομοίωση. Με τον υπολογισμό των απωλειών, ο βαθμός απόδοσης μειώνεται σημαντικά.

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Πίνακας 5-5: Ενεργειακά μεγέθη – αποτελέσματα προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής Stirling

| | |
|-------------------------|-----------|
| Έργο συμπίεσης | -165.5 J |
| Έργο εκτόνωσης | 308.5 J |
| Ενδεικνύμενο έργο | 143.0 J |
| Προσδιδόμενη θερμότητα | 317.5 J |
| Απορριπτόμενη θερμότητα | 174.5 J |
| Ενδεικνύμενη Ισχύς | 5.961 kW |
| Απαιτούμενη Ισχύς | 13.233 kW |
| Απορριπτόμενη Ισχύς | 7.273 kW |
| Βαθμός απόδοσης | 45.0 % |

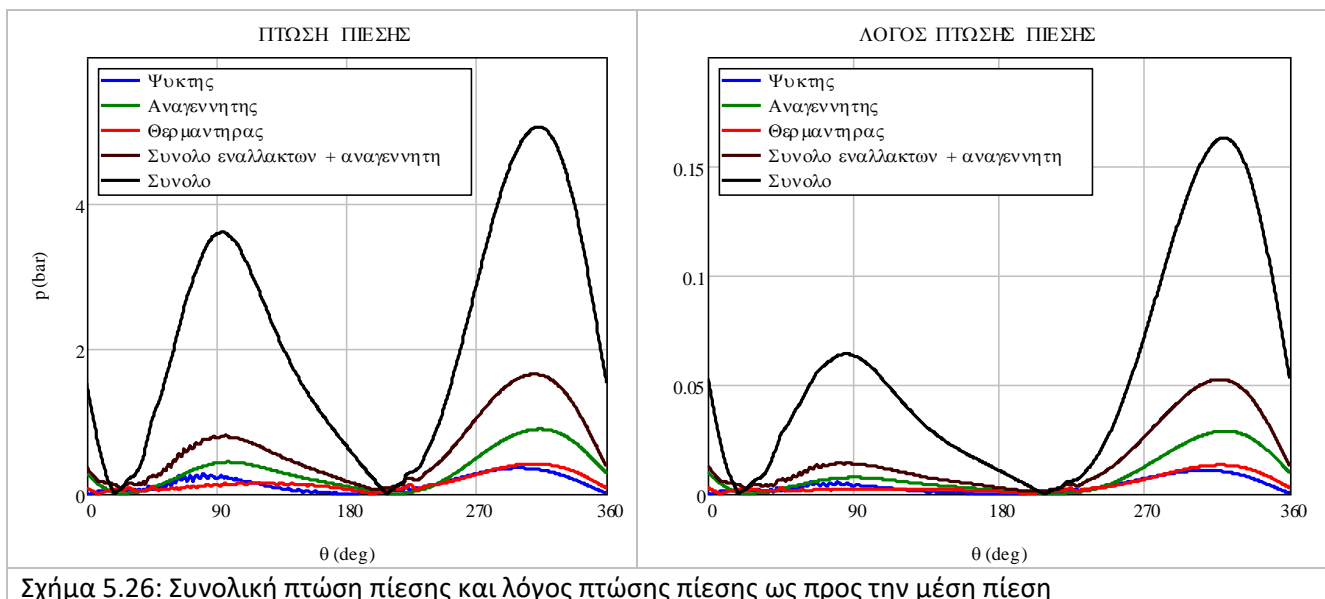
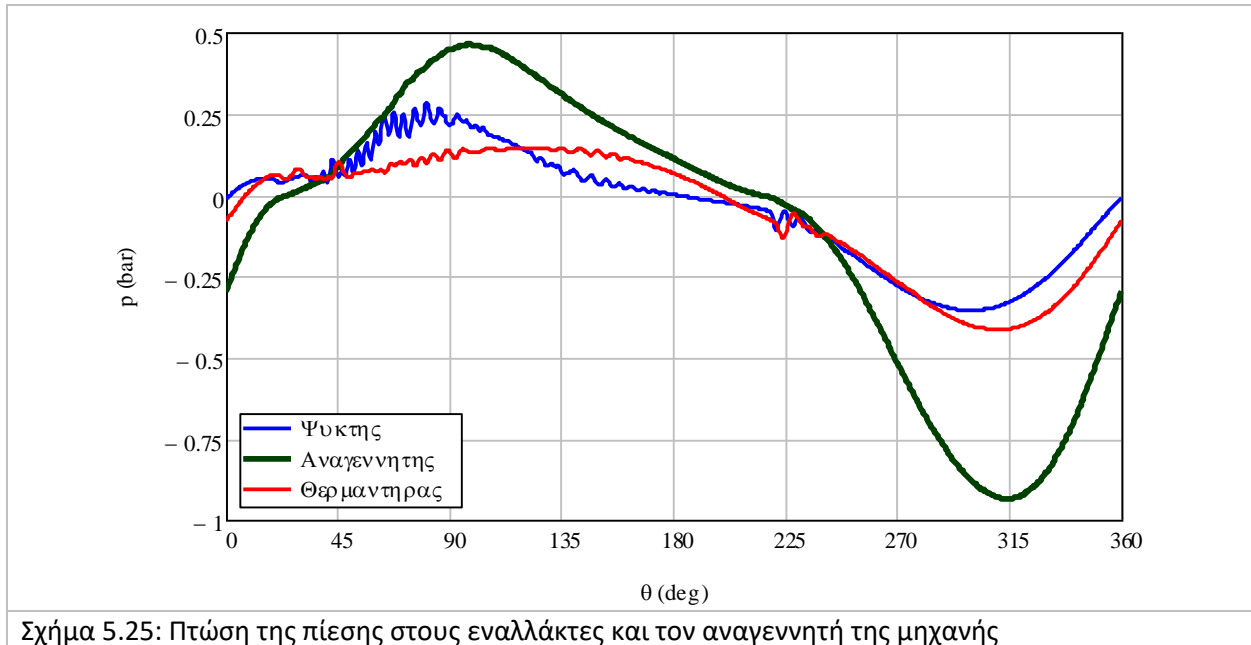
5.4: Πτώση πίεσης στους χώρους της μηχανής

Η λειτουργία της μηχανής συνοδεύεται πάντοτε από πτώση της πίεσης λόγω τριβής του εργαζόμενου μέσου καθώς αυτό διέρχεται από τους εναλλάκτες ή το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή. Επιπλέον, πτώση πίεσης προκαλείται σε συγκεκριμένα σημεία της μηχανής. Οι απώλειες αυτές ονομάζονται εντοπισμένες απώλειες και οφείλονται στην ύπαρξη γωνιών, σημείων ανακυκλοφορίας της ροής, σημείων ένωσης ή διαχωρισμού της ροής, ή σημείων όπου μεταβάλλεται απότομα η επιφάνεια μέσω της οποίας διέρχεται η ροή. Το αποτέλεσμα της πτώσης πίεσης στην μηχανή είναι η μείωση του παραγόμενου έργου. Σε μία ιδανική μηχανή δεν υπάρχει πτώση πίεσης. Σύμφωνα με τον Martini [2], οι απώλειες ισχύος λόγω τριβής δεν πρέπει να ξεπερνούν το 10% της συνολικά παραγόμενης ισχύος. Σε αντίθετη περίπτωση, πρέπει να εξετασθεί ο επανασχεδιασμός της μηχανής.

Στο Σχήμα 5.25 παρουσιάζεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή και τους εναλλάκτες της μηχανής. Θετική πτώση πίεσης αντιστοιχεί σε ροή προς το θερμό τμήμα της μηχανής. Αντίστοιχα, η αρνητική πτώση πίεσης αντιστοιχεί σε ροή προς το ψυχρό τμήμα της μηχανής. Η πτώση της πίεσης στους εναλλάκτες είναι μεγαλύτερη και εγγύτερα στην αντίστοιχη του αναγεννητή σε σχέση με την μελέτη των Urieli – Berchowitz [1], όπου βάσει αναλυτικών μοντέλων παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για την πτώση πίεσης στην GM GPU-3. Η πρώτη αιτία στην οποία μπορεί να οφείλεται η διαφορά αυτή, είναι ότι στην προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή χρησιμοποιείται διαφορετικός αναγεννητής. Επιπλέον, οι συσχετίσεις που υπολογίζουν την πτώση πίεσης στα θεωρητικά μοντέλα προκύπτουν από πειράματα υπό σταθερή ροή. Η πτώση πίεσης σε εναλλάκτες για παλινδρομική ροή αναμένεται να είναι μεγαλύτερη. [67] Τέλος, ενώ η πτώση της πίεσης στον αναγεννητή όπως παρουσιάζεται στο γράφημα οφείλεται αποκλειστικά στην τριβή του εργαζόμενου μέσου με το μεταλλικό πλέγμα, η πτώση της πίεσης στους εναλλάκτες συμπεριλαμβάνει την επίδραση εντοπισμένων απωλειών. Η μέγιστη πτώση της πίεσης λόγω τριβής στον αναγεννητή είναι και για τις δύο κατευθύνσεις της ροής μεγαλύτερη από το άθροισμα των μέγιστων τιμών της πτώσης πίεσης για το ψύκτη και το θερμαντήρα. Επιπλέον, σε όλους τους χώρους, η πτώση της πίεσης είναι μεγαλύτερη κατά τη θερμή ροή.

Στο Σχήμα 5.26 (αριστερά) παρουσιάζεται η πτώση πίεσης στην μηχανή και τους επιμέρους χώρους, καθώς και ο λόγος της πτώσης πίεσης ως προς την απόλυτη τιμή της πίεσης του αερίου (δεξιά). Υπάρχει σημαντική πτώση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου εκτός του αναγεννητή και των εναλλακτών. Η πίεση του αερίου μειώνεται καθώς αυτό εξέρχεται και εισέρχεται στον αναγεννητή, όπου υπάρχει μεγάλη αλλαγή της διατομής της ροής του αερίου. Σημαντική πτώση πίεσης υπάρχει επίσης στο χρονικό

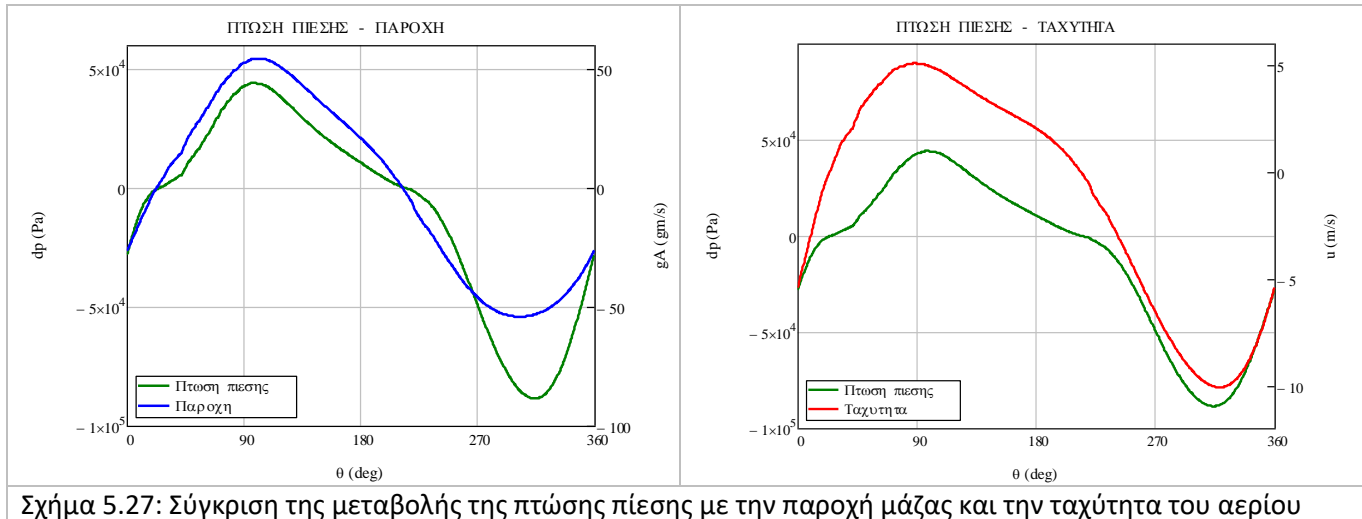
διάστημα γύρω στις 90°, όπου το έμβολο ισχύος είναι σε θέση υψηλότερη από τη δίοδο μεταξύ του χώρου συμπίεσης και του ψύκτη, με αποτέλεσμα το αέριο να εισέρχεται στο ψύκτη μέσω μίας δακτυλιοειδούς διόδου μικρής διατομής και να στραγγαλίζεται. Από το δεξί γράφημα προκύπτει πως η συνολική πτώση πίεσης φθάνει έως και το 15% της μέσης πίεσης της μηχανής κατά τη θερμή ροή. Στο σημείο αυτό, το αέριο είναι σε φάση εκτόνωσης και η πίεσή του είναι χαμηλή. Προκύπτει το συμπέρασμα πως ο σχεδιασμός της μηχανής πρέπει να λαμβάνει ως στόχο την όσο το δυνατόν ελαχιστοποίηση σημείων στα οποία μπορεί να προκληθεί σημαντική πτώση πίεσης του αερίου.



Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

5.4.1: Πτώση πίεσης στον αναγεννητή λόγω τριβής

Στο Σχήμα 5.27 συγκρίνεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης λόγω τριβής στον αναγεννητή με την παροχή (αριστερά) και την ταχύτητα (δεξιά). Παρατηρούμε την εξάρτηση της πτώσης πίεσης από την ταχύτητα του αερίου, καθώς και τα δύο μεγέθη είναι μεγαλύτερα κατ' απόλυτη τιμή κατά τη θερμή ροή σε σχέση με τη ψυχρή ροή.



Σχήμα 5.27: Σύγκριση της μεταβολής της πτώσης πίεσης με την παροχή μάζας και την ταχύτητα του αερίου

Η πτώση πίεσης λόγω τριβής στον αναγεννητή υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5-10).

$$dp_r = \frac{2 \cdot C_{f_r} \cdot \mu_r \cdot L_r^2 \cdot gA_r}{m_r \cdot dh_r} \quad (5-10)$$

Η πτώση πίεσης προκύπτει ως αποτέλεσμα της προσομοίωσης, ενώ άγνωστος είναι ο συντελεστής τριβής. Για τον υπολογισμό της τιμής του σε κάθε χρονική στιγμή, η Εξ. (5-10) μετατρέπεται στην Εξ. (5-11).

$$C_{f_r} = \frac{dp_r \cdot m_r \cdot dh_r}{2 \cdot \mu_r \cdot L_r^2 \cdot gA_r} \quad (5-11)$$

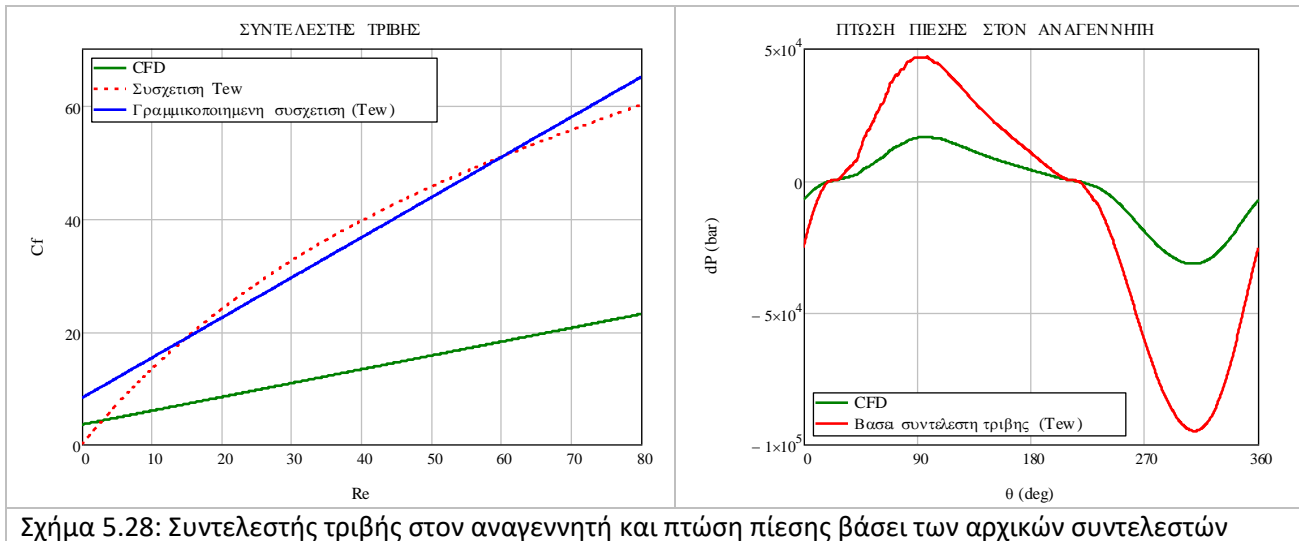
Αφαιρούνται κάποιες ακραίες τιμές, οι οποίες αντιστοιχούν σε διαστήματα ίσα με 3 μοίρες πριν και μετά τα χρονικά σημεία όπου μεταβάλλεται η κατεύθυνση της ροής. Στα διαστήματα αυτά, η κατεύθυνση του αερίου εντός του αναγεννητή δεν είναι ομοιόμορφη, με συνέπεια η απόλυτη τιμή της παροχής μάζας να είναι πολύ μικρή, οδηγώντας σε πολύ μεγάλη τιμή του συντελεστή τριβής και πολύ μικρό αριθμό Reynolds. Η συσχέτιση του συντελεστή τριβής με τον αριθμό Reynolds έχει την μορφή μίας γραμμικής εξίσωσης. Βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης και της εφαρμογής της Εξ. (5-11), προέκυψε η συσχέτιση που παρουσιάζεται στην Εξ. (5-12). Η απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης και της συσχέτισης ξεπερνάει το 97%.

$$C_f(\text{Re}) = 0.244 \cdot \text{Re} + 3.5 \quad (5-12)$$

Η γραμμικοποιημένη συσχέτιση του συντελεστή τριβής του αναγεννητή που προκύπτει από τα βιβλιογραφικά δεδομένα είναι η Εξ. (5-13). [114]

$$C_f(\text{Re}) = 0.713 \cdot \text{Re} + 8.12 \quad (5-13)$$

Οι συσχετίσεις που προκύπτουν από τις Εξ. (5-12) και (5-13) πρέπει να είναι παρόμοιες μεταξύ τους ώστε η συσχέτιση του συντελεστή τριβής που προκύπτει από την προσομοίωση να επαληθεύει τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν. Παρατηρούμε πως υπάρχει απόκλιση μεταξύ της συσχέτισης που προκύπτει από την προσομοίωση και τη θεωρητική συσχέτιση (Σχήμα 5.28). Στο αριστερό διάγραμμα, η πράσινη συνεχής γραμμή αντιστοιχεί στην Εξ. (5-12) και η μπλε συνεχής γραμμή στην Εξ. (5-13). Η κόκκινη διακεκομμένη γραμμή αντιστοιχεί στη θεωρητική συσχέτιση του συντελεστή τριβής του αναγεννητή [114]. Στο δεξί γράφημα, η πτώση της πίεσης που προκύπτει από την προσομοίωση βάσει των αρχικών συντελεστών και της Εξ. (5-12) απεικονίζεται με την πράσινη γραμμή. Στην κόκκινη γραμμή αντιστοιχεί η πτώση της πίεσης που προκύπτει βάσει του συνδυασμού των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης και του θεωρητικού συντελεστή τριβής. Βάσει της μέγιστης και της ελάχιστης τιμής της, η πτώση πίεσης βάσει των θεωρητικών συντελεστών είναι πάνω από 2.5 φορές μεγαλύτερη από τα αντίστοιχα αποτελέσματα της προσομοίωσης.



Σχήμα 5.28: Συντελεστής τριβής στον αναγεννητή και πτώση πίεσης βάσει των αρχικών συντελεστών

Ο συντελεστής τριβής και η επακόλουθη πτώση πίεσης που προκύπτουν από την προσομοίωση πρέπει να συμπίπτουν με τα αντίστοιχα θεωρητικά μεγέθη. Για να γίνει αυτό, τροποποιήθηκαν οι τιμές των δύο σταθερών ((1/α), C2) που εκφράζουν τη σχέση της πτώσης πίεσης με την ταχύτητα του αερίου. Κάθε σταθερά πολλαπλασιάζεται με τον λόγο των τιμών του αντίστοιχου συντελεστή (Εξ. (5-12) και (5-13)). Οι διορθωμένες τιμές των συντελεστών εισάγονται ως δεδομένα στην προσομοίωση. Οι παλαιές τιμές των σταθερών, οι λόγοι με τους οποίους πολλαπλασιάζονται και οι διορθωμένες τιμές τους παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-6.

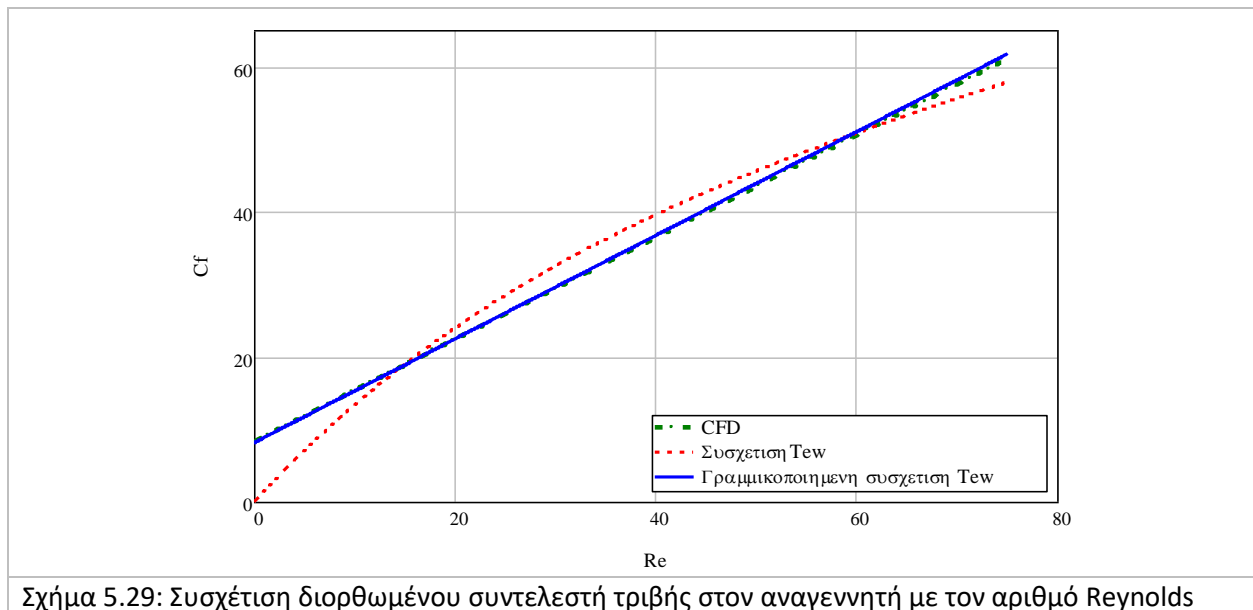
Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Πίνακας 5-6: Διόρθωση τιμών των συντελεστών πτώσης πίεσης στον αναγεννητή

| | Αρχική προσομοίωση | Θεωρητική συσχέτιση |
|---------------------------------|--------------------|---------------------|
| a1 | 0.244 | 0.713 |
| a2 | 3.5 | 8.12 |
| Λόγος διόρθωσης – a1 | | 2.92 |
| Λόγος διόρθωσης – a2 | | 2.32 |
| $(1/\alpha)$ (m ⁻²) | $9.582 \cdot 10^8$ | $2.223 \cdot 10^9$ |
| C2 (m ⁻¹) | 22480 | 65640 |

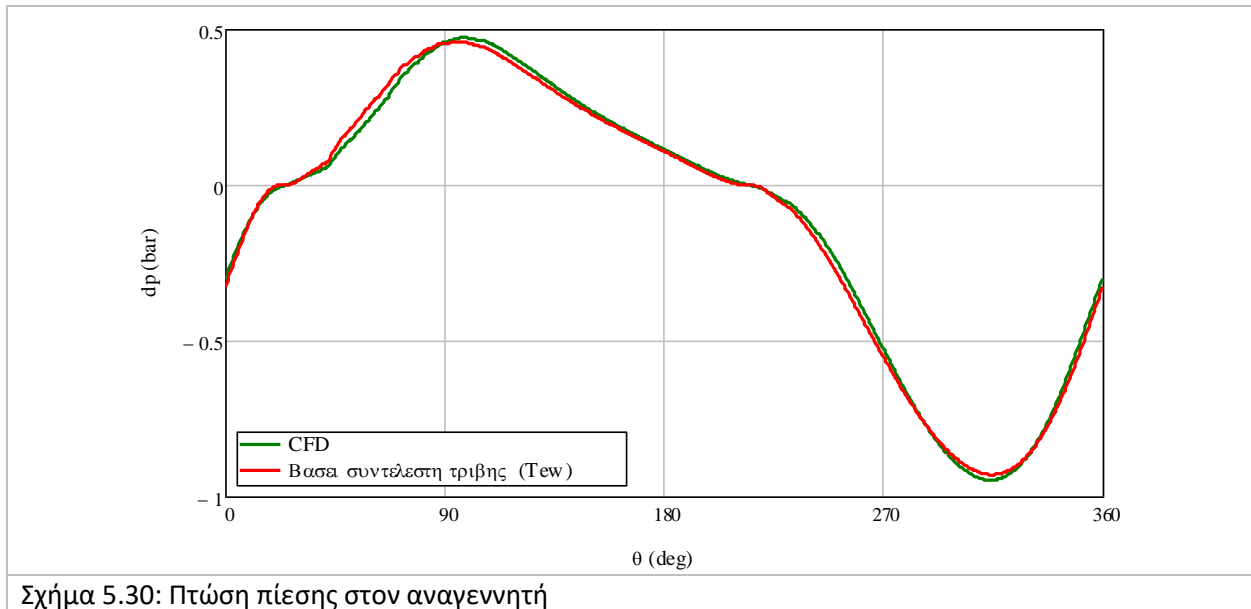
Η προσομοίωση συνεχίστηκε με τους διορθωμένους συντελεστές έως ότου επιτευχθεί σύγκλιση μεταξύ δύο διαδοχικών κύκλων λειτουργίας. Η συσχέτιση για το συντελεστή τριβής που προέκυψε δίνεται από την Εξ. (5-14). Η συσχέτιση του συντελεστή τριβής με τον Reynolds προσεγγίζει ικανοποιητικά τη θεωρητική συσχέτιση του συντελεστή τριβής και σχεδόν συμπίπτει με τη γραμμικοποιημένη εξίσωση που προκύπτει από τη θεωρητική συσχέτιση του συντελεστή τριβής [114] (Σχήμα 5.29).

$$Cf_{tot}(Re) = 0.715 \cdot Re + 8.13 \quad (5-14)$$



Σχήμα 5.29: Συσχέτιση διορθωμένου συντελεστή τριβής στον αναγεννητή με τον αριθμό Reynolds

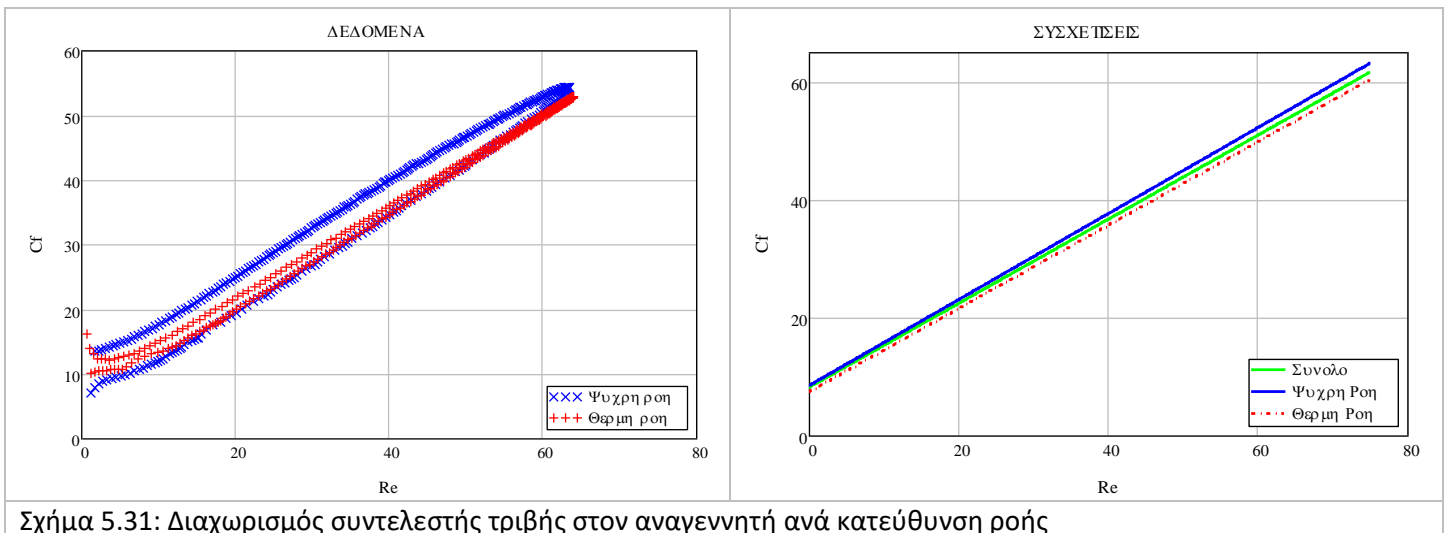
Στο Σχήμα 5.30 συγκρίνεται η πτώση πίεσης που προκύπτει από την προσομοίωση (πράσινη γραμμή) με την πτώση πίεσης βάσει του θεωρητικού συντελεστή τριβής. Με τη διόρθωση των συντελεστών τριβής του πορώδους μέσου επετεύχθη σύγκλιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τα θεωρητικά δεδομένα. Προκύπτει πως οι συντελεστές τριβής του πορώδους μέσου που προέκυψαν βάσει της μεθόδου των Costa et al [83] έπρεπε να πολλαπλασιασθούν με τους αντίστοιχους διορθωτικούς παράγοντες. Η ανάγκη για διόρθωση και οι τιμές των παραγόντων δεν μπορούν να τεκμηριωθούν για άλλους αναγεννητές μέσω της παρούσας εργασίας.



Ως τελευταίο βήμα, προέκυψαν δύο διαφορετικές συσχετίσεις του συντελεστή τριβής με τον αριθμό Reynolds ανάλογα την κατεύθυνση της ροής. Ο διαχωρισμός της ροής πραγματοποιήθηκε βάσει των σημείων μεταβολής της ροής στο μέσο του αναγεννητή. Η συσχέτιση του συντελεστή τριβής για ψυχρή ροή δίνεται από την Εξ. (5-15), ενώ η αντίστοιχη συσχέτιση για θερμή ροή από την Εξ. (5-16). Η σύγκριση των δεδομένων και των συσχετίσεων παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.31. Η απόκλιση μεταξύ των δεδομένων και των εξισώσεων είναι μικρή. Μπορεί να θεωρηθεί πως η συσχέτιση του συντελεστή τριβής στον αναγεννητή με τον αριθμό Reynolds είναι ανεξάρτητη της κατεύθυνσης της ροής.

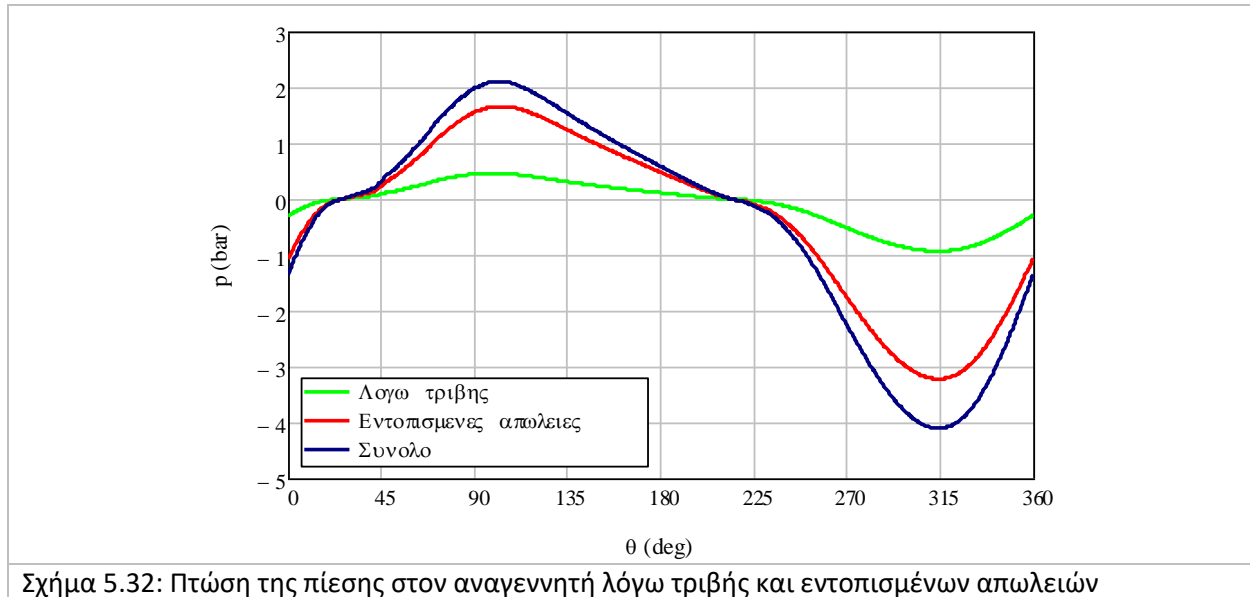
$$Cf_{pos}(\text{Re}) = 0.729 \cdot \text{Re} + 8.42 \quad (5-15)$$

$$Cf_{neg}(\text{Re}) = 0.706 \cdot \text{Re} + 7.38 \quad (5-16)$$



5.4.2: Πτώση πίεσης στα άκρα του αναγεννητή

Στο Σχήμα 5.32 παρουσιάζεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης λόγω τριβής εντός του αναγεννητή και λόγω των εντοπισμένων απωλειών στα άκρα του. Είναι σαφές πως η πτώση πίεσης στα άκρα του αναγεννητή είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την πτώση πίεσης λόγω τριβών. Προκύπτει πως η πτώση πίεσης λόγω εντοπισμένων απωλειών είναι 3.5 φορές μεγαλύτερη από την αντίστοιχη πτώση πίεσης λόγω τριβής και για τις δύο κατευθύνσεις του αερίου.



Σχήμα 5.32: Πτώση της πίεσης στον αναγεννητή λόγω τριβής και εντοπισμένων απωλειών

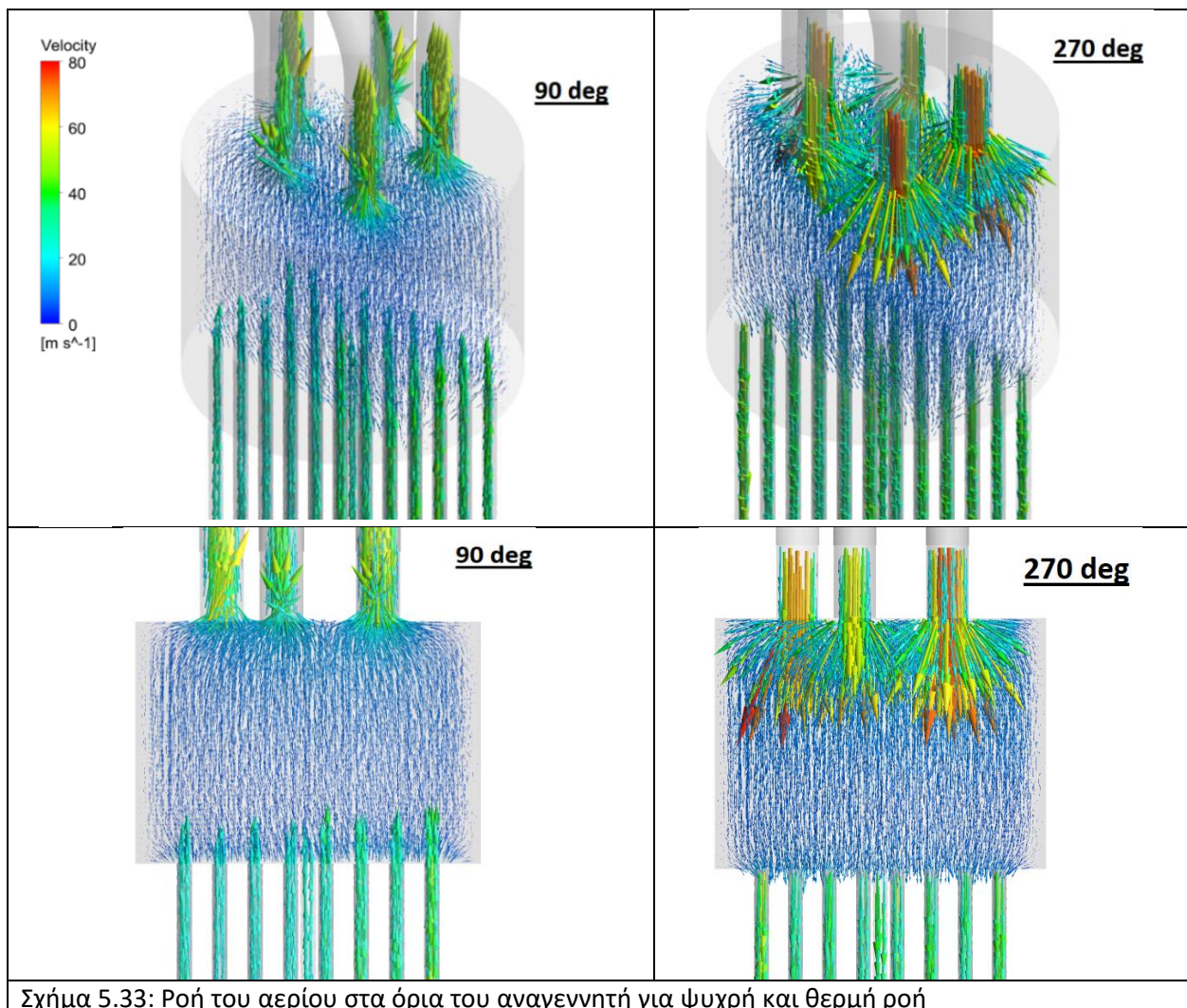
Η μεγάλη τιμή των εντοπισμένων απωλειών πίεσης σε σχέση με την πτώση πίεσης λόγω τριβής δεν ήταν αναμενόμενη. Μπορεί να αποδοθεί σε δύο διαφορετικές αιτίες:

- Σε αντίθεση με τους εναλλάκτες όπου το αέριο μπορεί να ρέει σε όλη την έκταση της διατομής, ένα μέρος της διατομής του αναγεννητή καλύπτεται από το μεταλλικό πλέγμα. Κατά την είσοδό του στον αναγεννητή, η ροή του αερίου πρέπει να μεταβληθεί εντός μίας μικρής απόστασης. Η απότομη αλλαγή των «διαδρομών» κατά τις οποίες ρέει το αέριο μπορεί να προκαλέσει πτώση πίεσης.
- Από το σχέδιο της μηχανής μπορεί να παρατηρηθεί η απότομη αλλαγή της γεωμετρίας στα όρια του αναγεννητή. Το αέριο στους εναλλάκτες ρέει σε πολλούς σωλήνες διαμέτρου 1-3 mm και απότομα εισέρχεται σε οκτώ (8) αναγεννητές διαμέτρου 23 mm. Η διατομή της ροής του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή είναι 7.5 και 9 φορές μεγαλύτερη από τη διατομή στο θερμαντήρα και το ψύκτη αντίστοιχα. Αν ληφθεί υπόψη η συνολική διατομή του αναγεννητή (αέριο και μεταλλικό πλέγμα), οι λόγοι είναι ίσοι με 12 και 14.5 αντίστοιχα. Βάσει του σχεδίου της GM GPU-3, στην οποία βασίσθηκε η πρότυπη μηχανή που μελετάται στην παρούσα εργασία, δεν υπάρχει κάποια διαμόρφωση ώστε η είσοδος ή η έξοδος του αερίου προς και από τον αναγεννητή να πραγματοποιείται ομαλά. [1]

Όταν η μεταφορά του εργαζόμενου μέσου από τον έναν χώρο στον άλλον δεν είναι ομαλή και η διατομή αυξάνεται, αναμένεται διασκορπισμός του αερίου και μείωση της ταχύτητάς του. Αντίθετα, όταν η διατομή μειώνεται αναμένεται αύξηση της ταχύτητας του αερίου. [27] Στο Σχήμα 5.33 απεικονίζεται ο τρόπος με τον οποίον το αέριο μεταφέρεται από τον αναγεννητή προς τους εναλλάκτες και αντίστροφα. Στις 90 μοίρες το αέριο ρέει προς το θερμαντήρα, ενώ στις 270 μοίρες η ροή του αερίου είναι προς το

ψύκτη. Στα συγκεκριμένα χρονικά σημεία, το μέτρο της παροχής είναι κοντά στην μέγιστη τιμή του για ψυχρή και θερμή ροή.

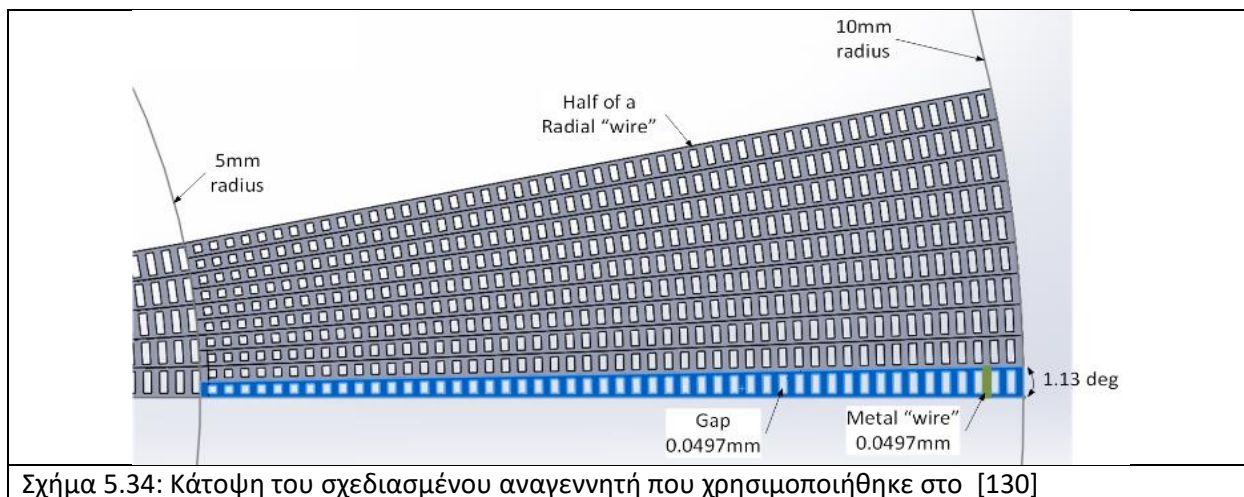
Στις 90 μοίρες, το αέριο εισέρχεται στον αναγεννητή με ταχύτητα προσεγγιστικά ίση με 30 m/s και διατηρεί υψηλή ταχύτητα για ένα μικρό μήκος του αναγεννητή μετά το ψυχρό άκρο. Σύντομα όμως το αέριο διαχέεται και η ταχύτητά του μειώνεται κάτω από τα 10 m/s. Η ταχύτητα αυτή διατηρείται έως το αέριο να φθάσει στους σωλήνες του θερμαντήρα. Εκεί, λόγω της μείωσης της διατομής, το αέριο συρρικνώνεται και η ταχύτητά του αυξάνεται άμεσα σε τιμή άνω των 40 m/s. Στις 270 μοίρες, το αέριο εξέρχεται από το θερμαντήρα με μεγάλη ταχύτητα η οποία είναι προσεγγιστικά ίση με 80 m/s. Καθώς η διατομή της ροής αυξάνεται, το αέριο εκτονώνεται και η ταχύτητά του μειώνεται στα 40 m/s. Έως το μέσον του αναγεννητή η ταχύτητα έχει μειωθεί στα 10 m/s και αυξάνεται καθώς εισέρχεται στο ψύκτη και η διατομή της ροής του μειώνεται. Το φαινόμενο της εκτόνωσης του αερίου λόγω της αύξησης της διατομής είναι εντονότερο σε σχέση με τις 90 μοίρες, καθώς η ταχύτητα εισόδου του αερίου στον αναγεννητή είναι μεγαλύτερη όταν αυτό εισέρχεται από το θερμαντήρα. Ο διασκορπισμός των σωματιδίων του αερίου στη διεπιφάνεια μεταξύ του αναγεννητή και του εναλλάκτη θερμότητας έχει περιγραφεί από ερευνητές όπως οι Ibrahim et al [71].



Σχήμα 5.33: Ροή του αερίου στα όρια του αναγεννητή για ψυχρή και θερμή ροή

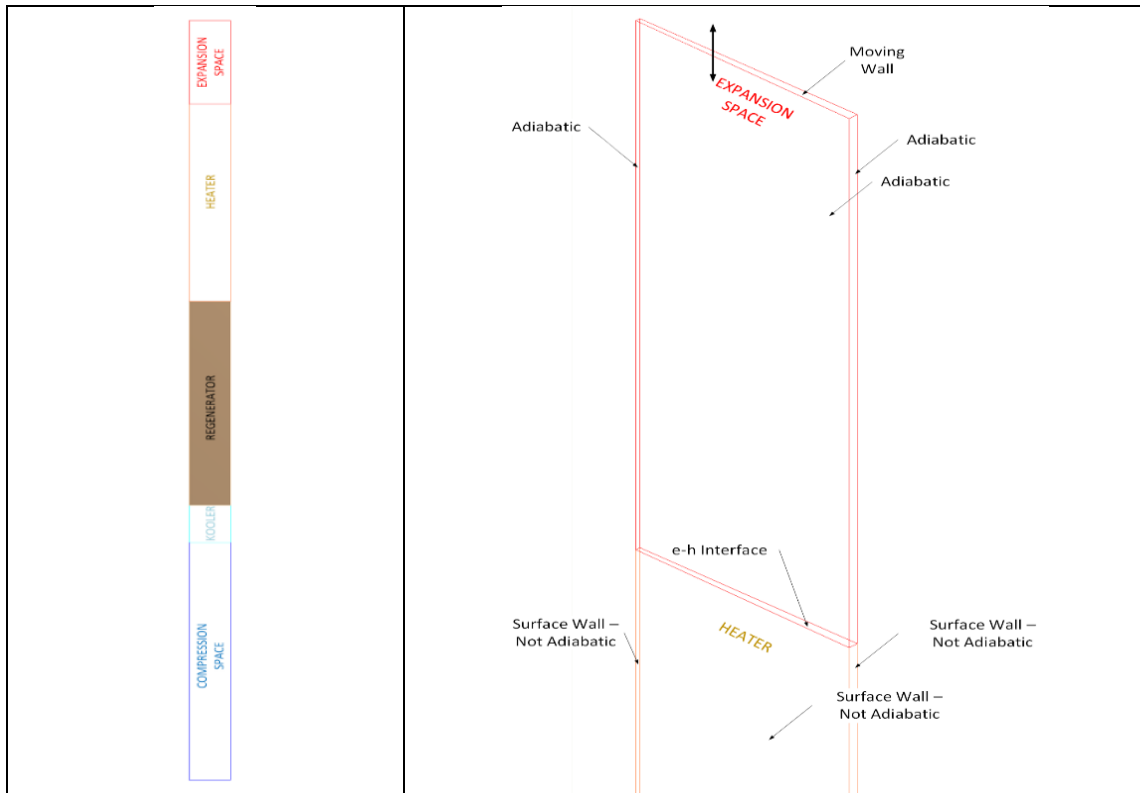
Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Χρησιμοποιούνται τα ευρήματα μιας προηγούμενης εργασίας του εργαστηρίου Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ, με αντικείμενο έρευνας τη ροή του αερίου στον αναγεννητή μηχανής Stirling [130]. Στην εργασία αυτή, το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή σχεδιάσθηκε επακριβώς. Ο αναγεννητής απεικονίζεται στο Σχήμα 5.34 με μπλε χρώμα. Η διατομή του είναι τμήμα ενός δακτυλίου με εσωτερική και εξωτερική διάμετρο 5 και 10 cm αντίστοιχα. Η διάμετρος του νήματος είναι ίση με 49.7 μm και το πορώδες του αναγεννητή είναι ίσο με 32.8%. Το μεταλλικό πλέγμα δεν αποτελούταν από πολλές διαφορετικές στρώσεις αλλά είναι συμπαγές. Το μήκος του αναγεννητή ήταν ίσο με 33 mm.

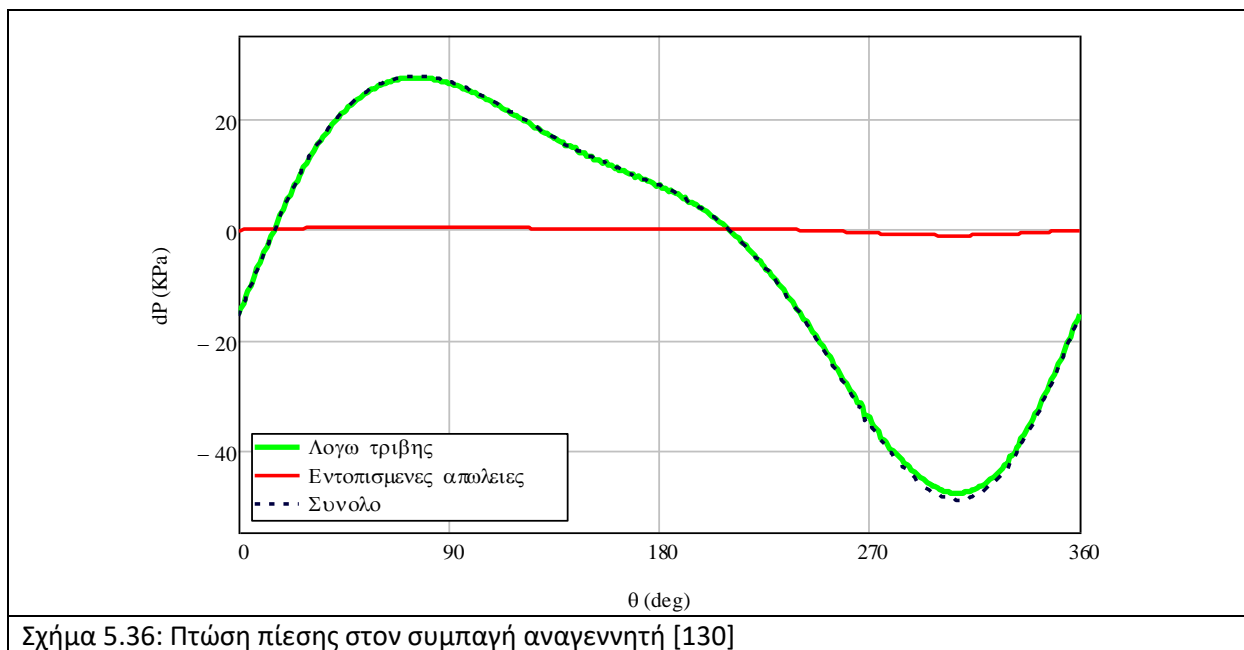


Ο αναγεννητής τοποθετήθηκε σε μία πρότυπη μηχανή Stirling α -τύπου, η οποία απεικονίζεται στο Σχήμα 5.35. Οι τοίχοι των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης ήταν αδιαβατικοί, ενώ η θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες ήταν σταθερή και ίση με 977 K στο θερμαντήρα και 288 K στο ψύκτη. Η χρονική μεταβολή των όγκων του συμπιεστή και του εκτονωτή βασίστηκε στην μεταβολή των όγκων των αντίστοιχων χώρων της μηχανής Stirling που μελετάται στην παρούσα εργασία. Η μέση πίεση λειτουργίας της μηχανής ήταν 68.2 bar. Βασικό στοιχείο του σχεδιασμού της μηχανής αυτής είναι πως το συνολικό εμβαδό της διατομής του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή είναι ίσο με τη διατομή του θερμαντήρα και του ψύκτη.

Εκτός από την πτώση της πίεσης μεταξύ των δύο άκρων του αναγεννητή, μετρήθηκε η πτώση της πίεσης μεταξύ δύο επιπέδων που έχουν ορισθεί εντός του ψύκτη και του θερμαντήρα και απέχουν 1 mm από το αντίστοιχο άκρο του αναγεννητή. Λόγω της μικρής διαφοράς του μήκους των δύο τμημάτων θεωρήθηκε πως η επιπλέον πτώση πίεσης λόγω τριβής είναι μηδενική και η όποια διαφορά μεταξύ των τιμών της πτώσης πίεσης προκύψει θα οφείλεται στην μεταβολή της ροής του αερίου ώστε να μπορέσει να διέλθει διαμέσω του αναγεννητή. Τα σχετικά αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.36. Η πτώση πίεσης στα δύο τμήματα εξωτερικά του αναγεννητή είναι μικρότερη από το 4% της πτώσης πίεσης εντός του αναγεννητή λόγω τριβής. Το εύρημα αυτό έρχεται σε αντίθεση με την μεγάλη πτώση πίεσης στα όρια του αναγεννητή της πρότυπης μηχανής που προσομοιώθηκε. Προκύπτει το συμπέρασμα πως για την μεγάλη πτώση πίεσης στην προσομοιωμένη μηχανή Stirling β -τύπου ευθύνεται η απότομη αλλαγή της διατομής της επιφάνειας διαμέσω της οποίας ρέει το εργαζόμενο μέσο. Βάσει της παρατήρησης αυτής, είναι σημαντική η ύπαρξη ομαλής μετάβασης του αερίου μεταξύ δύο διαδοχικών χώρων της μηχανής.



Σχήμα 5.35: Διάταξη της πρότυπης μηχανής Stirling α-τύπου που χρησιμοποιήθηκε στο [130]



Σχήμα 5.36: Πτώση πίεσης στον συμπαγή αναγεννητή [130]

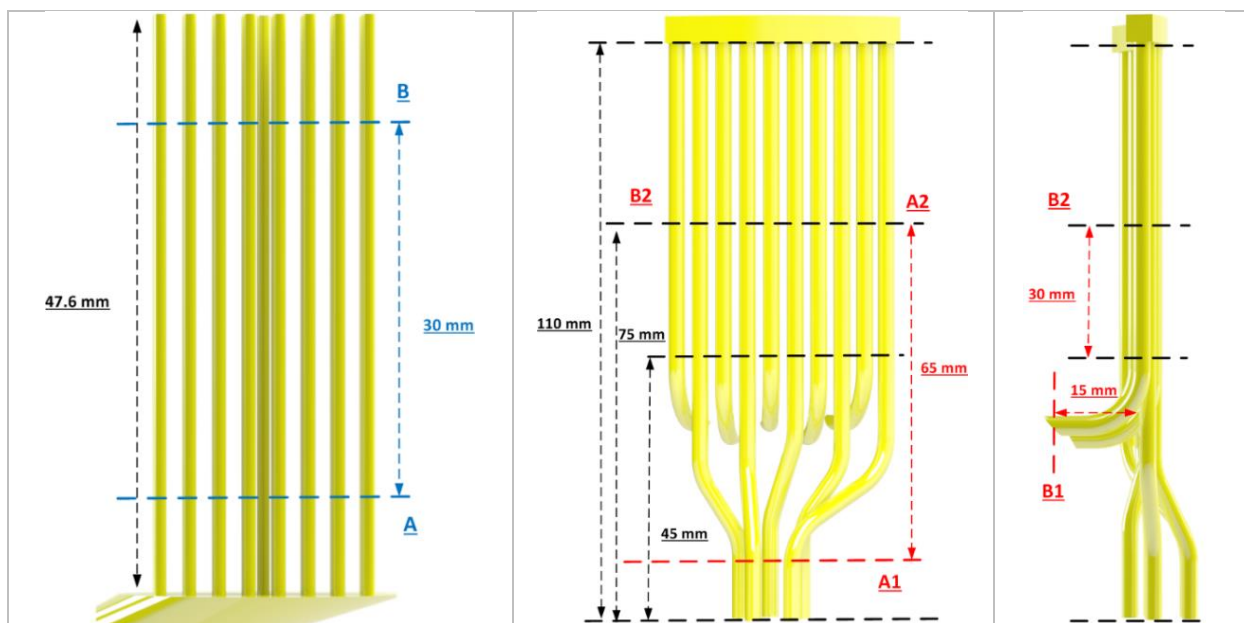
Τέλος, υπολογίζονται οι συντελεστές της εντοπισμένης πτώσης πίεσης στα δύο άκρα του αναγεννητή της μηχανής. Για κάθε σημείο υπολογίζονται δύο συντελεστές, ανάλογα την κατεύθυνση της ροής. Η δυναμική πίεση υπολογίζεται βάσει της ταχύτητας του αερίου στο χώρο από τον οποίον προέρχεται. Οι τιμές των συντελεστών έχουν ως εξής:

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

- Ψυχρό άκρο: 5.5 κατά τη ψυχρή ροή και 710 κατά τη θερμή ροή.
- Θερμό άκρο: 1710 κατά τη ψυχρή ροή και 24.2 κατά τη θερμή ροή.

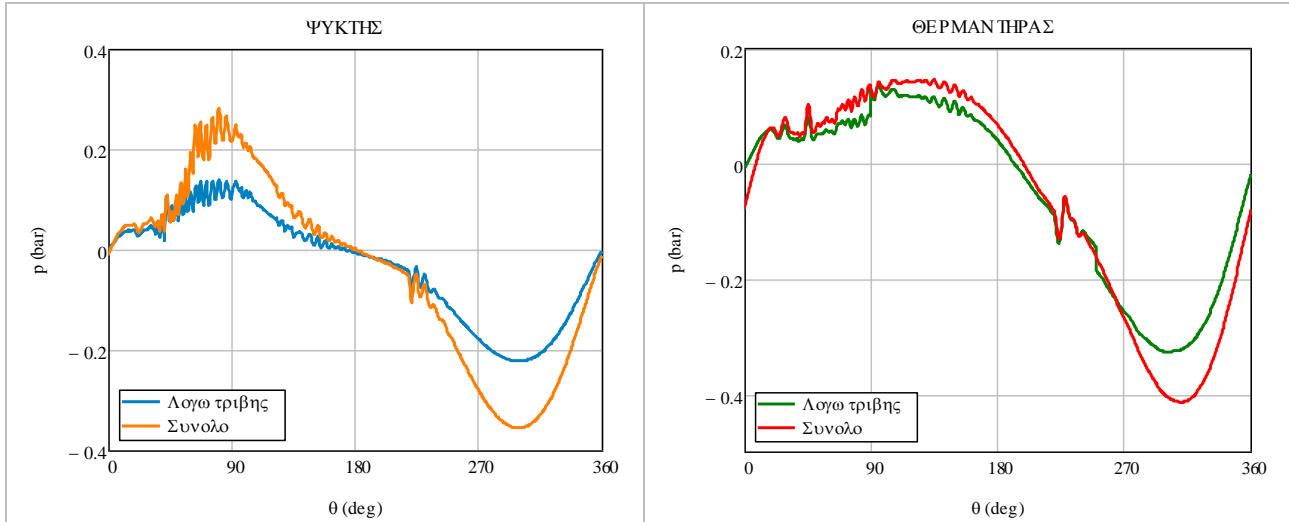
5.4.3: Πτώση πίεσης σε θερμαντήρα και ψύκτη

Η πτώση πίεσης στο θερμαντήρα και το ψύκτη οφείλεται κατά ένα μέρος της στην τριβή του εργαζόμενου μέσου στα τοιχώματα των εναλλακτών και κατά το υπόλοιπο στις εντοπισμένες απώλειες. Για το διαχωρισμό τους ορίστηκαν επίπεδα εντός των εναλλακτών, μεταξύ των οποίων η πτώση της πίεσης αποδίδεται εξ' ολοκλήρου στην τριβή. Η ολική πτώση πίεσης λόγω τριβής υπολογίζεται με αναγωγή της υπολογισμένης πτώσης πίεσης στο συνολικό μήκος των σωλήνων των εναλλακτών. Τα ορισμένα επίπεδα στους εναλλάκτες απεικονίζονται στο Σχήμα 5.37. Για το ψύκτη, το μήκος του ευθύγραμμου τμήματος που ορίζεται από τα δύο επίπεδα είναι ίσο με 30 mm. Για το θερμαντήρα ορίζονται δύο επίπεδα στους σωλήνες που ενώνουν το δακτύλιο με τον αναγεννητή («A1» «A2») και δύο επίπεδα στους σωλήνες που ενώνουν το δακτύλιο με το χώρο εκτόνωσης («B1», «B2»). Τα μήκη των ευθύγραμμων τμημάτων είναι ίσα με 65 και 45 mm αντίστοιχα.



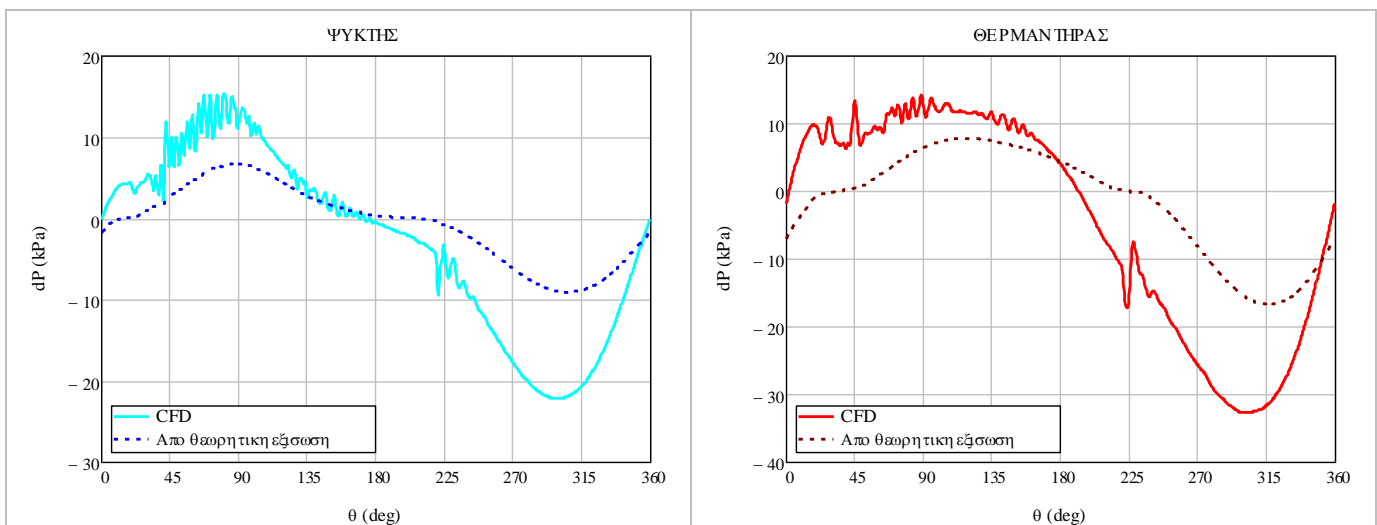
Σχήμα 5.37: Επίπεδα για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης λόγω τριβής στους εναλλάκτες

Η μεταβολή της πτώσης πίεσης λόγω τριβής και της ολικής πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.38. Η πτώση πίεσης λόγω τριβής στο ψύκτη είναι ίση με το 65% της ολικής πτώσης πίεσης. Το αντίστοιχο ποσοστό για το θερμαντήρα είναι ίσο με 80%. Η αστάθεια που παρατηρείται στις τιμές της πτώσης πίεσης οφείλεται σε μεγάλο βαθμό σε αποτελέσματα που προκύπτουν από την προσομοίωση. Η υπολογιστική μελέτη του επιμερισμού της πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες είναι προτιμότερο να γίνει μέσω προσομοιώσεων σταθερής και παλινδρομικής ροής αποκλειστικά στους εναλλάκτες αντί να μελετηθεί στο πλαίσιο της προσομοίωσης ολόκληρης της μηχανής με μεταβολής του συνολικού όγκου και της πίεσης.



Σχήμα 5.38: Πτώση πίεσης λόγω τριβής και εντοπισμένων απωλειών στους εναλλάκτες

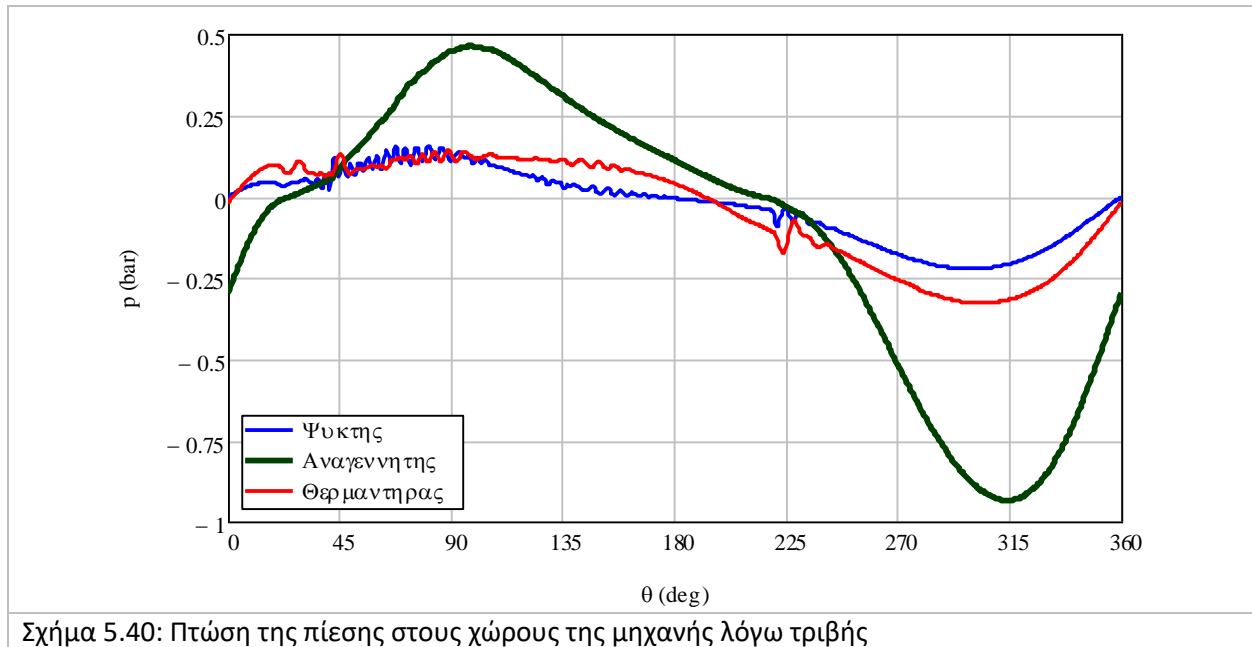
Ο συντελεστής τριβής δεν ήταν δυνατόν να συσχετισθεί με τον Reynolds για κανέναν από τους δύο εναλλάκτες. Στο Σχήμα 5.39 συγκρίνεται η πτώση της πίεσης λόγω τριβής όπως προέκυψε από την προσομοίωση με την πτώση πίεσης που θα προέκυπτε βάσει των δεδομένων της προσομοίωσης και της θεωρητικής συσχέτισης για το συντελεστή τριβής. Από τα γραφήματα φαίνεται πως η πτώση της πίεσης στην μηχανή είναι μεγαλύτερη, από την αντίστοιχη βάσει των θεωρητικών συντελεστών. Οι Barreno et al. [67] έχουν εκτιμήσει πως η πτώση πίεσης κατά την παλινδρομική ροή είναι κατά 7.5%-15% μεγαλύτερη σε σχέση με τη σταθερή ροή. Βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης προκύπτει μεγαλύτερη απόκλιση. Αντίστοιχη μελέτη δεν μπορεί να πραγματοποιηθεί για τον αναγεννητή της μηχανής, λόγω της προσομοίωσής του ως πορώδους μέσου. Οι τιμές των συντελεστών για την πτώση πίεσης εντός του αναγεννητή καθορίζονται από την αντίστοιχη συσχέτιση για σταθερή ροή. Η σύγκριση μεταξύ της σταθερής και της παλινδρομικής ροής ως προς την πτώση πίεσης θα μπορεί να πραγματοποιηθεί μόνο με τη χρήση γεωμετρίας πραγματικού αναγεννητή.



Σχήμα 5.39: Σύγκριση της πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες με τη θεωρητική πτώση πίεσης

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Στο Σχήμα 5.40 παρουσιάζεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή λόγω τριβής. Με το διαχωρισμό της πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες, η πτώση πίεσης στον αναγεννητή αυξάνεται συγκριτικά με τους εναλλάκτες και πλησιάζει τα αποτελέσματα των Urieli-Berchowitz. [1] Η συνολική πτώση πίεσης εντός του αναγεννητή κατά τη διάρκεια του κύκλου είναι προσεγγιστικά ίση με 3.5 και 6 φορές μεγαλύτερη από την αντίστοιχη πτώση πίεσης στο θερμαντήρα και το ψύκτη αντίστοιχα.



Σχήμα 5.40: Πτώση της πίεσης στους χώρους της μηχανής λόγω τριβής

5.4.4: Διάχυση θερμότητας λόγω πτώσης πίεσης

Η πτώση πίεσης λόγω της τριβής του αερίου στο μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή και στα τοιχώματα των εναλλακτών οδηγεί σε μείωση του παραγόμενου έργου και σε αντίστοιχη παραγωγή θερμότητας. Το φαινόμενο αυτό καλείται διάχυση θερμότητας (*dissipation*). Η ισχύς που δημιουργείται λόγω του φαινομένου της διάχυσης υπολογίζεται από την Εξ. (5-17).

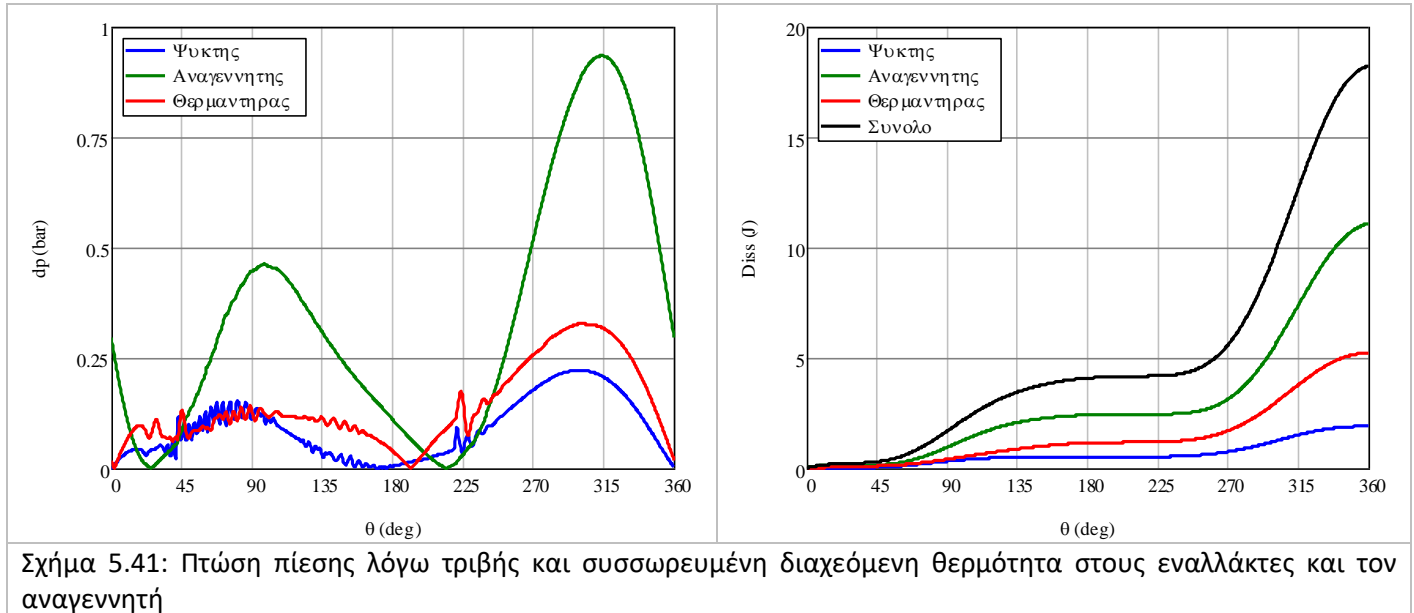
$$Diss = \left| dp \cdot \frac{360 \cdot f \cdot gA}{m} \right| \quad (5-17)$$

Η απώλεια του έργου λόγω διάχυσης ισοδυναμεί με τη θερμότητα που δημιουργείται από την τριβή του αερίου και την πτώση της πίεσής του και υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5-18). Ο όρος της πτώσης πίεσης στην εξίσωση αφορά μόνο την πτώση πίεσης που προκύπτει λόγω τριβής. Για το ψύκτη, λαμβάνεται υπόψη μόνο ο όγκος των σωλήνων καθώς εκεί υπάρχει πτώση πίεσης λόγω τριβής.

$$W_{diss} = \left| V \cdot dp \cdot \frac{gA}{m} \right| \quad (5-18)$$

Η διαχεόμενη θερμότητα στο θερμαντήρα θεωρείται πως μειώνει τη θερμότητα που απαιτείται από την εξωτερική πηγή, λειτουργώντας προς όφελος της μηχανής. Αντίστοιχα, η διαχεόμενη θερμότητα στο ψύκτη θερμαίνει το αέριο και αυξάνει την απορριπτόμενη θερμότητα. Η επίδραση της διαχεόμενης

Θερμότητας στον αναγεννητή εξαρτάται από την κατεύθυνση της ροής. Κατά τη ψυχρή ροή η διαχεόμενη θερμότητα προσδίδεται στο θερμαντήρα, μειώνοντας την απαιτούμενη θερμότητα. Κατά τη θερμή ροή, η διαχεόμενη θερμότητα προσδίδεται στο ψύκτη, θερμαίνοντας το αέριο και αυξάνοντας την απορριπτόμενη θερμότητα. Στο Σχήμα 5.41 παρουσιάζεται η απόλυτη τιμή της πτώσης πίεσης λόγω τριβής στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή (αριστερά) και η θερμότητα που διαχέεται στους χώρους της μηχανής (δεξιά). Η συνολικά διαχεόμενη ισχύς λόγω τριβής (18.2 J) είναι σχεδόν το 13% του ενδεικνύμενου έργου (143.0 J). Σε μία μηχανή Stirling, οι απώλειες έργου λόγω διάχυσης δεν πρέπει να ξεπερνούν το 10% του ενδεικνύμενου έργου της μηχανής. [2]



Σχήμα 5.41: Πτώση πίεσης λόγω τριβής και συσσωρευμένη διαχεόμενη θερμότητα στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή

5.5: Ανάλυση και συσχετίσεις της μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες

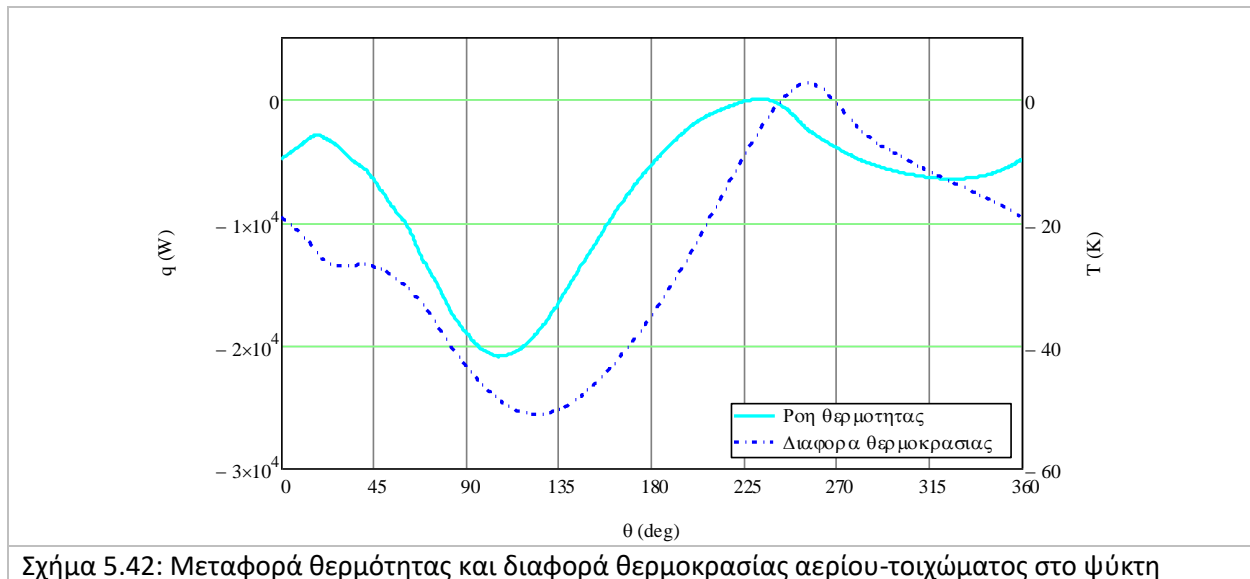
Σε σταθερή ροή αερίου εντός ενός θερμαινόμενου ή ψυχόμενου σωλήνα, η μεταφορά θερμότητας είναι ανάλογη της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ του αερίου και του τοιχώματος του σωλήνα. Η σχέση μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας και της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ του αερίου και του τοιχώματος περιπλέκεται για παλινδρομική ροή όπου υπάρχει περιοδική συμπίεση του αερίου. Εκτός των περιπτώσεων όπου η γωνιακή ταχύτητα είναι πολύ μικρή και οι συνθήκες ομοιάζουν με αυτές της σταθερής ροής, το αέριο παρουσιάζει διαφορετική συμπεριφορά ως προς τη θερμοκρασία ανάλογα με το αν το αέριο βρίσκεται κοντά στα τοιχώματα ή στο υπόλοιπο τμήμα του σωλήνα. Από τις μελέτες του Korghauser έχει προκύψει πως για μεγάλες ταχύτητες περιστροφής δημιουργείται ένα οριακό στρώμα μικρού πάχους κοντά στο τοίχωμα των σωλήνων, όπου η θερμοκρασία του αερίου έχει διαφορετική τιμή και ακολουθεί διαφορετική συμπεριφορά σε σχέση με το αέριο στον υπόλοιπο όγκο του σωλήνα. Η μεταφορά θερμότητας από το τοίχωμα κάθε σωλήνα των εναλλακτών επηρεάζεται κυρίως από τη θερμοκρασία του αερίου κοντά στο τοίχωμα του σωλήνα, ενώ η διαφορά θερμοκρασίας επηρεάζεται κυρίως από τον υπόλοιπο όγκο του σωλήνα. Συνεπώς, η χρονική μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας και η αντίστοιχη μεταβολή της μεταφοράς θερμότητας παρουσιάζουν διαφορά φάσης μεταξύ τους. [45, 46, 47, 54]

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του αερίου και του τοιχώματος των εναλλακτών θερμότητας ορίζεται από την Εξ. (5-19). Ο ορισμός της είναι τέτοιος ώστε το πρόσημο της διαφοράς θερμοκρασίας να συμπίπτει με αυτό της μεταφερόμενης θερμότητας. Η μεταφορά θερμότητας είναι θετική όταν το αέριο προσλαμβάνει θερμότητα, το οποίο συμβαίνει όταν είναι ψυχρότερο από το μέταλλο. Αντίστοιχα, αρνητική θερμότητα υποδεικνύει απόρριψη θερμότητας από το αέριο και συμβαίνει όταν το αέριο είναι θερμότερο από το μέταλλο.

$$\Delta T = T_w - T_f \quad (5-19)$$

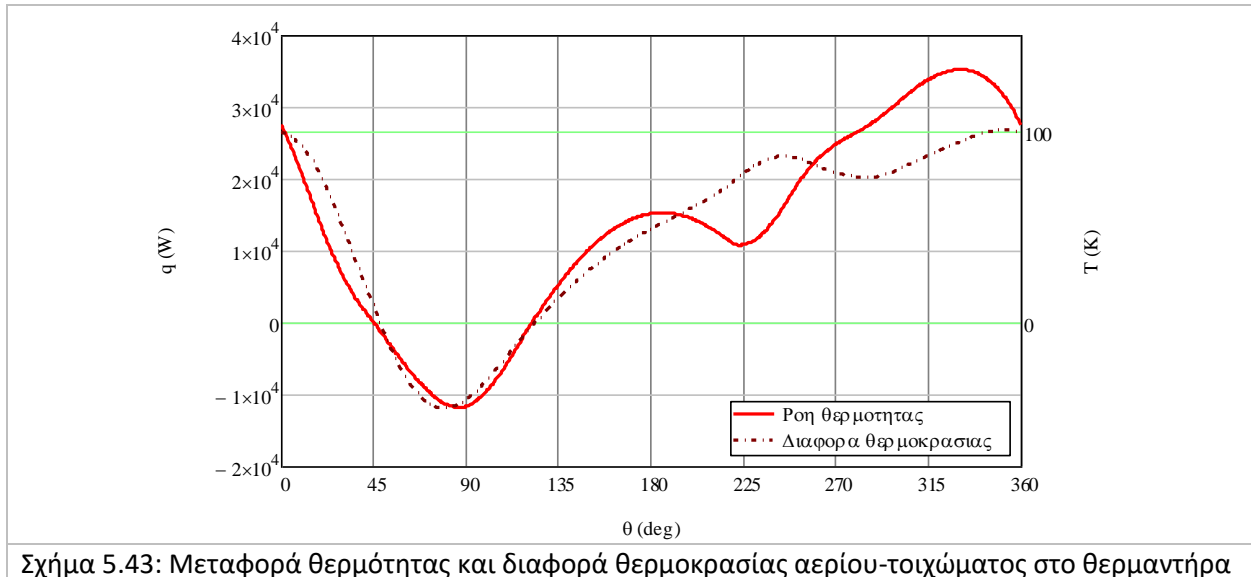
Η μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας και της συναλασσόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια του κύκλου απεικονίζεται στο Σχήμα 5.42 και το Σχήμα 5.43 για το ψύκτη και το θερμαντήρα αντίστοιχα. Η ροή θερμότητας αντιστοιχεί στην αριστερή στήλη και η διαφορά θερμοκρασίας στη δεξιά. Για το ψύκτη, παρατηρείται μία διαφορά φάσης της τάξης των 15-20 μοιρών. Σε ένα διάστημα μεταξύ των 225 και 270 μοιρών το αέριο γίνεται ψυχρότερο από το μέταλλο, αλλά δεν υπάρχει αντίστοιχο χρονικό διάστημα κατά το οποίο προσλαμβάνεται θερμότητα. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στη γεωμετρία του ψύκτη και την ανομοιομορφία που υπάρχει ως προς τη θερμοκρασία του αερίου στην κοιλότητα του ψύκτη και τους σωλήνες. Ο όγκος της κοιλότητας του ψύκτη ισούται προσεγγιστικά με τον όγκο των σωλήνων και η μέση θερμοκρασία του αερίου επηρεάζεται σε αντίστοιχο βαθμό από τη θερμοκρασία στους δύο επιμέρους χώρους. Αντίθετα, η επιφάνεια του τοιχώματος των σωλήνων είναι προσεγγιστικά δέκα (10) φορές μεγαλύτερη από την επιφάνεια του τοιχώματος της κοιλότητας, συνεπώς η μεταφερόμενη θερμότητα επηρεάζεται σε ανάλογα μεγαλύτερο βαθμό από τις τιμές στα τοιχώματα των σωλήνων σε σχέση με τις αυτές στο τοίχωμα της κοιλότητας.



Σχήμα 5.42: Μεταφορά θερμότητας και διαφορά θερμοκρασίας αερίου-τοιχώματος στο ψύκτη

Αντίθετα, στο θερμαντήρα δεν συναντώνται αντίστοιχες συνθήκες διαφοροποίησης της θερμοκρασίας, καθώς αποτελείται από τους σωλήνες και το δακτύλιο (Σχήμα 5.43). Όσο το αέριο είναι ψυχρότερο από το τοίχωμα προσλαμβάνεται θερμότητα από την εξωτερική πηγή ενώ αντίθετα, όσο το αέριο είναι θερμότερο από το τοίχωμα η θερμότητα απορρίπτεται. Στο πρώτο μισό του κύκλου λειτουργίας, τα προφίλ μεταβολής των δύο μεγεθών είναι αντίστοιχα και η διαφορά φάσης είναι πολύ μικρή. Τα προφίλ

της μεταβολής της θερμότητας και της διαφοράς θερμοκρασίας διαφοροποιούνται στο δεύτερο μισό του κύκλου.



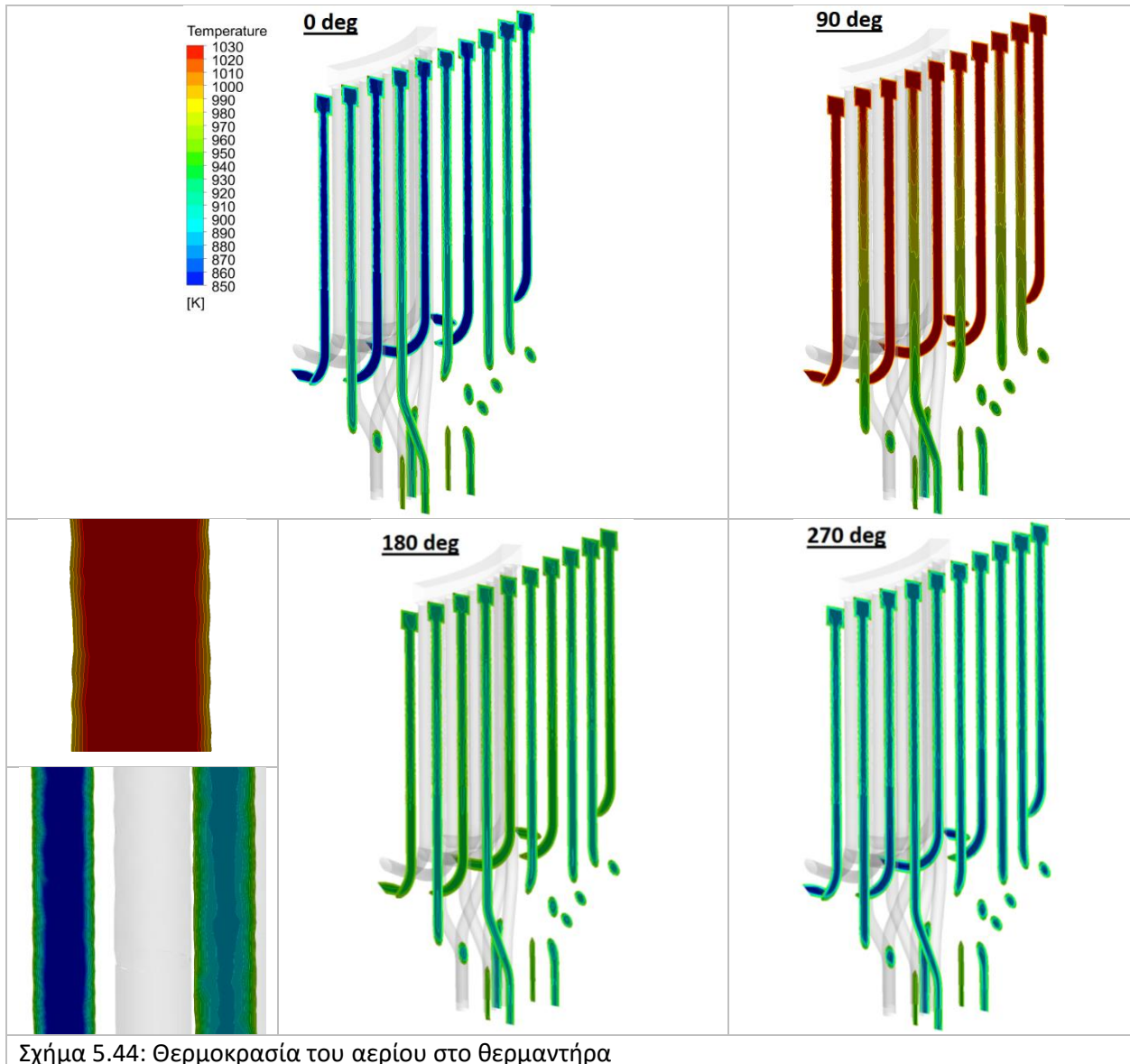
Σχήμα 5.43: Μεταφορά θερμότητας και διαφορά θερμοκρασίας αερίου-τοιχώματος στο θερμαντήρα

Στο Σχήμα 5.44 παρουσιάζεται η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου στους δέκα σωλήνες του θερμαντήρα για τέσσερις επιλεγμένες γωνίες στροφάλου. Υπάρχει διαφοροποίηση στη θερμοκρασία μεταξύ των σωλήνων που ενώνουν το δακτύλιο με τον αναγεννητή και των σωλήνων που ενώνουν το δακτύλιο με το χώρο εκτόνωσης. Στο κάτω αριστερό τμήμα της εικόνας απεικονίζεται η κατανομή της θερμοκρασίας σε ένα σωλήνα του θερμαντήρα στις 90° (επάνω) και την αρχή του κύκλου (κάτω) σε μεγαλύτερη ανάλυση. Η θερμοκρασία του αερίου στις 90° είναι υψηλότερη και στην αρχή του κύκλου χαμηλότερη από την αντίστοιχη θερμοκρασία του τοιχώματος. Παρατηρείται πως υπάρχει ακτινική μεταβολή της θερμοκρασίας καθώς πλησιάζουμε από το κέντρο του σωλήνα προς το τοίχωμα. Αυτό συμπίπτει με τα ευρήματα των Kornhauser et al. [45, 46, 47]. Σε αντίθεση με τη θερμοκρασία του αερίου στο κέντρο του σωλήνα όπου υπάρχει σημαντική μεταβολή, η θερμοκρασία κοντά στην περιοχή των τοιχωμάτων μπορεί να θεωρηθεί προσεγγιστικά σταθερή καθώς επηρεάζεται από τη θερμοκρασία του τοιχώματος. Λόγω του περιορισμένου πάχους του οριακού στρώματος κοντά στο τοίχωμα, δεν μπορούσαν να υπολογισθούν οι τιμές της θερμοκρασίας του αερίου στην περιοχή αυτή.

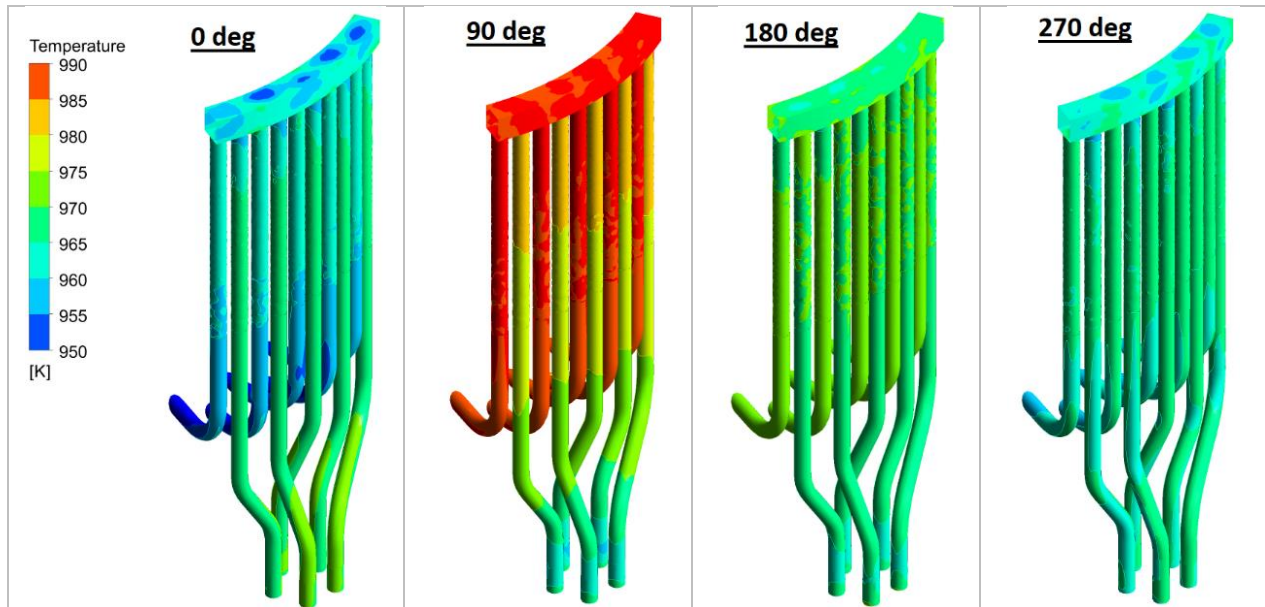
Στο Σχήμα 5.45 παρουσιάζεται η κατανομή των θερμοκρασιών των τοιχωμάτων του θερμαντήρα για τέσσερις (4) χρονικές στιγμές. Αν και η μεταβολή της μέσης τιμής της θερμοκρασίας μεταξύ των γωνιών είναι μικρή. Υπάρχει χωρική μεταβολή, ιδιαίτερα στην αρχή του κύκλου και τις 90 μοίρες. Υπάρχει επίσης διαφοροποίηση μεταξύ των θερμοκρασιών, ανάλογα με το αν τα τοιχώματα ενώνουν το δακτύλιο με τον αναγεννητή ή το χώρο εκτόνωσης.

Η χωρική κατανομή της μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα του θερμαντήρα απεικονίζεται στο Σχήμα 5.46. Όπως και στην κατανομή της θερμοκρασίας του τοιχώματος, παρατηρείται ανομοιομορφία μεταξύ των σωλήνων. Προκύπτει η ανάγκη για διαχωρισμό του θερμαντήρα σε επιμέρους τμήματα. Στις 90 μοίρες, τα τοιχώματα του δακτυλίου του θερμαντήρα είναι θερμότερα από την πηγή θερμότητας (977 K) και αποβάλλεται θερμότητα. Σε όλες τις υπόλοιπες χρονικές στιγμές, τα τοιχώματα των σωλήνων έχουν θερμοκρασία χαμηλότερη από τα 977 K και υπάρχει απορρόφηση θερμότητας.

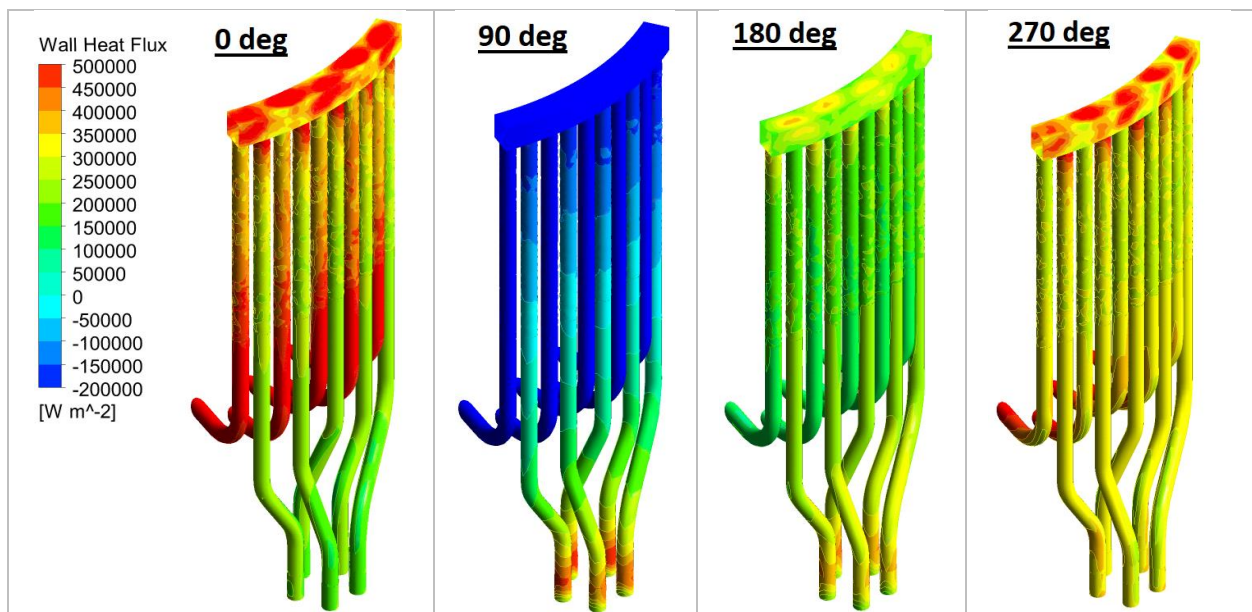
Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομείωσης



Σχήμα 5.44: Θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα



Σχήμα 5.45: Χωρική κατανομή της θερμοκρασίας τοιχώματος του θερμαντήρα

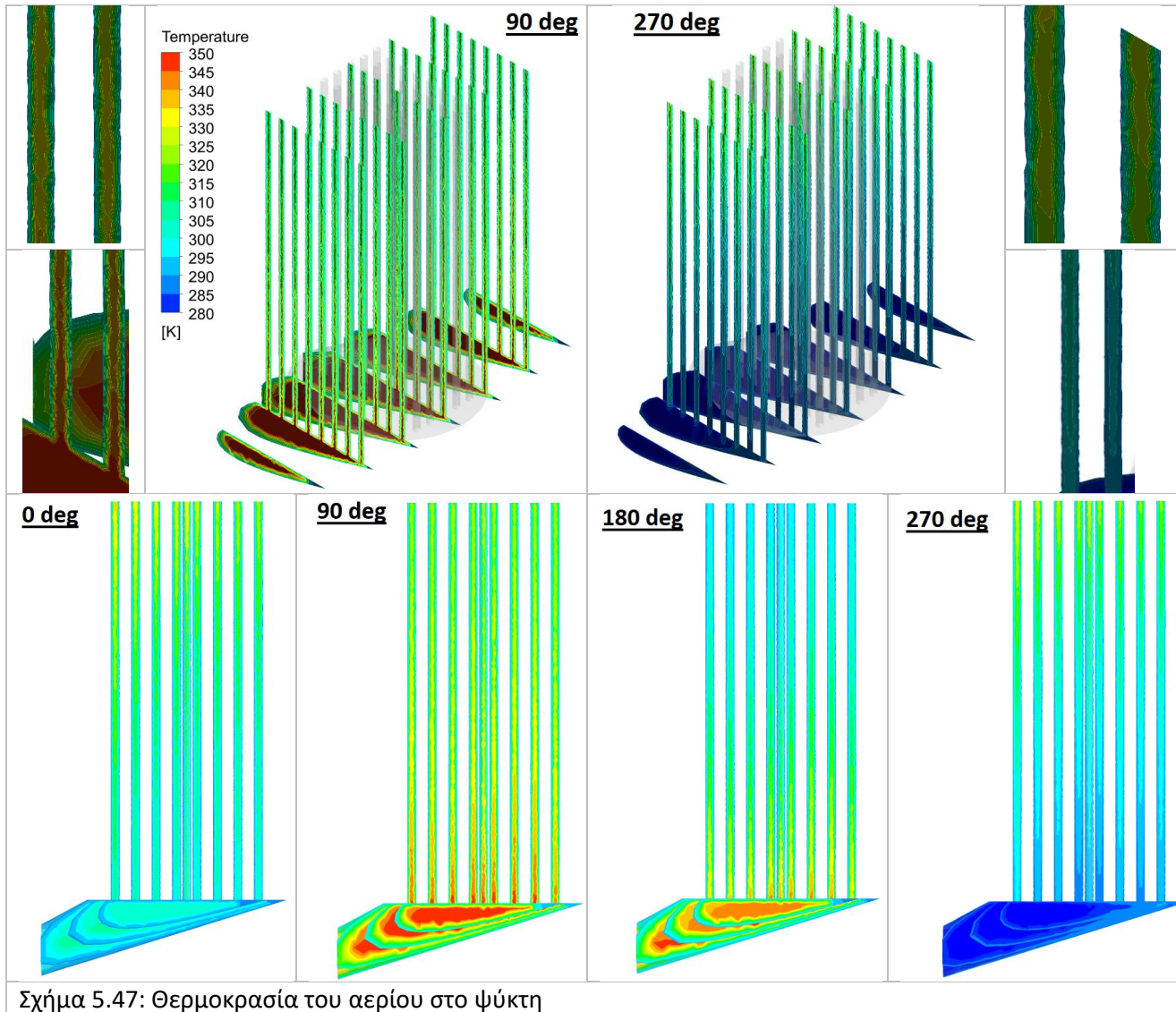


Σχήμα 5.46: Μεταφορά θερμότητας στο θερμαντήρα

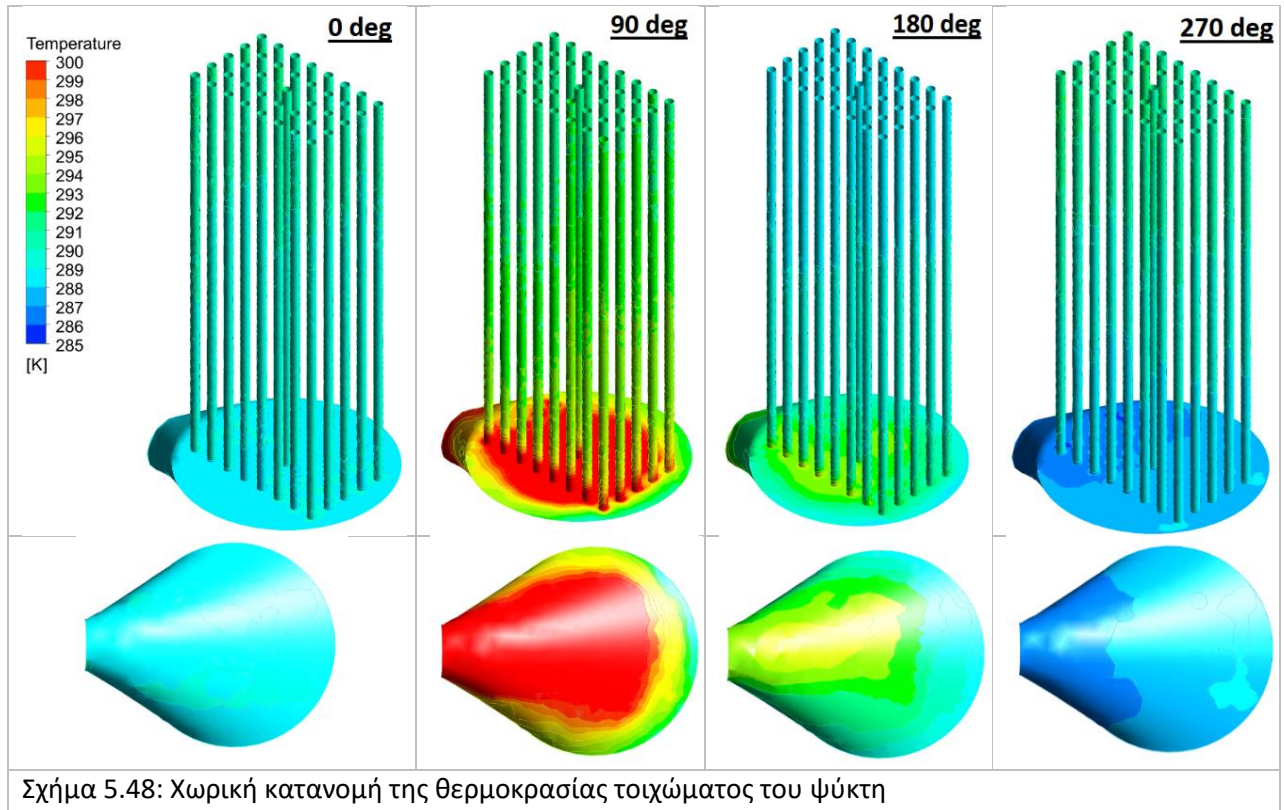
Στο Σχήμα 5.47 απεικονίζεται η θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη για τις τέσσερις επιλεγμένες γωνίες. Για όλες τις γωνίες, υπάρχει διαφοροποίηση μεταξύ της θερμοκρασίας του αερίου στην κοιλότητα του ψύκτη και της θερμοκρασίας στους σωλήνες του ψύκτη. Η μεταβολή της θερμοκρασίας στην κοιλότητα του ψύκτη είναι μεγαλύτερη, καθώς η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας στο χώρο είναι σημαντικά μικρότερη και υπάρχει μεγαλύτερη επιρροή της μεταβολής της πίεσης και της θερμοκρασίας του γειτονικού χώρου συμπίεσης. Αντίθετα, η θερμοκρασία του αερίου στους σωλήνες του ψύκτη μπορεί να θεωρηθεί προσεγγιστικά σταθερή. Από τα ευρήματα αυτά ενισχύεται η ανάγκη για διαχωρισμό του ψύκτη σε δύο διαφορετικούς χώρους, την κοιλότητα και τους σωλήνες. Στα διαγράμματα στα δεξιά και

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

αριστερά του σχήματος, παρατηρείται η ακτινική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου καθώς από το κέντρο των σωλήνων πλησιάζουμε το τοίχωμα.

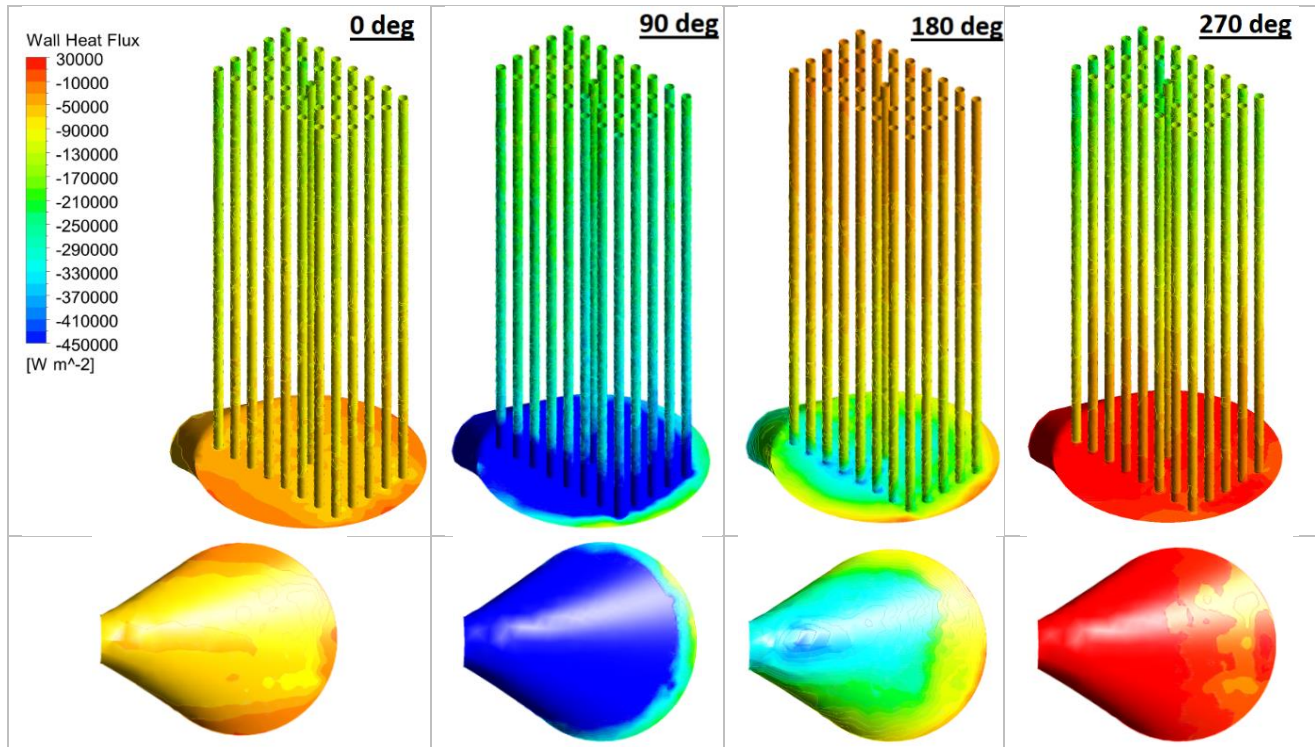


Η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του ψύκτη για τις τέσσερις επιλεγμένες γωνίες παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.48. Υπάρχει διαφοροποίηση στη θερμοκρασία των τοιχωμάτων της κοιλότητας, σε αντίθεση με τη θερμοκρασία των τοιχωμάτων των σωλήνων του ψύκτη όπου η θερμοκρασία μπορεί να θεωρηθεί προσεγγιστικά σταθερή. Η αντίθεση μεταξύ της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων της κοιλότητας του ψύκτη και των σωλήνων είναι πιο έντονη στις χρονικές στιγμές των 90 και 180 μοιρών. Στις 90° και τις 180°, το τοίχωμα της κοιλότητας είναι θερμότερο από τα αντίστοιχα των σωλήνων, σε αντίθεση με τις 270° όπου η θερμοκρασία στο τοίχωμα της κοιλότητας του ψύκτη είναι χαμηλότερη.



Η κατανομή της μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα του ψύκτη απεικονίζεται στο Σχήμα 5.49. Στις 90° και 180° παρουσιάζεται σημαντική διαφοροποίηση μεταξύ των τοιχωμάτων της κοιλότητας και των αντίστοιχων των σωλήνων του ψύκτη, η οποία συμβαδίζει με την αντίστοιχη διαφοροποίηση της θερμοκρασίας. Τη χρονική στιγμή που αντιστοιχεί στις 270° προσδίδεται θερμότητα μέσω του τοιχώματος της κοιλότητας και απορρίπτεται θερμότητα από τους σωλήνες. Από τα τοιχώματα των σωλήνων απορρίπτεται θερμότητα προς το περιβάλλον κατά τις υπόλοιπες χρονικές στιγμές (0°, 90°, 180°). Στις 270° υπάρχει πρόσληψη θερμότητας από τα τοιχώματα της κοιλότητας και απόρριψη θερμότητας από τα τοιχώματα των σωλήνων. Η απορριπτόμενη θερμότητα από τους σωλήνες υπερσχύει της προσδιδόμενης θερμότητας μέσω της κοιλότητας λόγω του μεγαλύτερου εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας των σωλήνων, με αποτέλεσμα η συνολικά μεταφερόμενη θερμότητα να είναι αρνητική (απόρριψη θερμότητας). Η μέση θερμοκρασία του τοιχώματος είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος (288 K), αφού η μεγαλύτερη θερμοκρασία στα τοιχώματα των σωλήνων υπερσχύει (Σχήμα 5.48). Για το αέριο, η θερμοκρασία στην κοιλότητα είναι μικρότερη και η θερμοκρασία στους σωλήνες μεγαλύτερη από 288 K (Σχήμα 5.47). Καθώς η μάζα του αερίου στην κοιλότητα είναι προσεγγιστικά ίση με την μάζα στους σωλήνες, οι επιρροές των θερμοκρασιών στους επιμέρους χώρους ως προς την μέση θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη είναι παρόμοιες μεταξύ τους. Αποτέλεσμα αυτού είναι να υπάρχει διάστημα κατά το οποίο η μέση χωρική θερμοκρασία του αερίου να είναι κατώτερη των 288 K. Συνεπώς, η διαφορά θερμοκρασίας όπως έχει ορισθεί από την Εξ. (5-19) θα είναι θετική, αλλά η μεταφερόμενη θερμότητα θα έχει αρνητικό πρόσημο.

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης



Σχήμα 5.49: Μεταφορά θερμότητας στο ψύκτη

Τα σημεία μεγιστοποίησης και ελαχιστοποίησης της ροής θερμότητας και της διαφοράς θερμοκρασίας στους εναλλάκτες παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-7. Μεταξύ των σημείων μεγιστοποίησης – ελαχιστοποίησης παρατηρούμε μια διαφορά φάσης προσεγγιστικά της τάξης των 10-20 μοιρών. Παρατηρείται η ύπαρξη διαφοράς φάσης μεταξύ μεταφοράς θερμότητας και διαφοράς θερμοκρασίας στους εναλλάκτες, όπως διατυπώνεται και από τους Kornhauser et al. [45, 46, 47]

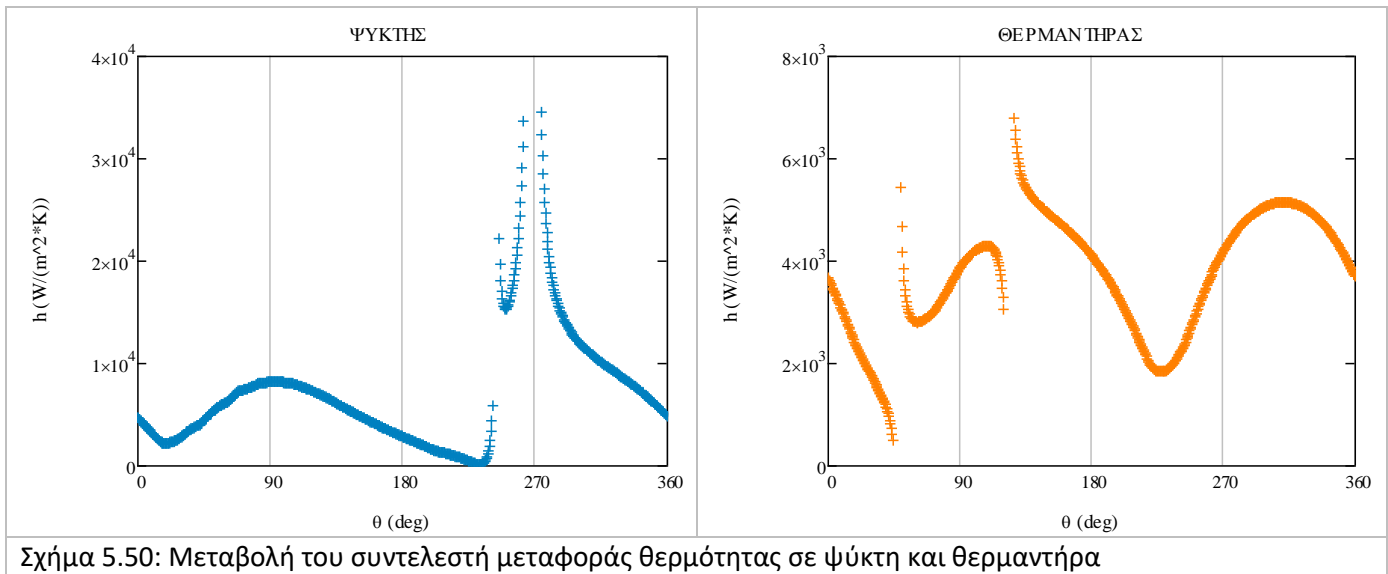
Πίνακας 5-7: Σημεία ακραίων τιμών και μηδενισμού των ροών θερμότητας και των διαφορών θερμοκρασίας στους εναλλάκτες

| | Σημεία ακραίων τιμών | | Σημεία μηδενισμού | |
|------------------------------------|----------------------|----------|-------------------|----------|
| | Μέγιστο | Ελάχιστο | Σημείο 1 | Σημείο 2 |
| Ροή θερμότητας – Θερμαντήρας | 330° | 86° | 45° | 122° |
| Διαφορά θερμοκρασίας – Θερμαντήρας | 352° | 79° | 43° | 123° |
| Ροή θερμότητας – Ψύκτης | 233° | 106° | | |
| Διαφορά θερμοκρασίας - Ψύκτης | 256° | 124° | 244° | 267.5° |

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αερίου και των τοιχωμάτων των εναλλακτών εξαρτάται από τη ροή θερμότητας και τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ αερίου και μετάλλου και υπολογίζεται από την Εξ. (5-20).

$$h = \frac{q}{A_w \cdot (T_w - T_f)} \quad (5-20)$$

Η μεταβολή των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας με το χρόνο για τους δύο εναλλάκτες παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.50. Και στις δύο περιπτώσεις, έχουν αφαιρεθεί κάποιες ακραίες τιμές οι οποίες αντιστοιχούν σε σημεία μηδενισμού της διαφοράς θερμοκρασίας. Η μεταβολή στο θερμαντήρα είναι μικρότερη, ενώ στο ψύκτη οι τιμές του συντελεστή σε μία περιοχή γύρω από τις 270 μοίρες διαφοροποιούνται σημαντικά. Η διαφοροποίηση αυτή οφείλεται στην ταυτόχρονη ύπαρξη ψυχρότερου αερίου σε σχέση με το μέταλλο και απόρριψης θερμότητας, η οποία έχει εξηγηθεί προηγουμένως στην εργασία.



Σχήμα 5.50: Μεταβολή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σε ψύκτη και θερμαντήρα

Μετά τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται ο αριθμός Nusselt μέσω της Εξ. (5-21).

$$Nu = \frac{h \cdot dh}{k_f} \quad (5-21)$$

Ακολουθεί η συσχέτιση του αριθμού Nusselt με το Reynolds στους εναλλάκτες. Τα δύο μεγέθη συσχετίζονται μέσω μίας γραμμικής εξίσωσης. Η συσχέτιση για το θερμαντήρα παρουσιάζεται στην Εξ. (5-22) ενώ η αντίστοιχη συσχέτιση για το ψύκτη ορίζεται από την Εξ. (5-23).

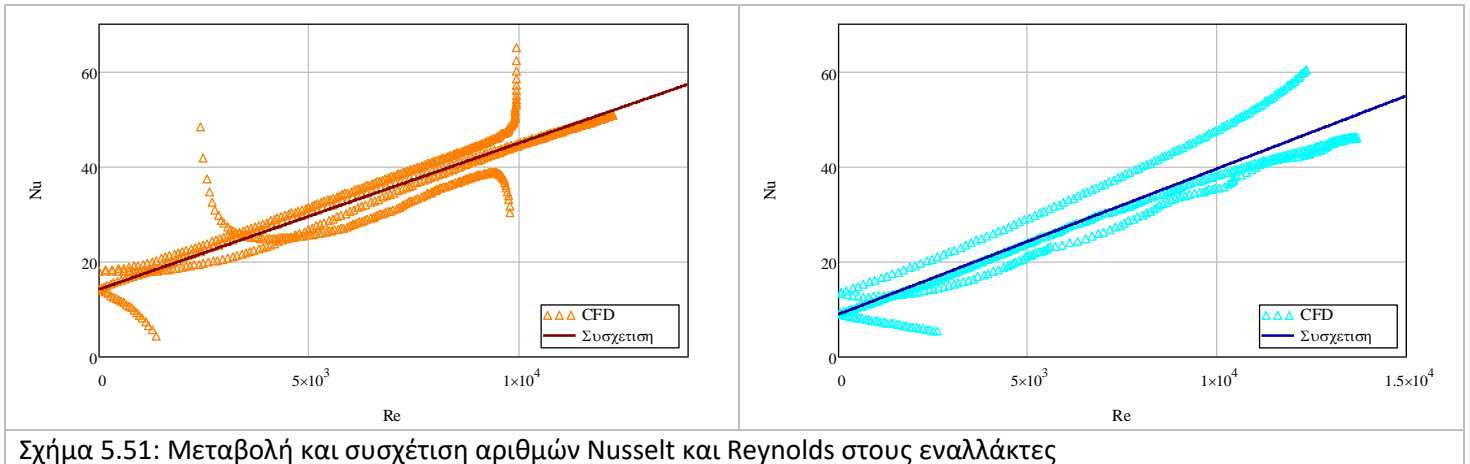
$$Nu(Re) = 0.003068 \cdot Re + 14.1 \quad (5-22)$$

$$Nu(Re) = 0.003052 \cdot Re + 8.82 \quad (5-23)$$

Τα δεδομένα σχετικά με τους αριθμούς Nusselt και Reynolds και οι αντίστοιχες συσχετίσεις παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.51 για το θερμαντήρα (αριστερά) και το ψύκτη (δεξιά). Η συσχέτιση είναι αντιπροσωπευτική των δεδομένων, ιδιαίτερα για το θερμαντήρα. Με την αφαίρεση των σημείων όπου η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ αερίου και μετάλλου ήταν πολύ μικρή, ο συντελεστής συσχέτισης των δεδομένων ξεπέρασε το 90%. Οι κλίσεις των γραμμικών συσχετίσεων είναι παρόμοιες μεταξύ τους, ενώ η σταθερή τιμή είναι μεγαλύτερη στο θερμαντήρα. Ως αποτέλεσμα, η επίδραση της μεταβολής του

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Reynolds είναι αντίστοιχη ως προς την μεταφορά θερμότητας στους δύο εναλλάκτες, όμως για μικρές τιμές του Reynolds η μεταφορά θερμότητας στο θερμαντήρα είναι εντονότερη. Στις περισσότερες σχετικές έρευνες ([1, 63, 64, 65, 66, 67, 114]) λαμβάνεται μία κοινή συσχέτιση για την μεταφορά θερμότητας και στους δύο εναλλάκτες. Λόγω της ύπαρξης της κοιλότητας στο ψύκτη, σε αντίθεση με το θερμαντήρα όπου αποτελείται σχεδόν εξ'ολοκλήρου από σωλήνες, θεωρούμε πως η συσχέτιση που προέκυψε για την μεταφορά θερμότητας στο θερμαντήρα είναι πιο αντιπροσωπευτική.



Σχήμα 5.51: Μεταβολή και συσχέτιση αριθμών Nusselt και Reynolds στους εναλλάκτες

Ο αριθμός Prandtl εξαρτάται από τις ιδιότητες του αερίου και πιο συγκεκριμένα τη δυναμική συνεκτικότητα, τη θερμική αγωγιμότητα και τη θερμοχωρητικότητα. Υπολογίζεται από την Εξ. (5-24). Συνήθως η τιμή του θεωρείται σταθερή και ίση με 0.67.

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k_f} \quad (5-24)$$

Ο αριθμός Valenci είναι ένα αδιάστατο μέγεθος που χαρακτηρίζει τη ροή. Είναι αντίστοιχο του αριθμού Reynolds, με τη διαφορά ότι αντί της ταχύτητας του αερίου χρησιμοποιείται η γωνιακή ταχύτητα της μηχανής. Όσο υψηλότερη η τιμή του Valenci, τόσο μεγαλύτερη είναι η παλινδρόμηση της ροής. Όταν ο Valenci έχει χαμηλή τιμή, οι συνθήκες της παλινδρομικής ροής προσεγγίζουν τις αντίστοιχες της στρωτής ροής και μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι αντίστοιχοι συντελεστές και συσχετίσεις με μεγαλύτερη ασφάλεια.

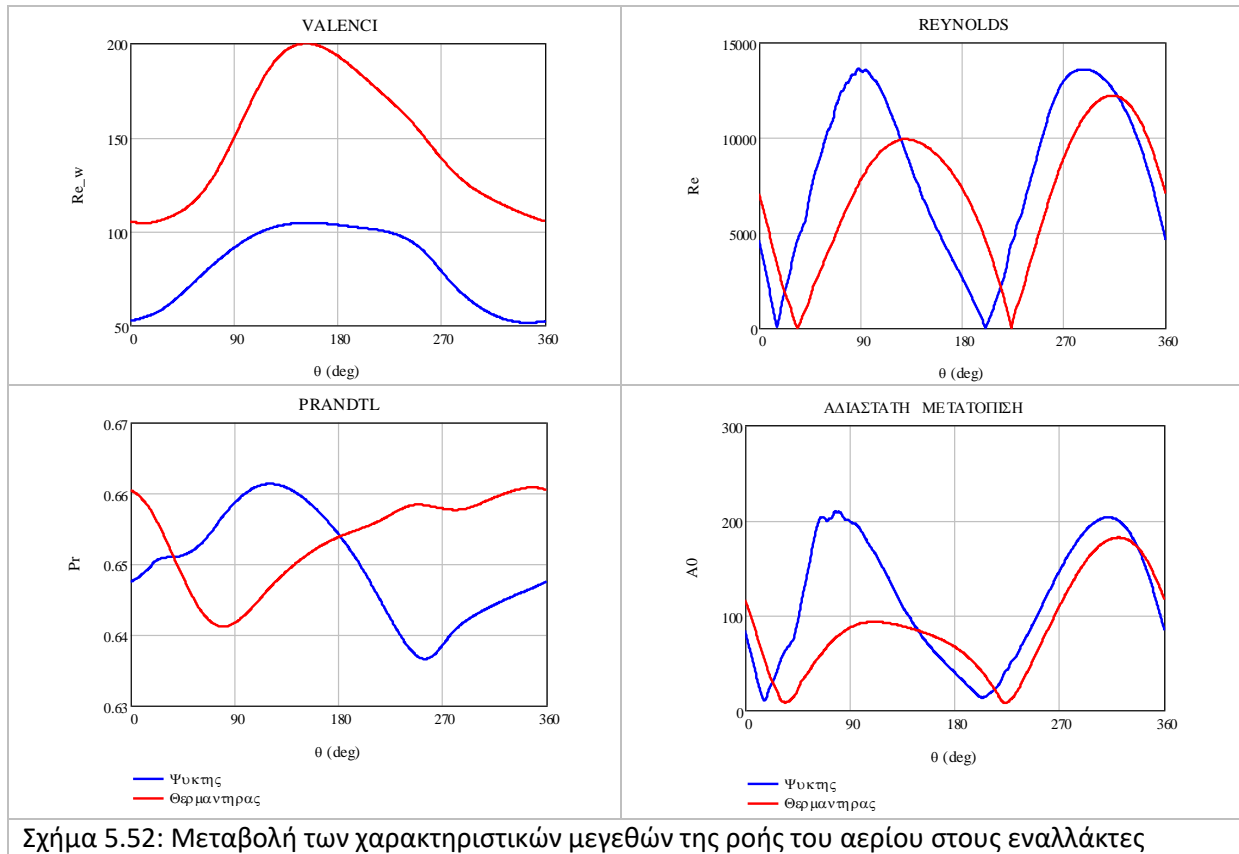
$$Re_\omega = \frac{\rho \cdot \omega \cdot dh^2}{\mu} \quad (5-25)$$

Το αδιάστατο πλάτος υπολογίζεται από το πηλίκο της μέγιστης μετατόπισης του αερίου εντός των σωλήνων του εναλλάκτη λόγω της μετατόπισης του εμβόλου προς την υδραυλική διάμετρο του εναλλάκτη. Υπολογίζεται από την Εξ. (5-26).

$$A_0 = \frac{x_{\max}}{d_i} \quad (5-26)$$

Η μεταβολή των αριθμών Valenci, Reynolds, Prandtl και της αδιάστατης μετατόπισης παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.52. Οι τιμές αυτές χρησιμοποιήθηκαν για την αξιολόγηση της καταλληλότητας των

συσχετίσεων μεταφοράς θερμότητας που υπάρχουν στη βιβλιογραφία για τις συνθήκες λειτουργίας της προσομοιωμένης μηχανής. Βάσει των δεδομένων, ο αριθμός Prandtl μπορεί να θεωρηθεί ίσος με 0.67.



5.5.1: Σχέσεις μεταφοράς θερμότητας από τη βιβλιογραφία

Η θερμοκρασία της εξωτερικής πλευράς του τοιχώματος των εναλλακτών θεωρείται σταθερή και ίση με τη θερμοκρασία του εξωτερικού ρεύματος πρόσδοσης ή απόρριψης θερμότητας για το θερμαντήρα και το ψύκτη αντίστοιχα. Η θερμοκρασία της εσωτερικής πλευράς του τοιχώματος υπολογίζεται κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης. Ο θεωρητικός τύπος υπολογισμού της δίνεται από Εξ. (5-27). [66] Η εξίσωση έχει σχεδόν απόλυτη σύγκλιση με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης.

$$T_{w,I} = T_{w,O} - \frac{q \cdot (d_o - d_i)}{2 \cdot k_w \cdot \pi \cdot d_o \cdot L} \quad (5-27)$$

Οι συσχετίσεις που συγκεντρώθηκαν από τη βιβλιογραφική έρευνα και περιγράφουν την μεταφορά της θερμότητας στους εναλλάκτες παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-8. Για κάθε συσχέτιση αναφέρονται οι συνθήκες εφαρμογής της. Κάποιες εκ των συσχετίσεων δεν είναι εφαρμόσιμες βάσει των συνθηκών λειτουργίας της μηχανής, αλλά να μπορούν να εφαρμοσθούν υπό άλλες συνθήκες οι οποίες θα μελετηθούν κατά την παραμετρική ανάλυση. Σε όλες τις περιπτώσεις, προτείνεται μία κοινή συσχέτιση για την μεταφορά θερμότητας στο θερμαντήρα και το ψύκτη. Οι συσχετίσεις για την μεταφορά θερμότητας που προτείνονται από τη βιβλιογραφία παρουσιάζονται μετά τον πίνακα.

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Πίνακας 5-8: Συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες από τη βιβλιογραφία

| <u>Ερευνητής</u> | <u>Εφαρμογή</u> | <u>Συνθήκες - Περιορισμοί</u> | <u>Εξίσωση</u> | <u>Αναφορά</u> |
|---------------------|------------------------|--|----------------|----------------|
| Dittus - Boelter | Τυρβώδης – σταθερή ροή | $10^4 < Re < 1.2 \cdot 10^5$ - $(L/d) \geq 60$ | (5-28) | [66] |
| Gnielinski | Τυρβώδης – σταθερή ροή | $0.5 \leq (T_i/T_w) \leq 1.5$ - $2300 < Re < 10^6$ | (5-29) | [66] |
| Urieli - Berchowitz | Σταθερή ροή | | (5-30) | [1] |
| Tew | Μηχανή Stirling | | (5-31) | [114] |
| Kanzaka – Iwabuchi | Παλινδρομική ροή | | (5-36) | [64, 65] |
| Barreno | Παλινδρομική ροή | | (5-37) | [67] |

Αρχικά, παρουσιάζονται οι συσχετίσεις, οι συνθήκες εφαρμογής των οποίων ικανοποιούνται από τα αντίστοιχα αποτελέσματα της προσομοίωσης.

Dittus – Boelter:

Ο υπολογισμός του αριθμού Nusselt και οι περιορισμοί δίνονται από την Εξ. (5-28). Η συσχέτιση είναι κατάλληλη για αριθμούς Reynolds μεγαλύτερους από αυτούς των εναλλακτών, αν και σε ένα τμήμα του κύκλου οι αριθμοί Reynolds είναι εντός του προτεινόμενου εύρους.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^{-0.5}$$

$$10^4 < Re < 1.2 \cdot 10^5$$

$$L/d \geq 60$$
(5-28)

Gnielinski

Ο αριθμός Nusselt σε θερμαντήρα και ψύκτη σύμφωνα με το Gnielinski υπολογίζονται από την Εξ. (5-29). Παράλληλα παρουσιάζονται και οι περιορισμοί για την εφαρμογή της συνθήκης, οι οποίοι ικανοποιούνται κατά την παρούσα προσομοίωση.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45}$$

$$f = (1.82 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$0.5 < \frac{T_f}{T_w} < 1.5$$

$$2300 \leq Re \leq 10^6$$
(5-29)

Urieli - Berchowitz

Οι Urieli – Berchowitz προτείνουν την εφαρμογή της συσχέτισης βάσει της Εξ. (5-30). Η συσχέτιση που εφαρμόζεται είναι διαφορετική ανάλογα την τιμή του Reynolds.

$$h = \frac{fr \cdot \mu \cdot cp}{2 \cdot d_f \cdot Pr} \quad (5-30)$$

$$\text{Re} < 2000 : fr = 16$$

$$2000 < \text{Re} < 4000 : fr = 7.343 \cdot 10^{-4} \cdot \text{Re}^{1.3142}$$

$$\text{Re} > 4000 : fr = 0.0791 \cdot \text{Re}^{0.75}$$

Tew

Η συσχέτιση που προτείνεται από τον Tew αντιστοιχεί στην Εξ. (5-31). Δεν υπάρχουν περιορισμοί στις συνθήκες λειτουργίας κάτω από τις οποίες εφαρμόζεται η συσχέτιση.

$$Nu = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \quad (5-31)$$

Kanzaka – Iwabuchi:

Η σχέση που προτείνεται από τους Kanzaka – Iwabuchi αφορά παλινδρομική ροή και παρουσιάζεται στην Εξ. (5-32). Δεν υπάρχουν περιορισμοί σχετικά με τις συνθήκες που πρέπει να πληροί η ροή του αερίου ώστε να εφαρμοσθεί η συγκεκριμένη συσχέτιση.

$$Nu = 0.021 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \cdot \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^{-0.5} \cdot C \quad (5-32)$$

$$C = 0.923 + 0.75 \cdot \left(\frac{T_w}{1000} \right)$$

Barreno

Η σχέση υπολογισμού του Nusselt που έχει προταθεί από τους Barreno et al. [67] παρουσιάζεται στην Εξ (5-33). Έχει αναπτυχθεί με δεδομένο ότι η ροή είναι μεταβαλλόμενη, σε αντίθεση με τις περισσότερες συσχετίσεις που έχουν αναπτυχθεί βάσει δεδομένων για στρωτή ροή.

$$Nu_{\max} = \left(1.1 + \frac{10^8 \cdot \text{Re}_\omega^{-3.69} + \frac{10}{\left(\frac{L}{d} \right)^{1.32} + 0.09395}}{A_0^{6.67} \sqrt{\text{Re}_\omega}} \right) \cdot \left(\frac{\left(\frac{f}{8} \right) \cdot \text{Re}_{\max} \cdot \text{Pr}}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8} \right)^{0.5} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \right) \quad (5-33)$$

$$f = (0.79 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2}$$

$$Nu_{\min} = (0.2815 + 0.145 \cdot \text{Re}_\omega^{0.6}) \cdot \left[1 + 0.3734 \cdot (L/d)^{0.02} \cdot A_0^{0.4} \right]$$

$$Nu = Nu_{\min} + (Nu_{\max} - Nu_{\min}) \cdot |\sin \theta|$$

Ακολουθούν οι συσχετίσεις για τις οποίες υπάρχει ασυμφωνία μεταξύ των συνθηκών εφαρμογής των και των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης.

5.5.2: Σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τις θεωρητικές σχέσεις

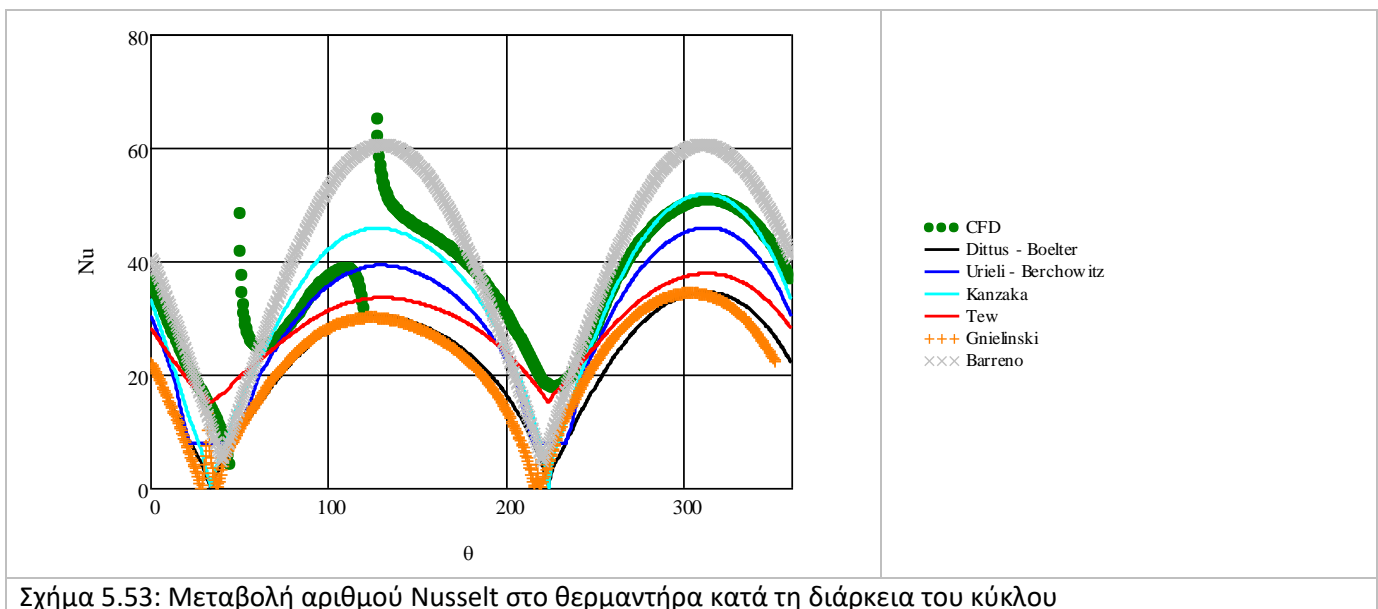
Οι συσχετίσεις μεταξύ των αριθμών Nusselt και Reynolds είναι διαφορετικές για το θερμαντήρα και το ψύκτη. Στον ψύκτη έχει παρατηρηθεί ανομοιομορφία ως προς την κατανομή της θερμοκρασίας του

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

αερίου μεταξύ της κοιλότητας και των σωλήνων. Αντίθετα, στο θερμαντήρα δεν υπάρχει αντίστοιχη διαφοροποίηση της γεωμετρίας. Για το λόγο αυτό, τα αποτελέσματα σχετικά με την μεταφορά θερμότητας στο θερμαντήρα θεωρούνται πιο αντιπροσωπευτικά. Στις περισσότερες ερευνητικές εργασίες προκύπτει μία κοινή συσχέτιση σχετικά με την μεταφορά θερμότητας για το θερμαντήρα και το ψύκτη. Βάσει των εργασιών του Kanzaka [64, 65], η συσχέτιση που προκύπτει για το θερμαντήρα της μηχανής Stirling μπορεί να θεωρηθεί πως ισχύει και για το ψύκτη. Επιπλέον, οι συσχετίσεις που λαμβάνονται για σταθερή ροή είναι κοινές για τους δύο εναλλάκτες. [1, 114] Γίνεται η υπόθεση πως τα αποτελέσματα του θερμαντήρα θα ισχύουν και για τους σωλήνες του ψύκτη και οι θεωρητικές συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας θα συγκρίνονται μόνο με τα αντίστοιχα αποτελέσματα της προσομοίωσης για το θερμαντήρα.

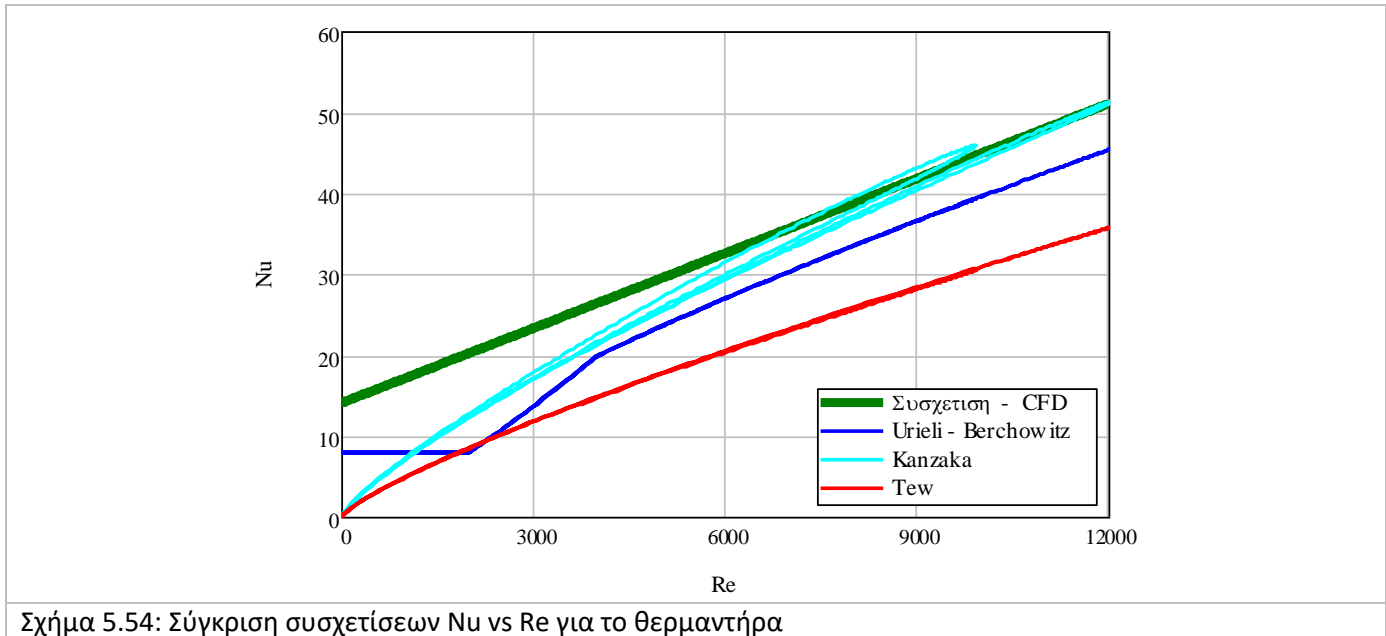
Η χρονική μεταβολή των αριθμών Nusselt στο θερμαντήρα παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.53 και συγκρίνονται με τις αντίστοιχες τιμές των συντελεστών που προκύπτουν από τις θεωρητικές εξισώσεις. Ο αριθμός Nusselt που προκύπτει από την προσομοίωση είναι παραπλήσιος με τους συντελεστές που προκύπτουν από τις συσχετίσεις των Urieli για το ψύκτη και των Urieli και Kanzaka για το θερμαντήρα. Ο Barreno προέβλεψε μεγαλύτερους Nusselt σε σχέση με την προσομοίωση, ενώ οι σχέσεις των Tew, Dittus-Boettler και Gnielinski οδήγησαν σε μικρότερες τιμές.

Η συσχέτιση μεταξύ των αριθμών Nusselt και Reynolds που προκύπτει για το θερμαντήρα συγκρίνεται με τις θεωρητικές συσχετίσεις των Urieli-Berchowitz, Kanzaka και Tew στο Σχήμα 5.54. Η σύγκριση με τις υπόλοιπες συσχετίσεις παραλείπεται λόγω της απόκλισης που παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.53. Η συσχέτιση από την προσομοίωση είναι κοντά στην εξίσωση του Kanzaka για τιμές μεγαλύτερες από την μέση τιμή του Reynolds. Για μικρές τιμές του αριθμού Reynolds, η προσομοίωση οδήγησε σε μεγαλύτερες τιμές του Nusselt σε σύγκριση με τη θεωρία.



Σύμφωνα με τους Barreno et al. [67], η μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες για παλινδρομική ροή είναι κατά 10% αυξημένη σε σχέση με τη σταθερή ροή. Η συσχέτιση που προέκυψε για το θερμαντήρα προσεγγίζει σε μεγάλο βαθμό τη συσχέτιση του Kanzaka, η οποία έχει προταθεί για παλινδρομική ροή.

Αντίθετα, η συσχέτιση που προκύπτει από την προσομοίωση υπολογίζει μεγαλύτερη μεταφορά θερμότητας σε σχέση με τις συσχετίσεις των Urieli και Tew που αναφέρονται σε σταθερή ροή. Η απόκλιση της συσχέτισης της προσομοίωσης με την αντίστοιχη του Urieli κυμαίνεται μεταξύ 10 και 15% για αριθμούς Reynolds μεγαλύτερους του 6000. Η συνθήκη αυτή αντιστοιχεί σε λίγο περισσότερο από το 60% της διάρκειας του κύκλου της μηχανής.



Σχήμα 5.54: Σύγκριση συσχετίσεων Nu vs Re για το θερμαντήρα

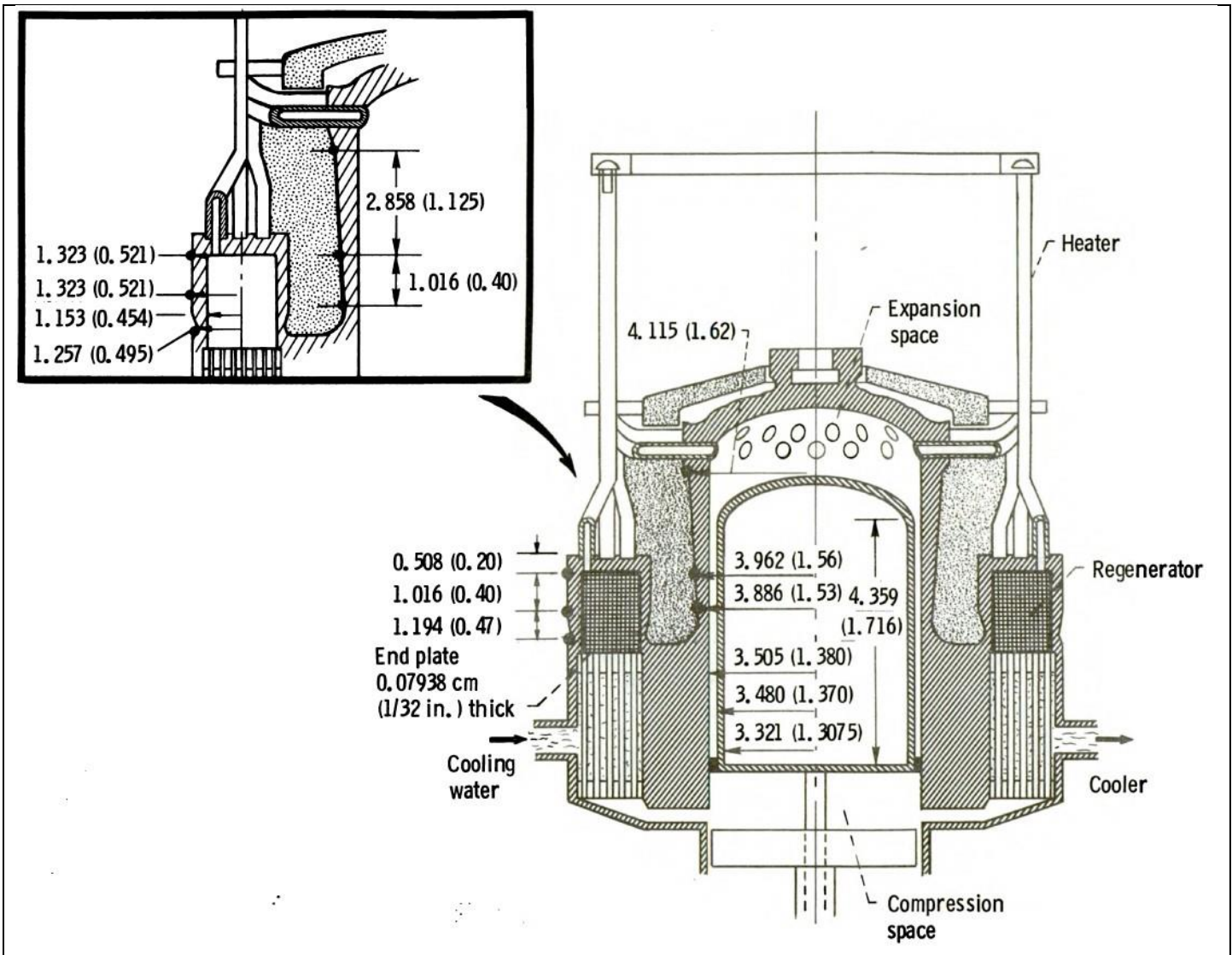
5.6: Προσθήκη επιπλέον απωλειών

Στο πλαίσιο της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου, υπολογίζονται οι απώλειες έργου λόγω πτώσης πίεσης και οι απώλειες θερμότητας λόγω της ύπαρξης μη ιδανικού αναγεννητή. Όπως αναφέρεται στο Κεφάλαιο 4, ελήφθησαν απλοποιητικές παραδοχές κατά τον ορισμό των συνθηκών τις προσομοίωσης οι οποίες είχαν αποτέλεσμα την παράλειψη ορισμένων ειδών θερμικών απωλειών. Οι θερμικές απώλειες που παραλείφθηκαν οφείλονται στην αγωγή θερμότητας μέσω των τοιχωμάτων της μηχανής (κύλινδρος, τοίχωμα αναγεννητή, εκτοπιστής), στην μεταφορά του αερίου από τον εκτονωτή προς το συμπιεστή μέσω του διακένου που υπάρχει μεταξύ του κυλίνδρου και του εκτοπιστή και στην ακτινοβολία από το τοίχωμα του χώρου εκτόνωσης. Οι απώλειες αυτές περιγράφονται ευρέως στις εργασίες των Urieli [1], Martini [2] και Tew [114]. Η παράλειψη των θερμικών απωλειών κατά την προσομοίωση οδηγεί σε υπολογισμό μειωμένου ποσού απαιτούμενης θερμότητας και υψηλότερου βαθμού απόδοσης. Επιπλέον, δεν λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό της μηχανής. Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται παρουσίαση των απωλειών θερμότητας και έργου που δεν λαμβάνονται υπόψη κατά την προσομοίωση της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου. Οι τιμές των απωλειών υπολογίζονται βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης. Στη συνέχεια, τροποποιούνται ανάλογα το έργο και η θερμότητα που προσδίδεται στην μηχανή και απορρίπτεται από αυτήν.

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

5.6.1: Απώλειες θερμότητας

Στο Σχήμα 5.55 παρουσιάζεται η γεωμετρία της μηχανής GM GPU-3 και οι επιμέρους διαστάσεις της, οι τιμές των οποίων χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας. Λόγω των διαφορών μεταξύ της γεωμετρίας της GM GPU-3 και της πρότυπης μηχανής Stirling που προσομοιώνεται στην παρούσα εργασία, κάποιες διαστάσεις πρέπει να τροποποιηθούν. Παράδειγμα υπό τροποποίηση διαστάσεων είναι το μήκος του κυλινδρικού τοιχώματος στον αναγεννητή και το μήκος του εκτοπιστή. Οι τιμές όλων των επιμέρους διαστάσεων για την υπό προσομοίωση μηχανή παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-9.



Σχήμα 5.55: Επιμέρους διαστάσεις για τον υπολογισμό των απωλειών της μηχανής [114]

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Πίνακας 5-9: Γεωμετρικά στοιχεία της μηχανής σχετικά με τις απώλειες θερμότητας

| Διάσταση | Σύμβολο | Τιμή | Τιμή – σχέδιο Tew [114] |
|--|-------------|----------|-------------------------|
| Εκτοπιστής | | | |
| Μήκος εκτοπιστή | L_d | 63.96 mm | 43.9 mm |
| Διάμετρος εκτοπιστή | $D_{o,d}$ | 69.6 mm | |
| Ακτίνα εκτοπιστή | $R_{o,d}$ | 34.8 mm | |
| Διαδρομή εκτοπιστή | Str_d | 31 mm | |
| Πάχος του κυλίνδρου του εκτοπιστή | $th_{w,d}$ | 1.59 mm | |
| Εσωτερική διάμετρος εκτοπιστή | $D_{i,d}$ | 66.42 mm | |
| Εσωτερική ακτίνα εκτοπιστή | $R_{i,d}$ | 33.21 mm | |
| Διάκενο | | | |
| Διάκενο μεταξύ κυλίνδρου - εκτοπιστή | GR | 0.25 mm | |
| Κύλινδρος | | | |
| Διάμετρος κυλίνδρου μηχανής | D_{cyl} | 70.1 mm | |
| Εσωτερική ακτίνα κυλίνδρου μηχανής | R_{12} | 35.05 mm | |
| Ακτίνες σημείων του πάχους του κυλίνδρου | R_2 | 41.15 mm | |
| | R_3 | 39.62 mm | |
| | R_4 | 38.86 mm | |
| Μήκη μεταξύ σημείων του κυλίνδρου | XL_3 | 28.58 mm | |
| | XL_4 | 7.87 mm | 10.16 mm |
| | XL_5 | 4.64 mm | 5.08 mm |
| Αναγεννητής | | | |
| Πάχος του τοιχώματος του αναγεννητή | $th_{w,r}$ | 1.7 mm | |
| Εσωτερική διάμετρος τοιχώματος αναγεννητή | $D_{i,r}$ | 23.06 mm | |
| Εξωτερική διάμετρος τοιχώματος αναγεννητή | $D_{o,r}$ | 26.46 mm | |
| Ακτίνες σημείων στο πάχος του αναγεννητή | R_0 | 13.23 mm | |
| | R_1 | 12.57 mm | |
| | R_{11} | 11.53 mm | |
| Επιμέρους μήκη στον αναγεννητή | XL_1 | 7.87 mm | 10.16 mm |
| | XL_2 | 9.25 mm | 11.94 mm |
| Εσωτερική διάμετρος κελύφους στον αναγεννητή | $D_{i,can}$ | 12.75 mm | |
| Εξωτερική διάμετρος κελύφους στον αναγεννητή | $D_{o,can}$ | 18.75 mm | |

Απώλειες αγωγής στον κύλινδρο της μηχανής: Ο κύλινδρος της μηχανής περιβάλλει τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, καθώς και τον εκτοπιστή της μηχανής. Το θερμό άκρο του κυλίνδρου έχει θερμοκρασία αντίστοιχη του θερμού άκρου της μηχανής, ενώ το ψυχρό άκρο του κυλίνδρου βρίσκεται υπό χαμηλή θερμοκρασία. Λόγω της υψηλής πίεσης του εργαζομένου μέσου, τα τοιχώματα του κυλίνδρου πρέπει να έχουν ικανοποιητικό πάχος. Όσο μεγαλύτερο είναι το πάχος του τοιχώματος, τόσο

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

αυξάνονται οι απώλειες λόγω αγωγής θερμότητας. Για την αποφυγή του φαινομένου του ερπυσμού, στις περισσότερες μηχανές, το τοίχωμα του κυλίνδρου έχει μεγαλύτερο πάχος στο τμήμα του προς το χώρο εκτόνωσης, ενώ είναι λεπτότερο προς την πλευρά του χώρου συμπίεσης. [2] Οι απώλειες θερμότητας λόγω αγωγής στο τοίχωμα του κυλίνδρου της μηχανής υπολογίζονται από την Εξ. (5-34). Για τον καλύτερο υπολογισμό των απωλειών, ο κύλινδρος χωρίζεται σε τρία τμήματα. Οι ισοδύναμες αντιστάσεις υπολογίζονται με εφαρμογή των τύπων στις Εξ. (5-35) – (5-38). [2, 114].

$$q_{cond,cyl} = \frac{T_{w,h} - T_{w,k}}{R1 + R2 + R3} \quad (5-34)$$

$$\begin{aligned} LHB &= XL_3 \\ LBA &= XL_4 \\ LAC &= XL_5 \end{aligned} \quad (5-35)$$

$$\begin{aligned} TH_{cyl} &= T_{w,h} \\ TB_{cyl} &= T_{w,k} + \frac{(LHB + LBA + LAC) - XL_3}{LHB + LBA + LAC} \cdot (T_{w,h} - T_{w,k}) \\ TA_{cyl} &= T_{w,k} + \frac{(LHB + LBA + LAC) - (XL_3 + XL_4)}{LHB + LBA + LAC} \cdot (T_{w,h} - T_{w,k}) \\ TC_{cyl} &= T_{w,k} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I &= \frac{4 \cdot LHB}{AHTH + AHTB} \\ II &= \frac{4 \cdot LBA}{AHTB + AHTA} \\ III &= \frac{4 \cdot LAC}{AHTA + AHTC} \end{aligned} \quad (5-36)$$

$$\begin{aligned} AHTH &= \pi \cdot \left(R_2^2 - \left(\frac{D_{cyl,in}}{2} \right)^2 \right) \\ AHTB &= \pi \cdot \left(R_3^2 - \left(\frac{D_{cyl,in}}{2} \right)^2 \right) \\ AHTA &= AHTC = \pi \cdot \left(R_4^2 - \left(\frac{D_{cyl,in}}{2} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (5-37)$$

$$\begin{aligned} R1 &= \frac{I}{k_m (TH_{cyl}) + k_m (TB_{cyl})} \\ R2 &= \frac{II}{k_m (TB_{cyl}) + k_m (TA_{cyl})} \\ R3 &= \frac{III}{k_m (TA_{cyl}) + k_m (TC_{cyl})} \end{aligned} \quad (5-38)$$

Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή: Εντός του αναγεννητή, υπάρχει μεγάλη μεταβολή της θερμοκρασίας σε μικρό μήκος. Όπως και στην περίπτωση του κυλίνδρου, απαιτείται ικανοποιητικό πάχος τοιχώματος ώστε να είναι ανθεκτικό στην υψηλή πίεση του αερίου, αυξάνοντας τις απώλειες θερμότητας. Η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των άκρων του κυλινδρικού τοιχώματος που περιβάλλει

τον αναγεννητή οδηγεί σε απώλειες θερμότητας. Οι απώλειες θερμότητας μέσω αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή υπολογίζονται βάσει της Εξ. (5-39). Όπως και το τοίχωμα του κυλίνδρου, το τοίχωμα του αναγεννητή χωρίζεται σε τρία τμήματα. Οι ισοδύναμες αντιστάσεις υπολογίζονται από τις Εξ. (5-40) – (5.43). [2, 114].

$$q_{cond,creg} = \frac{T_{w,h} - T_{w,k}}{R1_r + R2_r + R3_r} \cdot N_r \quad (5-39)$$

$$\begin{aligned} LHB_r &= XL_1 \\ LBA_r &= XL_2 \\ LAC_r &= XL_5 \end{aligned} \quad (5-40)$$

$$\begin{aligned} TH_r &= T_{w,h} \\ TB_r &= T_{w,k} + \frac{LBA_r + LAC_r}{LHB_r + LBA_r + LAC_r} \cdot (T_{w,h} - T_{w,k}) \\ TA_r &= T_{w,k} + \frac{LAC_r}{LHB_r + LBA_r + LAC_r} \cdot (T_{w,h} - T_{w,k}) \\ TC_r &= T_{w,k} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_r &= \frac{4 \cdot LHB_r}{AHTH_r + AHTB_r} \\ II_r &= \frac{4 \cdot LBA_r}{AHTB_r + AHTA_r} \\ III_r &= \frac{4 \cdot LAC_r}{AHTA_r + AHTC_r} \end{aligned} \quad (5-41)$$

$$AHTH_r = AHTB_r = AHTC_r = \pi \cdot \left(R_0^2 - \left(\frac{D_r}{2} \right)^2 \right) \quad (5-42)$$

$$AHTHA_r = \pi \cdot \left(R_{11}^2 - \left(\frac{D_r}{2} \right)^2 \right)$$

$$\begin{aligned} R1_r &= \frac{I_r}{k_m(TH_r) + k_m(TB_r)} \\ R2_r &= \frac{II_r}{k_m(TB_r) + k_m(TA_r)} \\ R3_r &= \frac{III_r}{k_m(TA_r) + k_m(TC_r)} \end{aligned} \quad (5-43)$$

Απώλειες αγωγής στο κάλυμμα της μηχανής: Οι απώλειες λόγω αγωγής διαμέσω του μονωμένου τοιχώματος το οποίο περιβάλλει την μηχανή υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5-44). Βάσει του σχεδίου της προσομοιωμένης μηχανής δεν μπορούν να προκύψουν τροποποιήσεις για τις θερμοκρασίες στα επιλεγμένα επίπεδα, οι διάμετροι των τοιχωμάτων και τα εμβαδά μέσω των οποίων πραγματοποιείται η αγωγή της θερμότητας. Συνεπώς, τα μεγέθη αυτά παίρνουν τις ίδιες τιμές με τις αντίστοιχες στην εργασία του Tew. [114]

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

$$Q_{cond,can} = \left(\frac{A_{can,1} \cdot k_s \left(\frac{T_{can,0} + T_{can,1}}{2} \right) \cdot (T_{can,1} - T_{can,0})}{2 \cdot D_{can,1}} + \frac{A_{can,2} \cdot k_s \left(\frac{T_{can,1} + T_{can,2}}{2} \right) \cdot (T_{can,2} - T_{can,1})}{2 \cdot D_{can,2}} \right) \cdot \frac{1}{360 \cdot f} \quad (5-44)$$

Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του εκτοπιστή: Το θερμό άκρο του εκτοπιστή είναι σε επαφή με το χώρο εκτόνωσης, ενώ το ψυχρό άκρο του εκτοπιστή είναι σε επαφή με το χώρο συμπίεσης. Καθώς το υλικό του εκτοπιστή έχει μεγάλη θερμοχωρητικότητα και μεταβάλλεται ελάχιστα κατά τη διάρκεια του κύκλου, οι θερμοκρασίες στα άκρα του μπορούν να θεωρηθούν προσεγγιστικά ίσες με τις θερμοκρασίες της θερμής πηγής και της καταβόθρας θερμότητας αντίστοιχα. Το τοίχωμα του εκτοπιστή είναι λεπτό (1.59 mm) και στο εσωτερικό του υπάρχει αέριο. Οι απώλειες λόγω αγωγής στο τοίχωμα του εκτοπιστή υπολογίζονται από την Εξ. (5-45). Οι απώλειες λόγω αγωγής στο αέριο του εκτοπιστή θεωρούνται αμελητέες. [114]

$$q_{cond,d} = \frac{A_{cond,d} \cdot k_s \left(\frac{T_{w,h} + T_{w,k}}{2} \right) \cdot (T_{w,h} - T_{w,k})}{L_d} \quad (5-45)$$

$$A_{cond,d} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{o,d}^2 - D_{i,d}^2)$$

Απώλειες θερμότητας στο διάκενο: Το διάκενο το οποίο υπάρχει μεταξύ του κυλίνδρου και του εκτοπιστή της μηχανής GM GPU-3 δε σχεδιάσθηκε στην πρότυπη μηχανή Stirling που προσομοιώθηκε. Οι απώλειες θερμότητας στο διάκενο οφείλονται στην μετακίνηση του εκτοπιστή κατά μήκος μίας περιοχής που υπάρχει αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας. Λόγω της μεγάλης θερμοχωρητικότητας των μετάλλων, η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και του εκτοπιστή θεωρείται αμελητέα. Ο εκτοπιστής απορροφά θερμότητα από το θερμό άκρο του καθώς βρίσκεται στο τέλος της διαδρομής του προς το χώρο εκτόνωσης (άνω άκρο). Η θερμότητα αυτή απορρίπτεται από το ψυχρό άκρο του εκτοπιστή, καθώς αυτός πλησιάζει το τέλος της διαδρομής του προς το χώρο εκτόνωσης (κάτω άκρο). [2] Σύμφωνα με τον Urieli, όταν ο εκτοπιστής είναι στο άνω άκρο της διαδρομής του, το τοίχωμά του έχει πιο χαμηλές θερμοκρασίες από το τοίχωμα του κυλίνδρου σε αντίστοιχο ύψος. Αντίθετα, όταν ο εκτοπιστής είναι στο κάτω άκρο της διαδρομής του, το τοίχωμά του είναι θερμότερο από τον κύλινδρο στο ίδιο ύψος. [1] Οι απώλειες θερμότητα στο διάκενο υπολογίζονται από την Εξ. (5-46). [2, 114].

$$q_{sh} = \frac{\pi \cdot k_f \left(\frac{T_c + T_e}{2} \right) \cdot D_{o,d} \cdot Str_d^2 \cdot (T_e - T_c)}{8 \cdot GR \cdot L_d} \quad (5-46)$$

Επιπλέον, στο κάτω άκρο του διακένου μεταξύ του εκτοπιστή και του κυλίνδρου της μηχανής υπάρχει φραγή. Το αέριο εισέρχεται στο διάκενο και εξέρχεται από αυτό κατά τη συμπίεση και την αποσυμπίεσή του. Καθώς το κλειστό άκρο του αερίου είναι κρύο, πρέπει να προσδοθεί θερμότητα στο αέριο καθώς αυτό εξέρχεται από το διάκενο. Η επιπλέον θερμότητα που πρέπει να προσδοθεί ορίζεται ως απώλειες λόγω μεταφοράς ενθαλπίας, ή ως “rumping losses” και υπολογίζονται μέσω της Εξ. (5-47). [2]

$$q_{\text{rump}} = \left[\pi \cdot \frac{D_{\text{cyl}} \cdot 10^2}{k_f \left(\frac{T_{w,h} + T_{w,k}}{2} \right) \cdot 10^{-2}} \right]^{0.6} \cdot \frac{2 \cdot L_d \cdot 10^2 \cdot (T_{w,h} - T_{w,k})}{1.5} \cdot \left[\frac{(p_{\text{max}} - p_{\text{min}}) \cdot 10^{-6} \cdot f \cdot cp_f \cdot 10^{-3}}{R \cdot \frac{(T_{w,h} + T_{w,k})}{2}} \right]^{1.6} \cdot (GR \cdot 10^2)^{2.6} \quad (5-47)$$

Απώλειες ακτινοβολίας: Τέλος, υπάρχει απώλεια θερμότητας από το αέριο προς το εξωτερικό περιβάλλον μέσω του τοιχώματος του χώρου εκτόνωσης. Απώλεια θερμότητας ορίζεται όταν το αέριο στο χώρο εκτόνωσης είναι θερμότερο του τοιχώματος. Οι απώλειες θερμότητας πραγματοποιούνται μέσω συναγωγής και ακτινοβολίας. Οι απώλειες θερμότητας στο χώρο εκτόνωσης μέσω ακτινοβολίας υπολογίζονται από την Εξ. (5-48). Ο συντελεστής της ακτινοβολίας είναι ίσος με $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ watt}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ και ο συντελεστής εκπομπής είναι ίσος με $FOA = 0.7$. [114] Το συνολικό εμβαδό του τοιχώματος αποτελείται από το άθροισμα των εμβαδών των τοιχωμάτων του θόλου και του κυλίνδρου του χώρου εκτόνωσης. Τα τοιχώματα κατά την προσομοίωση θεωρήθηκαν αδιαβατικά. Λόγω της μικρής μεταβολής της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων των εναλλακτών, η θερμοκρασία του τοιχώματος του θόλου του εκτονωτή μπορεί να θεωρηθεί ίση με 977 K.

$$q_{\text{rad},e} = \sigma \cdot FOA \cdot (T_e^4 - T_{w,h}^4) \cdot A_{w,e} \quad (5-48)$$

$$A_{w,e} = \pi \cdot D_{\text{cyl}} \cdot x_e + 0.0107$$

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μέσω συναγωγής στο χώρο εκτόνωσης δίνεται από την Εξ. (5-49). Η συνολικά μεταφερόμενη θερμότητα μέσω συναγωγής μετά τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς υπολογίζεται από την Εξ. (5-50). [114]

$$h_{\text{conv},e} = 1.86 \cdot Gr^{0.333} \cdot \frac{k_f(T_e)}{dh_e} : \{Re \leq 2100, Gr > 10\}$$

$$h_{\text{conv},e} = 5 \cdot 5.678 : \{Re \leq 2100, Gr \leq 10\}$$

$$h_{\text{conv},e} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_f(T_e)}{dh_e} \cdot \left(1 + \frac{dh_e}{L} \right)^{0.07} : \{2100 \leq Re < 10000\} \quad (5-49)$$

$$h_{\text{conv},e} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_f(T_e)}{dh_e} : \{Re \geq 10000\}$$

$$Gr = Re \cdot Pr \cdot \frac{dh}{L}$$

$$q_{\text{conv},e} = h_{\text{conv},e} \cdot A_{w,e} \cdot (T_e - T_{w,h}) \quad (5-50)$$

Οι συνολικές απώλειες θερμότητας στον εκτονωτή είναι το άθροισμα των απωλειών λόγω συναγωγής και λόγω ακτινοβολίας, Εξ. (5-51).

$$q_e = q_{\text{rad},e} + q_{\text{conv},e} \quad (5-51)$$

Οι απώλειες λόγω ακτινοβολίας από τα τοιχώματα άλλων χώρων εκτός του εκτονωτή θεωρούνται αμελητέες, λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας των τοιχωμάτων. Μετά τον υπολογισμό των επιμέρους απωλειών θερμότητας, υπολογίζεται το σύνολο των θερμικών απωλειών (Εξ. 5-52).

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

$$q_{loss,tot} = q_{cond,cyl} + q_{cond,creg} + q_{cond,can} + q_{cond,d} + q_{sh} + q_e + q_{pump} \quad (5-52)$$

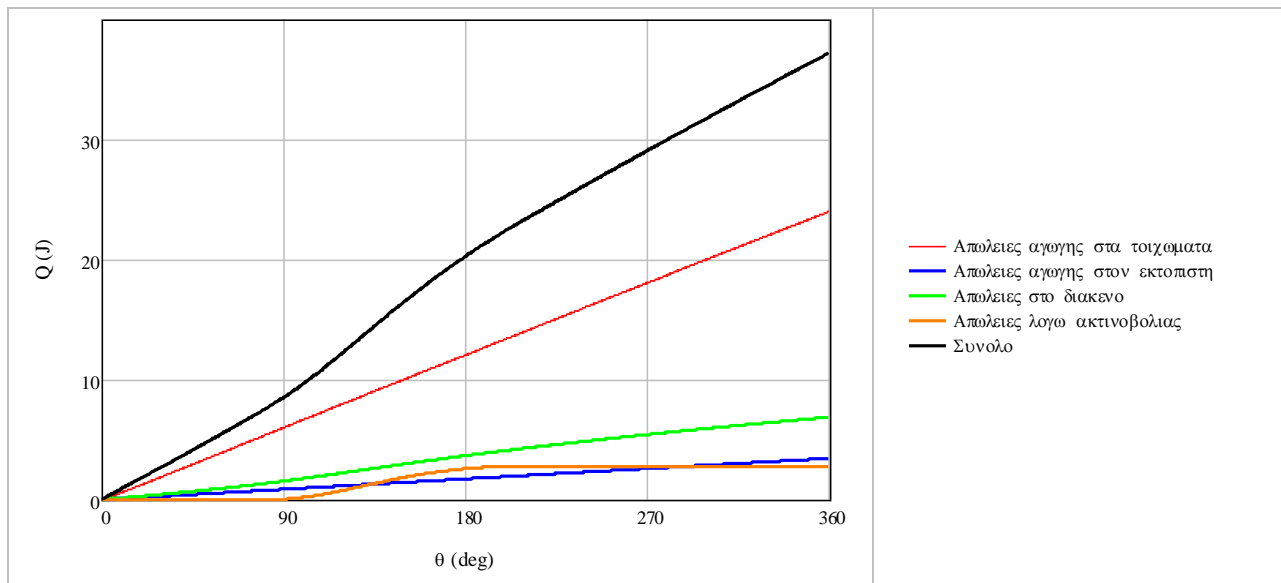
Μέσω της Εξ. (5-53), υπολογίζεται η απώλεια θερμότητας για ένα συγκεκριμένο χρονικό διάστημα (μοίρα).

$$Q_i = \frac{q_i + q_{i+1}}{360 \cdot f} \quad (5-53)$$

Η συσσωρευμένες θερμικές απώλειες για μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή υπολογίζεται από την Εξ. (5-54). Οι θερμικές απώλειες κατά τη διάρκεια του κύκλου είναι ίσες με την τιμή της Εξ. (5-54) στο τέλος του κύκλου.

$$Q_{accu_i} = \sum_{i=0}^i Q_i \quad (5-54)$$

Η χρονική μεταβολή των θερμικών απωλειών παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.56. Καθώς το προφίλ των συσσωρευμένων απωλειών λόγω αγωγής στα τοιχώματα της μηχανής και του εκτοπιστή, καθώς και το διάκενο είναι γραμμικό, προκύπτει πως η τιμή των ανά μοίρα απωλειών είναι σταθερή κατά τη διάρκεια του κύκλου. Οι θερμικές απώλειες στο τέλος του κύκλου έχουν τιμή μεταξύ των 30 και 35 J. Οι θερμικές απώλειες της μηχανής ισοδυναμούν με παραπάνω από το 10% της απαιτούμενης θερμότητας βάσει της προσομοίωσης.



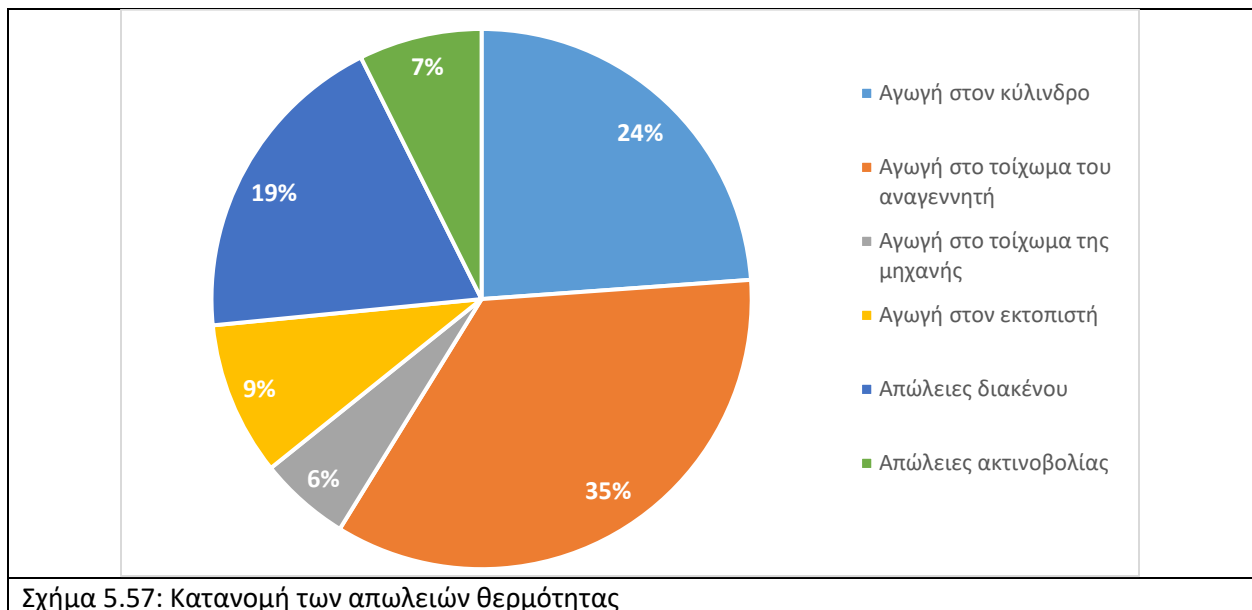
Σχήμα 5.56: Χρονική μεταβολή των απωλειών θερμότητας ανά πηγή προέλευσης

Η κατανομή των απωλειών παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.57. Περισσότερο από το ήμισυ των θερμικών απωλειών οφείλεται στις απώλειες αγωγής στο κύλινδρο της μηχανής και στο τοίχωμα του αναγεννητή. Οι απώλειες που οφείλονται στην ύπαρξη του διακένου μεταξύ κυλίνδρου και εκτοπιστή αντιστοιχούν στο 20% των συνολικών θερμικών απωλειών. Οι απώλειες αγωγής μέσω του εκτοπιστή και του τοιχώματος της μηχανής, καθώς και οι απώλειες στο χώρο εκτόνωσης αντιστοιχούν σε ποσοστά μεταξύ 5 και 10% ως προς τις συνολικές απώλειες. Οι υπολογισμένες απώλειες προστίθενται στην προσδιδόμενη

Θερμότητα που έχει υπολογισθεί κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης. Η ολικά απαιτούμενη θερμότητα υπολογίζεται από την Εξ. (5-55).

$$Q_{h,ov} = Q_{h,sim} + Q_{loss,tot} \quad (5-55)$$

Δεν υπάρχει ξεκάθαρη απάντηση σχετικά με το εάν όλες οι απώλειες θερμότητας απορρίπτονται στο περιβάλλον μέσω του ψύκτη. Μπορούμε να θεωρήσουμε πως οι απώλειες μέσω αγωγής στον εκτοπιστή και τον αναγεννητή, καθώς και οι απώλειες στο διάκενο μεταφέρονται εξ ολοκλήρου στο ψύκτη. Στη διατριβή του Δρ. Γ. Αντωνάκου [4] αναφέρεται πως στην μηχανή Stirling SOLO υπάρχουν διατάξεις εναλλακτών που μπορούν να εκμεταλλευθούν πλήρως την απορριπτόμενη θερμότητα. Καθώς το αντικείμενο της εργασίας επικεντρώνεται κυρίως στον υπολογισμό του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης, δεν θα δοθεί περαιτέρω έκταση και θα υποθεθεί πως το σύνολο των απωλειών θερμότητας απορρίπτεται μέσω του ψύκτη. Με τον τρόπο αυτό ικανοποιείται το ισοζύγιο θερμότητας, σύμφωνα με το οποίο το άθροισμα του ενδεικνύμενου έργου και της απορριπτόμενης θερμότητας είναι ίσο με την παραγόμενη θερμότητα. Η προσέγγιση αυτή ακολουθείται και από τους Urieli – Berchowitz [1] στην μελέτη της GM GPU-3.



5.6.2: Απώλειες τριβής στον κινηματικό μηχανισμό

Κατά την προσομοίωση, ο μοναδικός λόγος μείωσης του έργου είναι η πτώση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου. Σε μία πραγματική μηχανή υπάρχουν οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό, λόγω των τριβών και της αδράνειας του μηχανισμού. Το έργο που υπολογίζεται βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης είναι το ενδεικνύμενο έργο. Με την αφαίρεση των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού από το ενδεικνύμενο έργο, προκύπτει το παραγόμενο έργο.

Εάν δεν υπάρχει πειραματική διάταξη, ο υπολογισμός των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού είναι σύνθετος. Για τη συγκεκριμένη μηχανή, οι υπολογισμοί βασίζονται στην μελέτη του Meijer για το ρομβικό κινηματικό μηχανισμό. [14] Η μελέτη του Meijer χρησιμοποιείται στο μοντέλο τρίτης τάξης SETAM –

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης

NTUA. Βάσει της μελέτης που έγινε για ταχύτητες περιστροφής μεταξύ 1500 και 3500 rpm και για μέσες πιέσεις από 27 έως 56 bar, βρέθηκε πως η απόλυτη τιμή των απωλειών αυξάνεται σημαντικά και ο βαθμός απόδοσης του κινηματικού μηχανισμού μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Αντίθετα, η απώλεια ισχύος στον κινηματικό μηχανισμό είναι ανεξάρτητη της πίεσης της μηχανής. [4] Βάσει των αποτελεσμάτων από την μελέτη του Meijer αλλά και των διαθέσιμων πειραματικών δεδομένων, στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας θεωρείται πως οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό της μηχανής μεταβάλλονται μόνο με την ταχύτητα περιστροφής. Από πειραματική μελέτη που πραγματοποίησαν σε μηχανή Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό, οι Yang και Cheng [100] συμπέραναν πως οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό μεταβάλλονται σχεδόν αποκλειστικά με την ταχύτητα περιστροφής και σε σημαντικά μικρότερο βαθμό από τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Από τις πειραματικές μελέτες του Martini [21], προκύπτει πως οι απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό δεν παρουσιάζουν αξιόλογη μεταβολή με την πίεση λειτουργίας και τη θερμοκρασία του θερμαντήρα.

Η μελέτη του Meijer εφαρμόστηκε για τις συνθήκες λειτουργίας της πρότυπης προσομοιωμένης μηχανής β-τύπου. Οι κώδικες υπολογισμού των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού παραχωρήθηκαν από τον Διδάκτορα κύριο Γεώργιο Αντωνάκο, τον οποίον ο συγγραφέας ευχαριστεί ιδιαίτερα. Οι διαστάσεις των στοιχείων του κινηματικού μηχανισμού της πρότυπης μηχανής είναι ίδιες με τις αντίστοιχες της μηχανής Stirling GM GPU-3. Η απώλεια ισχύος στον κινηματικό μηχανισμό είναι ίση με 970.5 Watt και ο βαθμός απόδοσης του κινηματικού μηχανισμού είναι ίσος με 84.6%. Τα αποτελέσματα της μελέτης παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-10. Οι τιμές αυτές εφαρμόστηκαν σε όλες τις παραμετρικές μελέτες, εκτός αυτών στις οποίες μεταβάλλεται η ταχύτητα περιστροφής.

Πίνακας 5-10: Απώλειες κινηματικού μηχανισμού στην μηχανή

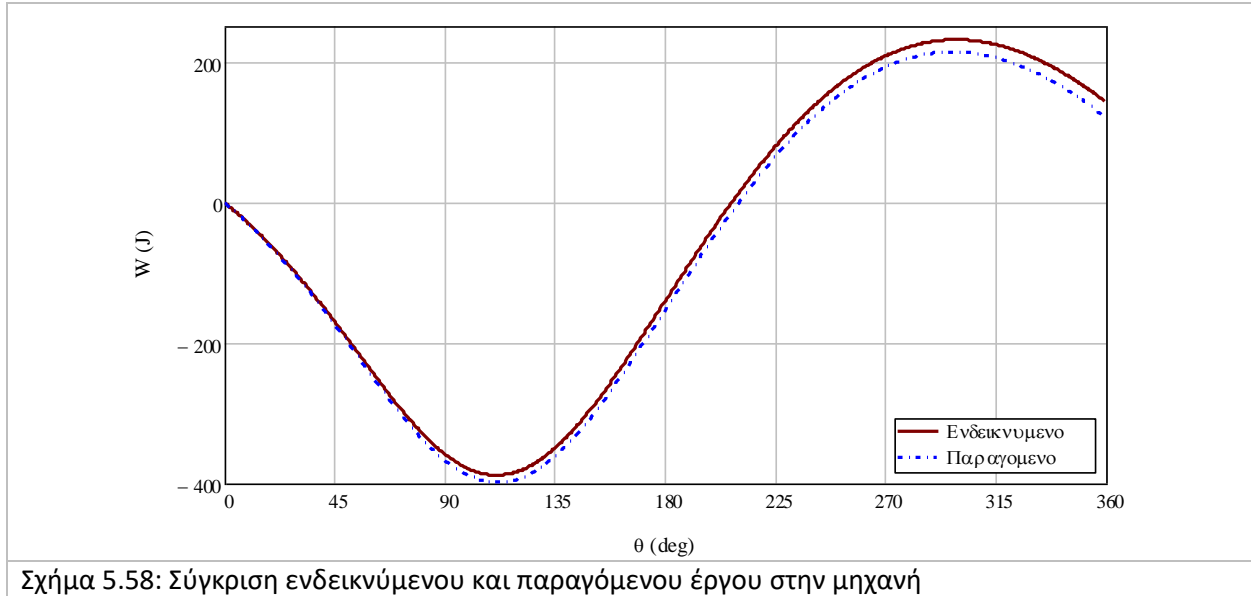
| | |
|---|------------|
| Ταχύτητα περιστροφής | 2500 rpm |
| Απώλειες τριβής στον κινηματικό μηχανισμό | 507 watt |
| Απαιτούμενη ροή | 1.77 N·m |
| Συνολικές απώλειες | 970.5 watt |
| Μηχανικός βαθμός απόδοσης | 84.55 % |
| Απώλειες έργου | 23.29 J/c |

Η συσσωρευμένη απώλεια έργου στον κινηματικό μηχανισμό υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5-56). Στο τέλος του κύκλου υπάρχει απώλεια 23.3 J λόγω του κινηματικού μηχανισμού. Το παραγόμενο έργο υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5-57) και είναι ίσο με 119.7 J ανά κύκλο λειτουργίας. Οι απώλειες στο κινηματικό μηχανισμό ξεπερνούν το 10% του παραγόμενου έργου.

$$W_{accu_loss_i} = \sum_{i=0}^i W_{loss_i} \quad (5-56)$$

$$W_{out} = W_{ind} - W_{accu_loss} \quad (5-57)$$

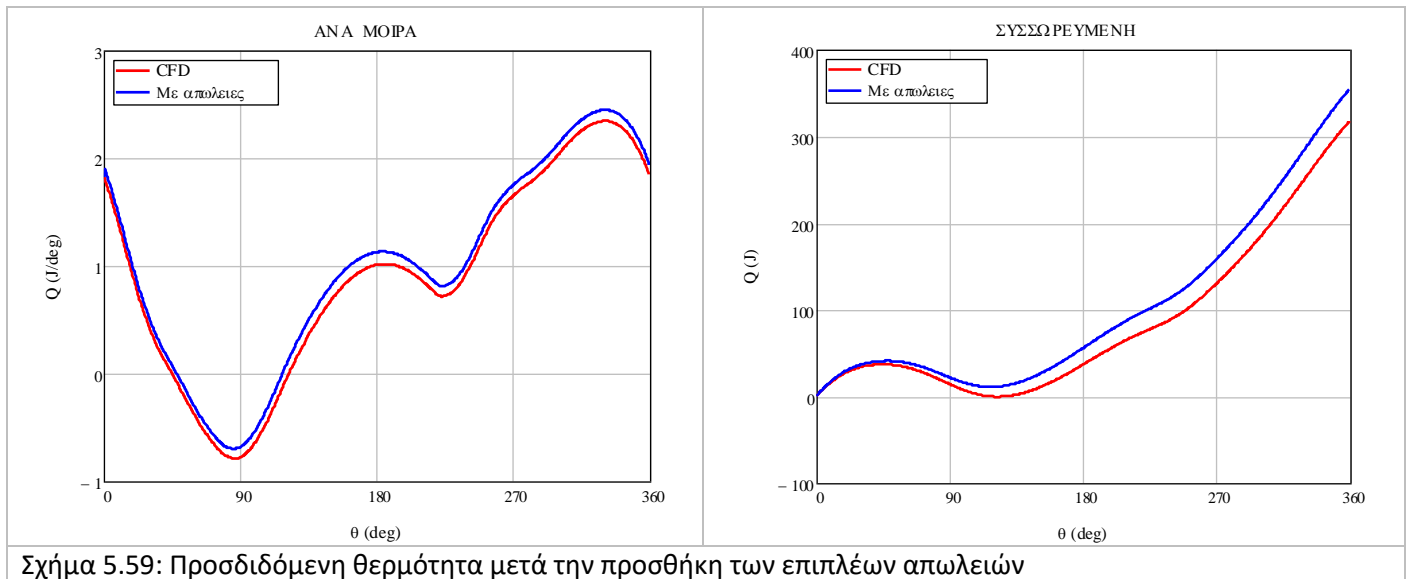
Η μεταβολή του συσσωρευμένου ενδεικνύμενου και παραγόμενου έργου με τη γωνία του στροφάλου της μηχανής παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.58. Ο τρόπος μεταβολής των μεγεθών είναι παρόμοιος, λόγω του μικρού μεγέθους των απωλειών έργου στον κινηματικό μηχανισμό σε σχέση με το ενδεικνύμενο και το παραγόμενο έργο.



Σχήμα 5.58: Σύγκριση ενδεικνύμενου και παραγόμενου έργου στην μηχανή

5.7: Απόδοση της μηχανής με τις επιπλέον απώλειες

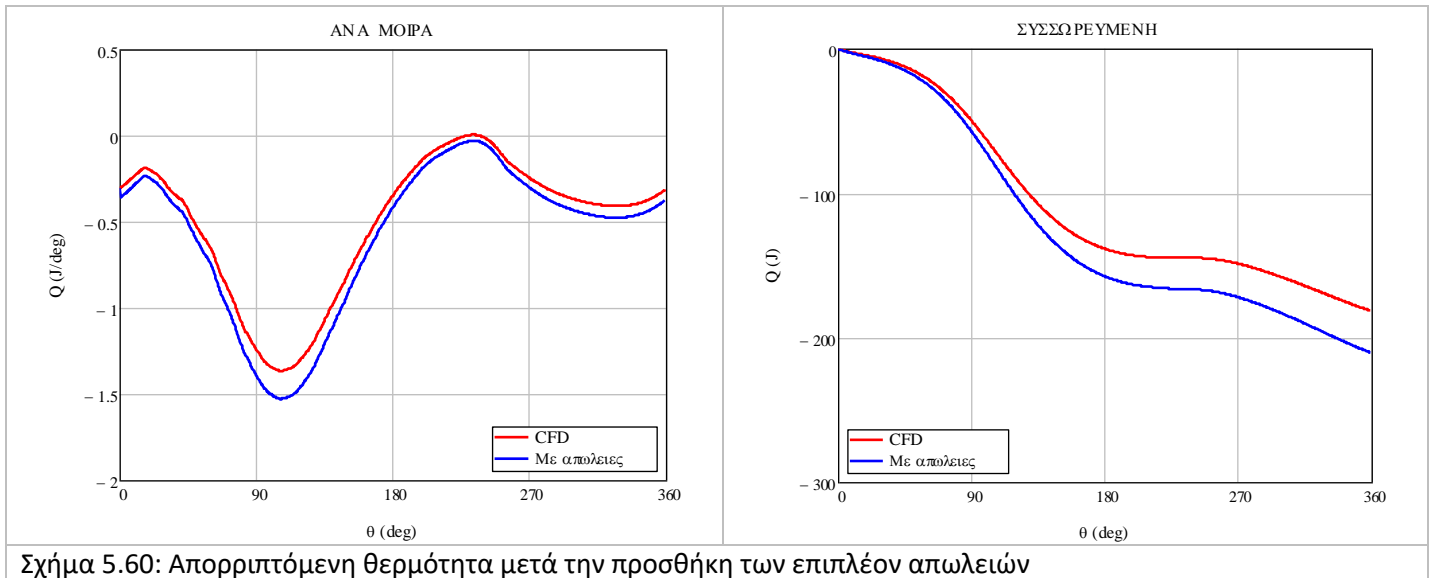
Η μεταβολή της προσδιδόμενης θερμότητας όπως προκύπτει από την προσομοίωση και μετά την προσθήκη των επιπλέον απωλειών παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.59. Στο αριστερό γράφημα παρουσιάζεται η ανά μοίρα θερμότητα και στο δεξί τα αντίστοιχα συσσωρευμένα μεγέθη. Βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης, η απαιτούμενη θερμότητα αυξάνεται κατά 12% με την προσθήκη των απωλειών.



Σχήμα 5.59: Προσδιδόμενη θερμότητα μετά την προσθήκη των επιπλέον απωλειών

Τα αντίστοιχα διαγράμματα για την απορριπτόμενη θερμότητα παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.60. Τα συμπεράσματα είναι αντίστοιχα αυτών για την προσδιδόμενη θερμότητα, όπως αναμένονταν. Η ποσοστιαία αύξηση της απορριπτόμενης με την προσθήκη των θερμικών απωλειών και την υπόθεση σχετικά με τη θερμότητα που προκύπτει από τις απώλειες και μεταφέρεται στο ψύκτη για να απορριφθεί στο περιβάλλον είναι ίση με 14%.

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης



Σχήμα 5.60: Απορριπτόμενη θερμότητα μετά την προσθήκη των επιπλέον απωλειών

Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής είναι ίσος με το πηλίκο του παραγόμενου έργου προς την απαιτούμενη θερμότητα που προσδίδεται από την πηγή θερμότητας. Ο υπολογισμός της γίνεται βάσει της Εξ. (5-58).

$$\eta = \frac{W_{out}}{Q_{h_{ov}}} \quad (5-58)$$

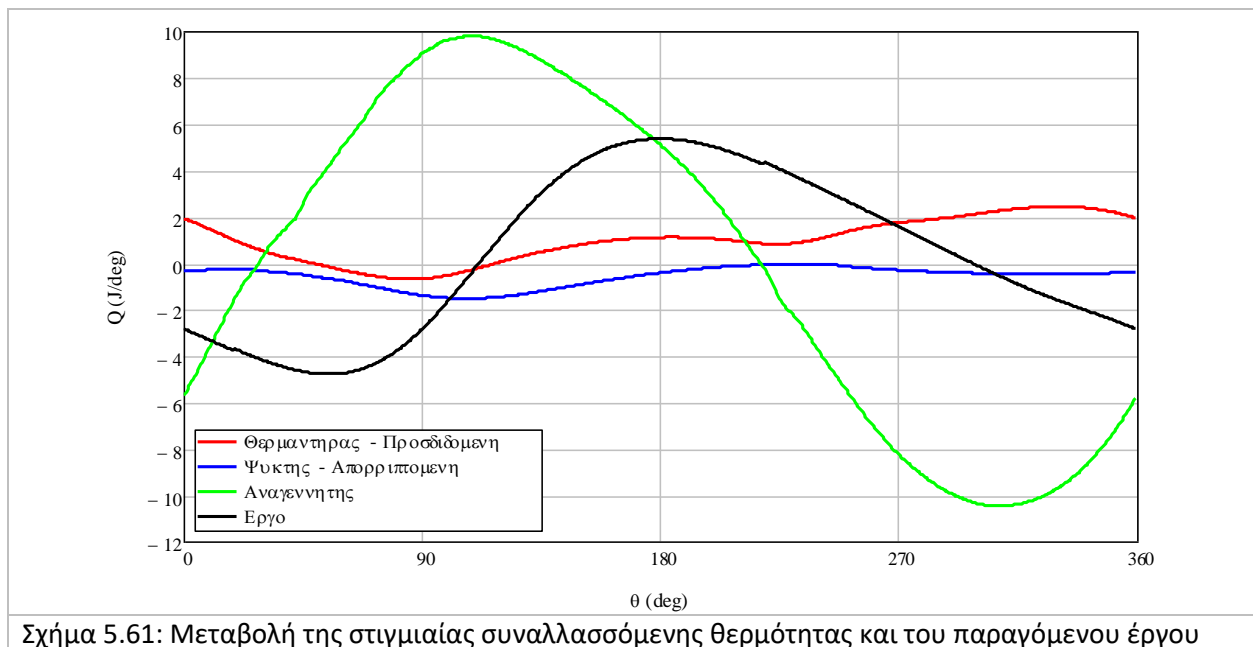
Τα ενεργειακά μεγέθη όπως προκύπτουν από τον υπολογισμό των επιπλέον θερμικών απωλειών και των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού βρίσκονται στον Πίνακα 5-11. Τα μεγέθη αυτά αντιπαραβάλλονται με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα:

- Το έργο μειώνεται λόγω του υπολογισμού των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού. Η ποσοστιαία μείωση του έργου ισοδυναμεί με το 16.3% του ενδεικνύμενου έργου της μηχανής.
- Η προσδιδόμενη θερμότητα αυξάνεται κατά 37.1 J ανά κύκλο. Η τιμή αυτή ταυτίζεται με το σύνολο των θερμικών απωλειών κατά τη διάρκεια του κύκλου. Η ποσοστιαία αύξηση της προσδιδόμενης θερμότητας μετά τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών που δεν συμπεριλαμβάνονται στην προσομοίωση είναι ίση με 11.7%
- Η απορριπτόμενη θερμότητα μετά τον υπολογισμό των επιπλέον απωλειών και τις σχετικές παραδοχές αυξήθηκε κατά 29 J ανά κύκλο. Η αυξητική αυτή μεταβολή αντιστοιχεί στο 16% της απορριπτόμενης θερμότητας που υπολογίσθηκε από την προσομοίωση.
- Ο βαθμός απόδοσης της πρότυπης προσομοιωμένης μηχανής μειώθηκε σημαντικά, από 45% βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης στο 33.8%. Η ποσοστιαία μείωση του βαθμού απόδοσης είναι προσεγγιστικά ίση με 25%. Ο βαθμός απόδοσης που προκύπτει μετά το συνυπολογισμό των απωλειών είναι συγκρίσιμος με τους πειραματικούς βαθμούς απόδοσης για την μηχανή Stirling GPU-3 της General Motors.

Πίνακας 5-11: Ενεργειακά μεγέθη μετά τον υπολογισμό των επιπλέον απωλειών

| | <i>CFD</i> | <i>CFD με επιπλέον απώλειες</i> |
|-------------------------|------------|---------------------------------|
| Παραγόμενο έργο | 143.0 J | 119.7 J |
| Προσδιδόμενη θερμότητα | 317.5 J | 354.7 J |
| Απορριπτόμενη θερμότητα | 174.5 J | 211.6 J |
| Ισχύς | 5.96 kW | 4.99 kW |
| Βαθμός απόδοσης | 45.0% | 33.8 % |

Η μεταβολή των ανά μοίρα θερμοτήτων που συναλλάσσονται στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή, καθώς και του αντίστοιχου παραγόμενου παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.61. Η μεταβολή της συναλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή έχει μείνει αμετάβλητη. Στα άλλα μεγέθη, τα προφίλ των μεγεθών πριν και μετά τον υπολογισμό των απωλειών είναι παρόμοια. Η μεταβολή των συσσωρευμένων συναλασσόμενων θερμοτήτων και παραγόμενου έργου παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.62.

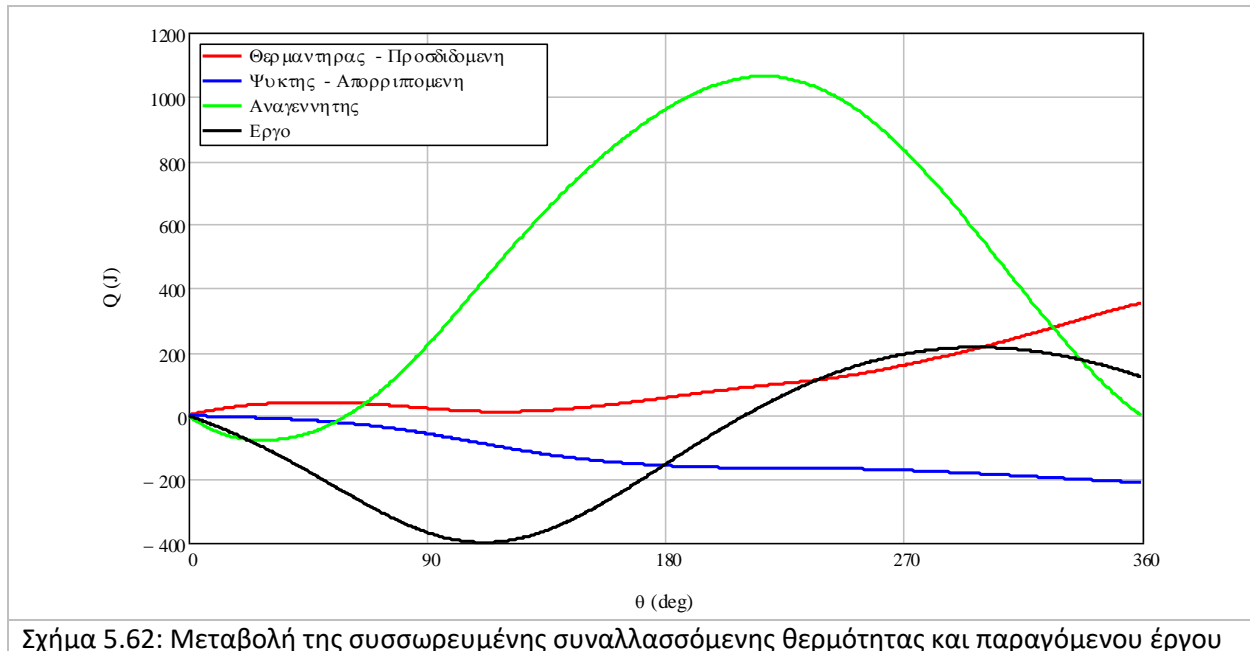


Σχήμα 5.61: Μεταβολή της στιγμιαίας συναλασσόμενης θερμότητας και του παραγόμενου έργου

Παρακάτω παρουσιάζεται η κατανομή της θερμότητας που προσλαμβάνει η μηχανή μέσω του θερμαντήρα. Δεν υπολογίζονται οι απώλειες του καυστήρα εξωτερικά της μηχανής, οι οποίες προκαλούν διαφοροποίηση μεταξύ της θερμότητας που παρέχεται από την εξωτερική πηγή και της θερμότητας που εν τέλει προσλαμβάνεται μέσω του θερμαντήρα.

- Το 33.8% της συνολικά προσδιδόμενης θερμότητας μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο. Το ποσοστό αυτό ισοδυναμεί με το βαθμό απόδοσης της μηχανής.
- Το 59.3% της προσδιδόμενης θερμότητας απορρίπτεται τελικά στην καταβόθρα θερμότητας υπό χαμηλή θερμοκρασία.
- Οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού αντιστοιχούν στο 6.6% της συνολικά προσδιδόμενης θερμότητας.

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα της προσομοίωσης



Σχήμα 5.62: Μεταβολή της συσσωρευμένης συναλασσόμενης θερμότητας και παραγόμενου έργου

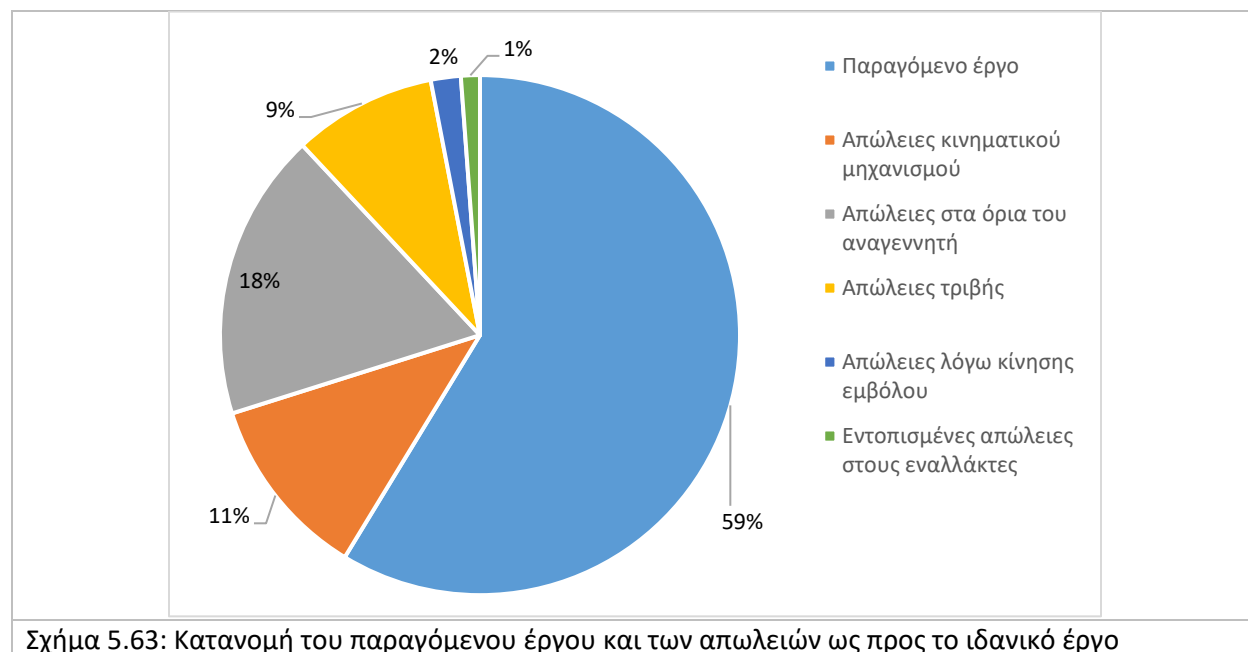
Στον Πίνακα 5-12 αναλύονται οι πηγές απωλειών του έργου και η ποσότητα της ενέργειας ανά κύκλο που χάνεται λόγω κάθε πηγής. Στην πρώτη στήλη αναφέρονται οι παράγοντες που οδηγούν σε απώλεια έργου. Στη δεύτερη στήλη περιέχεται η απώλεια έργου λόγω του κάθε παράγοντα. Στην τρίτη στήλη υπολογίζεται το έργο που θα προέκυπτε αν υπήρχαν μόνο οι αιτίες απωλειών έως το σημείο εκείνο και στην τελευταία στήλη υπολογίζεται ο αντίστοιχος βαθμός απόδοσης, βάσει της προσδιόδμενης θερμότητας μετά την προσθήκη των θερμικών απωλειών.

- Το ιδανικό έργο προκύπτει με την παραδοχή μηδενικής πτώσης πίεσης στο σύνολο των χώρων και των επιφανειών της μηχανής, καθώς και μηδενικών απωλειών στον κινηματικό μηχανισμό. Η προσέγγιση αυτή αντιστοιχεί στο ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο.
- Η απώλεια έργου από την πτώση πίεσης λόγω τριβής στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή είναι ίση με 18.2 J ανά κύκλο. Ο υπολογισμός μόνο των απωλειών πίεσης λόγω τριβής στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή αντιστοιχεί στο εκτεταμένο αδιαβατικό μοντέλο των Urieli – Berchowitz, το συνολικά παραγόμενο έργο ανά κύκλο θα ήταν ίσο σχεδόν με 186 J και ο βαθμός απόδοσης ίσος με 52.4%.
- Η ποσότητα του έργου που χάνεται λόγω των εντοπισμένων απωλειών πίεσης στους εναλλάκτες είναι σχετικά μικρή, ίση με 2.4 J ανά κύκλο.
- Η απώλεια έργου λόγω της πτώσης πίεσης στο διάκενο μεταξύ του εμβόλου και του κυλίνδρου της μηχανής υπολογίσθηκε ίση με 3.8 J ανά κύκλο.
- Η πτώση πίεσης στα δύο άκρα του αναγεννητή οδηγεί σε σημαντική απώλεια του έργου. Το έργο που χάνεται λόγω της εκτόνωσης του αερίου κατά την είσοδό του στον αναγεννητή ξεπερνάει τα 36 J και οδηγεί σε μείωση του βαθμού απόδοσης κατά 10%.
- Τέλος, οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού είναι ίσες με 23.3 J ανά κύκλο και αντιστοιχούν περίπου στο 6.5% της συνολικά προσδιόδμενης θερμότητας.

Πίνακας 5-12: Παραγόμενο έργο της μηχανής με τον υπολογισμό των απωλειών κινηματικού μηχανισμού και λόγω πτώσης πίεσης

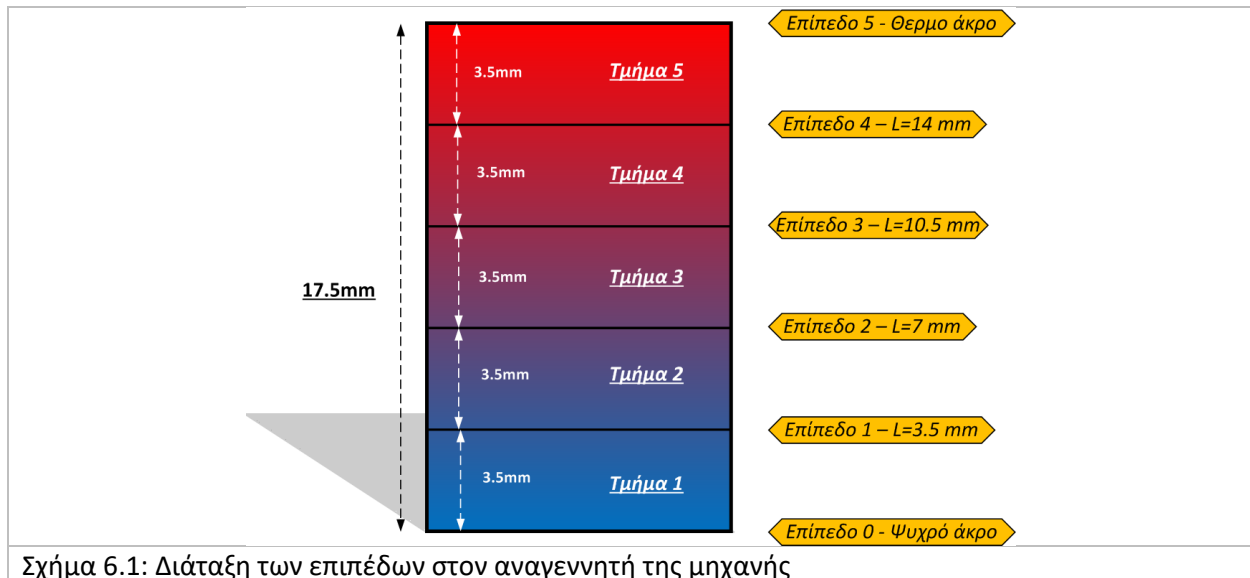
| Μέγεθος | Τιμή (J/c) | Έργο (J/c) | Βαθμός απόδοσης (%) |
|--|------------|------------|---------------------|
| Ιδανικό έργο | | 204.0 | 57.5 |
| Μείον τις απώλειες τριβής στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή | 18.2 | 185.8 | 52.4 |
| Μείον τις εντοπισμένες απώλειες στους εναλλάκτες | 2.43 | 183.4 | 51.7 |
| Μείον την πτώση πίεσης στο συμπιεστή | 3.82 | 179.6 | 50.6 |
| Μείον τις απώλειες στις διεπιφάνειες του αναγεννητή (<i>Ενδεικνύμενο έργο</i>) | 36.6 | 143.0 | 40.3 |
| Μείον τις απώλειες του κινηματικού μηχανισμού (<i>Παραγόμενο έργο</i>) | 23.3 | 119.7 | 33.8 |

Η κατανομή του ιδανικού έργου στις διάφορες απώλειες και στο συνολικά παραγόμενο έργο απεικονίζεται στο Σχήμα 5.63. Το τελικά παραγόμενο έργο είναι σχεδόν ίσο με το 60% του ιδανικού έργου. Σχεδόν το 20% του ιδανικού έργου χάνεται λόγω της πτώσης πίεσης στα όρια του αναγεννητή. Είναι φανερή η ανάγκη καλύτερης σχεδίασης της μηχανής στο σημείο αυτό. Εάν επιτευχθεί πιο ομαλή ροή κατά την είσοδο του αερίου στον αναγεννητή, θα αποφευχθεί η εκτόνωση του αερίου και θα αυξηθεί η απόδοση της μηχανής.



Κεφάλαιο 6: Συνθήκες στον αναγεννητή της μηχανής

Για την μελέτη της κατανομής των ιδιοτήτων της ροής και των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα εντός του, ο αναγεννητής της πρότυπης προσομοιωμένης μηχανής Stirling β-τύπου χωρίστηκε σε πέντε (5) επιμέρους τμήματα. Το μήκος του κάθε τμήματος είναι ίσο με 3.5 mm. Στο Σχήμα 6.1 διακρίνονται τα τέσσερα (4) επίπεδα εντός του αναγεννητή, από τα οποία σε συνδυασμό με τα όρια του αναγεννητή, δημιουργούνται τα πέντε μελετώμενα τμήματα.



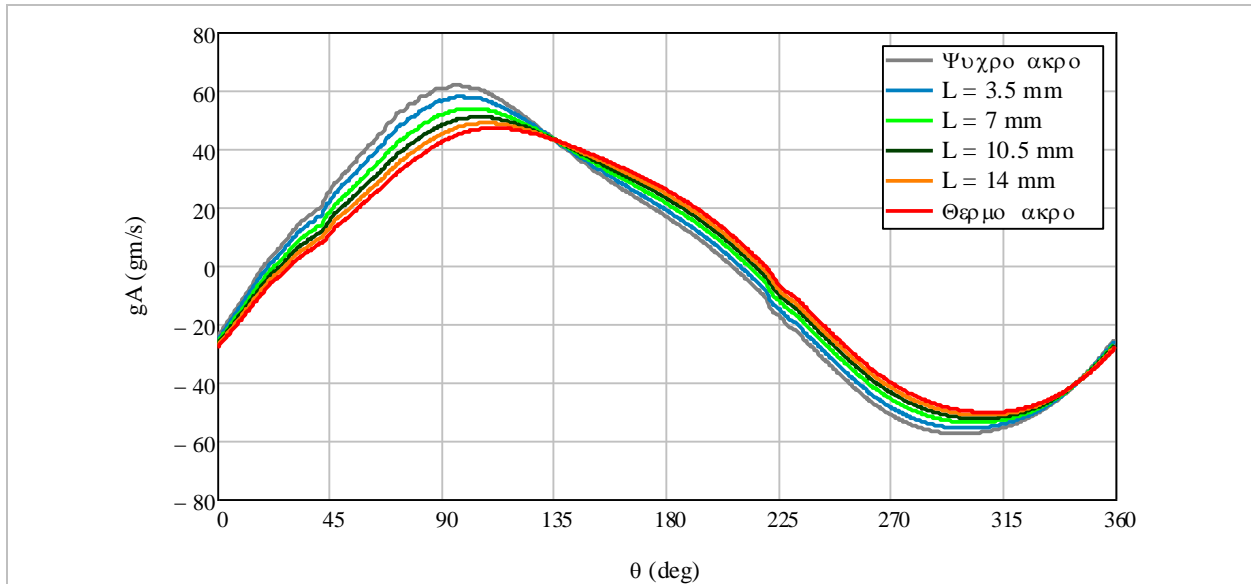
6.1: Ροή του αερίου και πτώση πίεσης εντός του αναγεννητή

Στο Σχήμα 6.2 παρουσιάζεται η μεταβολή της παροχής του αερίου στα ορισμένα επίπεδα. Στην αρχή του κύκλου της μηχανής, το αέριο κατευθύνεται από το θερμό άκρο προς το ψυχρό άκρο του αναγεννητή («θερμή ροή»). Σε χρονικό σημείο προσεγγιστικά ίσο με 20° της γωνίας στροφάλου, η κατεύθυνση της ροής του αερίου μεταβάλλεται και το αέριο ξεκινάει να κατευθύνεται προς το θερμό άκρο του αναγεννητή («θερμή ροή»). Η μεταβολή της παροχής με το χρόνο είναι σχετικά μεγαλύτερη για τα ψυχρότερα τμήματα. Ο τρόπος της χρονικής μεταβολής της παροχής είναι αντίστοιχος για όλα τα επίπεδα. Αντίστοιχη ομοιότητα υπάρχει και για τα σημεία μεγίστου-ελαχίστου της παροχής.

Τα σημεία μηδενισμού της ροής του εργαζόμενου μέσου στα άκρα και σε επιλεγμένα επίπεδα εντός του αναγεννητή παρουσιάζονται στον Πίνακα 6-1. Μεταξύ δύο διαδοχικών επιπέδων υπάρχει μια διαφορά μεταξύ 1.5 και 2 μοιρών. Η αλλαγή της κατεύθυνσης του αερίου προς τη ψυχρή ροή λαμβάνει χώρα στις 18° για το ψυχρό άκρο και στις 29.5° για το θερμό άκρο. Τα χρονικά σημεία για την αλλαγή της ροής από ψυχρή σε θερμή είναι ίσα με 204.5° και 219° για το ψυχρό και το θερμό άκρο αντίστοιχα. Η διαφορά μεταξύ των γωνιών αντιστροφής της ροής στα δύο άκρα του αναγεννητή είναι 12 και 15 μοίρες αντίστοιχα. Ο διαχωρισμός του κύκλου βάσει της κατεύθυνσης του εργαζόμενου μέσου, είναι ως εξής:

- Ψυχρή ροή σε ολόκληρο το μήκος του αναγεννητή: $29.5^\circ - 204.5^\circ$
- Θερμή ροή σε ολόκληρο το μήκος του αναγεννητή: $0^\circ - 18^\circ$ και $219^\circ - 360^\circ$

- Ροή και προς τις δύο κατευθύνσεις σε διαφορετικά σημεία του αναγεννητή: 18°-29.5° και 204.5°-219°.



Σχήμα 6.2: Παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου εντός του αναγεννητή

Το εργαζόμενο μέσο ρέει προς το θερμό τμήμα της μηχανής για ολόκληρο το μήκος του αναγεννητή για 175°. Αντίστοιχα, το αέριο ρέει προς το ψυχρό τμήμα της μηχανής για το σύνολο του μήκους του αναγεννητή για 159°. Για διάστημα 26°, που αντιστοιχεί στο 7% της διάρκειας του κύκλου λειτουργίας, δεν υπάρχει ίδια κατεύθυνση του αερίου σε όλο το μήκος του αναγεννητή. Παράγοντες που ευθύνονται για την απόκλιση μεταξύ των σημείων αλλαγής της κατεύθυνσης της ροής σε διαδοχικά επίπεδα του αναγεννητή είναι η θερμοκρασιακή διαφορά εντός του αναγεννητή, η αδράνεια του εργαζόμενου μέσου και η αντίσταση στο ροή που προκαλείται από το μεταλλικό πλέγμα.

Πίνακας 6-1: Σημεία αντιστροφής της ροής στον αναγεννητή

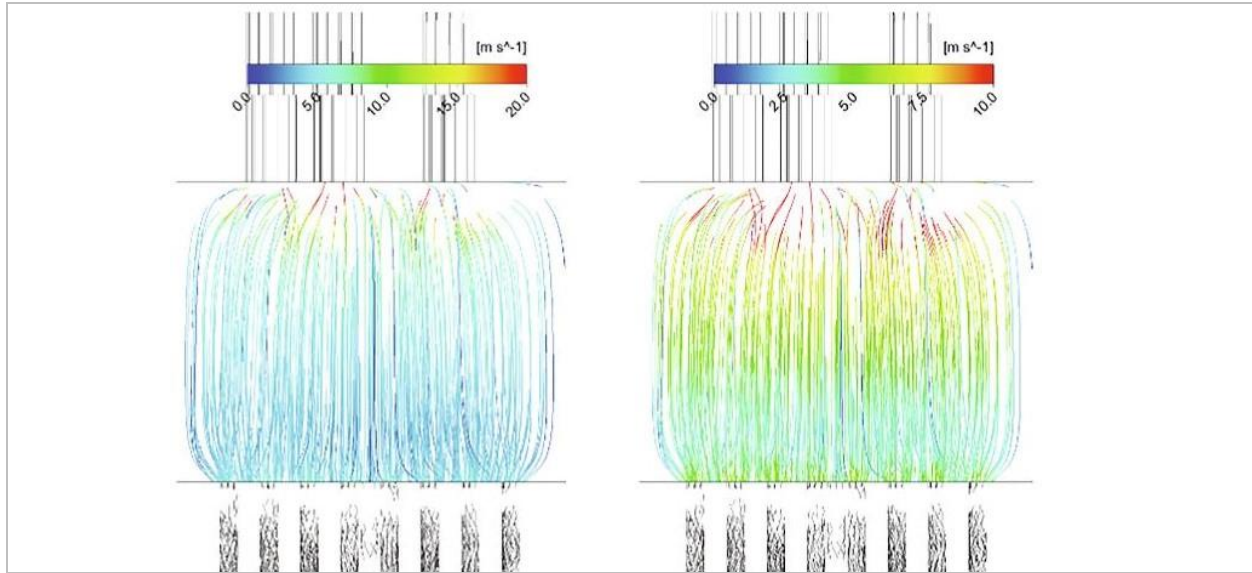
| | <u>Ψυχρή ροή</u> | <u>Θερμή ροή</u> |
|-----------------|------------------|------------------|
| Ψυχρό άκρο | 18° | 204.5° |
| L=3.5 mm | 20.5° | 209° |
| L=7 mm | 23° | 212.5° |
| Μέσο αναγεννητή | 24.5° | 214° |
| L=10.5 mm | 25.5° | 215° |
| L=14 mm | 27.5° | 217° |
| Θερμό άκρο | 29.5° | 219° |

6.1.1: Χρονική μεταβολή ταχύτητας και πτώσης πίεσης

Στο Σχήμα 6.3 παρουσιάζονται τα πεδία της ροής του αερίου εντός του αναγεννητή για τις χρονικές στιγμές των 180° (αριστερά) και 360° (δεξιά). Τη χρονική στιγμή που αντιστοιχεί στις 180 μοίρες της γωνίας στροφάλου το αέριο κινείται προς το θερμαντήρα, ενώ στις 360 μοίρες το αέριο κινείται προς το ψύκτη. Παρά την αλλαγή της κατεύθυνσης της ροής και την μεταβολή ιδιοτήτων όπως η πίεση, η θερμοκρασία και η ταχύτητα του αερίου, το αέριο ακολουθεί τις ίδιες διαδρομές κατά τη ροή του στο πορώδες μέσο. Καθώς το αέριο εισέρχεται στον αναγεννητή αντιμετωπίζει μία πολύ γρήγορα αλλαγή

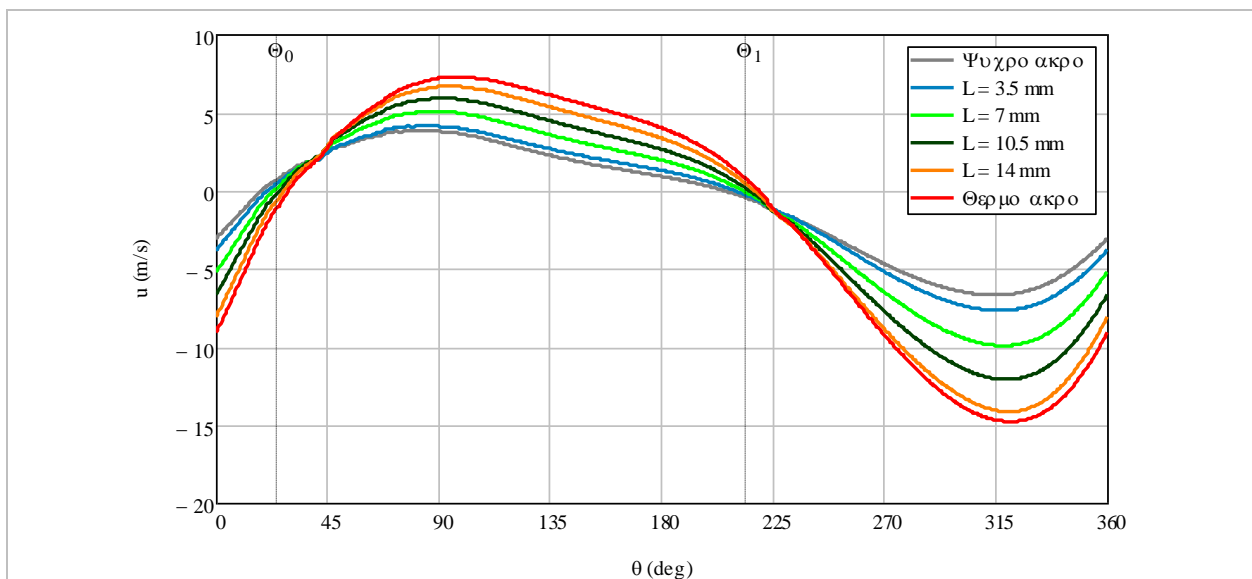
Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

στην κάθετη στη ροή επιφάνεια. Παρόλα αυτά, η ροή του αερίου προσαρμόζεται στην αλλαγή του εμβαδού εντός πολύ μικρού μήκους. Στο μεγαλύτερο τμήμα του όγκου του αναγεννητή, η κατεύθυνση και η ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου είναι παρόμοιες, ενώ δεν υπάρχει ροή του αερίου στις απομακρυσμένες γωνίες του αναγεννητή. Η ταχύτητα του αερίου αυξάνεται καθώς αυτό προσεγγίζει το θερμό άκρο του αναγεννητή λόγω της μεγαλύτερης θερμοκρασίας.



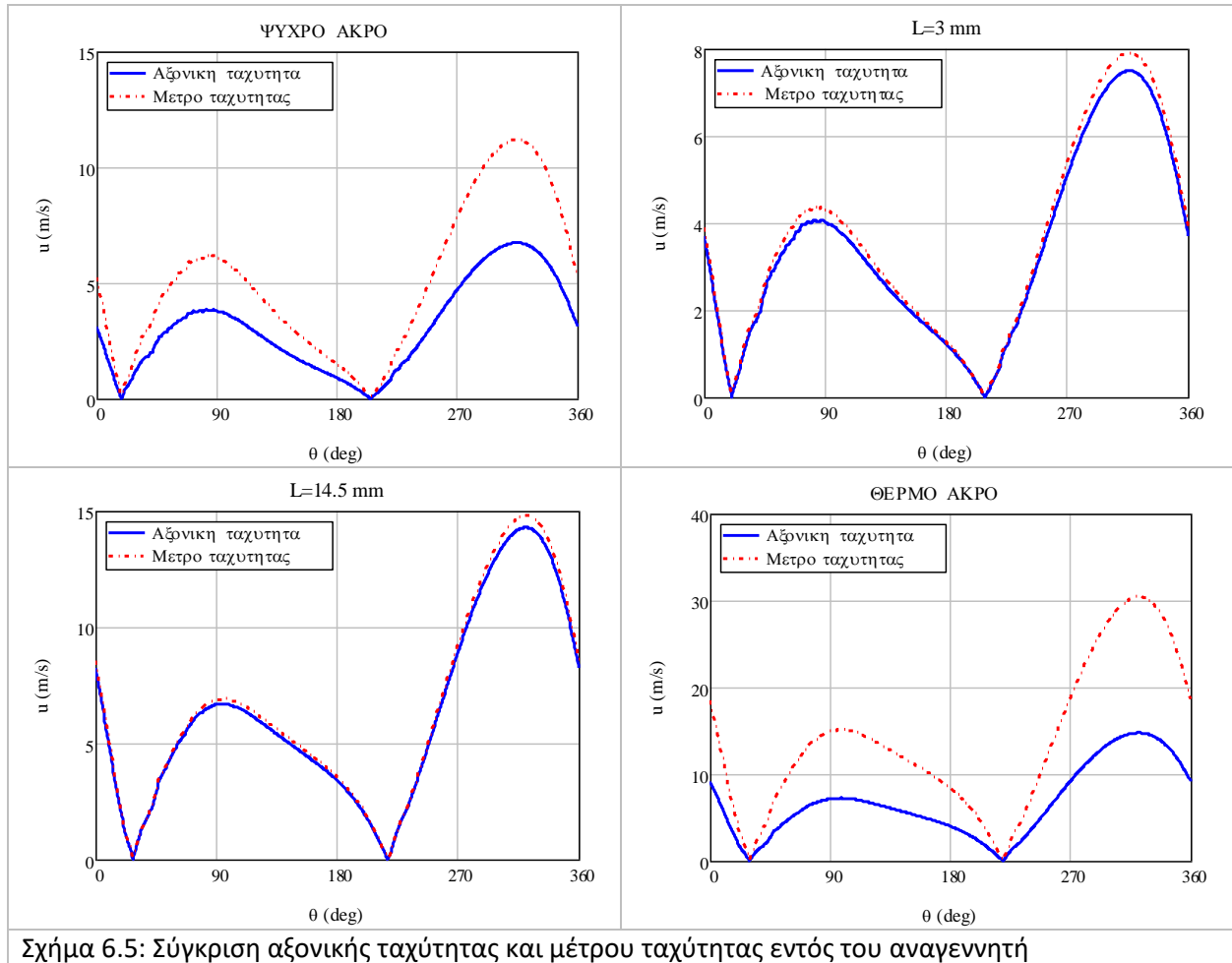
Σχήμα 6.3: Ροή του αερίου εντός του αναγεννητή στις 180° και 360°

Στο Σχήμα 6.4 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της αξονικής ταχύτητας εντός του αναγεννητή. Στο γράφημα σημειώνονται τα σημεία όπου μεταβάλλεται η κατεύθυνση της ροής στο μέσον του αναγεννητή. Η ταχύτητα είναι μεγαλύτερη στα θερμότερα τμήματα του αναγεννητή, καθώς η μεγαλύτερη θερμοκρασία του αερίου στα θερμότερα επίπεδα οδηγεί σε μικρότερη πυκνότητα του αερίου. Η ταχύτητα του αερίου είναι μεγαλύτερη κατά τη θερμή ροή, λόγω της μεγαλύτερης θερμοκρασίας του αερίου το οποίο εισέρχεται στον αναγεννητή.



Σχήμα 6.4: Ταχύτητα αερίου εντός του αναγεννητή

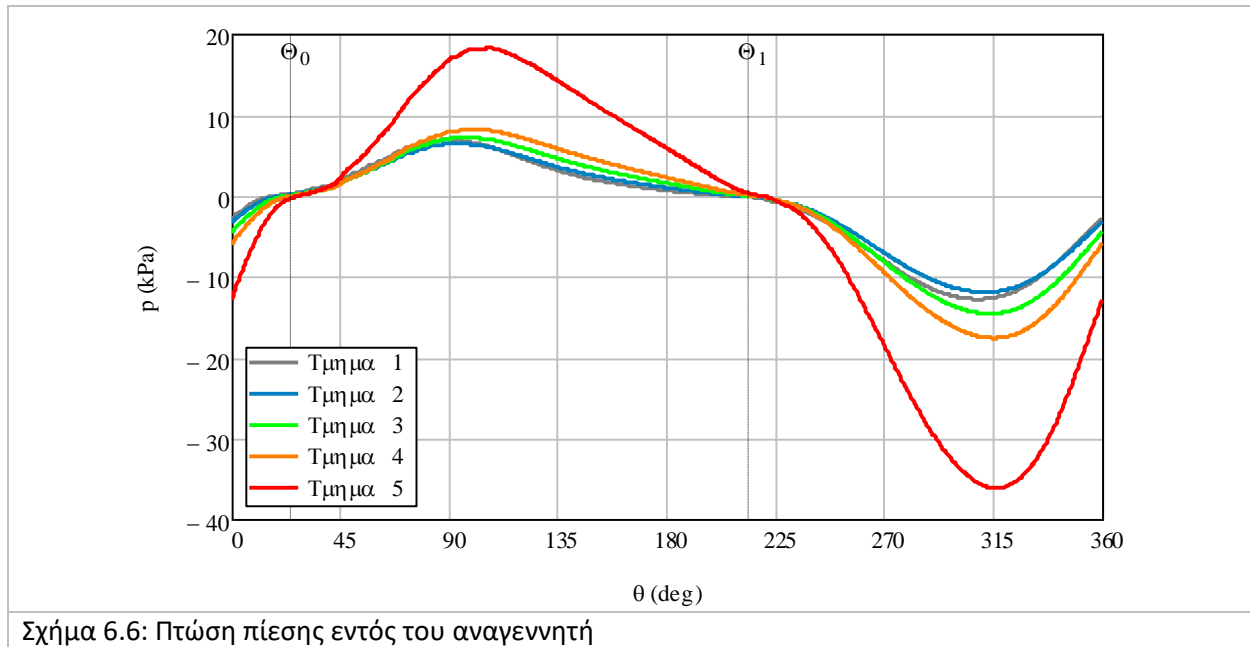
Στο Σχήμα 6.5 συγκρίνεται η αξονική ταχύτητα με το μέτρο της ταχύτητας στα άκρα του αναγεννητή, καθώς και στα επίπεδα που απέχουν 3.5 mm από αυτά. Παρατηρούμε πως εντός του αναγεννητή το εργαζόμενο μέσο ρέει σχεδόν αποκλειστικά κατά την αξονική διεύθυνση. Αντίθετα, η διαφορά μεταξύ της αξονικής ταχύτητας και του μέτρου της ταχύτητας είναι σημαντική στα δύο άκρα. Το φαινόμενο είναι πιο έντονο για το θερμό άκρο και συνδέεται με τη διάχυση της ταχύτητας και την εκτόνωση του αερίου στα άκρα του αναγεννητή.



Σχήμα 6.5: Σύγκριση αξονικής ταχύτητας και μέτρου ταχύτητας εντός του αναγεννητή

Στο Σχήμα 6.6 παρουσιάζεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης λόγω τριβής με τη γωνία στροφάλου στα τμήματα του αναγεννητή. Σημειώνονται τα σημεία στα οποία μεταβάλλεται η κατεύθυνση της ροής στο μέσο αναγεννητή. Καθώς το αέριο προσεγγίζει το θερμό άκρο, η πτώση πίεσης αυξάνεται. Βάσει των Xiao et al. [75], καθώς η θερμοκρασία του αερίου αυξάνεται, η πυκνότητά του μειώνεται και η ταχύτητά του αυξάνεται, με αποτέλεσμα την αύξηση της πτώσης πίεσης. Καθώς η πτώση πίεσης που υπολογίζεται στο θερμότερο τμήμα είναι σημαντικά μεγαλύτερη από τις αντίστοιχες μεταβολές μεταξύ των υπολοίπων τμημάτων, υποδεικνύεται πως η μεταβολή της πτώσης πίεσης κατά μήκος του αναγεννητή δεν είναι γραμμική αλλά ο ρυθμός της αυξάνεται για τα θερμότερα τμήματα.

Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή



6.1.2: Αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης και της ταχύτητας του αερίου

Στο συγκεκριμένο τμήμα θα μελετηθεί η κατανομή της πτώσης πίεσης λόγω τριβής και της αξονικής ταχύτητας κατά μήκος του αναγεννητή. Τα βήματα που ακολουθούνται περιγράφονται ως εξής:

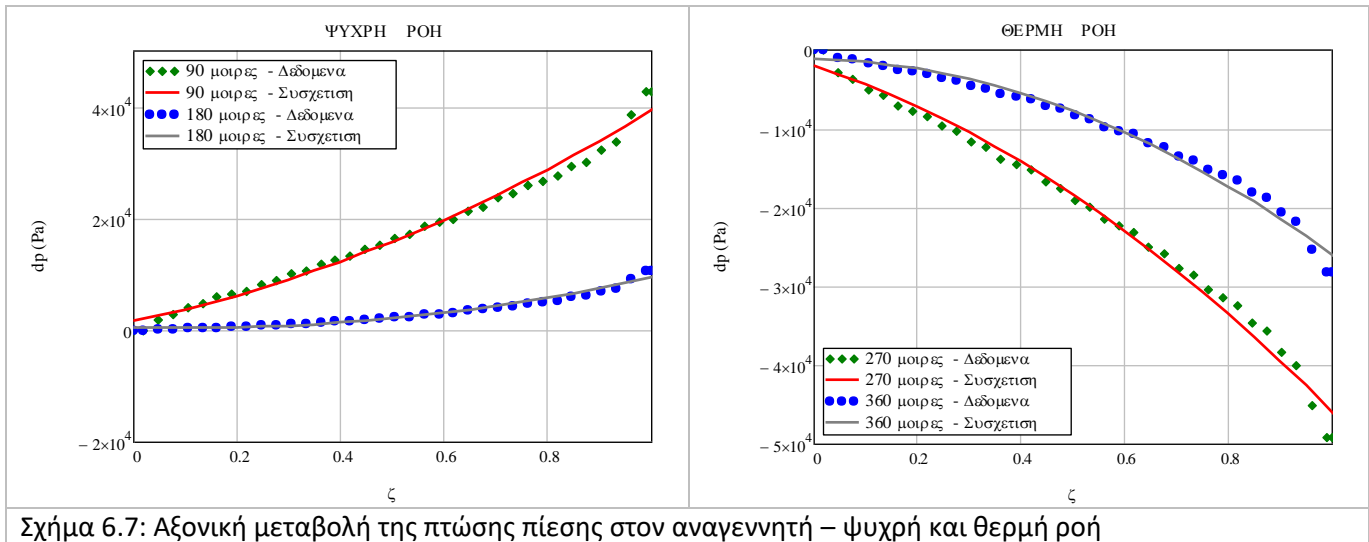
- Αρχικά, μελετάται η αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης για επιλεγμένες χρονικές στιγμές. Ορίζεται το προφίλ μεταβολής της πτώσης πίεσης κατά μήκος του αναγεννητή.
- Προκύπτουν οι αντίστοιχες εξισώσεις της μορφής $dp(\zeta)$, όπου με ζ συμβολίζεται το ανηγμένο μήκος του αναγεννητή. Τα δεδομένα της πτώσης πίεσης έχουν ληφθεί για κάθε μισή (0.5) μοίρα και συνολικά προκύπτουν 720 τιμές για κάθε ένα συντελεστή.
- Για επιλεγμένες χρονικές στιγμές, συγκρίνονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης με την αξονική μεταβολή όπως προκύπτει από την εξίσωση αξονικής μεταβολής και τους αντίστοιχους συντελεστές.
- Η χρονική μεταβολή των συντελεστών εκφράζεται με χρήση σειρών Fourier. Η διαδικασία αυτή παρουσιάζεται στο Παράρτημα ΣΤ της εργασίας. Μέσω της διαδικασίας αυτής, θα προκύψουν οι εξισώσεις υπολογισμού της πτώσης πίεσης του αερίου για κάθε χρονική στιγμή του κύκλου και σημείο του αναγεννητή.

Βάσει της χρονικής μεταβολής της πτώσης πίεσης στα επίπεδα του αναγεννητή, η πτώση πίεσης αυξάνεται καθώς πλησιάζουμε τα θερμότερα επίπεδα. Υποτίθεται πως η πίεση μεταβάλλεται ως προς το ανηγμένο μήκος στην μορφή ενός πολυωνύμου δευτέρου βαθμού (Εξ. (6-1)). Οι τιμές των συντελεστών της εξίσωσης είναι διαφορετικές για κάθε μελετώμενη χρονική στιγμή του κύκλου.

$$dp(\zeta) = a_{dp} \cdot \zeta^2 + b_{dp} \cdot \zeta + c_{dp} \quad (6-1)$$

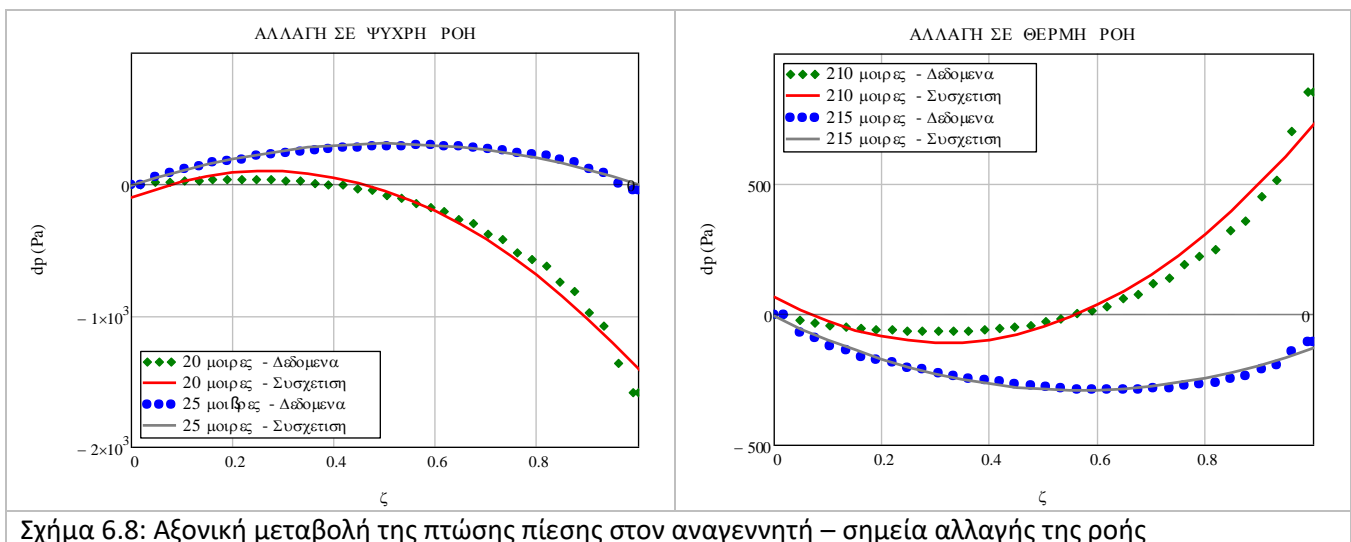
Στο Σχήμα 6.7 παρουσιάζεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης κατά τις χρονικές στιγμές των 90 και 180 μοιρών για ψυχρή ροή, καθώς και των 270 και 360 μοιρών για θερμή ροή. Παράλληλα, παρουσιάζονται

και οι αντίστοιχες συσχετίσεις βάσει της Εξ. (6-1). Για τα επιλεγμένα σημεία, οι συσχετίσεις προσομοιάζουν ικανοποιητικά τα δεδομένα. Η τιμή της πτώσης πίεσης είναι θετική για ψυχρή ροή και αρνητική για θερμή ροή.



Σχήμα 6.7: Αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή – ψυχρή και θερμή ροή

Στο Σχήμα 6.8 παρουσιάζονται τα δεδομένα της πτώσης πίεσης και οι αντίστοιχες συσχετίσεις για χρονικές στιγμές κατά τις οποίες μεταβάλλεται η κατεύθυνση της ροής του εργαζόμενου μέσου. Καθώς η ροή του αερίου δεν είναι προς την ίδια κατεύθυνση σε όλο το μήκος του αναγεννητή, παρατηρούμε πως η πτώση πίεσης δεν έχει την μέγιστη τιμή της στο ένα από τα δύο άκρα του αναγεννητή. Παρατηρείται πως η συσχέτιση έχει μικρή απόκλιση από τα δεδομένα. Μετά τον υπολογισμό των συντελεστών για όλα τα χρονικά σημεία κατά τη διάρκεια του κύκλου, ο ελάχιστος συντελεστής συσχέτισης που υπολογίσθηκε ξεπέρασε το 95%.



Σχήμα 6.8: Αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή – σημεία αλλαγής της ροής

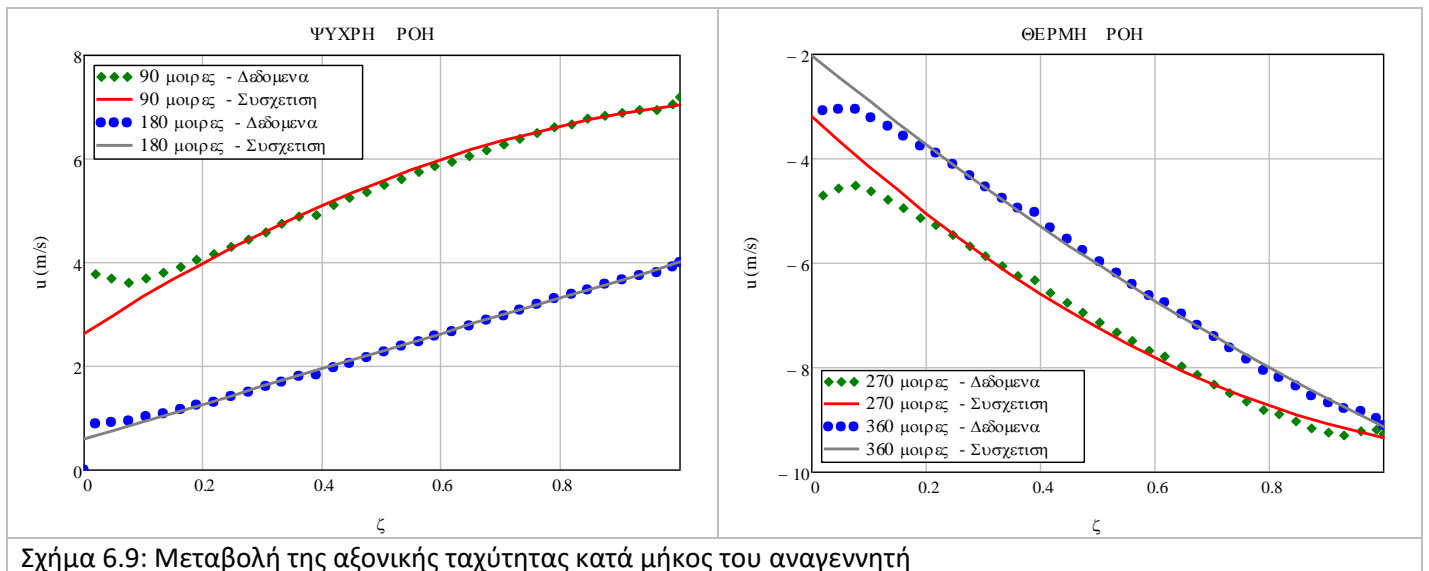
Καθώς η αξονική ταχύτητα του αερίου αυξάνεται στα θερμότερα τμήματα του αναγεννητή, υποθέτουμε πως η μεταβολή της αξονικής ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου με το ανηγμένο μήκος του αναγεννητή

Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

ακολουθούν την μορφή ενός πολυωνύμου δευτέρου βαθμού (Εξ. (6-2)). Όπως και για την πτώση πίεσης, για την αξονική ταχύτητα προκύπτουν 720 τιμές για κάθε συντελεστή κατά τη διάρκεια του κύκλου.

$$u(\zeta) = a \cdot \zeta^2 + b \cdot \zeta + c \quad (6-2)$$

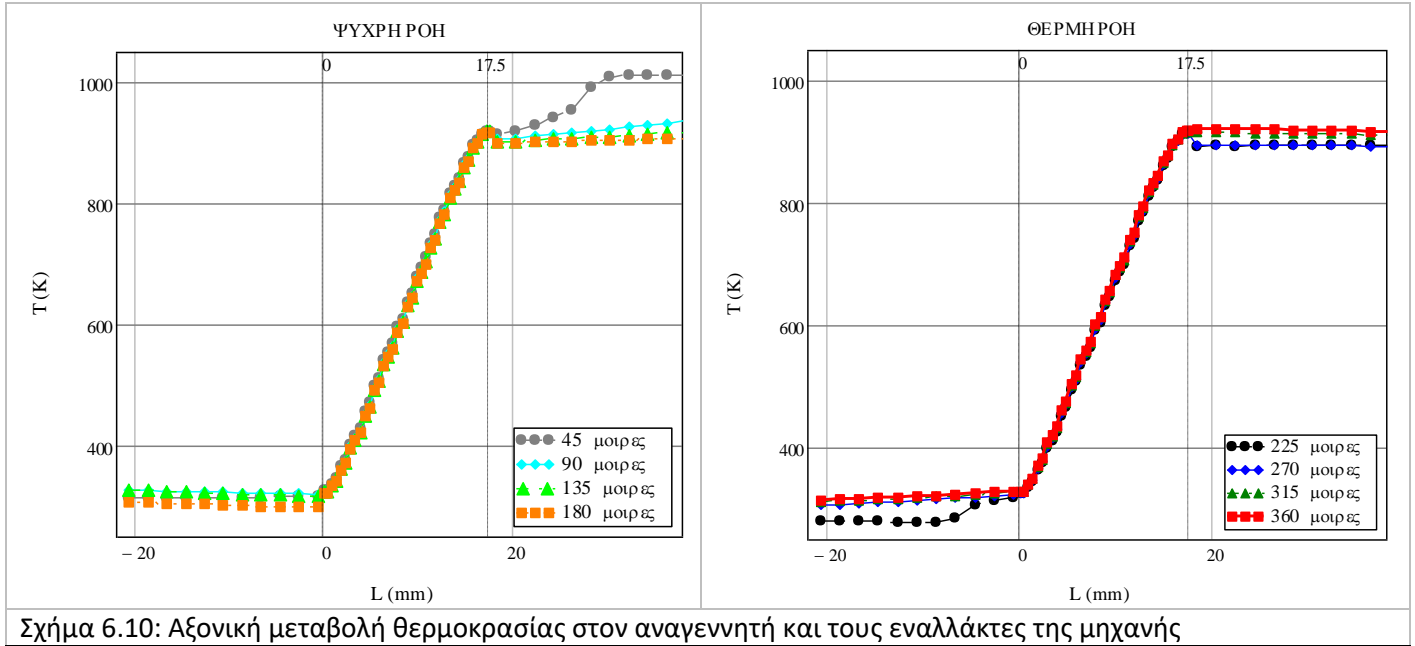
Στο Σχήμα 6.9 παρουσιάζονται τα δεδομένα και οι αντίστοιχες συσχετίσεις για θερμή και ψυχρή ροή. Παρατηρούμε πως υπάρχει εγγύτητα μεταξύ των δεδομένων και των συσχετίσεων. Από τα διαγράμματα για την πτώση πίεσης (Σχήμα 6.7, Σχήμα 6.8) και την ταχύτητα (Σχήμα 6.9) προκύπτει πως η συσχέτιση μεταξύ των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης και των αποτελεσμάτων βάσει των Εξ. (6-1) και (6-2) είναι ικανοποιητική.



Σχήμα 6.9: Μεταβολή της αξονικής ταχύτητας κατά μήκος του αναγεννητή

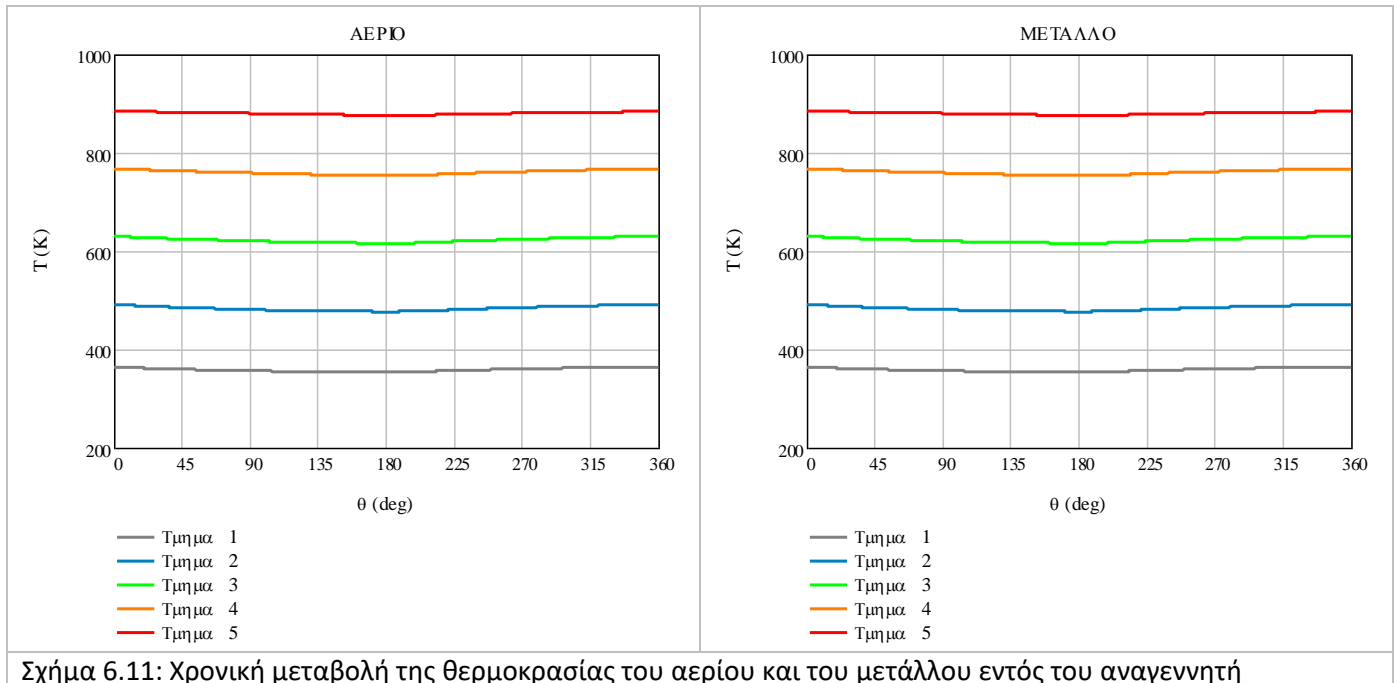
6.2: Θερμοκρασία αερίου-μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή

Στο Σχήμα 6.10 παρουσιάζεται η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου κατά μήκος του αναγεννητή και εντός των εναλλακτών για απόσταση ίση με 20 mm από τα δύο όρια του αναγεννητή. Η τιμή του μήκους στα άκρα του αναγεννητή είναι ίση με 0 και 17.5 mm. Οι αρνητικές τιμές του μήκους αντιστοιχούν στους σωλήνες του ψύκτη και οι μεγαλύτερες τιμές από 17.5 mm στους σωλήνες του θερμαντήρα. Παρατηρείται το γραμμικό προφίλ της θερμοκρασιακής μεταβολής στον αναγεννητή. Η γραμμική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή είναι κατά πολύ εντονότερη σε σχέση με τους εναλλάκτες. Είναι επίσης εμφανής η μικρή διαφοροποίηση της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή για διαφορετικές τιμές της γωνίας στροφάλου, σε αντίθεση με τη θερμοκρασία στους εναλλάκτες.



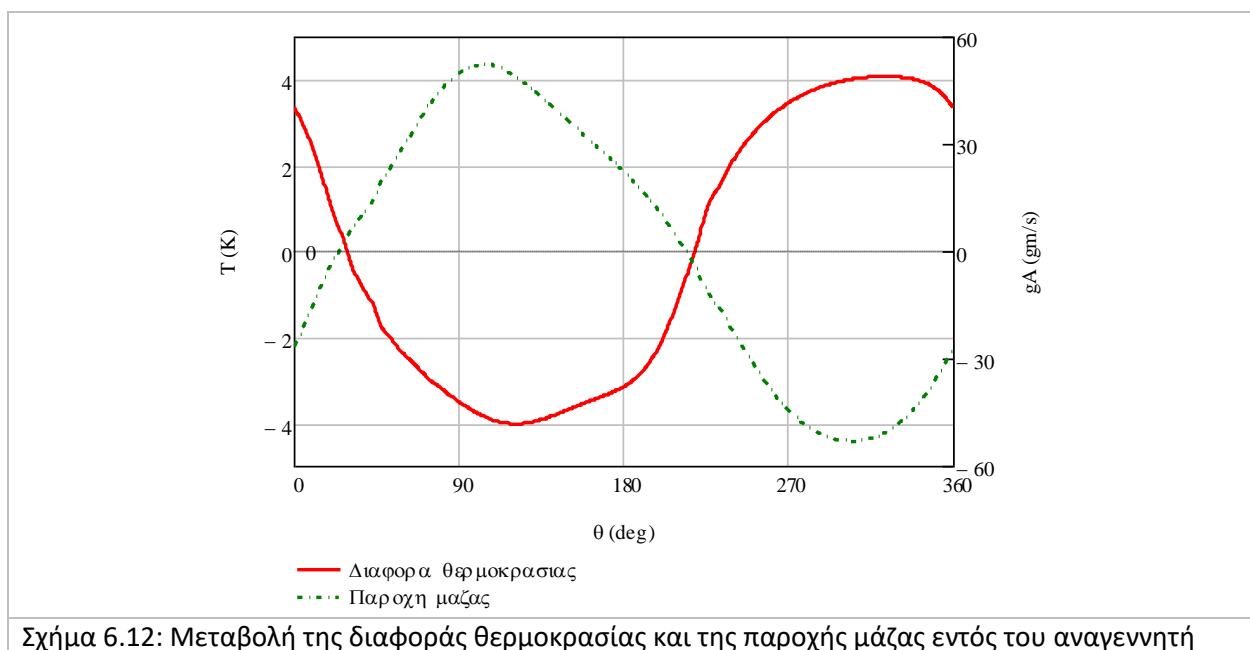
6.2.1: Χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας

Στο Σχήμα 6.11 παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στα πέντε τμήματα του αναγεννητή. Η μεταβολή των θερμοκρασιών με το χρόνο είναι μικρή σε όλους τους επιμέρους χώρους. Για διάστημα ίσο με 170 μοίρες η θερμοκρασία του αερίου μειώνεται και παρέχει θερμότητα στο μέταλλο, ενώ κατά το υπόλοιπο διάστημα (190 μοίρες) το αέριο λαμβάνει θερμότητα από το μέταλλο και η θερμοκρασία του αυξάνεται.



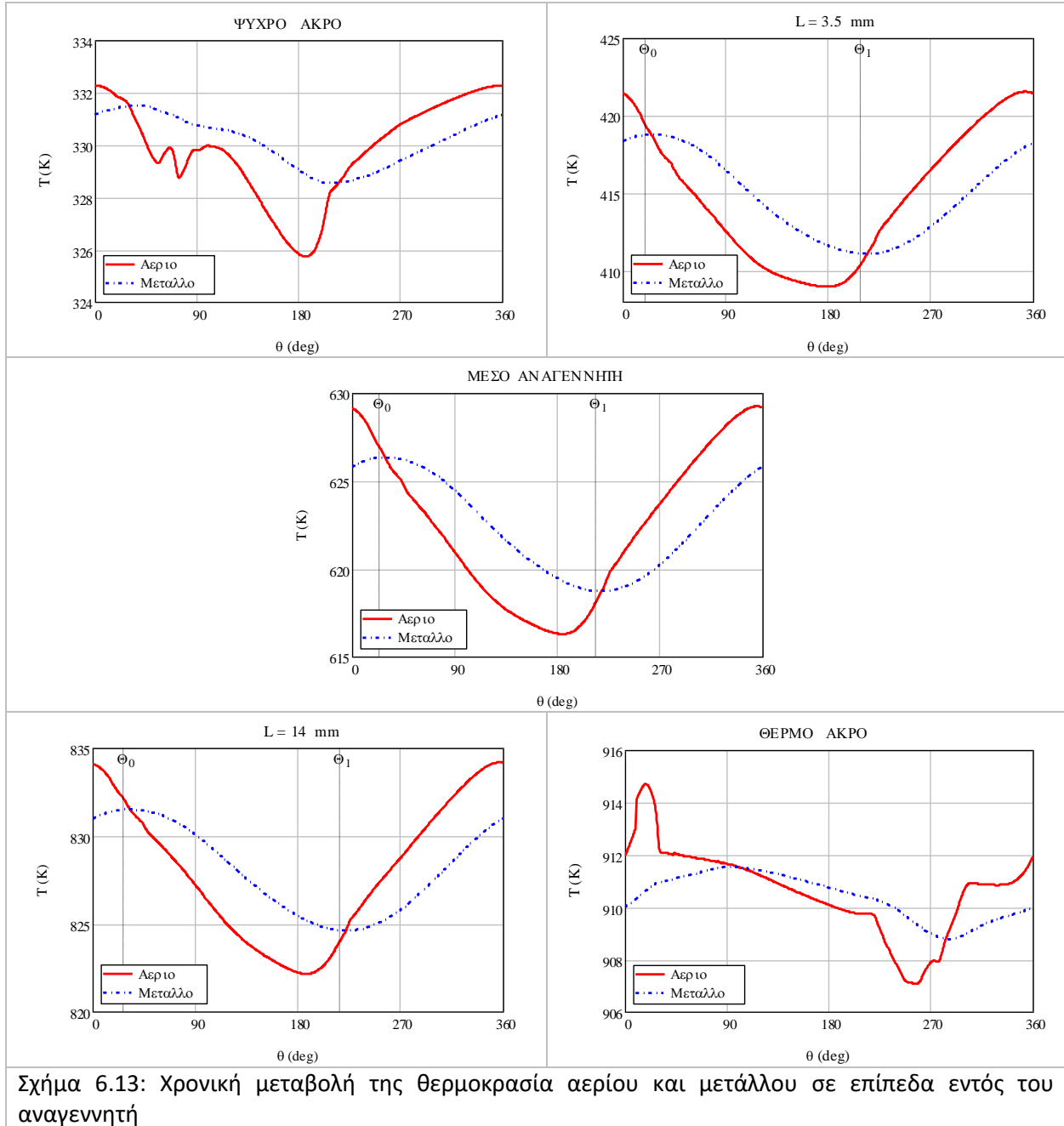
Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

Στο Σχήμα 6.12 παρουσιάζεται η μεταβολή της παροχής του αερίου στο ενδιάμεσο τμήμα του αναγεννητή, παράλληλα με τη διαφορά θερμοκρασίας του αερίου με το μέταλλο. Η διαφορά θερμοκρασίας είναι θετική όταν το αέριο είναι πιο θερμό από το μέταλλο. Καθώς το αέριο ρέει προς το θερμό άκρο είναι ψυχρότερο από το μέταλλο και προσλαμβάνει θερμότητα από αυτό. Συνεπώς, θετικό πρόσημο της ροής συνδέεται με αρνητική διαφορά θερμοκρασίας. Αντίστοιχα, καθώς το αέριο ρέει προς το ψυχρό άκρο (αρνητική παροχή), είναι θερμότερο από το μεταλλικό πλέγμα (θετική διαφορά θερμοκρασίας) και απορρίπτει θερμότητα από αυτό. Από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης προκύπτει πως η διαφορά θερμοκρασίας έπεται της παροχής κατά περίπου 4-5 μοίρες. Υπάρχει ένα διάστημα μικρής διάρκειας, κατά το οποίο το αέριο ρέει προς το θερμαντήρα αλλά συνεχίζει να είναι θερμότερο του μετάλλου και να παρέχει θερμότητα σε αυτό. Αντίστοιχα υπάρχει ένα διάστημα κατά το οποίο το αέριο ρέει προς το ψύκτη αλλά προσροφά θερμότητα από το μεταλλικό πλέγμα.



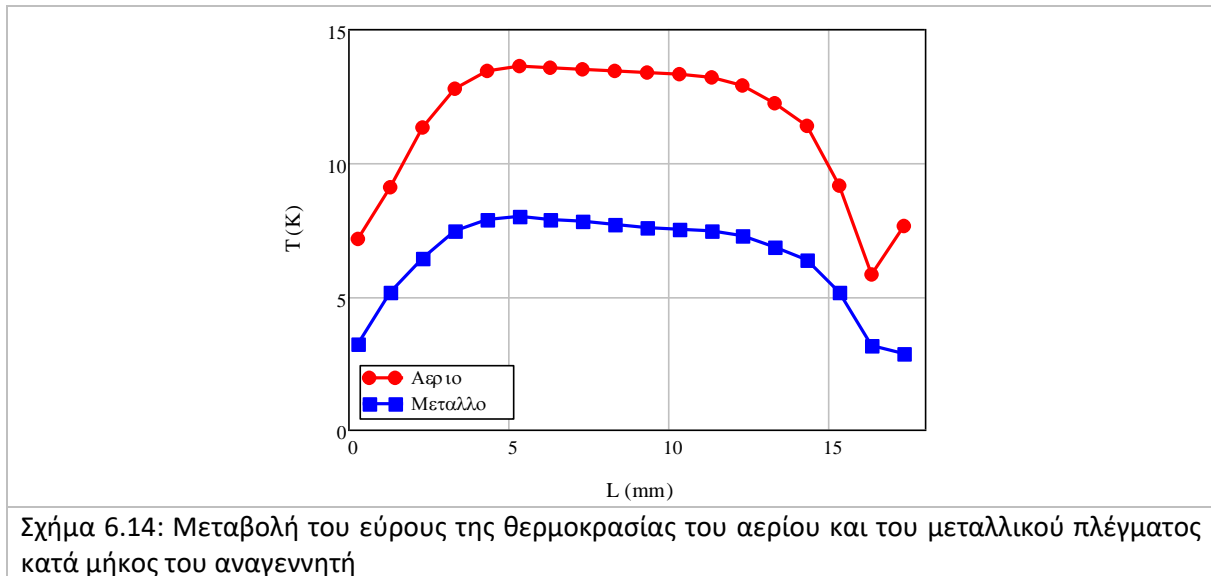
Σχήμα 6.12: Μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας και της παροχής μάζας εντός του αναγεννητή

Στο Σχήμα 6.13 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στα δύο άκρα του αναγεννητή, σε δύο επίπεδα 3.5 mm δίπλα από τα άκρα του αναγεννητή και στο μέσον του αναγεννητή. Για τα επίπεδα εσωτερικά του αναγεννητή σημειώνονται τα σημεία αλλαγής της κατεύθυνσης της ροής στο κάθε επίπεδο. Για τα σημεία εντός του αναγεννητή, κατά τις χρονικές στιγμές όπου η κατεύθυνση της ροής μεταβάλλεται, η θερμοκρασία του αερίου είναι ίση με τη θερμοκρασία του μεταλλικού πλέγματος. Η ύπαρξη μικρών αποκλίσεων αποδίδεται στην περιορισμένη διακριτοποίηση καθώς ελήφθησαν τιμές κάθε μισή (0.5) μοίρα του κύκλου. Ως προς τα άκρα του αναγεννητή, παρατηρούμε διαφορετική μεταβολή στη θερμοκρασία του αερίου. Προκύπτει πως υπάρχουν επιπλέον παράγοντες που επηρεάζουν τη θερμοκρασία του αερίου στα άκρα του αναγεννητή σε σχέση με το εσωτερικό του. Βάσει των Andersen et al. [89], η θερμοκρασία στο μέσον του αναγεννητή επηρεάζεται από την μεταφορά θερμότητας και την πίεση του αερίου. Στα άκρα του αναγεννητή, η θερμοκρασία επηρεάζεται και από επιπλέον παράγοντες όπως η θερμοκρασία των γειτονικών εναλλακτών ή η διαταραχή της ροής του αερίου λόγω της αλλαγής της γεωμετρίας.



Στο Σχήμα 6.14 παρουσιάζεται η μεταβολή του εύρους της θερμοκρασιακής μεταβολής για το αέριο και το μεταλλικό πλέγμα. Στο μεγαλύτερο τμήμα του αναγεννητή, το εύρος της θερμοκρασίας για το μέταλλο είναι προσεγγιστικά ίσο με το μισό του αερίου.

Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή



6.2.2: Αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας

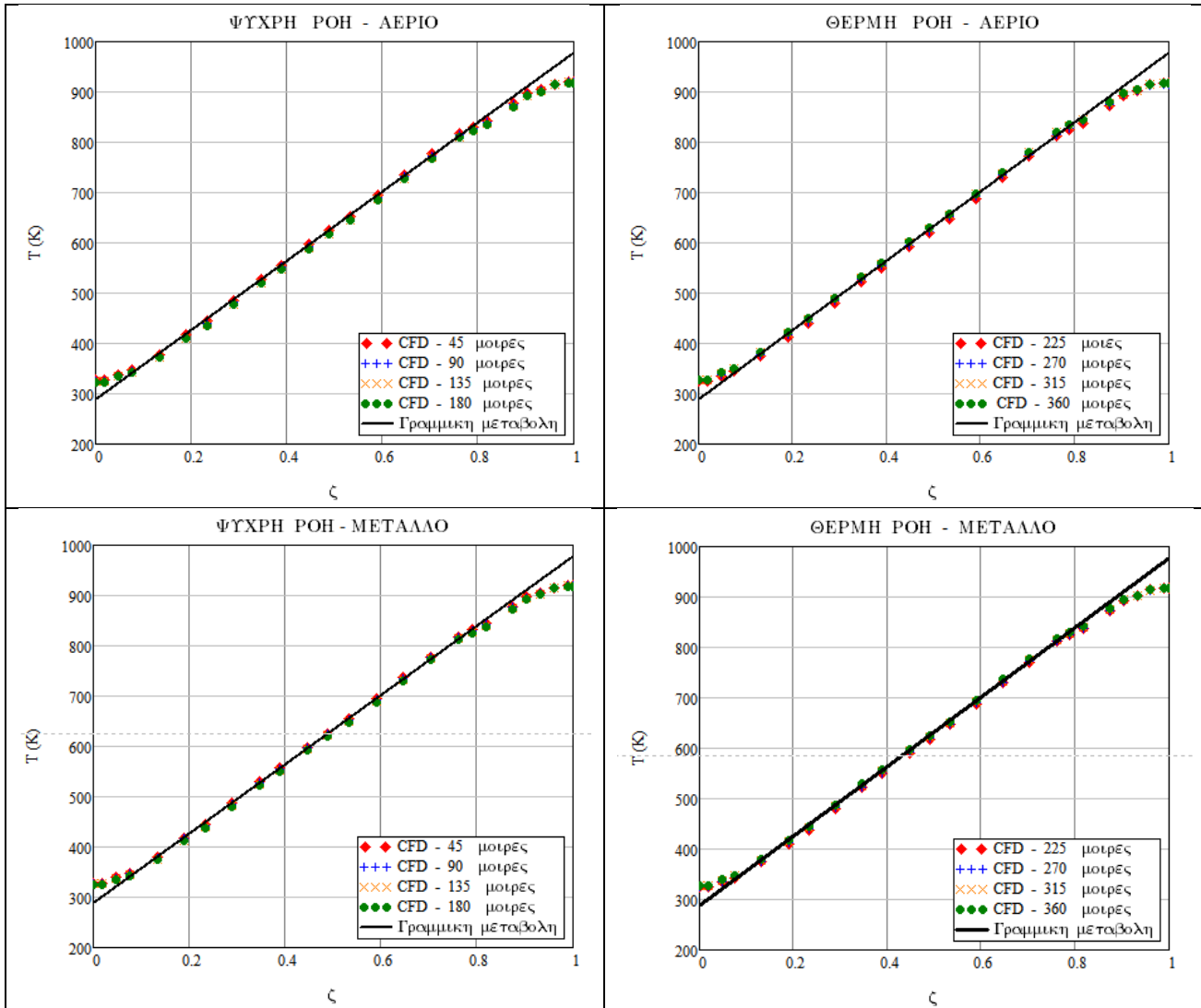
Για την μελέτη της κατανομής της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου κατά μήκος του αναγεννητή, ακολουθούνται τα βήματα που περιγράφονται και για την πτώση πίεσης. Η θερμοκρασία του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος θεωρείται ομοιόμορφη στον ακτινική και την περιφερειακή κατεύθυνση. Συνεπώς, η θερμοκρασία εντός του αναγεννητή μεταβάλλεται μόνο προς την αξονική κατεύθυνση.

Στο Σχήμα 6.15 (επάνω) παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου κατά μήκος του αναγεννητή για τη ψυχρή ροή (αριστερά) και τη θερμή ροή (δεξιά). Στα κάτω διαγράμματα παρουσιάζεται η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του μετάλλου. Επιλέγονται συνολικά οκτώ (8) χρονικές στιγμές. Στις τέσσερις (4) από αυτές (45°, 90°, 135°, 180°) το αέριο ρέει προς το θερμαντήρα (ψυχρή ροή). Στις άλλες τέσσερις (4) χρονικές στιγμές (225°, 270°, 315°, 360°) το αέριο ρέει προς το ψύκτη (θερμή ροή). Τα δεδομένα συγκρίνονται με τη γραμμική μεταβολή μεταξύ των θερμοκρασιών του ψυχρού και του θερμού ρεύματος, όπως ορίζεται από την Εξ. (6-3). Ως ανεξάρτητη μεταβλητή χρησιμοποιείται η ανηγμένη θέση στον αναγεννητή (ζ), η οποία παίρνει τιμές από 0 έως 1, για το ψυχρό και το θερμό άκρο αντίστοιχα. Η γραμμική μεταβολή αντιστοιχεί στον ιδανικό αναγεννητή, οι θερμοκρασίες στα άκρα του οποίου διατηρούνται σταθερές και ίσες με τις ακραίες τιμές βάσει της λειτουργίας της μηχανής (288 και 977 K για το ψυχρό και το θερμό άκρο της μηχανής αντίστοιχα).

$$T(\zeta) = T_{w,k} + (T_{w,h} - T_{w,k}) \cdot \zeta \quad (6-3)$$

Σε έναν πραγματικό αναγεννητή το προφίλ της θερμοκρασίας προσεγγίζει σε μεγάλο βαθμό το γραμμικό. [1] Κατά τους Andersen et al [89], η μεταβολή της θερμοκρασίας είναι γραμμική για πάνω από το 80% του μήκους του αναγεννητή, σε αντίθεση με δύο μικρές περιοχές στα άκρα του. Η ύπαρξη γραμμικής μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου κατά μήκος του αναγεννητή επαληθεύεται ειδικά για το ενδιάμεσο τμήμα του. Όσο το αέριο πλησιάζει στα άκρα του αναγεννητή δημιουργείται μια καμπυλότητα

στη θερμοκρασιακή μεταβολή. Για το μέταλλο, παρατηρούμε πως η μεταβολή της θερμοκρασίας δεν είναι απόλυτα γραμμική, αλλά προσεγγίζει την αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου.

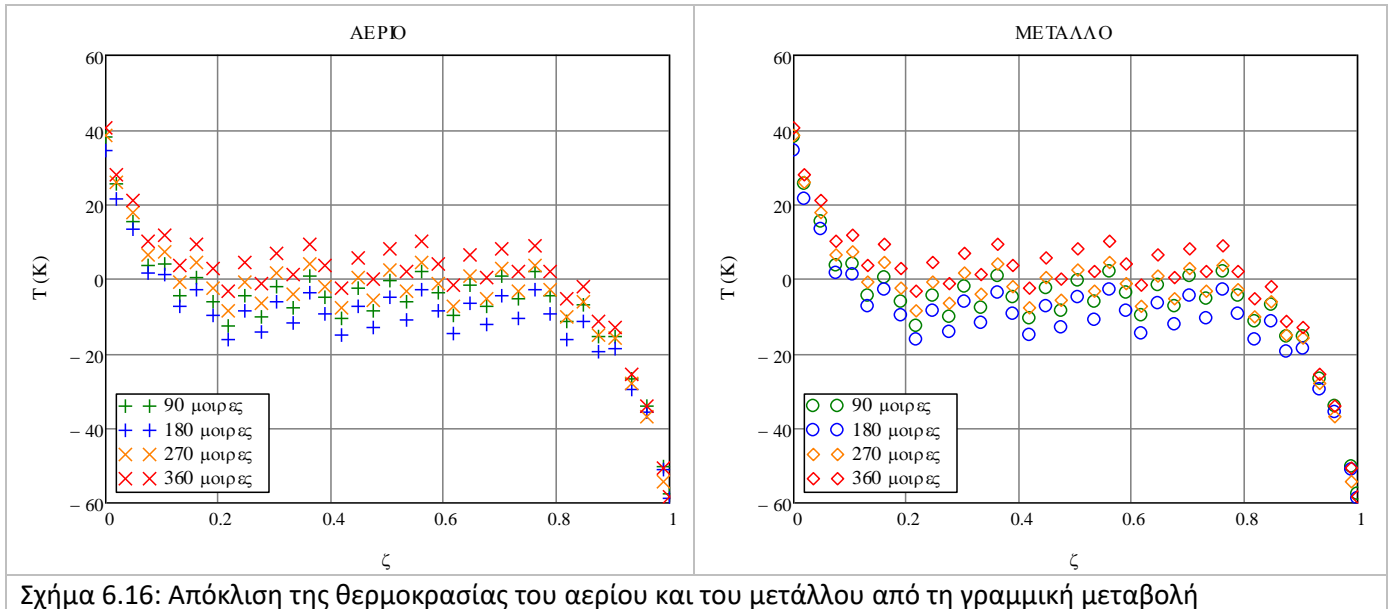


Σχήμα 6.15: Αξονικό προφίλ της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή

Στο Σχήμα 6.16 παρουσιάζεται η απόκλιση μεταξύ των θερμοκρασιών όπως προέκυψαν από την προσομοίωση και των τιμών που προκύπτουν από τη γραμμική μεταβολή, για τέσσερις χρονικές στιγμές (90°, 180°, 270° και 360°). Τα συμπεράσματα είναι παρόμοια για το αέριο (αριστερά) και το μεταλλικό πλέγμα (δεξιά). Στο τμήμα μεταξύ του 20% και του 80% του μήκους του αναγεννητή, η διαφορά μεταξύ των πραγματικών και των ιδανικών θερμοκρασιών είναι σταθερή, με αποτέλεσμα η μεταβολή της θερμοκρασίας να μπορεί να θεωρηθεί γραμμική. Η διαφορά αυξάνεται προς τα δύο άκρα του αναγεννητή. Η τάση είναι αντίστοιχη για όλες τις χρονικές στιγμές που μελετήθηκαν. Μπορεί να προκύψει ως συμπέρασμα για όλη τη διάρκεια του κύκλου πως υπάρχει διαφοροποίηση ως προς την μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στις περιοχές των δύο άκρων του αναγεννητή. Εκεί, η μεταβολή της θερμοκρασίας με το μήκος πρέπει να εκφραστεί στην μορφή ενός πολυωνύμου δευτέρου (2^{ου}) βαθμού. Ο αναγεννητής θα πρέπει να χωρισθεί σε τρία (3) τμήματα. Τα όρια του

Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

γραμμικού τμήματος ορίζονται στο 20% και το 80% του μήκους του αναγεννητή ($\zeta=0.2$ και $\zeta=0.8$). Στα δύο τμήματα στα άκρα του αναγεννητή (0-20% του μήκους και 80-100% του μήκους), η μεταβολή της θερμοκρασίας με το ανηγμένο μήκος του αναγεννητή θα ακολουθεί την μορφή ενός πολυωνύμου δευτέρου ($2^{\text{ου}}$) βαθμού. Στο ενδιάμεσο τμήμα (20%-80% του μήκους), η μεταβολή της θερμοκρασίας θα είναι γραμμική.



Σχήμα 6.16: Απόκλιση της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου από τη γραμμική μεταβολή

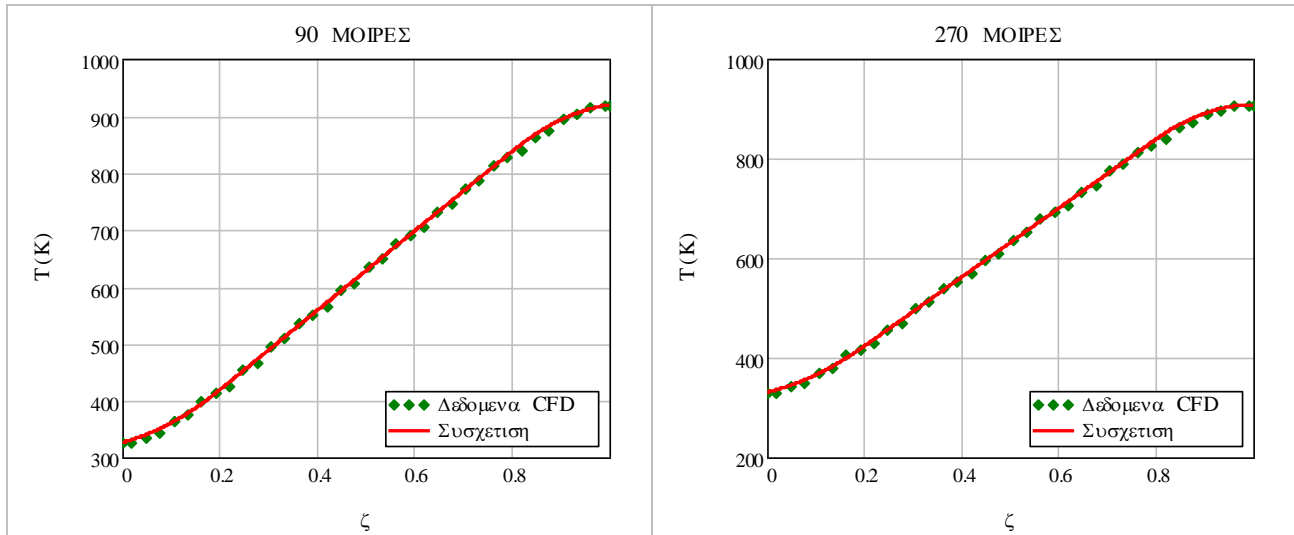
Στην Εξ. (6-4) παρουσιάζονται οι συσχετίσεις που ορίζουν την μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου με το ανηγμένο μήκος του αναγεννητή για το ψυχρό, το ενδιάμεσο και το θερμό τμήμα του αναγεννητή. Στα όρια μεταξύ των διαδοχικών τμημάτων υπάρχει ισότητα των σχέσεων. Οι αντίστοιχες συσχετίσεις για το μεταλλικό πλέγμα παρουσιάζονται στην Εξ. (6-5).

$$\begin{aligned}
 T_{f_cold}(\zeta) &= a_{Tf_cold} \cdot \zeta^2 + b_{Tf_cold} \cdot \zeta + c_{Tf_cold} : \{0 \leq \zeta < 0.2\} \\
 T_{f_mid}(\zeta) &= b_{Tf_mid} \cdot \zeta + c_{Tf_mid} : \{0.2 \leq \zeta \leq 0.8\} \\
 T_{f_hot}(\zeta) &= a_{Tf_hot} \cdot \zeta^2 + b_{Tf_hot} \cdot \zeta + c_{Tf_hot} : \{0.8 < \zeta \leq 1\} \\
 T_{f_mid}(0.2) &= T_{f_cold}(0.2) \\
 T_{f_mid}(0.8) &= T_{f_hot}(0.8)
 \end{aligned} \tag{6-4}$$

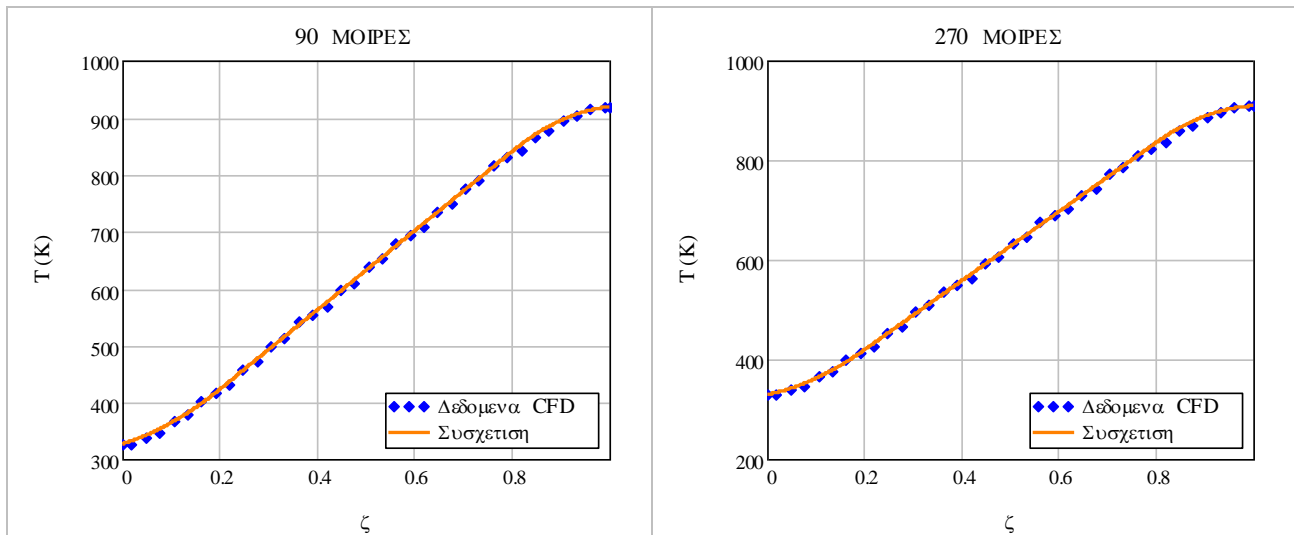
$$\begin{aligned}
 T_{m_cold}(\zeta) &= a_{Tm_cold} \cdot \zeta^2 + b_{Tm_cold} \cdot \zeta + c_{Tm_cold} : \{0 \leq \zeta < 0.2\} \\
 T_{m_mid}(\zeta) &= b_{Tm_mid} \cdot \zeta + c_{Tm_mid} : \{0.2 \leq \zeta \leq 0.8\} \\
 T_{m_hot}(\zeta) &= a_{Tm_hot} \cdot \zeta^2 + b_{Tm_hot} \cdot \zeta + c_{Tm_hot} : \{0.8 < \zeta \leq 1\} \\
 T_{m_mid}(0.2) &= T_{m_cold}(0.2) \\
 T_{m_mid}(0.8) &= T_{m_hot}(0.8)
 \end{aligned} \tag{6-5}$$

Στο Σχήμα 6.17 παρουσιάζεται η σύγκριση των δεδομένων και της συσχέτισης για τη θερμοκρασία του αερίου, κατά τις 90 και 270 μοίρες της ακτίνας στροφάλου. Στο Σχήμα 6.18 παρουσιάζονται τα δεδομένα

και οι συσχετίσεις για το μέταλλο. Παρατηρούμε πως οι συσχετίσεις για τα σημεία αυτά προσεγγίζουν ικανοποιητικά τα δεδομένα και για το εργαζόμενο μέσο και για το μέταλλο.



Σχήμα 6.17: Αξονικό προφίλ θερμοκρασίας αερίου στον αναγεννητή – Σύγκριση με τη συσχέτιση



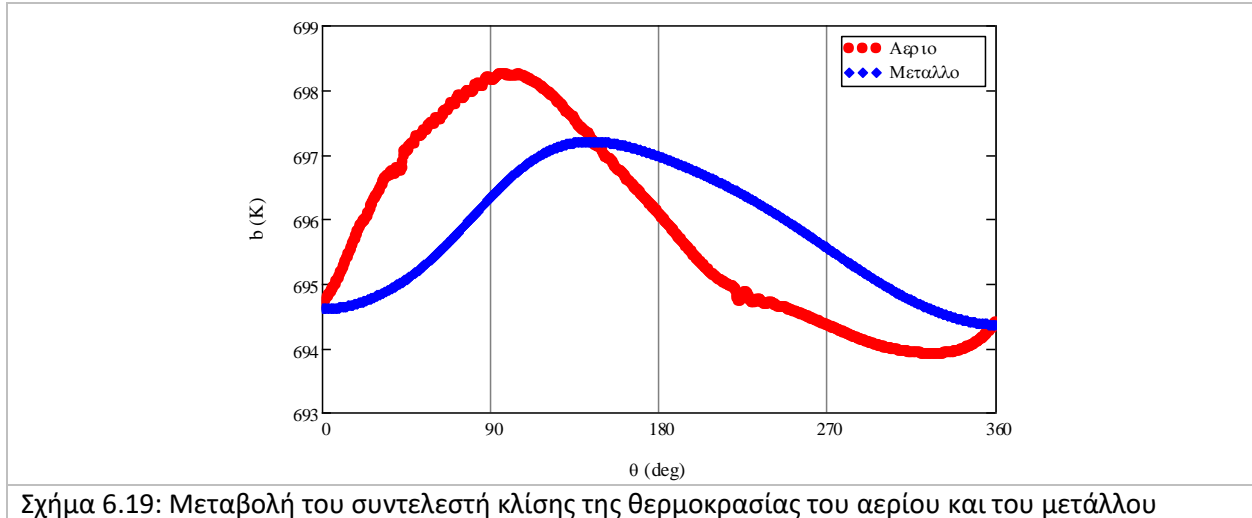
Σχήμα 6.18: Αξονικό προφίλ θερμοκρασίας μετάλλου στον αναγεννητή – Σύγκριση με τη συσχέτιση

Στη συνέχεια, η μέθοδος επεκτείνεται για ολόκληρη τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής και υπολογίζονται οι σχετικοί συντελεστές των Εξ. (6-4) και (6-5) για κάθε μισή (0.5) μοίρα του κύκλου της μηχανής. Η διαδικασία δημιουργίας των χωρο-χρονικών εξισώσεων μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στον αναγεννητή παρουσιάζεται στο Παράρτημα ΣΤ της εργασίας.

Στο Σχήμα 6.19 παρουσιάζεται η μεταβολή του συντελεστή κλίσης της θερμοκρασίας με το μήκος του αναγεννητή για το αέριο και το μέταλλο στο κεντρικό τμήμα του αναγεννητή, όπου η μεταβολή της θερμοκρασίας είναι γραμμική. Μεγαλύτερο εύρος της μεταβολής της κλίσης αντιστοιχεί σε μεγαλύτερη μεταβολή της θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια του κύκλου. Όπως αναμενόταν, προκύπτει πως η μεταβολή της θερμοκρασίας του μετάλλου είναι μικρότερη από την αντίστοιχη του αερίου. Σύμφωνα με τον Organ, σε έναν αναγεννητή υψηλής αποτελεσματικότητας υπό περιοδική κυκλική λειτουργία, η κλίση

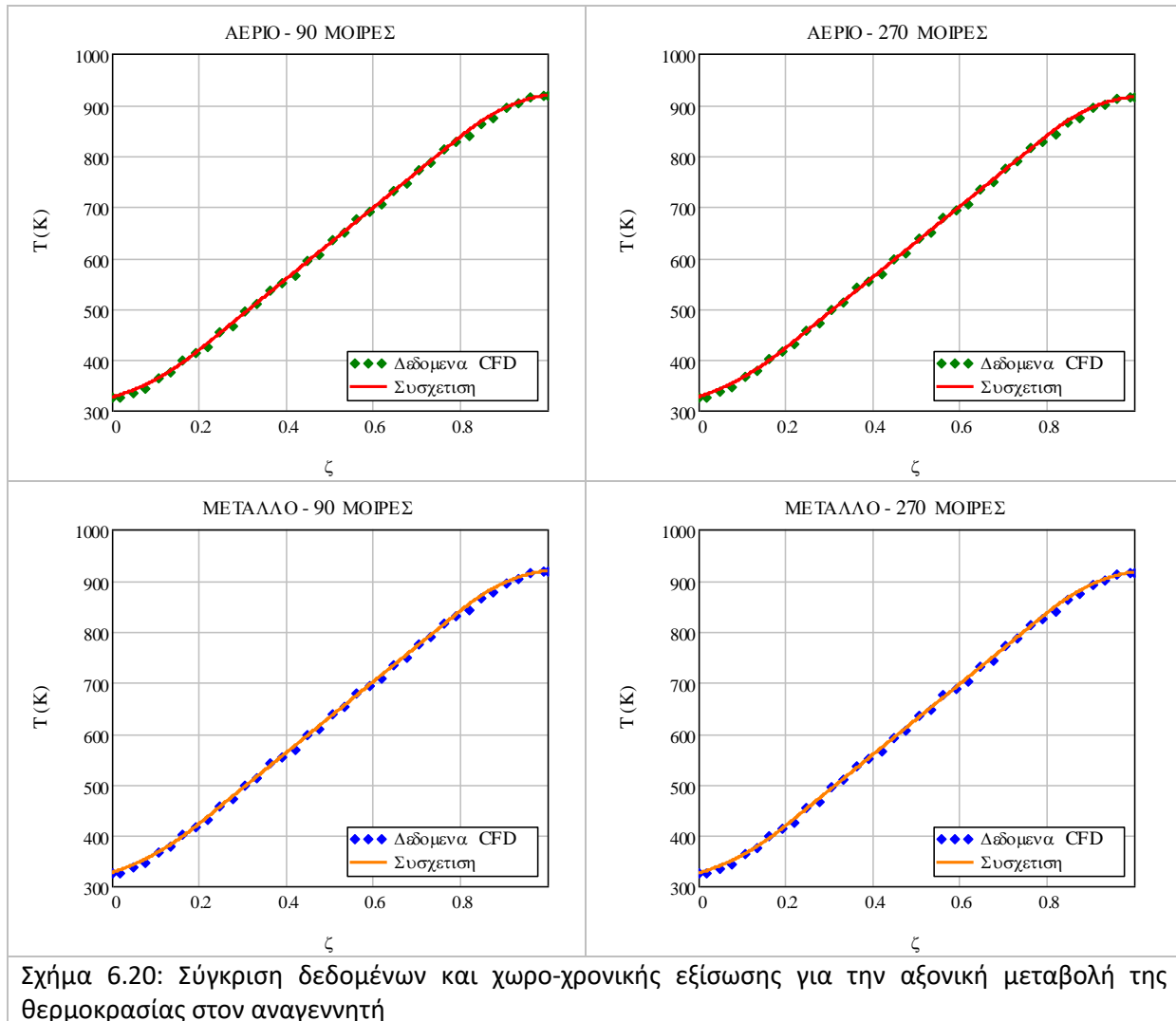
Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

της θερμοκρασίας είναι σταθερή και ομοιόμορφη για όλη τη διάρκεια του κύκλου. [131] Καθώς το εύρος της μεταβολή της κλίσης των θερμοκρασιών είναι μικρό σε σχέση με την απόλυτη τιμή του, η συνθήκη του Organ θεωρείται πως ικανοποιείται. Συνεπώς, η απόδοση του αναγεννητή μπορεί να θεωρηθεί μεγάλη, τουλάχιστον ως προς το ενδιάμεσο τμήμα του που αντιστοιχεί στο 60% του μήκους του.



Σχήμα 6.19: Μεταβολή του συντελεστή κλίσης της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου

Η διαδικασία από την οποία προκύπτουν οι εξισώσεις για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή για οποιοδήποτε χρονικό σημείο του κύκλου και θέση του αναγεννητή παρουσιάζεται στο Παράρτημα ΣΤ της εργασίας. Για συντομία, οι εξισώσεις αυτές αποκαλούνται χωρο-χρονικές εξισώσεις. Στο Σχήμα 6.20 συγκρίνονται οι τιμές της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος όπως προέκυψαν από την προσομοίωση και βάσει των χωρο-χρονικών εξισώσεων για τέσσερα σημεία του κύκλου. Συμπεραίνεται λοιπόν πως οι χωρο-χρονικές εξισώσεις που προέκυψαν για την μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε ένα αναλυτικό μοντέλο προσομοίωσης για τη συγκεκριμένη μηχανή, με χρήση του συγκεκριμένου αναγεννητή.



Σχήμα 6.20: Σύγκριση δεδομένων και χωρο-χρονικής εξίσωσης για την αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας στον αναγεννητή

6.3: Μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή

Για τον υπολογισμό της συναλλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή υπολογίζεται αρχικά η συναλλασσόμενη θερμότητα σε επιμέρους τμήματα τον αναγεννητή. Για τον υπολογισμό της μεταφερόμενης θερμότητας, ο αναγεννητής έχει χωρισθεί σε 35 τμήματα μήκους 0.5 mm το κάθε ένα. Κατά τους υπολογισμούς υποτίθεται πως οι ιδιότητες του αερίου είναι ομοιόμορφες σε κάθε επίπεδο κάθετα στην κατεύθυνση της ροής. Σύμφωνα με τον Organ [131], στη διεύθυνση παράλληλα της ροής εντός του αναγεννητή υπάρχει διασπορά της θερμοκρασίας με μηδενική διάχυση. Αντίθετα, υπάρχει διάχυση στη διεύθυνση κάθετα της ροής. Συνεπώς, η τιμή που υπολογίζεται για την μεταφορά θερμότητας σε ένα δεδομένο σημείο του αναγεννητή ισχύουν για όλα τα σημεία που βρίσκονται στο ίδιο μήκος με αυτό.

Ως θερμότητα ανά μήκος ορίζεται η θερμότητα που απορροφά ή προσδίδει το αέριο ή το μέταλλο ανά μονάδα μήκους του αναγεννητή. Ως συσσωρευμένη θερμότητα ενός σημείου του αναγεννητή ορίζεται η θερμότητα που έχει συναλλαχθεί από το ψυχρό άκρο του αναγεννητή έως το σημείο αυτό. Για κάθε ένα από τα τμήματα, η συναλλασσόμενη θερμότητα για το αέριο υπολογίζεται από την Εξ. (6-5). Ο δείκτης

Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

«x» συμβολίζει το υπό μελέτη τμήμα του αναγεννητή και ο δείκτης «i» το χρονικό βήμα. Εάν η ροή του αερίου είναι από το ψυχρό άκρο, η θερμότητα υπολογίζεται βάσει των ιδιοτήτων του αερίου στο ψυχρό όριο του τμήματος. Αντίθετα, για ροή από το θερμό άκρο χρησιμοποιούνται οι ιδιότητες του αερίου στο θερμό όριο του μελετώμενου τμήματος. Σημειώνεται πως η Εξ. (6-6) όπως και οι (6-7), (6-9) και (6-10) αναφέρονται σε μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή.

$$\left(\frac{dQ_{r,f}}{L}\right)_{x,i} = cp \cdot gA_x \cdot T_{f,x}, \{gA_x \geq 0\} \quad (6-6)$$

$$\left(\frac{dQ_{r,f}}{L}\right)_{x,i} = cp \cdot gA_{x+1} \cdot T_{f,x+1}, \{gA_{x+1} < 0\}$$

Η συνολικά συναλλασσόμενη θερμότητα στο τμήμα του αναγεννητή από το ψυχρό άκρο έως ένα συγκεκριμένο τμήμα υπολογίζεται βάσει της Εξ. (6-7). Για τον υπολογισμό της συσσωρευμένης χρονικά θερμότητας, δηλαδή του ποσού της θερμότητας που έχει προσδώσει ή απορροφήσει το αέριο από την αρχή του κύκλου έως μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή πραγματοποιείται η χρονική ολοκλήρωση σύμφωνα με την Εξ. (6-8).

$$Q_{r,f-x,i} = \sum_{x=0}^x \left(\frac{dQ_{r,f}}{L}\right)_{x,i} \cdot \frac{L_{part-r}}{L_r} \quad (6-7)$$

$$Q_{r,f-accu-x,i} = \sum_{i=0}^i Q_{r,f-x,i} \quad (6-8)$$

Η θερμότητα ανά μονάδα μήκους που προσδίδεται ή απορρίπτεται από κάθε τμήμα του μετάλλου του αναγεννητή υπολογίζεται μέσω της Εξ. (6-9).

$$\left(\frac{dQ_{r,m}}{L}\right)_{x,i} = cp_{r,m} \cdot \rho_{r,m} \cdot V_{r,m} \cdot (T_{r,m,x,i+1} - T_{r,m,x,i}) \quad (6-9)$$

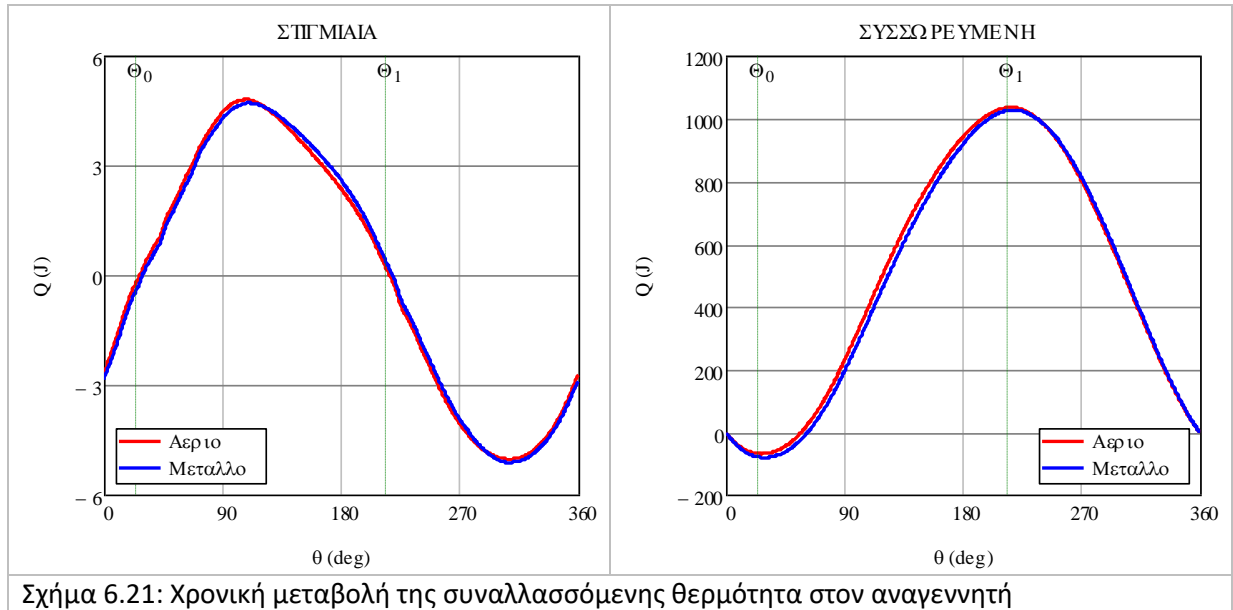
Η χωρική ολοκλήρωση της θερμότητας του μετάλλου για μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή ακολουθεί την Εξ. (6-10). Η χρονική ολοκλήρωση της μεταφερόμενης θερμότητας για ολόκληρο το μήκος του αναγεννητή πραγματοποιείται σύμφωνα με την Εξ. (6-11).

$$Q_{r,m-x,i} = \sum_{x=0}^x \left(\frac{dQ_{r,m}}{L}\right)_{x,i} \cdot \frac{L_{part-r}}{L_r} \quad (6-10)$$

$$Q_{r,m-accu-x,i} = \sum_{i=0}^i Q_{r,m-x,i} \quad (6-11)$$

Στο Σχήμα 6.21 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της συναλλασσόμενης θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του πλέγματος του αναγεννητή. Αριστερά απεικονίζεται η ανά μοίρα συναλλασσόμενη θερμότητα, ενώ στο δεξί γράφημα απεικονίζεται η συσσωρευμένη συναλλασσόμενη θερμότητα. Η ανά μοίρα συναλλασσόμενη θερμότητα για κάθε χρονική στιγμή υπολογίζεται με χρήση των Εξ. (6-7) και (6-10) για το αέριο και το μέταλλο αντίστοιχα. Η συσσωρευμένη θερμότητα υπολογίζεται

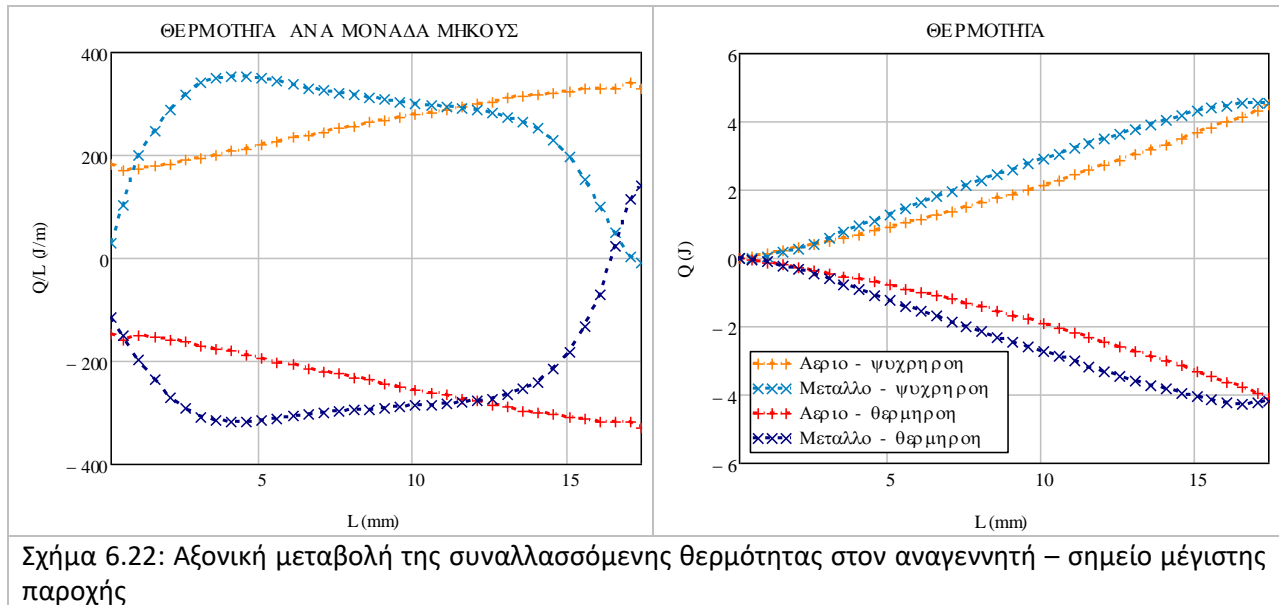
από τις Εξ. (6-8) και (6-11). Θετική τιμή θερμότητας υποδεικνύει πως το αέριο προσλαμβάνει θερμότητα και το μέταλλο αποβάλλει θερμότητα. Στα διαγράμματα υποδεικνύονται και τα χρονικά σημεία μεταβολής της κατεύθυνσης της ροής του εργαζόμενου μέσου στο μέσον του αναγεννητή. Παρατηρείται πως η ανά μοίρα συναλασσόμενη θερμότητα είναι σχεδόν ίση με το μηδέν (0) κατά τα σημεία αυτά. Η μικρή απόκλιση που υπάρχει μεταξύ των αποτελεσμάτων για το αέριο και το μέταλλο οφείλεται σε παράγοντες που σχετίζονται με τη διενέργεια των υπολογισμών. Η συσσωρευμένη θερμότητα στο τέλος του κύκλου είναι ίση με 0. Συνεπώς, το ποσό της θερμότητας που προσέλαβε το αέριο από το μέταλλο κατά τη «ψυχρή ροή» προσδόθηκε πίσω στο μέταλλο από το αέριο κατά τη «θερμή ροή».



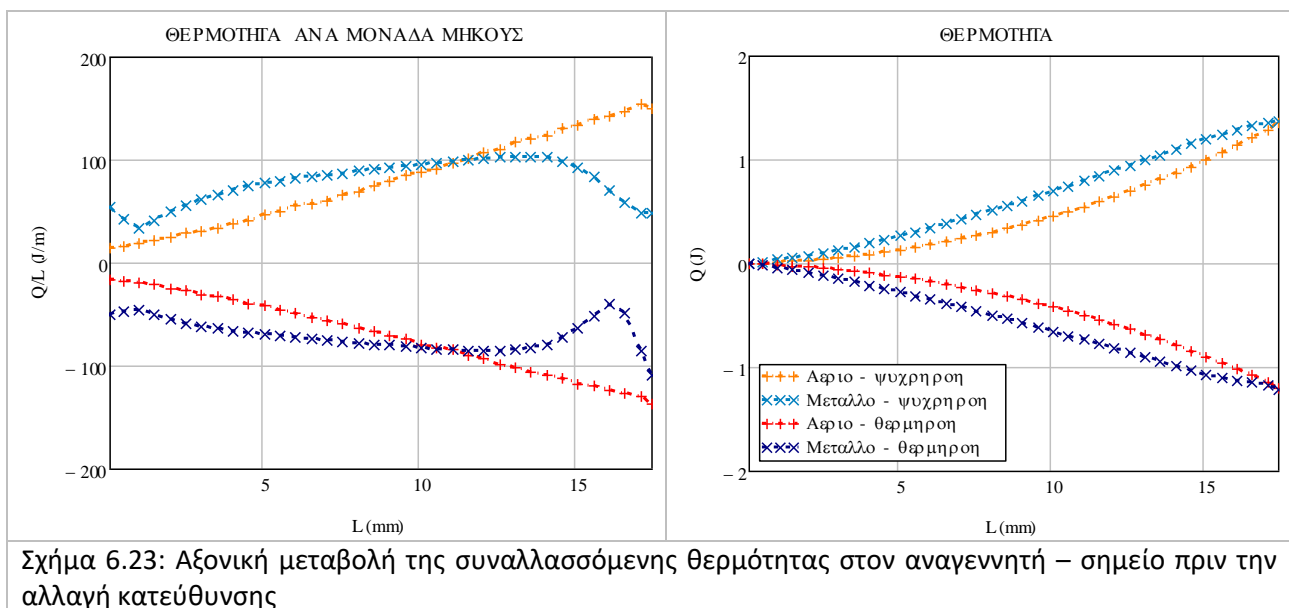
Σχήμα 6.21: Χρονική μεταβολή της συναλασσόμενης θερμότητα στον αναγεννητή

Στο Σχήμα 6.22 παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμότητας για το αέριο και το μέταλλο για τις χρονικές στιγμές των 90 και 270 μοιρών. Τα συγκεκριμένα χρονικά σημεία αντιστοιχούν σε μέγιστη τιμή της παροχής και σε μεγάλες τιμές της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου κατά τη ψυχρή και τη θερμή ροή αντίστοιχα. Θετική τιμή της θερμότητας υποδεικνύει πως το αέριο απορροφά και το μέταλλο απορρίπτει θερμότητα. Η αντιστροφή των προσήμων στη συναλασσόμενη θερμότητα επιλέχθηκε για την καλύτερη σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων. Σύμφωνα και με το Σχήμα 6.21, στις 90 μοίρες το αέριο προσλαμβάνει θερμότητα από το μέταλλο και στις 270 μοίρες το αέριο αποβάλλει θερμότητα προς το μεταλλικό πλέγμα. Αν και στο σύνολο του αναγεννητή η απορροφούμενη από το αέριο θερμότητα είναι ίση με αυτήν που προσδίδεται από το μέταλλο (ή αντίστροφα), η κατά μήκος κατανομή είναι διαφορετική. Η συναλασσόμενη θερμότητα στο αέριο έχει πιο ομοιόμορφη κατανομή και αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας.

Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

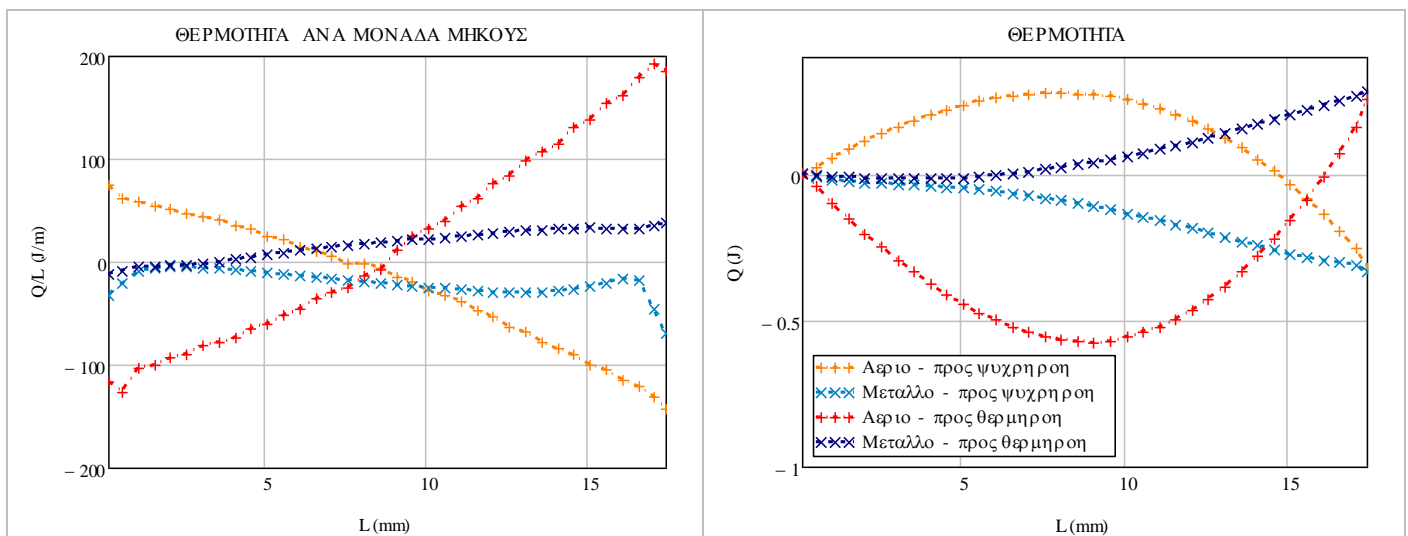


Στο Σχήμα 6.23 παρουσιάζονται τα δεδομένα για τις χρονικές στιγμές που προηγούνται της αλλαγής κατεύθυνσης της ροής. Η χρονική στιγμή που υποδεικνύεται ως «ψυχρή ροή» αντιστοιχεί στις 200 μοίρες. Σε εκείνο το σημείο το αέριο ρέει προς το θερμαντήρα σε όλη την έκταση του αναγεννητή. Αντίστοιχα, το σημείο της «θερμής ροής» αντιστοιχεί στις 15 μοίρες. Λίγο μετά τα σημεία αυτά, η κατεύθυνση της ροής του αερίου θα αρχίσει να μεταβάλλεται προς το ψύκτη και το θερμαντήρα αντίστοιχα. Η συναλασσόμενη θερμότητα είναι μειωμένη, λόγω μείωσης της παροχής.



Στο Σχήμα 6.24 παρουσιάζονται τα δεδομένα για δύο χρονικές στιγμές κατά τις οποίες η ροή του αερίου δεν είναι ομοιόμορφης κατεύθυνσης σε ολόκληρο τον αναγεννητή. Ως «προς ψυχρή ροή» ορίζεται η χρονική στιγμή των 24 μοιρών. Η αντιστροφή της ροής έχει ξεκινήσει στις 18° και ολοκληρώνεται στις 29.5°. Στις 24° στο ψυχρό τμήμα του αναγεννητή η ροή έχει αντιστραφεί με κατεύθυνση προς το

Θερμαντήρα, ενώ στο θερμό τμήμα του αναγεννητή το αέριο συνεχίζει να ρέει προς το θερμαντήρα. Η άλλη χρονική στιγμή που απεικονίζεται («προς θερμή ροή») είναι οι 214 μοίρες, όπου η ροή του αερίου έχει αρχίσει να αντιστρέφεται από ψυχρή σε θερμή. Η αντιστροφή της ροής από ψυχρή σε θερμή ροή ξεκινάει στις 204° και ολοκληρώνεται στις 219.5°. Στις 214°, στο ψυχρό τμήμα του αναγεννητή το αέριο ρέει προς το ψύκτη, ενώ στο θερμό τμήμα της μηχανής το αέριο μεταβάλλεται προς το θερμαντήρα. Το πρόσημο για τη θερμότητα ανά μήκος μεταβάλλεται ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής. Όταν η ροή του αερίου είναι προς το θερμαντήρα, το αέριο προσλαμβάνει θερμότητα ενώ όταν η ροή του αερίου είναι προς το ψύκτη, αποβάλλεται θερμότητα από το αέριο προς το μέταλλο. Σε αντίθεση με τις χρονικές στιγμές όπου η κατεύθυνση του αερίου είναι κοινή σε όλο το μήκος του αναγεννητή, το μέγιστο της καμπύλης της θερμότητας δεν είναι στο άκρο του αναγεννητή. Η τιμή της συναλασσόμενης θερμότητας σε ολόκληρο το μήκος του αναγεννητή είναι κοντά στο μηδέν (0).



Σχήμα 6.24: Αξονική μεταβολή της συναλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή – σημείο κατά τη διάρκεια της αλλαγής κατεύθυνσης

6.3.1: Αξονική μεταβολή της συναλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή

Η μεταβολή της συναλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή με το μήκος του θα εκφρασθεί ως πολυώνυμο δευτέρου βαθμού. Η μεταβολή της μεταφερόμενης θερμότητας για κάθε μία συγκεκριμένη γωνία με την ανηγμένη θέση του αναγεννητή, εκφράζεται με την Εξ. (6-12) για το αέριο και την Εξ. (6-13) για το μέταλλο.

$$\left(\frac{Q_f}{L}\right)(\zeta) = a \cdot \zeta^2 + b \cdot \zeta + c \quad (6-12)$$

$$\left(\frac{Q_m}{L}\right)(\zeta) = a \cdot \zeta^2 + b \cdot \zeta + c \quad (6-13)$$

Στο Σχήμα 6.25 παρουσιάζεται η συναλασσόμενη θερμότητα ανά μονάδα μήκους μαζί με τις αντίστοιχες συσχετίσεις για τέσσερις επιλεγμένες γωνίες. Οι γωνίες αντιστοιχούν σε δύο χρονικές στιγμές κατά τη ψυχρή και τη θερμή ροή όπου η παροχή είναι μέγιστη, καθώς και σε δύο στιγμές κατά τις οποίες έχει

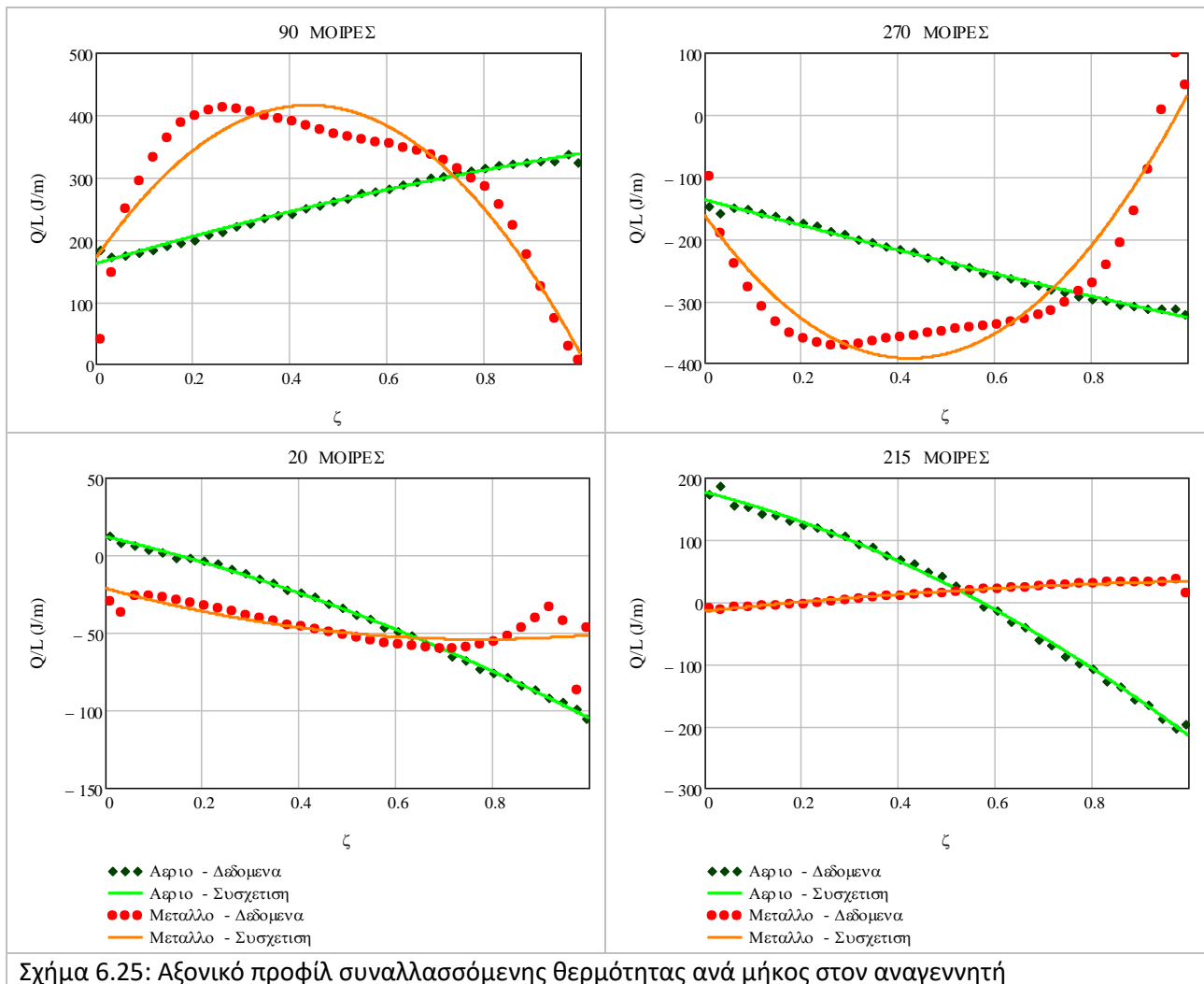
Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

Ξεκινάει η αλλαγή της κατεύθυνσης της ροής. Η συναλλασσόμενη θερμότητα ανά μήκος του αναγεννητή συναρτήσει του ανηγμένου μήκους του εκφράζεται μέσω των Εξ. (6-14) και (6-15) για το αέριο και το μέταλλο αντίστοιχα.

$$Q_f(\zeta) = a_{Qf} \cdot \zeta^2 + b_{Qf} \cdot \zeta + c_{Qf} \quad (6-14)$$

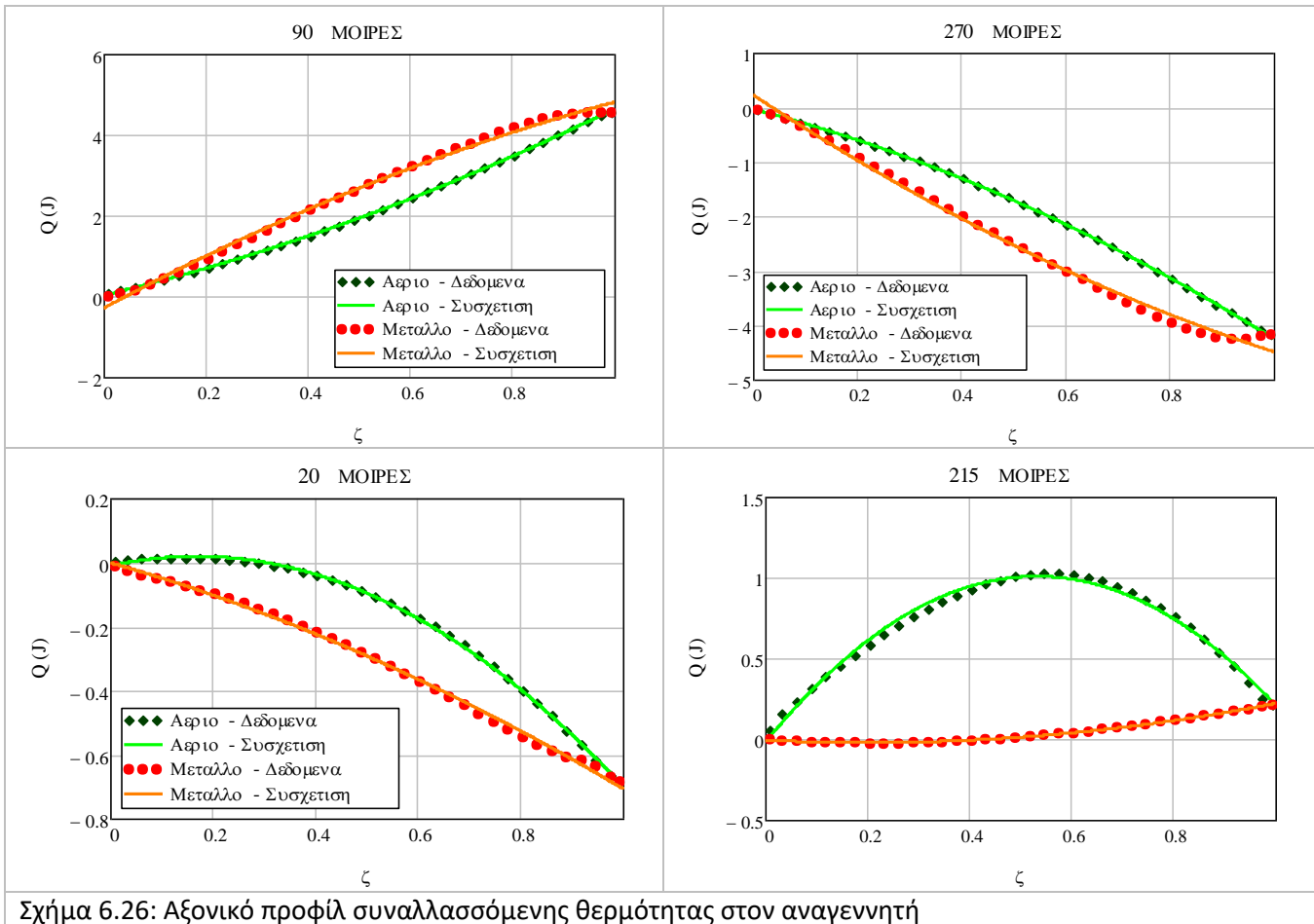
$$Q_m(\zeta) = a_{Qm} \cdot \zeta^2 + b_{Qm} \cdot \zeta + c_{Qm} \quad (6-15)$$

Από τα διαγράμματα παρατηρείται πως η συσχέτιση μεταξύ των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης και των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από τις Εξ. (6-14), (6-15) συσχετίζονται ικανοποιητικά μεταξύ τους. Η μέθοδος επεκτείνεται για ολόκληρη τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής και υπολογίζονται οι σχετικοί συντελεστές των εξισώσεων για κάθε μισή (0.5) μοίρα του κύκλου. Η μεταβολή των συντελεστών με το χρόνο θα εκφρασθεί μέσω σειρών Fourier στο Παράρτημα ΣΤ της εργασίας.



Σχήμα 6.25: Αξονικό προφίλ συναλλασσόμενης θερμότητας ανά μήκος στον αναγεννητή

Στο Σχήμα 6.26 παρουσιάζονται τα αντίστοιχα στοιχεία (δεδομένα και συσχέτιση) για τη συναλλασσόμενη θερμότητα.



Σχήμα 6.26: Αξονικό προφίλ συναλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή

6.3.2: Βαθμός απόδοσης του αναγεννητή

Η θεωρητική προσέγγιση για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή της μηχανής Stirling προέρχεται από το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο, το οποίο παρουσιάζεται συνοπτικά στο Κεφάλαιο 3.3 και αναλυτικά στο Παράρτημα Γ της εργασίας. Βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης προκύπτουν:

- Μέσος αριθμός Stanton κατά τη διάρκεια του κύκλου: 0.186
- Αριθμός μονάδων μεταφοράς θερμότητας: $NTU=67.1$
- Απόδοση του αναγεννητή: $\epsilon_r=98.53\%$

Ο εν λόγω τρόπος υπολογισμού του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή είναι αρκετά απλός. Παρουσιάζει το μειονέκτημα πως δεν λαμβάνει υπόψη αποτελέσματα της προσομοίωσης που δεν μπορούν να προσομοιωθούν από το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο, όπως για παράδειγμα η χωρική κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή. Η κατανομή της θερμοκρασίας συνδέεται με την απόδοση του αναγεννητή στην μελέτη των Klein & Eigenberger. [90] Οι τιμές και η κατανομή της θερμοκρασίας επηρεάζονται από τις τιμές και τις κατανομές του Reynolds, της παροχής, του λόγου θερμοχωρητικότητας του αερίου προς το μέταλλο και τη γεωμετρία του αναγεννητή. Η συγκεκριμένη μέθοδος είναι κατάλληλη για παλινδρομική ροή του αερίου εντός αναγεννητή αλλά, βάσει των όσων

Κεφάλαιο 6 – Συνθήκες στον αναγεννητή

αναφέρουν οι συγγραφείς δεν είναι κατάλληλη για να εφαρμοσθεί σε μηχανές Stirling βάσει των συνθηκών λειτουργίας τους. Η εφαρμογή της μεθόδου βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης στην μελετώμενη πρότυπη μηχανή Stirling οδήγησε σε κατά πολύ διαφορετικά αποτελέσματα ως προς τη κατανομή της θερμοκρασίας κατά μήκος του αναγεννητή. Για το λόγο αυτό, στη συγκεκριμένη εργασία δεν περιγράφεται αναλυτικά η εργασία των Klein & Eigenberger και δεν χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή της μελετώμενης μηχανής. Η μέθοδος περιγράφεται αναλυτικά στη διδακτορική διατριβή του Δρ. Γ. Δόγκα [6].

Κεφάλαιο 7: Σύγκριση αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα

Στο κεφάλαιο αυτό συγκρίνονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου μετά τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας με τα πειραματικά της μηχανής GM GPU-3. Ως κύρια πηγή των αποτελεσμάτων χρησιμοποιείται η εργασία των Urieli – Berchowitiz [1], στην οποία περιγράφονται αναλυτικά τα αποτελέσματα σχετικά με την απόδοση της μηχανής, αλλά και οι λόγοι των επιμέρους απωλειών ως προς τη συνολικά προσδιδόμενη θερμότητα. Η προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή βασίζεται στην μηχανή Stirling GM GPU-3 αλλά δεν είναι ίδια με αυτήν, με αποτέλεσμα να μην μπορεί να γίνει ακριβής σύγκριση των θερμοτήτων και των έργων μεταξύ της προσομοιωμένης μηχανής και της GM GPU-3. Για το λόγο αυτό τα αποτελέσματα της πρότυπης μηχανής που προσομοιώθηκε ανάγονται στην γεωμετρία της GM GPU-3. Οι βασικές γεωμετρικές διαφορές είναι:

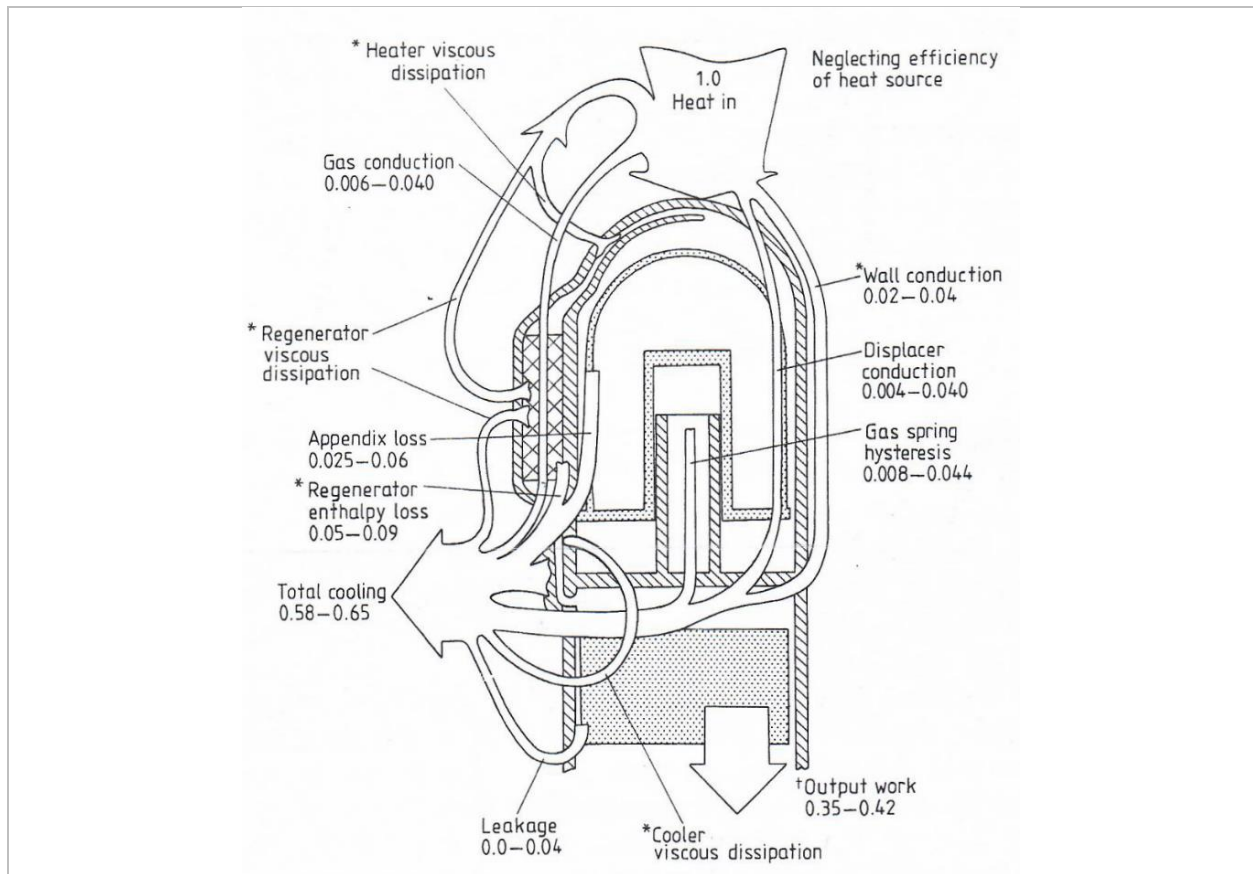
- Ο θερμαντήρας της προσομοιωμένη πρότυπης μηχανής έχει μικρότερο όγκο και βρεχόμενη επιφάνεια κατά 16% σε σχέση με την GM GPU-3. Η απόκλιση αυτή προκύπτει κυρίως από το μικρότερο μήκος των σωλήνων του θερμαντήρα με την προσομοιωμένη μηχανή. Η διαφορά μεταξύ της υδραυλικής διαμέτρου του θερμαντήρα στις δύο μηχανές είναι μικρότερη από 10%.
- Στην προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή, ο ψύκτης συμπεριλαμβάνει και την κοιλότητα που τον ενώνει με το ψύκτη. Ο όγκος των σωλήνων του ψύκτη στην προσομοιωμένη μηχανή είναι κατά 17% μικρότερος από τον όγκο των σωλήνων στην GM GPU-3. Καθώς τα σχέδια σχετικά με την κοιλότητα του ψύκτη στη GM GPU-3 δεν είναι σαφή, είναι πιθανόν να υπάρχει διαφορά μεταξύ του όγκου και του σχήματος της κοιλότητας μεταξύ της προσομοιωμένης μηχανής και της GM GPU-3.
- Ο όγκος του αναγεννητή στην προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή Stirling β-τύπου είναι μικρότερος κατά 29% σε σχέση με την GM GPU-3 λόγω κυρίως του μικρότερου μήκους του. Ο αναγεννητής της πρότυπης μηχανής είναι κοντύτερος κατά 22.5% σε σχέση με τον αναγεννητή της GM GPU-3. Το πορώδες της προσομοιωμένης μηχανής είναι ίσο με 62.7%, έναντι 70% στην GM GPU-3. Επιπλέον, υπάρχει διαφορά στην εξίσωση του συντελεστή τριβής μεταξύ των δύο αναγεννητών.

Στο Σχήμα 7.1 παρουσιάζεται η κατανομή του έργου, της απορριπτόμενης θερμότητας και των επιμέρους απωλειών στην μηχανή Stirling GM GPU-3 όπως δίνεται από τους Urieli – Berchowitiz. Θεωρείται πως το σύνολο της προσδιδόμενης θερμότητας μετατρέπεται είτε σε ενδεικνύμενο έργο είτε σε απορριπτόμενη θερμότητα προς εκμετάλλευση. Το άθροισμα των επιμέρους λόγων του έργου και της απορριπτόμενης θερμότητας είναι ίσο με την μονάδα (1). Λόγω της ισότητας αυτής, θεωρείται πως ο λόγος του έργου αναφέρεται στο ενδεικνύμενο έργο. Το παραγόμενο έργο προκύπτει μετά την αφαίρεση των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού και αντιστοιχεί σε ποσοστό της προσδιδόμενης θερμότητας στην μηχανή μικρότερο του 35%. Υπενθυμίζεται πως βάσει των πειραμάτων του Martini στην GM GPU-3, ο βαθμός απόδοσης της μηχανής με εργαζόμενο μέσο το Ήλιο και για τις συνθήκες λειτουργίας που παρουσιάζονται από τους Urieli – Berchowitiz κυμαίνεται μεταξύ 20 και 25%. [21] Η θερμότητα που παράγεται λόγω διάχυσης θεωρείται ως μία επιπλέον πηγή θερμότητας από αυτήν που προσδίδεται από εξωτερική πηγή. Βάσει του σχήματος λαμβάνονται υπόψη οι εξής πηγές απωλειών θερμότητας:

- Απώλειες αγωγής μέσω του εργαζόμενου αερίου.

Κεφάλαιο 7 – Σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα

- Απώλειες αγωγής στα τοιχώματα του κυλίνδρου, στα τοιχώματα του αναγεννητή και στο εξωτερικό τοίχωμα της μηχανής.
- Απώλειες λόγω κυκλοφορίας στο διάκενο μεταξύ εκτοπιστή και κυλίνδρου της μηχανής.
- Απώλειες αναθέρμανσης λόγω του μη ιδανικού αναγεννητή.
- Απώλειες αγωγής στον εκτοπιστή.
- Απώλειες λόγω διαρροής του εργαζόμενου μέσου.
- Απώλειες λόγω της συμπίεσης και της εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου (hysteresis losses).



Σχήμα 7.1: Κατανομή της προσδιδόμενης θερμότητας στην μηχανή Stirling GM GPU-3 κατά Urieli [1]

Τα μεγέθη των επιμέρους απωλειών και τα αντίστοιχα ποσοστά τους ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα όπως προέκυψαν από την προσομοίωση παρουσιάζονται στον Πίνακα 7-1. Οι απώλειες λόγω μεταφοράς ενθαλπίας στο διάκενο ενσωματώνονται μαζί με τις θερμικές απώλειες στο διάκενο λόγω της κίνησης του εκτοπιστή στις συνολικές απώλειες του διακένου.

Τα επιμέρους ποσοστά των απωλειών βάσει της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.2. Κάποιες απώλειες, όπως οι απώλειες αγωγής μέσω του αερίου, συμπεριλαμβάνονται στην προσομοίωση και δεν μπορούν να υπολογισθούν, σε αντίθεση με το Σχήμα 7.1. Οι απώλειες αναθέρμανσης περιλαμβάνονται στην προσομοίωση αλλά μπορούν να υπολογισθούν βάσει των αποτελεσμάτων και της θεωρητικής διαδικασίας για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή. Καθώς η πρότυπη μηχανή δεν είναι ακριβώς ίδια με την GM GPU-3 δεν μπορεί να γίνει

Κεφάλαιο 7 – Σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα

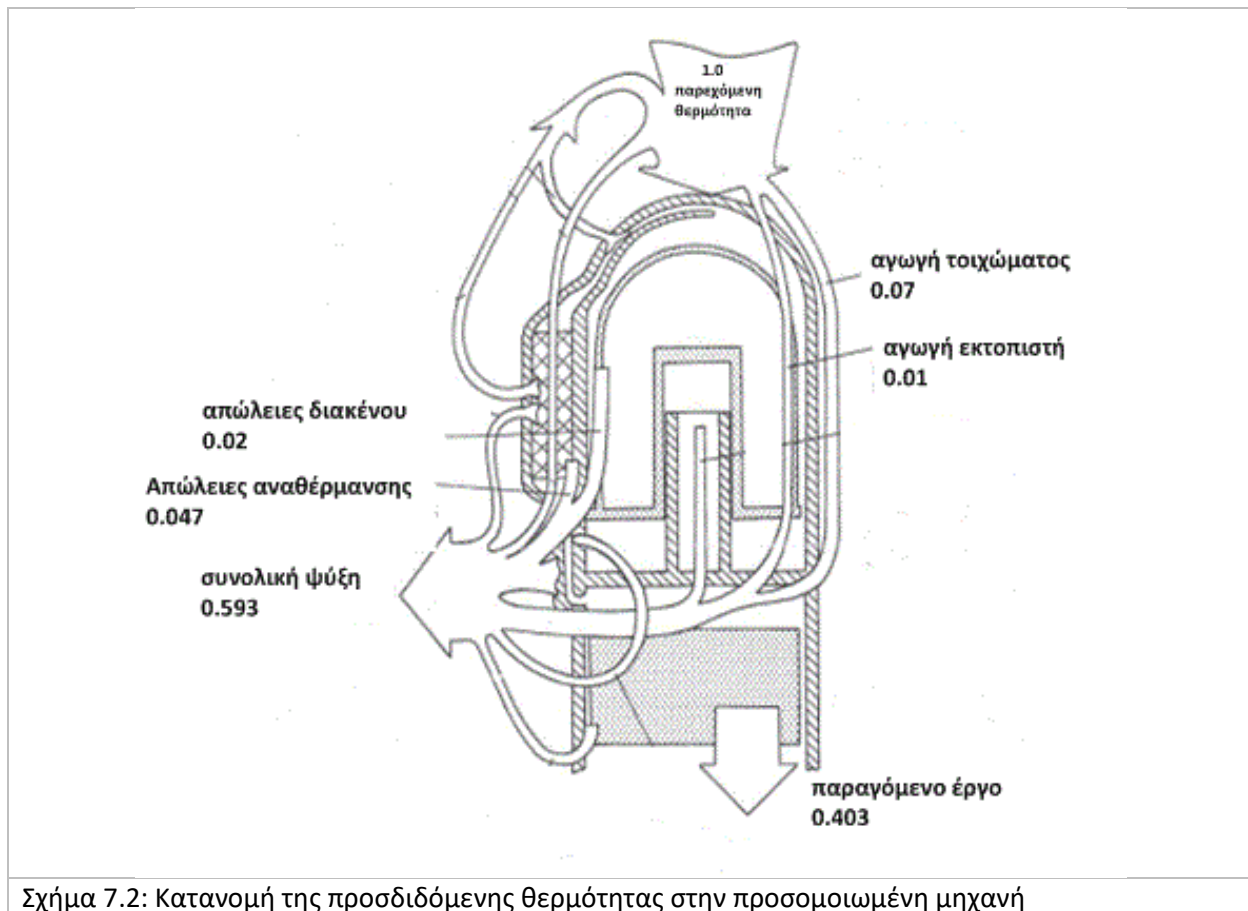
ακριβής σύγκριση των ποσοστών των απωλειών που απεικονίζονται, αλλά μόνο μία προσεγγιστική σύγκριση. Στη συνέχεια του κεφαλαίου, τα ενεργειακά μεγέθη (έργο, απαιτούμενη θερμότητα, απώλειες) που υπολογίστηκαν κατά την προσομοίωση θα αναχθούν στη γεωμετρία της GM GPU-3.

Πίνακας 7-1: Ανάλυση απωλειών στην προσομοιωμένη μηχανή και σύγκριση με τα ποσοστά που προτείνονται για την GM GPU-3

| | Ενέργεια | Ποσοστό | Προτεινόμενα ποσοστά [1] |
|---|----------|---------|--------------------------|
| Ενδεικνύμενο έργο | 143.0 J | 40.3 % | 35% - 42% |
| Απώλειες του κινηματικού μηχανισμού | 23.3 J | | |
| Παραγόμενο έργο | 119.7 J | 33.8 % | |
| Παραγόμενη ισχύς | 5.043 kW | | 3.958 |
| Απορριπτόμενη θερμότητα μέσω ψύκτη | 211.6 J | 59.7% | 58% - 65% |
| Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του κυλίνδρου | 8.95 J | 2.52% | |
| Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή | 13.1 J | 3.69% | |
| Απώλειες αγωγής στο κάλυμμα της μηχανής | 2.04 J | 0.58% | |
| Απώλειες αγωγής στα τοιχώματα της μηχανής - Σύνολο | 24.1 J | 6.97% | 2% - 4% |
| Απώλειες λόγω μη ιδανικού αναγεννητή. | 16.8 J | 4.73% | 5% - 9% |
| Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του εκτοπιστή | 3.45 J | 0.97% | 0.4% - 4% |
| Απώλειες στο διάκενο μεταξύ κυλίνδρου - εκτοπιστή | 7.19 J | 2.03% | 2.5% - 6% |
| Απώλειες Ακτινοβολίας | 2.77 J | 0.78% | |

Το ποσοστό του **ενδεικνύμενου έργου** στην προσομοιωμένη μηχανή είναι εντός του ορίου που προτείνεται από του Urieli – Berchowit. Το εύρος που προτείνεται από τους Urieli – Berchowit θεωρείται πως αναφέρεται στο ενδεικνύμενο έργο. Η παραγόμενη ισχύ της πρότυπης προσομοιωμένης μηχανής είναι μεγαλύτερη κατά 26% σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ της GM GPU-3. Ένα μέρος της απόκλισης αυτής μπορεί να αποδοθεί στις γεωμετρικές μεταβολές μεταξύ των δύο μηχανών, ενώ ένας επιπλέον λόγος της απόκλισης είναι πιθανός υπολογισμός μικρότερου ποσού απωλειών έργου στον κινηματικό μηχανισμό. Βάσει των πειραμάτων στην GPU-3 που παρουσιάζονται από τον Martini [21], οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού είχαν μετρηθεί ίσες με προσεγγιστικά το 30% της παραγόμενης ισχύος. Βάσει της μεθόδου του Meijer που χρησιμοποιήθηκε στην πρότυπη προσομοιωμένη μηχανή, το ποσοστό των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού είναι ίσες σχεδόν με το 20% της παραγόμενης ισχύος. Από τα πειράματα του Martini προκύπτει πως ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της μηχανής για λειτουργία με Ήλιο δεν ξεπερνάει το 25%.

Κεφάλαιο 7 – Σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα



Σχήμα 7.2: Κατανομή της προσδιδόμενης θερμότητας στην προσομοιωμένη μηχανή

Οι **απώλειες λόγω αγωγής στα τοιχώματα** βάσει της προσομοίωσης είναι ως ποσοστό επί της προσδιδόμενης θερμότητας σημαντικά μεγαλύτερες σε σχέση με τις απώλειες βάσει των Urieli – Berchowit. Μία από τις πιθανές αιτίες είναι η διαφορά στο μήκος του αναγεννητή μεταξύ των δύο μηχανών. Λόγω του κοντύτερου αναγεννητή στην προσομοιωμένη μηχανή, αναμένεται πως οι απώλειες αγωγής στον αναγεννητή θα είναι αυξημένες κατά περίπου 30%. Επίσης, δεν είναι σαφές κατά πόσον οι Urieli – Berchowit λαμβάνουν υπόψιν της απώλειες αγωγής στο εξωτερικό τοίχωμα της μηχανής.

Οι **απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του εκτοπιστή** στην προσομοιωμένη μηχανή είναι κοντά στο κάτω όριο του εύρους που δίνεται από τους Urieli – Berchowit. Η αιτία για τη σχετικά χαμηλή τιμή των απωλειών στο τοίχωμα του εκτοπιστή είναι το μεγαλύτερο μήκος του εκτοπιστή στην προσομοιωμένη μηχανή σε σχέση με την GM GPU-3.

Οι **απώλειες στο διάκενο** στην προσομοιωμένη μηχανή είναι ελαφρά μικρότερες ως ποσοστό επί της προσδιδόμενης θερμότητας σε σχέση με την ελάχιστη τιμή στην GM GPU-3. Όπως και στις απώλειες λόγω αγωγής στον εκτοπιστή, ο λόγος εντοπίζεται στο μικρότερο μήκος του εκτοπιστή.

Οι **απώλειες λόγω ακτινοβολίας** δεν περιλαμβάνονται στο σχεδιάγραμμα βάσει των Urieli – Berchowit. Παρατηρείται πως η συνεισφορά τους στο σύνολο των απωλειών είναι υπαρκτή.

Στην ανάλυση του παρόντος κεφαλαίου δεν συμπεριλαμβάνονται πηγές απωλειών των οποίων η επίδραση κρίνεται ως πολύ μικρή έως αμελητέα. Τέτοιες είναι οι απώλειες λόγω μη ιδανικής συμπίεσης – εκτόνωσης, οι οποίες είναι μικρές σε μηχανές Stirling με κινηματικό μηχανισμό, οι απώλειες ακτινοβολίας στο συμπίεστή, οι οποίες είναι μικρές λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας και οι απώλειες λόγω διαρροής του εργαζόμενου μέσου, οι οποίες βάσει του SETAM – NTUA αποτελούν λιγότερο από το 0.01% του συνολικά παραγόμενου έργου. Επιπλέον, δεν μπορεί να εκτιμηθεί το μέγεθος και η σημασία απωλειών εξωτερικά της μηχανής, οι οποίες επηρεάζουν την απόδοση του συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας, το οποίο βασίζεται στην μηχανή Stirling. Τέτοιες είναι οι απώλειες της γεννήτριας ή οι απώλειες στη διεργασία μέσω της οποίας προσδίδεται η θερμότητα στο θερμαντήρα.

7.1: Αναγωγή των απωλειών στην GM GPU-3

Το παραγόμενο έργο, η προσδιδόμενη θερμότητα και οι απώλειες θερμότητας που υπολογίστηκαν από την προσομοίωση της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου ανάγονται στη γεωμετρία της GM GPU-3. Στις εξισώσεις που ακολουθούν, ο δείκτης “sim” θα αναφέρεται στην προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή, ενώ ο δείκτης “GPU” θα αναφέρεται στα μεγέθη της πρωτότυπης μηχανής GM GPU-3. Η προσομοιωμένη μηχανή και η GM GPU-3 συγκρίθηκαν με χρήση του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου και προέκυψε πως μεταβλητές όπως η πίεση, η κατανομή των θερμοκρασιών, οι ιδιότητες των υλικών και άλλες παράμετροι όπως η παροχή του εργαζόμενου μέσου και η μάζα του αερίου σε κάθε χώρο έχουν μικρή απόκλιση και μπορεί να θεωρηθεί πως παραμένουν αμετάβλητες. Για παράδειγμα, η απόκλιση μεταξύ των συναλλασσόμενων θερμοτήτων στους αναγεννητές των δύο μηχανών δεν ξεπερνάει το 1.5 %.

Απώλειες στο διάκενο: Η γεωμετρική παράμετρος που μεταβάλλεται μεταξύ της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής και της GM GPU-3 και επηρεάζει τις απώλειες στο διάκενο μεταξύ κυλίνδρου και εκτοπιστή είναι το μήκος του εκτοπιστή. Η αναγωγή των απωλειών λόγω της μεταφοράς του εργαζόμενου μέσου στο διάκενο στη γεωμετρία της GM GPU-3 δίνεται από την Εξ. (7-1). Οι απώλειες αυξάνουν με την μείωση του μήκους του εκτοπιστή. Ο εκτοπιστής στην προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή είναι μακρύτερος από τον αντίστοιχο της GPU-3 κατά σχεδόν 50%. Συνεπώς, οι απώλειες στην πραγματική μηχανή θα είναι μεγαλύτερες σε σχέση με την μηχανή που προσομοιώνεται στην εργασία.

$$Q_{sh,GPU} = \frac{Q_{sh,sim}}{\frac{L_{d,GPU}}{L_{d,sim}}} \quad (7-1)$$

Απώλειες αγωγής στον εκτοπιστή: Όπως και στις απώλειες στο διάκενο, έτσι και οι απώλειες λόγω αγωγής στον εκτοπιστή επηρεάζονται από το μήκος του εκτοπιστή βάσει της Εξ. (7-2). Λόγω του κοντούτερου εκτοπιστή στην GM GPU-3 σε σχέση με την προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή, αναμένεται αύξηση των απωλειών λόγω αγωγής για την GM GPU-3.

$$Q_{cond,d,GPU} = \frac{Q_{cond,d,sim}}{\frac{L_{d,GPU}}{L_{d,sim}}} \quad (7-2)$$

Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή: Ο λόγος των απωλειών αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή μεταξύ των δύο μηχανών είναι αντιστρόφως ανάλογος του λόγου των μηκών του

Κεφάλαιο 7 – Σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα

αναγεννητή (Εξ. (7-3)). Ο αναγεννητής στην προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή είναι κοντύτερος σε σχέση με την GM GPU-3 κατά περίπου 25%. Ως αποτέλεσμα, η πραγματική μηχανή GM GPU-3 αναμένεται να έχει χαμηλότερες απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή σε σχέση με την πρότυπη μηχανή β-τύπου που προσομοιώθηκε.

$$Q_{cond,creg,GPU} = \frac{Q_{cond,creg,sim}}{\frac{L_{r,GPU}}{L_{r,sim}}} \quad (7-3)$$

Απώλειες αναθέρμανσης λόγω μη ιδανικού αναγεννητή: Η διαφορά στη γεωμετρία του αναγεννητή μεταξύ της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής και της GM GPU-3 αναμένεται να οδηγήσει σε διαφοροποίηση των απωλειών αναθέρμανσης. Οι απώλειες αναθέρμανσης συσχετίζονται από την Εξ. (7-4). Ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή είναι ίσος με 98.5% για την προσομοιωμένη μηχανή και 98.3% για τη GPU-3 βάσει του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου. Ο χαμηλότερος βαθμός απόδοσης του αναγεννητή της GPU-3 οδηγεί σε αύξηση των απωλειών αναθέρμανσης σε σχέση με την προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή.

$$Q_{Rh,GPU} = Q_{Rh,sim} \cdot \frac{1 - \varepsilon_{r,GPU}}{1 - \varepsilon_{r,sim}} \quad (7-4)$$

Θεωρώντας πως οι απώλειες θερμότητας που δεν αναφέρθηκαν παραμένουν σταθερές λόγω μη διαφοράς στις γεωμετρικές παραμέτρους που τις επηρεάζουν, ή λόγω έλλειψης στοιχείων, η τιμή των απωλειών θερμότητας για τη GM GPU-3 τροποποιείται ως προς τις απώλειες που προέκυψαν από την προσομοίωση της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου βάσει της Εξ. (7-5).

$$Q_{loss,GPU} = Q_{loss,sim} + (Q_{sh,GPU} - Q_{sh,sim}) + (Q_{cond,d,GPU} - Q_{cond,d,sim}) + (Q_{cond,creg,GPU} - Q_{cond,creg,sim}) + (Q_{rH,GPU} - Q_{rH,sim}) \quad (7-5)$$

Απώλεια έργου λόγω τριβής στο ψύκτη: Η απώλεια του έργου λαμβάνεται ίση με τη διαχεόμενη θερμότητα που παράγεται στο ψύκτη λόγω της τριβής του αερίου με τα τοιχώματα των σωλήνων του. Η απώλεια του έργου μεταβάλλεται λόγω της αλλαγής στη γεωμετρία των σωλήνων του ψύκτη, βάσει της Εξ. (7-6). Οι απώλειες του έργου λόγω τριβής αυξάνονται με το μήκος και μειώνονται με τον όγκο και την υδραυλική διάμετρο του εναλλάκτη. Ως όγκος του ψύκτη λαμβάνεται ο όγκος των σωλήνων του, καθώς μόνο σε εκείνο το τμήμα του εναλλάκτη θεωρείται πως υπάρχει υπολογίσιμη απώλεια έργου λόγω τριβής. Ο ψύκτης της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής έχει μικρότερη υδραυλική διάμετρο σε σχέση με τη GM GPU-3. Συνεπώς, αναμένεται πως για την GM GPU-3 θα μειωθεί η απώλεια έργου λόγω τριβής σε σχέση με την προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή β-τύπου.

$$W_{diss,k,GPU} = W_{diss,k,sim} \cdot \frac{\frac{L_{k,GPU}^2}{V_{k,GPU} \cdot dh_{k,GPU}^2}}{\frac{L_{k,sim}^2}{V_{k,sim} \cdot dh_{k,sim}^2}} \quad (7-6)$$

Απώλεια έργου λόγω τριβής στο θερμαντήρα: Η αναλογία των απωλειών έργου στο θερμαντήρα δίνεται από την Εξ. (7-7) και είναι αντίστοιχη της αναλογίας απωλειών στο ψύκτη. Η GM GPU-3 έχει μεγαλύτερο

όγκο και μήκος στο θερμαντήρα σε σχέση με την προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή. Καθώς η επιρροή του μήκους είναι εντονότερη, αναμένεται πως η GM GPU-3 θα έχει αυξημένες απώλειες έργου στο θερμαντήρα.

$$W_{diss,h,GPU} = W_{diss,h,sim} \cdot \frac{\frac{L_{h,GPU}^2}{V_{h,GPU} \cdot dh_{h,GPU}^2}}{\frac{L_{h,sim}^2}{V_{h,sim} \cdot dh_{h,sim}^2}} \quad (7-7)$$

Απώλεια έργου λόγω τριβής στο αναγεννητή: Στον αναγεννητή, εκτός από μεταβολή στη γεωμετρία υπάρχει και μεταβολή της εξίσωσης του συντελεστή τριβής. Οι απώλειες έργου λόγω της τριβής του εργαζόμενου μέσου μεταξύ της GM GPU-3 και της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής υπολογίζονται βάσει της Εξ. (7-8). Ως προς τη γεωμετρία, ο αναγεννητής της GPU-3 έχει μεγαλύτερο όγκο και μήκος κατά το ίδιο ποσοστό σε σχέση με τον αναγεννητή της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής. Οι υδραυλικές διάμετροι είναι παραπλήσιες. Λόγω της εντονότερης επιρροής του μήκους, οι διαφορές στη γεωμετρία αναμένεται να αυξήσουν τις απώλειες του έργου στην πραγματική μηχανή GM GPU-3.

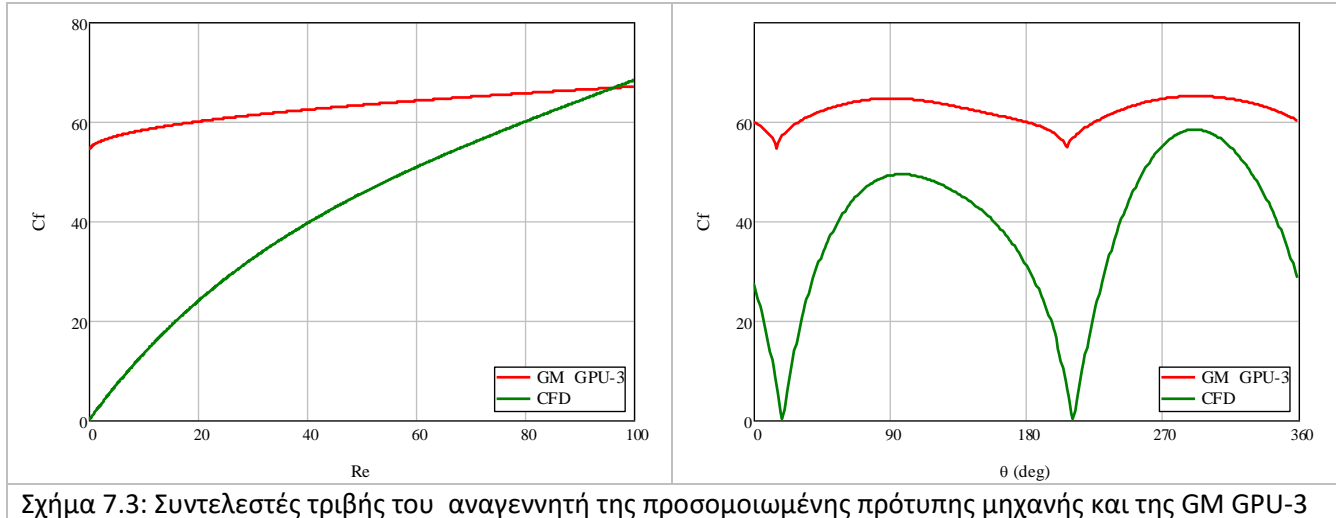
$$W_{diss,r,GPU} = W_{diss,r,sim} \cdot \frac{\frac{Cf_{r,GPU}}{Cf_{r,sim}} \cdot \frac{L_{r,GPU}^2}{V_{r,GPU} \cdot dh_{r,GPU}^2}}{\frac{L_{r,sim}^2}{V_{r,sim} \cdot dh_{r,sim}^2}} \quad (7-8)$$

Οι τιμές του συντελεστή τριβής για τη GM GPU-3 και την προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή συγκρίνονται στο Σχήμα 7.3. Στο αριστερό γράφημα παρουσιάζονται οι συσχετίσεις του συντελεστή τριβής με τον αριθμό Reynolds. Η συσχέτιση της GM GPU-3 οδηγεί σε μεγαλύτερους συντελεστές τριβής και μεγαλύτερη πτώση πίεσης. Η διαφορά μεγαλώνει για χαμηλούς αριθμούς Reynolds. Από το δεξί γράφημα προκύπτει πως ο συντελεστής τριβής του αναγεννητή της GM GPU-3 είναι κατά 70% μεγαλύτερος του συντελεστή τριβής του αναγεννητή της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής. Οι διαφορές στη γεωμετρία και στο συντελεστή τριβής οδηγούν προς την κατεύθυνση της σημαντικής αύξησης των απωλειών του έργου για τον αναγεννητή της GM GPU-3 σε σχέση με την προσομοιωμένη πρότυπη μηχανή. Ο διαχωρισμός των απωλειών του έργου λόγω τριβής στον αναγεννητή και τους εναλλάκτες για τον υπολογισμό της μεταβολής της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας βάσει των διαχεόμενων θερμοτήτων βασίζεται στην Εξ. (7-9).

$$\begin{aligned} W_{diss,r,lr} &= W_{diss,r} : \{gA_r \geq 0\} \\ W_{diss,r,lr} &= 0 : \{gA_r < 0\} \end{aligned} \quad (7-9)$$

$$\begin{aligned} W_{diss,r,rl} &= 0 : \{gA_r < 0\} \\ W_{diss,r,rl} &= W_{diss,r} : \{gA_r < 0\} \end{aligned}$$

Κεφάλαιο 7 – Σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα



Σχήμα 7.3: Συντελεστές τριβής του αναγεννητή της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής και της GM GPU-3

Μεταβολή ενδεικνύμενου έργου: Η μεταβολή του ενδεικνύμενου έργου λόγω των διαφορών στη γεωμετρία των δύο μηχανών προκύπτει από τις μεταβολές των απωλειών έργου λόγω τριβής στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή. Το ενδεικνύμενο έργο αναγόμενο στη γεωμετρία της GM GPU-3 υπολογίζεται βάσει του ενδεικνύμενου έργου της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής σύμφωνα με την Εξ. (7-10). Με δεδομένη την αύξηση των απωλειών στο θερμαντήρα και, κυρίως, στον αναγεννητή αναμένεται το ενδεικνύμενο έργο βάσει της γεωμετρίας της GM GPU-3 να είναι μειωμένο σε σχέση με το ενδεικνύμενο έργο που προέκυψε από την προσομοίωση. Καθώς ο κινηματικός μηχανισμός είναι ο ίδιος, η διαφορά μεταξύ των παραγόμενων έργων είναι ίση με τη διαφορά μεταξύ των ενδεικνύμενων έργων.

$$W_{ind,GPU} = W_{ind,sim} + (W_{diss,k,GPU} - W_{diss,k,sim}) + (W_{diss,r,GPU} - W_{diss,r,sim}) + (W_{diss,h,GPU} - W_{diss,h,sim}) \quad (7-10)$$

Προσδιδόμενη θερμότητα: Η προσδιδόμενη θερμότητα μεταβάλλεται λόγω της μεταβολής των απωλειών αλλά και της μεταβολής της διαχεόμενης θερμότητας στο θερμαντήρα και τον αναγεννητή κατά τη ψυχρή ροή. Η προσδιδόμενη θερμότητα ανάγεται στη γεωμετρία της GM GPU-3 βάσει της Εξ. (7-11). Λόγω των διαφορών στη γεωμετρία του θερμαντήρα μεταξύ της GM GPU-3 και της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής, η προσδιδόμενη θερμότητα στην GM GPU-3 βάσει των συνθηκών της προσομοίωσης ($Q_{h,sim}$) δεν είναι ίση με την προσδιδόμενη θερμότητα που υπολογίσθηκε κατά την προσομοίωση της πρότυπης μηχανής. Για τον προσδιορισμό της αρχικά προσδιδόμενης θερμότητας για μηχανή με γεωμετρία ίδια με αυτή της GM GPU-3 χρησιμοποιήθηκε το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο. Προέκυψε πως στην GPU-3 προσδίδονται 5.1 J/c λιγότερα σε σχέση με την πρότυπη μηχανή β-τύπου. Συνεπώς, η προσδιδόμενη θερμότητα βάσει της προσομοίωσης δε λαμβάνεται ίση με το αποτέλεσμα της προσομοίωσης συνδυασμένο με τις απώλειες (354.7 J/c), αλλά μειωμένη κατά 5.1 J/c.

$$Q_{h,GPU} = Q_{h,sim} + (Q_{loss,GPU} - Q_{loss,sim}) - (W_{diss,r,Ir,GPU} - W_{diss,r,Ir,sim}) - (W_{diss,h,GPU} - W_{diss,h,sim}) \quad (7-11)$$

Οι τιμές του έργου, της προσδιδόμενης θερμότητας και των επιμέρους θερμικών απωλειών βάσει της προσομοίωσης και έπειτα από την αναγωγή τους στη γεωμετρία της GM GPU-3 παρουσιάζονται στον Πίνακα 7-2. Στον πίνακα συμπεριλαμβάνονται επίσης τα ποσοστά του έργου και των θερμικών απωλειών

ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα και συγκρίνονται με τα ποσοστά που δίνονται από τους Urieli – Berchowicz για την πραγματική μηχανή GM GPU-3. Ακολουθούν τα βασικά συμπεράσματα:

- Με την αναγωγή του στη γεωμετρία της GM GPU-3, το **ενδεικνύμενο έργο** μειώνεται λόγω της αύξησης της πτώσης πίεσης. Οι απώλειες έργου στο θερμαντήρα και, ακόμα περισσότερο, στον αναγεννητή αυξάνονται σημαντικά για τη γεωμετρία της GPU-3.
- Με την αναγωγή στη γεωμετρία της GM GPU-3 ο **βαθμός απόδοσης** μειώνεται στο 32%. Το ποσοστό του ενδεικνύμενου έργου ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα προσεγγίζει το 39%. Ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης είναι προσεγγιστικά στο μέσον του προτεινόμενου εύρους, το οποίο είναι μεταξύ 35 και 42% [1].
- Οι **απώλειες αναθέρμανσης** αυξάνονται ελαφρά, λόγω του μικρότερου βαθμού απόδοσης του αναγεννητή. Μετά την αναγωγή στην GM GPU-3, το ποσοστό των απωλειών αναθέρμανσης ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα βρίσκεται εντός του προτεινόμενου εύρους [1].
- Οι **απώλειες στο διάκενο** μεταξύ κυλίνδρου και εκτοπιστή αυξάνονται με την αναγωγή στη γεωμετρία της GM GPU-3. Το ποσοστό τους ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα (2.8%) είναι εντός του εύρους των Urieli – Berchowicz.
- Με την αναγωγή στη γεωμετρία της GM GPU-3 αυξάνονται οι **απώλειες λόγω αγωγής στον εκτοπιστή**. Το ποσοστό τους ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα (2.5%) βρίσκεται προσεγγιστικά στο μέσο του προτεινόμενου εύρους [1].
- Παρατηρείται μείωση στις **απώλειες λόγω αγωγής στα τοιχώματα της μηχανής**, η οποία προέρχεται από την μεταβολή των απωλειών λόγω αγωγής στα τοιχώματα του αναγεννητή. Συνολικά, οι απώλειες λόγω αγωγής με αναγωγή στη γεωμετρία της GM GPU-3 μειώνονται κατά 3 J/c. Το ποσοστό τους ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα φθάνει το 5.9% και είναι μεγαλύτερο από την ανώτατη τιμή που προτείνεται από τους Urieli – Berchowicz. Έχει ήδη αναφερθεί πως οι Urieli – Berchowicz ενδέχεται να μη συμπεριλαμβάνουν στην μελέτη τους τις απώλειες αγωγής από το μονωμένο κάλυμμα της μηχανής. Αυτές ισούνται προσεγγιστικά με 2 J/c και εάν αφαιρεθούν, το ποσοστό των απωλειών αγωγής ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα μειώνεται κατά 0.5%.
- Η συνολικά προσδιδόμενη θερμότητα μειώνεται ελαφρά με την αναγωγή στη γεωμετρία της GM GPU-3. Το ποσοστό μείωσής της σε σχέση με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι προσεγγιστικά ίσο με 1%. Η τάση για μείωση της προσδιδόμενης θερμότητας λόγω της αλλαγής της γεωμετρίας και της αύξησης της διαχεόμενης θερμότητας επικράτησε της αυξητικής τάσης λόγω της αύξησης των απωλειών θερμότητας.

Μετά την αναγωγή τους στη γεωμετρία της GM GPU-3, τα ποσοστά των απωλειών θερμότητας ως προς τη συνολικά προσδιδόμενη θερμότητα είναι πιο κοντά στα ποσοστά που προτείνονται από τους Urieli – Berchowicz σε σχέση με τα αντίστοιχα ποσοστά για την προσομοιωμένη μηχανή (Πίνακας 7-1). Αντίστοιχα είναι τα συμπεράσματα για το παραγόμενο έργο. Προκύπτει λοιπόν πως οι αποκλίσεις που παρουσιάζονται στην αρχή του κεφαλαίου ως προς τα ποσοστά του έργου και των επιμέρους απωλειών θερμότητας ως προς τη συνολικά προσδιδόμενη θερμότητα οφείλονται εν

Κεφάλαιο 7 – Σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα

μέρει σε διαφορές μεταξύ της γεωμετρίας της προσομοιωμένης μηχανής και της πραγματικής GM GPU-3.

Αντίθετα, παραμένει σημαντική απόκλιση μεταξύ του παραγόμενου έργου που υπολογίσθηκε από την αναγωγή των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής στη γεωμετρία της GM GPU-3 και των πειραματικών αποτελεσμάτων βάσει των Urieli – Berchowitz. [1] Η ισχύς που προκύπτει από την προσομοίωση και την μετέπειτα αναγωγή των αποτελεσμάτων είναι σχεδόν 19% μεγαλύτερη από την αντίστοιχη πειραματική (4.7 kW σε σύγκριση με 3.96 kW πειραματικά παραγόμενης ισχύος). Η απόκλιση είναι μειωμένη σε σχέση με την αντίστοιχη μεταξύ των αποτελεσμάτων από την προσομοίωση της πρότυπης μηχανής και των πειραματικών (26%). Προκύπτει λοιπόν πως ένα τμήμα της απόκλισης που παρατηρήθηκε μεταξύ της παραγόμενης ισχύος της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου βάσει της προσομοίωσης και των πειραματικών αποτελεσμάτων της GM GPU-3 (Πίνακας 7-1) οφείλεται στις γεωμετρικές διαφορές μεταξύ της πρότυπης μηχανής και της GM GPU-3. Μία άλλη αιτία, όπως έχει ήδη αναφερθεί, είναι η πιθανή θεώρηση μικρότερων απωλειών στο ρομβικό κινηματικό μηχανισμό της μηχανής σε σχέση με την πραγματικότητα. Υπάρχουν όμως περαιτέρω αιτίες της απόκλισης αυτής που δεν μπορούν να διευκρινισθούν βάσει των διαθέσιμων στοιχείων από την προσομοίωση.

Πίνακας 7-2: Αναγωγή έργου, προσδιδόμενης θερμότητας και απωλειών στη γεωμετρία της GM GPU-3

| Μέγεθος | Πρότυπη μηχανή - προσομοίωση | Βάσει γεωμετρίας GM GPU-3 | Ποσοστό επί της προσδ. θερμότητας | Ποσοστό βάσει Urieli ([1]) |
|------------------------------|------------------------------|---------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|
| Ενδεικνύμενο έργο | 143.0 J | 136.0 J | 38.8 % | 35-42% |
| Παραγόμενο έργο | 119.7 J | 112.7 J | 32.1 % | |
| Παραγόμενη ισχύς | 4.99 kW | 4.7 kW | | 3.96 kW |
| Απώλειες αναθέρμανσης | 16.8 J | 19.4 J | 5.44 % | 5-9% |
| Απώλειες διακένου | 7.19 J | 10.01 J | 2.8 % | 2.5% - 6% |
| Απώλειες αγωγής - εκτοπιστής | 3.45 J | 5.3 J | 2.48 % | 0.4-4% |
| Απώλειες αγωγής - τοιχώματα | 24.1 J | 21 J | 5.87 % | 2-4% |
| Προσδιδόμενη θερμότητα | 354.7 J | 350.7 J | | |
| Απαιτούμενη ισχύς | 14.78 kW | 14.62 kW | | |

Κεφάλαιο 8: Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

Το αναλυτικό μοντέλο που αναπτύχθηκε βάσει της μελέτης της πρότυπης μηχανής με χρήση CFD βασίζεται στο ιδανικό και το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο [1]. Το μοντέλο υλοποιήθηκε με χρήση κώδικα σε περιβάλλον Mathcad. Ο κώδικας παρουσιάζεται αναλυτικά στο Παράρτημα Ζ της εργασίας. Σε σχέση με το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο, εισάγονται επιπλέον τα εξής δεδομένα:

- Οι συντελεστές εντοπισμένης πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες και τα όρια του αναγεννητή.
- Οι συσχετίσεις για την μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή και τους εναλλάκτες
- Γεωμετρικά και λειτουργικά στοιχεία που καθορίζουν τις θερμικές απώλειες στη μηχανή.
- Δεδομένα σχετικά με τις απώλειες τριβής στον κινηματικό μηχανισμό.

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν επιπλέον αυτών που παρέχονται από το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο, είναι:

- Η μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στον αναγεννητή.
- Η πτώση πίεσης λόγω εντοπισμένων απωλειών.
- Η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία του τοιχώματος των εναλλακτών.
- Οι θερμικές απώλειες.
- Οι απώλειες του έργου λόγω των τριβών στον κινηματικό μηχανισμό της μηχανής.

Οι θερμικές απώλειες που υπολογίζονται σε κάθε χρονικό βήμα είναι:

- Απώλειες λόγω αγωγής θερμότητας στα τοιχώματα της μηχανής.
- Απώλειες λόγω αγωγής στο τοίχωμα του εκτοπιστή.
- Απώλειες λόγω της κυκλοφορίας του αερίου στο διάκενο μεταξύ κυλίνδρου και εκτοπιστή.
- Απώλειες λόγω μεταβολής θερμοκρασίας στο μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή.
- Απώλειες αναθέρμανσης λόγω μη ιδανικού αναγεννητή
- Απώλειες λόγω αγωγής στο πλέγμα του αναγεννητή.
- Μηχανικές απώλειες λόγω τριβής – μείωση έργου.

Στον Πίνακα 8-1 παρουσιάζονται οι παράμετροι που δίνονται ως είσοδος στο αναλυτικό μοντέλο. Οι συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες έχουν προκύψει από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Η μάζα λαμβάνεται τέτοια ώστε η μέση πίεση της μηχανής που προσομοιώνεται στο αναλυτικό μοντέλο να είναι ίση με αυτή της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής. Οι ιδιότητες του αερίου και του μετάλλου ορίζονται όπως στην προσομοίωση (Κεφάλαιο 4). Στον Πίνακα 8-2 παρουσιάζονται οι συντελεστές των εντοπισμένων απωλειών πίεσης, οι οποίοι προέκυψαν από την προσομοίωση και εισάγονται ως δεδομένα στο αναλυτικό μοντέλο.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι εξισώσεις του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου που τροποποιούνται ή προστίθενται στο αδιαβατικό μοντέλο. Στο Σχήμα 8.1 παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής του μοντέλου που αναπτύχθηκε στην εργασία.

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

Πίνακας 8-1: Δεδομένα αναλυτικού μοντέλου

| | |
|--|---|
| Μάζα εργαζόμενου μέσου | 1.12 gm |
| Συχνότητα | 41.68 Hz |
| Θερμοκρασία θερμού ρεύματος | 977 K |
| Θερμοκρασία ψυχρού ρεύματος | 288 K |
| Εξίσωση μεταφοράς θερμότητας στο θερμαντήρα | $Nu_h(Re) = 0.003068 \cdot Re + 14.1$ |
| Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας - θερμαντήρας | 4075 J/(kg·K) |
| Εξίσωση μεταφοράς θερμότητας στο ψύκτη | $Nu_k(Re) = 0.003052 \cdot Re + 8.82$ |
| Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας - ψύκτης | 5510 J/(kg·K) |
| Εξίσωση τριβής στον αναγεννητή | $Cf_r(Re) = 0.96 \cdot e^{-0.019 \cdot Re} + 0.54 \cdot Re$ |
| Εξίσωση μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή | $Nu_r(Re) = 0.06071 \cdot Re + 3.7$ |

Πίνακας 8-2: Συντελεστές εντοπισμένων απωλειών πίεσης

| | Ψυχρή Ροή | Θερμή Ροή |
|-----------------------|-----------|-----------|
| Ψύκτης | 2.4 | 1.9 |
| Θερμαντήρας | 1 | 1.1 |
| Ψυχρό άκρο αναγεννητή | 5.5 | 710 |
| Θερμό άκρο αναγεννητή | 1710 | 24.2 |

Ο κύκλος λειτουργίας της μηχανής χωρίζεται σε 360 μοίρες. Το χρονικό διάστημα κάθε μοίρας καθορίζεται από τη Εξ. (8-1).

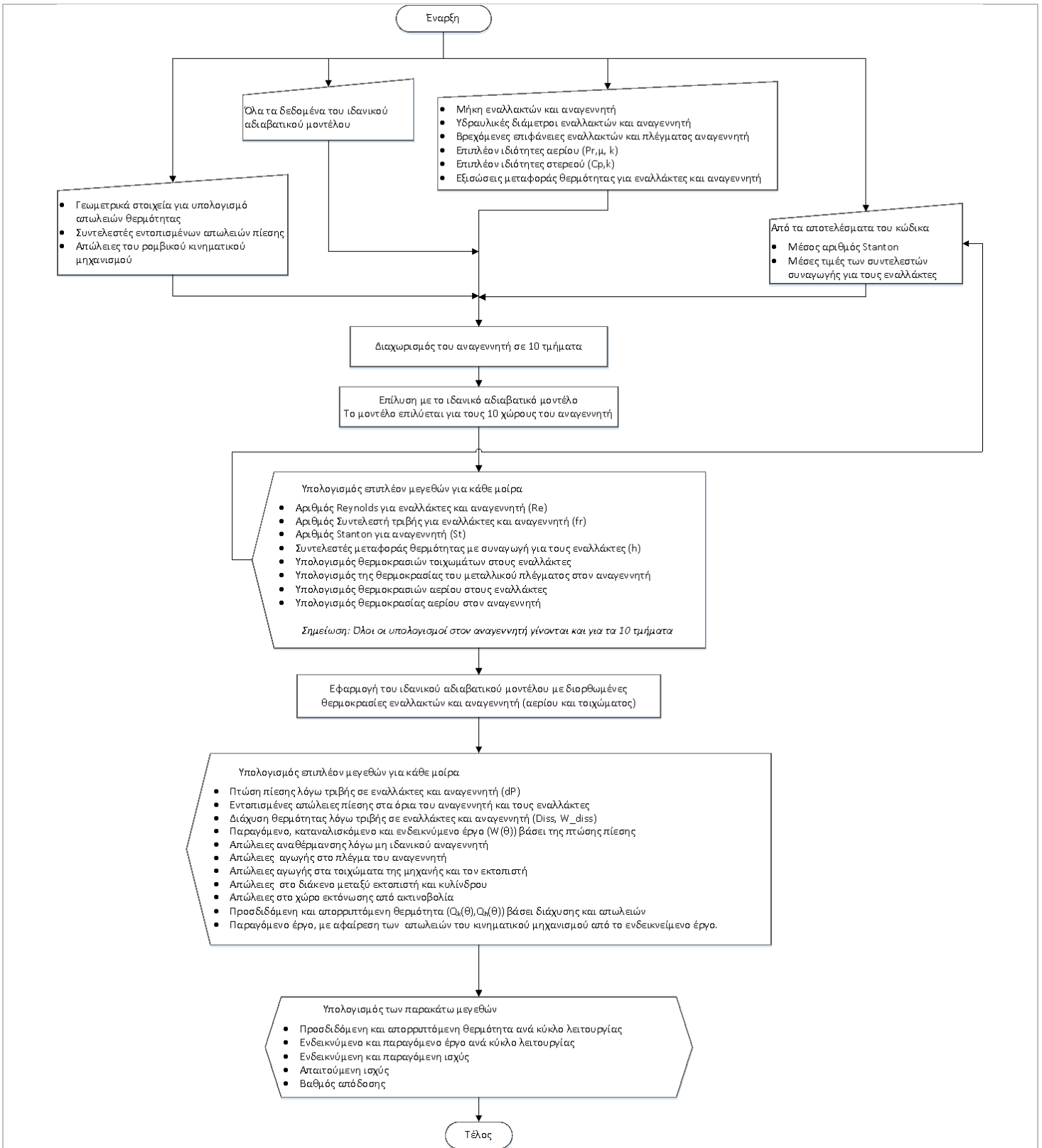
$$\Delta t = \frac{1}{360 \cdot f} \quad (8-1)$$

Ο αναγεννητής χωρίστηκε σε δέκα (10) ίδια τμήματα. Η διατομή της ροής του αερίου είναι σταθερή. Οι επιμέρους όγκοι του αερίου και του μετάλλου, καθώς και οι επιμέρους βρεχόμενες επιφάνειες υπολογίζονται μέσω της Εξ. (8-2).

$$\begin{aligned} V_{r-f,i} &= V_{r-f} / 10 \\ V_{r-m,i} &= V_{r-m} / 10 \\ Aw_{r,i} &= Aw_r / 10 \end{aligned} \quad (8-2)$$

Η θερμοκρασία του αερίου στα άκρα του αναγεννητή είναι σταθερή και ίση με τις δύο ακραίες θερμοκρασίες (288 και 977 K αντίστοιχα). Οι θερμοκρασίες του αερίου στα όρια μεταξύ των τμημάτων του αναγεννητή, οι μέσες θερμοκρασίες κατά μάζα και όγκο του αερίου στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή, καθώς και η θερμοκρασία στα επιμέρους τμήματα του μεταλλικού πλέγματος για κάθε χρονική στιγμή υπολογίζονται μέσω της Εξ. (8-3). Τα 10 τμήματα αριθμούνται από το 1 έως το 10 με το «1» να αντιστοιχεί στο πιο ψυχρό τμήμα και το «10» στο πιο θερμό. Συνολικά ορίζονται έντεκα (11) επίπεδα, 2 στα άκρα του αναγεννητή και τα υπόλοιπα 9 στα όρια μεταξύ δύο διαδοχικών τμημάτων του. Τα επίπεδα παίρνουν τιμές από το «0» (ψυχρό άκρο) έως το «10» (θερμό άκρο).

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου



Σχήμα 8.1: Διάγραμμα ροής του αναλυτικού κώδικα

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

$$\begin{aligned}
 T_{rr,i} &= T_{rk} + \frac{i}{10} \cdot (T_{rh} - T_{rk}) \\
 T_{f,r,i} &= \frac{T_{rr,i} - T_{rr,i-1}}{\ln\left(\frac{T_{rr,i}}{T_{rr,i-1}}\right)} \\
 T_{f,r,vol,i} &= T_{rr,i-1} + \frac{T_{rr,i} - T_{rr,i-1}}{2} \\
 T_{m,r,i} &= T_{rr,i-1} + \frac{T_{rr,i} - T_{rr,i-1}}{2}
 \end{aligned} \tag{8-3}$$

8.1: Τροποποιήσεις – προσθήκες επί του αρχικού κώδικα

Αρχικά, θα παρουσιασθούν οι τροποποιήσεις σε σχέση με τον κώδικα ROBOAN [5], οι οποίες οφείλονται στο διαχωρισμό του αναγεννητή σε δέκα επιμέρους τμήματα. Στη συνέχεια, περιγράφονται τα τμήματα που προστίθενται στο μοντέλο. Περιλαμβάνουν την πτώση πίεσης λόγω τριβών και εντοπισμένων απωλειών, τη διάχυση θερμότητας και τις θερμικές απώλειες. Οι απώλειες διαχωρίζονται σε αυτές που περιλαμβάνονται στην προσομοίωση της μηχανής και σε αυτές που υπολογίζονται επιπλέον.

8.1.1: Τροποποιημένα τμήματα

Στην Εξ. (8-4) παρουσιάζεται η τροποποιημένη εξίσωση του υπολογισμού της πίεσης. Χρησιμοποιείται η θερμοκρασία των ρευμάτων πρόσδοσης και απαγωγής θερμότητας, η οποία παραμένει σταθερή. Η μεταβολή της πίεσης μεταξύ δύο διαδοχικών βημάτων υπολογίζεται μέσω της Εξ. (8-5).

$$p(\theta) = \frac{m_{tot} \cdot R_M}{\frac{V_c(\theta)}{T_{fr-k}} + \frac{V_k}{T_{fr-k}} + \sum_{i=1}^{10} \frac{V_{r-f,i}}{T_{f,r,i}} + \frac{V_h}{T_{fr-h}} + \frac{V_e(\theta)}{T_{fr-h}}} \tag{8-4}$$

$$\begin{aligned}
 Dp &= \frac{-\gamma \cdot p \cdot \left(\frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \frac{V_e}{T_{he}} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_{fr-k}} + \sum_{i=1}^{10} \frac{V_{r-f,i}}{T_{f,r,i}} + \frac{V_h}{T_{fr-k}} \right)}
 \end{aligned} \tag{8-5}$$

Η μάζα του κάθε επιμέρους χώρου του αναγεννητή και η μεταβολή της μάζας μεταξύ δύο διαδοχικών χρονικών βημάτων δίνεται στην Εξ. (8-6).

$$\begin{aligned}
 m_{r,i} &= \frac{p_{r,i} \cdot V_{r-f,i}}{R_M \cdot T_{f,r,i}} \\
 Dm_{r,i} &= m_{r,i} \cdot \frac{Dp}{p}
 \end{aligned} \tag{8-6}$$

Η παροχή μάζας του αερίου στις ορισμένες επιφάνειες εντός του αναγεννητή, αλλά και στα όριά του υπολογίζεται από την Εξ. (8-7). Μέσω αυτών υπολογίζεται η παροχή στο κάθε τμήμα του αναγεννητή. Η μέση παροχή στον αναγεννητή υπολογίζεται από την παροχή του εργαζόμενου μέσου στα άκρα του.

$$\begin{aligned}
 gA_{rr,i} &= gA_{rr,i-1} - dm_{r,i} \\
 gA_{r,i} &= \frac{gA_{rr,i-1} + gA_{rr,i}}{2} \\
 gA_r &= \frac{gA_{rk} + gA_{rh}}{2}
 \end{aligned}
 \tag{8-7}$$

Οι συναλλασσόμενες θερμότητες στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή υπολογίζονται από την Εξ. (8-8). Σε αντίθεση με το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο και τον κώδικα ROBOAN, οι θερμοκρασίες στους χώρους αυτούς βάσει του εξελιγμένου μοντέλου είναι μεταβαλλόμενες. Η τιμή της θερμοκρασίας του αερίου στους εναλλάκτες υπολογίζεται βάσει της συναλλασσόμενης θερμότητας. Συνεπώς, οι συναλλασσόμενες θερμότητες υπολογίζονται δύο φορές. Αρχικά η συναλλασσόμενη θερμότητα υπολογίζεται βάσει των θερμοκρασιών του προηγούμενου βήματος και διορθώνεται μετά τον υπολογισμό των θερμοκρασιών για την υπό μελέτη χρονική στιγμή. Ο δείκτης “in” για το θερμαντήρα και το ψύκτη δείχνει τις συναλλασσόμενες θερμότητες χωρίς να έχουν ληφθεί υπόψη οι απώλειες θερμότητας και η διάχυση θερμότητας λόγω τριβών.

$$\begin{aligned}
 Q_{k,in} &= V_k \cdot dP \cdot \frac{cv}{R_M} - cp \cdot (T_{ck} \cdot gA_{ck} - T_{kr} \cdot gA_{kr}) \\
 Q_{r,i} &= V_{r-f,i} \cdot dP \cdot \frac{cv}{R_M} - cp \cdot (T_{\pi,i-1} \cdot gA_{\pi,i-1} - T_{\pi,i} \cdot gA_{\pi,i}) \\
 Q_r &= \sum_{i=1}^{10} Q_{r,i} \\
 Q_{h,in} &= V_h \cdot dP \cdot \frac{cv}{R_M} - cp \cdot (T_{rh} \cdot gA_{rh} - T_{he} \cdot gA_{he})
 \end{aligned}
 \tag{8-8}$$

8.1.2: Δημιουργία του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου

Ο αριθμός Reynolds στους εναλλάκτες και τα τμήματα του αναγεννητή υπολογίζεται από την Εξ. (8-9). Με αντίστοιχο τρόπο υπολογίζεται και ο αριθμός Reynolds για το σύνολο του αναγεννητή.

$$\begin{aligned}
 Re_k &= \frac{gA_k \cdot 360 \cdot f \cdot dh_k}{\mu(T_{f-k}) \cdot A_{cs,k}} \\
 Re_{r,i} &= \frac{gA_{r,i} \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(T_{f,r,i}) \cdot A_{cs,r}} \\
 Re_h &= \frac{gA_h \cdot 360 \cdot f \cdot dh_h}{\mu(T_{f,h}) \cdot A_{cs,h}}
 \end{aligned}
 \tag{8-9}$$

Το επόμενο βήμα είναι ο υπολογισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Η Εξ. (8-10) αντιστοιχεί στο ψύκτη, η (8-11) αντιστοιχεί στα τμήματα του αναγεννητή και η (8-12) στο θερμαντήρα. Η Εξ. (8-13) χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για ολόκληρο τον αναγεννητή. Η μέση τιμή των συντελεστών για το ψύκτη και το θερμαντήρα εισάγεται ως δεδομένο στο μοντέλο. Η δεδομένη τιμή και η μέση τιμή που προκύπτει από την προσομοίωση πρέπει να σχετίζονται μεταξύ τους. Αυτό επιτυγχάνεται με διαδοχικές εκτελέσεις του μοντέλου έως ότου επιτευχθεί σύγκλιση.

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

$$\begin{aligned}
 k_{f_k} &= k_f(T_{f_k}) \\
 k_{w_k} &= k_s(T_{w_k}) \\
 Nu_k &= Nu_k(Re_k) \\
 h_k &= Nu_k \cdot \frac{k_{f_k}}{dh_k}
 \end{aligned} \tag{8-10}$$

$$\begin{aligned}
 k_{f_r,i} &= k_f(T_{f_r,i}) \\
 k_{w_r,i} &= k_s(T_{w_r,i}) \\
 Nu_{r,i} &= Nu_r(Re_{r,i}) \\
 h_{r,i} &= Nu_{r,i} \cdot \frac{k_{f_r,i}}{dh_r}
 \end{aligned} \tag{8-11}$$

$$\begin{aligned}
 k_{f_h} &= k_f(T_{f_h}) \\
 k_{w_h} &= k_s(T_{w_h}) \\
 Nu_h &= Nu_h(Re_h) \\
 h_h &= Nu_h \cdot \frac{k_{f_h}}{dh_h}
 \end{aligned} \tag{8-12}$$

$$\begin{aligned}
 Re_r &= \frac{gA_r \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(T_{f_r}) \cdot A_{cs,r}} \\
 k_{f_r} &= k_f(T_{f_r}) \\
 Nu_r &= Nu_r(Re_r) \\
 h_r &= Nu_r \cdot \frac{k_{f_r}}{dh_r}
 \end{aligned} \tag{8-13}$$

Στην Εξ. (8-14) υπολογίζεται η θερμοκρασία του τοιχώματος και του αερίου στο ψύκτη. Στην εξίσωση χρησιμοποιείται ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ αερίου και τοιχωμάτων για όλον τον κύκλο της μηχανής. Οι αντίστοιχες θερμοκρασίες για το θερμαντήρα υπολογίζονται από την Εξ. (8-15).

$$\begin{aligned}
 T_{w_k} &= T_{fr_k} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{k_in} \cdot 360 \cdot f \cdot (d_{O_k} - d_{L_k})}{2 \cdot k_{w_k} \cdot Aw_k} \\
 T_{f_k} &= T_{w_k} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{k_in} \cdot 360 \cdot f}{h_{k_mean} \cdot Aw_k}
 \end{aligned} \tag{8-14}$$

$$\begin{aligned}
 T_{w_h} &= T_{fr_h} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{h_in} \cdot 360 \cdot f \cdot (d_{O_k} - d_{L_k})}{2 \cdot k_{w_h} \cdot Aw_h} \\
 T_{f_h} &= T_{w_h} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{h_in} \cdot 360 \cdot f}{h_{h_mean} \cdot Aw_h}
 \end{aligned} \tag{8-15}$$

Η θερμοκρασία του αερίου και του μετάλλου σε κάθε τμήμα του αναγεννητή υπολογίζεται μέσω της διαδικασίας που παρουσιάζεται στην Εξ. (8-16). Αρχικά υπολογίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του μεταλλικού πλέγματος μεταξύ δύο διαδοχικών βημάτων. Μετά τον υπολογισμό της θερμοκρασίας του

πλέγματος για την υπό μελέτη γωνία υπολογίζεται η μέση κατ' όγκο θερμοκρασία του αερίου. Έπειτα υπολογίζονται οι θερμοκρασίες στις επιφάνειες μεταξύ των χώρων και, τέλος, οι μέσες κατά μάζα θερμοκρασίες του εργαζόμενου μέσου.

$$\begin{aligned}
 C_{Mr,i} &= \rho_s \cdot V_{r_m,i} \cdot cp_s \\
 dT_{m_r,i} &= -\frac{Q_{r,i} \cdot 360 \cdot f}{C_{Mr,i}} \cdot \Delta t \\
 T_{m_r,i} &= T_{m_r,i-(t-1)} + dT_{m_r,i} \\
 T_{f_r_vol,i} &= T_{m_r,i} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{r,i} \cdot 360 \cdot f}{h_{r,i} \cdot Aw_{r,i}} \\
 T_{rr,i} &= \frac{T_{f_r_vol,i} + T_{f_r_vol,i+1}}{2} : \{i = 1..9\} \\
 T_{f_r,i} &= \frac{T_{rr,i} - T_{rr,i-1}}{\ln\left(\frac{T_{rr,i}}{T_{rr,i-1}}\right)}
 \end{aligned} \tag{8-16}$$

Η συναλλασσόμενη θερμότητα σε κάθε τμήμα του αναγεννητή επαναυπολογίζεται μετά τον υπολογισμό των θερμοκρασιών του αερίου και του μετάλλου (Εξ. (8-17)). Ακολουθεί ο υπολογισμός των θερμοκρασιών του αερίου και του μετάλλου για κάθε τμήμα όπως παρουσιάζεται στην Εξ (8-16).

$$\begin{aligned}
 Q_{r,i} &= V_{r_f,i} \cdot dp \cdot \frac{cv}{R_M} - cp \cdot (T_{rr,i-1} \cdot gA_{rr,i-1} - T_{rr,i} \cdot gA_{rr,i}) \\
 Q_r &= \sum_{i=1}^{10} Q_{r,i}
 \end{aligned} \tag{8-17}$$

Η μέση θερμοκρασία του αερίου και του μετάλλου για ολόκληρο τον αναγεννητή υπολογίζονται βάσει της Εξ. (8-18). Χρησιμοποιείται η μέση τιμή του συντελεστή θερμότητας που υπολογίζεται για ολόκληρο τον αναγεννητή βάσει του αντιπροσωπευτικού αριθμού Reynolds.

$$\begin{aligned}
 dT_{m_r} &= \frac{\sum_{i=1}^{10} dT_{m_r,i}}{10} \\
 T_{m_r} &= T_{m_r-(t-1)} + dT_{m_r} \\
 T_{f_r_vol} &= T_{m_r} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_r \cdot 360 \cdot f}{h_r \cdot Aw_r} \\
 T_{f_r} &= \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}
 \end{aligned} \tag{8-18}$$

Οι συντελεστές τριβής για το θερμαντήρα και το ψύκτη υπολογίζονται μέσω της Εξ. (8-19).

$$\begin{aligned}
 fr &= 16 : \{Re < 2000\} \\
 fr &= 7.3439 \cdot 10^{-4} \cdot (Re)^{1.3142} : \{2000 \leq Re \leq 4000\} \\
 fr &= 0.0791 \cdot (Re)^{0.75} : \{Re > 4000\}
 \end{aligned} \tag{8-19}$$

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

Βάσει της Εξ. (8-20) υπολογίζεται η πυκνότητα του αερίου σε κάθε χώρο της μηχανής. Η πυκνότητα του αερίου στα όρια των χώρων υπολογίζεται βάσει της Εξ. (8-21).

$$\rho_i = \frac{P_i}{R_M \cdot T_i} \quad (8-20)$$

$$i = c, k, r_1, \dots, r_{10}, h, e$$

$$\rho_j = \frac{P_j}{R_M \cdot T_j} \quad (8-21)$$

$$j = kr, rk, rr_1, \dots, rr_9, hr, rh$$

Αντίστοιχα, μέσω των Εξ. (8-22) και (8-23) υπολογίζεται η ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής και στα όρια των χώρων αντίστοιχα. Λόγω της μεγάλης αλλαγής της διατομής στα όρια του αναγεννητή, υπολογίζεται η ταχύτητα και από τις δύο πλευρές του ορίου.

$$u_i = \frac{gA_i}{\rho_i \cdot A_{cs,i}} \quad (8-22)$$

$$i = k, r_1, \dots, r_{10}, h$$

$$u_j = \frac{gA_j}{\rho_j \cdot A_{cs,j}} \quad (8-23)$$

$$j = kr, rk, rr_1, \dots, rr_9, hr, rh$$

Η πτώση της πίεσης στο ψύκτη, τον αναγεννητή και το θερμαντήρα υπολογίζεται μέσω της Εξ. (8-24). Για το ψύκτη και το θερμαντήρα χρησιμοποιείται ο συντελεστής διόρθωσης που βρέθηκε κατά τη σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τα αναμενόμενα βάσει της θεωρίας. Οι συντελεστές διόρθωσης για το θερμαντήρα και το ψύκτη είναι ίσοι με 2.2. Για τον αναγεννητή, υπολογίζεται αρχικά η πτώση πίεσης στα επιμέρους τμήματα και στη συνέχεια τα αποτελέσματα αθροίζονται.

$$dp_k = N_{corr,Cf,k} \cdot \frac{2 \cdot fr_k \cdot \mu(T_k) \cdot gA_k \cdot 360 \cdot f \cdot L_k^2}{m_k \cdot dh_k^2}$$

$$dp_{r,i} = \frac{2 \cdot Cf_r(Re_{r,i}) \cdot \mu(T_{r,i}) \cdot gA_{r,i} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r,i}^2}{m_{r,i} \cdot dh_r^2} \quad (8-24)$$

$$dp_r = \sum_{i=1}^{10} dp_{r,i}$$

$$dp_h = N_{corr,Cf,h} \cdot \frac{2 \cdot fr_h \cdot \mu(T_h) \cdot gA_h \cdot 360 \cdot f \cdot L_h^2}{m_h \cdot dh_h^2}$$

Οι εντοπισμένες απώλειες πίεσης στα όρια του αναγεννητή υπολογίζονται από την Εξ. (8-25). Η εξίσωση υπολογισμού διαφέρει ανάλογα την κατεύθυνση της ροής. Αντίστοιχα, υπολογίζεται η πτώση πίεσης λόγω εντοπισμένων απωλειών στο ψύκτη και το θερμαντήρα (Εξ. (8-26)). Το σύνολο όλων των επιμέρους τιμών της πτώσης πίεσης είναι η συνολική πίεση στην μηχανή (Εξ. (8-27)). Από την Εξ. (8-28) υπολογίζεται η τιμή της πίεσης σε κάθε χώρο της μηχανής. Για κάθε χώρο, υπολογίζεται η πίεση στο μέσο του. Θεωρείται πως η πτώση της πίεσης στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης είναι αμελητέα.

$$\begin{aligned}
 dp_{rk} &= \frac{1}{2} \cdot \rho_{kr} \cdot u_{kr}^2 \cdot K_{rk,pos} : \{gA_{kr} \geq 0\} \\
 dp_{rk} &= -\frac{1}{2} \cdot \rho_{kr} \cdot u_{kr}^2 \cdot K_{rk,neg} : \{gA_{kr} < 0\}
 \end{aligned} \tag{8-25}$$

$$\begin{aligned}
 dp_{rh} &= \frac{1}{2} \cdot \rho_{rh} \cdot u_{rh}^2 \cdot K_{rh,pos} : \{gA_{rh} \geq 0\} \\
 dp_{rh} &= -\frac{1}{2} \cdot \rho_{hr} \cdot u_{hr}^2 \cdot K_{rh,neg} : \{gA_{rh} < 0\}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 dp_{k_K} &= \frac{1}{2} \cdot \rho_k \cdot u_k^2 \cdot K_{k,pos} : \{gA_k \geq 0\} \\
 dp_{k_K} &= -\frac{1}{2} \cdot \rho_k \cdot u_k^2 \cdot K_{k,neg} : \{gA_k < 0\}
 \end{aligned} \tag{8-26}$$

$$\begin{aligned}
 dp_{h_K} &= \frac{1}{2} \cdot \rho_h \cdot u_h^2 \cdot K_{h,pos} : \{gA_h \geq 0\} \\
 dp_{h_K} &= -\frac{1}{2} \cdot \rho_h \cdot u_h^2 \cdot K_{h,neg} : \{gA_h < 0\}
 \end{aligned}$$

$$dp_{tot} = dp_k + dp_{k_K} + dp_{rk} + dp_r + dp_{rh} + dp_h + dp_{h_K} \tag{8-27}$$

$$\begin{aligned}
 p_c &= p \\
 p_k &= p - \left(dp_{k_K} + \frac{dp_k}{2} \right) \\
 p_r &= p - \left(dp_{k_K} + dp_k + dp_{rk} + \frac{dp_r}{2} \right) \\
 p_h &= p - \left(dp_{k_K} + dp_k + dp_{rk} + dp_r + dp_{rh} + \frac{dp_h}{2} \right) \\
 p_e &= p - dp_{tot}
 \end{aligned} \tag{8-28}$$

Παρομοίως, υπολογίζονται οι πιέσεις του αερίου στα τμήματα του αναγεννητή στην Εξ. (8-29).

$$\begin{aligned}
 p_{r,1} &= p - \left(dp_{k_K} + dp_k + dp_{rk} + \frac{dp_{r,1}}{2} \right) \\
 p_{r,2} &= p_{r,1} - \left(\frac{dp_{r,1}}{2} + \frac{dp_{r,2}}{2} \right) \\
 p_{r,3} &= p_{r,2} - \left(\frac{dp_{r,2}}{2} + \frac{dp_{r,3}}{2} \right) \\
 &\dots\dots\dots \\
 p_{r,10} &= p_{r,9} - \left(\frac{dp_{r,9}}{2} + \frac{dp_{r,10}}{2} \right)
 \end{aligned} \tag{8-29}$$

Το ενδεικνύμενο έργο υπολογίζεται από την Εξ. (8-30). Το έργο που χάνεται λόγω της συνολικής πτώσης πίεσης και η αντίστοιχη απώλεια έργου που οφείλεται στην πτώση πίεσης λόγω τριβής υπολογίζεται από την Εξ. (8-31).

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

$$\begin{aligned}
 DW_c &= p_c \cdot DV_c \\
 DW_e &= p_e \cdot DV_e = (p_c - dp_{tot}) \cdot DV_e \\
 DW_{ind} &= DW_c + DW_e = p_c \cdot DV_c + (p_c - dp_{tot}) \cdot DV_e
 \end{aligned}
 \tag{8-30}$$

$$\begin{aligned}
 DW_{dp} &= dp_{tot} \cdot DV_e \\
 DW_{dp_friction} &= (dp_k + dp_r + dp_h) \cdot DV_e
 \end{aligned}
 \tag{8-31}$$

Η διαχεόμενη ισχύς λόγω τριβών υπολογίζεται από την Εξ. (8-32). Η αντίστοιχη απώλεια του έργου λόγω διάχυσης στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή παρουσιάζεται από την Εξ. (8-33).

$$\begin{aligned}
 Diss_k &= \left| dp_k \cdot \frac{360 \cdot f \cdot gA_k}{m_k} \right| \\
 Diss_r &= \left| dp_r \cdot \frac{360 \cdot f \cdot gA_r}{m_r} \right| \\
 Diss_h &= \left| dp_h \cdot \frac{360 \cdot f \cdot gA_h}{m_h} \right| \\
 W_{diss,k} &= \left| V_k \cdot dp_k \cdot \frac{gA_k}{m_k} \right| \\
 W_{diss,r} &= \left| V_r \cdot dp_r \cdot \frac{gA_r}{m_r} \right| \\
 W_{diss,h} &= \left| V_h \cdot dp_h \cdot \frac{gA_h}{m_h} \right|
 \end{aligned}
 \tag{8-32}$$

Στην Εξ. (8-34) το έργο διάχυσης διαχωρίζεται βάσει της κατεύθυνσης του εργαζόμενου μέσου. Ως κριτήριο λαμβάνεται η ροή του αερίου στον αναγεννητή.

$$\begin{aligned}
 W_{diss,tot,lr} &= W_{diss,k} + W_{diss,r} + W_{diss,h} : \{gA_r \geq 0\} \\
 W_{diss,tot,lr} &= 0 : \{gA_r < 0\}
 \end{aligned}
 \tag{8-34}$$

$$\begin{aligned}
 W_{diss,tot,rl} &= 0 : \{gA_r \geq 0\} \\
 W_{diss,tot,rl} &= W_{diss,k} + W_{diss,r} + W_{diss,h} : \{gA_r < 0\}
 \end{aligned}$$

Ο αναγεννητής της προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής έχει βαθμό απόδοσης ίσο με 98.53%. Κατά τη ψυχρή ροή, το αέριο εισέρχεται με θερμοκρασία ίση με του ψύκτη, αλλά καθώς δε λαμβάνει ολόκληρη τη διαθέσιμη θερμότητα, εξέρχεται από τον αναγεννητή σε θερμοκρασία χαμηλότερη από τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Συνεπώς, πρέπει να προστεθεί ένα επιπλέον ποσό θερμότητας από το θερμαντήρα ώστε το αέριο να φθάσει στην επιθυμητή θερμοκρασία. Αντίστοιχα κατά τη ψυχρή ροή, το αέριο εισέρχεται υπό τη θερμοκρασία του θερμαντήρα, αλλά εξέρχεται σε θερμοκρασία υψηλότερη από τη θερμοκρασία του ψύκτη. Ως αποτέλεσμα, πρέπει να απορριφθεί επιπλέον θερμότητα από το ψύκτη. [2] Οι απώλειες αναθέρμανσης λόγω μη ιδανικού αναγεννητή υπολογίζονται βάσει της Εξ. (8-35).

$$Q_{r,loss} = (1 - \varepsilon) \cdot Q_r
 \tag{8-35}$$

Η μεταβολή της προσδιδόμενης θερμότητας λόγω του μη ιδανικού αναγεννητή παρουσιάζεται στις Εξ. (8-36) και (8-37). Οι απώλειες αναθέρμανσης προστίθενται στην προσδιδόμενη θερμότητα όταν το αέριο

κατευθύνεται προς το θερμαντήρα και στην απορριπτόμενη θερμότητα όταν το αέριο κατευθύνεται προς το ψύκτη.

$$\begin{aligned} Q_{rh,add} &= (1 - \varepsilon) \cdot Q_r, \{gA_r \geq 0\} \\ Q_{rh,add} &= 0, \{gA_r < 0\} \end{aligned} \quad (8-36)$$

$$\begin{aligned} Q_{rk,add} &= 0, \{gA_r \geq 0\} \\ Q_{rk,add} &= (1 - \varepsilon) \cdot Q_r, \{gA_r < 0\} \end{aligned} \quad (8-37)$$

8.1.3: Προσθήκη θερμικών απωλειών που συμπεριλαμβάνονται στην προσομοίωση

Οι απώλειες λόγω αγωγής θερμότητας στον αναγεννητή και οι απώλειες λόγω της μεταβολής της θερμοκρασίας του μεταλλικού πλέγματος συμπεριλαμβάνονται στην προσομοίωση της μηχανής.

Απώλειες λόγω αγωγής θερμότητας στον αναγεννητή: Το πλέγμα στον αναγεννητή μίας πραγματικής μηχανής περιέχει ένα μεγάλο πλήθος στρωμάτων μεταλλικών νημάτων τα οποία είναι συσσωματωμένα μεταξύ τους. Ο βαθμός κατά τον οποίον είναι συσσωματωμένα τα στοιχεία του πλέγματος επηρεάζει σημαντικά την αγωγιμότητά του και τις αντίστοιχες απώλειες. [2] Οι απώλειες λόγω αγωγής θερμότητας εντός του αναγεννητή, μέσω του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος υπολογίζονται βάσει της Εξ. (8-38).

$$Q_{cond,rm} = \frac{A_{cs,r} \cdot k_{r,f} \cdot (T_{rh} - T_{rk})}{\psi \cdot L_r} \cdot \left(\frac{1 + \frac{k_{r,s}}{k_{r,f}} - (1 - \psi)}{1 - \frac{k_{r,s}}{k_{r,f}}} \right) \cdot \frac{1}{360 \cdot f} \quad (8-38)$$

Απώλειες λόγω της μεταβολής της θερμοκρασίας του μετάλλου στον αναγεννητή: Κατά τον υπολογισμό των απωλειών αναθέρμανσης θεωρείται πως η θερμοκρασία του μετάλλου στον αναγεννητή είναι σταθερή. Στην πράξη, η θερμοκρασία του μεταλλικού πλέγματος μεταβάλλεται με το χρόνο λόγω της πεπερασμένης θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος. [2] Η πτώση της θερμοκρασίας του μετάλλου του αναγεννητή κατά τη διάρκεια της ροής μίας κατεύθυνσης (*DRMT*) και η ισοδύναμη θερμότητα που πρέπει να προσδοθεί από το θερμαντήρα δίνονται από την Εξ. (8-39).

$$\begin{aligned} DRMT &= \frac{360 \cdot f \cdot gA_r \cdot cv \cdot (T_{rh} - T_{rk})}{N_{layer} \cdot cp_s \cdot \rho_s \cdot V_{r-m}} \\ Q_{sw} &= \frac{gA_r \cdot 360 \cdot f \cdot cv \cdot DRMT}{2} \cdot \frac{1}{360 \cdot f} \end{aligned} \quad (8-39)$$

Στον Πίνακα 8-3 συγκρίνονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης χωρίς τον υπολογισμό των επιπλέον απωλειών με τα αντίστοιχα του αναλυτικού μοντέλου όπως έχει περιγραφεί έως το σημείο αυτό. Το αναλυτικό μοντέλο οδηγεί σε 11% μεγαλύτερη παραγόμενη ισχύ και 3% υψηλότερο βαθμό απόδοσης ως απόλυτη τιμή. Ακολουθεί η επέκταση του μοντέλου με τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

που υπολογίζονται επιπλέον της προσομοίωσης. Οι μηχανισμοί των απωλειών έχουν παρουσιασθεί στο Κεφάλαιο 5.6.

Πίνακας 8-3: Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ προσομοίωσης και αναλυτικού κώδικα χωρίς τις επιπλέον απώλειες

| | Αναλυτικός κώδικας | CFD |
|----------------------------|--------------------|----------|
| Έργο | | |
| Συμπίεσης (W_c) | -123.3 J | -165.5 J |
| Εκτόνωσης (W_e) | 282.2 J | 308.5 J |
| Ενδεικνύμενο (W_{ind}) | 158.8 J | 143.0 J |
| Ισχύς (P) | 6.623 kW | 5.961 kW |
| Θερμότητα | | |
| Προσδιδόμενη (Q_h) | 332.0 J | 317.5 J |
| Απορριπτόμενη (Q_k) | 183.2 J | 174.5 J |
| Βαθμός Απόδοσης | 47.8% | 45.0 % |

8.1.4: Επιπλέον θερμικές απώλειες

Οι απώλειες λόγω αγωγής στον κύλινδρο της μηχανής υπολογίζονται στην Εξ. (8-40). Η διαδικασία για τον υπολογισμό των θερμικών αντιστάσεων έχει υπολογισθεί στο Κεφάλαιο 5 (Εξ. (5-41) – (5-43)). Στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιασθούν οι εξισώσεις υπολογισμού των απωλειών θερμότητας. Για τον υπολογισμό των επιμέρους αντιστάσεων, ο αναγνώστης παραπέμπεται στο Κεφάλαιο 5.6.

$$q_{cond,cyl} = \frac{T_{w,h} - T_{w,k}}{R1 + R2 + R3} \quad (8-40)$$

Οι απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή υπολογίζονται από την Εξ. (8-41).

$$q_{cond,creg} = \frac{T_{w,h} - T_{w,k}}{R1_r + R2_r + R3_r} \cdot N_r \quad (8-41)$$

Οι απώλειες λόγω αγωγής από το μονωμένο τοίχωμα της μηχανής υπολογίζονται βάσει της Εξ. (8-42). Οι απώλειες λόγω αγωγής θερμότητας μεταξύ των άκρων του εκτοπιστή υπολογίζονται από την Εξ. (8-43). Οι απώλειες θερμότητας που οφείλονται στο διάκενο μεταξύ εκτοπιστή και κυλίνδρου υπολογίζονται από την Εξ. (8-44).

$$Q_{cond,can} = \left(\frac{A_{can,1} \cdot k_s \left(\frac{T_{can,0} + T_{can,1}}{2} \right) \cdot (T_{can,1} - T_{can,0})}{2 \cdot D_{can,1}} + \frac{A_{can,2} \cdot k_s \left(\frac{T_{can,1} + T_{can,2}}{2} \right) \cdot (T_{can,2} - T_{can,1})}{2 \cdot D_{can,2}} \right) \cdot \frac{1}{360 \cdot f} \quad (8-42)$$

$$Q_{cond,d} = \frac{A_{cond,d} \cdot k_s \left(\frac{T_{w,h} + T_{w,k}}{2} \right) \cdot (T_{w,h} - T_{w,k})}{L_d} \cdot \frac{1}{360 \cdot f} \quad (8-43)$$

$$Q_{sh} = \frac{\pi \cdot k_f \left(\frac{T_c + T_e}{2} \right) \cdot D_{o,d} \cdot Str_d^2 \cdot (T_e - T_c)}{8 \cdot GR \cdot L_d} \cdot \frac{1}{360 \cdot f} \quad (8-44)$$

Οι απώλειες θερμότητας μέσω ακτινοβολίας στο τοίχωμα του εκτονωτή υπολογίζονται από την Εξ. (8-45). Οι απώλειες ορίζονται μόνο όταν η θερμοκρασία του αερίου είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του τοιχώματος. Οι αντίστοιχες απώλειες λόγω συναγωγής υπολογίζονται από την Εξ. (8-46). Το σύνολο των απωλειών στο χώρο εκτόνωσης είναι το άθροισμα των απωλειών λόγω ακτινοβολίας και συναγωγής (Εξ. (8-47)).

$$Q_{rad,e} = \sigma \cdot FOA \cdot (T_e^4 - T_{w,h}^4) \cdot A_{w,e} \cdot \frac{1}{360 \cdot f} \quad (8-45)$$

$$Q_{conv,e} = h_{conv,e} \cdot A_{w,e} \cdot (T_e - T_{w,h}) \cdot \Delta t \quad (8-46)$$

$$Q_e = Q_{rad,e} + Q_{conv,e} \quad (8-47)$$

Τέλος, οι απώλειες λόγω μεταφοράς ενθαλπίας (pumping losses) υπολογίζονται από την Εξ. (8-48).

$$q_{pump} = \left[\pi \cdot \frac{D_{cyl} \cdot 10^2}{k_f \left(\frac{T_{w,h} + T_{w,k}}{2} \right) \cdot 10^{-2}} \right]^{0.6} \cdot \frac{2 \cdot L_d \cdot 10^2 \cdot (T_{w,h} - T_{w,k})}{1.5} \cdot \left[\frac{(p_{max} - p_{min}) \cdot 10^{-6} \cdot f \cdot cp_f \cdot 10^{-3}}{R \cdot \frac{(T_{w,h} + T_{w,k})}{2}} \right]^{1.6} \cdot (GR \cdot 10^2)^{2.6} \quad (8-48)$$

8.1.5: Υπολογισμός τελικών ενεργειακών μεγεθών

Η συνολικά προσδιδόμενη και η συνολικά απορριπτόμενη θερμότητα υπολογίζονται βάσει των θερμικών απωλειών. Στην Εξ. (8-49) υπολογίζεται το άθροισμα των απωλειών θερμότητας. Στην Εξ. (8-50) υπολογίζεται η συνολικά προσδιδόμενη θερμότητα μετά τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας. Το σύνολο των θερμικών απωλειών επιβαρύνει την προσδιδόμενη θερμότητα. Η διαχεόμενη θερμότητα επιβαρύνει ή μειώνει την προσδιδόμενη θερμότητα ανάλογα τη διεύθυνση της ροής.

$$Q_{loss,h,add} = Q_{rh,add} + Q_{cond,rm} + Q_{Sw} + Q_{cond,cyl} + Q_{cond,creg} + Q_{cond,can} + Q_{cond,d} + Q_{sh} + Q_e + Q_{pump} \quad (8-49)$$

$$\begin{aligned} Q_h &= Q_{h,in} + Q_{loss,h,add} - (W_{diss,r} + W_{diss,h}), \{gA_r \geq 0\} \\ Q_h &= Q_{h,in} + Q_{loss,h,add} - W_{diss,h}, \{gA_r < 0\} \end{aligned} \quad (8-50)$$

Σχετικά με την απορριπτόμενη θερμότητα, γίνεται η υπόθεση πως το σύνολο των θερμικών απωλειών απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του ψύκτη (Εξ. (8-51)). [4] Η συνολικά απορριπτόμενη θερμότητα υπολογίζεται βάσει της κατεύθυνσης της ροής του εργαζόμενου μέσου (Εξ. (8-52)).

$$Q_{loss,k,add} = Q_{loss,h,add} \quad (8-51)$$

$$\begin{aligned} Q_k &= Q_{k,in} + Q_{loss,k,add} + W_{diss,k}, \{gA_r \geq 0\} \\ Q_k &= Q_{k,in} + Q_{loss,k,add} + (W_{diss,k} + W_{diss,r}), \{gA_r < 0\} \end{aligned} \quad (8-52)$$

Το παραγόμενο έργο υπολογίζεται μέσω της Εξ. (8-53). Ο ενδεικνύμενος και ο τελικός βαθμός απόδοσης υπολογίζονται από τις Εξ. (8-54) και (8-55) αντίστοιχα.

$$W_{out} = W_{ind} - W_{loss} \quad (8-53)$$

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

$$\eta_{ind} = \frac{W_{ind}}{Q_h} \quad (8-54)$$

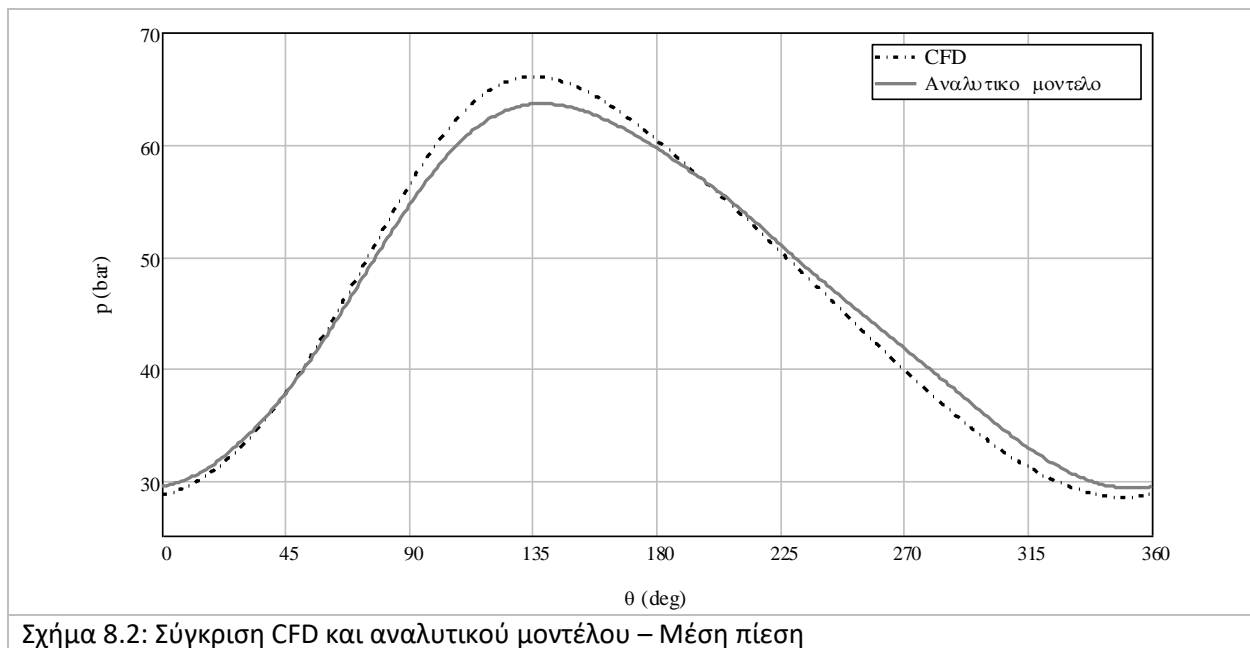
$$\eta_{out} = \frac{W_{out}}{Q_h} \quad (8-55)$$

8.2: Σύγκριση του αναλυτικού μοντέλου με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης

Στο τμήμα αυτό συγκρίνονται τα αποτελέσματα του αναλυτικού μοντέλου με τα αντίστοιχα της προσομοίωσης για την πρότυπη μηχανή Stirling β-τύπου. Η σύγκλιση του κώδικα ορίζεται βάσει της πίεσης. Υπάρχει σημαντική μεταβολή μόνο μεταξύ των δύο πρώτων κύκλων, η οποία μειώνεται ραγδαία στη συνέχεια. Το μοντέλο θεωρείται πως συγκλίνει ύστερα από έξι (6) κύκλους.

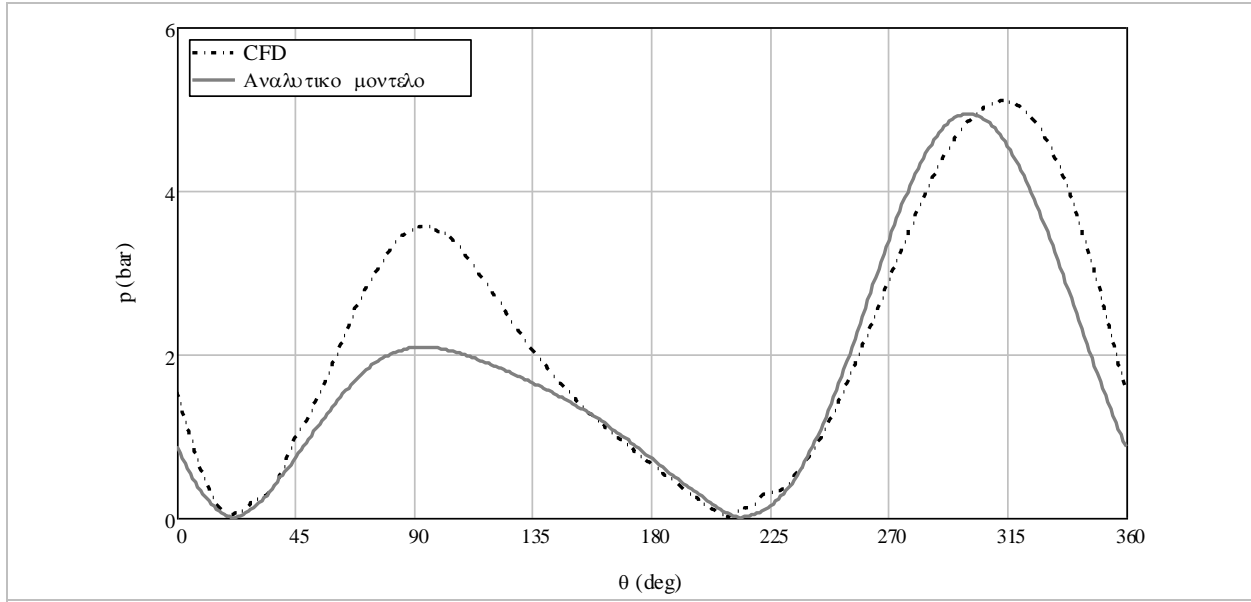
8.2.1: Πίεση και ροή του αερίου

Στο Σχήμα 8.2 συγκρίνεται η χρονική μεταβολή της πίεσης στην μηχανή κατά τις δύο προσεγγίσεις. Οι μέσες τιμές της πίεσης είναι η ίσες μεταξύ τους. Ο λόγος πίεσης κατά την προσομοίωση (2.32) είναι μεγαλύτερος από το λόγο πίεσης κατά το αναλυτικό μοντέλο (2.17).



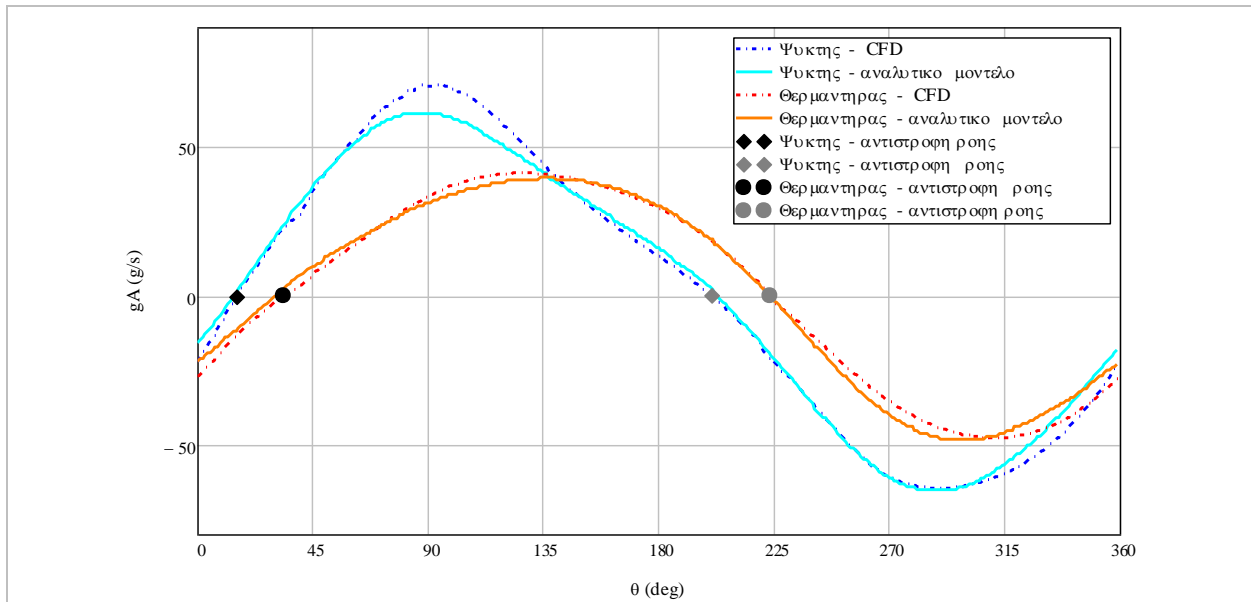
Σχήμα 8.2: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Μέση πίεση

Στο Σχήμα 8.3 συγκρίνεται η ολική πτώση πίεσης στην μηχανή. Κατά τη θερμή ροή, τα μεγέθη είναι αντίστοιχα. Κατά τη ψυχρή ροή η πτώση πίεσης κατά την προσομοίωση είναι μεγαλύτερη, επειδή στο αναλυτικό μοντέλο δεν μπορεί να ληφθεί υπόψη το φαινόμενο του στραγγαλισμού της ροής καθώς το εργαζόμενο μέσο ρέει από το χώρο συμπίεσης προς το ψύκτη γύρω από το έμβολο.



Σχήμα 8.3: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Πτώση πίεσης στο σύνολο της μηχανής

Στο Σχήμα 8.4 συγκρίνονται οι παροχές αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη. Υποδεικνύονται τα σημεία αντιστροφής της ροής όπως προκύπτουν από την προσομοίωση. Οι κατανομές της παροχής του αερίου συμπίπτουν. Ως προς τις χρονικές στιγμές αντιστροφής της ροής, η απόκλιση του κατά τη ψυχρή ροή κυμαίνεται από 0 έως 6 μοίρες, ενώ κατά τη θερμή ροή η αντίστοιχη διαφορά είναι 3-6 μοίρες. Η απόκλιση αυξάνεται στα θερμότερα τμήματα της μηχανής.



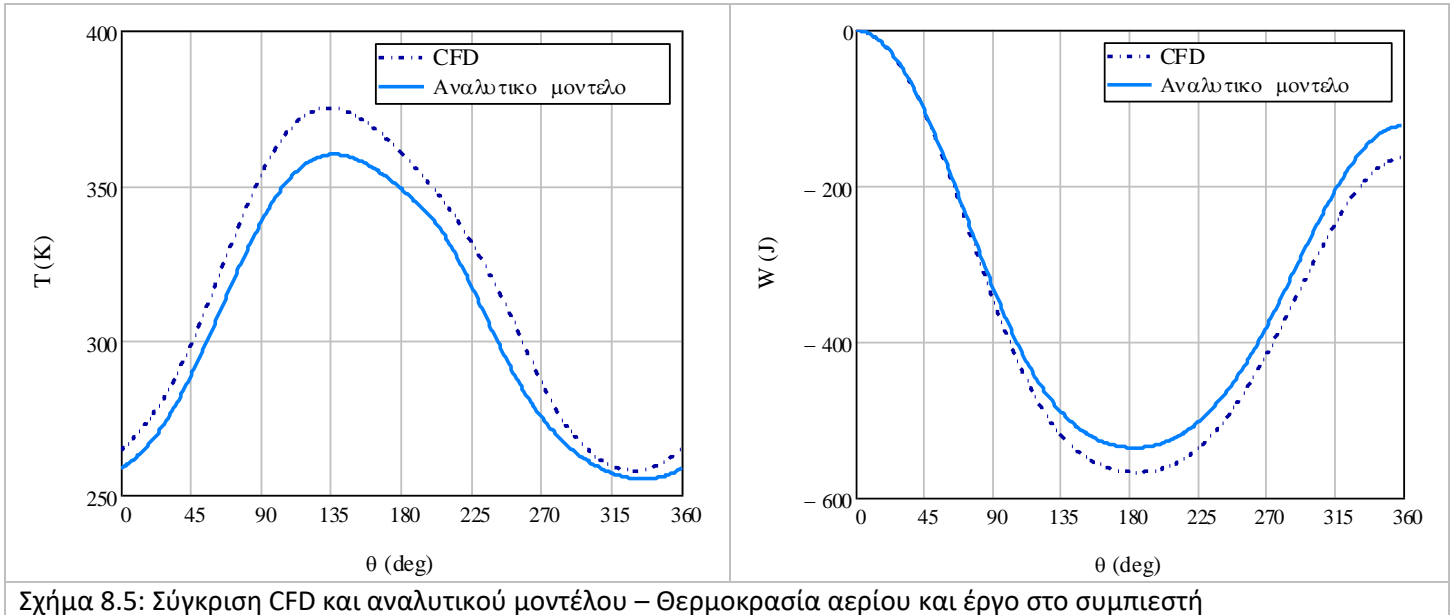
Σχήμα 8.4: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Παροχή εργαζόμενου μέσου στους εναλλάκτες

8.2.2: Ψυχρό τμήμα – Συμπιεστής και Ψύκτης

Στο Σχήμα 8.5 (αριστερά) συγκρίνεται η θερμοκρασία του αερίου στο χώρο συμπίεσης βάσει της προσομοίωσης και του αναλυτικού μοντέλου. Από την προσομοίωση προκύπτει μέση θερμοκρασία μεγαλύτερη κατά 12 K. Το εύρος της μεταβολής της θερμοκρασίας κατά την προσομοίωση είναι

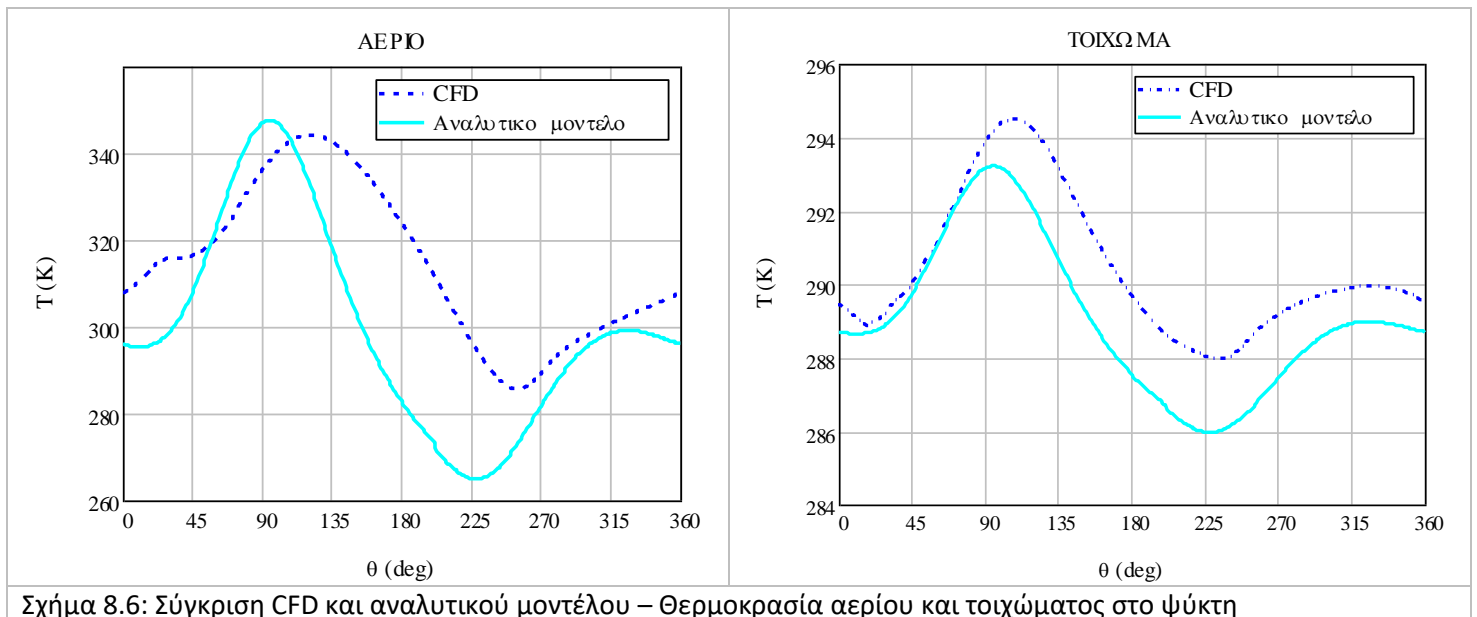
Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

μεγαλύτερο κατά 13 K. Στο δεξί γράφημα συγκρίνεται το καταναλισκόμενο έργο στο χώρο συμπίεσης, το οποίο είναι μεγαλύτερο βάσει της προσομοίωσης. Η διαφορά οφείλεται στην μεγαλύτερη πτώση πίεσης κατά τη ψυχρή ροή βάσει της προσομοίωσης. Η μεγαλύτερη πτώση πίεσης αυξάνει την πίεση του αερίου στο χώρο συμπίεσης και ως εκ τούτου το απαιτούμενο έργο.



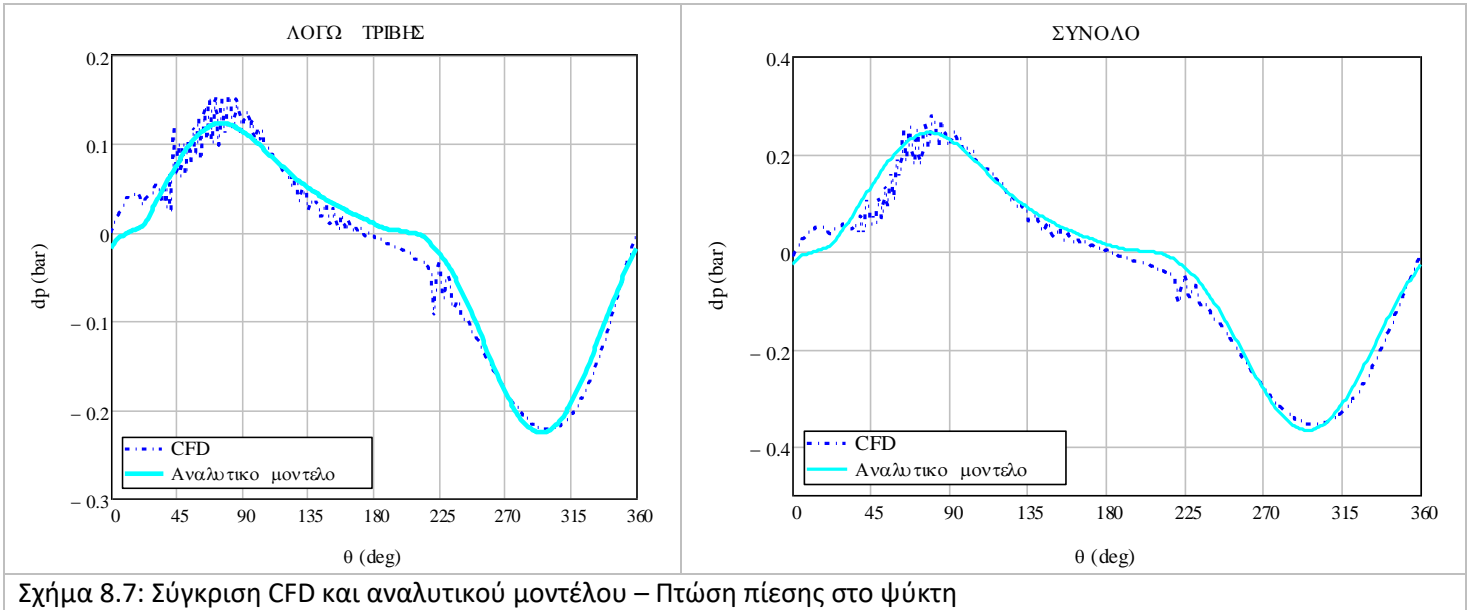
Σχήμα 8.5: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Θερμοκρασία αερίου και έργο στο συμπιεστή

Στο Σχήμα 8.6 παρουσιάζεται η σύγκριση της θερμοκρασίας του αερίου και του τοιχώματος του ψύκτη. Το αναλυτικό μοντέλο οδηγεί σε μεγαλύτερο εύρος της θερμοκρασιακής μεταβολής σε σχέση με την προσομοίωση. Η μέση θερμοκρασία του αερίου βάσει της προσομοίωσης είναι περίπου 15 K μεγαλύτερη, ενώ παρατηρείται μια διαφορά φάσης προσεγγιστικά ίσης με 45 μοίρες. Οι διαφορές είναι σημαντικά μικρότερες για το τοίχωμα.



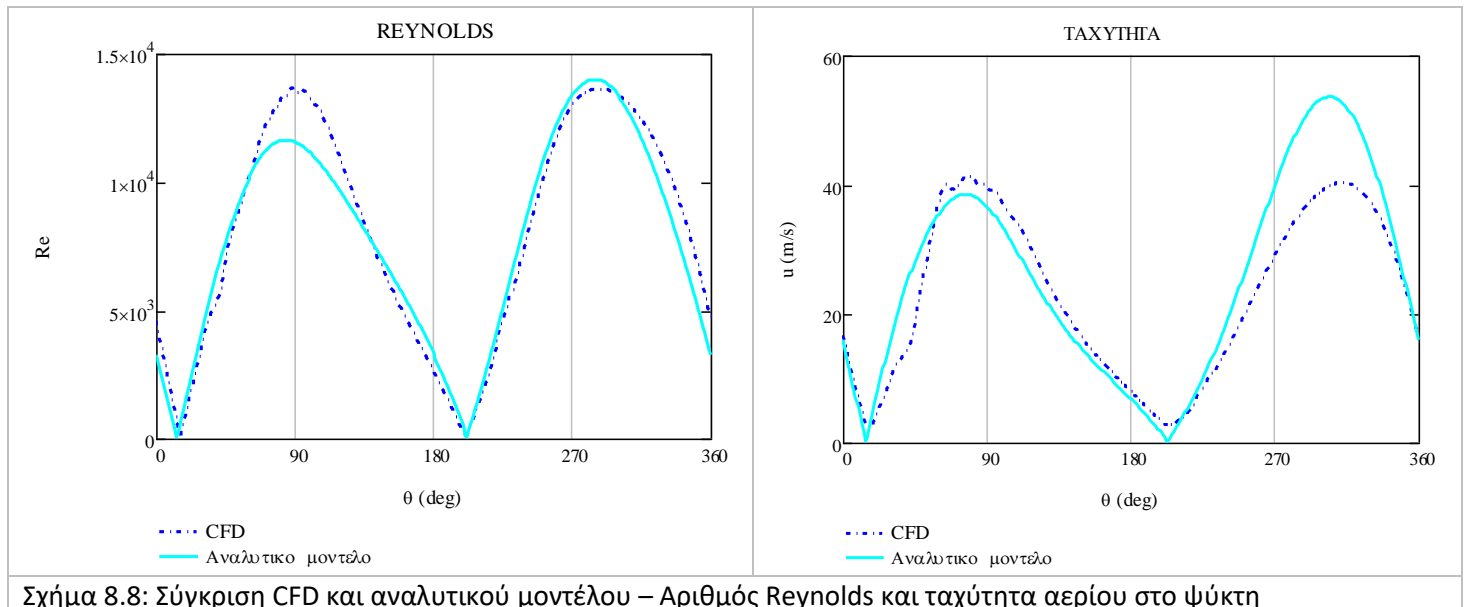
Σχήμα 8.6: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Θερμοκρασία αερίου και τοιχώματος στο ψύκτη

Στο Σχήμα 8.7 συγκρίνεται η μεταβολή της συνολικής πτώσης πίεσης και της πτώσης πίεσης λόγω τριβής στο ψύκτη. Τα αποτελέσματα έχουν συνάφεια μεταξύ τους.



Σχήμα 8.7: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Πτώση πίεσης στο ψύκτη

Στο Σχήμα 8.8 συγκρίνονται οι χρονικές μεταβολές του αριθμού Reynolds και της ταχύτητας του αερίου. Κατά τη ψυχρή ροή, οι ταχύτητες σχεδόν συμπίπτουν και ο Reynolds που προκύπτει από την προσομοίωση είναι μεγαλύτερος. Στη θερμή ροή αντίθετα, υπάρχει ομοιότητα στην μεταβολή των Reynolds, αλλά η ταχύτητα βάσει του αναλυτικού μοντέλου είναι μεγαλύτερη.

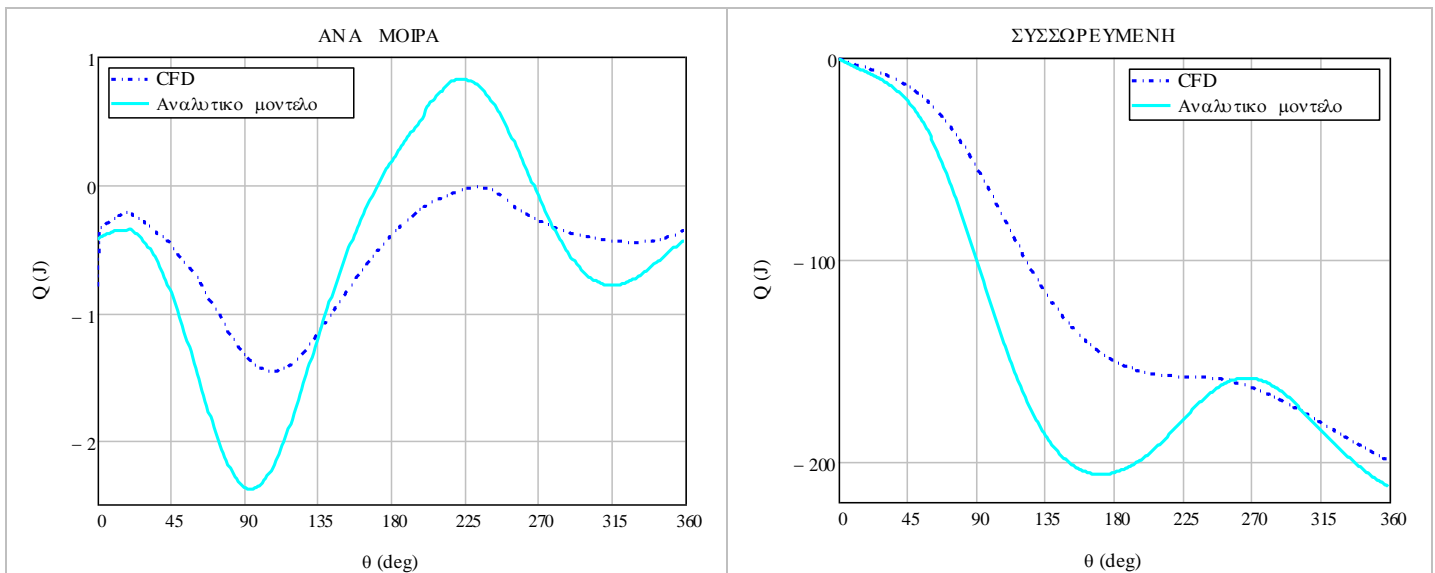


Σχήμα 8.8: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Αριθμός Reynolds και ταχύτητα αερίου στο ψύκτη

Στο Σχήμα 8.9 συγκρίνεται η μεταβολή της απορριπτόμενης θερμότητας, στιγμιαίας και συσσωρευμένης. Παρατηρείται σημαντική διαφοροποίηση, κυρίως στις απόλυτες τιμές της θερμότητας και λιγότερο στον τρόπο μεταβολής της με το χρόνο. Η διαφορά οφείλεται στο ότι στο αναλυτικό μοντέλο η μηχανή

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

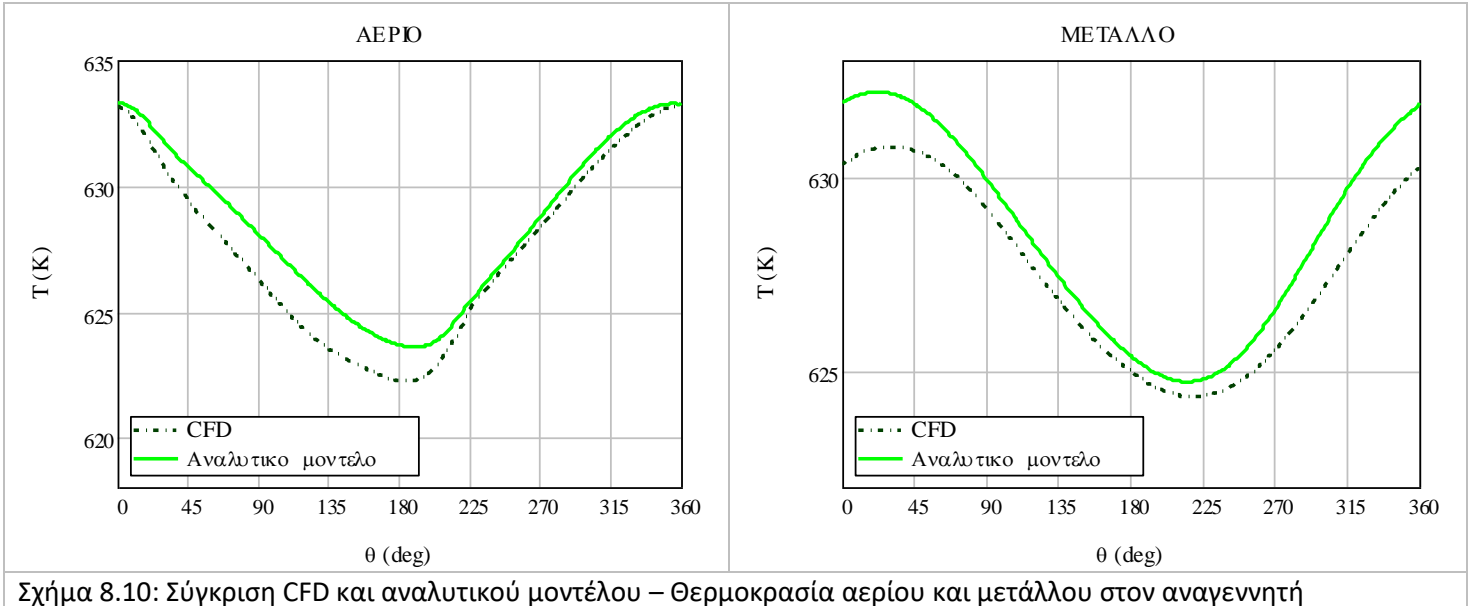
χωρίζεται σε μικρό αριθμό τμημάτων και η θερμότητα που απορρίπτεται μέσω του ψύκτη καθορίζεται από τη θερμοκρασία των δύο άκρων του. Η θερμοκρασία στο όριο μεταξύ του ψύκτη και του αναγεννητή παραμένει σταθερή ενώ η θερμοκρασία στη διεπιφάνεια μεταξύ του χώρου συμπίεσης και του ψύκτη παίρνει την τιμή της θερμοκρασίας ενός από τους δύο χώρους, ανάλογα την κατεύθυνση της ροής. Αντίθετα, στην υπολογιστική προσομοίωση η συναλλασσόμενη θερμότητα υπολογίζεται από επιμέρους υπολογισμούς σε πολλούς μικρούς όγκους στους οποίους έχει διαχωρισθεί ο ψύκτης. Η συναλλασσόμενη θερμότητα που προκύπτει από την προσομοίωση μπορεί να θεωρηθεί ως πιο έγκυρη βάσει του τρόπου υπολογισμού της. Παρόλα αυτά, οι τιμές της απορριπτόμενη θερμότητας στο τέλος του κύκλου όπως υπολογίζονται από τις δύο προσεγγίσεις δεν διαφέρουν σημαντικά. Το αναλυτικό μοντέλο είναι σε θέση να εκτιμήσει σωστά τη συναλλασσόμενη θερμότητα στο τέλος του κύκλου, αλλά δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την εύρεση του τρόπου μεταβολής κατά τη διάρκεια του κύκλου.



Σχήμα 8.9: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Απορριπτόμενη θερμότητα από το ψύκτη

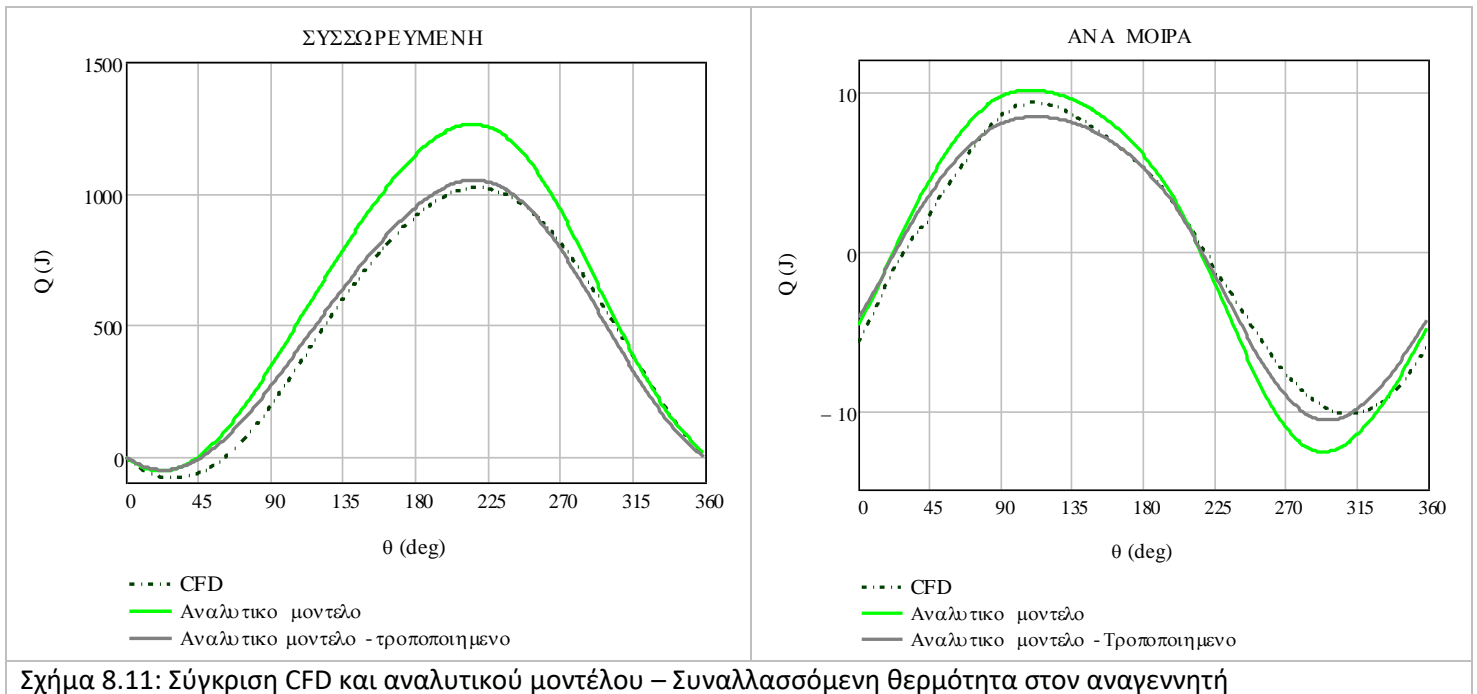
8.2.3: Αναγεννητής

Στο Σχήμα 8.10 συγκρίνεται η μεταβολή των θερμοκρασιών του αερίου και του μετάλλου στον αναγεννητή. Για το αέριο, η προσομοίωση οδηγεί σε μεγαλύτερο εύρος μεταβολής. Η μέση θερμοκρασία για το αέριο και το μέταλλο είναι κατά 1 K μεγαλύτερη βάσει του αναλυτικού μοντέλου. Οι μέσες θερμοκρασίες του αερίου και του μετάλλου είναι ίσες βάσει και των δύο προσεγγίσεων. Τα χρονικά σημεία ισότητας μεταξύ των θερμοκρασιών αερίου και μετάλλου απέχουν μεταξύ τους κατά 2-6°.



Σχήμα 8.10: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Θερμοκρασία αερίου και μετάλλου στον αναγεννητή

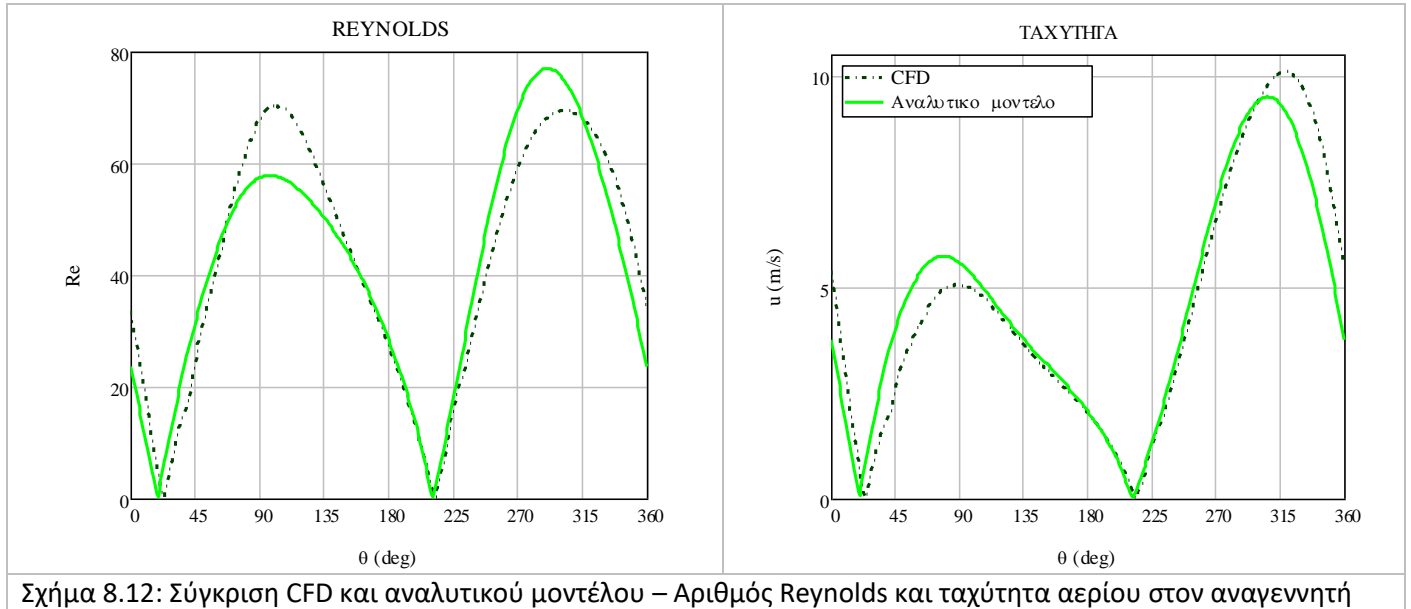
Στο Σχήμα 8.11 παρουσιάζεται η μεταβολή της στιγμιαίας και της συσσωρευμένης συναλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή. Η συναλασσόμενη θερμότητα είναι μεγαλύτερη βάσει του αναλυτικού μοντέλου, λόγω της μεγαλύτερης θερμοκρασιακής διαφορά μεταξύ των άκρων του αναγεννητή. Κατά το αναλυτικό μοντέλο οι θερμοκρασίες στο ψυχρό και το θερμό άκρο παραμένουν σταθερές και ίσες με 288 και 977 K αντίστοιχα, ενώ οι αντίστοιχες μέσες θερμοκρασίες κατά την προσομοίωση είναι ίσες με 330 και 910 K. Στα διαγράμματα παρουσιάζεται επιπλέον η κατανομή των θερμοτήτων στην περίπτωση που οι θερμοκρασίες στα άκρα του αναγεννητή στο αναλυτικό μοντέλο τεθούν ίσες με τις τιμές που προκύπτουν από την προσομοίωση. Η διαφορά μεταξύ των αποτελεσμάτων μειώνεται σημαντικά.



Σχήμα 8.11: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Συναλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή

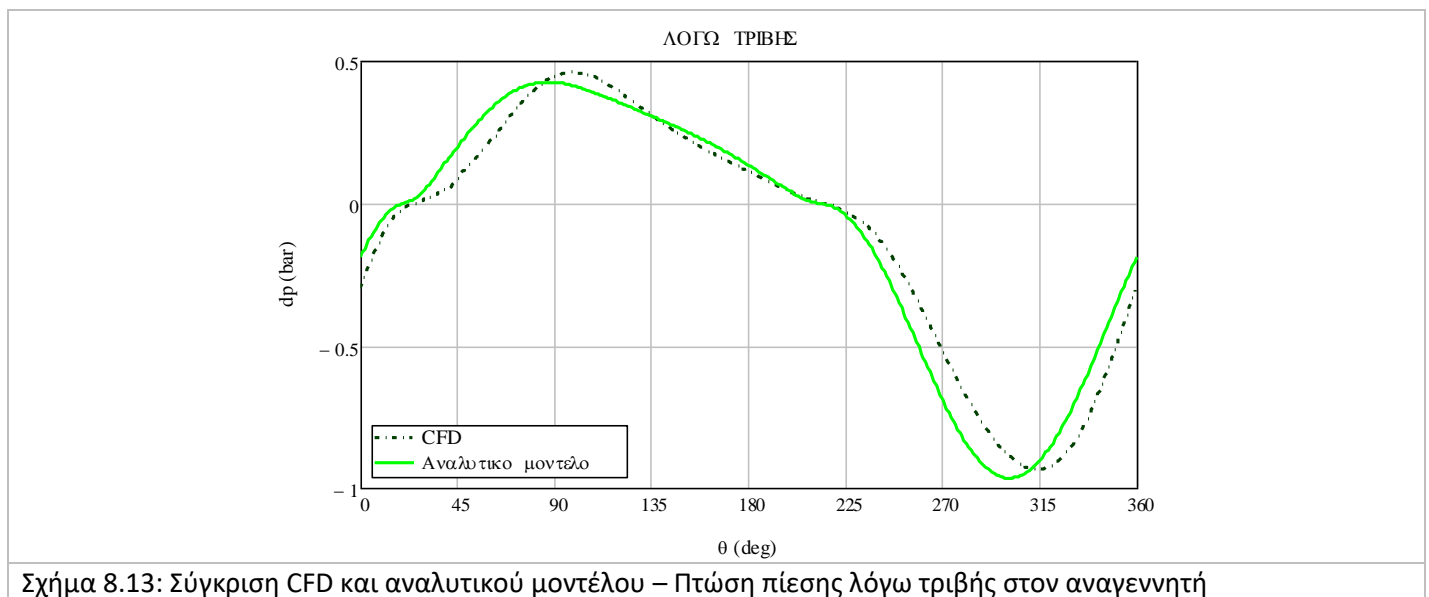
Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

Στο Σχήμα 8.12 συγκρίνονται οι μεταβολές του αριθμού Reynolds και της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου εντός του αναγεννητή. Για τον αριθμό Reynolds παρατηρούμε πως η προσομοίωση οδηγεί σε μεγαλύτερες τιμές κατά τη ψυχρή ροή και σε μικρότερες τιμές κατά τη θερμή ροή. Για την ταχύτητα τα αποτελέσματα είναι αντίστοιχα και για τις δύο προσεγγίσεις.



Σχήμα 8.12: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Αριθμός Reynolds και ταχύτητα αερίου στον αναγεννητή

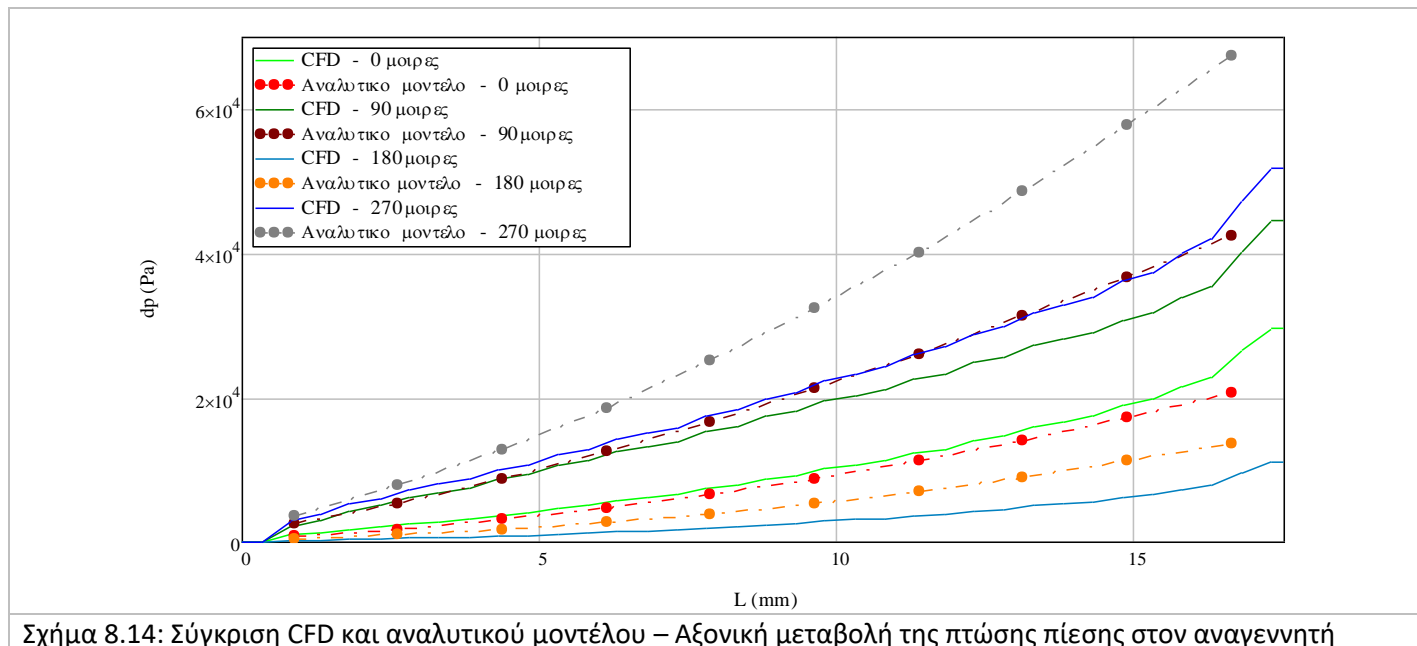
Στο Σχήμα 8.13 συγκρίνεται η πτώση της πίεσης λόγω τριβής στον αναγεννητή. Το αναλυτικό μοντέλο κατάφερε, αναμενόμενα, να υπολογίσει πτώση πίεσης παρόμοια με την προσομοίωση καθώς οι τιμές των ιδιοτήτων του αερίου που την επηρεάζουν είναι παρόμοιες μεταξύ τους κατά τη διάρκεια του κύκλου.



Σχήμα 8.13: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Πτώση πίεσης λόγω τριβής στον αναγεννητή

Στο Σχήμα 8.14 συγκρίνεται η αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης του αερίου λόγω τριβής στον αναγεννητή. Επιλέγονται οι χρονικές στιγμές των 0, 90, 180 και 270 μοιρών. Για τις 270 μοίρες, η πτώση

πίεσης που προκύπτει από το αναλυτικό μοντέλο είναι μεγαλύτερη από το αποτέλεσμα της προσομοίωσης (Σχήμα 8.13). Η πτώση πίεσης βάσει του αναλυτικού μοντέλου αυξήθηκε στα θερμότερα τμήματα του αναγεννητή. Παρόμοια με την προσομοίωση, η αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης έχει παραβολικό προφίλ.



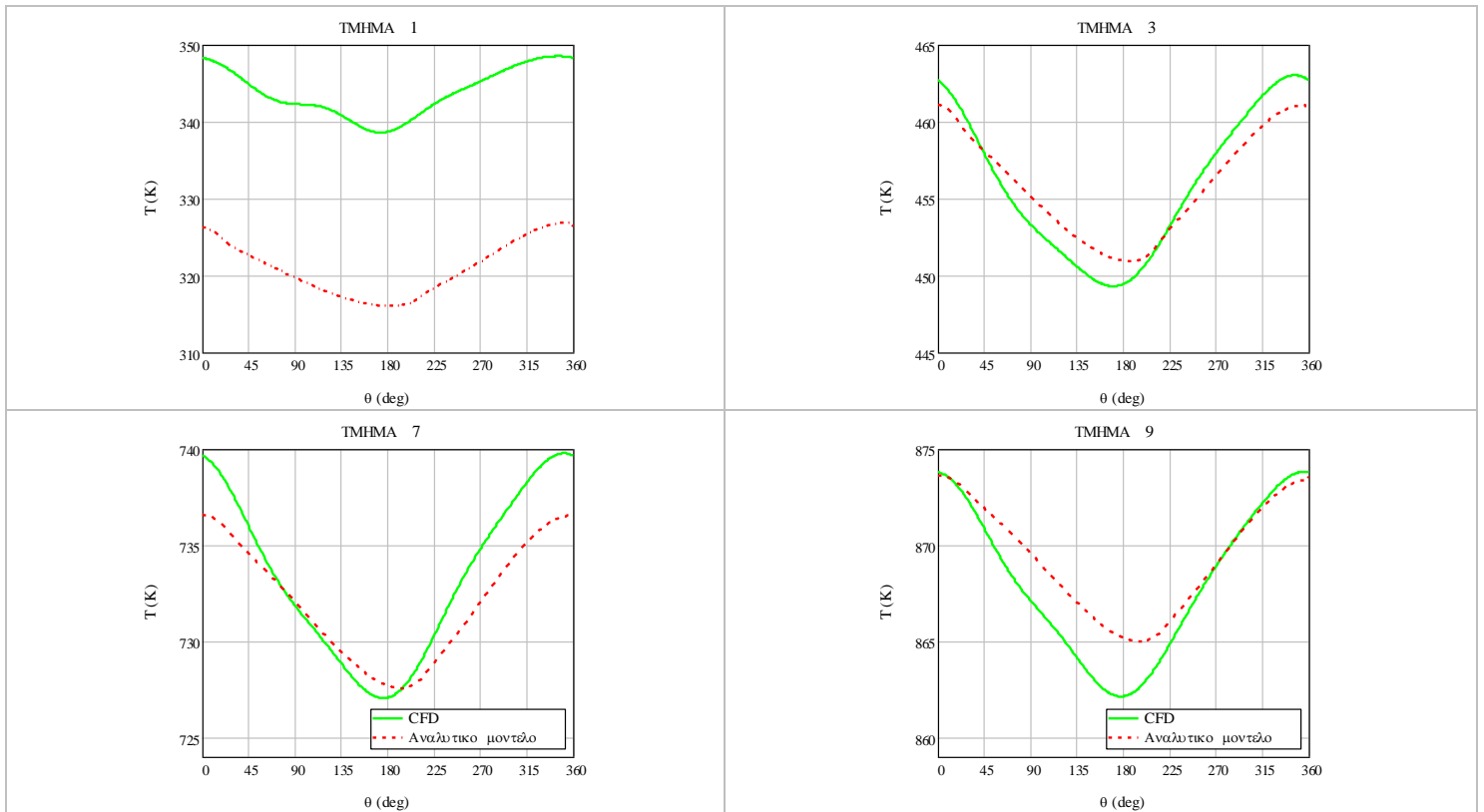
Σχήμα 8.14: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή

Ακολουθεί η σύγκριση της χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου σε τέσσερα (4) τμήματα του αναγεννητή. Επιλέγονται οι εξής επιμέρους όγκοι:

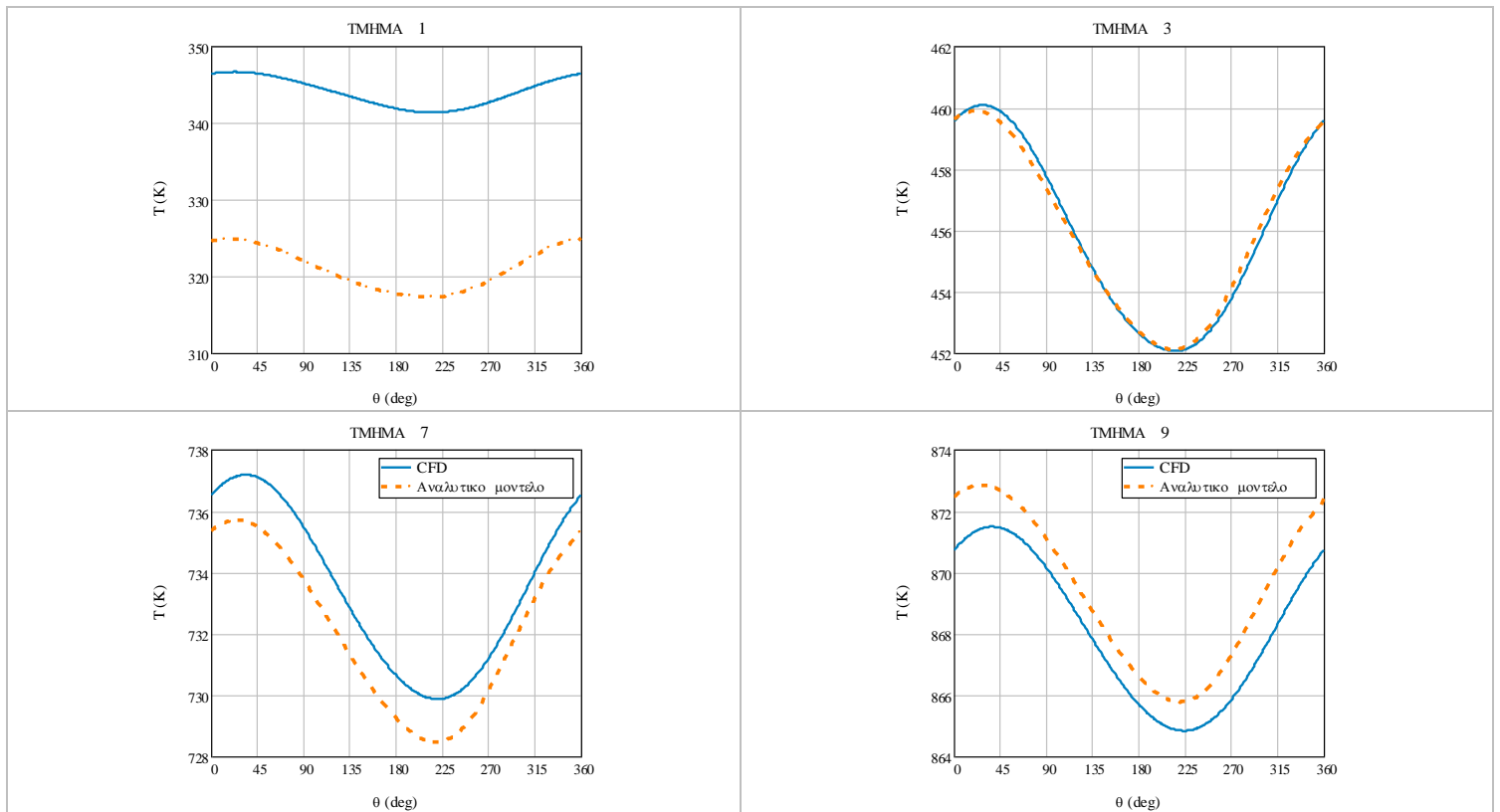
- Τμήμα 1 (0-10% του αναγεννητή, δίπλα από το ψυχρό άκρο)
- Τμήμα 3 (20-30% του μήκους)
- Τμήμα 7 (60-70% του μήκους)
- Τμήμα 9 (80-90% του μήκους, δίπλα από τον θερμότερο επιμέρους όγκο)

Στο Σχήμα 8.15 συγκρίνεται η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στα επιλεγμένα τμήματα. Υπάρχει συμφωνία μεταξύ του αναλυτικού μοντέλου και της προσομοίωσης στα αποτελέσματα για τα δύο τμήματα που βρίσκονται προς το μέσο του αναγεννητή (Τμήματα 3 και 7), ενώ υπάρχει αυξανόμενη απόκλιση ως προς τις τιμές της θερμοκρασίας καθώς κατευθυνόμαστε στα άκρα του αναγεννητή. Η διαφορά οφείλεται στις σταθερές θερμοκρασίες στα άκρα του αναγεννητή που έχουν ορισθεί για το αναλυτικό μοντέλο. Τα συμπεράσματα είναι αντίστοιχα για τη θερμοκρασία του μετάλλου (Σχήμα 8.16).

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου



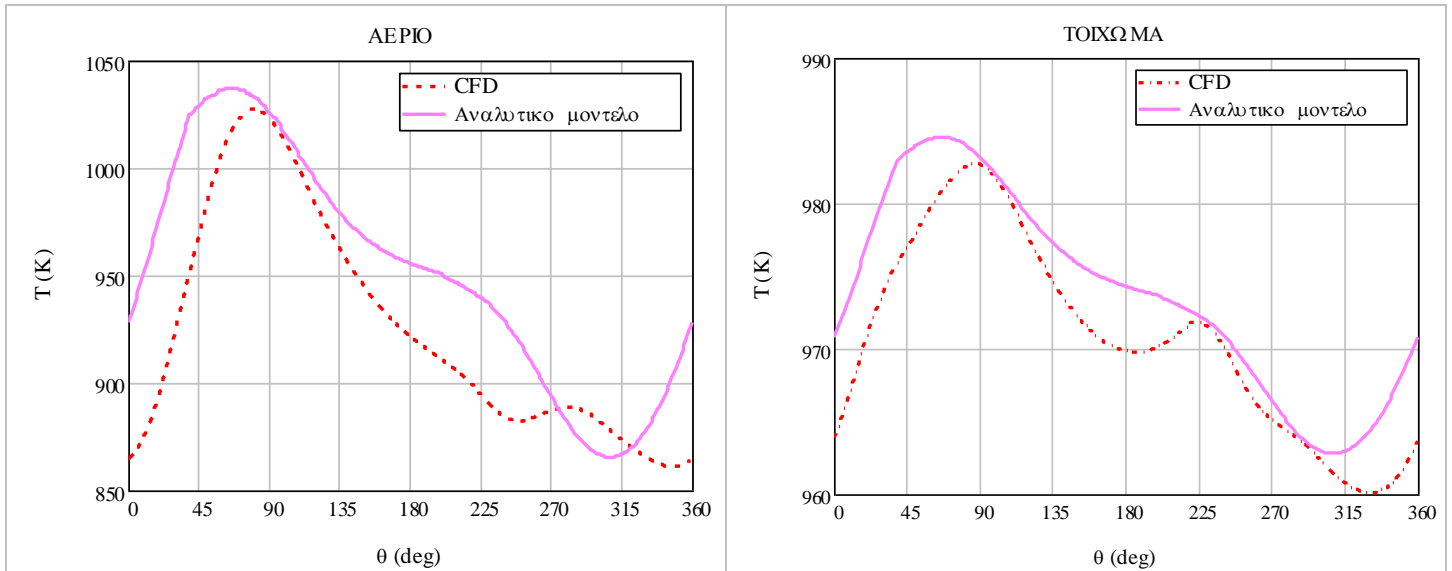
Σχήμα 8.15: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Χρονική μεταβολή θερμοκρασίας αερίου εντός του αναγεννητή.



Σχήμα 8.16: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Χρονική μεταβολή θερμοκρασίας μετάλλου εντός του αναγεννητή.

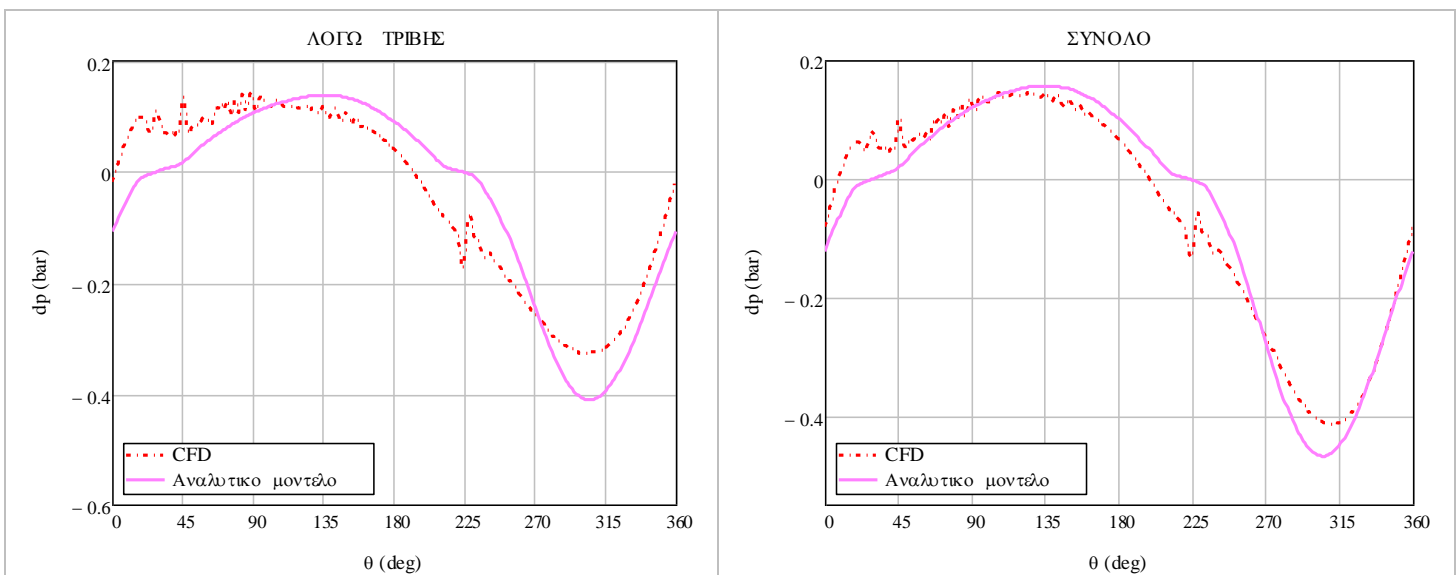
8.2.4: Θερμό τμήμα – Εκτονωτής και Θερμαντήρας

Στο Σχήμα 8.17 συγκρίνεται η θερμοκρασία του αερίου και του τοιχώματος του θερμαντήρα. Υπάρχουν διαφορές μεταξύ των αποτελεσμάτων του αναλυτικού μοντέλου και της προσομοίωσης. Η μέση τιμή της θερμοκρασίας του αερίου που προκύπτει από το μοντέλο είναι κατά 30 K μεγαλύτερη. Οι διαφορές είναι κατά πολύ μικρότερες στη θερμοκρασία του τοιχώματος.



Σχήμα 8.17: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Θερμοκρασία αερίου και τοιχώματος στο θερμαντήρα

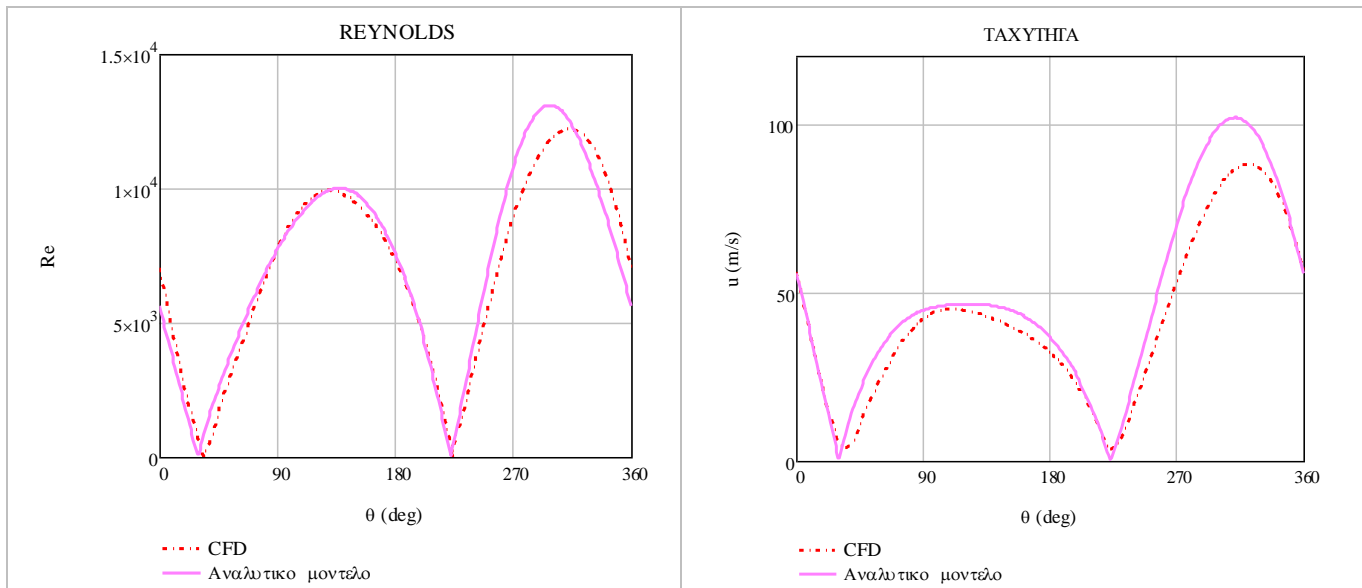
Στο Σχήμα 8.18 συγκρίνεται η συνολική πτώση της πίεσης στο θερμαντήρα και η πτώση πίεσης που οφείλεται στην τριβή. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από το αναλυτικό μοντέλο έχουν συνάφεια σε σχέση με αυτά της προσομοίωσης, ειδικά για τη ολική πτώση πίεσης. Αν και υπάρχουν περιορισμένες αποκλίσεις ως προς την πτώση πίεσης λόγω τριβής, μπορεί να θεωρηθεί πως το αναλυτικό μοντέλο είναι σε θέση να υπολογίσει την πτώση πίεσης στο θερμαντήρα της μηχανής.



Σχήμα 8.18: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Πτώση πίεσης στο θερμαντήρα

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

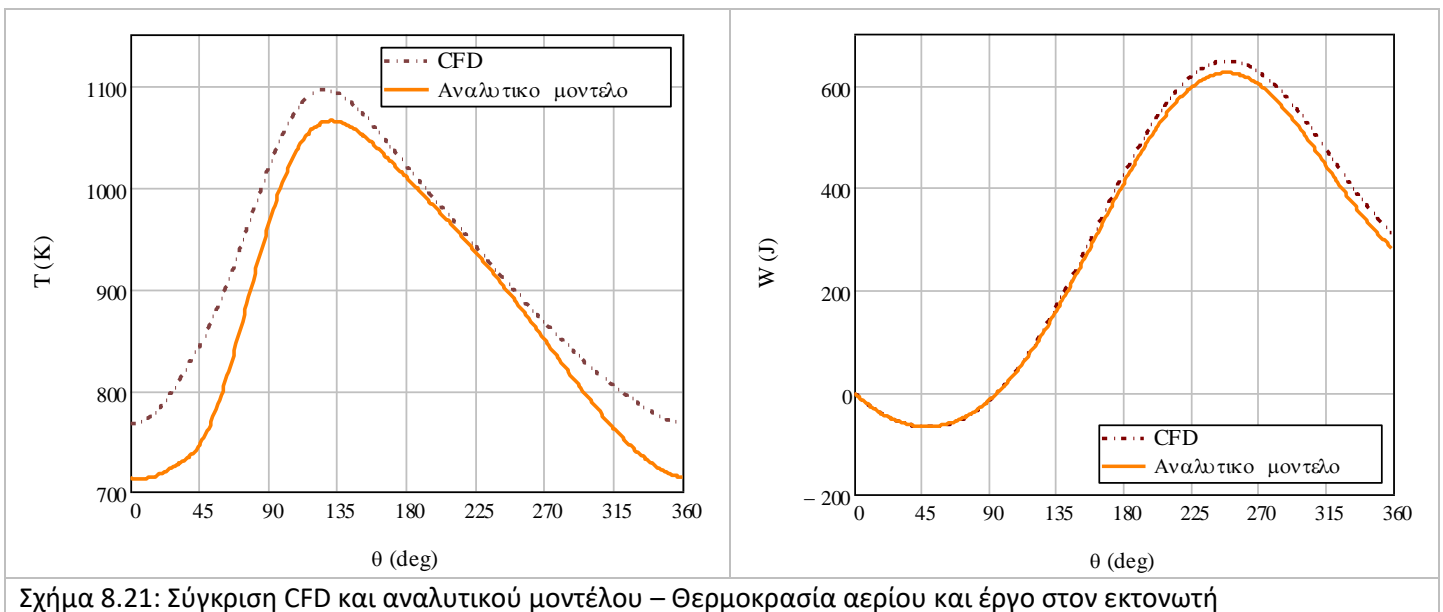
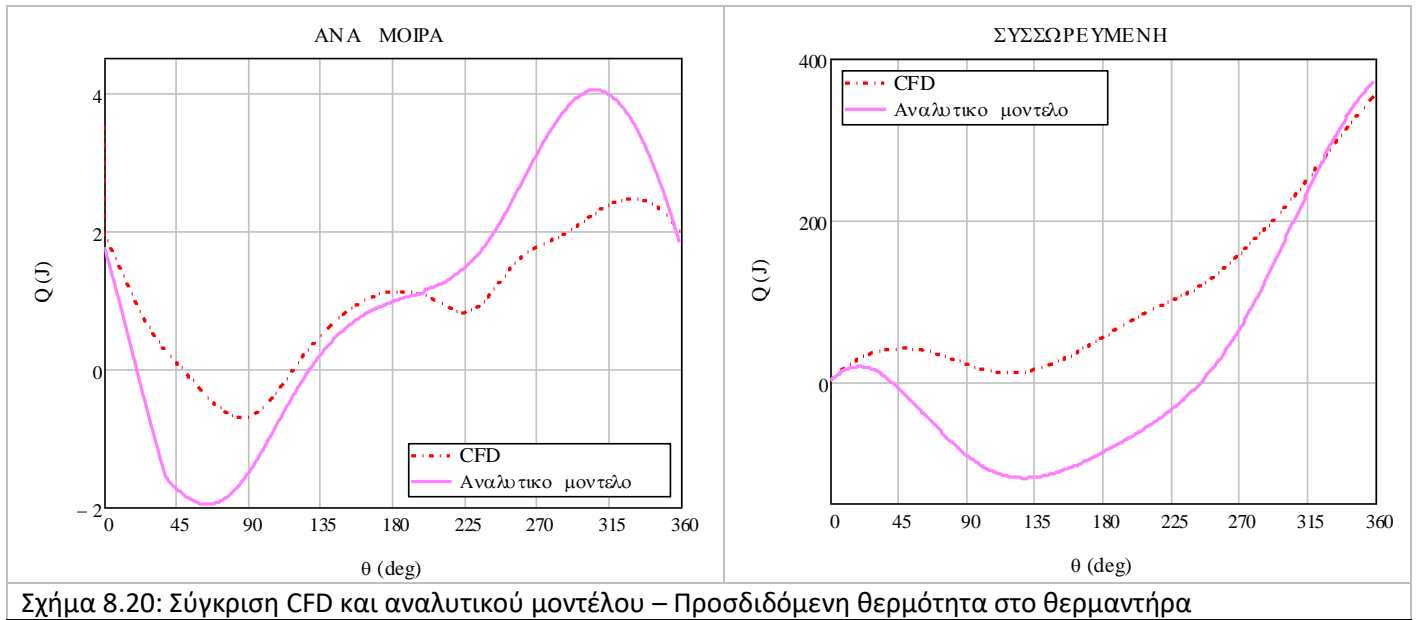
Οι χρονικές μεταβολές του αριθμού Reynolds και της ταχύτητας του αερίου συγκρίνονται στο Σχήμα 8.19. Τα αποτελέσματα είναι παρόμοια κατά τη ψυχρή ροή, ενώ προκύπτει διαφοροποίηση στο διάστημα της θερμής ροής, όπου η ταχύτητα του αερίου παίρνει την μέγιστη τιμή της. Το αναλυτικό μοντέλο οδηγεί σε μεγαλύτερες τιμές του Reynolds και της ταχύτητας του αερίου. Η διαφορά αυτή μπορεί να αποδοθεί στην μεγαλύτερη θερμοκρασία του αερίου κατά το αναλυτικό μοντέλο (Σχήμα 8.17).



Σχήμα 8.19: Σύγκριση CFD και αναλυτικού μοντέλου – Αριθμός Reynolds και ταχύτητα αερίου στο θερμαντήρα

Στο Σχήμα 8.20 συγκρίνεται η προσδιδόμενη θερμότητα στο θερμαντήρα, ως στιγμιαίο και συσσωρευμένο μέγεθος. Όπως και στην απορριπτόμενη θερμότητα, υπάρχει σημαντική διαφορά μεταξύ των αποτελεσμάτων του μοντέλου και της προσομοίωσης. Η απόκλιση οφείλεται στο διαφορετικό τρόπο υπολογισμού της συναλασσόμενης θερμότητας, όπως έχει ήδη περιγραφεί για την απορριπτόμενη θερμότητα. Οι τιμές των θερμοτήτων στο τέλος του κύκλου δεν παρουσιάζουν σημαντική διαφορά. Το αναλυτικό μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την εκτίμηση της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής, αλλά όχι για την παροχή στοιχείων σχετικά με τη χρονική μεταβολή των θερμοτήτων.

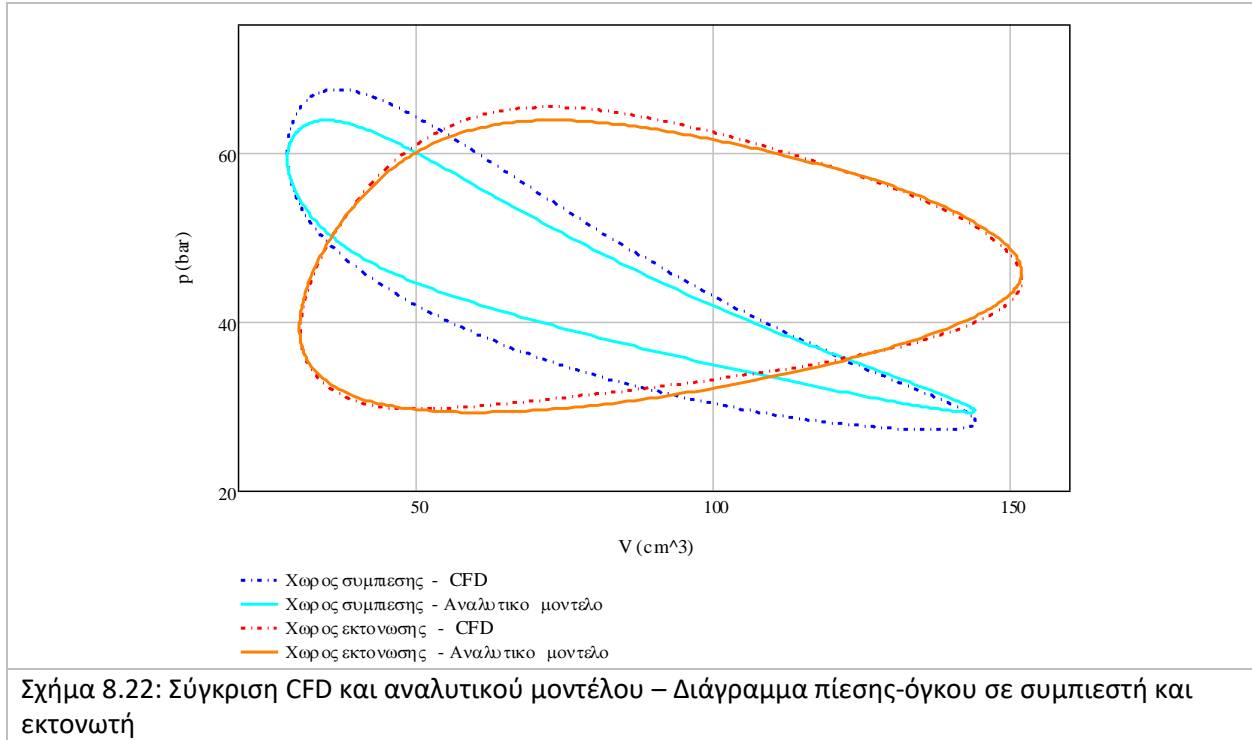
Στο Σχήμα 8.21 (αριστερό γράφημα) συγκρίνονται οι θερμοκρασίες του αερίου στο χώρο εκτόνωσης. Η θερμοκρασία που υπολογίζεται από το αναλυτικό μοντέλο είναι χαμηλότερη σε σχέση με την προσομοίωση κατά περίπου 40 K. Στην απόκλιση αυτή οφείλεται ένα τμήμα της διαφοράς μεταξύ των προσδιδόμενων θερμοτήτων (Σχήμα 8.20), καθώς η θερμοκρασία του χώρου εκτόνωσης επηρεάζει τη θερμοκρασία του αερίου στο όριο μεταξύ θερμαντήρα και χώρου εκτόνωσης στο αναλυτικό μοντέλο. Τα σημεία μεγιστοποίησης και ελαχιστοποίησης, καθώς και ο τρόπος της μεταβολής της θερμοκρασίας χρονικά είναι αντίστοιχα μεταξύ των δύο προσεγγίσεων. Στο δεξί γράφημα συγκρίνεται το έργο που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης. Η μεταβολή του έργου είναι παρόμοια, αλλά το αναλυτικό μοντέλο οδηγεί σε μικρότερη τιμή στο τέλος του κύκλου σε σχέση με την προσομοίωση. Η μικρότερη τιμή του παραγόμενου έργου μπορεί να συσχετισθεί με τη χαμηλότερη τιμή της θερμοκρασίας.



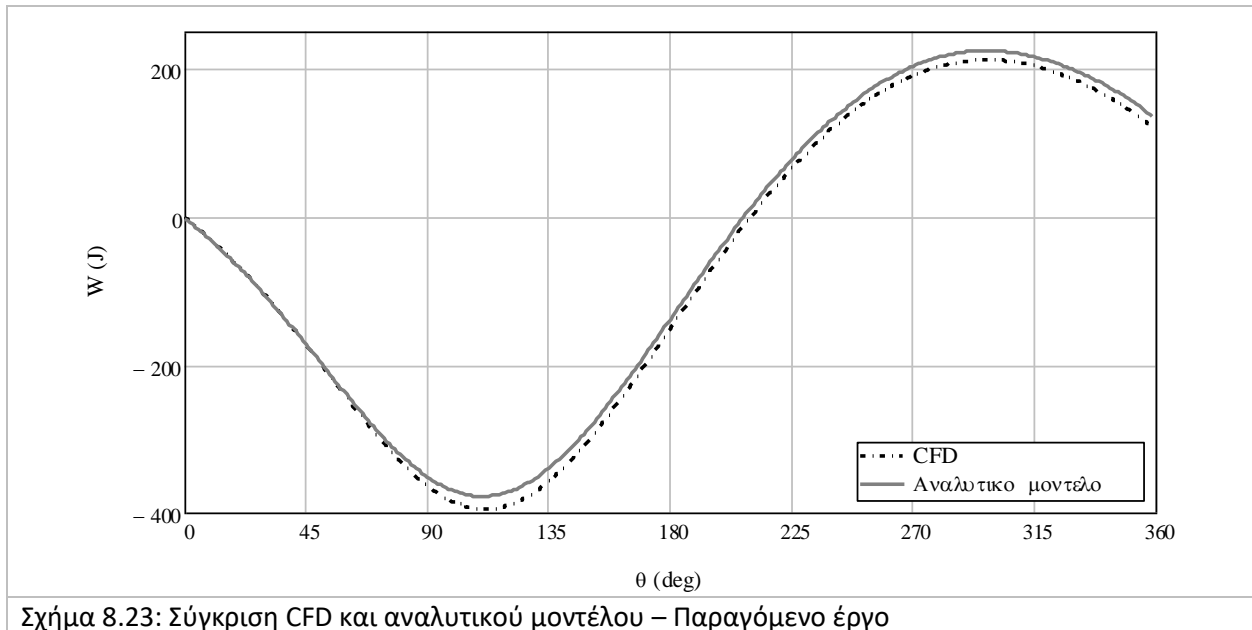
8.2.5: Ενεργειακά μεγέθη

Στο Σχήμα 8.22 συγκρίνονται τα διαγράμματα πίεσης – όγκου για τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Τα διαγράμματα είναι παρόμοια για το χώρο εκτόνωσης. Για το χώρο συμπίεσης, η διαφορά μεταξύ της μέγιστης και της ελάχιστης τιμής της πίεσης είναι μεγαλύτερη βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης, απόρροια της μεγαλύτερης πτώσης πίεσης. Η διαφορά στα περικλειόμενα από το διάγραμμα εμβαδά υποδεικνύει το ότι το καταναλισκόμενο έργο κατά το αναλυτικό μοντέλο είναι μικρότερο από αυτό της προσομοίωσης

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

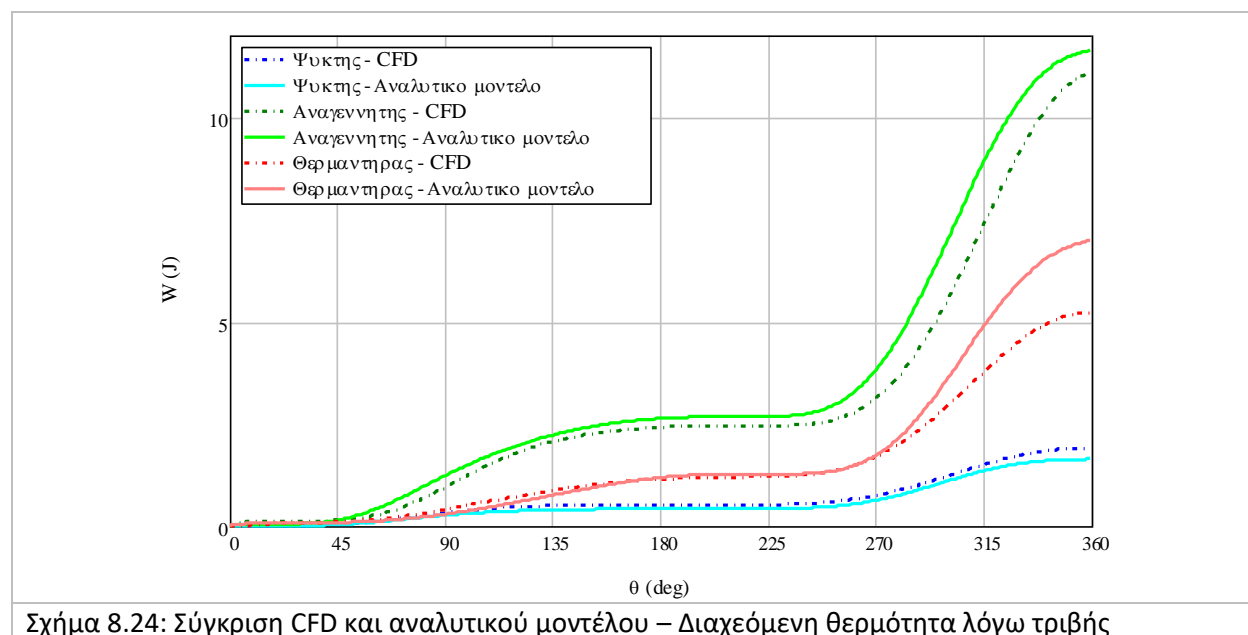


Στο Σχήμα 8.23 συγκρίνεται η μεταβολή του παραγόμενου έργου. Το αναλυτικό μοντέλο οδηγεί σε μεγαλύτερο παραγόμενο έργο σε σχέση με την προσομοίωση. Η διαφορά αυτή οφείλεται στην μικρότερη ολική πτώση πίεσης. Καθώς οι απώλειες λόγω τριβών στον κινηματικό μηχανισμό είναι ίσες, τα συμπεράσματα από τη σύγκριση μεταξύ των ενδεικνύμενων έργων θα είναι αντίστοιχα.



Στο Σχήμα 8.24 παρουσιάζεται η μεταβολή της διαχεόμενης θερμότητας που προκαλείται από την τριβή του εργαζόμενου μέσου στα τοιχώματα των εναλλακτών και το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή. Η διαχεόμενη θερμότητα ισοδυναμεί με την απώλεια έργου λόγω τριβής. Παρατηρείται πως το αναλυτικό

μοντέλο υπολογίζει μεγαλύτερες τιμές για το θερμαντήρα και τον αναγεννητή στο τελευταίο τμήμα του κύκλου. Οι διαφορές αυτές αυξάνονται από τις 270° έως το τέλος του κύκλου και αποδίδονται στην μεγαλύτερη πτώση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου κατά το δεύτερο μισό του κύκλου της μηχανής.



Στον Πίνακα 8-4 συγκρίνονται οι τιμές των επιμέρους απωλειών θερμότητας και τα ποσοστά τους ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα για το αναλυτικό μοντέλο και την προσομοίωση. Το αναλυτικό μοντέλο οδηγεί σε μεγαλύτερες απώλειες αναθέρμανσης. Άλλη διαφοροποίηση παρατηρείται στις απώλειες λόγω ακτινοβολίας στα τοιχώματα του εκτοπιστή, οι οποίες είναι μικρότερες κατά το αναλυτικό μοντέλο, λόγω της μικρότερης θερμοκρασίας του αερίου στο χώρο εκτόνωσης. Οι τιμές των υπόλοιπων απωλειών και τα αντίστοιχα ποσοστά είναι παρόμοια μεταξύ τους. Οι διαφοροποιήσεις οφείλονται στη θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θερμαντήρα και του ψύκτη, οι οποίες είναι σταθερές στο αναλυτικό μοντέλο ενώ στην προσομοίωση κυμαίνονται ελαφρά.

Πίνακας 8-4: Σύγκριση απωλειών μεταξύ προσομοίωσης και αναλυτικού μοντέλου

| | CFD | | Αναλυτικό μοντέλο | |
|---|----------|---------|-------------------|---------|
| | Ενέργεια | Ποσοστό | Ενέργεια | Ποσοστό |
| Απώλειες αναθέρμανσης – μη ιδανικός αναγεννητής | 16.8 J | 4.73% | 19. J | 5.22% |
| Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του κυλίνδρου | 8.95 J | 2.52% | 8.37 J | 2.26% |
| Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή - αξονικά | 13.1 J | 3.69% | 13.8 J | 3.72% |
| Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή - ακτινικά | 2.04 J | 0.58% | 2.14 J | 0.58% |
| Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του εκτοπιστή | 3.45 J | 0.97% | 4.23 J | 1.14% |
| Απώλειες στο διάκενο μεταξύ κυλίνδρου - εκτοπιστή | 7.19 J | 2.03% | 6.64 J | 1.79% |
| Άλλες απώλειες (Με ακτινοβολία) | 2.77 J | 0.78% | 1.9 J | 0.51% |

Στον Πίνακα 8-5 συγκρίνονται τα ενεργειακά μεγέθη της πρότυπης μηχανής όπως προκύπτουν από τις διαφορετικές προσεγγίσεις που έχουν αναπτυχθεί στην παρούσα διατριβή. Πιο συγκεκριμένα αυτές είναι το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο, το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο, το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο

Κεφάλαιο 8 – Ανάπτυξη αναλυτικού μοντέλου

όπως παρουσιάζεται στο Κεφάλαιο 3, το αναλυτικό μοντέλο όπως αναπτύχθηκε στο παρόν κεφάλαιο και η προσομοίωση συνδυασμένη με τις επιπλέον θερμικές απώλειες (Κεφάλαιο 5). Προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα:

- Ο βαθμός απόδοσης που προκύπτει από το ισοθερμοκρασιακό είναι υπερδιπλάσιος του βαθμού απόδοσης μιας πραγματικής μηχανής.
- Ο βαθμός απόδοσης μειώνεται κατά την εφαρμογή του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου, συνεχίζει όμως να είναι μεγάλος σε σύγκριση με τον πραγματικό. Σε σχέση με το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο παρατηρούμε αύξηση στο έργο και μεγαλύτερη αύξηση στην προσδιδόμενη θερμότητα.
- Το παραγόμενο έργο βάσει του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου μειώνεται λόγω του υπολογισμού της πτώσης πίεσης. Η διαχεόμενη θερμότητα και οι απώλειες αναθέρμανσης δρουν αυξητικά στην απορριπτόμενη θερμότητα και αντίρροπα στην προσδιδόμενη θερμότητα. Η μείωση του έργου και η μικρή αύξηση της προσδιδόμενης θερμότητας μειώνουν το βαθμό απόδοσης.
- Λόγω του υπολογισμού των απωλειών στον κινηματικό μηχανισμό, ο αναλυτικός κώδικας οδηγεί σε διαφοροποίηση μεταξύ του παραγόμενου και του ενδεικνύμενου έργου. Το ενδεικνύμενο έργο έχει μειωθεί περταίρω λόγω των εντοπισμένων απωλειών πίεσης. Οι θερμικές απώλειες αντιστοιχούν σε παραπάνω από το 15% της συνολικά προσδιδόμενης θερμότητας. Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής πλησιάζει το 35%. Ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης ξεπερνάει οριακά το 42%, που είναι το ανώτερο ενδεικνύμενο όριο βάσει των Urieli – Berchowitz για την μηχανή GM GPU-3. [1]
- Το έργο που προκύπτει από τον αναλυτικό κώδικα είναι μεγαλύτερο του έργου που υπολογίζεται στην προσομοίωση. Η διαφορά αυτή οφείλεται στην απόκλιση μεταξύ της πτώσης πίεσης στην μηχανή, ιδίως κατά τη ψυχρή ροή. Ο βαθμός απόδοσης που υπολογίζεται από τον αναλυτικό κώδικα είναι περίπου 3% μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο της προσομοίωσης. Η διαφορά στις τιμές των απωλειών οφείλεται στο γεγονός πως κάποιες από τις απώλειες που υπολογίζονται στο αναλυτικό μοντέλο περιλαμβάνονται στην προσομοίωση και δεν μπορούν να υπολογισθούν επ' ακριβώς. Όπως προκύπτει από τον Πίνακα 8-4, οι τιμές των επιμέρους απωλειών είναι συναφείς μεταξύ τους.

Πίνακας 8-5: Απόδοση της μηχανής βάσει των μελετώμενων προσεγγίσεων

| | Ισοθερμοκρασιακό μοντέλο | Ιδανικό αδιαβατικό | Εξελιγμένο αδιαβατικό | Αναλυτικό μοντέλο | CFD με επιπλέον απώλειες |
|------------------------|--------------------------|--------------------|-----------------------|-------------------|--------------------------|
| Έργο | | | | | |
| Συμπίεσης | -74.3 J | -116.9 J | -122.9 J | -123.3 J | -165.5 J |
| Εκτόνωσης | 252.2 J | 318.3 J | 318.4 J | 282.2 J | 308.5 J |
| Ενδεικνύμενο | 177.8 J | 201.4 J | 195.5 J | 158.8 J | 143.0 J |
| Παραγόμενο | | | | 135.5 J | 119.7 J |
| Ισχύς | 7.410 kW | 8.394 kW | 8.148 kW | 5.648 kW | 4.991 kW |
| Θερμότητα | | | | | |
| Προσδιδόμενη | 252.2 J | 320.1 J | 335.4 J | 371.1 J | 354.7 J |
| Απορριπτόμενη | 74.3 J | 114.8 J | 180.2 J | 212.2 J | 211.6 J |
| Απώλειες | | | | 60.0 J | 37.2 J |
| Βαθμός Απόδοσης | 70.5 % | 62.9 % | 58.3 % | 36.5% | 33.8 % |

Κεφάλαιο 9: Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται η παραμετρική μελέτη της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου με χρήση Υπολογιστικών μεθόδων. Στόχος της μελέτης είναι να δειχθεί η ποιοτική και η ποσοτική επίδραση στην απόδοση της μηχανής. Εξετάσθηκε η επίδραση στη λειτουργία της μηχανής των κάτωθι παραμέτρων:

- Ταχύτητα περιστροφής
- Μέση πίεση λειτουργίας
- Θερμοκρασία θερμαντήρα
- Θερμοκρασία ψύκτη
- Γεωμετρία του αναγεννητή, μέσω της μεταβολής διαφορετικών παραγόντων
- Θερμοχωρητικότητα μετάλλου στον αναγεννητή

Η αλλαγή παραμέτρων της γεωμετρίας της μηχανής εκτός των παραμέτρων του αναγεννητή και η μελέτη της επίδρασής τους με χρήση CFD είναι χρονοβόρα και περίπλοκη, καθώς απαιτείται η δημιουργία και η εισαγωγή νέου σχεδίου, καθώς και η εξ αρχής πλεγματοποίησή του. Θεωρήθηκε πως η μελέτη της επίδρασης των γεωμετρικών παραμέτρων της μηχανής είναι προτιμότερο να διεξαχθεί με χρήση του αναλυτικού μοντέλου. Στη βιβλιογραφική αναφορά, αρχικά παρουσιάζονται εργασίες όπου μελετήθηκε η επίδραση παραμέτρων άλλων από αυτές που επιλέχθηκαν για να εξετασθούν στη συγκεκριμένη μηχανή. Οι μελέτες σχετικά με την επίδραση των παραμέτρων που ερευνώνται στην παρούσα εργασία θα παρουσιασθούν στα αντίστοιχα υποκεφάλαια του παρόντος Κεφαλαίου.

Πεδίο μελέτης έχει αποτελέσει η βελτιστοποίηση της διαμέτρου και του μήκους του αναγεννητή. Μέσω της μελέτης της GM GPU-3 με χρήση αναλυτικών μοντέλων, οι Shendage et al. [98] και οι Timoumi et al. [95] συμπέραναν πως η αύξηση της διαμέτρου του αναγεννητή μείωσε την παραγόμενη ισχύ. Αντίθετα, η αύξηση του μήκους του αναγεννητή μείωσε την παραγόμενη ισχύ αλλά είχε βέλτιστο σημείο ως προς το βαθμό απόδοσης. Οι βέλτιστες τιμές των παραμέτρων διαφέρουν βάσει των συνθηκών λειτουργίας της μηχανής σε κάθε μελέτη. Η αύξηση του μήκους του αναγεννητή έως ένα σημείο αυξάνει τη συναλλασσόμενη θερμότητα και επιδρά θετικά στο βαθμό απόδοσης της μηχανής. Με περεταίρω αύξησή του όμως, αυξάνονται σημαντικά οι απώλειες του έργου λόγω της αύξησης της πτώσης πίεσης. Το συμπέρασμα αυτό προέκυψε και από την μελέτη του Bataineh [101] σε μηχανή α-τύπου. Βέλτιστη τιμή του μήκους του αναγεννητή ως προς το βαθμό απόδοσης, αλλά και την παραγόμενη ισχύ της μηχανής προέκυψε και από το αναλυτικό μοντέλο που αναπτύχθηκε από τους Arazo et al. [104] για πρωτότυπη μηχανή Stirling.

Ως προς τη γεωμετρία των εναλλακτών θερμότητας, πρέπει να επιτυγχάνεται ο συνδυασμός μικρού όγκου και μεγάλης επιφάνειας θερμότητας. Η αύξηση των νεκρών όγκων μειώνει το λόγο συμπίεσης της μηχανής, με αποτέλεσμα την μείωση της παραγόμενης ισχύς και του βαθμού απόδοσης. Από την άλλη, η υπερβολική μείωση του όγκου του θερμαντήρα εμποδίζει την αποτελεσματική απορρόφηση θερμότητας από την εξωτερική πηγή θερμότητας. [101, 105] Ο συνδυασμός μικρού όγκου και μεγάλης επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας επιτυγχάνεται με χρήση σωλήνων μικρής διαμέτρου στους εναλλάκτες. [104] Από μελέτες που έγιναν από τους Arazo et al., Almajri et al και Xiao et al προέκυψε

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

πως η παραγόμενη ισχύς και η απόδοση της μηχανής αυξάνεται με την μείωση της διαμέτρου των σωλήνων των εναλλακτών θερμότητας. Αντίθετα, υπάρχει βέλτιστη τιμή του μήκους των εναλλακτών ως προς την απόδοση της μηχανής. [104, 106, 108] Ειδικότερα στην μελέτη των Almajri et al. [106] σε μηχανή α-τύπου με χρήση Υπολογιστικών μεθόδων, η παραγόμενη ισχύς αυξήθηκε με το μήκος των εναλλακτών έως ένα σημείο, μετά το οποίο δεν υπήρξε ορατή επίδραση. Μέσω του αναλυτικού μοντέλου που εφάρμοσαν στην GM GPU-3, οι Shendage et al. [98] σύστησαν τη χρήση περισσότερων σωλήνων στους εναλλάκτες αντί για την αύξηση του μήκους των σωλήνων τους, καθώς η αύξηση του πλήθους των σωλήνων βελτίωσε την απόδοση της μηχανής. Παρόμοια ήταν τα συμπεράσματα από την μελέτη των Islas et al [102] από μελέτη σε μηχανή Stirling α-τύπου. Βάσει της βιβλιογραφίας, η επίδραση της γεωμετρίας του θερμαντήρα στην απόδοση της μηχανής είναι μεγαλύτερη της αντίστοιχης επίδρασης της γεωμετρίας του ψύκτη.

Μέσω της τροποποίησης της γεωμετρίας των στοιχείων του κινηματικού μηχανισμού και των κινούμενων μερών της μηχανής, επιτυγχάνεται η αλλαγή στους σαρώμενους όγκους της μηχανής. Από τη μελέτη των Chen et al. [109] σε μηχανή Stirling γ-τύπου με χρήση CFD, αλλά και βάσει της έρευνας των Ahmed et al. [99] στην GM GPU-3, προκύπτει το κοινό συμπέρασμα πως η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται με το λόγω συμπίεσης. Η αύξηση της ακτίνας του στροφάλου έχει βρεθεί πως αυξάνει την ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής, ενώ αντίθετα η αύξηση του μήκους του διωστήρα μειώνει ελαφρά την απόδοση λόγω της μείωσης που προκαλεί στον όγκο συμπίεσης. [110, 111] Η αύξηση της διαδρομής του εκτοπιστή αυξάνει την παραγόμενη ισχύ της μηχανής, αλλά ειδικά για μηχανές Stirling γ-τύπου μειώνει σημαντικά την απόδοσή τους. [98, 109] Σχετικά με το μήκος του εκτοπιστή, για τις μηχανές β-τύπου και γ-τύπου προκύπτει πως υπάρχει βέλτιστη τιμή του μήκους του σχετικά με την απόδοση της μηχανής. [98, 110] Η αύξηση του διακένου μεταξύ του εκτοπιστή και του κυλίνδρου της μηχανής μειώνει την παραγόμενη ισχύ και την απόδοση της μηχανής, καθώς αυξάνει την ποσότητα του αερίου που μεταφέρεται μέσω αυτού μεταξύ των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης, παρακάμπτοντας τον αναγεννητή. [68, 110] Ως προς το έμβολο ισχύος, η αύξηση της διαδρομής του στην GM GPU-3 οδήγησε σε μειωμένη απόδοση της μηχανής. [95] Τέλος, ως προς τη διαφορά φάσης μεταξύ του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή, υπάρχουν βέλτιστες τιμές για την μεγιστοποίηση της ισχύος και της απόδοσης της μηχανής, οι οποίες διαφέρουν ανάλογα τον τύπο της μηχανής και τις συνθήκες λειτουργίας. [99, 106, 110]

9.1: Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

Η πρώτη παράμετρος που μελετάται είναι η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής. Ο τρόπος και ο βαθμός της επίδρασης της τιμής της ταχύτητας περιστροφής εξαρτάται από τον τύπο της μηχανής, τις συνθήκες λειτουργίας και την τιμή της ταχύτητας περιστροφής.

Στις μηχανές β-τύπου και για μικρή ταχύτητα περιστροφής, η αύξησή της οδηγεί σε αύξηση της παραγόμενης ισχύος και της απόδοσης. Για κάθε μηχανή, υπάρχει ένα εύρος τιμών στο οποίο βελτιστοποιείται η απόδοσή της. Για ακόμα μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής, η μεγάλη αύξηση των απωλειών λόγω τριβής του εργαζόμενου μέσου μειώνει αρκετά γρήγορα την ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής, καθιστώντας τη λειτουργία της ασύμφορη. Ο Martini [21] πραγματοποίησε πειράματα στην μηχανή GM GPU-3 με τη χρήση Ηλίου ως εργαζόμενο μέσο και για ταχύτητες περιστροφής μεταξύ 1000 και 3500 rpm. Η παραγόμενη ισχύς μεγιστοποιήθηκε για ταχύτητα

περιστροφής μεταξύ 2000 και 3000 rpm. Η βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής αυξήθηκε για μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας και θερμοκρασίες στο θερμαντήρα της μηχανής. Η προσδιδόμενη ισχύς παρουσίασε αυξητικές τάσεις με την ταχύτητα περιστροφής, ενώ ο βαθμός απόδοσης είχε την μέγιστη τιμή του για μικρές ταχύτητες περιστροφής (1000-1500 rpm) και στη συνέχεια παρουσίασε ραγδαία μείωση. Σε αντίθεση με την ισχύ, η βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής ως προς το βαθμό απόδοσης δεν επηρεάστηκε από τις άλλες συνθήκες λειτουργίας της μηχανής (πίεση, θερμοκρασία θερμαντήρα). Εκτός από τα πειράματα, εκτίμηση για την επίδραση της ταχύτητας περιστροφής σε μία μηχανή Stirling μπορεί να γίνει με χρήση αναλυτικών μοντέλων ή υπολογιστικών μεθόδων. Από την εφαρμογή του μοντέλου των Li et al. [18] στην GM GPU-3, για μικρές πιέσεις λειτουργίας, η παραγόμενη ισχύς μεγιστοποιήθηκε για ταχύτητα περιστροφής μεταξύ 2000 και 2500 rpm. Το βέλτιστο εύρος ταχυτήτων περιστροφής αυξήθηκε για μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας. Για την ίδια μηχανή, οι Luo et al. [97] δοκίμασαν ταχύτητες περιστροφής μεταξύ 1200 και 3000 rpm. Η ισχύς αυξήθηκε με φθίνοντα ρυθμό. Ο βαθμός απόδοσης παρουσίασε σημαντική αύξηση για μικρές ταχύτητες περιστροφής. Για ταχύτητες μεγαλύτερες της βέλτιστης ως προς το βαθμό απόδοσης, παρατηρήθηκε γεωμετρική αύξηση των απωλειών λόγω τριβής του εργαζόμενου μέσου, οι οποίες οδήγησαν σε γρήγορη μείωση του βαθμού απόδοσης. Η σημαντική αύξηση των απωλειών λόγω τριβής, αλλά και των απωλειών λόγω διαρροής του εργαζόμενου μέσου για μεγάλες ταχύτητες περιστροφής στη GM GPU-3 παρατηρήθηκε και από τους Ahmed et al. [99]. Άλλος παράγοντας που μειώνει την παραγόμενη ισχύ και το βαθμό απόδοσης σε μεγάλες ταχύτητες περιστροφής είναι οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού. Βάσει της μελέτη των Yang και Cheng [100] σε μία πρωτότυπη μηχανή β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό προέκυψε πως η παραγόμενη ισχύς μεγιστοποιήθηκε για ένα εύρος ταχυτήτων περιστροφής και παρουσίασε ραγδαία μείωση όταν η ταχύτητα περιστροφής αυξήθηκε.

Σε μηχανές που λειτουργούν σε χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής, όπως οι μηχανές γ-τύπου, οι απώλειες λόγω τριβής του εργαζόμενου μέσου είναι μικρές και η ισχύς αυξάνεται με την ταχύτητα περιστροφής. Σε μελέτη των Chen et al. [111] σε μηχανή γ-τύπου δοκιμάστηκαν ταχύτητες περιστροφής μεταξύ 100 και 400 rpm, επιτυγχάνοντας αναλογική αύξηση της ισχύος και αύξηση του βαθμού απόδοσης με φθίνοντα ρυθμό για αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Γραμμική αύξηση της παραγόμενης ισχύος προέκυψε και από την υπολογιστική μελέτη της ίδιας ομάδας ερευνητών σε μηχανή γ-τύπου χαμηλής θερμοκρασιακής διαφοράς και ταχύτητες περιστροφής μεταξύ 40 και 120 rpm, αλλά και των Kuban et al για μηχανή γ-τύπου και ταχύτητες περιστροφής μεταξύ 200 και 600 rpm. [109, 113] Στις μελέτες αυτές, δεν ελήφθησαν υπόψη οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού της μηχανής. Για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής όμως, υπάρχει αύξηση των απωλειών και μείωση της παραγόμενης ισχύος, όπως παρατηρήθηκε στις μηχανές β-τύπου. Από τα πειράματα των Bert et al [132] και το αναλυτικό μοντέλο των Hachem et al. [133] σε μηχανή γ-τύπου που λειτουργεί με ήλιο, προέκυψε πως η παραγόμενη ισχύς αυξήθηκε έως ταχύτητα περιστροφής ίση με 600 rpm και στη συνέχεια μειώθηκε σημαντικά.

Η μελετώμενη μηχανή θεωρείται ως ταχύστροφη βάσει της ταχύτητας περιστροφής της ($n=2500$ rpm). Οι περισσότερες ταχύτητες περιστροφής που δοκιμάστηκαν ήταν μικρότερες της αρχικής. Έγινε μελέτη της μηχανής για δύο χαμηλές γωνιακές ταχύτητες (50, 250 rpm), δύο γωνιακές ταχύτητες εντός του εύρους που συναντάται συχνά στη βιβλιογραφία (500, 1000 rpm) και μία γωνιακή ταχύτητα μεγαλύτερη

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

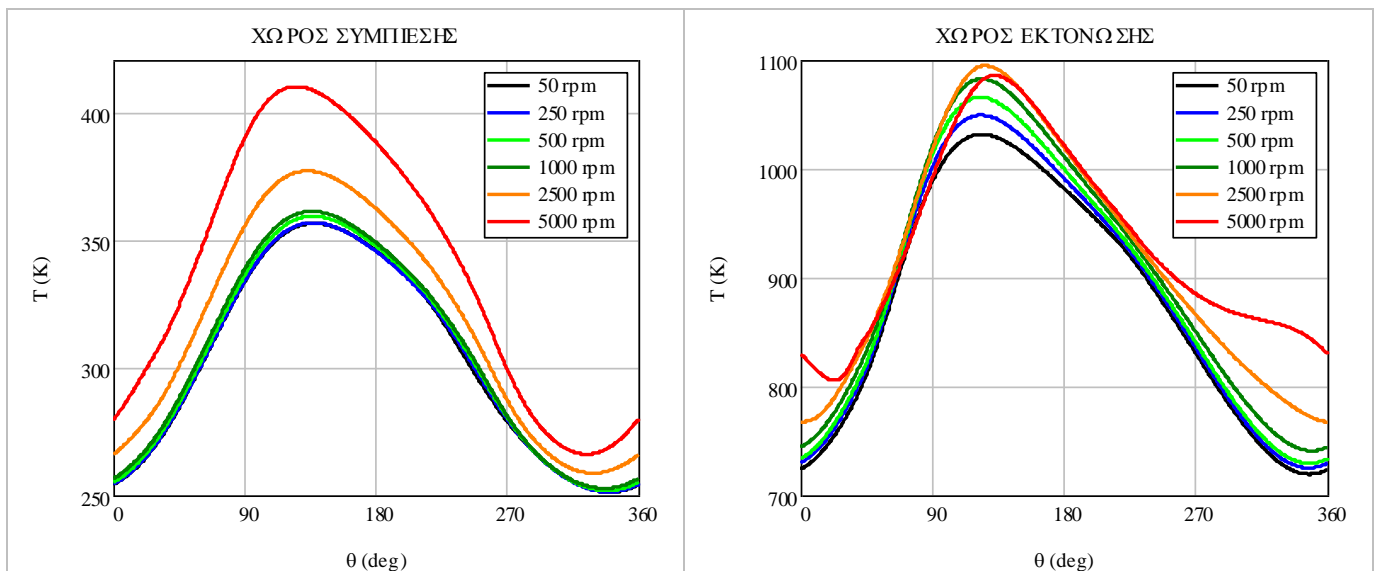
της αρχικής (5000 rpm). Οι ταχύτητες περιστροφής και οι αντίστοιχες συχνότητες παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-1.

Πίνακας 9-1: Τιμές της ταχύτητας περιστροφής που δοκιμάστηκαν κατά την παραμετρική μελέτη

| Σενάριο | Ταχύτητα περιστροφής (n) | Συχνότητα (f) |
|--------------|------------------------------|-------------------|
| Αρχικό | 2500 rpm | 41.68 |
| $n=50$ rpm | 50 rpm | 0.835 |
| $n=250$ rpm | 250 rpm | 4.168 |
| $n=500$ rpm | 500 rpm | 8.35 |
| $n=1000$ rpm | 1000 rpm | 16.67 |
| $n=5000$ rpm | 5000 rpm | 83.5 |

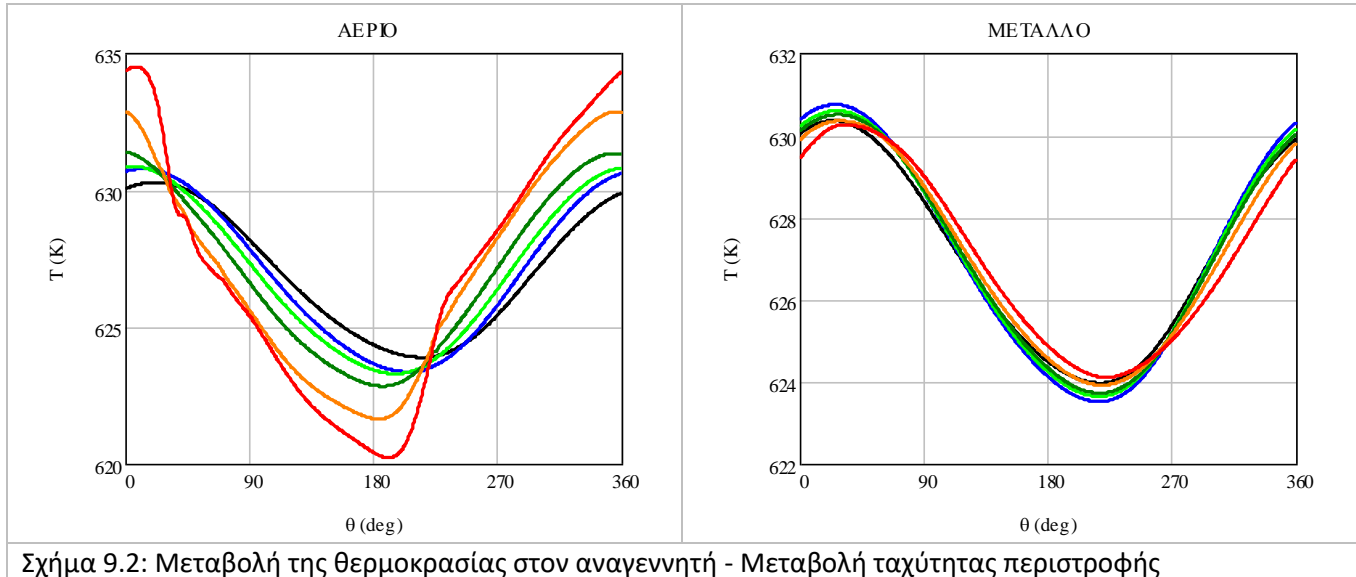
9.1.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών

Στο Σχήμα 9.1 παρουσιάζεται η κατανομή της θερμοκρασίας στο συμπιεστή και τον εκτονωτή. Βάσει της μελέτης των Lekic-Kok [54], η αύξηση της γωνιακής ταχύτητας αυξάνει το εύρος μεταβολής της θερμοκρασίας σε χώρο μεταβλητού όγκου και πίεσης του εργαζόμενου μέσου. Το εύρος της θερμοκρασιακής μεταβολής μειώνεται με μείωση της ταχύτητας περιστροφής, αλλά δεν μπορεί να ισχύσει η υπόθεση για ισοθερμοκρασιακή μεταβολή ούτε για την ελάχιστη ταχύτητα περιστροφής. Επιπλέον, δεν παρατηρείται διαφορά φάσης μεταξύ των μεταβολών της θερμοκρασίας στους δύο χώρους για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής. Αντίθετα με τα ευρήματα των Kornhauser και Lekic [45, 46, 47, 54] δεν παρατηρήθηκε αύξηση της διαφοράς φάσης μεταξύ της πίεσης και θερμοκρασίας στους δύο χώρους για μικρότερες γωνιακές ταχύτητες. Στις συγκεκριμένες εργασίες χρησιμοποιήθηκε διάταξη στην οποία εργαζόμενο μέσο βρίσκεται εντός κυλίνδρου και υφίσταται περιοδική συμπίεση μέσω της κίνησης ενός εμβόλου. Σε κάποιες εκ των περιπτώσεων, ο κύλινδρος συνδέεται με εναλλάκτη θερμότητας. Παρά το γεγονός πως λαμβάνουν χώρα φαινόμενα που συναντώνται σε μία μηχανή Stirling, η διάταξη στις συγκεκριμένες εργασίες δεν μπορεί να θεωρηθεί αντίστοιχη μίας μηχανής Stirling.



Σχήμα 9.1: Μεταβολή της θερμοκρασίας στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

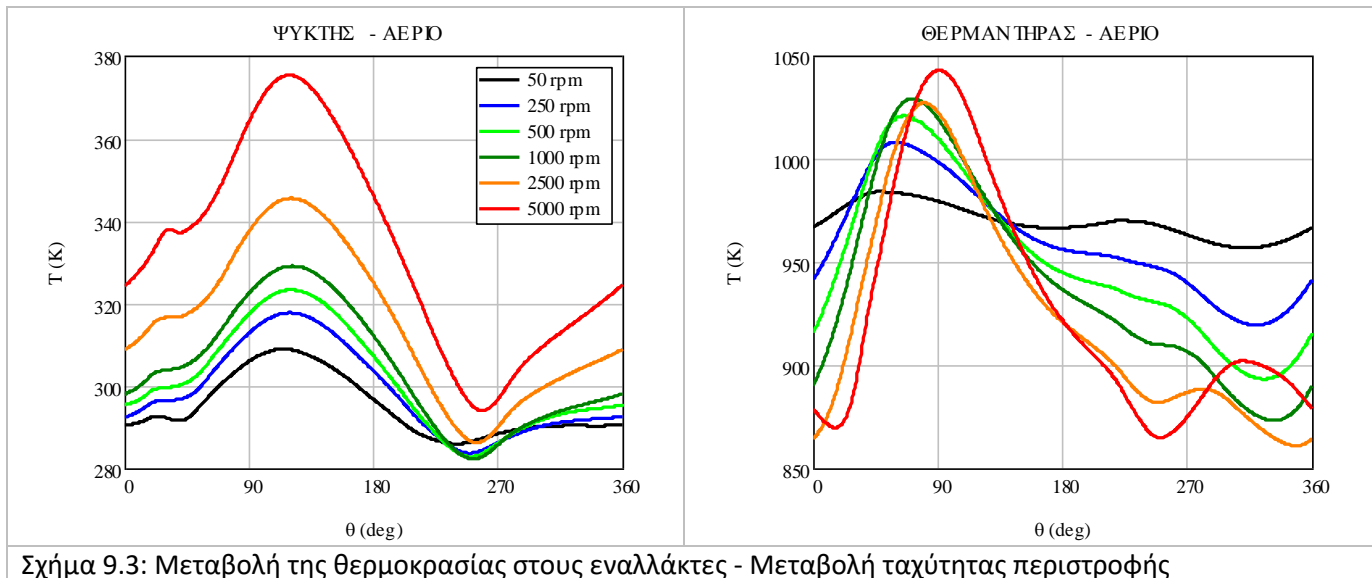
Στο Σχήμα 9.2 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στον αναγεννητή. Με αύξηση της ταχύτητας περιστροφής αυξάνεται το εύρος της μεταβολής της θερμοκρασίας για το αέριο. Αντίθετα, στη θερμοκρασία του μετάλλου δεν υπάρχει σημαντική μεταβολή. Οι μέσες τιμές της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου είναι παραπλήσιες για όλες τις ταχύτητες περιστροφής. Με αύξηση της ταχύτητας περιστροφής αυξάνεται και η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ αερίου και μετάλλου. Σε χαμηλές ταχύτητες, η θερμοκρασία του αερίου και του πλέγματος είναι πολύ κοντά μεταξύ τους. Η μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας ενισχύει τη συναγωγή της θερμότητας στις ταχύστροφες μηχανές και αυξάνει τη συναλλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή.



Σχήμα 9.2: Μεταβολή της θερμοκρασίας στον αναγεννητή - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

Στο Σχήμα 9.3 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη και το θερμαντήρα. Όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής τόσο αυξάνεται το εύρος της μεταβολής της θερμοκρασίας. Η θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες μπορεί να υποθεθεί σταθερή για πολύ μικρές ταχύτητες περιστροφής (50 rpm). Η μέση θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη αυξάνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, ενώ για το θερμαντήρα η μέση θερμοκρασία αυξάνεται για γωνιακές ταχύτητες από 50 έως 2500 rpm και στη συνέχεια σταθεροποιείται.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

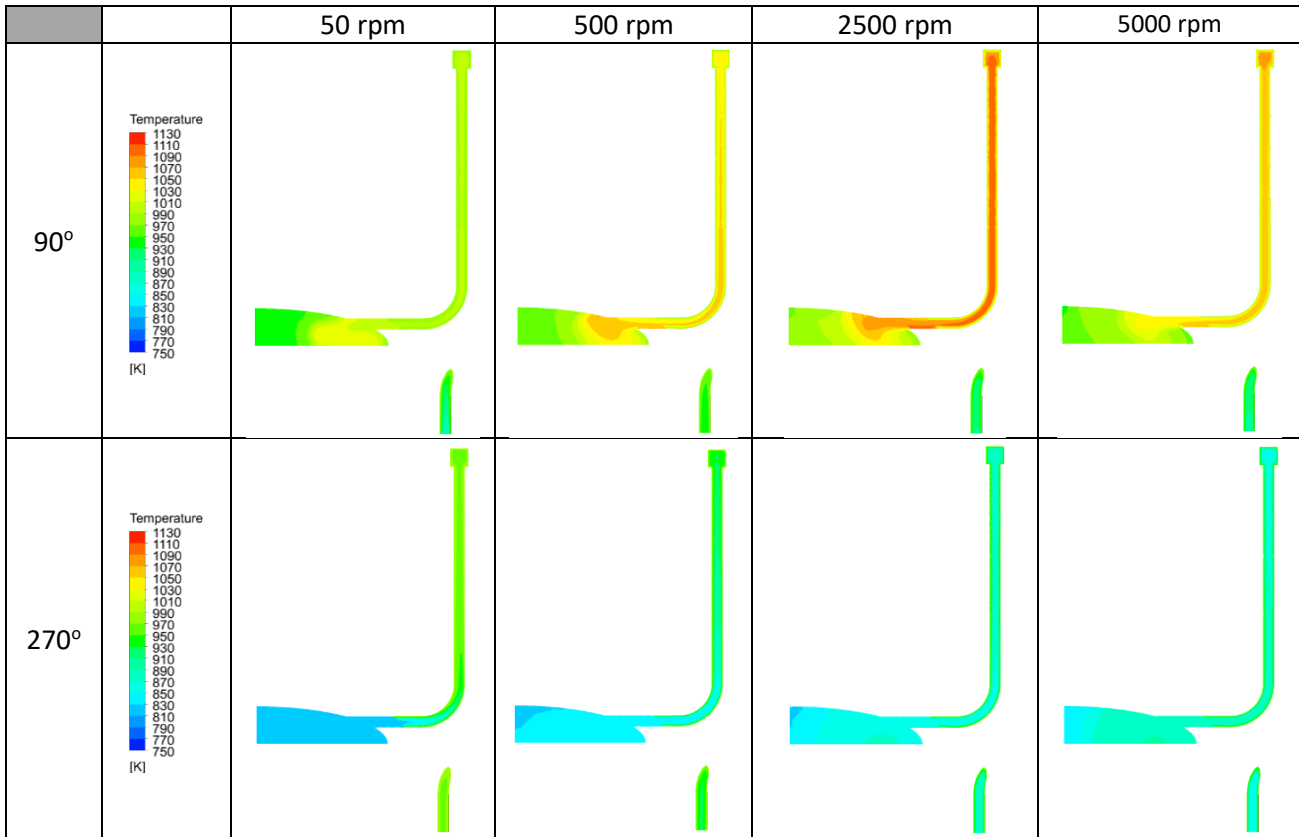


Σχήμα 9.3: Μεταβολή της θερμοκρασίας στους εναλλάκτες - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

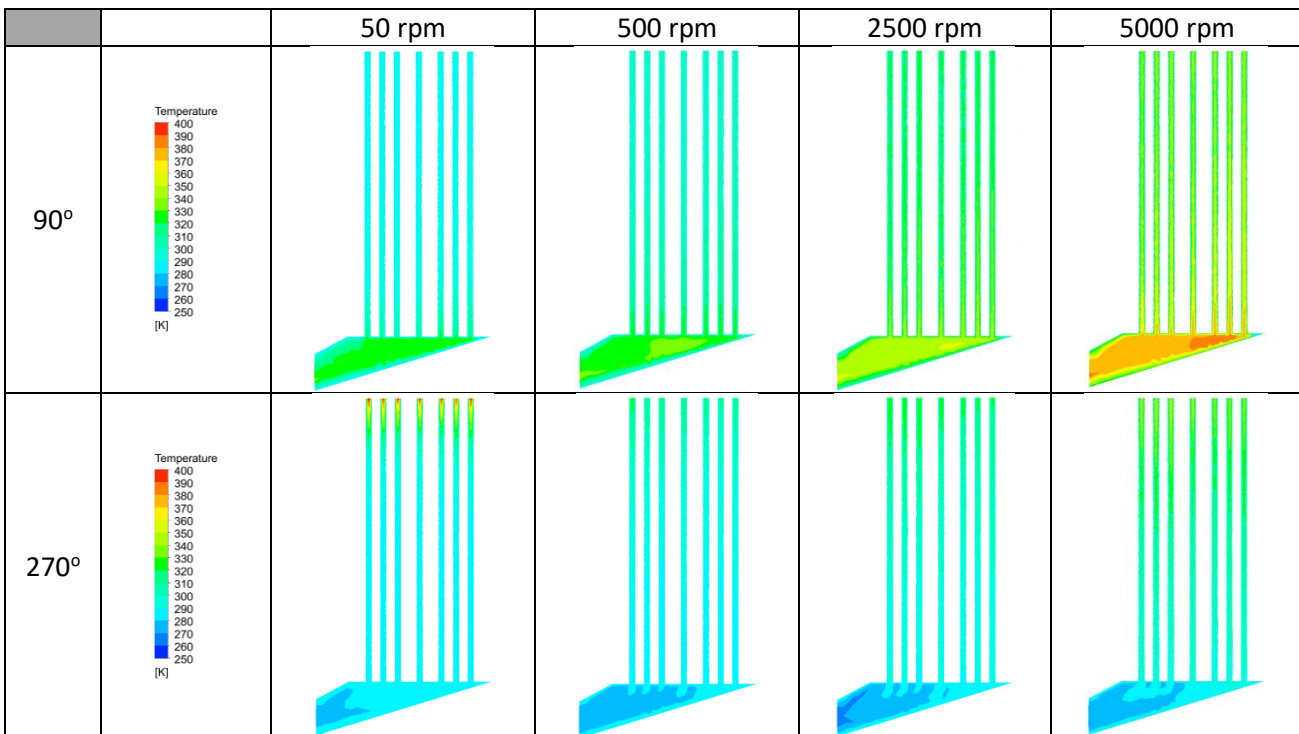
Στο Σχήμα 9.4 παρουσιάζεται η κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα και το χώρο εκτόνωσης. Επιλέγονται δύο χρονικές στιγμές όπου η ταχύτητα του αερίου είναι μεγάλη κατά τη ψυχρή και τη θερμή ροή (90° και 270°). Με αύξηση της γωνιακής ταχύτητας από τα 50 στα 500 rpm παρατηρείται τάση θέρμανσης του χώρου εκτόνωσης, ενώ αρχίζει η δημιουργία δινών. Στην πλειοψηφία των περιπτώσεων η θερμοκρασία στο σωλήνα που συνδέει το θερμαντήρα με τον αναγεννητή παραμένει σχεδόν σταθερή. Αντίθετα, η θερμοκρασία στο δακτύλιο του θερμαντήρα και το σωλήνα που ενώνει το δακτύλιο με το χώρο εκτόνωσης μεταβάλλεται με το χρόνο. Το φαινόμενο της ύπαρξης διαφορετικής θερμοκρασίας σε επιμέρους τμήματα του θερμαντήρα συναντάται σε όλες τις γωνιακές ταχύτητες.

Στο Σχήμα 9.5 παρουσιάζεται η αντίστοιχη θερμοκρασιακή κατανομή για το ψύκτη της μηχανής. Είναι εμφανής η διαφοροποίηση μεταξύ της θερμοκρασίας στους σωλήνες και στην κοιλότητα που συνδέει τους σωλήνες με το χώρο συμπίεσης. Η θερμοκρασία στην κοιλότητα παρουσιάζει μεγαλύτερη μεταβολή με το χρόνο, ενώ είναι εμφανής η ανάπτυξη δινών της ροής στην κοιλότητα του ψύκτη, οι οποίες γίνονται πιο έντονες με αύξηση της γωνιακής ταχύτητας. Για μεγαλύτερες γωνιακές ταχύτητες αυξάνεται η θερμοκρασία του αερίου στην κοιλότητα και σε μικρότερο βαθμό στους σωλήνες του ψύκτη.

Στο Σχήμα 9.6 (αριστερά) παρουσιάζεται η μεταβολή της μέγιστης τιμής των αριθμών Reynolds στον αναγεννητή. Στο δεξί γράφημα παρουσιάζεται η αντίστοιχη μεταβολή της ταχύτητας του αερίου. Μέσω της ευθείας που ενώνει την αρχή των αξόνων με τα αντίστοιχα σημεία που προκύπτουν από την προσομοίωση της μηχανής βάσει των αρχικών συνθηκών, προκύπτει πως ο αριθμός Reynolds και η ταχύτητα του αερίου στον αναγεννητή είναι ανάλογα της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής. Η αντίστοιχη αναλογία με την ταχύτητα περιστροφής ισχύει και για την παροχή του αερίου. Παρόμοια με τον αναγεννητή, ο αριθμός Reynolds και η ταχύτητα του αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη μεταβάλλονται επίσης αναλογικά με την ταχύτητα της μηχανής.

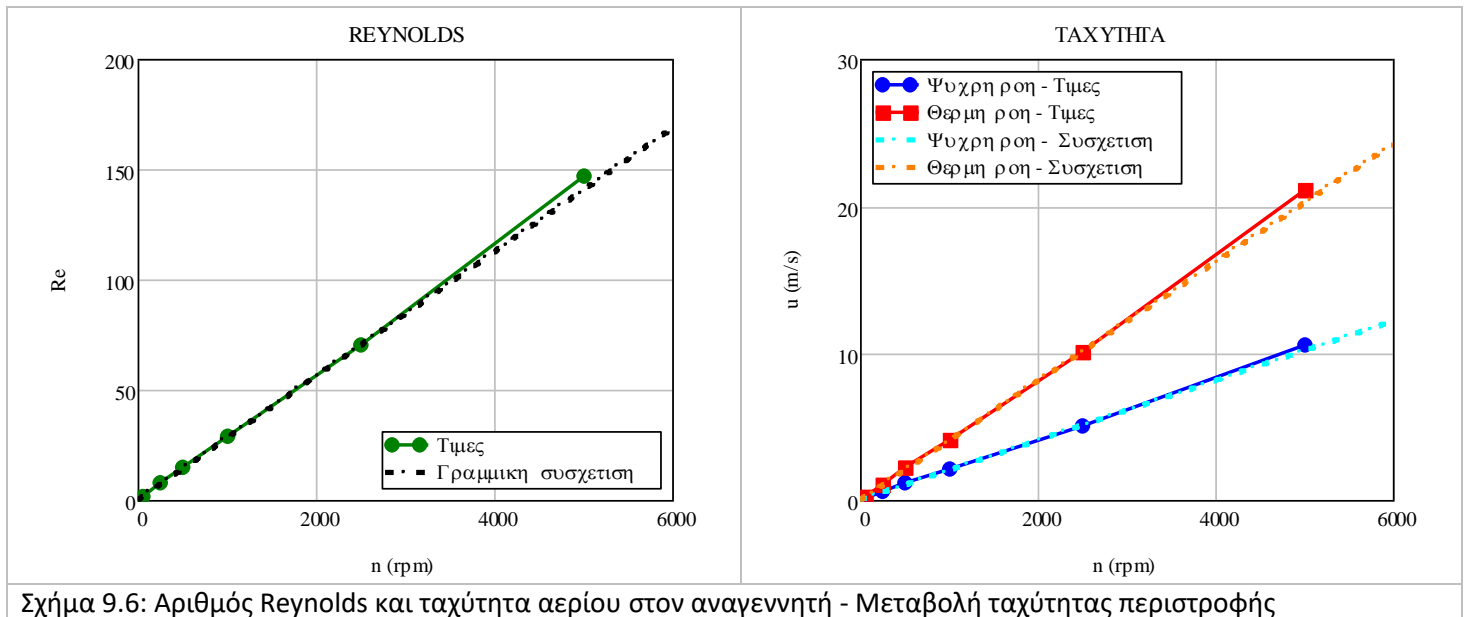


Σχήμα 9.4: Κατανομή της θερμοκρασίας στο θερμό τμήμα της μηχανής- Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής



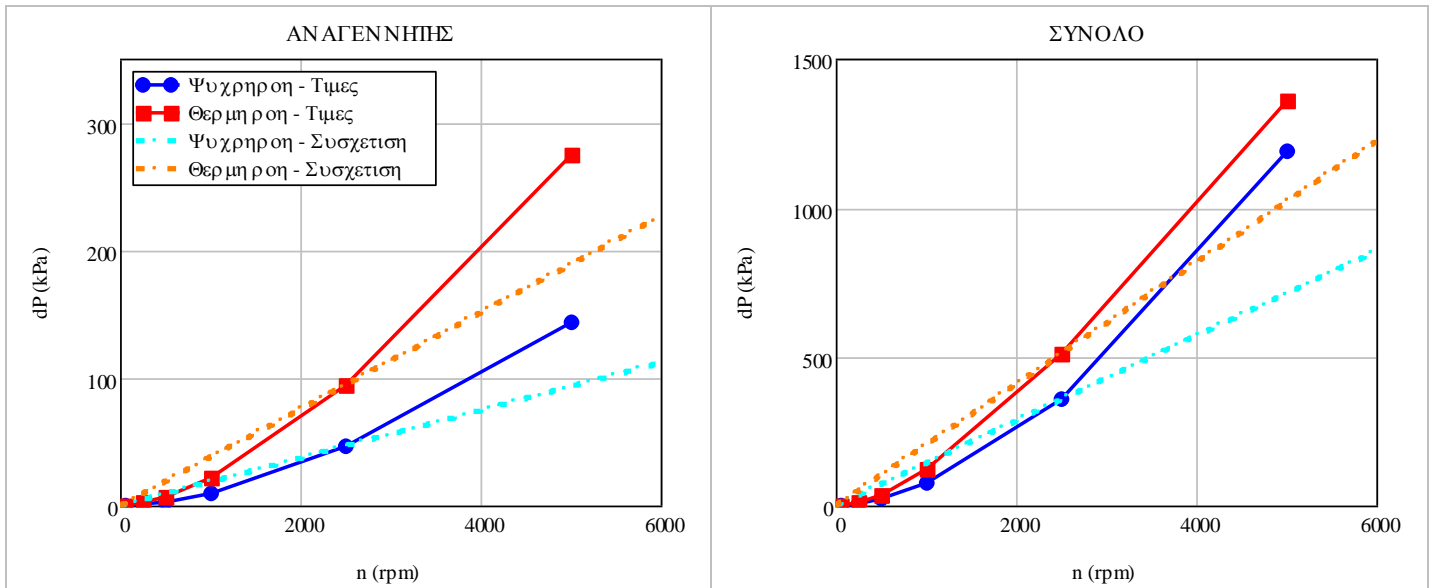
Σχήμα 9.5: Κατανομή της θερμοκρασίας στο ψύκτη- Μεταβολή ταχύτητα περιστροφής

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



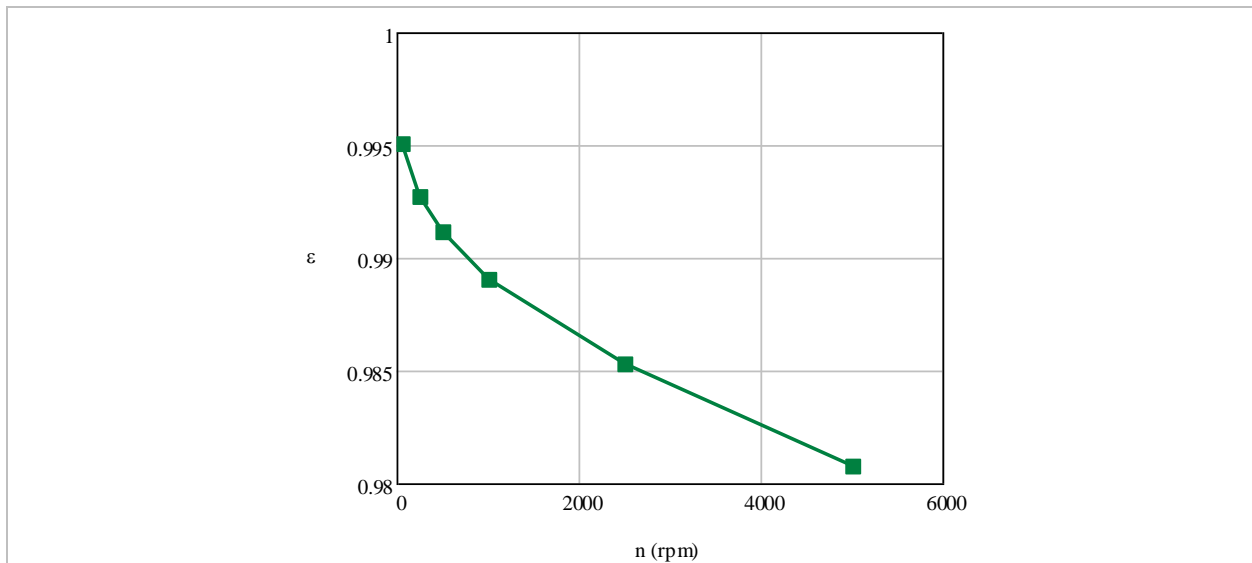
9.1.2: Μεταβολή πτώσης πίεσης και μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες

Στο Σχήμα 9.7 παρουσιάζεται η μεταβολή των μέγιστων τιμών της πτώσης πίεσης ανά κατεύθυνση της ροής του αερίου με τη γωνιακή ταχύτητα. Όπως και στα προηγούμενα διαγράμματα, παρουσιάζεται παράλληλα και η ευθεία που αντιστοιχεί στη γραμμική σχέση της πτώσης πίεσης με την ταχύτητα περιστροφής. Ο ρυθμός αύξησης της πτώσης πίεσης με την ταχύτητα περιστροφής είναι αύξων. Η πτώση πίεσης στον αναγεννητή αποτελείται από δύο τμήματα, τα οποία είναι ανάλογα της ταχύτητας και του τετραγώνου της ταχύτητας του αερίου αντίστοιχα. Καθώς η ταχύτητα του αερίου είναι ανάλογη της ταχύτητας περιστροφής, ο ρυθμός αύξησης της πτώσης πίεσης είναι μεγαλύτερος. Καθώς οι εντοπισμένες απώλειες είναι επίσης ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας, ο αύξων ρυθμός της μεταβολής της πτώσης πίεσης με την ταχύτητα περιστροφής συναντάται και για το σύνολο της μηχανής. Η δυσανάλογα μεγάλη αύξηση της πτώσης πίεσης με την ταχύτητα περιστροφής υποδεικνύει σημαντική μείωση του παραγόμενου έργου στην ταχύστροφη μηχανή (5000 rpm) λόγω των τριβών που αναπτύσσονται.



Σχήμα 9.7: Μεταβολή πτώσης πίεσης στον αναγεννητή και την μηχανή - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

Στο Σχήμα 9.8 παρουσιάζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή ως προς την μεταφορά θερμότητας με την ταχύτητα περιστροφής. Ο βαθμός απόδοσης μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής με ελαφρώς μειούμενο ρυθμό.

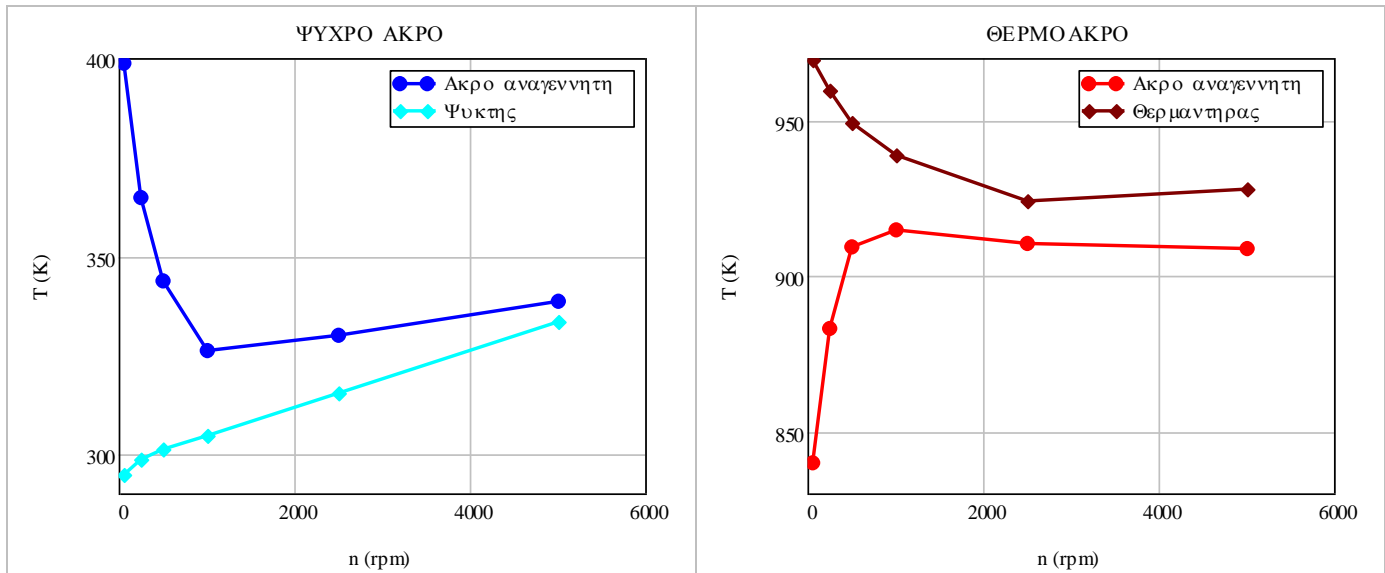


Σχήμα 9.8: Βαθμός απόδοσης του αναγεννητή - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

Στο Σχήμα 9.9 απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στα άκρα του αναγεννητή με την ταχύτητα περιστροφής σε συνδυασμό με την μέση θερμοκρασία του αερίου στους αντίστοιχους εναλλάκτες θερμότητας. Η θερμοκρασία του αερίου στο ψυχρό άκρο του αναγεννητή μειώνεται με αύξηση της ταχύτητας περιστροφής από τα 50 έως το 1000 rpm, λόγω της μείωσης των απωλειών αγωγής στον αναγεννητή. Με περαιτέρω αύξηση των στροφών, η αύξηση της διαχεόμενης θερμότητας λόγω της πτώσης πίεσης και η μείωση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή οδηγούν σε αύξηση της θερμοκρασίας. Για το θερμό άκρο του αναγεννητή παρατηρούμε αύξηση της θερμοκρασίας έως τα 1000

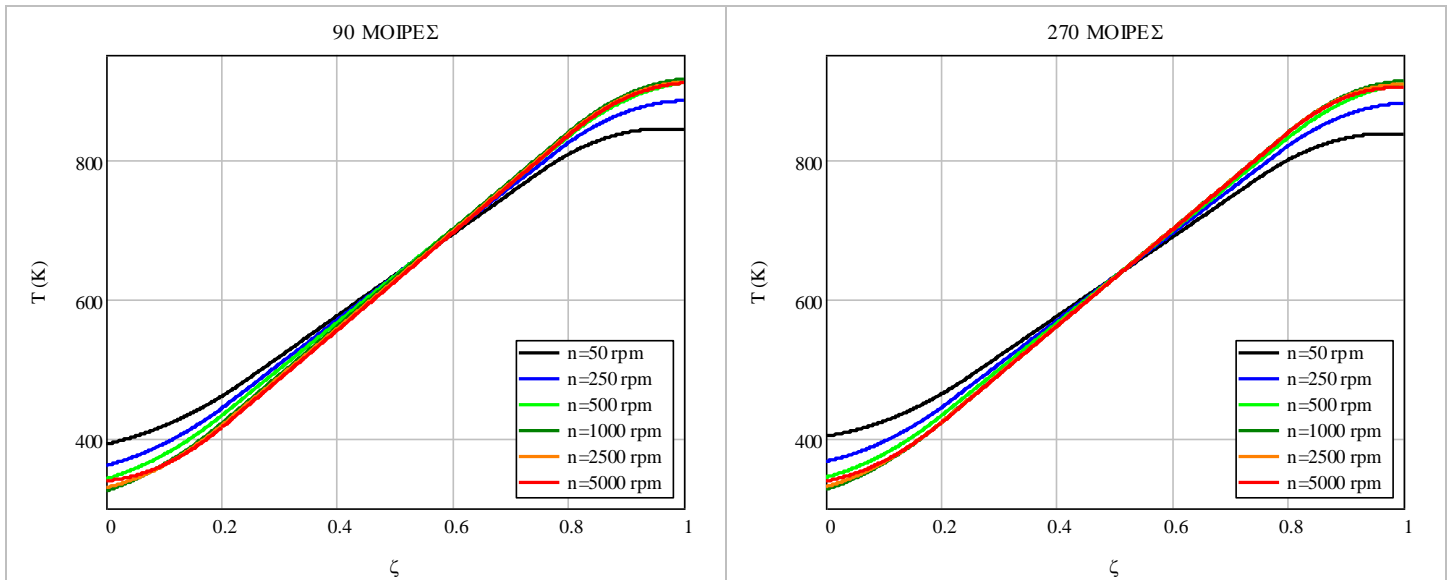
Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

rpm λόγω μείωσης των απωλειών αγωγής και σταθεροποίηση με μικρή πτώση στη συνέχεια. Για όλες τις ταχύτητες περιστροφής, το αέριο στο ψυχρό άκρο του αναγεννητή είναι θερμότερο από το αέριο στο ψύκτη, ενώ το αέριο στο θερμό άκρο είναι πιο ψυχρό από ότι στο θερμαντήρα. Σε μια παλινδρομική μηχανή, ο αναγεννητής δεν μπορεί να διατηρήσει τις θερμοκρασίες του αερίου στα άκρα του ίσες με τις αντίστοιχες θερμοκρασίες των ρευμάτων πρόσδοσης και απόρριψης θερμότητας.



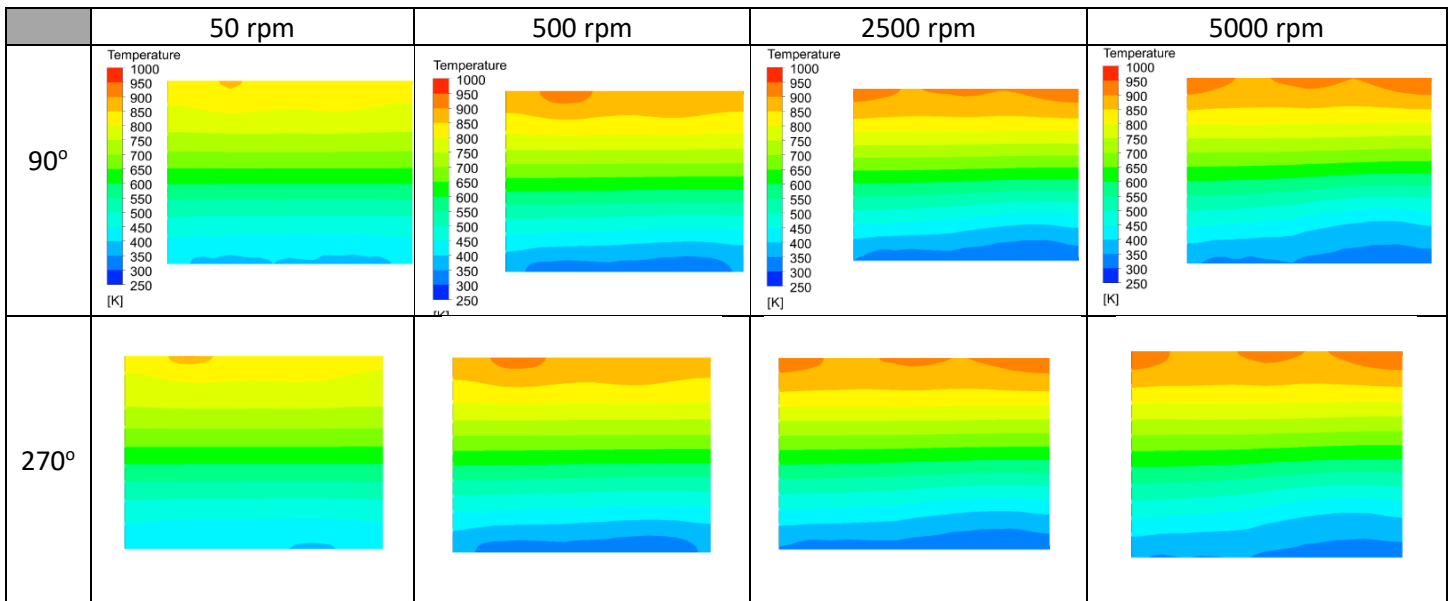
Σχήμα 9.9: Βαθμός θερμοκρασίας εναλλακτών και άκρων του αναγεννητή – Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

Στο Σχήμα 9.10 παρουσιάζεται η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου κατά μήκος του αναγεννητή για τις χρονικές στιγμές που αντιστοιχούν στις 90° (αριστερά) και τις 270° (δεξιά). Για όλες τις γωνιακές ταχύτητες παρατηρείται ένα γραμμικό προφίλ στο μεσαίο τμήμα του αναγεννητή. Όσο πλησιάζουμε στο ψυχρό και το θερμό άκρο η μεταβολή της θερμοκρασίας παίρνει τη μορφή καμπύλης. Για ταχύτητες περιστροφής άνω των 500 rpm, τα θερμοκρασιακά προφίλ είναι παρόμοια μεταξύ τους. Για μικρότερες ταχύτητες περιστροφής, όσο μειώνεται η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται η κλίση του ευθύγραμμου τμήματος, ενώ η καμπυλότητα της μεταβολής της θερμοκρασίας στα άκρα του αναγεννητή γίνεται λιγότερο έντονη. Η μείωση της έντασης της καμπυλότητας στην μεταβολή της θερμοκρασίας στα άκρα του αναγεννητή για μικρές γωνιακές ταχύτητες συνδέεται με την αύξηση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή.



Σχήμα 9.10: Αξονικό προφίλ θερμοκρασίας αερίου στον αναγεννητή – 90, 270 μοίρες - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

Στο Σχήμα 9.11 παρουσιάζεται η θερμοκρασιακή κατανομή του αερίου εντός του αναγεννητή στις δύο επιλεγμένες χρονικές στιγμές για τέσσερις (4) διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής. Για την ίδια κάθε φορά ταχύτητα περιστροφής δεν υπάρχει σημαντική διαφορά στη θερμοκρασιακή κατανομή βάσει της χρονικής στιγμής. Εάν συγκριθούν οι κατανομές για τις ίδιες χρονικές στιγμές, η χωρική κατανομή είναι πιο ομοιόμορφη και έχει μικρότερο εύρος για μικρότερες ταχύτητες περιστροφής.



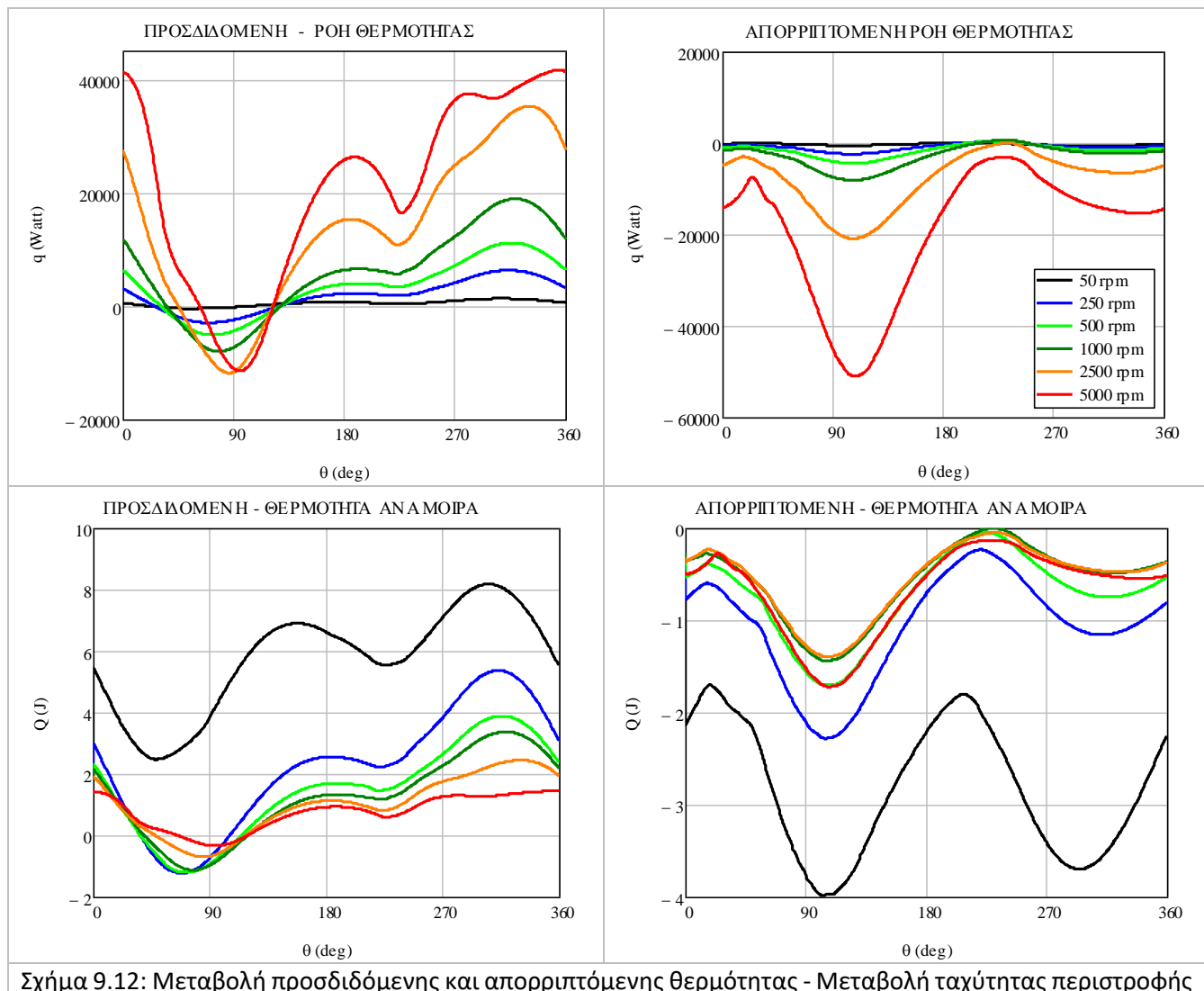
Σχήμα 9.11: Κατανομή της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή- Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

9.1.3: Μεταβολή μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες

Στο Σχήμα 9.12 παρουσιάζεται η μεταβολή της ροής θερμότητας και της ανά μοίρα προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής για τις

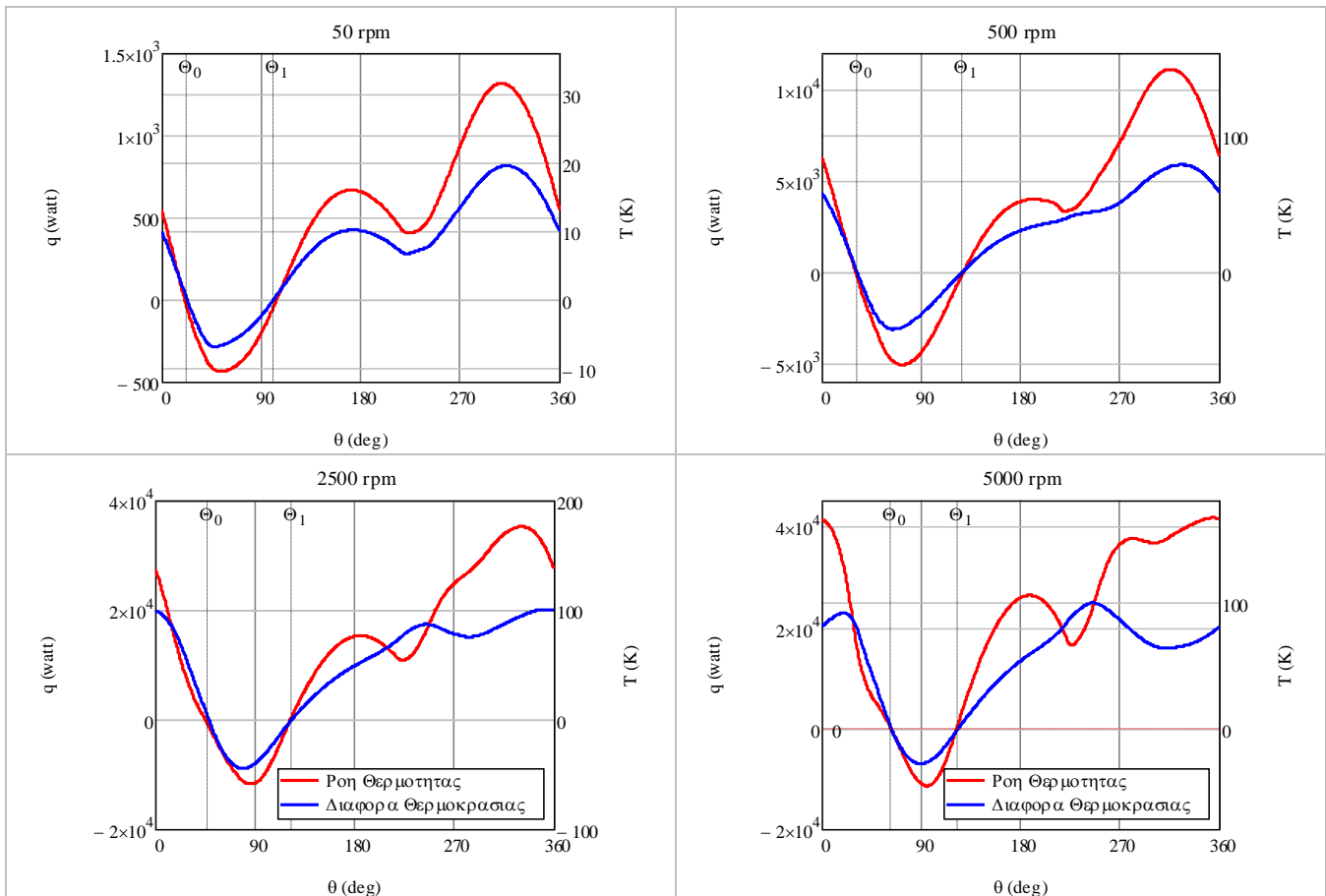
Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής. Η ροή της θερμότητας που συναλλάσσεται στιγμιαία με το εξωτερικό περιβάλλον αυξάνεται σημαντικά με την ταχύτητα περιστροφής. Η διαπίστωση αυτή συμπίπτει με τη σχετική βιβλιογραφία. [54] Παράλληλα, όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται η ανά μοίρα συναλασσόμενη θερμότητα, καθώς μειώνεται το χρονικό διάστημα που μεσολαβεί μεταξύ δύο διαδοχικών μοιρών της γωνίας στροφάλου. Η ροή της θερμότητας και η ανά μοίρα συναλασσόμενη θερμότητα ακολουθούν αντίθετη μεταβολή με την ταχύτητα περιστροφής. Η μέση τιμή της ανά μοίρα προσδιδόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια του κύκλου στην αργόστροφη μηχανή (50 rpm) είναι κατά 4, 5.8 και 7.7 φορές μεγαλύτερη από την αντίστοιχη τιμή για ταχύτητες περιστροφής ίσες με 500, 2500 και 5000 rpm. Η ροή θερμότητας υπολογίζεται από την ανά μοίρα συναλασσόμενη θερμότητα πολλαπλασιασμένη με τη συχνότητα. Οι λόγοι των συχνοτήτων περιστροφής για τις συγκεκριμένες ταχύτητες περιστροφής είναι ίσες με 10, 50 και 100. Καθώς οι λόγοι των συχνοτήτων περιστροφής είναι σημαντικά μεγαλύτεροι των αντίστοιχων λόγων των τιμών της ανά μοίρα μεταφερόμενης θερμότητας, η ροή της θερμότητας στο θερμαντήρα αυξάνεται σε μεγάλο βαθμό με την ταχύτητα περιστροφής. Αντίστοιχη είναι η κατάσταση και για την απορριπτόμενη θερμότητα.



Σχήμα 9.12: Μεταβολή προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

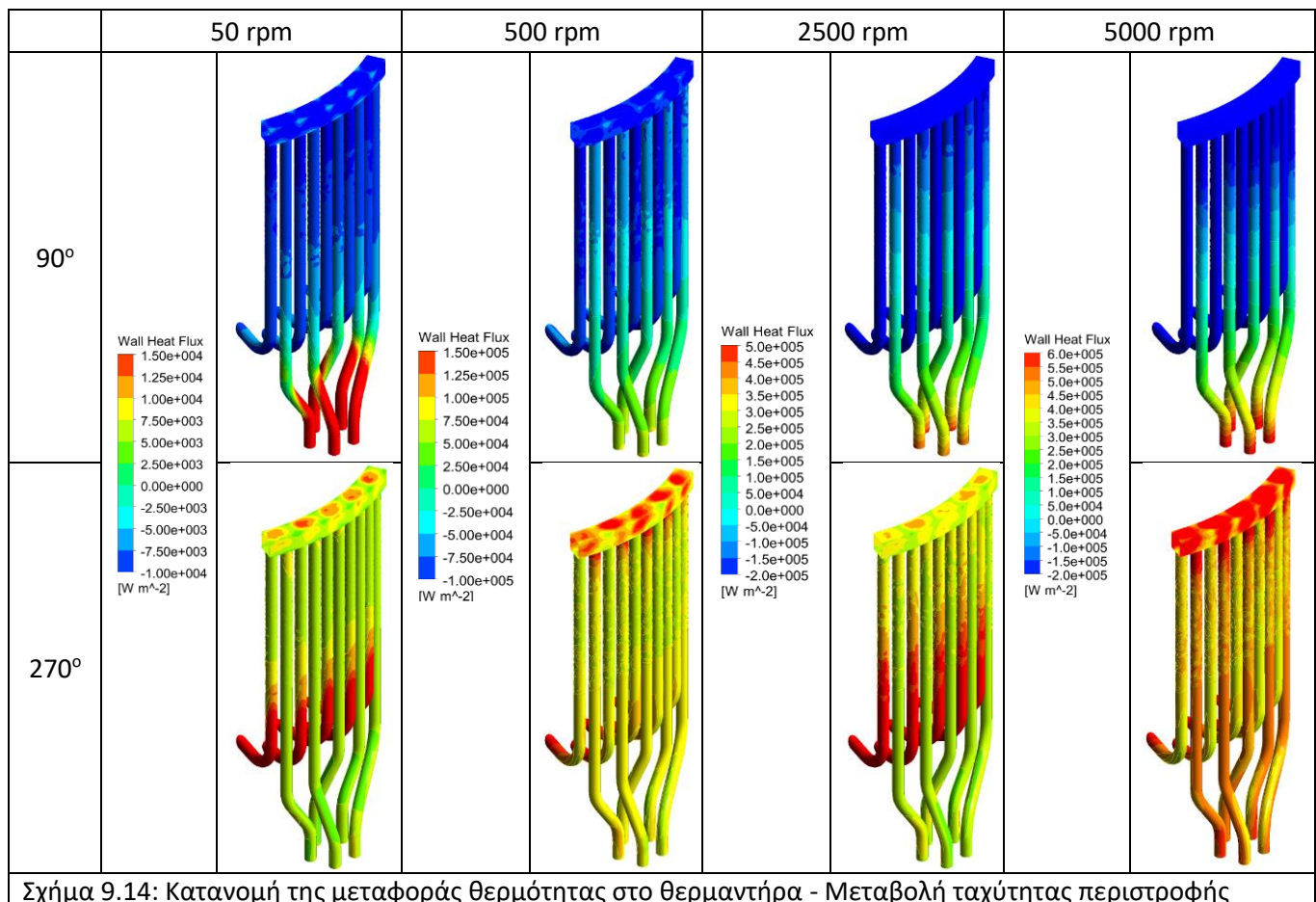
Στο Σχήμα 9.13 παρουσιάζονται τα διαγράμματα ροής θερμότητας και διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ του αερίου και του τοιχώματος του θερμαντήρα. Καθώς η θερμοκρασία των τοιχωμάτων μπορεί προσεγγιστικά να θεωρηθεί σταθερή, η χρονική μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας του αερίου συμπίπτει με τη χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας. Στα διαγράμματα σημειώνονται τα σημεία όπου η διαφορά θερμοκρασίας είναι μηδενική. Για τη μικρότερη ταχύτητα περιστροφής (50 rpm), η διαφορά θερμοκρασίας βρίσκεται σε φάση με την μεταφορά θερμότητας. Όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής, αυξάνεται η χρονική μεταβολή μεταξύ των διαγραμμάτων της διαφοράς θερμοκρασίας και της μεταφοράς θερμότητας. Από τις μελέτες του Kohnhouser για παλινδρομική ροή σε κύλινδρο συνδεδεμένο με εναλλάκτη θερμότητας, προκύπτει πως για μικρές ταχύτητες περιστροφής η ακτινική μεταβολή της θερμοκρασίας μεταξύ του άξονα του κυλίνδρου και του τοιχώματος είναι ομοιόμορφη και ακολουθεί ένα γραμμικό προφίλ. Για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής όμως, δημιουργείται ένα οριακό στρώμα κοντά στο τοίχωμα, όπου η θερμοκρασία του αερίου παρουσιάζει διαφορετική συμπεριφορά από τη θερμοκρασία στον υπόλοιπο όγκο του κυλίνδρου. [45, 46, 47] Η απόκλιση εντείνεται για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής, καθώς η ροή μετατρέπεται από στρωτή σε τυρβώδη. Η μεταφορά θερμότητας επηρεάζεται κυρίως από τη θερμοκρασία του αερίου που βρίσκεται στο στρώμα κοντά στο τοίχωμα, ενώ η διαφορά θερμοκρασίας επηρεάζεται κυρίως από τη θερμοκρασία του αερίου στον υπόλοιπο όγκο του κυλίνδρου. Συνεπώς, η χρονική μεταβολή της μεταφοράς θερμότητας αποκλίνει από τη χρονική μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας. [54]



Σχήμα 9.13: Ροή θερμότητας και διαφορά θερμοκρασία στο θερμαντήρα - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

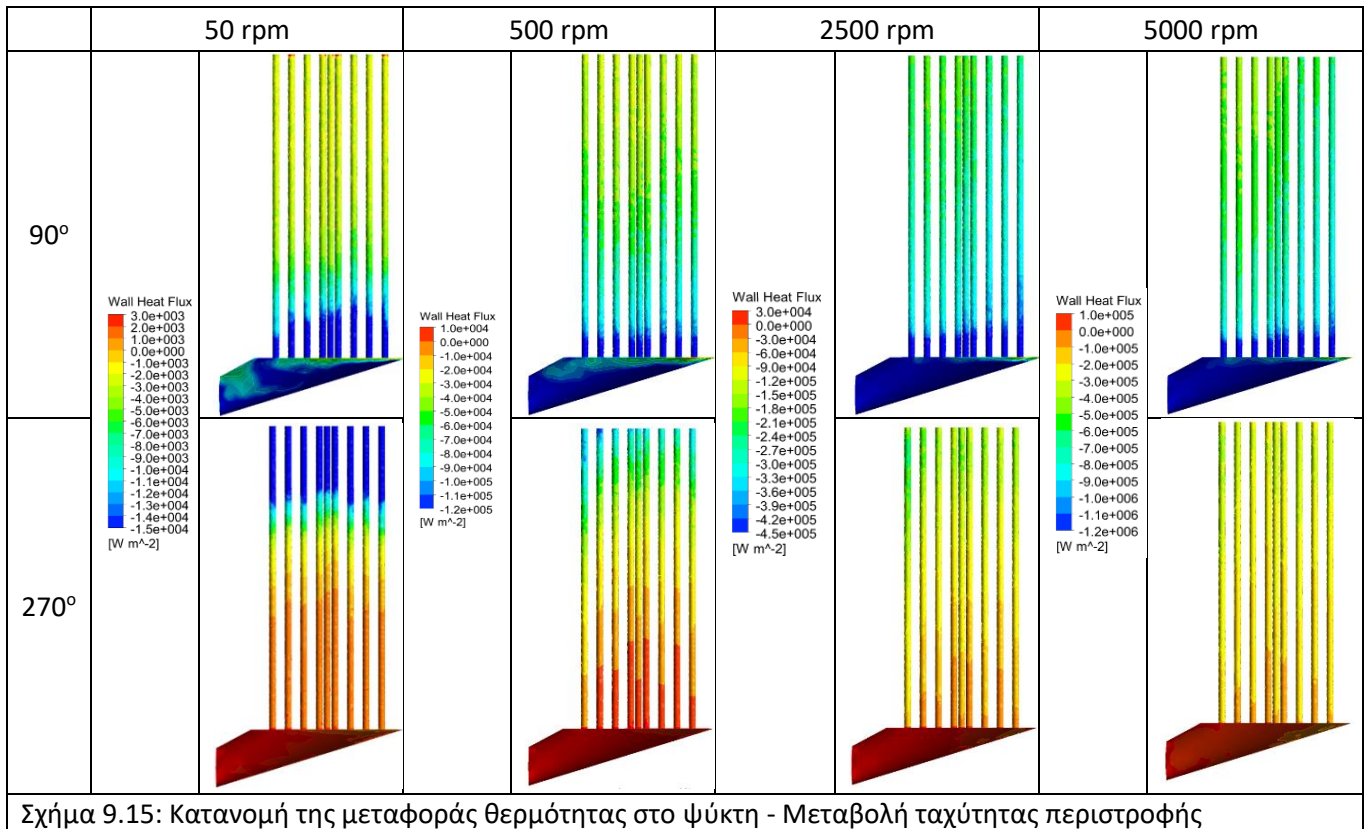
Στο Σχήμα 9.14 παρουσιάζεται η κατανομή της μεταφοράς θερμότητας στο θερμαντήρα για τέσσερις (4) επιλεγμένες χρονικές στιγμές και ταχύτητες περιστροφής. Οι ακραίες τιμές δεν μεταβάλλονται αναλογικά με την ταχύτητα περιστροφής. Για μικρότερες ταχύτητες περιστροφές από την αρχική, οι ακραίες τιμές της ροής θερμότητας είναι μεγαλύτερες από την τιμή που τους αντιστοιχεί βάσει της αναλογίας των ταχυτήτων περιστροφής. Ο ρυθμός μεταβολής της ροής θερμότητας είναι μικρότερος από το ρυθμό μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής. Η κατανομή της ροής θερμότητας με τη γωνία δεν παρουσιάζει σημαντική μεταβολή με τη γωνιακή ταχύτητα, με εξαίρεση την πιο αργόστροφη μηχανή (50 rpm). Όσο αυξάνεται η γωνιακή ταχύτητα, η χωρική κατανομή της ροής θερμότητας στην επιφάνεια των τοιχωμάτων του θερμαντήρα γίνεται πιο ομοιόμορφη. Ειδικότερα για την αργόστροφη μηχανή, στις 90 μοίρες απορρίπτεται θερμότητα από το μεγαλύτερο τμήμα του τοιχώματος του θερμαντήρα και προσλαμβάνεται θερμότητα μέσω των σωλήνων που ενώνουν το δακτύλιο του θερμαντήρα με τον αναγεννητή ή το χώρο εκτόνωσης. Επιπλέον, υπάρχει διαφορά στις τιμές της ροής θερμότητας μεταξύ τμημάτων του θερμαντήρα για την ίδια γωνιακή ταχύτητα και χρονική στιγμή. Η διαφορά γίνεται εντονότερη στις χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής.



Σχήμα 9.14: Κατανομή της μεταφοράς θερμότητας στο θερμαντήρα - Μεταβολή ταχύτητας περιστροφής

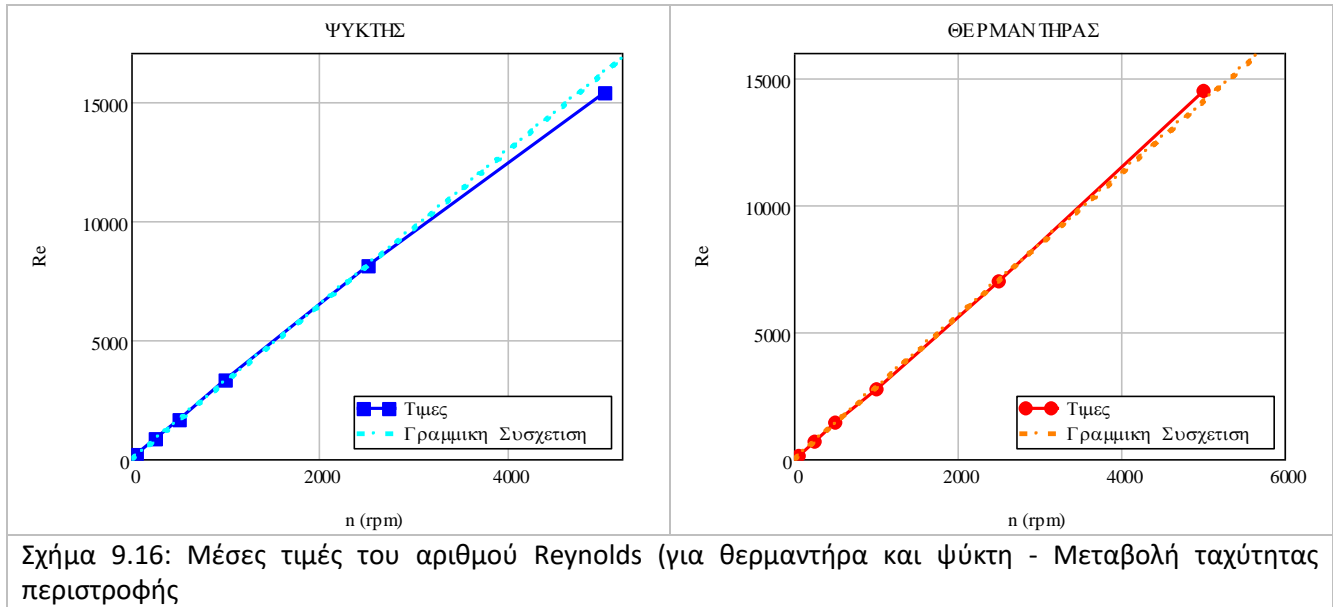
Στο Σχήμα 9.15 παρουσιάζεται η αντίστοιχη κατανομή της μεταφερόμενης θερμότητας για το ψύκτη. Στις 90 μοίρες υπάρχει απόρριψη θερμότητας από το σύνολο των τοιχωμάτων του ψύκτη, ενώ στις 270 μοίρες παρατηρείται πρόσληψη θερμότητας από τα τοιχώματα της κοιλότητας και απόρριψη θερμότητας από

τα τοιχώματα των σωλήνων. Η χωρική ανισοκατανομή ως προς τις τιμές της συναλασσόμενης θερμότητας είναι εντονότερη στις μικρές ταχύτητες περιστροφής.



Στο Σχήμα 9.16 παρουσιάζεται η μεταβολή μέσου αριθμού Reynolds κατά τη διάρκεια του κύκλου στους δύο εναλλάκτες της μηχανής με την ταχύτητα περιστροφής. Η μεταβολή του αριθμού Reynolds στους εναλλάκτες με την ταχύτητα περιστροφής είναι σχεδόν γραμμική.

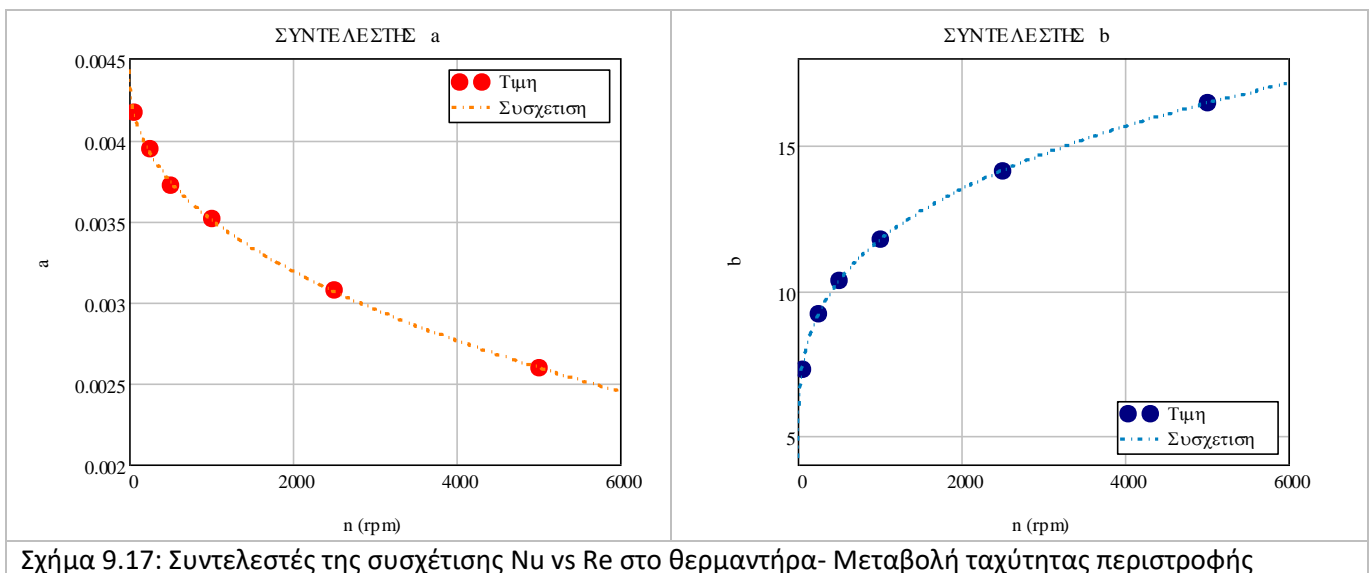
Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



Ο αριθμός Nusselt συνδέεται με το Reynolds με μία πολυωνυμική εξίσωση πρώτου βαθμού (Εξ. 9-1).

$$Nu(Re) = a_{Nu} \cdot Re + b_{Nu} \quad (9-1)$$

Η μεταβολή των συντελεστών “a” και “b” για το θερμαντήρα παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.17. Όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται ο συντελεστής που συνδέει το Nusselt με το Reynolds και αυξάνεται ο σταθερός συντελεστής. Για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής η μεταφορά της θερμότητας είναι εντονότερη σε διαστήματα όπου η τιμή του Reynolds είναι μικρή. Τέτοια διαστήματα είναι για παράδειγμα τα σημεία όπου μεταβάλλεται η κατεύθυνση της ροής του αερίου. Για αργόστρωφες μηχανές η μεταβολή του Reynolds έχει μεγαλύτερη επίδραση στη συναλλασσόμενη θερμότητα. Οι τιμές των συντελεστών μπορούν να συσχετισθούν με την ταχύτητα περιστροφής.



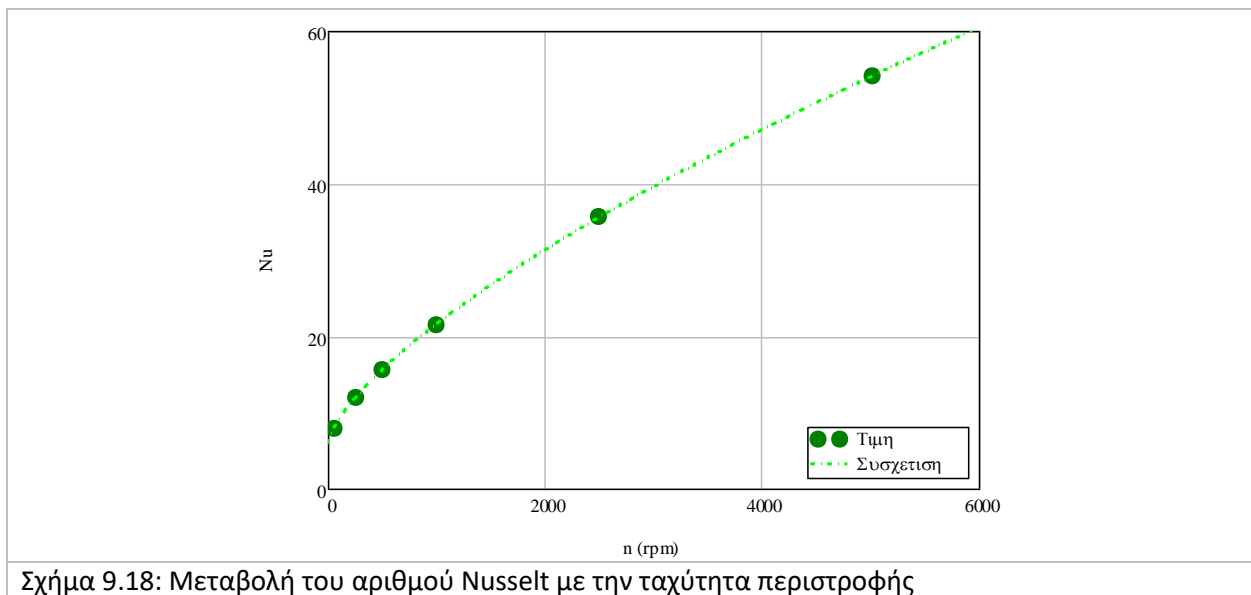
Η εξίσωση υπολογισμού του αριθμού Nusselt για τους εναλλάκτες θερμότητας βάσει του αριθμού Reynolds της ροής του εργαζόμενου μέσου και της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής δίνεται από την Εξ. (9-2). Οι τιμές των συντελεστών δίνονται στον Πίνακα 9-2.

$$Nu(Re, n) = (a_1 \cdot n^{a_2} + a_3) \cdot Re + (b_1 \cdot n^{b_2} + b_3) \quad (9-2)$$

Πίνακας 9-2: Συντελεστές της εξίσωσης μεταβολής των συντελεστών του αριθμού Nusselt (9-2)

| a_1 | a_2 | a_3 | b_1 | b_2 | b_3 |
|-----------------------|-------|----------------------|-------|-------|-------|
| $-4.92 \cdot 10^{-5}$ | 0.425 | $4.43 \cdot 10^{-3}$ | 0.934 | 0.302 | 4.23 |

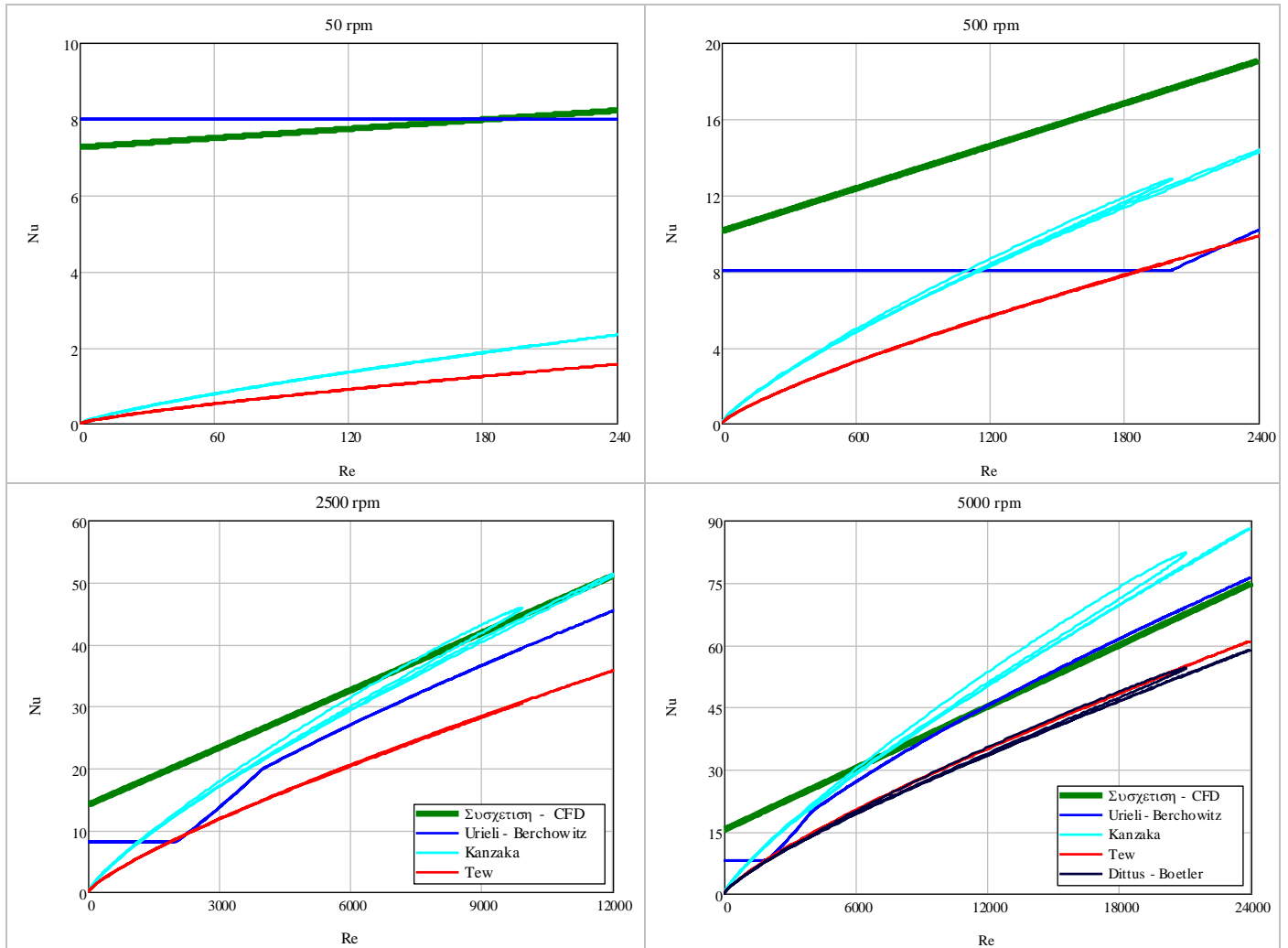
Με δεδομένη την μέση τιμή του αριθμού Reynolds για κάθε γωνιακή ταχύτητα, προκύπτει μία συσχέτιση με την ταχύτητα περιστροφής ως την μοναδική ανεξάρτητη μεταβλητή (Σχήμα 9.18). Προκύπτει πως ο αριθμός Nusselt αυξάνεται με την ταχύτητα περιστροφής. Ο αριθμός Nusselt ισοδυναμεί με το λόγο της μεταφερόμενης θερμότητας μέσω συναγωγής προς την μεταφερόμενη θερμότητα μέσω αγωγής. Για μικρές ταχύτητες περιστροφής, υπάρχει έντονο το φαινόμενο της αγωγής θερμότητας κατά μήκος του αναγεννητή. Όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής, η μεταφορά θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος μέσω συναγωγής ενισχύεται.



Στο Σχήμα 9.19 παρουσιάζεται η σύγκριση των συσχετίσεων μεταξύ των αριθμών Nusselt και Reynolds που προέκυψαν με τις αντίστοιχες θεωρητικές εξισώσεις. Οι θεωρητικές συσχετίσεις που χρησιμοποιούνται για τη σύγκριση επιλέγονται βάσει των συνθηκών και των περιορισμών που έχουν ορισθεί για την καταλληλότητά τους. Βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης, για τις γωνιακές ταχύτητες των 50 και 500 rpm ικανοποιούνται οι προϋποθέσεις για τις σχέσεις των Urieli, Tew και Kanzaka. Για την ταχύστροφη μηχανή (5000 rpm) ικανοποιούνται επιπλέον οι προϋποθέσεις για τη συσχέτιση των Dittus-Boetler. Για ταχύτητα περιστροφής ίση με 50 rpm ο αριθμός Nusselt είναι σχεδόν σταθερός βάσει του εύρους των αριθμών Reynolds. Για ταχύτητα ίση με 500 rpm ο αριθμός Nusselt που προκύπτει από τη συσχέτιση είναι σημαντικά μεγαλύτερος από τους αντίστοιχους βάσει των δημοσιευμένων συσχετίσεων. Για τις 2500 rpm (Κεφάλαιο 5.5), η μεταφορά θερμότητας είναι κοντά στη

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

συσχέτιση που προτείνεται από τους Kanzaka et al για παλινδρομική ροή και είναι κατά 10-15% μεγαλύτερη από την μεταφορά θερμότητας κατά σταθερή ροή. Τέλος, στα 5000 rpm ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας προσεγγίζει το συντελεστή που αντιστοιχεί στη σταθερή ροή. Προκύπτει πως η μεταφορά θερμότητας μειώνεται αναλογικά με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Η μεταφορά θερμότητας κατά την παλινδρομική ροή μπορεί να προσεγγισθεί από θεωρητικές συσχετίσεις για όλο το εύρος των ταχυτήτων περιστροφής. Ως καταλληλότερες επιλέγονται οι συσχετίσεις που προτείνονται από τους Kanzaka et al και από τους Urieli – Berchowitz, ειδικά όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής.



Σχήμα 9.19: Συσχετίσεις Nu vs Re στο θερμαντήρα και σύγκριση με θεωρητικές συσχετίσεις για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής

9.1.4: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών με την ταχύτητα περιστροφής

Οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού μεταβάλλονται σε σημαντικό βαθμό μόνο με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής. Για τις αρχικές συνθήκες ($n=2500$ rpm) υπολογίσθηκαν απώλειες τριβής 970 Watt (23.3 J/c) και απόδοση κινηματικού μηχανισμού 84.55%. Στον Πίνακα 9-3 παρουσιάζονται οι απώλειες και ο βαθμός απόδοσης του κινηματικού μηχανισμού για τις ταχύτητες περιστροφής που

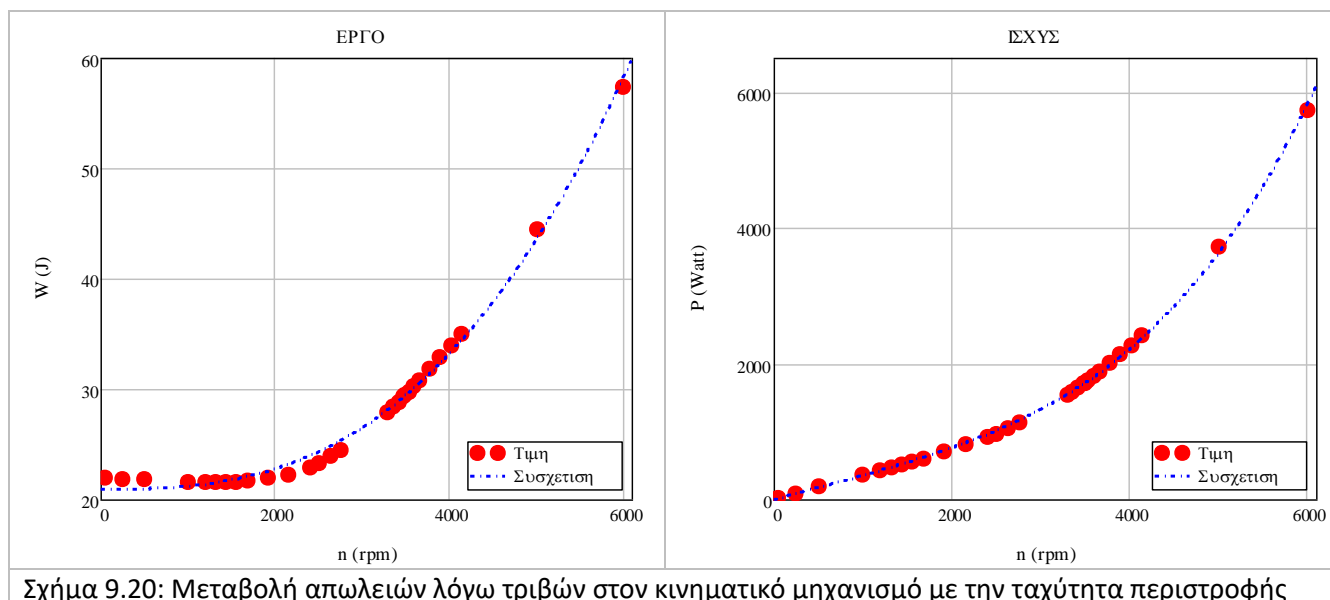
δοκιμάσθηκαν. Οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού αυξάνονται σημαντικά με την αύξηση των στροφών για τιμή άνω των 2500 rpm.

Η απώλεια έργου λόγω των τριβών του κινηματικού μηχανισμού συσχετίζεται με τις στροφές μέσω της Εξ. (9-3). Η μεταβολή της απώλειας έργου και ισχύος λόγω των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού με την ταχύτητα περιστροφής παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.20. Η συσχέτιση εμφανίζει απόκλιση ως προς τα δεδομένα της απώλειας έργου ανά κύκλο μόνο για τις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής.

$$W_{mech,loss}(n) = 1.592 \cdot 10^{-9} \cdot n^{2.744} + 20.93 \quad (9-3)$$

Πίνακας 9-3: Μεταβολή απωλειών και βαθμού απόδοσης του κινηματικού μηχανισμού με την ταχύτητα περιστροφής

| Ταχύτητα περιστροφής (rpm) | Συχνότητα (Hz) | Απώλειες κινηματικού μηχανισμού (J/c) | Βαθμός απόδοσης |
|----------------------------|----------------|---------------------------------------|-----------------|
| 50 | 0.835 | 18.4 | 85.3% |
| 250 | 4.168 | 91.2 | 85.3 % |
| 500 | 8.35 | 182.5 | 85.3 % |
| 1000 | 16.667 | 360.3 | 85.5 % |
| 2500 | 41.68 | 970.5 | 84.6 % |
| 5000 | 83.5 | 3713 | 71.8% |



Σχήμα 9.20: Μεταβολή απωλειών λόγω τριβών στον κινηματικό μηχανισμό με την ταχύτητα περιστροφής

Τα ενεργειακά μεγέθη που προέκυψαν για τις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής που δοκιμάσθηκαν παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-4. Το ενδεικνύμενο έργο, αλλά και οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού μειώνονται με την ταχύτητα περιστροφής. Ο ρυθμός μείωσης αυξάνεται με την ταχύτητα περιστροφής. Για λειτουργία στις 5000 rpm, η μηχανή έχει αρνητικό παραγόμενο έργο. Με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής μειώνεται η προσδιδόμενη και η απορριπτόμενη θερμότητα ανά κύκλο λειτουργίας. Ο βαθμός απόδοσης είναι πολύ μικρός για πολύ μικρές και πολύ μεγάλες ταχύτητες

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

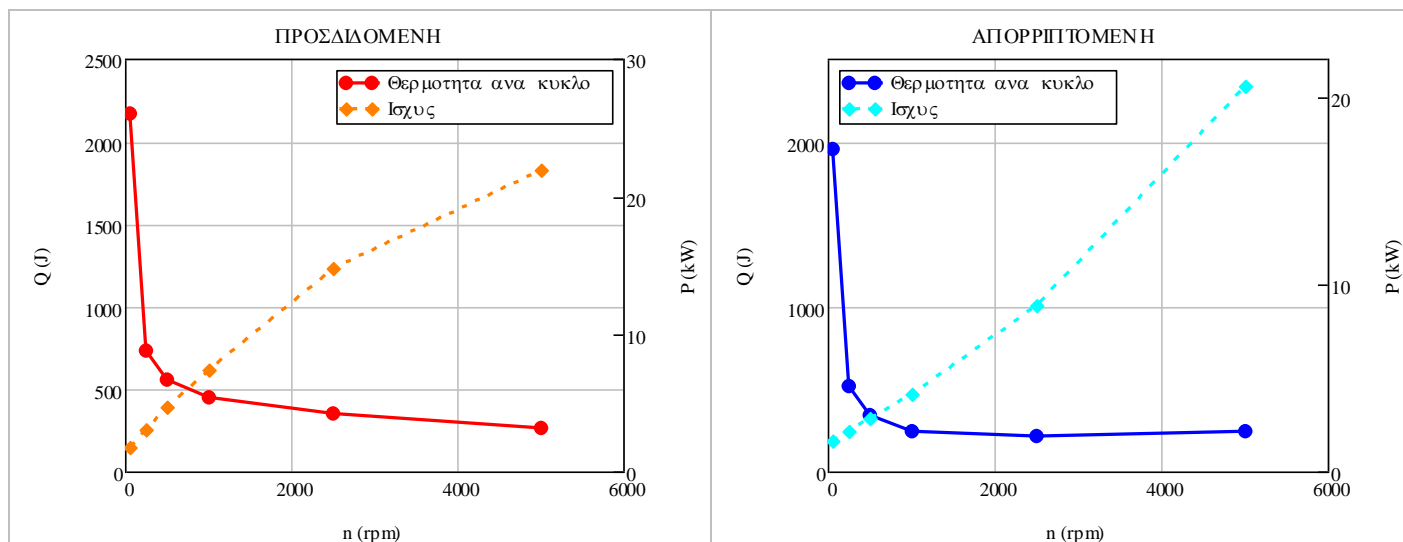
περιστροφής, λόγω της μεγάλης τιμής της προσδιδόμενης θερμότητας και της χαμηλής τιμής του παραγόμενου έργου αντίστοιχα.

Στο Σχήμα 9.21 παρουσιάζεται η μεταβολή της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας με την ταχύτητα περιστροφής. Οι συνεχόμενες γραμμές αντιστοιχούν στη θερμότητα ανά κύκλο, ενώ οι διακεκομμένες γραμμές αντιστοιχούν στην ισχύ. Η προσδιδόμενη θερμότητα (αριστερά) μειώνεται σημαντικά για αύξηση της ταχύτητας περιστροφής μεταξύ των 50 και των 250 rpm, ενώ για περεταίρω αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, ο ρυθμός μείωσης της προσδιδόμενης θερμότητας είναι φθίνων. Για την απορριπτόμενη θερμότητα (δεξιά) η μείωση έως τις 2500 rpm είναι παρόμοια με την μείωση της προσδιδόμενης θερμότητας. Η απορριπτόμενη θερμότητα αυξάνεται ελαφρώς μεταξύ των 2500 και 5000 rpm. Η προσδιδόμενη και απορριπτόμενη ισχύς αυξάνονται λόγω της αύξησης της συχνότητας. Λόγω των αντίστοιχων μεταβολών των θερμοτήτων ανά κύκλο, η προσδιδόμενη ισχύς αυξάνεται με την ταχύτητα περιστροφής με φθίνοντα ρυθμό, ενώ ο ρυθμός αύξησης της απορριπτόμενης ισχύος είναι αύξων.

Για χαμηλές ταχύτητες περιστροφής αυξάνεται σημαντικά η χρονική διάρκεια μεταξύ δύο διαδοχικών μοιρών, οδηγώντας σε ανάλογη αύξηση των θερμικών απωλειών. Καθώς οι θερμικές απώλειες υπολογίζονται αρχικά ως απώλεια ισχύος (Watt) και παραμένουν προσεγγιστικά σταθερές για τις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής, η αύξηση του χρονικού διαστήματος που αυτή διαρκεί, αυξάνει την απώλεια ενέργειας ανά κύκλο. Η μεγάλη τιμή των απωλειών θερμότητας για μικρές ταχύτητες περιστροφής αυξάνει σημαντικά την προσδιδόμενη και την απορριπτόμενη θερμότητα. Για την μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής μεταξύ 2500 και 5000 rpm, η απορριπτόμενη θερμότητα αυξάνεται λόγω της μεγάλης αύξησης της πτώσης πίεσης και της συνεπαγόμενης διαχεόμενης θερμότητας, η οποία αποβάλλεται μέσω του ψύκτη της μηχανής.

Πίνακας 9-4: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών με την ταχύτητα περιστροφής

| n (rpm) | W_{ind} (J) | W_{loss} (J) | W_{out} (J) | P (kW) | Q_h (J) | Q_k (J) | η |
|---------|---------------|----------------|---------------|--------|-----------|-----------|--------|
| 50 | 219.6 | 22.0 | 197.6 | 0.165 | 2169.3 | 1949.6 | 9.1 % |
| 250 | 217.0 | 21.9 | 195.1 | 0.813 | 742.4 | 513.6 | 26.7 % |
| 500 | 213.7 | 21.9 | 191.8 | 1.602 | 558.0 | 344.3 | 34.4 % |
| 1000 | 197.9 | 21.6 | 176.2 | 2.938 | 444.4 | 244.6 | 39.7 % |
| 2500 | 143.0 | 23.3 | 119.7 | 4.991 | 354.7 | 211.6 | 33.8 % |
| 5000 | 15.8 | 44.5 | -28.6 | | 261.9 | 246.1 | |



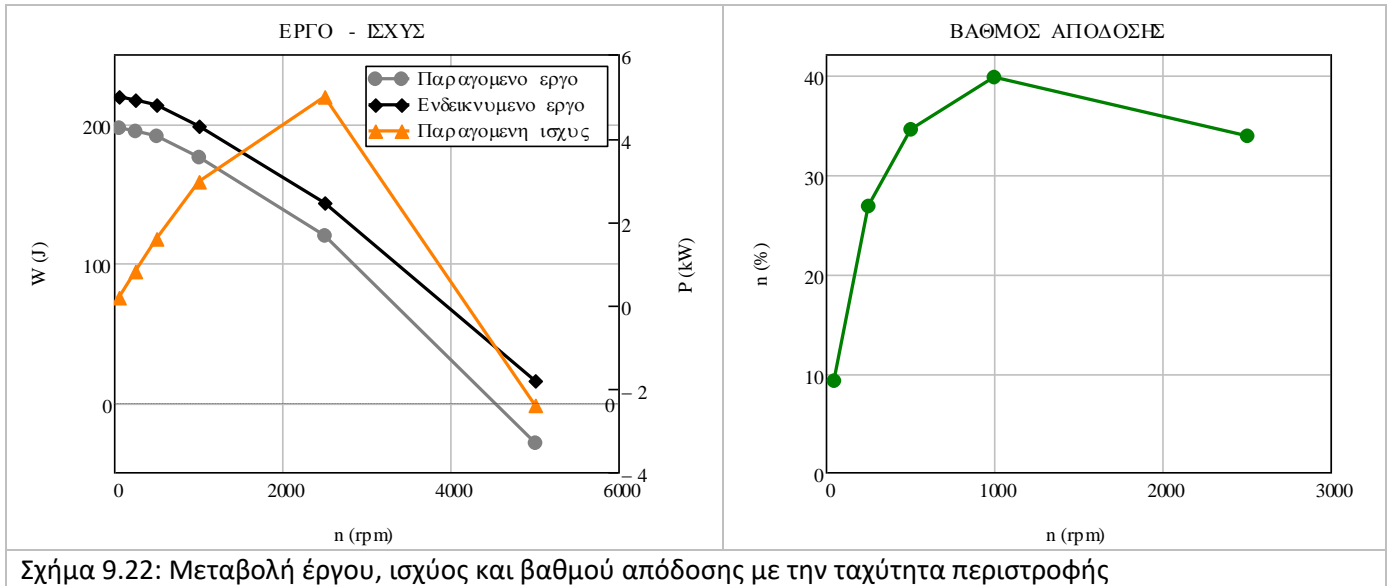
Σχήμα 9.21: Μεταβολή προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας με την ταχύτητα περιστροφής

Στο Σχήμα 9.22 παρουσιάζεται η μεταβολή του έργου του βαθμού απόδοσης της μηχανής με την ταχύτητα περιστροφής. Το ενδεικνύμενο έργο της μηχανής μειώνεται με την αύξηση των στροφών, λόγω της αύξησης της πτώσης πίεσης του εργαζόμενου μέσου στην μηχανή. Η πτώση πίεσης εντός της μηχανής αυξάνεται με την ταχύτητα περιστροφής με αύξοντα ρυθμό. Το παραγόμενο έργο μειώνεται με μεγαλύτερο ρυθμό για μεγάλες ταχύτητες περιστροφής, λόγω της σημαντικής αύξησης των απωλειών στον κινηματικό μηχανισμό για ταχύτητες περιστροφής άνω των 2500 rpm. Για ταχύτητα περιστροφής 5000 rpm το παραγόμενο έργο είναι αρνητικό και η λειτουργία της μηχανής απαιτεί πρόσδοση έργου από εξωτερική πηγή. Παράλληλα με το έργο παρουσιάζεται η μεταβολή της παραγόμενης ισχύος. Η παραγόμενη ισχύς μεγιστοποιείται για ταχύτητα περιστροφής ίση με 2500 rpm.

Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής μεγιστοποιείται για ταχύτητα περιστροφής ίση με 1000 rpm. Για μικρές ταχύτητες περιστροφής, η απόδοση της μηχανής είναι μικρή λόγω της μεγάλης απαιτούμενης θερμότητας. Όσο η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται, η μείωση της απαιτούμενης θερμότητας είναι εντονότερη από την μείωση του έργου και ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται. Μεταξύ των 1000 και 2500 rpm ο ρυθμός μείωσης του παραγόμενου έργου είναι μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο ρυθμό μείωσης της απαιτούμενης θερμότητας, με αποτέλεσμα την μείωση του βαθμού απόδοσης κατά 6%.

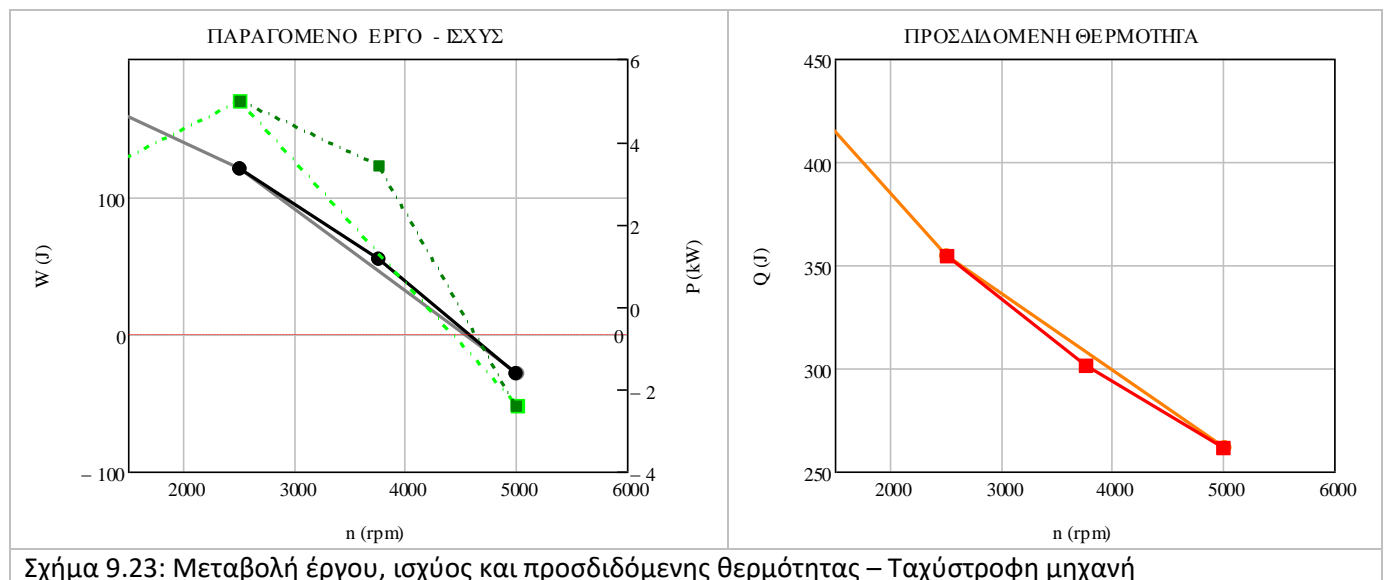
Η βέλτιστη περιοχή ταχυτήτων περιστροφής για τη λειτουργία της μηχανής είναι μεταξύ 1000 και 2500 rpm. Το ακριβές πεδίο ταχυτήτων περιστροφής επιλέγεται ανάλογα με το αν επιδιώκεται η μεγιστοποίηση της παραγόμενης ισχύος ή η βελτιστοποίηση της απόδοσης. Για λειτουργία μεταξύ 500 και 1000 rpm η απόδοση είναι ικανοποιητική, αλλά η παραγόμενη ισχύς είναι μικρή. Η λειτουργία της μηχανής σε ταχύτητες περιστροφής κάτω από 500 rpm ή πάνω από 2500 rpm είναι ασύμφορη, καθώς υπάρχει συνδυασμός μικρής παραγωγής ισχύος και μικρού βαθμού απόδοσης.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



Σχήμα 9.22: Μεταβολή έργου, ισχύος και βαθμού απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής

Το παραγόμενο έργο μηδενίζεται σε μία περιοχή μεταξύ των 2500 και των 5000 rpm. Για να εντοπισθεί η περιοχή αυτή με μεγαλύτερη ακρίβεια, εκτελέσθηκε μία επιπλέον προσομοίωση με ταχύτητα περιστροφής ίση με 3750 rpm. Οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού είναι ίσες με 1970 Watt. Η μεταβολή του παραγόμενου έργου και της απαιτούμενης θερμότητας για τις υψηλές ταχύτητες περιστροφής παρουσιάζονται στο Σχήμα 9.23. Η μεταβολή του παραγόμενου έργου (συνεχείς μαύρες γραμμές) και της απαιτούμενης θερμότητας στο διάστημα μεταξύ 2500 και 5000 rpm δεν είναι γραμμική. Ο ρυθμός μείωσης του έργου είναι σχετικά μικρός για ταχύτητα περιστροφής μεταξύ 2500-4000 rpm και αυξάνεται σημαντικά στη συνέχεια. Για τις 3750 rpm, το παραγόμενο έργο είναι μεγαλύτερο από την τιμή που θα προέκυπτε βάσει της γραμμικής μεταβολής, ενώ η απαιτούμενη θερμότητα είναι μικρότερη. Παρόλα αυτά, η παραγόμενη ισχύς (διακεκομμένες πράσινες γραμμές) μειώνεται για αύξηση της ταχύτητας περιστροφής άνω των 2500 rpm. Για λειτουργία στα 3750 rpm, ο βαθμός απόδοσης είναι χαμηλός (18.1%). Το παραγόμενο έργο μηδενίζεται στην περιοχή των 4500 rpm.



Σχήμα 9.23: Μεταβολή έργου, ισχύος και προσδιδόμενης θερμότητας – Ταχύστροφη μηχανή

9.2: Μεταβολή αρχικής πίεσης

Η πίεση λειτουργίας της μηχανής είναι καθοριστικός παράγοντας για την απόδοσή της. Από υπολογιστικές μελέτες και πειράματα που υπάρχουν στη βιβλιογραφία, προκύπτει πως η απόδοση της μηχανής βελτιώνεται με αύξηση της πίεσης λειτουργίας. Σε μία ιδανική μηχανή Stirling, η παραγόμενη ισχύς είναι ανάλογη της μέσης πίεσης. Περιοριστικός παράγων στην αύξηση της πίεσης είναι η απαίτηση για χρήση πιο ανθεκτικών υλικών, ή για ύπαρξη τοιχωμάτων μεγαλύτερου πάχους, αυξάνοντας τις απώλειες θερμότητας μέσω αγωγής. Επιπλέον, η αύξηση της πίεσης προκαλεί αύξηση των απωλειών λόγω διαρροής του αερίου, οι οποίες είναι ανάλογες του τετραγώνου της μέσης πίεσης. [7]

Η παραγόμενη ισχύς της μηχανής αυξάνεται με την πίεση λειτουργίας. Ο τρόπος μεταβολής διαφέρει ανάλογα με τον τύπο και της συνθήκες λειτουργίας της μηχανής. Σε άλλες περιπτώσεις, η ισχύς και η πίεση λειτουργίας έχουν προσεγγιστικά γραμμική συσχέτιση, ενώ σε άλλες η ισχύς αυξήθηκε με την πίεση έως μία βέλτιστη τιμή της πίεσης και στη συνέχεια σταθεροποιήθηκε ή μειώθηκε ελαφρά. Ο βαθμός απόδοσης επίσης συνήθως αυξάνεται με την πίεση λειτουργίας, τουλάχιστον έως ενός σημείου. Στα πειράματα του Martini στην μηχανή GM GPU-3 δοκιμάσθηκαν τιμές της μέσης πίεσης ίσες με 13.8, 27.6, 41.4, 55.2 και 69 bar, για ένα εύρος ταχυτήτων περιστροφής και θερμοκρασιών του αερίου στο θερμοαντήρα. [21] Η παραγόμενη ισχύς αυξήθηκε γραμμικά με την μέση πίεση για μικρές ταχύτητες περιστροφής, ενώ για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής, ο ρυθμός της αύξησης της παραγόμενης ισχύος παρουσίασε μικρή πτώση για μεγάλες τιμές της πίεσης. Ο ρυθμός αύξησης της ισχύος με την μέση πίεση ήταν μεγαλύτερος για μεγαλύτερες θερμοκρασίες του αερίου στο θερμοαντήρα, ενώ αυξήθηκε για αύξηση των ταχυτήτων περιστροφής, έως τις 2500-3000 rpm ανάλογα τις υπόλοιπες συνθήκες λειτουργίας της μηχανής. Η προσδιδόμενη στην μηχανή ισχύς αυξήθηκε με την πίεση λειτουργίας με επίσης γραμμικό τρόπο. Τέλος, ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε με την πίεση λειτουργίας για μικρές τιμές της πίεσης, με το ρυθμό αύξησής του να παρουσιάζει σημαντική μείωση για πιέσεις άνω των 40 bar. Με χρήση αναλυτικού μοντέλου που ανέπτυξαν στην ίδια μηχανή, οι Timoumi et al [95] κατέληξαν στο συμπέρασμα πως η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται με την πίεση λειτουργίας με προσεγγιστικά γραμμικό τρόπο. Η απόδοση της μηχανής βελτιώθηκε με αύξηση της πίεσης έως ενός σημείου και στη συνέχεια άρχισε να μειώνεται εξαιτίας της αύξησης των θερμικών απωλειών. Αντίστοιχα είναι και τα ευρήματα των Uchman et al [19] για μηχανή β-τύπου που λειτουργεί με ήλιο. Στη συγκεκριμένη περίπτωση μάλιστα, η ανηγμένη ως προς την πίεση λειτουργίας ισχύς αυξήθηκε με την πίεση λειτουργίας. Παρόμοιος τρόπος βελτίωσης της απόδοσης της GM GPU-3 με την πίεση λειτουργίας προκύπτει βάσει του πολυτροπικού μοντέλου των Li et al. [18], βάσει των οποίων η επίδραση της πίεσης είναι μεγαλύτερη για χρήση υδρογόνου ως εργαζόμενου μέσου αντί για ήλιο. Η γραμμική σχέση της πίεσης και της παραγόμενης ισχύος έχει βρεθεί και για μηχανές γ-τύπου. Παραδείγματα σχετικών ερευνών είναι η παραμετρική μελέτη που διεξήγαν οι Gheith et al [105] όπου δοκιμάσθηκαν αρχικές πιέσεις από 2 έως 10 bar, η μελέτη των Hachem et al [133] με χρήση αναλυτικού μοντέλου και η πειραματική μελέτη των Bert et al [132].

Βάσει άλλων εργασιών προκύπτει πως ο ρυθμός της αύξησης της παραγόμενης ισχύος με την πίεση λειτουργίας φθίνει για μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας. Κατά την παραμετρική μελέτη σε μηχανή Stirling β-τύπου, οι Ahmed et al. [99] κατέληξαν στο συμπέρασμα πως η αύξηση της πίεσης λειτουργίας αυξάνει σημαντικά τις απώλειες διαρροής και σε μικρότερο βαθμό την πτώση πίεσης. Κατά την μελέτη, δοκιμάσθηκαν τιμές της μέσης πίεσης από 10 έως 50 bar. Η αύξηση των απωλειών λόγω τριβής με την

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

αύξηση της πίεσης λειτουργίας επιβεβαιώνεται και από την μελέτη του Bataineh [101] σε μηχανή α-τύπου. Πάνω από μία ορισμένη τιμή της πίεσης αυξάνονται σημαντικά οι απώλειες λόγω τριβής, ενώ παράλληλα μειώνεται η απόδοση του αναγεννητή και δυσκολεύει η μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες. Για περαιτέρω αύξηση της πίεσης πέραν του ορίου αυτού, ο βαθμός απόδοσης μειώνεται. Ο φθίνων ρυθμός της αύξησης της παραγόμενης ισχύος με την μέση πίεση παρατηρήθηκε και από τους Chen et al. [111] για μηχανή Stirling γ-τύπου. Οι πιέσεις που δοκιμάστηκαν ήταν χαμηλές και κυμαίνονταν μεταξύ 1 και 5 bar. Η ύπαρξη ενός ορίου στην πίεση λειτουργίας, πέραν του οποίου η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται με φθίνοντα ρυθμό ή σταθεροποιείται υποστηρίζεται και από τους Araoz et al. [104], μέσω του αναλυτικού μοντέλου που ανέπτυξαν σε πρωτότυπη μηχανή Stirling γ-τύπου.

Η επίδραση της πίεσης λειτουργίας στην απόδοση της μηχανής έχει μελετηθεί ευρέως με χρήση Υπολογιστικών μεθόδων (CFD). Ανεξάρτητα τον τύπο και τις συνθήκες της υπό μελέτη μηχανής, η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης αυξάνονται όσο αυξάνεται η πίεση λειτουργίας. Σε μηχανή β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό όπου δοκιμάστηκαν τιμές της μέσης πίεσης μεταξύ 18 και 30 bar, οι Xiao et al. [108] βρήκαν πως η ισχύς αυξήθηκε σχεδόν αναλογικά με την μέση πίεση ενώ ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε κατά απόλυτη τιμή ίση με 3%. Αναλογική αύξηση της ισχύος με την πίεση λειτουργίας σε μηχανή β-τύπου προέκυψε και από τα ευρήματα των Cheng και Chen [107], για πίεση έως και 35 bar. Γραμμική αύξηση της ισχύος με την πίεση παρατηρήθηκε από τους Almajiri et al [106] για μηχανή α-τύπου και πιέσεις μεταξύ 2 και 10 bar, αλλά και από τους Kuban et al [113] για μηχανή γ-τύπου και πιέσεις μεταξύ 3 και 10 bar. Τέλος, οι Abuelayamen et al. [20] μελέτησαν την επίδραση της μέσης πίεσης σε μηχανή β-τύπου χωρίς αναγεννητή. Η αύξηση της πίεσης οδήγησε σε αύξηση του έργου με φθίνοντα ρυθμό και γραμμική αύξηση της απαιτούμενης θερμότητας, μειώνοντας το βαθμό απόδοσης. Τα αποτελέσματα ήταν αντίστοιχα για χρήση Υδρογόνου και Ηλίου ως εργαζόμενα μέσα.

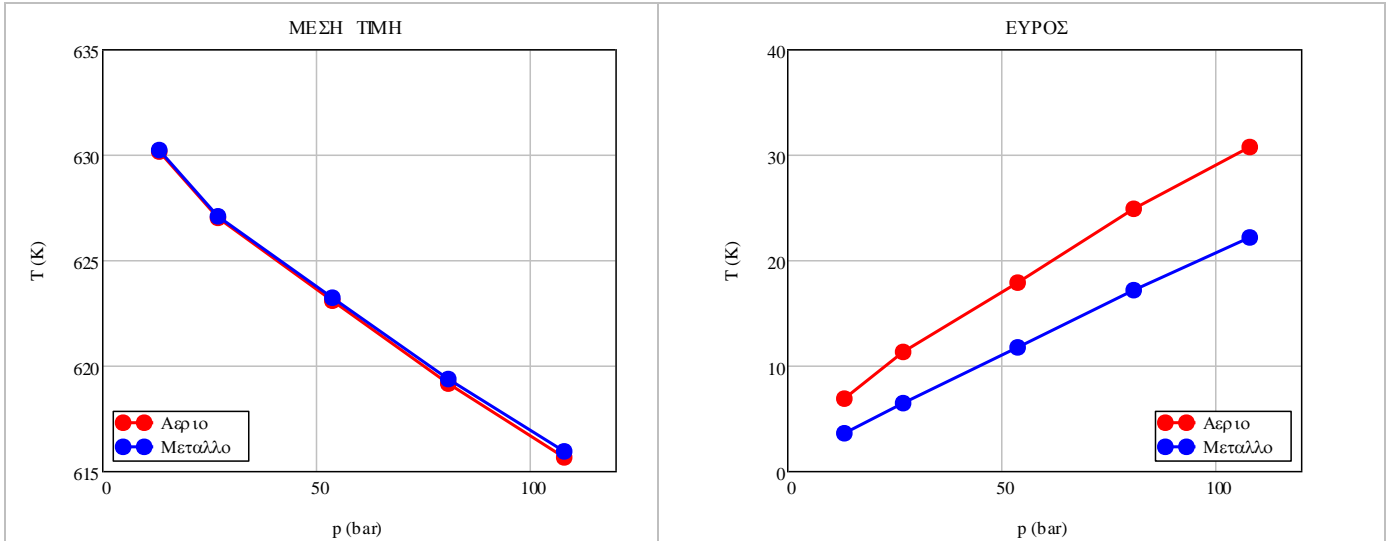
Κατά την παραμετρική μελέτη, η πίεση μεταβλήθηκε μέσω του ορισμού διαφορετικής τιμής για την πίεση στην αρχή της προσομοίωσης (charge pressure). Δοκιμάστηκε μία χαμηλότερη τιμή και τρεις υψηλότερες σε σχέση με την πίεση της αρχικής μηχανής. Τα σενάρια παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-5. Στη δεξιά στήλη παρουσιάζονται οι τιμές της μέσης πίεσης για κάθε μία προσομοίωση. Η τιμή της πίεσης επηρεάζει αναλογικά την μάζα του εργαζόμενου μέσου. Η λειτουργία της μηχανής με αρχική πίεση 81 και 108 bar δεν είναι γνωστό εάν είναι εφικτή στην πράξη με τα διαθέσιμα υλικά. Ο στόχος είναι να εντοπισθεί η ύπαρξη κάποιου ορίου στην βελτίωση της επίδοσης της μηχανής με την αύξηση της πίεσης. Μέσω αυτού, μπορεί να προκύψει συμπέρασμα σχετικά με τη σημασία της ανάπτυξης πιο ανθεκτικών υλικών, ή να εξετασθεί η προοπτική του σχεδιασμού παχύτερων τοιχωμάτων της μηχανής.

Πίνακας 9-5: Τιμές της αρχικής πίεσης που δοκιμάστηκαν κατά την παραμετρική μελέτη

| Σενάριο | Αρχική πίεση (p_{in}) | Μέση πίεση (p_{mean}) |
|----------------|---|---|
| Αρχικό | 27 bar | 23.9 |
| 0.5·p | 13.5 bar | 46.4 |
| 2·p | 54 bar | 88.3 |
| 3·p | 81 bar | 136.7 |
| 4·p | 108 bar | 181.8 |

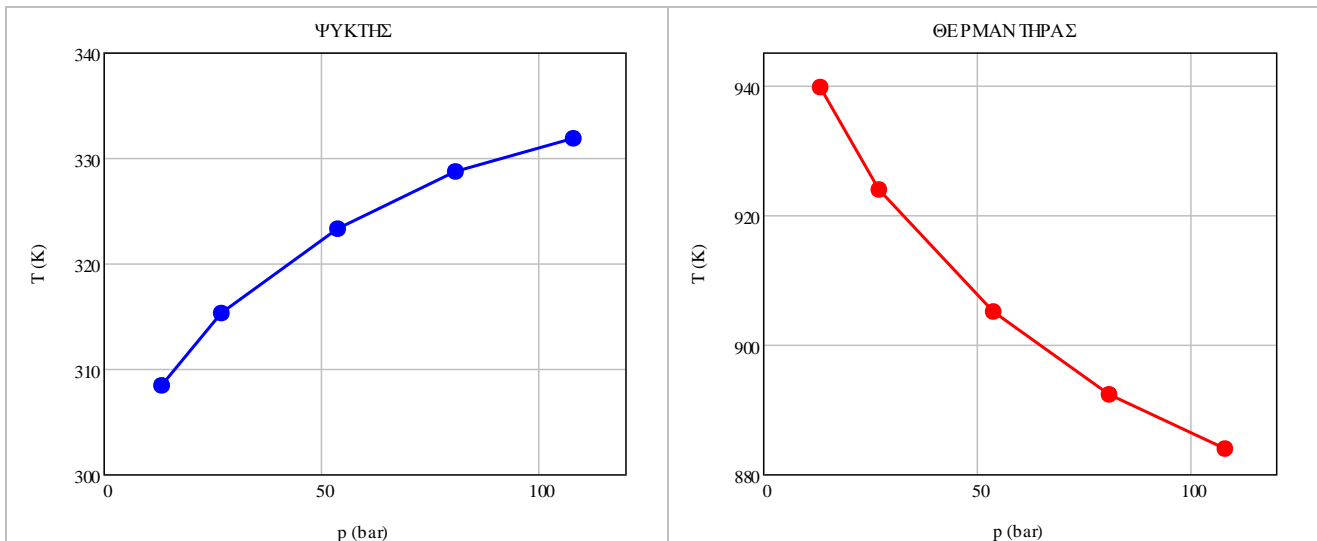
9.2.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών

Στο Σχήμα 9.24 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στον αναγεννητή με την αρχική πίεση της μηχανής. Η αύξηση της πίεσης αυξάνει το εύρος της μεταβολής της θερμοκρασίας τόσο για το αέριο όσο και για το μέταλλο και μειώνει τις μέσες θερμοκρασίες.



Σχήμα 9.24: Μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας και του εύρους της θερμοκρασιακής μεταβολής στον αναγεννητή με την αρχική πίεση

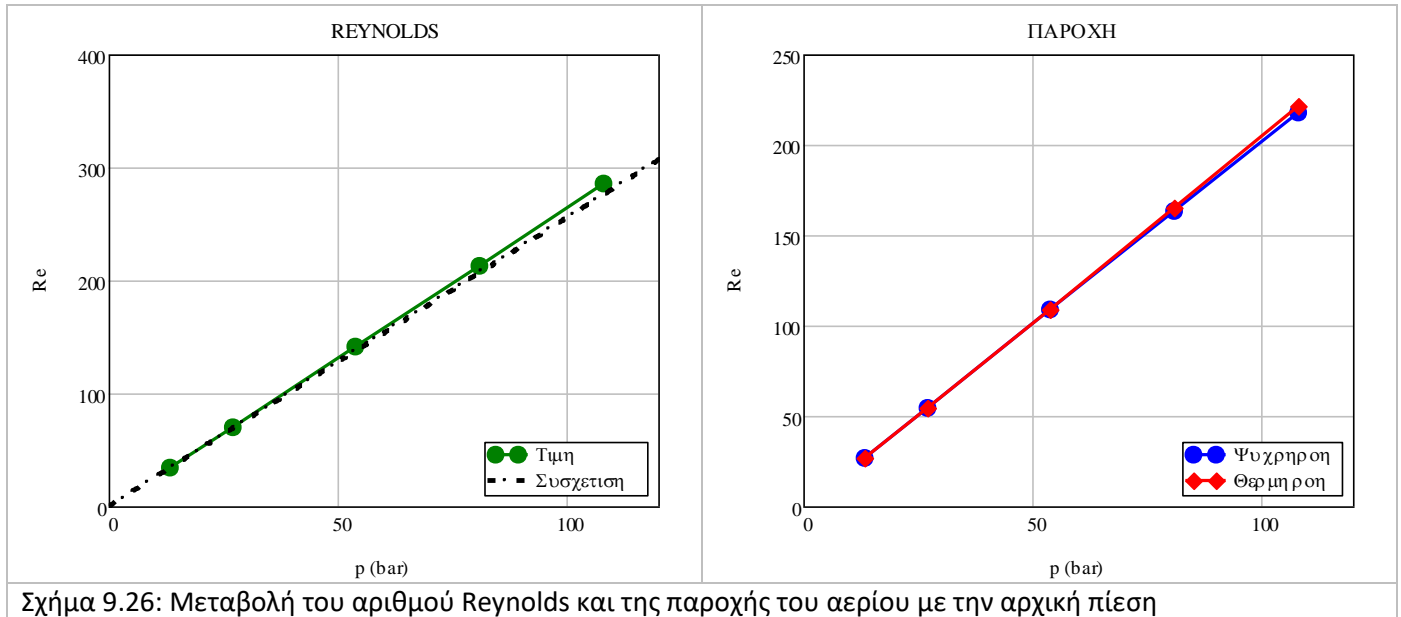
Στο Σχήμα 9.25 παρουσιάζεται η αντίστοιχη μεταβολή της μέσης τιμής της θερμοκρασίας στους εναλλάκτες. Η θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη αυξάνεται, ενώ η αντίστοιχη θερμοκρασία στο θερμαντήρα μειώνεται με την αύξηση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου. Η αύξηση της πίεσης συνδέεται με την αύξηση της ποσότητας του αερίου στην μηχανή. Όσο αυξάνεται η ποσότητα του αερίου στους εναλλάκτες, τόσο μειώνεται η επίδραση της θερμότητας που προσδίδεται στην μηχανή ή απορρίπτεται από αυτήν ως προς τη θερμοκρασία.



Σχήμα 9.25: Μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας στους εναλλάκτες με την αρχική πίεση

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

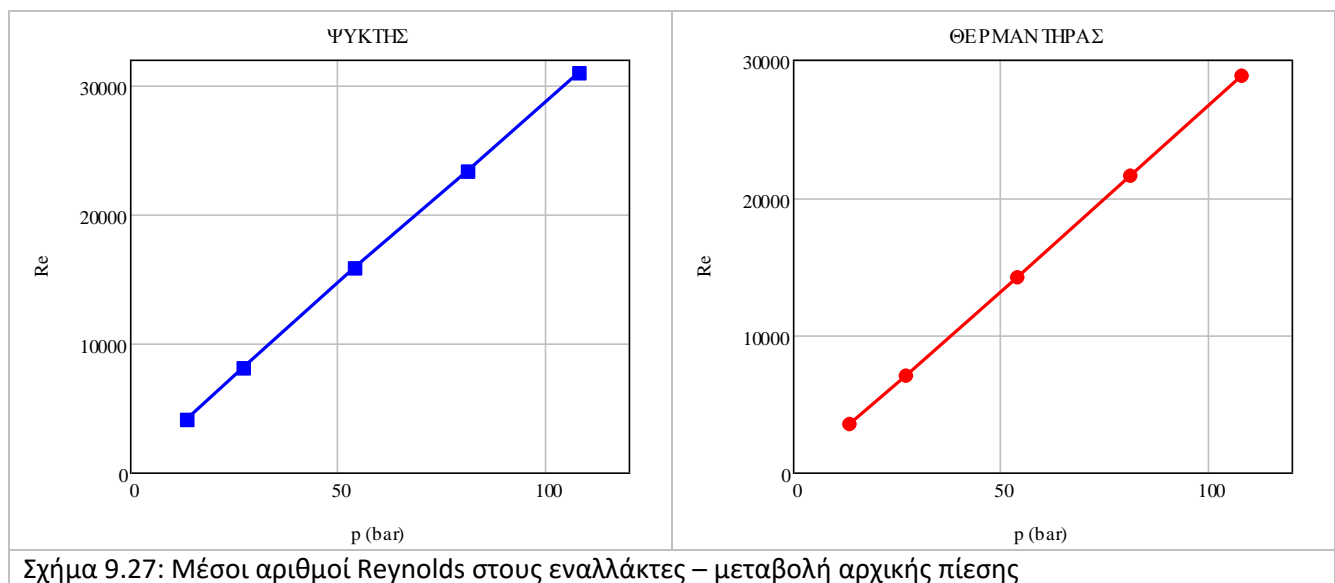
Στο Σχήμα 9.26 παρουσιάζεται η μεταβολή των μέγιστων τιμών του Reynolds και της παροχής του αερίου στον αναγεννητή με την αρχική πίεση. Η αύξηση και των δύο μεγεθών είναι αναλογική με την πίεση λειτουργίας. Βάσει και της αναλογίας της πίεσης με τη πυκνότητα, προκύπτει πως η ταχύτητα του αερίου στον αναγεννητή και τους υπόλοιπους χώρους της μηχανής δεν μεταβάλλεται με την πίεση λειτουργίας.



Σχήμα 9.26: Μεταβολή του αριθμού Reynolds και της παροχής του αερίου με την αρχική πίεση

9.2.2: Μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες

Στο Σχήμα 9.27 παρουσιάζεται η μεταβολή των μέσων τιμών των αριθμών Reynolds στους εναλλάκτες με την αρχική πίεση. Προκύπτει πως η μεταβολή είναι γραμμική.

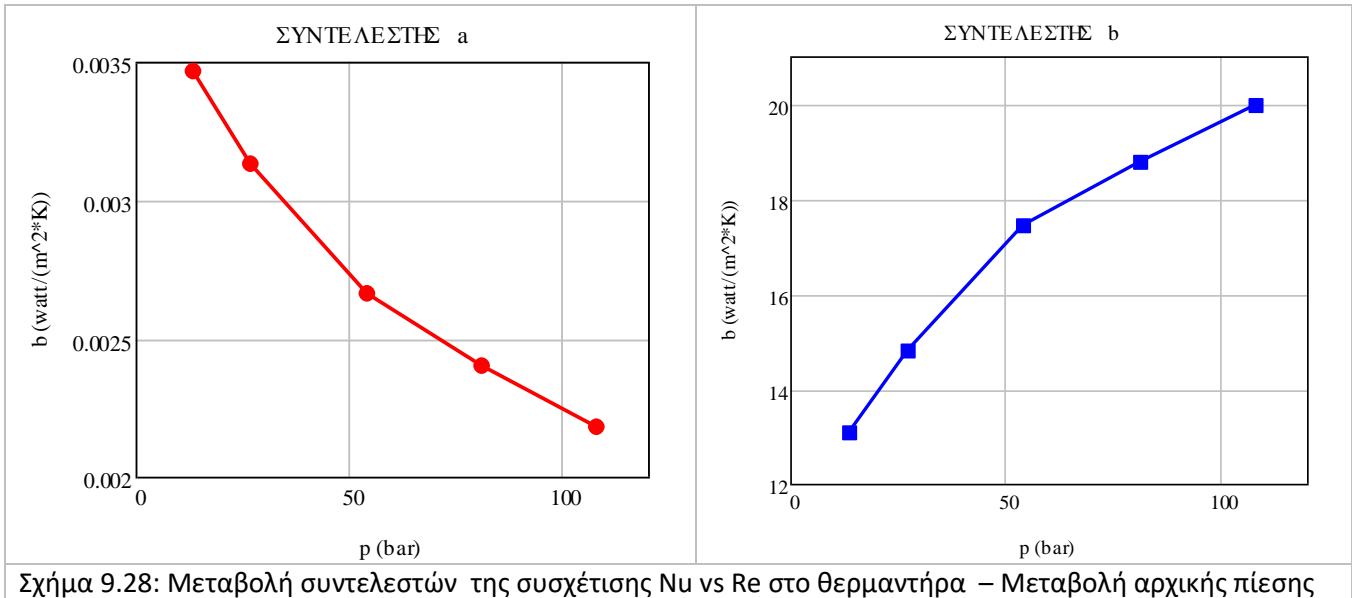


Σχήμα 9.27: Μέσοι αριθμοί Reynolds στους εναλλάκτες – μεταβολή αρχικής πίεσης

Η μεταβολή των τιμών των συντελεστών των συσχετίσεων μεταξύ των αριθμών Nusselt και Reynolds για τους εναλλάκτες με την αρχική πίεση παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.28. Ο συντελεστής «a» που ρυθμίζει

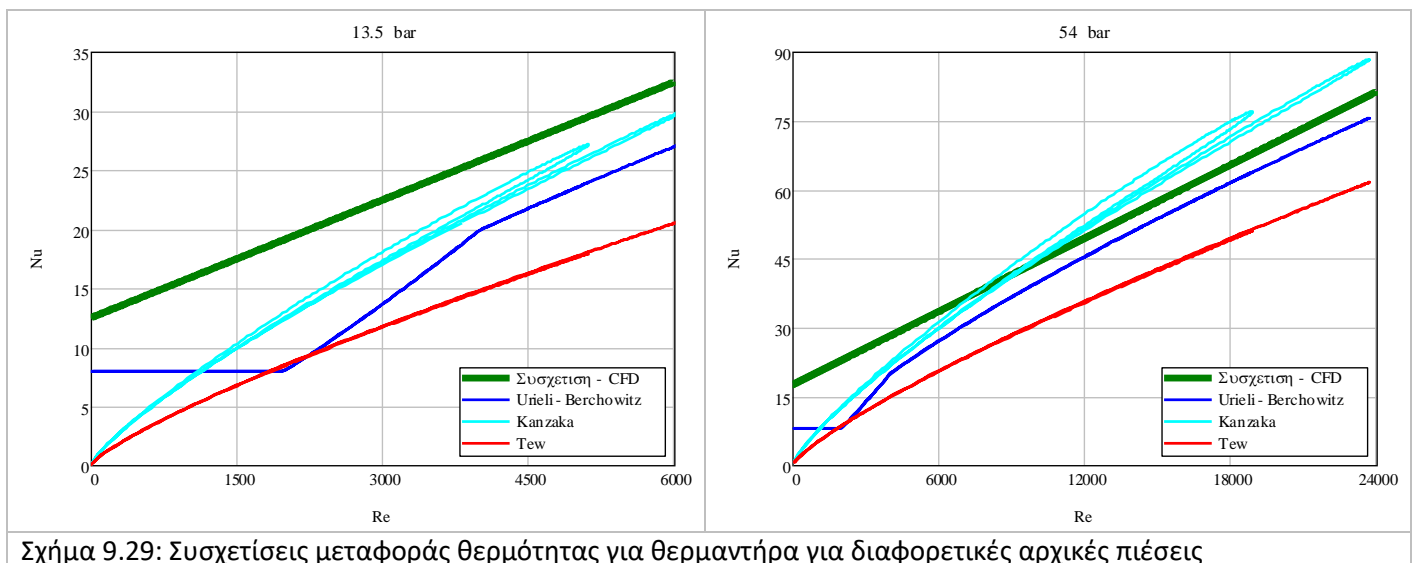
Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

την αναλογία μεταξύ των αριθμών Nusselt και Reynolds μειώνεται με την πίεση ενώ ο σταθερός συντελεστής «b» αυξάνεται. Όσο αυξάνεται η πίεση μειώνεται η επίδραση του Reynolds στην μεταφορά θερμότητας, εκτός από τις χρονικές περιόδους όπου η τιμή του Reynolds είναι μικρή. Καθώς, ο ρυθμός μεταβολής των συντελεστών φθίνει για μεγάλες πιέσεις, εκτιμάται πως η μεταβολή στην μεταφορά θερμότητας θα είναι πολύ μικρή με επιπλέον αύξηση της πίεσης.



Σχήμα 9.28: Μεταβολή συντελεστών της συσχέτισης Nu vs Re στο θερμαντήρα – Μεταβολή αρχικής πίεσης

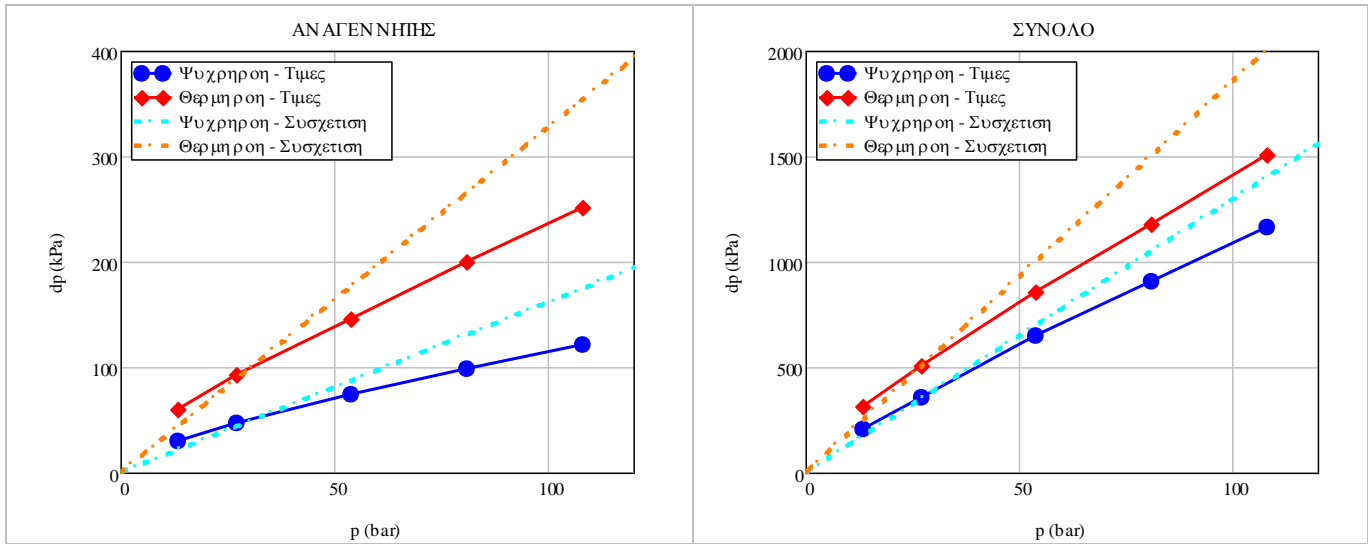
Στο Σχήμα 9.29 παρουσιάζονται οι συσχετίσεις Nu vs Re για το θερμαντήρα για αρχική πίεση λειτουργίας 13.5 και 54 bar. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης μπορούν να συσχετισθούν με τα αναμενόμενα βάσει θεωρίας. Όσο αυξάνεται η πίεση, ο αριθμός Nusselt που προκύπτει για αντίστοιχα Reynolds μειώνεται. Η μείωση του αριθμού Nusselt ανηγμένου στην κατανομή του αριθμού Reynolds υποδεικνύει πως η αύξηση της πίεσης δυσχεραίνει την μεταφορά θερμότητας, οδηγώντας σε μείωση της μέσης θερμοκρασίας του θερμαντήρα και αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στο ψύκτη (Σχήμα 9.25). [101]



Σχήμα 9.29: Συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας για θερμαντήρα για διαφορετικές αρχικές πιέσεις

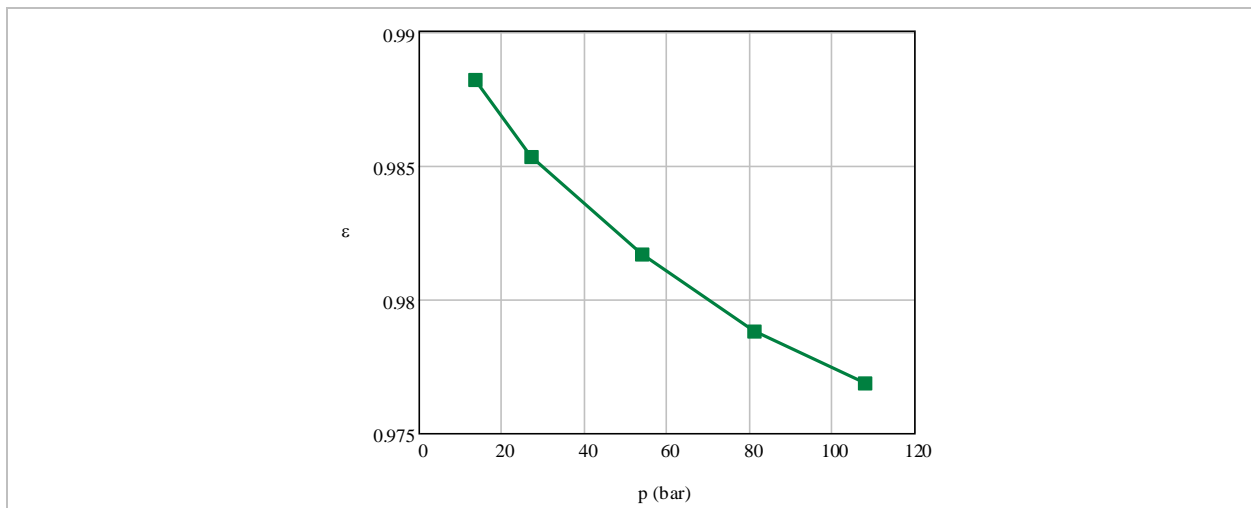
9.2.3: Μεταβολή πτώσης πίεσης και θερμικών απωλειών στον αναγεννητή

Στο Σχήμα 9.30 παρουσιάζεται η μεταβολή των μέγιστων τιμών της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή και το σύνολο της μηχανής. Η διακεκομμένη γραμμή αντιστοιχεί σε γραμμική μεταβολή μεταξύ της πτώσης πίεσης και της αρχικής πίεσης της μηχανής. Προκύπτει πως ο ρυθμός αύξησής της πτώσης πίεσης είναι μικρότερος από τον αντίστοιχο ρυθμό της αρχικής πίεσης. Συνεπώς, η πτώση πίεσης ανηγμένη στην πίεση λειτουργίας της μηχανής είναι μεγαλύτερη για μικρές πιέσεις λειτουργίας. Η πτώση της πίεσης είναι αναλογικά μεγαλύτερη και πιο σημαντική για τη λειτουργία της μηχανής όσο μικρότερη είναι η αρχική πίεση του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 9.30: Μεταβολή των μέγιστων τιμών της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή και την μηχανή με την αρχική πίεση

Ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή μειώνεται με την αρχική πίεση λειτουργίας (Σχήμα 9.31), με το ρυθμό της μείωσης να φθίνει με την αύξηση της πίεσης. Η επίδραση της πίεσης στο βαθμό απόδοσης του αναγεννητή δεν είναι σημαντική, καθώς για αύξησή της κατά 8 φορές η μείωση στο βαθμό απόδοσης είναι της τάξης του 1%.



Σχήμα 9.31: Βαθμός απόδοσης του αναγεννητή – Μεταβολή αρχικής πίεσης

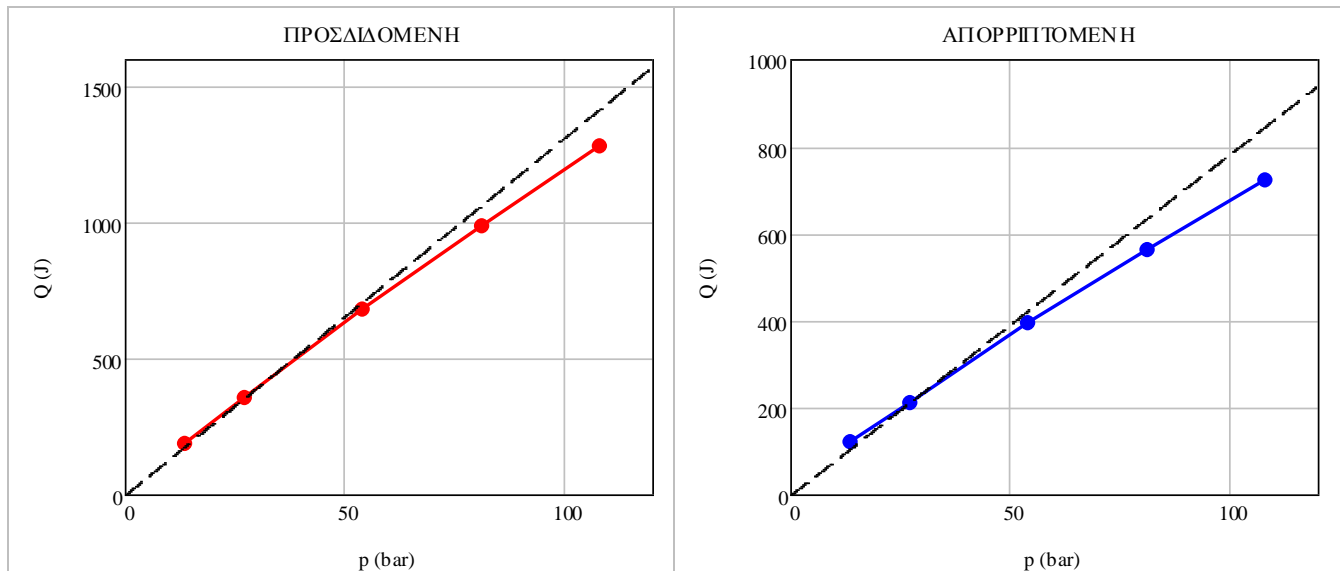
9.2.4: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών ως προς την πίεση

Το έργο (ενδεικνύμενο και παραγόμενο), η ισχύς, η προσδιδόμενη και η απορριπτόμενη θερμότητα και ο βαθμός απόδοσης της μηχανής για τις τιμές της αρχικής πίεσης που δοκιμάστηκαν παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-6. Όλα τα μεγέθη αυξάνονται με την πίεση του εργαζόμενου μέσου. Η απόδοση της μηχανής βελτιώνεται με αύξηση της πίεσης, με το ρυθμό της αύξησης να μειώνεται σημαντικά όταν η αρχική πίεση ξεπερνάει τη διπλάσια τιμή της αρχικής (54 bar).

Πίνακας 9-6: Μεταβολή των ενεργειακών μεγεθών με την αρχική πίεση

| p (bar) | W_{ind} (J) | W_{out} (J) | P (kW) | Q_h (J) | Q_k (J) | η |
|-----------|---------------|---------------|----------|-----------|-----------|--------|
| 13.5 | 67.15 | 43.9 | 1.830 | 189.1 | 121.9 | 23.2 % |
| 27 | 143.0 | 119.7 | 4.989 | 354.7 | 211.6 | 33.8 % |
| 54 | 289.5 | 266.2 | 11.11 | 683.3 | 393.8 | 39.0 % |
| 81 | 426.4 | 403.1 | 16.8 | 987.2 | 560.8 | 40.8 % |
| 108 | 558.9 | 535.7 | 22.33 | 1283.5 | 724.5 | 41.7 % |

Στο Σχήμα 9.32 απεικονίζεται η μεταβολή της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας με την αρχική πίεση λειτουργίας. Η διακεκομμένη γραμμή δείχνει την αναλογική σχέση μεταξύ θερμότητας και πίεσης, βάσει των αρχικών συνθηκών λειτουργίας της πρότυπης μηχανής. Η σχέση των θερμοτήτων με την αρχική πίεση της μηχανής μπορεί να θεωρηθεί γραμμική. Όσο αυξάνεται η πίεση, οι τιμές των θερμοτήτων μειώνονται συγκριτικά με τις τιμές που θα προέκυπταν βάσει της αναλογικής σχέσης.

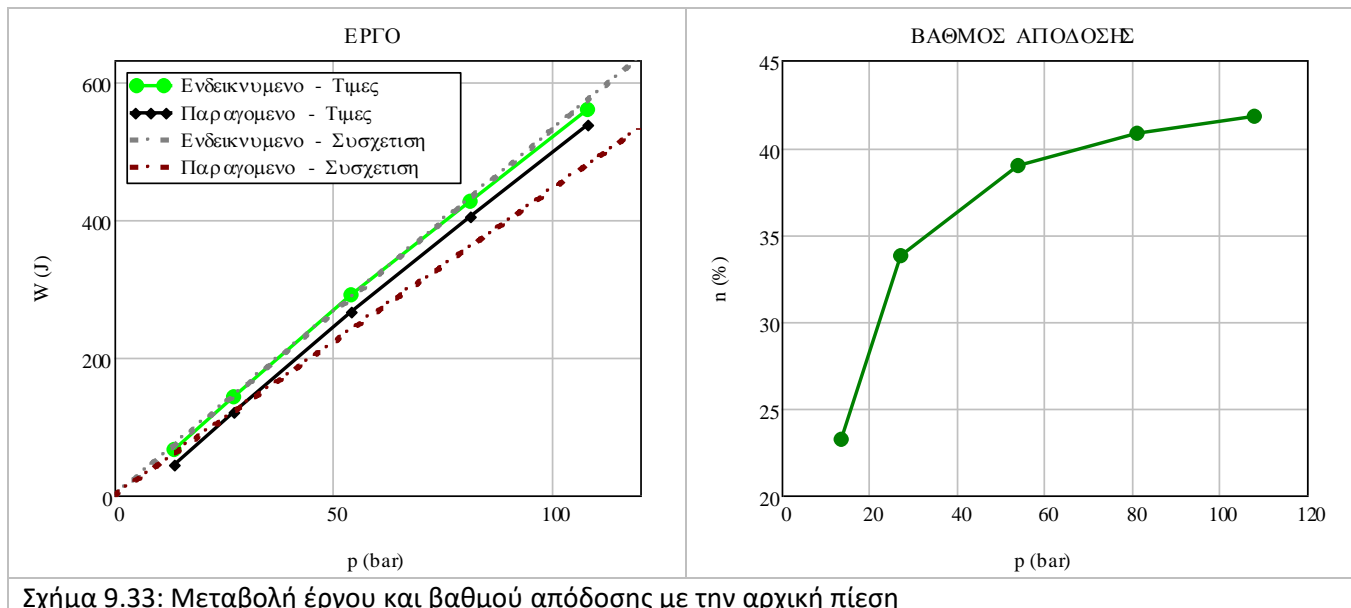


Σχήμα 9.32: Μεταβολή προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας με την αρχική πίεση

Η μεταβολή του παραγόμενου και του ενδεικνύμενου έργου με την πίεση λειτουργίας είναι γραμμική (Σχήμα 9.33). Η μεταβολή του ενδεικνύμενου έργου είναι σχεδόν απόλυτα αναλογική με την αρχική πίεση. Αντίθετα, το παραγόμενο έργο ανηγμένο στην πίεση της μηχανής αυξάνεται για μεγαλύτερες πιέσεις. Η σχετική αύξηση του παραγόμενου έργου με την πίεση οφείλεται στο γεγονός πως οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού παραμένουν αμετάβλητες με την πίεση του εργαζόμενου μέσου, επηρεάζοντας περισσότερο την απόδοση της μηχανής για μικρές πιέσεις. Ο βαθμός απόδοσης της

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

μηχανής αυξάνεται με την αρχική πίεση λειτουργίας της μηχανής με φθίνοντα ρυθμό. Βάσει των αποτελεσμάτων, το όφελος στο βαθμό απόδοσης με αύξηση της αρχικής πίεσης πάνω από 54 bar είναι μικρό. Εάν ληφθούν υπόψη και οι δυσκολίες που προκύπτουν για πολύ μεγάλες πιέσεις ως προς την επιλογή των κατάλληλων υλικών, προκύπτει το συμπέρασμα πως η μέγιστη αρχική πίεση λειτουργίας για τη συγκεκριμένη μηχανή είναι μεταξύ 50 και 60 bar.



Σχήμα 9.33: Μεταβολή έργου και βαθμού απόδοσης με την αρχική πίεση

9.3: Μεταβολή θερμοκρασίας στους εναλλάκτες

Η θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα τροποποιείται μέσω της μεταβολής της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας ή του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας. Η θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη τροποποιείται μέσω της μεταβολής της θερμοκρασίας της καταβόθρας θερμότητας ή του ρεύματος απόρριψης θερμότητας. Η αύξηση της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας αυξάνει το παραγόμενο έργο και την απόδοση της μηχανής. Καθώς η θερμοκρασία του ψύκτη είναι συνήθως ίση με τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, η θερμοκρασιακή διαφορά μεταβάλλεται μέσω της αύξησης της θερμοκρασίας του θερμαντήρα. Η αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα περιορίζεται από την αντοχή των υλικών, η οποία μπορεί να μειωθεί για πολύ υψηλές θερμοκρασίες.

Ο Martini πραγματοποίησε πειράματα στην μηχανή Stirling GM GPU-3 όπου ερεύνησε την επίδραση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα στην απόδοση της μηχανής. [21] Τα πειράματα πραγματοποιήθηκαν για θερμοκρασίες θερμαντήρα ίσες προσεγγιστικά με 590, 650 και 700 βαθμών Κελσίου και λειτουργία της μηχανής με Ήλιο. Η παραγόμενη ισχύς αυξήθηκε με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Ο ρυθμός αύξησης ήταν σχεδόν γραμμικός, με ελαφρά μείωση για μεγάλες θερμοκρασίες σε κάποιες συνθήκες λειτουργίας. Η αύξηση της παραγόμενης ισχύος με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα ήταν εντονότερη για αύξηση της ταχύτητας περιστροφής έως τις 3000 rpm, ενώ δεν παρουσίασε διαφοροποίηση για τις διαφορετικές πιέσεις λειτουργίας. Μέσω του αναλυτικού μοντέλου που ανέπτυξε και εφάρμοσε στην GM GPU-3, ο Timoumi [95] κατέληξε στο συμπέρασμα πως η ισχύς και ο βαθμός απόδοσης της μηχανής αυξήθηκαν με τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας. Για την ίδια μηχανή, με χρήση

αναλυτικού μοντέλου οι Udeh et al [96] υπολόγισαν πως η παραγόμενη ισχύς της μηχανής και ο βαθμός απόδοσης μπορούν να αυξηθούν κατά 30% και 18% αντίστοιχα με αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα στους 850 °C και μείωση της θερμοκρασίας του ψύκτη στους 0 °C. Η αύξηση της ισχύος με τη διαφορά των θερμοκρασιών ήταν αναλογική. Η αύξηση της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας όχι μόνο βελτιώνει την απόδοση της μηχανής αλλά μπορεί να επιτρέψει τη λειτουργία της σε μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής, όπως προέκυψε από τις πειραματικές μελέτες των Yang-Cheng σε μηχανή β-τύπου. [100] Η αύξηση της παραγόμενης ισχύος με τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας παρατηρείται σε όλους τους τύπους των μηχανών Stirling. Ο Bataineh [101] έδειξε για μηχανή α-τύπου πως η ισχύς αυξήθηκε γραμμικά με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα, ενώ ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε με φθίνοντα ρυθμό. Η επίδραση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα ήταν εντονότερη για μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής. Αναλογική αύξηση της ισχύος με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα προέκυψε και από το αναλυτικό μοντέλο των Hachem et al. [133] σε μηχανή γ-τύπου. Τα ευρήματα ήταν ανεξάρτητα της πίεσης λειτουργίας. Βάσει αριθμητικού μοντέλου και πειραμάτων σε μηχανή Stirling γ-τύπου, οι Geith et al [105] βρήκαν πως η ισχύς αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και την αύξηση του ρυθμού παροχής του ψυκτικού μέσου. Δοκιμάστηκαν θερμοκρασίες του θερμαντήρα ίσες με 300, 400 και 500 °C. Σε αρκετές περιπτώσεις, η διαφορά θερμοκρασίας εκφράζεται με χρήση του λόγου των θερμοκρασιών, ο οποίος ορίζεται ως το πηλίκο της θερμοκρασίας του ψύκτη προς τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Βάσει των θερμοκρασιών των ρευμάτων πρόσδοσης και απόρριψης θερμότητας (977 και 288 K αντίστοιχα), ο λόγος των θερμοκρασιών στην αρχικά προσομοιωμένη μηχανή είναι ίσος με 0.295. Βάσει των τιμών των θερμοκρασιών κατά τις παραμετρικές μελέτες, η τιμή του κυμαίνεται από 0.27 έως 0.38. Όσο μικρότερος ο λόγος των θερμοκρασιών, τόσο μεγαλύτερη η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των εναλλακτών. Οι Ahmed et al. [99] πραγματοποίησαν παραμετρική μελέτη σε μηχανή Stirling β-τύπου, με λόγους θερμοκρασιών από 0.2 έως 0.5. Η μείωση των λόγων των θερμοκρασιών αύξησε σημαντικά την παραγόμενη ισχύ, με το ρυθμό αύξησης να είναι μικρότερος για λόγους μικρότερους από 0.3, οδηγώντας στο συμπέρασμα πως η αύξηση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των εναλλακτών πάνω από ένα όριο προσφέρει διαρκώς μικρότερο όφελος στην απόδοση της μηχανής. Το σημείο αυτό είναι διαφορετικό για κάθε μηχανή.

Όπως και στις παραμετρικές μελέτες για την ταχύτητα περιστροφής και την πίεση λειτουργίας, είναι ευρεία η χρήση Υπολογιστικών μεθόδων για την μελέτη της επίδρασης της θερμοκρασίας των εναλλακτών στην απόδοση της μηχανής και τη βελτιστοποίησή τους. Ανεξάρτητα τον τύπο της μηχανής και τις συνθήκες λειτουργίας, είναι κοινό το συμπέρασμα για την βελτίωση της απόδοσης της μηχανής με την αύξηση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των εναλλακτών. Οι Xiao et al. [108] μέσω της χρήσης CFD σε μηχανή β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό κατέληξαν πως η αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα είχε σημαντική θετική επίδραση στην απόδοση της μηχανής. Με μείωση του λόγου θερμοκρασιών από 0.38 σε 0.35, η παραγόμενη ισχύς αυξήθηκε κατά 30%, ενώ ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε κατά 1% ως απόλυτη τιμή. Σε μελέτες που πραγματοποίησαν σε μηχανή β-τύπου, οι Abuelyamen et al. [20] βρήκαν γραμμική αύξηση της ισχύος με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα, ενώ ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε με φθίνοντα ρυθμό. Οι Chen και Cheng [107] δοκίμασαν τη λειτουργία μηχανής β-τύπου για θερμοκρασίες 1000, 1100 και 1200 K και βρήκαν πως η παραγόμενη ισχύς αυξήθηκε κατά 200 Watt για αύξηση της θερμοκρασίας ίση με 100 K. Στην παραμετρική μελέτη που

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

πραγματοποίησαν σε μηχανή α-τύπου, οι Almajri et al. [106] συμπέραναν πως η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται για μεγαλύτερη θερμοκρασία του θερμαντήρα και μικρότερη θερμοκρασία του ψύκτη. Δοκιμάσθηκαν θερμοκρασίες μεταξύ 600 και 1100 °C για το θερμαντήρα και από -20 έως 20 °C για το ψύκτη. Για μηχανές Stirling γ-τύπου οι Kuban et al. [113] βρήκαν γραμμική αύξηση της ισχύος για αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα μεταξύ 600 και 800 K. Αντίστοιχα ήταν τα ευρήματα από την μελέτη των Chen et al. [109] σε μηχανή Stirling χαμηλής θερμοκρασιακής διαφοράς, όπου η διαφορά θερμοκρασίας πήρε τιμές μεταξύ 40 και 100 K.

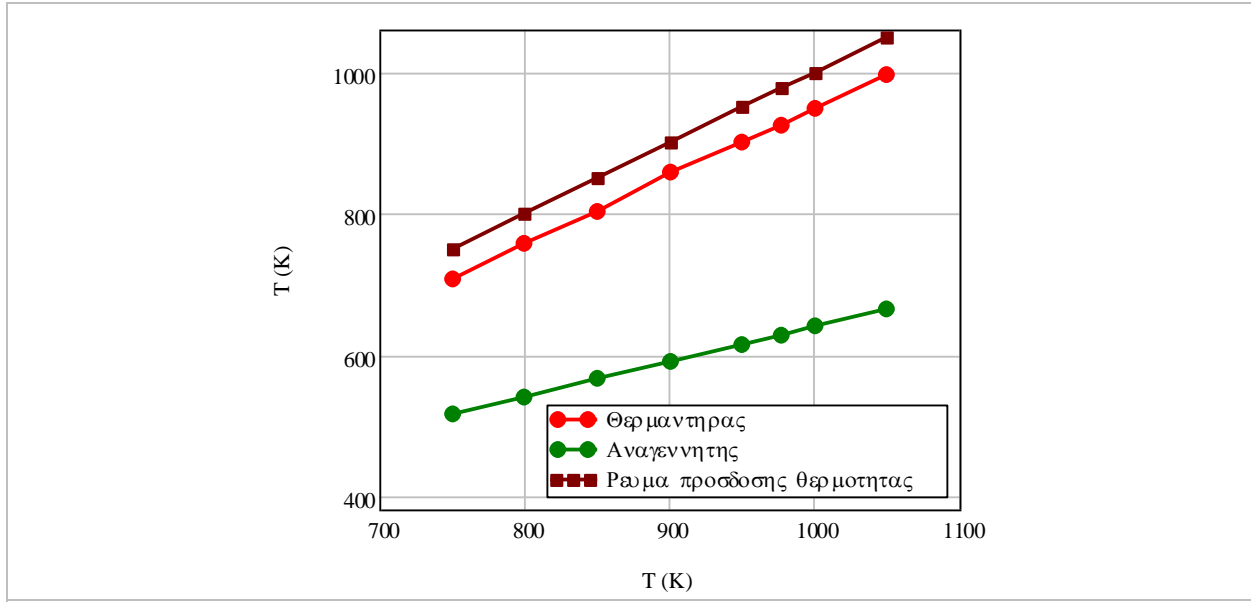
9.3.1: Μεταβολή θερμοκρασίας στο θερμαντήρα – μεταβολή θερμοδυναμικών παραμέτρων

Οι τιμές της θερμοκρασίας του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας που δοκιμάσθηκαν κατά την παραμετρική μελέτη παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-7. Η θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας θεωρείται προσεγγιστικά ίση με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα.

Πίνακας 9-7: Τιμές της θερμοκρασίας του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας που δοκιμάσθηκαν κατά την παραμετρική μελέτη

| Σενάριο | Θερμοκρασία ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας (T_{fr_h}) |
|--------------|--|
| Αρχικό | 977 K |
| $T_h=750$ K | 750 K |
| $T_h=800$ K | 800 K |
| $T_h=850$ K | 850 K |
| $T_h=900$ K | 900 K |
| $T_h=950$ K | 950 K |
| $T_h=1000$ K | 1000 K |
| $T_h=1050$ K | 1050 K |

Η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα, καθώς και του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή με την θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.34. Η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα είναι αντίστοιχη της μεταβολής της θερμοκρασίας του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας. Επιπλέον, επηρεάζεται σημαντικά και η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου και του πλέγματος στον αναγεννητή. Αύξηση της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας κατά 50 βαθμούς οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας στον αναγεννητή κατά προσεγγιστικά 20 βαθμούς. Δεν παρατηρήθηκε αξιόλογη μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη.



Σχήμα 9.34: Μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας στο θερμαντήρα και τον αναγεννητή – Μεταβολή θερμοκρασίας ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας

9.3.2: Μεταβολή θερμοκρασίας στο θερμαντήρα – μεταβολή ενεργειακών μεγεθών

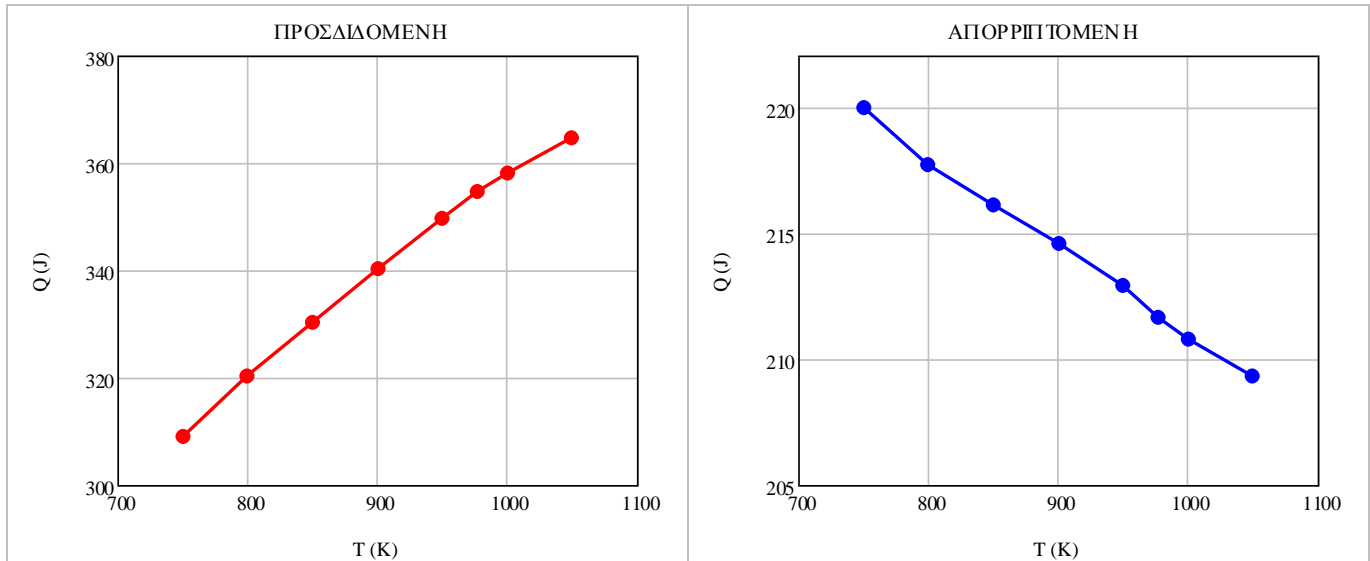
Οι τιμές των ενεργειακών μεγεθών για τις μελετώμενες θερμοκρασίες της πηγής θερμότητας παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-8. Η ισχύς και η απόδοση της μηχανής αυξάνουν με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας, όπως αναμενόταν βάσει της υπάρχουσας βιβλιογραφίας.

Πίνακας 9-8: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών με τη θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας

| T_h (K) | W_{ind} (J) | W_{out} (J) | P (kW) | Q_h (J) | Q_k (J) | η |
|-----------|---------------|---------------|----------|-----------|-----------|--------|
| 750 | 89.2 | 65.9 | 2.746 | 309.1 | 219.9 | 21.3 % |
| 800 | 102.8 | 79.5 | 3.313 | 320.5 | 217.7 | 24.8 % |
| 850 | 114.1 | 90.8 | 3.786 | 330.2 | 216.1 | 27.5 % |
| 900 | 125.9 | 102.6 | 4.275 | 340.4 | 214.6 | 30.1 % |
| 950 | 136.8 | 113.5 | 4.732 | 349.7 | 212.9 | 32.5 % |
| 977 | 143.0 | 119.7 | 4.989 | 354.7 | 211.6 | 33.8 % |
| 1000 | 147.4 | 124.1 | 5.171 | 358.1 | 210.8 | 34.6 % |
| 1050 | 155.5 | 132.2 | 5.509 | 364.8 | 209.3 | 36.2 % |

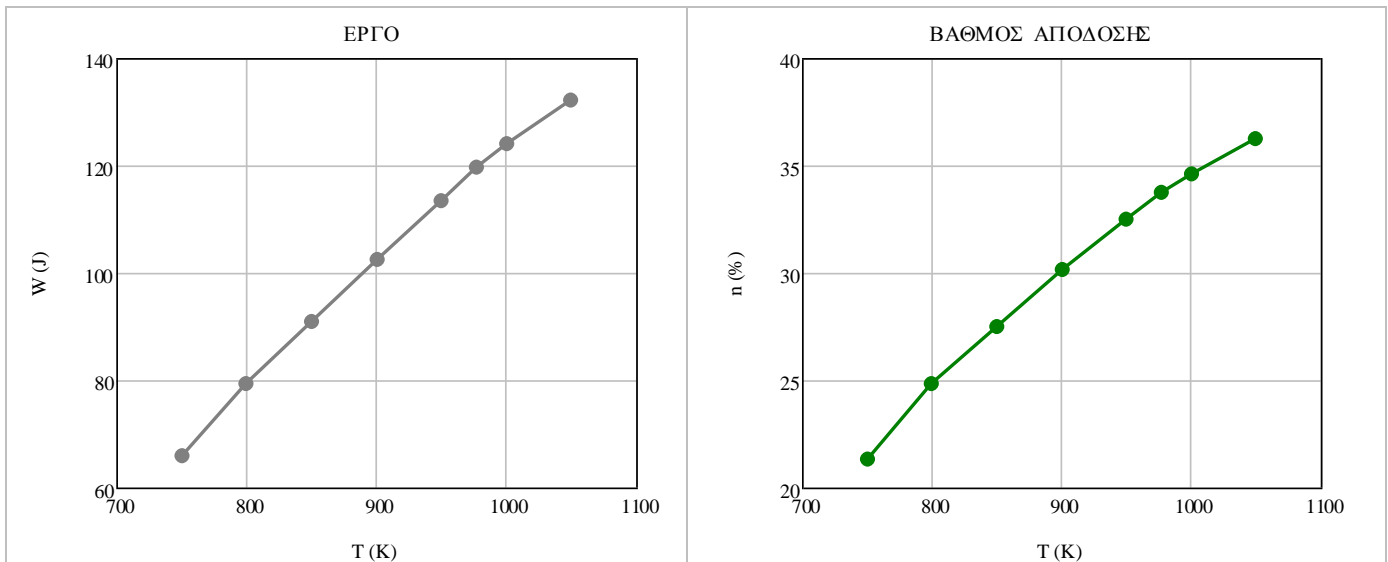
Η μεταβολή της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας παρουσιάζονται στο Σχήμα 9.35. Η προσδιδόμενη θερμότητα αυξάνεται με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας. Σε χαμηλές θερμοκρασίες, η μεταβολή προσεγγίζει τη γραμμική, ενώ ο ρυθμός αύξησης μειώνεται για υψηλότερες θερμοκρασίες. Η απορριπτόμενη θερμότητα μειώνεται με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας. Η έκταση της μεταβολής είναι μικρότερη συγκριτικά με την προσδιδόμενη θερμότητα.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



Σχήμα 9.35: Μεταβολή προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας με τη θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας

Η μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης της μηχανής με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας παρουσιάζονται στο Σχήμα 9.36. Η αύξηση του έργου με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας μπορεί να θεωρηθεί προσεγγιστικά γραμμική. Ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται σημαντικά, επηρεαζόμενος από την αύξηση του έργου και όχι από την αύξηση της απαιτούμενης θερμότητας. Ο ρυθμός μεταβολής του φθίνει με την αύξηση της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας.



Σχήμα 9.36: Μεταβολή έργου και βαθμού απόδοσης με τη θερμοκρασία του ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας

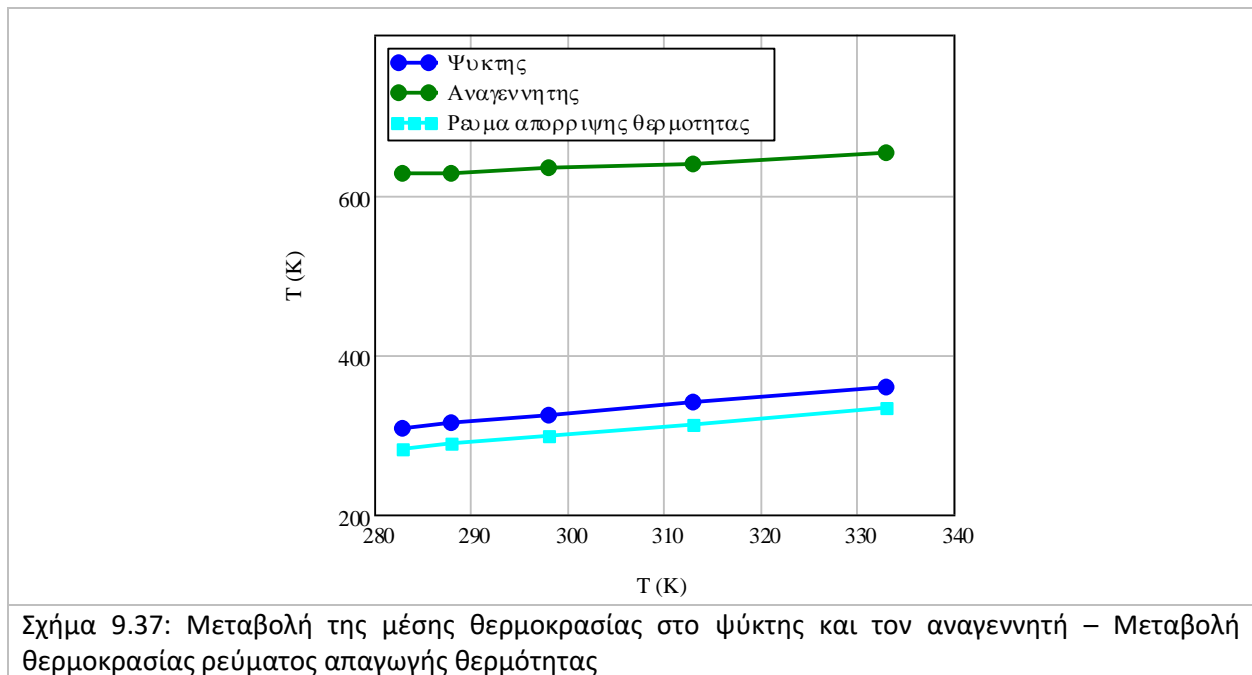
9.3.3: Μεταβολή θερμοκρασίας στο ψύκτη – μεταβολή θερμοδυναμικών παραμέτρων

Οι θερμοκρασίες του ρεύματος απόρριψης θερμότητας που δοκιμάστηκαν κατά την παραμετρική μελέτη παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-9. Η θερμοκρασία του ρεύματος απαγωγής θερμότητας θεωρείται προσεγγιστικά ίση με τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στον ψύκτη.

Πίνακας 9-9: Τιμές της θερμοκρασίας του ρεύματος απαγωγής θερμότητας που δοκιμάστηκαν κατά την παραμετρική μελέτη

| Σενάριο | Θερμοκρασία ρεύματος απαγωγής θερμότητας ($T_{fr,k}$) |
|-------------|---|
| Αρχικό | 288 K |
| $T_k=283$ K | 283 K |
| $T_k=293$ K | 293 K |
| $T_k=313$ K | 313 K |
| $T_k=333$ K | 333 K |

Η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη, καθώς και του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή με τη θερμοκρασία του ρεύματος απαγωγής θερμότητας παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.37. Η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη είναι αντίστοιχη της μεταβολής της θερμοκρασίας του εξωτερικού ρεύματος απαγωγής θερμότητας. Για χαμηλότερες θερμοκρασίες του αερίου στο ψύκτη μειώθηκαν οι τιμές της θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στον αναγεννητή. Η μεταβολή είναι περιορισμένη λόγω του μικρού μεγέθους των μεταβολών. Η μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα είναι αμελητέα.



9.3.4: Μεταβολή θερμοκρασίας στο ψύκτη – μεταβολή ενεργειακών μεγεθών

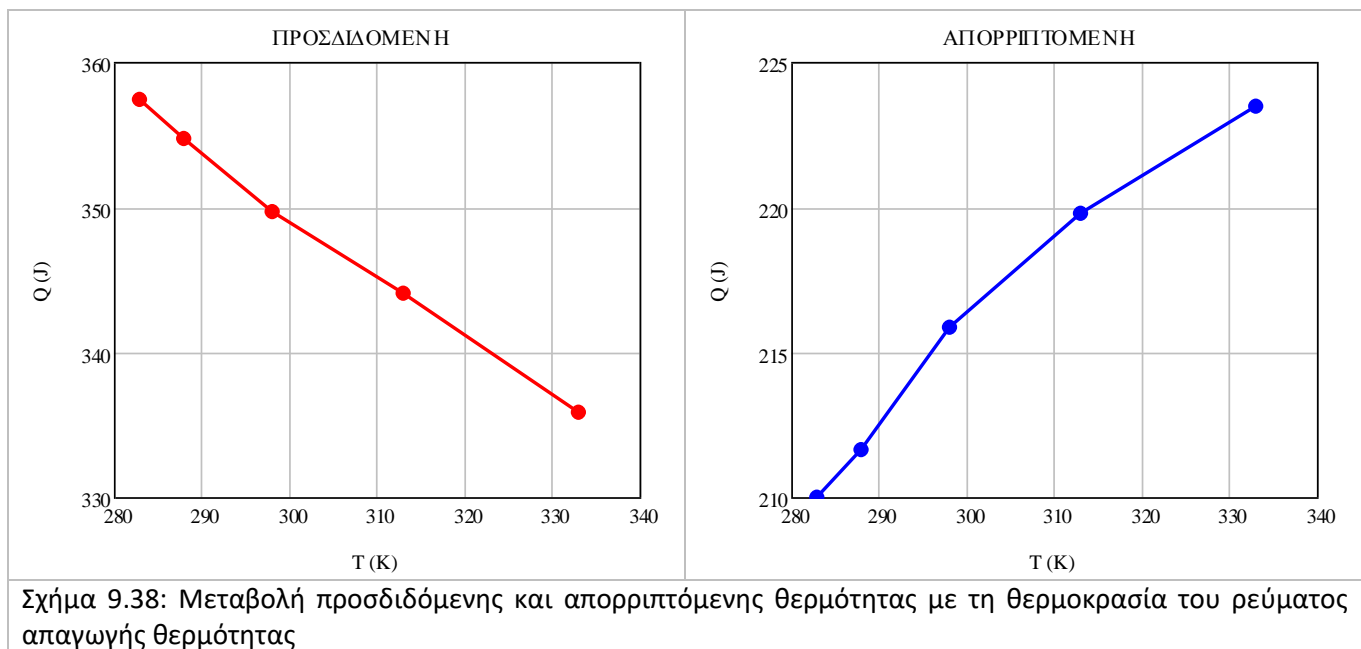
Οι τιμές των ενεργειακών μεγεθών που προκύπτουν από τις διαφορετικές θερμοκρασίες του ρεύματος απαγωγής θερμότητας που δοκιμάστηκαν παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-10. Η μείωση της θερμοκρασίας του ρεύματος απαγωγής θερμότητας αυξάνει την παραγόμενη ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

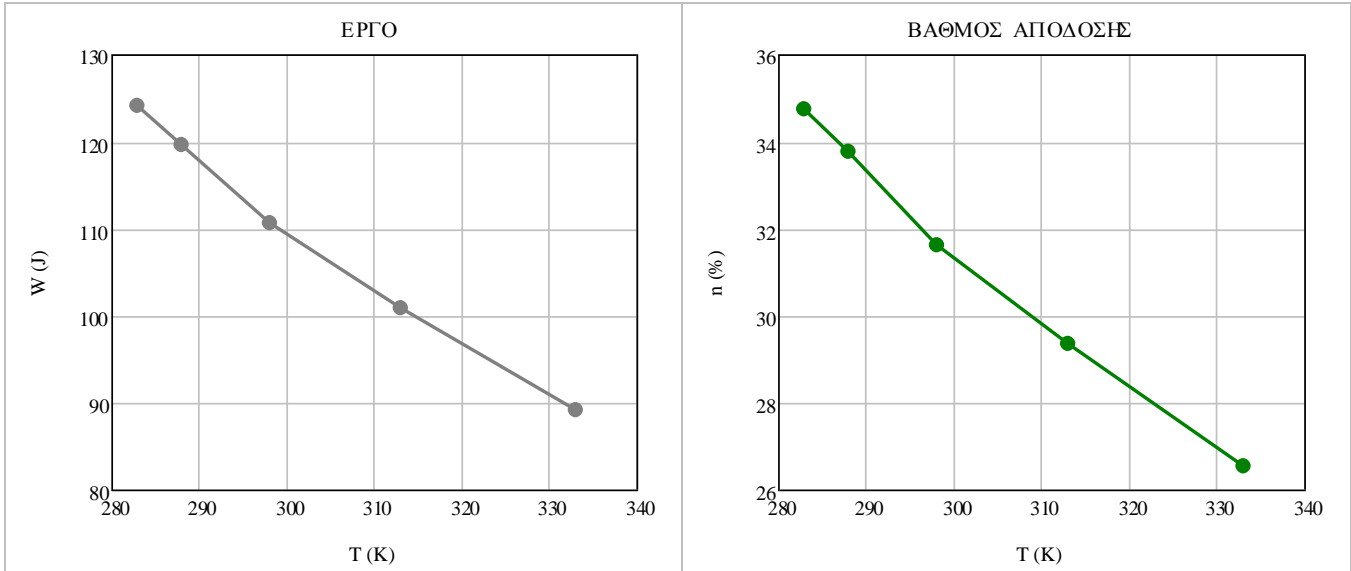
Πίνακας 9-10: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών με τη θερμοκρασία του ρεύματος απαγωγής θερμότητας

| T_k (K) | W_{ind} (J) | W_{out} (J) | P (kW) | Q_h (J) | Q_k (J) | η |
|-----------|---------------|---------------|----------|-----------|-----------|--------|
| 283 | 147.5 | 124.2 | 5.175 | 357.5 | 210.0 | 34.7 % |
| 288 | 143.0 | 119.7 | 4.989 | 354.7 | 211.6 | 33.8 % |
| 293 | 133.9 | 110.6 | 4.609 | 349.7 | 215.8 | 31.6 % |
| 313 | 124.3 | 101.0 | 4.209 | 344.0 | 219.8 | 29.4 % |
| 333 | 112.4 | 89.1 | 3.714 | 335.9 | 223.5 | 26.5 % |

Η μεταβολή της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας με τη θερμοκρασία του ρεύματος απαγωγής θερμότητας παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.38. Με μείωση της θερμοκρασίας του ψυχρού άκρου της μηχανής αυξάνεται η θερμότητα που απαιτείται για τη λειτουργία της, αλλά μειώνεται η θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον. Οι μεταβολές έχουν σχεδόν γραμμική μορφή.



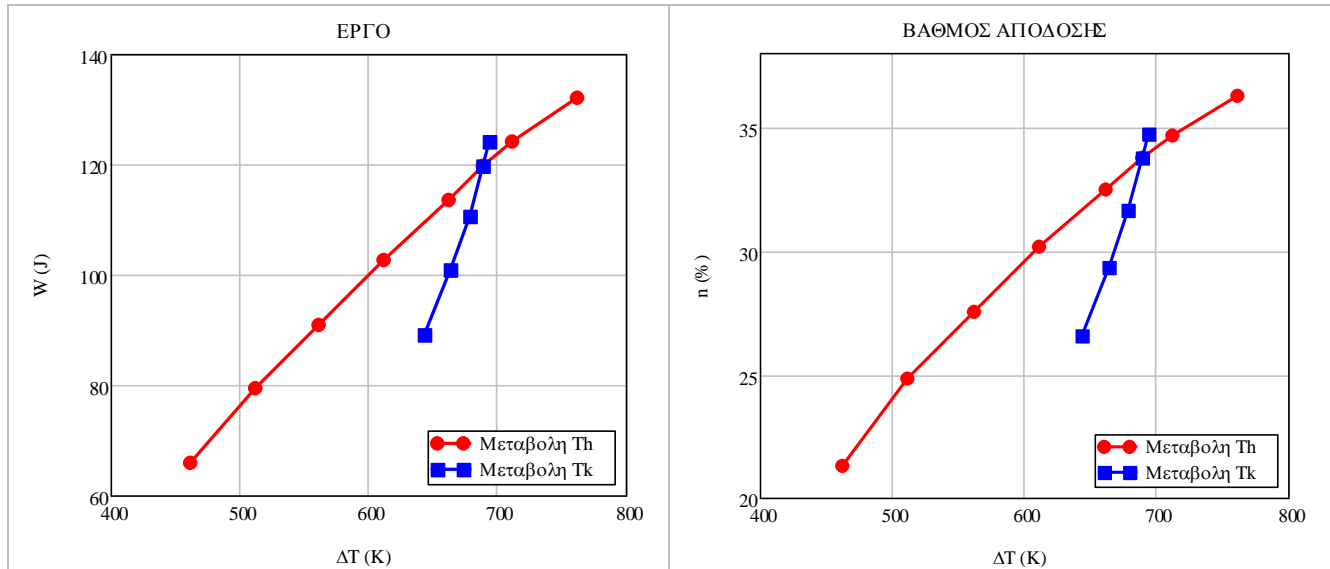
Η μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης με τη θερμοκρασία του ρεύματος απαγωγής θερμότητας παρουσιάζονται στο Σχήμα 9.39. Μείωση της θερμοκρασίας του ρεύματος απαγωγής θερμότητας αυξάνει το παραγόμενο έργο. Αντίστοιχα, αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης της μηχανής, καθώς ο ρυθμός αύξησης του παραγόμενου έργου είναι μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο ρυθμό αύξησης της προσδιδόμενης θερμότητας. Αντίθετα, αύξηση της θερμοκρασίας του ρεύματος απαγωγής θερμότητας οδηγεί σε μείωση του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης.



Σχήμα 9.39: Μεταβολή έργου και βαθμού απόδοσης με τη θερμοκρασία του ρεύματος απαγωγής θερμότητας

Η αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα ή η μείωση της θερμοκρασίας του ψύκτη της μηχανής οδηγεί σε αύξηση της παραγόμενης ισχύος και του βαθμού απόδοσής της. Επαληθεύονται τα συμπεράσματα της βιβλιογραφίας, σύμφωνα με τα οποία είναι επιθυμητή η ύπαρξη όσο το δυνατόν μεγαλύτερης διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ του θερμού και του ψυχρού άκρου της μηχανής. Στο Σχήμα 9.40 παρουσιάζεται η μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης της μηχανής με τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των ρευμάτων πρόσδοσης και απαγωγής θερμότητας. Οι περιπτώσεις όπου η μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας επιτεύχθηκε με αλλαγή της θερμοκρασίας του θερμαντήρα διαχωρίζονται από τις αντίστοιχες όπου τροποποιήθηκε η θερμοκρασία του ψύκτη. Η μεταβολή της θερμοκρασίας στο ψύκτη επιδρά εντονότερα στην ισχύ και την απόδοση της μηχανής. Συνεπώς, η μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των δύο άκρων της μηχανής μεταβάλλει το παραγόμενο έργο και την απόδοση της μηχανής προς την ίδια κατεύθυνση, αλλά το μέγεθος της μεταβολής εξαρτάται από το εάν η θερμοκρασία που μεταβάλλεται είναι εκείνη του θερμού ή του ψυχρού άκρου.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



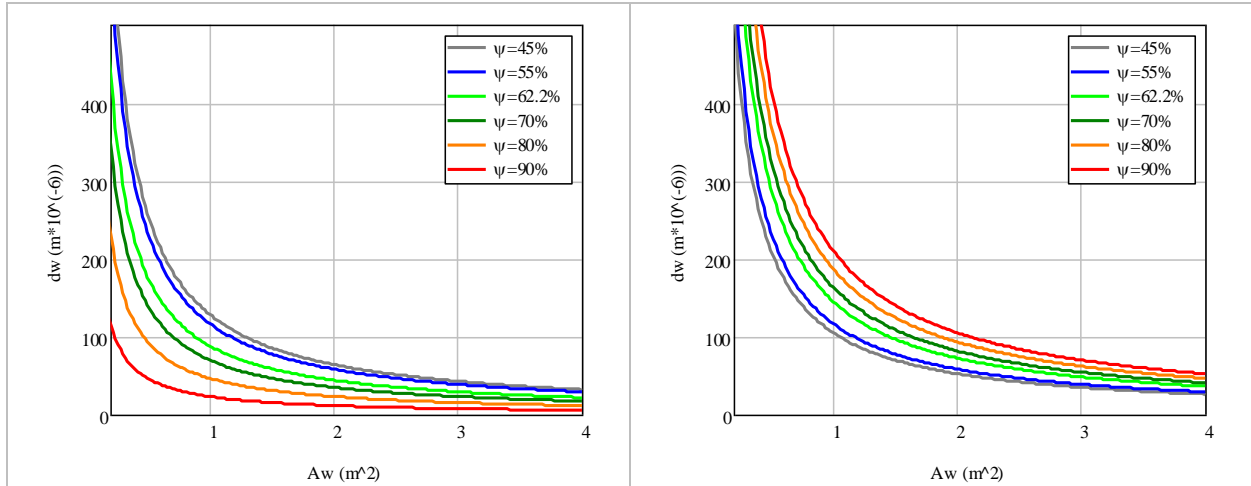
Σχήμα 9.40: Μεταβολή παραγόμενου έργου και βαθμού απόδοσης με τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των εναλλακτών

9.4: Μεταβολή γεωμετρικών και λειτουργικών παραμέτρων με τη γεωμετρία του αναγεννητή

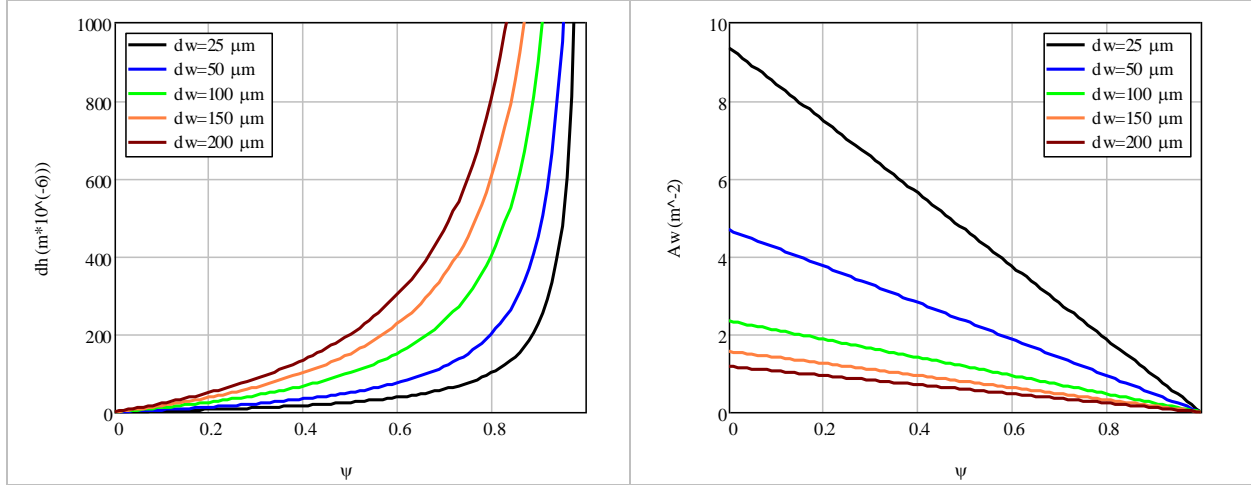
Η γεωμετρία του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή εκφράζεται από τρεις παραμέτρους, οι οποίες είναι αλληλεξαρτώμενες μεταξύ τους. Αυτές είναι το πορώδες του αναγεννητή, η διάμετρος του νήματος και η βρεχόμενη επιφάνεια. Στο Σχήμα 9.41 απεικονίζεται η μεταβολή της διαμέτρου του νήματος του αναγεννητή και της υδραυλικής διαμέτρου με την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του πλέγματος για διαφορετικές τιμές του πορώδους. Με σταθερή την τιμή του πορώδους, μεγαλύτερη βρεχόμενη επιφάνεια επιτυγχάνεται με τη χρήση νήματος που έχει περισσότερα στοιχεία λεπτότερης διαμέτρου. Όταν μειώνεται το πορώδες, για σταθερή τιμή της βρεχόμενης επιφάνειας αυξάνεται η διάμετρος του νήματος. Στα επόμενα Κεφάλαια (9.5, 9.6, 9.7), μελετάται η επίδραση της μεταβολής της γεωμετρίας του αναγεννητή. Στο πλαίσιο της εργασίας, η γεωμετρία μεταβλήθηκε με τρεις διαφορετικούς τρόπους:

- Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος.
- Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή.
- Μεταβολή της βρεχόμενης επιφάνειας του πλέγματος του αναγεννητή υπό σταθερό πορώδες.

Στο Σχήμα 9.42 παρουσιάζεται η μεταβολή της υδραυλικής διαμέτρου και της βρεχόμενης επιφάνειας με το πορώδες του αναγεννητή για διαφορετικές τιμές της διαμέτρου του νήματος. Με αύξηση του πορώδους υπό σταθερή διάμετρο του νήματος αυξάνεται η υδραυλική διάμετρος και μειώνεται η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή.



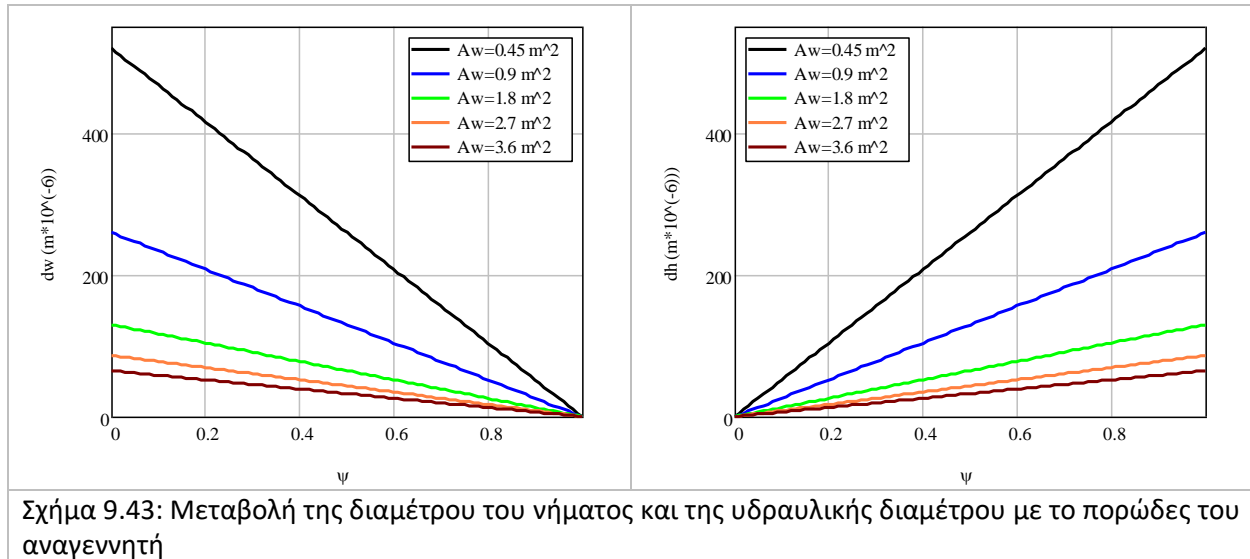
Σχήμα 9.41: Μεταβολή της διαμέτρου του νήματος και της υδραυλικής διαμέτρου του αναγεννητή με το εμβαδόν της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας



Σχήμα 9.42: Μεταβολή της υδραυλικής διαμέτρου και της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας με το πορώδες του αναγεννητή

Στο Σχήμα 9.43 παρουσιάζεται η μεταβολή της διαμέτρου του νήματος και της υδραυλικής διαμέτρου με το πορώδες του αναγεννητή για διαφορετικές τιμές του εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας. Η αύξηση του πορώδους υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια επιτυγχάνεται με χρήση μικρότερου νήματος με αποτέλεσμα την αύξηση της υδραυλικής διαμέτρου του αναγεννητή. Με αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητα υπό σταθερό πορώδες, αυξάνεται η διάμετρος του νήματος και η υδραυλική διάμετρος.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



Βάσει των Thommas και Pittman [73], η συσχέτιση του συντελεστή τριβής δεν μεταβάλλεται με αλλαγή του πορώδους ή της διαμέτρου του νήματος του μεταλλικού πλέγματος. Αντίθετα, η συσχέτιση των αριθμών Nusselt και Reynolds μεταβάλλεται με το πορώδες του αναγεννητή (Thomas & Pittman, Ibrahim & Tew). [73, 74]. Ο αριθμός Nusselt μεταβάλλεται με τη γεωμετρία του αναγεννητή βάσει της Εξ. (9-4).

$$\frac{Nu_{net}}{\Phi_{net}} = \frac{Nu_{id}}{\Phi_{id}} \quad (9-4)$$

- Φ_{net} : Ο λόγος βρεχόμενης επιφάνειας προς τον όγκο του αναγεννητή.
- Nu_{net} : Ο αριθμός Nusselt για τον υπό μελέτη αναγεννητή.
- Φ : Ο λόγος της «ιδανικής» βρεχόμενης επιφάνειας ως προς το λόγο του αναγεννητή. Ως «ιδανική» θεωρείται η βρεχόμενη επιφάνεια που θα υπήρχε εάν τα σύρματα στο πλέγμα του αναγεννητή δεν τέμνονταν μεταξύ τους.
- Nu : Ο «ιδανικός» αριθμός Nusselt, που αντιστοιχεί στην μέγιστη δυνατή βρεχόμενη επιφάνεια.

Για τη συσχέτιση δύο αναγεννητών με διαφορετικό πορώδες, μέσω της Εξ. (9-4) προκύπτει η Εξ. (9-5).

$$Nu_1 = \frac{\Phi_1}{\Phi_{in}} \cdot Nu_{in} \quad (9-5)$$

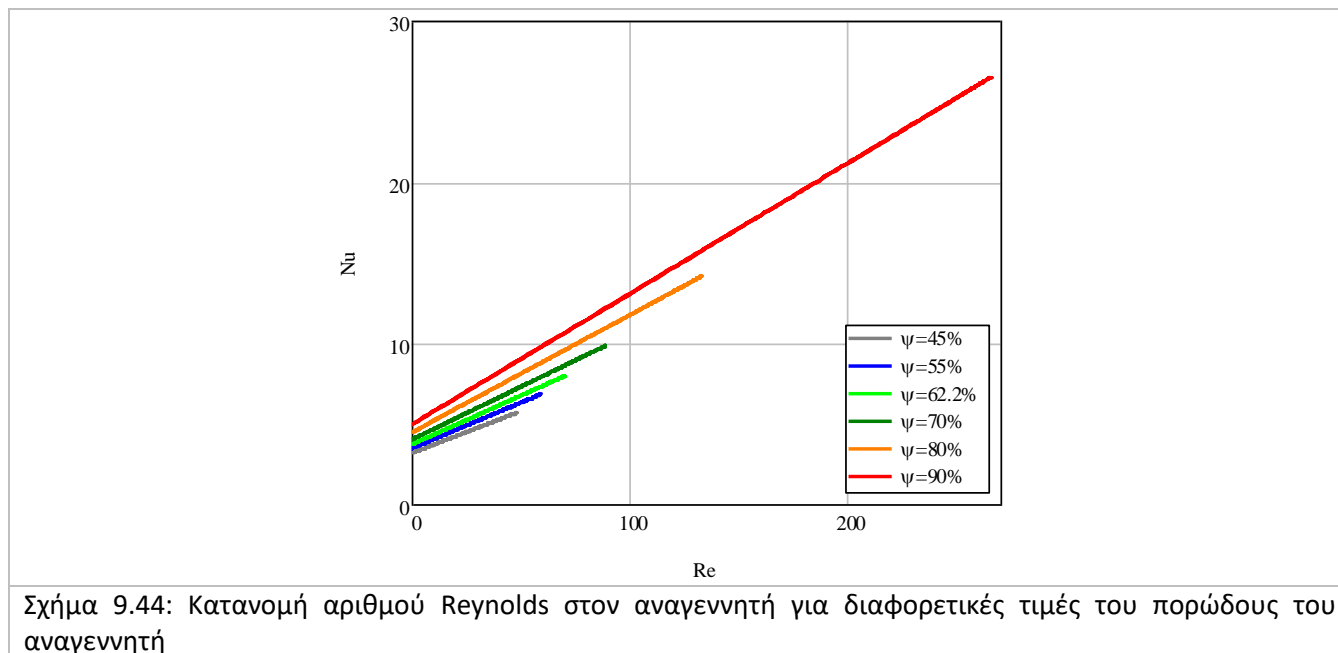
Στην εξίσωση αυτή, ως Φ_{in} , και Nu_{in} συμβολίζονται ο λόγος της βρεχόμενης επιφάνειας προς τον όγκο και ο αριθμός Nusselt αντίστοιχα για τον αναγεννητή της μηχανής που μελετήθηκε αρχικά. Ως Φ_1 συμβολίζεται ο λόγος της βρεχόμενης επιφάνειας ως προς τον όγκο για τον αναγεννητή διαφορετικής γεωμετρίας. Για τον υπολογισμό λοιπόν των νέων αριθμών Nusselt, θα πρέπει να υπολογισθεί η σχέση μεταξύ των λόγων «Φ» για τους δύο αναγεννητές. Στον Πίνακα 9-11 παρουσιάζονται οι συσχετίσεις μεταξύ των αριθμών Nusselt και Reynolds για διαφορετικές τιμές του πορώδους του αναγεννητή. Όταν ο λόγος είναι μικρότερος της μονάδας (1), τότε στον αναγεννητή υπάρχει αναλογικά μικρότερη ενεργή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας σε σχέση με τον αρχικό αναγεννητή λόγω της μεγαλύτερης

επικάλυψης των μετάλλων. Αντίθετα, λόγος μεγαλύτερος της μονάδας σημαίνει πως οι ενώσεις του πλέγματος είναι πιο αραιές και καλύπτουν αναλογικά μικρότερη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας. Για μικρότερες τιμές του πορώδους σε σχέση με τον αρχικό αναγεννητή, ο λόγος είναι μικρότερος της μονάδας, ενώ για μεγαλύτερες τιμές του πορώδους, ο λόγος είναι μεγαλύτερος της μονάδας.

Πίνακας 9-11: Συσχετίσεις Nu vs Re για τις διαφορετικές τιμές του πορώδους του αναγεννητή.

| Ψ | Λόγος r | Συσχέτιση |
|---------------|-----------|-------------------------------|
| $\Psi=45\%$ | 0.856 | $Nu = 0.052 \cdot Re + 3.17$ |
| $\Psi=55\%$ | 0.935 | $Nu = 0.0567 \cdot Re + 3.46$ |
| $\Psi=62.2\%$ | 1 | $Nu = 0.0607 \cdot Re + 3.7$ |
| $\Psi=70\%$ | 1.081 | $Nu = 0.0656 \cdot Re + 4.0$ |
| $\Psi=80\%$ | 1.201 | $Nu = 0.0729 \cdot Re + 4.45$ |
| $\Psi=90\%$ | 1.336 | $Nu = 0.0811 \cdot Re + 4.94$ |

Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (h) είναι απαραίτητη η γνώση της κατανομής του αριθμού Reynolds για τον κάθε αναγεννητή. Η εκτίμηση της κατανομής των αριθμών Reynolds γίνονται βάσει αναλυτικού μοντέλου. [5] Ο αριθμός Reynolds αυξάνεται με το πορώδες του αναγεννητή, λόγω της αύξησης της υδραυλικής διαμέτρου. Στο Σχήμα 9.44 παρουσιάζονται οι συσχετίσεις των αριθμών Nusselt με Reynolds. Ο αριθμός Nusselt αυξάνεται όσο αυξάνεται το πορώδες του αναγεννητή.



Σχήμα 9.44: Κατανομή αριθμού Reynolds στον αναγεννητή για διαφορετικές τιμές του πορώδους του αναγεννητή

9.5: Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος

Ένας αναγεννητής μπορεί να ορισθεί ως «αραιός» όταν αυξάνεται το πορώδες ή η υδραυλική διάμετρος. Αντίθετα, όσο αυξάνεται η ποσότητα του μεταλλικού πλέγματος, μειώνεται το πορώδες και η υδραυλική διάμετρος. Ένας αναγεννητής με μεγάλη ποσότητα μεταλλικού πλέγματος εντός του χαρακτηρίζεται ως «πυκνός». Η χρήση αραιού αναγεννητή συνδέεται με μικρή πτώση πίεσης και μειωμένη ικανότητά του για μεταφορά θερμότητας. Η μικρή πτώση πίεσης μειώνει τις απώλειες λόγω τριβών, λειτουργώντας

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

αυξητικά ως προς το παραγόμενο έργο. Η μικρή απόδοση όμως του αναγεννητή αυξάνει την απαιτούμενη θερμότητα. Όσο πυκνότερος γίνεται ο αναγεννητής, βελτιώνεται η ικανότητά του για μεταφορά θερμότητας αλλά αυξάνεται η πτώση πίεσης. Συνεπώς, μειώνεται το παραγόμενο έργο, αλλά μειώνεται και η απαιτούμενη θερμότητα. Οι τάσεις της μεταβολής της πτώσης πίεσης λόγω τριβής και της μεταφερόμενης θερμότητας είναι αντίρροπες ως προς την απόδοση της μηχανής. Η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται για αραιότερους αναγεννητές καθώς επηρεάζεται μόνο από την πτώση πίεσης. Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής όμως επηρεάζεται και από το θερμικό βαθμό απόδοσης του αναγεννητή, ο οποίος τροποποιεί την απαιτούμενη θερμότητα. Ανάλογα τον τύπο της μηχανής και τις συνθήκες λειτουργίας της, προκύπτει ένα εύρος βέλτιστων τιμών των γεωμετρικών παραμέτρων του αναγεννητή (πορώδες, διάμετρος νήματος, υδραυλική διάμετρος), κατά το οποίο συνδυάζεται σχετικά μικρή πτώση πίεσης και σχετικά μεγάλη μεταφορά θερμότητας.

Η γεωμετρική παράμετρος του αναγεννητή η οποία έχει ερευνηθεί περισσότερο ως προς τη βελτιστοποίησή της είναι το πορώδες του αναγεννητή. Συνήθως, η βέλτιστη τιμή του πορώδους δεν είναι πολύ μικρή ή πολύ μεγάλη. Οι Andersen et al [89] με χρήση αναλυτικού μοντέλου κατέληξαν στο συμπέρασμα πως μεγάλες τιμές του πορώδους και της διαμέτρου του νήματος του αναγεννητή οδηγούν σε μείωση της παραγόμενης ισχύος λόγω της σημαντικής μείωσης της μεταφοράς θερμότητας. Μικρές τιμές του πορώδους και της διαμέτρου του νήματος μείωσαν επίσης την παραγόμενη ισχύ λόγω της μεγάλης πτώσης πίεσης. Βάσει του αναλυτικού του μοντέλου στην GM GPU-3, ο Timoumi [95] ανέφερε πως η χρήση πολύ μικρής ποσότητας μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή αυξάνει τις απώλειες λόγω μεταφοράς θερμότητας και μειώνει την απόδοσή της. Οι Luo et al. [97] δοκίμασαν τέσσερα (4) διαφορετικά πλέγματα στην GM GPU-3 με χρήση αναλυτικού μοντέλου. Η χρήση του μικρότερου πλέγματος μείωσε εμφανώς την παραγόμενη ισχύ. Το αραιότερο πλέγμα οδήγησε στον μικρότερο βαθμό απόδοσης, λόγω της μεγάλης αύξησης της απαιτούμενης θερμότητας. Τα πλέγματα με ενδιάμεσες τιμές του πορώδους παρείχαν τη βέλτιστη λειτουργία ως προς την παραγόμενη ισχύ και το βαθμό απόδοσης. Για μηχανή Stirling γ-τύπου, οι Araoz et al [104] βρήκαν πως η βέλτιστη τιμή του πορώδους κυμαινόταν μεταξύ 60 και 85%, ενώ αυξήθηκε για χρήση λεπτότερου νήματος στον αναγεννητή. Η διάμετρος του νήματος στον αναγεννητή είναι μία παράμετρος της γεωμετρίας του αναγεννητή που η επίδρασή της μελετάται σε συνδυασμό με το πορώδες. Η αύξηση του πορώδους αυξάνει την απόδοση της μηχανής, ειδικά σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής, όπως προέκυψε από εργασία που δημοσιεύθηκε από το εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ. Θετική επίδραση στην απόδοση του αναγεννητή αποδείχθηκε πως έχει και η αύξηση της διαμέτρου του νήματος. [76]

Σε πειραματική μελέτη που πραγματοποίησαν σε μηχανή γ-τύπου, οι Chen et al. [68] κατέληξαν στο συμπέρασμα πως ο συνδυασμός μεγάλης τιμής του πορώδους (99.5%) και μεγάλης διαμέτρου του νήματος μεγιστοποίησε την απόδοση της μηχανής, συνδυάζοντας μικρή πτώση πίεσης και ικανοποιητική μεταφορά θερμότητας. Για μείωση της ταχύτητας περιστροφής ή της θερμοκρασίας του θερμαντήρα, έπρεπε να χρησιμοποιηθεί αναγεννητής με μεγαλύτερη ποσότητα μεταλλικού πλέγματος. Ακόμα και εάν η βέλτιστη τιμή του πορώδους είναι πολύ μεγάλη, η ύπαρξη έστω και ενός αναγεννητή με μικρή ποσότητας μεταλλικού πλέγματος καταφέρνει να λειτουργεί ως αποθήκη θερμότητας, αυξάνοντας το βαθμό απόδοσης της μηχανής. [93]

Η εύρεση της βέλτιστης τιμής του πορώδους ως προς την απόδοση μίας μηχανής Stirling έχει αποτελέσει αντικείμενο παραμετρικών μελετών με χρήση CFD. Οι Cheng - Chen [107] μελέτησαν τη λειτουργία μηχανής β-τύπου με τιμές του πορώδους του αναγεννητή μεταξύ 70% και 95%, καταλήγοντας σε βέλτιστη τιμή ίση με 90%. Σε αντίστοιχη μηχανή, οι Ahmed et al [99] δοκίμασαν τιμές του πορώδους μεταξύ 60% και 90% και όρισαν τη βέλτιστη τιμή του πορώδους ίση με 75%. Για περαιτέρω αύξησή της, μειώθηκε η παραγόμενη ισχύς. Η ταυτόχρονη επίδραση της διαμέτρου του νήματος του αναγεννητή και του πορώδους σε μηχανή β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό ερευνήθηκε από τους Xiao et al. [108] με χρήση CFD. Για σταθερή διάμετρο του νήματος, η χρήση αναγεννητή με μεγαλύτερο πορώδες αύξησε την τιμή και την απόδοση. Για σταθερή τιμή του πορώδους, η αύξηση της ισχύος επιτεύχθηκε με μικρή διάμετρο του νήματος, ενώ ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε για μεγαλύτερη διάμετρο του νήματος. Το πορώδες του αναγεννητή αποδείχθηκε πως είχε μεγαλύτερη επίδραση στην απόδοση της μηχανής για μεγάλες διαμέτρους του νήματος. Αντίθετα, η διάμετρος του νήματος είχε εντονότερη επίδραση για πυκνότερους αναγεννητές. Είναι σαφές πως η εύρεση της βέλτιστης γεωμετρίας του αναγεννητή καθορίζεται και από άλλες συνθήκες λειτουργίας. Οι υπολογιστικές μέθοδοι μπορούν να λειτουργήσουν αποτελεσματικά ως προς τη βελτιστοποίηση του αναγεννητή ως προς την ισχύ και την απόδοση της μηχανής.

Η τιμή του πορώδους του αναγεννητή της αρχικά προσομοιωμένης πρότυπης μηχανής είναι ίση με 62.2%. Δοκιμάστηκαν δύο πυκνότεροι και τρεις αραιότεροι αναγεννητές. Η μεταβολή του πορώδους υπό σταθερή διάμετρο του νήματος του αναγεννητή επιτυγχάνεται με προσθήκη ή αφαίρεση στοιχείων του πλέγματος. Για μείωση του πορώδους (πυκνότερος αναγεννητής) προστίθενται στοιχεία του πλέγματος. Για μεγαλύτερο πορώδες, αφαιρούνται αντίστοιχα στοιχεία του πλέγματος. Τα μελετώμενα σενάρια παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-12. Στον πίνακα περιέχονται επίσης οι αντίστοιχες τιμές της υδραυλικής διαμέτρου και της βρεχόμενης επιφάνειας του πλέγματος.

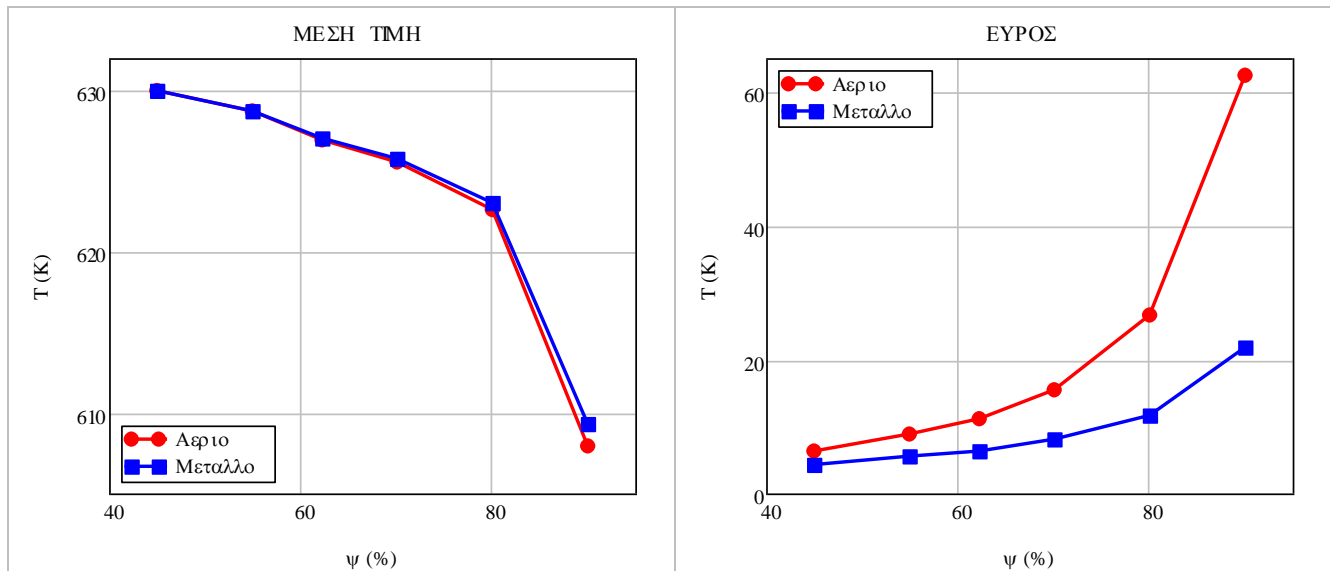
Πίνακας 9-12: Τιμές των γεωμετρικών παραμέτρων του αναγεννητή που δοκιμάστηκαν κατά την προσομοίωση – Μεταβολή του πορώδους με σταθερή τη διάμετρο του νήματος

| Σενάριο | Πορώδες (ψ) | Υδραυλική διάμετρος (d_h) | Βρεχόμενη επιφάνεια (A_w) |
|------------------|--------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| Αρχικό | 62.2 % | 40.9 μm | 1.768 m^2 |
| $\psi=45\%$ - dw | 45 % | 61.1 μm | 2.571 m^2 |
| $\psi=55\%$ - dw | 55 % | 82.2 μm | 2.103 m^2 |
| $\psi=70\%$ - dw | 70 % | 116.7 μm | 1.402 m^2 |
| $\psi=80\%$ - dw | 80 % | 200 μm | 0.935 m^2 |
| $\psi=90\%$ - dw | 90 % | 450 μm | 0.467 m^2 |

9.5.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών

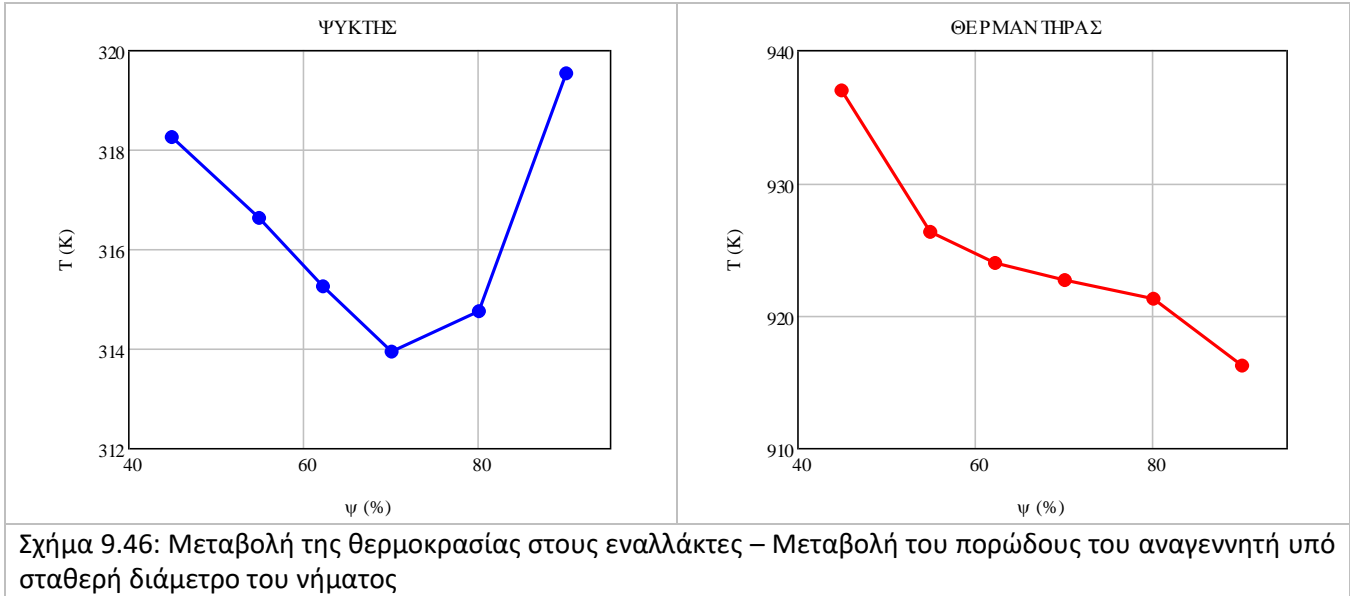
Στο Σχήμα 9.45 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης τιμής (αριστερά) και του εύρους (δεξιά) της θερμοκρασίας με το πορώδες για το αέριο και το μέταλλο. Με αύξηση του πορώδους του αναγεννητή αυξάνεται το εύρος της θερμοκρασίας για το αέριο και το μέταλλο κατά τη διάρκεια του κύκλου. Η μεταβολή είναι πιο έντονη για το αέριο. Η μικρότερη ποσότητα μεταλλικού πλέγματος που υπάρχει στους αραιότερους αναγεννητές δεν επαρκεί για να διατηρήσει σταθερή τη θερμοκρασία του αερίου. Επιπλέον, με αύξηση του πορώδους μειώνεται η μέση θερμοκρασία του αερίου και του μετάλλου κατά τη διάρκεια του κύκλου. Οι μεταβολές είναι πιο έντονες όσο το πορώδες του αναγεννητή αυξάνεται.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

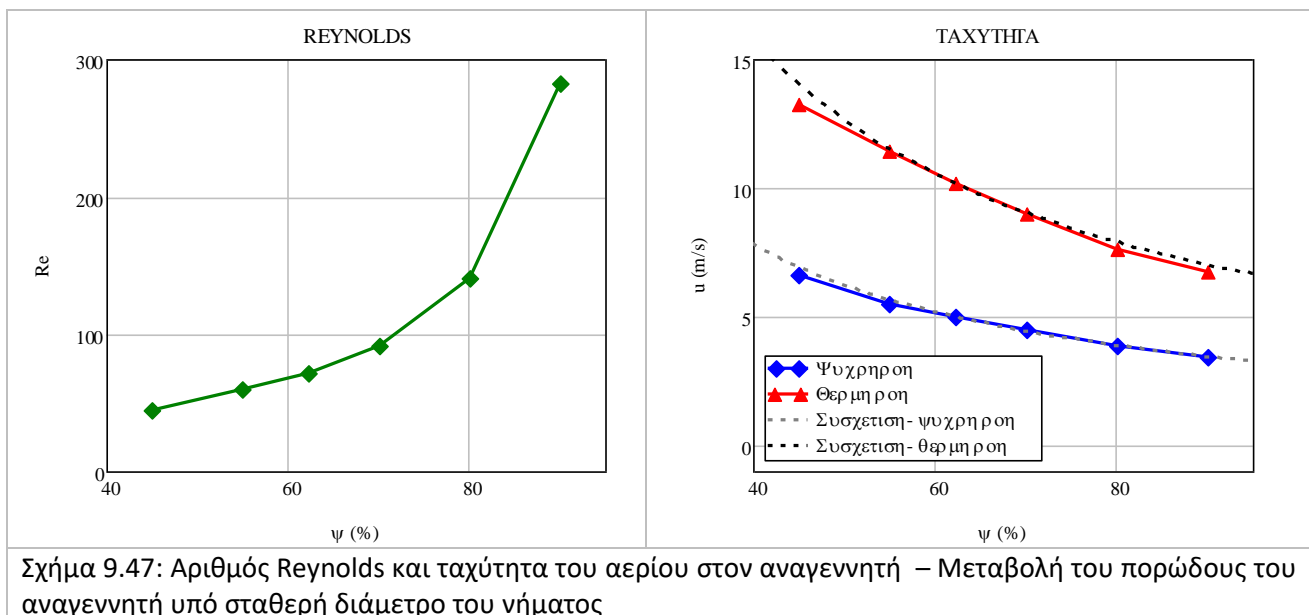


Σχήμα 9.45: Μεταβολή της μέσης τιμής και του εύρους της μεταβολής θερμοκρασίας στον αναγεννητή – Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος

Στο Σχήμα 9.46 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας του αερίου στους εναλλάκτες με το πορώδες του αναγεννητή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος. Για τον ψύκτη παρατηρείται αύξηση της θερμοκρασίας καθώς το πορώδες πλησιάζει τις ακραίες τιμές. Για μεγάλη τιμή του πορώδους, η μικρή ποσότητα μετάλλου στον αναγεννητή δεν μπορεί να διατηρήσει χαμηλή τη θερμοκρασία του αερίου στο ψυχρό άκρο του αναγεννητή και, συνεπώς, στο ψύκτη. Για πυκνό αναγεννητή αυξάνεται η διαχεόμενη θερμότητα που προέρχεται από την τριβή του αερίου στο πυκνότερο μεταλλικό πλέγμα. Κατά τη θερμή ροή, η διαχεόμενη θερμότητα μεταφέρεται στο ψύκτη, αυξάνοντας τη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο. Αντίθετα, για το θερμαντήρα η αύξηση του πορώδους του αναγεννητή μειώνει τη θερμική του απόδοση και οδηγεί σε μείωση της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμό τμήμα της μηχανής.

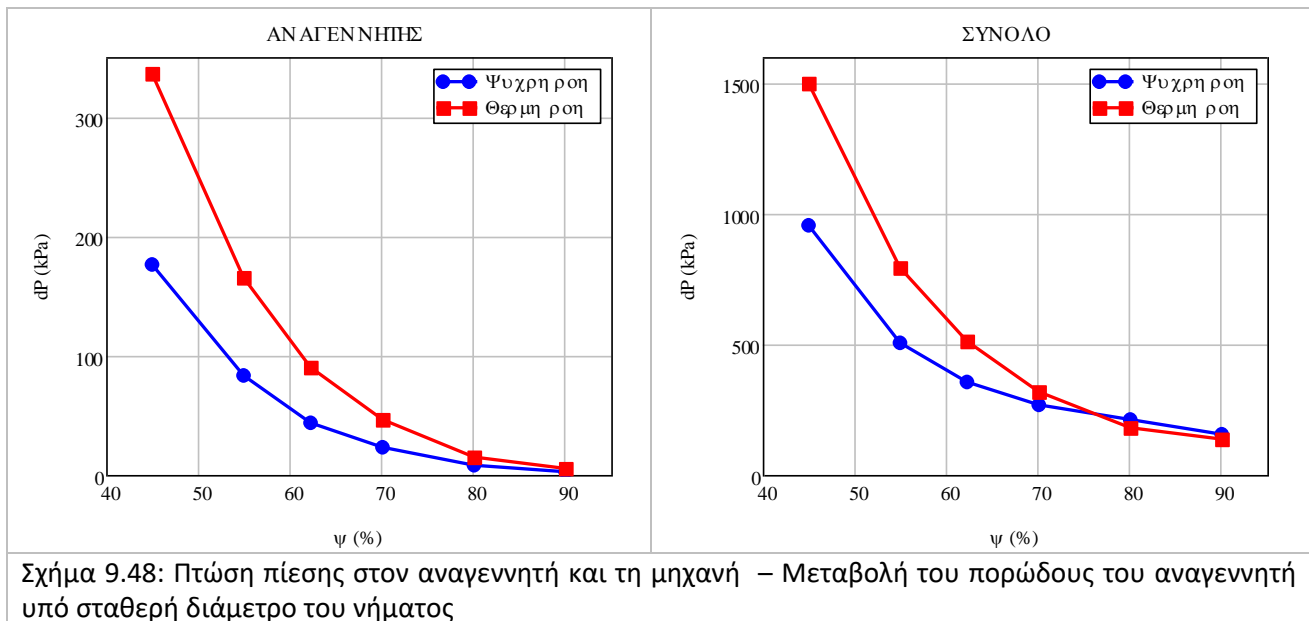


Στο Σχήμα 9.47 παρουσιάζεται η μεταβολή με το πορώδες της μέγιστης τιμής του Reynolds (αριστερά) και η μεταβολή της μέγιστης ταχύτητας (δεξιά) στον αναγεννητή ανά κατεύθυνση της ροής. Ο αριθμός Reynolds αυξάνεται με την αύξηση του πορώδους, λόγω της αύξησης της υδραυλικής διαμέτρου του αναγεννητή. Η μείωση του πορώδους υπό σταθερή διάμετρο του νήματος αυξάνει την ταχύτητα του αερίου στον αναγεννητή. Για πυκνότερους αναγεννητές υπό σταθερή διάμετρο του νήματος παρατηρήθηκε αύξηση της ταχύτητας του αερίου στους εναλλάκτες θερμότητας, εκτός του αναγεννητή. Η συσχέτιση που παρουσιάζεται στο δεξί διάγραμμα αντιστοιχεί στο γινόμενο της ταχύτητας του αερίου εντός του αναγεννητή με το πορώδες. Το γινόμενο αυτό ισοδυναμεί με την ταχύτητα που θα είχε το αέριο εάν στον αναγεννητή δεν υπήρχε το μεταλλικό πλέγμα και το αέριο μπορούσε να κινηθεί σε όλη την έκταση της διατομής του αναγεννητή. Το μέγεθος αυτό παραμένει προσεγγιστικά σταθερό για όλες τις τιμές του πορώδους.



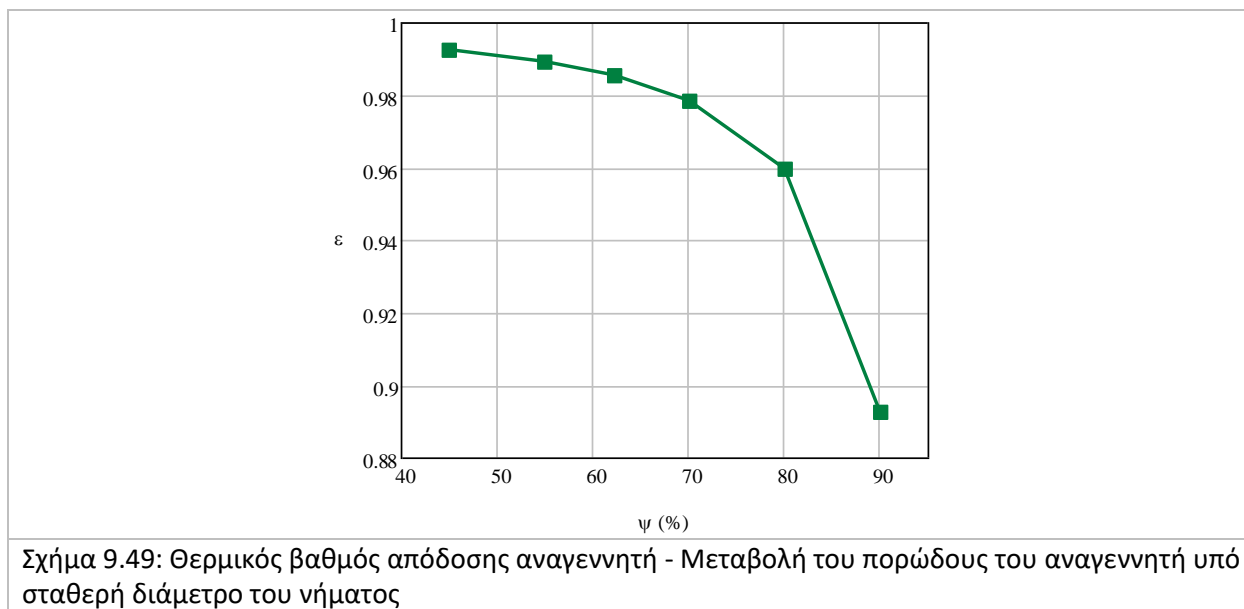
9.5.2: Μεταβολή πτώσης πίεσης και μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή

Η μεταβολή των μέγιστων τιμών της πτώσης πίεσης για τον αναγεννητή (αριστερά) και το σύνολο της μηχανής (δεξιά) με το πορώδες παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.48. Η πτώση της πίεσης στον αναγεννητή, αλλά και στα υπόλοιπα τμήματα της μηχανής, αυξάνεται σημαντικά με μείωση του πορώδους. Η αύξηση της πτώσης πίεσης στους υπόλοιπους χώρους της μηχανής οφείλεται στην αύξηση της ταχύτητας του αερίου για πυκνότερο αναγεννητή. (Σχήμα 9.47).

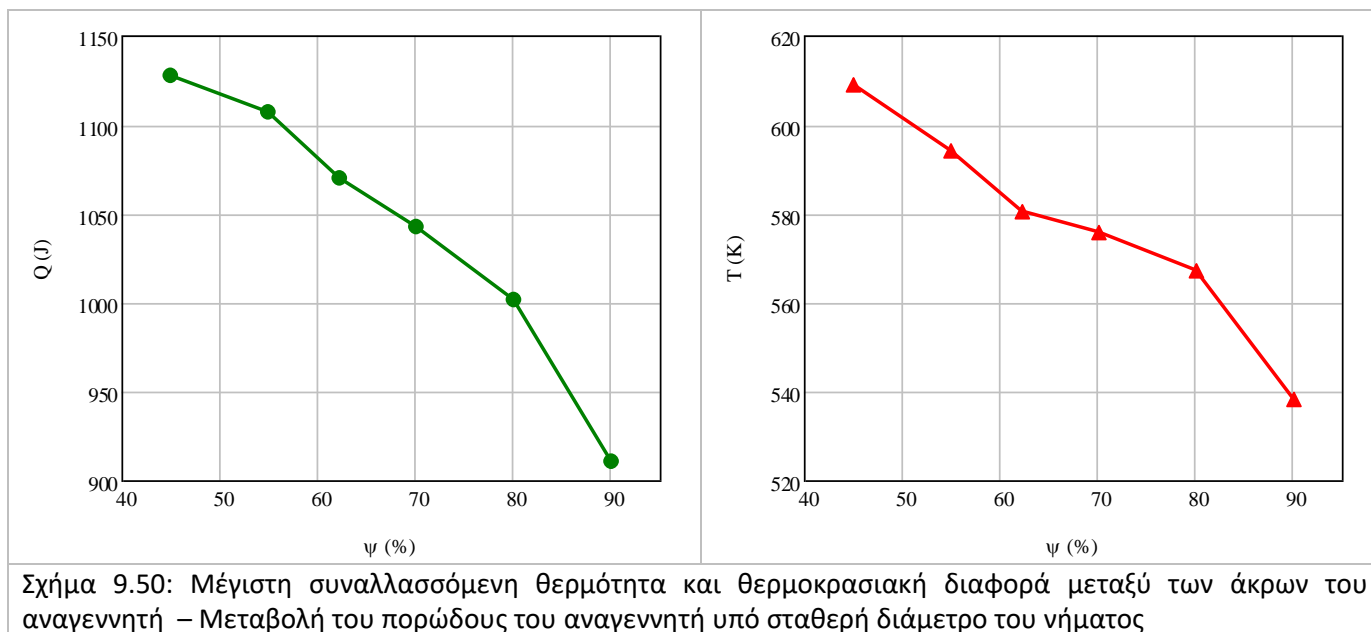


Σχήμα 9.48: Πτώση πίεσης στον αναγεννητή και τη μηχανή – Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος

Ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή μειώνεται με αύξηση του πορώδους (Σχήμα 9.49). Ο ρυθμός της μείωσης αυξάνεται ιδιαίτερα για τιμές του πορώδους άνω του 70%. Αυτό σημαίνει πως οι αραιότεροι εκ των αναγεννητών που δοκιμάσθηκαν δεν ήταν ικανοί να προσδώσουν την απαιτούμενη θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο.



Στο Σχήμα 9.50 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέγιστης συναλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή (αριστερά) και της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των άκρων του αναγεννητή (δεξιά) με το πορώδες υπό σταθερή διάμετρο του νήματος. Η τιμή των δύο μεγεθών αυξάνεται για πυκνότερους αναγεννητές. Παρότι τα μεγέθη είναι αλληλένδετα, ο ρυθμός μεταβολής δεν είναι ο ίδιος, καθώς η συναλασσόμενη θερμότητα εξαρτάται και από άλλες παραμέτρους όπως η παροχή μάζας του αερίου. Η μεταβολή είναι πιο έντονη για μεγάλες τιμές του πορώδους, άνω του 70%.



9.5.3: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών

Οι τιμές των ενεργειακών μεγεθών για τις διαφορετικές τιμές του πορώδους υπό σταθερή διάμετρο του νήματος παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-13. Το έργο μειώνεται σημαντικά για αναγεννητή πυκνότερο του

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

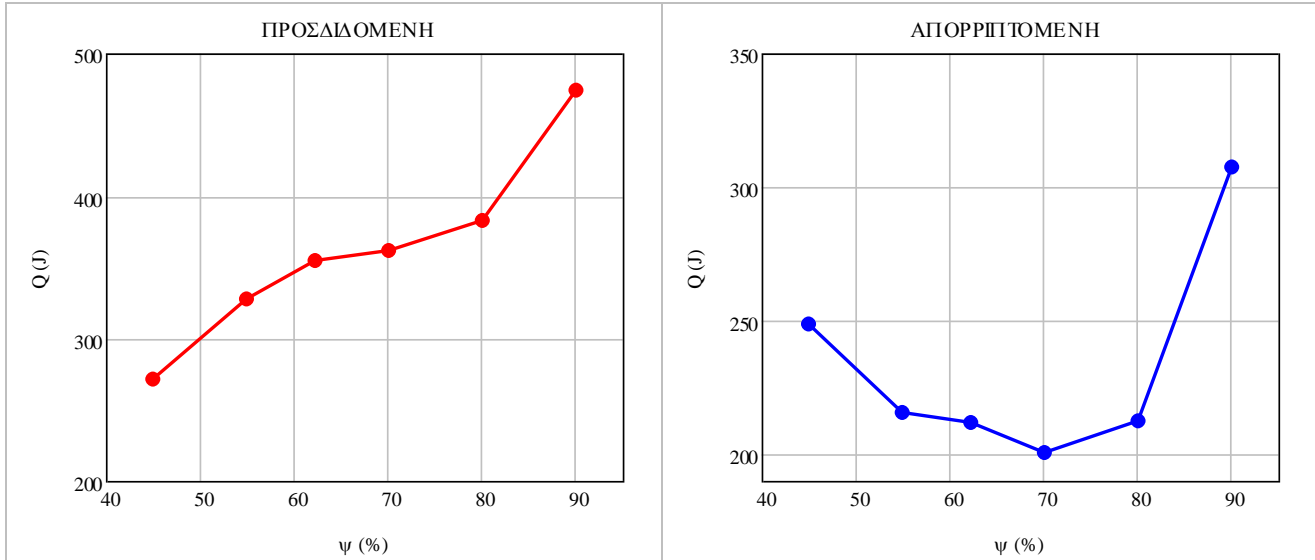
αρχικού. Για πορώδες ίσο με 45% απαιτείται η παροχή έργου για τη λειτουργία της μηχανής. Ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται με αύξηση του πορώδους έως την τιμή του 80%. Για αύξηση του πορώδους από 80% σε 90% αυξάνεται σημαντικά η απαιτούμενη θερμότητα και μειώνεται ο βαθμός απόδοσης.

Πίνακας 9-13: Ενεργειακά μεγέθη – Μεταβολή του πορώδους με σταθερή τη διάμετρο του νήματος

| ψ (%) | W_{ind} (J) | W_{out} (J) | P (kW) | Q_h (J) | Q_k (J) | η (%) |
|------------|---------------|---------------|----------|-----------|-----------|------------|
| 45 % | 22.5 | -0.8 | -0.321 | 271.4 | 248.9 | |
| 55 % | 111.9 | 88.7 | 3.695 | 327.7 | 215.8 | 27.1 % |
| 62.2 % | 143.0 | 119.7 | 4.991 | 354.7 | 211.6 | 33.8 % |
| 70 % | 161.5 | 138.2 | 5.759 | 362.0 | 200.5 | 38.2% |
| 80 % | 170.5 | 147.2 | 6.137 | 383.0 | 212.4 | 38.4 % |
| 90 % | 167.3 | 144.0 | 6.000 | 474.5 | 307.2 | 30.3 % |

Η μεταβολή της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας με το πορώδες υπό σταθερή διάμετρο του νήματος παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.51. Η προσδιδόμενη θερμότητα αυξάνεται συνεχώς με το πορώδες. Η αύξηση του πορώδους μειώνει το βαθμό απόδοσης του αναγεννητή και την πτώση πίεσης. Όσο μικρότερος είναι ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή τόσο περισσότερο αυξάνεται η απαιτούμενη θερμότητα από την μηχανή. Επίσης, η μείωση της πτώσης πίεσης μειώνει τη διαχεόμενη θερμότητα, η οποία προσδίδεται στο θερμαντήρα και μειώνει την ανάγκη για πρόσδοση θερμότητας από εξωτερική πηγή. Συνεπώς, οι μεταβολές του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή και της πτώσης πίεσης με το πορώδες λειτουργούν προς την ίδια κατεύθυνση ως προς την απαιτούμενη θερμότητα.

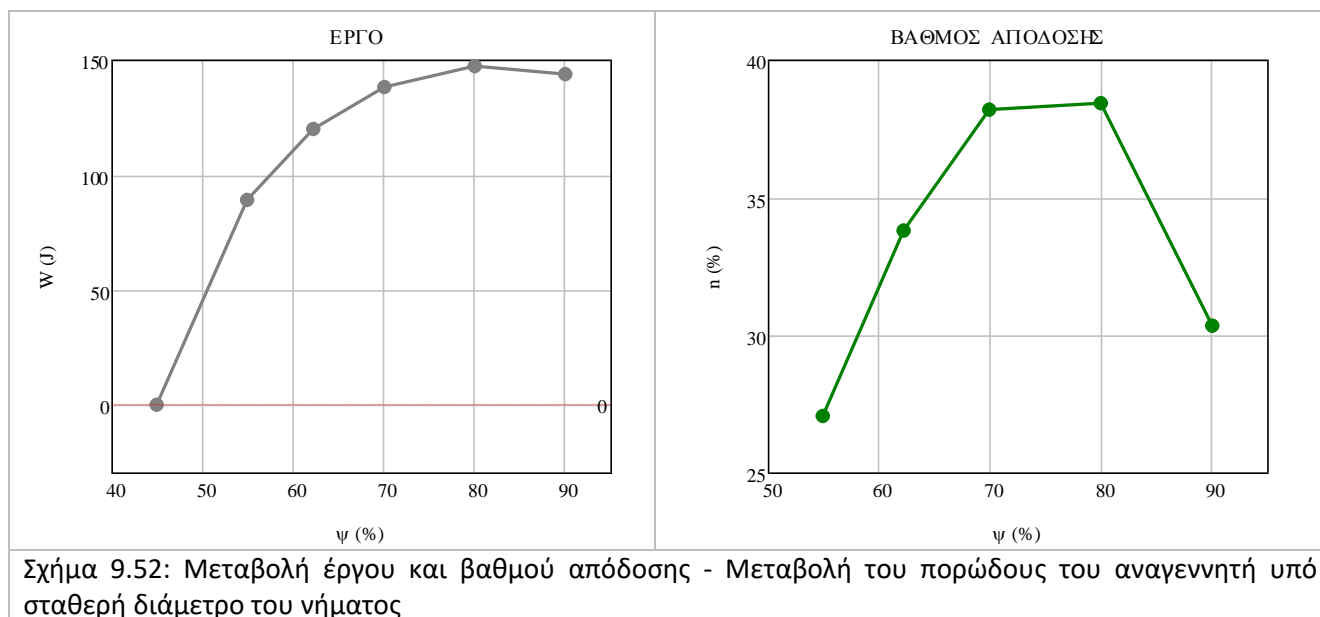
Η απορριπτόμενη θερμότητα εμφανίζει διαφορετική τάση και παρουσιάζει ελάχιστο για πορώδες ίσο με 70%. Οι τάσεις της επίδρασης της μεταβολής του βαθμού απόδοσης και της πτώσης πίεσης ως προς την απορριπτόμενη θερμότητα είναι αντίθετες μεταξύ τους. Η διαχεόμενη θερμότητα που οφείλεται στην πτώση πίεσης αποβάλλεται μέσω του ψύκτη και προστίθεται στην απορριπτόμενη θερμότητα. Για μεγάλες τιμές του πορώδους, η μείωση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή επιδρά αυξητικά στην απορριπτόμενη θερμότητα, ενώ η μείωση της πτώσης πίεσης τείνει να την μειώσει. Αντίστοιχα, για πυκνούς αναγεννητές, η αύξηση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή τείνει να μειώσει την απορριπτόμενη θερμότητα ενώ η αύξηση της πτώσης πίεσης επιδρά αυξητικά. Για πολύ μικρές τιμές του πορώδους, η αύξηση της πτώσης πίεσης είναι μεγαλύτερη από την αύξηση του βαθμού απόδοσης και οδηγεί σε αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας. Για πολύ μεγάλες τιμές του πορώδους, η μείωση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή είναι σημαντικότερη από την μείωση της πτώσης πίεσης, αυξάνοντας την απορριπτόμενη θερμότητα.



Σχήμα 9.51: Μεταβολή προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας - Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος

Στο Σχήμα 9.52 παρουσιάζεται η μεταβολή του έργου και του βαθμού απόδοσης. Το έργο αυξάνεται με αύξηση του πορώδους έως την τιμή του 80%, λόγω της μείωσης της πτώσης πίεσης. Για τον πιο πυκνό αναγεννητή που δοκιμάσθηκε, το παραγόμενο έργο είναι οριακά αρνητικό. Το έργο αυξάνεται με το πορώδες με φθίνοντα ρυθμό και μειώνεται ελαφρώς για μεταβολή του πορώδους από 80% σε 90%, λόγω της μείωσης της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ θερμαντήρα και ψύκτη, η οποία οφείλεται στη σημαντική μείωση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή. Βάσει των Andersen et al, [89] μεγάλες τιμές του πορώδους του αναγεννητή μειώνουν σημαντικά τη δυνατότητά του ως προς την μεταφορά θερμότητας και, συνεπώς, την παραγόμενη ισχύ. Ο βαθμός απόδοσης επηρεάζεται ταυτόχρονα από το παραγόμενο έργο και την προσδιδόμενη θερμότητα. Η επιρροή της μεταβολής του πορώδους στα δύο αυτά μεγέθη είναι αντίθετη. Ο βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μέγιστο μεταξύ τιμών του πορώδους ίσων με 70% και 80%. Έως το σημείο αυτό, η αύξηση του παραγόμενου έργου λόγω της μείωσης της πτώσης πίεσης υπερσχύει της αύξησης της απαιτούμενης θερμότητας λόγω μείωσης της απόδοσης του αναγεννητή. Από το σημείο αυτό και για μεγαλύτερες τιμές του πορώδους, η αύξηση του έργου έχει μικρότερη επιρροή από την αύξηση της προσδιδόμενης θερμότητας και ο βαθμός απόδοσης μειώνεται.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



9.6: Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή με σταθερή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας

Στο κεφάλαιο αυτό μελετάται η επίδραση του πορώδους του αναγεννητή με σταθερή την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του πλέγματος του αναγεννητή. Η μεταβολή του πορώδους υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια του πλέγματος πραγματοποιείται με την αλλαγή της διαμέτρου του νήματος και με την προσθήκη ή την αφαίρεση στοιχείων του πλέγματος. Οι πυκνότεροι αναγεννητές έχουν λιγότερα στοιχεία μεγαλύτερης διαμέτρου, ενώ οι αραιότεροι αναγεννητές έχουν περισσότερα στοιχεία μικρότερης διαμέτρου. Οι τιμές της διαμέτρου του νήματος και της υδραυλικής διαμέτρου για όλες τις τιμές του πορώδους παρουσιάζεται στον Πίνακα 9-14.

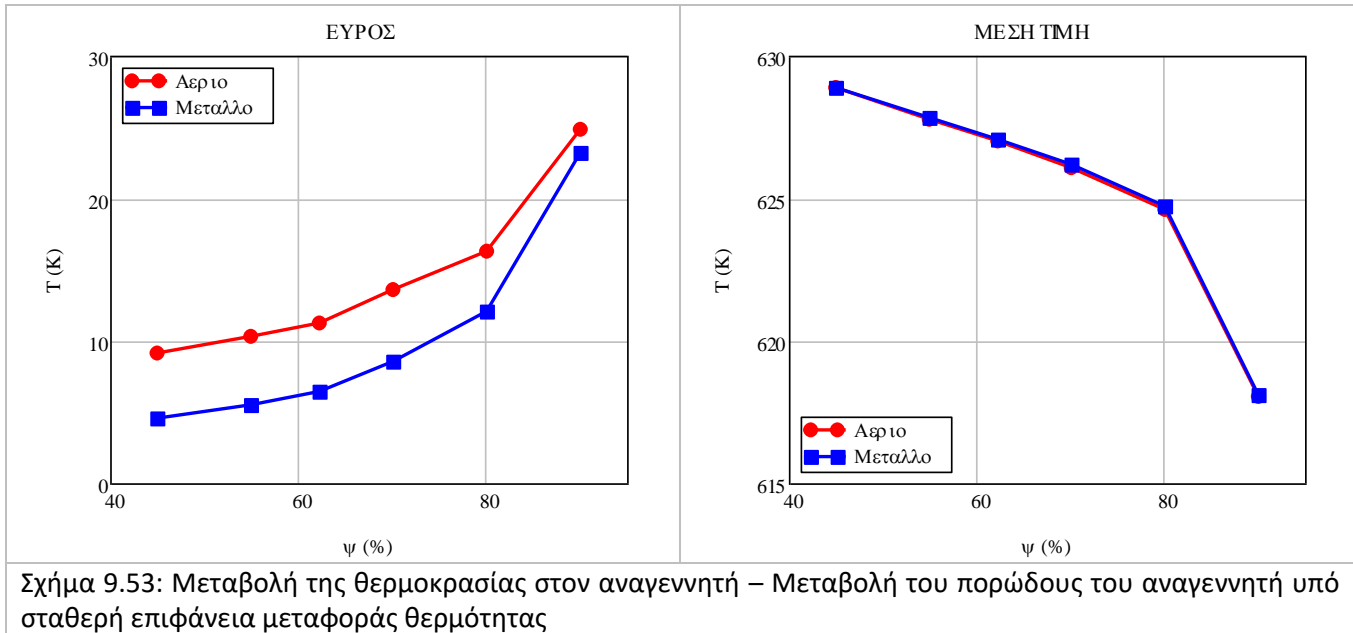
Πίνακας 9-14: Τιμές των γεωμετρικών παραμέτρων του αναγεννητή που δοκιμάστηκαν κατά την προσομοίωση – Μεταβολή του πορώδους με σταθερή την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας

| Σενάριο | Πορώδες (ψ) | Διάμετρος νήματος (d_w) | Υδραυλική διάμετρος (d_h) |
|------------------|--------------------|-----------------------------|-------------------------------|
| Αρχικό | 62.17 % | 50 μm | 82.2 μm |
| $\psi=45\%$ - Aw | 45 % | 72.7 μm | 59.5 μm |
| $\psi=55\%$ - Aw | 55 % | 59.5 μm | 72.7 μm |
| $\psi=70\%$ - Aw | 70 % | 39.6 μm | 92.4 μm |
| $\psi=80\%$ - Aw | 80 % | 26.4 μm | 105.6 μm |
| $\psi=90\%$ - Aw | 90 % | 13.2 μm | 118.8 μm |

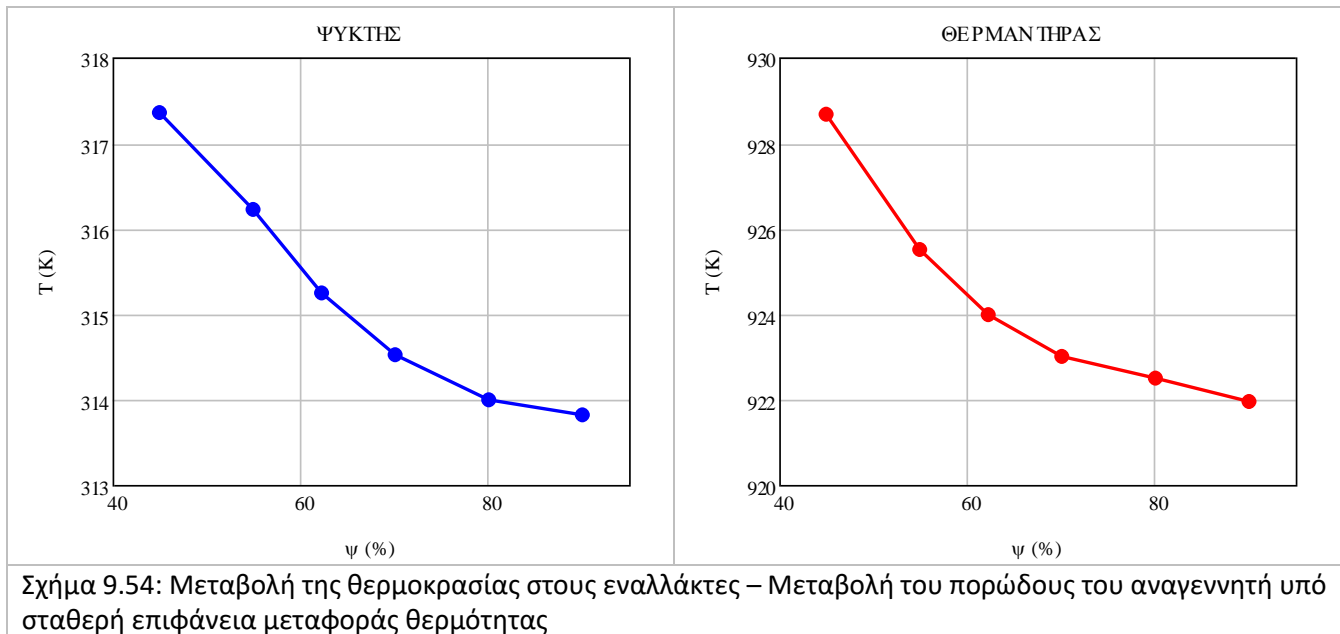
9.6.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών

Στο Σχήμα 9.53 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης τιμής και του εύρους της θερμοκρασίας του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος για αλλαγή του πορώδους υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια. Με αύξηση του πορώδους αυξάνεται το εύρος της θερμοκρασιακής μεταβολής και μειώνεται η μέση τιμή της θερμοκρασίας για το αέριο και το μεταλλικό πλέγμα. Ως προς τη σύγκριση μεταξύ του αερίου και του μετάλλου, οι τιμές και η μεταβολή των μέσω τιμών είναι αντίστοιχες. Το εύρος της θερμοκρασιακής

μεταβολής είναι μεγαλύτερο για το αέριο μέσο και η διαφορά μειώνεται όσο ο αναγεννητής γίνεται αραιότερος.



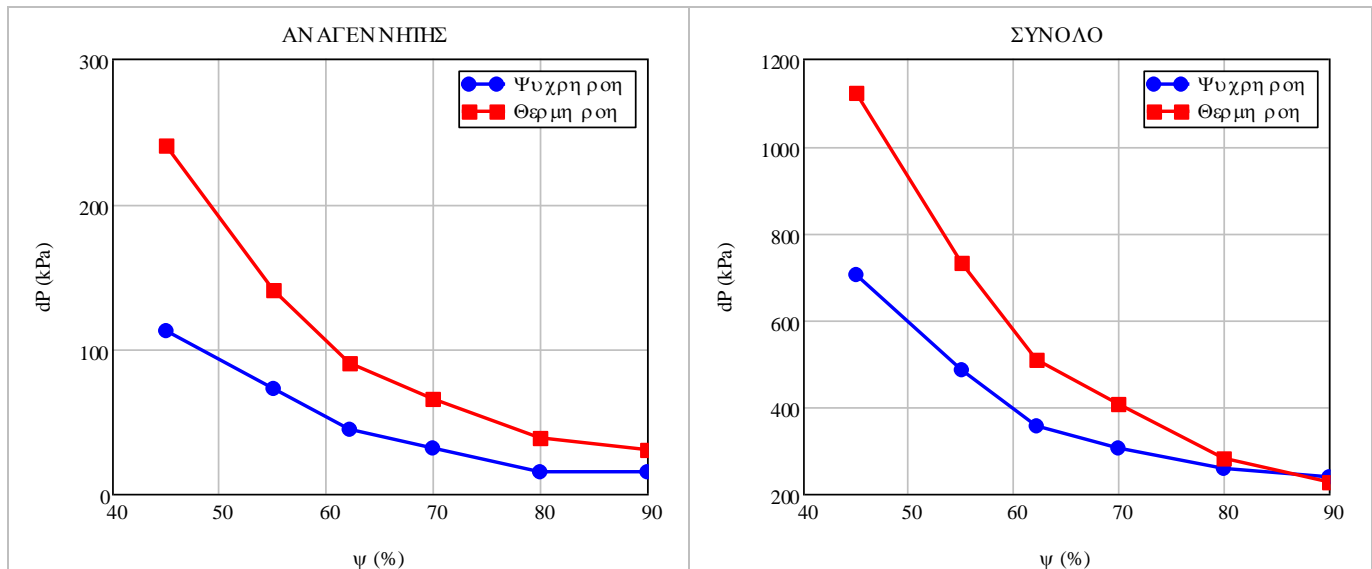
Στο Σχήμα 9.54 παρουσιάζεται η μεταβολή των μέσων τιμών της θερμοκρασίας στους εναλλάκτες θερμότητας. Η θερμοκρασία στους δύο εναλλάκτες μειώνεται με αύξηση του πορώδους. Για το ψύκτη, η μείωση της θερμοκρασίας οφείλεται στην μείωση της πτώσης πίεσης και της διαχεόμενης θερμότητας, η οποία έχει μεγαλύτερη επίδραση από την μείωση του βαθμού απόδοσης του. Η μείωση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα με το πορώδες οφείλεται στην μείωση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή. Το μέγεθος των μεταβολών είναι σημαντικά μικρότερο από το αντίστοιχο για μεταβολή του πορώδους υπό σταθερή διάμετρο του νήματος του αναγεννητή.



Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

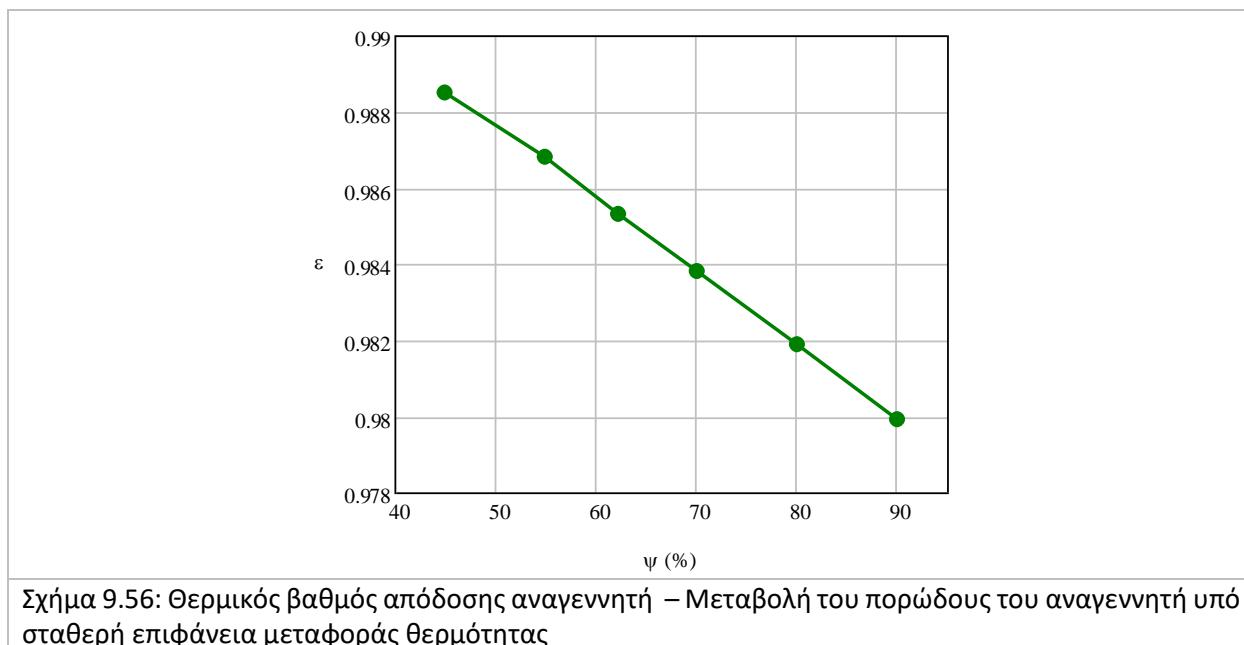
9.6.2: Μεταβολή πτώσης πίεσης και μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή

Η μεταβολή των μέγιστων τιμών πτώσης πίεσης με το πορώδες παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.55, για τον αναγεννητή (αριστερά) και ολόκληρη την μηχανή (δεξιά). Η μεταβολή του πορώδους προκαλεί μεταβολή της πτώσης πίεσης σε όλους τους χώρους μηχανής. Όπως παρουσιάστηκε και στο Κεφάλαιο 9.5, η μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή μεταβάλλει την ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου σε όλους τους χώρους της μηχανής. Η αύξηση της ταχύτητας του αερίου για πυκνότερους αναγεννητές οδηγεί σε αύξηση της πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες και τα άκρα του αναγεννητή. Όσο αυξάνεται το πορώδες μειώνεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης.



Σχήμα 9.55: Μέγιστες τιμές της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή και την μηχανή – Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας

Η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή με το πορώδες υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.56. Η μείωση της απόδοσης του αναγεννητή με την αύξηση του πορώδους είναι σχεδόν γραμμική. Το μέγεθος της μεταβολής μεταξύ των δύο ακραίων τιμών του πορώδους είναι μικρότερο από 1%. Η επίδραση της μεταβολής του πορώδους υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια είναι σημαντικά μικρότερη από την αντίστοιχη μεταβολή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος, όπου η μεταβολή της απόδοσης του αναγεννητή μεταξύ των ίδιων ακραίων τιμών ξεπέρασε το 10%.



9.6.3: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών

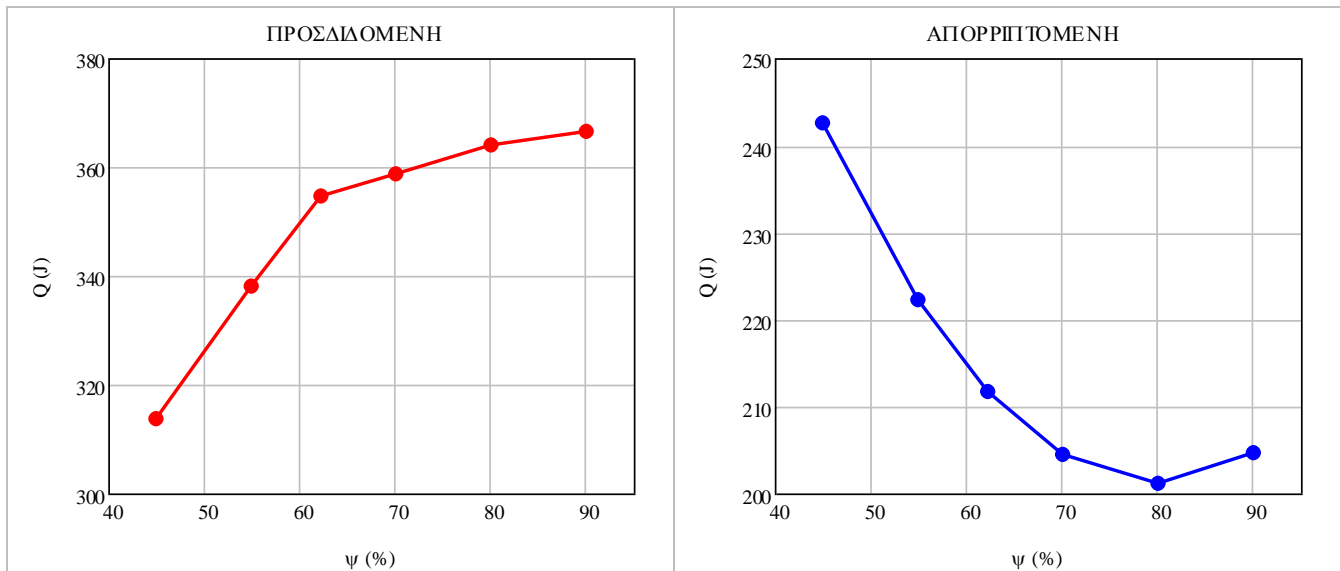
Οι τιμές των ενεργειακών μεγεθών, για τις διαφορετικές τιμές του πορώδους υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-15. Το έργο και η απαιτούμενη θερμότητα αυξάνονται με αύξηση του πορώδους. Ο βαθμός απόδοσης μεγιστοποιείται για πορώδες ίσο με 80%.

Πίνακας 9-15: Ενεργειακά μεγέθη – Μεταβολή του πορώδους με σταθερή τη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας

| ψ (%) | W_{ind} (J) | W_{out} (J) | P (kW) | Q_h (J) | Q_k (J) | η (%) |
|------------|---------------|---------------|----------|-----------|-----------|------------|
| 45 % | 71.3 | 48.0 | 1.999 | 313.9 | 242.6 | 15.3 % |
| 55 % | 115.8 | 92.5 | 3.855 | 338.0 | 222.2 | 27.4 % |
| 62.2 % | 143.0 | 119.7 | 4.991 | 354.7 | 211.6 | 33.8 % |
| 70 % | 154.3 | 131.0 | 5.461 | 358.9 | 204.6 | 36.5 % |
| 80 % | 163.0 | 139.7 | 5.824 | 364.2 | 201.2 | 38.4 % |
| 90 % | 161.8 | 138.5 | 5.774 | 366.5 | 204.7 | 37.8 % |

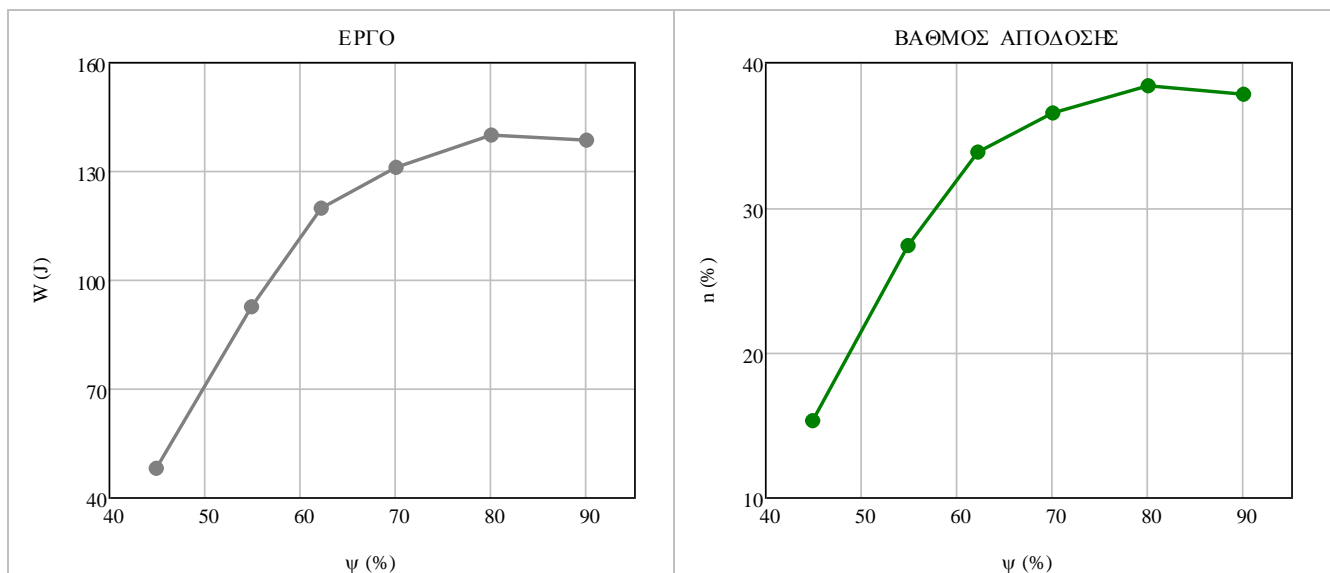
Η μεταβολή της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας με το πορώδες υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.57. Η προσδιδόμενη θερμότητα αυξάνεται με το πορώδες του αναγεννητή, ενώ η απορριπτόμενη θερμότητα ελαχιστοποιείται για τιμή του πορώδους ίση με 80% και αυξάνεται για ακραίες τιμές του πορώδους. Οι μηχανισμοί που επηρεάζουν τις τιμές της προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας έχουν εξηγηθεί στο προηγούμενο Κεφάλαιο (Τμήμα 9.5.3). Ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα, η επίδραση της μεταβολής της πτώσης πίεσης και του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή είναι προς την ίδια κατεύθυνση. Αντίθετα, για την απορριπτόμενη θερμότητα, η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή και της πτώσης πίεσης δρουν αντίρροπα.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



Σχήμα 9.57: Μεταβολή προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας – Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας

Η μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης με το πορώδες του αναγεννητή υπό σταθερή βρεχόμενη επιφάνεια παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.58. Το παραγόμενο έργο αυξάνεται με την αύξηση του πορώδους λόγω της μείωσης της πτώσης πίεσης. Ο βαθμός απόδοσης μεγιστοποιείται για πορώδες ίσο με 80%. Για πυκνότερους αναγεννητές η μείωσή του οφείλεται στην μείωση του έργου λόγω της πτώσης πίεσης, ενώ για τον αραιότερο αναγεννητή, η σημαντική αύξηση της προσδιδόμενης θερμότητας λόγω της μείωσης του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή μειώνει το βαθμό απόδοσης.



Σχήμα 9.58: Μεταβολή έργου και απόδοσης – Μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή υπό σταθερή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας

9.7: Μεταβολή του εμβαδού της βρεχόμενης επιφάνειας του αναγεννητή,

Η μεταβολή της βρεχόμενης επιφάνειας του αναγεννητή υπό σταθερό όγκο του μεταλλικού πλέγματος επιτυγχάνεται με την τροποποίηση της διαμέτρου του νήματος και του αριθμού των στοιχείων του πλέγματος. Η μείωση ή η αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας επιτυγχάνεται με την τοποθέτηση λιγότερων στοιχείων μεγαλύτερης διαμέτρου, ή περισσότερων στοιχείων μικρότερης διαμέτρου αντίστοιχα. Δοκιμάστηκαν τέσσερις διαφορετικές τιμές για τη βρεχόμενη επιφάνεια, οι οποίες παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-16.

Πίνακας 9-16: Τιμές των γεωμετρικών παραμέτρων του αναγεννητή που δοκιμάστηκαν κατά την προσομοίωση – Μεταβολή του εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας

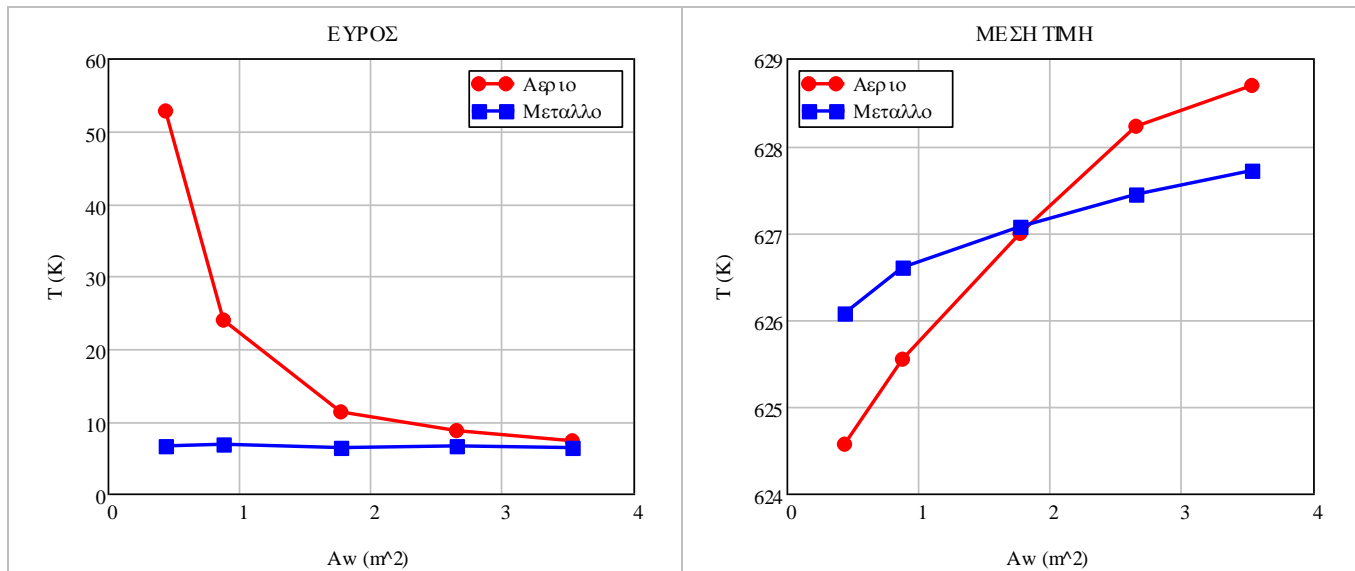
| Σενάριο | Βρεχόμενη επιφάνεια (A_w) | Διάμετρος νήματος (d_w) | Υδραυλική διάμετρος (d_h) |
|-----------------|---|---|---|
| Αρχικό | 1.768 m ² | 50 μm | 82.2 μm |
| 0.25· A_{w_r} | 0.442 m ² | 200 μm | 328.7 μm |
| 0.5· A_{w_r} | 0.884 m ² | 100 μm | 164.3 μm |
| 1.5· A_{w_r} | 2.652 m ² | 33.3 μm | 54.7 μm |
| 2· A_{w_r} | 3.536 m ² | 25 μm | 41.1 μm |

9.7.1: Μεταβολή βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών

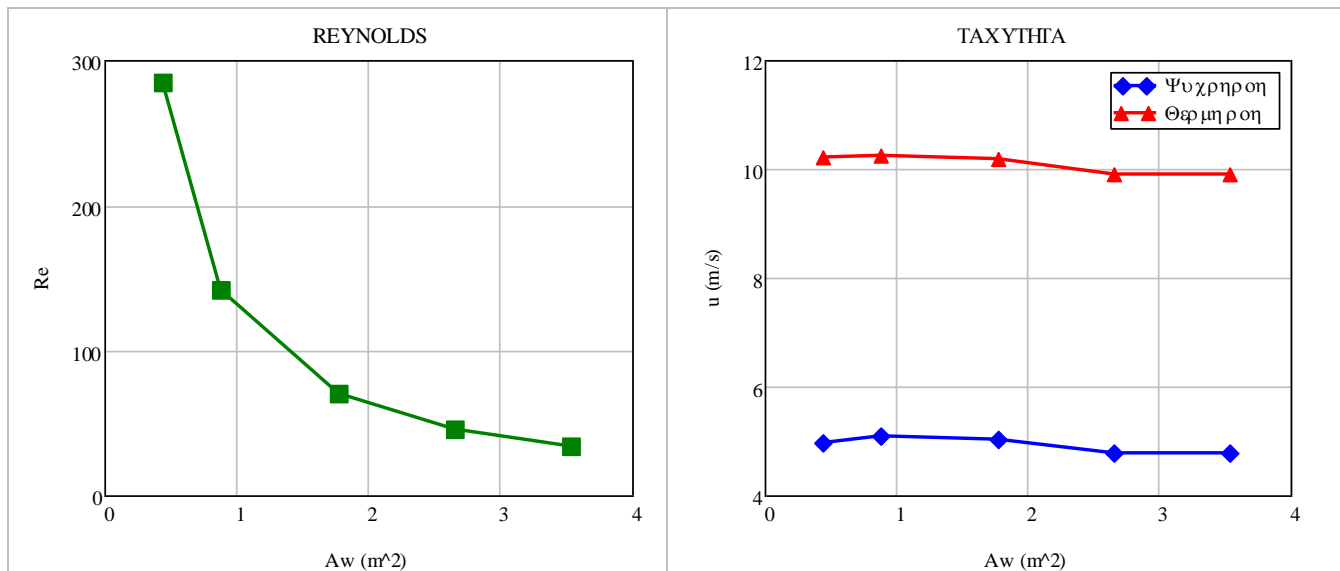
Η χρονική μεταβολή του θερμοκρασιακού εύρους και της μέσης θερμοκρασίας του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή για τις διαφορετικές τιμές της βρεχόμενης επιφάνειας παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.59. το εύρος της θερμοκρασίας του αερίου κατά τη διάρκεια του κύκλου μειώνεται με την αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας. Αντίθετα, το εύρος της θερμοκρασιακής μεταβολής για το μεταλλικό πλέγμα παραμένει αμετάβλητο. Η μεταβολή αυτή έρχεται σε αντίθεση με τις αντίστοιχες μεταβολές λόγω της αλλαγής του πορώδους του αναγεννητή. Επιπλέον, η αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας του πλέγματος του αναγεννητή οδηγεί σε ελαφρά αύξηση των μέσων τιμών των θερμοκρασιών, με την επίδρασή της να είναι εντονότερη για το αέριο.

Η μεταβολή των μέγιστων τιμών του αριθμού Reynolds στον αναγεννητή με το εμβαδό της βρεχόμενης επιφάνειας παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.60 (αριστερά). Ο Reynolds αυξάνεται για μικρότερες βρεχόμενες επιφάνειες, λόγω της μεγαλύτερης υδραυλικής διαμέτρου του αναγεννητή. Αντίθετα, η ταχύτητα του αερίου στον αναγεννητή παραμένει πρακτικά αμετάβλητη με τη βρεχόμενη επιφάνεια (δεξιά). Σε σύγκριση με την μεταβολή της ταχύτητας στις προηγούμενες μελέτες, προκύπτει πως η ταχύτητα του αερίου στον αναγεννητή μεταβάλλεται μόνο με την αλλαγή του πορώδους.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



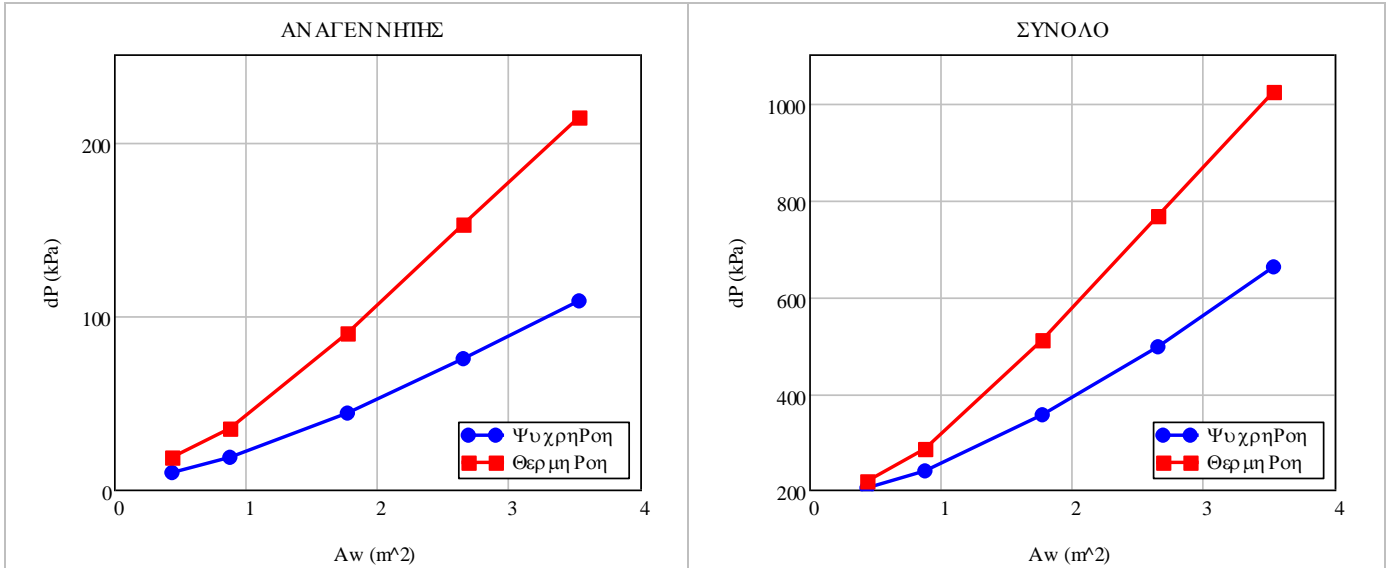
Σχήμα 9.59: Μεταβολή της θερμοκρασίας στον αναγεννητή – Μεταβολή του εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή



Σχήμα 9.60: Μέγιστες τιμές του αριθμού Reynolds και της ταχύτητας του αερίου στον αναγεννητή – Μεταβολή του εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή

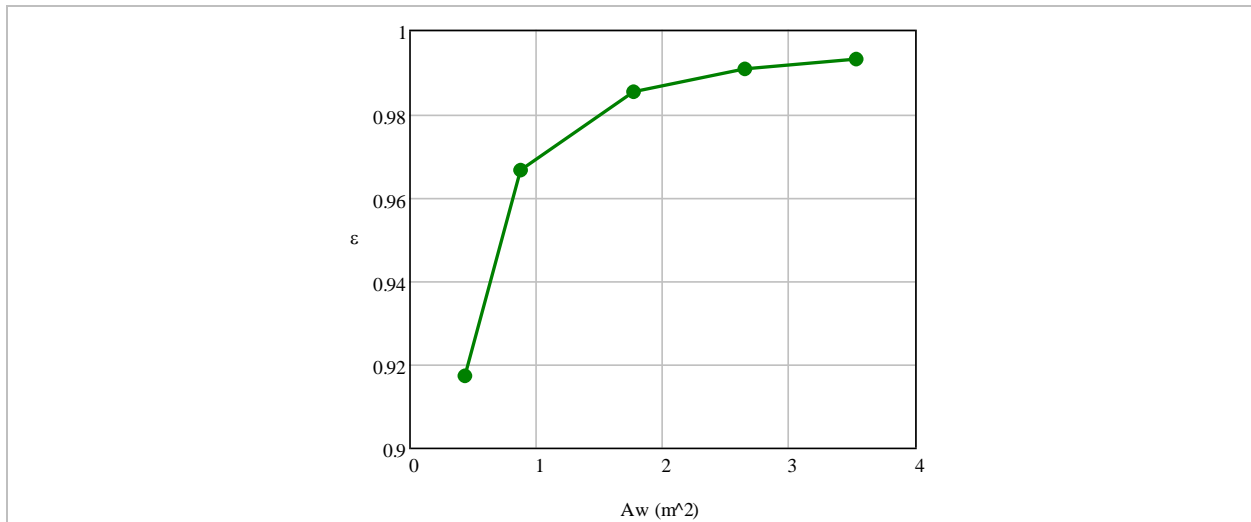
9.7.2: Μεταβολή πτώσης πίεσης και μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή

Η μεταβολή των μέγιστων τιμών της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή και σε ολόκληρη την μηχανή με το εμβαδόν της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.61. Καθώς ο ρυθμός αύξησης της πτώσης πίεσης με τη βρεχόμενη επιφάνεια είναι προσεγγιστικά σταθερός, μπορεί να υποθεθεί πως η περαιτέρω αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας θα αυξήσει αντίστοιχα την πτώση της πίεσης. Όπως προέκυψε κατά την μεταβολή του πορώδους, η αύξηση της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή οδηγεί σε αύξηση της πτώσης πίεσης και στους άλλους χώρους της μηχανής.



Σχήμα 9.61: Μέγιστες τιμές της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή και την μηχανή – Μεταβολή του εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή

Η αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας αυξάνει την απόδοση του αναγεννητή, βελτιώνοντας την ικανότητά του να διατηρεί υψηλή τη θερμοκρασία του αερίου στο θερμό άκρο και χαμηλή θερμοκρασία στο ψυχρό άκρο (Σχήμα 9.62). Σε αντίθεση με το ρυθμό αύξησης της πτώσης πίεσης, ο ρυθμός αύξησης του βαθμού απόδοσης είναι φθίνων. Περεταίρω αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας υπό σταθερό πορώδες δεν αναμένεται να βελτιώσει σημαντικά την μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή.

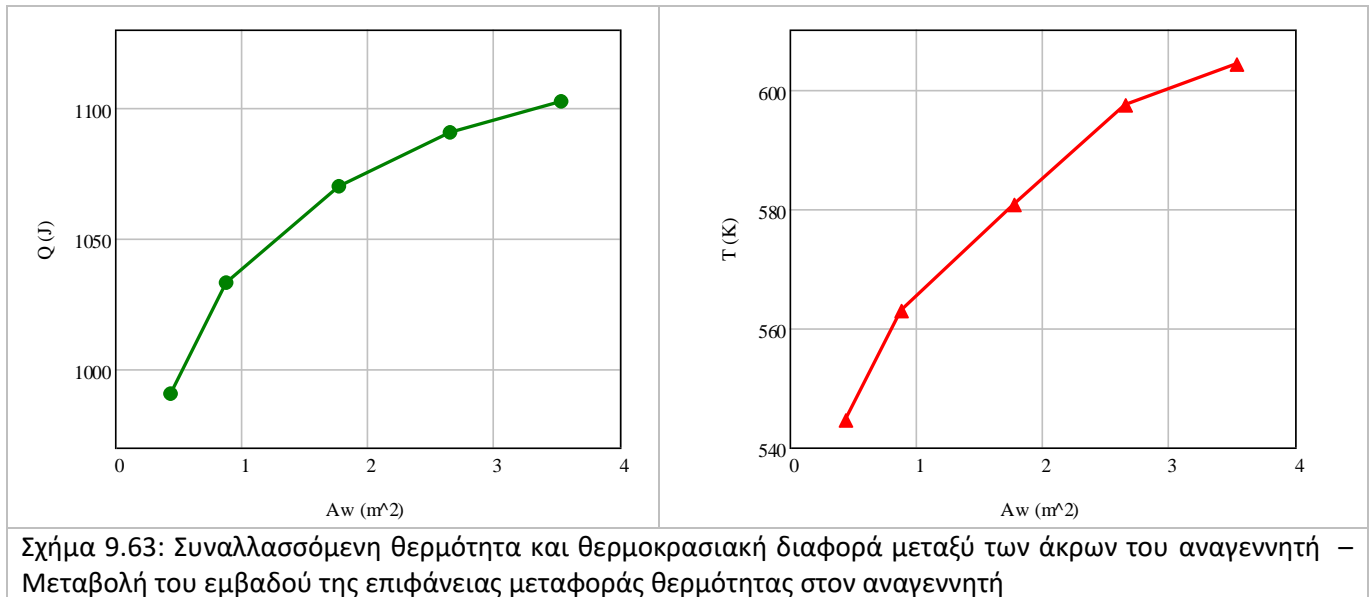


Σχήμα 9.62: Θερμικός βαθμός απόδοσης αναγεννητή – Μεταβολή του εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή

Η μεταβολή της συναλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή και η αντίστοιχη μεταβολή της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των άκρων του παρουσιάζονται στο Σχήμα 9.63. Η αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας αυξάνει και τα δύο μεγέθη με φθίνοντα ρυθμό. Η αύξηση της

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

συναλλασσόμενης θερμότητας και της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των άκρων του αναγεννητή συνδέεται με την αντίστοιχη αύξηση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή.



9.7.3: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών

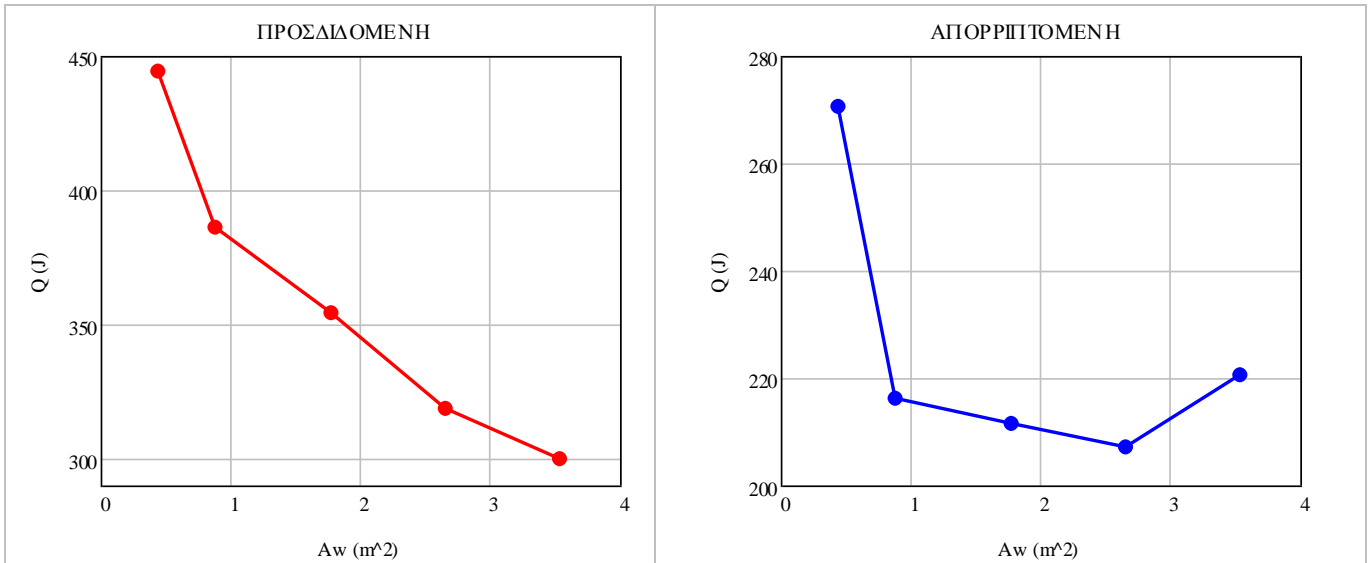
Τα αποτελέσματα σχετικά με την ενεργειακή απόδοση της μηχανής με την μεταβολή της βρεχόμενης επιφάνειας παρουσιάζεται στον Πίνακα 9-17. Με αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας μειώνονται οι τιμές του έργου και η απαιτούμενη θερμότητα. Ο βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μέγιστο για βρεχόμενη επιφάνεια του πλέγματος του αναγεννητή ίση με το ήμισυ του αρχικού αναγεννητή.

Πίνακας 9-17: Ενεργειακά μεγέθη – Μεταβολή του εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας του αναγεννητή

| $A_{w_r} (m^2)$ | $W_{ind} (J)$ | $W_{out} (J)$ | $P (kW)$ | $Q_h (J)$ | $Q_k (J)$ | η |
|-----------------|---------------|---------------|----------|-----------|-----------|--------|
| 0.442 | 173.7 | 150.4 | 6.27 | 444.2 | 270.5 | 33.9 % |
| 0.884 | 170.4 | 147.1 | 6.133 | 386.5 | 216.1 | 38.1 % |
| 1.768 | 143.0 | 119.7 | 4.991 | 354.7 | 211.6 | 33.8 % |
| 2.652 | 111.4 | 88.1 | 3.672 | 318.7 | 207.3 | 27.7 % |
| 3.536 | 79.7 | 56.4 | 2.349 | 300.3 | 220.7 | 18.8 % |

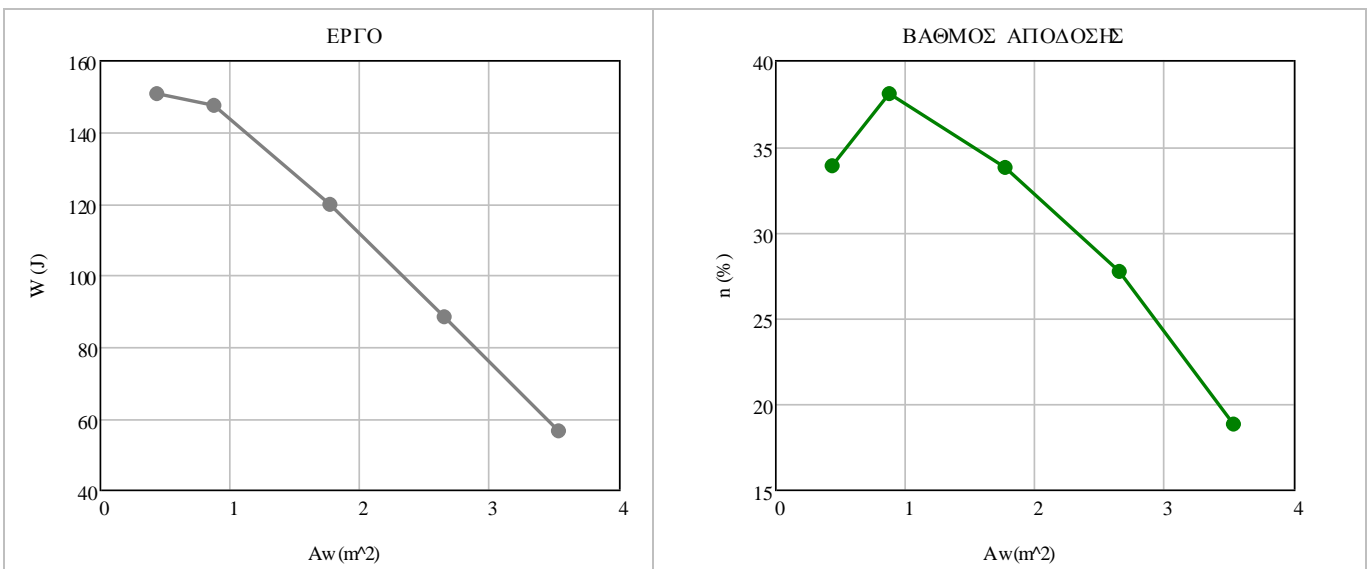
Η μεταβολή της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας με το εμβαδόν της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας στο πλέγμα του αναγεννητή υπό σταθερό πορώδες παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.64. Όπως και κατά την μεταβολή του πορώδους του αναγεννητή, οι τιμές των θερμοτήτων επηρεάζονται ταυτόχρονα από τη θερμική απόδοση του αναγεννητή και η διάχυση της θερμότητας λόγω της πτώσης πίεσης. Ο μηχανισμός μέσω των οποίων οι τιμές των θερμοτήτων επηρεάζονται από την απόδοση του αναγεννητή και την πτώση πίεσης έχει εξηγηθεί κατά τις αντίστοιχες μεταβολές των μεγεθών με την τιμή του πορώδους. Η απόδοση του αναγεννητή και η πτώση πίεσης αυξάνονται ταυτόχρονα με αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας. Η βελτίωση της απόδοσης του αναγεννητή με τη βρεχόμενη επιφάνεια μειώνει την προσδιδόμενη θερμότητα, με φθίνοντα ρυθμό. Η απορριπτόμενη θερμότητα αυξάνεται για πολύ μικρές και πολύ μεγάλες τιμές της βρεχόμενης επιφάνειας, λόγω της

χαμηλής απόδοσης του αναγεννητή και της αύξησης της διαχεόμενης θερμότητας λόγω της μεγάλης πτώσης πίεσης αντίστοιχα.



Σχήμα 9.64: Μεταβολή προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας με το εμβαδόν της βρεχόμενης επιφάνειας του αναγεννητή

Στο Σχήμα 9.65 παρουσιάζεται η μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης της μηχανής με το εμβαδόν της βρεχόμενης επιφάνειας υπό σταθερό πορώδες. Το έργο μειώνεται με αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας λόγω της αύξησης της πτώσης πίεσης. Ο βαθμός απόδοσης μεγιστοποιείται για εμβαδόν της βρεχόμενης επιφάνειας ίσο με το μισό του αρχικού. Για μικρότερη βρεχόμενη επιφάνεια, η μικρή αύξηση του έργου και η συγκριτικά μεγαλύτερη αύξηση της απαιτούμενης θερμότητας μειώνει το βαθμό απόδοσης. Για μεγαλύτερη βρεχόμενη επιφάνεια από τη βέλτιστη, η μείωση του παραγόμενου έργου έχει μεγαλύτερη επίδραση από την αύξηση της απαιτούμενης θερμότητας, με αποτέλεσμα την μείωση του βαθμού απόδοσης.



Σχήμα 9.65: Μεταβολή έργου και βαθμού απόδοσης με το εμβαδόν της βρεχόμενης επιφάνειας του αναγεννητή

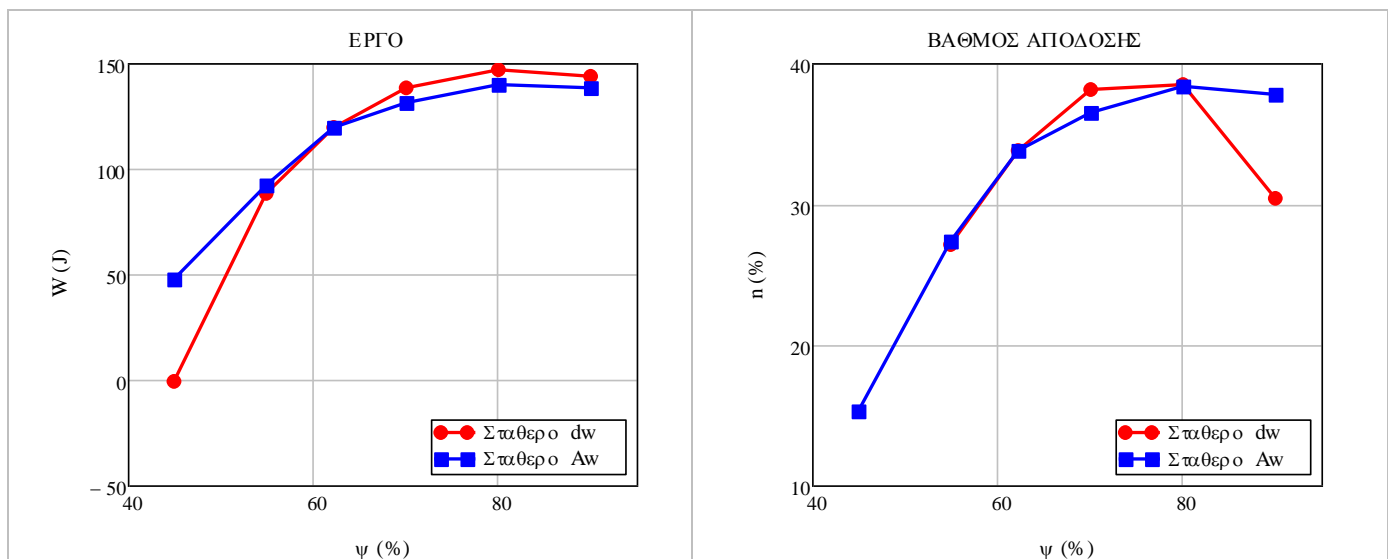
Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

Βάσει των τριών παραμετρικών μελετών που διεξήχθησαν, προκύπτει πως η λειτουργία της μηχανής θα βελτιωθεί με τη χρήση ενός αναγεννητή που θα έχει είτε μεγαλύτερο πορώδες, είτε μικρότερη βρεχόμενη επιφάνεια. Με χρήση ενός αραιότερου αναγεννητή, ανεξάρτητα του τρόπου με το οποίο αυτό επιτευχθεί, η αύξηση του παραγόμενου έργου λόγω της μείωσης της πτώσης πίεσης θα έχει μεγαλύτερη επίδραση στη λειτουργία της μηχανής από την αύξηση της απαιτούμενης θερμότητας, που θα προκύψει από την μικρότερη θερμική απόδοση του αναγεννητή.

9.8: Σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων για μεταβολή των παραμέτρων στον αναγεννητή

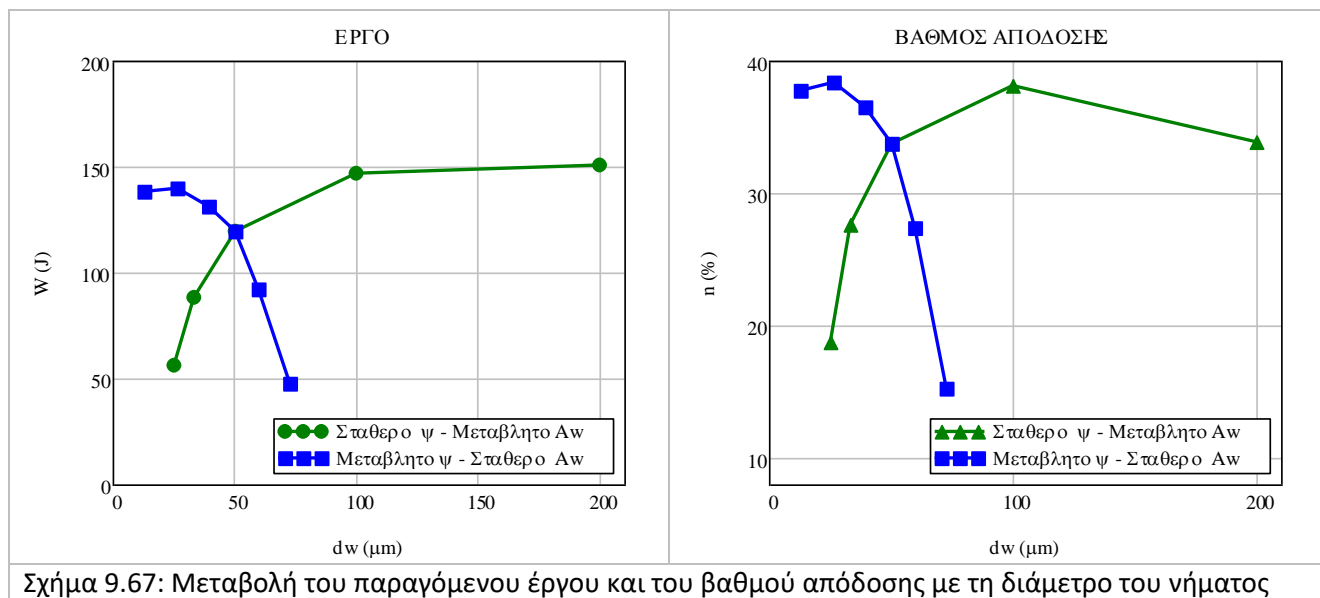
Στα Κεφάλαια 9.5, 9.6 και 9.7 παρουσιάστηκε η επίδραση στην απόδοση της μηχανής λόγω της αλλαγής παραμέτρων της γεωμετρίας του αναγεννητή. Η γεωμετρία του αναγεννητή ορίστηκε από το πορώδες του αναγεννητή, τη διάμετρο του νήματος και το εμβαδόν της βρεχόμενης επιφάνειας του μεταλλικού πλέγματος. Στο Κεφάλαιο 9.5 μεταβάλλεται το πορώδες του αναγεννητή υπό σταθερή διάμετρο του νήματος. Στο Κεφάλαιο 9.6 μεταβάλλεται το πορώδες του αναγεννητή υπό σταθερό εμβαδόν της βρεχόμενης επιφάνειας. Στο Κεφάλαιο 9.7 μεταβάλλεται το εμβαδόν της βρεχόμενης επιφάνειας υπό σταθερό πορώδες. Από όλες τις μελέτες προέκυψε πως η μείωση του πορώδους ή η αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας του πλέγματος οδηγεί σε μείωση του έργου και της απαιτούμενης θερμότητας. Αντίθετα, αύξηση του πορώδους ή μείωση του εμβαδού μεταφοράς θερμότητας αυξάνει ταυτόχρονα το παραγόμενο έργο και την απαιτούμενη θερμότητα. Καθώς η αύξηση του έργου είναι αναλογικά μεγαλύτερη, οι εν λόγω μεταβολές στη γεωμετρία του αναγεννητή αυξάνουν έως ένα σημείο το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Αν και τα συμπεράσματα είναι αντίστοιχα στις τρεις παραμετρικές μελέτες, η μεταβολή των ενεργειακών μεγεθών διαφέρει ανάλογα τον τρόπο μεταβολής της γεωμετρίας.

Στο Σχήμα 9.66 συγκρίνεται η επιρροή της μεταβολής του πορώδους ως προς το παραγόμενο έργο και το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Η μεταβολή του πορώδους υπό σταθερή διάμετρο του νήματος έχει μεγαλύτερη επιρροή σε σχέση με την μεταβολή υπό σταθερό εμβαδόν βρεχόμενης επιφάνειας.



Σχήμα 9.66: Μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης με το πορώδες του αναγεννητή

Στο Σχήμα 9.67 συγκρίνεται η μεταβολή του έργου και του βαθμού απόδοσης για μεταβολή της διαμέτρου του νήματος του αναγεννητή υπό σταθερό πορώδες και εμβαδόν της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας του αναγεννητή. Ο τρόπος μεταβολής του νήματος του αναγεννητή επιδρά σημαντικά στην μεταβολή και των δύο μεγεθών.

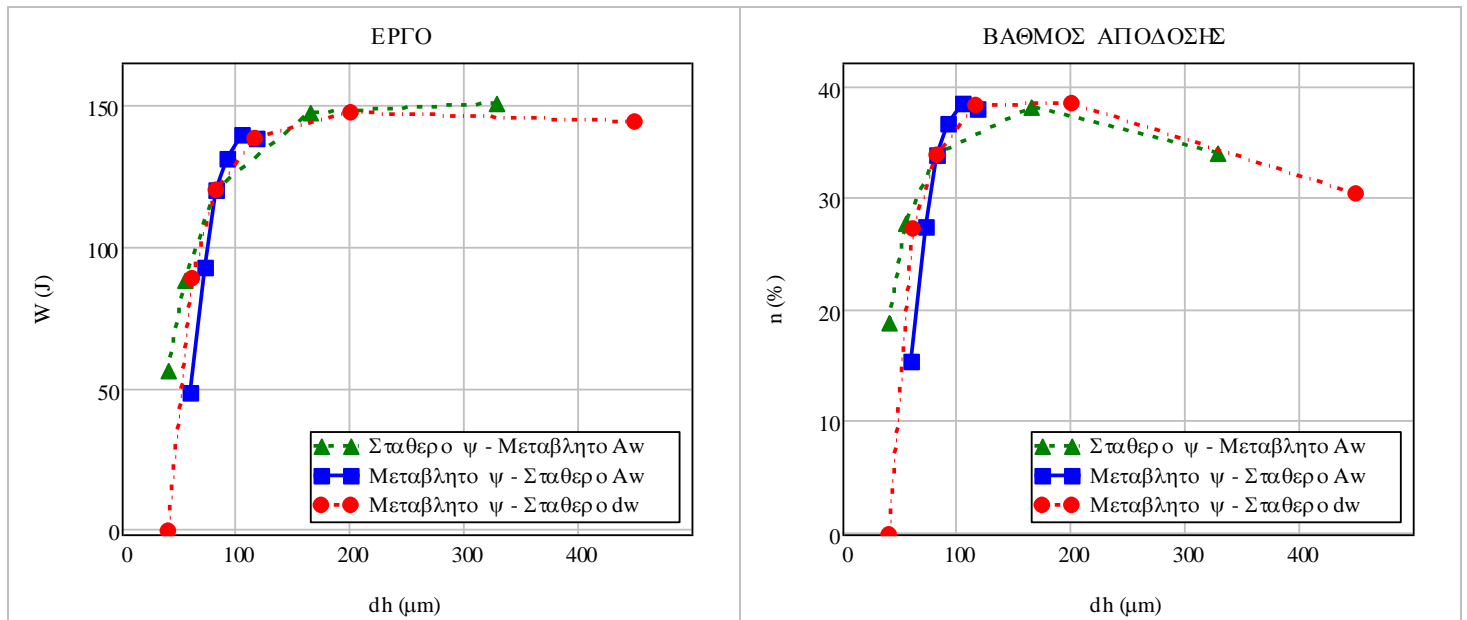


Σχήμα 9.67: Μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης με τη διάμετρο του νήματος

Μέσω του πορώδους, της διαμέτρου του νήματος και του εμβαδού της βρεχόμενης επιφάνειας υπολογίζεται η υδραυλική διάμετρος. Η υδραυλική διάμετρος μεταβάλλεται σε όλες τις παραμετρικές μελέτες και μπορεί να αποτελέσει βάση σύγκρισης των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από τις διαφορετικές μεταβολές. Η υδραυλική διάμετρος του αναγεννητή αντιστοιχεί στην ευκολία του εργαζόμενου μέσου να διαπεράσει το μεταλλικό πλέγμα. αυξάνεται με μείωση του πορώδους ή του εμβαδού της επιφάνειας του μεταλλικού πλέγματος. Τα αποτελέσματα από τις προσομοιώσεις παρουσιάζονται στο Σχήμα 9.68 ως προς την υδραυλική διάμετρο. Αριστερά παρουσιάζεται η μεταβολή του παραγόμενου έργου, ενώ δεξιά η μεταβολή του βαθμού απόδοσης.

Από τα διαγράμματα προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα:

1. Η υδραυλική διάμετρος μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως η χαρακτηριστική παράμετρος της γεωμετρίας του αναγεννητή, ως προς την οποία θα συγκριθούν τα αποτελέσματα που προέρχονται από τις παραμετρικές μελέτες.
2. Για μεταβολή μεταξύ αντίστοιχων τιμών της υδραυλικής διαμέτρου, η μεταβολή ενεργειακών αποτελεσμάτων ή χαρακτηριστικών της ροής μεταβάλλεται διαφορετικά για διαφορετικό τρόπο αλλαγής της γεωμετρίας του αναγεννητή.



Σχήμα 9.68: Μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης με την υδραυλική διάμετρο του αναγεννητή

9.9: Μεταβολή της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή

Το βέλτιστο υλικό για τη χρήση του στο πλέγμα του αναγεννητή της μηχανής έχει αποτελέσει αντικείμενο έρευνας. Από τη βιβλιογραφία, προκύπτει πως το υλικό που θα χρησιμοποιηθεί στο μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή πρέπει να είναι ανθεκτικό στη διάβρωση από το εργαζόμενο μέσο, ώστε να είναι δυνατή η μακροχρόνια λειτουργία της μηχανής. Σε πειραματική μελέτη τους σε μία μηχανή Stirling γ-τύπου, οι Chen et al. [68] κατέληξαν στο συμπέρασμα πως βάσει των καλύτερων ιδιοτήτων του σχετικά με την μεταφορά θερμότητας, ο χαλκός είναι καταλληλότερο υλικό σε σχέση με τον ανοξείδωτο χάλυβα για χρήση στον αναγεννητή. Παρόλα αυτά, η μικρή αντοχή του χαλκού απέναντι σε διάβρωση, τον καθιστά ακατάλληλο για μακροχρόνια χρήση σε μία μηχανή υψηλής πίεσης. Το αλουμίνιο, που επίσης δοκιμάστηκε, δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε μηχανές που έχουν υψηλή θερμοκρασία στο θερμαντήρα λόγω του χαμηλού σημείου τήξης του. Ο ανοξείδωτος χάλυβας συνδυάζει ικανοποιητική απόδοση και μεγάλη αντοχή για συνεχή λειτουργία και, συνεπώς προτιμάται για χρήση στους αναγεννητές των μηχανών Stirling. [91] Το υλικό του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή πρέπει να έχει μεγάλη θερμοχωρητικότητα και μικρή αγωγιμότητα. Η μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα αυξάνει τη δυνατότητα του πλέγματος να αποθηκεύσει θερμότητα και επιπλέον μειώνει τη χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του μετάλλου και του αερίου κατά τη διάρκεια του κύκλου, πλησιάζοντας στη λειτουργία του ιδανικού αναγεννητή. Η μικρότερη αγωγιμότητα μειώνει τις θερμικές απώλειες μέσω αγωγής κατά μήκος του αναγεννητή διατηρώντας τις θερμοκρασίες στα άκρα του κοντά στις ιδανικές. Μέσω των αναλυτικών μοντέλων που ανέπτυξαν, οι Timoumi et al. και ο Bataineh κατέληξαν στο συμπέρασμα πως η αύξηση της θερμοχωρητικότητας του μετάλλου του αναγεννητή αυξάνει την ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής, με το ρυθμό της αύξησης να είναι φθίνων. Επιπλέον, βρέθηκε πως η αύξηση της αγωγιμότητας του υλικού μειώνει την παραγόμενη ισχύ και αυξάνει τις απώλειες θερμότητας. [95, 101]. Παρόμοια ήταν τα ευρήματα των Araoz et al., οι οποίοι όμως υποστήριξαν πως η τιμή της

θερμοχωρητικότητας και της αγωγιμότητας του υλικού του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή έχει μικρή επίδραση στη λειτουργία της μηχανής, καθώς οι απώλειες θερμότητας στον αναγεννητή είναι μικρές συγκριτικά με άλλες. [104]

Η μηχανή Stirling GM GPU-3 χρησιμοποιεί αναγεννητή κατασκευασμένο από ανοξείδωτο χάλυβα. Στο πλαίσιο της παραμετρικής μελέτης της πρότυπης μηχανής β-τύπου, πραγματοποιήθηκε παραμετρική μελέτη μόνο για τη θερμοχωρητικότητα του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή της μηχανής. Δεν δοκιμάσθηκε η χρήση διαφορετικού υλικού, καθώς τυχόν προβλήματα φθοράς του υλικού λόγω διάβρωσης ή λόγω της τήξης του υλικού υπό τις θερμοκρασίες στον αναγεννητή δεν μπορούν να προβλεφθούν από τη συγκεκριμένη προσομοίωση. Οι τιμές της θερμοχωρητικότητας που δοκιμάσθηκαν παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-18. Δοκιμάσθηκαν δύο τιμές της θερμοχωρητικότητας μικρότερες της αρχικής και δύο τιμές μεγαλύτερες από αυτήν. Στην πράξη, είναι δύσκολη η ανάπτυξη υλικών που να συνδυάζουν τις ιδιότητες του χρησιμοποιούμενου ανοξείδωτου χάλυβα και επιπλέον μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα. Παρόλα αυτά, δοκιμάσθηκαν μεγάλες τιμές της θερμοχωρητικότητας ώστε να εκτιμηθεί το είδος και το μέγεθος της επίδρασής της στη λειτουργία της μηχανής.

Πίνακας 9-18: Τιμές της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή που δοκιμάσθηκαν κατά την προσομοίωση

| Σενάριο | Θερμοχωρητικότητα μετάλλου (c_p) |
|-----------------|--|
| Αρχικό | 1050 J/(kg·K) |
| 0.25· c_{p_m} | 262.5 J/(kg·K) |
| 0.5· c_{p_m} | 525 J/(kg·K) |
| 2· c_{p_m} | 2100 J/(kg·K) |
| 4· c_{p_m} | 4200 J/(kg·K) |

9.9.1: Μεταβολή θερμοκρασίας

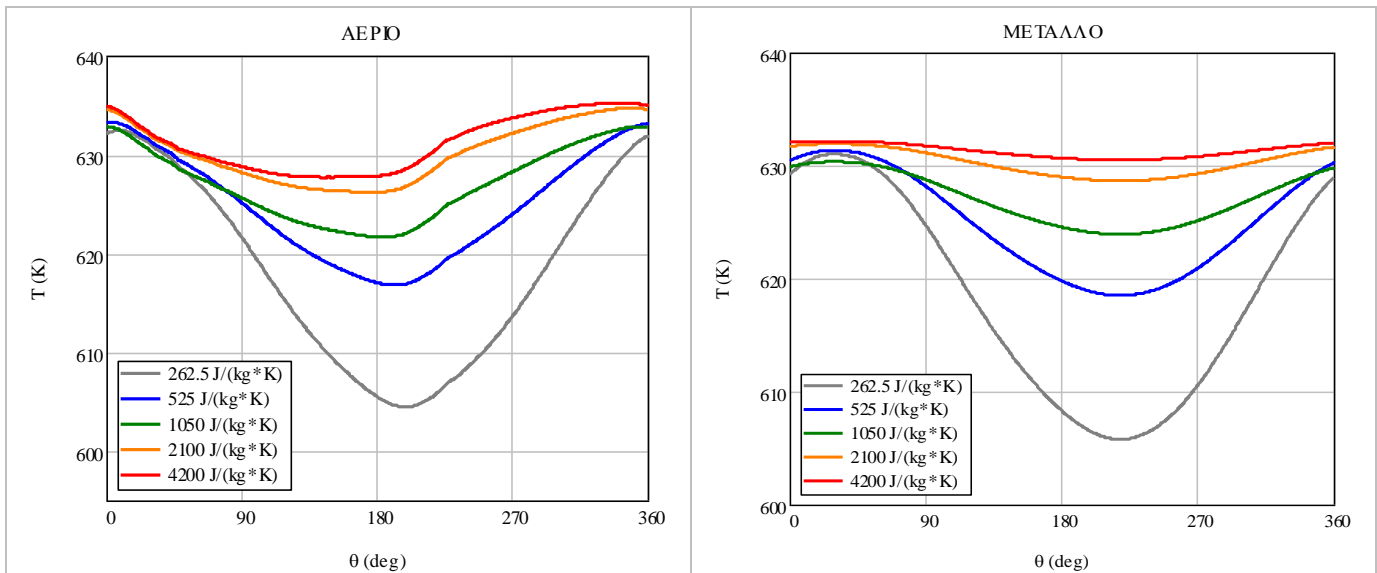
Η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος για διαφορετικές τιμές της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.69. Η μέση θερμοκρασία του αερίου και του μετάλλου αυξάνονται με την αύξηση της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος ενώ οι τιμές του εύρους της θερμοκρασιακής μεταβολής μειώνονται σημαντικά με την αύξηση της θερμοχωρητικότητας. Για μικρές τιμές της θερμοχωρητικότητας, το εύρος της θερμοκρασιακής μεταβολής είναι αντίστοιχο για το αέριο και το μεταλλικό πλέγμα, αλλά η αύξηση της θερμοχωρητικότητας έχει εντονότερη επίδραση στη θερμοκρασία του μετάλλου. Η επίδραση της θερμοχωρητικότητας στην μεταβολή των θερμοκρασιών μειώνεται όσο αυξάνεται η τιμή της. Ειδικά για το μέταλλο, η θερμοκρασία υπό την μέγιστη θερμοχωρητικότητα είναι σχεδόν σταθερή κατά τη διάρκεια του κύκλου. Μπορεί να υποτεθεί πως περεταίρω αύξηση της θερμοχωρητικότητας άνω των 4200 J/(kg·K) δεν θα επιφέρει σημαντική μεταβολή στη θερμοκρασία του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος.

Στο Σχήμα 9.70 παρουσιάζεται η επίδραση της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος στη μέση θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη, παράλληλα με τη θερμοκρασία στο αντίστοιχο άκρο του αναγεννητή. Το πλέγμα μεγαλύτερης θερμοχωρητικότητας μπορεί να διατηρεί τη θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες εγγύτερα στις ιδανικές (288 και 977 K αντίστοιχα), επηρεάζοντας και τη θερμοκρασία του αερίου στα άκρα του αναγεννητή. Όσο αυξάνεται η θερμοχωρητικότητα του μεταλλικού πλέγματος, ενισχύεται η ικανότητά του αναγεννητή να διατηρήσει τη θερμοκρασία του

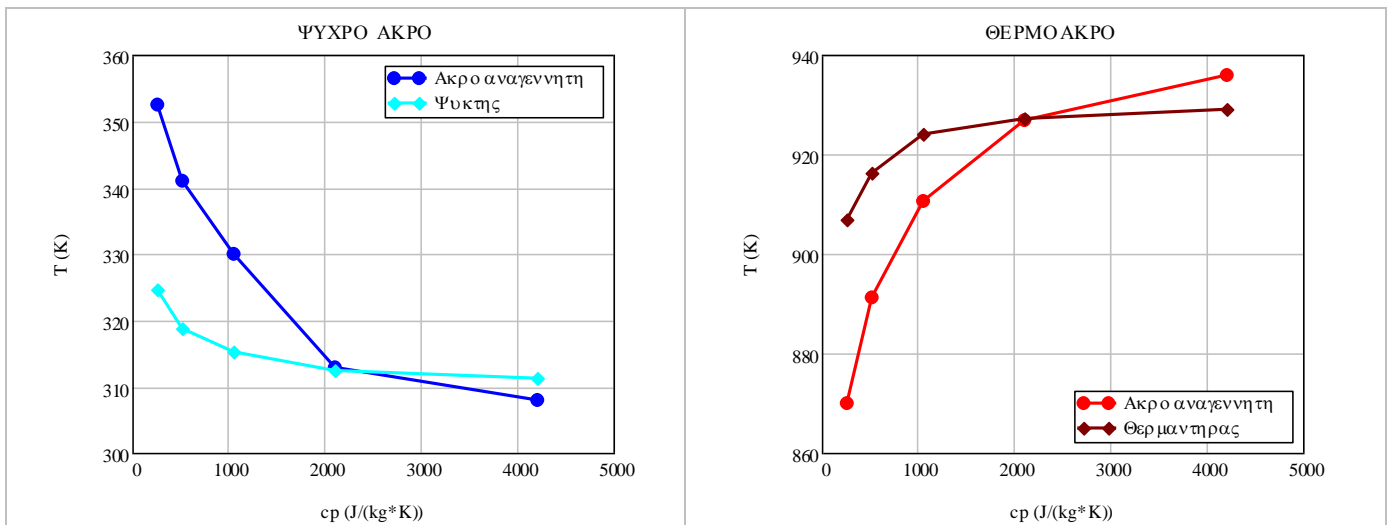
Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

αερίου που εξέρχεται από αυτόν στα επιθυμητά επίπεδα. Η αύξηση της θερμοχωρητικότητας του μετάλλου βελτιώνει τη λειτουργία του αναγεννητή και αυξάνει την απόδοσή του. Για μεγαλύτερες τιμές της θερμοχωρητικότητας, η επίδρασή της στη θερμοκρασία του αερίου μειώνεται.

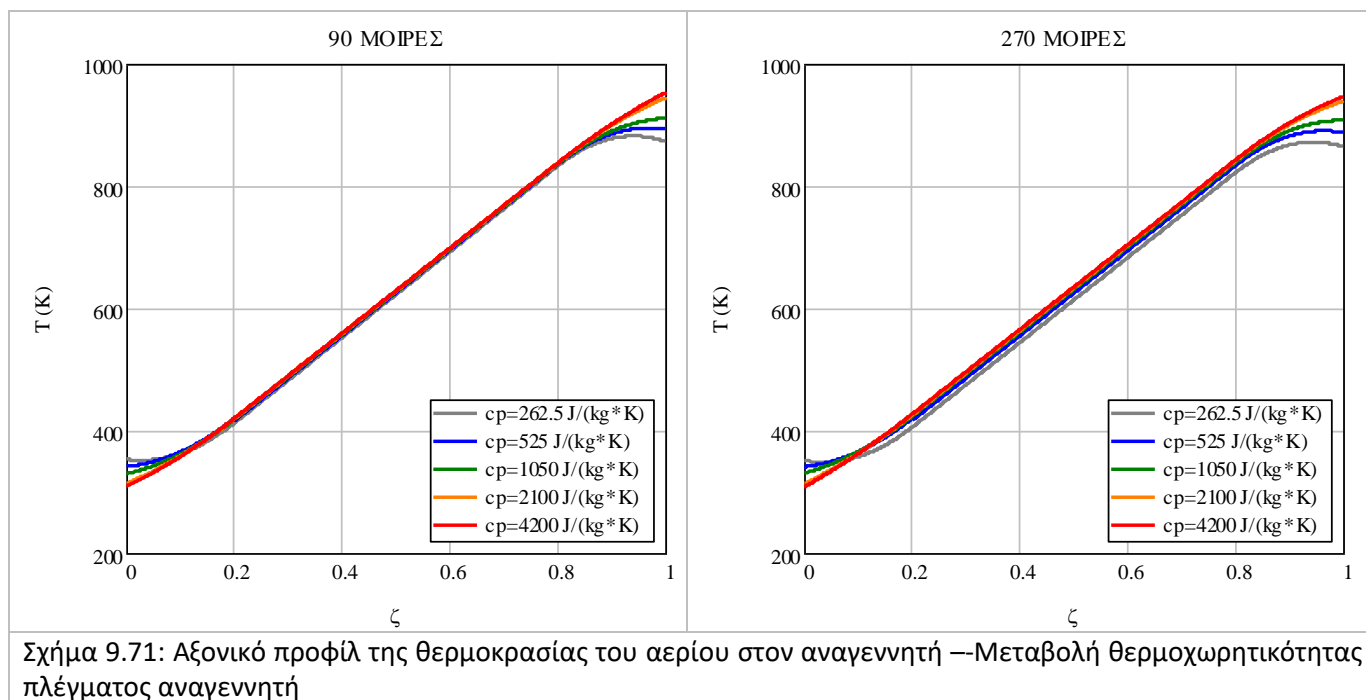
Η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου για τις χρονικές στιγμές που αντιστοιχούν στις 90 και τις 270 μοίρες της γωνίας του στροφάλου παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.71. Με αύξηση της τιμής της θερμοχωρητικότητας, το προφίλ της θερμοκρασιακής μεταβολής προσεγγίζει το γραμμικό, αυξάνοντας την απόδοση του αναγεννητή. Για θερμοχωρητικότητες μικρότερες της αρχικής, οι καμπύλες της θερμοκρασίας στα άκρα του αναγεννητή είναι έντονες. Δεν παρατηρείται σημαντική μεταβολή στα προφίλ μεταβολής μεταξύ των δύο μεγαλύτερων θερμοχωρητικοτήτων. Τα ευρήματα από την αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας του μετάλλου είναι αντίστοιχα με αυτά του αερίου.



Σχήμα 9.69: Χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας στον αναγεννητή – Μεταβολή θερμοχωρητικότητας πλέγματος αναγεννητή



Σχήμα 9.70: Μεταβολή της θερμοκρασία του αερίου στα άκρα του αναγεννητή και στους εναλλάκτες – Μεταβολή θερμοχωρητικότητας πλέγματος αναγεννητή



9.9.2: Μεταβολή ενεργειακών μεγεθών

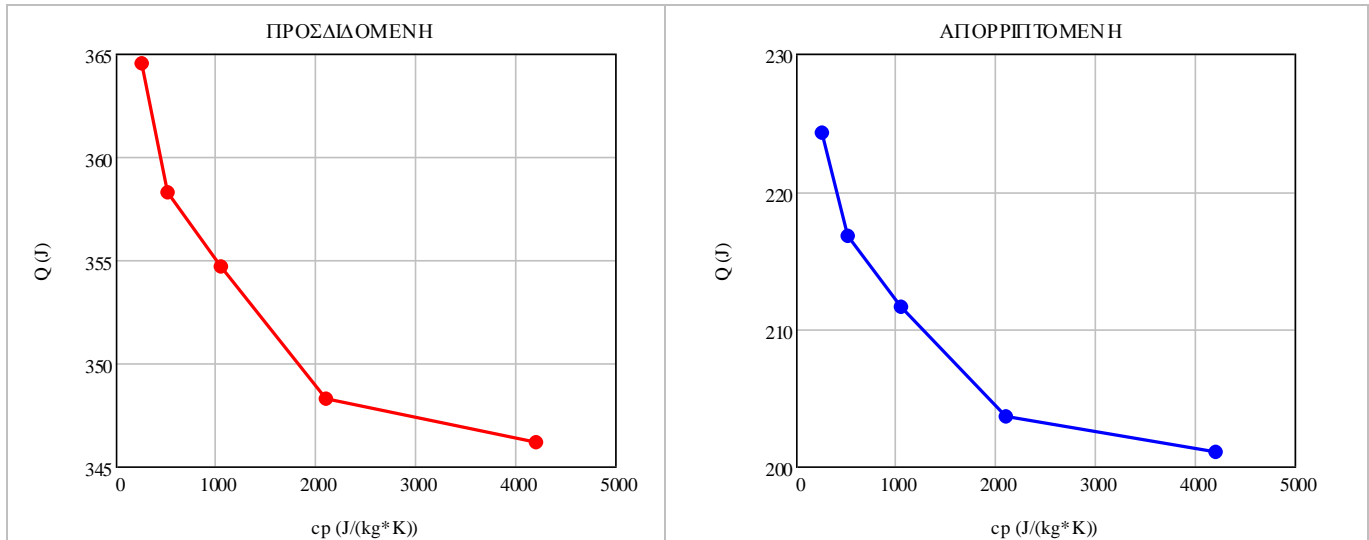
Τα αποτελέσματα σχετικά με την απόδοση της μηχανής για τις τιμές της θερμοχωρητικότητας που δοκιμάστηκαν κατά την παραμετρική μελέτη παρουσιάζονται στον Πίνακα 9-19. Με την αύξηση της θερμοχωρητικότητας παρατηρείται μικρή αύξηση του έργου, μείωση της απαιτούμενης θερμότητας και της θερμότητας που απορρίπτεται μέσω του ψύκτη, καθώς και αύξηση του βαθμού απόδοσης.

Πίνακας 9-19: Ενεργειακά μεγέθη – Μεταβολή της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή

| cp_s (J/(kg·K)) | W_{ind} (J) | W_{out} (J) | P (kW) | Q_h (J) | Q_k (J) | η |
|-------------------|---------------|---------------|----------|-----------|-----------|--------|
| 262.5 | 140.3 | 117.1 | 4.879 | 364.6 | 224.3 | 32.1 % |
| 525 | 141.4 | 118.2 | 4.924 | 358.3 | 216.8 | 33.0 % |
| 1050 | 143.0 | 119.7 | 4.989 | 354.7 | 211.6 | 33.8 % |
| 2100 | 144.7 | 121.4 | 5.059 | 348.3 | 203.6 | 34.8 % |
| 4200 | 145.1 | 121.8 | 5.075 | 346.2 | 201.1 | 35.2 % |

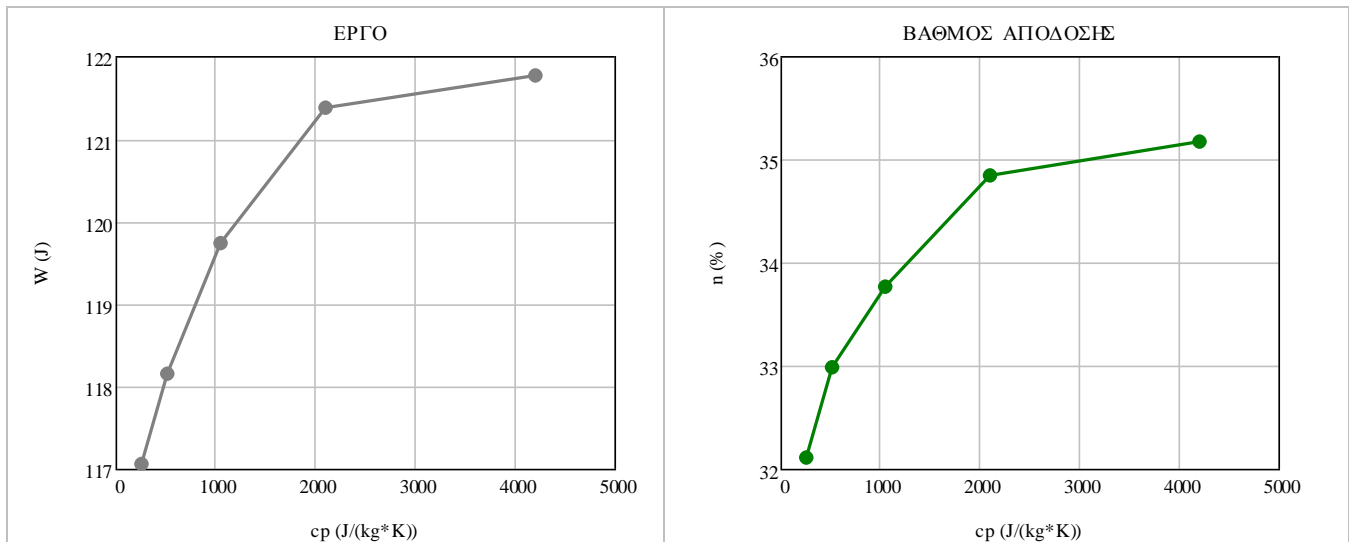
Η μεταβολή της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας με τη θερμοχωρητικότητα του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.72. Η προσδιδόμενη θερμότητα (αριστερά) και η απορριπτόμενη θερμότητα (δεξιά) μειώνονται με την αύξηση της θερμοχωρητικότητας, λόγω της αντίστοιχης αύξησης στη θερμοκρασία του θερμαντήρα και της μείωσης στη θερμοκρασία του ψύκτη. Βάσει της μείωσης του ρυθμού μεταβολής με την αύξηση της θερμοχωρητικότητας, μπορούμε να συμπεράνουμε πως η περεταίρω αύξηση της θερμοχωρητικότητας δεν θα οδηγήσει σε σημαντική μείωση στην προσδιδόμενη και την απορριπτόμενη θερμότητα.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



Σχήμα 9.72: Μεταβολή προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας με την θερμοχωρητικότητα του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή

Η μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης με τη θερμοχωρητικότητα παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.73. Το έργο αυξάνεται με τη θερμοχωρητικότητα, με φθίνοντα ρυθμό. Η αύξηση του έργου οφείλεται στην αύξηση της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ του θερμού και του ψυχρού τμήματος. Η μεταβολή του βαθμού απόδοσης (δεξιά) είναι αντίστοιχη με την μεταβολή του έργου. Η χρήση πλέγματος με την ελάχιστη θερμοχωρητικότητα μείωσε το βαθμό απόδοσης κατά περίπου 2%, ενώ με την μέγιστη θερμοχωρητικότητα η απόδοση βελτιώθηκε για λίγο περισσότερο από 1% σε σχέση με την αρχική μηχανή.



Σχήμα 9.73: Μεταβολή έργου και βαθμού απόδοσης με την θερμοχωρητικότητα του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή

9.10: Συμπεράσματα παραμετρικής μελέτης - Συσχετίσεις βασικών ενεργειακών μεγεθών

Από τις παραμετρικές μελέτες που διεξήχθησαν στην πρότυπη μηχανή Stirling β-τύπου προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα:

- Η ταχύτητα περιστροφής της αρχικά προσομοιωμένης μηχανής (2500 rpm) είναι η βέλτιστη ως προς την παραγόμενη ισχύ. Η περαιτέρω αύξησή της θα οδηγήσει σε μείωση της παραγόμενης ισχύος λόγω αύξησης των τριβών. Ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης επιτεύχθηκε για ταχύτητα ίση με 1000 rpm. Η βέλτιστη τιμή της ταχύτητας περιστροφής βρίσκεται εντός του εύρους 1000-2500 rpm. Ο ακριβής ορισμός της εξαρτάται από το αν η κύρια προτεραιότητα του χρήστη της μηχανής είναι η επίτευξη μεγάλης παραγόμενης ισχύος ή υψηλής απόδοσης.
- Η αύξηση της πίεσης λειτουργίας θα βελτιώσει την απόδοση της μηχανής. Η λειτουργία της μηχανής υπό διπλάσια πίεση θα επιφέρει ορατή αύξηση στην ισχύ και το βαθμό απόδοσης. Για μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας, το όφελος στην απόδοση της μηχανής είναι μικρότερο. Η επίτευξη υψηλότερων απαιτεί τη χρήση μετάλλων υψηλής αντοχής και την ύπαρξη αποτελεσματικών συστημάτων στεγανοποίησης.
- Η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης αυξάνονται με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Για την επίτευξη σημαντικά υψηλότερων θερμοκρασιών στο θερμαντήρα σε σχέση με τη θερμοκρασία της προσομοιωμένης μηχανής (700 °C), απαιτείται η χρήση μετάλλων μεγαλύτερης θερμικής αντοχής. Δεν είναι γνωστή η διαθεσιμότητα και το κόστος των υλικών αυτών.
- Η απόδοση της μηχανής θα βελτιωθεί με την μείωση της θερμοκρασίας του ψύκτη. Η θερμοκρασία του ρεύματος απόρριψης της προσομοιωμένης μηχανής (15 °C) θεωρείται αρκετά χαμηλή και η σημαντική μείωσή της δεν είναι εύκολη, καθώς για τη διατήρηση θερμοκρασιών κοντά στους 0 °C πιθανώς να απαιτηθεί κατανάλωση ενέργειας.
- Η γεωμετρία του αναγεννητή μπορεί να μεταβληθεί με διαφορετικούς τρόπους. Για μεταβολή του πορώδους, προέκυψε πως η βέλτιστη τιμή του κυμαίνεται μεταξύ 70% και 80%. Εάν το πορώδες του αναγεννητή μείνει σταθερό, συνίσταται η χρήση αναγεννητή με νήμα διπλάσιας διαμέτρου από αυτό της αρχικής μηχανής. Ανεξάρτητα τον τρόπο μεταβολής της γεωμετρίας του αναγεννητή, η βέλτιστη υδραυλική διάμετρος είναι μεγαλύτερη από την υδραυλική διάμετρο του αναγεννητή της αρχικής μηχανής. Η μείωση της πτώσης πίεσης που θα προκύψει από τη χρήση αραιότερου αναγεννητή έχει σημαντικότερη επίδραση από την αύξηση της απαιτούμενης θερμότητας λόγω της μείωσης της απόδοσης του αναγεννητή. Υπάρχει διαφοροποίηση ως προς την έκταση των μεταβολών στα αποτελέσματα ανάλογα με τον τρόπο που αλλάζει η γεωμετρία του αναγεννητή.
- Η αύξηση της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή θα αυξήσει την παραγόμενη ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Ο βαθμός της βελτίωσης της απόδοσης της μηχανής θα είναι σημαντικά μικρότερος σε σχέση με την μεταβολή άλλων παραμέτρων.

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται οι συσχετίσεις του ενδεικνύμενου έργου και της απαιτούμενης θερμότητας με τις μελετώμενες παραμέτρους. Οι συσχετίσεις ισχύουν αποκλειστικά για τη σχεδιασμένη πρότυπη μηχανή β-τύπου και τις συνθήκες τις προσομοίωσης που έχουν περιγραφεί στο Κεφάλαιο 4. Οι

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

συσχετίσεις του ενδεικνύμενου έργου και της απαιτούμενης θερμότητας ως προς την μελετώμενη μεταβλητή είναι στην μορφή της Εξ. (9-6). Το παραγόμενο έργο προκύπτει από την αφαίρεση των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού από το ενδεικνύμενο έργο. Οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού μεταβάλλονται μόνο με τη γωνιακή ταχύτητα, ενώ σε όλες τις άλλες περιπτώσεις παραμένουν σταθερές και ίσες με τις απώλειες που υπολογίσθηκαν για την αρχική μηχανή. Ο βαθμός απόδοσης υπολογίζεται μέσω της διαίρεσης του παραγόμενου έργου με την απαιτούμενη θερμότητα, Εξ. (9-7).

$$W_{ind}, Q_h(x) = a \cdot x^b + c \quad (9-6)$$

$$\eta(x) = \frac{W_{out}(x)}{Q_h(x)} \quad (9-7)$$

9.10.1: Μεταβολή γωνιακής ταχύτητας

Το ενδεικνύμενο έργο συσχετίζεται με την ταχύτητα περιστροφής από την Εξ. (9-8). Η συσχέτιση του παραγόμενου έργου με την ταχύτητα περιστροφής (Εξ. (9-9)) προκύπτει από την Εξ. (9-8) και την αντίστοιχη εξίσωση των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού (Εξ. (9-5)). Λόγω της μεγάλης αύξησης των θερμικών απωλειών και, συνεπώς, της απαιτούμενης θερμότητας για μικρές ταχύτητες περιστροφής δεν μπορεί να προκύψει με ικανοποιητική συσχέτιση ενιαία εξίσωση μεταβολής της απαιτούμενης θερμότητας για όλο το εύρος των ταχυτήτων περιστροφής. Για το λόγο αυτό ορίζονται δύο συναρτήσεις, για ταχύτητες περιστροφής μικρότερες και μεγαλύτερες των 500 rpm αντίστοιχα (Εξ. (9-10)).

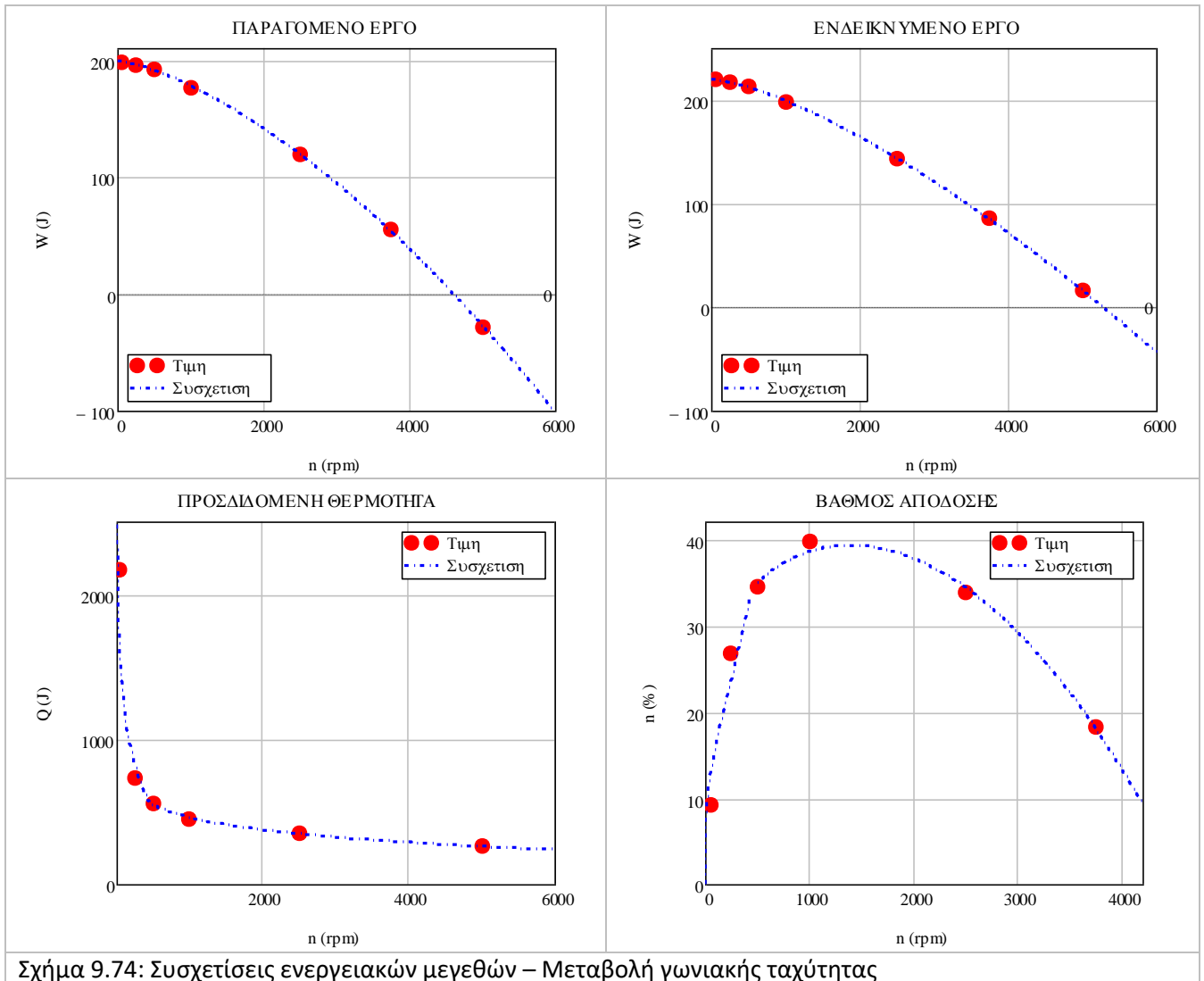
$$W_{ind}(n) = -1.165 \cdot 10^{-3} \cdot n^{1.417} + 220.0 \quad (9-8)$$

$$W_{out}(n) = W_{ind}(n) - W_{mech,loss}(n) = -1.165 \cdot 10^{-3} \cdot n^{1.417} - 1.592 \cdot 10^{-9} \cdot n^{2.744} + 199.1 \quad (9-9)$$

$$Q_h(n) = -5.632 \cdot 10^7 \cdot n^{8.165 \cdot 10^{-6}} + 5.632 \cdot 10^7 : \{n < 500\} \quad (9-10)$$

$$Q_h(n) = -6.123 \cdot 10^5 \cdot n^{1.922 \cdot 10^{-4}} + 6.136 \cdot 10^5 : \{n \geq 500\}$$

Οι συσχετίσεις παρουσιάζονται παράλληλα με τα αποτελέσματα της μελέτης για το έργο (παραγόμενο και ενδεικνύμενο), την προσδιδόμενη θερμότητα και το βαθμό απόδοσης στο Σχήμα 9.74. Η συσχέτιση είναι ικανοποιητική για το παραγόμενο και το ενδεικνύμενο έργο. Η απόκλιση μεταξύ των δεδομένων και της συσχέτισης στην πλειοψηφία των σημείων που μελετήθηκαν είναι μικρότερη από 1%. Ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα, υπάρχει σημαντική απόκλιση για τις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, έως 250 rpm. Για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής, η μέγιστη απόκλιση που σημειώθηκε δεν ξεπερνάει το 2%. Οι συσχετίσεις αυτές μπορούν να χρησιμοποιηθούν με ικανοποιητική ακρίβεια για ταχύτητες περιστροφής άνω των 500 rpm. Για ταχύτητες στο εύρος των 50-500 rpm απαιτείται αύξηση της απαιτούμενης θερμότητας που προκύπτει από τη συσχέτιση κατά ένα ποσοστό. Το ποσοστό αυτό μεγαλώνει με την μείωση της ταχύτητας περιστροφής και φθάνει τα 30% όσο αυτή πλησιάζει τα 50 rpm. Αντίστοιχη τροποποίηση πρέπει να υπάρξει και για το βαθμό απόδοσης της μηχανής.



Σχήμα 9.74: Συσχετίσεις ενεργειακών μεγεθών – Μεταβολή γωνιακής ταχύτητας

9.10.2: Μεταβολή αρχικής πίεσης

Η τιμή του ενδεικνύμενου έργου συσχετίζεται με την αρχική πίεση μέσω της Εξ. (9-11). Για όλες τις παραμέτρους εκτός της ταχύτητας περιστροφής το παραγόμενο έργο υπολογίζεται μέσω της αφαίρεσης των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού (23.29 J/c) από τη συσχέτιση του ενδεικνύμενου έργου. Η απαιτούμενη θερμότητα συσχετίζεται με την αρχική πίεση μέσω της Εξ. (9-12).

$$W_{ind}(p) = 8.565 \cdot p^{0.901} - 22.75 \quad (9-11)$$

$$Q_h(p) = 18.54 \cdot p^{0.907} - 9.24 \quad (9-12)$$

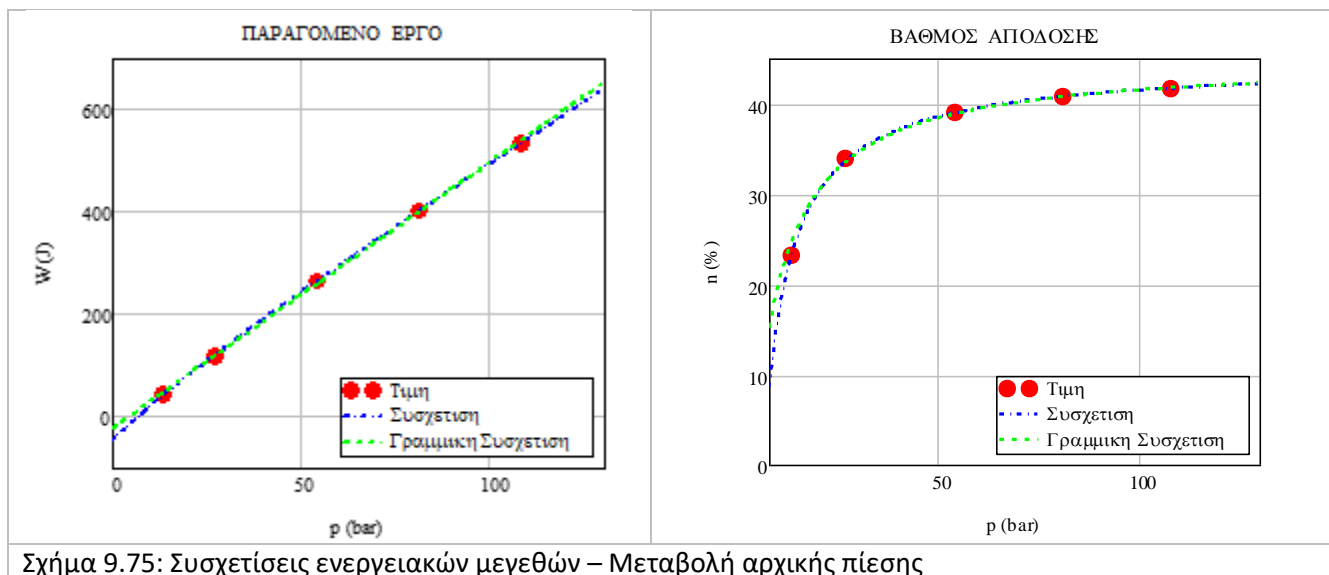
Οι γραμμικές εξισώσεις που συσχετίζουν το ενδεικνύμενο έργο και την απαιτούμενη θερμότητα με την πίεση παρουσιάζονται μέσω των Εξ. (9-13) και (9-14) αντίστοιχα.

$$W_{ind}(p) = 5.203 \cdot p + 1.974 \quad (9-13)$$

$$Q_h(p) = 11.59 \cdot p + 42.36 \quad (9-14)$$

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD

Οι συσχετίσεις για το παραγόμενο έργο και το βαθμό απόδοσης παρουσιάζονται μαζί με τα δεδομένα στο Σχήμα 9.75. Επιβεβαιώνεται πως οι γραμμικές συσχετίσεις είναι πολύ κοντά με τις αντίστοιχες μη γραμμικές. Η μέγιστη απόκλιση των δεδομένων με τις συσχετίσεις δεν ξεπερνάει το 1%. Μπορεί να θεωρηθεί πως η ελάχιστη αρχική πίεση λειτουργίας της μηχανής είναι τα 10 bar, καθώς για μικρότερη αρχική πίεση το παραγόμενο έργο είναι λίγο παραπάνω από 20 J ανά κύκλο και ο βαθμός απόδοσης έχει τιμή της τάξης του 15%. Το μέγιστο δυνατό όριο λειτουργίας ορίζεται από την αντοχή των μετάλλων της μηχανής. Ο ρυθμός αύξησης του βαθμού απόδοσης μειώνεται με την αύξηση της πίεσης. Μπορεί να υποθεθεί πως για αρχική πίεση μεγαλύτερη από την μέγιστη κατά τις παραμετρικές μελέτες (130 bar) δεν θα υπάρξει σημαντική αύξηση του βαθμού απόδοσης της μηχανής.



Σχήμα 9.75: Συσχετίσεις ενεργειακών μεγεθών – Μεταβολή αρχικής πίεσης

9.10.3: Μεταβολή θερμοκρασίας θερμαντήρα

Το ενδεικνύμενο έργο συσχετίζεται με τη θερμοκρασία της θερμής πηγής μέσω της Εξ. (9-15). Η απαιτούμενη θερμότητα συσχετίζεται με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας μέσω της Εξ. (9-13).

$$W_{ind}(T_h) = 5.505 \cdot 10^3 \cdot T_h^{0.03} - 6.607 \cdot 10^3 \quad (9-15)$$

$$Q_h(T_h) = -7.261 \cdot 10^3 \cdot T_h^{-0.431} + 727.98 \quad (9-16)$$

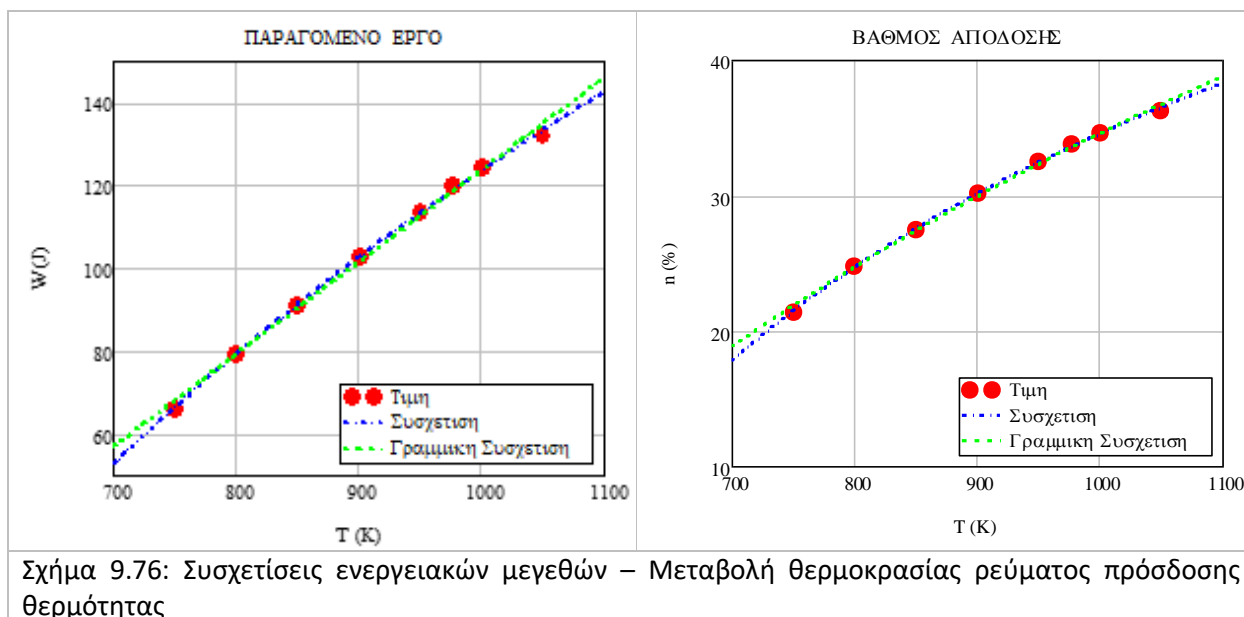
Οι γραμμικές εξισώσεις για το ενδεικνύμενο έργο και την προσδιόδημη θερμότητα είναι οι Εξ. (9-17) και (9-18) αντίστοιχα.

$$W_{ind}(T_h) = 0.223 \cdot T_h - 76.3 \quad (9-17)$$

$$Q_h(T_h) = 0.188 \cdot T_h + 169.7 \quad (9-18)$$

Η μεταβολή του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης (δεδομένα και συσχετίσεις) παρουσιάζονται στο Σχήμα 9.76. Οι αρχικές συσχετίσεις προσεγγίζουν σε πολύ ικανοποιητικό βαθμό τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, ενώ οι γραμμικές συσχετίσεις μπορούν να θεωρηθούν αντιπροσωπευτικές. Η συμφωνία των συσχετίσεων με τα δεδομένα ως προς το βαθμό απόδοσης

υποδεικνύει συμφωνία και για την προσδιδόμενη θερμότητα. Βάσει των εξισώσεων, η απόδοση της συγκεκριμένης μηχανής για θερμοκρασία θερμής πηγής ίσης με 700 K είναι μικρότερη του 20%. Μπορεί να θεωρηθεί λοιπόν πως η συγκεκριμένη περιοχή θερμοκρασιών είναι το ελάχιστο αποδεκτό όριο λειτουργίας της μηχανής. Επιπλέον, περεταίρω αύξηση της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας άνω των 1050 K δεν θα οδηγήσει σε σημαντική βελτίωση της απόδοσης της μηχανής.



Σχήμα 9.76: Συσχετίσεις ενεργειακών μεγεθών – Μεταβολή θερμοκρασίας ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας

9.10.4 Μεταβολή θερμοκρασίας ψύκτη

Η μεταβολή του ενδεικνύμενου έργου και της απαιτούμενης θερμότητας με την μεταβολή της θερμοκρασίας της καταβόθρας θερμότητας περιγράφονται από τις Εξ. (9-19) και (9-20) αντίστοιχα.

$$W_{ind}(T_k) = -4.317 \cdot 10^3 \cdot T_k^{0.04} + 5.545 \cdot 10^3 \quad (9-19)$$

$$Q_h(T_k) = -2.665 \cdot 10^3 \cdot T_k^{0.039} + 3.682 \cdot 10^3 \quad (9-20)$$

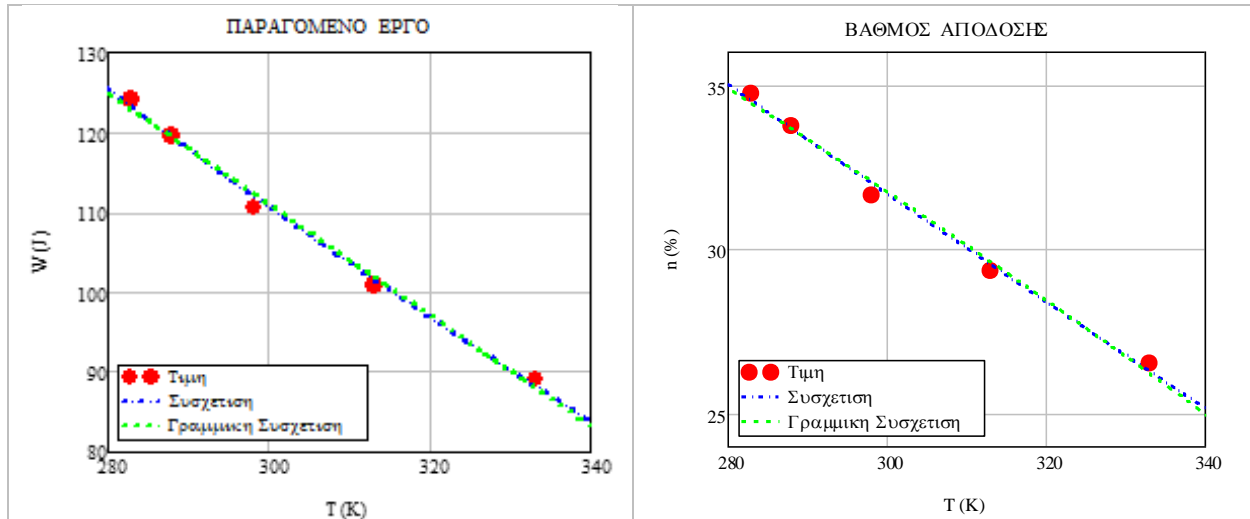
Οι γραμμικές εξισώσεις είναι οι Εξ. (9-17) και (9-18) αντίστοιχα.

$$W_{ind}(T_k) = -0.697 \cdot T_k + 343.3 \quad (9-21)$$

$$Q_h(T_k) = -0.425 \cdot T_k + 477.1 \quad (9-22)$$

Το παραγόμενο έργο και ο βαθμός απόδοσης παρουσιάζονται παράλληλα με την αρχική και τη γραμμικοποιημένη συσχέτιση στο Σχήμα 9.77. Η απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων και της συσχέτισης είναι μικρή, ενώ η γραμμική συσχέτιση προσεγγίζει ικανοποιητικά τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Οι αποκλίσεις δεν ξεπερνούν το 1%. Επιπλέον, το παραγόμενο έργο και ο βαθμός απόδοσης μειώνονται σημαντικά με τη θερμοκρασία της καταβόθρας θερμότητας. Για θερμοκρασία του ρεύματος ψύξης άνω των 340 K, ο βαθμός απόδοσης της μηχανής πέφτει κάτω από 25%.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



Σχήμα 9.77: Συσχετίσεις ενεργειακών μεγεθών – Μεταβολή θερμοκρασίας ρεύματος απαγωγής θερμότητας

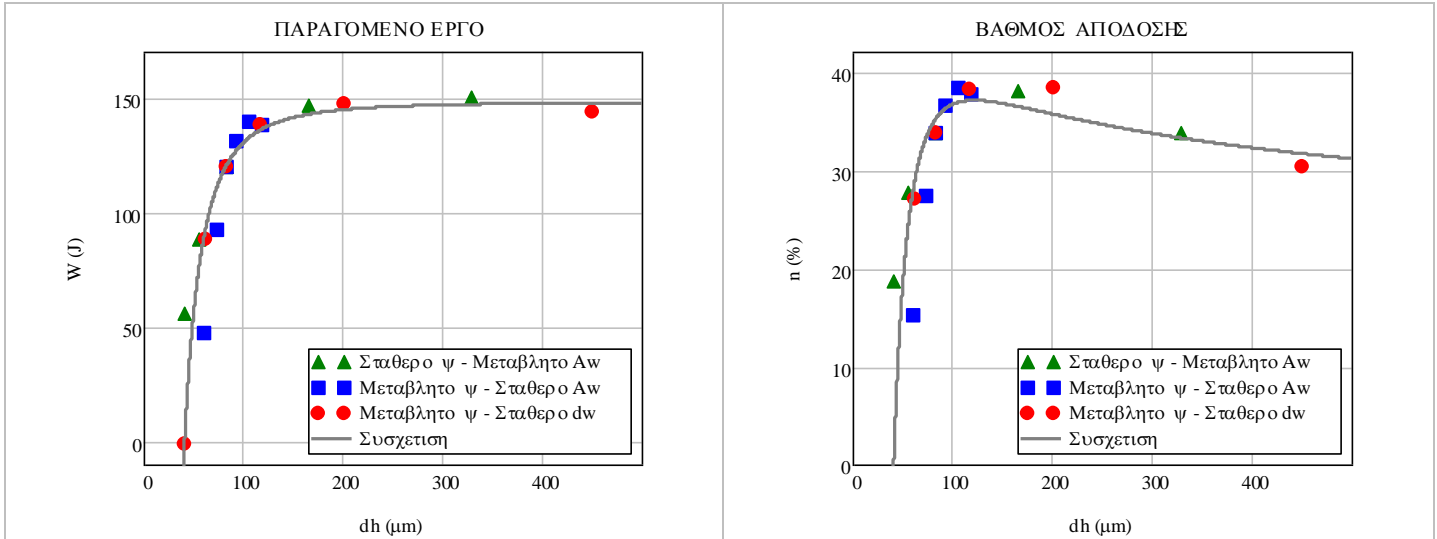
9.10.5: Μεταβολή γεωμετρικών παραμέτρων του αναγεννητή

Η υδραυλική διάμετρος μπορεί να θεωρηθεί ως το χαρακτηριστικό μέγεθος της γεωμετρίας του αναγεννητή. Επιχειρήθηκε να προκύψει μία κοινή συσχέτιση για τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις παραμετρικές μελέτες της γεωμετρίας του αναγεννητή, με την υδραυλική διάμετρο του αναγεννητή ως ανεξάρτητη μεταβλητή. Η συσχέτιση που προκύπτει για το παραγόμενο έργο παρουσιάζεται στην Εξ. (9-23). Η αντίστοιχη συσχέτιση για την προσδιδόμενη θερμότητα παρουσιάζεται στην Εξ. (9-24).

$$W_{ind}(dh) = -1.078 \cdot 10^{-5} \cdot dh^{-1.616} + 180.79 \quad (9-23)$$

$$Q_h(dh) = 2226 \cdot dh^{0.051} - 1035 \quad (9-24)$$

Οι συσχετίσεις συγκρίνονται με τα αποτελέσματα από τις τρεις παραμετρικές μελέτες στο Σχήμα 9.78. Τα αποτελέσματα σημειώνονται με διαφορετικό χρώμα, ανάλογα με την παραμετρική μελέτη από την οποία προκύπτουν. Τα δεδομένα από όλες τις μελέτες μπορούν να προσομοιωθούν με μία κοινή συσχέτιση. Η απόκλιση των αποτελεσμάτων από τη συσχέτιση είναι μικρή, εκτός κάποιων εξαιρέσεων όπως το έργο για πολύ μεγάλες υδραυλικές διαμέτρους και ο βαθμός απόδοσης για αύξηση του πορώδους υπό σταθερή διάμετρο του νήματος. Καθώς επηρεάζεται και από την απαιτούμενη θερμότητα, ο βαθμός απόδοσης είναι δυσκολότερο να συσχετισθεί σε σχέση με το έργο. Μπορεί να θεωρηθεί πως για μεταβολή της υδραυλικής διαμέτρου του αναγεννητή, η μεταβολή των ενεργειακών μεγεθών είναι σε μεγάλο βαθμό ανεξάρτητη του τρόπου αλλαγής της γεωμετρίας.



Σχήμα 9.78: Συσχετίσεις ενεργειακών μεγεθών – Μεταβολή των γεωμετρικών παραμέτρων του αναγεννητή (υδραυλική διάμετρος)

9.10.6: Μεταβολή της θερμοχωρητικότητας του μετάλλου του αναγεννητή

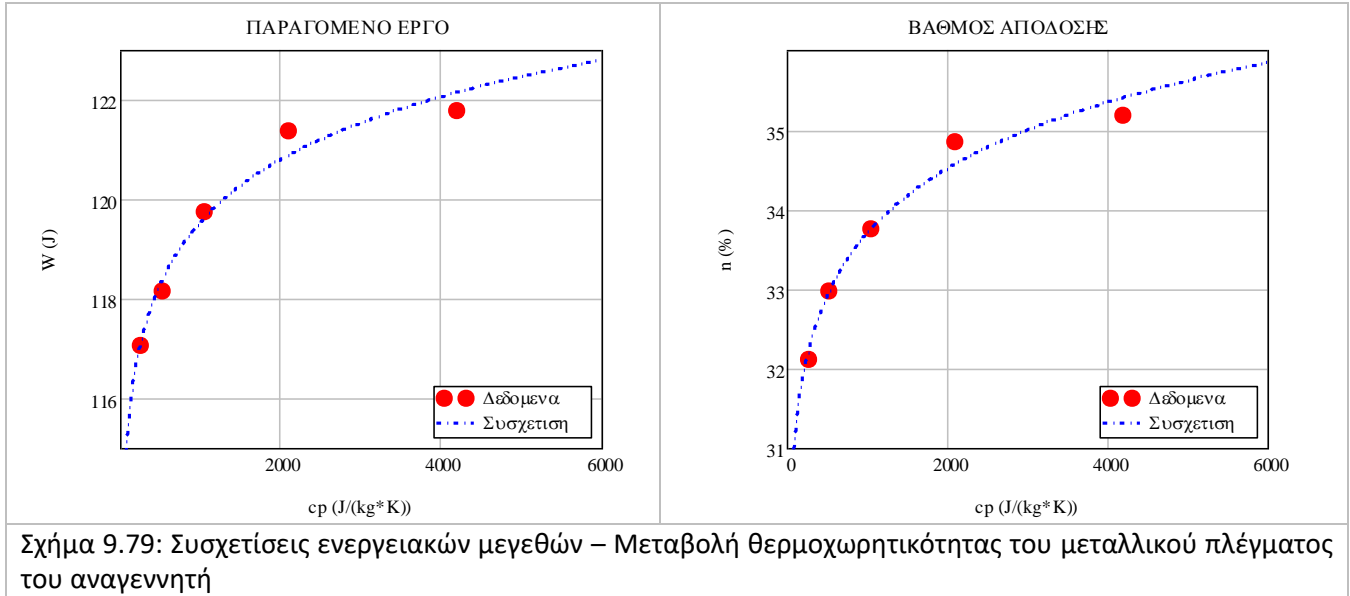
Το ενδεικνύμενο έργο και η απαιτούμενη θερμότητα συσχετίζονται με τη θερμοχωρητικότητα του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή μέσω των Εξ. (9-25) και Εξ. (9-26) αντίστοιχα.

$$W_{ind}(cp) = 1.545 \cdot 10^5 \cdot cp^{1.182 \cdot 10^{-5}} - 1.543 \cdot 10^5 \tag{9-25}$$

$$Q_h(cp) = -5.95 \cdot 10^5 \cdot cp^{1.136 \cdot 10^{-5}} + 5.954 \cdot 10^5 \tag{9-26}$$

Το παραγόμενο έργο και ο βαθμός απόδοσης παρουσιάζονται μαζί με τις συσχετίσεις στο Σχήμα 9.79. Η απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων και της συσχέτισης είναι πολύ μικρή για μικρές τιμές της θερμοχωρητικότητας έως και την αρχική τιμή (1050 J/(kg*K)). Η απόκλιση αυξάνεται για μεγαλύτερες τιμές της θερμοχωρητικότητας. Καθώς η απόδοση της μηχανής τείνει να σταθεροποιηθεί για μεγάλες τιμές της θερμοχωρητικότητας, για τιμές μεγαλύτερες της μέγιστης τιμής που δοκιμάσθηκε (4200 J/(kg*K)), οι εκτιμώμενες τιμές του έργου και της προσδιδόμενης θερμότητας μπορούν να ληφθούν ίσες με τις αντίστοιχες για θερμοχωρητικότητα ίση με 4200 J/(kg*K)) βάσει των προτεινόμενων συσχετίσεων.

Κεφάλαιο 9 – Παραμετρική μελέτη με χρήση CFD



Συμπεράσματα της διατριβής

Για την καλύτερη κατανόησή τους, τα βασικά σημεία και τα συμπεράσματα της εργασίας ομαδοποιούνται ανάλογα με το αν σχετίζονται με κάποιον από τους ακόλουθους παράγοντες:

- ✓ Σχεδιασμός της πρότυπης μηχανής Stirling και ρυθμίσεις της προσομοίωσης.
- ✓ Αποτελέσματα της προσομοίωσης με χρήση CFD για όλη την μηχανή.
- ✓ Αποτελέσματα της προσομοίωσης σχετικά με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή της μηχανής.
- ✓ Εξέλιξη του υπάρχοντος αναλυτικού μοντέλου και τα αποτελέσματα που προέκυψαν.
- ✓ Παραμετρική μελέτη.

A: Σχεδιασμός μηχανής, αναλυτικές μέθοδοι και συνθήκες προσομοίωσης

- Παρουσιάστηκαν τα αποτελέσματα της μελέτης μηχανών Stirling με χρήση υπολογιστικών μεθόδων. Παραδείγματα αποτελούν η δυνατότητα της μελέτης της ροής του αερίου εντός της μηχανής και της κατανομής θερμοκρασιακών μεγεθών, καθώς και η μελέτη της επίδρασης της γεωμετρίας της μηχανής στην απόδοσή της.

B: Αποτελέσματα προσομοίωσης με χρήση Υπολογιστικών μεθόδων

Η γωνιακή ταχύτητα της μηχανής είναι ίση με 2500 rpm. Οι θερμοκρασίες του ρεύματος πρόσδοσης και απόρριψης θερμότητας ισούνται με 977 K και 288 K αντίστοιχα. Η αρχική πίεση λειτουργίας είναι ίση με 27 bar. Η μέση πίεση της μηχανής είναι ίση με 45.4 bar. Προκύπτει πως η προσομοίωση μιας τριδιάστατης μηχανής Stirling β-τύπου με χρήση Υπολογιστικών μεθόδων είναι εφικτή.

- Μετά το πέρας της προσομοίωσης, τα αποτελέσματα συνδυάστηκαν με θεωρητικές εξισώσεις θερμικών απωλειών και απωλειών έργου οι οποίες δεν ήταν δυνατόν να υπολογισθούν βάσει των απλοποιητικών υποθέσεων που θεωρήθηκαν στην προσομοίωση. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν συγκρίθηκαν επιτυχώς με διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα.
- Ο αναγεννητής διαχωρίζει την μηχανή σε δύο τμήματα, το ψυχρό και το θερμό. Το ψυχρό τμήμα της μηχανής αποτελείται από το χώρο συμπίεσης και το ψύκτη, ενώ το θερμό τμήμα αποτελείται από το θερμαντήρα και το χώρο εκτόνωσης.
- Η μεταβολή της θερμοκρασίας του αναγεννητή που προέκυψε είναι σημαντικά μικρότερη από την μεταβολή της θερμοκρασίας στους εναλλάκτες. Το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή αποδείχθηκε ικανό να αποθηκεύσει μεγάλη ποσότητα θερμότητας κατά τη διάρκεια του κύκλου.
- Η ροή του αερίου η οποία κατευθύνεται από το ψυχρό τμήμα της μηχανής προς το θερμό ορίσθηκε ως ψυχρή ροή και διήρκησε κατά το 53% της διάρκειας του κύκλου λειτουργίας της μηχανής. Η ροή του αερίου η οποία κατευθύνεται από το θερμό τμήμα της μηχανής προς το ψυχρό ορίσθηκε ως θερμή ροή και διήρκησε κατά το υπόλοιπο 47%. Η αντιστροφή της ροής δεν πραγματοποιήθηκε ταυτόχρονα σε όλους τους χώρους της μηχανής. Προσεγγιστικά, κατά το 10% της διάρκειας του κύκλου το αέριο δεν είχε ροή προς την ίδια κατεύθυνση σε όλους τους χώρους της μηχανής.

Συμπεράσματα

- Η μεταβολή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου στους εναλλάκτες κατά τη διάρκεια του κύκλου ήταν μικρότερη από την μεταβολή της θερμοκρασίας στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης αντίστοιχα. Η θερμοκρασία στα τοιχώματα των εναλλακτών ήταν σχεδόν σταθερή.
- Κατά το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου, η θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα ήταν μικρότερη από τη θερμοκρασία των τοιχωμάτων, με αποτέλεσμα το αέριο να απορροφά θερμότητα από την εξωτερική πηγή. Παρόλα αυτά, υπάρχει ένα διάστημα του κύκλου κατά το οποίο το εργαζόμενο μέσο στο θερμαντήρα ήταν θερμότερο από τα τοιχώματα και υπήρξε απόρριψη θερμότητας από το θερμαντήρα προς την πηγή θερμότητας. Αντίθετα, η απόρριψη θερμότητας μέσω του ψύκτη προς την εξωτερική καταβόθρα θερμότητας διήρκεσε καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου.
- Με εξαίρεση τον αναγεννητή, η κατανομή τη θερμοκρασία εντός των χώρων της μηχανής δεν ήταν ομοιόμορφη για ολόκληρο τον όγκο του κάθε χώρου σε μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή. Για το ψύκτη, παρατηρήθηκαν διαφορετικές τιμές και κατανομή της θερμοκρασίας μεταξύ των σωλήνων του και των κοιλοτήτων που τις συνδέουν με το χώρο συμπίεσης. Παρόμοιες αποκλίσεις παρατηρήθηκαν και μεταξύ περιοχών εντός του θερμαντήρα, ανάλογα τη θέση τους και την εγγύτητά τους στον αναγεννητή ή το χώρο εκτόνωσης. Από τα αποτελέσματα, προέκυψε η ανάγκη διαχωρισμού των εναλλακτών σε επιμέρους τμήματα σε μελλοντικές σχετικές έρευνες.
- Η μεγαλύτερη ποσότητα του αερίου βρισκόταν εντός του ψυχρού τμήματος της μηχανής. Κατά τη διάρκεια του κύκλου, στο ψυχρό τμήμα βρισκόταν ποσότητα μεταξύ 38% και 75% της συνολικής μάζας του εργαζόμενου μέσου.
- Η ταχύτητα του εργαζόμενου αερίου εντός των εναλλακτών ήταν σημαντικά μεγαλύτερη σε σχέση με τον αναγεννητή. Η μέγιστη ταχύτητα του αερίου εντός του αναγεννητή έφθασε τα 12 m/s, ενώ στο θερμαντήρα και το ψύκτη η ταχύτητα ξεπέρασε τα 80 m/s και τα 40 m/s αντίστοιχα. Στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, η ροή σχημάτισε δίνες. Η ταχύτητα του αερίου ήταν μεγαλύτερη κατά τη θερμή ροή.
- Ο συντελεστής τριβής στον αναγεννητή συσχετίστηκε με τον αριθμό Reynolds μέσω μίας γραμμικής συσχέτισης. Δεν προέκυψε διαφοροποίηση στο συντελεστή τριβής με την κατεύθυνση της ροής.
- Υπολογίσθηκε σημαντική πτώση πίεσης στα άκρα του αναγεννητή, λόγω της απότομης αλλαγής στη διατομή της μηχανής και τη συνεπαγόμενη εκτόνωση του αερίου. Εξαιτίας αυτού, προκλήθηκε σημαντική μείωση του ενδεικνύμενου έργου. Ο υπάρχον σχεδιασμός της πρότυπης μηχανής στα άκρα του αναγεννητή πρέπει να εξετασθεί και να μεταβληθεί.
- Η πτώση πίεσης στους εναλλάκτες κατά την παλινδρομική ροή προέκυψε πως είναι μεγαλύτερη της πτώσης πίεσης υπό σταθερή ροή. Η υπολογισμένη πτώση πίεσης κατά την προσομοίωση ήταν διπλάσια από την πτώση της πίεσης που θα αναμενόταν βάσει των θεωρητικών τύπων για σταθερή ροή.
- Η πτώση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου λόγω τριβής στον αναγεννητή υπολογίσθηκε 3.5 φορές μεγαλύτερη σε σχέση με το θερμαντήρα και κατά 6 φορές σε σχέση με το ψύκτη.
- Ως προς τη συναλλασσόμενη θερμότητα στους εναλλάκτες, στο ψύκτη παρατηρήθηκε απόκλιση μεταξύ των σωλήνων και των κοιλοτήτων του λόγω της διαφορετικής γεωμετρίας των τμημάτων. Δεν υπάρχουν αντίστοιχες διαφορές μεταξύ των επιμέρους τμημάτων του θερμαντήρα.

- Οι συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες που προέκυψαν από τα αποτελέσματα συνάδουν με δημοσιευμένες συσχετίσεις που χρησιμοποιούνται ευρέως στην παγκόσμια βιβλιογραφία. Η μεταφορά θερμότητας αυξάνεται κατά 10-15% για παλινδρομική ροή σε σχέση με τη σταθερή ροή.
- Η συναλλασσόμενη θερμότητα μεταξύ του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή ήταν σημαντικά μεγαλύτερη από την αντίστοιχη θερμότητα στους εναλλάκτες. Το μέγιστο ποσό θερμότητας που αποθηκεύθηκε στον αναγεννητή κατά τη διάρκεια του κύκλου είναι προσεγγιστικά τριπλάσιο από τη συνολικά προσδιδόμενη θερμότητα στην μηχανή. Ολόκληρο το ποσό της θερμότητας που προσέλαβε το αέριο από το μεταλλικό πλέγμα κατά τη ψυχρή ροή, απορρίφθηκε από το αέριο προς το μεταλλικό πλέγμα κατά τη θερμή ροή.
- Από την προσομοίωση υπολογίσθηκε το ενδεικνύμενο έργο ίσο με 143.0 J/c. Η απαιτούμενη θερμότητα ήταν ίση με 317.5 J/c, ενώ 174.5 J/c απορρίφθηκαν στο περιβάλλον. Η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης ήταν ίσα με 5.96 kW και 45.0% αντίστοιχα.
- Η ύπαρξη θερμικών απωλειών και απωλειών έργου που δεν συμπεριλήφθηκαν στην προσομοίωση οδήγησαν σε βαθμός απόδοσης ιδιαίτερα υψηλό σε σύγκριση με πειραματικά δεδομένα. Οι απώλειες αυτές υπολογίσθηκαν βάσει θεωρητικών εξισώσεων, με χρήση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης. Οι επιπλέον απώλειες θερμότητας υπολογίσθηκαν ίσες με το 12% της συνολικά προσδιδόμενης θερμότητας κατά την προσομοίωση (37.2 J/c). Οι απώλειες έργου στον κινηματικό μηχανισμό υπολογίσθηκαν ίσες με 23.3 J/c, αντιστοιχώντας στο 16% του ενδεικνύμενου έργου.
- Με την προσθήκη των επιπλέον απωλειών, το παραγόμενο έργο μειώθηκε στα 119.7 J/c, ενώ η απαιτούμενη θερμότητα υπολογίσθηκε ίση με 354.7 J/c. Η παραγόμενη ισχύς υπολογίσθηκε ίση με 4.99 kW, ενώ ο βαθμός απόδοσης ήταν ίσος με 33.8%.
- Η σύγκριση των αποτελεσμάτων της πρότυπης μηχανής Stirling β-τύπου με διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα για την GM GPU-3 δεν είναι απόλυτα ορθή, λόγω των διαφορών στις γεωμετρίες των δύο μηχανών. Με αναγωγή στη γεωμετρία της GM GPU-3, ο βαθμός απόδοσης μειώθηκε στα 32.1%, ενώ ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης ήταν ίσος με 38.8%. Τα ποσοστά των απωλειών θερμότητας και του έργου επί της προσδιδόμενης θερμότητας έπειτα από την αναγωγή συμπίπτουν με τα αντίστοιχα ποσοστά της βιβλιογραφίας για τη GM GPU-3.
- Το παραγόμενο έργο μετά την αναγωγή στη γεωμετρία της GM GPU-3 ήταν αυξημένο κατά 20% σε σχέση με τα πειραματικά αποτελέσματα. Η απόκλιση αυτή δεν μπορεί να αποδοθεί σε συγκεκριμένη αιτία βάσει των ευρημάτων της εργασίας.

Γ: Μελέτη της πτώσης πίεσης και της μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή

- Η ροή του αερίου αποδείχθηκε πως δεν έχει κοινή κατεύθυνση για ολόκληρο τον όγκο του αναγεννητή για ένα χρονικό διάστημα που αντιστοιχεί στο 7% της διάρκειας του κύκλου
- Η πτώση πίεσης λόγω τριβής ήταν μεγαλύτερη στα θερμότερα τμήματα του αναγεννητή, λόγω της αύξησης της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου στα θερμότερα τμήματα.
- Η αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης λόγω τριβής και της ταχύτητας του αερίου ακολουθεί την μορφή πολυωνύμου δευτέρου βαθμού.

Συμπεράσματα

- Στα επίπεδα εσωτερικά του αναγεννητή, η θερμοκρασία για το αέριο και το μεταλλικό πλέγμα παρουσίασε μικρή μεταβολή κατά τη διάρκεια του κύκλου. Η μεταβολή της θερμοκρασίας για το αέριο ήταν διπλάσια σε σχέση με την αντίστοιχη για το μεταλλικό πλέγμα.
- Η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή ήταν σημαντικά μικρότερη σε σχέση με τους εναλλάκτες, ενώ η αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας κατά μήκος του αναγεννητή ήταν αντίστοιχα κατά πολύ μεγαλύτερη. Ο αναγεννητής διατηρεί γραμμική μεταβολή της θερμοκρασίας μεταξύ των δύο άκρων του καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου.
- Η αξονική μεταβολή της συναλλασσόμενης θερμότητας μεταξύ του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος προέκυψε πως ακολουθεί την μορφή πολυωνύμου δευτέρου βαθμού.
- Ως προς την αξονική μεταβολή της θερμοκρασίας για το αέριο και το μέταλλο, ο αναγεννητής πρέπει να χωρισθεί σε τρία (3) τμήματα. Στο ψυχρό και το θερμό 20% του μήκους του αναγεννητή, το αξονικό προφίλ μεταβολής της θερμοκρασίας ακολουθεί την μορφή ενός πολυωνύμου δευτέρου βαθμού. Στο ενδιάμεσο τμήμα του αναγεννητή, η μεταβολή είναι γραμμική.
- Ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή που προέκυψε σύμφωνα με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής είναι ίσος με 98.53%.
- Ορίσθηκαν εξισώσεις δύο ανεξάρτητων μεταβλητών (χρόνος και θέση) για τον υπολογισμό των μεγεθών που αναφέρονται παραπάνω για κάθε διάστημα του κύκλου και για οποιαδήποτε θέση του αναγεννητή. Οι εξισώσεις παρουσίασαν μεγάλη ακρίβεια ως προς τα δεδομένα για ολόκληρη τη διάρκεια του κύκλου της μηχανής. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως δεδομένα σε αναλυτικά μοντέλα για την αύξηση της ακρίβειάς τους.

Δ: Εξέλιξη του αδιαβατικού μοντέλου για την μελέτη της μηχανής

- Το αναλυτικό μοντέλο συγκρίθηκε επιτυχώς με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Οι χρονικές μεταβολές αρκετών χαρακτηριστικών μεγεθών της ροής και των απωλειών έργου και θερμότητας ήταν παρόμοιες βάσει των δύο προσεγγίσεων. Το παραγόμενο έργο, η προσδιδόμενη θερμότητα και η απορριπτόμενη θερμότητα όπως προέκυψαν από το αναλυτικό μοντέλο παρουσιάζουν μικρή απόκλιση σε σχέση με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης.
- Το παραγόμενο έργο βάσει του αναλυτικού μοντέλου που αναπτύχθηκε είναι ίσο με 135.5 J/c. Η μηχανή απορροφά θερμότητα ίση με 371.1 J/c και απορρίπτει θερμότητα ίση με 212.2 J/c. Η παραγόμενη ισχύς είναι ίση με 5.65 kW και ο βαθμός απόδοσης είναι ίσος με 36.5%.
- Σε σύγκριση με το ιδανικό και το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο τα οποία αποτελούν τη βάση της δημιουργίας του, το αναλυτικό μοντέλο που παρουσιάζεται στην εργασία προσέγγισε κατά πολύ τα πειραματικά αποτελέσματα, ιδίως ως προς το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Ο βαθμός απόδοσης βάσει του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου ισούται με 58.3%.

Ε: Παραμετρική μελέτη

Μελετήθηκε η επίδραση έξι (6) παραμέτρων στην ισχύ και την απόδοση της μηχανής. Μελετήθηκε η επίδραση της ταχύτητα περιστροφής, της πίεσης λειτουργίας, της γεωμετρίας του αναγεννητή, της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και του ψύκτη και της θερμοχωρητικότητας του μεταλλικού πλέγματος

του αναγεννητή. Σε αρκετές εκ των παραμέτρων δοκιμάσθηκαν τιμές οι οποίες πιθανώς να μην ανταποκρίνονται στην πραγματική λειτουργία της μηχανής. Ο στόχος κάθε παραμετρικής μελέτης ήταν να εντοπισθεί η οριακή τιμή κάθε παραμέτρου, πέραν από την οποία δεν υπάρχει σημαντική βελτίωση της επίδοσης της μηχανής, ή αντίστοιχα η μηχανή δεν μπορεί να λειτουργήσει.

- Με αύξηση της ταχύτητας περιστροφής μειώθηκε το παραγόμενο έργο λόγω αύξησης της πτώσης πίεσης και των απωλειών τριβής του κινηματικού μηχανισμού. Για πολύ μικρές ταχύτητες περιστροφής (50 rpm) αυξήθηκαν σημαντικά οι θερμικές απώλειες. Προέκυψε ένα εύρος ταχυτήτων περιστροφής μεταξύ 1000 και 2500 rpm όπου η λειτουργία της μηχανής είναι βέλτιστη ως προς την παραγόμενη ισχύ και το βαθμό απόδοσης. Ο βαθμός απόδοσης μεγιστοποιήθηκε για γωνιακή ταχύτητα ίση με 1000 rpm (39.7%), ενώ η παραγόμενη ισχύς μεγιστοποιήθηκε στις 2500 rpm.
- Το παραγόμενο έργο και η προσδιδόμενη θερμότητα μεταβλήθηκαν σχεδόν αναλογικά με την αρχική πίεση της μηχανής. Ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε με την πίεση λειτουργίας με μειούμενο ρυθμό. Για αρχική πίεση ίση με 54 bar, ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε από 33.8% σε 39.0%, ενώ για πίεση ίση με 108 bar ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε σε 41.7%.
- Το έργο και η προσδιδόμενη θερμότητα αυξήθηκαν με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Η μεταβολή των μεγεθών με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα είναι προσεγγιστικά αναλογική. Ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε με φθίνοντα ρυθμό. Για θερμοκρασίες θερμαντήρα κάτω των 800 K ο βαθμός απόδοσης ήταν μικρότερος από 25%. Για θερμοκρασία θερμαντήρα ίση με 1050 K, ο βαθμός απόδοσης ήταν ίσος με 36.2%.
- Το έργο και η προσδιδόμενη θερμότητα αυξήθηκαν για μικρότερες θερμοκρασίες του ψύκτη. Αντίστοιχα ο βαθμός απόδοσης προέκυψε να είναι μεγαλύτερος για μικρές θερμοκρασίες του ψύκτη. Η ένταση της μεταβολής μειώθηκε όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του ψύκτη. Για την ελάχιστη θερμοκρασία του ψύκτη ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε στα 34.7%, ενώ για την μέγιστη θερμοκρασία που δοκιμάσθηκε μειώθηκε στα 26.5%.
- Η μεταβολή της γεωμετρίας του αναγεννητή επιτεύχθηκε με μεταβολή του πορώδους, της διαμέτρου του νήματος ή και των δύο μεγεθών ταυτόχρονα. Προέκυψε πως το χαρακτηριστικό μέγεθος της γεωμετρίας του αναγεννητή είναι η υδραυλική διάμετρος. Το πυκνότερο πλέγμα μπορεί να συσχετισθεί με μικρότερη υδραυλική διάμετρο, ενώ το αραιότερο πλέγμα συνδέεται με μεγαλύτερη υδραυλική διάμετρο.
- Η χρήση πυκνότερου αναγεννητή αύξησε την πτώση πίεσης εντός του αναγεννητή, καθώς και στους υπόλοιπους χώρους της μηχανής, μειώνοντας το παραγόμενο έργο. Για πυκνότερους αναγεννητές προέκυψε μεγαλύτερη συναλλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή και καλύτερη απόδοση του αναγεννητή, μειώνοντας την απαιτούμενη θερμότητα. Αντίστροφα αποτελέσματα προέκυψαν από τη χρήση πιο αραιού πλέγματος.
- Προέκυψε ένα εύρος τιμών της υδραυλικής διαμέτρου όπου επιτυγχάνεται η μέγιστη απόδοση. Ο βέλτιστος αναγεννητής έχει μεγαλύτερη υδραυλική διάμετρο από τον αναγεννητή της χρησιμοποιούμενης μηχανής.
- Για μεταβολή του πορώδους, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης και η μέγιστη ισχύς επιτεύχθηκαν για τιμές μεταξύ 70% και 80%. Οι εντονότερες μεταβολές προέκυψαν για μεταβολή του πορώδους υπό σταθερή διάμετρο του νήματος του αναγεννητή. Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης ήταν ίσος με 38.4%,

Συμπεράσματα

ενώ η μεγάλη πτώση πίεσης για τον πυκνότερο αναγεννητή που δοκιμάσθηκε οδήγησε σε αρνητικό παραγόμενο έργο. Για μεταβολή του εμβαδού της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας, ο βαθμός απόδοσης μεγιστοποιήθηκε για βρεχόμενη επιφάνεια ίση με την μισή του αρχικού αναγεννητή.

- Η αύξηση της θερμοχωρητικότητας του πλέγματος αύξησε ελαφρά το βαθμό απόδοσης. Για τετραπλασιασμό της θερμοχωρητικότητας, ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε από 33.8% σε 35.2%. Η μεταβολή ήταν φθίνουσα όσο αυξάνεται η θερμοχωρητικότητα και σταθεροποιήθηκε για τιμές σημαντικά μεγαλύτερες της αρχικής
- Για κάθε παραμετρική μελέτη, πραγματοποιήθηκε συσχέτιση του έργου, της απαιτούμενης θερμότητας και του βαθμού απόδοσης με το υπό μεταβολή μέγεθος. Τα ενεργειακά αποτελέσματα συσχετίσθηκαν με κάθε μία παράμετρο για ένα σημαντικό εύρος της μεταβολής της.

Στοιχεία πρωτοτυπίας της εργασίας

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα στοιχεία της έρευνας που περιγράφεται στην παρούσα εργασία και την καθιστούν πρωτότυπη, βάσει της προϋπάρχουσας έρευνας στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ αλλά και σε σύγκριση με την υπάρχουσα βιβλιογραφία.

- ✓ Σχεδιάσθηκε και προσομοιώθηκε πρότυπη τριδιάστατη μηχανή Stirling. Στη διεθνή βιβλιογραφία οι περισσότερες μηχανές σχεδιάζονται διδιάστατες για λόγους απλότητας και συντομίας. Η πρότυπη μηχανή που σχεδιάσθηκε σε περιβάλλον Solidworks έχει πολλά κοινά στοιχεία με την πραγματική μηχανή Stirling β-τύπου GM GPU-3. Η μηχανή προσομοιώθηκε σε Υπολογιστικό περιβάλλον με χρήση του ANSYS Fluent.
- ✓ Ως προς τις συνθήκες λειτουργίας, η προσομοίωση είχε ρυθμίσεις που προσομοίαζαν αρκετά τη λειτουργία μίας πραγματικής μηχανής. Τέτοιες είναι η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες, η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία των τοιχωμάτων των εναλλακτών και του πλέγματος του αναγεννητή αλλά και η ύπαρξη των εντοπισμένων απωλειών πίεσης. Σε πολλές εργασίες στη βιβλιογραφία οι θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες διατηρείται σταθερή ενώ, καθώς δεν γίνεται επακριβής σχεδιασμός της μηχανής, η πτώση πίεσης οφείλεται σχεδόν εξ' ολοκλήρου στην τριβή του εργαζόμενου μέσου στα τοιχώματα των εναλλακτών ή το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή.
- ✓ Εκτός από την μεταβολή των βασικών ιδιοτήτων του αερίου και των ενεργειακών μεγεθών της μηχανής, έγινε εκτενής μελέτη και άλλων φαινομένων, η μελέτη των οποίων είναι περιορισμένη στις περισσότερες των δημοσιευμένων εργασιών.
- ✓ Μελετήθηκαν τα διαστήματα κατά τα οποία η παροχή του αερίου έχει διαφορετική κατεύθυνση σε διαφορετικά σημεία της μηχανής την ίδια χρονική στιγμή.
- ✓ Αναλύθηκε η πτώση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου στα όρια του αναγεννητή. Αποδείχθηκε πως για τη συγκεκριμένη μηχανή υπάρχει σημαντική πτώση της πίεσης στα δύο άκρα του αναγεννητή και οδηγεί σε σημαντική μείωση του παραγόμενου έργου.
- ✓ Έγινε σύγκριση της πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες λόγω τριβής κατά την παλινδρομική ροή με την αναμενόμενη πτώση πίεσης βάσει των συσχετίσεων για σταθερή ροή. Προέκυψε πως η πτώση πίεσης είναι ενισχυμένη για παλινδρομική ροή.
- ✓ Εξετάσθηκε η μεταφορά θερμότητας στο θερμαντήρα και το ψύκτη. Οι συσχετίσεις που προέκυψαν συγκρίθηκαν με θεωρητικές συσχετίσεις που χρησιμοποιούνται στη βιβλιογραφία. Επιβεβαιώθηκε η αύξηση της μεταφοράς θερμότητας για παλινδρομική ροή,
- ✓ Έγινε μελέτη της μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου κατά την αξονική διεύθυνση του αναγεννητή. Μέσω του συνδυασμού θεωρητικών μοντέλων και των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης υπολογίσθηκε ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή.
- ✓ Επιπλέον της αξονικής μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή, μελετήθηκαν οι αξονικές μεταβολές της θερμοκρασίας του μετάλλου, της συναλασσόμενης θερμότητας, της πτώσης πίεσης και της αξονικής ταχύτητας. Προέκυψαν χωρο-χρονικές εξισώσεις, οι οποίες υπολογίζουν με ικανοποιητική ακρίβεια την τιμή κάθε μεγέθους για οποιαδήποτε χρονική στιγμή ή θέση εντός του

Στοιχεία πρωτοτυπίας

αναγεννητή. Οι εξισώσεις αυτές μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε ένα αναλυτικό μοντέλο μελέτης μηχανών Stirling, βελτιώνοντας την ακρίβειά του. Μία κύρια αδυναμία των περισσότερων αναλυτικών μοντέλων στην ακριβή πρόβλεψη της απόδοσης της μηχανής είναι η περιορισμένη γνώση σχετικά με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας.

- ✓ Επεκτάθηκε το αδιαβατικό μοντέλο ώστε να συμπεριλάβει φαινόμενα όπως οι εντοπισμένες απώλειες πίεσης, οι διάφορες απώλειες θερμότητας που περιγράφονται στην εργασία και οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού.
- ✓ Πραγματοποιήθηκε με χρήση Υπολογιστικής Ρευστομηχανικής (CFD) παραμετρική μελέτη για σχεδιαστικές και λειτουργικές παραμέτρους της μηχανής. Δοκιμάστηκαν τιμές σε ένα μεγάλο εύρος ώστε να υπάρχει μία σαφής εικόνα για τα όρια λειτουργίας της συγκεκριμένης μηχανής. Για παράδειγμα, εξετάστηκε η λειτουργία της μηχανής για γωνιακές ταχύτητες ίσες με 50 και 5000 rpm, για πυκνούς και αραιούς αναγεννητές με τιμές του πορώδους ίσες με 45% και 90% αντίστοιχα, για μέση πίεση που προσεγγίζει τα 200 bar και για πολύ μεγάλες τιμές της θερμοχωρητικότητας του πλέγματος του αναγεννητή (4200 J/(kg*K)).
- ✓ Κατά την παραμετρική μελέτη, εκτός από τα ενεργειακά μεγέθη που συνήθως μελετώνται σε αντίστοιχες περιπτώσεις, εξετάστηκε η μεταβολή με το χρόνο ιδιοτήτων όπως η θερμοκρασία στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή, η πτώση της πίεσης, αλλά και η μεταφορά θερμότητας.
- ✓ Δημιουργήθηκαν συσχετίσεις του έργου και της απαιτούμενης θερμότητας με την μεταβαλλόμενη παράμετρο για κάθε παραμετρική ανάλυση. Σε όλες τις περιπτώσεις προέκυψε ένα εύρος τιμών για την κάθε παράμετρο, εντός του οποίου το έργο και η απαιτούμενη θερμότητα μπορεί να συσχετισθεί με την παράμετρο με μικρή απόκλιση. Έτσι, μπορεί να εκτιμηθεί η ισχύς και η απόδοση της μηχανής για τιμή μίας από τις επιλεγμένες παραμέτρους διαφορετική από τις τιμές που δοκιμάστηκαν. Στις συσχετίσεις που έχουν δημιουργηθεί μπορεί να βασισθεί μελλοντική έρευνα για πολυ-παραμετρική ανάλυση της συγκεκριμένης μηχανής Stirling.

Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Οι προτάσεις για μελλοντική έρευνα που ακολουθούν προκύπτουν βάσει των ευρημάτων και των συμπερασμάτων της εργασίας.

- Τροποποιήσεις στη γεωμετρία και τις συνθήκες λειτουργίας του μοντέλου. Προτείνεται η δημιουργία μίας νέας προσομοίωσης με βελτιώσεις στη γεωμετρία της μηχανής και τις ρυθμίσεις των συνθηκών λειτουργίας, ώστε τα αποτελέσματα που θα προκύψουν να είναι ακόμα εγγύτερα στα πραγματικά. Πιο συγκεκριμένα:
 - Επανασχεδίαση του εκτοπιστή και αντικατάστασή του με στενότερο, για τον υπολογισμό της των απωλειών έργου και θερμότητας που σχετίζονται με τη ροή του αερίου στο διάκενο. Θα γίνει επίσης ο υπολογισμός της ποσότητας του αερίου που διέρχεται από το διάκενο και παρακάμπει τους εναλλάκτες και τον αναγεννητή.
 - Μετατροπή των ρυθμίσεων της προσομοίωσης σχετικά με την ύπαρξη αδιαβατικών τοιχωμάτων στο κύλινδρο της μηχανής, τον αναγεννητή και τον εκτοπιστή ώστε να υπολογισθούν οι σχετικές απώλειες θερμότητας. Μετατροπή των τοιχωμάτων του χώρου εκτόνωσης από αδιαβατικά σε ισοθερμοκρασιακά για τον υπολογισμό των απωλειών λόγω ακτινοβολίας.
 - Διαχωρισμός του ψύκτη και του θερμαντήρα σε επιμέρους όγκους. Βάσει των ευρημάτων της εργασίας, ο ψύκτης και ο θερμαντήρας διαχωρίζονται σε δύο και τρία επιμέρους τμήματα αντίστοιχα.
- Περεταίρω εξέλιξη του αναλυτικού μοντέλου μέσω του υπολογισμού μεταβλητής θερμοκρασίας του αερίου στα άκρα του αναγεννητή, συμπερίληψη του διακένου μεταξύ του κυλίνδρου και του εκτοπιστή αλλά και του χώρου αποθήκευσης (buffer space) ως ξεχωριστών χώρων και διαχωρισμός του θερμαντήρα και του ψύκτη σε επιμέρους τμήματα. Προτείνεται η χρήση του αναλυτικού μοντέλου σε άλλες μηχανές, όπως για παράδειγμα η μηχανή Stirling α-τύπου SOLO που υπάρχει στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής όπου υπάρχουν διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα.
- Μελέτη την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή υπό παλινδρομική ροή με την μελέτη τους ως ανεξάρτητες γεωμετρικές και όχι ως τμήματα της μηχανής. Η μελέτη του αναγεννητή να γίνει με σχεδίαση και μελέτη πραγματικού αναγεννητή και όχι πορώδους μέσου.
- Εντοπισμός των βέλτιστων τιμών λειτουργίας κάθε παραμέτρου, μέσω μελέτης των παραμέτρων σε μικρότερο εύρος βάσει των αποτελεσμάτων της παραμετρικής μελέτης. Για παράδειγμα, να δοκιμασθούν τιμές του πορώδους κοντά στο βέλτιστο εύρος (70-80%) και τιμές της ταχύτητας περιστροφής μεταξύ 1000 rpm και 2500 rpm, όπου συνδυάζεται ικανοποιητική τιμή της παραγόμενης ισχύος και του βαθμού απόδοσης

Βιβλιογραφία

- [1] I. Urieli και D. Berchowitz, *Stirling Cycle Engine Analysis*, Bristol: Adam Hilger, 1983.
- [2] W. R. Martini, *Stirling Engine Design Manual*, Washington: National Aeronautics and Space Administration (NASA), 1978.
- [3] G. Walker, *Stirling Engines*, Oxford: Oxford University Press, 1980.
- [4] Γ. Αντωνάκος, «Βελτιστοποίηση μηχανής Stirling και του αναγεννητή της,» Αθήνα, 2013.
- [5] Ν. Μπορμπιλιάς, «Εισαγωγή στις μηχανές Stirling,» Αθήνα, 2005.
- [6] G. Dogkas, «Thermodynamic Analysis of Vuilleumier Heat Pumps,» National Technical University of Athens, Athens, 2019.
- [7] D. M. Berchowitz, «Stirling Cycle Engine Design and Optimization,» Athens, Ohio, 1986.
- [8] P. Bitsikas, E. Rogdakis και G. Dogkas, «CFD study of heat transfer in Stirling engine regenerator,» *Thermal Science and Engineering Process*, τόμ. 17, 2020.
- [9] P. Bitsikas, E. Rogdakis και G. Dogkas, «Numerical study of pressure drop in Stirling Engine regenerator,» *ASCE Journal of Energy Engineering*, 2020.
- [10] [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.nasa.gov/>.
- [11] «Alpha Type Stirling Engines,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/engines.html>.
- [12] «Beta type Stirling Engines,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/beta.html>.
- [13] «Gamma type Stirling Engines,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/gamma.html>.
- [14] R. J. Meijer, «The Philips Stirling Thermal Engine, analysis of the rhombic drive mechanism,» Delft: Technical University, 1960.
- [15] S. Alfarawi, «Thermodynamic analysis of rhombic-driven and crank-driven beta-type Stirling engines,» *International Journal of Energy Research*, 2020.
- [16] NASA, «High-Efficiency Stirling Converter Demonstrates Long-Term Performance,» April 2016. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://science.nasa.gov/technology/technology-highlights/high-efficiency-stirling-converter-demonstrates-long-term-performance>.
- [17] T. Finkelstein και A. Organ, «Air engines - The history, Science and Reality of the perfect Engine,» The American Society of Mechanical Engineers, New York, 2001.
- [18] R. Li, L. Grosu και W. Li, «New polytropic model to predict the performance of beta and gamma type Stirling engine,» *Energy*, τόμ. 128, pp. 62-76, 2017.
- [19] W. Uchman, L. Remiorz, K. Grzywnowicz και J. Kotowicz, «Parametric analysis of a beta Stirling engine - A prime mover for distributed generation,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 145, pp. 693-704, 2018.
- [20] A. Abuelayamen, R. Ben-Mansour, H. Abualhamayel και E. M. A. Mokheimer, «Parametric study on beta-type Stirling engine,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 145, pp. 53-63, 2017.
- [21] W. R. Martini, *Stirling Engine Design Manual*, Washington: U.S. Department of Energy, 1983.
- [22] Σ. Γ. Παπαβλασόπουλος, «Εγκατάσταση θερμοκινητήρα Stirling συμπαραγωγής SOLO 161V στο εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ΕΜΠ - Συσχετισμός των πρώτων πειραματικών & υπολογιστικών αποτελεσμάτων,» Αθήνα, 2010.

- [23] Oekofen, «MyEnergy365 - Pellets, Solar and Stirling Engine generator,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.oekofen.com/en-gb/myenergy365/>.
- [24] S. Energy, «How a Solar Stirling Engine Works With The 9M Solar Concentrator,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.solartronenergy.com/applications/electricity-stirling-engine-with-solar-concentrator/>.
- [25] «The Kockums Stirling AIP System - proven in operational service,» Kockums.
- [26] «Stirling Cycle Cryocoolers,» UKRI - Science and Technology Facilities Council, [Ηλεκτρονικό]. Available: https://www.technologysi.stfc.ac.uk/Pages/ASD_CRY_Cryocoolers_StirlingCycle.aspx.
- [27] E. Rogdakis, P. Bitsikas, G. Dogkas και G. Antonakos, «Three-dimensional CFD study of a β -type Stirling Engine,» *Thermal Science and Engineering Process*, τόμ. 11, pp. 302-316, 2019.
- [28] Z. Zhang και M. Ibrahim, «Development of CFD Model for Stirling Engine and its Components,» σε *2nd International Energy Conversion Engineering Conference*, Providence, Rhode Island, 2004.
- [29] K. Mahkamov, «An Axisymmetric Computational Fluid Dynamics Approach to the Analysis of the Working Process of a Solar Stirling Engine,» *Journal of solar Energy Engineering*, τόμ. 128, αρ. 1, pp. 45-53, 2005.
- [30] A. Alexakis και K. Mahkamov, «A 2-Dimensional Computational Fluid Dynamics Approach to the analysis of the Working Progress of a Wankel-type Stirling machine,» σε *International Stirling Engine Conference*, Bilbao, Spain, 2014.
- [31] J. L. Salazar και W.-L. Chen, «A Computational Fluid Dynamics Study on the Heat Transfer Characteristics of the Working Cycle of a β -type Stirling Engine,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 88, pp. 177-188, 2014.
- [32] W.-L. Chen, K.-L. Wong και Y.-F. Chang, «A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a low-temperature-differential γ -type Stirling engine,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τόμ. 76, pp. 145-155, 2014.
- [33] S. A. El-Ghafour, M. El-Ghandour και N. N. Mikhael, «Three-dimensional computational fluid dynamics simulation of stirling engine,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 180, pp. 533-549, 2019.
- [34] M. A. Mohammadi και A. Jafarian, «CFD Simulation to Investigate Hydrodynamics of Oscillating Flow in a Beta-Type Stirling Engine,» *Energy*, 2018.
- [35] A. Abuelyamen και R. Ben-Mansour, «Energy efficiency comparison of Stirling engine types (α , β and γ) using detailed CFD modeling,» *International Journal of Thermal Sciences*, τόμ. 132, pp. 411-423, 2018.
- [36] B. C. Caetano, I. F. Lara, M. U. Borges, O. R. Sandoval και R. M. Valle, «A novel methodology on beta-type Stirling engine simulation using CFD,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 184, pp. 510-520, 2019.
- [37] G. Schmidt, Theore der Geschlossen Calorischen Maschine Laubroy und Schwatskopff in Berlin, 1861.
- [38] T. Kumaravelu, S. Saadon και A. R. Abu Talib, «Heat transfer enhancement of a Stirling engine by using fins,» *Energy*, τόμ. 239, 2022.
- [39] D. Garcia, M.-J. Suarez, E. Blanco και J.-I. Prieto, «Experimental correlations and CFD model of a non-tubular heater for a Stirling solar engine co-generation unit,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 153, pp. 715-725, 2019.
- [40] R. Ben-Mansour, A. Abuelyamen και E. Mokheimer, «CFD Analysis of Radiation Impact on Stirling Engine Performance,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 152, pp. 354-365, 2017.

Βιβλιογραφία

- [41] L. Solomon και S. Qiu, «Computational analysis of external heat transfer for a tubular Stirling convertor,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 137, pp. 134-141, 2018.
- [42] N. Pfriem, «Periodic heat transfer at small pressure fluctuations,» National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, 1943.
- [43] D. W. Wendland, «The effect of periodic pressure and temperature fluctuations on unsteady heat transfer in a closed system,» University of Wisconsin - Department of Mechanical Engineering, Madison, Wisconsin, 1968.
- [44] H. B. Faulkner, «An investigation of instantaneous heat transfer during compression and expansion in reciprocating gas handling equipment,» Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1983.
- [45] A. A. Kornhauser και J. L. Smith, Jr, «A comparison of cylinder heat transfer expressions based on prediction of gas spring hysteresis loss,» Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1987.
- [46] A. A. Kornhauser και J. L. Smith, Jr, «Heat transfer with oscillating pressure and oscillating flow,» 1989.
- [47] A. A. Kornhauser, «Gas-Wall Heat Transfer during compression and expansion,» Massachusetts Institute of Technology, Boston, 1989.
- [48] W. A. Grassmyer, «Experiments of Heat Transfer under Conditions of Oscillating Pressure and Flow,» Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1994.
- [49] P. D. L. Cheng, «Experiments in Heat Transfer Under Conditions of Oscillating Pressure and Flow,» Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1995.
- [50] C. E. Dean, «Establishing baseline data for an experimental apparatus that measures heat transfer under conditions of oscillating pressure and flow,» Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1993.
- [51] E. S. Jeong, «Heat Transfer with Oscillating Pressure in Reciprocating Machinery,» Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1991.
- [52] J. N. Chafe, «A study of gas spring heat transfer in reciprocating cryogenic machinery,» Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, 1988.
- [53] S. Gordeev, W. Heinzl και V. Slobodtchouk, «Features of convective heat transfer in heated helium channel flow,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τόμ. 48, pp. 3363-3380, 2005.
- [54] U. Lekic και J. B. Kok, «Heat transfer and fluid flows in gas springs,» *The open thermodynamic journal*, τόμ. 4, pp. 13-26, 2010.
- [55] U. Lekic και J. B. W. Kok, «Heat flows in piston compressors,» σε *5th European Thermal Sciences Conference*, Enschede, The Netherlands, 2008.
- [56] U. Lekic, «Fluid flow and heat transfer in a helium gas spring,» Faculty of Engineering Technology, University of Twente, Enschede, The Netherlands, 2011.
- [57] Q. S. Liu and K. Fukuda, "Transient Heat Transfer for forced convection flow of Helium gas," Department of Nuclear Engineering, Kobe University, Kobe, Japan, 1997.
- [58] T. Zhao και P. Cheng, «A numerical solution of laminar forced convection in a heated pipe subjected to reciprocating flow,» *International Journal of Heat and Mass transfer*, τόμ. 38, αρ. 16, pp. 3011-3022, 1995.
- [59] T. Zhao and P. Cheng, "Oscillatory Heat Transfer in a pipe subjected to a laminar reciprocating flow," *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 118, pp. 592-598, 1996.

- [60] T. S. Zhao και P. Cheng, «Experimental studies on the onset of turbulence and frictional losses in an oscillatory turbulent pipe flow,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, τόμ. 17, pp. 356-362, 1996.
- [61] T. S. Zhao και P. Cheng, «The friction coefficient of a fully-developed laminar reciprocating flow in a circular pipe,» *International Journal Heat and Fluid Flow*, τόμ. 17, pp. 167-172, 1996.
- [62] T. S. Zhao και P. Cheng, «A numerical study of laminar reciprocating flow in a pipe of finite length,» *Applied Scientific Research*, τόμ. 25, pp. 11-25, 1998.
- [63] F. De Monte, G. Galli και F. Marcotullio, «An analytical oscillating-flow thermal analysis of the heat exchangers and regenerator in Stirling machines,» σε *Energy Conversion Engineering Conference*, Washington DC, 1996.
- [64] M. Kanzaka και M. Iwabuchii, «Study on Heat Transfer of Heat Exchangers in the Stirling Engine,» *JSME International Journal*, τόμ. 35, αρ. 4, pp. 647-652, 1992.
- [65] M. Kanzaka και M. Iwabuchii, «Study on Heat Transfer of Heat Exchangers in the Stirling Engine,» *JSME International Journal*, τόμ. 35, αρ. 4, pp. 641-646, 1992.
- [66] G. Xiao, C. Chen, B. Shi, K. Cen και M. Ni, «Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular Stirling engine heater,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τόμ. 71, pp. 1-7, 2014.
- [67] I. Barreno, C. S. Costa, M. Gordon, M. Tutar, I. Urrutibeascoa, X. Gomez και G. Castillo , «Numerical Correlation for the Pressure Drop in Stirling Engine Heat Exchangers,» *International Journal of Thermal Sciences*, τόμ. 97, pp. 68-81, 2015.
- [68] W.-L. Chen, K.-L. Wong και H.-E. Chen, «An experimental study of the performance of the moving regenerator for a γ -type twin power piston Stirling engine,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 77, pp. 118-128, 2014.
- [69] T. W. Simon και J. R. Seume, «A survey of oscillating flow in Stirling engine heat exchangers,» University of Minnesota - Lewis Research Center, Minneapolis, Minnesota, 1988.
- [70] D. A. Adolfson, T. W. Simon, M. B. Ibrahim και D. Gedeon, «Measurements in oscillatory flows with separation in support of Stirling engine model development,» σε *37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC)*, 2002.
- [71] Y. Niu, T. W. Simon, M. B. Ibrahim και D. Gedeon, «Oscillatory flow and Thermal Field Measurements at the Interface between a Heat Exchanger and a Regenerator of a Stirling Engine,» σε *37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC)* , 2002.
- [72] D. Gedeon και J. G. Wood, «Oscillating-flow regenerator test rig: Hardware and theory with derived correlations for screens and felts,» Lewis Research Center, 1996.
- [73] B. Thomas και D. Pittman, «Update on the evaluation of different correlations for the flow friction factor and heat transfer of Stirling engine regenerators,» σε *Energy Conversion Engineering Conference and Exhibition*, Las Vegas, NV, 2000.
- [74] M. J. Ibrahim και R. C. Tew, Jr, *Stirling Converter Regenerators*, New York: Taylor and Francis Group, 2012.
- [75] G. Xiao, H. Peng, H. Fan, U. Sultan και M. Ni, «Characteristics of steady and oscillating flow through regenerator,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τόμ. 108, pp. 309-321, 2017.
- [76] E. D. Rogdakis, G. D. Antonakos και I. P. Koronaki, «Influence of a regenerator on Stirling engine performance,» *Journal of Energy Engineering*, τόμ. 142, 2016.

Βιβλιογραφία

- [77] S. Moujaes και R. Jagan, «3D CFD predictions and experimental comparisons of pressure drop in a ball valve at different partial openings in turbulent flow,» *Journal of Energy Engineering*, τόμ. 134, αρ. 1, pp. 24-28, 2008.
- [78] S. Moujaes και S. Aekula, «CFD predictions and experimental comparisons of pressure drop effects of turning vanes at 90 degrees elbows,» *Journal of Energy Engineering*, τόμ. 135, αρ. 4, pp. 119-126, 2009.
- [79] N. Martins, B. Brunone, S. Meniconi, H. Ramos και D. Covas, «CFD and 1D approaches for the unsteady friction analysis of low Reynolds number turbulent flow,» *Journal of Hydraulic Engineering*, τόμ. 143, αρ. 12, 2017.
- [80] H. Dang και Y. Zhao, «CFD modeling and experimental verification of a single-stage coaxial Stirling-type pulse tube cryocooler without either double-inlet or multi-bypass operating at 30-35 K using mixed stainless steel mesh regenerator matrices,» *Cryogenics*, τόμ. 78, pp. 40-50, 2016.
- [81] C. S. Costa, H. Barrutia, J. A. Esnaola και M. Tutar, «Numerical Study of the Pressure Drop Phenomena in Wound Woven Wire Matrix of a Stirling Regenerator,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 67, pp. 57-65, 2013.
- [82] C. S. Costa, M. Tutar, I. Barreno, J. A. Esnaola, H. Barrutia, D. Garcia, M. A. Gonzalez και J. I. Prieto, «Experimental and Numerical Flow Investigation of Stirling Engine Regenerator,» *Energy*, τόμ. 72, pp. 800-812, 2014.
- [83] C. S. Costa, I. Barreno, M. Tutar, J. A. Esnaola και H. Barrutia, «The Thermal Non-Equilibrium Porous Media Modelling for CFD of Woven Wire Matrix of a Stirling Regenerator,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 89, pp. 473-483, 2015.
- [84] E. C. Landurm, T. J. Conrad, S. M. Ghiaasiaan και C. S. Kirkconnell, «Effect of pressure on hydrodynamic parameters of several PTR regenerator fillers in axial steady flow,» σε *Cryocoolers 15*, Boulder, CO, 2009.
- [85] T. Zhao και P. Cheng, «Oscillatory pressure drops through a woven-screen packed column subjected to a cyclic flow,» *Cryogenics*, τόμ. 36, pp. 333-341, 1996.
- [86] W. L. Maag και W. F. Mattson, «Forced-convection heat transfer correlations for gases flowing through wire matrices at surface temperatures to 5500 R,» Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1967.
- [87] A. S. Nielsen, B. Y. York και B. D. MacDonald, «Stirling engine regenerators: How to attain over 95% regenerator effectiveness with sub-regenerators and thermal mass ratios,» *Applied Energy*, τόμ. 253, 2019.
- [88] S. K. Andersen, H. Carlsen και P. G. Thomsen, «Preliminary results from simulations of temperature oscillations in Stirling engine regenerator matrices,» *Energy*, τόμ. 31, pp. 1371-1383, 2006.
- [89] S. K. Andersen, H. Carlsen και P. G. Thomsen, «Numerical study on optimal Stirling engine regenerator matrix designs taking into account the effects of matrix temperature oscillations,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 47, pp. 894-908, 2006.
- [90] H. Klein και G. Eigenberger, «Approximate solutions for metallic regenerative heat exchangers,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τόμ. 44, pp. 3553-3563, 2001.
- [91] R. Gheith, F. Aloui και S. Ben Nasrallah, «Determination of adequate regenerator for a Gamma-type Stirling engine,» *Applied Energy*, τόμ. 139, pp. 272-280, 2015.

- [92] C. S. Costa, H. Barrutia, J. A. Esnaola και M. Tutar, «Numerical Study of the Heat Transfer in Wound Woven Wire Matrix of a Stirling Regenerator,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 79, pp. 255-264, 2014 .
- [93] W.-L. Chen, K.-L. Wong και Y.-F. Chang, «A Numerical Study on the Effects of Moving Regenerator to the Performance of a β -type Stirling Engine,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τόμ. 83, pp. 499-508, 2015.
- [94] H. Hachem, R. Gheith, F. Aloui και S. Ben Nasrallah, «Technological challenges and optimization efforts of the Stirling machine: A review,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 171, pp. 1365-1387, 2018.
- [95] Y. Timoumi, I. Tilli και S. Ben Nasrallah, «Performance optimization of Stirling engines,» *Renewable Energy*, τόμ. 33, pp. 2134-2144, 2008.
- [96] G. T. Udeh, S. Michailos, D. Ingham, K. J. Hughes, L. Ma και M. Pourkashanian, «A new non-ideal second order thermal model with additional loss effects for simulating beta Stirling engines,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 206, 2020.
- [97] Z. Luo, U. Sultan, M. Ni, H. Peng, B. Shi και G. Xiao, «Multi-objective optimization for GPU3 Stirling engine by combining multi-objective algorithms,» *Renewable Energy*, τόμ. 94, pp. 114-125, 2016.
- [98] D. J. Shendage, S. B. Kedare και S. I. Bapat, «Cyclic analysis and optimization of design parameters for Beta-configuration Stirling engine using rhombic drive,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 124, pp. 595-615, 2017.
- [99] F. Ahmed, H. Hulin και A. M. Khan, «Numerical modeling and optimization of beta-type Stirling engine,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 149, pp. 385-400, 2019.
- [100] H.-S. Yang και C.-H. Cheng, «Development of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism using a modified non-ideal adiabatic model,» *Applied Energy*, τόμ. 200, pp. 62-72, 2017.
- [101] K. M. Bataineh, «Numerical thermodynamic model of alpha-type Stirling engine,» *Case studies in Thermal Engineering*, τόμ. 12, pp. 104-116, 2018.
- [102] S. Islas, R. Beltran-Chacon, N. Velazquez, D. Leal-Chavez, R. Lopez-Savala και J. A. Aguilar-Jimenez, «A numerical study of the influence of design variable interactions on the performance of a Stirling engine system,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 170, 2020.
- [103] D. Ipci και H. Karabulut, «Thermodynamic and dynamic analysis of an alpha type Stirling engine and numerical treatment,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 169, pp. 34-44, 2019.
- [104] J. A. Araoz, M. Salomon, L. Alejo και T. H. Fransson, «Numerical simulation for the design analysis of kinematic Stirling engines,» *Applied Energy*, τόμ. 159, pp. 633-650, 2015.
- [105] R. Gheith, H. Hachem, F. Aloui και S. Ben Nasrallah, «Experimental and theoretical investigation of Stirling Engine heater: Parametrical optimization,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 105, pp. 285-293, 2015.
- [106] A. K. Almajri, S. Mahmoud και R. Al-Dadah, «Modelling and parametric study of an efficient Alpha type Stirling engine performance based on 3D CFD analysis,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 145, pp. 93-106, 2017.
- [107] C.-H. Cheng και Y.-F. Chen, «Numerical Simulation of Thermal and Flow Fields Inside a 1-kW Beta-Type Stirling Engine,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 121, pp. 554-561, 2017.
- [108] G. Xiao, U. Sultan, N. Mingjiang, H. Peng, X. Zhou, S. Wang και L. Zhongyang, «Design optimization with computational fluid dynamics analysis of β -type Stirling engine,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 113, pp. 87-102, 2017.

Βιβλιογραφία

- [109] W.-L. Chen, Y.-C. Yang και J. L. Salazar, «A CFD Parametric Study on the Performance of a Low-Temperature-Differential γ -type Stirling Engine,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 106, pp. 635-643, 2015.
- [110] W.-L. Chen, «A study on the effects of geometric parameters in a low-temperature-differential γ -type Stirling engine using CFD,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τόμ. 107, pp. 1002-1013, 2017.
- [111] W.-L. Chen, K.-L. Wong και L.-W. Po, «A numerical analysis on the performance of a pressurized twin power piston gamma-type Stirling engine,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 62, pp. 84-92, 2012.
- [112] S. Alfarawi, R. Al-Dadah και S. Mahmoud, «Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 124, pp. 130-140, 2016.
- [113] L. Kuban, J. Stempka και A. Tyliszczak, «A 3D-CFD study of a γ -type Stirling engine,» *Energy*, τόμ. 169, pp. 142-159, 2019.
- [114] R. Tew, K. Jeffries και D. Miao, «A Stirling Engine computer model for performance calculations,» NASA LReC, Ohio, 1978.
- [115] «US National Archives & DVIDS,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://nara.getarchive.net/media/instrumented-gpu-3-stirling-engine>.
- [116] W. T. Beale, «Stirling Cycle Type Thermal Device». United States of America Ευρεσιτεχνία US Patent 3552120, 1971.
- [117] K. S. Andersen, Numerical Simulation of Cyclic Thermodynamic Processes, Technical University of Denmark, 2006.
- [118] A. Guzzetti, CFD Modeling of a Beta-Type Stirling Engine, Milan: Politecnico Di Milano, 2013.
- [119] J. Sauer και H.-D. Kuehl, «Numerical Model for Stirling Cycle Machines Including a Differential Simulation of the Appendix Gap,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 111, pp. 819-833, 2016.
- [120] R. W. Dyson, S. D. Wilson, R. C. Tew και R. Demko, «Fast Whole-Engine Stirling Analysis,» American institute of Aeronautics and Astronautics, 2005.
- [121] ANSYS, ANSYS Fluent User's Guide, Release 15.0, Canonsburg: ANSYS, 2013.
- [122] ANSYS Fluent Theory Guide, Release 15.0 επμ., Canonsburg: ANSYS, 2013.
- [123] K. Mahkamov, «Design Improvements to a Bioamss Stirling Engine Using Mathematical Analysis and 3D CFD Modeling,» *Journal of Energy Resources Technology*, τόμ. 128, αρ. 3, pp. 203-215, 2005.
- [124] K. Kraitong, «Numerical modelling and design optimisation of Stirling engines for power production,» Northumbria University, Newcastle, UK, 2012.
- [125] J. J. Cha, «Hydrodynamic parameters of micro porous media for steady and oscillatory flow: Application to cryocooler regenerators,» Georgia Institute of Technology, Atlanta, 2007.
- [126] A. Caughley, M. Sellier, A. Tucker και M. Gschwendtner, «CFD modelling of a diaphragm Stirling cryocooler,» σε *17th International Cryocooler Conference*, Oak Park, IL, 2012.
- [127] H. K. Versteeg και W. Malalasekera, An introduction to Computational Fluid Dynamics, the Finite Volume Method, second edition, Thessaloniki, Greece: Tziolas. Original: Pearson Publications, 2016.

- [128] H. Petersen, «The properties of Helium: Density, Specific Heats, Viscosity and Thermal Conductivity at Pressures from 1 to 100 bar and from Room Temperature to about 1800 K,» Danish Atomic Energy Commission, Roskilde, 1970.
- [129] J. N. Sweet, E. P. Roth και M. Moss, «Thermal conductivity of Inconel 718 and 304 Stainless Steel,» *International Journal of Thermophysics*, τόμ. 8, αρ. 5, pp. 593-606, 1987.
- [130] E. Rogdakis, P. Bitsikas και G. Dogkas, «Study of gas flow through a Stirling engine regenerator,» σε *ASME IMECE 2017*, Tampa, Florida, USA, 2017.
- [131] A. J. Organ, «The wire mesh regenerator of the Stirling cycle machine,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, τόμ. 37, pp. 2525-2534, 1994.
- [132] J. Bert, D. Chrenko, S. Tonino, L. Le Moyne και F. Sirot, «Simulation, experimental validation and kinematic optimization of a Stirling engine using air and helium,» *Energy*, τόμ. 78, pp. 701-712, 2014.
- [133] H. Hachem, R. Gheith, F. Aloui και S. Ben Nasrallah, «Numerical characterization of a γ -Stirling engine considering losses and interaction between functioning parameters,» *Energy Conversion and Management*, τόμ. 96, pp. 532-543, 2015.

Επεξήγηση συμβόλων

Λατινικοί χαρακτήρες

| Σύμβολο | Μέγεθος | Μονάδα μέτρησης |
|--|--|-----------------|
| A | Εμβαδό | m ² |
| a | Ταχύτητα του ήχου | m/s |
| a, b, c | Συντελεστές - Πάντα ακολουθούνται από ένδειξη | --- |
| A ₀ , A _w , A _R | Αδιάστατη μετατόπιση του εργαζόμενου μέσου | --- |
| A _{cs} | Εμβαδό διατομής κάθετα της οποίας διέρχεται το αέριο | m ² |
| a ₁ , a ₂ | Συντελεστές συσχέτισης της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή | --- |
| ae, be | Παράμετροι Fourier ταχύτητας εμβόλου | --- |
| ah, bh | Παράμετροι Fourier για την μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή | --- |
| A _w | Εμβαδό επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας | m ² |
| C _E | Συντελεστής Forchheimer | --- |
| C | Θερμοχωρητικότητα | J/K |
| C ₂ | Συντελεστής αντίστασης στον αναγεννητή | m ⁻¹ |
| C _f | Συντελεστής τριβής | --- |
| c _p | Ειδική θερμοχωρητικότητα αερίου υπό σταθερή πίεση | J/(kg*K) |
| c _v | Ειδική θερμοχωρητικότητα αερίου υπό σταθερό όγκο | J/(kg*K) |
| d | Διάμετρος (για σωλήνες) | m |
| D | Διάμετρος (για κυλινδρικούς όγκους) | m |
| dh | Υδραυλική διάμετρος | m |
| Diss | Ισχύς λόγω διάχυσης θερμότητας | W |
| dp | Πτώση πίεσης | Pa |
| DRMT | Εύρος μεταβολής θερμοκρασίας λόγω παλινδρόμησης | K |
| dT | Χρονική μεταβολή θερμοκρασίας | K |
| dQ | Χρονική μεταβολή μεταφερόμενης θερμότητας | J |
| dw | Διάμετρος νήματος | m |
| E | Ενέργεια | J/kg |
| ec | Εκκεντρότητα (m) | --- |
| FOA | Συντελεστής εκπομπής ακτινοβολίας | --- |
| f | Συχνότητα | Hz |
| fr | Συντελεστής τριβής | --- |
| gA | Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου | kg/s |
| GR | Διάκενο μεταξύ εκτοπιστή - κυλίνδρου | m |
| Gr | Αριθμός Grashoff | --- |
| H | Ενθαλπία | J/kg |
| h | Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας | watt/(m*K) |
| I | Μοναδιαίος πίνακας - χρήση σε εξισώσεις ANSYS Fluent | --- |
| k | Θερμική αγωγιμότητα | watt/(m*K) |
| K | Συντελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης | --- |
| k1, k2 | Συντελεστές για τη θερμοκρασία στον αναγεννητή | --- |

Επεξήγηση συμβόλων

| | | |
|-------------|---|------------|
| L | Μήκος | m |
| m | Μάζα | kg |
| M | Μοριακό βάρος του αερίου | g/mol |
| Ma | Αριθμός Mach | --- |
| n | Ταχύτητα περιστροφής | rpm |
| N | Πλήθος | --- |
| | Συντελεστής (εμφανίζεται ως N_{corr}) | --- |
| N_{layer} | Αριθμός στρώσεων πλέγματος αναγεννητή | --- |
| NTU | Αριθμός μονάδων μεταφοράς θερμότητας | --- |
| Nu | Αριθμός Nusselt | --- |
| ρ | Πίεση | Pa |
| P | Ισχύς | watt |
| Pe | Αριθμός Peclet | --- |
| Pr | Αριθμός Prandtl | --- |
| Q | Θερμότητα | J |
| q | Ροή θερμότητας | watt |
| r | Ακτίνα στροφάλου | m |
| R | Παγκόσμια σταθερά των αερίων | J/(mole*K) |
| R_M | Σταθερά για το Ήλιο | J/(kg*K) |
| Re | Αριθμός Reynolds | --- |
| Re_ω | Αριθμός Valenci | --- |
| St | Αριθμός Stanton | --- |
| Str | Διαδρομή εμβόλου - εκτοπιστή | --- |
| T | Θερμοκρασία | K |
| t | Χρόνος | s |
| T_p | Περίοδος του κύκλου λειτουργίας | s |
| th | Πάχος τοιχώματος | m |
| u | Ταχύτητα | m/s |
| U | Εσωτερική ενέργεια | J |
| V | Όγκος | m^3 |
| W | Έργο | J |
| w | Ρυθμός μεταβολής έργου | watt |
| wr | Απόσταση μεταξύ δύο διαδοχικών νημάτων του αναγεννητή | --- |
| x | Θέση | --- |
| x_{max} | Μετατόπιση του αερίου στους σωλήνες του εναλλάκτη | m |

Επεξήγηση συμβόλων

Ελληνικοί χαρακτήρες

| Σύμβολο | Μέγεθος | Μονάδα μέτρησης |
|----------------------------------|---|------------------------|
| α | Συντελεστής αντίστασης στον αναγεννητή | m^{-2} |
| γ | Λόγος θερμοχωρητικότητας (cp/cv) | --- |
| γ_{is} | Δείκτης αδιαβατικής εκτόνωσης | --- |
| ϵ | Απόδοση αναγεννητή | --- |
| | Ρυθμός διάχυσης κινητικής ενέργειας - Χρήση σε εξισώσεις ANSYS Fluent | --- |
| ζ | Ανηγμένο μήκος | --- |
| η | Βαθμός απόδοσης μηχανής | --- |
| θ | Γωνία | deg |
| κ | Κινητική ενέργεια σε τυρβώδη ροή - Χρήση σε εξισώσεις ANSYS Fluent | J |
| μ | Δυναμική συνεκτικότητα | $Pa \cdot s$ |
| ν | Κινηματική συνεκτικότητα | m^2/s |
| ρ | Πυκνότητα | kg/m^3 |
| σ | Σταθερά Stefan-Boltzmann για ακτινοβολία | $watt/(m^2 \cdot K^4)$ |
| $\sigma_\epsilon, \sigma_\kappa$ | Αριθμός Prandtl για τυρβώδη ροή που αντιστοιχεί σε κ, ϵ | --- |
| $\sigma\Gamma$ | Λόγος θερμοχωρητικότητας μετάλλου προς τη θερμοχωρητικότητα αερίου | --- |
| τ | Αδιάστατος χρόνος | --- |
| T | Ροπή | $N \cdot m$ |
| Φ | Λόγος βρεχόμενης επιφάνειας προς όγκο | m^{-1} |
| ψ | Πορώδες του αναγεννητή | W |
| ω | Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής | Hz |

Δείκτες

| Σύμβολο | Μέγεθος |
|-------------|--|
| 0-7 | Αριθμητικοί δείκτες |
| acc | Επιταχυνόμενη ροή |
| accu | Συσσωρευμένο |
| add | Προστιθέμενη |
| c | Χώρος συμπίεσης |
| can | Κάλυμμα αναγεννητή |
| ccv | Ψυχρό τμήμα μηχανής |
| ck, kc | Όριο συμπίεστη - ψύκτη |
| cl | Νεκρός όγκος |
| cold | Ψυχρό τμήμα αναγεννητή |
| cond | Αγωγή |
| conv | Απώλειες συναγωγής |
| corr | Διορθωμένο |
| creg | Τοίχωμα αναγεννητή |
| cv | Όγκος ελέγχου |
| cyl | Κύλινδρος της μηχανής |
| d | Εκτοπιστής |
| dec | Επιβραδυνόμενη ροή |
| diss | Διάχυση |
| dp | Πτώση πίεσης |
| dp_friction | Πτώση πίεσης λόγω τριβής |
| duct | Κοιλότητα μεταξύ χώρου συμπίεσης και σωλήνων ψύκτη |
| dyn | Δυναμική |
| e | Χώρος εκτόνωσης |
| eff | Μέση τιμή - για συνύπαρξη αερίου και μετάλλου |
| f | Αέριο |
| fr | Εξωτερικό ρεύμα πρόσδοσης/απαγωγής θερμότητας |
| GPU | Μηχανή Stirling GM GPU-3 |
| h | Θερμαντήρας |
| hcv | Θερμό τμήμα μηχανής |
| he - eh | Όριο θερμαντήρα - εκτονωτή |
| hot | Θερμό τμήμα αναγεννητή |
| l | Εσωτερική |
| id | Ιδανικό |
| in | Αρχικό |
| inlet | Εισερχόμενο |
| ind | Ενδεικνύμενο |
| k | Ψύκτης |
| K | Εντοπισμένη πτώση πίεσης |
| kr, rk | Όριο ψύκτη - αναγεννητή |

Επεξήγηση συμβόλων

| | |
|---------|---|
| loss | Απώλειες |
| lr | Ψυχρή ροή – προς τα «δεξιά» |
| m | Μέταλλο |
| max | Μέγιστο |
| mean | Μέση τιμή |
| mech | Μηχανικές απώλειες κινηματικού μηχανισμού |
| mid | Ενδιάμεσο τμήμα αναγεννητή |
| min | Ελάχιστο |
| Mr | Μεταλλικό πλέγμα αναγεννητή |
| neg | Θερμή ροή - προς το ψύκτη |
| net | Ισοδύναμο |
| O | Εξωτερική |
| out | Παραγόμενο |
| outlet | Εξερχόμενο |
| p | Έμβολο |
| part | Τμήμα του αναγεννητή |
| pos | Ψυχρή ροή - προς το θερμαντήρα |
| pump | Απώλειες λόγω της κίνησης του αερίου στο διάκενο (pumping losses) |
| Qf | Συναλλασσόμενη θερμότητα – αέριο |
| Qm | Συναλλασσόμενη θερμότητα - μέταλλο |
| r | Αναγεννητής |
| R | Διωστήρας |
| rad | Απώλειες ακτινοβολίας |
| ref | Συνθήκες αναφοράς |
| rh - hr | Όριο αναγεννητή - ψύκτη |
| Rh | Αναθέρμανση |
| rm | Πλέγμα αναγεννητή |
| rl | Θερμή ροή – προς τα «αριστερά» |
| rr | Όριο μεταξύ διαδοχικών τμημάτων του αναγεννητή |
| s | Στερεό τμήμα |
| sh | Διάκενο μεταξύ εκτοπιστή και κυλίνδρου |
| sim | Αποτέλεσμα προσομοίωσης |
| sw | Σαρώμενος όγκος |
| Sw | Παλινδρόμηση της θερμοκρασίας |
| t | Τυρβώδης ροή |
| Tf | Θερμοκρασία αερίου |
| Tm | Θερμοκρασία μεταλλικού πλέγματος |
| tot | Σύνολο |
| un | Άδηλες |
| vol | Μέσο μέγεθος κατ' όγκον |
| w | Βρεχόμενη επιφάνεια τοιχώματος |
| wr | Κενό μεταξύ δύο διαδοχικών νημάτων του αναγεννητή |

Δημοσιευμένες εργασίες στο πλαίσιο της διατριβής

- [1] E. Rogdakis, G.Dogkas and P. Bitsikas, “CFD Simulation of Vuilleumier machine”, *17th International Stirling Engine Conference*, Newcastle, UK, 24-26 August 2016
- [2] E. Rogdakis, P. Bitsikas and G. Dogkas, “Numerical Simulation of Prime Mover Stirling Engine by Finite Volume Method”, *17th International Stirling Engine Conference*, Newcastle, UK, 24-26 August 2016
- [3] E. Rogdakis, P. Bitsikas and G. Dogkas, “Three-dimensional CFD simulation of Prime Mover Stirling Engine”, *International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, IMECE 2017*, Tampa, Florida, 3-9 November 2017
- [4] E. Rogdakis, P. Bitsikas and G. Dogkas, “Study of Gas Flow through a Stirling Engine Regenerator”, *International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, IMECE 2017*, Tampa, Florida, 3-9 November 2017
- [5] E. Rogdakis, P. Bitsikas and G. Dogkas, “CFD Study of a Stirling Engine regenerator as a Porous Medium”, *eNergetics, 4th Virtual International Conference on Science, Technology and Management in Energy*, Virtual-Serbia, 25-26 October 2018
- [6] G.Dogkas, E. Rogdakis and P.Bitsikas, “3D CFD Simulation of a Vuilleumier Heat Pump”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 153, pp. 604-619, 2019
- [7] E. Rogdakis, P.Bitsikas, G.Dogkas and G. Antonakos, “Three-dimensional CFD study of a beta-type Stirling Engine”, *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 11, pp. 302-316, April 2019
- [8] G. Dogkas, P. Bitsikas, D.Tertipis and E. Rogdakis, “Vuilleumier Machine Speed Effect Investigation with CFD and Analytical Model”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 143, 2019
- [9] G-R. Domenikos, P. Bitsikas and E. Rogdakis, “Computational Analysis of Cryogenic Stirling Refrigerator”, *International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, IMECE 2019*, Salt-Lake City, Utah, 11-14 November 2019
- [10] G-R. Domenikos, P. Bitsikas and E. Rogdakis, “Thermodynamic modelling of superfluid Stirling Cryocoolers”, *International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, IMECE 2019*, Salt-Lake City, Utah, 11-14 November 2019
- [11] P.Bitsikas, E. Rogdakis and G.Dogkas, “CFD study of heat transfer in Stirling Engine regenerator”, *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 17, February 2020
- [12] P.Bitsikas, E. Rogdakis and G.Dogkas, “Numerical Study of Pressure Drop in Stirling Engine Regenerator”, *ASCE Journal of Energy Engineering*, May 2020

Παράρτημα Α: Ισοθερμοκρασιακό μοντέλο

Στο Παράρτημα Α της εργασίας παρουσιάζεται αναλυτικά η δομή και οι εξισώσεις του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου, το οποίο περιγράφηκε συνοπτικά στο Κεφάλαιο 3.1 της εργασίας. Ως δεδομένα στο ιδανικό ισοθερμοκρασιακό μοντέλο εισάγονται τα εξής:

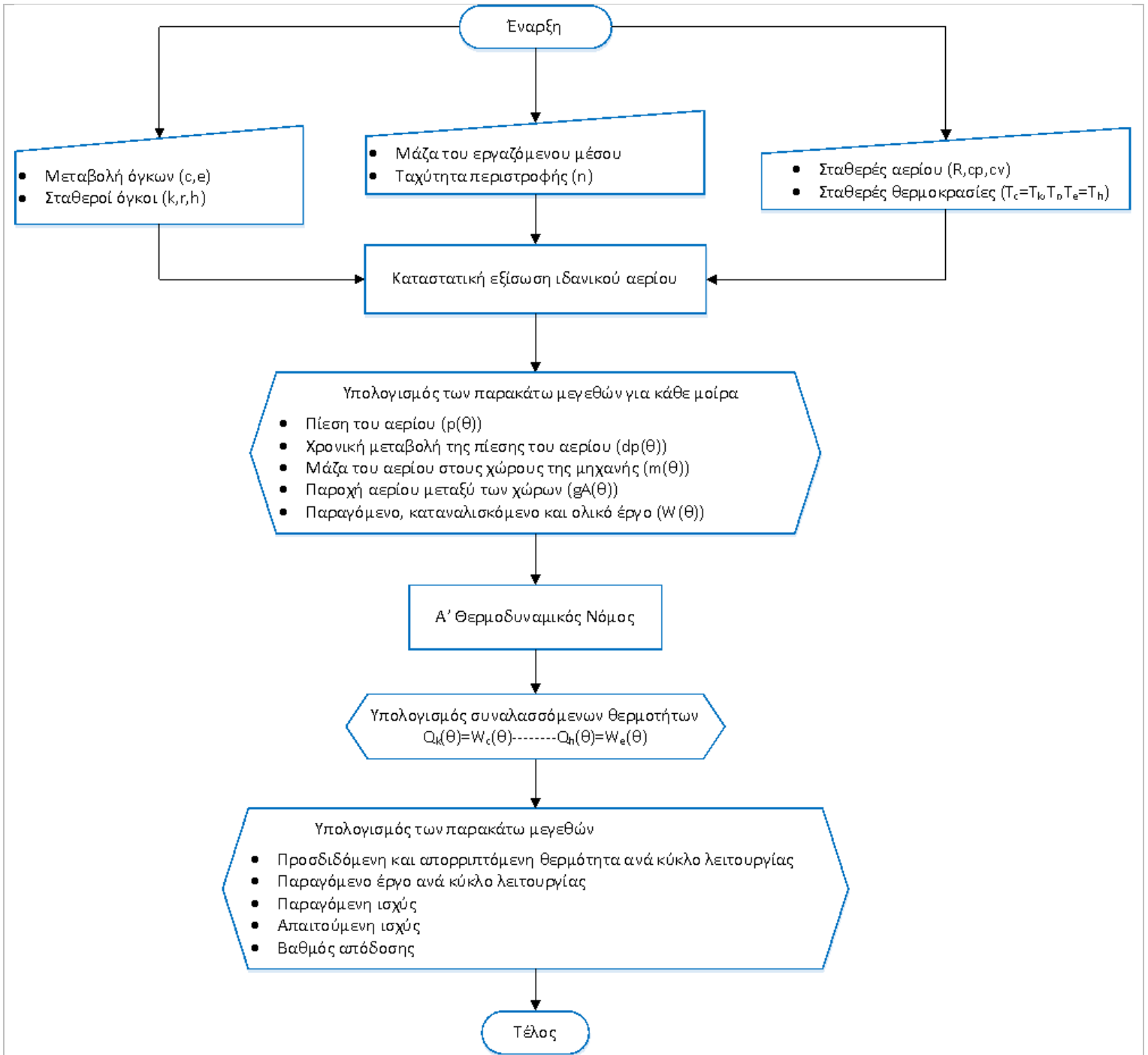
- Η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής.
- Οι εξισώσεις μεταβολής των όγκων συμπίεσης και εκτόνωσης.
- Οι όγκοι των εναλλακτών θερμότητας και του αναγεννητή.
- Οι θερμοκρασίες της πηγής και της καταβόθρας θερμότητας.
- Η συνολική μάζα του εργαζόμενου μέσου.
- Οι ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου.

Για κάθε χρονικό βήμα, υπολογίζονται τα παρακάτω μεγέθη:

- Η πίεση του εργαζόμενου μέσου.
- Η μάζα του εργαζόμενου μέσου σε κάθε χώρο της μηχανής.
- Η παροχή του εργαζόμενου μέσου στα όρια των χώρων της μηχανής.
- Το παραγόμενο έργο στο χώρο εκτόνωσης, το καταναλισκόμενο έργο στο χώρο συμπίεσης και το συνολικά παραγόμενο έργο.
- Η θερμότητα που προσδίδεται στην μηχανή είναι ίση με το έργο που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης. Αντίστοιχα, η θερμότητα που απορρίπτεται από την μηχανή μέσω του ψύκτη είναι ίση με το έργο που καταναλίσκεται στο συμπιεστή. Οι ισότητες προκύπτουν με χρήση του Α΄ Θερμοδυναμικού Νόμου, βάσει των υποθέσεων του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου.

Στο τέλος του κύκλου υπολογίζεται η προσδιδόμενη θερμότητα, η απορριπτόμενη θερμότητα και το ολικά παραγόμενο έργο. Η παραγόμενη ισχύς υπολογίζεται μέσω του παραγόμενου έργου και της ταχύτητας περιστροφής. Τέλος, υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης της μηχανής. Τα βήματα του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου παρουσιάζονται στη μορφή διαγράμματος ροής στο Σχήμα Α.1.

Παράρτημα Α – Ισοθερμοκρασιακό μοντέλο



Σχήμα Α.1: Διάγραμμα ροής του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου για μελέτη μηχανής Stirling

Η μάζα του εργαζόμενου μέσου συνολικά στην μηχανή παραμένει σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου (Εξ. (Α-1)). Η μάζα του αερίου σε κάθε χώρο υπολογίζεται μέσω της καταστατικής εξίσωσης (Εξ. (Α-2)). Από αυτές προκύπτει η Εξίσωση (Α-3) από την οποία η συνολική μάζα του εργαζόμενου μέσου εκφράζεται ως προς την πίεση, τους επιμέρους όγκους και τις θερμοκρασίες.

$$m_{tot} = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (A-1)$$

Παράρτημα Α – Ισοθερμοκρασιακό μοντέλο

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (A-2)$$

$$m_{tot} = \frac{p \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}{R} \quad (A-3)$$

Η συνολική μάζα του αερίου στον αναγεννητή υπολογίζεται αρχικά από την Εξ. (A-4). Με χρήση της καταστατικής εξίσωσης προκύπτει η Εξ. (A-5) και με ολοκλήρωση του δεξιού μέρους της η Εξ. (A-6)

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho \cdot dV_r \quad (A-4)$$

$$m_r = \frac{V_r \cdot p}{R} \cdot \int_0^{L_r} \frac{1}{(T_h - T_k) \cdot x + T_k \cdot L_r} \cdot dx \quad (A-5)$$

$$m_r = \frac{V_r \cdot p \cdot \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{R \cdot (T_h - T_k)} \quad (A-6)$$

Η μέση ενεργός θερμοκρασία του αναγεννητή ορίζεται έτσι ώστε να ικανοποιείται η καταστατική εξίσωση (Εξ. A-7).

$$m_r = \frac{V_r \cdot p}{R \cdot T_r} \quad (A-7)$$

Μέσω της ισότητας των Εξ. (A-6) και (A-7), προκύπτει ο υπολογισμός της ενεργού θερμοκρασίας στον αναγεννητή, Εξ. (A-8). Η διαφορά της μέσης και της ενεργού θερμοκρασίας του αερίου στον αναγεννητή έχει περιγραφεί στο Κεφάλαιο 3.1.

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (A-8)$$

Επιλύοντας την Εξ. (A-3) ως προς την πίεση, προκύπτει η Εξ. (A-9). Βάσει των υποθέσεων του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου, η πίεση για κάθε γωνία στροφάλου υπολογίζεται από τις αντίστοιχες τιμές των όγκων στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης.

$$p = m_{tot} \cdot R \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (A-9)$$

Το ολικό παραγόμενο έργο σε έναν κύκλο λειτουργίας είναι το άθροισμα του έργου που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης και του έργου που καταναλίσκεται στο χώρο συμπίεσης. Υπολογίζεται από την Εξ. (A-10).

$$W = W_c + W_e = \int p \cdot dV_e + \int p \cdot dV_c = p \cdot \int \left(\frac{dV_e}{d\theta} + \frac{dV_c}{d\theta} \right) \cdot d\theta \quad (A-10)$$

Η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας εκφράζεται μέσω της Εξ. (A-11). Το άθροισμα του ρυθμού της ενέργειας που προσδίδεται στο κελί και του ρυθμού της καθαρής εισερχόμενης ενθαλπίας ισούται με το άθροισμα του ρυθμού παραγωγής έργου και του ρυθμού αύξησης της εσωτερικής ενέργειας του κελιού. Για σχηματική αναπαράσταση της ισότητας, ο αναγνώστης παραπέμπεται στο Τμήμα 3.1.2 της εργασίας και την περιγραφή του γενικευμένου κελιού της μηχανής Stirling.

$$DQ + (cp \cdot T_{inlet} \cdot gA_{inlet} - cp \cdot T_{outlet} \cdot gA_{outlet}) = DW + cv \cdot D(m \cdot T) \quad (A-11)$$

Βάσει του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου, η θερμοκρασίες του αερίου στα άκρα των εναλλακτών είναι σταθερές και ίσες μεταξύ τους (Εξ. (A-12))

$$\begin{aligned} T_{k,inlet} &= T_{k,outlet} = T_k \\ T_{h,inlet} &= T_{h,outlet} = T_h \end{aligned} \quad (A-12)$$

Λόγω της Εξ. (A-12), η Εξ. (A-11) μετατρέπεται στην Εξ. (A-13).

$$DQ = -cp \cdot T (gA_{inlet} - gA_{outlet}) + DW + cv \cdot T \cdot Dm \quad (A-13)$$

Η διαφορά μεταξύ των παροχών του εισερχόμενου και του εξερχόμενου αερίου σε έναν χώρο είναι ίση με το ρυθμό μεταβολής της μάζας του αερίου στο χώρο αυτόν (Εξ. (A-14)).

$$gA_{inlet} - gA_{outlet} = Dm \quad (A-14)$$

Μέσω της Εξ. (A-14), η Εξ. (A-13) μετατρέπεται στην Εξ. (A-15).

$$DQ = DW - R \cdot T \cdot Dm \quad (A-15)$$

Καθώς το εργαζόμενο μέσο είναι ιδανικό αέριο, ισχύει η Εξ. (A-16).

$$R = cp - cv \quad (A-16)$$

Μέσω της ολοκλήρωσης για έναν κύκλο λειτουργίας, η προσδιδόμενη και η απορριπτόμενη θερμότητα υπολογίζονται μέσω της Εξ. (A-17).

$$Q = \oint DQ = \oint DW - R \cdot T \cdot \oint Dm \quad (A-17)$$

Έχοντας υποθέσει πως έχουν επιτευχθεί σταθερές συνθήκες λειτουργίας, η μάζα του αερίου στο τέλος του κύκλου λειτουργίας είναι ίση με την μάζα του αερίου στην αρχή του κύκλου για κάθε χώρο της μηχανής. Από την Εξ. (A-17) προκύπτουν τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην Εξ. (A-18). Η προσδιδόμενη και η απορριπτόμενη θερμότητα είναι ίσες με το παραγόμενο έργο στον εκτονωτή και το καταναλισκόμενο έργο στο συμπιεστή αντίστοιχα. Από τις ισότητες προκύπτει πως δεν υπάρχει μεταφορά θερμότητας μέσω των εναλλακτών, αλλά μέσω των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης. Το συμπέρασμα αυτό είναι μη ρεαλιστικό, αλλά οφείλεται στην παραδοχή περί σταθερής θερμοκρασίας στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης.

Παράρτημα Α – Ισοθερμοκρασιακό μοντέλο

$$\begin{aligned}
 Q_e &= W_e \\
 Q_c &= W_c \\
 Q_h &= 0 \\
 Q_k &= 0
 \end{aligned}
 \tag{A-18}$$

Ο βαθμός απόδοσης κατά το ιδανικό ισοθερμοκρασιακό μοντέλο είναι ίσος με τον ιδανικό βαθμό απόδοσης βάσει του κύκλου Carnot, (Εξ. (A-19)). Οι απαιτούμενες εξισώσεις για το ιδανικό θερμοκρασιακό μοντέλο παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πίνακα Α-1.

$$\eta = 1 - \frac{T_k}{T_h}
 \tag{A-19}$$

Πίνακας Α-1: Εξισώσεις ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης μηχανής Stirling [5]

| | |
|---|--|
| $ p = M \cdot R \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} $ | Υπολογισμός Πίεσης |
| $ Q_e = W_e = p \cdot \int \frac{dV_e}{d\theta} \cdot d\theta > 0 $ | Υπολογισμός προσδιδόμενης θερμότητας και έργου στο χώρο εκτόνωσης |
| $ Q_c = W_c = p \cdot \int \frac{dV_c}{d\theta} \cdot d\theta < 0 $ | Υπολογισμός απορριπτόμενης θερμότητας και έργου στο χώρο συμπίεσης |
| $ W = W_e + W_c > 0 $ | Υπολογισμός ολικού έργου |
| $ e = \frac{W}{Q} = \frac{W}{W_e} $ | Υπολογισμός βαθμού απόδοσης |

Παράρτημα Β: Ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο

Το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο παρουσιάστηκε συνοπτικά στο Κεφάλαιο 3.2 και παρουσιάζεται αναλυτικότερα στο Παράρτημα Β. Ως δεδομένα στο ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο εισάγονται τα εξής:

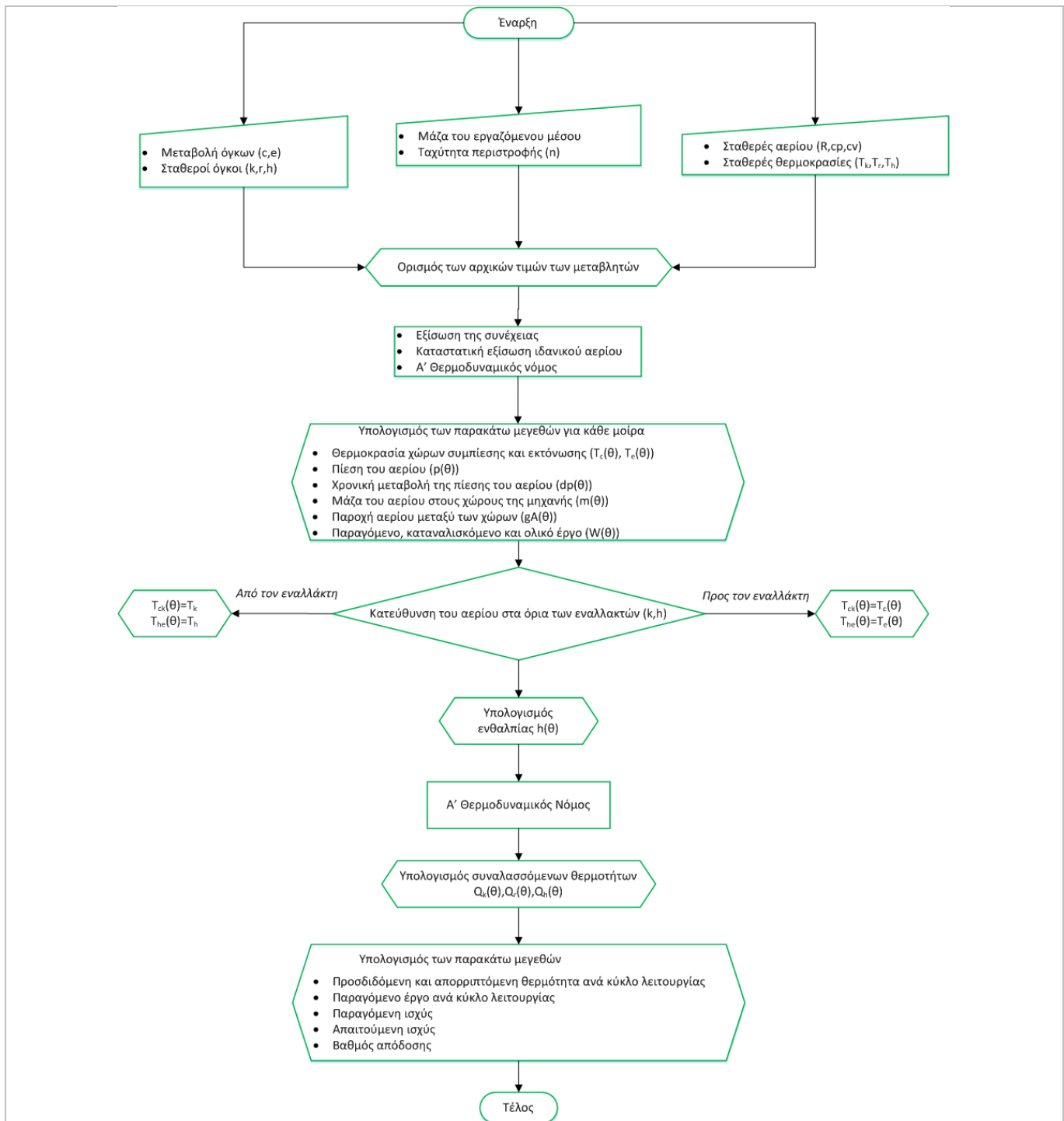
- Η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής.
- Οι εξισώσεις μεταβολής των όγκων συμπίεσης και εκτόνωσης και οι όγκοι των εναλλακτών και του αναγεννητή.
- Οι θερμοκρασίες της πηγής και της καταβόθρας θερμότητας.
- Η συνολική μάζα του εργαζόμενου μέσου.
- Οι ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου.

Οι τιμές των μεταβλητών αρχικοποιούνται βάσει της καταστατικής εξίσωσης και του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου. Για κάθε χρονικό βήμα του κύκλου υπολογίζονται τα εξής:

- Η πίεση του εργαζόμενου μέσου.
- Η θερμοκρασία του αερίου στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης.
- Η μάζα του εργαζόμενου αερίου σε κάθε χώρο της μηχανής.
- Η παροχή του εργαζόμενου μέσου στα όρια των χώρων της μηχανής.
- Το παραγόμενο έργο στο χώρο εκτόνωσης, το καταναλισκόμενο έργο στο χώρο συμπίεσης και το συνολικά παραγόμενο έργο.
- Η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στα όρια του χώρου συμπίεσης με το ψύκτη και του χώρου εκτόνωσης με το θερμαντήρα. Η θερμοκρασία εξαρτάται από την κατεύθυνση της ροής.
- Η θερμότητα που προσδίδεται στην μηχανή μέσω του θερμαντήρα και η θερμότητα που απορρίπτεται από την μηχανή μέσω του ψύκτη, με χρήση του Α' Θερμοδυναμικού Νόμου.

Όταν επιτευχθεί η σύγκλιση του μοντέλου, υπολογίζεται το συνολικά παραγόμενο έργο και η απαιτούμενη θερμότητα για έναν κύκλο λειτουργίας, η ισχύς της μηχανής και ο βαθμός απόδοσής της. Η διαδικασία επίλυσης του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου απεικονίζεται με χρήση διαγράμματος ροής στο Σχήμα Β.1.

Παράρτημα Β – Ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο



Σχήμα Β.1: Διάγραμμα ροής ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου για μελέτη μηχανής Stirling

Η εξίσωση της ενέργειας για κάθε χώρο της μηχανής κατά το αδιαβατικό μοντέλο δίνεται από την Εξ. (B-1). Η διαφορά με το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο οφείλεται στην εφαρμογή της και στις παραδοχές που λαμβάνονται υπόψη. Το αέριο θεωρείται ιδανικό (Εξ. (B-2)). Για το ιδανικό αέριο, οι θερμοχωρητικότητες υπό σταθερή πίεση και όγκο συνδέονται μέσω των σχέσεων στην Εξ. (B-3).

$$dQ + (cp \cdot T_i \cdot gA_{inlet} - cp \cdot T_o \cdot gA_{outlet}) = dW + cv \cdot d(m \cdot T) \quad (B-1)$$

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (B-2)$$

$$cp - cv = R$$

$$cp = \frac{R \cdot \gamma}{\gamma - 1}$$

$$cv = \frac{R}{\gamma - 1}$$

$$\gamma = \frac{cp}{cv}$$

(B-3)

Εάν η καταστατική εξίσωση λογαριθμηθεί, τότε λαμβάνουμε την Εξ. (B-4).

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{R \cdot T} \quad (B-4)$$

Όπως και στο ισοθερμοκρασιακό μοντέλο, η συνολική μάζα του αερίου εντός της μηχανής παραμένει σταθερή κατά τη διάρκεια του κύκλου (Εξ. (B-5)). Διαφορίζοντας την Εξ. (B-5) προκύπτει η Εξ. (B-6).

$$m_{tot} = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (B-5)$$

$$Dm_c + Dm_k + Dm_r + Dm_h + Dm_e = 0 \quad (B-6)$$

Ο ψύκτης, ο θερμοαντλήρας και ο αναγεννητής έχουν σταθερό όγκο και θερμοκρασία κατά τη διάρκεια του κύκλου. Για τους χώρους αυτούς, η Εξ. (B-6) μετατρέπεται στην Εξ. (B-7).

$$\frac{Dp}{p} = \frac{Dm}{m} \quad (B-7)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (B-6) και (B-7) προκύπτει η Εξ. (B-8). Μέσω της καταστατικής εξίσωσης, αυτή μετατρέπεται στην Εξ. (B-9).

$$Dm_c + Dp \cdot \left(\frac{m_k}{p} + \frac{m_r}{p} + \frac{m_h}{p} \right) + Dm_e = 0 \quad (B-8)$$

$$Dm_c + \frac{Dp}{R} \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + Dm_e = 0 \quad (B-9)$$

Στο χώρο συμπίεσης δεν υπάρχει είσοδος αερίου. Η εξίσωση της ενέργειας μετατρέπεται στην Εξ. (B-10).

$$DQ_c - cp \cdot T_{ck} \cdot gA_{ck} = DW_c + cv \cdot D(m_c \cdot T_c) \quad (B-10)$$

Καθώς οι χώροι συμπίεσης και εκτόνωσης είναι αδιαβατικοί, ισχύει η Εξ. (B-11).

$$DQ_c = 0$$

$$DQ_e = 0$$

(B-11)

Ο ρυθμός μεταβολής του έργου υπολογίζεται από την Εξ. (B-12).

Παράρτημα Β – Ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο

$$DW_c = p \cdot DV_c \quad (B-12)$$

Από τις Εξ. (B-10) – (B-12), λαμβάνεται η Εξ. (B-13).

$$cp \cdot T_{ck} \cdot gA_{ck} = p \cdot DV_c + cv \cdot D(m_c \cdot T_c) \quad (B-13)$$

Από την Εξ. (B-13) και με χρήση των Εξ. (B-2) και Εξ. (B-3), προκύπτει η Εξ. (B-14) η οποία υπολογίζει το ρυθμό μεταβολής της μάζας στο χώρο συμπίεσης.

$$\begin{aligned} \frac{R \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot T_{ck} \cdot Dm_c &= p \cdot DV_c + \frac{R}{\gamma - 1} \cdot \frac{1}{R} \cdot D(p \cdot V_c) \\ Dm_c &= \frac{1}{R \cdot T_{ck}} \cdot \left[\frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot DV_c + \frac{1}{\gamma} \cdot D(p \cdot V_c) \right] \\ Dm_c &= \frac{1}{R \cdot T_{ck}} \cdot \left[p \cdot DV_c - \frac{1}{\gamma} \cdot p \cdot DV_c + \frac{1}{\gamma} \cdot (p \cdot DV_c + V_c \cdot Dp) \right] \\ Dm_c &= \frac{\left(p \cdot DV_c + V_c \cdot \frac{Dp}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{ck}} \end{aligned} \quad (B-14)$$

Ομοίως, ο ρυθμός μεταβολής της μάζας για το χώρο εκτόνωσης υπολογίζεται από την Εξ. (B-15).

$$Dm_e = \frac{\left(p \cdot DV_e + V_e \cdot \frac{Dp}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{he}} \quad (B-15)$$

Αντικαθιστώντας τις Εξ. (B-14) και (B-15) στην Εξ. (3-31) προκύπτει η Εξ. (B-16).

$$Dp = \frac{-\gamma \cdot p \cdot \left(\frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_c} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_e}} \quad (B-16)$$

Η πίεση του εργαζόμενου μέσου και η μάζα του εργαζόμενου μέσου στο συμπιεστή μπορούν να υπολογισθούν μέσω των Εξ. (B-14) και (B-16). Μέσω της καταστατικής εξίσωσης (Εξ. (B-2)) και της εξίσωσης διατήρησης της μάζας (Εξ. (B-6)) υπολογίζονται οι υπόλοιπες μεταβλητές. Οι τιμές των θερμοκρασιών του αερίου στα όρια του συμπιεστή με το ψύκτη και του εκτονωτή με το θερμαντήρα εξαρτώνται από την κατεύθυνση της ροής του εργαζόμενου μέσου και υπολογίζονται από τις Εξ. (B-17) και (B-18) αντίστοιχα.

$$T_{ck} = T_c \mid gA_{ck} \geq 0 \quad (B-17)$$

$$T_{ck} = T_k \mid gA_{ck} < 0$$

$$T_{he} = T_h \mid gA_{he} \geq 0 \quad (B-18)$$

$$T_{he} = T_e \mid gA_{he} < 0$$

Για τον υπολογισμό της παροχής του εργαζόμενου μέσου, χρησιμοποιείται η εξίσωση της συνέχειας (Εξ. (B-19)), η οποία εφαρμόζεται σε όλα τα όρια μεταξύ των χώρων της μηχανής (Εξ. (B-20)).

$$Dm = gA_{inlet} - gA_{outlet} \quad (B-19)$$

$$\begin{aligned}
 gA_{ck} &= Dm_c \\
 gA_{kr} &= gA_{ck} - Dm_k \\
 gA_{rh} &= gA_{kr} - Dm_r \\
 gA_{he} &= gA_{rh} - Dm_h
 \end{aligned}
 \tag{B-20}$$

Το ολικά παραγόμενο έργο είναι το άθροισμα του έργου που παράγεται στο χώρο εκτόνωσης και του έργου που καταναλίσκεται στο χώρο συμπίεσης (Εξ. (B-21)).

$$dW = p \cdot DV_e + p \cdot DV_c \tag{B-21}$$

Από την εξίσωση της ενέργειας (Εξ. (B-1)) και τις Εξ. (B-2) και (B-3), για τους εναλλάκτες και τον αναγεννητή προκύπτει η Εξ. (B-22).

$$\begin{aligned}
 DQ + (cp \cdot T_i \cdot gA_{inlet} - cp \cdot T_o \cdot gA_{outlet}) &= p \cdot DV + \frac{cv}{R} \cdot (p \cdot DV + V \cdot Dp) \\
 DQ + (cp \cdot T_i \cdot gA_{inlet} - cp \cdot T_o \cdot gA_{outlet}) &= p \cdot DV \cdot \left(1 + \frac{cv}{R}\right) + \frac{cv}{R} \cdot V \cdot Dp \\
 DQ + (cp \cdot T_i \cdot gA_{inlet} - cp \cdot T_o \cdot gA_{outlet}) &= \frac{1}{R} \cdot (cp \cdot p \cdot DV + cv \cdot V \cdot Dp)
 \end{aligned}
 \tag{B-22}$$

Από την Εξ. (B-22) οι ρυθμοί της συναλλασσόμενης θερμότητας για το ψύκτη, τον αναγεννητή και το θερμαντήρα υπολογίζονται από τις Εξ. (B-23), (B-24) και (B-25) αντίστοιχα.

$$DQ_k = V_k \cdot Dp \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (T_{ck} \cdot gA_{ck} - T_{kr} \cdot gA_{kr}) \tag{B-23}$$

$$DQ_r = V_r \cdot Dp \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (T_{kr} \cdot gA_{kr} - T_{rh} \cdot gA_{rh}) \tag{B-24}$$

$$DQ_h = V_h \cdot Dp \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (T_{rh} \cdot gA_{rh} - T_{he} \cdot gA_{he}) \tag{B-25}$$

Οι θερμοκρασίες στο ψυχρό και το θερμό άκρο του αναγεννητή υπολογίζονται μέσω των Εξ. (B-26) και (B-27) αντίστοιχα.

$$T_{kr} = T_k \tag{B-26}$$

$$T_{rh} = T_h \tag{B-27}$$

Οι τελικές εξισώσεις επίλυσής του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πίνακα Β-1.

Παράρτημα Β – Ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο

Πίνακας Β-1: Εξισώσεις ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης μηχανής Stirling [5]

| | |
|---|--|
| $Dp = \frac{-\gamma \cdot p \cdot \left(\frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_c} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_e}}$ | Υπολογισμός Πίεσης |
| $Dm_c = \frac{\left(p \cdot DV_c + V_c \cdot \frac{Dp}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{ck}}$ | Υπολογισμός Μαζών |
| $m_k = \frac{p \cdot V_k}{R \cdot T_k}$ | |
| $m_r = \frac{p \cdot V_r}{R \cdot T_r}$ | |
| $m_h = \frac{p \cdot V_h}{R \cdot T_h}$ | |
| $m_e = M - (m_c + m_k + m_r + m_h)$ | |
| $T_c = \frac{p \cdot V_c}{R \cdot m_c}$ | Υπολογισμός Θερμοκρασιών στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης |
| $T_e = \frac{p \cdot V_e}{R \cdot m_e}$ | |
| $Dm_k = m_k \cdot \frac{Dp}{p}$ | Υπολογισμός ρυθμών μεταβολής της μάζας |
| $Dm_r = m_r \cdot \frac{Dp}{p}$ | |
| $Dm_h = m_h \cdot \frac{Dp}{p}$ | |
| $gA_{ck} = Dm_c$ $gA_{kr} = gA_{ck} - Dm_k$ $gA_{rh} = gA_{kr} - Dm_r$ $gA_{he} = gA_{rh} - Dm_h$ | Υπολογισμός παροχών μάζας διαμέσω των διαχωριστικών επιφανειών |
| $T_{ck} = T_c \mid gA_{ck} \geq 0$ $T_{ck} = T_k \mid gA_{ck} < 0$ | Συνθήκες θερμοκρασιών στα όρια των εναλλακτών |
| $T_{he} = T_h \mid gA_{he} \geq 0$ $T_{he} = T_e \mid gA_{he} < 0$ | |
| $DW = p \cdot DV_e + p \cdot DV_c$ | Υπολογισμός έργου |
| $DQ_k = V_k \cdot Dp \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (T_{ck} \cdot gA_{ck} - T_{kr} \cdot gA_{kr})$ $DQ_r = V_r \cdot Dp \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (T_{kr} \cdot gA_{kr} - T_{rh} \cdot gA_{rh})$ $DQ_h = V_h \cdot Dp \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (T_{rh} \cdot gA_{rh} - T_{he} \cdot gA_{he})$ | Υπολογισμός συναλλασσόμενων θερμοτήτων |

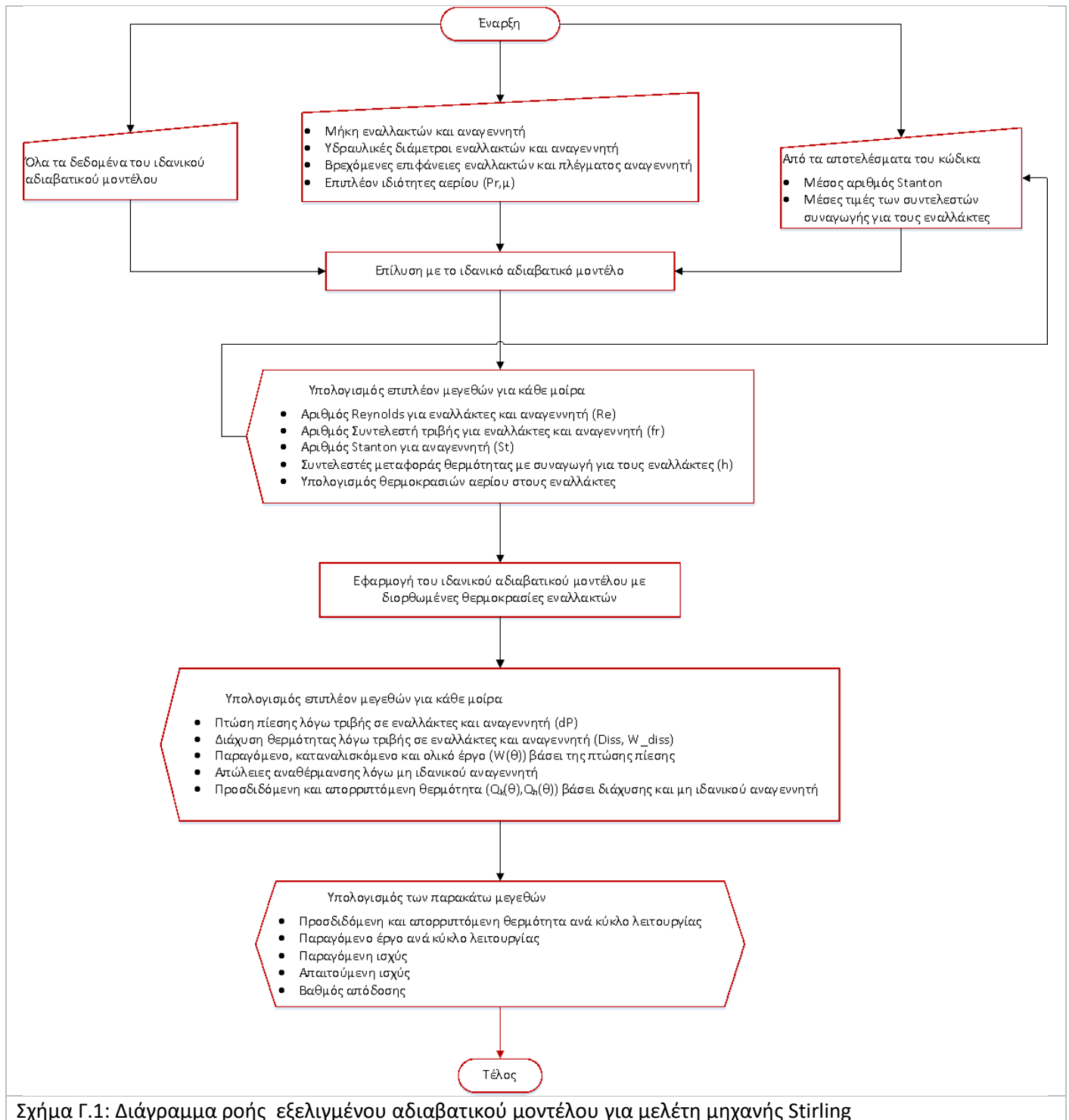
Παράρτημα Γ: Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο

Το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο παρουσιάσθηκε συνοπτικά στο Κεφάλαιο 3.3. Παρουσιάζεται αναλυτικά στο Παράρτημα Γ της εργασίας. Απαιτούνται κάποια επιπλέον δεδομένα σε σχέση με το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο, τα οποία σχετίζονται κυρίως με γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών και του αναγεννητή, αλλά και με ιδιότητες του αερίου. Τα βήματα του εξελιγμένου μοντέλου περιγράφονται παρακάτω:

- Επίλυση του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου.
- Υπολογισμός των αριθμών Reynolds και των συντελεστών τριβής για τους εναλλάκτες και τον αναγεννητή.
- Υπολογισμός των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας μέσω συναγωγής για το θερμαντήρα και το ψύκτη.
- Υπολογισμός των θερμοκρασιών του εργαζόμενου μέσου στο θερμαντήρα και το ψύκτη.
- Επίλυση του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου με χρήση των μεταβλητών θερμοκρασιών στους εναλλάκτες.
- Υπολογισμός της πτώσης πίεσης του αερίου στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή λόγω τριβής.
- Υπολογισμός της διαχεόμενης θερμότητας στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή λόγω της πτώσης πίεσης.
- Υπολογισμός του ανά μοίρα παραγόμενου έργου και της προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας.

Τα βήματα του εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου παρουσιάζονται με χρήση διαγράμματος ροής στο Σχήμα Γ.1.

Παράρτημα Γ – Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο



Σχήμα Γ.1: Διάγραμμα ροής εξελιγμένου αδιαβατικού μοντέλου για μελέτη μηχανής Stirling

Μετά τη σύγκλιση του κώδικα, υπολογίζεται το παραγόμενο έργο, η προσδιδόμενη και η απορριπτόμενη θερμότητα καθώς και η ισχύς της μηχανής και ο βαθμός απόδοσης. Ο αριθμός Reynolds της ροής στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-1). Η σχέση αυτή εφαρμόζεται σε κάθε χώρο.

$$Re = \frac{|gA| \cdot dh}{\mu \cdot A} \quad (\Gamma-1)$$

Παράρτημα Γ – Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο

Για αριθμό Reynolds μικρότερο από 2000, η ροή στους εναλλάκτες θεωρείται στρωτή. Για Reynolds μεγαλύτερο από 4000 η ροή θεωρείται τυρβώδης, ενώ για ενδιάμεσες τιμές του Reynolds η ροή θεωρείται μεταβατική. Ο συντελεστής τριβής για το ψύκτη και το θερμαντήρα υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-2). Ο αντίστοιχος συντελεστής τριβής για τον αναγεννητή υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-3).

$$\begin{aligned}fr &= \frac{16}{Re}, \{Re < 2000\} \\fr &= 7.3439 \cdot 10^{-4} \cdot Re^{0.3142}, \{2000 \leq Re \leq 4000\} \\fr &= 0.0791 \cdot Re^{-0.25}, \{Re > 4000\}\end{aligned}\tag{Γ-2}$$

$$fr = \frac{54}{Re} + 1.43 \cdot Re^{-0.52}\tag{Γ-3}$$

Η συναλλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή βάσει του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου υπολογίζεται από τη διαφορά των ενθαλιπών που εισέρχονται και εξέρχονται από το χώρο. Εάν ληφθεί υπόψιν το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή, μπορεί να εφαρμοσθεί η σχέση της μεταφοράς θερμότητας μέσω συναγωγής (Εξ. (Γ-4)).

$$\begin{aligned}Q &= gA \cdot cp \cdot (T_{h-1} - T_{h-2}) = 2 \cdot h \cdot Aw \cdot \Delta T \\ \Delta T &= T_{r,m} - T_{r,f}\end{aligned}\tag{Γ-4}$$

Ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-5). Συνδυάζοντάς την με την Εξ. (Γ-4), προκύπτει η Εξ. (Γ-6).

$$\varepsilon = \frac{T_{h-1} - T_{h-2}}{T_{h-1} - T_{c-2}} = \frac{1}{1 + 2 \cdot \frac{\Delta T}{T_{h-1} - T_{h-2}}}\tag{Γ-5}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{cp \cdot gA}{h \cdot Aw}}\tag{Γ-6}$$

Ο αριθμός των μονάδων μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται βάσει της Εξ. (Γ-7). Συνδυάζοντας τις Εξ. (Γ-6) και Εξ. (Γ-7), ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή συνδέεται με τον αριθμό των μονάδων μεταφοράς θερμότητας (Εξ. (Γ-8)).

$$NTU = \frac{h \cdot Aw}{cp \cdot gA}\tag{Γ-7}$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}\tag{Γ-8}$$

Ο αριθμός Stanton της ροής του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-9). Ο αριθμός Prandtl θεωρείται ίσος με 0.67.

$$St = 0.49 \cdot \frac{Re^{-0.46}}{Pr}\tag{Γ-9}$$

Παράρτημα Γ – Εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο

Ο αριθμός των μονάδων μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή υπολογίζεται μέσω του μέσου αριθμού Stanton και της γεωμετρίας του αναγεννητή βάσει της Εξ. (Γ-10). Ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή υπολογίζεται με συνδυασμό των Εξ. (Γ-8), (Γ-9) και (Γ-10). Για τη GM GPU-3, ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή είναι ίσος με 98.3%.

$$NTU = \overline{St} \cdot \frac{Aw}{2 \cdot A} \quad (\Gamma-10)$$

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στο θερμαντήρα και το ψύκτη υπολογίζεται μέσω της κοινής Εξίσωσης (Γ-11). Η συναλασσόμενη θερμότητα συνδέεται μέσω του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και των τοιχωμάτων στους εναλλάκτες με χρήση της Εξ. (Γ-12). Οι συναλασσόμενες θερμότητες έχουν υπολογισθεί σύμφωνα με το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο.

$$h = \frac{fr \cdot cp \cdot \mu}{2 \cdot dh \cdot Pr} \quad (\Gamma-11)$$

$$Q = h \cdot Aw \cdot (T_w - T) \quad (\Gamma-12)$$

Η θερμοκρασία των τοιχωμάτων στο θερμαντήρα και το ψύκτη είναι σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου. Η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-13). Μετά από τον υπολογισμό της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου στους εναλλάκτες, επαναλαμβάνεται η εκτέλεση του ιδανικού αδιαβατικού κώδικα με δεδομένες τις μεταβαλλόμενες θερμοκρασίες στο ψύκτη.

$$T = T_w - \frac{Q}{h \cdot Aw} \quad (\Gamma-13)$$

Η πτώση πίεσης του εργαζόμενου μέσου λόγω τριβής στους σωλήνες των εναλλακτών και τον αναγεννητή υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-14).

$$dp = \frac{2 \cdot Cf \cdot \mu \cdot gA \cdot L^2}{m \cdot dh^2} \quad (\Gamma-14)$$

$$Cf = fr \cdot Re$$

Η διαχεόμενη ισχύς που προκαλείται από την τριβή του αερίου υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-15). Η ισοδύναμη διαχεόμενη θερμότητα υπολογίζεται από την Εξ. (Γ-16).

$$Diss = \frac{dp \cdot gA \cdot V}{m} \quad (\Gamma-15)$$

$$W_{diss} = \left| \frac{dp \cdot gA \cdot V}{m \cdot (360 \cdot f)} \right| \quad (\Gamma-16)$$

Η πτώση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου προκαλεί μείωση του παραγόμενου έργου. Ο υπολογισμός του ολικού παραγόμενου έργου κατά το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο υπολογίζεται βάσει της Εξ. (Γ-17).

$$\begin{aligned} DW_c &= p \cdot DV_c \\ DW_e &= [p - (d p_k + d p_r + d p_h)] \cdot DV_e \\ DW &= DW_c + DW_e = p \cdot DV_c + [p - (d p_k + d p_r + d p_h)] \cdot DV_e \end{aligned} \quad (\Gamma-17)$$

Η ύπαρξη του μη ιδανικού αναγεννητή και ο υπολογισμός της διαχεόμενης θερμότητας μεταβάλλουν τις τιμές της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας σε σχέση με το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο. Ο υπολογισμός της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας δίνεται από την Εξ. (Γ-18). Η θερμότητα που υπολογίζεται κατά το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο σημειώνεται με το δείκτη "id". Η τιμή της ανά μοίρα θερμότητας που προσδίδεται στην μηχανή ή απορρίπτεται από αυτήν εξαρτάται από την κατεύθυνση της ροής του εργαζόμενου μέσου. Ως αντιπροσωπευτικό μέγεθος θεωρείται η παροχή του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή, ο οποίος αντιστοιχεί στο μέσο της μηχανής.

Η παραγωγή θερμότητας λόγω της τριβής του αερίου στα τοιχώματα του θερμαντήρα θεωρείται πως μειώνει την ανάγκη του εργαζόμενου μέσου να λάβει θερμότητα από εξωτερική πηγή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου. Όταν το αέριο κατευθύνεται από τον αναγεννητή προς το θερμαντήρα, η απαιτούμενη θερμότητα αυξάνεται κατά το ποσό της θερμότητας που αντιστοιχεί στην μη ιδανική απόδοση του αναγεννητή (απώλειες αναθέρμανσης) ενώ μειώνεται κατά το ποσό της διαχεόμενης θερμότητας στον αναγεννητή, καθώς θεωρείται πως λόγω της κατεύθυνσης της ροής η θερμότητα που δημιουργείται λόγω της τριβής του αερίου στον αναγεννητή μεταφέρεται στο θερμαντήρα. Αντίθετα, η επίδραση της μη ιδανικής απόδοσης του αναγεννητή και της διαχεόμενης θερμότητας επιδρούν προς την ίδια κατεύθυνση σχετικά με την απορριπτόμενη θερμότητα. Η θερμότητα που δημιουργείται λόγω της πτώσης πίεσης του αερίου στο ψύκτη απορρίπτεται μέσω του ψύκτη καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου. Όταν το αέριο κατευθύνεται από τον αναγεννητή προς το ψύκτη, προστίθενται επιπλέον η θερμότητα που οφείλεται στις απώλειες αναθέρμανσης λόγω του μη ιδανικού αναγεννητή και η διαχεόμενη θερμότητα στον αναγεννητή.

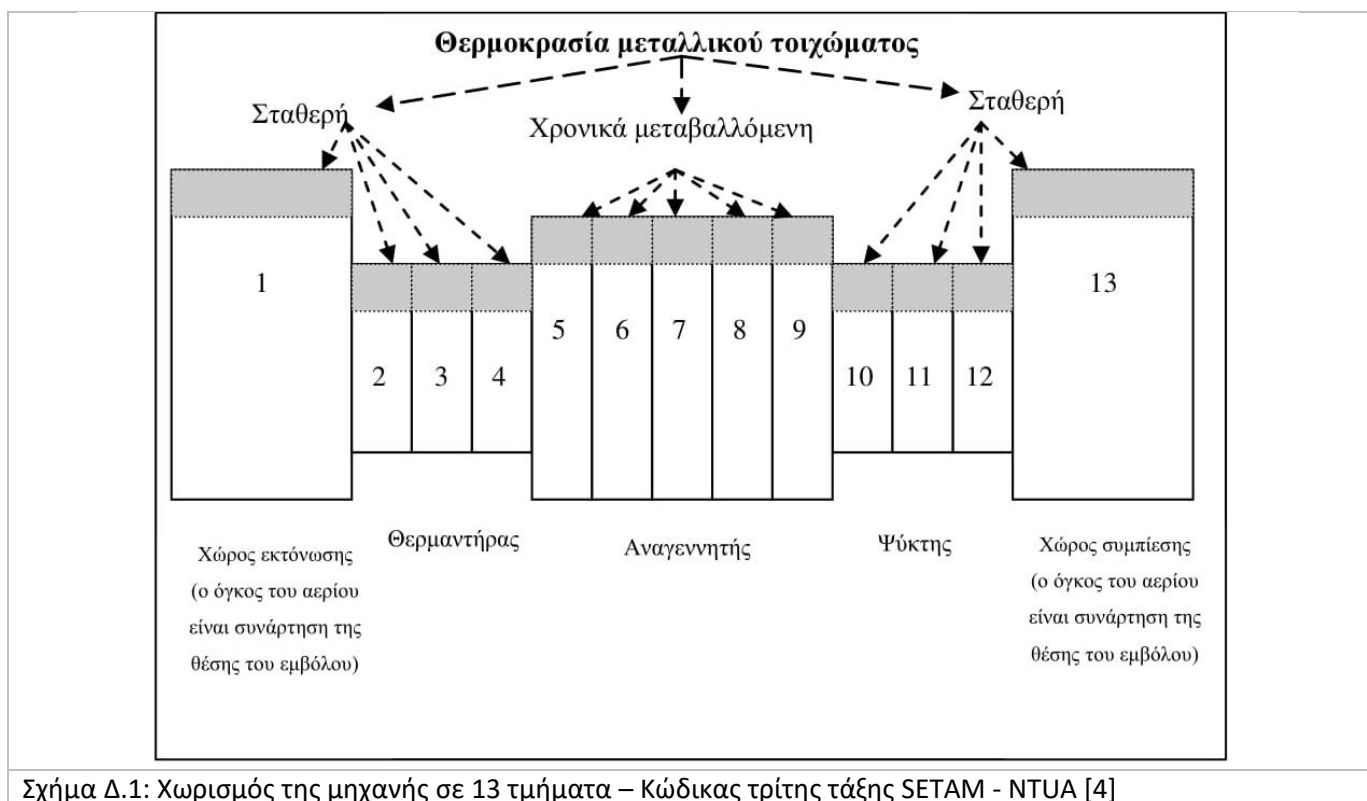
$$\begin{aligned} Q_h &= Q_{h,id} + (1 - \varepsilon_r) \cdot Q_{r,id} - W_{diss,h} - W_{diss,r}, \{gA_r \geq 0\} \\ Q_h &= Q_{h,id} - W_{diss,h}, \{gA_r < 0\} \end{aligned} \quad (\Gamma-18)$$

$$\begin{aligned} Q_k &= Q_{k,id} + W_{diss,k}, \{gA_r \geq 0\} \\ Q_k &= Q_{k,id} + (1 - \varepsilon_r) \cdot Q_{r,id} + W_{diss,k} + W_{diss,r}, \{gA_r < 0\} \end{aligned}$$

Παράρτημα Δ: Ο κώδικας τρίτης τάξης SETAM - NTUA

Στο Παράρτημα Δ της εργασίας περιγράφεται συνοπτικά ο κώδικας SETAM – NTUA, ο οποίος αποτελεί μία μέθοδο μελέτης μηχανών Stirling τρίτης τάξης. Ο κώδικας έχει περιγραφεί συνοπτικά στο Κεφάλαιο 3.4 της εργασίας. Λόγω της έκτασής τους, δεν θα παρουσιαστούν οι εξισώσεις του κώδικα SETAM-NTUA. Για αναλυτική περιγραφή των τμημάτων του κώδικα, ο αναγνώστης παραπέμπεται στη διδακτορική διατριβή του Δρ. Γ. Αντωνάκου. [4]

Σύμφωνα με το SETAM, η μηχανή χωρίζεται σε δεκατρείς (13) όγκους ελέγχου, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα Δ.1. Οι χώροι συμπίεσης και εκτόνωσης μελετώνται ως ένας χώρος έκαστος. Ο ψύκτης και ο θερμαντήρας διαχωρίζονται σε τρία (3) τμήματα, ενώ ο αναγεννητής χωρίζεται σε πέντε (5) τμήματα. Τα τοιχώματα των χώρων περιγράφονται ως δεκατρείς (13) επιπλέον όγκοι ελέγχου. Οι τιμές των θερμοκρασιών, της μάζας του εργαζόμενου μέσου και της πίεσης υπολογίζονται με χρήση των εξισώσεων της διατήρησης της μάζας, της ορμής και της ενέργειας.



Οι βασικές υποθέσεις που λαμβάνονται υπόψη κατά την εκτέλεση του κώδικα SETAM είναι οι εξής:

- Οι χώροι της μηχανής δεν είναι αδιαβατικοί, αλλά υπάρχει συναλλαγή θερμότητας μεταξύ των τοιχωμάτων όλων των χώρων και του περιβάλλοντος.
- Η τιμή της θερμοκρασίας του αερίου επηρεάζεται ταυτόχρονα από την μεταβολή της πίεσης, την ανάμιξη του αερίου καθώς αυτό μετακινείται μεταξύ δύο διαδοχικών χώρων, αλλά και από την μεταφορά της θερμότητας μέσω συναγωγής.

- Η θερμοκρασία του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή μεταβάλλεται χρονικά κατά τη διάρκεια του κύκλου και χωρικά κατά μήκος του αναγεννητή.
- Λόγω της πτώσης πίεσης στους χώρους της μηχανής, υπάρχει διαφορά της τιμής της πίεσης του αερίου μεταξύ των χώρων της μηχανής για μία δεδομένη χρονική στιγμή.
- Λαμβάνεται υπόψη ο χώρος αποθήκευσης του αερίου που επικοινωνεί με το χώρο συμπίεσης (buffer space). Η πίεση του αερίου στο χώρο αυτό είναι ίση με την μέση πίεση λειτουργίας της μηχανής.
- Υπάρχει μεταφορά θερμότητας με αγωγή μέσω των τοιχωμάτων της μηχανής, του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή και του εκτονωτή.

Στο Σχήμα Δ.2 παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής του κώδικα SETAM-NTUA. Σε κάθε χρονικό βήμα, ο κώδικας SETAM υπολογίζει τα εξής:

- Την πίεση ως συνάρτηση του όγκου, των θερμοκρασιών και των μαζών στους χώρους της μηχανής.
- Τη θερμοκρασία του αερίου στους όγκους ελέγχου.
- Την κατανομή της μάζας στους χώρους της μηχανής.
- Την παροχή του αερίου μεταξύ των όγκων ελέγχου.
- Τη θερμοκρασία του αερίου σε κάθε όγκο ελέγχου λόγω της ροής του αερίου.
- Το συντελεστή θερμικής συναγωγής μεταξύ εργαζόμενου αερίου και τοιχώματος σε κάθε όγκο ελέγχου.
- Τη θερμοκρασία του αερίου σε κάθε όγκο ελέγχου λόγω της μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή μεταξύ εργαζόμενου αερίου και μετάλλου.
- Τη θερμοκρασία του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή για κάθε όγκο ελέγχου λόγω μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή μεταξύ πλέγματος και αερίου.

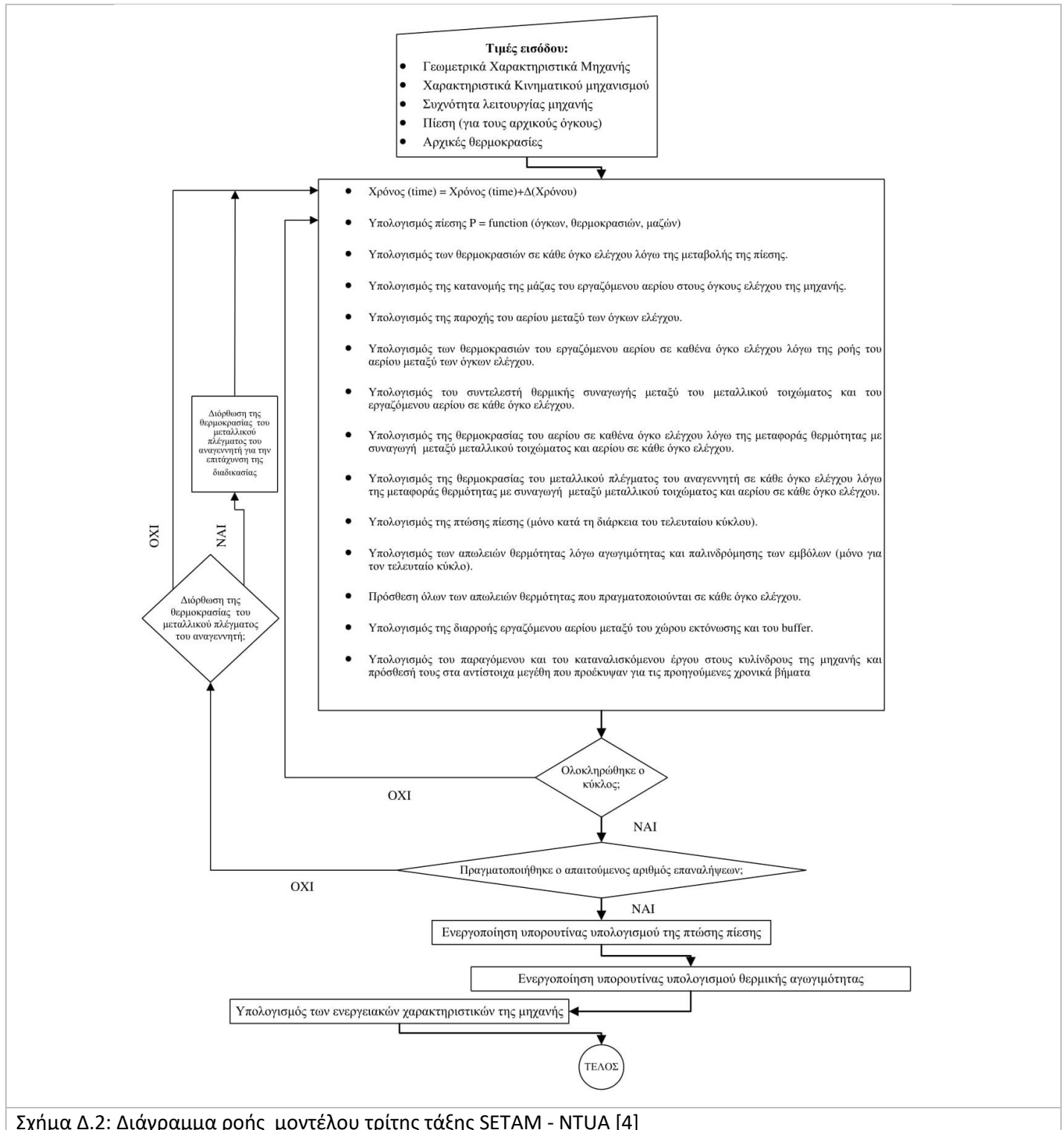
Όταν ο κώδικας συγκλίνει, εκτελείται ένας τελευταίος κύκλος στον οποίον υπολογίζονται τα παρακάτω μεγέθη:

- Η πτώση πίεσης του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής.
- Οι επιπλέον απώλειες θερμότητας.
- Η διαρροή του εργαζόμενου μέσου μεταξύ του χώρου συμπίεσης και του buffer space.
- Το παραγόμενο και το καταναλισκόμενο έργο στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης αντίστοιχα.

Σε σχέση με το εξελιγμένο αδιαβατικό μοντέλο, ο κώδικας SETAM-NTUA υπολογίζει επιπλέον τις παρακάτω απώλειες σε κάθε χρονικό βήμα του κύκλου:

- Απώλειες αγωγής στον κύλινδρο της μηχανής.
- Απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή.
- Απώλειες αγωγής στο εξωτερικό τοίχωμα της μηχανής.
- Απώλειες αγωγής στον εκτοπιστή.
- Απώλειες λόγω της παλινδρόμησης του αερίου στο διάκενο μεταξύ κυλίνδρου και εκτοπιστή.
- Απώλειες λόγω ακτινοβολίας.

Παράρτημα Δ – Κώδικας SETAM -NTUA



Σχήμα Δ.2: Διάγραμμα ροής μοντέλου τρίτης τάξης SETAM - NTUA [4]

Με την αφαίρεση των απωλειών του κινηματικού μηχανισμού από το ενδεικνύμενο έργο, προκύπτει το παραγόμενο έργο της μηχανής. Οι απώλειες του κινηματικού μηχανισμού έχουν υπολογισθεί στην αρχή του κώδικα βάσει της μελέτης του Meijer για το ρομβικό κινηματικό μηχανισμό [14]. Υπολογίζονται επίσης η συνολικά προσδιδόμενη και απορριπτόμενη θερμότητα και ο βαθμός απόδοσης της μηχανής.

Παράρτημα Ε: Ρυθμίσεις της προσομοίωσης στο ANSYS Fluent

Στο Παράρτημα Ε παρουσιάζονται όλες οι ρυθμίσεις της προσομοίωσης όπως εισήχθησαν ως δεδομένα στο λογισμικό ANSYS Fluent. Η συνοπτική περιγραφή των υπολογιστικών ρυθμίσεων και των συνθηκών που ορίστηκαν σχετικά με τη λειτουργία της μηχανής περιγράφονται στο Κεφάλαιο 4 της εργασίας.

Η εξίσωση διατήρησης της μάζας παρουσιάζεται και στο Κεφάλαιο 4 και δίνεται από την Εξ. (E-1)

$$\frac{\theta \rho}{\theta t} + \nabla(\rho \cdot \vec{u}) = 0 \quad (E-1)$$

Για συμπιεστή ροή και καθώς το εργαζόμενο μέσο έχει υποτεθεί ως ιδανικό αέριο, η πυκνότητα ορίζεται από την καταστατική εξίσωση (Εξ. (E-2)). Η πίεση λειτουργίας εισάγεται ως δεδομένο από το χρήστη.

$$\rho = \frac{P_{oper} + P}{R_M \cdot T} \quad (E-2)$$

Η εξίσωση της διατήρησης της ορμής του αερίου δίνεται από την Εξ. (E-3). Όπως έχει εξηγηθεί στο Κεφάλαιο 4, η εξίσωση δεν ισχύει για τον αναγεννητή, ο οποίος προσομοιώνεται ως πορώδες υλικό

$$\frac{\theta(\rho \cdot \vec{u})}{\theta t} + \nabla(\rho \cdot \vec{u} \cdot \vec{u}) = -\nabla p + \nabla(\mu \cdot [(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T) - \frac{2}{3} \cdot \nabla \vec{u} \cdot I]) \quad (E-3)$$

Η εξίσωση της ενέργειας δίνεται από την Εξ. (E-4). Όπως και για την εξίσωση της ορμής, λόγω της προσομοίωσης του αναγεννητή ως πορώδους υλικού η Εξ. (E-4) ισχύει για όλους τους χώρους της μηχανής εκτός του αναγεννητή.

$$\frac{\theta(\rho \cdot E)}{\theta t} + \nabla(\vec{u} \cdot (\rho \cdot E + p)) = -\nabla(k_{eff} \cdot \nabla T) \quad (E-4)$$

Ο όρος της ενέργειας στο αριστερό τμήμα της Εξ. (E-4) σχετίζεται με τη θερμοκρασία, την πυκνότητα, την πίεση και την ταχύτητα του αερίου μέσω των Εξ. (E-5) και (E-6).

$$E = H - \frac{p}{\rho} + \frac{(\vec{u})^2}{2} \quad (E-5)$$

$$H = \int_{T_{ref}}^T cp \cdot dT \quad (E-6)$$

Ο όρος στο δεξί τμήμα της εξίσωσης ενέργειας αντιστοιχεί στην αγωγή θερμότητας. Η συνολική αγωγιμότητα (*effective conductivity*) είναι το άθροισμα της αγωγιμότητας του στατικού αερίου και της αγωγιμότητας λόγω τριβής, βάσει της Εξ. (E-7).

$$k_{eff} = k + \frac{cp \cdot \mu_t}{Pr_t} \quad (E-7)$$

Το μοντέλο k-ε εισάγει δύο επιπλέον εξισώσεις μεταφοράς, για την τυρβώδη κινητική ενέργεια (k) και για το ρυθμό διάχυσης της τυρβώδους κινητικής ενέργειας (ε). Οι εξισώσεις μεταφοράς για τους δύο όρους παρουσιάζονται μέσω των Εξ. (E-8) και Εξ. (E-9) αντίστοιχα.

Παράρτημα Ε – Ρυθμίσεις προσομοίωσης στο ANSYS Fluent

$$\frac{\theta(\rho \cdot \kappa)}{\theta t} + \frac{\theta(\rho \cdot \kappa \cdot u_i)}{\theta t} = \frac{\theta}{\theta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \cdot \frac{\theta \kappa}{\theta x_j} \right] + G_\kappa - Y_M - \rho \cdot \varepsilon \quad (E-8)$$

$$\frac{\theta(\rho \cdot \varepsilon)}{\theta t} + \frac{\theta(\rho \cdot \varepsilon \cdot u_i)}{\theta t} = \frac{\theta}{\theta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\theta \varepsilon}{\theta x_j} \right] + \rho \cdot \varepsilon \cdot \left(c_1 \cdot S - c_2 \cdot \frac{\varepsilon}{k + \sqrt{\nu \cdot \varepsilon}} \right) \quad (E-9)$$

Ακολουθεί η παρουσίαση των εξισώσεων σχετικά με τη ροή του αερίου εντός του αναγεννητή, ο οποίος προσομοιώθηκε ως πορώδες μέσο. Για τα πορώδη μέσα, η εξίσωση διατήρησης της μάζας ισχύει ως έχει. Η εξίσωση διατήρησης της ορμής τροποποιείται στην Εξ. (E-10). Εισάγεται η έννοια του πορώδους του αναγεννητή (ψ), το οποίο είναι ο λόγος του όγκου του χώρου που καλύπτει το αέριο προς το συνολικό όγκο του αναγεννητή

$$\frac{\theta(\psi \cdot \rho_f \cdot \bar{u})}{\theta t} + \nabla(\psi \cdot \rho_f \cdot \bar{u} \cdot \bar{u}) = -\psi \cdot \nabla p + \nabla(\psi \cdot \bar{\tau}) + \psi \cdot \bar{B}_f - \left(\frac{\mu}{\alpha} + C_2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_f \cdot |\bar{u}| \right) \cdot \bar{u} \quad (E-10)$$

Καθώς το πορώδες μέσο περιέχει και στερεό τμήμα, η εξίσωση της ενέργειας επιλύεται και για το αέριο και για το μέταλλο, βάσει των Εξ. (E-11) και (E-12) αντίστοιχα.

$$\frac{\theta(\psi \cdot \rho_f \cdot E_f)}{\theta t} + \nabla(\bar{u} \cdot (\rho_f \cdot E_f + p)) = -\nabla(\psi \cdot k_f \cdot \nabla T + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \bar{u}) - \sum_i h_i \cdot J_i) + S_f^h + h_{fs} \cdot A_{fs} \cdot (T_f - T_s) \quad (E-11)$$

$$\frac{\theta((1-\psi) \cdot \rho_s \cdot E_s)}{\theta t} = \nabla((1-\psi) \cdot k_s \cdot \nabla T) + S_s^h - h_{fs} \cdot A_{fs} \cdot (T_f - T_s) \quad (E-12)$$

Για τον ορισμό του αναγεννητή ως πορώδους μέσου πρέπει να εισαχθούν οι τιμές των δύο συντελεστών τριβής. Ακολουθείται η μέθοδος των Costa et al. [83]. Η γραμμική συσχέτιση του συντελεστή τριβής με τον αριθμό Reynolds έχει παρουσιασθεί στο Κεφάλαιο 4. Οι δύο συντελεστές που πρέπει να εισαχθούν στο ANSYS Fluent ώστε να υπολογισθεί η πτώση πίεσης εντός του πορώδους υλικού προκύπτουν από την Εξ. (E-13), όπου ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης σχετίζεται με την ταχύτητα και το τετράγωνο της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου. Οι συντελεστές οι οποίοι συνδέουν την πτώση πίεσης με το μέτρο και το τετράγωνο της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου περιγράφονται ως συντελεστές αντίστασης λόγω τριβής (*flow friction coefficients*).

$$\nabla p = -\frac{\mu}{\alpha} \cdot \bar{u} - \frac{C_E}{\sqrt{\alpha}} \cdot \rho_f \cdot |\bar{u}| \cdot u_i \quad (E-13)$$

Η πτώση πίεσης λόγω τριβής υπολογίζεται από την Εξ. (E-14). Όπως και στην Εξ. (E-13) η πτώση πίεσης αποτελείται από δύο όρους που είναι ανάλογοι του μέτρου της ταχύτητας και του τετραγώνου της ταχύτητας. Οι όροι «α₁» και «α₂» της εξίσωσης είναι ίδιοι με τους ομώνυμους όρους της εξίσωσης συσχέτισης του συντελεστή τριβής με τον αριθμό Reynolds δύο παραγόντων.

$$\Delta p = \frac{\mu \cdot a_1}{2} \cdot \frac{L}{dh} \cdot u_{\max} + \frac{a_2}{2} \cdot \frac{L}{dh} \cdot \rho_f \cdot u_{\max}^2 \quad (E-14)$$

Στη συνέχεια, επιχειρείται να έρθουν σε παρόμοια μορφή οι εξισώσεις (E-13) και (E-14) έτσι ώστε να υπολογισθούν οι άγνωστοι συντελεστές (α , C_E). Αρχικά, η ταχύτητα του αερίου εντός του αναγεννητή συμβολίζεται ως « u_{\max} ». Η ανηγμένη ταχύτητα του αερίου συμβολίζεται ως « u » και ισούται με την ταχύτητα που θα υπήρχε εάν η συνολική διατομή του αναγεννητή ήταν ελεύθερη για ροή του εργαζόμενου μέσου. Οι δύο ταχύτητες συσχετίζονται μεταξύ τους μέσω της Εξ. (E-15).

$$u_{\max} = \frac{u}{\psi} \quad (E-15)$$

Εάν γίνει η υπόθεση για ομοιόμορφη μεταβολή της πίεσης αξονικά, ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης είναι σταθερός (Εξ. (E-16)). Όσο μικρότερη είναι η ταχύτητα εισόδου ή η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των άκρων του αναγεννητή, τόσο πιο κοντά στην πραγματικότητα είναι η υπόθεση αυτή.

$$\nabla p = \frac{\Delta p}{L} \quad (E-16)$$

Ο συντελεστής «α» (*viscous resistance coefficient*) είναι ο αντίστροφος συντελεστής της διαπερατότητας του πορώδους υλικού. Ο συντελεστής αυξάνεται όσο αραιότερο είναι το πορώδες υλικό. Αραιό πορώδες υλικό συνδέεται με μικρότερη ποσότητα του στερεού εντός του και συνεπώς μικρότερη δυσκολία της ροής ώστε να το διαπεράσει. Βάσει της Εξ. (E-13), ο συντελεστής «(1/α)» συσχετίζει την πτώση της πίεσης με το μέτρο της ταχύτητας. Ο συντελεστής αυτός υπολογίζεται μέσω της Εξ. (E-17).

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{a_2}{2 \cdot \psi \cdot dh^2} \quad (E-17)$$

Ο συντελεστής C2 (*inertial resistance coefficient*) συνδέει την πτώση πίεσης με το τετράγωνο της ταχύτητας και υπολογίζεται από την Εξ. (E-18). Όσο μεγαλύτερη η ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου τόσο μεγαλύτερη η επιρροή του συντελεστή. Από ερευνητές όπως οι Xiao et al, [75] έχει υποστηριχθεί πως η τιμή του συντελεστή δεν είναι σταθερή, αλλά μεταβάλλεται με τον αριθμό Reynolds. Για λόγους απλότητας, στην παρούσα εργασία ο συντελεστής ελήφθη σταθερός. Όπως θα προκύψει και από τα αποτελέσματα της μεταβολής της πτώσης πίεσης με το χρόνο, η θεώρηση συντελεστή μεταβλητού με το Reynolds δεν είναι απαραίτητη για το συγκεκριμένο αναγεννητή υπό τις παρούσες συνθήκες.

$$C2 = \frac{a_1}{\psi^2 \cdot dh} \quad (E-18)$$

Για την μελέτη της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή, χρησιμοποιείται το μοντέλο μη-θερμικής ισορροπίας στο ANSYS Fluent (*non-equilibrium model*). Για την εκτέλεση του μοντέλου, απαιτείται η τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. [8] Η συσχέτιση του αριθμού Nusselt στον αναγεννητή με τον αριθμό Reynolds της ροής έχει παρουσιασθεί στο Κεφάλαιο 4. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας προκύπτει από την τιμή του Nusselt βάσει της Εξ. (E-19).

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{dh} \quad (E-19)$$

Στο λογισμικό εισάγεται ως δεδομένο μία εξίσωση μεταβολής του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με το χρόνο. Μέσω της κατανομής του αριθμού Reynolds με τη γωνία στροφάλου που προκύπτει από το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο, τη συσχέτιση μεταξύ των αριθμών Nusselt και Reynolds και την εξίσωση υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μέσω του Nusselt (Εξ. (E-19)) φθάνουμε στην μεταβολή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με τη γωνία στροφάλου (Εξ. (E-20)).

Παράρτημα Ε – Ρυθμίσεις προσομοίωσης στο ANSYS Fluent

$$h(\theta) = \frac{Nu(Re(\theta)) \cdot k_f}{dh} \quad (E-20)$$
$$h(\theta) = ah_0 + \sum_{i=1}^4 ah_i \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot \theta\right) + \sum_{i=1}^4 bh_i \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot \theta\right)$$

Η εξίσωση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας εισάγεται στο λογισμικό σε μορφή εντολής στη γλώσσα C. Η εξίσωση όπως συντάχθηκε για εισαγωγή στο λογισμικό παρουσιάζεται παρακάτω.

```
#include "udf.h"
DEFINE_PROFILE(h_coeff_1, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;
    real a0=19120;
    real a1=857.2;
    real b1=64.9;
    real a2=-3430;
    real b2=-4210;
    real a3=-570.3;
    real b3=-613.3;
    real a4=577.9;
    real b4=-859.2;
    real hz=41.68;
    real w=0.01745329;
    begin_f_loop(f,thread)
    {
        F_PROFILE(f,thread,position) =
        a0+a1*cos(w*360*hz*t)+b1*sin(w*360*hz*t)+a2*cos(2*w*360*hz*t)+b2*sin(2*w*360*hz*t)+a3*cos(3*w*360*hz*t)+b3*sin(3*w*360*hz*t)+a4*cos(4*w*360*hz*t)+b4*sin(4*w*360*hz*t);
    }
    end_f_loop(f,thread)
}
```

Παρακάτω παρουσιάζεται η συνάρτηση σχετικά με την μετατόπιση του εμβόλου ισχύος όπως εισάγεται στο ANSYS Fluent. Η συνάρτηση αυτή αντιστοιχεί στην Εξ. (2-5), του Κεφαλαίου 2 της εργασίας. Στη συνέχεια παρουσιάζεται η αντίστοιχη συνάρτηση σχετικά με την μετατόπιση του εκτοπιστή. Η συνάρτηση βασίζεται στην Εξ. (2-6).

```
#include "udf.h"
#include "math.h"
DEFINE_CG_MOTION(piston_mot,dt,vel,omega,time,dtime)
{
    real pi,w,hz;
    pi=3.141592653589793238462643383279;
    hz=41.68;
    w=2*pi*hz;
    real ae1,ae2,ae3,be1,be2,be3;
    ae1=-7.419305374768568*pow(10,-3);
    ae2=-1.568883411647239*pow(10,-3);
    ae3=-1.503505016175076*pow(10,-4);
    be1=1.38*pow(10,-2);
    be2=0;
    be3=-4.587693072655163*pow(10,-15);
    real ve1,ve2,ve3,Ve;
    ve1=-ae1*w*sin(w*time)+be1*w*cos(w*time);
    ve2=-2*w*ae2*sin(2*w*time)+2*w*be2*cos(2*w*time);
    ve3=-3*w*ae3*sin(3*w*time)+3*w*be3*cos(3*w*time);
    Ve=ve1+ve2+ve3;
    vel[0]=0;
    vel[1]=Ve;
    vel[2]=0; }

```

```
#include "udf.h"
#include "math.h"
DEFINE_CG_MOTION(displacer_mot,dt,vel,omega,time,dtime)
{
    real pi,w,hz,b1,L,e,r;
    pi=3.141592653589793238462643383279;
    hz=41.68;
    w=2*pi*hz;
    b1=0.045;
    L=0.046;
    e=0.0208;
    r=0.0138;
    real A,B,C,D,N;
    N=1;
    A=w*r*cos(w*time);
    B=w*r*sin(w*time);
    C=e+r*cos(w*time);
    D=pow(L,2)-pow(C,2);
    real Ve;
    Ve=A-(B*C)/sqrt(D);
    vel[0]=0;
    vel[1]=Ve;
    vel[2]=0; }

```


Παράρτημα ΣΤ: Χωρο-χρονικές εξισώσεις στον αναγεννητή

Στο κεφάλαιο 6 μελετήθηκε η αξονική μεταβολή των παρακάτω μεγεθών κατά το μήκος του αναγεννητή κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής:

- Θερμοκρασία του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος.
- Μεταφορά θερμότητας για το αέριο και το μεταλλικό πλέγμα.
- Πτώση της πίεσης του αερίου λόγω τριβής.
- Ταχύτητα του αερίου κατά την αξονική διεύθυνση.

Στο Παράρτημα αυτό (Παράρτημα ΣΤ) εκφράζονται οι σχέσεις για τον υπολογισμό της τιμής κάθε μίας από αυτές τις ιδιότητες για οποιαδήποτε γωνία του κύκλου της μηχανής και για οποιαδήποτε θέση στον αναγεννητή. Θα προκύψουν εξισώσεις δύο ανεξάρτητων μεταβλητών, πιο συγκεκριμένα της γωνίας θ και της θέσης του αναγεννητή ζ . Εάν η ακρίβεια των συσχετίσεων αποδειχθεί ικανοποιητική, τότε θα είναι δυνατή η χρήση τους σε κάποιο αναλυτικό μοντέλο. Μία κύρια αδυναμία των αναλυτικών μοντέλων είναι πως, λόγω της περιορισμένης υπάρχουσας γνώσης σχετικά με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας υπό παλινδρομική ροή, οι σχετικοί υπολογισμοί εκτελούνται βάσει λανθασμένων εξισώσεων. Εάν αποτελέσματα που προκύπτουν από κάποια Υπολογιστική Μελέτη χρησιμοποιηθούν ως δεδομένα ενός αναλυτικού μοντέλου, τότε η ακρίβεια του μοντέλου αναμένεται να αυξηθεί.

Για κάθε μέγεθος, θα διατηρηθεί ο τρόπος του μεταβολής του αξονικά όπως έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 6. Από την μελέτη της αξονικής μεταβολής των μεγεθών και βάσει του επιλεγμένου τρόπου μεταβολής έχουν ορισθεί οι σχετικοί συντελεστές για κάθε μισή (0.5) μοίρα του κύκλου λειτουργίας. Η χρονική μεταβολή των συντελεστών θα εκφρασθεί με χρήση σειρών Fourier, βάσει της Εξ. (ΣΤ-1). Οι εξισώσεις Fourier θεωρούνται απλές καθώς περιέχουν έναν μικρό αριθμό όρων, αλλά μπορούν να προσομοιώσουν ικανοποιητικά τα αποτελέσματα της προσομοίωσης.

$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1} a_n \cdot \cos(n \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) + \sum_{n=1} (b_n \cdot \sin(n \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)) \quad (\text{ΣΤ-1})$$

Θερμοκρασία αερίου – μέταλλο

Για να εκφρασθεί η θερμοκρασία του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος ως προς το ανηγμένο μήκος του, ο αναγεννητής πρέπει να χωρισθεί σε τρία τμήματα. Στα δύο τμήματα στα άκρα του (0-20% και 80%-100% του μήκους του), πρέπει να χρησιμοποιηθεί μία εξίσωση δευτέρου βαθμού. Για το ενδιάμεσο τμήμα η σχέση που συνδέει τη θερμοκρασία και το ανηγμένο μήκος είναι γραμμική. Η μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου ως προς τη γωνία και το ανηγμένο μήκος του αναγεννητή υπολογίζεται από τις Εξ. (ΣΤ-2), (ΣΤ-3) και (ΣΤ-4).

$$T_{f_cold}(\theta, \zeta) = a_{Tf_cold}(\theta) \cdot \zeta^2 + b_{Tf_cold}(\theta) \cdot \zeta + c_{Tf_cold}(\theta) \quad (\text{ΣΤ-2})$$
$$0 \leq \zeta < 0.2$$

$$T_{f_mid}(\theta, \zeta) = b_{Tf_mid}(\theta) \cdot \zeta + c_{Tf_mid}(\theta) \quad (\text{ΣΤ-3})$$
$$0.2 \leq \zeta \leq 0.8$$

$$T_{f_hot}(\theta, \zeta) = a_{Tf_hot}(\theta) \cdot \zeta^2 + b_{Tf_hot}(\theta) \cdot \zeta + c_{Tf_hot}(\theta) \quad (\Sigma\text{T-4})$$

$$0.8 < \zeta \leq 1$$

Η μεταβολή των συντελεστών των παραπάνω εξισώσεων με τη γωνία δίνονται από την Εξ. (ΣΤ-5) για το ψυχρό τμήμα, την Εξ. (ΣΤ-6) για το ενδιάμεσο τμήμα και την Εξ. (ΣΤ-7) για το θερμό τμήμα.

$$a_{Tf_cold}(\theta) = \frac{a_{Tf_cold_a_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tf_cold_a_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tf_cold_a_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \quad (\Sigma\text{T-5})$$

$$b_{Tf_cold}(\theta) = \frac{a_{Tf_cold_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tf_cold_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tf_cold_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)$$

$$c_{Tf_cold}(\theta) = \frac{a_{Tf_cold_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tf_cold_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tf_cold_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)$$

$$b_{Tf_mid}(\theta) = \frac{a_{Tf_mid_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^3 a_{Tf_mid_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^3 b_{Tf_mid_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \quad (\Sigma\text{T-6})$$

$$c_{Tf_mid}(\theta) = \frac{a_{Tf_mid_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^3 a_{Tf_mid_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^3 b_{Tf_mid_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)$$

$$a_{Tf_hot}(\theta) = \frac{a_{Tf_hot_a_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tf_hot_a_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tf_hot_a_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \quad (\Sigma\text{T-7})$$

$$b_{Tf_hot}(\theta) = \frac{a_{Tf_hot_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tf_hot_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tf_hot_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)$$

$$c_{Tf_hot}(\theta) = \frac{a_{Tf_hot_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tf_hot_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tf_hot_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)$$

Αντίστοιχη είναι η διαδικασία για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας του μεταλλικού πλέγματος. Η μεταβολή της θερμοκρασίας του μετάλλου ως προς τη γωνία και το ανηγμένο μήκος του αναγεννητή υπολογίζεται από τις Εξ. (ΣΤ-8), (ΣΤ-9) και (ΣΤ-10).

$$T_{m_cold}(\theta, \zeta) = a_{Tm_cold}(\theta) \cdot \zeta^2 + b_{Tm_cold}(\theta) \cdot \zeta + c_{Tm_cold}(\theta) \quad (\Sigma\text{T-8})$$

$$0 \leq \zeta < 0.2$$

$$T_{m_mid}(\theta, \zeta) = b_{Tm_mid}(\theta) \cdot \zeta + c_{Tm_mid}(\theta) \quad (\Sigma\text{T-9})$$

$$0.2 \leq \zeta \leq 0.8$$

$$T_{m_hot}(\theta, \zeta) = a_{Tm_hot}(\theta) \cdot \zeta^2 + b_{Tm_hot}(\theta) \cdot \zeta + c_{Tm_hot}(\theta) \quad (\Sigma\text{T-10})$$

$$0.8 < \zeta \leq 1$$

Η μεταβολή των συντελεστών των εξισώσεων της θερμοκρασία του μετάλλου με τη γωνία δίνονται από τις Εξ. (ΣΤ-11), (ΣΤ-12) και (ΣΤ-13) για το ψυχρό, το ενδιάμεσο και το θερμό τμήμα αντίστοιχα.

Παράρτημα ΣΤ – Χωρο-χρονικές εξισώσεις στον αναγεννητή

$$\begin{aligned}
 a_{Tm_cold}(\theta) &= \frac{a_{Tm_cold_a_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tm_cold_a_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tm_cold_a_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\
 b_{Tm_cold}(\theta) &= \frac{a_{Tm_cold_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tm_cold_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tm_cold_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\
 c_{Tm_cold}(\theta) &= \frac{a_{Tm_cold_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tm_cold_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tm_cold_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)
 \end{aligned} \tag{ΣΤ-11}$$

$$\begin{aligned}
 b_{Tm_mid}(\theta) &= \frac{a_{Tm_mid_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^3 a_{Tm_mid_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^3 b_{Tm_mid_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\
 c_{Tm_mid}(\theta) &= \frac{a_{Tm_mid_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^3 a_{Tm_mid_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^3 b_{Tm_mid_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)
 \end{aligned} \tag{ΣΤ-12}$$

$$\begin{aligned}
 a_{Tm_hot}(\theta) &= \frac{a_{Tm_hot_a_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tm_hot_a_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tm_hot_a_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\
 b_{Tm_hot}(\theta) &= \frac{a_{Tm_hot_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tm_hot_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tm_hot_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\
 c_{Tm_hot}(\theta) &= \frac{a_{Tm_hot_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^4 a_{Tm_hot_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^4 b_{Tm_hot_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)
 \end{aligned} \tag{ΣΤ-13}$$

Οι συντελεστές για τις Εξ. (ΣΤ-8) - (ΣΤ-10), καθώς και οι αντίστοιχοι συντελεστές για τις εξισώσεις του μετάλλου παρουσιάζονται στους Πίνακα ΣΤ-1, Πίνακα ΣΤ-2 και Πίνακα ΣΤ-3 για το ψυχρό, το ενδιάμεσο και το θερμό τμήμα αντίστοιχα.

Συναλλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή

Η συναλλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή μεταβάλλεται με τη μορφή πολυωνύμου δευτέρου βαθμού. Υποθέτουμε ενιαία συσχέτιση για ολόκληρο το μήκος του αναγεννητή. Οι συσχετίσεις που μελετήθηκαν στο Κεφάλαιο 6.3 για επιλεγμένες χρονικές στιγμές έχουν ικανοποιητική συσχέτιση με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για όλο το μήκος του αναγεννητή. Η χωρο-χρονική συσχέτιση για το αέριο βάσει γωνίας και ανηγμένης θέσης είναι η (ΣΤ-14). Η μεταβλητή «θ» παίρνει τιμές από 0 έως 360, ενώ η μεταβλητή «ζ» μπορεί να πάρει τιμές από 0 έως 1, για το ψυχρό και το θερμό άκρο του αναγεννητή αντίστοιχα. Η χρονική μεταβολή των συντελεστών εκφράζεται με χρήση συντελεστών Fourier βάσει της εξίσωσης (ΣΤ-15).

$$Q_f(\theta, \zeta) = a_{Qf}(\theta) \cdot \zeta^2 + b_{Qf}(\theta) \cdot \zeta + c_{Qf}(\theta) \tag{ΣΤ-14}$$

$$\begin{aligned}
 a_{Qf}(\theta) &= \frac{a_{Qf_a_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{Qf_a_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{Qf_a_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\
 b_{Qf}(\theta) &= \frac{a_{Qf_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{Qf_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{Qf_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\
 c_{Qf}(\theta) &= \frac{a_{Qf_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{Qf_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{Qf_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right)
 \end{aligned} \tag{ΣΤ-15}$$

Αντίστοιχες είναι οι εξισώσεις για το μέταλλο. Η χωρο-χρονική συσχέτιση βάσει γωνίας και ανηγμένης θέσης είναι η (ΣΤ-16). Η χρονική μεταβολή των συντελεστών εκφράζεται με χρήση συντελεστών Fourier βάσει της εξίσωσης (ΣΤ-17).

$$Q_m(\theta, \zeta) = a_{Q_m}(\theta) \cdot \zeta^2 + b_{Q_m}(\theta) \cdot \zeta + c_{Q_m}(\theta) \quad (\Sigma\text{T-16})$$

$$\begin{aligned} a_{Q_m}(\theta) &= \frac{a_{Q_m_a_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{Q_m_a_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{Q_m_a_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\ b_{Q_m}(\theta) &= \frac{a_{Q_m_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{Q_m_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{Q_m_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\ c_{Q_m}(\theta) &= \frac{a_{Q_m_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{Q_m_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{Q_m_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \end{aligned} \quad (\Sigma\text{T-17})$$

Η χρονική μεταβολή των συντελεστών προσομοιώνεται ικανοποιητικά με τις σειρές Fourier. Ο συντελεστής συσχέτισης μεταξύ της συσχέτισης και των δεδομένων για όλη τη διάρκεια του κύκλου ξεπέρασε το 95% για τη συναλλασσόμενη θερμότητα στο αέριο και το 97% για τη συναλλασσόμενη θερμότητα του μετάλλου. Οι συντελεστές για τη συναλλασσόμενη θερμότητα στο αέριο και το μέταλλο παρουσιάζονται στους Πίνακα ΣΤ-4 και Πίνακα ΣΤ-5.

Πτώση πίεσης στον αναγεννητή

Για κάθε γωνία η αξονική μεταβολή της πτώσης πίεσης ακολουθεί τη μορφή ενός πολυωνύμου δευτέρου βαθμού. Επιλέγεται ενιαία συσχέτιση για ολόκληρο το μήκος του αναγεννητή (Εξ. (ΣΤ-18)). Η μεταβολή των συντελεστών της συσχέτισης μεταβολής της πτώσης πίεσης με το χρόνο δίνεται στην Εξ. (ΣΤ-19). Οι τιμές των συντελεστών παρουσιάζονται στον Πίνακα ΣΤ-6.

$$dp(\theta, \zeta) = a_{dp}(\theta) \cdot \zeta^2 + b_{dp}(\theta) \cdot \zeta + c_{dp}(\theta) \quad (\Sigma\text{T-18})$$

$$\begin{aligned} a_{dp}(\theta) &= \frac{a_{dp_a_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{dp_a_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{dp_a_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\ b_{dp}(\theta) &= \frac{a_{dp_b_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{dp_b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{dp_b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \\ c_{dp}(\theta) &= \frac{a_{dp_c_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 a_{dp_c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) + \sum_{n=1}^7 b_{dp_c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \end{aligned} \quad (\Sigma\text{T-19})$$

Αξονική ταχύτητα στον αναγεννητή

Όπως και η πτώση της πίεσης, η μεταβολή της αξονικής ταχύτητας κατά μήκος του αναγεννητή για οποιαδήποτε γωνία ακολουθεί την μορφή πολυωνύμου δευτέρου βαθμού. Η εξίσωση για τον υπολογισμό της αξονικής ταχύτητας για κάθε γωνία του κύκλου και θέση του αναγεννητή δίνεται από την Εξ. (ΣΤ-20). Οι συντελεστές υπολογίζονται από την Εξ. (ΣΤ-21). Οι τιμές των συντελεστών των εξισώσεων Fourier παρουσιάζονται στον Πίνακα ΣΤ-7.

$$u(\theta, \zeta) = a_u(\theta) \cdot \zeta^2 + b_u(\theta) \cdot \zeta + c_u(\theta) \quad (\Sigma\text{T-20})$$

Παράρτημα ΣΤ – Χωρο-χρονικές εξισώσεις στον αναγεννητή

$$\begin{aligned}
 a_u(\theta) &= \frac{a_{u,a_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 \left(a_{u,a_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \right) + \sum_{n=1}^7 \left(b_{u,a_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \right) \\
 b_u(\theta) &= \frac{a_{u,b_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 \left(a_{u,b_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \right) + \sum_{n=1}^7 \left(b_{u,b_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \right) \\
 c_u(\theta) &= \frac{a_{u,c_0}}{2} + \sum_{n=1}^7 \left(a_{u,c_n} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \right) + \sum_{n=1}^7 \left(b_{u,c_n} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot n \cdot \theta\right) \right)
 \end{aligned}
 \tag{ΣΤ-21}$$

Πίνακας ΣΤ-1: Συντελεστές της χωρο-χρονικής εξίσωσης μεταβολής της θερμοκρασίας αερίου και μετάλλου, ψυχρό τμήμα αναγεννητή

| Αέριο | | | | | |
|------------------------|--------|------------------------|--------|------------------------|--------|
| Συντελεστής "α" | | Συντελεστής "β" | | Συντελεστής "γ" | |
| aTf_cold_a_0 | 2373.5 | aTf_cold_b_0 | 438.1 | aTf_cold_c_0 | 659.7 |
| aTf_cold_a_1 | -95.25 | aTf_cold_b_1 | 37.38 | aTf_cold_c_1 | 2.479 |
| aTf_cold_a_2 | -19.8 | aTf_cold_b_2 | 7.421 | aTf_cold_c_2 | -0.45 |
| aTf_cold_a_3 | 7.52 | aTf_cold_b_3 | -3.106 | aTf_cold_c_3 | 0.841 |
| aTf_cold_a_4 | -7.57 | aTf_cold_b_4 | 2.977 | aTf_cold_c_4 | -0.036 |
| bTf_cold_a_1 | 54.27 | bTf_cold_b_1 | -19.48 | bTf_cold_c_1 | -0.676 |
| bTf_cold_a_2 | -2.457 | bTf_cold_b_2 | 1.176 | bTf_cold_c_2 | -0.427 |
| bTf_cold_a_3 | -2.05 | bTf_cold_b_3 | 0.942 | bTf_cold_c_3 | -0.08 |
| bTf_cold_a_4 | 8.98 | bTf_cold_b_4 | -3.514 | bTf_cold_c_4 | -0.066 |
| Μέταλλο | | | | | |
| Συντελεστής "α" | | Συντελεστής "β" | | Συντελεστής "γ" | |
| aTm_cold_a_0 | 2386.1 | aTm_cold_b_0 | 433.1 | aTm_cold_c_0 | 660.4 |
| aTm_cold_a_1 | -66.75 | aTm_cold_b_1 | 25.34 | aTm_cold_c_1 | 1.164 |
| aTm_cold_a_2 | -3.17 | aTm_cold_b_2 | 1.15 | aTm_cold_c_2 | 0.07 |
| aTm_cold_a_3 | 2.146 | aTm_cold_b_3 | -0.812 | aTm_cold_c_3 | 0.041 |
| bTm_cold_a_1 | -27.57 | bTm_cold_b_1 | 11.43 | bTm_cold_c_1 | 0.773 |
| bTm_cold_a_2 | -8.21 | bTm_cold_b_2 | 3.204 | bTm_cold_c_2 | -0.24 |
| bTm_cold_a_3 | 2.387 | bTm_cold_b_3 | -0.916 | bTm_cold_c_3 | 0.069 |

Παράρτημα ΣΤ – Χωρο-χρονικές εξισώσεις στον αναγεννητή

Πίνακας ΣΤ-2: Συντελεστές της χωρο-χρονικής εξίσωσης μεταβολής της θερμοκρασίας αερίου και μετάλλου, ενδιάμεσο τμήμα αναγεννητή

| Αέριο | | | |
|------------------------|--------|------------------------|--------|
| Συντελεστής “b” | | Συντελεστής “c” | |
| aTf_mid_b_0 | 1387.5 | aTf_mid_c_0 | 564.8 |
| aTf_mid_b_1 | -0.727 | aTf_mid_c_1 | 6.291 |
| aTf_mid_b_2 | -0.497 | aTf_mid_c_2 | 0.343 |
| aTf_mid_b_3 | -0.098 | aTf_mid_c_3 | 0.54 |
| bTf_mid_b_1 | 2.23 | bTf_mid_c_1 | -2.487 |
| bTf_mid_b_2 | 0.193 | bTf_mid_c_2 | -0.329 |
| bTf_mid_b_3 | 0.122 | bTf_mid_c_3 | 0.002 |
| Μέταλλο | | | |
| Συντελεστής “b” | | Συντελεστής “c” | |
| aTf_mid_b_0 | 1387.6 | aTf_mid_c_0 | 565.0 |
| aTf_mid_b_1 | -1.362 | aTf_mid_c_1 | 3.833 |
| aTf_mid_b_2 | -0.118 | aTf_mid_c_2 | 0.197 |
| aTf_mid_b_3 | 0.046 | aTf_mid_c_3 | -0.045 |
| bTf_mid_b_1 | 0.407 | bTf_mid_c_1 | 1.875 |
| bTf_mid_b_2 | -0.081 | bTf_mid_c_2 | 0.089 |
| bTf_mid_b_3 | 0.039 | bTf_mid_c_3 | -0.026 |

Πίνακας ΣΤ-3: Συντελεστές της χωρο-χρονικής εξίσωσης μεταβολής της θερμοκρασίας αερίου και μετάλλου, θερμό τμήμα αναγεννητή

| Αέριο | | | | | |
|------------------------|---------|------------------------|--------|------------------------|---------|
| Συντελεστής “a” | | Συντελεστής “b” | | Συντελεστής “c” | |
| aTf_hot_a_0 | -3276.5 | aTf_hot_b_0 | 6629.9 | aTf_hot_a_0 | -3276.5 |
| aTf_hot_a_1 | -108.4 | aTf_hot_b_1 | 172.7 | aTf_hot_a_1 | -108.4 |
| aTf_hot_a_2 | 24.99 | aTf_hot_b_2 | -40.48 | aTf_hot_a_2 | 24.99 |
| aTf_hot_a_3 | -12.86 | aTf_hot_b_3 | 20.48 | aTf_hot_a_3 | -12.86 |
| aTf_hot_a_4 | -5.164 | aTf_hot_b_4 | 8.223 | aTf_hot_a_4 | -5.164 |
| bTf_hot_a_1 | 56.06 | bTf_hot_b_1 | -87.47 | bTf_hot_a_1 | 56.06 |
| bTf_hot_a_2 | 2.01 | bTf_hot_b_2 | -3.023 | bTf_hot_a_2 | 2.01 |
| bTf_hot_a_3 | -5.758 | bTf_hot_b_3 | 9.334 | bTf_hot_a_3 | -5.758 |
| bTf_hot_a_4 | 18.16 | bTf_hot_b_4 | -28.97 | bTf_hot_a_4 | 18.16 |
| Μέταλλο | | | | | |
| Συντελεστής “a” | | Συντελεστής “b” | | Συντελεστής “c” | |
| aTm_hot_a_0 | -3288.1 | aTm_hot_b_0 | 6648.5 | aTm_hot_c_0 | -1539.4 |
| aTm_hot_a_1 | -65.67 | aTm_hot_b_1 | 103.7 | aTm_hot_c_1 | -38.19 |
| aTm_hot_a_2 | 2.735 | aTm_hot_b_2 | -4.493 | aTm_hot_c_2 | 1.947 |
| aTm_hot_a_3 | 2.136 | aTm_hot_b_3 | -3.371 | aTm_hot_c_3 | 1.322 |
| bTm_hot_a_1 | -25.57 | bTm_hot_b_1 | 41.32 | bTm_hot_c_1 | -14.49 |
| bTm_hot_a_2 | 9.117 | bTm_hot_b_2 | -14.67 | bTm_hot_c_2 | 5.924 |
| bTm_hot_a_3 | 0.771 | bTm_hot_b_3 | -1.195 | bTm_hot_c_3 | 0.467 |

Παράρτημα ΣΤ – Χωρο-χρονικές εξισώσεις στον αναγεννητή

Πίνακας ΣΤ-4: Συντελεστές της χωρο-χρονικής εξίσωσης μεταβολής της συναλλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή - αέριο

| Αέριο | | | | | |
|------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|
| Συντελεστής "α" | | Συντελεστής "β" | | Συντελεστής "γ" | |
| aQf_a_0 | $5.72 \cdot 10^{-3}$ | aQf_b_0 | 0.048 | aQf_c_0 | $3.35 \cdot 10^{-3}$ |
| aQf_a_1 | -1.72 | aQf_b_1 | -0.979 | aQf_c_1 | -0.022 |
| aQf_a_2 | 0.053 | aQf_b_2 | -0.288 | aQf_c_2 | $4.54 \cdot 10^{-4}$ |
| aQf_a_3 | 0.029 | aQf_b_3 | -0.012 | aQf_c_3 | $3.79 \cdot 10^{-4}$ |
| aQf_a_4 | $-1.19 \cdot 10^{-3}$ | aQf_b_4 | 0.05 | aQf_c_4 | $1.24 \cdot 10^{-4}$ |
| aQf_a_5 | -0.013 | aQf_b_5 | -0.013 | aQf_c_5 | $-2.8 \cdot 10^{-4}$ |
| aQf_a_6 | -0.012 | aQf_b_6 | $-8.9 \cdot 10^{-3}$ | aQf_c_6 | $-2.23 \cdot 10^{-4}$ |
| aQf_a_7 | $-3.47 \cdot 10^{-3}$ | aQf_b_7 | $-4.74 \cdot 10^{-3}$ | aQf_c_7 | $-1.04 \cdot 10^{-4}$ |
| bQf_a_1 | 1.87 | bQf_b_1 | 3.03 | bQf_c_1 | 0.035 |
| bQf_a_2 | 0.123 | bQf_b_2 | 0.339 | bQf_c_2 | $3.17 \cdot 10^{-3}$ |
| bQf_a_3 | $9.11 \cdot 10^{-3}$ | bQf_b_3 | -0.145 | bQf_c_3 | $-5.98 \cdot 10^{-4}$ |
| bQf_a_4 | 0.079 | bQf_b_4 | 0.069 | bQf_c_4 | $1.4 \cdot 10^{-4}$ |
| bQf_a_5 | 0.025 | bQf_b_5 | 0.046 | bQf_c_5 | $4.88 \cdot 10^{-4}$ |
| bQf_a_6 | 0.016 | bQf_b_6 | 0.026 | bQf_c_6 | $2.28 \cdot 10^{-4}$ |
| bQf_a_7 | $2.59 \cdot 10^{-3}$ | bQf_b_7 | $5.14 \cdot 10^{-3}$ | bQf_c_7 | $4.08 \cdot 10^{-5}$ |

Πίνακας ΣΤ-5: Συντελεστές της χωρο-χρονικής εξίσωσης μεταβολής της συναλλασσόμενης θερμότητας στον αναγεννητή - μέταλλο

| Μέταλλο | | | | | |
|------------------------|----------------------|------------------------|----------------------|------------------------|-----------------------|
| Συντελεστής "α" | | Συντελεστής "β" | | Συντελεστής "γ" | |
| aQm_a_0 | -0.255 | aQm_b_0 | 0.228 | aQm_c_0 | $4.93 \cdot 10^{-3}$ |
| aQm_a_1 | -0.085 | aQm_b_1 | 3.04 | aQm_c_1 | -0.101 |
| aQm_a_2 | -0.153 | aQm_b_2 | 0.285 | aQm_c_2 | -0.022 |
| aQm_a_3 | -0.041 | aQm_b_3 | $6.09 \cdot 10^{-3}$ | aQm_c_3 | 0.02 |
| aQm_a_4 | $8.38 \cdot 10^{-3}$ | aQm_b_4 | -0.038 | aQm_c_4 | $-2.94 \cdot 10^{-3}$ |
| aQm_a_5 | 0.016 | aQm_b_5 | 0.012 | aQm_c_5 | $-1.62 \cdot 10^{-3}$ |
| aQm_a_6 | $6 \cdot 10^{-3}$ | aQm_b_6 | 0.019 | aQm_c_6 | $-3.18 \cdot 10^{-3}$ |
| aQm_a_7 | $-1.3 \cdot 10^{-3}$ | aQm_b_7 | 0.01 | aQm_c_7 | $1.64 \cdot 10^{-3}$ |
| bQm_a_1 | 1.39 | bQm_b_1 | -5.85 | bQm_c_1 | 0.212 |
| bQm_a_2 | 0.181 | bQm_b_2 | -0.579 | bQm_c_2 | 0.15 |
| bQm_a_3 | -0.127 | bQm_b_3 | 0.209 | bQm_c_3 | -0.017 |
| bQm_a_4 | 0.042 | bQm_b_4 | -0.184 | bQm_c_4 | 0.021 |
| bQm_a_5 | 0.047 | bQm_b_5 | -0.103 | bQm_c_5 | $6.03 \cdot 10^{-3}$ |
| bQm_a_6 | 0.016 | bQm_b_6 | -0.05 | bQm_c_6 | $-2.47 \cdot 10^{-4}$ |
| bQm_a_7 | $7.74 \cdot 10^{-3}$ | bQm_b_7 | -0.013 | bQm_c_7 | $1.7 \cdot 10^{-3}$ |

Παράρτημα ΣΤ – Χωρο-χρονικές εξισώσεις στον αναγεννητή

Πίνακας ΣΤ-6: Συντελεστές της χωρο-χρονικής εξίσωσης μεταβολής της μεταβολής της πτώσης πίεσης στον αναγεννητή

| Συντελεστής "α" | | Συντελεστής "β" | | Συντελεστής "γ" | |
|---------------------|----------|---------------------|---------|---------------------|---------|
| a _{dp_a_0} | -10823.6 | a _{dp_b_0} | -6964.7 | a _{dp_c_0} | -906.6 |
| a _{dp_a_1} | -21678.4 | a _{dp_b_1} | -3478.8 | a _{dp_c_1} | -1242.0 |
| a _{dp_a_2} | -1970.9 | a _{dp_b_2} | -1004.6 | a _{dp_c_2} | -56.62 |
| a _{dp_a_3} | 4987.3 | a _{dp_b_3} | 2531.7 | a _{dp_c_3} | 373.5 |
| a _{dp_a_4} | 1612.9 | a _{dp_b_4} | 1694.9 | a _{dp_c_4} | 152.2 |
| a _{dp_a_5} | -215.8 | a _{dp_b_5} | 1035.5 | a _{dp_c_5} | 28.9 |
| a _{dp_a_6} | 283.0 | a _{dp_b_6} | 311.7 | a _{dp_c_6} | 27.16 |
| a _{dp_a_7} | -226.4 | a _{dp_b_7} | 306.6 | a _{dp_c_7} | 3.637 |
| b _{dp_a_1} | 23514.0 | b _{dp_b_1} | 17563.0 | b _{dp_c_1} | 1883.7 |
| b _{dp_a_2} | 7852.5 | b _{dp_b_2} | 7471.0 | b _{dp_c_2} | 697.0 |
| b _{dp_a_3} | 4514.7 | b _{dp_b_3} | -2739.8 | b _{dp_c_3} | 115.1 |
| b _{dp_a_4} | 1664.5 | b _{dp_b_4} | -646.6 | b _{dp_c_4} | 50.49 |
| b _{dp_a_5} | 1538.6 | b _{dp_b_5} | 454.4 | b _{dp_c_5} | 89.26 |
| b _{dp_a_6} | 613.7 | b _{dp_b_6} | 113.7 | b _{dp_c_6} | 35.45 |
| b _{dp_a_7} | 196.0 | b _{dp_b_7} | 196.4 | b _{dp_c_7} | 13.26 |

Πίνακας ΣΤ-7: Συντελεστές της χωρο-χρονικής εξίσωσης μεταβολής της μεταβολής της αξονικής ταχύτητας στον αναγεννητή

| Συντελεστής "α" | | Συντελεστής "β" | | Συντελεστής "γ" | |
|--------------------|------------------------|--------------------|-----------------------|--------------------|--------|
| a _{u_a_0} | 1.52 | a _{u_b_0} | -4.10 | a _{u_c_0} | -1.01 |
| a _{u_a_1} | 0.987 | a _{u_b_1} | -6.03 | a _{u_c_1} | -1.24 |
| a _{u_a_2} | 0.21 | a _{u_b_2} | -0.639 | a _{u_c_2} | -0.203 |
| a _{u_a_3} | -0.046 | a _{u_b_3} | -0.059 | a _{u_c_3} | -0.037 |
| a _{u_a_4} | -0.077 | a _{u_b_4} | 0.042 | a _{u_c_4} | 0.01 |
| a _{u_a_5} | -0.054 | a _{u_b_5} | 6.52·10 ⁻³ | a _{u_c_5} | -0.012 |
| a _{u_a_6} | -0.027 | a _{u_b_6} | -0.019 | a _{u_c_6} | -0.015 |
| a _{u_a_7} | -2.13·10 ⁻³ | a _{u_b_7} | -0.026 | a _{u_c_7} | -0.011 |
| b _{u_a_1} | -3.62 | b _{u_b_1} | 9.08 | b _{u_c_1} | 2.99 |
| b _{u_a_2} | -1.50 | b _{u_b_2} | 3.28 | b _{u_c_2} | 1.00 |
| b _{u_a_3} | -0.246 | b _{u_b_3} | 0.591 | b _{u_c_3} | 0.116 |
| b _{u_a_4} | -0.133 | b _{u_b_4} | 0.387 | b _{u_c_4} | 0.093 |
| b _{u_a_5} | -0.104 | b _{u_b_5} | 0.222 | b _{u_c_5} | 0.057 |
| b _{u_a_6} | -0.06 | b _{u_b_6} | 0.13 | b _{u_c_6} | 0.037 |
| b _{u_a_7} | -0.03 | b _{u_b_7} | 0.049 | b _{u_c_7} | 0.014 |

Παράρτημα Z: Κώδικας του αναλυτικού μοντέλου σε περιβάλλον Mathcad

Στο τελευταίο παράρτημα της εργασίας (Παράρτημα Z) παρουσιάζεται ο κώδικας που αντιστοιχεί στο αναλυτικό μοντέλο για την μελέτη της μηχανής Stirling β-τύπου που προσομοιώθηκε στην εργασία. Το μοντέλο έχει περιγραφεί στο Κεφάλαιο 8 της εργασίας. Πριν την παρουσίαση του κώδικα θα παρουσιασθεί η δήλωση όλων των απαραίτητων μεταβλητών

Ορισμός γεωμετρικών παραμέτρων

Στον Πίνακα Z-1 παρουσιάζονται όλες οι γεωμετρικές παράμετροι και εξισώσεις που αναφέρονται είτε στην μεταβολή των όγκων των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης, είτε στους εναλλάκτες θερμότητας και τον αναγεννητή.

Πίνακας Z-1: Γεωμετρικές παράμετροι και εξισώσεις του αναλυτικού μοντέλου

| | |
|---|---|
| Επιζήμιος όγκος του χώρου συμπίεσης (m ³) | $V_{c1c} := 28.68 \cdot 10^{-6}$ |
| Επιζήμιος όγκος του χώρου εκτόνωσης (m ³) | $V_{c1e} := 30.52 \cdot 10^{-6}$ |
| Μήκος στροφάλου (m) | $r := 1.38 \cdot 10^{-2}$ |
| Εκκεντρότητα (m) | $E := 2.08 \cdot 10^{-2}$ |
| Μήκος διωστήρα (m) | $L_{\text{dia}} := 4.60 \cdot 10^{-2}$ |
| Διάμετρος κυλίνδρου (m) | $Cyldia := 6.96 \cdot 10^{-2}$ |
| Μήκος διαδρομής εμβόλων (m) | $Dstk := 3.12 \cdot 10^{-2}$ |
| Διάμετρος διωστήρα (m) | $Rodiam := 0.952 \cdot 10^{-2}$ |
| Παράμετροι κίνησης εμβόλου - εκτοπιστή | $b1 := \sqrt{L^2 - (E - r)^2} \quad b2 := \sqrt{(L - r)^2 - E^2}$ $b3 := \sqrt{L^2 - (E + r)^2} \quad b4 := \sqrt{(L + r)^2 - E^2}$ $b(\theta) := \sqrt{L^2 - (E + r \cdot \cos(\theta \cdot \text{deg}))^2}$ |
| Εμβαδό επιφάνειας εμβόλου ισχύος (m ²) | $A_p := \frac{\pi \cdot Cyldia^2}{4} = 3.805 \times 10^{-3}$ |
| Εμβαδό επιφάνειας εκτοπιστή (m ²) | $A_d := A_p - \frac{\pi \cdot Rodiam^2}{4} = 3.733 \times 10^{-3}$ |
| Όγκος σάρωσης του χώρου συμπίεσης (m ³) | $V_{swc} := 2 \cdot A_p \cdot (b1 - b3) = 1.153 \times 10^{-4}$ |
| Όγκος σάρωσης του χώρου εκτόνωσης (m ³) | $V_{swe} := A_d \cdot (b4 - b2) = 1.175 \times 10^{-4}$ |
| Εξίσωση μεταβολής του χώρου συμπίεσης (m ³) | $V_c(\theta) := V_{c1c} + 2 \cdot A_p \cdot (b1 - b(\theta))$ |
| Εξίσωση μεταβολής του χώρου εκτόνωσης (m ³) | $V_e(\theta) := V_{c1e} + A_d \cdot (b(\theta) - b2 - r \cdot \sin(\theta \cdot \text{deg}))$ |

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | |
|---|--|
| Στιγμιαία μεταβολή του όγκου του χώρου συμπίεσης | $dV_c(\theta) := \frac{-2 \cdot A_p \cdot r \cdot \sin(\theta \cdot \text{deg}) \cdot (E + r \cdot \cos(\theta \cdot \text{deg}))}{b(\theta)}$ |
| Στιγμιαία μεταβολή του όγκου του χώρου εκτόνωσης | $dV_e(\theta) := \frac{-dV_c(\theta) \cdot A_d}{2 \cdot A_p} - A_d \cdot r \cdot \cos(\theta \cdot \text{deg})$ |
| Όγκος σωλήνων του ψύκτη (m ³) | $V_k := 1.091 \times 10^{-5}$ |
| Όγκος κοιλοτήτων του ψύκτη (m ³) | $V_{\text{duct}} := 1.072 \times 10^{-5}$ |
| Συνολικός όγκος του ψύκτη (m ³) | $V_k + V_{\text{duct}} = 2.163 \times 10^{-5}$ |
| Όγκος θερμοανταστήρα (m ³) | $V_h := 5.852 \cdot 10^{-5}$ |
| Συνολικός Όγκος αναγεννητή (m ³) | $V_{r_{\text{tot}}} := 5.843 \times 10^{-5}$ |
| Πορώδες του αναγεννητή | $\psi := 0.62168$ |
| Όγκος αερίου στον αναγεννητή (m ³) | $V_r := \psi \cdot V_{r_{\text{tot}}} = 3.632 \times 10^{-5}$ |
| Όγκος μετάλλου στον αναγεννητή (m ³) | $V_{r_m} := (1 - \psi) \cdot V_{r_{\text{tot}}} = 2.211 \times 10^{-5}$ |
| Συνολικός όγκος αερίου στην μηχανή (m ³) | $V(\theta) := V_c(\theta) + V_e(\theta) + (V_k + V_{\text{duct}}) + V_r + V_h$ |
| Πλήθος κοιλοτήτων του ψύκτη | $N_{\text{duct}} := 8$ |
| Εμβαδόν βρεχόμενης επιφάνειας κοιλοτήτων του ψύκτη (m ²) | $A_{\text{wgk_duct}} := 8.354 \times 10^{-3}$ |
| Πλήθος σωλήνων του ψύκτη | $N_k := 312$ |
| Υδραυλική διάμετρος σωλήνων ψύκτη (m) | $dh_k := 9.671 \cdot 10^{-4}$ |
| Εμβαδόν βρεχόμενης επιφάνειας σωλήνων ψύκτη (m ²) | $A_{\text{wgk}} := 4.515 \times 10^{-2}$ |
| Μήκος σωλήνων ψύκτη (m) | $L_k := 47.63 \cdot 10^{-3}$ |
| Πάχος σωλήνων ψύκτη (m) | $th_{w_k} := 0.255 \cdot 10^{-3}$ |
| Εμβαδό διατομής σωλήνων ψύκτη (m ²) | $A_k := N_k \cdot \pi \cdot \frac{dh_k^2}{4} = 2.292 \times 10^{-4}$ |
| Πλήθος αναγεννητών | $N_r := 8$ |
| Διάμετρος του νήματος του αναγεννητή (m) | $dw_r := 5 \cdot 10^{-5}$ |
| Υδραυλική διάμετρος του αναγεννητή (m) | $dh_r := \frac{\psi}{1 - \psi} dw_r = 8.216 \times 10^{-5}$ |
| Εμβαδό διατομής αναγεννητή (m ²) | $A_{r_m} := N_r \cdot \pi \cdot \frac{D_r^2}{4} \cdot \psi = 2.077 \times 10^{-3}$ |
| Βρεχόμενη επιφάνεια μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή (m ²) | $A_{\text{wgr}} := \frac{4 \cdot V_{r_{\text{tot}}} \cdot (1 - \psi)}{dw_r} = 1.768$ |
| Μήκος αναγεννητή (m) | $L_r := 17.52 \cdot 10^{-3}$ |

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | |
|---|---|
| Πλήθος στρώσεων μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή | $N_w := \text{floor}\left(\frac{L_r}{dw_r}\right) = 350$ |
| Πλήθος σωλήνων θερμαντήρα | $N_h := 40$ |
| Υδραυλική διάμετρος σωλήνων θερμαντήρα (m) | $dh_h := 2.951 \times 10^{-3}$ |
| Εμβαδόν βρεχόμενης επιφάνειας σωλήνων θερμαντήρα (m ²) | $A_{wgh} := 7.546 \times 10^{-2}$ |
| Μήκος σωλήνων θερμαντήρα (m) | $L_h := 193.21 \cdot 10^{-3}$ |
| Πάχος σωλήνων θερμαντήρα (m) | $th_{w_h} := 0.905 \cdot 10^{-3}$ |
| Εμβαδό διατομής σωλήνων θερμαντήρα (m ²) | $A_h := N_h \cdot \pi \cdot \frac{dh_h^2}{4} = 3.023 \times 10^{-6}$ |
| Εσωτερική διάμετρος σωλήνων ψύκτη (m) | $d_{k_i} := dh_k = 9.671 \times 10^{-4}$ |
| Εξωτερική διάμετρος σωλήνων ψύκτη (m) | $d_{k_o} := d_{k_i} + 2 \cdot th_{w_k} = 1.018 \times 10^{-3}$ |
| Εσωτερική διάμετρος σωλήνων θερμαντήρα (m) | $d_{h_i} := dh_h = 2.951 \times 10^{-3}$ |
| Εξωτερική διάμετρος σωλήνων θερμαντήρα (m) | $d_{h_o} := d_{h_i} + 2 \cdot th_{w_h} = 4.761 \times 10^{-3}$ |
| Εμβαδό διατομής ροής αερίου στο ψυχρό άκρο του αναγεννητή (πλευρά ψύκτη) – (m ²) | $A_{kr} := N_k \cdot \pi \cdot \frac{dh_k^2}{4} = 2.292 \times 10^{-4}$ |
| Εμβαδό διατομής ροής αερίου στο ψυχρό άκρο του αναγεννητή (πλευρά αναγεννητή) - (m ²) | $A_{rk} := A_r = 2.073 \times 10^{-3}$ |
| Εμβαδό διατομής ροής αερίου στο θερμό άκρο του αναγεννητή (πλευρά αναγεννητή) - (m ²) | $A_{rh} := A_r = 2.073 \times 10^{-3}$ |
| Εμβαδό διατομής ροής αερίου στο θερμό άκρο του αναγεννητή (πλευρά θερμαντήρα) - (m ²) | $A_{hr} := N_h \cdot \pi \cdot \frac{dh_h^2}{4} = 3.023 \times 10^{-6}$ |

Ορισμός λειτουργικών παραμέτρων

Στον Πίνακα Ζ-2 παρουσιάζονται οι λειτουργικές παράμετροι της μηχανής που δίνονται ως δεδομένα στο αναλυτικό μοντέλο.

Πίνακας Z-2: Λειτουργικές παράμετροι της μηχανής στο αναλυτικό μοντέλο

| | |
|---|--|
| Θερμοκρασία ρεύματος πρόσδοσης θερμότητας (K) | $T_{f_h} := 977$ |
| Θερμοκρασία ρεύματος απόρριψης θερμότητας (K) | $T_{f_k} := 288$ |
| Συχνότητα περιστροφής (Hz) | $f := 41.68$ |
| Γωνιακή ταχύτητα (rad/s) | $w := 2 \cdot \pi \cdot f = 261.88$ |
| Συνολική μάζα εργαζόμενου μέσου (kg) | $M := 1.12 \times 10^{-3}$ |
| Χρονικό διάστημα μεταξύ δύο διαδοχικών μοιρών (s) | $\Delta t := \frac{1}{360 \cdot f} = 6.665 \times 10^{-5}$ |

Ορισμός ιδιοτήτων αερίου και μετάλλου

Στον Πίνακα Z-3 παρουσιάζονται όλες οι ιδιότητες του αερίου και του μετάλλου που δίνονται ως δεδομένα στο αναλυτικό μοντέλο.

Πίνακας Z-3: Ιδιότητες του αερίου και του μετάλλου στο αναλυτικό μοντέλο

| | |
|---|---|
| Παγκόσμια σταθερά του Ηλίου (J/(kg*K)) | $R := 2077.2$ |
| Λόγος θερμοχωρητικότητας για το Ήλιο | $\gamma := \frac{5}{3}$ |
| Ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση (J/(kg*K)) | $c_p := \gamma \cdot \frac{R}{\gamma - 1} = 5.193 \times 10^3$ |
| Ειδική θερμότητα υπό σταθερό όγκο (J/(kg*K)) | $c_v := \frac{R}{\gamma - 1} = 3.116 \times 10^3$ |
| Δυναμική συνεκτικότητα αερίου (kg/(m*s)) | $\mu(T_r) := \mu_0 \cdot \left(\frac{T_0 + T_{su}}{T_r + T_{su}} \right) \cdot \left(\frac{T_r}{T_0} \right)^{1.5}$ |
| Δυναμική συνεκτικότητα αναφοράς (kg/(m*s)) | $\mu_0 := 1.885 \times 10^{-5}$ |
| Θερμοκρασίες για υπολογισμό δυναμικής συνεκτικότητας αερίου (K) | $T_0 := 273 \quad T_{su} := 80$ |
| Θερμική αγωγιμότητα αερίου (watt/(m*K)) | $k_f(T) := 2.64 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.083$ |
| Πυκνότητα μετάλλου (kg/m ³) | $\rho_s := 7500$ |
| Ειδική θερμοχωρητικότητα μετάλλου (J/(kg*K)) | $c_{p_s} := 1050$ |
| Θερμική αγωγιμότητα μετάλλου (watt/(m*K)) | $k_s(T) := 0.01581 \cdot T + 10.0847$ |
| Μάζα μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή (kg) | $M_{r_m} := V_{r_m} \cdot \rho_s = 0.166$ |
| Θερμοχωρητικότητα μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή (J/K) | $C_{M_r} := M_{r_m} \cdot c_{p_s} = 174.08$ |

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

Ορισμός συντελεστών για πτώση πίεσης και μεταφορά θερμότητας

Στον Πίνακα Ζ-4 παρουσιάζονται οι συντελεστές και οι συσχετίσεις σχετικά με την μεταφορά θερμότητας και την πτώση πίεσης στον αναγεννητή και τους εναλλάκτες της μηχανής. Κάποια από τα δεδομένα προκύπτουν βάσει των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης.

Πίνακας Ζ-4: Παράγοντες σχετικά με την πτώση πίεσης και την μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή

| | |
|--|--|
| Βαθμός απόδοσης αναγεννητή | $\varepsilon_{\text{AA}} := 0.9853$ |
| Συσχέτιση μεταφοράς θερμότητας για το ψύκτη (βάσει αποτελεσμάτων προσομοίωσης) | $Nu_k(Re) := 0.00305163 \cdot Re + 8.8226$ |
| Συσχέτιση μεταφοράς θερμότητας για το θερμαντήρα (βάσει αποτελεσμάτων προσομοίωσης) | $Nu_h(Re) := 0.00306843 \cdot Re + 14.1015$ |
| Συσχέτιση μεταφοράς θερμότητας για τον αναγεννητή | $Nu_r(Re) := 0.06071 \cdot Re + 3.7$ |
| Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για το ψύκτη (διόρθωση στο τέλος της προσομοίωσης) | $h_{k_mean} := 5535$ |
| Μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για το θερμαντήρα (διόρθωση στο τέλος της προσομοίωσης) | $h_{h_mean} := 4085$ |
| Συσχέτιση συντελεστή τριβής στον αναγεννητή - Αρχική | $Cf_r(Re) := 0.96 \cdot 2.718^{-0.019Re} \cdot Re + 0.54 \cdot Re$ |
| Συνελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης στο όριο ψύκτη – αναγεννητή (ψυχρή ροή) | $\zeta_{r_k_int_pos} := 5.5$ |
| Συνελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης στο όριο ψύκτη – αναγεννητή (θερμή ροή) | $\zeta_{r_k_int_neg} := 710$ |
| Συνελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης στο όριο θερμαντήρα – αναγεννητή (ψυχρή ροή) | $\zeta_{r_h_int_pos} := 1710$ |
| Συνελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης στο όριο θερμαντήρα – αναγεννητή (θερμή ροή) | $\zeta_{r_h_int_neg} := 24.2$ |
| Συνελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης εντός του ψύκτη (ψυχρή ροή) | $\zeta_{duct_k_pos} := 2.4$ |
| Συνελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης εντός του ψύκτη (θερμή ροή) | $\zeta_{duct_k_neg} := 1.9$ |
| Συνελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης εντός του θερμαντήρα (ψυχρή ροή) | $\zeta_{h_pos} := 1$ |
| Συνελεστής εντοπισμένης πτώσης πίεσης εντός του θερμαντήρα (θερμή ροή) | $\zeta_{h_neg} := 1.1$ |
| Συντελεστής διόρθωσης της πτώσης πίεσης λόγω τριβής στο ψύκτη | $N_{corr_Cf_h} := 2.2$ |
| Συντελεστής διόρθωσης της πτώσης πίεσης λόγω τριβής στο θερμαντήρα | $N_{corr_Cf_k} := 2.2$ |

Ορισμός γεωμετρικών παραμέτρων για απώλειες θερμότητας

Στον Πίνακα Ζ-5 παρουσιάζονται όλες οι γεωμετρικές παράμετροι που λαμβάνονται υπόψη για τους υπολογισμούς των απωλειών θερμότητας οι οποίες υπολογίζονται μετά το τέλος της προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής, όπως περιγράφεται αναλυτικά στο Κεφάλαιο 5.6 της εργασίας.

Πίνακας Ζ-5: Γεωμετρικοί παράμετροι σχετικά με τις απώλειες θερμότητας

| | |
|---|--|
| Διάμετρος αναγεννητή (m) | $DR := \sqrt{\frac{\frac{A_r}{N_r}}{4 \cdot \frac{\Psi}{\pi}}} = 0.023$ |
| Πλήθος στρωμάτων του πλέγματος του αναγεννητή | $NS := 350$ |
| Πάχος νήματος στο πλέγμα του αναγεννητή (m) | $THW := dw_r = 5 \times 10^{-5}$ |
| Συντελεστής γέμισης του αναγεννητή | $FF := 1 - \Psi = 0.378$ |
| Υδραυλική διάμετρος αναγεννητή (m) | $DHR := dh_r = 8.216 \times 10^{-5}$ |
| Διάμετρος εκτοπιστή (m) | $DISPD := 0.0696$ |
| Μήκος διαδρομής εμβόλου και εκτοπιστή (m) | $STROKE := 0.031$ |
| Πλάτος διακένου μεταξύ εκτοπιστή και κυλίνδρου (m) | $GR := 0.25 \cdot 10^{-3}$ |
| Πάχος τοιχώματος εκτοπιστή (m) | $WT1 := 0.00159$ |
| Διαστάσεις μηκών για υπολογισμό απωλειών αγωγής στον κύλινδρο (m) | $LHB := XL3 = 0.029$ $LBA := XL4 = 7.871 \times 10^{-3}$ $LAC := XL5 = 4.64 \times 10^{-3}$ |
| Διαστάσεις εμβαδών για υπολογισμό απωλειών αγωγής στον κύλινδρο (m ²) | $AHTH := \pi \cdot (R2^2 - R_{cyl_in}^2) = 1.46 \times 10^{-3}$ $AHTB := \pi \cdot (R3^2 - R_{cyl_in}^2) = 1.072 \times 10^{-3}$ $AHTA := \pi \cdot (R4^2 - R_{cyl_in}^2) = 8.847 \times 10^{-4}$ $AHTC := AHTA$ |
| Μήκος εκτοπιστή (m) | $DCONDD := L_{disp} = 0.064$ |
| Πάχος τοιχώματος εκτοπιστή (m) | $ACONDD := \frac{\pi}{4} \cdot (DISPD^2 - DID^2) = 3.946 \times 10^{-4}$ |
| Διαστάσεις μηκών για απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή (m) | $LHB_r := XL1 = 7.871 \times 10^{-3}$ $LBA_r := XL2 = 9.248 \times 10^{-3}$ $LAC_r := XL5 = 4.64 \times 10^{-3}$ |

Παράρτημα Z – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | |
|---|--|
| Διαστάσεις εμβαδών για απώλειες αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή (m ²) | $\text{AHTH}_r := \pi \cdot \left[R0^2 - \left(\frac{D_r}{2} \right)^2 \right] = 1.322 \times 10^{-4}$ $\text{AHTA}_r := \pi \cdot \left[\left(12.56 \times 10^{-3} \right)^2 - \left(\frac{D_r}{2} \right)^2 \right] = 7.795 \times 10^{-5}$ $\text{AHTB}_r := \text{AHTH}_r$ $\text{AHTC}_r := \text{AHTH}_r$ |
| Διαστάσεις μηκών για απώλειες αγωγής στο κάλυμμα της μηχανής (m) | $\text{DCAN1} := 0.5 \cdot 0.025 = 0.013$ $\text{DCAN2} := 0.75 \cdot 0.025 = 0.019$ |
| Διαστάσεις εμβαδών για απώλειες αγωγής στο κάλυμμα της μηχανής (m ²) | $\text{ACAN1} := 1.154 \cdot \left(6.452 \times 10^{-4} \right) = 7.446 \times 10^{-4}$ $\text{ACAN2} := 1.196 \cdot \left(6.452 \times 10^{-4} \right) = 7.717 \times 10^{-4}$ |

Ορισμός λειτουργικών παραμέτρων για απώλειες θερμότητας

Στον Πίνακα Z-6 παρουσιάζονται όλες οι λειτουργικές παράμετροι που χρησιμοποιούνται στον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας και έργου κατά την επίλυση του μοντέλου. Οι απώλειες αυτές δεν υπολογίζονται κατά τη διάρκεια της υπολογιστικής προσομοίωσης της πρότυπης μηχανής.

Πίνακας Z-6: Λειτουργικοί παράμετροι σχετικά με τις απώλειες θερμότητας

| | |
|---|--|
| Απώλειες στον κινηματικό μηχανισμό – λαμβάνονται ως δεδομένο από την εφαρμογή της μελέτης του Meijer (Watt) | $\text{Losses}_{\text{mech}} := 970.5$ |
| Θερμοκρασίες για τον υπολογισμό των απωλειών λόγω αγωγής στο τοίχωμα του κυλίνδρου της μηχανής (K) | $\text{TH}_{\text{cyl}} := T_{f_h} = 977$ $\text{TB}_{\text{cyl}} := T_{f_k} + \frac{\left[\Delta y_{\text{ov}} - \left((\text{XL3} + \Delta y_{\text{up}}) \right) \right]}{\Delta y_{\text{ov}}} \cdot (T_{f_h} - T_{f_k}) = 755.3$ $\text{TA}_{\text{cyl}} := T_{f_k} + \frac{\left[\Delta y_{\text{ov}} - \left((\text{XL3} + \text{XL4} + \Delta y_{\text{up}}) \right) \right]}{\Delta y_{\text{ov}}} \cdot (T_{f_h} - T_{f_k}) = 702.8$ $\text{TC}_{\text{cyl}} := T_{f_k} = 288$ |
| Θερμοκρασίες για τον υπολογισμό των απωλειών λόγω αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή της μηχανής (K) | $\text{TH}_r := T_{f_h} = 977$ $\text{TB}_r := T_{f_h} = 977$ $\text{TA}_r := T_{f_k} + \frac{L_r - (\text{XL1})}{L_r} \cdot (T_{f_h} - T_{f_k}) = 667.5$ $\text{TC}_r := T_{f_k} + \frac{L_r - (\text{XL1} + \text{XL2})}{L_r} \cdot (T_{f_h} - T_{f_k}) = 303.8$ |
| Θερμοκρασίες για τον υπολογισμό των απωλειών λόγω αγωγής στο κάλυμμα της μηχανής (K) | $\text{TCAN1} := 1400 \cdot 0.556 = 778.4$ $\text{TCAN2} := 1280 \cdot 0.556 = 711.68$ $\text{TCAN3} := 1100 \cdot 0.556 = 611.6$ |

Διαχωρισμός του αναγεννητή σε τμήματα

Τέλος, στον Πίνακα Z-7 παρουσιάζεται ο τρόπος διαχωρισμού τον αναγεννητή σε δέκα (10) επιμέρους τμήματα. Παρουσιάζεται ο υπολογισμός των αρχικών θερμοκρασιών που ορίζονται για το αέριο και το μεταλλικό πλέγμα στους χώρους του αναγεννητή και τα μεταξύ τους όρια.

Πίνακας Z-7: Διαχωρισμός του αναγεννητή σε επιμέρους τμήματα

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|--|--|---|---|-----|---|-------|---|-------|---|-------|---|-------|---|-------|---|-------|---|-------|---|-------|---|-------|----|-----|
| Ορισμός πλήθους τμημάτων του αναγεννητή | $NR := 10$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Ορισμός θερμοκρασίας του αερίου και του μετάλλου στα όρια μεταξύ των τμημάτων του αναγεννητή | $T_{R_int} :=$ | $\text{for } i \in 0..NR$ $A_i \leftarrow T_{f_k} + \frac{i}{10} \cdot (T_{f_h} - T_{f_k})$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Αρχικές θερμοκρασίες στα όρια μεταξύ των τμημάτων του αναγεννητή (K) | $T_{R_int} =$ | <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr><td></td><td style="text-align: center;">0</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">0</td><td style="text-align: center;">288</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">1</td><td style="text-align: center;">356.9</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">2</td><td style="text-align: center;">425.8</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">3</td><td style="text-align: center;">494.7</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">4</td><td style="text-align: center;">563.6</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">5</td><td style="text-align: center;">632.5</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">6</td><td style="text-align: center;">701.4</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">7</td><td style="text-align: center;">770.3</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">8</td><td style="text-align: center;">839.2</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">9</td><td style="text-align: center;">908.1</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">10</td><td style="text-align: center;">977</td></tr> </table> | | 0 | 0 | 288 | 1 | 356.9 | 2 | 425.8 | 3 | 494.7 | 4 | 563.6 | 5 | 632.5 | 6 | 701.4 | 7 | 770.3 | 8 | 839.2 | 9 | 908.1 | 10 | 977 |
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 288 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 356.9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 425.8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 494.7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 563.6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 632.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 701.4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | 770.3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | 839.2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | 908.1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | 977 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Μήκος επιμέρους τμημάτων του αναγεννητή (m) | $L_R := \frac{L_T}{10} = 1.752 \times 10^{-3}$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Ορισμός αρχικής μέσης ενεργού θερμοκρασίας αερίου σε κάθε τμήμα του αναγεννητή | $T_R :=$ | $\text{for } i \in 0..NR - 1$ $A_i \leftarrow \frac{T_{R_int_{i+1}} - T_{R_int_i}}{\ln\left(\frac{T_{R_int_{i+1}}}{T_{R_int_i}}\right)}$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Παράρτημα Z – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| <p>Αρχικές τιμές της μέσης ενεργού θερμοκρασίας στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή (K)</p> | <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th></th> <th>0</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>321.219</td></tr> <tr><td>1</td><td>390.337</td></tr> <tr><td>2</td><td>459.389</td></tr> <tr><td>3</td><td>528.402</td></tr> <tr><td>4</td><td>597.388</td></tr> <tr><td>5</td><td>666.356</td></tr> <tr><td>6</td><td>735.312</td></tr> <tr><td>7</td><td>804.258</td></tr> <tr><td>8</td><td>873.197</td></tr> <tr><td>9</td><td>942.13</td></tr> </tbody> </table> $T_R =$ | | 0 | 0 | 321.219 | 1 | 390.337 | 2 | 459.389 | 3 | 528.402 | 4 | 597.388 | 5 | 666.356 | 6 | 735.312 | 7 | 804.258 | 8 | 873.197 | 9 | 942.13 |
|--|---|--|---|---|---------|---|---------|---|---------|---|---------|---|---------|---|---------|---|---------|---|---------|---|---------|---|--------|
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 321.219 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 390.337 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 459.389 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 528.402 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 597.388 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 666.356 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 735.312 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | 804.258 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | 873.197 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | 942.13 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <p>Ορισμός αρχικής μέσης κατ' όγκο θερμοκρασίας αερίου σε κάθε τμήμα του αναγεννητή</p> | $T_{R_vol} := \begin{cases} \text{for } i \in 0..NR - 1 \\ A_i \leftarrow T_{R_int_i} + \frac{T_{R_int_{i+1}} - T_{R_int_i}}{2} \end{cases}$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <p>Αρχικές τιμές της μέσης κατ' όγκο θερμοκρασίας στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή (K)</p> | <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th></th> <th>0</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>322.45</td></tr> <tr><td>1</td><td>391.35</td></tr> <tr><td>2</td><td>460.25</td></tr> <tr><td>3</td><td>529.15</td></tr> <tr><td>4</td><td>598.05</td></tr> <tr><td>5</td><td>666.95</td></tr> <tr><td>6</td><td>735.85</td></tr> <tr><td>7</td><td>804.75</td></tr> <tr><td>8</td><td>873.65</td></tr> <tr><td>9</td><td>942.55</td></tr> </tbody> </table> $T_{R_vol} =$ | | 0 | 0 | 322.45 | 1 | 391.35 | 2 | 460.25 | 3 | 529.15 | 4 | 598.05 | 5 | 666.95 | 6 | 735.85 | 7 | 804.75 | 8 | 873.65 | 9 | 942.55 |
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 322.45 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 391.35 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 460.25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 529.15 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 598.05 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 666.95 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 735.85 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | 804.75 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | 873.65 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | 942.55 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <p>Ορισμός αρχικής μέσης θερμοκρασίας μετάλλου σε κάθε τμήμα</p> | $T_{R_m} := \begin{cases} \text{for } i \in 0..NR - 1 \\ A_i \leftarrow T_{R_int_i} + \frac{T_{R_int_{i+1}} - T_{R_int_i}}{2} \end{cases}$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <p>Αρχικές τιμές της μέσης θερμοκρασίας μετάλλου στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή (K)</p> | <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th></th> <th>0</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>322.45</td></tr> <tr><td>1</td><td>391.35</td></tr> <tr><td>2</td><td>460.25</td></tr> <tr><td>3</td><td>529.15</td></tr> <tr><td>4</td><td>598.05</td></tr> <tr><td>5</td><td>666.95</td></tr> <tr><td>6</td><td>735.85</td></tr> <tr><td>7</td><td>804.75</td></tr> <tr><td>8</td><td>873.65</td></tr> <tr><td>9</td><td>942.55</td></tr> </tbody> </table> $T_{R_m} =$ | | 0 | 0 | 322.45 | 1 | 391.35 | 2 | 460.25 | 3 | 529.15 | 4 | 598.05 | 5 | 666.95 | 6 | 735.85 | 7 | 804.75 | 8 | 873.65 | 9 | 942.55 |
| | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 322.45 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 391.35 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 460.25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 529.15 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 598.05 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 666.95 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 735.85 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | 804.75 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | 873.65 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | 942.55 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| | | | |
|---|-------------|---|-------|
| Συντεταγμένες του μέσου των τμημάτων του αναγεννητή (K) | $L_{reg} =$ | 0 | 0 |
| | | 0 | 0.088 |
| | | 1 | 0.263 |
| | | 2 | 0.438 |
| | | 3 | 0.613 |
| | | 4 | 0.788 |
| | | 5 | 0.964 |
| | | 6 | 1.139 |
| | | 7 | 1.314 |
| | | 8 | 1.489 |
| | | 9 | 1.664 |

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

Παρουσίαση του αναλυτικού κώδικα προσομοίωσης της μηχανής σε περιβάλλον Mathcad

Ακολουθεί η παρουσίαση του αναλυτικού κώδικα, όπως γράφηκε σε περιβάλλον Mathcad.

| | | | |
|--|--|--|--|
| <pre>Calc := "Section 1-----" ind ← 1 pc_{ind-1} ← pr(0) pe_{ind-1} ← pr(0) P_{duct,ind} ← pr(0) pk_{ind-1} ← pr(0) pr1_{ind-1} ← pr(0) pr2_{ind-1} ← pr(0) pr3_{ind-1} ← pr(0) pr4_{ind-1} ← pr(0) pr5_{ind-1} ← pr(0) pr6_{ind-1} ← pr(0) pr7_{ind-1} ← pr(0) pr8_{ind-1} ← pr(0) pr9_{ind-1} ← pr(0) pr10_{ind-1} ← pr(0) P_{rtot,ind-1} ← pr(0) ph_{ind-1} ← pr(0) P_{ind-1} ← $\frac{pc_{ind-1} + pe_{ind-1}}{2}$ T_{c,ind-1} ← TK T_{duct,ind-1} ← T_{c,ind-1} T_{k,ind-1} ← TK T_{w,ind-1} ← TK T_{r,ind-1} ← TR T_{e,ind-1} ← TH T_{ck,ind-1} ← TK T_{kr,ind-1} ← TK T_{rr1,ind-1} ← TR_{1,int} T_{rr2,ind-1} ← TR_{2,int} T_{rr3,ind-1} ← TR_{3,int} T_{rr4,ind-1} ← TR_{4,int} T_{rr5,ind-1} ← TR_{5,int} T_{rr6,ind-1} ← TR_{6,int} T_{rr7,ind-1} ← TR_{7,int} T_{rr8,ind-1} ← TR_{8,int} T_{rr9,ind-1} ← TR_{9,int} T_{r1,ind-1} ← TR₁ T_{r2,ind-1} ← TR₂ T_{r3,ind-1} ← TR₃ T_{r4,ind-1} ← TR₄ T_{r5,ind-1} ← TR₅ T_{r6,ind-1} ← TR₆ T_{r7,ind-1} ← TR₇ T_{r8,ind-1} ← TR₈ T_{r9,ind-1} ← TR₉ T_{r10,ind-1} ← TR₁₀ T_{rh,ind-1} ← TH</pre> | | | |
|--|--|--|--|

Αρχικοποίηση της πίεσης στους χώρους της μηχανής

Αρχικοποίηση της θερμοκρασίας στους χώρους της μηχανής

Στο ψυχρό τμήμα θεωρείται θερμοκρασία ίση με το ρεύμα απόρριψης θερμότητας

Στο θερμό τμήμα θεωρείται θερμοκρασία ίση με το ρεύμα πρόσδοσης θερμότητας

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | |
|---|--|
| <p> $T_{he_{ind-1}} \leftarrow TH$ $T_{h_{ind-1}} \leftarrow TH$ $T_{h_{w_{ind-1}}} \leftarrow TH$ $T_{r_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_w$ $T_{r1_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{1_w}$ $T_{r2_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{2_w}$ $T_{r3_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{3_w}$ $T_{r4_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{4_w}$ $T_{r5_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{5_w}$ $T_{r6_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{6_w}$ $T_{r7_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{7_w}$ $T_{r8_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{8_w}$ $T_{r9_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{9_w}$ $T_{r10_{w_{ind-1}}} \leftarrow TR_{10_w}$ $(W_{diss1})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss2})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss3})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss4})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss5})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss6})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss7})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss8})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss9})_{ind-1} \leftarrow 0$ $(W_{diss10})_{ind-1} \leftarrow 0$ $m_{c_{ind-1}} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot V_c(0)}{R \cdot T_{c_{ind-1}}}$ "Section 2....." $Sum_reg_1_{ind-1} \leftarrow \frac{V_{r_{part}}}{TR_1} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_2} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_3} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_4} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_5} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_6} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_7} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_8} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_9} + \frac{V_{r_{part}}}{TR_{10}}$ $dp_{ind-1} \leftarrow \frac{-\gamma P_{ind-1} \left(\frac{dV_c(ind-1)}{T_{c_{ind-1}}} + \frac{dV_e(ind-1)}{T_{he_{ind-1}}} \right)}{\frac{V_c(ind-1+0.5)}{T_{c_{ind-1}}} + \frac{V_e(ind-1+0.5)}{T_{he_{ind-1}}} + \gamma \left(\frac{V_{duct}}{T_{duct_{ind-1}}} + \frac{V_k}{TK} + Sum_reg_1_{ind-1} + \frac{V_h}{TH} \right)}$ $dm_{c_{ind-1}} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot dV_c(ind-1) + V_c((ind-0.5)) \cdot dp_{ind-1}}{R \cdot T_{c_{ind-1}}}$ "Section 3....." $m_{duct_{ind-1}} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot V_{duct}}{R \cdot T_{duct_{ind-1}}}$ $m_{k_{ind-1}} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot V_k}{R \cdot T_{k_{ind-1}}}$ $mr1_{ind-1} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot V_{r_{part}}}{R \cdot Tr1_{ind-1}}$ $mr2_{ind-1} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot V_{r_{part}}}{R \cdot Tr2_{ind-1}}$ $mr3_{ind-1} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot V_{r_{part}}}{R \cdot Tr3_{ind-1}}$ $mr4_{ind-1} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot V_{r_{part}}}{R \cdot Tr4_{ind-1}}$ $mr5_{ind-1} \leftarrow \frac{P_{ind-1} \cdot V_{r_{part}}}{R \cdot Tr5_{ind-1}}$ </p> | <p> Αρχικοποίηση των τιμών της διαχεόμενης θερμότητας </p> <hr/> <p> Υπολογισμός της μάζας του αερίου στο χώρο συμπίεσης στην αρχή του πρώτου κύκλου </p> <p> Υπολογισμός της μεταβολής της πίεσης στην αρχή του πρώτου κύκλου </p> <p> Υπολογισμός της μεταβολής της μάζας στο χώρο συμπίεσης στην αρχή του πρώτου κύκλου </p> <p> Υπολογισμός της μάζας του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής στην αρχή του πρώτου κύκλου, εκτός του συμπίεστή. </p> <p> Υπολογίζεται η μάζα στους εξής χώρους: Κοιλότητα του ψύκτη Σωλήνες ψύκτη Επιμέρους τμήματα του αναγεννητή Σύνολο του αναγεννητή Θερμαντήρας Εκτονωτής </p> |
|---|--|

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

```

mr6_ind-1 ←  $\frac{P_{ind-1} \cdot V_{rpart}}{R \cdot Tr6_{ind-1}}$ 
mr7_ind-1 ←  $\frac{P_{ind-1} \cdot V_{rpart}}{R \cdot Tr7_{ind-1}}$ 
mr8_ind-1 ←  $\frac{P_{ind-1} \cdot V_{rpart}}{R \cdot Tr8_{ind-1}}$ 
mr9_ind-1 ←  $\frac{P_{ind-1} \cdot V_{rpart}}{R \cdot Tr9_{ind-1}}$ 
mr10_ind-1 ←  $\frac{P_{ind-1} \cdot V_{rpart}}{R \cdot Tr10_{ind-1}}$ 
mr_ind-1 ← mr1_ind-1 + mr2_ind-1 + mr3_ind-1 + mr4_ind-1 + mr5_ind-1 + mr6_ind-1 + mr7_ind-1 + mr8_ind-1 + mr9_ind-1 + mr10_ind-1
mh_ind-1 ←  $\frac{P_{ind-1} \cdot V_h}{R \cdot Th_{ind-1}}$ 
"Section 4-----"
dmduct_ind-1 ← mduct_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmk_ind-1 ← mk_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr1_ind-1 ← mr1_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr2_ind-1 ← mr2_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr3_ind-1 ← mr3_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr4_ind-1 ← mr4_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr5_ind-1 ← mr5_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr6_ind-1 ← mr6_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr7_ind-1 ← mr7_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr8_ind-1 ← mr8_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr9_ind-1 ← mr9_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmr10_ind-1 ← mr10_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
dmh_ind-1 ← mh_ind-1 ·  $\frac{dp_{ind-1}}{P_{ind-1}}$ 
"Section 5-----"
gAc_duct_ind-1 ← -dmc_ind-1
gAduct_k_ind-1 ← gAc_duct_ind-1 - dmduct_ind-1
gAkr_ind-1 ← gAc_duct_ind-1 - dmk_ind-1
gArr1_ind-1 ← gAkr_ind-1 - dmr1_ind-1
gArr2_ind-1 ← gArr1_ind-1 - dmr2_ind-1
gArr3_ind-1 ← gArr2_ind-1 - dmr3_ind-1
gArr4_ind-1 ← gArr3_ind-1 - dmr4_ind-1
gArr5_ind-1 ← gArr4_ind-1 - dmr5_ind-1
gArr6_ind-1 ← gArr5_ind-1 - dmr6_ind-1
gArr7_ind-1 ← gArr6_ind-1 - dmr7_ind-1
gArr8_ind-1 ← gArr7_ind-1 - dmr8_ind-1
gArr9_ind-1 ← gArr8_ind-1 - dmr9_ind-1
gArrh_ind-1 ← gArr9_ind-1 - dmr10_ind-1

```

Υπολογισμός της μεταβολής της μάζας του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής στην αρχή του πρώτου κύκλου, εκτός του συμπίεσής.

Υπολογισμός της παροχής του εργαζόμενου μέσου στα όρια μεταξύ των χώρων στην αρχή του πρώτου κύκλου της μηχανής. Υπολογίζονται οι παροχές στα εξής σημεία:

- Όριο συμπίεσής-ψύκτη
- Όριο ψύκτη-αναγεννητή
- Όριο αναγεννητή-θερμαντήρα
- Όριο θερμαντήρα-εκτονωτή
- Όριο μεταξύ των επιμέρους τμημάτων του αναγεννητή

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | |
|---|--|
| <pre> gAhe_{ind-1} ← gArh_{ind-1} - dmh_{ind-1} "Section 6-----" The_{ind-1} ← $\begin{cases} Th_{ind-1} & \text{if } gAhe_{ind-1} \geq 0 \\ Te_{ind-1} & \text{otherwise} \end{cases}$ Tc_{duct_{ind-1}} ← $\begin{cases} Tc_{ind-1} & \text{if } gAc_{duct_{ind-1}} \geq 0 \\ T_{duct_{ind-1}} & \text{otherwise} \end{cases}$ Tduct_{k_{ind-1}} ← $\begin{cases} T_{duct_{ind-1}} & \text{if } gAduct_{k_{ind-1}} \geq 0 \\ Tk_{ind-1} & \text{otherwise} \end{cases}$ DELpk_{ind-1} ← 0 DELpr_{ind-1} ← 0 DELph_{ind-1} ← 0 DELP_{rk_{int_{ind-1}}} ← 0 DELP_{rth_{int_{ind-1}}} ← 0 DELP_{k_{C_{ind-1}}} ← 0 DELP_{h_{C_{ind-1}}} ← 0 "Section 7-----" while ind < 10:360 pC_{ind} ← dp_{ind-1} + pC_{ind-1} pe_{ind} ← dp_{ind-1} + pe_{ind-1} p_{ind} ← dp_{ind-1} + p_{ind-1} p_{duct_{ind}} ← dp_{ind-1} + p_{duct_{ind-1}} pk_{ind} ← dp_{ind-1} + pk_{ind-1} pr_{1_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{1_{ind-1}} pr_{2_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{2_{ind-1}} pr_{3_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{3_{ind-1}} pr_{4_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{4_{ind-1}} pr_{5_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{5_{ind-1}} pr_{6_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{6_{ind-1}} pr_{7_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{7_{ind-1}} pr_{8_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{8_{ind-1}} pr_{9_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{9_{ind-1}} pr_{10_{ind}} ← dp_{ind-1} + pr_{10_{ind-1}} ph_{ind} ← dp_{ind-1} + ph_{ind-1} Tk_{ind} ← Tk_{ind-1} Th_{ind} ← Th_{ind-1} Sum_{reg_{1_{ind}}} ← $\frac{V_{rpart}}{TR_1} + \frac{V_{rpart}}{TR_2} + \frac{V_{rpart}}{TR_3} + \frac{V_{rpart}}{TR_4} + \frac{V_{rpart}}{TR_5} + \frac{V_{rpart}}{TR_6} + \frac{V_{rpart}}{TR_7} + \frac{V_{rpart}}{TR_8} + \frac{V_{rpart}}{TR_9} + \frac{V_{rpart}}{TR_{10}}$ dp_{ind} ← $\frac{-\gamma \cdot P_{ind} \left(\frac{dVc(ind)}{T_{duct_{k_{ind-1}}}} + \frac{dVe(ind)}{Th_{ind-1}} \right)}{\frac{Vc(ind+0.5)}{T_{duct_{k_{ind-1}}}} + \frac{Ve(ind+0.5)}{Th_{ind-1}} + \gamma \cdot \left(\frac{V_{duct}}{T_{duct_{ind-1}}} + \frac{Vk}{TK} + Sum_{reg_{1_{ind}}} + \frac{Vh}{TH} \right)}$ T_{duct_{ind}} ← TK "Section 7.2-----" dmc_{ind} ← $\frac{p_{ind} \cdot dVc(ind) + Vc(ind+0.5) \cdot \frac{dp_{ind}}{\gamma}}{R \cdot T_{duct_{k_{ind-1}}}}$ mc_{ind} ← dmc_{ind} + mc_{ind-1} m_{duct_{ind}} ← $\frac{P_{ind} \cdot V_{duct}}{R \cdot TK}$ mk_{ind} ← $\frac{P_{ind} \cdot Vk}{R \cdot TK}$ mr_{1_{ind}} ← $\frac{pr_{1_{ind}} \cdot V_{rpart}}{R \cdot Tr_{1_{ind-1}}}$ </pre> | <p>Υπολογισμός της θερμοκρασίας του αερίου στην αρχή του κύκλου στα εξής σημεία:</p> <p>Όριο θερμοανήρα-εκτονωτή Όριο συμπίεστη-κοιλότητας ψύκτη Όριο μεταξύ κοιλότητας και σωλήνων ψύκτη</p> <p>Αρχικοποίηση της πτώσης πίεσης λόγω τριβής και εντοπισμένων απωλειών</p> <p>Έναρξη προσομοίωσης. Ορίζεται διάστημα 10 κύκλων.</p> <p>Υπολογισμός της πίεσης του αερίου στους χώρους της μηχανής.</p> <p>Χρησιμοποιούνται οι τιμές της πίεσης και της μεταβολής της πίεσης στο προηγούμενο βήμα του κύκλου.</p> <p>Η θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες ορίζεται ίση με τη θερμοκρασία στο προηγούμενο βήμα. Θα υπολογισθεί μετά τον υπολογισμό των συναλασόμενων θερμοτήτων στους εναλλάκτες</p> <p>Υπολογισμός της μεταβολής της πίεσης στο μελετώμενο χρονικό βήμα</p> <p>Υπολογισμός της μεταβολής της μάζας στο συμπίεστη</p> <p>Υπολογισμός της μάζας στο συμπίεστη</p> <p>Υπολογισμός της μάζας στους άλλους χώρους της μηχανής. Χρησιμοποιείται η καταστατική εξίσωση</p> |
|---|--|

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$\begin{aligned}
 mr_{2_ind} &\leftarrow \frac{pr_{2_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{2_ind-1}} \\
 mr_{3_ind} &\leftarrow \frac{pr_{3_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{3_ind-1}} \\
 mr_{4_ind} &\leftarrow \frac{pr_{4_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{4_ind-1}} \\
 mr_{5_ind} &\leftarrow \frac{pr_{5_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{5_ind-1}} \\
 mr_{6_ind} &\leftarrow \frac{pr_{6_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{6_ind-1}} \\
 mr_{7_ind} &\leftarrow \frac{pr_{7_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{7_ind-1}} \\
 mr_{8_ind} &\leftarrow \frac{pr_{8_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{8_ind-1}} \\
 mr_{9_ind} &\leftarrow \frac{pr_{9_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{9_ind-1}} \\
 mr_{10_ind} &\leftarrow \frac{pr_{10_ind} \cdot V_{r_part}}{R \cdot Tr_{10_ind-1}} \\
 mr_{ind} &\leftarrow mr_{1_ind} + mr_{2_ind} + mr_{3_ind} + mr_{4_ind} + mr_{5_ind} + mr_{6_ind} + mr_{7_ind} + mr_{8_ind} + mr_{9_ind} + mr_{10_ind} \\
 mh_{ind} &\leftarrow \frac{p_{ind} \cdot V_h}{R \cdot T_H} \\
 me_{ind} &\leftarrow M - (mc_{ind} + m_{duct_ind} + mk_{ind} + mr_{ind} + mh_{ind}) \\
 T_{c_ind} &\leftarrow \frac{p_{ind} \cdot V_c (ind + 0.5)}{R \cdot mc_{ind}} \\
 T_{duct_ind} &\leftarrow T_{c_ind} \cdot rate_{c_duct_int} + T_{k_ind} \cdot rate_{k_duct_int} \\
 T_{e_ind} &\leftarrow \frac{p_{ind} \cdot V_e (ind + 0.5)}{R \cdot me_{ind}} \\
 dm_{duct_ind} &\leftarrow m_{duct_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dm_{k_ind} &\leftarrow mk_{ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{1_ind} &\leftarrow mr_{1_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{2_ind} &\leftarrow mr_{2_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{3_ind} &\leftarrow mr_{3_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{4_ind} &\leftarrow mr_{4_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{5_ind} &\leftarrow mr_{5_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{6_ind} &\leftarrow mr_{6_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{7_ind} &\leftarrow mr_{7_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{8_ind} &\leftarrow mr_{8_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{9_ind} &\leftarrow mr_{9_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmr_{10_ind} &\leftarrow mr_{10_ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}} \\
 dmh_{ind} &\leftarrow mh_{ind} \cdot \frac{dp_{ind}}{p_{ind}}
 \end{aligned}$$

Υπολογισμός της θερμοκρασίας του αερίου στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης, και στην κοιλότητα του ψύκτη.

Η θερμοκρασία στην κοιλότητα του ψύκτη υπολογίζεται ως ενδιάμεση μεταξύ της θερμοκρασίας του χώρου συμπίεσης και των σωλήνων του ψύκτη

Υπολογισμός της μεταβολής της μάζας του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής

+

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$Qr1_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Tkr_{ind} gAkr_{ind} - Trr1_{ind-1} gAr1_{ind})$$

$$Qr2_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr1_{ind-1} gAr1_{ind} - Trr2_{ind-1} gAr2_{ind})$$

$$Qr3_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr2_{ind-1} gAr2_{ind} - Trr3_{ind-1} gAr3_{ind})$$

$$Qr4_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr3_{ind-1} gAr3_{ind} - Trr4_{ind-1} gAr4_{ind})$$

$$Qr5_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr4_{ind-1} gAr4_{ind} - Trr5_{ind-1} gAr5_{ind})$$

$$Qr6_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr5_{ind-1} gAr5_{ind} - Trr6_{ind-1} gAr6_{ind})$$

$$Qr7_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr6_{ind-1} gAr6_{ind} - Trr7_{ind-1} gAr7_{ind})$$

$$Qr8_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr7_{ind-1} gAr7_{ind-1} - Trr8_{ind-1} gAr8_{ind})$$

$$Qr9_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr8_{ind-1} gAr8_{ind} - Trr9_{ind-1} gAr9_{ind})$$

$$Qr10_{ind} \leftarrow Vr_{part} dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trr9_{ind-1} gAr9_{ind} - Trrh_{ind-1} gArh_{ind})$$

$$Qr_{ind} \leftarrow Qr1_{ind} + Qr2_{ind} + Qr3_{ind} + Qr4_{ind} + Qr5_{ind} + Qr6_{ind} + Qr7_{ind} + Qr8_{ind} + Qr9_{ind} + Qr10_{ind}$$

$$Qh_{ind} \leftarrow Vh dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp (Trh_{ind} gArh_{ind} - The_{ind} gAhe_{ind})$$

$$qk_{ind} \leftarrow \frac{Qk_{ind}}{mk_{ind}}$$

$$qr_{ind} \leftarrow \frac{Qr_{ind}}{mr_{ind}}$$

$$qh_{ind} \leftarrow \frac{Qh_{ind}}{mh_{ind}}$$

$$enthck_{ind} \leftarrow cp Tduct_k_{ind} gAduct_k_{ind}$$

$$enthkr_{ind} \leftarrow cp Tkr_{ind} gAkr_{ind}$$

$$enthrh_{ind} \leftarrow cp Trh_{ind} gArh_{ind}$$

$$enthhe_{ind} \leftarrow cp The_{ind} gAhe_{ind}$$

$$Rek_{ind} \leftarrow \frac{|gAk_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_k}{\mu(Tk_{ind}) \cdot A_k}$$

$$Rer_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{|gAr_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr_{ind-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{|gAr_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr_{ind-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Rer1_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{|gAr1_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr1_{ind-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{|gAr1_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr1_{ind-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Rer2_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{|gAr2_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr2_{ind-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{|gAr2_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr2_{ind-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Rer3_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{|gAr3_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr3_{ind-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{|gAr3_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr3_{ind-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Rer4_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{|gAr4_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr4_{ind-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{|gAr4_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr4_{ind-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Rer5_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{|gAr5_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr5_{ind-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{|gAr5_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr5_{ind-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Rer6_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{|gAr6_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr6_{ind-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{|gAr6_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr6_{ind-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Rer7_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{|gAr7_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr7_{ind-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{|gAr7_{ind}| \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(Tr7_{ind-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Υπολογισμός στιγμιαίας συναλασσομένης θερμότητας στα τμήματα και το σύνολο του αναγεννητή

Υπολογισμός στιγμιαίας προσδιδόμενης θερμότητας στο θερμαντήρα

Υπολογισμός ειδικών θερμότητων στο ψύκτη, τον αναγεννητή και το θερμαντήρα

Υπολογισμός ροής ενθαλπίας στα όρια του ψύκτη, του αναγεννητή και του θερμαντήρα

Υπολογισμός αριθμού Reynolds στο ψύκτη, το θερμαντήρα και τα τμήματα του αναγεννητή

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | | |
|--|--|--|
| $\text{Rer8}_{\text{ind}} \leftarrow \begin{cases} \frac{ gAr8_{\text{ind}} \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(\text{Tr8}_{\text{ind}-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{ gAr8_{\text{ind}} \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(\text{Tr8}_{\text{ind}-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$ $\text{Rer9}_{\text{ind}} \leftarrow \begin{cases} \frac{ gAr9_{\text{ind}} \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(\text{Tr9}_{\text{ind}-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{ gAr9_{\text{ind}} \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(\text{Tr9}_{\text{ind}-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$ $\text{Rer10}_{\text{ind}} \leftarrow \begin{cases} \frac{ gAr10_{\text{ind}} \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(\text{Tr10}_{\text{ind}-1}) \cdot A_r} & \text{if } \frac{ gAr10_{\text{ind}} \cdot 360 \cdot f \cdot dh_r}{\mu(\text{Tr10}_{\text{ind}-1}) \cdot A_r} \geq 0.1 \\ 0.1 & \text{otherwise} \end{cases}$ $\text{Reh}_{\text{ind}} \leftarrow \frac{ gAh_{\text{ind}} \cdot 360 \cdot f \cdot dh_h}{\mu(\text{Th}_{\text{ind}}) \cdot A_h}$ $kk_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tk}_{\text{ind}})$ $kr1_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr1}_{\text{ind}-1})$ $kr2_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr2}_{\text{ind}-1})$ $kr3_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr3}_{\text{ind}-1})$ $kr4_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr4}_{\text{ind}-1})$ $kr5_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr5}_{\text{ind}-1})$ $kr6_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr6}_{\text{ind}-1})$ $kr7_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr7}_{\text{ind}-1})$ $kr8_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr8}_{\text{ind}-1})$ $kr9_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr9}_{\text{ind}-1})$ $kr10_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr10}_{\text{ind}-1})$ $kr_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Tr}_{\text{ind}-1})$ $kh_{\text{ind}} \leftarrow k_f(\text{Th}_{\text{ind}})$ $\text{Nuk}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nuk}(\text{Rek}_{\text{ind}})$ $\text{Nur1}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer1}_{\text{ind}})$ $\text{Nur2}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer2}_{\text{ind}})$ $\text{Nur3}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer3}_{\text{ind}})$ $\text{Nur4}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer4}_{\text{ind}})$ $\text{Nur5}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer5}_{\text{ind}})$ | | <p>Υπολογισμός της θερμικής αγωγιμότητας του αερίου στο ψύκτη, το θερμαντήρα και τα τμήματα του αναγεννητή</p> <p>Υπολογισμός του αριθμού Nusselt στο ψύκτη, το θερμαντήρα και τα τμήματα του αναγεννητή, βάσει της συσχέτισης μεταξύ Nusselt και Reynolds</p> |
| $\text{Nur6}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer6}_{\text{ind}})$ $\text{Nur7}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer7}_{\text{ind}})$ $\text{Nur8}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer8}_{\text{ind}})$ $\text{Nur9}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer9}_{\text{ind}})$ $\text{Nur10}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer10}_{\text{ind}})$ $\text{Nur}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur}(\text{Rer}_{\text{ind}})$ $\text{Nuh}_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nuh}(\text{Reh}_{\text{ind}})$ $hk_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nuk}_{\text{ind}} \cdot \frac{kk_{\text{ind}}}{dh_k}$ $hr1_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur1}_{\text{ind}} \cdot \frac{kr1_{\text{ind}}}{dh_r}$ $hr2_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur2}_{\text{ind}} \cdot \frac{kr2_{\text{ind}}}{dh_r}$ $hr3_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur3}_{\text{ind}} \cdot \frac{kr3_{\text{ind}}}{dh_r}$ $hr4_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur4}_{\text{ind}} \cdot \frac{kr4_{\text{ind}}}{dh_r}$ $hr5_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur5}_{\text{ind}} \cdot \frac{kr5_{\text{ind}}}{dh_r}$ $hr6_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur6}_{\text{ind}} \cdot \frac{kr6_{\text{ind}}}{dh_r}$ $hr7_{\text{ind}} \leftarrow \text{Nur7}_{\text{ind}} \cdot \frac{kr7_{\text{ind}}}{dh_r}$ | | <p>Υπολογισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στο ψύκτη, το θερμαντήρα και τα τμήματα του αναγεννητή</p> |

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | |
|--|--|
| $hr_{8_ind} \leftarrow Nur_{8_ind} \cdot \frac{kr_{8_ind}}{dh_r}$ $hr_{9_ind} \leftarrow Nur_{9_ind} \cdot \frac{kr_{9_ind}}{dh_r}$ $hr_{10_ind} \leftarrow Nur_{10_ind} \cdot \frac{kr_{10_ind}}{dh_r}$ $hr_{ind} \leftarrow Nur_{ind} \cdot \frac{kr_{ind}}{dh_r}$ $hh_{ind} \leftarrow Nuh_{ind} \cdot \frac{kh_{ind}}{dh_h}$ $kk_{w_ind} \leftarrow k_s \cdot (1 - k_{w_ind-1})$ $kr_{w_ind} \leftarrow k_s \cdot (Tr_{w_ind-1})$ $kh_{w_ind} \leftarrow k_s \cdot (Th_{w_ind-1})$ $Tk_{w_ind} \leftarrow Tf_{k_} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qk_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot (d_{k_o} - d_{k_i})}{2 \cdot kk_{w_ind} \cdot A_{wgk}}$ $Tk_{ind} \leftarrow Tk_{w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qk_{ind} \cdot 360 \cdot f}{h_{k_mean} \cdot A_{wgk}}$ $Th_{w_ind} \leftarrow Tf_{h_} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qh_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot (d_{h_o} - d_{h_i})}{2 \cdot kh_{w_ind} \cdot A_{wgh}}$ $Th_{ind} \leftarrow Th_{w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qh_{ind} \cdot 360 \cdot f}{h_{h_mean} \cdot A_{wgh}}$ $dT_{r1_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{1_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r2_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{2_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r3_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{3_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r4_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{4_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r5_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{5_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r6_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{6_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r7_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{7_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r8_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{8_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r9_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{9_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $dT_{r10_ind} \leftarrow \left[\frac{Qr_{10_ind} \cdot \epsilon \cdot (360 \cdot f)}{C_{Mr_part}} \cdot \Delta t \right]$ $Tr_{1_w_ind} \leftarrow dT_{r1_ind} + Tr_{1_w_ind-1}$ $Tr_{2_w_ind} \leftarrow dT_{r2_ind} + Tr_{2_w_ind-1}$ $Tr_{3_w_ind} \leftarrow dT_{r3_ind} + Tr_{3_w_ind-1}$ $Tr_{4_w_ind} \leftarrow dT_{r4_ind} + Tr_{4_w_ind-1}$ $Tr_{5_w_ind} \leftarrow dT_{r5_ind} + Tr_{5_w_ind-1}$ $Tr_{6_w_ind} \leftarrow dT_{r6_ind} + Tr_{6_w_ind-1}$ $Tr_{7_w_ind} \leftarrow dT_{r7_ind} + Tr_{7_w_ind-1}$ $Tr_{8_w_ind} \leftarrow dT_{r8_ind} + Tr_{8_w_ind-1}$ $Tr_{9_w_ind} \leftarrow dT_{r9_ind} + Tr_{9_w_ind-1}$ $Tr_{10_w_ind} \leftarrow dT_{r10_ind} + Tr_{10_w_ind-1}$ | <p>Υπολογισμός της θερμικής αγωγιμότητας του μετάλλου στα τοιχώματα του ψύκτη και του θερμοαντήρα και στο μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή</p> <p>Υπολογισμός της θερμοκρασίας του τοιχώματος και του εργαζόμενου μέσου στους εναλλάκτες θερμότητας (ψύκτης, θερμοαντήρας)</p> <p>Υπολογισμός της χρονικής μεταβολής της θερμοκρασίας του μετάλλου στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή</p> <p>Υπολογισμός της θερμοκρασίας του μεταλλικού πλέγματος στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή</p> |
|--|--|

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$dT_{r,ind} \leftarrow \frac{dT_{r1,ind} + dT_{r2,ind} + dT_{r3,ind} + dT_{r4,ind} + dT_{r5,ind} + dT_{r6,ind} + dT_{r7,ind} + dT_{r8,ind} + dT_{r9,ind} + dT_{r10,ind}}{10}$$

$$Tr_{w,ind} \leftarrow dT_{r,ind} + Tr_{w,ind-1}$$

$$Tr1_{vol,ind} \leftarrow Tr1_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr1_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr1_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr2_{vol,ind} \leftarrow Tr2_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr2_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr2_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr3_{vol,ind} \leftarrow Tr3_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr3_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr3_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr4_{vol,ind} \leftarrow Tr4_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr4_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr4_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr5_{vol,ind} \leftarrow Tr5_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr5_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr5_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr6_{vol,ind} \leftarrow Tr6_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr6_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr6_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr7_{vol,ind} \leftarrow Tr7_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr7_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr7_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr8_{vol,ind} \leftarrow Tr8_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr8_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr8_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr9_{vol,ind} \leftarrow Tr9_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr9_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr9_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr10_{vol,ind} \leftarrow Tr10_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr10_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr10_{ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{vol,ind} \leftarrow Tr_{w,ind} - \frac{1}{2} \frac{Qr_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{ind} \cdot Awgr}$$

$$Tr1_{ind} \leftarrow \frac{Tr1_{vol,ind} + Tr2_{vol,ind}}{2}$$

$$Tr2_{ind} \leftarrow \frac{Tr2_{vol,ind} + Tr3_{vol,ind}}{2}$$

$$Tr3_{ind} \leftarrow \frac{Tr3_{vol,ind} + Tr4_{vol,ind}}{2}$$

$$Tr4_{ind} \leftarrow \frac{Tr4_{vol,ind} + Tr5_{vol,ind}}{2}$$

$$Tr5_{ind} \leftarrow \frac{Tr5_{vol,ind} + Tr6_{vol,ind}}{2}$$

$$Tr6_{ind} \leftarrow \frac{Tr6_{vol,ind} + Tr7_{vol,ind}}{2}$$

$$Tr7_{ind} \leftarrow \frac{Tr7_{vol,ind} + Tr8_{vol,ind}}{2}$$

$$Tr8_{ind} \leftarrow \frac{Tr8_{vol,ind} + Tr9_{vol,ind}}{2}$$

$$Tr9_{ind} \leftarrow \frac{Tr9_{vol,ind} + Tr10_{vol,ind}}{2}$$

$$Qr1_{ind} \leftarrow Vr_{part} \cdot dp_{ind} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tkr_{ind} \cdot gAkr_{ind} - Tr1_{ind} \cdot gArr1_{ind}) - rateDiss_Qr \cdot W_{dissr1,ind-1}$$

$$Qr2_{ind} \leftarrow Vr_{part} \cdot dp_{ind} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tr1_{ind} \cdot gArr1_{ind} - Tr2_{ind} \cdot gArr2_{ind}) - rateDiss_Qr \cdot W_{dissr2,ind-1}$$

$$Qr3_{ind} \leftarrow Vr_{part} \cdot dp_{ind} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tr2_{ind} \cdot gArr2_{ind} - Tr3_{ind} \cdot gArr3_{ind}) - rateDiss_Qr \cdot W_{dissr3,ind-1}$$

$$Qr4_{ind} \leftarrow Vr_{part} \cdot dp_{ind} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tr3_{ind} \cdot gArr3_{ind} - Tr4_{ind} \cdot gArr4_{ind}) - rateDiss_Qr \cdot W_{dissr4,ind-1}$$

$$Qr5_{ind} \leftarrow Vr_{part} \cdot dp_{ind} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tr4_{ind} \cdot gArr4_{ind} - Tr5_{ind} \cdot gArr5_{ind}) - rateDiss_Qr \cdot W_{dissr5,ind-1}$$

$$Qr6_{ind} \leftarrow Vr_{part} \cdot dp_{ind} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tr5_{ind} \cdot gArr5_{ind} - Tr6_{ind} \cdot gArr6_{ind}) - rateDiss_Qr \cdot W_{dissr6,ind-1}$$

$$Qr7_{ind} \leftarrow Vr_{part} \cdot dp_{ind} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tr6_{ind} \cdot gArr6_{ind} - Tr7_{ind} \cdot gArr7_{ind}) - rateDiss_Qr \cdot W_{dissr7,ind-1}$$

$$Qr8_{ind} \leftarrow Vr_{part} \cdot dp_{ind} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tr7_{ind} \cdot gArr7_{ind} - Tr8_{ind} \cdot gArr8_{ind}) - rateDiss_Qr \cdot W_{dissr8,ind-1}$$

Υπολογισμός της μέσης χωρικής θερμοκρασίας του αερίου στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή και το σύνολο του αναγεννητή

Υπολογισμός της μέσης ενεργού θερμοκρασίας του αερίου στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή και το σύνολο του αναγεννητή

Υπολογισμός της στιγμιαίας συναλασσόμενης θερμότητας στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή και το σύνολο του αναγεννητή

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$Qr_{ind} \leftarrow V_{rpart} \cdot dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp \left(Tr_{ind}^8 \cdot gArr_{ind} - Tr_{ind}^9 \cdot gAn_{ind} \right) - rate_{Diss_Qr} \cdot W_{diss_{r10_ind-1}}$$

$$Qr_{10_ind} \leftarrow V_{rpart} \cdot dp_{ind} \frac{cv}{R} - cp \left(Tr_{ind}^9 \cdot gAn_{ind} - Tr_{ind}^8 \cdot gArr_{ind} \right) - rate_{Diss_Qr} \cdot W_{diss_{r10_ind-1}}$$

$$Qr_{ind} \leftarrow Qr_{1_ind} + Qr_{2_ind} + Qr_{3_ind} + Qr_{4_ind} + Qr_{5_ind} + Qr_{6_ind} + Qr_{7_ind} + Qr_{8_ind} + Qr_{9_ind} + Qr_{10_ind}$$

$$Tr_{vol_ind} \leftarrow Tr_{w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{ind} \cdot Awgr}$$

$$Tr_{1_vol_ind} \leftarrow Tr_{1_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{1_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{1_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{2_vol_ind} \leftarrow Tr_{2_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{2_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{2_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{3_vol_ind} \leftarrow Tr_{3_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{3_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{3_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{4_vol_ind} \leftarrow Tr_{4_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{4_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{4_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{5_vol_ind} \leftarrow Tr_{5_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{5_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{5_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{6_vol_ind} \leftarrow Tr_{6_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{6_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{6_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{7_vol_ind} \leftarrow Tr_{7_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{7_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{7_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{8_vol_ind} \leftarrow Tr_{8_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{8_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{8_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{9_vol_ind} \leftarrow Tr_{9_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{9_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{9_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Tr_{10_vol_ind} \leftarrow Tr_{10_w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Qr_{10_ind} \cdot 360 \cdot f}{hr_{10_ind} \cdot Awgr_part}$$

$$Trr_{1_ind} \leftarrow \frac{Tr_{1_vol_ind} + Tr_{2_vol_ind}}{2}$$

$$Trr_{2_ind} \leftarrow \frac{Tr_{2_vol_ind} + Tr_{3_vol_ind}}{2}$$

$$Trr_{3_ind} \leftarrow \frac{Tr_{3_vol_ind} + Tr_{4_vol_ind}}{2}$$

$$Trr_{4_ind} \leftarrow \frac{Tr_{4_vol_ind} + Tr_{5_vol_ind}}{2}$$

$$Trr_{5_ind} \leftarrow \frac{Tr_{5_vol_ind} + Tr_{6_vol_ind}}{2}$$

$$Trr_{6_ind} \leftarrow \frac{Tr_{6_vol_ind} + Tr_{7_vol_ind}}{2}$$

$$Trr_{7_ind} \leftarrow \frac{Tr_{7_vol_ind} + Tr_{8_vol_ind}}{2}$$

$$Trr_{8_ind} \leftarrow \frac{Tr_{8_vol_ind} + Tr_{9_vol_ind}}{2}$$

$$Trr_{9_ind} \leftarrow \frac{Tr_{9_vol_ind} + Tr_{10_vol_ind}}{2}$$

$$Tr_{1_ind} \leftarrow \frac{Trr_{1_ind} - Trk_{ind}}{\ln \left(\frac{Tr_{1_ind}}{Trk_{ind}} \right)}$$

$$Tr_{2_ind} \leftarrow \frac{Trr_{2_ind} - Tr_{1_ind}}{\ln \left(\frac{Tr_{2_ind}}{Tr_{1_ind}} \right)}$$

$$Tr_{3_ind} \leftarrow \frac{Trr_{3_ind} - Tr_{2_ind}}{\ln \left(\frac{Tr_{3_ind}}{Tr_{2_ind}} \right)}$$

Διόρθωση της μέσης χωρικής θερμοκρασίας στα επιμέρους τμήματα και το σύνολο του αναγεννητή βάσει της υπολογισμένης συναλασσόμενης θερμότητας.

+

Υπολογισμός της θερμοκρασίας στα όρια μεταξύ των τμημάτων του αναγεννητή. Ο υπολογισμός γίνεται βάσει των μέσων χωρικών θερμοκρασιών στα επιμέρους τμήματα.

Υπολογισμός των μέσων ενεργών θερμοκρασιών στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$Tr4_{ind} \leftarrow \frac{Tr4_{ind} - Tr3_{ind}}{\ln\left(\frac{Tr4_{ind}}{Tr3_{ind}}\right)}$$

$$Tr5_{ind} \leftarrow \frac{Tr5_{ind} - Tr4_{ind}}{\ln\left(\frac{Tr5_{ind}}{Tr4_{ind}}\right)}$$

$$Tr6_{ind} \leftarrow \frac{Tr6_{ind} - Tr5_{ind}}{\ln\left(\frac{Tr6_{ind}}{Tr5_{ind}}\right)}$$

$$Tr7_{ind} \leftarrow \frac{Tr7_{ind} - Tr6_{ind}}{\ln\left(\frac{Tr7_{ind}}{Tr6_{ind}}\right)}$$

$$Tr8_{ind} \leftarrow \frac{Tr8_{ind} - Tr7_{ind}}{\ln\left(\frac{Tr8_{ind}}{Tr7_{ind}}\right)}$$

$$Tr9_{ind} \leftarrow \frac{Tr9_{ind} - Tr8_{ind}}{\ln\left(\frac{Tr9_{ind}}{Tr8_{ind}}\right)}$$

$$Tr10_{ind} \leftarrow \frac{Trh_{ind} - Tr9_{ind}}{\ln\left(\frac{Trh_{ind}}{Tr9_{ind}}\right)}$$

$$Tr_{ind} \leftarrow \frac{Th_{ind} - Tk_{ind}}{\ln\left(\frac{Th_{ind}}{Tk_{ind}}\right)}$$

$$Prk_{ind} \leftarrow Pr_k$$

$$Prh_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Prr1_{ind} \leftarrow Prk_{ind} + 1 \cdot \frac{(Prh_{ind} - Prk_{ind})}{11}$$

$$Prr2_{ind} \leftarrow 0.67$$

Ορισμός του αριθμού Prandtl στο ψύκτη, το θερμαντήρα και τα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή

$$Prr3_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Prr4_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Prr5_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Prr6_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Prr7_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Prr8_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Prr9_{ind} \leftarrow Prk_{ind} + 9 \cdot \frac{(Prh_{ind} - Prk_{ind})}{11}$$

$$Prr10_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Prr_{ind} \leftarrow 0.67$$

$$Frk_{ind} \leftarrow \begin{cases} 16 & \text{if } Re_{k,ind} < 2000 \\ 7.3439 \cdot 10^{-4} \cdot (Re_{k,ind})^{1.3142} & \text{if } 2000 \leq Re_{k,ind} \leq 4000 \\ 0.0791 \cdot (Re_{k,ind})^{0.75} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Frh_{ind} \leftarrow \begin{cases} 16 & \text{if } Re_{h,ind} < 2000 \\ 7.3439 \cdot 10^{-4} \cdot (Re_{h,ind})^{1.3142} & \text{if } 2000 \leq Re_{h,ind} \leq 4000 \\ 0.0791 \cdot (Re_{h,ind})^{0.75} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Υπολογισμός του συντελεστή τριβής στα τοιχώματα του ψύκτη και του θερμαντήρα

$$Frr1_{ind} \leftarrow Cf_r(Re1_{ind})$$

$$Frr2_{ind} \leftarrow Cf_r(Re2_{ind})$$

$$Frr3_{ind} \leftarrow Cf_r(Re3_{ind})$$

$$Frr4_{ind} \leftarrow Cf_r(Re4_{ind})$$

$$Frr5_{ind} \leftarrow Cf_r(Re5_{ind})$$

$$Frr6_{ind} \leftarrow Cf_r(Re6_{ind})$$

Υπολογισμός του συντελεστή τριβής στα επιμέρους τμήματα του αναγεννητή, βάσει της συσχέτισης του συντελεστή τριβής με το Reynolds

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$Fr7_{ind} \leftarrow Cf_1(Rer7_{ind})$$

$$Fr8_{ind} \leftarrow Cf_1(Rer8_{ind})$$

$$Fr9_{ind} \leftarrow Cf_1(Rer9_{ind})$$

$$Fr10_{ind} \leftarrow Cf_1(Rer10_{ind})$$

$$Fr_{ind} \leftarrow Cf_4(Rer_{ind})$$

$$Str_{ind} \leftarrow \frac{Nur_{ind}}{Rer_{ind} \cdot Pr_{ind}}$$

$$\rho c_{ind} \leftarrow \frac{P_{ind}}{R \cdot Tc_{ind}}$$

$$\rho e_{ind} \leftarrow \frac{P_{ind}}{R \cdot Te_{ind}}$$

$$\rho k_{ind} \leftarrow \frac{P_{ind}}{R \cdot Tk_{ind}}$$

$$\rho h_{ind} \leftarrow \frac{P_{ind}}{R \cdot Th_{ind}}$$

$$\rho r_{ind} \leftarrow \frac{P_{ind}}{R \cdot Tr_{ind}}$$

$$\rho r1_{ind} \leftarrow \frac{pr1_{ind}}{R \cdot Tr1_{ind}}$$

$$\rho r2_{ind} \leftarrow \frac{pr2_{ind}}{R \cdot Tr2_{ind}}$$

$$\rho r3_{ind} \leftarrow \frac{pr3_{ind}}{R \cdot Tr3_{ind}}$$

$$\rho r4_{ind} \leftarrow \frac{pr4_{ind}}{R \cdot Tr4_{ind}}$$

$$\rho r5_{ind} \leftarrow \frac{pr5_{ind}}{R \cdot Tr5_{ind}}$$

$$\rho r6_{ind} \leftarrow \frac{pr6_{ind}}{R \cdot Tr6_{ind}}$$

$$\rho r7_{ind} \leftarrow \frac{pr7_{ind}}{R \cdot Tr7_{ind}}$$

$$\rho r8_{ind} \leftarrow \frac{pr8_{ind}}{R \cdot Tr8_{ind}}$$

$$\rho r9_{ind} \leftarrow \frac{pr9_{ind}}{R \cdot Tr9_{ind}}$$

$$\rho r10_{ind} \leftarrow \frac{pr10_{ind}}{R \cdot Tr10_{ind}}$$

$$\rho duct_k_{ind} \leftarrow \frac{P_{ind}}{R \cdot Tduct_k_{ind}}$$

$$\rho kr_{ind} \leftarrow \frac{P_{ind}}{R \cdot Tkr_{ind}}$$

$$\rho k_{ind} \leftarrow \frac{pk_{ind} - \left(\frac{DELpk_{ind-1}}{2} + DELp_{rk_int_{ind-1}} \right)}{R \cdot Trk_{ind}}$$

$$\rho rh_{ind} \leftarrow \frac{pk_{ind} - \left(\frac{DELpk_{ind-1}}{2} + DELp_{rk_int_{ind-1}} + DELpr_{ind-1} \right)}{R \cdot Trh_{ind}}$$

$$\rho hr_{ind} \leftarrow \frac{pk_{ind} - \left(\frac{DELpk_{ind-1}}{2} + DELp_{rk_int_{ind-1}} + DELpr_{ind-1} + DELp_{rh_int_{ind-1}} \right)}{R \cdot Thr_{ind}}$$

$$\rho be_{ind} \leftarrow \frac{pk_{ind} - \left(\frac{DELpk_{ind-1}}{2} + DELp_{rk_int_{ind-1}} + DELpr_{ind-1} + DELp_{rh_int_{ind-1}} + DELph_{ind-1} + DELp_{h_c_{ind-1}} \right)}{R \cdot The_{ind}}$$

Υπολογισμός της πυκνότητας στους μελετώμενους χώρους της μηχανής

Υπολογισμός της πυκνότητας στα όρια των χώρων της μηχανής

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | | |
|---|--|--|
| $u_{k_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ak_ind}}{\rho_{k_ind} \cdot A_k}$ $u_{r_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar_ind}}{\rho_{r_ind} \cdot A_r}$ $u_{r1_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar1_ind}}{\rho_{r1_ind} \cdot A_r}$ $u_{r2_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar2_ind}}{\rho_{r2_ind} \cdot A_r}$ $u_{r3_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar3_ind}}{\rho_{r3_ind} \cdot A_r}$ $u_{r4_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar4_ind}}{\rho_{r4_ind} \cdot A_r}$ $u_{r5_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar5_ind}}{\rho_{r5_ind} \cdot A_r}$ $u_{r6_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar6_ind}}{\rho_{r6_ind} \cdot A_r}$ $u_{r7_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar7_ind}}{\rho_{r7_ind} \cdot A_r}$ $u_{r8_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar8_ind}}{\rho_{r8_ind} \cdot A_r}$ $u_{r9_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar9_ind}}{\rho_{r9_ind} \cdot A_r}$ $u_{r10_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ar10_ind}}{\rho_{r10_ind} \cdot A_r}$ $u_{h_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ah_ind}}{\rho_{h_ind} \cdot A_h}$ $u_{ck_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Aduct_k_ind}}{\rho_{duct_k_ind} \cdot A_{duct_k}}$ $u_{kr_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Akr_ind}}{\rho_{kr_ind} \cdot A_k}$ $u_{rk_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Akr_ind}}{\rho_{rk_ind} \cdot A_r}$ $u_{rh_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Arh_ind}}{\rho_{rh_ind} \cdot A_r}$ $u_{hr_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Arh_ind}}{\rho_{hr_ind} \cdot A_h}$ $u_{he_ind} \leftarrow (360 \cdot f) \cdot \frac{g_{Ahe_ind}}{\rho_{he_ind} \cdot A_{he}}$ $DELpk_{ind} \leftarrow N_{corr_Cf_k} \cdot \frac{2 \cdot Frk_{ind} \cdot \mu(TK) \cdot g_{Ak_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_k^2}{m_{k_ind} \cdot dh_k^2}$ $DELpr1_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer1_{ind}) \cdot \mu(TR_1) \cdot g_{Ar1_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}^2}{m_{r1_ind} \cdot dh_r^2}$ $DELpr2_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer2_{ind}) \cdot \mu(TR_2) \cdot g_{Ar2_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}^2}{m_{r2_ind} \cdot dh_r^2}$ $DELpr3_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer3_{ind}) \cdot \mu(TR_3) \cdot g_{Ar3_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}^2}{m_{r3_ind} \cdot dh_r^2}$ $DELpr4_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer4_{ind}) \cdot \mu(TR_4) \cdot g_{Ar4_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}^2}{m_{r4_ind} \cdot dh_r^2}$ $DELpr5_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer5_{ind}) \cdot \mu(TR_5) \cdot g_{Ar5_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}^2}{m_{r5_ind} \cdot dh_r^2}$ | | <p>Υπολογισμός της ταχύτητας στους χώρους της μηχανής</p> <p style="text-align: center; color: red;">+</p> <p>Υπολογισμός της ταχύτητας στα όρια των χώρων της μηχανής</p> <p>Υπολογισμός της πτώσης πίεσης λόγω τριβής στους χώρους της μηχανής.</p> <p>Η πτώση πίεσης στο ψύκτη και το θερμαντήρα πολλαπλασιάζεται με το συντελεστή που υπολογίσθηκε από την προσομοίωση</p> |
|---|--|--|

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$DELpr6_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer6_{ind}) \cdot \mu(TR6) \cdot gAr6_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}}{mr6_{ind} \cdot dh_r^2}$$

$$DELpr7_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer7_{ind}) \cdot \mu(TR7) \cdot gAr7_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}}{mr7_{ind} \cdot dh_r^2}$$

$$DELpr8_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer8_{ind}) \cdot \mu(TR8) \cdot gAr8_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}}{mr8_{ind} \cdot dh_r^2}$$

$$DELpr9_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer9_{ind}) \cdot \mu(TR9) \cdot gAr9_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}}{mr9_{ind} \cdot dh_r^2}$$

$$DELpr10_{ind} \leftarrow \frac{2 \cdot Cf_r(Rer10_{ind}) \cdot \mu(TR10) \cdot gAr10_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_{r_part}}{mr10_{ind} \cdot dh_r^2}$$

$$DELpr_{ind} \leftarrow DELpr1_{ind} + DELpr2_{ind} + DELpr3_{ind} + DELpr4_{ind} + DELpr5_{ind} + DELpr6_{ind} + DELpr7_{ind} + DELpr8_{ind} + DELpr9_{ind} + DELpr10_{ind}$$

$$DELph_{ind} \leftarrow N_{corr_Cf_h} \cdot \frac{2 \cdot Frh_{ind} \cdot \mu(TH) \cdot gAh_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot L_h}{mh_{ind} \cdot dh_h^2}$$

$$DELprk_int_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \rho k_{ind} \cdot (uk_{ind})^2 \cdot C_{r_k_int_pos} & \text{if } gAk_{ind} > 0 \\ -\left[\frac{1}{2} \cdot \rho k_{ind} \cdot (uk_{ind})^2 \cdot C_{r_k_int_neg} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$DELprh_int_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \rho h_{ind} \cdot (uh_{ind})^2 \cdot C_{r_h_int_pos} & \text{if } gAh_{ind} > 0 \\ -\left[\frac{1}{2} \cdot \rho h_{ind} \cdot (uh_{ind})^2 \cdot C_{r_h_int_neg} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$DELPk_c_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \rho k_{ind} \cdot (uk_{ind})^2 \cdot C_{duct_k_pos} & \text{if } gAk_{ind} > 0 \\ -\left[\frac{1}{2} \cdot \rho k_{ind} \cdot (uk_{ind})^2 \cdot C_{duct_k_neg} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$DELph_c_{ind} \leftarrow \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \rho h_{ind} \cdot (uh_{ind})^2 \cdot C_{h_pos} & \text{if } gAh_{ind} > 0 \\ -\left[\frac{1}{2} \cdot \rho h_{ind} \cdot (uh_{ind})^2 \cdot C_{h_neg} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$DELpov_{ind} \leftarrow DELpk_{ind} + DELpr_{ind} + DELph_{ind} + DELprk_int_{ind} + DELprh_int_{ind} + DELPk_c_{ind} + DELPh_c_{ind}$$

$$P_{duct_{ind}} \leftarrow p_{c_{ind}} - \frac{DELpk_c_{ind}}{2}$$

$$pk_{ind} \leftarrow P_{duct_{ind}} - \left(\frac{DELpk_c_{ind}}{2} + \frac{DELPk_c_{ind}}{2} \right)$$

$$pr1_{ind} \leftarrow pk_{ind} - \left(\frac{DELpk_{ind}}{2} + DELprk_int_{ind} + \frac{DELpr1_{ind}}{2} \right)$$

$$pr2_{ind} \leftarrow pr1_{ind} - \left(\frac{DELpr1_{ind}}{2} + \frac{DELpr2_{ind}}{2} \right)$$

$$pr3_{ind} \leftarrow pr2_{ind} - \left(\frac{DELpr2_{ind}}{2} + \frac{DELpr3_{ind}}{2} \right)$$

$$pr4_{ind} \leftarrow pr3_{ind} - \left(\frac{DELpr3_{ind}}{2} + \frac{DELpr4_{ind}}{2} \right)$$

$$pr5_{ind} \leftarrow pr4_{ind} - \left(\frac{DELpr4_{ind}}{2} + \frac{DELpr5_{ind}}{2} \right)$$

$$pr6_{ind} \leftarrow pr5_{ind} - \left(\frac{DELpr5_{ind}}{2} + \frac{DELpr6_{ind}}{2} \right)$$

$$pr7_{ind} \leftarrow pr6_{ind} - \left(\frac{DELpr6_{ind}}{2} + \frac{DELpr7_{ind}}{2} \right)$$

$$pr8_{ind} \leftarrow pr7_{ind} - \left(\frac{DELpr7_{ind}}{2} + \frac{DELpr8_{ind}}{2} \right)$$

$$pr9_{ind} \leftarrow pr8_{ind} - \left(\frac{DELpr8_{ind}}{2} + \frac{DELpr9_{ind}}{2} \right)$$

$$pr10_{ind} \leftarrow pr9_{ind} - \left(\frac{DELpr9_{ind}}{2} + \frac{DELpr10_{ind}}{2} \right)$$

Υπολογισμός της πτώσης πίεσης στα όρια του αναγεννητή

Υπολογισμός της πτώσης πίεσης λόγω εντοπισμένων απωλειών στο ψύκτη και το θερμαντήρα.

Υπολογισμός της συνολικής πτώσης πίεσης στην μηχανή

Υπολογισμός της πίεσης του αερίου στους μελετώμενους χώρους της μηχανής

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$Q_{reg_ineff_pos_ind} \leftarrow \begin{cases} |Q_{r_ind}(1 - \varepsilon)| & \text{if } gAr_{ind} \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Q_{reg_ineff_neg_ind} \leftarrow \begin{cases} -|Q_{r_ind}(1 - \varepsilon)| & \text{if } gAr_{ind} < 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

"....."

$$k_{r_ov_ind} \leftarrow k_f(T_{r_ind})\psi + (1 - \psi)k_s(T_{r_{w_ind}})$$

$$1 + \frac{k_s(T_{r_{w_ind}})}{k_f(T_{r_ind})} - (1 - \psi) \frac{k_s(T_{r_{w_ind}})}{k_f(T_{r_ind})}$$

$$I_{ind} \leftarrow k_f(T_{r_ind}) \frac{k_s(T_{r_{w_ind}})}{1 + \frac{k_s(T_{r_{w_ind}})}{k_f(T_{r_ind})}} + (1 - \psi) \frac{k_s(T_{r_{w_ind}})}{1 - \frac{k_s(T_{r_{w_ind}})}{k_f(T_{r_ind})}}$$

$$Q_{condm_ind} \leftarrow \frac{A_r}{\psi} \cdot \frac{1}{L_r \cdot 360 \cdot f} [I_{ind}(Trh_{ind} - Trk_{ind})]$$

"....."

$$TH_{cyl_ind} \leftarrow Th_{w_ind}$$

$$TB_{cyl_ind} \leftarrow Tk_{w_ind} + \frac{[LHB + LBA + LAC - [(XL3)]]}{LHB + LBA + LAC} (Th_{w_ind} - Tk_{w_ind})$$

$$TA_{cyl_ind} \leftarrow Tk_{w_ind} + \frac{[LHB + LBA + LAC - [(XL3 + XL4)]]}{LHB + LBA + LAC} (Th_{w_ind} - Tk_{w_ind})$$

$$TC_{cyl_ind} \leftarrow Tk_{w_ind}$$

$$KMH_{cyl_ind} \leftarrow k_s(TH_{cyl_ind})$$

$$KMB_{cyl_ind} \leftarrow k_s(TB_{cyl_ind})$$

$$KMA_{cyl_ind} \leftarrow k_s(TA_{cyl_ind})$$

$$KMC_{cyl_ind} \leftarrow k_s(TC_{cyl_ind})$$

$$I_{cyl} \leftarrow \frac{4 \cdot (LHB)}{(AHTH) + (AHTB)}$$

$$II_{cyl} \leftarrow \frac{4 \cdot (LBA)}{(AHTB) + (AHTA)}$$

$$III_{cyl} \leftarrow \frac{4 \cdot (LBA)}{(AHTB) + (AHTA)}$$

$$R1_{cyl} \leftarrow \frac{I_{cyl}}{(KMH_{cyl_ind}) + (KMB_{cyl_ind})}$$

$$R2_{cyl} \leftarrow \frac{II_{cyl}}{KMB_{cyl_ind} + (KMA_{cyl_ind})}$$

$$R3_{cyl} \leftarrow \frac{III_{cyl}}{(KMA_{cyl_ind}) + (KMC_{cyl_ind})}$$

$$q_{CYL_ind} \leftarrow \frac{(Th_{w_ind} - Tk_{w_ind})}{R1_{cyl} + R2_{cyl} + R3_{cyl}}$$

$$Q_{CYL_ind} \leftarrow q_{CYL_ind} \cdot \Delta t$$

"....."

$$Th_{r_ind} \leftarrow Th_{w_ind}$$

$$Tb_{r_ind} \leftarrow Tk_{w_ind} + \frac{LAC_r + LBA_r}{LHB_r + LAC_r + LBA_r} (Th_{w_ind} - Tk_{w_ind})$$

$$Ta_{r_ind} \leftarrow Tk_{w_ind} + \frac{LAC_r}{LHB_r + LAC_r + LBA_r} (Th_{w_ind} - Tk_{w_ind})$$

$$Tc_{r_ind} \leftarrow Tk_{w_ind}$$

$$KMH_{r_ind} \leftarrow k_s(Th_{r_ind})$$

$$KMB_{r_ind} \leftarrow k_s(Tb_{r_ind})$$

$$KMA_{r_ind} \leftarrow k_s(Ta_{r_ind})$$

$$KMC_{r_ind} \leftarrow k_s(Tc_{r_ind})$$

Υπολογισμός απωλειών αναθέρμανσης στον αναγεννητή

Υπολογισμός απωλειών θερμότητας λόγω αγωγής στο μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή

Υπολογισμός απωλειών θερμότητας λόγω αγωγής στον κύλινδρο της μηχανής

Υπολογισμός απωλειών θερμότητας λόγω αγωγής στο τοίχωμα του αναγεννητή

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | | |
|--|--|--|
| $I_r \leftarrow \frac{4 \cdot (LHB_r)}{(AHTH_r) + (AHTB_r)}$ $II_r \leftarrow \frac{4 \cdot (LBA_r)}{(AHTB_r) + (AHTA_r)}$ $III_r \leftarrow \frac{4 \cdot (LAC_r)}{(AHTA_r) + (AHTC_r)}$ $R1_r \leftarrow \frac{I_r}{(KMH_{r_{ind}}) + (KMB_{r_{ind}})}$ $R2_r \leftarrow \frac{II_r}{KMB_{r_{ind}} + (KMA_{r_{ind}})}$ $R3_r \leftarrow \frac{III_r}{(KMA_{r_{ind}}) + (KMC_{r_{ind}})}$ $q_{Cre_{ind}} \leftarrow \frac{(Th_{w_{ind}} - Tk_{w_{ind}})}{R1_r + R2_r + R3_r} \cdot N_r$ $Q_{CREG_{ind}} \leftarrow q_{Cre_{ind}} \cdot \Delta t$ <p>.....</p> | | |
| $q_{CAN1_{ind}} \leftarrow \frac{ACAN(1) \cdot k_s \left(\frac{TCAN(1) + TCAN(2)}{2} \right) \cdot (TCAN(1) - TCAN(2))}{2 \cdot DCAN(1)}$ $q_{CAN2_{ind}} \leftarrow \frac{ACAN(2) \cdot k_s \left(\frac{TCAN(2) + TCAN(3)}{2} \right) \cdot (TCAN(2) - TCAN(3))}{2 \cdot DCAN(2)}$ $Q_{CAN_{ind}} \leftarrow (q_{CAN1_{ind}} + q_{CAN2_{ind}}) \cdot \Delta t$ <p>.....</p> | | <p>Υπολογισμός απωλειών θερμότητας λόγω αγωγής στο εξωτερικό κάλυμμα της μηχανής</p> |
| $q_{COND_{ind}} \leftarrow 2 \cdot ACONDD \cdot k_s \left(\frac{Th_{w_{ind}} + Tk_{w_{ind}}}{2} \right) \cdot \frac{Th_{w_{ind}} - Tk_{w_{ind}}}{DCONDD}$ $Q_{COND_{ind}} \leftarrow q_{COND_{ind}} \cdot \Delta t$ <p>.....</p> | | <p>Υπολογισμός απωλειών θερμότητας λόγω αγωγής στον εκτοπιστή</p> |
| $q_{SHITL_{ind}} \leftarrow k_f \left(\frac{Te_{ind} + Tc_{ind}}{2} \right) \cdot \pi \cdot DISPD \cdot STROKE^2 \cdot \frac{Te_{ind} - Tc_{ind}}{8 \cdot GR \cdot L_{disp}}$ $Q_{SHITL_{ind}} \leftarrow q_{SHITL_{ind}} \cdot \Delta t$ <p>.....</p> | | <p>Υπολογισμός απωλειών θερμότητας λόγω μεταφοράς ενθαλπίας στο διάκενο μεταξύ κυλίνδρου και εκτοπιστή</p> |
| $q_{PU_{ind}} \leftarrow \left(\frac{\pi \cdot DISPD}{k_f \left(\frac{Tc_{ind} + Te_{ind}}{2} \right)} \right)^{0.6} \cdot \frac{[2 \cdot L_{disp} \cdot (Te_{ind} - Tc_{ind})]^{1.5}}{1.5} \cdot \left[\frac{(Pr_{max} - Pr_{min}) \cdot f \cdot cp \cdot 2}{(Tc_{ind} + Te_{ind}) \cdot E} \right]^{1.6} \cdot GR^{2.6}$ $Q_{PU_{ind}} \leftarrow q_{PU_{ind}} \cdot \Delta t$ <p>.....</p> | | <p>Υπολογισμός απωλειών θερμότητας λόγω μεταφοράς ενθαλπίας στο διάκενο (pumping losses)</p> |
| $DRMT_{ind} \leftarrow \frac{360 \cdot f \cdot gAr_{ind} \cdot cv \cdot (Trh_{ind} - Trk_{ind})}{N_w \cdot cp_s \cdot Mr_m}$ $Q_{sw_{ind}} \leftarrow \left(\frac{gAr_{ind} \cdot 360 \cdot f \cdot cv \cdot DRMT_{ind}}{2} \right) \cdot \Delta t \cdot rate_{loss}$ <p>.....</p> | | <p>Υπολογισμός απωλειών θερμότητας λόγω μεταβολής της θερμοκρασίας του μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή</p> |
| $x_{e_{ind}} \leftarrow \frac{Ve(ind) - Vc_{le}}{A_D}$ $AHT_{e_{ind}} \leftarrow \pi \cdot d_D \cdot x_{e_{ind}} + 0.0107$ $L_{e_{ind}} \leftarrow x_{e_{ind}} + 2.54 \cdot 10^{-3}$ $q_{rad_{e_{ind}}} \leftarrow \sigma \cdot FOA \cdot \left[(Te_{ind})^4 - (Th_{w_{ind}})^4 \right] \cdot AHT_{e_{ind}}$ $\mu_{e_{ind}} \leftarrow \mu_0 \left(\frac{T_0 + Tsu}{Te_{ind} + Tsu} \right) \left(\frac{Te_{ind}}{T_0} \right)^{1.5}$ $Re_{e_{ind}} \leftarrow \frac{dh_h}{\mu_{e_{ind}} \cdot A_D} \cdot 360 \cdot f \cdot gAhe_{ind} $ $Gr_{e_{ind}} \leftarrow Re_{e_{ind}} \cdot Prh_{ind} \cdot \frac{dh_e}{L_{e_{ind}}}$ | | <p>Υπολογισμός απωλειών θερμότητας στο τοίχωμα του χώρου εκτόνωσης μέσω ακτινοβολίας</p> |

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$h_{conv_e_ind} \leftarrow \begin{cases} A_{ind} \leftarrow 1.86 \cdot (Gr_{ind})^{0.333} \cdot \frac{k_f(T_{e_ind})}{dh_e} & \text{if } Re_{e_ind} \leq 2100 \wedge Gr_{ind} > 10 \\ A_{ind} \leftarrow 5.5.678 & \text{if } Re_{e_ind} \leq 2100 \wedge Gr_{ind} \leq 10 \\ A_{ind} \leftarrow 0.023 \cdot (Re_{e_ind})^{0.8} \cdot (Pr_{ind})^{0.4} \cdot \frac{k_f(T_{e_ind})}{dh_e} \cdot \left(1 + \frac{dh_e}{L_{e_ind}}\right)^{0.07} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$q_{conv_e_ind} \leftarrow h_{conv_e_ind} \cdot AHT_{e_ind} \cdot (T_{e_ind} - Th_{w_ind})$$

$$q_{E_ind} \leftarrow q_{rad_e_ind} + q_{conv_e_ind}$$

$$Q_{E_ind} \leftarrow q_{E_ind} \cdot \Delta t$$

$$Q_{E_loss_ind} \leftarrow \begin{cases} Q_{E_ind} & \text{if } T_{e_ind} > Th_{w_ind} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

"....."

$$Q_{add_loss_ind} \leftarrow Q_{condm_ind} + Q_{SHTL_ind} + Q_{COND_ind} + Q_{CYL_ind} + Q_{CREG_ind} + Q_{CAN_ind} + Q_{PU_ind} + Q_{sw_ind}$$

$$Q_{loss_ind} \leftarrow Q_{reg_ineff_pos_ind} + Q_{add_loss_ind} + Q_{E_loss_ind}$$

$$Q_{h_add_loss_ind} \leftarrow Q_{reg_ineff_pos_ind} + Q_{add_loss_ind} + Q_{E_loss_ind}$$

$$Q_{k_add_loss_ind} \leftarrow Q_{reg_ineff_neg_ind} - (Q_{add_loss_ind} + Q_{E_loss_ind})$$

"....."

$$Q_{h_ideal_diss_ind} \leftarrow Q_{h_ind} - (W_{diss_h_ind} + W_{diss_fr_ind})$$

$$Q_{h_ideal_ind} \leftarrow Q_{h_ind}$$

$$Q_{h_in_ind} \leftarrow Q_{h_ideal_ind} + (Q_{reg_ineff_pos_ind} + Q_{condm_ind} + Q_{sw_ind})$$

$$Q_{h_ind} \leftarrow Q_{h_ideal_diss_ind} + Q_{h_add_loss_ind}$$

$$Q_{h_no_diss_ind} \leftarrow Q_{h_ind} + (W_{diss_h_ind} + W_{diss_fr_ind})$$

$$Q_{k_ideal_diss_ind} \leftarrow Q_{k_ind} - (W_{diss_k_ind} + W_{diss_fr_ind})$$

$$Q_{k_ideal_ind} \leftarrow Q_{k_ind}$$

$$Q_{k_in_ind} \leftarrow Q_{k_ideal_ind} + Q_{reg_ineff_neg_ind} - Q_{condm_ind} - Q_{sw_ind}$$

$$Q_{k_ind} \leftarrow Q_{k_ideal_diss_ind} + Q_{k_add_loss_ind}$$

$$Q_{k_no_diss_ind} \leftarrow Q_{k_ind} + (W_{diss_k_ind} + W_{diss_fr_ind})$$

$$Tk_{w_ind} \leftarrow T_{f_k} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{k_ideal_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot (d_{k_o} - d_{k_i})}{2 \cdot k_{kw_ind} \cdot (A_{wgk} + A_{wgk_duct})}$$

$$Tk_{ind} \leftarrow Tk_{w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{k_ideal_ind} \cdot 360 \cdot f}{h_{k_mean} \cdot (A_{wgk} + A_{wgk_duct})}$$

$$Th_{w_ind} \leftarrow T_{f_h} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{h_ideal_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot (d_{h_o} - d_{h_i})}{2 \cdot k_{hw_ind} \cdot A_{wgh}}$$

$$Th_{ind} \leftarrow Th_{w_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{h_ideal_ind} \cdot 360 \cdot f}{h_{h_mean} \cdot A_{wgh}}$$

$$Tk_{w_in_ind} \leftarrow T_{f_k} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{k_in_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot (d_{k_o} - d_{k_i})}{2 \cdot k_{kw_ind} \cdot (A_{wgk} + A_{wgk_duct})}$$

$$Tk_{w_in_ind} \leftarrow Tk_{w_ind}$$

$$Tk_{in_ind} \leftarrow Tk_{w_in_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{k_in_ind} \cdot 360 \cdot f}{h_{k_mean} \cdot (A_{wgk} + A_{wgk_duct})}$$

$$Tk_{in_ind} \leftarrow Tk_{ind}$$

$$Th_{w_in_ind} \leftarrow T_{f_h} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{h_in_ind} \cdot 360 \cdot f \cdot (d_{h_o} - d_{h_i})}{2 \cdot k_{hw_ind} \cdot A_{wgh}}$$

$$Th_{w_in_ind} \leftarrow Th_{w_ind}$$

$$Th_{in_ind} \leftarrow Th_{w_in_ind} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Th_{w_in_ind} \cdot 360 \cdot f}{h_{h_mean} \cdot A_{wgh}}$$

$$Th_{in_ind} \leftarrow Th_{ind}$$

$$W_{loss_ind} \leftarrow Losses_{mech} \cdot \Delta t$$

$$W_{out_ind} \leftarrow W_{ind} - W_{loss_ind}$$

"....."

Υπολογισμός απωλειών θερμότητας στο τοίχωμα του χώρου εκτόνωσης μέσω συναγωγής

Υπολογισμός συνολικών απωλειών θερμότητας από το τοίχωμα του χώρου εκτόνωσης

Υπολογισμός συνολικών απωλειών θερμότητας.

Υπολογισμός των επιπλέον απωλειών θερμότητας που επιβαρύνουν το θερμοάντληρα και το ψύκτη της μηχανής

Υπολογισμός της ιδανικά προσδιδόμενης θερμότητας, χωρίς απώλειες και διάχυση

Υπολογισμός της προσδιδόμενης θερμότητας βάσει των υποθέσεων της προσομοίωσης

Υπολογισμός της συνολικά προσδιδόμενης θερμότητας.

Υπολογισμός της συνολικά προσδιδόμενης θερμότητας χωρίς το φαινόμενο της διάχυσης

Αντίστοιχα υπολογίζονται οι αντίστοιχες απορριπτιζόμενες θερμότητες

Υπολογισμός των θερμοκρασιών του τοιχώματος των εναλλακτών (ψύκτης, θερμοάντληρας) και του εργαζόμενου μέσω σε αυτούς βάσει των υπολογισμένων

Στη συνέχεια, υπολογίζονται οι αντίστοιχες θερμοκρασίες βάσει των ιδανικών συναλασσόμενων θερμότητων, για λόγους σύγκρισης

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$$\begin{aligned}
 s_{ind,0} &\leftarrow P_{ind} \\
 s_{ind,1} &\leftarrow dp_{ind} \\
 s_{ind,2} &\leftarrow Te_{ind} \\
 s_{ind,3} &\leftarrow Tc_{ind} \\
 s_{ind,4} &\leftarrow \frac{gAduct_{k_{ind}} + gAkr_{ind}}{2} \cdot (360 \cdot f) \\
 s_{ind,5} &\leftarrow \frac{gAkr_{ind} + gArh_{ind}}{2} \cdot (360 \cdot f) \\
 s_{ind,6} &\leftarrow \frac{gArh_{ind} + gAhe_{ind}}{2} \cdot (360 \cdot f) \\
 s_{ind,7} &\leftarrow mc_{ind} \\
 s_{ind,8} &\leftarrow (mk_{ind} + mduct_{ind}) \\
 s_{ind,9} &\leftarrow mr_{ind} \\
 s_{ind,10} &\leftarrow mh_{ind} \\
 s_{ind,11} &\leftarrow me_{ind} \\
 s_{ind,12} &\leftarrow Qk_{ind} \\
 s_{ind,13} &\leftarrow Qr_{ind} \\
 s_{ind,14} &\leftarrow Qh_{ind} \\
 s_{ind,15} &\leftarrow W_{ind} \\
 s_{ind,16} &\leftarrow Wc_{ind} \\
 s_{ind,17} &\leftarrow We_{ind} \\
 s_{ind,18} &\leftarrow qk_{ind} \\
 s_{ind,19} &\leftarrow qr_{ind} \\
 s_{ind,20} &\leftarrow qh_{ind} \\
 s_{ind,21} &\leftarrow w_{ind} \\
 s_{ind,22} &\leftarrow enthck_{ind} \\
 s_{ind,23} &\leftarrow enthkr_{ind} \\
 s_{ind,24} &\leftarrow enthrh_{ind} \\
 s_{ind,25} &\leftarrow enthhe_{ind} \\
 s_{ind,26} &\leftarrow Rek_{ind}
 \end{aligned}$$

Δημιουργία πίνακα αποτελεσμάτων με τον ορισμό των μεταβλητών

+

$$\begin{aligned}
 s_{ind,27} &\leftarrow Rer_{ind} \\
 s_{ind,28} &\leftarrow Reh_{ind} \\
 s_{ind,29} &\leftarrow Frk_{ind} \\
 s_{ind,30} &\leftarrow Frr_{ind} \\
 s_{ind,31} &\leftarrow Frh_{ind} \\
 s_{ind,32} &\leftarrow Str_{ind} \\
 s_{ind,33} &\leftarrow DELpk_{ind} \\
 s_{ind,34} &\leftarrow DELpr_{ind} \\
 s_{ind,35} &\leftarrow DELph_{ind} \\
 s_{ind,36} &\leftarrow Dissk_{ind} \\
 s_{ind,37} &\leftarrow Disssr_{ind} \\
 s_{ind,38} &\leftarrow Dissh_{ind} \\
 s_{ind,39} &\leftarrow hk_{ind} \\
 s_{ind,40} &\leftarrow hr_{ind} \\
 s_{ind,41} &\leftarrow hh_{ind} \\
 s_{ind,42} &\leftarrow gAduct_{k_{ind}} \cdot 360 \cdot f \\
 s_{ind,43} &\leftarrow gAkr_{ind} \cdot 360 \cdot f \\
 s_{ind,44} &\leftarrow gArh_{ind} \cdot 360 \cdot f \\
 s_{ind,45} &\leftarrow gAhe_{ind} \cdot 360 \cdot f \\
 s_{ind,46} &\leftarrow DELpov_{ind} \\
 s_{ind,47} &\leftarrow W_{dissk_{ind}} \\
 s_{ind,48} &\leftarrow W_{disss_{ind}}
 \end{aligned}$$

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

| | | | |
|---|--|--|--|
| $s_{ind,50} \leftarrow W_{diss_ov} v_{ind}$ $s_{ind,51} \leftarrow W_{diss_ov} d_{ind}$ $s_{ind,52} \leftarrow Tkr_{ind}$ $s_{ind,54} \leftarrow \rho c_{ind}$ $s_{ind,55} \leftarrow \rho k_{ind}$ $s_{ind,56} \leftarrow \rho r_{ind}$ $s_{ind,57} \leftarrow \rho h_{ind}$ $s_{ind,58} \leftarrow \rho e_{ind}$ $s_{ind,59} \leftarrow \rho_{duct_k_{ind}}$ $s_{ind,60} \leftarrow \rho kr_{ind}$ $s_{ind,61} \leftarrow \rho rh_{ind}$ $s_{ind,62} \leftarrow \rho he_{ind}$ $s_{ind,63} \leftarrow uk_{ind}$ $s_{ind,64} \leftarrow ur_{ind}$ $s_{ind,65} \leftarrow uh_{ind}$ $s_{ind,66} \leftarrow uck_{ind}$ $s_{ind,67} \leftarrow ukr_{ind}$ $s_{ind,68} \leftarrow urh_{ind}$ $s_{ind,69} \leftarrow uhe_{ind}$ $s_{ind,70} \leftarrow pc_{ind}$ $s_{ind,71} \leftarrow pe_{ind}$ $s_{ind,72} \leftarrow Wdp_{ind}$ $s_{ind,73} \leftarrow DELP_{rk_int_{ind}}$ $s_{ind,74} \leftarrow DELP_{rh_int_{ind}}$ $s_{ind,75} \leftarrow DELP_{k_c_{ind}}$ $s_{ind,76} \leftarrow DELP_{h_c_{ind}}$ $s_{ind,77} \leftarrow Tk_{ind}$ $s_{ind,78} \leftarrow Tk_{w_{ind}}$ $s_{ind,79} \leftarrow Tr_{ind}$ $s_{ind,80} \leftarrow Tr_{w_{ind}}$ $s_{ind,81} \leftarrow Th_{ind}$ $s_{ind,82} \leftarrow Th_{w_{ind}}$ $s_{ind,83} \leftarrow Nuk_{ind}$ $s_{ind,84} \leftarrow Nur_{ind}$ $s_{ind,85} \leftarrow Nuh_{ind}$ $s_{ind,86} \leftarrow kk_{ind}$ $s_{ind,87} \leftarrow kr_{ind}$ $s_{ind,88} \leftarrow kh_{ind}$ $s_{ind,89} \leftarrow kk_{w_{ind}}$ $s_{ind,90} \leftarrow kr_{w_{ind}}$ $s_{ind,91} \leftarrow kh_{w_{ind}}$ $s_{ind,92} \leftarrow gArr1_{ind} \cdot 360 \cdot f$ $s_{ind,93} \leftarrow Trr1_{ind}$ $s_{ind,94} \leftarrow \frac{Frr1_{ind} + Frr2_{ind} + Frr3_{ind} + Frr4_{ind} + Frr5_{ind}}{5}$ $s_{ind,95} \leftarrow \frac{Frr6_{ind} + Frr7_{ind} + Frr8_{ind} + Frr9_{ind} + Frr10_{ind}}{5}$ $s_{ind,96} \leftarrow \frac{hr1_{ind} + hr2_{ind} + hr3_{ind} + hr4_{ind} + hr5_{ind}}{5}$ $s_{ind,97} \leftarrow \frac{hr6_{ind} + hr7_{ind} + hr8_{ind} + hr9_{ind} + hr10_{ind}}{5}$ | | | |
|---|--|--|--|

$$s_{ind,98} \leftarrow \frac{Nur1_{ind} + Nur2_{ind} + Nur3_{ind} + Nur4_{ind} + Nur5_{ind}}{5}$$

$$s_{ind,99} \leftarrow \frac{Nur6_{ind} + Nur7_{ind} + Nur8_{ind} + Nur9_{ind} + Nur10_{ind}}{5}$$

$$s_{ind,100} \leftarrow \frac{gAkr_{ind} + gArr1_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,101} \leftarrow \frac{gArr9_{ind} + gArrh_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,102} \leftarrow Tr1_{ind}$$

$$s_{ind,103} \leftarrow Tr2_{ind}$$

$$s_{ind,104} \leftarrow Tr1_{w_{ind}}$$

$$s_{ind,105} \leftarrow Tr2_{w_{ind}}$$

$$s_{ind,106} \leftarrow (mr1_{ind} + mr2_{ind} + mr3_{ind} + mr4_{ind} + mr5_{ind})$$

$$s_{ind,107} \leftarrow (mr6_{ind} + mr7_{ind} + mr8_{ind} + mr9_{ind} + mr10_{ind})$$

$$s_{ind,108} \leftarrow Qr1_{ind}$$

$$s_{ind,109} \leftarrow Qr2_{ind}$$

$$s_{ind,110} \leftarrow \frac{Rer1_{ind} + Rer2_{ind} + Rer3_{ind} + Rer4_{ind} + Rer5_{ind}}{5}$$

$$s_{ind,111} \leftarrow \frac{Rer6_{ind} + Rer7_{ind} + Rer8_{ind} + Rer9_{ind} + Rer10_{ind}}{5}$$

$$s_{ind,112} \leftarrow \rho r1_{ind}$$

$$s_{ind,113} \leftarrow \rho r2_{ind}$$

$$s_{ind,114} \leftarrow DELpr1_{ind}$$

$$s_{ind,115} \leftarrow DELpr2_{ind}$$

$$s_{ind,116} \leftarrow ur1_{ind}$$

$$s_{ind,117} \leftarrow ur2_{ind}$$

$$s_{ind,118} \leftarrow dTr_{ind}$$

$$s_{ind,119} \leftarrow Qh_{ideal_diss_{ind}}$$

$$s_{ind,120} \leftarrow Qh_{ideal_diss_{ind}}$$

$$s_{ind,121} \leftarrow \frac{dT_{r1_{ind}} + dT_{r2_{ind}} + dT_{r3_{ind}} + dT_{r4_{ind}} + dT_{r5_{ind}}}{5}$$

$$s_{ind,122} \leftarrow \frac{dT_{r6_{ind}} + dT_{r7_{ind}} + dT_{r8_{ind}} + dT_{r9_{ind}} + dT_{r10_{ind}}}{5}$$

$$s_{ind,123} \leftarrow Tr_{vol_{ind}}$$

$$s_{ind,124} \leftarrow Tr1_{vol_{ind}}$$

$$s_{ind,125} \leftarrow Tr2_{vol_{ind}}$$

$$s_{ind,132} \leftarrow Thr_{ind}$$

$$s_{ind,133} \leftarrow \rho k_{ind}$$

$$s_{ind,134} \leftarrow \rho hr_{ind}$$

$$s_{ind,135} \leftarrow urk_{ind}$$

$$s_{ind,136} \leftarrow uhr_{ind}$$

$$s_{ind,137} \leftarrow pk_{ind}$$

$$s_{ind,138} \leftarrow P_{tot_{ind}}$$

$$s_{ind,139} \leftarrow ph_{ind}$$

$$s_{ind,140} \leftarrow P_{mean_{ind}}$$

$$s_{ind,141} \leftarrow gArr2_{ind} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,142} \leftarrow gArr3_{ind} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,143} \leftarrow gArr4_{ind} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,144} \leftarrow gArr5_{ind} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,145} \leftarrow gArr6_{ind} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,146} \leftarrow gArr7_{ind} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,147} \leftarrow gArr8_{ind} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,148} \leftarrow gArr9_{ind} \cdot 360 \cdot f$$

$$s_{ind,149} \leftarrow Trr2_{ind}$$

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

```

s_ind,150 ← Tr3_ind
s_ind,151 ← Tr4_ind
s_ind,152 ← Tr5_ind
s_ind,153 ← Tr6_ind
s_ind,154 ← Tr7_ind
s_ind,155 ← Tr8_ind
s_ind,156 ← Tr9_ind
s_ind,157 ←  $\frac{gArr1_{ind} + gArr2_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$ 
s_ind,158 ←  $\frac{gArr2_{ind} + gArr3_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$ 
s_ind,159 ←  $\frac{gArr3_{ind} + gArr4_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$ 
s_ind,160 ←  $\frac{gArr4_{ind} + gArr5_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$ 
s_ind,161 ←  $\frac{gArr5_{ind} + gArr6_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$ 
s_ind,162 ←  $\frac{gArr6_{ind} + gArr7_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$ 
s_ind,163 ←  $\frac{gArr7_{ind} + gArr8_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$ 
s_ind,164 ←  $\frac{gArr8_{ind} + gArr9_{ind}}{2} \cdot 360 \cdot f$ 
s_ind,165 ← Tr3_ind
s_ind,166 ← Tr4_ind
s_ind,167 ← Tr5_ind
s_ind,168 ← Tr6_ind
s_ind,169 ← Tr7_ind
s_ind,170 ← Tr8_ind
s_ind,171 ← Tr9_ind
s_ind,172 ← Tr10_ind
s_ind,173 ← Tr3_w_ind
s_ind,174 ← Tr4_w_ind
s_ind,175 ← Tr5_w_ind
s_ind,176 ← Tr6_w_ind
s_ind,177 ← Tr7_w_ind
s_ind,178 ← Tr8_w_ind
s_ind,179 ← Tr9_w_ind
s_ind,180 ← Tr10_w_ind
s_ind,181 ← Qr3_ind
s_ind,182 ← Qr4_ind
s_ind,183 ← Qr5_ind
s_ind,184 ← Qr6_ind
s_ind,185 ← Qr7_ind
s_ind,186 ← Qr8_ind
s_ind,187 ← Qr9_ind
s_ind,188 ← Qr10_ind
s_ind,189 ← pE3_ind
s_ind,190 ← pE4_ind
s_ind,191 ← pE5_ind
s_ind,192 ← pE6_ind
s_ind,193 ← pE7_ind
s_ind,194 ← pE8_ind
s_ind,195 ← pE9_ind

```

Παράρτημα Ζ – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

$s_{ind,196} \leftarrow \rho r_{10_ind}$
 $s_{ind,197} \leftarrow DELpr3_{ind}$
 $s_{ind,198} \leftarrow DELpr4_{ind}$
 $s_{ind,199} \leftarrow DELpr5_{ind}$
 $s_{ind,200} \leftarrow DELpr6_{ind}$
 $s_{ind,201} \leftarrow DELpr7_{ind}$
 $s_{ind,202} \leftarrow DELpr8_{ind}$
 $s_{ind,203} \leftarrow DELpr9_{ind}$
 $s_{ind,204} \leftarrow DELpr10_{ind}$
 $s_{ind,205} \leftarrow ur3_{ind}$
 $s_{ind,206} \leftarrow ur4_{ind}$
 $s_{ind,207} \leftarrow ur5_{ind}$
 $s_{ind,208} \leftarrow ur6_{ind}$
 $s_{ind,209} \leftarrow ur7_{ind}$
 $s_{ind,210} \leftarrow ur8_{ind}$
 $s_{ind,211} \leftarrow ur9_{ind}$
 $s_{ind,212} \leftarrow ur10_{ind}$
 $s_{ind,213} \leftarrow Tr3_vol_{ind}$
 $s_{ind,214} \leftarrow Tr4_vol_{ind}$
 $s_{ind,215} \leftarrow Tr5_vol_{ind}$
 $s_{ind,216} \leftarrow Tr6_vol_{ind}$
 $s_{ind,217} \leftarrow Tr7_vol_{ind}$
 $s_{ind,218} \leftarrow Tr8_vol_{ind}$
 $s_{ind,219} \leftarrow Tr9_vol_{ind}$
 $s_{ind,220} \leftarrow Tr10_vol_{ind}$
 $s_{ind,221} \leftarrow Wdp_fr_{ind}$
 $s_{ind,222} \leftarrow Q_{reg_ineff_pos_ind}$
 $s_{ind,223} \leftarrow Q_{reg_ineff_neg_ind}$
 $s_{ind,224} \leftarrow Q_{loss_ind}$
 $s_{ind,225} \leftarrow Q_{h_add_loss_ind}$
 $s_{ind,226} \leftarrow Q_{k_add_loss_ind}$
 $s_{ind,227} \leftarrow Q_{h_ideal_ind}$
 $s_{ind,228} \leftarrow Q_{k_ideal_ind}$
 $s_{ind,229} \leftarrow Q_{condm_ind}$
 $s_{ind,233} \leftarrow Q_{CYL_ind}$
 $s_{ind,237} \leftarrow Q_{CREG_ind}$
 $s_{ind,238} \leftarrow Q_{CAN_ind}$
 $s_{ind,239} \leftarrow Q_{COND_ind}$
 $s_{ind,241} \leftarrow Q_{SHITL_ind}$
 $s_{ind,242} \leftarrow q_{rad_e_ind}$
 $s_{ind,243} \leftarrow q_{conv_e_ind}$
 $s_{ind,244} \leftarrow q_E_{ind}$
 $s_{ind,245} \leftarrow Q_E_{ind}$
 $s_{ind,246} \leftarrow Re_e_{ind}$
 $s_{ind,247} \leftarrow Q_{h_in_ind}$
 $s_{ind,248} \leftarrow Q_{k_in_ind}$
 $s_{ind,249} \leftarrow Th_w_{in_ind}$
 $s_{ind,250} \leftarrow Th_{in_ind}$
 $s_{ind,251} \leftarrow Tk_w_{in_ind}$
 $s_{ind,252} \leftarrow Tk_{in_ind}$

Παράρτημα Z – Κώδικας αναλυτικού μοντέλου - Mathcad

```
sind,253 ← Tductind  
sind,254 ← Tcductind  
sind,255 ← (mkind)  
sind,256 ← (mductind)  
sind,257 ← Wlossind  
sind,258 ← Woutind  
sind,259 ← Qpuind  
sind,260 ← DRMTind  
sind,261 ← Qswind  
sind,262 ← Qhnodissind  
sind,263 ← Qhnodissind  
sind,264 ← QElossind  
ind ← ind + 1
```