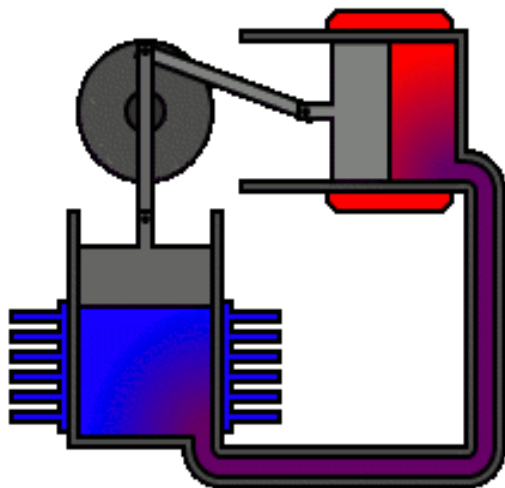




Διπλωματική Εργασία

ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΚΩΔΙΚΑ ROBOAN
ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING
ΜΕ ΜΟΝΤΕΛΟ ΑΝΑΠΤΥΧΘΕΝ ΣΤΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΖΟΝΓΟΥΛΔΑΚ ΚΑΡΑΕΛΜΑΣ



Του

ΟΥΤΚΑΝ ΓΚΙΡΕΤΛΗ

Επιβλέπων Καθηγητής:

Κ.ΕΜΜΑΝΟΥΗΛ ΡΟΓΔΑΚΗΣ

ΑΘΗΝΑ, ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2017

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στον Τομέα Θερμότητας του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου και διήρκησε από τον Οκτώβριο του 2016 ως τον Σεπτέβριο του 2017.

Αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η θερμοδυναμική μοντελοποίηση των μηχανών Stirling. Πιο συγκεκριμένα, γίνεται σύγκριση του υπολογιστικού κώδικα ROBOAN θερμοδυναμικής μοντελοποίησης μηχανών Stirling με μοντέλο που αναπτύχθηκε στο πανεπιστήμιο Zonguldak Karaelmas, στο Karabuk της Τουρκίας.

Θα ήθελα κατ' αρχάς να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή κο Ρογδάκη Εμμανουήλ για την ανάθεση της παρούσας διπλωματικής εργασίας και για τη βοήθεια και την καθοδήγηση του καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησής της.

Επίσης, με ιδιαίτερη συγκίνηση οφείλω ένα μεγάλο ευχαριστώ στον αδερφό, στον υποψήφιο διδάκτορα του Εργαστηρίου Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής, κο Μπιτσίκια Παναγιώτη για την ατέλειωτη συμπαράσταση και βοήθεια που μου προσέφερε κατά την διάρκεια της εκπόνησης αυτής της εργασίας.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ (ΕΛΛΗΝΙΚΗ)

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει διαιρεθεί σε 7 κεφάλαια και επικεντρώνεται στην ρευστομηχανική και θερμοδυναμική μοντελοποίηση των μηχανών Stirling. Μια μηχανή Stirling, αποτελείται από έναν χώρο συμπίεσης, έναν χώρο εκτόνωσης κι έναν αναγεννητή. Η μηχανή διαθέτει επίσης δύο εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι διατηρούν τη θερμοκρασία του αερίου στο συμπιεστή και τον εκτονωτή στα επιθυμητά επίπεδα. Σε όλους αυτούς τους όγκους κινείται το εργαζόμενο μέσο, το οποίο επιλέγεται μεταξύ του υδρογόνου, του ηλίου και του αέρα. Το αέριο μετακινείται μεταξύ των χώρων της μηχανής με τη βοήθεια δύο κινούμενων μερών, του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή. Στην παρούσα εργασία αναλύεται και προσομοιώνεται μια μηχανή Stirling η οποία κατασκευάσθηκε και εξετάσθηκε πειραματικά στο Πανεπιστήμιο του Ικονίου στην Τουρκία. Η μηχανή αυτή λειτουργεί με αέρα.

Το πρώτο (1^ο) Κεφάλαιο περιλαμβάνει την ιστορική αναδρομή σχετικά με την έρευνα και την ανάπτυξη των μηχανών Stirling, αλλά και κάποιες από τις κύριες εφαρμογές τους. Από αυτές, ξεχωρίζουν οι μηχανές Stirling οι οποίες λειτουργούν με ανανεώσιμες μορφές ενέργειας (ήλιο, βιομάζα), αλλά και οι ψυκτικές μηχανές Stirling. Στο δεύτερο (2^ο) Κεφάλαιο γίνεται θερμοδυναμική ανάλυση των Stirling και εξηγούνται αναλυτικά οι αλλαγές κατάστασης κατά τη διάρκεια του κύκλου. Στο στάδιο αυτό, υπολογίζεται η θερμότητα που απορροφάται ή απορρίπτεται, αλλά και το έργο που παράγεται ή καταναλώνεται σε κάθε αλλαγή κατάστασης. Επιπλέον, αναφέρονται και αναλύονται οι δύο βασικοί μέθοδοι θερμοδυναμικής ανάλυσης που θα χρησιμοποιηθούν και στη συνέχεια της εργασίας. Προηγείται η Ισοθερμοκρασιακή και ακολουθεί η πιο σύνθετη Αδιαβατική Ανάλυση.

Στο τρίτο (3^ο) Κεφάλαιο αναλύεται αρχικά η λειτουργία του ρομβικού μηχανισμού, ο οποίος χρησιμοποιείται στην μηχανή GPU-3 της General Motors. Στη συνέχεια γίνεται δυναμική ανάλυση στις μηχανές Stirling ελεύθερων εμβόλων. Στις μηχανές αυτές, η κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή δεν ρυθμίζεται μέσω κινηματικών μηχανισμών, αλλά καθορίζεται από τις συνθήκες (πίεση-θερμοκρασία) του αερίου εντός της μηχανής. Στο τέταρτο (4^ο) Κεφάλαιο αναφέρονται και αναλύονται οι τύποι των μηχανών Stirling, αλλά και τα υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή τους. Επίσης, αναφέρονται τα ρευστά που μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως εργαζόμενο μέσο μιας μηχανής Stirling, μαζί με τα χαρακτηριστικά τους. Περιγράφεται τέλος ο τρόπος επιλογής του εργαζόμενου μέσου ανάλογα και τις συνθήκες λειτουργίας της μηχανής.

Στο πέμπτο (5^ο) Κεφάλαιο περιγράφεται μια μηχανή Stirling η οποία κατασκευάσθηκε στο Πανεπιστήμιο του Ικονίου στην Τουρκία και εξετάσθηκε πειραματικά, αλλά και με τη χρήση υπολογιστικών μεθόδων από Τούρκους ερευνητές. Στην αρχή του Κεφαλαίου αυτού αναφέρονται τα πειραματικά αποτελέσματα. Στη συνέχεια περιγράφεται ο υπολογιστικός κώδικας που αναπτύχθηκε για τη συγκεκριμένη μηχανή και γίνεται η επεξήγηση των αποτελεσμάτων, τα οποία είναι σχετικά με την

ταχύτητα του αερίου στους εναλλάκτες, τη θερμοκρασία του και τους συντελεστές σχετικά με την μεταφορά θερμότητας στα ίδια σημεία.

Στο έκτο (6^ο) Κεφάλαιο η ίδια μηχανή μελετάται με τη χρήση του λογισμικού Mathcad 15 και κώδικα ο οποίος έχει αναπτυχθεί εντός της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου (κώδικας ROBOAN). Αρχικά χρησιμοποιείται η απλούστερη μέθοδος προσομοίωσης, η ισοθερμοκρασιακή ανάλυση και στη συνέχεια γίνεται η αδιαβατική ανάλυση της μηχανής. Τα αποτελέσματα σχετικά με την παραγόμενη ισχύ και την απόδοση της μηχανής συγκρίνονται με τα αντίστοιχα πειραματικά. Επιπλέον, παρουσιάζεται με χρήση διαγραμμάτων η μεταβολή μεγεθών όπως οι ιδιότητες του αερίου (πίεση, θερμοκρασία), η παροχή μάζας, η μάζα του αερίου στους χώρους της μηχανής και τα ενεργειακά μεγέθη (έργο, προσδιδόμενη και απορριπτόμενη ενέργεια). Έτσι γίνεται πιο κατανοητή η λειτουργία μιας μηχανής Stirling. Τέλος, παρουσιάζεται η μεταβολή της ταχύτητας του αερίου στους εναλλάκτες και συγκρίνεται με τα αντίστοιχα αποτελέσματα της πειραματικής μηχανής για ίδιες συνθήκες. Από το κεφάλαιο αυτό προκύπτει πως ο κώδικας ROBOAN είναι σε θέση να περιγράψει ικανοποιητικά την μεταβολή σημαντικών ιδιοτήτων του αερίου και έτσι να δώσει μια καθαρή εικόνα σχετικά με τη λειτουργία της μηχανής. Από την άλλη, στην απλή μορφή του παραλείπει σχεδόν όλα τα είδη απωλειών ενέργειας και έτσι η παραγόμενη ισχύς του αερίου υπερεκτιμάται.

Στο έβδομο (7^ο) και τελευταίο Κεφαλαίο γίνεται μια παραμετρική μελέτη στην μηχανή Stirling με βάση τον κώδικα ROBOAN και την αδιαβατική ανάλυση. Επιλέγονται κάποιοι παράγοντες (θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη, ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, μέση πίεση του εργαζόμενου μέσου, είδος του εργαζόμενου μέσου και ποσότητα των νεκρών όγκων) και εξετάζεται η επιρροή τους στην παραγόμενη ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Τα σημαντικότερα στοιχεία που προκύπτουν είναι πως η απόδοση της μηχανής βελτιώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα, την μείωση της θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη και την όσο το δυνατόν μείωση των νεκρών όγκων. Με βάση τον κώδικα ROBOAN, η ταχύτητα περιστροφής επηρεάζει μόνο την παραγόμενη ισχύ ενώ η μέση πίεση του αερίου είναι ανάλογη του έργου και των θερμοτήτων που προσφέρονται στον κινητήρα Stirling και απορρίπτονται από αυτόν. Εξετάσθηκε τέλος, η επίδραση αυτών των παραγόντων στην ταχύτητα του αερίου στους εναλλάκτες. Με βάση τα αποτελέσματα του κώδικα, το αέριο κινείται γρηγορότερα για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφές και για μικρότερους νεκρούς όγκους. Οι άλλοι παράγοντες είτε είχαν μικρή επίδραση (θερμοκρασία στους χώρους θέρμανσης και ψύξης), είτε δεν προκάλεσαν καμία αλλαγή (μέση πίεση αερίου).

ΠΕΡΙΛΗΨΗ (ΑΓΓΛΙΚΗ)

The present Diploma Thesis is consisted of 7 main chapter. The Thesis is focused in the modelling of fluid dynamics, as well as the thermodynamic modelling of a Stirling Engine. A Stirling Engine is generally consisted of a compressor, an expander and a regenerator. In the engine are also present two heat exchangers that maintain the temperature of the gas inside the compressor and the expander at the desirable levels. The working fluid is flowing in and towards all these engine spaces and is normally selected between hydrogen, helium and nitrogen (air). The flow of the working gas is achieved with the motion of two moving parts, namely the power piston and the displacer. In the present Thesis, a Stirling Engine that was built and studied experimentally in the Univeristy of Konya, Turkey is examined and simulated. Air was the selected. working fluid of the specific engine.

The first (1st) Chapter starts with review over the review and the development of the Stirling Engines, from the time of their invention until now. Moreover, some of the main fields of Stirlign Engine applications are discussed. Specific emphasis is given to the engines powered by renewable energy sources (sun or biomass) as well as to Stirling cryocoolers. In the second (2nd) Chapter of the Thesis, a theoretical thermodynamic analysis of Stirling engines is presented. At that point, the four thermodynamic processes of the Stirling cycle are explained. Moreover, the heat obtained or rejected and the work produced or consumed are defined through equations. Moreover, the two basic methods of thermodynamic analysis that are going to be used in the next Chapters are mentioned and explained. These two methods are the *Isothermal Analysis* and the more complicated *Adiabatic Analysis*.

In the third (3rd) Chapter, the rhombic drive mechanism is initially explained. This mechanism is used in the GM GPU-3 Stirling Engine, which is a benchmark in the history of Stirling Engines. After that, the function of free-piston Stirling Engines is described. The engines of this type, the motion of the piston and the displacer is not set by driving mechanisms, but is defined by the pressure and temperature of the working gas inside the engine spaces. In the fourth (4th) Chapter, the types of Stirling Engines are mentioned and described, along the materials that are commonly used for the engines' construction. Moreover, the fluids that can be used as working fluids in Stirlinh Engines are listed, along with their characteristics. Finally, the way of the selection of the right working fluid depending on the engine's operation is described.

In the fifth (5th) Champter, an existing Stirling Engine that was built and tested both experimentally and by computational methods in the University of Konya, Turkey, is described. After the description of the engine the experimental results are discussed. Additionally, the computer coder code developed for the specific engine is discussed. The code results, which are related to the velocity of working gas inside the engine's heat exchangers, as well as the gas temperature and the coefficient of heat transfer are illustrated and discussed.

In the sixth (6th) Chapter, the engine described in Chapter 5 is analytically studied with the use of Mathcad 15. The code used (ROBOAN) has been developed in the Laboratory of Thermodynamics of the School of Mechanical Engineering, NTUA. Initially the simpler isothermal analysis is used and after that the engine is studied via the adiabatic analysis. The results related to the produced power and the efficiency of the engine coming from those two studies are compared to the experimental ones. Furthermore, the variation of gas properties (pressure, temperature), mass flow rate, mass of working gas inside the engine, as well as the work produced or consumed and the heat transferred to and from the engine are graphically illustrated. By those graphs, the understanding of a real Stirling Engines is enabled. Finally, the variation of working gas velocity in the engine heat exchangers is compared to the experimental results under the same conditions. From this study, it can be concluded that ROBOAN code is able to satisfactorily describe the variation of important properties of the working gas and, as a result, provide a clear insight about the operation of the engine. However, the code omits almost all the types of energy losses and the engine's power and efficiency are overestimated.

Finally, in the seventh (7th) Chapter a parametric study of the engine is conducted, based on ROBOAN code and adiabatic analysis. Specific factors are selected and their influence on the engine's performance (power and efficiency) is studied. Those factors are gas temperature in heat exchangers, engine's rotational speed, gas mean pressure, working gas and clearance volume. The main conclusions are that the engine's performance is improved with the increase of gas temperature in heater, the drop of gas temperature in the cooler of the engine and the reduction of clearance volumes. Based on ROBOAN results, engine's rotational speed influences only the produced power, while gas mean pressure is proportionate to produced work, as well as the required and the rejected heat. Finally, the influence of these factors in gas velocity inside the heat exchangers is also examined. Based on code results, gas is flowing faster for higher rotational speed and for lower clearance volumes. The rest of the selected factors either had small influence (temperature in heater and cooler) or they didn't cause any change (gas mean pressure)

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο: Η ΙΣΤΟΡΙΑ ΚΑΙ Η ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING.....	1
1.1 Ιστορική αναδρομή.....	1
1.2 Εφαρμογές των κινητήρων Stirling.....	7
1.2.1 Μηχανές Stirling παραγωγής έργου.....	7
1.2.2 Ψυκτικές μηχανές Stirling.....	11
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο: ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΘΕΡΜΟΥ ΑΕΡΑ.....	15
2.1 Θερμοδυναμικοί κύκλοι.....	15
2.1.1 Ο κύκλος του Carnot.....	15
2.1.2 Κύκλος Ericsson	17
2.1.3 Κύκλος Stirling.....	18
2.2 Θερμοδυναμική ανάλυση της μηχανής Stirling.....	29
2.2.1. Ισοθερμική διαδικασία συμπίεσης.....	30
2.2.2. Ισόχωρη θέρμανση.....	30
2.2.3. Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση.....	31
2.2.4. Ισόχωρη ψύξη.....	31
2.2.5. Υπολογισμός συνολικής θερμότητας που εισέρχεται στο κύκλο.....	32
2.2.6. Υπολογισμός συνολικής θερμότητας που αποβάλλεται από το κύκλο.....	32
2.2.7. Καθαρό έργο.....	32
2.3 Μέθοδοι Θερμοδυναμικής Ανάλυσης.....	32
2.3.1. Ισοθερμοκρασιακή Ανάλυση.....	32
2.3.2. Αδιαβατική Ανάλυση.....	35
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο: ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ STIRLING.....	37
3.1. Δυναμική ανάλυση κινητήρα Stirling με ρομβικό μηχανισμό.....	37
3.2 Δυναμική ανάλυση κινητήρα ελευθέρου εμβόλου.....	40

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο: ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING.....	45
4.1 Τύποι μηχανής Stirling.....	45
4.2 Διαστάσεις μηχανών Stirling.....	46
4.3 Υλικά.....	47
4.4 Επιλογή εργαζόμενου μέσου.....	49
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο: ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΠΟ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING.....	54
5.1 Πειραματική μελέτη.....	54
5.2 Μελέτη της μηχανής με χρήση υπολογιστικού κώδικα.....	55
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο: ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING ΜΕΣΩ ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ.....	67
6.1 Στοιχεία μηχανής υπό μελέτη.....	67
6.2 Εφαρμογή ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης.....	68
6.3 Εφαρμογή αδιαβατικής ανάλυσης.....	69
6.4 Μελέτη της ταχύτητας του αερίου στους εναλλάκτες	78
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7^ο: ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΣΕ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING.....	82
7.1 Απόδοση της μηχανής.....	82
7.1.1. Θερμοκρασία αερίου στο θερμαντήρα.....	83
7.1.2. Θερμοκρασία αερίου στο χώρο ψύξης.....	85
7.1.3. Μέση πίεση του αερίου στη μηχανή.....	88
7.1.4. Ταχύτητα περιστροφής της μηχανής.....	89
7.1.5. Είδος εργαζόμενου μέσου.....	90
7.1.6. Νεκροί όγκοι.....	91
7.2 Ταχύτητα του αερίου στους εναλλάκτες.....	93
7.2.1. Θερμοκρασία του χώρου θέρμανσης.....	94
7.2.2. Θερμοκρασία του χώρου ψύξης.....	95

7.2.3. Μέση πίεση στην μηχανή.....	97
7.2.4. Ταχύτητα περιστροφής.....	98
7.2.5. Εργαζόμενο μέσο.....	99
7.2.6. Νεκροί όγκοι.....	100
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	104
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	106

ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

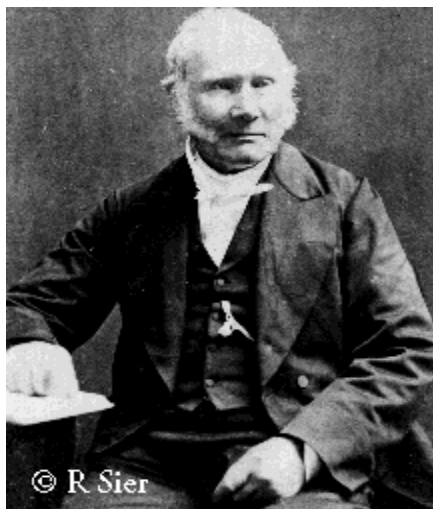
Πίνακας συμβόλων

A	Εμβαδό (m ²)
a	Σταθερά χώρων σταθερού όγκου
b	Μήκος (m)
Be	Αριθμός Beale
Cv	Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο (J/(kg*K))
D	Σταθερά απόσβεσης (N*s/m)
d	Διάμετρος εμβόλου (m)
dT	Μεταβολή θερμοκρασίας (K)
dV	Μεταβολή όγκου (m ³)
e	Βαθμός απόδοσης αναγεννητή
E	Εκκεντρότητα
f	Συχνότητα (Hz)
F	Δύναμη (N)
gA	Παροχή μάζας (kg/s)
h	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή (Watt/(m ² *K))
K	Σταθερά ελατηρίου (N/m)
k	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με αγωγή (Watt/(m*K))
L	Μήκος (m)
m	Μάζα (kg)
Δm	Μεταβολή μάζας (kg)
n	Βαθμός απόδοσης
N	Στροφές ανά λεπτό (rpm)
p	Πίεση (Pa)
P	Ισχύς (Watt)
Q	Θερμότητα (J)
R	Παγκόσμια σταθερά των αερίων (J/(kg*K))
r	Ακτίνα (m)
Sc	Αριθμός Schmidt
Str	Διαδρομή εμβόλου (m)
T	Θερμοκρασία (K)
t	Χρόνος (s)
Δt	Διαφορά χρόνου (s)
U	Εσωτερική ενέργεια (J)
ΔU	Μεταβολή εσωτερικής ενέργειας (J)
u	Ταχύτητα / Ταχύτητα στη διεύθυνση χ (m/s)
V	Όγκος (m ³)
v	Ταχύτητα στη διεύθυνση γ (m/s)
W	Έργο (J)
x	Ειδική αναλογία θερμότητας
y	Μετατόπιση στην κάθετη διεύθυνση (m)
θ	Γωνία (°)
v	Κινηματική συνεκτικότητα (kg/m ³)
ρ	Πυκνότητα (kg/m ³)
χ	Μετατόπιση στην οριζόντια διεύθυνση (m)
ω	Γωνιακή ταχύτητα (rad/s)

Πίνακας δεικτών

0	Αρχική στιγμή
C	Αποσβεστήρας
c	Συμπιεστής
clc	Νεκρός όγκος συμπιεστή
cle	Νεκρός όγκος εκτονωτή
cold	Κρύο τμήμα
D	Εκτοπιστής
e	Εκτονωτής
h	Θερμαντήρας
H	θερμοκρασία πρόσληψης θερμότητας
hot	Θερμό τμήμα
i	Είσοδος / Εσωτερικό
K	Ελατήριο
k	Ψύκτης
L	θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας
m	Θήκη κυλίνδρου
max	Μέγιστη
mean	Μέση
min	Ελάχιστη
P	Έμβολο
r	Αναγεννητής
se	Σάρωση
swc	Σαρώμενος όγκος συμπιεστή
swe	Σαρώμενος όγκος εκτονωτή
th	θεωρητικός
w	Τοίχος
o	Έξοδος / Εξωτερικό

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο: Η ΙΣΤΟΡΙΑ ΚΑΙ Η ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING



Rev Dr Robert Stirling (1790-1878) , [5], [6], [7]

1.1. Ιστορική αναδρομή

Η μηχανή Stirling είναι μια διάταξη κλειστού αναγεννητικού θερμοδυναμικού κύκλου με περιοδική συμπίεση και εκτόνωση του εργαζόμενου αερίου (συνήθως ήλιο, υδρογόνο ή αέρας) σε διαφορετικά θερμοκρασιακά επίπεδα. Η ροή του εργαζόμενου μέσου ελέγχεται από αλλαγές στους όγκους στο ζεστό και κρύο χώρο, χωρίς τη χρήση βαλβίδων. Έτσι υπάρχει μια καθαρή παραγωγή ή απορρόφηση θερμότητας, αφού ο κύκλος είναι και αντιστρέψιμος. Ο Rev. Stirling άρχισε να εργάζεται με την πρώτη του εφαρμογή πάνω σε αυτή την μηχανή και τον οικονομητήρα το 1816, λίγους μήνες αφότου έγινε πάστορας σε εκκλησία της Σκωτίας σε ηλικία 25 χρονών. Άλλοι, όπως ο Sir George Caley είχαν κατασκευάσει μηχανή αέρος πριν τον Stirling (1806), ενώ μηχανές με την επωνυμία «μηχανές αέρος» έχουν αναφερθεί από το 1699. Ο οικονομητήρας, ή «αναγεννητής», θεωρείται το πιο σημαντικό μέρος της πατέντας του Rev. Stirling. Η καινοτομία αυτή έκανε την κατασκευή πολύ πιο ελαφριά σε σχέση με τα δεδομένα της εποχής.

Πολλοί ιστορικοί θεωρούν ότι η ενασχόληση του Rev. Stirling με αυτές τις μηχανές προέκυψε από το ενδιαφέρον του για τα μέλη της ενορίας του, καθώς οι ατμομηχανές που είχαν ευρεία εφαρμογή εκείνη την εποχή παρουσίαζαν προβλήματα. Το σημαντικότερο πρόβλημα με τις ατμομηχανές ήταν το γεγονός ότι το μέταλλο που χρησιμοποιούσαν για την κατασκευή του καυστήρα (boiler) δεν είχε την απαιτούμενη αντοχή (το ασάλι ή ο χάλυβας Bessemer δεν είχαν ακόμα ανακαλυφθεί), και έτσι οι εκρήξεις των boiler και οι θάνατοι ήταν πολύ συχνοί. Η μηχανή Stirling δεν μπορούσε να εκραγεί γιατί οι πιέσεις του εργαζόμενου μέσου ήταν πολύ χαμηλές σε σχέση με τις ατμομηχανές. Η πρώτη καταγεγραμμένη προσπάθεια υλοποίησης αυτού του εγχειρήματος από εταιρεία ήταν από την Dundee Foundry Company στην οποία εργαζόταν ο αδελφός του Robert, James Stirling. Ο James ήταν πολύ καλός μηχανικός και ένθερμος υποστηρικτής του εγχειρήματος του

αδελφού του. Μια πολύ μεγάλη σε διαστάσεις μηχανή με διπλά ενεργά έμβολα και με πολλές σχεδιαστικές και κατασκευαστικές καινοτομίες κατασκευάστηκε στο εργοστάσιο που δούλευε με την δική του επίβλεψη. Η μηχανή αυτή δούλευε για πολλά χρόνια στο εργοστάσιο, αλλά λόγω αστοχιών των μετάλλων αντικαταστάθηκε πάλι από μια ατμομηχανή.

Το 1908 η μηχανή Stirling είχε ήδη αναπτυχθεί αρκετά, αφού τόσο ο αναγεννητής όσο και η μηχανή διπλών εμβόλων ήταν αρκετά γνωστά και στις δύο ακτές του Ατλαντικού. Στην Ένωση των Μηχανολόγων Μηχανικών της Μεγάλης Βρετανίας (Institution of Mechanical Engineers) μάλιστα, γίνονται συζητήσεις για την χρησιμότητα και τις πιθανές μελλοντικές εφαρμογές της μηχανής Stirling. Ήταν γεγονός ότι από τα μέσα του 19ου αιώνα μέχρι την έναρξη του Α΄ Παγκόσμιου Πολέμου, μηχανές ανοικτού αλλά και κλειστού κύκλου λειτουργίας είχαν μελετηθεί, αναπτυχθεί και εφαρμοστεί σε διάφορες περιπτώσεις, από την τοποθέτησή τους σε πλοία μέχρι και την χρήση τους σε εκκλησιαστικά όργανα για την άντληση του απαραίτητου αέρα για τη λειτουργία τους. Είναι εκπληκτικό το γεγονός ότι πολλές από εκείνες τις μηχανές λειτουργούν ακόμα και μάλιστα ικανοποιητικά. Παρόλο ότι η μηχανή Stirling ήταν μια πολύ καλή εναλλακτική λύση των απρόβλεπτων εκείνη την εποχή ατμομηχανών, η έλλειψη κατάλληλων υλικών για τους κυλίνδρους και για τις κεφαλές τους οδηγούσε στην μη επαρκή συμπίεση των κυλίνδρων, με αποτέλεσμα να διατηρούνται σε χαμηλά επίπεδα η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης, περίπου 1 kW ανά τόνο και 1% αντίστοιχα. Παρόλα αυτά η μηχανή είχε πολύ καλή απόδοση και ευρεία εφαρμογή σε περιπτώσεις άντλησης υδάτων. Το 1908 εμφανίσθηκε για πρώτη φορά μηχανή Stirling που έπαιρνε ενέργεια από τον ήλιο. Η επιτυχία της μηχανής του Stirling αναγνωρίστηκε από τα διάφορα ερευνητικά κέντρα και από το ενδιαφέρον που έδειξαν γι' αυτήν ισχυρές προσωπικότητες της εποχής όπως ο βασιλιάς Εδουάρδος VII, ο Σουλτάνος της Τουρκίας, ο Andrew Carnegie κ.α.

Παρά την επιτυχία της, μέχρι τα τέλη της δεκαετίας του '20 η μηχανή Stirling κόντευε να «πεθάνει». Η κατάσταση αυτή επιδεινώθηκε από την ραγδαία ανάπτυξη και χρήση των μηχανών εσωτερικής καύσης την εποχή του Β΄ Παγκόσμιου Πολέμου. Η ανάπτυξη της μηχανής Otto και του ηλεκτροκινητήρα συνετέλεσαν στο μαρασμό της Stirling σε μια εποχή που, κατά ειρωνικό τρόπο, όλοι περίμεναν το αντίθετο αφού είχε αναπτυχθεί τόσο πολύ η τεχνολογία των υλικών και όλοι πίστευαν στην μεγάλη εξέλιξη της Stirling αφού θα μπορούσε να βελτιωθεί σημαντικά ο βαθμός απόδοσής της. Την δεκαετία του '20 ο Beale της Sunpower Inc. κατασκεύασε μια μηχανή βασισμένη στον θερμοδυναμικό κύκλο Stirling που όμως λάμβανε θερμότητα από τον ήλιο. Λόγω των βελτιωμένων υλικών και της καλύτερης σχεδίασης, η μηχανή αυτή είχε πολύ βελτιωμένο βαθμό απόδοσης και παρήγαγε πολύ μεγαλύτερη ισχύ. Η Ολλανδική εταιρία Philips είδε τα αποτελέσματα αυτά και άρχισε να ασχολείται και εκείνη με την Stirling. Η εταιρεία ήθελε να κατασκευάσει γεννήτριες ρεύματος ώστε να φτάσει σε όλα τα μέρη του κόσμου μια νέα ανακάλυψη, το ραδιόφωνο, που όμως χρειαζόνταν ηλεκτρικό ρεύμα για να λειτουργήσει.

Παρόλα αυτά, τη δεκαετία του '30 η μηχανή Stirling έχει πλέον πέσει σε ολοκληρωτική απαξίωση. Λίγες μόνο πολύ μικρές μονάδες βρίσκονται σε λειτουργία και αυτές σε τροπικά μέρη, όπου χρησιμοποιούνται για να κινούν κάποια πρωτόγονα συστήματα κλιματισμού. Καμιά από τις καινοτομίες της μηχανής Stirling δεν χρησιμοποιούνταν πλέον και καμιά περαιτέρω εξέλιξη δεν είχε επιτευχθεί από τις αρχές του 20^{ου} αιώνα. Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής ήταν μόλις 1% ενώ ο βαθμός απόδοσης κατά Carnot ξεπερνούσε το 50%.

Η Philips όμως συνειδητοποίησε την δυναμική εξέλιξης και ανάπτυξης των μηχανών Stirling και την υπεροχή της σε σχέση με την ατμομηχανή. Καθώς η απειλή ενός νέου παγκόσμιου πόλεμου πλανιόταν πάνω από την Ευρώπη, η Ολλανδική εταιρεία άρχισε να δουλεύει πάνω στη μηχανή αυτή, ξεκινώντας από το αρχικό σχέδιο του 1816. Η έρευνα συνεχίστηκε την περίοδο 1936-45 και το 1946 η ομάδα της Philips είχε ήδη δημοσιεύσει αρκετές μελέτες στις οποίες υπήρχαν οι πρώτες μετά από πολλά χρόνια νέες πληροφορίες για τη μηχανή Stirling. Μέσα σε διάστημα μικρότερο από 10 χρόνια, σε μια περίοδο μάλιστα πολύ δύσκολη για την ανθρωπότητα, η Philips είχε πάρει μια σχεδόν ξεχασμένη μηχανή, αύξησε την παραγόμενη ισχύ ανά χιλιόγραμμα μάζας της μηχανής κατά 50 φορές, μείωσε το μέγεθος της ανά μονάδα ισχύος με ένα συντελεστή της τάξης του 125 και βελτίωσε το βαθμό απόδοσής της κατά περίπου 15 φορές. Η μηχανή Stirling είχε πλέον περάσει σε άλλη εποχή εξέλιξης. Η πρώτη μηχανή που κατασκευάστηκε από την Philips είναι ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα χρήσης αναθερμαντών με πτερύγια ως επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας και όχι σωλήνων όπως εφαρμόστηκε αργότερα. Η συγκεκριμένη αυτή μηχανή παρήγαγε 0.7 kW ισχύος και κινούσε γεννήτρια 200W.

Παρόλα αυτά, οι εξελίξεις την εποχή εκείνη στις μπαταρίες και την ηλεκτρονική παραγκώνισαν για άλλη μια φορά τη μηχανή Stirling ως γεννήτρια. Μεγαλύτερες μηχανές που θα μπορούσαν να σταθούν καλά και εμπορικά δεν εμφανίστηκαν μέχρι το 1948. Τότε ο Henry Ford II κατασκεύασε στα εργαστήρια του στο Αϊντχόβεν μια μηχανή απόδοσης 11kW. Η General Motors ακολούθησε τη Philips στην έρευνά της πάνω στη μηχανή Stirling. Η Philips δεν πτοήθηκε από το γεγονός αυτό, πήρε το ρίσκο και με την προσθήκη και άλλων ερευνητών στην υπάρχουσα ομάδα, εξέλιξε τη μηχανή όχι μόνο ως κινητήρια και θερμική, αλλά και ως ψυκτική και κρυογεννητική. Με το πρόγραμμα αυτό η Philips πέτυχε και εμπορική επιτυχία. Μια μονοβάθμια τέτοια μηχανή κατάφερε να επιτύχει θερμοκρασία 12K. Ήταν μια πολύ σημαντική ανακάλυψη που επιτεύχθηκε με την ανάστροφη λειτουργία της μηχανής. Η μετέπειτα χρήση του ηλίου ή του υδρογόνου ανακαλύφθηκε ότι μείωνε τις απώλειες του εργαζόμενου μέσου στο περιβάλλον και βελτίωνε σημαντικά το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Η επιτυχία της ψυκτικής μηχανής Stirling και η ταυτόχρονη γιγάντωση των Otto και Diesel οδήγησαν σε εξαφάνιση από την αγορά της εργοπαραγωγού μηχανής, γεγονός που μπορούσε να σημάνει το τέλος της θερμικής Stirling. Όμως ο ενθουσιασμός και η καθοδήγηση ενός από τους μηχανικούς της Philips, του Meijer, κράτησε ζωντανή την έρευνα πάνω στην θερμική Stirling με την ανακάλυψη του ρομβικού μηχανισμού κίνησης των εμβόλων (1953) που έδωσε νέα ώθηση και μέλλον στη μηχανή αυτή. Η χρήση του ρομβικού μηχανισμού οδήγησε των εμβόλων, οι

σωληνωτοί εναλλάκτες θερμότητας και εργαζόμενων αερίων με πολύ μικρά μοριακά βάρη είχαν σαν αποτέλεσμα μέχρι τα τέλη του '50 να κατασκευάσει η Philips μηχανές με βαθμούς απόδοσης πλέον του 30% και παραγόμενη ισχύ μερικές δεκάδες kW. Το γεγονός αυτό έκανε την Philips να εμπορεύεται πλέον την τεχνολογία της. Από τότε όλοι οι μεγάλοι ερευνητές των μηχανών Stirling με στροφαλοφόρο άξονα βασίστηκαν πάνω στις ανακαλύψεις της Philips και χρειάζονταν την άδειά της για να προχωρήσουν.

Τα παραπάνω γεγονότα δίνονται σε μια χρονολογική σειρά ως εξής:

1937 – 1938: Ο N.V. Philips (ιδιοκτήτης του Ολλανδικού κολοσσού Philips) ενδιαφέρεται για την κλειστού κύκλου μηχανή θερμού αέρα για μικρές γεννήτριες ηλεκτρικού ρεύματος.

1938 – 1947: Κατά το διάστημα αυτό κατασκευάστηκαν αρκετά πρωτότυπα μηχανών βασισμένα στην αρχικό μοντέλο του 1816, με πολύ βελτιωμένη όμως απόδοση.

1948 – 1953: Αρχίζει η έρευνα στις ψυκτικές μηχανές Stirling. Από την αρχή εμφανίζουν πολύ καλύτερη απόδοση από τις αντίστοιχες θερμικές, χρησιμοποιώντας για εργαζόμενο μέσο αέρια με πολύ μικρό μοριακό βάρος. Ταυτοχρόνως και οι κινητήριες μηχανές ερευνώνται και αναπτύσσονται από την Ford (USA) και την General Motors. Το 1953 πραγματοποιήθηκε μια μεγάλη τεχνολογική ανακάλυψη. Η δημιουργία και εξέλιξη του ρομβικού μηχανισμού κίνησης των εμβόλων από τον Meijer. Με το μηχανισμό αυτό ήταν πλέον δυνατή η λειτουργία της μηχανής σε πολύ μεγαλύτερες πιέσεις. Οι ομάδες που ασχολιόντουσαν με τις θερμικές και τις ψυκτικές μηχανές διαχωρίζουν πλέον τις δραστηριότητες τους.

1954 – 1958: Την περίοδο αυτή κατασκευάζονται και δοκιμάζονται πολλές μηχανές ρομβικού μηχανισμού οδήγησης των εμβόλων, σε συνθήκες πίεσης μέχρι τα 14 MPa και εργαζόμενο αέριο το υδρογόνο, όπως στη μηχανή 1-365. Η χρήση υψηλών πιέσεων επιβάρυνε το πρόβλημα στεγανότητας. Για το πρόβλημα αυτό, τα ελατήρια στεγανότητας από χυτοσίδηρο ήταν μια καλή λύση αλλά όχι η κατάλληλη λόγω των απωλειών λιπαντικού. Το κάλυμμα με τσιμούχες στεγανότητας για τον στροφαλοφόρο ήταν επίσης μια λύση που εγκαταλείφθηκε γρήγορα. Τέλος, ανακαλύφθηκε το κέλυφος των κυλίνδρων που άφηνε κάποιο κενό μεταξύ της οροφής του εμβόλου και του καπακιού του κυλίνδρου (close clearance piston engine). Το έμβολο ήταν κατασκευασμένο από Sn – Pb – MoS₂ και επέτρεπε στο δαχτυλίδι να δέσει γύρω του και να συσφιχθεί θερμικά. Η General Motors ενδιαφέρθηκε για τη μηχανή, πλησίασε την Philips το 1957 και υπέγραψαν μια συμφωνία για 10ετή χρήση της μηχανής, το Νοέμβριο του 1958. Η συμφωνία αυτή κόστισε στην GM 1,2 εκατομμύρια δολάρια Αμερικής.

1958 – 1962: Η Philips συνέχισε της έρευνά της πάνω στον ρομβικό μηχανισμό κίνησης των εμβόλων με τη μηχανή 1-98 της οποίας κατασκευάστηκαν πάνω από τριάντα μοντέλα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν ως κινητήριες μηχανές γεννητριών ρεύματος των 4kW. Κατά την έρευνα η μηχανή δούλευε με μια μέση πίεση 22 MPa

ενώ σε μια μακροχρόνια δοκιμή των 10.000 ωρών δούλεψε σε πίεση 11 MPa. Η μηχανή 1-365 τοποθετήθηκε σε ένα σκάφος αναψυχής («Johan de Wit») και σε δοκιμή έφτασε τα 42kW ισχύς και βαθμό απόδοσης το 38% με μέση πίεση 16,5 MPa. Η μηχανή 1-98 απέδωσε 19 kW με βαθμό απόδοσης 33% και μέση πίεση 21MPa. Η General Motors είχε ασχοληθεί με τρεις εφαρμογές της μηχανής Stirling: Ως έσω-εξωλέμβια μηχανή, ως μηχανή για διαστημικούς τεχνητούς δορυφόρους που θα ελάμβανε ενέργεια από τις ηλιακές ακτίνες και τέλος ως μικρή γεννήτρια για επίγειες χρήσεις που θα την χρησιμοποιούσε κυρίως ο Αμερικάνικος στρατός (την ground power unit – GPU). Άλλες πιθανές εφαρμογές θα μπορούσαν να ήταν η πρόωση μικρών σκαφών για ποτάμια ή την ακτοπλοΐα, η κίνηση υποβρυχίων καθώς και μηχανών τρένων. Η πρώτη μηχανή που δοκιμάστηκε από την General Motors ήταν μια μονοκύλινδρη, μηχανή «close clearance» και απέδιδε 23 kW. Η χρήση ελατηρίων στεγανότητας από Teflon ελάττωσε το πρόβλημα των διαρροών. Όμως δεν θα μπορούσε να εξελιχθεί περαιτέρω η μηχανή αν το 1960 δεν είχε ανακαλυφθεί ένα ειδικό είδος κελύφους, το rollsock seal. Αυτό βοήθησε στο να κατασκευαστούν μεγαλύτερες σε μέγεθος μηχανές και με καλύτερο βαθμό απόδοσης κυρίως λόγω της εξέλιξης στους εναλλάκτες που μπορεί να είναι πλέον και σωληνοειδείς και με πτερύγια, αλλά περισσότερο στην ανάπτυξη του αναγεννητή. Η GM χρησιμοποίησε την μηχανή 1-98 σε δορυφόρους και στα μοντέλα GPU. Το «close clearance seal» εγκαταλείφθηκε και ξεκίνησε νέα έρευνα για την εύρεση στεγανωτικών τόσο για τα έμβολα όσο και για τους διωστήρες. Τότε ανακαλύφθηκε το πρώτο κυλιόμενο κέλυφος (Sliding seal) (σχήμα 1.2). Η πιο σπουδαία απόφαση όμως που πάρθηκε την περίοδο εκείνη ήταν από την GM και αφορούσε την χρήση μηχανών Stirling σε αυτοκίνητα, χρησιμοποιώντας στερεό καύσιμο ως αποθηκευμένη πηγή θερμότητας.

1963 – 1968: Οι επινοήσεις του ρομβικού συστήματος οδήγησης των εμβόλων, του κελύφους rollsock σε συνδυασμό με την απόδοση της καύσης, την εξέλιξη στους εναλλάκτες θερμότητας και τα συστήματα ελέγχου, έδωσαν τη δυνατότητα να κατασκευασθούν πολύ μεγαλύτερες μηχανές. Η GPU είχε εξελιχθεί και απέδιδε 9kW, αλλά υπήρχαν ήδη μονάδες τόσο της Philips όσο και της GM που απέδιδαν ακόμα και 200kW για ναυτικές κυρίως εφαρμογές. Παρόλα αυτά το αμερικάνικο ναυτικό δοκίμασε για πρώτη φορά την μηχανή αυτή της Philips σε ένα λεωφορείο. Στα μέσα της δεκαετίας του '60 η μηχανή Stirling είχε γίνει ανταγωνιστική της Diesel αλλά όχι και της Otto. Ήταν το 1964 που η Philips αποφάσισε να ασχοληθεί με τις μηχανές Stirling διπλών εμβόλων, όμως παρόλο που αυτή πήρε πρώτη την απόφαση, η GM αναπτύχθηκε περισσότερο στον τομέα αυτό και το 1968 κατασκεύασε μια μηχανή αυτοκινήτου ισχύος 186 kW και μια μηχανή για τορπίλη 375 kW. Οι ελπιδοφόρες προσπάθειες των δύο αυτών κατασκευαστών τράβηξαν την προσοχή και άλλων. Το 1968 η Philips υπέγραψε άλλες δύο συμφωνίες με κοινοπραξίες: Η μία κοινοπραξία ήταν Σουηδική (KB United Stirling) και μια Δυτικογερμανική, την Maschinenfabrik Augsburg – Nurnberg η οποία συνεργαζόταν με τη Motorenwerke Mannheim (MAN – MWM). Και οι δύο αυτές κοινοπραξίες ειδικεύονταν στις μηχανές Diesel. Την περίοδο αυτή η εταιρεία Harwell και η ομάδα του William Beale ξεκίνησαν έρευνα πάνω στη μηχανή Stirling ελευθέρου εμβόλου (free piston) και ρευστού εμβόλου (liquid piston).

1968 – 1978: Ενώ η περίοδος αυτή χαρακτηρίστηκε από έντονες έρευνες, η GM, αποφάσισε να τερματίσει όλες τις έρευνες της πάνω στη Stirling. Δυστυχώς τα τεράστια έξοδα των ερευνών δεν είχαν τα αντίστοιχα αποτελέσματα και περισσότερα από 300 σχέδια ήταν αδύνατον να εκτελεστούν. Παρόλα αυτά η εργασία πάνω στην αυτοκίνηση δεν εγκαταλείφθηκε, αλλά συνεχίστηκε από την FORD και την Philips με μια συμφωνία το 1972. Η Σουηδική εταιρεία United Stirling επίσης ασχολιόνταν με μεταφορικές μηχανές μεγάλων αποστάσεων για φορτηγά και λεωφορεία. Την εποχή αυτή ο Walker και ο Martini δημοσίευσαν εργασίες για μηχανές Stirling που προορίζονταν για ναυτική χρήση. Το 1968 ξεκίνησαν οι εργασίες των συνεργασιών της Philips με την Σουηδική United Stirling πάνω στην ρομβική μηχανή 1 – 98 και την 4 – 615 . Από την άλλη μεριά η MAN – MWM εγκατέλειψε τη μελέτη της ρομβικής μηχανής και ασχολήθηκε με μηχανές με άτρακτο. Η περίοδος των ρομβικών μηχανών έφτασε στο τέλος της στα τέλη του 1971. Μέχρι το τέλος της περιόδου αυτής έγιναν πολλές έρευνες πάνω σε μηχανές τόσο με υγρό όσο και στερεό καύσιμο με σκοπό την εφαρμογή τους σε αυτοκίνητα. Η United Stirling ανέπτυξε τα sliding seal τα οποία αν και δεν έλυσαν το πρόβλημα στεγανότητας των κελυφών των διωστήρων, παρόλα αυτά βελτίωσαν την λειτουργία της μηχανής. Η επιτυχία που είχαν οι έρευνες της Ford είχαν σαν συνέπεια την υπογραφή συμβολαίου με το USA Energy Research and Development Administration (ERDA) το 1975 και το Department of Energy (D of E) το 1977.

Η επιτυχής λειτουργία της σειράς P της United Stirling που χρησιμοποιούσε τον στρόφαλο Ricardo U-crank οδήγησε στο ενδιαφέρον πολλών ευρωπαϊκών και αμερικανικών εταιρειών. Αυτοί ενδιαφέρθηκαν για εφαρμογές εκτός της αυτοκίνησης, όπως ηλεκτρικές γεννήτριες από ηλιακή ενέργεια, μηχανές υποβρυχίων και τηλεκατευθυνόμενοι ηλεκτροκινητήρες με στερεό καύσιμο. Στην πραγματικότητα τόσες πολλές εταιρείες και οργανισμοί ασχολήθηκαν που ήταν πλέον αδύνατον να καταγράψει κάποιος όλα τα επιτεύγματα. Συμφωνίες με εταιρείες και πανεπιστήμια υπογράφηκαν στην Μεγάλη Βρετανία και την Ιαπωνία και μέχρι το τέλος του 1978 πάνω από 100 ομάδες ήταν γνωστό ότι μελετούσαν τη μηχανή Stirling. Οι μηχανές ελευθέρου εμβόλου άρχισαν να αναπτύσσονται εκείνη την εποχή και τόσο η εφαρμογή του Harwell όσο και αυτή του Beale βρήκαν εμπορική απήχηση.

1978 – σήμερα: Η έρευνα των Ford – Philips και του Department of Energy τερματίστηκε το 1978 αφού οι συνθήκες δεν ήταν ιδανικές για τις μηχανές Stirling και το κυρίως πρόγραμμα της αυτοκίνησης απασχολούσε ήδη μεγάλες εταιρείες όπως η Mechanical Technologies, η United Stirling και η GM. Η έρευνα πάνω στην μηχανή Stirling αυξήθηκε τρομερά αλλά η εξέλιξη πραγματοποιείται με τον συνδυασμό των τεχνολογιών και όχι με τη διαφορά και την συνεχή καινοτομία. Δεν μπορούμε να πούμε ότι δεν έγιναν σημαντικές ανακαλύψεις το διάστημα αυτό, το αντίθετο. Η εξέλιξη σε όλα τα μέτωπα θα γίνει πιο παραγωγική από τη στιγμή που σε όλα τα προγράμματα καθοριστεί μία και σαφής εφαρμογή. [1], [2], [3], [4], [5], [7]

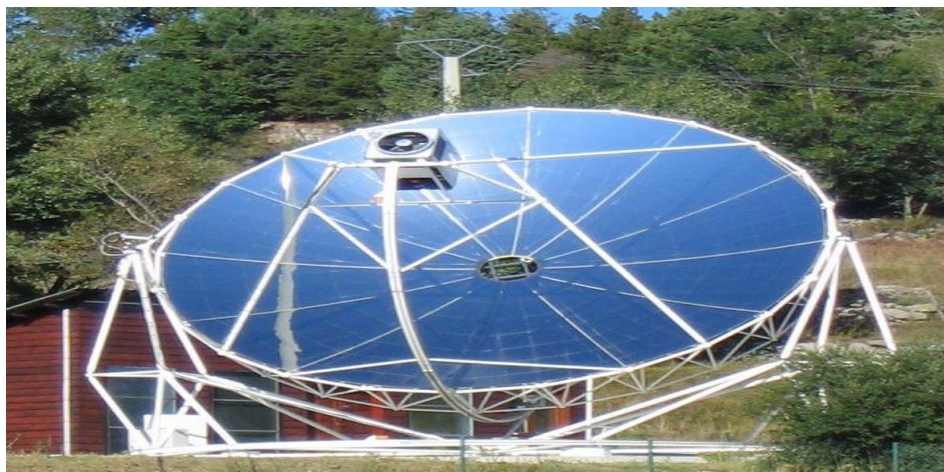
1.2. Εφαρμογές των κινητήρων Stirling

1.2.1. Μηχανές Stirling παραγωγής έργου

Ως συστήματα παραγωγής ισχύος, οι μηχανές Stirling προσφέρουν αρκετά πλεονεκτήματα. Τέτοια είναι οι περιορισμένες εκπομπές ρύπων, η αθόρυβη λειτουργία της και, κυρίως, η δυνατότητα που προσφέρουν για χρήση πληθώρας καυσίμων και ποικίλων πηγών θερμότητας. Ως αποτέλεσμα, έχει αυξηθεί σημαντικά το ενδιαφέρον για τη χρήση των μηχανών Stirling. Για παράδειγμα, έχει γίνει πειραματική τοποθέτηση σε επιβατικά αυτοκίνητα, φορτηγά και λεωφορεία για διάφορες μεγάλες εταιρείες, όπως General Motors, Ford, Philips, Fiat και η MAN. Όμως προς το παρόν οι κινητήρες Stirling δεν είναι δυνατόν να αντικαταστήσουν τις βενζινοκίνητες ή πετρελαιοκίνητες Μηχανές Εσωτερικής Καύσης.

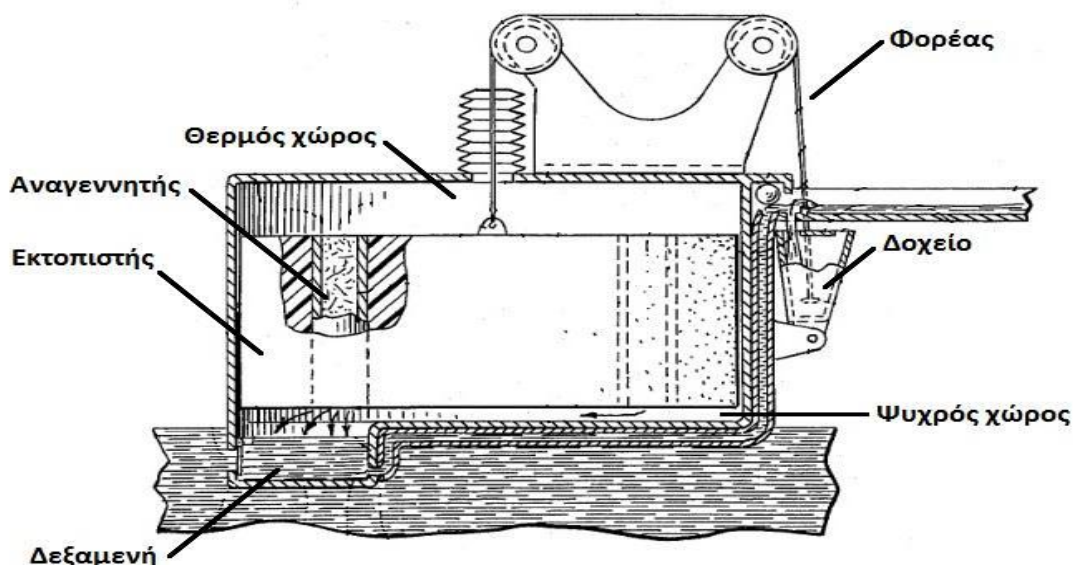
Η πιο σημαντική εφαρμογή της μηχανής Stirling, τουλάχιστον στη ξηρά, είναι η χρήση τους σε συδυασμό με την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας. Οι **Ηλιακές μηχανές Stirling** (Solar Powered Stirling) είναι εργοπαραγωγοί μηχανές οι οποίες λαμβάνουν την απαιτούμενη θερμότητα από τον ήλιο. Το 1987, ο Roelf J. Meijer κατασκεύασε ως πατέντα μία μηχανή Stirling, η οποία ήταν συνδεδεμένη με έναν μεγάλο συλλέκτη. Ο συλλέκτης οπίσ συγκέντρωνε την ηλιακή ακτινοβολία και τροφοδοτούσε έτσι την μηχανή. Το πρόβλημα που υπήρχε ήταν ότι έπρεπε να αναπτυχθούν μηχανισμοί διαρκούς στρέψης του συλλέκτη προς τον ήλιο ώστε να είναι δυνατή η εκμετάλλευση όσο μεγαλύτερου μέρους της ακτινοβολίας ήταν δυνατό.

Σχήμα 1.1: Ηλιακή Μηχανή Stirling Ισχύος 10 kW εγκαταστημένη στη Γαλλία, Font-Romeu-Odeillo [8], [17]



Η NASA, το 1976, χρησιμοποίησε μία ηλιακή μηχανή Stirling η οποία λειτουργούσε ως αντλία για την άντληση νερού από λίμνες, ποτάμια, κλπ (solar powered pump). Η λειτουργία της αντλίας μπορεί να περιγραφεί από τέσσερις φάσεις οι οποίες αντιστοιχούν στις τέσσερις διαδοχικές μεταβολές του ιδανικού κύκλου Stirling ξεκινώντας από αυτή της ισόχωρης θέρμανσης.

Σχήμα 1.2: Η αντλία Solar Powered Pump πατέντα της NASA, 1976 [8], [18]



Μια άλλη κατηγορία εφαρμογών όπου οι κινητήρες Stirling έχουν αναπτυχθεί τα τελευταία χρόνια είναι οι κινητήρες που λαμβάνουν την απαραίτητη θερμότητα από βιομάζα. Ο σύνθετος όρος βιομάζα αναφέρεται στην κατηγορία της ύλης από την οποία αποτελούνται οι οργανισμοί φυτικής και ζωικής προέλευσης, καθώς και τα παράγωγά τους. Η βιομάζα αποτελεί το σύνολο των ενεργειακών πόρων που σχετίζονται με τα αγροτικά, περιβαλλοντικά, δασικά, ζωικά συστήματα μιας περιοχής. Η συνολική ενέργεια της βιομάζας προέρχεται από το ενεργειακό περιεχόμενο ύστερα από την βιολογική επεξεργασία ζωικών παραπροϊόντων και άλλων αποβλήτων (πχ αστικών λυμάτων), αλλά και από την καύση σκουπιδιών, ξυλανθράκων, καυσόξυλων, θάμνων και ελαιοπυρηνόξυλου.

Ως βιοκαύσιμα χαρακτηρίζονται όλα τα στερεά, υγρά και αέρια καύσιμα που προέρχονται από τη βιομάζα. Τα κυριότερα είναι:

- Το βιοντίζελ που παράγεται από τα φυτικά έλαια και τα ζωικά λίπη. Αποτελεί ένα άριστο υποκατάστατο του συμβατικού ντίζελ και μπορεί να χρησιμοποιείται αυτούσιο ή σε μίγματα στους ήδη υπάρχοντες πετρελαιοκινητήρες.
- Η βιοιθανόλη που παράγεται από σακχαρούχα, κυτταρινούχα και αμυλούχα φυτά και μπορεί να χρησιμοποιείται σε μίγματα με τη βενζίνη.
- Το βιοαέριο που παράγεται από οργανικά αγροτοβιομηχανικά και άλλα απόβλητα και υπολείμματα.
- Τα πέλλετς (pellets) και οι μπρικέτες (briquettes), τα οποία είναι βιομάζα σε στερεά μορφή και παράγονται από υπολείμματα γεωργικών καλλιεργειών και επεξεργασίας των γεωργικών προϊόντων.

Η θερμογόνο δύναμη της βιομάζας αυξάνεται ανάλογα με το ποσοστό υγρασίας που εμπεριέχει αγγίζοντας τα 20.000 kJ/kg για μηδενική υγρασία. Η ανάφλεξη της

βιομάζας απαιτεί περιβάλλον θερμοκρασίας 550 °C και κατά την καύση της αναπτύσσονται θερμοκρασίες της τάξεως των 1000 °C έως περίπου 1500 °C. Τα συγκεκριμένα επίπεδα θερμοκρασιών καθιστούν τα βιοκαύσιμα μια ικανοποιητική λύση για την παροχή θερμότητας σε μια εφαρμογή Stirling σημειώνοντας πλήρως αποδεκτές τιμές στο θερμοκρασιακό διαφορικό λειτουργίας. [9]

Συναντάται πλέον συχνά η χρήση κινητήρων Stirling που λειτουργούν με βιομάζα για οικιακές εφαρμογές, ειδικά σε χώρες που υπάρχει μεγάλη διαθεσιμότητα στερεής βιομάζας (κυρίως ξυλεία). Με αυτό τον τρόπο καλύπτεται μέρος ή το σύνολο των αναγκών σε ηλεκτρισμό, αλλά παράγεται και θερμική ενέργεια (συμπαραγωγή). Αυτό μπορεί να γίνει εάν η θερμότητα που αποβάλλεται από τη μηχανή δεν απορριφθεί στο περιβάλλον αλλά χρησιμοποιηθεί για θέρμανση. Η ταυτόχρονη παραγωγή ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας από ένα σύστημα λέγεται συμπαραγωγή. Με τη συμπαραγωγή, ο βαθμός απόδοσης του συστήματος από 30-35 % για αποκλειστική παραγωγή ηλεκτρισμού αυξάνεται συχνά σε 80-90% για ταυτόχρονη παραγωγή ηλεκτρισμού και θέρμανσης. Συνηθισμένες ανάγκες που καλύπτονται σε μια οικία από ένα σύστημα συμπαραγωγής είναι η θέρμανση των χώρων (μέσω του καλοριφέρ) και η θέρμανση νερού χρήσης.

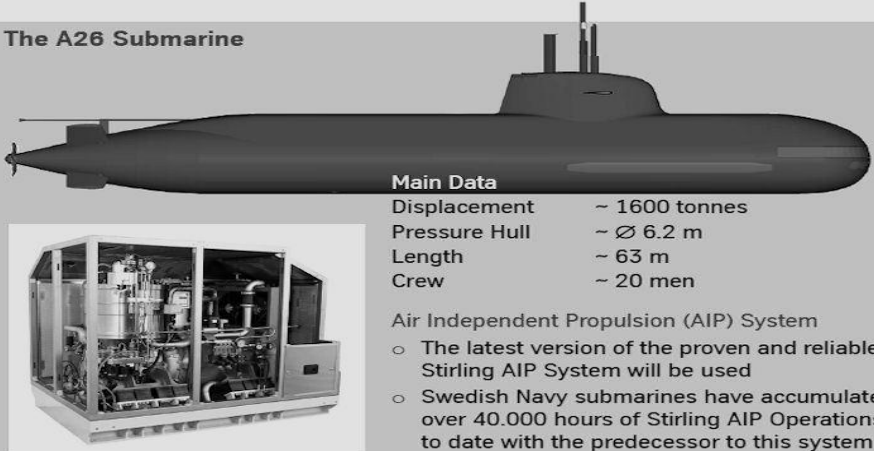
Οι μηχανές Stirling βρήκαν σημαντική **εφαρμογή και στη θάλασσα**. Η Σουηδική Εταιρία Kockums στα τέλη του 1980 προσάρμοσε μία μηχανή Stirling στο υποβρύχιο Nacken του Βασιλικού Σουηδικού Ναυτικού. Τα αποτελέσματα των δοκιμών ήταν ικανοποιητικά, τέτοια ώστε να εγκατασταθεί στα νέα υποβρύχια τύπου Gotland σύστημα Πρόωσης Ανεξαρτήτως Αέρα (Stirling AIP) μήκους 8 μέτρων.

Το κύριο χαρακτηριστικό του συστήματος αυτού είναι η χρήση μηχανών Stirling οι οποίες καίνε πετρέλαιο diesel με καθαρό οξυγόνο σε θάλαμο καύσης υψηλής πίεσης. Το οξυγόνο αποθηκεύεται σε υγρή μορφή (LOX) σε κρυογονικές δεξαμενές. Ο χρόνος παραμονής του συστήματος κάτω από το νερό καθορίζεται κυρίως από την ποσότητα του αποθηκευμένου υγρού οξυγόνου. Με το σύστημα αυτό αυξάνεται σημαντικά η παραμονή του υποβρυχίου κάτω από την επιφάνεια του νερού και ένα υποβρύχιο με σύστημα Stirling AIP μπορεί να παραμείνει για διάστημα εβδομάδων. Το σύστημα Stirling AIP μπορεί να συμπεριληφθεί στο σχεδιασμό νέων υποβρυχίων, όπως στα Σουηδικά τύπου Gotland και στα Αυστραλιανά τύπου Collins τα οποία είναι προετοιμασμένα για την εγκατάσταση αυτή. Στα παρακάτω σχήματα παρουσιάζεται η τελευταία έκδοση του συστήματος Πρόωσης Ανεξαρτήτως Αέρα (Stirling AIP), καθώς οι βασικές αρχές λειτουργίας του συστήματος.

Τέλος, οι μηχανές Stirling βρήκαν **εφαρμογές στο διάστημα**. Στα πλαίσια ενός προγράμματος τεχνολογικής αναβάθμισης στα τέλη της δεκαετίας του '80 η NASA σχεδίασε και κατασκεύασε μία μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων με το όνομα SPRE I (space power research engine I). Η μηχανή αυτή ήταν ένα εργαλείο το οποίο στόχευε να ανοίξει το δρόμο στην εξέλιξη των μηχανών Stirling, και ιδιαίτερα των μηχανών Stirling οι οποίες θα χρησίμευαν σε πυρηνικά και ηλιακά συστήματα ισχύος με σκοπό την πραγματοποίηση ερευνών στο διάστημα.

Σχήμα 1.3: Stirling Engine Air Independent Propulsion, [19]

The A26 Submarine



Main Data


Displacement	~ 1600 tonnes
Pressure Hull	~ Ø 6.2 m
Length	~ 63 m
Crew	~ 20 men

Air Independent Propulsion (AIP) System

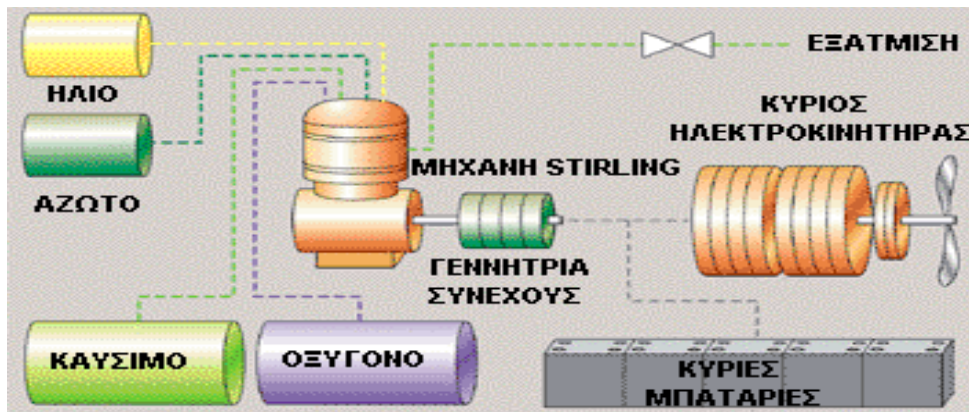
- The latest version of the proven and reliable Stirling AIP System will be used
- Swedish Navy submarines have accumulated over 40.000 hours of Stirling AIP Operations to date with the predecessor to this system

A Company of
ThyssenKrupp
Technologies

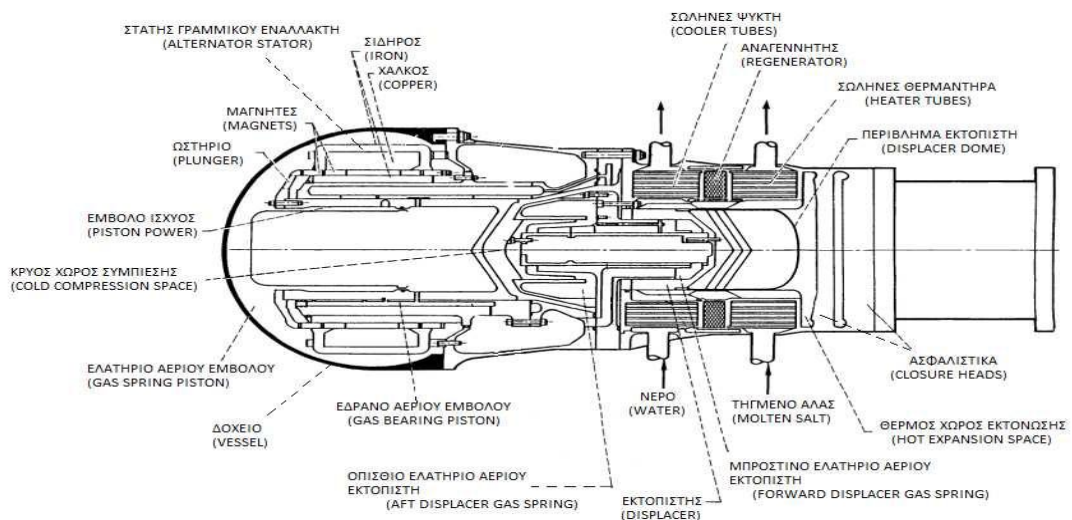
ThyssenKrupp Marine Systems
Kockums



Σχήμα 1.4: Αρχή Λειτουργίας Συστήματος Stirling AIP της Kockums, [6], [7], [8]

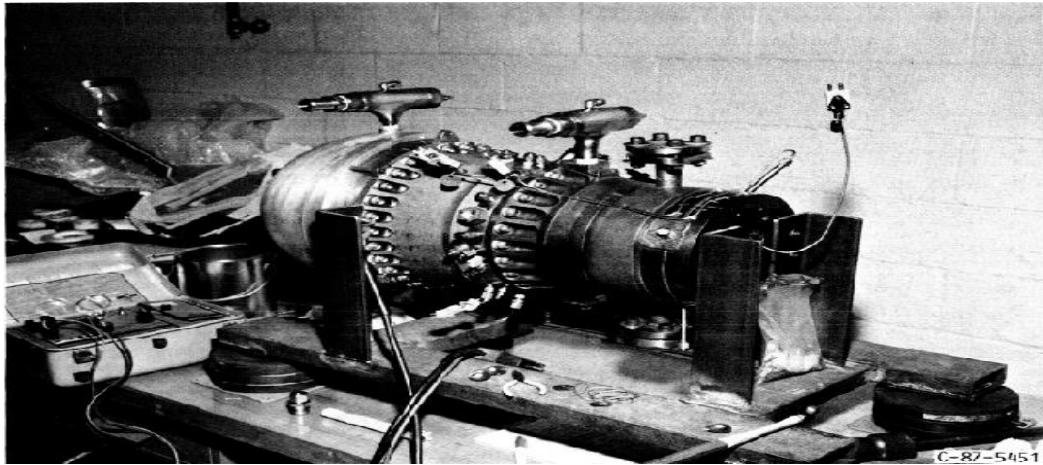


Σχήμα 1.5: Διάταξη της μηχανής SPRE I, [27], [28]



Το Μάρτιο του 1993 η NASA (Glenn Research Center-Rockwell International) δημοσίευσε μία ολοκληρωμένη μελέτη η οποία είχε τον τίτλο «*Lunar Electric Power Systems Utilizing the SP-100 Reactor Coupled to Dynamic Conversion Systems*». Στη μελέτη αυτή παρουσιάζεται μία εφαρμογή μηχανής Stirling η οποία, καταναλώνοντας πυρηνικό καύσιμο, παράγει ηλεκτρική ενέργεια και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τις ανάγκες ενός διαστημικού σταθμού. Ο σταθμός αυτός μπορεί να είναι εγκατεστημένος πάνω στην επιφάνεια ενός απομακρυσμένου πλανήτη ή να βρίσκεται πάνω σε διαστημικό όχημα που κινείται στις εσχατιές του Ηλιακού συστήματος όπου η ένταση της φωτεινής ακτινοβολίας είναι ασήμαντη. Η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς είναι 550 kW. Επιπλέον, έχει χρησιμοποιηθεί μια άλλη δικύλινδρη βοηθητική μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων (Free piston) για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος 25 kW (12.5 kW/κύλινδρο). [7], [8], [6]

Σχήμα 1.6: Μηχανή Stirling Ελευθέρων Εμβόλων για Διαστημική Χρήση. [26], [27], [28]



1.2.2. Ψυκτικές μηχανές Stirling

Οι περισσότερες από τις ψυκτικές μηχανές Stirling έχουν αναπτυχθεί ώστε να λειτουργούν ως κρυογονικές μηχανές και να παράγουν ψύξη σε θερμοκρασίες μικρότερες των 40 K (-230 °C). Σε αυτά τα περιβάλλοντα, τα συστήματα που βασίζονται στον ψυκτικό κύκλο Rankine αδυνατούν να λειτουργήσουν καθώς δεν υπάρχουν ψυκτικά μέσα με τόσο χαμηλό σημείο βρασμού. Αντιθέτως, οι ψυκτικές μηχανές Stirling και, πιο συγκεκριμένα, οι κρυογονικές Stirling (Stirling Cryocoolers) συνεχίζουν να είναι αποδοτικές σε θερμοκρασίες της τάξης των -200 °C. Στις θερμοκρασίες αυτές, υγροποιούνται αέρια όπως το οξυγόνο, το άζωτο και το αργό. Οι κρυογονικές Stirling μπορούν να λειτουργήσουν ακόμη και σε θερμοκρασίες της τάξης των -250 °C, στις οποίες υγροποιούνται το υδρογόνο και το νέον.

Οι συνήθεις ψυκτικές μηχανές Stirling λειτουργούν με εργαζόμενο μέσο το Ήλιο (He). Χρησιμοποιούνται σε αρκετά εργαστήρια για την επίτευξη θερμοκρασιών χαμηλότερων και από 12 K. Παρακάτω, αναφέρονται κάποια χαρακτηριστικά παραδείγματα:

- Βιομηχανικό ψυγείο ψυκτικής ικανότητας 20 kW στους 70 K το οποίο παράγει 250 L υγρό N₂ την ώρα με κλασματική απόσταξη αέρα. Η απόδοση της ψυκτικής μηχανής στη θερμοκρασία αυτή είναι περίπου 42% της τιμής της αντίστοιχης απόδοσης Carnot. Η τετρακύλινδρη αυτή μηχανή που έχει μάζα 6.500 kg και διαστάσεις 1.6 x 3 x 2 m, οδηγείται από μοτέρ 240 HP.
- Minicooler της Philips: Έχει ψυκτική ικανότητα 1W, μήκος 22 cm, βάρος 2 kg, χρόνο πτώσης της θερμοκρασίας λιγότερο από 15 min, ακουστικό θόρυβο μικρότερο από 40 dB στα 8 m, ενώ συντήρηση απαιτείται μετά από 2.500 ώρες λειτουργίας. Χρησιμοποιείται κυρίως για ψύξη διαφόρων ευαίσθητων ηλεκτρονικών συσκευών (lasers, ανιχνευτές υπερύθρων κλπ).

Η Ολλανδική εταιρία Stirling Cryogenics & Refrigeration BV η οποία προήλθε από την Philips, κατασκευάζει μαζικά και εμπορεύεται μια μεγάλη γκάμα σύγχρονων ψυκτικών μηχανών. Στο Σχήμα 1-7 φαίνεται μία επιδαπέδια ψυκτική μηχανή, η SPC-1. Έχει μάζα 600kg, εργάζεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος έως 45° C, με μέγιστη σχετική υγρασία 95%. Έχει ψυκτική ικανότητα 1kW στους 70K ή 3kW στους 200K, ψύχει 750 L νερό ανά ώρα και απαιτεί συντήρηση κάθε 6.000 ώρες λειτουργίας. [6], [8]

Σχ. 1.7: Ψυκτική μηχανή SPC-1, [6], [7]



Η σύγχρονη Αμερικάνικη εταιρία αιχμής Sunpower κατασκευάζει εκτός των εργοπαραγωγών μηχανών και ψυκτικές. Στο Σχήμα 1-18 φαίνεται μία μικρή κρυογονική μηχανή, η CryoTel. Έχει ψυκτική ικανότητα 6W στους 60K, συχνότητα 60Hz, καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ 155W, διάρκεια ζωής 50.000 ώρες και εργάζεται σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασίας περιβάλλοντος, από -40 °C έως 60 °C. [6]

Σχ. 1.8: Η κρυογονική μηχανή Stirling CryoTel, [25]



Παρακάτω, παρουσιάζονται κάποιες από τις εφαρμογές ψυκτικών και κρυογονικών μηχανών Stirling:

Χρήση σε κέντρα τεχνητής γονιμοποίησης: Στα κέντρα τεχνητής γονιμοποίησης είναι απαραίτητο να υπάρχει κάποιος τρόπος για την ασφαλή διατήρηση των σπερματοζωαρίων. Συχνά χρησιμοποιείται υγρό άζωτο για την αποθήκευση των τελευταίων εντός κρυογονικών δοχείων. Η χαμηλή θερμοκρασία του υγρού αζώτου καθώς και η αδρανής φύση του αποτρέπουν την αλλοίωση του βιολογικού υλικού και την υποβάθμιση της ποιότητας αυτού.

Έτσι, οι κλινικές αυτές χρησιμοποιούν ολοκληρωμένα συστήματα για την παραγωγή του απαιτούμενου υγρού αζώτου τα οποία βασίζονται σε κρυογονικές μηχανές Stirling. Ένα τέτοιο σύστημα είναι και το StirLIN-1 Compact της εταιρείας Stirling Cryogenics με δυνατότητα παραγωγής 10 λίτρα υγρού αζώτου ανά ώρα. [8]

Σχήμα 1.8: Το Σύστημα StirLIN-1 Compact της εταιρείας Stirling Cryogenics. [8], [20]

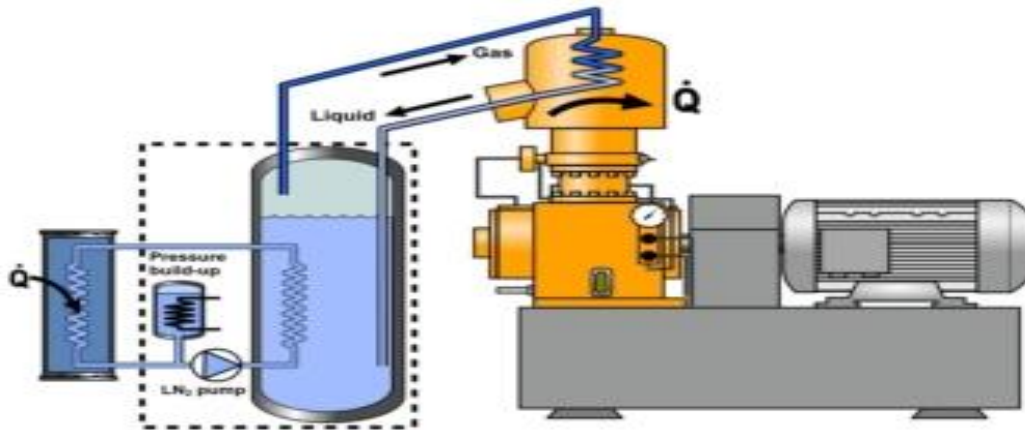


Χρήση Stirling στα νοσοκομεία: Όλες οι σύγχρονες νοσοκομειακές εγκαταστάσεις απαιτούν την ύπαρξη ιατρικού οξυγόνου του οποίου η προμήθεια δεν είναι εύκολη πολλές φορές. Εντούτοις, υπάρχουν στην αγορά συστήματα όπως το StirLOX της ίδιας εταιρείας (Stirling Cryogenics), που συνδυάζουν την παραγωγή με την υγροποίηση και την αποθήκευση του ιατρικού οξυγόνου.

Το σύστημα αυτό εξασφαλίζει αέριο οξυγόνο που προέρχεται από τον ατμοσφαιρικό αέρα, μέσω του διαχωρισμού του στα κύρια συστατικά του με τη μέθοδο PSA. Μάλιστα, το αέριο οξυγόνο που παράγεται είναι καθαρό κατά 93-95% συμβαδίζοντας

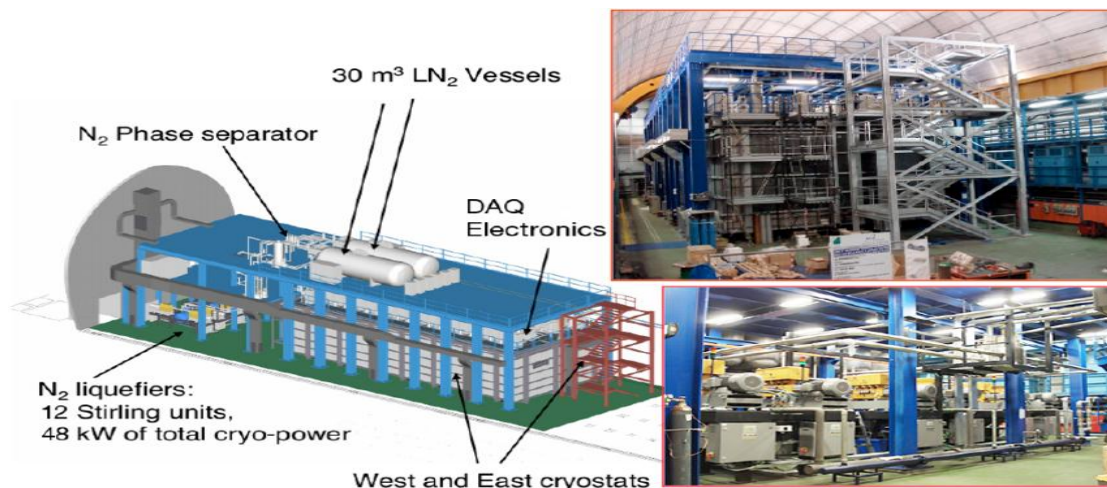
με τα όρια που έχουν τεθεί από τις φαρμακοβιομηχανίες. Μέρος της παραγωγής χρησιμοποιείται για την άμεση κάλυψη των αναγκών του νοσοκομείου ενώ η πλεονάζουσα παραγωγή με τη βοήθεια Stirling Cryocoolers υγροποιείται και αποθηκεύεται σε ειδικά δοχεία. Έτσι μπορεί να χρησιμοποιηθεί, αφού πρώτα εξατμιστεί, όταν η παραγόμενη ποσότητα δεν επαρκεί ή όταν υπάρχει διακοπή ρεύματος και δεν μπορεί να διαχωριστεί ο αέρας του περιβάλλοντος. [8]

Σχήμα 1.9: Το Σύστημα StirLOX της εταιρείας Stirling Cryogenics. [21]



Χρήση σε ερευνητικές εγκαταστάσεις: Ένα παράδειγμα χρήσης κρυογονικών μηχανών Stirling σε ερευνητικές εγκαταστάσεις είναι αυτό του ερευνητικού προγράμματος ICARUS που διεξήχθη στο Γκραν Σάσο της Ιταλίας από το ινστιτούτο INFN. Αυτό το ερευνητικό πρόγραμμα, το οποίο θα διαρκούσε 10 χρόνια και στόχευε στην ανίχνευση νετρίνων από τον ήλιο ώστε να μελετηθούν οι φυσικές τους ιδιότητες. Στο πρόγραμμα χρησιμοποιήθηκαν δύο μεγάλοι ανιχνευτές αργού υπό υγρή μορφή. Το αέριο έπρεπε να διατηρείται ακριβώς στους 94K. Το σύστημα ψύξης αποτελούταν από 12 κρυογονικές μηχανές Stirling με συνολική ψυκτική ισχύ ίση με 50 kW, οι οποίες διατηρούσαν σε υγρή κατάσταση 30000 lt αζώτου το οποίο με τη σειρά του έψυχε τα 400000 lt αργού. [8]

Σχήμα 1.10: Το Σύστημα ψύξης Ερευνητικού Προγράμματος ICARUS, [24], [23]



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο: ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΘΕΡΜΟΥ ΑΕΡΑ

2.1 Θερμοδυναμικοί κύκλοι

Η πλειοψηφία των μηχανών παραγωγής ενέργειας λειτουργούν με βάση τους θερμοδυναμικούς κύκλους. Όταν κάνουμε θερμοδυναμική ανάλυση είναι δύσκολο να γίνει η ανάλυση του κύκλου ισχύος. Θα πρέπει να ληφθούν οι παράγοντες όπως ο χρόνος που απαιτείται για την επίτευξη κατάσταση ισορροπίας του συστήματος, η τριβή κτλ. Για να γίνει την ανάλυση του θερμοδυναμικού κύκλου σε αυτή την περίπτωση, απαιτούνται κάποιες παραδοχές. Προς διευκόλυνση της ανάλυσης των κύκλων, όλες οι αλλαγές κατάστασης αποδέχονται ως αντιστρεπτές.

Σύμφωνα με τον Cengel (1996), αντιστρεπτή αλλαγή της κατάστασης είναι η κατάσταση που όταν πραγματοποιείται προς μια κατεύθυνση, μπορεί να πραγματοποιηθεί προς την αντίθετη κατεύθυνση χωρίς να αφήσει κανένα ίχνος στο περιβάλλον. Στην πράξη, οι αντιστρεπτές αλλαγές της κατάστασης δεν συναντιούνται στη φύση.

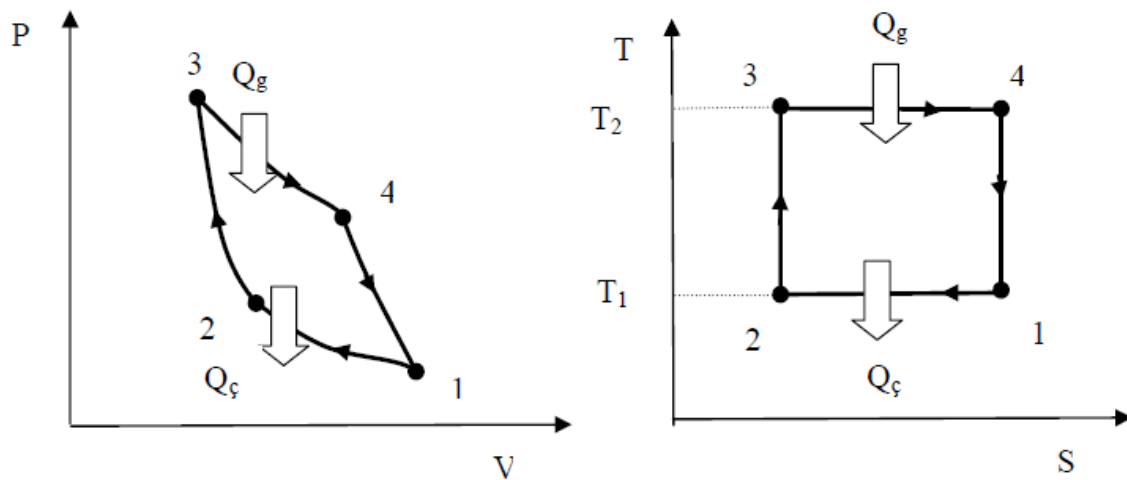
2.1.1 *Ο κύκλος του Carnot*

Το έργο είναι εύκολο να μετατραπεί σε άλλες μορφές ενέργειας. Ωστόσο η μετατροπή θερμικής ενέργειας σε έργο απαιτεί ειδικές ρυθμίσεις. Ως θερμικές χαρακτηρίζονται οι μηχανές που μετατρέπουν τη θερμική ενέργεια σε έργο. Η λειτουργία των μηχανών αυτών αξιολογείται με τη θερμική απόδοση. Ας πάρουμε για παράδειγμα μια θερμική μηχανή που λειτουργεί με θερμοκρασίες μεταξύ T_1 και T_2 . Σύμφωνα με τον Cengel, για να είναι πλήρως αναστρέψιμος ο κύκλος της θερμικής μηχανής, κατά τη διάρκεια της οποιασδήποτε μεταφοράς θερμότητας η διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών του κυκλοφορούντος ρευστού και του αποθηκευτικού χώρου της θερμικής ενέργειας δεν πρέπει να ξεπερνάει το διαφορικό dT . Με άλλα λόγια η μεταφορά θερμότητας προς και από το σύστημα πρέπει να πραγματοποιείται σε σταθερές θερμοκρασίες T_H και T_L αντίστοιχα. Τέτοιου τύπου είναι οι μεταφορές θερμότητας που πραγματοποιούνται στον κύκλο Carnott.

Ο κύκλος Carnott ορίστηκε το 1824 από το Γάλλο μηχανικό και επιστήμονα Νικολά Καρνό. Αποτελείται από τέσσερις αλλαγές της κατάστασης, εκ των οποίων οι δυο γίνονται υπό σταθερή θερμοκρασία (ισόθερμες μεταβολές), και κατά τις άλλες δυο δεν υπάρχει συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και του περιβάλλοντος (αδιαβατικές μεταβολές). Τα διαγράμματα P-V και T-S του κύκλου Carnott φαίνονται στο σχήμα 2.1. Οι διεργασίες που απεικονίζονται είναι οι εξής:

- 1-2:** Αντιστρεπτή συμπίεση υπό σταθερή θερμοκρασία (T_1)
- 2-3:** Αντιστρεπτή αδιαβατική συμπίεση
- 3-4:** Αντιστρεπτή εκτόνωση υπό σταθερή θερμοκρασία (T_2)
- 4-1:** Αντιστρεπτή αδιαβατική εκτόνωση

Σχήμα 2.1: Διαγράμματα P-V και T-S κύκλου Carnott, [10]



Για να εξετασθεί η λειτουργία μιας μηχανής που εκτελεί ένα ιδανικό κύκλο Carnott, παίρνουμε έναν κύλινδρο και ένα μηχανισμό εμβόλου. Ο κύλινδρος είναι μονωμένος και το έμβολο κινείται μέσα στον κύλινδρο χωρίς τριβές. Η κεφαλή του κυλίνδρου είναι αγωγίμη. Στην αρχική του θέση, το έμβολο βρίσκεται στο κάτω νεκρό σημείο. Έτσι, ο όγκος μεταξύ του εμβόλου και του κυλίνδρου έχει την μέγιστη τιμή του. Συνεπώς, η πίεση και η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού είναι στην ελάχιστη τους τιμή. Όταν επιτρέψουμε το έμβολο να κινηθεί προς την κατεύθυνση της κεφαλής του κυλίνδρου, δημιουργείται συμπίεση μέσα στον κύλινδρο. Για αυτή τη διαδικασία θεωρείται ότι η κεφαλή του κυλίνδρου είναι εξ ολοκλήρου αγωγίμη, έτσι η διαδικασία λαμβάνει χώρο σε ισόθερμη (σταθερή θερμοκρασία) κατάσταση. Για να παραμείνει σταθερή η θερμοκρασία σε τιμή ίση με T_1 πρέπει να απομακρυνθεί η μόνωση στην κυλινδροκεφαλή και να προσεγγιστεί μια ψυχρή πηγή (καταβόθρα) με θερμοκρασία μικρότερης του T_1 , ώστε να είναι δυνατή η απόρριψη θερμότητας. Όταν επιτευχθεί το σημείο 2, η ψυχρή πηγή απομακρύνεται και μονώνεται ξανά η κεφαλή του κυλίνδρου.

Η αλλαγή κατάστασης **2-3** αντιστοιχεί στη διαδικασία **ισεντροπικής συμπίεσης**. Ο κύλινδρος είναι πλήρως μονωμένος. Όταν το έμβολο συνεχίζει να κινείται προς την κεφαλή του κυλίνδρου, η μείωση στον όγκο έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας. Σε αυτή την αλλαγή κατάστασης η εντροπία παραμένει σταθερή.

Η αλλαγή κατάστασης **3-4** είναι η διαδικασία **αντιστρεπτής εκτόνωσης** υπό σταθερή θερμοκρασία. Όταν το έμβολο κινείται από το επάνω νεκρό σημείο προς το κάτω νεκρό σημείο, το αέριο που περιέχεται μέσα στο κύλινδρο διαστέλλεται και ψύχεται. Για να παραμείνει η θερμοκρασία σταθερή και ίση με T_2 αφαιρείται η μόνωση στο κάτω μέρος του κυλίνδρου και προσεγγίζεται θερμή πηγή πολύ μεγάλης θερμοκρασίας και με δυνατότητα να παρέχει άπειρη θερμότητα. Έτσι, γίνεται μεταφορά θερμότητας μέσα στον κύλινδρο. Όταν το έμβολο φτάνει στο σημείο 4 η κεφαλή του κυλίνδρου μονώνεται πάλι και απομακρύνεται η πηγή θερμότητας. Στη

κατάσταση **4-1**, ανάλογα με την κίνηση του εμβόλου γίνεται **ισεντροπική εκτόνωση** έως το επάνω νεκρό σημείο και ολοκληρώνεται ο κύκλος.

Η θερμική απόδοση του κύκλου εκφράζεται μέσω της εξίσωσης (2.1):

$$\eta_{\text{th Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.1), [10]$$

Η εφαρμογή του κύκλου Carnott δεν είναι δυνατή στην πράξη, κυρίως λόγω του ότι η εφαρμογή του προϋποθέτει την ύπαρξη πολύ μεγάλων εναλλακτών θερμότητας. Επίσης, οι αντιστρεπτές μεταβολές πρέπει να διαρκούν πολύ μεγάλο χρονικό διάστημα. Ωστόσο, το μέγεθος των εναλλακτών είναι συχνά περιορισμένο και ο κύκλος στο κινητήρα λαμβάνει χώρα σε πολύ σύντομο χρονικό διάστημα. Ως εκ τούτου, ο κύκλος Carnott δεν μπορεί να εφαρμοστεί στην πράξη. Η σημασία του κύκλου Carnott είναι η δημιουργία ενός προτύπου για τη σύγκριση πραγματικών και άλλων ιδανικών κύκλων. Η απόδοση του κύκλου Carnott είναι η συνάρτηση των θερμοκρασιών κάτω από τις οποίες το σύστημα λαμβάνει και απορρίπτει θερμότητα (T_H και T_L αντίστοιχα). Σύμφωνα με την εξίσωση (2.1) η θερμική απόδοση αυξάνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία κάτω από την οποία το σύστημα λαμβάνει θερμότητα και όσο μειώνεται η θερμοκρασία υπό την οποία το σύστημα απορρίπτει θερμότητα.

Όπως και στον κύκλο Stirling, έτσι και στον κύκλο Carnott η μεταφορά θερμότητας στο σύστημα γίνεται υπό σταθερή θερμοκρασία T_H και η απόρριψη θερμότητας από το σύστημα στο περιβάλλον υπό σταθερή θερμοκρασία T_L . Ένας τρίτος κύκλος που έχει αυτό το χαρακτηριστικό είναι ο κύκλος Ericsson, τον οποίον θα δούμε συνοπτικά παρακάτω.

2.1.2. Κύκλος Ericsson

Ο κύκλος Ericsson είναι παρόμοιος με τον κύκλο Stirling. Η διαφορά τους είναι πως οι θερμικές μεταβολές που λαμβάνουν χώρο στο κύκλο Stirling συμβαίνουν υπό σταθερό όγκο ενώ στο κύκλο Ericsson υπό σταθερή πίεση. Τα διαγράμματα P-V και T-S του κύκλου Ericsson φαίνονται στο σχήμα 2.2. Οι μεταβολές που περιλαμβάνει ο κύκλος Ericsson είναι οι εξής:

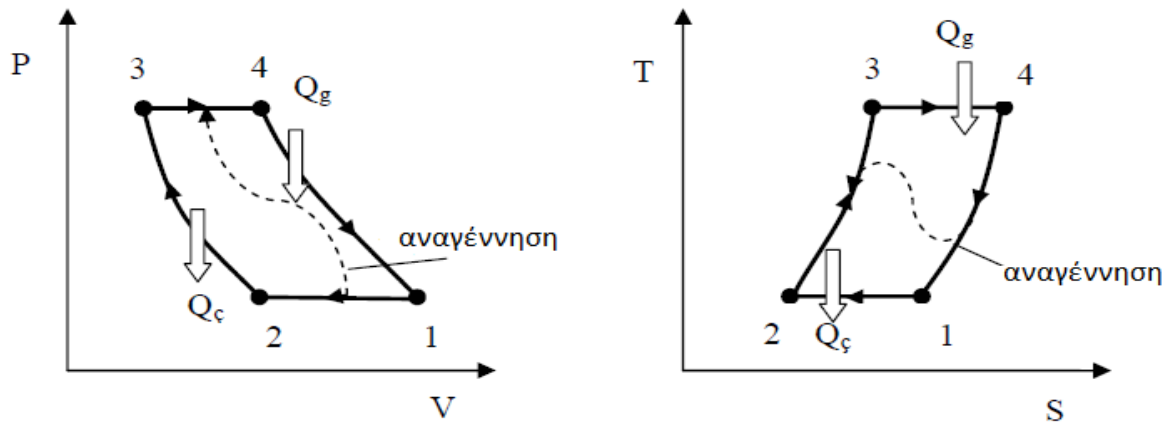
1-2: Ισόθερμη συμπίεση (μεταφορά θερμότητας από το σύστημα προς το εξωτερικό περιβάλλον).

2-3: Αναγέννηση σε σταθερή πίεση (μεταφορά θερμότητας εντός του συστήματος, από το αναγεννητή στο εργαζόμενο μέσο).

3-4: Ισόθερμη εκτόνωση (μεταφοράς θερμότητας προς το σύστημα από εξωτερικές πηγές).

4-1: Αναγέννηση σε σταθερή πίεση (μεταφορά θερμότητας εντός του συστήματος, στον αναγεννητή από το εργαζόμενο μέσο).

Σχήμα 2.2: Διαγράμματα P-V και T-S κύκλου Ericsson, [10]



Στο κύκλο Ericsson η ισεντροπική συμπίεση και εκτόνωση λαμβάνει χώρα στο συμπιεστή και το στρόβιλο αντίστοιχα. Ενάς εναλλάκτης θερμότητας με αντίστροφη ροή έχει αναλάβει το έργο του αναγεννητή. Στη θεωρία, η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του ζεστού και ψυχρού εργαζόμενου μέσου δεν υπερβαίνει σε κανένα σημείο το ποσό dt της απόκλισης. Η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού εργαζόμενου μέσου είναι ίση με τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου μέσου. Η θερμική απόδοση του κύκλου εκφράζεται:

$$\eta_{\text{thEricsson}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.2), [10]$$

2.1.3 Κύκλος Stirling

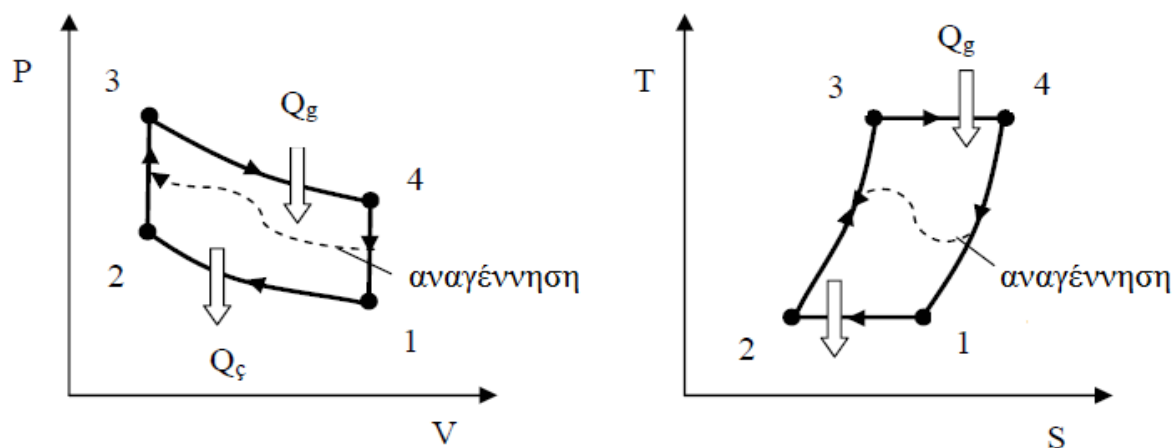
Μια μηχανή θερμού αέρα που λειτουργεί σύμφωνα με τον κύκλο Stirling αποτελείται στη βάση του από δύο έμβολα. Το πρώτο έμβολο ονομάζεται εκτοπιστής (displacer) και ο ρόλος του είναι η μεταφορά του κυκλοφορούντος ρευστού μεταξύ της θερμής και της ψυχρής ζώνης. Το δεύτερο έμβολο ονομάζεται έμβολο ισχύος (power piston) και είναι το έμβολο που παράγει την ενεργεία στη μηχανή. Από το κύκλο Carnott γνωρίζουμε όταν αυξάνεται η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των θερμών και ψυχρών πηγών θερμότητας αυξάνεται η θερμική απόδοση της μηχανής. Επομένως για να επιτευχθεί η αύξηση αυτής της διαφοράς θερμοκρασίας στο κύκλο Stirling, γίνεται μεταφορά θερμότητας εντός του συστήματος. Η περιγραφή των μεταβολών στο κύκλο Stirling γίνεται στη παρακάτω. Στο σχήμα 2.3 φαίνονται διαγράμματα P-V και T-S από τέσσερις πλήρως αντιστρεπτές αλλαγές κατάστασης κατά τη διάρκεια του κύκλου Stirling:

- 1-2:** Ισοθερμοκρασιακή (ισόθερμη) συμπίεση (μεταφορά θερμότητας από το σύστημα προς το εξωτερικό περιβάλλον)
- 2-3:** Αναγέννηση υπό σταθερό όγκο (εντός του συστήματος, από το αναγεννητή στο εργαζόμενο μέσο)

3-4: Ισοθερμοκρασιακή (ισόθερμη) εκτόνωση (μεταφορά θερμότητας προς το σύστημα από εξωτερική πηγή)

4-1: Αναγέννηση υπό σταθερό όγκο (εντός του συστήματος μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή από το εργαζόμενο μέσο)

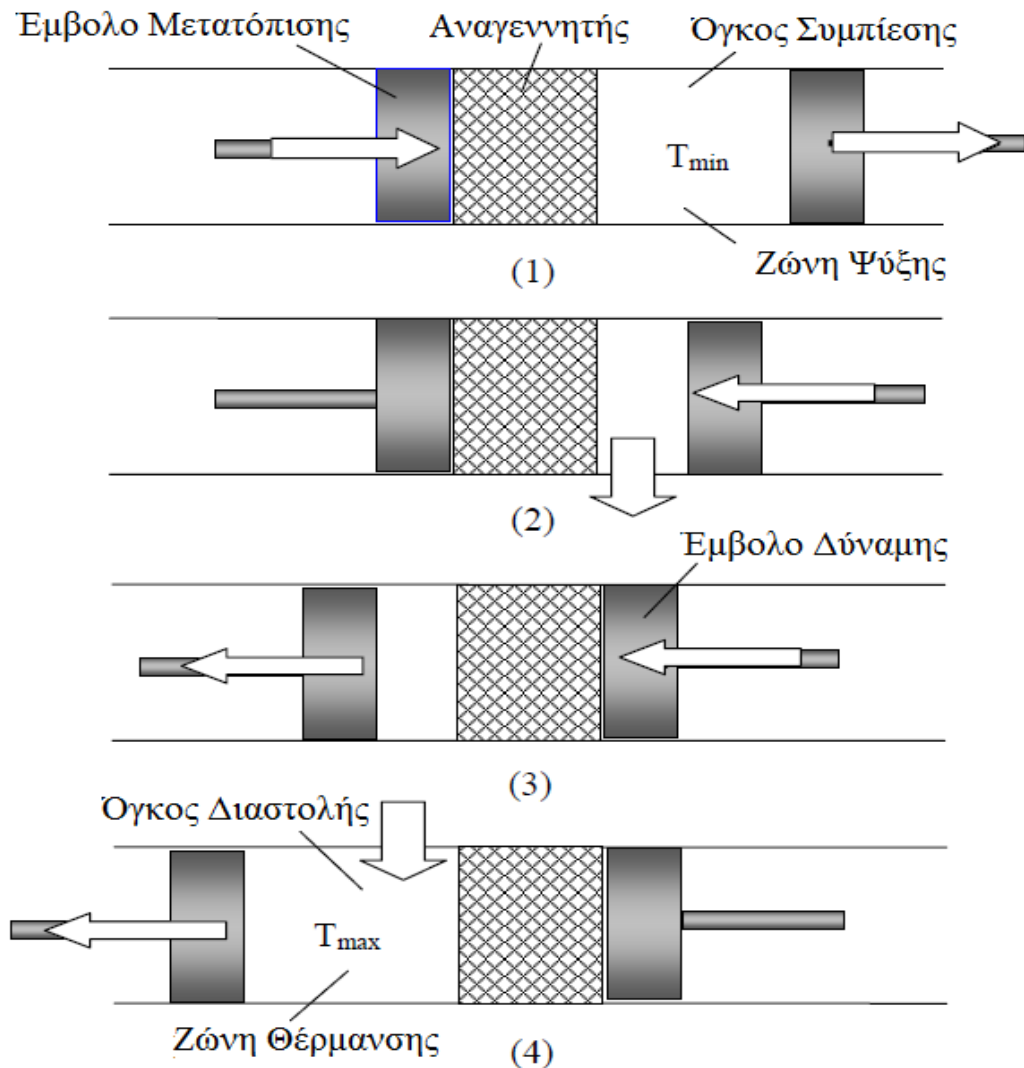
Σχήμα 2.3: Διαγράμματα P-V και T-S κύκλου Stirling, [10]



Στο Σχήμα 2.4 περιγράφεται η λειτουργία του κύκλου Stirling. Όπως φαίνεται από το σχήμα, μεταξύ των εμβόλων μετατόπισης υπάρχει ένας αναγεννητής. Ο αναγεννητής μπορεί να είναι ένα κεραμικό πλέγμα, ένα συρματόπλεγμα ή εξαιρετικά πορώδες πλέγμα με υψηλή θερμική μάζα. Στον αναγεννητή αποθηκεύεται προσωρινά η θερμική ενέργεια του ρευστού. Ο ένας από τους όγκους που βρίσκεται μεταξύ του εμβόλου και αναγεννητή είναι ο όγκος εκτόνωσης (διαστολής), ο οποίος διατηρεί μια θερμοκρασία κοντά στην υψηλότερη του κύκλου και ο άλλος είναι ο όγκος συμπίεσης που διατηρεί θερμοκρασία με τιμή κοντά στην χαμηλή θερμοκρασία του κύκλου.

Για την καλύτερη εξήγησή της λειτουργίας της μηχανής Stirling υποθέτουμε πως κατά την έναρξη του κύκλου το έμβολο που είναι στον όγκο εκτόνωσης βρίσκεται στο ανώτερο νεκρό σημείο δίπλα στον αναγεννητή, ενώ το έμβολο που είναι στον όγκο συμπίεσης βρίσκεται στο κατώτερο νεκρό σημείο. Το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται εξολοκλήρου στον όγκο συμπίεσης. Σε αυτή τη θέση, όταν ο όγκος φτάνει στη μέγιστη τιμή του, η πίεση και θερμοκρασία έχουν τη χαμηλότερη τιμή τους. Κατά τη διάρκεια της συμπίεσης (αλλαγή κατάστασης 1-2), το έμβολο συμπίεσης κινείται προς το άνω νεκρό σημείο, ενώ του εμβόλου του όγκου εκτόνωσης παρέμεινε σταθερό και η θέση του δεν αλλάζει. Η συμπίεση του εργαζόμενου μέσου στον όγκο συμπίεσης προκαλεί αύξηση της πίεσης. Με τη ψύξη που γίνεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας αυτής, η θερμοκρασία παραμένει σταθερή.

Σχήμα 2.4: Λειτουργία του κύκλου Stirling, [10]



Στην αλλαγή κατάστασης **2-3**, τα δύο έμβολα κινούνται ταυτόχρονα. Το έμβολο συμπίεσης κινείται προς τον αναγεννητή και το έμβολο εκτόνωσης απομακρύνεται από αυτόν. Εν τω μεταξύ, το εργαζόμενο ρευστό μεταφέρεται από το όγκο συμπίεσης στον όγκο εκτόνωσης διαμέσου του αναγεννητή. Κατά τη διάρκεια αυτής της μετάβασης, η θερμότητα που έχει αποθηκευθεί στον αναγεννητή μεταφέρεται στο ρευστό, με αποτέλεσμα η θερμοκρασία από τη χαμηλότερη τιμή να φθάσει στη μέγιστη τιμή. Η αύξηση της θερμοκρασίας σε σταθερό όγκο προκαλεί αύξηση της πίεσης.

Στην αλλαγή κατάστασης **3-4** το έμβολο εκτόνωσης απομακρύνεται από τον αναγεννητή και συνεχίζει τη κίνηση του προς το κάτω νεκρό σημείο. Εν τω μεταξύ το έμβολο συμπίεσης βρίσκεται μαζί με το αναγεννητή σε μία θέση δίπλα στο ανώτερο νεκρό σημείο. Κατά τη διαδικασία εκτόνωσης, η πίεση μειώνεται, κάτω από την επίδραση του αυξανόμενου όγκου. Με τη επίδραση της θερμότητας που μεταφέρεται στο σύστημα από εξωτερική πηγή, η θερμοκρασία παραμένει σταθερή.

Στην τελευταία αλλαγή κατάστασης στο κύκλο (4-1), τα δύο έμβολα κινούνται ταυτόχρονα ώστε να γίνει η μεταφορά του εργαζόμενου ρευστού υπό σταθερή πίεση, μέσω του αναγεννητή από τον όγκο εκτόνωσης στον όγκο συμπίεσης. Κατά τη διέλευση αυτή μεταφέρεται η θερμότητα από το εργαζόμενο ρευστό στον αναγεννητή. Έτσι, μειώνεται η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού και το ρευστό στην ελάχιστη τιμή της θερμοκρασίας του γεμίζει τον όγκο συμπίεσης. Η θερμότητα που αποθηκεύεται στον αναγεννητή κατά τη διάρκεια αυτής της διαδικασίας θα μεταφερθεί στο εργαζόμενο ρευστό στην αλλαγή κατάστασης 2-3 που θα πραγματοποιηθεί στον επόμενο κύκλο.

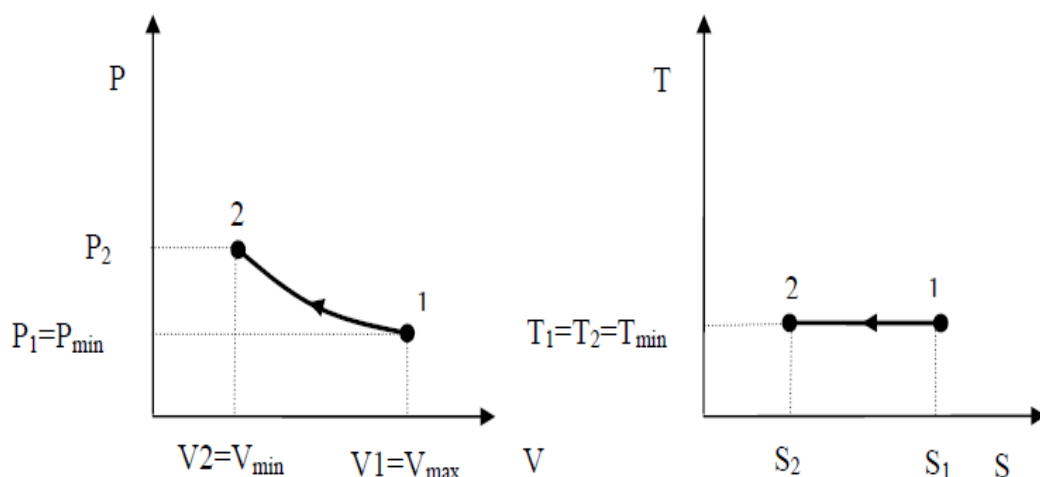
Με στόχο να γίνει μια απλή και κατανοητή θερμοδυναμική ανάλυση των συστημάτων με κύκλο Stirling, γίνονται οι παρακάτω παραδοχές:

1. Το εργαζόμενο μέσο είναι τέλειο αέριο. Στους υπολογισμούς χρησιμοποιείται ως εξίσωση του τέλειου αερίου η εξίσωση $P*V = m*R*T$.
2. Η μάζα του εργαζόμενου μέσου είναι σταθερή κατά τη διάρκεια του κύκλου.
3. Οι διαδικασίες συμπίεσης και εκτόνωσης στην πραγματικότητα είναι πολυτροπικές αλλαγές της κατάστασης. Στην ανάλυση όμως λαμβάνεται υπόψη σαν ισοθερμική αλλαγή της κατάστασης.
4. Στην πραγματικότητα, οι εργασίες θέρμανσης και ψύξης διεξάγονται στιγμιαία υπό σταθερό όγκο.
5. Δεν λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες που σχετίζονται με την μεταφορά θερμότητας και τη ροή του εργαζόμενου μέσου.
6. Η θερμοκρασία του τοιχώματος του κυλίνδρου και του εμβόλου είναι σταθερές.
7. Ο αναγεννητής είναι ιδανικός και λειτουργεί με απόδοση 100%.
8. Δεν λαμβάνονται υπόψη απώλειες λόγω τριβών οι οποίες οδηγούν σε μείωση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου και σε μείωση της παραγόμενης ισχύος. Οι απώλειες αυτές λαμβάνουν χώρα κυρίως εντός του αναγεννητή, αλλά και σε άλλα τμήματα της μηχανής.

Παρακάτω, αναλύονται με τη βοήθεια διαγραμμάτων οι μεταβολές οι οποίες αποτελούν τον κύκλο Stirling.

1-2 - Συμπίεση σε σταθερή θερμοκρασία: Σε αυτή τη μεταβολή, προκειμένου να διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία, διοχετεύεται στο περιβάλλον θερμότητα από το σύστημα. Το έργο που απαιτείται σε αυτή τη αλλαγή κατάστασης είναι ίσο με τη μεταφορά θερμότητας που πραγματοποιείται. Επειδή η θερμοκρασία είναι σταθερή, δεν υπάρχει αλλαγή στη εσωτερική ενέργεια του συστήματος και η εντροπία μειώνεται.

Σχήμα 2.5: Διαγράμματα p - V , T - S από την αλλαγή κατάστασης 1-2, [10]



Οι τιμές των θερμοδυναμικών μεγεθών κατά την μεταβολή 1-2 υπολογίζεται σύμφωνα με τις σχέσεις (2.3) – (2.7). Οι σχέσεις (2.8) – (2.17) χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό της θερμότητας και του έργου της μεταβολής, ενώ, τέλος η μεταβολή της εντροπίας υπολογίζεται από τις σχέσεις (2.18), (2.19).

$$\frac{p_1 * V_1}{p_2 * V_2} = \frac{m * R * T_1}{m * R * T_2} \quad (2.3)$$

$$p * V = \text{σταθερό} \quad (2.4)$$

$$V_2 = V_{\min}, V_1 = V_{\max} \quad (2.5)$$

$$p_2 = p_1 * \frac{V_1}{V_2} = p_1 * \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad (2.6)$$

$$T_2 = T_1 = T_{\min} \quad (2.7)$$

$$Q_{1-2} = \Delta U_{1-2} + W_{1-2} \quad (2.8)$$

$$\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1 = 0 \quad (2.9)$$

$$Q_{1-2} = W_{1-2} \quad (2.10)$$

$$W_{1-2} = \int_1^2 p * dV \quad (2.11)$$

$$p * V = m * R * T \quad (2.12)$$

$$p = \frac{m * R * T}{V} \quad (2.13)$$

$$W_{1-2} = \int_1^2 \frac{m^* R^* T_2}{V} * dV \quad (2.14)$$

$$W_{1-2} = m^* R^* T_2 \int_1^2 \frac{dV}{V} \quad (2.15)$$

$$W_{1-2} = m^* R^* T_2 * \ln \frac{V_2}{V_1} = p_2 * V_2 * \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.16)$$

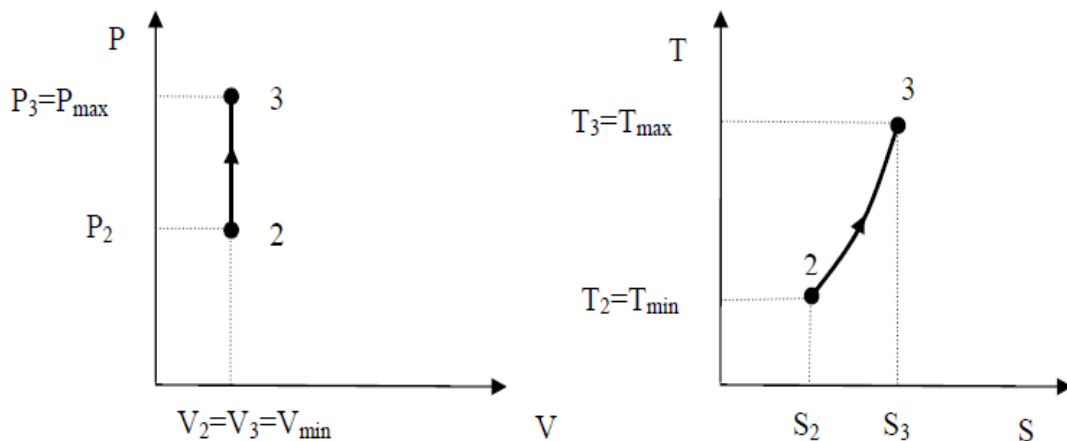
$$Q_{1-2} = W_{1-2} = p_1 * V_1 * \ln \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right) = m^* R^* T_1 * \ln \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right) \quad (2.17)$$

$$(S_2 - S_1) = \frac{\delta Q_{1-2}}{T} \quad (2.18)$$

$$(S_2 - S_1) = m^* R^* \ln \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right) \quad (2.19) \quad [10]$$

2-3 - Συμπίεση υπό σταθερό όγκο: Σε αυτή την μεταβολή, η θερμότητα μεταφέρεται από τον αναγεννητή στο εργαζόμενο ρευστό και έτσι η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού αυξάνεται στη μέγιστη τιμή από την ελάχιστη. Δεν παράγεται έργο. Η εντροπία και η εσωτερική ενέργεια του εργαζόμενου μέσου αυξάνεται. Η μεταβολή απεικονίζεται στο Σχήμα 2.6. Τα θερμοδυναμικά μεγέθη υπολογίζονται από τις εξισώσεις (2.20) – (2.22). Το έργο και η μεταφορά θερμότητας από τις (2.23) – (2.31) και η μεταβολή της εντροπίας από τις σχέσεις (2.32) – (2.34).

Σχήμα 2.6: Διαγράμματα p-V, T-S από την αλλαγή κατάστασης 2-3, [10]



$$\frac{p_2 * V_2}{p_3 * V_3} = \frac{m^* R^* T_2}{m^* R^* T_3} \quad (2.20)$$

$$p_3 = p_2 * \frac{T_3}{T_2} = p_2 * \frac{T_{\max}}{T_{\min}} \quad (2.21)$$

$$V_3 = V_2 \quad (2.22)$$

$$W_{2-3} = \int_2^3 p^* dV = 0 \quad (2.23)$$

$$dV = 0 \quad (2.24)$$

$$W_{2-3} = 0 \quad (2.25)$$

$$Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} + W_{2-3} \quad (2.26)$$

$$Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} \quad (2.27)$$

$$C_V = \frac{dU_{2-3}}{dT} \quad (2.28)$$

$$\int_2^3 dU = \int_2^3 C_V dT \quad (2.29)$$

$$\Delta U_{2-3} = U_3 - U_2 = m * C_V * (T_3 - T_2) \quad (2.30)$$

$$Q_{2-3} = m * C_V * (T_3 - T_2) \quad (2.31)$$

$$(S_3 - S_2) = \int_2^3 \frac{\delta Q_{2-3}}{T} \quad (2.32)$$

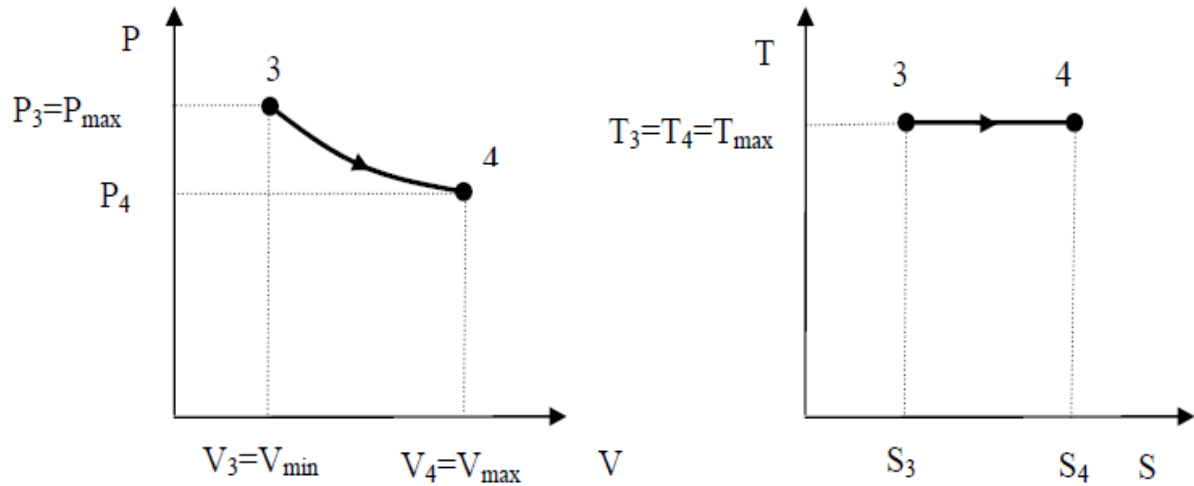
$$(S_3 - S_2) = \int_2^3 \frac{m * C_V * dT}{T} \quad (2.33)$$

$$(S_3 - S_2) = m * C_V * \ln\left(\frac{T_{\max}}{T_{\min}}\right) \quad (2.34) \quad [10]$$

3-4 - Εκτόνωση υπό σταθερή θερμοκρασία: Κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης, ο όγκος αυξάνεται και η πίεση του εργαζόμενου μέσου μειώνεται πέφτει. Στη πραγματική μεταβολή της εκτόνωσης, μειώνεται και η θερμοκρασία. Κατά την εκτόνωση, για να κρατηθεί η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού σε σταθερή θερμοκρασία T_{\max} πρέπει να μεταφερθεί στο σύστημα θερμότητα από μια πηγή. Το έργο που παράγεται από το σύστημα είναι ίσο με τη θερμότητα που παρέχεται σε αυτό. Επειδή η θερμοκρασία είναι σταθερή δεν υπάρχει καμία αλλαγή στην εσωτερική ενέργεια αλλά η εντροπία του εργαζόμενου ρευστού αυξάνεται. Η

μεταβολή φαίνεται στο Σχήμα 2.7. Όλα τα στοιχεία ορίζονται από τις σχέσεις (2.35) – (2.48).

Σχήμα 2.7: Διαγράμματα p - V , T - S από την αλλαγή κατάστασης 3-4, [10]



$$\frac{p_3 * V_3}{p_4 * V_4} = \frac{m * R * T_3}{m * R * T_4} \quad (2.35)$$

$$p * V = \text{σταθερό}$$

$$V_3 = V_{\min}, \quad V_4 = V_{\max} \quad (2.36)$$

$$p_4 = p_3 \frac{V_3}{V_4} = p_3 \frac{V_{\min}}{V_{\max}} \quad (2.37)$$

$$T_4 = T_3 = T_{\max} \quad (2.38)$$

$$Q_{3-4} = \Delta U_{3-4} + W_{3-4} \quad (2.39)$$

$$\Delta U_{3-4} = U_4 - U_3 = 0 \quad (2.40)$$

$$Q_{3-4} = W_{3-4} \quad (2.41)$$

$$W_{3-4} = \int_3^4 p * dV \quad (2.42)$$

$$W_{3-4} = \int_3^4 \frac{m * R * T_3}{V} * dV \quad (2.43)$$

$$W_{3-4} = m * R * T_3 \int_3^4 \frac{dV}{V} \quad (2.44)$$

$$W_{3-4} = m * R * T_3 * \ln \frac{V_4}{V_3} = p_3 * V_3 * \ln \frac{V_4}{V_3} \quad (2.45)$$

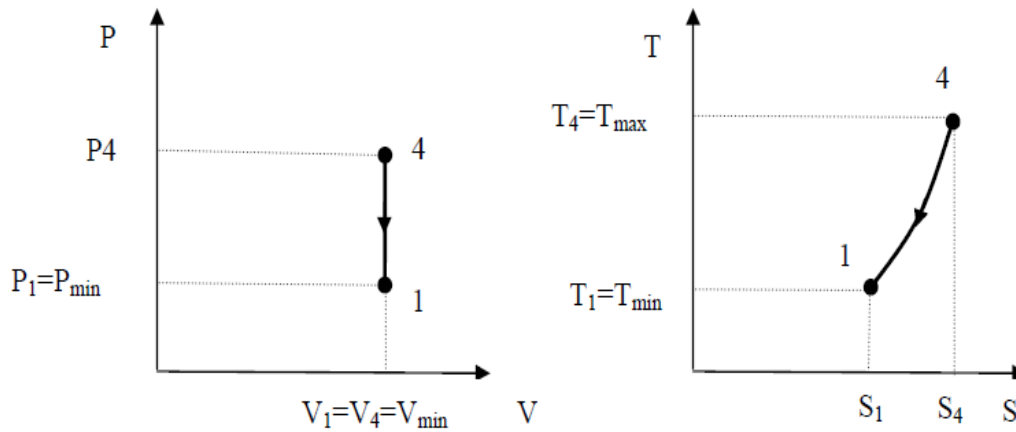
$$Q_{3-4} = W_{3-4} = p_3 * V_3 * \ln \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right) = m * R * T_3 * \ln \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right) \quad (2.46)$$

$$(S_4 - S_3) = \frac{\delta Q_{3-4}}{T} \quad (2.47)$$

$$(S_4 - S_3) = m * R * \ln \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right) \quad (2.48) \quad [10]$$

4-1 - Ψύξη υπό σταθερό όγκο: Σε αυτή τη μεταβολή, η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού μειώνεται από τη μέγιστη τιμή στην ελάχιστη τιμή, ως αποτέλεσμα της μεταφοράς θερμότητας από το εργαζόμενο ρευστό στον αναγεννητή. Κατά τη διάρκεια της μεταβολής αυτής δεν παράγεται έργο. Η εντροπία και η εσωτερική ενέργεια του ρευστού εργασίας μειώνεται. Η μεταβολή απεικονίζεται στο Σχήμα 2.8. Οι σχέσεις που ορίζουν την μεταβολή δίνονται από τις σχέσεις (2.49) – (2.63).

Σχήμα 2.8: Διαγράμματα p-V, T-S από την αλλαγή κατάστασης 4-1, [10]



$$\frac{p_4 * V_4}{p_1 * V_1} = \frac{m * R * T_4}{m * R * T_1} \quad (2.49)$$

$$p_1 = p_4 * \frac{T_1}{T_4} = p_1 * \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \quad (2.50)$$

$$V_2 = V_{\min} \quad (2.51)$$

$$W_{4-1} = \int_4^1 p^* dV = 0 \quad (2.52)$$

$$dV = 0 \quad (2.53)$$

$$W_{4-1} = 0 \quad (2.54)$$

$$Q_{4-1} = \Delta U_{4-1} + W_{4-1} \quad (2.55)$$

$$Q_{4-1} = \Delta U_{4-1} \quad (2.56)$$

$$C_V = \frac{dU_{4-1}}{dT} \quad (2.57)$$

$$\int_4^1 dU = \int_4^1 m^* C_V dT \quad (2.58)$$

$$\Delta U_{4-1} = U_1 - U_4 = m^* C_V (T_1 - T_4) \quad (2.59)$$

$$Q_{4-1} = m^* C_V (T_1 - T_4) \quad (2.60)$$

$$(S_1 - S_4) = \int_4^1 \frac{\delta Q_{4-1}}{T} \quad (2.61)$$

$$(S_1 - S_4) = \int_4^1 \frac{m^* C_V dT}{T} \quad (2.62)$$

$$(S_1 - S_4) = m^* C_V \ln\left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}}\right) \quad (2.63) \quad [10]$$

Σε κύκλους με αναγεννητή, η θερμότητα που μεταφέρεται στη διαδικασία 2-3 στο εργαζόμενο ρευστό από τη λειτουργία αναγεννησής επιστρέφεται στον αναγεννητή από το εργαζόμενο ρευστό στη διαδικασία 4-1. Η συνολική θερμότητα που παρέχεται στο σύστημα στη μέγιστη θερμοκρασία (T_3) δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$Q_1 = R^* T_3 \ln\left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}}\right) \quad (2.64) \quad [10]$$

Η συνολική θερμότητα που αποβάλλεται από το σύστημα στην ελάχιστη θερμοκρασία (T_1) είναι ίση με:

$$Q_2 = R^* T_1 \ln\left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}}\right) \quad (2.65) \quad [10]$$

Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής δίνεται από τη σχέση (2.66), ενώ ο βαθμός απόδοσης του ιδανικού κύκλου Carnot δίνεται από τη σχέση (2.67). Στη σχέση (2.66) ως έργο έχει ληφθεί η διαφορά μεταξύ της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας. Αυτό στην πράξη δεν ισχύει. Όμως, η αδιαβατική ανάλυση που περιγράφεται στην εργασία υποθέτει πως η θερμότητα που προσδίδεται στο ρευστό από το μέταλλο του αναγεννητή κατά τη διάρκεια του κύκλου είναι ίση με την ενέργεια που αφαιρείται από το ρευστό προς το μέταλλο. Επίσης, οι απώλειες ενέργειας υποτίθεται πως είναι μηδενικές. Άρα, το παραγόμενο έργο του κύκλου Stirling ισούται με τη διαφορά μεταξύ της προσδιδόμενης και της απορριπτόμενης θερμότητας.

$$\eta = \frac{\left(m * R * T_3 * \ln\left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}}\right) - m * R * T_1 * \ln\left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}}\right) \right)}{m * R * T_3 * \ln\left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}}\right)} \quad (2.66)$$

$$\eta = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \quad (2.67)$$

Οι κύκλοι Stirling και Ericsson είναι πλήρως αντιστρεπτοί, όπως ο κύκλος Carnot. Η μέγιστη θερμική απόδοση των δύο κύκλων, όταν αυτοί εκτελούνται μεταξύ των ίδιων ορίων θερμοκρασίας είναι ίσες.

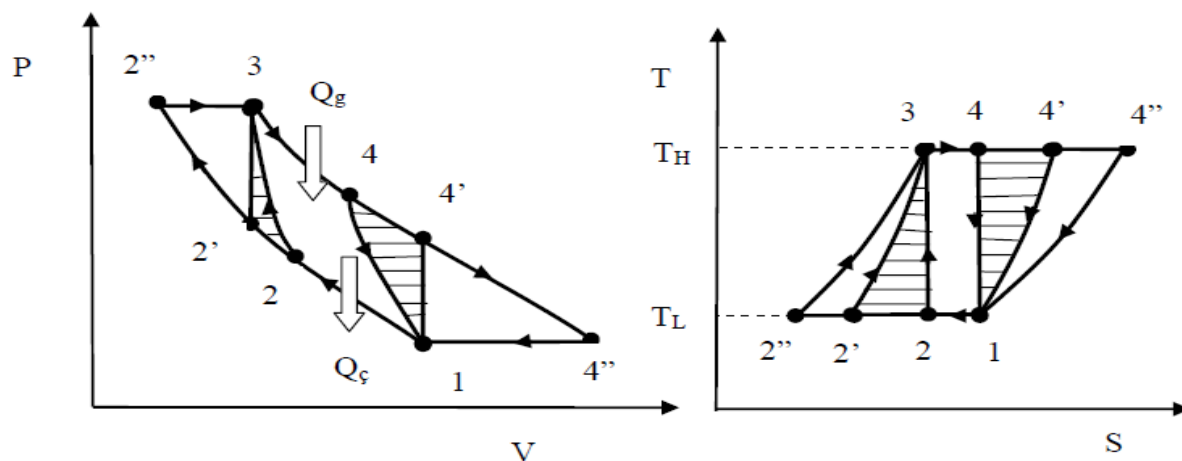
$$\eta_{th,Stirling} = \eta_{th,Ericsson} = \eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \quad (2.68) \quad [10]$$

Το σχήμα 2.9 δείχνει συγκριτικά τα διαγράμματα P-V και T-S για τους τρεις κύκλους. Σε αυτό το διάγραμμα, είναι σημαντικό να συγκριθούν οι μέγιστες και ελάχιστες θερμοκρασίες (T_H και T_L) και πιέσεις (P_1 και P_3). Στο διάγραμμα ο κύκλος Carnot ορίζεται από τα σημεία 1-2-3-4-1, ο κύκλος Stirling ορίζεται από τα σημεία 1-2'-3-4'-1 και ο κύκλος Ericsson από τα σημεία 1-2''-3-4''-1. Σε κάθε κύκλο, η μεταφορά θερμότητας από το περιβάλλον στο εσωτερικό του συστήματος και αντίστροφα γίνεται ισοθερμικά σε θερμοκρασίες T_H και T_L . Στον κύκλο Carnot οι διεργασίες που εκτελούνται υπό σταθερή θερμοκρασία (T_H και T_L) συνδυάζονται με δύο αναστρέψιμες καμπύλες αδιαβατικής αλλαγής κατάστασης μεταξύ των σημείων 2-3 και 4-1. Οι ισόθερμες μεταβολές στον κύκλο Stirling εκτελούνται υπό σταθερό όγκο μεταξύ των σημείων 2'-3 και 4'-1, ενώ στον κύκλο Ericsson οι αντίστοιχες ισόθερμες μεταβολές (μεταξύ των σημείων 2''-3 και 4''-1) εκτελούνται υπό σταθερή πίεση.

Όταν τοποθετηθούν τα διαγράμματα P-V και T-S των κύκλων Carnot και Stirling το ένα πάνω στο άλλο (σχήμα 2.9) βλέπουμε ότι ο κύκλος Stirling παρουσιάζει το μεγαλύτερο έργο. Στα διαγράμματα P-V και T-S του σχήματος 2.9, αντικαθιστώντας την αδιαβατική αλλαγή της κατάστασης του κύκλου Carnot με τις διεργασίες παραγωγής ή κατανάλωσης έργου που γίνονται υπό σταθερό όγκο στο κύκλο Stirling,

βλέπουμε στις γραμμοσκιασμένες περιοχές 2'-3-2 και 4'-1-4 το επιπρόσθετο έργο που παράγεται ή καταναλώνεται. Αυτή η κατάσταση αυξάνει με τον ίδιο ρυθμό το παραγόμενο και καταναλισκόμενο έργο, την ποσότητα της θερμότητας που παρέχεται στο σύστημα και της ποσότητα της θερμότητας που αποβάλλεται από το σύστημα. Το ποσοστό της θερμότητας που μετατρέπεται σε έργο και στους δύο κύκλους είναι το ίδιο.

Σχήμα 2.9: Διαγράμματα P-V, T-S των κύκλων Carnot, Ericsson και Stirling. [10]



Η συναλλαγή θερμότητας πραγματοποιείται κατά τη διάρκεια των ισόχωρων μεταβολών του κύκλου Stirling και των ισοβαρών μεταβολών του κύκλου Ericsson. Οι θερμότητες που λαμβάνονται και αποβάλλονται κατά τη διάρκεια αυτών των μεταβολών και στους δύο κύκλους είναι ίσες, ενώ η μεταφορά θερμότητας πραγματοποιείται μέσα στο σύστημα. Η μεταφορά θερμότητας που γίνεται από και προς το περιβάλλον, πραγματοποιείται με σταθερή θερμοκρασία σε όλη τη διαδικασία. Επιπλέον, εάν η ανταλλαγή θερμότητας που συμβαίνει μέσα στο κύκλο πραγματοποιούταν χωρίς να επηρεάζεται από τη διαφορά μεταξύ T_H και T_L , θα υπήρχαν οι κατάλληλες συνθήκες για εσωτερική αναστρεψιμότητα. Μια τέτοια εσωτερική μεταφορά θερμότητας πραγματοποιήθηκε πρώτη φορά από τον Stirling, με τη χρησιμοποίηση ενός ιδανικού αναγεννητή. Για δεδομένες θερμοκρασίες, τη πίεση και όρια του όγκου ο κύκλος Stirling δίνει το μεγαλύτερο έργο. Εάν δεν υπάρχουν περιορισμοί στην μεταβολή του όγκου της μηχανής ο κύκλος Ericsson είναι αυτός ο οποίος παράγει το μεγαλύτερο έργο. Ωστόσο, όσο τα όρια της θερμοκρασίας είναι ίδια η θερμική απόδοση αυτών των τριών ιδανικών κύκλων θα είναι ίση.

2.2. Θερμοδυναμική ανάλυση της μηχανής Stirling

Μέχρι τώρα στο παρόν κεφάλαιο, αναλύθηκαν οι επιμέρους διεργασίες του κύκλου Stirling και υπολογίσθηκαν τα επιμέρους έργα και ποσά θερμότητας (σχέσεις 2.3 έως 2.67). Στο τμήμα αυτό αναλύεται η λειτουργία του κινητήρα Stirling ως σύνολο. Για λόγους απλότητας, υποτίθεται ότι ο χώρος εκτόνωσης έχει θερμοκρασία ίση με το θερμαντήρα ($T_e=T_h=T_{hot}$) και ο χώρος συμπίεσης έχει ίδια θερμοκρασία με το ψύκτη ($T_c=T_k=T_{cold}$).

Η πίεση θεωρείται ενιαία σε όλο το χώρο της μηχανής για μια δεδομένη χρονική στιγμή, και δίνεται από τη Σχέση (2.69):

$$p = mR / \left(\frac{V_{hot}}{T_{hot}} + \frac{V_h}{T_{hot}} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_k}{T_{cold}} + \frac{V_{cold}}{T_{cold}} \right) = mR / \left(\frac{V_{hot}}{T_{hot}} + a + \frac{V_{cold}}{T_{cold}} \right) \quad (2.69) \quad [10]$$

Η σταθερά a που βρίσκεται στην εξίσωση (2.69) είναι το άθροισμα των όγκων των σταθερών όγκων προς την αντίστοιχη θερμοκρασία. Η μεταβλητή αυτή εκφράζεται με την ακόλουθη εξίσωση.

$$a = \frac{V_h}{T_{hot}} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_k}{T_{cold}} \quad (2.70) \quad [10]$$

2.2.1. Ισοθερμική διαδικασία συμπίεσης

Κατά τη διαδικασία συμπίεσης, το εργαζόμενο μέρος στη ψυχρή ζώνη από όγκο $V_{cold_1} = V_{c_max} + V_k$ συμπιέζεται σε όγκο $V_{cold_2} = V_k$. Κατά τη διάρκεια αυτής της διαδικασίας ο όγκος σάρωσης του εργαζόμενου ρευστού στη θερμή ζώνη είναι μηδέν. Η θερμότητα που αποβάλλεται κατά τη διάρκεια της ισόθερμης συμπίεσης 1-2 υπολογίζεται ως εξής:

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = \int_{V_{c1}}^{V_{c2}} p dV_{cold} = mRT_{cold} \int_{V_{c1}}^{V_{c2}} \frac{dV_{cold}}{(V_{cold} + aT_{cold})} \quad (2.71)$$

$$Q_{1-2} = mRT_{cold} \ln \left[\frac{(V_{cold_2} + aT_{cold})}{(V_{cold_1} + aT_{cold})} \right] \quad (2.72)$$

$$Q_{1-2} = mRT_{cold} \ln \left[\frac{(V_k + aT_{cold})}{(V_k + V_{c_max} + aT_{cold})} \right] \quad (2.73) \quad [10]$$

Όπως γίνεται κατανοητό από εδώ, το έργο συμπίεσης εξαρτάται μόνο από την τιμή του a το οποίο είναι συνάρτηση του νεκρού όγκου.

2.2.2. Ισόχωρη θέρμανση

Στο κύκλο, στην περίπτωση που ο αναγεννητής δεν είναι ιδανικός, η θερμότητα που παρέχεται στον αναγεννητή στη διάρκεια αυτής τη αλλαγή της κατάστασης εκφράζεται από την εξίσωση (4.24). Η μεταβλητή e συμβολίζει την απόδοση του αναγεννητή.

$$Q_{2-3} = mC_V (T_3 - T_2) = emC_V (T_{hot} - T_{cold}) \quad (2.74)$$

Η ποσότητα της θερμότητας που μεταφέρεται από την εξωτερική πηγή κατά τη διάρκεια της διαδικασίας 3'-3 υπολογίζεται από την εξίσωση (2.75). Όπως φαίνεται, κατά τη διάρκεια αυτής της αλλαγής κατάστασης η εισερχόμενη θερμότητα εξαρτάται μόνο από την αποτελεσματικότητα του αναγεννητή.

$$Q_{3-3'} = mC_V(T_{hot} - T_{3'}) = (1-e)mC_V(T_{hot} - T_{cold}) \quad (2.75) \quad [10]$$

2.2.3. Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση

Κατά τη διαδικασία της εκτόνωσης, ο όγκος του εργαζόμενου υγρού που είναι στη ζεστή ζώνη επεκτείνεται από $V_{hot-3} = V_h$ μέχρι $V_{hot-4} = V_h + V_{e_max}$. Κατά τη διάρκεια της μεταβολής αυτής, ο όγκος σάρωσης του ρευστού στο ψυχρό τμήμα είναι μηδέν. Η θερμότητα που απελευθερώνεται στο κύκλο κατά τη διαδικασία της εκτόνωσης σε σταθερή θερμοκρασία 3-4 υπολογίζεται ως εξής (2.76):

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = m \int_{V_{hot3}}^{V_{hot4}} p dV_{hot} = mRT_{hot} \int_{V_{hot3}}^{V_{hot4}} \frac{dV_{hot}}{(V_{hot} + aT_{hot})} \quad (2.76)$$

$$Q_{3-4} = mRT_{hot} \ln \left[\frac{(V_{hot-4} + AT_{hot})}{(V_{hot-3} + aT_{hot})} \right] \quad (2.77)$$

$$Q_{3-4} = mRT_{hot} \ln \left[\frac{(V_D + V_P + AT_{hot})}{(V_D + aT_{hot})} \right] \quad (2.78) \quad [10]$$

Όπως φαίνεται από τις παραπάνω εξισώσεις, το έργο εκτόνωσης εξαρτάται από το νεκρό όγκο.

2.2.4. Ισόχωρη ψύξη

Η ποσότητα της θερμότητας που αποθηκεύεται από με ιδανικό αναγεννητή εκφράζεται μέσω της εξίσωσης (2.79). Η θερμότητα που αποβάλλεται από το κύκλο κατά αλλαγή κατάστασης 1'-1 προκύπτει από την εξίσωση (2.80). Από τις εξισώσεις αυτές, προκύπτει ότι η ποσότητα της θερμότητας που μεταφέρεται κατά τη διαδικασία της ψύξης εξαρτάται από την απόδοση του αναγεννητή.

$$Q_{4-1} = mC_V(T_1 - T_4) = -emC_V(T_{hot} - T_{cold}) \quad (2.79)$$

$$Q_{1-1'} = mC_V(T_{cold} - T_{1'}) = -(1-e)mC_V(T_{hot} - T_{cold}) \quad (2.80) \quad [10]$$

2.2.5. Υπολογισμός συνολικής θερμότητας που εισέρχεται στο κύκλο

Εάν θεωρηθεί ότι ο αναγεννητής δεν είναι ιδανικός, η συνολική ποσότητα της θερμότητας που εισέρχεται στον κύκλο εκφράζεται ως εξής:

$$Q_g = Q_{3-3'} + Q_{3-4} \quad (2.81)$$

$$Q_g = mC_V \left\{ (T_{hot} - T_{3'}) + (x-1)T_{hot} \ln \left[\frac{(V_{hot-4} + AT_{hot})}{(V_{hot-3} + aT_{hot})} \right] \right\} \quad (2.82)$$

$$Q_g = mC_V \left\{ (1-e)(T_{hot} - T_{cold}) + (x-1)T_{hot} \ln \left[\frac{(V_h + V_{e_max} + AT_{hot})}{V_h + aT_{hot}} \right] \right\} \quad (2.83) \quad [10]$$

Η μεταβλητή x συμβολίζει την η ειδική αναλογία θερμότητας. Η ποσότητα θερμότητας που εισέρχεται στο κύκλο εξαρτάται από τη απόδοση του αναγεννητή και τους νεκρούς όγκους.

2.2.6. Υπολογισμός συνολικής θερμότητας που αποβάλλεται από το κύκλο

Δεδομένου ότι ο αναγεννητής είναι μη ιδανικός, η συνολική θερμότητα που αποβάλλεται από το σύστημα υπολογίζεται από τις εξισώσεις (2.84) – (2.86):

$$Q_c = Q_{1-1'} + Q_{1-2} \quad (2.84)$$

$$Q_c = -mC_V \left\{ (T_{cold} - T_V) + (x-1)T_{cold} \ln \left[\frac{(V_{cold_1} + aT_{cold})}{V_{cold_2} + aT_{cold}} \right] \right\} \quad (2.85)$$

$$Q_c = -mC_V \left\{ (1-e)(T_{hot} - T_{cold}) + (x-1)T_{cold} \ln \left[\frac{(V_k + V_{c_max} + aT_{cold})}{V_k + aT_{cold}} \right] \right\} \quad (2.86) \quad [10]$$

2.2.7. Καθαρό έργο

Από τη στιγμή που υποτίθεται ότι ο αναγεννητής δεν είναι ιδανικός, το καθαρό έργο του κύκλου εκφράζεται παρακάτω:

$$W_{net} = \sum Q = Q_g - Q_c = Q_{3-3'} + Q_{3-4} + Q_{1-1'} + Q_{1-2} = Q_{3-4} + Q_{1-2} \quad (2.87)$$

$$W_{net} = mR \left\{ T_{hot} \ln \left[\frac{(V_{hot_4} + aT_{hot})}{(V_{hot_3} + aT_{hot})} \right] - T_{cold} \ln \left[\frac{(V_{cold_1} + aT_{cold})}{(V_{cold_2} + aT_{cold})} \right] \right\} \quad (2.88) \quad , [10]$$

2.3. Μέθοδοι Θερμοδυναμικής Ανάλυσης

Οι πιο σημαντικές μεταβολές για την ανάλυση του κύκλου Stirling είναι οι διεργασίες συμπίεσης και εκτόνωσης. Για την ανάλυση των διεργασιών αυτών έχουν προταθεί διαφορετικές προσεγγίσεις από διάφορους ερευνητές. Ο πραγματικός κύκλος Stirling διαφέρει από το θεωρητικό κύκλο Stirling, ο οποίος αποτελείται από δυο ισόθερμες και δυο ισόχωρες μεταβολές. Για αυτό το λόγο γίνονται κάποιες παραδοχές κατά την θερμοδυναμική ανάλυση. Παρακάτω γίνεται περιγραφή μεθόδων ανάλυσης που χρησιμοποιούνται στον κύκλο κινητήρων Stirling. Ως εργαζόμενο μέσο λαμβάνεται ο θερμός αέρας.

2.3.1. Ισοθερμοκρασιακή Ανάλυση

Η ισοθερμοκρασιακή ανάλυση αναπτύχθηκε από τον Gustav Schmidt 50 χρόνια μετά την ανακάλυψη του κινητήρα Stirling. Σύμφωνα με Schmidt (1879) παραμεληθήκαν όλες οι απώλειες θερμότητας, ενώ θεωρηθήκε ότι οι διεργασίες συμπίεσης και εκτόνωσης πραγματοποιούνται υπό σταθερή θερμοκρασία. Ως αποτέλεσμα, οι εξισώσεις σχετικά με την περιοδική μεταβολή της ενεργείας, καθώς και για όλες τις

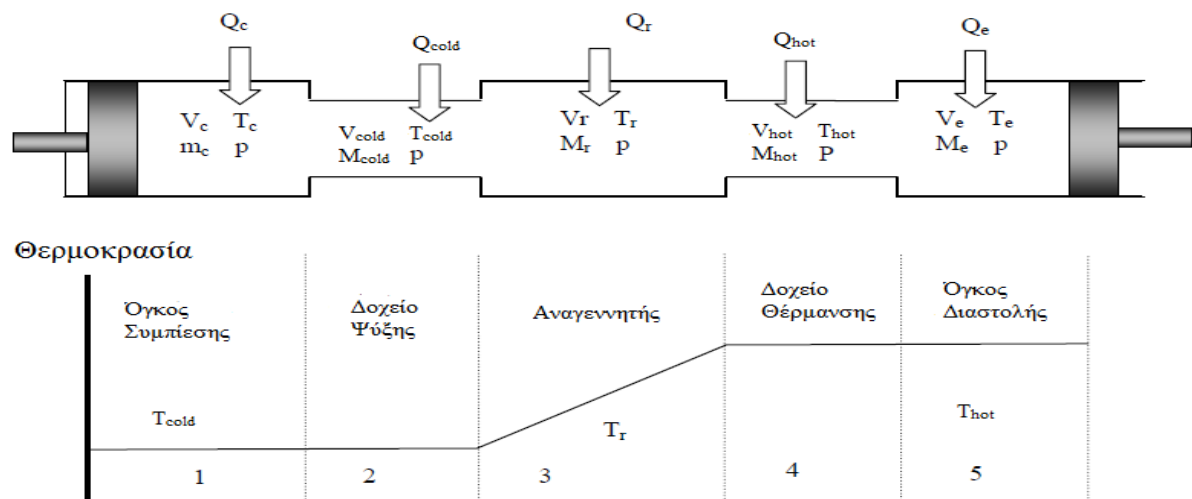
μεταβλητές που μεταβάλλονται χρονικά, επιλύονται με ελλειπτικές μαθηματικές εξισώσεις. Η λειτουργία μιας πραγματικής μηχανής Stirling με βάση το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο απαιτεί την μεταφορά άπειρης θερμότητας στα τοιχώματα του κυλίνδρου, ώστε να μην υπάρχει καμία μεταβολή στη θερμοκρασία. Η θεώρηση για την ύπαρξη ίδιας θερμοκρασίας στους μεταβαλλόμενους όγκους της μηχανής και στους αντίστοιχους εναλλάκτες θερμότητας, προϋποθέτει την ιδανική λειτουργία των εναλλακτών.

Αν και πολύ απλή, η ισοθερμοκρασιακή ανάλυση θεωρείται αρκετά χρήσιμη. Αυτή η μέθοδος ανάλυσης αναπτύχθηκε περαιτέρω με προσομοίωση υπολογιστή σε ένα μοντέλο πέντε όγκων, το οποίο επινοήθηκε από τον Martini. Αυτό είναι κοινώς γνωστό ως η ανάλυση δεύτερης τάξης. Το μοντέλο αυτό φαίνεται στο Σχήμα 2.10. Καλύπτει όλα τα απαραίτητα δεδομένα σχεδιασμού και τους υπολογισμούς για την ανάλυση δεύτερης τάξης.

Στο πλαίσιο της ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης έχουν γίνει οι ακόλουθες παραδοχές:

- 1) Κατά τη διάρκεια της μεταβολής του όγκου κατά τη συμπίεση και την εκτόνωση, η θερμοκρασία του εργαζόμενου είναι ομοιόμορφη και σταθερή (ίση με T_h και T_c αντίστοιχα).
- 2) Η διέλευση του ρευστού από τον αναγεννητή είναι ομοιόμορφη και η κατανομή θερμοκρασίας δεν αλλάζει με την πάροδο του χρόνου. Η μεταβολή της θερμοκρασίας μεταξύ της περιοχής της συμπίεσης (T_c) και της περιοχής της εκτόνωσης (T_h) θεωρείται γραμμική.
- 3) Η ροή γίνεται χωρίς τριβές, κατά τη διάρκεια της διέλευσης του εργαζόμενου μέσου μέσω των εναλλακτών δεν υπάρχει αλλαγή πίεσης, ώστε να προκληθεί επιτάχυνση.
- 4) Σε όλη τη διάρκεια του κύκλου η μάζα του ρευστού είναι σταθερή, δεν υπάρχει καμία διαρροή.
- 5) Οι όγκοι συμπίεσης και διαστολής περιγράφονται ξεχωριστά σε κάθε περίοδο της ανεξάρτητης μεταβλητής (θ).

Σχήμα 2.10: Ισοθερμοκρασιακή ανάλυση της θερμικής μηχανής Stirling, [10]



Με δεδομένους τους όγκους και τις θερμοκρασίες των εναλακτών, καθώς και τη μεταβολή των όγκων ως προς τη γωνία θ , η πίεση του εργαζόμενου μέσου, η προσδιδόμενη και απορριπτώμενη θερμότητα καθώς και το παραγόμενο έργο δίνονται από τις εξισώσεις (2.89) – (2.93). Η πίεση υπολογίζεται ως εξής:

$$p = MR \left(\frac{V_c}{T_{cold}} + \frac{V_{cold}}{T_{cold}} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_{hot}}{T_{cold}}\right)}{T_{hot}/T_{cold}} + \frac{V_{hot}}{T_{hot}} + \frac{V_e}{T_e} \right)^{-1} \quad (2.89) \quad [10]$$

Η θερμότητα που αποβάλλεται από το σύστημα υπολογίζεται ως:

$$Q_c = W_c = \oint P \frac{dV_c}{d\theta} d\theta \quad (2.90) \quad [10]$$

Η θερμότητα που παρέχεται στο σύστημα ισούται με:

$$Q_e = W_e = \oint P \frac{dV_e}{d\theta} d\theta \quad (2.91) \quad [10]$$

Το καθαρό έργο που παράγεται υπολογίζεται ως:

$$W = W_c + W_e \quad (2.92) \quad [10]$$

Η θερμική απόδοση του συστήματος προκύπτει ως εξής:

$$\eta = \frac{W}{Q_e} \quad (2.93) \quad [10]$$

Σύμφωνα με τον Yücesu (1996) ^[10], για την επίλυση των εξισώσεων πρέπει να γνωρίζουμε τις μεταβολές των όγκων V_c και V_e και τις αντίστοιχες παραγώγους $\frac{dV_c}{d\theta}$ και $\frac{dV_e}{d\theta}$. Αυτό εξαρτάται από τον μηχανισμό περιστροφής που χρησιμοποιείται στην μηχανή. Η πρώτη επίλυση της ισοθερμικής ανάλυσης διεξήχθη το 1871 από τον Gustav Schmidt. Στην ανάλυση που διεξήχθη από τον Schmidt θεωρήθηκε ότι η μεταβολή του όγκου είναι ημιτονοειδής, με την ισχύ του κινητήρα να εκφράζεται ως ανάλογη της μέσης πραγματικής πίεσης και του όγκου σάρωσης, σύμφωνα με την εξίσωση (2.94):, [10]

$$P = S_c \cdot p_{mean} \cdot V_{se} \cdot f \quad (2.94) ,$$

Όπου

P: Ισχύς του κινητήρα (Watt)

P_{mean} : Μέση πραγματική πίεση (bar)

V_{se} : Σαρώμενος όγκος (cm³)

f : Συχνότητα κινητήρα ή ταχύτητα στροφών (στροφή/δευτερόλεπτο)

Το σύμβολο « S_c » ορίζει τον αριθμό Schmidt. ^[10] Ο αριθμός Schmidt είναι συνάρτηση των αναλογίων του όγκου του κινητήρα με της θερμοκρασίες του όγκου εκτόνωσης και του όγκου συμπίεσης. Αυτό ο αδιάστατος αριθμός, χρησιμοποιείται για τη σύγκριση της απόδοσης των κινητήρων θερμού αέρα.

Ο αριθμός Beale που χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της απόδοσης του κινητήρα, προσδιορίστηκε από τον William Beale με τη χρήση των πειραματικών δεδομένων. Ο αριθμός Beale ^[10] είναι συνάρτηση της ισχύος του κινητήρα, του όγκου σάρωσης και του αριθμού των στροφών του κινητήρα. Ο αριθμός Beale είναι ένας αδιάστατος αριθμός που εφαρμόζεται σε όλα τα μεγέθη και τους τύπους των μηχανών θερμού αέρα και έχει τιμή ίση με περίπου 0.015. Η ισχύς που παράγεται από τον κινητήρα με βάση τον αριθμό Beale προκύπτει από τη σχέση (2.95).

$$P = Be \cdot p_{\text{μείωση}} \cdot V_{\text{σε}} \cdot f \quad (2.95) \quad [10]$$

2.3.2. Αδιαβατική Ανάλυση

Εάν υποθεθεί ότι η συμπίεση και η εκτόνωση γίνονται υπό σταθερή θερμοκρασία, η ποσότητα της θερμότητας που μεταφέρεται μεταξύ των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και του αερίου είναι άπειρη. Αντίθετα, αν η αλλαγή κατάστασης είναι αδιαβατική, η ποσότητα της θερμότητας που μεταφέρεται μεταξύ των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και του εργαζόμενου ρευστού είναι μηδέν. Η **αδιαβατική ανάλυση**, που έγινε το 1960 από τον Finkelstein, έδειξε ότι η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου κατά τη συμπίεση και την εκτόνωση δεν είναι σταθερή, αλλά βρίσκεται μεταξύ δύο ορίων.

Στο μοντέλο στο οποίο βασίζεται στην αδιαβατική ανάλυση της μηχανής Stirling λαμβάνει χώρα συνεχής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης της μηχανής και των αντίστοιχων εναλλακτών θερμότητας που χρησιμοποιούνται για την θέρμανση και τη ψύξη της. Κατά τη συμπίεση και την εκτόνωση, η θερμοκρασία του ρευστού στο θερμαντήρα είναι διαρκώς ίση με $T_h = T_H$. Ομοίως, η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στο ψύκτη είναι ίση με $T_k = T_L$. Η θερμοκρασία του αερίου εντός του κυλίνδρου κατά τη διάρκεια της μεταβολής του όγκου, στον όγκο εκτόνωσης μπορεί να είναι ελαφρώς μεγαλύτερη της θερμοκρασίας στο θερμαντήρα η στον όγκο συμπίεσης μπορεί να είναι ελαφρώς μικρότερη της αντίστοιχης θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη. Αυτή η γενικευμένη ανάλυση του Finkelstein προσεγγίζει περισσότερο την ιδανική κατάσταση σε σχέση με την ανάλυση του Schmidt.

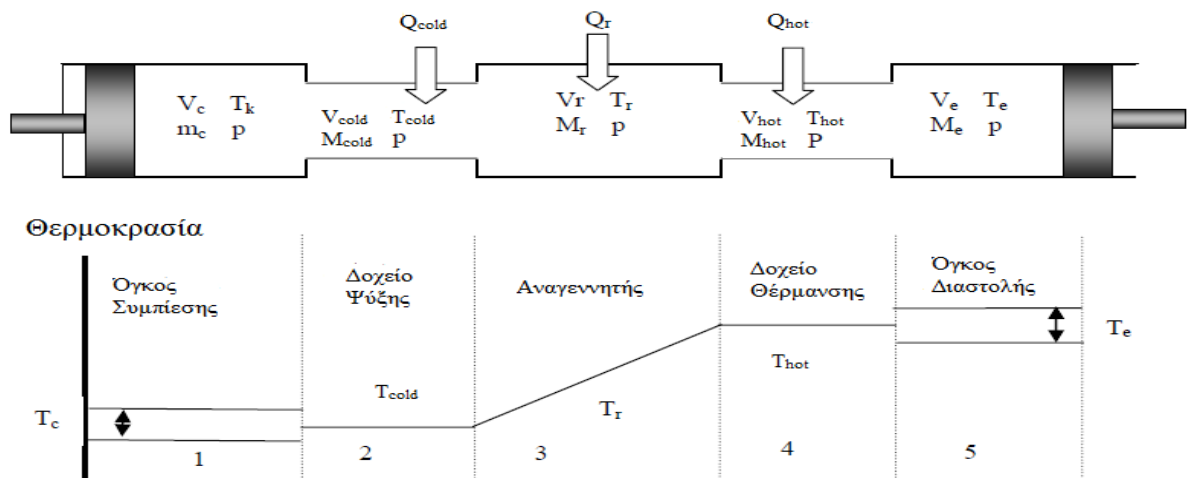
Στον αδιαβατικό κύκλο, η θερμική απόδοση δεν συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας, όπως είναι στον ισοθερμικό κύκλο αλλά, είναι μια συνάρτηση και της αναλογίας του όγκου σάρωσης, της γωνίας φάσης και της αναλογίας των νεκρών όγκων ως προς τους σαρωμένους όγκους. Βέβαια η τελικά παραγόμενη ισχύς είναι συνάρτηση όλων αυτών των παραμέτρων με βάση και τα 2 μοντέλα.

Στο αδιαβατικό μοντέλο, όπως και στο αντίστοιχο ισοθερμικό, η μηχανή αποτελείται από πέντε μέρη: τον όγκο συμπίεσης, τον ψύκτη, τον αναγεννητή, τον θερμαντήρα και τον όγκο εκτόνωσης. Κάθε τμήμα της μηχανής έχει τη δικιά του στιγμιαία μάζα, θερμοκρασία, όγκο και πίεση και αντιπροσωπεύεται με το δικό του δείκτη. Για λόγους απλοποίησης του μοντέλου, θεωρείται πως δεν υπάρχει πτώση της πίεσης λόγω των απωλειών ροής, ειδικά εντός του αναγεννητή. Επίσης θεωρήθηκε ότι δεν υπάρχει διαρροή αερίου στο σύστημα και ότι η μάζα του εργαζόμενου μέσου παραμένει σταθερή. Ο αναγεννητής είναι αδιαβατικός. Όπως μπορεί να φανεί και πάνω στο μοντέλο, τόσο το μεταλλικό πλέγμα του αναγεννητή όσο και το εργαζόμενο μέσο έχουν ένα γραμμικό προφίλ κατανομής θερμοκρασίας. Στο σχήμα 2.11 παρουσιάζεται το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο.

Το αδιαβατικό μοντέλο είναι σαφώς πιο περίπλοκο από το ισοθερμοκρασιακό, αλλά τα αποτελέσματά του και τα συμπεράσματα στα οποία οδηγεί είναι σαφώς πιο κοντά στην πραγματικότητα. Στην ισοθερμοκρασιακή και στην αδιαβατική ανάλυση τα μέρη της μηχανής στα οποία συναλλάσσεται θερμότητας (θερμαντήρας, ψύκτης και αναγεννητής) και τα οποία παίζουν σημαντικό ρόλο στην απόδοση του κινητήρα, θεωρείται ότι είναι ιδανικά. Αυτή η θεώρηση δεν αντιστοιχεί στη λειτουργία μιας πραγματικής μηχανής και οδηγεί σε σημαντική απόκλιση πολλών αποτελεσμάτων, ακόμα και στην περίπτωση της αδιαβατικής ανάλυσης. Από την άλλη, η αδιαβατική ανάλυση αποτελεί μια καλή πρώτη προσέγγιση για την μελέτη μίας μηχανής Stirling.

Και οι δύο προσεγγίσεις που αναλύθηκαν πιο πάνω (ισοθερμοκρασιακή και αδιαβατική), έχουν χρησιμοποιηθεί για την δημιουργία κώδικα στο λογισμικό Mathcad, ο οποίος προσομοιώνει τη λειτουργία μιας μηχανής Stirling. Ο κώδικας αυτός έχει αναπτυχθεί στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης θα παρουσιασθούν στο τελευταίο κεφάλαιο της εργασίας. [10], [11], [12], [13]

Σχήμα 2.11: Αδιαβατικό μοντέλο [10]



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο: ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ STIRLING

Για να εξηγηθεί η λειτουργία ενός συστήματος όπως οι κινητήρες Stirling χρησιμοποιείται η αρμονική κίνηση των εξαρτημάτων του συστήματος. Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο 2, η κίνηση των δύο κινούμενων μερών (έμβολο και εκτοπιστής) ορίζεται μέσω ενός επιλεγμένου μηχανισμού. Στην περίπτωση αυτή, η μηχανή καταναλώνει έργο κατά τη συμπίεση και παράγει έργο κατά την εκτόνωση. Εάν το παραγόμενο έργο κατά την εκτόνωση είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο έργο κατά τη συμπίεση, τότε το συνολικό έργο είναι θετικό και η μηχανή χαρακτηρίζεται ως εργοπαραγωγός. Μια διαφορετική κατηγορία μηχανών Stirling είναι οι κινητήρες Stirling ελευθέρου εμβόλου. Στην περίπτωση αυτή, τα κινούμενα μέρη μετατοπίζονται εξαιτίας της διαφοράς πίεσης του αερίου.

Στο πρώτο τμήμα του κεφαλαίου παρουσιάζεται μία μηχανή Stirling στην οποία η κίνηση του έμβολου και του εκτοπιστή ρυθμίζονται από το ρομβικό μηχανισμό. Η λογική της ανάλυσης όμως μπορεί να εφαρμοσθεί και σε άλλες περιπτώσεις όπου ισχύουν παρόμοιοι μηχανισμοί. Στο δεύτερο τμήμα γίνεται δυναμική ανάλυση μιας μηχανής Stirling ελευθέρου εμβόλου.

3.1. Δυναμική ανάλυση κινητήρα Stirling με ρομβικό μηχανισμό

Ο ρομβικός μηχανισμός οδήγησης των εμβόλων αναπτύχθηκε το 1970 από τον Meijer για λογαριασμό της Phillips. Η έρευνα έγινε πάνω σε μια μηχανή Βήτα τύπου (περισσότερα για τους τύπους των μηχανών Stirling αναφέρονται στο επόμενο κεφάλαιο) στις αρχές τις δεκαετίας του 1960, ενώ η κίνηση των εμβόλων πραγματοποιούνταν χωρίς την ανάγκη λίπανσης. Το συνολικό σύστημα βασίζεται στην ύπαρξη του εμβόλου ισχύος (power piston) και του εκτοπιστή (displacer), οι οποίοι έχουν διαφορετικές λειτουργίες:

- Ο εκτοπιστής χωρίζει το θερμό από το ψυχρό μέρος υπό την ίδια πίεση. Η λειτουργία του έγκειται στο να μετακινεί το εργαζόμενο αέριο μεταξύ των δύο αυτών χώρων.
- Το έμβολο ισχύος είναι αυτό με το οποίο πραγματοποιούνται οι διαδικασίες συμπίεσης και εκτόνωσης.

Ο ρομβικός μηχανισμός οδήγησης φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (Σχήμα 3.1). Οι αριθμοί που φαίνονται στο σχήμα επεξηγούνται ως εξής: [6]

- 1) Έμβολο ισχύος
- 2) Κοίλος διωστήρας εμβόλου ισχύος
- 3) Ζυγός (yoke)
- 4, 4') Συνδετικοί διωστήρες περιστρεφόμενοι στις άκρες του ζυγού 3
- 5, 5') Στρόφαλοι στις δύο αντίθετα περιστρεφόμενες ατράκτους που συνδέονται μέσω των οδοντωτών τροχών 10, 10'
- 6) Εκτοπιστής
- 7) Διωστήρας εκτοπιστή

Παρακάτω, παρουσιάζονται οι εξισώσεις που διέπουν την κίνηση των μερών του ρομβικού μηχανισμού και την μεταβολή των όγκων του συμπιεστή και του εκτονωτή της μηχανής:

Οι μετατοπίσεις του πιστονιού και του εκτοπιστή (y_p και y_D αντίστοιχα) καθορίζονται από τις εξισώσεις (3.1) - (3.3). Η μεταβολή του σαρώμενου μήκους στο συμπιεστή και τον εκτονωτή υπολογίζονται από τις Σχέσεις (3.4) και (3.5). Οι εξισώσεις μεταβολής των όγκων συμπίεσης και εκτόνωσης δίνονται στις Σχέσεις (3.8) και (3.9), για τη χρήση των οποίων όμως απαιτούνται και οι προηγούμενες εξισώσεις. Από τη στιγμή που είναι γνωστή η μεταβολή των όγκων της μηχανής και με γνώση των όγκων των εναλλακτών και του αναγεννητή, μπορεί να πραγματοποιηθεί η θερμοδυναμική ανάλυση που παρουσιάζεται στο κεφάλαιο 2.

$$y_p = r \cdot \sin(\theta) + b_\theta \quad (3.1)$$

$$y_D = r \cdot \sin(\theta) - b_\theta + L_D \quad (3.2)$$

$$b_\theta = \sqrt{L^2 - (E + r \cdot \cos(\theta))^2} \quad (3.3)$$

$$y_c = y_D - y_p = L_D - 2b_\theta \quad (3.4)$$

$$y_e = y_{D_{\max}} - y_D \quad (3.5)$$

$$L_D = 2b_1 \quad (3.6)$$

$$b_2 = \sqrt{(L - r)^2 - e^2} \quad (3.7)$$

$$V_c = V_{c_{lc}} + 2 \cdot A_p (b_1 - b_\theta) \quad (3.8)$$

$$V_e = V_{c_{le}} + A_D \cdot (b_\theta - b_2 - r \cdot \sin(\theta)) \quad (3.9) \text{ [6]}$$

Στις παραπάνω εξισώσεις, τα σύμβολα δείχνουν τα εξής (σε παρενθέσεις η αντιστοίχιση του μεγέθους με το σχήμα 3.1:

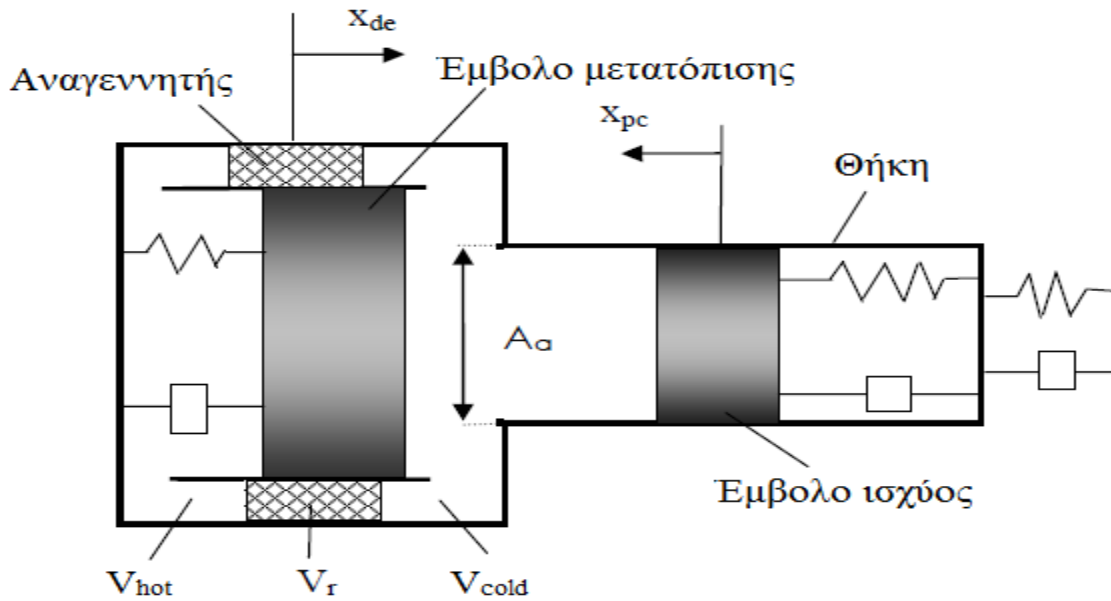
- r : Ακτίνα στροφάλου (5)
- E : Εκκεντρότητα
- L : Μήκος του συνδετικού διωστήρα (4,9)
- L_D : Μήκος του διωστήρα του εκτοπιστή (7)
- $V_{c_{lc}}$: Νεκρός όγκος συμπιεστή
- $V_{c_{le}}$: Νεκρός όγκος εκτοπιστή

3.2 Δυναμική ανάλυση κινητήρα ελευθέρου εμβόλου

Η θερμοδυναμική ανάλυση του κινητήρα ελευθέρου εμβόλου, αλλά και η δυναμική ανάλυση που τη συνοδεύει γίνεται μέσω μιας αναλογίας μάζας-ελατηρίου. Στο Σχήμα 3.2 φαίνεται το σύστημα που αποτελείται από την μάζα, το ελατήριο και έναν αποσβεστήρα (αμορτισέρ). Οι τρεις δυνάμεις που δρουν στο σύστημα προς την ίδια κατεύθυνση είναι η δύναμη που ασκείται για να ξεκινήσει τον κινητήρα, η δύναμη από την επίδραση του ελατηρίου και η δύναμη που οφείλεται στην επίδραση απόσβεσης. Σύμφωνα με το δεύτερο νόμο του Νεύτωνα, ισχύει ότι:

$$F + F_k + F_C = m \cdot \ddot{x} \quad (3.10) \quad [10]$$

Σχήμα 3.2: Το σύστημα κινητήρα που αποτελείται από την μάζα-ελατήριο-αμορτισέρ. [10]



Στους κινητήρες Stirling υπάρχουν τρία στοιχεία τα οποία υφίστανται ταλάντωση, το έμβολο ισχύος, το έμβολο μετατόπισης και το τοίχωμα του κυλίνδρου. Ως εκ τούτου, ο κινητήρας μπορεί να μελετηθεί ως θερμομηχανικό σύστημα τριών βαθμών ελευθερίας. Οι δυναμικές εξισώσεις για κάθε εξάρτημα έχουν ως εξής:

$$\ddot{x}_p = K_{pp}x_p + K_{pd}x_d + K_{pm}x_m + D_{pp}\dot{x}_p + D_{pd}\dot{x}_d + D_{pm}\dot{x}_m \quad (3.11)$$

$$\ddot{x}_d = K_{dp}x_p + K_{dd}x_d + K_{dm}x_m + D_{dp}\dot{x}_p + D_{dd}\dot{x}_d + D_{dm}\dot{x}_m \quad (3.12)$$

$$\ddot{x}_m = K_{mp}x_p + K_{md}x_d + K_{mm}x_m + D_{mp}\dot{x}_p + D_{md}\dot{x}_d + D_{mm}\dot{x}_m \quad (3.13) \quad [10]$$

Οι παραπάνω εξισώσεις μπορεί να γραφούν και σε μορφή πίνακα.

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_d \\ \ddot{x}_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{pp} & K_{pd} & K_{pm} \\ K_{dp} & K_{dd} & K_{dm} \\ K_{mp} & K_{md} & K_{mm} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_p \\ x_d \\ x_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{pp} & D_{pd} & D_{pm} \\ D_{dp} & D_{dd} & D_{dm} \\ D_{mp} & D_{md} & D_{mm} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_d \\ \dot{x}_m \end{bmatrix} \quad (3.14) \quad [10]$$

Οι εξισώσεις κίνησης των μερών της μηχανής μπορούν να γραφούν σύμφωνα με τις απόλυτες σχέσεις. Οι σχέσεις για το έμβολο ισχύος, τον εκτοπιστή και το τοίχωμα του κυλίνδρου δίνονται από τις σχέσεις (3.15), (3.16) και (3.17) αντίστοιχα:

$$m_p \ddot{x}_p = (P_{cold} - P_b) A_p - (C_{Hp} + C_p) \dot{x}_p \quad (3.15)$$

$$m_d \ddot{x}_d = (P_{hot} - P_{cold}) A_d + A_a (P_{cold} - P_d) - (C_d) \dot{x}_d \quad (3.16)$$

$$m_m \ddot{x}_m = (P_{hot} - P_b) A_d + A_a (P_{cold} - P_d) - (C_p + C_{Hp}) (\dot{x}_m + \dot{x}_p) - K_m x_m \quad (3.17) \quad [10]$$

Λαμβάνοντας υπόψη την κίνηση ταλαντώσεως όλων των εξαρτημάτων, η κίνηση του τοιχώματος του κυλίνδρου σε σύγκριση με το έμβολο ισχύος και το έμβολο μετατόπισης είναι πολύ μικρή. Έτσι, η κίνηση του τοιχώματος του κυλίνδρου αγνοείται στη συνέχεια της ανάλυσης.

Σύμφωνα με τον Schmidt (1871), η λειτουργία του κινητήρα Stirling θερμού αέρα μπορεί να εξηγηθεί με τη χρήση ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης. Στη βιβλιογραφία υπογραμμίζεται ότι η θεωρία γραμμικής δυναμικής που προτείνεται από τους Urieli και Berchowitz (1984) είναι επαρκής για να εξηγήσει την συμπεριφορά του κινητήρα. Συνεπώς, οι συντελεστές του ελατηρίου και της απόσβεσης στις εξισώσεις κίνησης των εξαρτημάτων του υπάρχοντος συστήματος με τη χρήση θερμοδυναμικών μεταβλητών ορίζονται ως εξής (Σχέσεις 3.18 έως 3.25). Η παράμετρος υπολογισμού των θερμοδυναμικών ποσοτήτων συμβολίζεται με S και προσδιορίζεται με τη σχέση (3.26):

$$K_{pp} = -\frac{A_p^2}{m_p} P_{\mu\epsilon\sigma\omicron} \left(\frac{1}{T_{cold} S} + \frac{k}{V_b} \right) \quad (3.18)$$

$$K_{pd} = -\frac{A_p^2}{m_p S} P_{\mu\epsilon\sigma\omicron} \left[\frac{1}{T_{hot}} - \frac{(1 - A_d/A_p)}{T_{hot}} \right] \quad (3.19)$$

$$K_{dp} = -\frac{A_p A_a P_{\mu\epsilon\sigma\omicron}}{m_d T_{cold} S} \quad (3.20)$$

$$K_{dd} = -\frac{A_a P_{\mu\epsilon\sigma\omicron}}{m_d} \left[\frac{A_p}{T_{hot} S} - \frac{(A_p - A_d)}{T_{cold} S} + k \frac{A_a}{V_d} \right] \quad (3.21)$$

$$D_{pp} = -\frac{C_p}{m_p} \quad (3.22)$$

$$D_{pd} = 0 \quad (3.23)$$

$$D_{dp} = \frac{C_p}{m_d} \quad (3.24)$$

$$D_{dd} = \frac{C_d - C_{Hd}}{m_d} \quad (3.25)$$

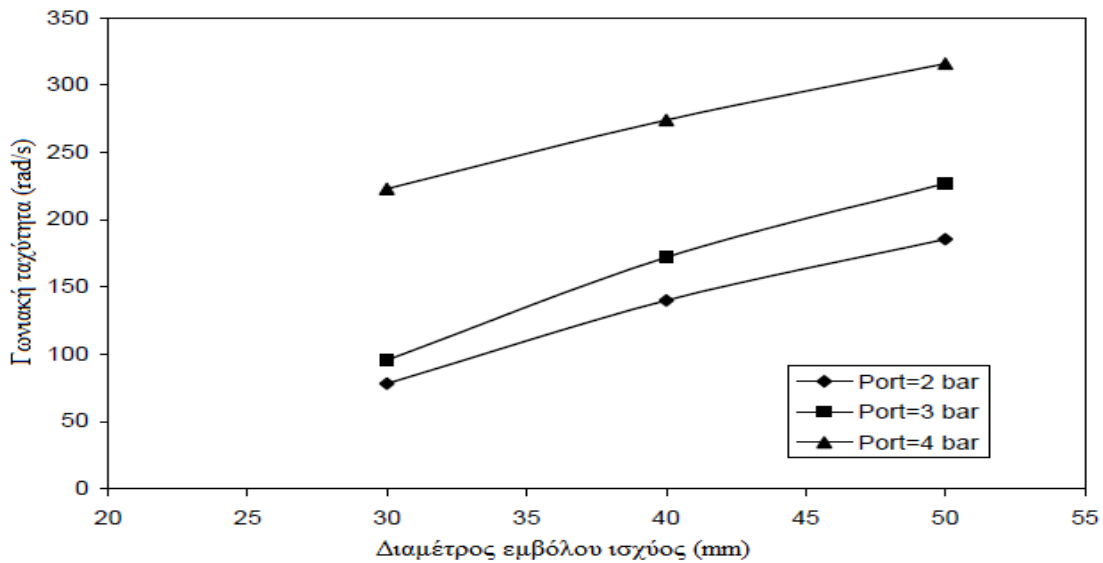
$$S = \frac{A_p x_{ps}}{T_{cold}} + \frac{V_{cold}}{T_{cold}} + \frac{V_R \ln[T_{hot}/T_{cold}]}{T_{hot} - T_{cold}} + \frac{V_{hot}}{T_{hot}} + \frac{A_d x_{dg}}{T_{hot}} \quad (3.26) \quad [10]$$

Η λύση των εξισώσεων κίνησης της μηχανής είναι μια πολυωνυμική εξίσωση. Η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα για σταθερή κατάσταση λειτουργίας υπολογίζεται με βάση την παρακάτω εξίσωση.

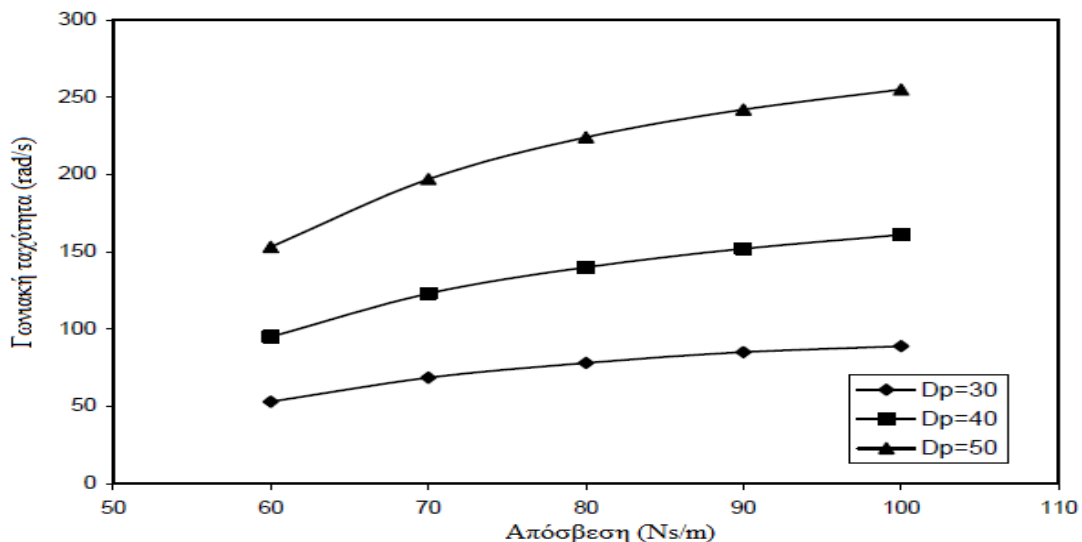
$$\omega = \left[\frac{D_{dp} K_{pd} + K_{dp} D_{pd} - D_{dd} K_{pp} - K_{dd} D_{pp}}{D_{dd} + D_{pp}} \right]^{1/2} \quad (3.27) \quad [10]$$

Η γωνιακή ταχύτητα καθορίζεται από τις προδιαγραφές του κινητήρα. Ένας κινητήρας Stirling μπορεί να λειτουργήσει υπό διαφορετικές συνθήκες. Τα χαρακτηριστικά και η απόδοση του κινητήρα είναι διαφορετικά ανάλογα τις συνθήκες λειτουργίας. Στο σχήμα 3.3 φαίνεται η επίδραση της διαμέτρου του εμβόλου ισχύος στη γωνιακή ταχύτητα, για 3 επιλεγμένες πιέσεις λειτουργίας. Το έμβολο ισχύος είναι ένα από τα βασικά στοιχεία των κινητήρων θερμού αέρα. Οι κινητήρες που κατασκευάζονται σχεδιάζονται έτσι ώστε η διάμετρος του εμβόλου και το βάρος του να μπορεί να αλλάξει. Σε περίπτωση που είναι σταθερή η διάταξη ελατηρίου παρατηρείται ότι με την αύξηση της διαμέτρου του εμβόλου ισχύος αυξάνεται και γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα. Η γωνιακή ταχύτητα επίσης αυξάνεται με την αύξηση της μέσης πίεσης του κινητήρα. Χάρη στον ειδικό σχεδιασμό του εμβόλου ισχύος, ο συντελεστής του ελατηρίου το οποίο θα κάνει την επιστροφή του εμβόλου είναι ρυθμιζόμενος. Στο σχήμα 3.4 δίνονται η αλλαγές της γωνιακής ταχύτητα για διαφορετικά ελατήρια απόσβεσης και για τρεις διαφορετικές διαμέτρους εμβόλου. Παρατηρείται ότι αλλάζει σημαντικά η γωνιακή ταχύτητα με την αλλαγή του συντελεστή του ελατηρίου.

Σχήμα 3.3: Μεταβολή μεταξύ της διαμέτρου του εμβόλου ισχύος και της γωνιακής ταχύτητας. [10]

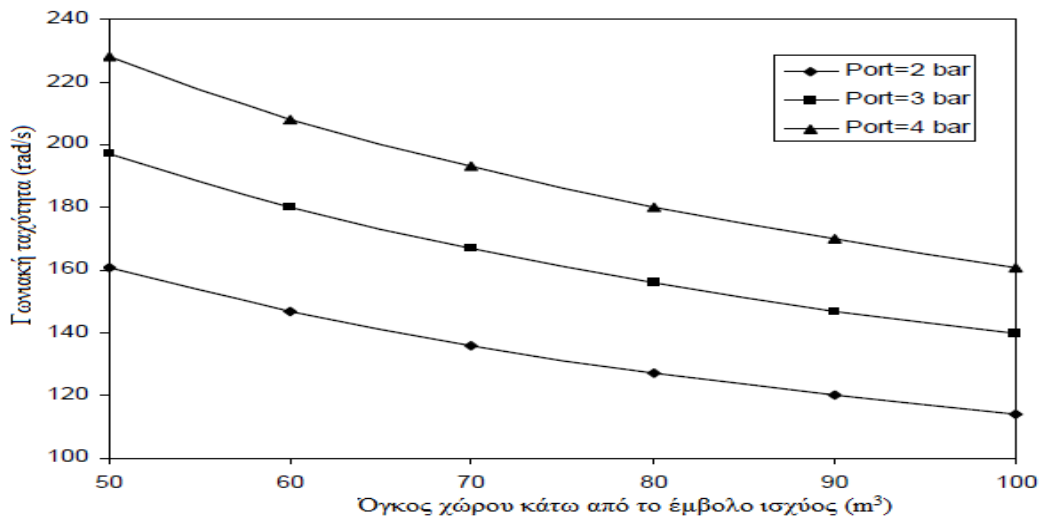


Σχήμα 3.4: Μεταβολή μεταξύ της απόσβεσης και της γωνιακής ταχύτητας [10]

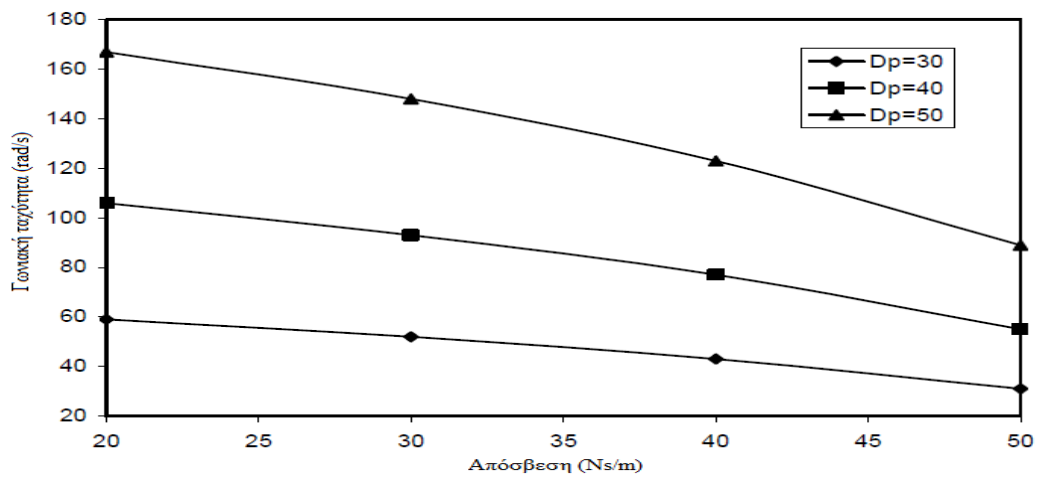


Ο χώρος κάτω από το έμβολο ισχύος δίνει επίσης μια απόσβεση. Η επίδραση της απόσβεσης μεταβάλλεται αντιστρόφως ανάλογα με τον όγκο του χώρου κάτω από το έμβολο ισχύος. Το σχήμα 3.5 δείχνει την αλλαγή της γωνιακής ταχύτητας για διαφορετικές τιμές όγκου του χώρου κάτω από το έμβολο ισχύος. Όσο αυξάνεται ο όγκος του χώρου κάτω από το έμβολο ισχύος η τιμή της γωνιακής ταχύτητας μειώνεται. Παρομοίως, η απόσβεση του στοιχείου του ελατηρίου που χρησιμοποιείται στην κίνηση του εμβόλου μετατόπισης μπορεί να ρυθμιστεί μέσω του προσδιορισμού της θέσης του στοιχείου του ελατηρίου. Το σχήμα 3.6 απεικονίζει την αλλαγή της γωνιακής ταχύτητας για διάφορες τιμές απόσβεσης. Οι μεταβολές στις τιμές απόσβεσης του εμβόλου μετατόπισης επιδρούν επίσης επί του εμβόλου ισχύος. Όσο αυξάνεται η τιμή της απόσβεσης, επιβραδύνεται η διέλευση των αερίων από την θερμή ζώνη στην ψυχρή ζώνη και η γωνιακή ταχύτητα μειώνεται. [10], [11], [12], [13]

Σχήμα 3.5: Μεταβολή του όγκου του χώρου κάτω από το έμβολο ισχύος και της γωνιακής ταχύτητας, [10]



Σχήμα 3.6: Μεταβολή των τιμών απόσβεσης του εμβόλου μετατόπισης και της γωνιακής ταχύτητας, [10]

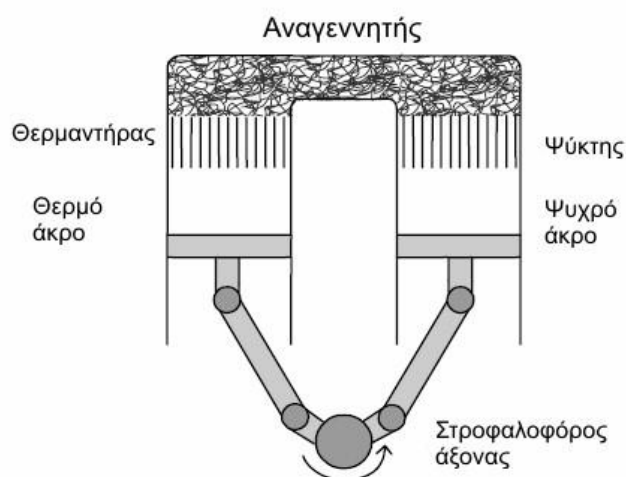


ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο: ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING

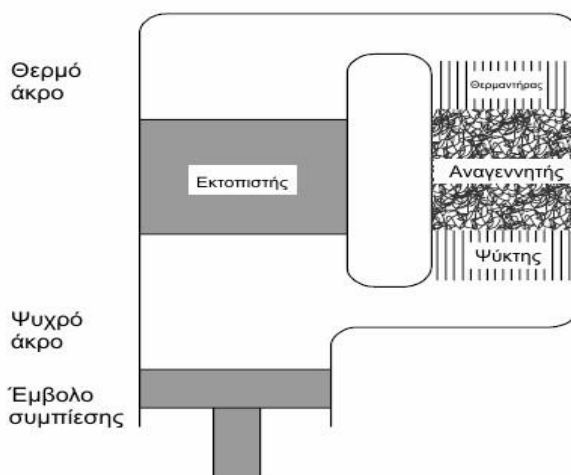
4.1: Τύποι μηχανής Stirling

Μία μηχανή Stirling μπορεί να σχεδιασθεί ακολουθώντας έναν από τους 3 τρόπους που έχουν επικρατήσει. Οι τρεις εκδοχές με βάση τις οποίες μπορεί να σχεδιασθεί μια μηχανή Stirling είναι γνωστές ως μηχανή Άλφα, Βήτα και Γάμμα τύπου. Οι Άλφα μηχανές έχουν δύο έμβολα σε διαφορετικούς κυλίνδρους που συνδέονται σε σειρά με αναθερμαντή, αναγεννητή και ψύκτη (Σχήμα 4.1). Η διάταξη τύπου Άλφα, προτείνεται από τους υποστηρικτές της χρήσης των μηχανών Stirling για αυτοκίνηση, με καλύτερο παράδειγμα την Ford – Philips 4-215. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα των μηχανών Άλφα τύπου είναι ο απλός τρόπος συναρμολόγησής τους και ο μικρός όγκος τους σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ. Όσο για τους άλλους 2 τύπους μηχανής, η Βήτα μηχανή Stirling έχει το έμβολο ισχύος και το displacer στον ίδιο κύλινδρο, ενώ η Γάμμα μηχανή σε ξεχωριστούς κυλίνδρους. Η μηχανή Β τύπου απεικονίζεται στο Σχήμα 4.2.

Σχήμα 4.1: Διάταξη Α-τύπου, [14]

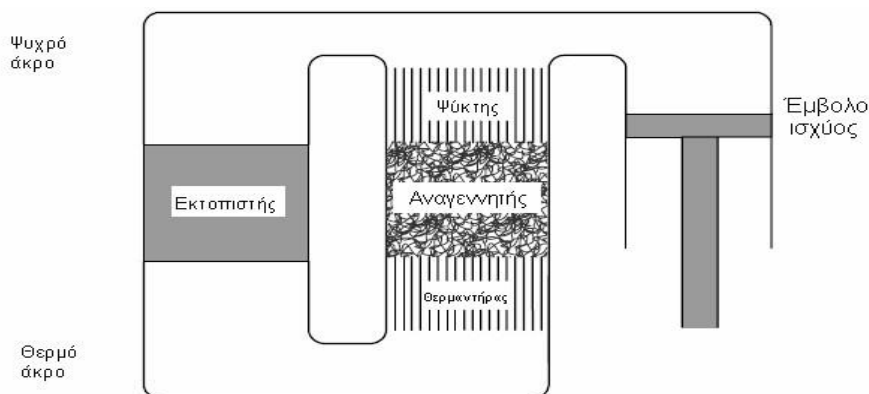


Σχήμα 4.2: Διάταξη Β-τύπου, [14]

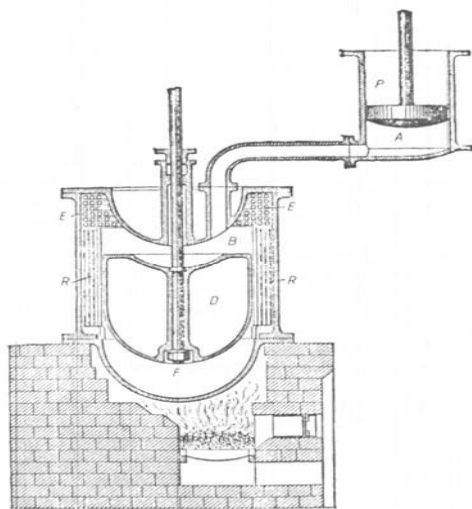


Οι μηχανές Βήτα τύπου θεωρούνται οι κλασικές μηχανές Stirling και είναι δημοφιλείς λόγω της εύκολης έναρξης της λειτουργίας τους. Η αρχική μηχανή που σχεδίασε και κατασκεύασε ο Stirling ήταν μια Βήτα τύπου μηχανή. Οι μηχανές Γάμμα τύπου (Σχήμα 4.3) τείνουν να έχουν μεγαλύτερο επιζήμιο όγκο (dead volume), από τους Άλφα και Βήτα τύπους. Αυτό συχνά οδηγεί σε μείωση του βαθμού απόδοσης. Γι' αυτό οι μηχανές Γάμμα τύπου χρησιμοποιούνται όταν το πλεονέκτημα της ύπαρξης δύο κυλίνδρων υπερνικά το μειονέκτημα της μειωμένης απόδοσης. Παραδείγματα των μηχανών αυτών που κατασκεύασαν οι Robert και James Stirling γύρω το 1830.

Σχήμα 4.3: Διάταξη Γ-τύπου [14]



Σχήμα 4.4 Η μηχανή Γ τύπου των Robert και James Stirling [15]



4.2: Διαστάσεις μηχανών Stirling

Οι διάμετροι του εμβόλου ισχύος και του εκτοπιστή μπορούν να είναι ίδιες. Ο εκτοπιστής μπορεί να έχει μήκος ίσο με τη διάμετρό του, με μια μέγιστη τιμή του ίση με τέσσερις φορές τη διάμετρό του. Το τελικό καπάκι που κλείνει το χώρο εκτόνωσης πρέπει να έχει τη μορφή τρούλου ώστε να αντέχει περισσότερο στις καταπονήσεις από την παλινδρόμηση του εμβόλου. Η διάδοχος (κενό – gap) μεταξύ του displacer και του κυλίνδρου πρέπει να είναι ίση με το 1/100 ή 2/100 της διαμέτρου του κυλίνδρου,

με την μικρότερη δίοδο να προτιμάται. Με σκοπό να διατηρείται ο εκτοπιστής κεντραρισμένο, διαμορφώνεται συχνά μια προεξοχή στην περιφέρεια του displacer ώστε να μειωθεί αυτή η δίοδος και να στεγανοποιηθεί τον κύλινδρο στο ψυχρό του μέρος. Όσον αφορά την κίνηση του εκτοπιστή, το συνολικό μήκος που μπορεί να διανύσει (stroke) είναι περίπου ίσο με το 1/3 του μήκους του. Τέλος, ο διωστήρας του εκτοπιστή πρέπει να καλύπτει περίπου το 15% της επιφάνειας του κυλίνδρου.

Το μήκος του ανεγεννητή είναι περίπου το 1/4 της διαμέτρου του εκτονωτή και του ψύκτη περίπου ίση με αυτήν. Αυτό αφήνει το μισό περίπου τμήμα του εκτονωτή να λειτουργεί ως αναγεννητής. Δηλαδή, ο εκτοπιστής συγκρατεί τη θερμότητα από το αέριο καθώς αυτό έρχεται από τον αναθερμαντή προς τον ψύκτη και την προσδίδει ξανά στο αέριο καθώς επιστρέφει από τον ψύκτη προς τον αναθερμαντή. Αυτή η λειτουργία έχει ως αποτέλεσμα να αυξηθεί η απόδοση της μηχανής

4.3: Υλικά

Το καλύτερο υλικό για το θερμό άκρο του εκτοπιστή (displacer) είναι ο ανοξειδωτός χάλυβας της σειράς St-300, όπως οι 304, 316 ή 321. Το θερμό άκρο του κυλίνδρου του εκτοπιστή πρέπει να κατασκευάζεται επίσης από ανοξειδωτο χάλυβα, ή και από κεραμικό υλικό, εάν είναι αναγκαίο να κατασκευαστεί αεροστεγώς. Φυσικά για την κατασκευή του εκτοπιστή μπορεί να χρησιμοποιηθεί απλός χάλυβας, όπως και στην περίπτωση του θερμομαντήρα.

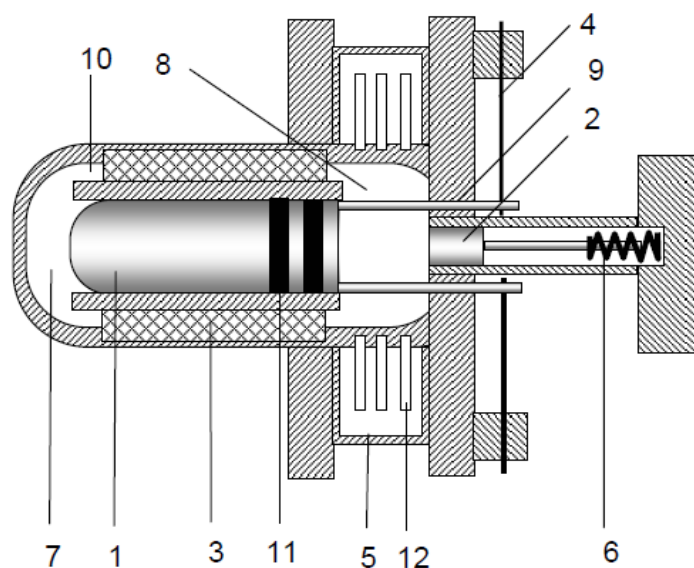
Το ένα άκρο του εκτοπιστή βρίσκεται στη θερμή περιοχή και το άλλο άκρο του βρίσκεται σε επαφή με την ψυχρή περιοχή. Η ισχύς του κινητήρα εξαρτάται από τις τιμές θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου που βρίσκεται στο ζεστό και το ψυχρό τμήμα της μηχανής. Όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά μεταξύ της μέγιστης και της ελάχιστης θερμοκρασίας, τόσο υψηλότερος θα είναι ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα. Συνεπώς, είναι απαραίτητο να αποτραπεί η μετάδοση θερμότητας στο έμβολο μετάδοσης. Για το σκοπό αυτό, το εσωτερικό του εμβόλου είναι άδειο (κούφιο) και έτσι μειώνεται το πάχος του τοιχώματος. Μέρος του όγκου που αδειάζει γεμίζεται με κεραμικό κάλυμμα που είναι μονωτικό υλικό χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας. Επιπλέον, για να προλαμβάνεται η μετάδοση θερμότητας που συμβαίνει με ακτινοβολία τοποθετείται αλουμινοχαρτο μεταξύ των στρωμάτων των κεραμικών καλυμμάτων. Έτσι, η μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο άκρων του εκτοπιστή εμποδίζεται σε μεγάλο βαθμό.

Ο εκτοπιστής πρέπει να είναι αρκετά λεπτός. Μέρος του όγκου στο εσωτερικό του εκτοπιστή γεμίζει από ένα μικρό τμήμα του εργαζόμενου μέσου. Μια βαλβίδα αντεπιστροφής είναι τοποθετημένη στο ψυχρό του μέρος ώστε η ποσότητα του αερίου που βρίσκεται στο εσωτερικό του να φτάνει τη μέγιστη πίεση του κύκλου και να μπορεί να παραμείνει σε αυτήν. Διαφορετικά, ο εκτοπιστής θα παλινδρομεί λόγω της διαφοράς πίεσης πίεση. Για να μπορεί να παλινδρομεί ο εκτοπιστής λόγω της εξωτερικής πίεσης, είναι αναγκαίο να κατασκευασθεί το κέλυφός του αρκετά ανθεκτικό. Ο εκτοπιστής τέλος, θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν πιο ελαφρύς.

Διαφορετικά, λόγω της αδράνειας. Θα ανταποκρίνεται πολύ αργά στις μεταβολές της πίεσης του εργαζόμενου αερίου και δεν θα καταφέρει να διατηρήσει την πρωτοπορεία σε σχέση με το έμβολο ισχύος, όπως απαιτεί η θεωρία αυτού του τύπου των μηχανών.

Τα άλλα μέρη της μηχανής μπορούν να κατασκευαστούν από σίδηρο, χάλυβα, αλουμίνιο. Υπάρχουν και άλλα υλικά που μπορούν να χρησιμοποιηθούν στην περίπτωση που είναι πιο εύκολα διαθέσιμα, αρκεί να μην υπάρχει έκθεση σε μεγάλα ποσά θερμότητας.

Σχήμα 4.6: Εξαρτήματα μηχανής Stirling και ονόματα τμημάτων [10]



-
- 1 Έμβολο μετατόπισης
 - 2 Έμβολο ισχύος
 - 3 Αναγεννητής
 - 4 Φυλλωτό ελατήριο
 - 5 Δοχείο ψύξης
 - 6 Ελικοειδές ελατήριο
 - 7 Θερμή περιοχή
 - 8 Κρύα περιοχή
 - 9 Ράβδος εμβόλου
 - 10 Δίαυλος μεταφοράς ρευστού
-
- 11 Στοιχείο στεγανοποίησης
 - 12 Πτερύγια ψύξης
-

4.4: Επιλογή εργαζόμενου μέσου

Όπως αναφέρει ο Finkelstein, σχεδόν όλες οι πρώτες μηχανές Stirling χρησιμοποιούσαν αέρα σε ελάχιστη πίεση. Οι πρώτες προσπάθειες αφορούσαν την αύξηση της πίεσης του αέρα εντός της μηχανής, ώστε να αυξηθεί η παραγόμενη ισχύς της μηχανής. Ήδη από το 1827, τα αδέρφια Stirling χρησιμοποιούσαν πεπιεσμένο αέρα όπως ύστερα χρησιμοποιήθηκε από τη Philips.

Το ιδανικό εργαζόμενο μέσο μίας μηχανή Stirling έχει πολλές επιθυμητές ιδιότητες. Εδώ θα εξεταστούν μόνο οι φυσικές ιδιότητες μεταφοράς που επιδρούν στα χαρακτηριστικά της θερμοδυναμικής, της δυναμικής του αερίου και της μεταφοράς θερμότητας, χαρακτηριστικά της απόδοσης του συστήματος. Το εργαζόμενο μέσο πρέπει να εξασφαλίζει:

- υψηλό ρυθμό μεταφοράς θερμότητας
- συνοδευτικά χαμηλές απώλειες λόγω αεροδυναμικών αντιστάσεων.

Επίσης, το εργαζόμενο μέσο θα πρέπει να έχει τουλάχιστον τις ακόλουθες ιδιότητες:

- α) Υψηλή θερμική αγωγιμότητα.
- β) Μεγάλη ειδική θερμοχωρητικότητα.
- γ) Χαμηλό ιξώδες.
- δ) Μικρή πυκνότητα.
- ε) Υψηλή ικανότητα μεταφοράς θερμότητας.

Με στόχο την καλύτερη επιλογή εργαζόμενου μέσου, ο Martini όρισε τον *παράγοντα ικανότητας (carability factor)*, ως το πηλίκο της ικανότητας του αερίου να μεταφέρει θερμότητα στον αναγεννητή προς την ανάγκη που υπάρχει για μεταφοράς θερμότητας με βάση τις απαιτήσεις του συστήματος. Ο παράγοντας ικανότητας εκφράζεται ως εξής:

CF : Παράγοντας Ικανότητας

$$CF = \text{Θερμική Αγωγιμότητα} / (\text{Ειδική Θερμοχωρητικότητα})(\text{Πυκνότητα}) \quad (4.1)$$

Μια απλή προσέγγιση που προτείνεται από τον Walker βασισμένη στην πρωτότυπη εργασία σταθερής ροής του Hall προσφέρει ένα προσεγγιστικό τρόπο μερικής αξιολόγησης του εργαζόμενου μέσου. Με τη χρήση μιας αναλογία Reynolds για τη μορφοποίηση μιας σχέσης μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας και της αεροδυναμικής αντίστασης τριβής ρέοντος ρευστού μέσα σε αγωγό, προκύπτει η ακόλουθη σχέση:

$$Q_{comp} \propto (\rho^2 C^3)^{0.5} \quad (4.2)$$

Όπου:

- Q_{comp} = η μεταφερόμενη θερμότητα (J)
- ρ = πυκνότητα ρευστού (kg /m³)

- $C = \text{ειδική θερμοχωρητικότητα} = m \cdot C_p \text{ (J / }^\circ\text{C)}$

Η σχέση αυτή είναι κατάλληλη για ένα σύστημα με καθορισμένο λόγο μετάδοσης θερμότητας και τριβής στα θερμοκρασιακά όρια που συναλλάσσεται θερμότητα για το συγκεκριμένο εργαζόμενο μέσο.

Στον Πίνακα 4.1 συγκρίνονται διάφορα ρευστά με χρήση των εξισώσεων (4.1) και (4.2). Ο αέρας χρησιμοποιείται ως βάση. Τα μεγέθη υπολογίζονται σε μηχανή Stirling, η οποία λειτουργεί υπό μέση πίεση ίση με 5 MPa. Η θερμοκρασία με βάση την οποία υπολογίζονται τα μεγέθη είναι ίση με 800 K.

Πίνακας 4.1: Σχετικοί παράγοντες απόδοσης Q_{comp} και CF επιλεγμένων εργαζόμενων μέσων.

Εργαζόμενο ρευστό	Μεταφορά θερμότητας	Παράγοντας ικανότητας CF
Αέρας	1.0	1.0
Ήλιο	1.42	0.83
Υδρογόνο	3.42	0.68
Νερό	1.95	0.39
Τήγμα Καλιονάτριου (NaK)	32.62	1.32

Με βάση τον πίνακα 4.1, δεν υπάρχει εργαζόμενο μέσο το οποίο να είναι καλύτερο από τον αέρα ως προς τους δύο παράγοντες ταυτόχρονα. Το μόνο ρευστό που ικανοποιεί πλήρως αυτές τις δύο προϋποθέσεις είναι το εύτηκτο NaK. Οι περισσότερες από τις φυσικές ιδιότητες μεταβάλλονται, επίσης, με την πίεση και τη θερμοκρασία και έτσι τα Q_{comp} και CF θα πρέπει να καθορίζονται υπό τις επικρατούσες συνθήκες. Ο Πίνακας 4.2 περιέχει τη σχετική Q_{comp} για έναν αριθμό αερίων στα 1000 K.

Πίνακας 4.2: Σχετικά χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά αέρια.

Αέριο	Q_{comp}
Αέρας	1.00
CO ₂	1.71
CO	1.02
N ₂	1.00
Ar	0.42
He	1.34
H ₂	3.28
Υδρατμός	1.76
CH ₄	4.28
CH ₃ CH ₃	7.50

Από μια πληρέστερη ανάλυση όμως όλων των αερίων που είναι δυνατό να χρησιμοποιηθούν σε μια μηχανή Stirling, αποδεικνύεται πως το Υδρογόνο και το Ήλιο είναι τα πιο κατάλληλα σε σχέση με τα άλλα πιθανά εργαζόμενα μέσα.

Το υδρογόνο παρουσιάζει σημαντικά πλεονεκτήματα. Τα κυριότερα είναι:

- Μέγιστη θερμική αγωγιμότητα,
- Πολύ μικρό ιζώδες.
- Μικρή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο. Απαιτείται μόνο μικρό ποσό θερμότητας ώστε να μεταβληθεί η θερμοκρασία του.

Από την άλλη το υδρογόνο υστερεί σε κάποιους τομείς σε σχέση με τα άλλα πιθανά εργαζόμενα μέσα:

- Διαπερνά τα μέταλλα. Κανένα δοχείο ή χώρος της μηχανής δεν μπορεί να είναι απολύτως στεγανό
- Είναι εύφλεκτο, κάτι που ενισχύεται από την υψηλή πίεση του υδρογόνου μέσα στη μηχανή. Αυτό το μειονέκτημα γίνεται λιγότερο έντονο λόγω της μικρής ποσότητας του αερίου που χρησιμοποιείται.
- Έχει την ιδιότητα να μετατρέπει σε εύθραυστα ορισμένα μέταλλα.

Από την άλλη, το ήλιο (He) είναι μια επίσης αποδοτική επιλογή. Όπως και το υδρογόνο, έχει πολύ μικρό μοριακό βάρος. Η θερμοχωρητικότητα του ηλίου είναι ακόμα μικρότερη (υπό σταθερό όγκο) σε σχέση με το υδρογόνο, ενώ η θερμική του αγωγιμότητα είναι κοντά στα επίπεδα του υδρογόνου. Επιπλέον, το ήλιο είναι αδρανές. Έτσι, μπορεί να περιέχεται σε έναν μεταλλικό χώρο επ'αόριστον χωρίς να υπάρχει φόβος αντίδρασης και μετατροπής του μετάλλου σε κάποια πιο εύθραυστη ουσία. Το μεγάλο μειονέκτημα του ηλίου έναντι του υδρογόνου είναι το μεγάλο του ιζώδες, το οποίο είναι διπλάσιο από εκείνο του υδρογόνου.

Το Ήλιο και το Υδρογόνο εξασφαλίζουν την ίδια πυκνότητα ισχύος. Εντούτοις, μια μηχανή σχεδιασμένη για να λειτουργεί με Υδρογόνο θα έχει μικρή απόδοση όταν λειτουργεί με Ήλιο. Σε μια θεωρητική μηχανή, το Υδρογόνο είναι πιο καλό εργαζόμενο μέσο από το Ήλιο, διότι προσφέρει μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας σε υψηλή απόδοση, ευρύτερο φάσμα ταχυτήτων και υψηλότερη ισχύ και απόδοση της μηχανής. Στην πράξη, παρουσιάζει τα προβλήματα σταγανότητας που αναφέρθηκαν πιο πάνω και πρέπει να ατιμετωπιστούν.

Εκτός από Υδρογόνο και Ήλιο, μια μηχανή Stirling μπορεί να λειτουργήσει με Αέρα ή Άζωτο. Λόγω της μεγάλης περιεκτικότητας του αέρα σε άζωτο, τα 2 αυτά εργαζόμενα μέσα έχουν ενιαία αντιμετώπιση. Το μεγάλο πρόβλημα του αέρα είναι η χαμηλή ισχύς της μηχανής. Έχει βρεθεί ότι μια μηχανή Stirling η οποία λειτουργεί με Αέρα περιορίζεται στο 20 με 25% της ισχύος μιας αντίστοιχης μηχανής που λειτουργεί με Ήλιο ή Υδρογόνο. Ο Αέρας επιλέγεται ως εργαζόμενο μέσο σε μηχανές χαμηλής ισχύος, όπου το βασικό μειονέκτημα της χρήσης του ως εργαζόμενου μέσου υποβαθμίζεται. Από την άλλη, ο αέρας δεν παρουσιάζει τα προβλήματα στεγανότητας του υδρογόνου, ενώ αποτελεί ένα φθινό αέριο που, λόγω της αφθονίας του στη φύση, είναι εύκολο να βρεθεί.

Τα χαρακτηριστικά των 3 αερίων (Υδρογόνο, Ήλιο, Αέρας) παρουσιάζονται στους 3 παρακάτω πίνακες.

Πίνακας 4.3: Ιξώδεις [σε 10-4 Kg/m·s] συνήθων εργαζόμενων αερίων υπό πίεση 10 Μρα [2].

Θερμοκρασία (Κ)	Υδρογόνο	Ήλιο	Αέρας
300	0.9131	1.984	1.979
400	1.113	2.498	2.515
500	1.313	2.913	3.051
600	1.513	3.377	3.587
700	1.713	3.840	4.123
800	1.913	4.304	4.659
1000	2.313	5.232	5.731
1200	2.713	6.160	6.803
1500	3.313	7.552	8.411

Πίνακας 4.4: Θερμική αγωγιμότητα [σε W/m·K] συνήθων εργαζόμενων αερίων υπό πίεση 10.1 Μρα

Θερμοκρασία (Κ)	Υδρογόνο	Ήλιο	Αέρας
300	18.15	14.99	2.61
400	22.12	17.95	3.35
500	25.64	21.44	3.95
600	29.10	24.70	4.56
700	32.50	27.80	5.13
800	36.00	30.70	5.69
1000	42.80	36.30	6.72
1200	49.50	41.60	7.59
1500	59.70	49.40	8.70

Πίνακας 4.5: Θερμοχωρητικότητες [σε J/Kg·K] συνήθων εργαζόμενων αερίων για διαφορετικές θερμοκρασίες

Θερμοκρασία (K)	Υδρογόνο		Ήλιο		Αέρας	
	cp	cv	cp	cv	cp	cv
298.15	14.31	10.18	5.20	3.12	1.0057	0.7188
400	14.50	10.37	5.20	3.12	1.0140	0.7271
500	14.52	10.39	5.20	3.12	1.0295	0.7426
600	14.56	10.43	5.20	3.12	1.0551	0.7682
700	14.62	10.49	5.20	3.12	1.0752	0.7883
800	14.70	10.57	5.20	3.12	1.0978	0.81109
1000	14.99	10.86	5.20	3.12	1.1417	0.8548
1200	15.43	11.30	5.20	3.12	1.179	0.892
1500	16.03	11.90	5.20	3.12	1.230	0.943

Ο Michels έδειξε ότι μια μηχανή Stirling είναι δυνατόν να χρησιμοποιεί Υδρογόνο, Ήλιο ή Αέρα στο ίδιο εύρος θερμοκρασιών και να έχει την ίδια απόδοση. Όμως, η σχεδίαση των εναλλακτών (θερμαντήρας, ψύκτης) και του αναγεννητή θα πρέπει να γίνει με πολύ διαφορετικό τρόπο.

Η έρευνα σχετικά με το προτιμότερο εργαζόμενο μέσο για μια μηχανή Stirling περιέχει περισσότερες επιλογές από τις 3 κύριες που έχουν αναφερθεί. Από τους Κοντον, Naumov και Nesterenko έχουν προταθεί αέρια που διασπώνται, όπως το μονοξείδιο του αζώτου. Έχει επίσης εξετασθεί η χρήση υγρών εργαζόμενων μέσων αντί για αερίων, όπως το νερό. Από τον Walker έχει προταθεί η χρήση νερού-υδρογόνου σε μηχανή Stirling. Η πρόταση αυτή βασίστηκε στο εύρημα ότι η προσθήκη νερού στο αέριο βελτιώνει την πυκνότητα ισχύος. Τέλος, στο πρόγραμμα τεχνητής καρδιάς, παρουσιάστηκε από τους Watelet, Ruggles και Torti ένας επιτυχής τύπος μηχανής Stirling displacer-εμβόλου ισχύος ο οποίος έκανε χρήση αερίου-ελεύθερου νερού ατμού.

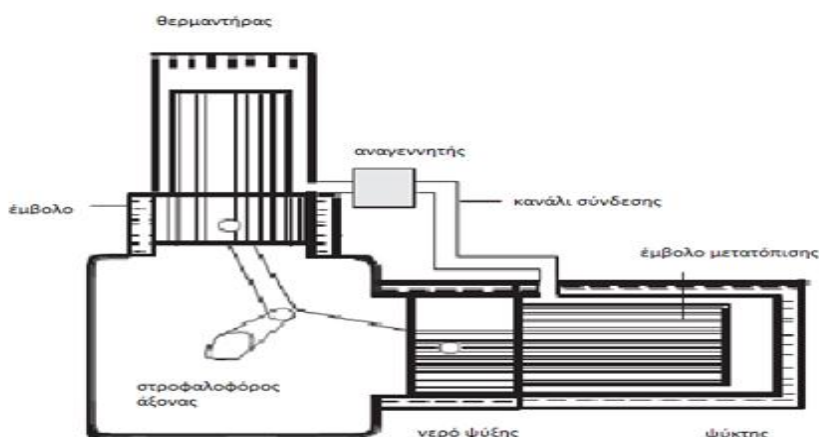
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο: ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΠΟ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING

Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφεται η προσομοίωση μέσω αριθμητικών και υπολογιστικών μεθόδων μίας μηχανής Stirling. Η μηχανή κατασκευάστηκε και εξετάστηκε πειραματικά στο Πανεπιστήμιο του Ικονίου της Τουρκίας. Στο πρώτο κομμάτι του κεφαλαίου παρουσιάζονται τα στοιχεία της μηχανής, μαζί με κάποια πειραματικά αποτελέσματα. Στο δεύτερο τμήμα, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που ελήφθησαν από έναν υπολογιστικό κώδικα που δημιουργήθηκε στο ίδιο Πανεπιστήμιο (Ικόνιο). Με βάση όλα τα διαθέσιμα στοιχεία, έγινε μελέτη της μηχανής από εμάς, μέσω ενός αναλυτικού μονοδιάστατου μοντέλου στο Mathcad και υπολογιστικής προσομοίωσης με χρήση του ANSYS Fluent. Τα αποτελέσματα και η αντίστοιχη ανάλυση και συζήτηση θα παρουσιασθούν στο κεφάλαιο 6.

5.1: Πειραματική μελέτη

Το Σχέδιο της μηχανής παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.1. Κάποια από τα χαρακτηριστικά της λειτουργίας της μηχανής είναι σταθερά σε όλες τα πειράματα, και παρουσιάζονται στον πίνακα 5.1.

Σχήμα 5.1: Γραφική απεικόνιση της πειραματικής μηχανής Stirling. [16]



Πίνακας 5.1: Σταθερά χαρακτηριστικά της λειτουργίας της μηχανής Stirling για όλες τις προσομοιώσεις.

Εργαζόμενο μέσο	Αέρας
Θερμοκρασία ψύκτη	300 K
Διάμετρος εμβόλων στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης	52 mm
Διαδρομή εμβόλων στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης (Stroke)	60 mm
Όγκος ψύκτη	28.59 cm ³
Όγκος αναγεννητή	13.23 cm ³
Όγκος θερμαντήρα	41.78 cm ³
Διαφορά φάσης εμβόλων συμπίεσης - εκτόνωσης	90 °

Ο αναγεννητής ενώνεται με τον θερμαντήρα και το ψύκτη με 2 αγωγούς (κανάλια) τετραγωνικής διατομής. Η πλευρά της διατομής είναι ίση με 1 mm. Το μήκος του σωλήνα που ενώνει τον αναγεννητή με το ψύκτη είναι ίσο με 16 cm, ενώ ο σωλήνας που ενώνει τον αναγεννητή με το θερμαντήρα έχει μήκος 14 cm. Η μεταβολή των όγκων των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης είναι ημιτονοειδής.

Η ισχύς της μηχανής μετρήθηκε για 3 διαφορετικούς συνδυασμούς συχνότητας, μέσης πίεσης και θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα. Τα αποτελέσματα αυτά παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.2.

Πίνακας 5.2: Ισχύς της μηχανής για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.

	N (rpm)	P_{mean} (bar)	T_h (K)	P (Watt)
Βασικό Σενάριο	450	2.5	1100	67
Δοκιμή 1	350	1	900	16
Δοκιμή 2	350	2	900	32

5.2: Μελέτη της μηχανής με χρήση υπολογιστικού κώδικα

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται η προσομοίωση της μηχανής Stirling μέσω υπολογιστικού κώδικα που αναπτύχθηκε στο Πανεπιστήμιο του Ικονίου. Τα στοιχεία που παρουσιάζονται στον πίνακα 1 ισχύουν και στην περίπτωση αυτή. Η θερμοκρασία του θερμαντήρα είναι ίση με 1000 K και η μηχανή δουλεύει στις 750 στροφές ανά λεπτό. Η θερμοκρασία του ψύκτη είναι, όπως έχει ήδη αναφερθεί, ίση με 300 K. Ένα ενδιαφέρον σημείο είναι η κατανομή της αύξησης της θερμοκρασίας από το ψύκτη στο θερμαντήρα μεταξύ του αναγεννητή και των 2 καναλιών. Η θερμοκρασία του αερίου όταν εξέρχεται από το κανάλι του ψύκτη και εισέρχεται στον αναγεννητή είναι ίση με 387 K. Το αέριο εξέρχεται από τον αναγεννητή και εισέρχεται στο κανάλι του θερμαντήρα με μια θερμοκρασία ίση με 525 K.

Ο κύκλος λειτουργίας χωρίζεται σε 36 τμήματα, και έτσι η μελέτη πραγματοποιείται κάθε 10 μοίρες. Τα στοιχεία τα οποία παρουσιάζονται σχετίζονται με το προφίλ ταχύτητας, το προφίλ θερμοκρασιών, η μέση θερμοκρασία και η κατανομή της μεταφοράς θερμότητας. Παρακάτω, παρουσιάζονται οι εξισώσεις που αποτελούν τον υπολογιστικό κώδικα.

Ο όγκος εκτόνωσης και ο όγκος συμπίεσης ως προς τη γωνία δίνονται από τις σχέσεις (5.1) και (5.2) αντίστοιχα:

$$V_e = \frac{1}{2} Str_e * d_e (1 + \cos \varphi) \quad (5.1)$$

$$V_c = \frac{1}{2} * Str_c * d_c [1 + \cos(\varphi - 90^\circ)] \quad (5.2)$$

Η κατανομή της πίεσης του αερίου θεωρείται ομοιόμορφη. Θεωρείται ότι σε μία δεδομένη χρονική στιγμή, η πίεση είναι ίδια σε όλον τον όγκο της μηχανής. Η συνολική μάζα του αερίου δίνεται από τη σχέση (5.3).

$$m_T = \frac{p}{R} \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{T_i} \quad (5.3)$$

Από τη στιγμή που η συνολική μάζα του αερίου μπορεί να θεωρηθεί γνωστή, χρησιμοποιείται η σχέση (5.4), η οποία υπολογίζει την πίεση. Στη συνέχεια, η σχέση (5.3) υπολογίζει την μάζα του αερίου σε κάθε χώρο της μηχανής. Η πυκνότητα του αερίου σε κάθε σημείο δίνεται από τη σχέση (5.5).

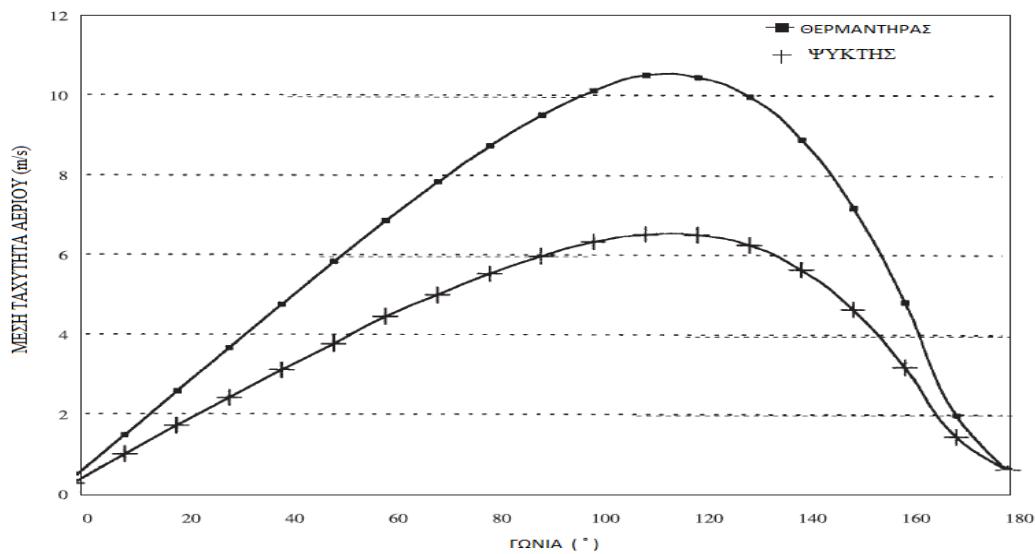
$$p = \frac{R \cdot m_T}{\sum_{i=1}^n \frac{V_i}{T_i}} \quad (5.4)$$

$$\rho_i = \frac{p}{R \cdot T_i} \quad (5.5)$$

Μέσα στον ψύκτη και στον θερμαντήρα η μέση ταχύτητα του αερίου υπολογίζεται από τη σχέση (5.6). Για την περίπτωση που μελετάται, το Δt ισοδυναμεί με το χρόνο για αντιστοιχεί σε στροφή 10° του στροφαλοφόρου άξονα. Οι ταχύτητες στους δύο εναλλάκτες παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.2.

$$\Delta m = u \cdot \rho \cdot A \cdot \Delta t \quad (5.6)$$

Σχήμα 5.2: Ταχύτητα στους 2 εναλλάκτες. [16]

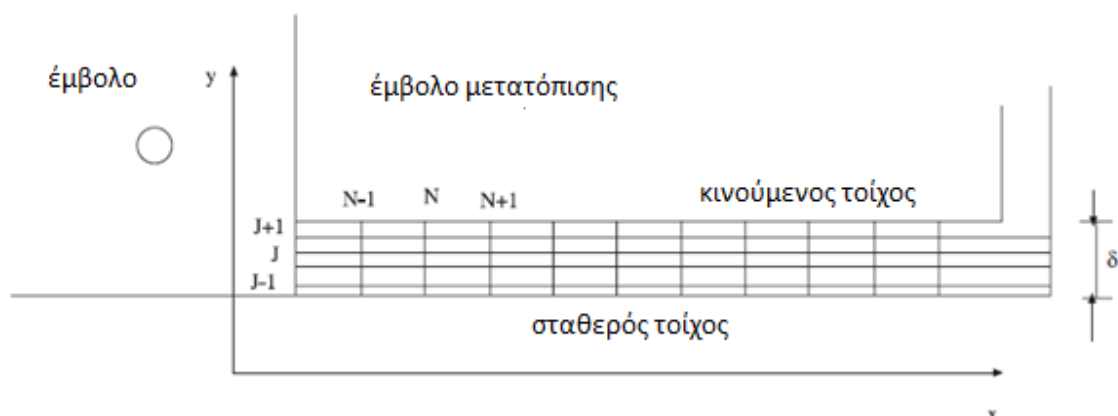


Στο παραπάνω διάγραμμα φαίνεται ξεκάθαρα ότι η ταχύτητα του αερίου και στους 2 εναλλάκτες ακολουθεί την ίδια τάση. Το μέγιστο εμφανίζεται στην περιοχή των $100-120^\circ$ και στις 2 περιπτώσεις, ενώ στις 180° η ταχύτητα μηδενίζεται και μετά από αυτό το σημείο η διεύθυνσή της αλλάζει. Η ταχύτητα στο ψύκτη είναι εμφανώς μικρότερη από την ταχύτητα στο θερμαντήρα. Η διαφορά γίνεται πιο έντονη στην περιοχή που το μέτρο και των δύο ταχυτήτων γίνεται μέγιστο. Από τη στιγμή που υποτίθεται πως οι διατομές των 2 εναλλακτών είναι ίδιες, η διαφορά αυτή οφείλεται στη διαφορά θερμοκρασίας. Από τη στιγμή που η πίεση θεωρείται ίδια και στους δύο εναλλάκτες

για μια δεδομένη χρονική στιγμή, η σχέση (5.5) ορίζει ότι σε ένα ζεστό χώρο (θερμαντήρα) η πυκνότητα θα είναι μικρότερη από ότι σε έναν κρύο χώρο (ψύκτη). Με βάση τη θεώρηση για ίδιες διατομές μεταξύ των δύο εναλλακτών, και αν γίνει η υπόθεση ότι οι παροχές στους δύο χώρους (και συνεπώς η μεταβολή μάζας του αερίου) είναι ίδιες, από τη Σχέση (5.6) προκύπτει ότι η ταχύτητα είναι αντιστρόφως ανάλογη της πυκνότητας, άρα και ανάλογη της θερμοκρασίας. Συνεπώς, αυτή η διαφορά στις τιμές της ταχύτητας του αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη είναι αναμενόμενη.

Στη συνέχεια, παρουσιάζεται η μέθοδος για τον υπολογισμό του προφίλ της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου στις διατομές των δύο σωλήνων που ενώνουν τον αναγεννητή με το θερμαντήρα και τον ψύκτη, η αντίστοιχη μέθοδος για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου στις αντίστοιχες διατομές, καθώς και η διαδικασία για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα των εναλλακτών. Το προφίλ της ταχύτητας ορίζεται στο διδιάστατο επίπεδο x-y, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.3.

Σχήμα 5.3: Σχηματοποιημένη μέθοδος για τον υπολογισμό του προφίλ της ταχύτητας. [16]



Για να οριστεί το προφίλ ταχύτητας στο θερμαντήρα και το ψύκτη προς την κατεύθυνση x σε κάθε βήμα, από την εξίσωση διατήρησης της ορμής έχουμε:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (5.7)$$

Επειδή η ταχύτητα του αερίου θεωρείται σταθερή προς τη διεύθυνση x η δεύτερη σχέση της εξίσωσης είναι μηδέν:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (5.8)$$

Με τον ίδιο τρόπο, λόγω του ότι δεν υπάρχει συνιστώσα της ταχύτητας στην κατεύθυνση y (v=0) η τρίτη σχέση της εξίσωσης (5.7) είναι μηδέν:

$$\nu \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (5.9)$$

Επειδή $x \gg y$ θεωρούμε ότι:

$$v \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cong 0 \quad (5.10)$$

Άρα τελικά η εξίσωση της ορμής (momentum) ορίζεται ως:

$$\frac{\partial u}{\partial t} - \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5.11)$$

Στο ξεκίνημα της περιόδου ($t=t_0$) η ταχύτητα του αερίου παντού στο χώρο είναι ίση με μηδέν. Κατά τον προσδιορισμό του προφίλ ταχύτητας οι οριακές συνθήκες που θα χρησιμοποιηθούν είναι:

$$t = t_0 \Rightarrow u(y) = 0 \quad (5.12)$$

$$y = 0 \Rightarrow u = 0 \quad (5.13)$$

$$y = \delta \Rightarrow u = u_p \quad (5.14)$$

Για τα επόμενα χρονικά βήματα θεωρούμε ότι:

$$t = t_0 \Rightarrow u = u^F \quad (5.15)$$

Στην εξίσωση (5.15), με U^F συμβολίζεται η ταχύτητα αερίου στα προηγούμενα στάδια επεξεργασίας. Από την εξίσωση της ορμής (5.11) έχουμε ότι:

$$\frac{\partial u}{\partial t} - \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5.16)$$

Για τον υπολογισμό της ταχύτητας κατά τις επόμενες χρονικές στιγμές, χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις (5.17), (5.18) και (5.19):

$$u_j^N - \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)_j^N \Delta t = u_j^N \quad (5.17)$$

$$u_j^N + \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_j^N \Delta y + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)_j^N \frac{\Delta y^2}{2} = u_{j+1}^N \quad (5.18)$$

$$u_j^N - \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_j^N \Delta y + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)_j^N \frac{\Delta y^2}{2} = u_{j-1}^N \quad (5.19)$$

Από την εξίσωση της ορμής και από τις βοηθητικές εξισώσεις, κατασκευάζεται ο παρακάτω πίνακας. Από αυτόν και με χρήση του θεωρήματος Cramer προκύπτει η σχέση (5.20), η οποία είναι η τελική σχέση του προφίλ ταχύτητας για τον θερμαντήρα και τον ψύκτη:

$$\begin{vmatrix} 1 & -\Delta t & 0 & 0 \\ 1 & 0 & \Delta y & \frac{\Delta y^2}{2} \\ 1 & 0 & -\Delta y & \frac{\Delta y^2}{2} \\ 0 & 1 & 0 & -v \end{vmatrix} \begin{vmatrix} u_J^N \\ \left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)_J^N \\ \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_J^N \\ \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)_J^N \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} u_J^F \\ u_{J+1}^N \\ u_{J-1}^N \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \end{vmatrix}$$

$$u_J^N = \frac{\Delta t \Delta y v [u_{J-1}^N + u_{J+1}^N]}{2\Delta t \Delta y v + \Delta y^3} - \frac{\left[\Delta t \Delta y^3 \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + u_J^F \Delta y^3}{2\Delta t \Delta y v + \Delta y^3} \quad (5.20)$$

Από τη σχέση (5.20) για να βρεθεί το προφίλ ταχυτήτων πρέπει να βγει η αριθμητική τιμή της μεταβολής της πίεσης με τη συντεταγμένη x . Το μέγεθος αυτό παίρνει διαφορετική τιμή για κάθε 10° .

Παρακάτω, ακολουθεί ο τρόπος υπολογισμού του προφίλ της θερμοκρασίας.

- Εξίσωση της ενέργειας για τον προσδιορισμό του προφίλ της θερμοκρασίας:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (5.21)$$

- Επειδή δεν υπάρχει οριακή συνθήκη εξαρτώμενη από το χρόνο, ο πρώτος όρος αμελείται.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (5.22)$$

- Μέσα στο κανάλι δεν υπάρχει συνιστώσα της ταχύτητας στην κατεύθυνση y . Άρα, ο τρίτος όρος μηδενίζεται.

$$v \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (5.23)$$

- Τέλος, όπως και στην περίπτωση της προηγούμενης εξίσωσης της ορμής, η απόσταση x είναι κατά πολύ μεγαλύτερη της y . Άρα:

$$a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (5.24)$$

Τελικά προκύπτει:

$$u_j^N \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_j^N - a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)_j^N = 0 \quad (5.25)$$

Οι οριακές συνθήκες είναι:

$$x=0 \Rightarrow T = T_i \quad (5.26)$$

$$y=0 \Rightarrow T = T_{wd} \quad (5.27)$$

$$y = \delta \Rightarrow T = T_{wi} \quad (5.28)$$

Στις σχέσεις αυτές, ως T_i συμβολίζεται η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον αναγεννητή και εισόδου στον εναλλάκτη θερμότητα. Η μεταβλητή T_{wd} δείχνει τη εξωτερική θερμοκρασία του τοιχώματος και T_{wi} η εσωτερική θερμοκρασία του τοιχώματος. Εν τέλει, προκύπτουν οι βοηθητικές εξισώσεις:

$$T_J^N - \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_J^N \Delta y + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)_J^N \frac{\Delta y^2}{2} = T_{J-1}^N \quad (5.29)$$

$$T_J^N + \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_J^N \Delta y + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)_J^N \frac{\Delta y^2}{2} = T_{J+1}^N \quad (5.30)$$

$$T_J^N - \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_J^N \Delta x = T_{J-1}^N \quad (5.31)$$

Από την (5.25) και από τις εξισώσεις (5.29),(5.30) και (5.31) μπορούμε να φτιάξουμε τον παρακάτω πίνακα:

$$\begin{vmatrix} 0 & U & 0 & -a \\ 1 & 0 & -\Delta y & \frac{\Delta y^2}{2} \\ 1 & 0 & \Delta y & \frac{\Delta y^2}{2} \\ 1 & -\Delta x & 0 & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} T_J^N \\ \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_J^N \\ \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_J^N \\ \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)_J^N \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ T_{J-1}^N \\ T_{J+1}^N \\ T_J^{N-1} \end{vmatrix}$$

Με βάση του θεώρημα Cramer, από τον παραπάνω πίνακα έχουμε την εξίσωση (5.32), η οποία δίνει το προφίλ της θερμοκρασίας μέσα στο κανάλι.:

$$T_J^N = \frac{u_J^N \Delta y^3 T_J^{N-1} + \Delta x \Delta y a T_{J+1}^N}{u_J^N \Delta y^3 + 2[\Delta x \Delta y a]} + \frac{\Delta x \Delta y a T_{J-1}^N}{u_J^N \Delta y^3 + 2[\Delta x \Delta y a]} \quad (5.32)$$

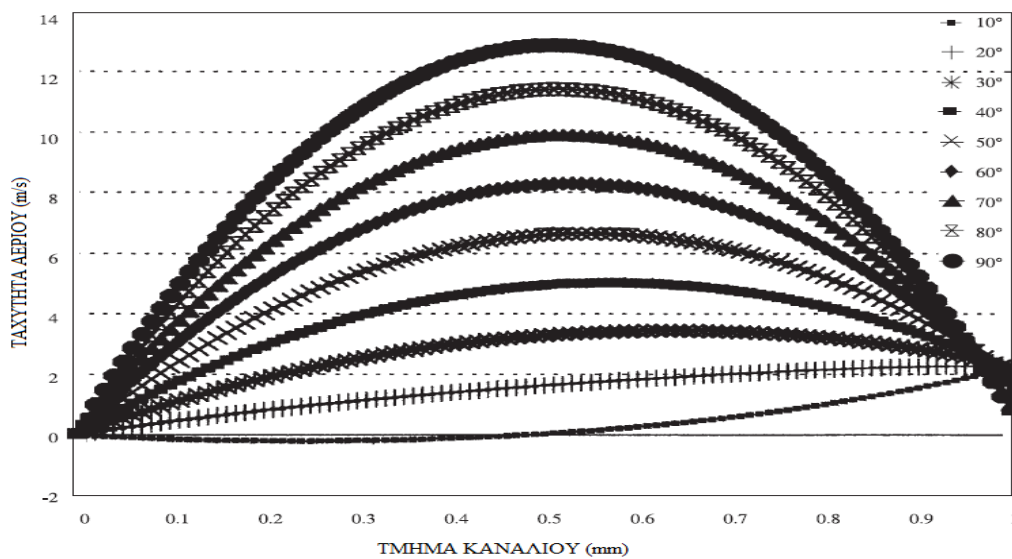
Η μεταφορά θερμότητας στον θερμαντήρα και στον ψύκτη ορίζεται από την παρακάτω σχέση (5.33):

$$h(T_w - T) = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad (5.33)$$

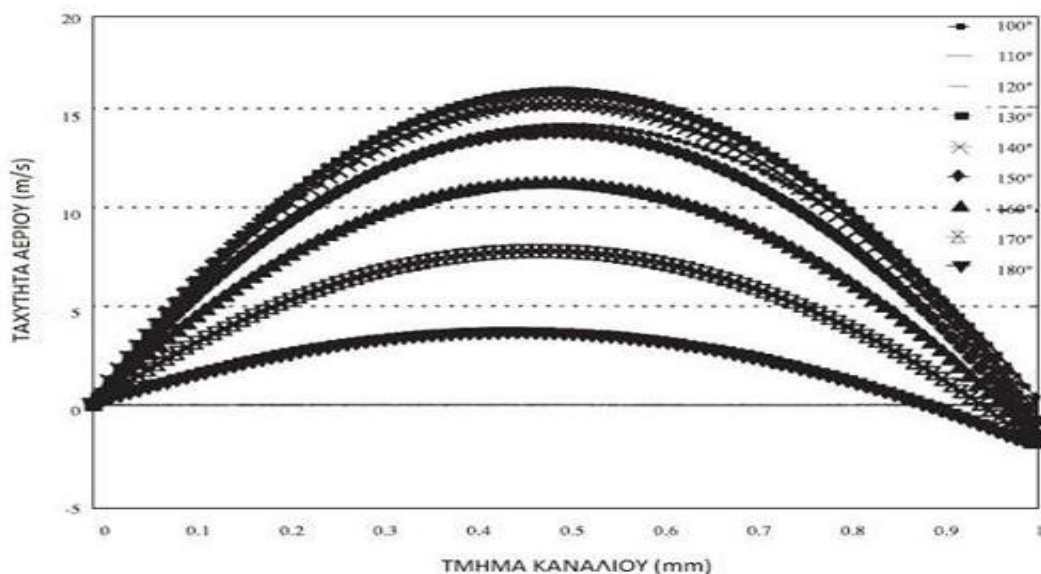
Στο επόμενο τμήμα του κεφαλαίου ακολουθούν τα δημοσιευμένα αποτελέσματα με βάση το μοντέλο που αναλύθηκε και τις συνθήκες που έχουν περιγραφεί

(θερμοκρασία θερμαντήρα 1000 K και ταχύτητα περιστροφής 750 rpm). Στα Σχήματα 5.4 και 5.5 παρουσιάζεται το προφίλ της ταχύτητας σε μια επιλεγμένη διατομή του καναλιού που ενώνει το θερμαντήρα με τον αναγεννητή, από 10 έως 180 μοίρες. Φαίνεται καθαρά ότι η ταχύτητα του αερίου είναι μεγαλύτερη στο κεντρικό τμήμα του καναλιού και μικρότερη κοντά στους τοίχους (0 και 1 mm). Όσον αφορά τις τιμές της ταχύτητας, αυτές αυξάνονται μέχρι το σημείο των 100-110° και μετά μειώνονται. Αυτό συσχετίζεται με το Σχήμα 5.2, στο οποίο φαίνεται ότι η μέση ταχύτητα του αερίου εντός του θερμαντήρα παίρνει τη μέγιστη τιμή της στο διάστημα 110-120 μοίρες. Είναι αναμενόμενο ότι η αύξηση της θερμοκρασίας στο θερμαντήρα συνδέεται με την αύξηση της ταχύτητας στο κανάλι που ενώνει το θερμαντήρα με τον αναγεννητή.

Σχήμα 5.4: Προφίλ ταχύτητας στο κανάλι του θερμαντήρα (10°-90°). [16]

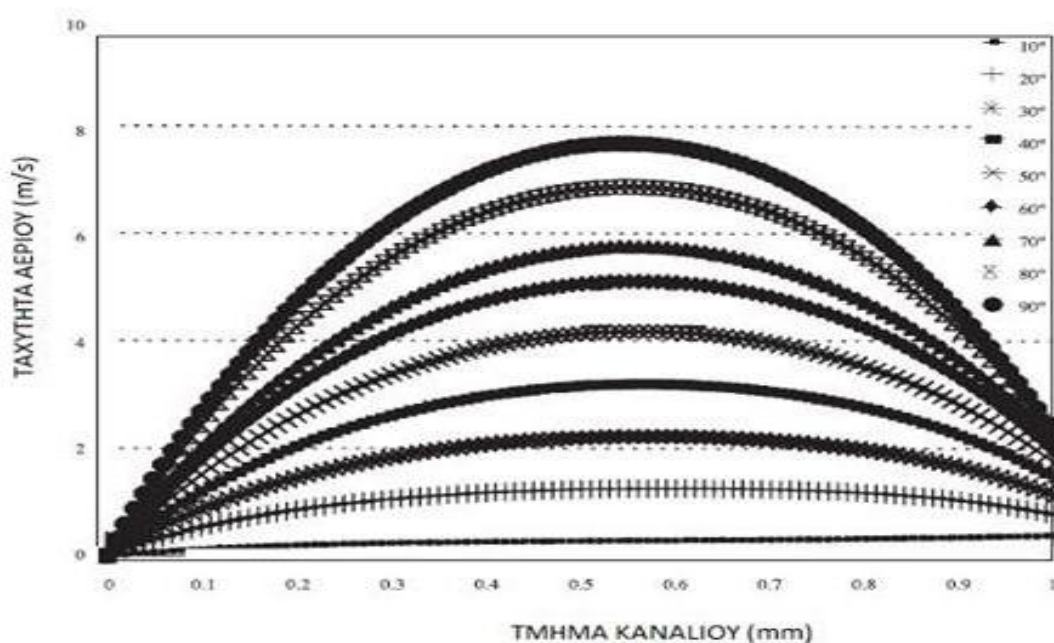


Σχήμα 5.5: Προφίλ ταχύτητας στο κανάλι του θερμαντήρα (100°-180°). [16]

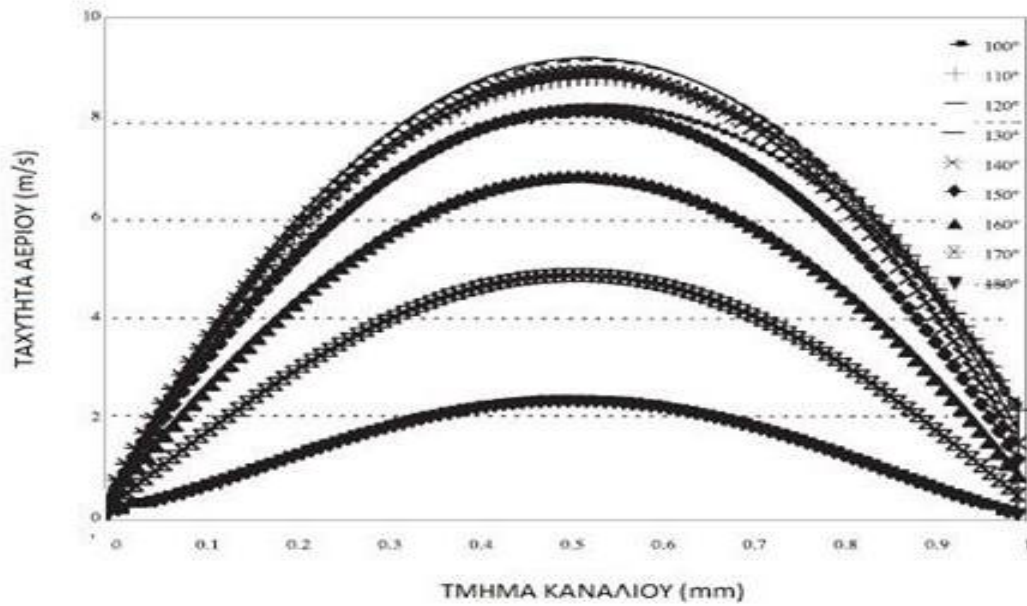


Αντίστοιχα συμπεράσματα προκύπτουν από τα Διαγράμματα 5.6 και 5.7, τα οποία παρουσιάζουν το προφίλ της ταχύτητας σε επιλεγμένη επιφάνεια στο κανάλι που ενώνει το θερμαντήρα με το ψύκτη. Και στην περίπτωση αυτή, η μέγιστη τιμή της ταχύτητας εμφανίζεται στην μέση του καναλιού. Επίσης, όσον αφορά την μεταβολή της ταχύτητας ως προς το χρόνο. Η μέγιστη ταχύτητα εμφανίζεται στη γωνία των 100 μοιρών, κάτι που επαληθεύεται από το Σχήμα 5.3. Μέχρι εκείνο το σημείο η ταχύτητα αυξάνει με τη γωνία σε όλη τη διατομή του καναλιού, και στη συνέχεια μειώνεται. Βλέπουμε τέλος ότι η ταχύτητα στο κανάλι του ψύκτη είναι σαφώς μικρότερη σε σχέση με το αντίστοιχο κανάλι του θερμαντήρα. Και στις 2 περιπτώσεις, η μέγιστη ταχύτητα εμφανίζεται στις 100°. Στη γωνία αυτή, η ταχύτητα του αερίου στο κέντρο του καναλιού του θερμαντήρα φθάνει τα 16 m/s. Στο ίδιο χρονικό σημείο, η μέγιστη ταχύτητα που εμφανίζεται στο κανάλι του ψύκτη είναι ίση με 9 m/s.

Σχήμα 5.6: Προφίλ ταχύτητας στο κανάλι του ψύκτη (10°-90°). [16]

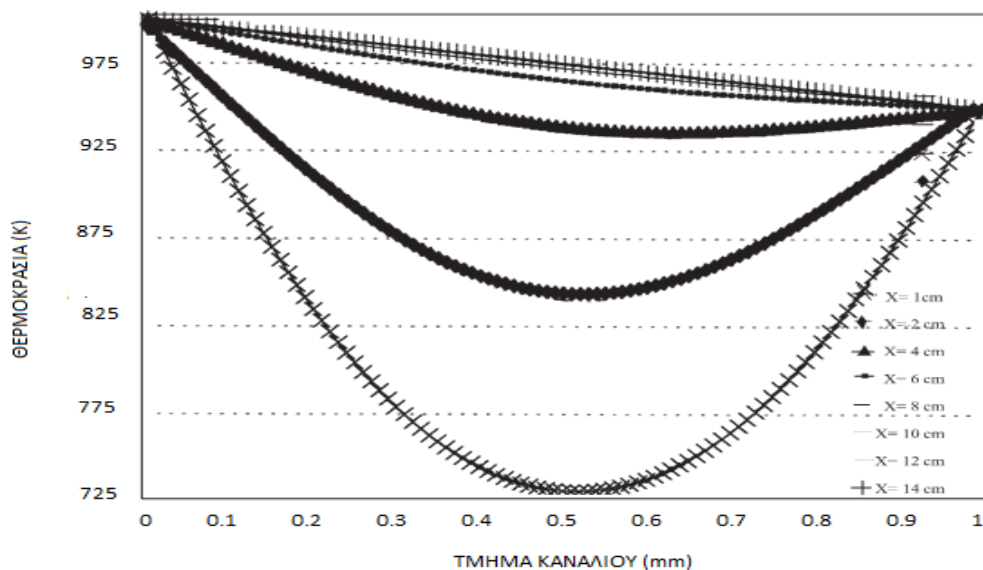


Σχήμα 5.7: Προφίλ ταχύτητας στο κανάλι του ψύκτη (100° - 180°). [16]



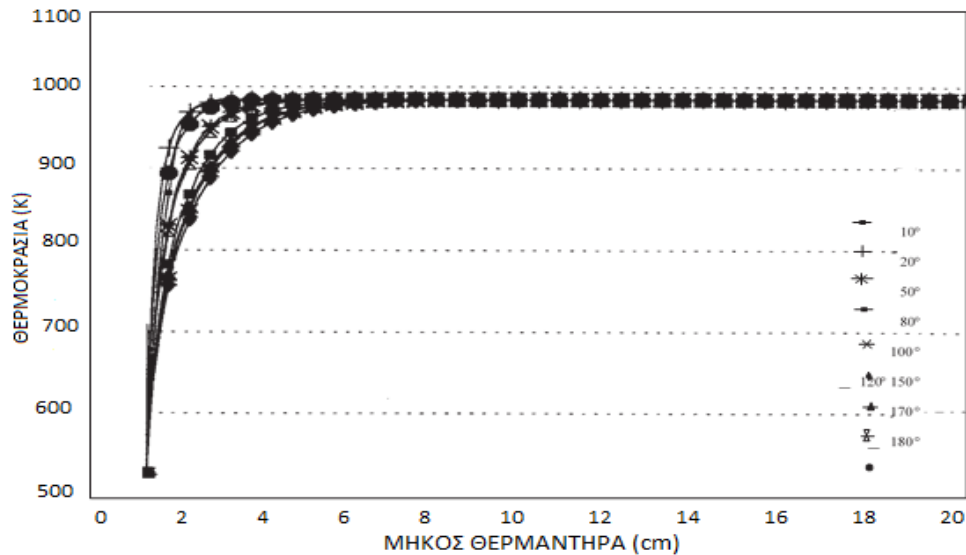
Στο Διάγραμμα που ακολουθεί (Σχήμα 5.8) παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου για διαφορετικές επιφάνειες εντός του καναλιού που συνδέει το θερμαντήρα και τον αναγεννητή, σε μια συγκεκριμένη χρονική στιγμή (130°). Η τιμή της μεταβλητής «X» αυξάνει όσο μετακινούμαστε από τον αναγεννητή προς το θερμαντήρα. Από το Σχήμα 5.9 προκύπτει ότι η θερμοκρασία ελαττώνεται όσο απομακρυνόμαστε από το θερμαντήρα, κάτι το οποίο είναι αναμενόμενο. Επίσης, η θερμοκρασία είναι μεγαλύτερη στα τοιχώματα του καναλιού και μικρότερη στο κέντρο της διατομής.

Σχήμα 5.8: Προφίλ θερμοκρασίας σε διαφορετικές διατομές του καναλιού του θερμαντήρα (130°). [16]



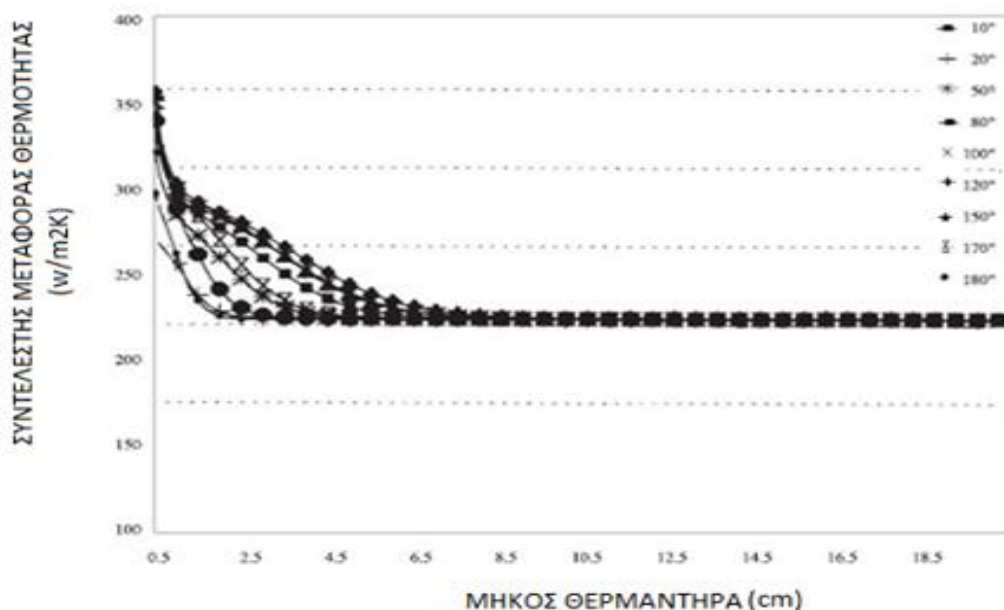
Στο Σχήμα 5.9 παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας κατά μήκος του θερμαντήρα. Βλέπουμε ότι σε ένα μικρό τμήμα στην είσοδο του θερμαντήρα η θερμοκρασία σε κάποιες γωνίες είναι ίση με τη θερμοκρασία εξόδου του αναγεννητή. Πολύ σύντομα όμως, το αέριο αποκτά μια θερμοκρασία κοντά στα 1000 K, ο οποία παραμένει σταθερή κατά τη διάρκεια του κύκλου.

Σχήμα 5.9: Θερμοκρασία κατά μήκος του θερμαντήρα. [16]



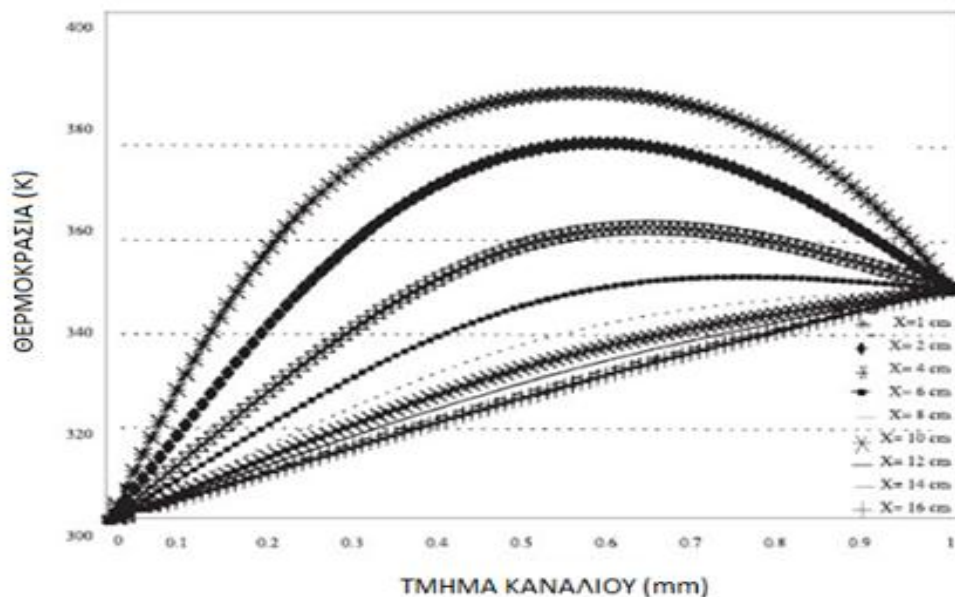
Το Σχήμα 5.10 παρουσιάζει την μεταβολή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κατά μήκος του θερμαντήρα. Στο πρώτο τμήμα του εναλλάκτη ο συντελεστής έχει πιο μεγάλη τιμή, όμως αυτή μειώνεται στο 20%-30% του μήκους του θερμαντήρα. Μετά τα 5 mm μήκους, ο συντελεστής έχει μια τιμή γύρω στα 220 Watt/(m²*K) τη διάρκεια του κύκλου.

Σχήμα 5.10: Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας κατά μήκος του θερμαντήρα. [16]



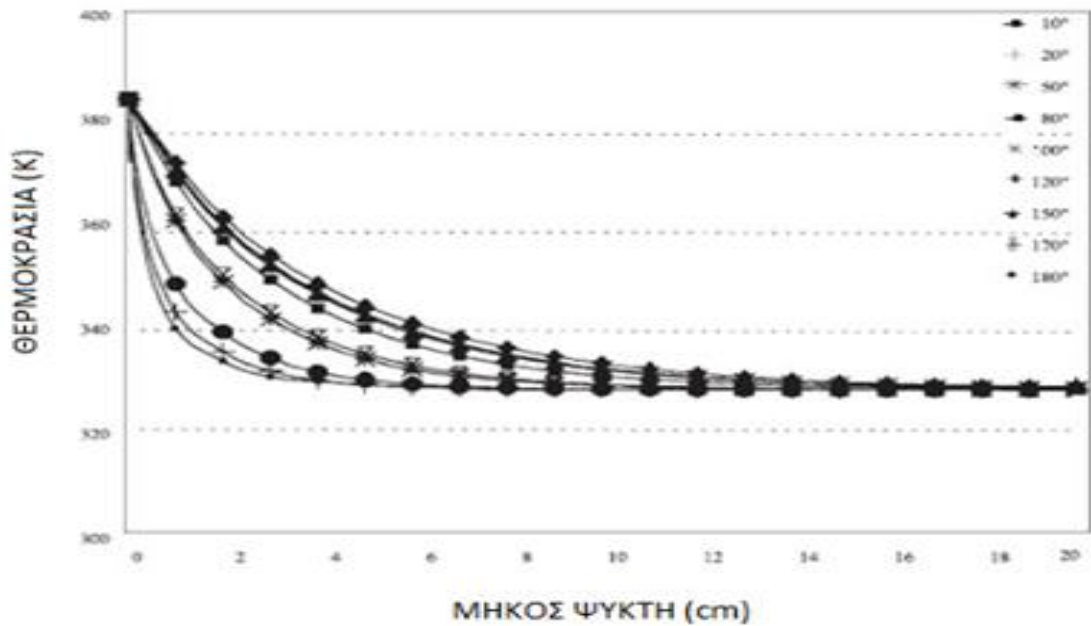
Τα διαγράμματα στα Σχήματα 5.11-5.13 αναφέρονται στο ψύκτη και είναι αντίστοιχα των Σχημάτων 5.8-5.10. Στο Σχήμα 5.11 βλέπουμε ότι η θερμοκρασία του αερίου είναι μεγαλύτερη στο κέντρο της διατομής και μικρότερη στα τοιχώματα. Η τάση αυτή είναι αντίθετη από ό,τι στην περίπτωση του θερμαντήρα. Όπως και στην περίπτωση του Σχήματος 5.8, όσο μικρότερη είναι η τιμή του «X» τόσο πιο κοντά βρισκόμαστε στον αναγεννητή. Είναι αναμενόμενο λοιπόν πως όσο απομακρυνόμαστε από το ψύκτη η θερμοκρασία του αερίου αυξάνεται.

Σχήμα 5.11: Προφίλ θερμοκρασίας σε διαφορετικές διατομές του καναλιού του ψύκτη (130°). [16]



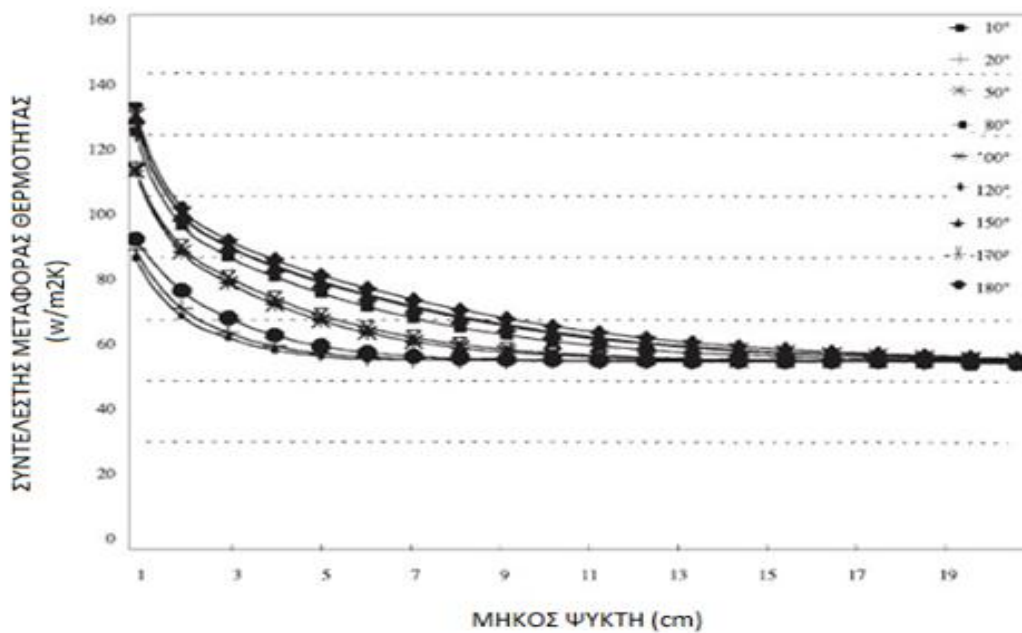
Το διάγραμμα 5.12 δείχνει την μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου κατά μήκος του ψύκτη. Όπως και στην περίπτωση του θερμαντήρα, σε ένα τμήμα στην είσοδο του ψύκτη ίσο περίπου με το 1/3 του συνολικού του μήκους, το αέριο έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία, επηρεαζόμενο από το αέριο στον αναγεννητή. Στη συνέχεια, αποκτά μια σταθερή θερμοκρασία γύρω στα 330 K η οποία παραμένει σχεδόν σταθερή καθ'όλη τη διάρκεια του κύκλου.

Σχήμα 5.12: Θερμοκρασία αερίου κατά μήκος του ψύκτη. [16]



Τέλος, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (Σχήμα 5.13) είναι μεγαλύτερος στην είσοδο του ψύκτη. Σε σχέση με το θερμαντήρα, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στο ψύκτη έχει μικρότερη τιμή και μειώνεται με πιο αργό ρυθμό. Ο συντελεστής αποκτά μια σταθερή τιμή καθ'όλη τη διάρκεια του κύκλου μετά το μέσο του εναλλάκτη, περίπου ίση με 50 Watt/(m²*K). [16]

Σχήμα 5.13: Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας κατά μήκος του ψύκτη. [16]



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο: ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING ΜΕΣΩ ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

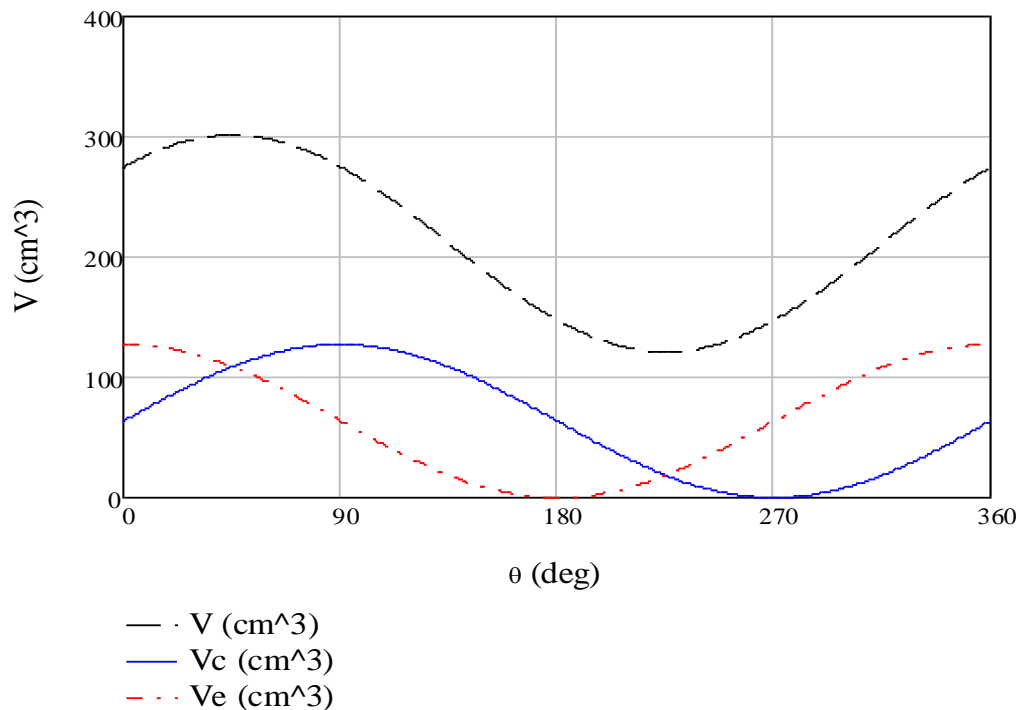
Στο κεφάλαιο αυτό προσομοιώνεται αριθμητικά η λειτουργία μιας μηχανής Stirling. Η μηχανή που μελετήθηκε είναι αυτή που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 5. Υπενθυμίζεται ότι η συγκεκριμένη μηχανή κατασκευάστηκε και εξετάστηκε πειραματικά στο Πανεπιστήμιο του Ικονίου στην Τουρκία, και στο Κεφάλαιο 5 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα εκείνης της μελέτης. Στο παρόν κεφάλαιο (Κεφάλαιο 6), η μηχανή μελετάται από το συγγραφέα της παρούσας εργασίας με τη χρήση του λογισμικού Mathcad 15 και κώδικα ο οποίος έχει αναπτυχθεί εντός της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου. Αρχικά χρησιμοποιείται η απλούστερη μέθοδος προσομοίωσης, η ισοθερμοκρασιακή ανάλυση, η οποία έχει αναλυθεί στο πρώτο τμήμα του Κεφαλαίου 2.3. Στη συνέχεια, θα γίνει η αδιαβατική ανάλυση της μηχανής. Οι αρχές της αδιαβατικής ανάλυσης έχουν παρουσιασθεί στο δεύτερο τμήμα του Κεφαλαίου 2.3. Το παρόν κεφάλαιο, στο οποίο μελετάται η μηχανή Stirling, μαζί με το επόμενο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 7), στο οποίο παρουσιάζεται η παραμετρική ανάλυση για τη συγκεκριμένη μηχανή αποτελούν το βασικό τμήμα της διπλωματικής εργασίας, καθώς είναι παρουσίαση της εργασίας του συγγραφέα επάνω στην ανάλυση της μηχανής Stirling.

6.1: Στοιχεία μηχανής υπό μελέτη

Αρχικά, θα γίνει μια σύντομη επανάληψη των βασικών στοιχείων λειτουργίας της μηχανής. Ο όγκος εκτόνωσης μεταβάλλεται σύμφωνα με την εξίσωση (5.1) και ο όγκος συμπίεσης σύμφωνα με την εξίσωση (5.2). Με βάση τον πίνακα 5.1, η διαδρομή του εμβόλου είναι ίση με 60 mm και η διάμετρος του ίση με 52 mm. Οι νεκροί όγκοι δίνονται επίσης στον πίνακα 5.1. Οι όγκοι του ψύκτη, του αναγεννητή και του θερμαντήρα είναι ίσοι με 28.59, 13.23 και 41.78 cm³ αντίστοιχα. Η μεταβολή των όγκων κατά τη διάρκεια του κύκλου δίνεται στο Σχήμα 6.1. Ο όγκος του συμπιεστή συμβολίζεται με μπλε χρώμα, αυτός του εκτονωτή με κόκκινο, ενώ με μαύρο χρώμα συμβολίζεται ο συνολικός όγκος της μηχανής.

Βλέπουμε ότι η μεταβολή των δύο όγκων έχει μια διαφορά φάσης ίση με 90 μοίρες. Ο όγκος του συμπιεστή μεγιστοποιείται στις 90 μοίρες από την αρχή του κύκλου και γίνεται ελάχιστος στους 270 μοίρες (ή 90 μοίρες πριν το τέλος του κύκλου). Τα αντίστοιχα σημεία για τον εκτονωτή είναι στην αρχή και στην μέση του κύκλου. Ο μέγιστος όγκος της μηχανής συναντάται στις 45 μοίρες, και ο ελάχιστος στις 225 μοίρες. Στα ενδιάμεσα σημεία δηλαδή των σημείων μεγιστοποίησης και ελαχιστοποίησης αντίστοιχα των όγκων συμπίεσης και εκτόνωσης. Αυτό είναι αναμενόμενο, αφού οι σαρώμενοι όγκοι συμπιεστή και εκτονωτή είναι ίσοι. Και στους δύο χώρους, ο ελάχιστος όγκος είναι ίσος με το μηδέν.

Σχήμα 6.1: Μεταβολή των όγκων της μηχανής κατά τη διάρκεια του κύκλου



Όπως έχει αναφερθεί στο Κεφάλαιο 5, η μηχανή λειτουργεί με αέρα ως εργαζόμενο μέσο, και έχει σταθερή θερμοκρασία ψύκτη ίση με 300 K (27 °C). Το βασικό σενάριο χαρακτηρίζεται από ταχύτητα περιστροφής 350 στροφές ανά λεπτό, θερμοκρασία του θερμαντήρα ίση με 1100 K (823 °C) και μέση πίεση ίση με 2.5 bar. Η παραγόμενη ισχύς της πειραματικής μηχανής είναι ίση με 67 Watt. Η ίδια μηχανή δοκιμάστηκε για γωνιακή ταχύτητα 350 στροφές ανά λεπτό (rpm) και 900 K θερμοκρασία θερμαντήρα. Για μέση πίεση ίση με 1 bar (ατμοσφαιρική), η παραγόμενη ισχύς έφθασε τα 16 Watt, ενώ για διπλάσια μέση πίεση, η ισχύς διπλασιάστηκε (32 Watt). Όλα αυτά έχουν παρουσιασθεί στο Κεφάλαιο 5 και, πιο συγκεκριμένα στον πίνακα 5.1 και 5.2.

6.2: Εφαρμογή ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης

Η ισοθερμοκρασιακή ανάλυση είναι μια πολύ απλή μέθοδος, στην οποία υποτίθεται ότι οι χώροι συμπίεσης και εκτόνωσης της μηχανής έχουν σταθερή θερμοκρασία και ίση με τη θερμοκρασία του ψύκτη και του θερμαντήρα αντίστοιχα. Η ανάλυση αυτή είναι πολύ προσεγγιστική, και δεν θα δοθεί ιδιαίτερος χώρος σε αυτή. Στο παρακάτω Πίνακα, θα παρουσιασθούν τα αποτελέσματα της ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης για τα 3 πειραματικά σενάρια της μηχανής.

Πίνακας 6.1: Παρουσίαση πειραματικών αποτελεσμάτων και αποτελεσμάτων της ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης.

	Πειραματική μηχανή	Ισοθερμοκρασιακή ανάλυση	
	Ισχύς (Watt)	Ισχύς (Watt)	Βαθμός απόδοσης (%)
Βασικό Σενάριο	67	151.4	72.7
Δοκιμή 1	16	40.5	66.7
Δοκιμή 2	32	80.9	66.7

Είναι φανερό πως η ισχύς που προκύπτει από την ισοθερμοκρασιακή ανάλυση είναι κατά πολύ μεγαλύτερη της πραγματικής ισχύος της μηχανής. Για το βασικό σενάριο, το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο δίνει ισχύ 2.2-2.3 φορές μεγαλύτερη της πειραματικής, ενώ στις 2 δοκιμές που ακολούθησαν ο λόγος γίνεται λίγο μεγαλύτερος από 2.5. Η ισοθερμοκρασιακή ανάλυση επιπλέον, οδηγεί σε βαθμό απόδοσης από 66 έως 73%, ενώ η απόδοση μιας πραγματικής μηχανής δύσκολα ξεπερνά το 35%.

6.3: Εφαρμογή αδιαβατικής ανάλυσης

Η αδιαβατική ανάλυση θεωρείται αρκετά πιο ακριβής από την ισοθερμοκρασιακή ανάλυση, ενώ υπολογίζει και δίνει μια εικόνα για πολλά σημαντικά στοιχεία της μηχανής. Και πάλι όμως, αυτός ο τρόπος ανάλυσης δεν λαμβάνει υπόψη σχεδόν κανέναν τύπο απωλειών της μηχανής. Τέτοιες απώλειες περιλαμβάνουν την πτώση πίεσης στον αναγεννητή αλλά και κατά μήκος των σωλήνων της μηχανής, τις απώλειες στο διάκενο μεταξύ του εκτοπιστή ή του εμβόλου ισχύος και του τοιχώματος του κυλίνδρου, τις απώλειες θερμότητας λόγω αγωγής κατά μήκος του εκτοπιστή, τις απώλειες σε σημεία στα οποία αλλάζει η διατομή της μηχανής ή η διεύθυνση του αερίου, κ.α.

Το αποτέλεσμα είναι ότι ενώ μπορούν να υπολογισθούν ή έστω να εκτιμηθούν στοιχεία σχετικά με τις ιδιότητες και τη ροή του αερίου, όπως είναι οι θερμοκρασίες στους χώρους της μηχανής, η παροχή μάζας στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή και η μεταβολή της πίεσης, η παραγόμενη ισχύς και η απόδοση της μηχανής υπερεκτιμώνται σε αρκετά μεγάλο βαθμό. Παρά ταύτα όμως, η εφαρμογή της αριθμητικής ανάλυσης με τη χρήση του Mathcad απαιτεί ελάχιστο υπολογιστικό χρόνο, ενώ δεν προϋποθέτει την ύπαρξη υπολογιστικών συστημάτων υψηλής απόδοσης. Είναι λοιπόν ένα καλό πρώτο βήμα για την κατανόηση της λειτουργίας μιας μηχανής Stirling και, στη συγκεκριμένη εργασία, μια καλή βάση για την προσομοίωση της λειτουργίας μιας πραγματικής μηχανής. Για την προσομοίωση της μηχανής χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας ROBOAN. Ο κώδικας αυτός έχει αναπτυχθεί στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ, από τον Καθηγητή Ε. Ρογδάκη και τους Διδάκτορες Ν. Μπορμπιλιά και Γ. Αντωνάκο.

Στο τμήμα αυτό, αρχικά θα παρουσιασθούν τα αποτελέσματα της αδιαβατικής ανάλυσης όσον αφορά την ισχύ και το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Στη συνέχεια παρουσιάζονται και συζητούνται οι μεταβολές βασικών σημείων της μηχανής ως προς το χρόνο, για το βασικό σενάριο του πειράματος (450 rpm, 1100 θερμοκρασία θερμαντήρα, 2.5 bar μέση πίεση). Τα αποτελέσματα της αδιαβατικής ανάλυσης και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα πειραματικά, παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.2.

Πίνακας 6.2: Παρουσίαση πειραματικών αποτελεσμάτων και αποτελεσμάτων της αδιαβατικής ανάλυσης

	Πειραματική μηχανή	Αδιαβατική ανάλυση	
	Ισχύς (Watt)	Ισχύς (Watt)	Βαθμός απόδοσης (%)
Βασικό Σενάριο	67	147.5	63.4
Δοκιμή 1	16	38	56.2
Δοκιμή 2	32	76	56.2

Είναι ξεκάθαρο πως η αδιαβατική ανάλυση οδηγεί σε μεγαλύτερη παραγόμενη ισχύ σε σχέση με την πραγματική ισχύ που μετρήθηκε στο πείραμα. Με βάση το βασικό σενάριο, η ισχύς της μηχανής με βάση την αδιαβατική ανάλυση είναι 2.2 φορές μεγαλύτερη της πειραματικής, ενώ με βάση τις συνθήκες των δοκιμών 1 και 2, ο λόγος αυτός γίνεται ίσος με 2.35-2.4. Ο βαθμός απόδοσης είναι υψηλός, μεταξύ 55 και 65%, σαφώς μεγαλύτερος του βαθμού απόδοσης μιας πραγματικής μηχανής Stirling. Επαληθεύεται λοιπόν η αρχική διαπίστωση με βάση τη θεωρία, ότι η ιδανική αδιαβατική ανάλυση οδηγεί στην υπερεκτίμηση της παραγόμενης ισχύς και του βαθμού απόδοσης της μηχανής. Όπως έχει αναφερθεί και προηγουμένως, το αδιαβατικό μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε δεν λαμβάνει υπόψη τις απώλειες στη μηχανή. Έτσι, ένα μέρος της προσδιδόμενης ενέργειας από το θερμαντήρα μετατρέπεται σε έργο και το υπόλοιπο αποβάλλεται μέσω του ψύκτη.

Από την μεγάλη διαφορά του βαθμού απόδοσης μιας μηχανής Stirling και του αντίστοιχου μεγέθους που προκύπτει από την αδιαβατική ανάλυση, προκύπτει το συμπέρασμα ότι ένα μεγάλο μέρος της ενέργειας που λαμβάνει μια μηχανή Stirling, χάνεται με τη μορφή διαφόρων ειδών απωλειών. Με βάση τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.2, οι απώλειες ξεπερνούν το 20% της προσδιδόμενης στη μηχανή ενέργεια και συνήθως φθάνουν το 30%. Παρά τον μη υπολογισμό των απωλειών ενέργειας.

Στον Πίνακα 6.3 συγκρίνονται τα αποτελέσματα της ισοθερμοκρασιακής και της αδιαβατικής ανάλυσης. Φαίνεται ότι η αδιαβατική ανάλυση οδηγεί σε ελαφρώς μικρότερη παραγόμενη ισχύ και σε σημαντικά μικρότερο βαθμό απόδοσης. Ο βαθμός απόδοσης είναι σαφώς πιο κοντά στην πραγματικότητα. Αυτό σημαίνει πως η αδιαβατική ανάλυση μπορεί να είναι πιο περίπλοκη, δίνει όμως πιο ρεαλιστικά αποτελέσματα σε σχέση με την ισοθερμοκρασιακή. Ο συνδυασμός της σχεδόν παρόμοιας ισχύος και του κατά 10% χαμηλότερου βαθμού απόδοσης, δείχνει ότι από

την αδιαβατική ανάλυση προκύπτουν μεγαλύτερα ποσά προσδιδόμενης και απορριπτόμενης ενέργειας.

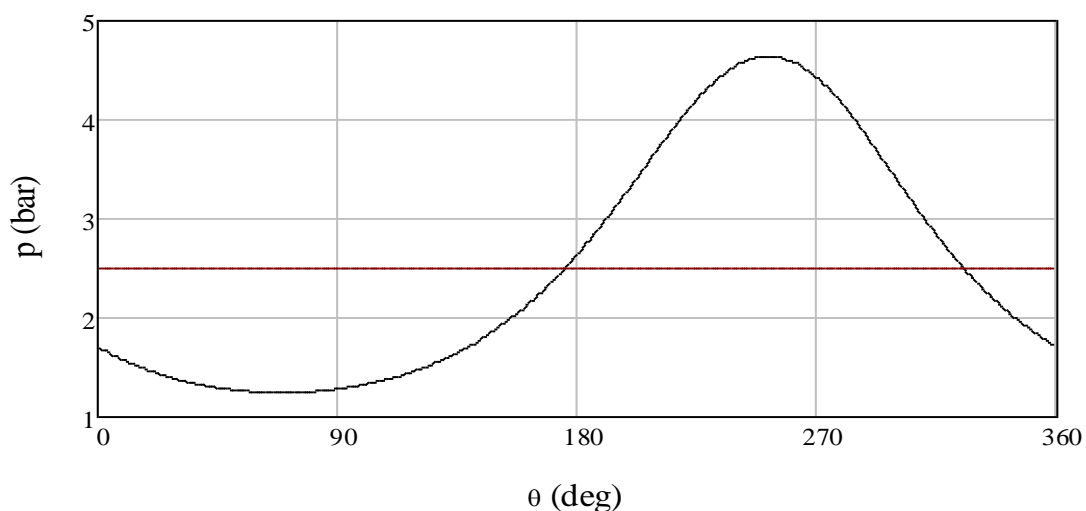
Πίνακας 6.3: Παρουσίαση πειραματικών αποτελεσμάτων και απο ισοθερμοκρασιακή ανάλυση.

	Ισοθερμοκρασιακή ανάλυση		Αδιαβατική ανάλυση	
	Ισχύς (Watt)	Βαθμός απόδοσης (%)	Ισχύς (Watt)	Βαθμός απόδοσης (%)
Βασικό Σενάριο	151.4	72.7	147.5	63.4
Δοκιμή 1	40.5	66.7	38	56.2
Δοκιμή 2	80.9	66.7	76	56.2

Με βάση τα αποτελέσματα, προκύπτει ότι η αδιαβατική ανάλυση όπως αυτή έγινε με χρήση του κώδικα ROBOAN είναι μια καλύτερη προσέγγιση από την ισοθερμοκρασιακή ανάλυση για μια μηχανή Stirling, απέχει όμως σημαντικά από την πραγματικότητα. Παρόλα αυτά, ο κώδικας αυτός αποτελεί μια καλή βάση για την μελέτη μιας πραγματικής μηχανής. Αν μετά την αρχική επίλυση ο κώδικας εμπλουτισθεί με τον υπολογισμό σημαντικών απωλειών ενέργειας στη μηχανή, όπως είναι η πτώση πίεσης στον αναγεννητή και τους εναλλάκτες, ή η απώλειες λόγω αγωγής, τότε τα αποτελέσματα που θα ληφθούν θα είναι σημαντικά βελτιωμένα.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, το βασικό σενάριο της μηχανής προϋποθέτει γωνιακή ταχύτητα 350 rpm, θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στο θερμαντήρα ίση με 1100 K και μέση πίεση του αερίου ίση με 2.5 bar. Το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας. Για να επιτευχθεί μέση πίεση ίση με 2.5 bar, η ποσότητα αέρα που χρειάζεται είναι ίση με 0.326 gm.

Σχήμα 6.2: Διάγραμμα πίεσης του εργαζόμενου μέσου ως προς τη γωνία θ

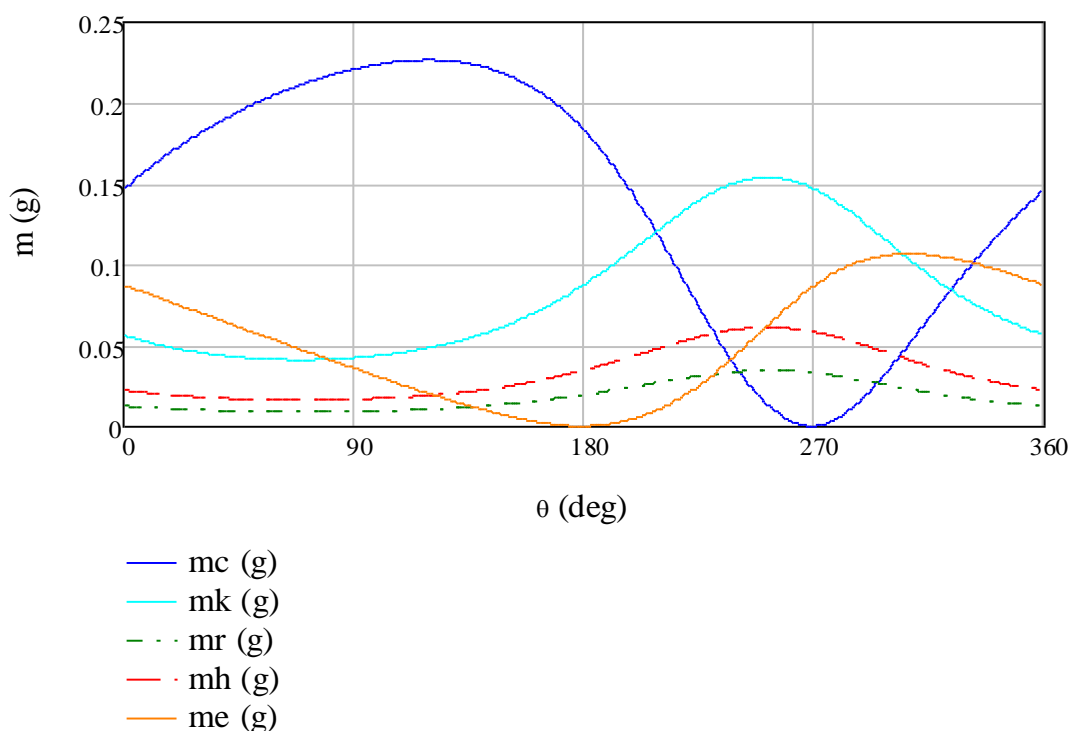


Στο Σχήμα 6.2 παρουσιάζεται η κατανομή της πίεσης κατά τη διάρκεια του κύκλου. Μία από τις βασικές υποθέσεις του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου είναι πως δεν υπάρχει πτώση πίεσης στους χώρους της μηχανής, συνεπώς η πίεση είναι ίδια για

όλους τους χώρους της μηχανής σε μια δεδομένη χρονική στιγμή. Η μέση τιμή της πίεσης συμβολίζεται με καφέ χρώμα. Η πίεση μεταβάλλεται αντίστροφα ως προς τη γωνία περιστροφής από ό,τι μεταβάλλεται ο όγκος. Λόγω της μεταβολής των θερμοκρασιών, τα ακρότατα δεν συμπίπτουν. Η ελάχιστη τιμή της πίεσης εντοπίζεται στις 68 μοίρες, ενώ η μέγιστη τιμή της πίεσης είναι στις 250 μοίρες. Υπενθυμίζεται πως ο ελάχιστος όγκος είναι στις 45°, ενώ η μέγιστη τιμή του όγκου συναντάται στις 225°. Για το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο, το ελάχιστο και το μέγιστο της πίεσης εντοπίζονται στις 75 και στις 255 μοίρες αντίστοιχα.

Στο Σχήμα 6.3 παρουσιάζεται η μεταβολή της μάζας του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής. Με σκούρο μπλε συμβολίζεται η μάζα του αερίου στο συμπιεστή. Ο ψύκτης συμβολίζεται με γαλάζιο, ο αναγεννητή με πράσινο, ο θερμαντήρας με κόκκινο. Η μάζα του αερίου στον εκτονωτή συμβολίζεται με πορτοκαλί χρώμα.

Σχήμα 6.3: Διάγραμμα μεταβολής της μάζας του εργαζόμενου μέσου κατά τη διάρκεια του κύκλου.

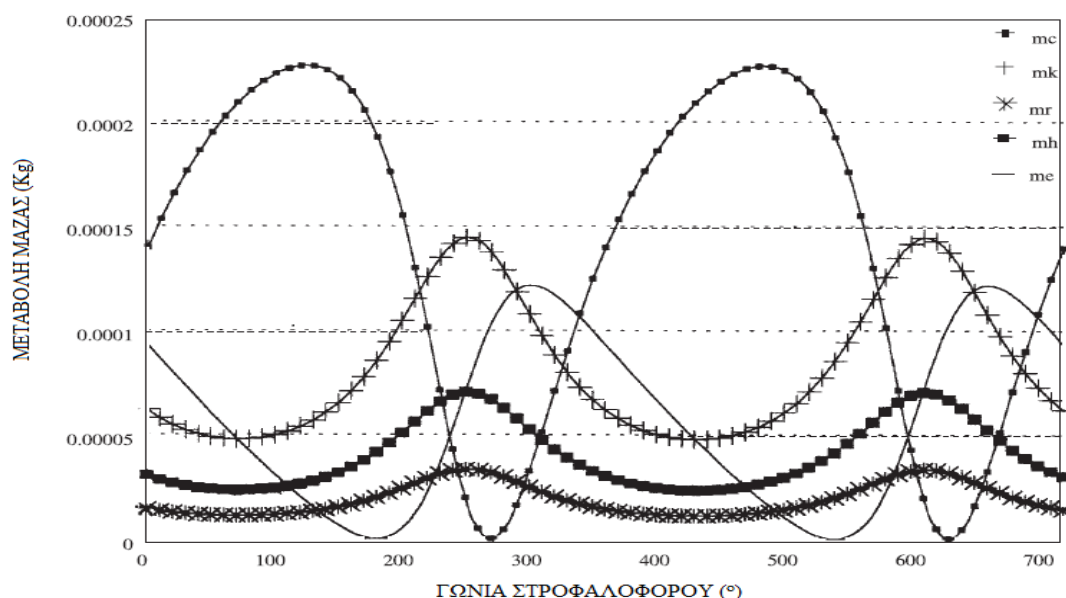


Παρατηρούμε ότι η μεγαλύτερη ποσότητα του αερίου κατά το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου βρίσκεται στον συμπιεστή. Η μέγιστη μάζα στο συμπιεστή συναντάται στις 118 μοίρες. Το μέγιστο της μάζας του αερίου στο συμπιεστή δεν ταυτίζεται με κάποιο από τα μέγιστα όγκου ή πίεσης, αφού η μάζα επηρεάζεται και από τη θερμοκρασία. Αντίστοιχα και για τον εκτονωτή, όπου το μέγιστο συναντάται στις 306 μοίρες. Η μάζα στον εκτονωτή είναι σημαντικά μικρότερη από ό,τι στο συμπιεστή. Αυτό οφείλεται στη διαφορά θερμοκρασίας των δύο χώρων. Για ίδια πίεση, ο ζεστός χώρος έχει μικρότερη πυκνότητα. Οπότε, για δύο χώρους με ίδια κατανομή όγκων, αυτός με την μεγαλύτερη πυκνότητα θα έχει και την μεγαλύτερη μάζα.

Όσον αφορά τους τρεις εναλλάκτες, όλοι παρουσιάζουν μέγιστη μάζα στο σημείο που μεγιστοποιείται η πίεση. Αυτό είναι αναμενόμενο, αφού οι όγκοι και οι θερμοκρασίες των εναλλακτών θεωρούνται σταθερές για όλη τη διάρκεια του κύκλου της μηχανής. Ο αναγεννητής έχει κατά πολύ μικρότερο όγκο από το ψύκτη και το θερμαντήρα, οπότε και η μάζα του είναι μικρή. Παρότι ο όγκος του χώρου ψύξης είναι μικρότερος από αυτόν του θερμαντήρα, λόγω της μεγάλης διαφοράς θερμοκρασίας, η πυκνότητα του αερίου στον ψύκτη είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή στο θερμαντήρα. Άρα, και η μάζα στο ψύκτη είναι μεγαλύτερη.

Η μάζα του εργαζόμενου μέσου σε όλους τους χώρους της πραγματικής πειραματικής μηχανής Stirling παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.4. Είναι ορατό από τη σύγκριση ότι οι κατανομές των μαζών είναι παρόμοιες. Αυτό δείχνει πως η αδιαβατική ανάλυση μπορεί να προσομοιώσει καλά την μάζα του εργαζόμενου μέσου στους χώρους της μηχανής. Επειδή για τον υπολογισμό της μάζας είναι προαπαιτούμενα ο αντίστοιχος υπολογισμός της πίεσης και της θερμοκρασίας, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι και σε αυτές τις ιδιότητες του αερίου τα αποτελέσματα του μοντέλου θα ήταν αντίστοιχα με αυτά του πειράματος. Δυστυχώς δεν υπήρχαν διαθέσιμα αποτελέσματα από τη δημοσιευμένη εργασία που μελετάται, σε σχέση με την κατανομή πίεσης ή θερμοκρασίας στην πειραματική μηχανή Stirling ώστε να συγκριθούν με τα αποτελέσματα του κώδικα ROBOAN για μια μηχανή Stirling με παρόμοια μεταβολή όγκων και συνθήκες λειτουργίας.

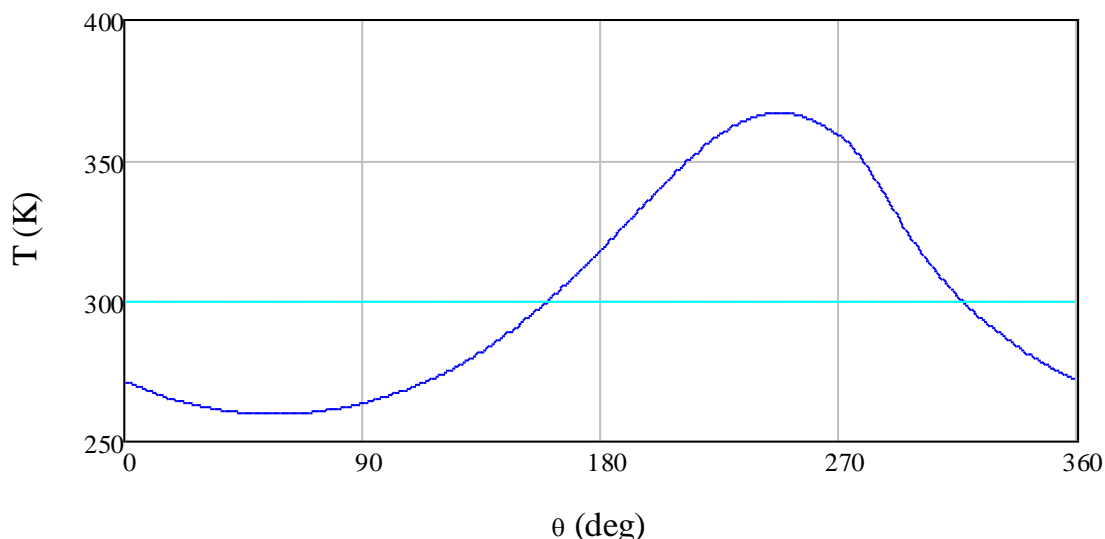
Σχήμα 6.4: Μεταβολή μάζας ως προς τη γωνία θ για την πειραματική μηχανή



Στο Σχήμα 6.5 παρουσιάζεται η κατανομή της θερμοκρασίας στο συμπιεστή (μπλε χρώμα) και το χώρο ψύξης (γαλάζιο χρώμα) της μηχανής. Η θερμοκρασία στο ψύκτη έχει οριστεί σταθερή (300 K). Η θερμοκρασία στο χώρο συμπίεσης παρουσιάζει μέγιστο κοντά στο σημείο που παρουσιάζεται το μέγιστο της πίεσης. Παρατηρούμε ότι στο μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου ο συμπιεστής είναι πιο ψυχρός από το ψύκτη.

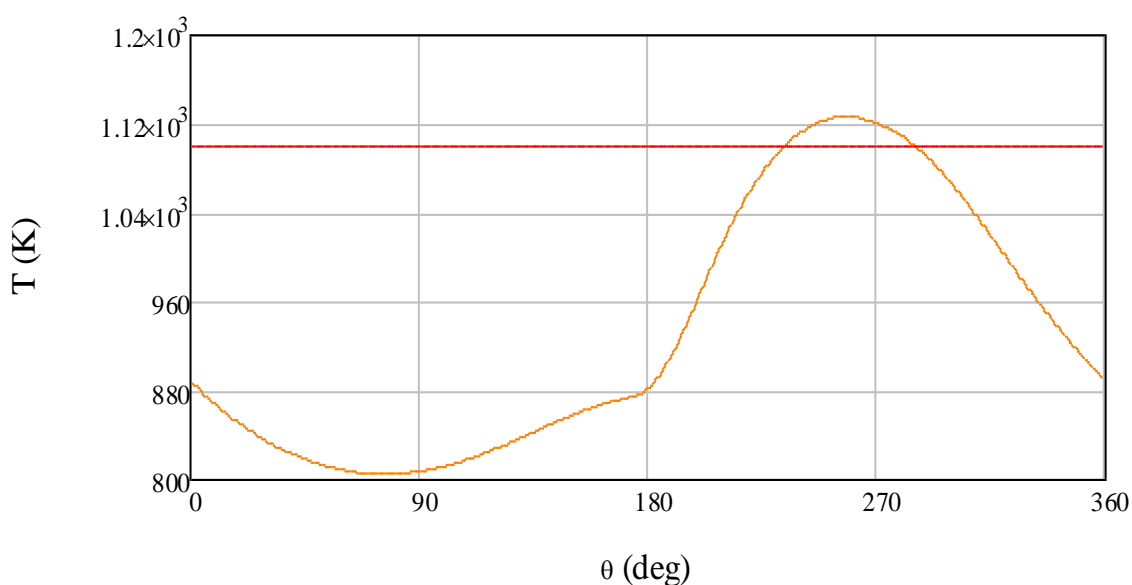
Αυτό είναι κάτι που συνήθως δεν αναμένουμε για μια πραγματική μηχανή, όταν όμως συμβαίνει υποδεικνύει πιθανά την αποδοτική λειτουργία του ψύκτη και τη δυνατότητα του συστήματος για αποβολή μεγάλου ποσού θερμότητας.

Σχήμα 6.5: Διάγραμμα μεταβολής της θερμοκρασίας του συμπιεστή ως προς τη γωνία θ



Στο Σχήμα 6.6 φαίνεται η μεταβολή της θερμοκρασίας στο θερμό τμήμα της μηχανής. Με το πορτοκαλί χρώμα φαίνεται η θερμοκρασία στο χώρο εκτόνωσης, ενώ το κόκκινο διάγραμμα δείχνει τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Το μέγιστο της θερμοκρασίας του εκτονωτή εμφανίζεται στο σημείο που εμφανίζει μέγιστο και η θερμοκρασία του συμπιεστή. Για ένα μικρό τμήμα του κύκλου, διάρκειας περίπου 60 μοιρών, η θερμοκρασία του αερίου στον εκτονωτή είναι μεγαλύτερη από ό,τι στο θερμαντήρα. Για το υπόλοιπο τμήμα του κύκλου, η θερμοκρασία στον εκτονωτή είναι μικρότερη από ό,τι στο χώρο θέρμανσης (θερμαντήρας).

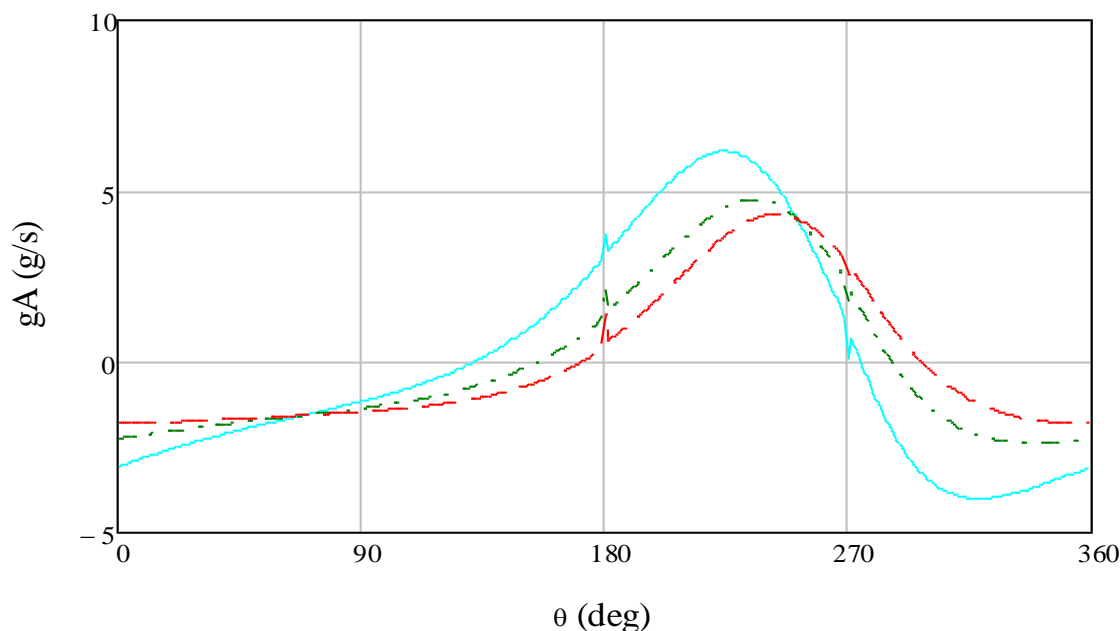
Σχήμα 6.6: Διάγραμμα μεταβολής της θερμοκρασίας του χώρου εκτόνωσης ως προς τη γωνία θ



Στα παραπάνω διαγράμματα, παρουσιάσθηκαν οι θερμοκρασίες σε όλους τους χώρους της μηχανής, εκτός από τον αναγεννητή. Όπως γνωρίζουμε, ο αναγεννητής συνδέει το θερμό με το ψυχρό τμήμα της μηχανής. Η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου εντός του αναγεννητή θεωρείται ότι ακολουθεί ένα γραμμικό προφίλ, με ελάχιστη θερμοκρασία ίση με τη θερμοκρασία του ψύκτη και μέγιστη τη θερμοκρασία του θερμαντήρα στα αντίστοιχα όρια του αναγεννητή. Για λόγους απλότητας, στην ανάλυση αυτή υποτίθεται πως η θερμοκρασία του αναγεννητή είναι σταθερή και ίση με το λογαριθμικό μέσο των θερμοκρασιών του ψύκτη και του θερμαντήρα, όπως ορίζεται στην εξίσωση (6.1). Στη συγκεκριμένη εφαρμογή, η θερμοκρασία του αερίου κατά μήκος του αναγεννητή είναι ίση με 615 K. Επιπλέον, το Σχήμα 6.7 δείχνει την παροχή του εργαζόμενου μέσου στο ψύκτη, τον αναγεννητή και τον εναλλάκτη. Ως θετική ορίζεται η παροχή προς το ζεστό τμήμα της μηχανής, ενώ όταν το αέριο κατευθύνεται προς το ψυχρό τμήμα, η παροχή είναι αρνητική. Η κατεύθυνση της ροής δεν αλλάζει ταυτόχρονα στο ψύκτη, στον αναγεννητή και στο θερμαντήρα, αλλά υπάρχει μια διαφορά γύρω στις 20 μοίρες μεταξύ 2 γειτονικών χώρων. Εντός του αναγεννητή, η κατεύθυνση της ροής μεταβάλλεται στις 154 και 286 μοίρες.

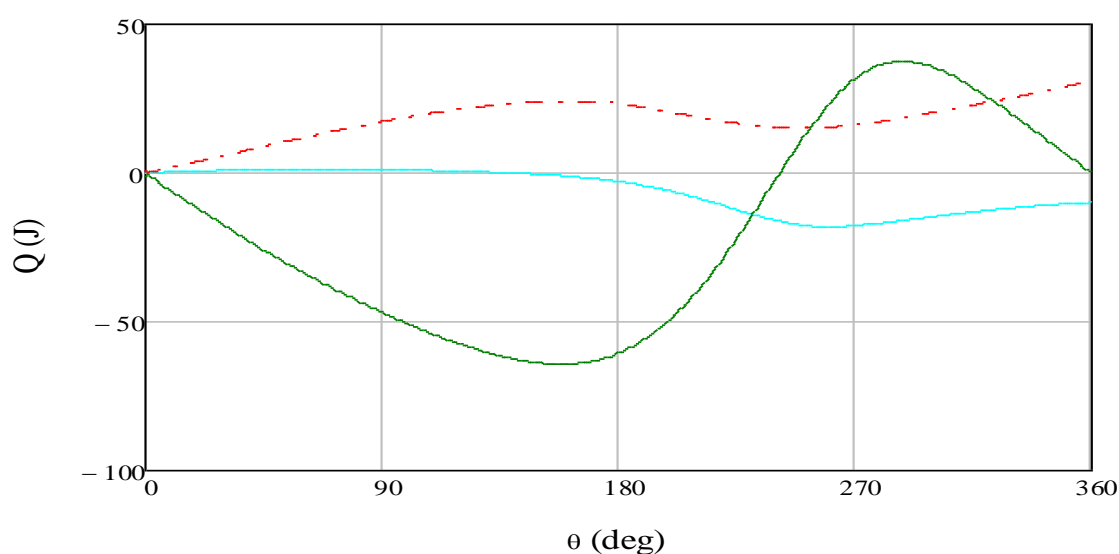
$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (6.1)$$

Σχήμα 6.7: Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου στους εναλλάκτες



Στο Σχήμα 6.8 παρουσιάζονται οι ενέργειες που συναλλάσσει στιγμιαία το αέριο με τα αντίστοιχα τοιχώματα στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή. Με κόκκινο συμβολίζεται η προσδιδόμενη ενέργεια στο θερμαντήρα, η οποία είναι θετική καθ'όλη τη διάρκεια του κύκλου. Μέχρι το μέσο του κύκλου ο θερμαντήρας προσδίδει συνεχώς ενέργεια στη μηχανή. Για ένα μικρό διάστημα γύρω στις 270° ο θερμαντήρας απορροφά θερμότητα από την μηχανή, για αυτό και η ποσότητα της ενέργειας μειώνεται. Το διάστημα αυτό συμπίπτει με το διάστημα στο οποίο η θερμοκρασία του εκτονωτή είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Στο τέλος του κύκλου η μηχανή έχει προσλάβει από το θερμαντήρα λίγο περισσότερο από 31 Joule.

Σχήμα 6.8: Διάγραμμα ενεργειών στους εναλλάκτες ως προς τη γωνία θ

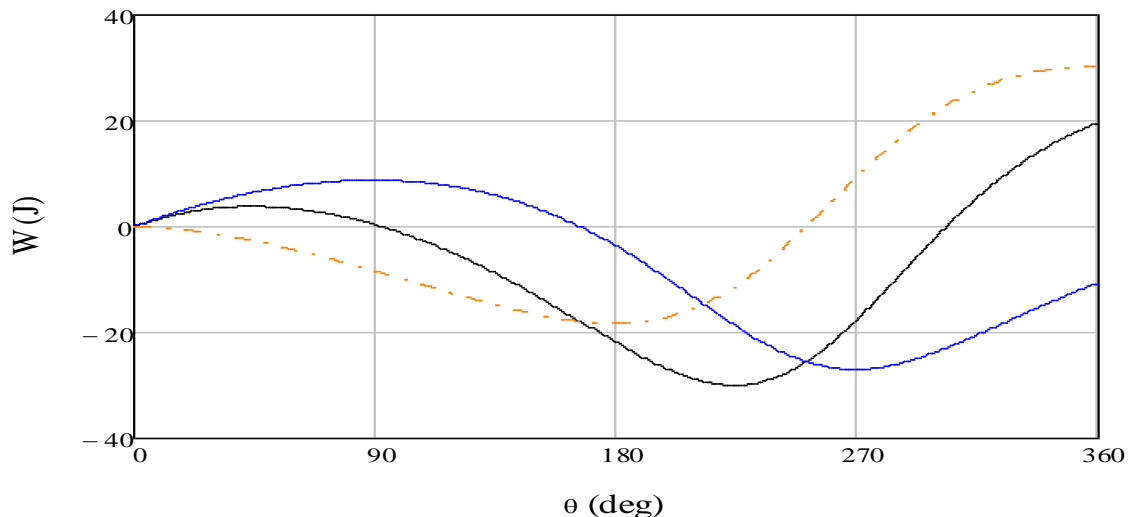


Η ενέργεια που απορρίπτει η μηχανή μέσω του ψύκτη παρουσιάζεται με γαλάζιο χρώμα. Στην αρχή και στο τέλος του κύκλου, η μηχανή παίρνει ενέργεια από το ψύκτη, για αυτό και η συσσωρευμένη ενέργεια που φαίνεται στο σχήμα αυξάνεται. Συνολικά όμως, στα τμήματα που η μηχανή απορρίπτει ενέργεια από το ψύκτη, η ένταση της απόρριψης ενέργειας είναι εντονότερη και για αυτό στο τέλος του κύκλου έχουν αποβληθεί περίπου 10 Joule.

Τέλος, στον αναγεννητή συναλλάσσεται ενέργεια μεταξύ του μετάλλου και του εργαζόμενου μέσου. Από την αρχή του κύκλου μέχρι ένα σημείο λίγο πριν τις 160 μοίρες, το αέριο κατευθύνεται προς το ψύκτη και δίνει ενέργεια στα μέταλλα. Στο σημείο αυτό η ροή αντιστρέφεται, και έως τις 290 μοίρες το αέριο κατευθύνεται προς το θερμαντήρα και παίρνει θερμότητα από τα μέταλλα του αναγεννητή. Στο τέλος του κύκλου, το αέριο δίνει θερμότητα στο μεταλλικό υλικό. Στο τέλος του κύκλου, η συνολική θερμότητα του αερίου στο χώρο του αναγεννητή είναι μηδέν. Αυτό σημαίνει πως σε όλη διάρκεια του κύκλου η θερμότητα που πήρε το αέριο από το μεταλλικό πλέγμα είναι ίση με τη θερμότητα που έδωσε σε αυτό.

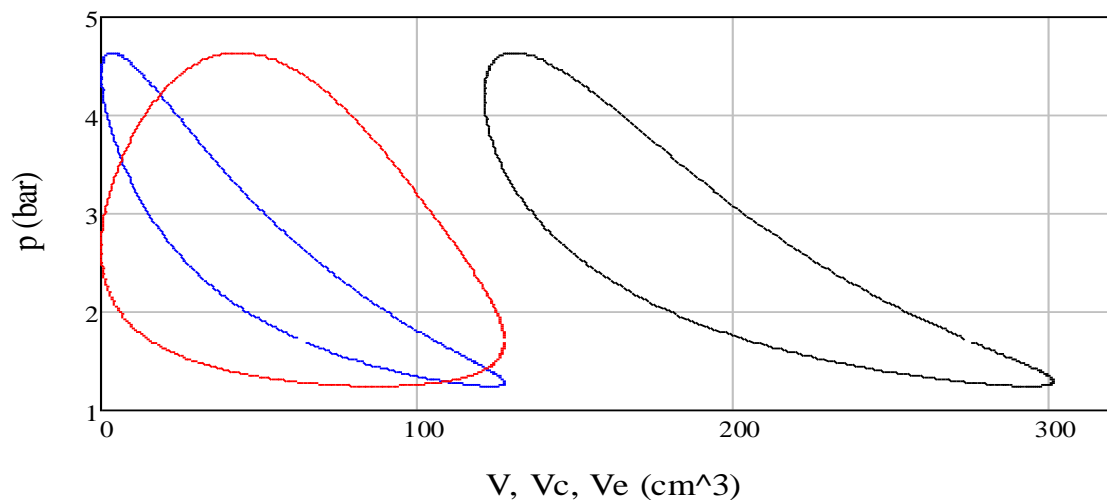
Στο Σχήμα 6.9 παρουσιάζεται το συνολικό έργο της μηχανής (μαύρο χρώμα), καθώς και τα έργα στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης (μπλε και πορτοκαλί διάγραμμα αντίστοιχα). Το έργο συνδέεται με την μεταβολή του όγκου. Όταν ο όγκος ενός χώρου μειώνεται, το αντίστοιχο έργο σε εκείνο το διάστημα είναι αρνητικό και η αντίστοιχη καμπύλη του σχήματος είναι φθίνουσα. Αντίθετα, αύξουσα καμπύλη συνδέεται με αύξηση του όγκου. Στο τέλος του κύκλου, το συνολικό έργο είναι θετικό και ίσο με 19.7 J. Στο χώρο εκτόνωσης παράγονται 30.3 Joule, αλλά τα 10.6 Joule καταναλώνονται από το συμπιεστή.

Σχήμα 6.9: Διάγραμμα παραγωγής – κατανάλωσης έργου ως προς τη γωνία θ



Τέλος, το Σχήμα 6.10 δείχνει τα διαγράμματα p - V (πίεσης – όγκου). Το μπλε διάγραμμα αντιστοιχεί στο συμπιεστή και το κόκκινο στον εκτονωτή. Το μαύρο διάγραμμα αντιστοιχεί στο σύνολο της μηχανής. Το έργο είναι ίσο με το εμβαδόν του διαγράμματος. Το έργο του εκτονωτή είναι θετικό (δεξιόστροφο), ενώ το έργο του συμπιεστή είναι αρνητικό (αριστερόστροφο). Όπως όμως μπορεί να φανεί εύκολα, το εμβαδόν του κόκκινου διαγράμματος είναι μεγαλύτερο από αυτό του μπλε. Συνεπώς, το έργο που παράγεται στον εκτονωτή είναι πιο μεγάλο από αυτό που καταναλώνει ο συμπιεστής. Άρα το συνολικό έργο είναι θετικό

Σχήμα 6.10: Διάγραμμα της πίεσης ως προς τον όγκο (p - V)



6.4: Μελέτη της ταχύτητας του αερίου στους εναλλάκτες

Στο τελευταίο τμήμα του Κεφαλαίου παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης ταχύτητας του αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη της μηχανής, όπως υπολογίσθηκαν από την ανάλυση της μηχανής με βάση τον κώδικα ROBOAN στο Mathcad. Τα αποτελέσματα αυτά θα συγκριθούν με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την πειραματική μηχανή του Πανεπιστημίου του Ικονίου και τον αντίστοιχο υπολογιστικό κώδικα που αναπτύχθηκε εκεί.

Οι ταχύτητες του αερίου στους εναλλάκτες υπολογίσθηκαν με χρήση του κώδικα ROBOAN και με βάση τις παρακάτω συνθήκες λειτουργίας της μηχανής: Η θερμοκρασία του θερμαντήρα είναι ίση με 1000 K, η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής ήταν ίση με 750 στροφές ανά λεπτό (rpm), ενώ η μέση πίεση του αερίου ήταν ίση με 1 bar. Η πίεση αυτή αντιστοιχεί σε 134.5 χιλιοστά του γραμμαρίου αέρα (mg). Όπως και στα πειράματα που περιγράφονται στο Κεφάλαιο 5, η θερμοκρασία του ψύκτη ήταν ίση με 300 K. Οι όγκοι των εναλλακτών δεν άλλαξαν και είναι ίσοι με αυτούς που φαίνονται στον Πίνακα 5.1. Ο θερμαντήρας έχει όγκο ίσο με 41.78 cm³, ενώ ο όγκος του ψύκτη είναι ίσος με 29.58 cm³.

Η ταχύτητα του αερίου στους χώρους της μηχανής δεν περιλαμβάνεται στα μεγέθη που υπολογίζονται από τον κώδικα ROBOAN. Με βάση όμως τα θερμοδυναμικά μεγέθη που προκύπτουν ως αποτελέσματα (πίεση, θερμοκρασία) καθώς και την παροχή μάζας και τη συσσωρευμένη μάζα στους εναλλάκτες που υπολογίζεται από τον κώδικα, είναι δυνατός ο υπολογισμός της ταχύτητας. Αρχικά, υπολογίζεται η πυκνότητα του αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη με βάση την εξίσωση (6.2) και στη συνέχεια η ταχύτητα υπολογίζεται με βάση μία από τις εξισώσεις (6.3-α) ή (6.3-β). Οι εξισώσεις αυτές είναι ακριβώς το ίδιο. Η μόνη διαφορά έγκειται στο ότι η ταχύτητα στην (6.3-α) υπολογίζεται μέσω της μεταβολής της μάζας του αερίου εντός ενός χρονικού διαστήματος, ενώ με βάση την (6.3-β) η ταχύτητα υπολογίζεται με βάση την παροχή μάζας. Για τον υπολογισμό της ταχύτητας χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση 6.3-α, όπως θα εξηγηθεί και στη συνέχεια.

$$\rho = \frac{P}{R * T} \quad (6.2)$$

$$u = \frac{\Delta m}{\rho * A * \Delta t} \quad (6.3-α)$$

$$u = \frac{gA}{\rho * A} \quad (6.3-β)$$

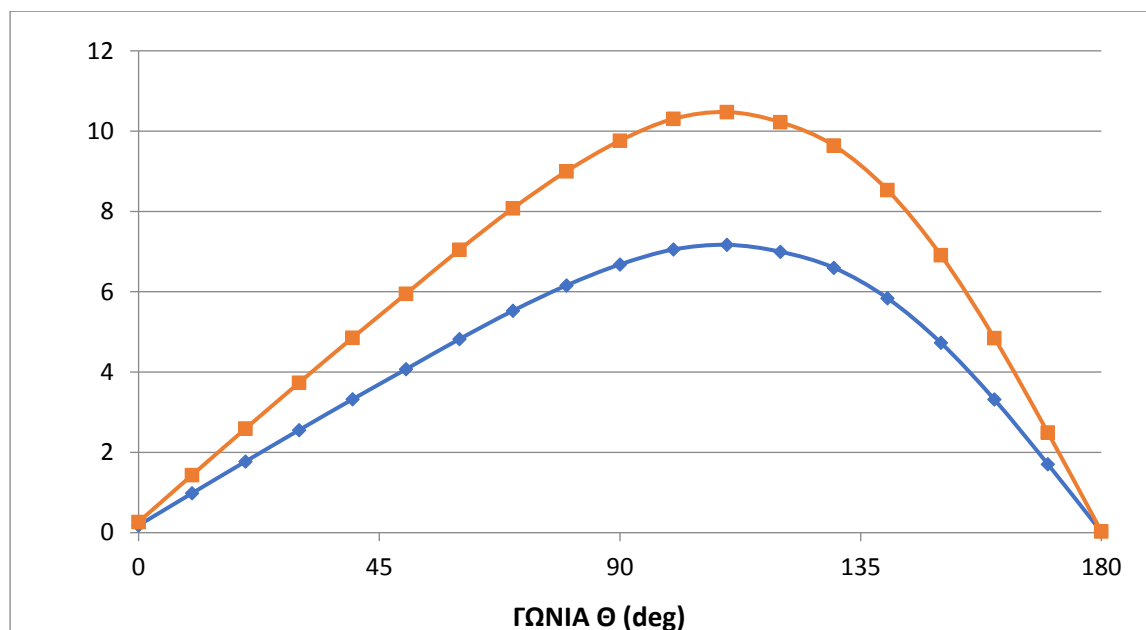
Όπως και στο πρόγραμμα που αναπτύχθηκε για την πειραματική μηχανή, έτσι και εδώ οι τιμές των ταχυτήτων στους 2 εναλλάκτες λαμβάνονται κάθε 10 μοίρες, από την αρχή του κύκλου έως την μέση του. Άρα, στο τέλος έχουμε 19 τιμές για κάθε ταχύτητα. Συνεπώς, στην εξίσωση 6.3, ως Δt λαμβάνεται χρόνος που αντιστοιχεί σε διάστημα 10 μοιρών. Όπως προκύπτει, ο χρόνος αυτός είναι ίσος με το 1/36 της περιόδου της μηχανής. Η διαφορά της συσσωρευμένης μάζας προκύπτει από τις τιμές της συσσωρευμένης μάζας όπως αυτές έχουν υπολογισθεί από τον κώδικα

ROBOAN. Εναλλακτικά, μπορεί να προκύψει και από το άθροισμα των παροχών μάζας στους δύο εναλλάκτες για το διάστημα που ισοδυναμεί με το Δt . Αν λάβουμε υπόψη ότι όλα τα μεγέθη του κώδικα είναι υπολογισμένα ανά μοίρα και στη συγκεκριμένη περίπτωση η μεταβολή του χρόνου αντιστοιχεί σε 10 μοίρες, η μεταβολή της μάζας Δm ισοδυναμεί με το άθροισμα 10 διαδοχικών παροχών μάζας.

Το εμβαδό της διατομής των δύο εναλλακτών δεν ήταν γνωστό με βάση τις πληροφορίες σχετικά με την πραγματική μηχανή Stirling. Υποτέθηκε ότι οι εναλλάκτες έχουν κυλινδρικό σχήμα και ίδια διατομή. Με βάση τον όγκο του θερμαντήρα και το μήκος του (20 cm), η διάμετρος της διατομής του θερμαντήρα και, ως αποτέλεσμα και του ψύκτη, υπολογίσθηκε ίση με 16.3 mm.

Η ταχύτητες στο θερμαντήρα και το ψύκτη παρουσιάζονται στο παρακάτω διάγραμμα. Η ταχύτητα στο θερμαντήρα συμβολίζεται με πορτοκαλί χρώμα, ενώ αυτή στο ψύκτη με μπλε.

Σχήμα 6.11: Διάγραμμα ταχυτήτων στο θερμαντήρα και το ψύκτη της μηχανής



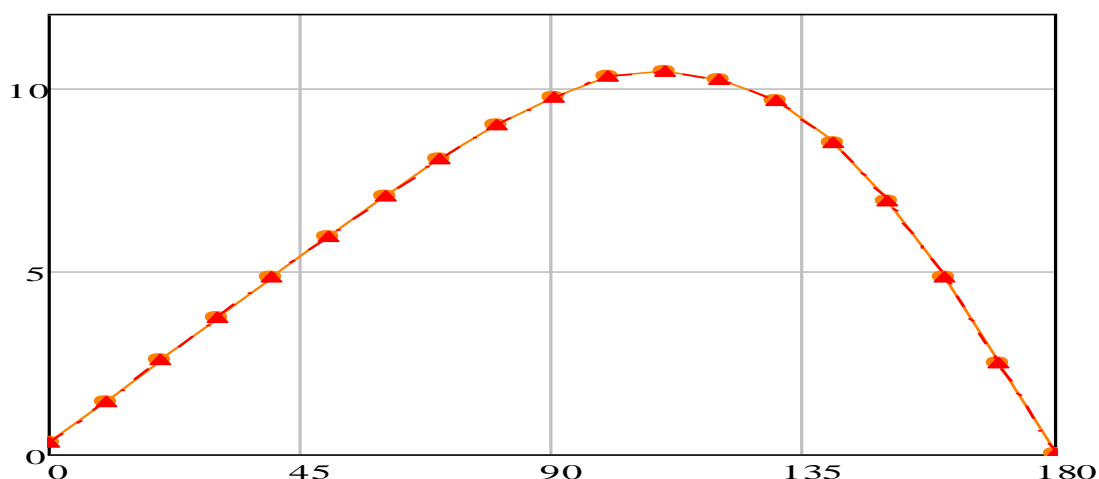
Είναι σαφές πως το αέριο έχει μεγαλύτερη ταχύτητα στο θερμαντήρα. Αυτό οφείλεται στην μεγαλύτερη θερμοκρασία που επικρατεί σε εκείνο το χώρο της μηχανής. Με βάση τον κώδικα ROBOAN, για μια συγκεκριμένη χρονική στιγμή η πίεση του αερίου είναι ίδια σε όλους τους χώρους της μηχανής. Με βάση αυτήν την παρατήρηση, από την εξίσωση 6.2 προκύπτει ότι η πυκνότητα του αερίου είναι αντιστρόφως ανάλογη της θερμοκρασίας. Συνεπώς, η πυκνότητα του αερίου στο χώρο ψύξης αναμένεται να είναι μεγαλύτερη του τριπλάσιου της πυκνότητας του αερίου στο χώρο θέρμανσης. Στην εξίσωση 6.3 οι διατομές των δύο εναλλακτών είναι ίσες μεταξύ τους. Εκτός από την πυκνότητα, ο άλλος όρος της εξίσωσης ο οποίος είναι διαφορετικός για τους δύο χώρους είναι η μεταβολή της μάζας. Όπως έχει ήδη αναλυθεί, η μεταβολή της μάζας μπορεί να υπολογισθεί από την παροχή της μάζας

του αερίου στους εναλλάκτες. Η παροχή της μάζας έχει παρουσιασθεί στο Σχήμα 6.7. Με βάση αυτό, η παροχή στο ψύκτη έχει μεγαλύτερη απόλυτη τιμή από την αντίστοιχη στο θερμαντήρα για το μεγαλύτερο τμήμα του κύκλου. Αυτό οδηγεί σε μεγαλύτερη μεταβολή μάζας (Δm). Όμως, η διαφορά αυτή είναι σημαντικά μικρότερη από τη διαφορά μεταξύ των πυκνοτήτων του εργαζόμενου αερίου στους δύο χώρους. Ο λόγος λοιπόν της μεταβολής της μάζας ως προς την πυκνότητα ($\Delta m/\rho$) για το χώρο ψύξης είναι μικρότερος από τον αντίστοιχο λόγο του θερμαντήρα. Έτσι, η ταχύτητα του αερίου στο ψύκτη είναι μικρότερη από την ταχύτητα του αερίου στο θερμαντήρα.

Επιπλέον, μέγιστη τιμή της ταχύτητας εμφανίζεται στο ίδιο σημείο και για τους δύο εναλλάκτες, στις 110 μοίρες. Η μέγιστη ταχύτητα για το θερμαντήρα είναι ίση με 10.5 m/s, ενώ η αντίστοιχη μέγιστη ταχύτητα για το ψύκτη είναι ίση με 7.2 m/s. Για τα 19 σημεία που υπολογίσθηκαν οι ταχύτητες στους 2 εναλλάκτες, βρέθηκε ότι ο λόγος τους ήταν σχεδόν σταθερός. Έτσι λοιπόν, η ταχύτητα στον θερμαντήρα είναι 46-47% μεγαλύτερη από την ταχύτητα του αερίου στο ψύκτη.

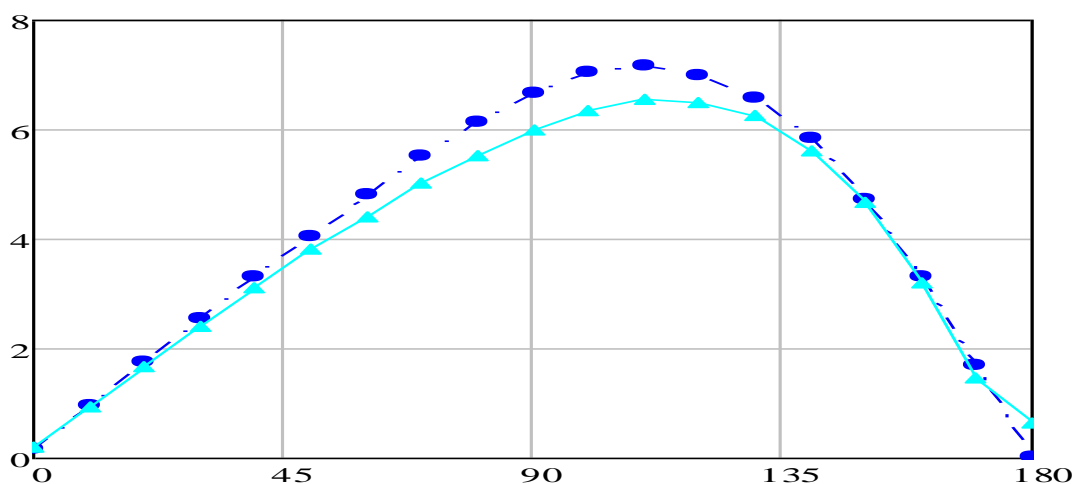
Τέλος, τα αποτελέσματα του κώδικα ROBOAN σχετικά με την ταχύτητα του αερίου στους εναλλάκτες συγκρίνονται με τα αντίστοιχα αποτελέσματα που προέκυψαν από την πειραματική μηχανή και τον αντίστοιχο υπολογιστικό κώδικα που δημιουργήθηκε. Είναι φανερό πως για την ταχύτητα του αερίου στο θερμαντήρα (Σχήμα 6.12), τα αποτελέσματα διαφέρουν ελάχιστα μεταξύ τους. Η πορτοκαλί γραμμή με τα κυκλικά σύμβολα αντιστοιχεί στα αποτελέσματα του αδιαβατικού μοντέλου και του κώδικα ROBOAN, ενώ η κόκκινη γραμμή με τα τριγωνικά σύμβολα αντιστοιχεί στην πειραματική μηχανή.

Σχήμα 6.12: Σύγκριση των ταχυτήτων στο θερμαντήρα της μηχανής



Η ίδια σύγκριση γίνεται και για την περίπτωση του ψύκτη, στο Σχ. 6.13. Η μπλε γραμμή αντιστοιχεί στα αποτελέσματα του κώδικα ROBOAN, ενώ η γαλάζια στην μελέτη της πειραματικής μηχανής. Σε αντίθεση με το θερμαντήρα υπάρχει σαφής διαφορά μεταξύ των αποτελεσμάτων, ιδιαίτερα στο διάστημα όπου το αέριο έχει μεγαλύτερη ταχύτητα, δηλαδή από τις 60 έως τις 120 μοίρες.

Σχήμα 6.13: Σύγκριση των ταχυτήτων στο ψύκτη της μηχανής



Είναι άξιο αναφοράς πως η μέγιστη τιμή της ταχύτητας και για τους 2 εναλλάκτες εμφανίζεται στο ίδιο σημείο (110 μοίρες) και στις 2 διαδικασίες υπολογισμού της ταχύτητας. Στην περίπτωση του θερμαντήρα βλέπουμε μια σχεδόν απόλυτη συμφωνία μεταξύ των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από το μονοδιάστατο αδιαβατικό μοντέλο το οποίο περιγράφεται στο παρόν κεφάλαιο και από την αριθμητική μελέτη της πραγματικής μηχανής Stirling που αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 5. Αντίθετα, η ταχύτητες του αερίου στο ψύκτη διαφέρουν, με τον κώδικα ROBOAN να οδηγεί σε ταχύτητες μεγαλύτερες κατά 10% στο διάστημα μεταξύ 60 και 120 μοιρών. Όπως αναμενόταν, και στις 2 περιπτώσεις η ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου στο θερμαντήρα είναι μεγαλύτερη. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, ο ROBOAN οδήγησε σε ταχύτητα αερίου στο θερμαντήρα κατά 46-47% μεγαλύτερη σε σχέση με την ταχύτητα αερίου στο ψύκτη. Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την πειραματική μηχανή, ο λόγος αυτός αυξάνεται κυμαίνεται μεταξύ 55% και 60%.

Αξίζει να αναφερθεί πως, και στις δύο περιπτώσεις η ταχύτητα του αερίου υπολογίστηκε με τη χρήση υπολογιστικού κώδικα και όχι πειραματικά. Στην μία περίπτωση όμως υπολογίστηκε με βάση το πραγματικό σχέδιο της μηχανής, ενώ στην άλλη περίπτωση υποτέθηκε ότι οι εναλλάκτες έχουν κυλινδρικό σχήμα. Με βάση αυτό, είναι λογικό να υπάρχει μια μικρή διαφορά μεταξύ των αποτελεσμάτων. Όμως η διαφορά αυτή δεν πρέπει να είναι αντίστοιχου μεγέθους με τις διαφορές που υπολογίστηκαν στην παραγόμενη ισχύ (Πίνακες 6.1, 6.2). Στον υπολογισμό της ισχύος σημαντικό ρόλο παίζουν οι απώλειες. Όπως ήδη έχει εξηγηθεί και αναλυθεί, οι απώλειες δεν λαμβάνονται υπόψη στον κώδικα ROBOAN που χρησιμοποιήθηκε για την ανάλυση της μηχανής. Έτσι, οι μεγάλες διαφορές που παρατηρήθηκαν ήταν αναμενόμενες. Από την άλλη, οι αιτίες απωλειών ισχύος δεν έπαιξαν ρόλο στον υπολογισμό της ταχύτητας του αερίου στους εναλλάκτες. Αυτό συμβαίνει διότι, όπως και ο ROBOAN, το τμήμα του κώδικα που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των ταχυτήτων του αερίου στην πραγματική μηχανή (Εξ. 5.1 -5.6) δεν περιέχει όρους και υπολογισμούς σχετικούς με τις απώλειες ισχύος.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7^ο: ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΣΕ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING

Το παρόν Κεφάλαιο είναι το τελευταίο της παρούσας Διπλωματικής εργασίας. Σε αυτό, γίνεται μια παραμετρική μελέτη στην μηχανή Stirling με βάση τον κώδικα Roboan. Πιο συγκεκριμένα, με δεδομένη την κατανομή όγκων της μηχανής, τους σταθερούς όγκους αλλά και τις συνθήκες λειτουργίας που έχουν ορισθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο, αλλάζουμε την τιμή μίας από κάποιες επιλεγμένες μεταβλητές, οι οποίες θεωρούνται σημαντικές για τη λειτουργία της μηχανής. Οι επιλεγμένες παράμετροι λειτουργίας είναι η θερμοκρασία των δύο εναλλακτών (θερμαντήρα και ψύκτη), η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, η μέση πίεση του αερίου, το εργαζόμενο μέσο που επιλέγεται και το μέγεθος των νεκρών όγκων. Θα μελετηθεί λοιπόν αρχικά η σημασία που έχουν οι παράγοντες αυτοί στην απόδοση της μηχανής. Στη συνέχεια θα μελετηθεί η επίδραση των παραμέτρων που περιγράφηκαν παραπάνω ως προς τη λειτουργία στην ταχύτητα του αερίου εντός του θερμαντήρα και του ψύκτη.

Όπως έχει ήδη τονισθεί και σε προηγούμενο τμήμα της εργασίας, ο κώδικας ROBOAN αποτελεί μια προσομοίωση της λειτουργίας της μηχανής Stirling, η οποία δεν λαμβάνει υπόψη της πολλά είδη απωλειών ισχύος. Έτσι, η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης της μηχανής που προκύπτουν είναι αρκετά μεγαλύτερα από ό,τι συμβαίνει στην πραγματικότητα. Αυτό συζητήθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο της εργασίας (Κεφάλαιο 6). Τα συμπεράσματα λοιπόν που θα εξαχθούν από αυτό το κεφάλαιο δεν μπορούν να ερμηνευθούν ποσοτικά, όσο ποιοτικά. Ο στόχος της έρευνας που παρουσιάζεται σε αυτό το κεφάλαιο είναι να δείξει κυρίως την κατεύθυνση κατά την οποία επηρεάζεται η απόδοση της μηχανής από μία αλλαγή στις συνθήκες λειτουργίας της, και δευτερευόντως το ακριβή βαθμό επίδρασης της κάθε αλλαγής.

7.1: Απόδοση της μηχανής

Η μεταβολή των όγκων της μηχανής ως προς το χρόνο, καθώς και οι σταθεροί όγκοι έχουν εξηγηθεί στα Κεφάλαια 5 και 6. Στον Πίνακα 7.1 παρουσιάζονται οι αρχικές συνθήκες λειτουργίας της μηχανής. Στον Πίνακα 7.2 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν σε σχέση με την απόδοση της μηχανής, βασισμένα στις συνθήκες που αναφέρονται στον Πίνακα 7.1 και το κώδικα ROBOAN.

Πίνακας 7.1: Αρχικές συνθήκες της μηχανής

Θερμοκρασία θερμαντήρα	1000 K
Θερμοκρασία ψύκτη	300 K
Μέση πίεση	1 bar
Εργαζόμενο μέσο	Αέρας
Μάζα εργαζόμενου μέσου	134.5 mg
Ταχύτητα περιστροφής	350 rpm

Πίνακας 7.2: Δεδομένα σχετικά με την απόδοση της μηχανής

Παραγόμενο έργο ανά κύκλο	7.24 Joule
Παραγόμενο έργο στο χώρο εκτόνωσης ανά κύκλο	11.73 Joule
Καταναλισκόμενο έργο στο χώρο συμπίεσης ανά κύκλο	4.49 Joule
Παραγόμενη ισχύς	42.21 Watt
Προσλαμβανόμενη θερμότητα ανά κύκλο	12.03 Joule
Απαιτούμενη ισχύς	70.16 Watt
Απορριπτόμενη θερμότητα ανά κύκλο	4.22 Joule
Απορριπτόμενη ισχύς	24.61 Watt
Βαθμός απόδοσης	60.17%

7.1.1. Θερμοκρασία αερίου στο θερμαντήρα

Δοκιμάζονται 3 διαφορετικές θερμοκρασίες του αερίου στο χώρο θέρμανσης. Πιο συγκεκριμένα, έγινε μελέτη της μηχανής για θερμοκρασίες θερμαντήρα ίσες με 800, 900 και 1050 K. Οι υπόλοιπες συνθήκες παρέμειναν σταθερές, όπως αναφέρονται και στον Πίνακα 7.1. Τα αποτελέσματα για τις διαφορετικές θερμοκρασίες στο χώρο θέρμανσης περιέχονται στον Πίνακα 7.3.

Πίνακας 7.3: Απόδοση της μηχανής για διαφορετικές θερμοκρασίες του χώρου θέρμανσης.

Θερμοκρασία στο θερμαντήρα	800 K	900 K	1000 K	1050 K
Παραγόμενο έργο ανά κύκλο	5.27 J	6.29 J	7.24 J	7.68 J
Παραγόμενη ισχύς	30.75 Watt	36.71 Watt	42.21 Watt	44.81 Watt
Προσλαμβανόμενη θερμότητα ανά κύκλο	10.28 J	11.19 J	12.03 J	12.42 J
Απορριπτόμενη θερμότητα ανά κύκλο	4.52 J	4.37 J	4.22 J	4.15 J
Βαθμός απόδοσης	51.3 %	56.23 %	60.17 %	61.85 %

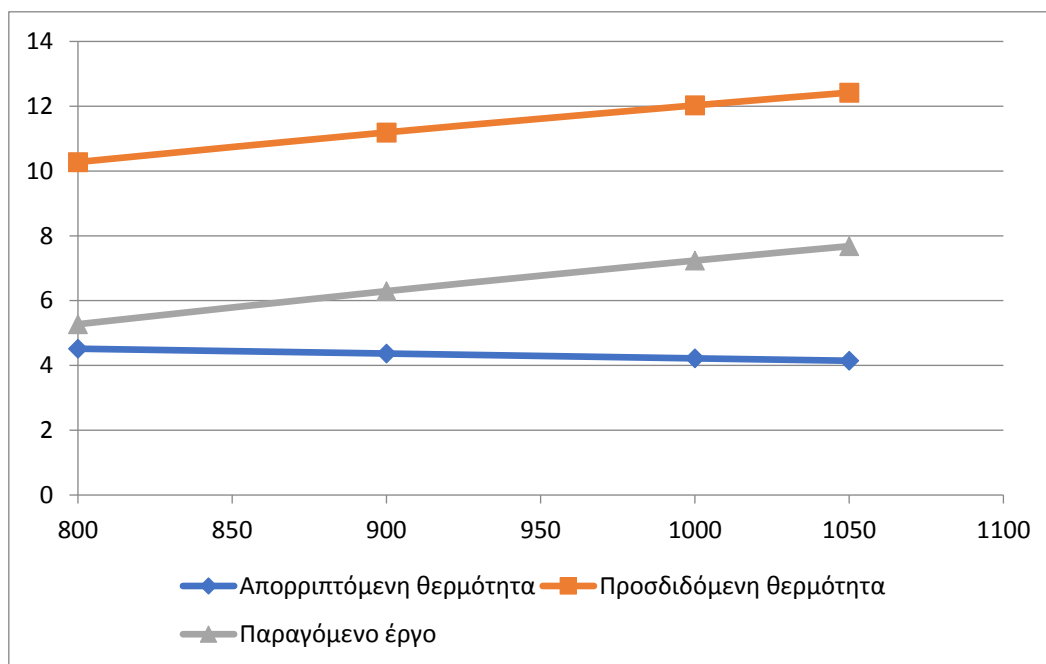
Από τον παραπάνω πίνακα, είναι σαφές πως η αύξηση της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα βελτιώνει τη λειτουργία της μηχανής. Με θερμότερο χώρο θέρμανσης αυξάνεται το παραγόμενο από την μηχανή έργο και ο βαθμός απόδοσης της μηχανής. Με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα αυξάνεται και η θερμότητα που πρέπει να προσδοθεί από το θερμαντήρα στη μηχανή, αλλά ο ρυθμός αύξησης είναι μικρότερος από αυτόν του παραγόμενου έργου. Αυτό φαίνεται και από την αύξηση του βαθμού απόδοσης, ο οποίος είναι το πηλίκο του παραγόμενου έργου ως προς την προσδιδόμενη θερμότητα στην μηχανή από εξωτερική πηγή.

Επιπλέον, ο βαθμός απόδοσης της μηχανής μειώνεται σημαντικά για μικρότερη θερμοκρασία στο θερμαντήρα, και η μείωση γίνεται πιο έντονη όταν η θερμοκρασία μειώνεται περαιτέρω. Για θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα ίση με 800 K, ο κώδικας ROBOAN έδωσε ως αποτέλεσμα έναν βαθμό απόδοσης λίγο μεγαλύτερο από 50%. Με βάση τη σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων του κώδικα με τα αντίστοιχα αποτελέσματα της πειραματικής μηχανής που έγινε στο Τμήμα 6.2, ο κώδικας ROBOAN είχε οδηγήσει σε παραγόμενη ισχύ μεγαλύτερη από το διπλάσιο της ισχύος

που η μηχανή μπορούσε στην πραγματικότητα να παράγει. Συνεπώς, από τη στιγμή που η απόδοση της μηχανής με βάση τον κώδικα ROBOAN είναι κοντά στο 50% για θερμοκρασία θερμοαντήρα ίση με 800 K, μπορεί να υποτεθεί ότι αν η πραγματική μηχανή λειτουργούσε σε αντίστοιχη θερμοκρασία θα είχε χαμηλό βαθμό απόδοσης, στα επίπεδα του 25% ή και χαμηλότερο. Προφανώς, η λειτουργία της μηχανής με πολύ χαμηλό βαθμό απόδοσης μπορεί να είναι ασύμφορη. Άρα η συγκεκριμένη μηχανή πιθανώς δεν μπορεί να λειτουργήσει για θερμοκρασία θερμοαντήρα στα επίπεδα των 700 K, ή και χαμηλότερη.

Από την άλλη πλευρά, πρέπει να αναφερθεί πως ο ρυθμός αύξησης του παραγόμενου έργου και του βαθμού απόδοσης μειώνεται για μεγαλύτερες θερμοκρασίες του θερμοαντήρα. Δηλαδή, η αύξηση του παραγόμενου έργου για μια δεδομένη μεταβολή της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμοαντήρα (έστω μεταβολή θερμοκρασίας ίση με 10 K) είναι μεγαλύτερη όταν η θερμοκρασία του χώρου θέρμανσης είναι στα επίπεδα των 800 K και μικρότερη όταν η θερμοκρασία αυτή είναι ίση με 1000 K. Αυτό δείχνει πως υπάρχει ένα θερμοκρασιακό όριο, πάνω από το οποίο η περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας στο θερμοαντήρα θα έχει πολύ μικρή επίδραση στη λειτουργία της μηχανής. Το όριο αυτό μπορεί να υποτεθεί πως είναι γύρω στους 800 °C (1050-1100 K). Η μεταβολή της προσδιδόμενης και απορριπτόμενης θερμότητας, καθώς και του παραγόμενου έργου με τη θερμοκρασία του θερμοαντήρα παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.1. Οι θερμότητες υπολογίζονται σε Joule ανά κύκλο. Η αντίστοιχη μεταβολή του βαθμού απόδοσης παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.2.

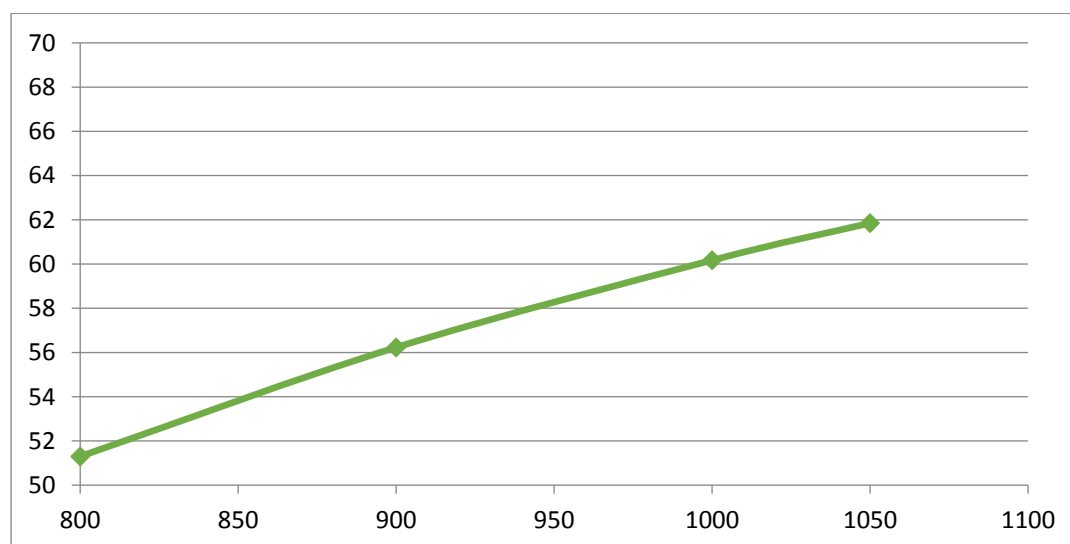
Σχήμα 7.1: Μεταβολή της προσδιδόμενης-απορριπτόμενης θερμότητας και του παραγόμενου έργου με τη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο θέρμανσης.



Γενικότερα, προκύπτει ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας του θερμοαντήρα αυξάνεται το παραγόμενο έργο της μηχανής και βελτιώνεται η απόδοσή της. Αν η

Θερμοκρασία κατέβει κάτω από ένα όριο, το οποίο στη συγκεκριμένη περίπτωση είναι μια θερμοκρασία γύρω στους 400-450 °C (700 K), η λειτουργία της μηχανής μπορεί να είναι ασύμφορη, ή και αδύνατη. Στην πράξη όμως, η επίτευξη μεγάλων θερμοκρασιών στο θερμαντήρα προϋποθέτει την ύπαρξη μιας πολύ ζεστής πηγής θερμότητας, στα επίπεδα των 700-750 °C (1000 K), αλλά και την ύπαρξη ενός πολύ αποτελεσματικού συστήματος για την μεταφορά της θερμότητας από την εξωτερική πηγή θερμότητας έως το θερμαντήρα της μηχανής μέσω των τοιχωμάτων. Συνεπώς, στην πράξη, πρέπει να γίνεται ένας καλός σχεδιασμός και ανάλυση της μηχανής, ώστε η απαιτούμενη επίδοση της μηχανής να είναι σε ισορροπία με τις δυνατότητες που υπάρχουν για αποτελεσματική μεταφορά μεγάλων ποσών θερμότητας από και προς την μηχανή.

Σχήμα 7.2: Μεταβολή του βαθμού απόδοσης της μηχανής με τη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο θέρμανσης.



7.1.2. Θερμοκρασία αερίου στο χώρο ψύξης

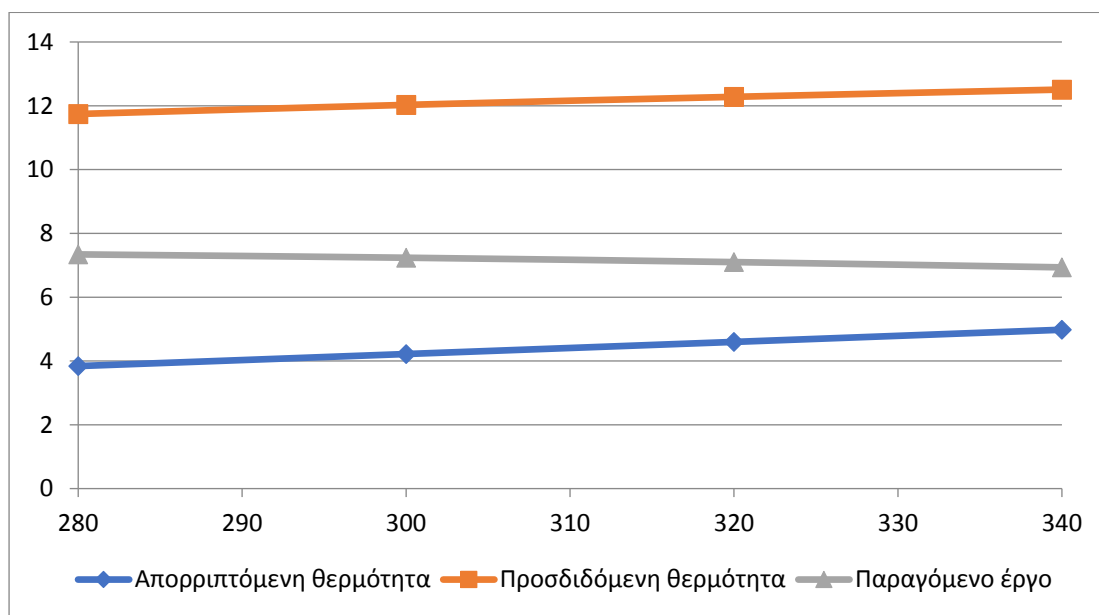
Για την μελέτη της επιρροής της θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη ακολουθήθηκε η ίδια μέθοδος με τη θερμοκρασία του θερμαντήρα. Εξετάσθηκαν τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες, μία χαμηλότερη της αρχικής θερμοκρασίας λειτουργίας της μηχανής (280 K) και δύο υψηλότερες (320 και 340 K). Τα αποτελέσματα αυτών των δοκιμών παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.4 και συγκρίνονται με τα αποτελέσματα που αντιστοιχούν στην αρχική θερμοκρασία του χώρου ψύξης (300 K).

Πίνακας 7.4: Απόδοση της μηχανής για διαφορετικές θερμοκρασίες του χώρου ψύξης.

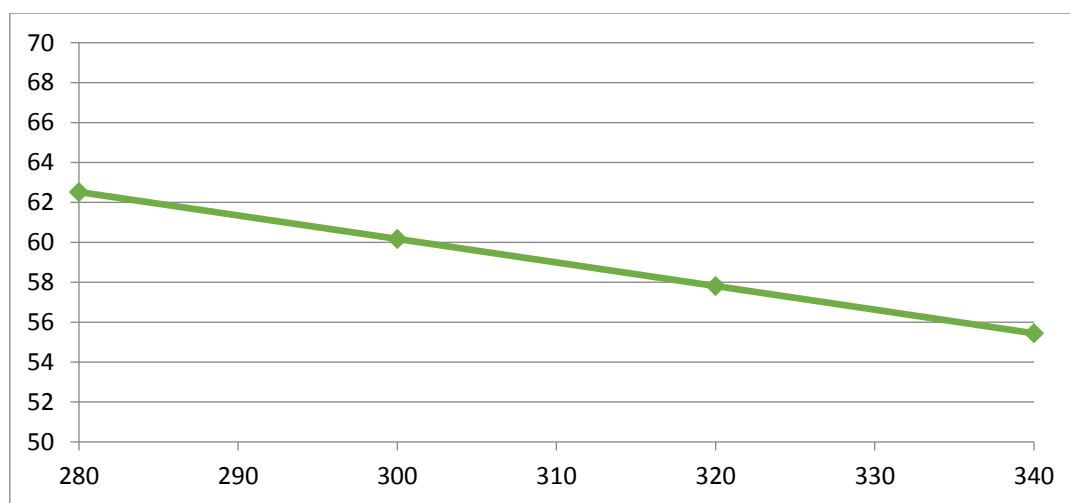
Θερμοκρασία στο ψύξης	280 K	300 K	320 K	340 K
Παραγόμενο έργο ανά κύκλο	7.34 J	7.24 J	7.1 J	6.94 J
Παραγόμενη ισχύς	42.83 Watt	42.21 Watt	41.41 Watt	40.45 Watt
Προσλαμβανόμενη θερμότητα ανά κύκλο	11.74 J	12.03 J	12.28 J	12.51 J
Απορριπτόμενη θερμότητα ανά κύκλο	3.84 J	4.22 J	4.6 J	4.98 J
Βαθμός απόδοσης	62.52 %	60.17 %	57.81 %	55.44 %

Η επίδραση της θερμοκρασίας του αερίου στο χώρο ψύξης έχει παρόμοια στοιχεία με την επίδραση της θερμοκρασίας του αερίου στο χώρο θέρμανσης. Πιο συγκεκριμένα, όσο χαμηλότερη θερμοκρασία επιτυγχάνεται στο χώρο ψύξης, τόσο αυξάνεται το παραγόμενο έργο και η αντίστοιχη ισχύς. Επίσης, για μικρότερη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο ψύξης μειώνονται τα ποσά της θερμότητας που απαιτείται για τη λειτουργία της μηχανής, αλλά και της θερμότητας που αποβάλλεται από την μηχανή Stirling. Επιπλέον, λόγω της αύξησης του παραγόμενου έργου και της μείωσης της απαιτούμενης θερμότητας της μηχανής, η μείωση της θερμοκρασίας του αερίου στο χώρο ψύξης οδηγεί σε αύξηση του βαθμού απόδοσης. Αντίστοιχα με την μελέτη που έγινε για την επίδραση της μεταβολή θερμοκρασίας στο χώρο θέρμανσης, έτσι και σε αυτή την περίπτωση, η μηχανή θα έχει χαμηλή απόδοση και πιθανώς η λειτουργία της θα είναι ασύμφορη για μεγάλες θερμοκρασίες στο χώρο ψύξης, στην περιοχή των 90-100 °C (360-370 K). Επιπλέον, ο ρυθμός της αύξησης του παραγόμενου έργου με τη μείωση στη θερμοκρασία του χώρου ψύξης γίνεται μικρότερος όσο η θερμοκρασία μειώνεται. Στην πράξη όμως η σημασία του συμπεράσματος αυτού μειώνεται, αφού είναι πολύ δύσκολο να επιτευχθούν θερμοκρασίες κάτω από 280 K (7 °C) στο χώρο ψύξης. Η μεταβολή του παραγόμενου έργου και των θερμοτήτων που προσδίδονται και απορρίπτονται από την μηχανή με την μεταβολή της θερμοκρασίας στο χώρο ψύξης παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.3. Η αντίστοιχη μεταβολή του βαθμού απόδοσης παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.4.

Σχήμα 7.3: Μεταβολή της προσδιδόμενης-απορριπτόμενης θερμότητας και του παραγόμενου έργου με τη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο ψύξης.



Σχήμα 7.4: Μεταβολή του βαθμού απόδοσης της μηχανής με τη θερμοκρασία του αερίου στο χώρο ψύξης.



Εάν επιχειρηθεί να γίνει μια σύγκριση της επίδρασης μεταξύ της μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου στο χώρο ψύξης και της αντίστοιχης μεταβολής στο χώρο θέρμανσης, με βάση τους πίνακες 7.3 και 7.4 φαίνεται ότι μια μεταβολή 10 K στο θερμοαντήρα οδήγησε σε μεταβολή του παραγόμενου έργου κατά 0.09 – 0.1 J. Για το χώρο ψύξης, μια μεταβολή της θερμοκρασίας κατά 10 K οδήγησε σε μεταβολή 0.05-0.08 J ανά κύκλο. Φαίνεται λοιπόν ότι η μεταβολή της θερμοκρασίας στο χώρο θέρμανσης έχει μεγαλύτερη επιρροή στο παραγόμενο έργο από την μεταβολή της θερμοκρασίας στο χώρο ψύξης. Αντίθετα, η μεταβολή της θερμοκρασίας στο χώρο ψύξης έχει μεγαλύτερη επιρροή στην απαιτούμενη και την απορριπτόμενη θερμότητα σε σχέση με την μεταβολή της θερμοκρασίας στο θερμοαντήρα. Πιο συγκεκριμένα, μια μεταβολή 10 K στο χώρο θέρμανσης οδηγεί σε μεταβολή της

προσδιδόμενης θερμότητας κατά 0.08-0.09 Joule ανά κύκλο. Η αντίστοιχη μεταβολή για μεταβολή 10 K στο χώρο ψύξης είναι ίση με 0.11-0.15 Joule ανά κύκλο. Η επίδραση της θερμοκρασίας στο χώρο ψύξης είναι σημαντικά μεγαλύτερη στην θερμότητα που αποβάλλεται από την μηχανή στο περιβάλλον. Μια μεταβολή 10 K στο ψύκτη οδηγεί, σύμφωνα με τον κώδικα ROBOAN, σε μεταβολή της απορριπτόμενης θερμότητας κατά σχεδόν 0.2 Joule/κύκλο. Η επιρροή στην απορριπτόμενη θερμότητα για μια αντίστοιχη μεταβολή της θερμοκρασίας του θερμαντήρα είναι πάνω από δέκα φορές μικρότερη, της τάξης των 0.015 Joule ανά κύκλο. Τέλος, η μεταβολή της θερμοκρασία του αερίου στο ψύκτη φαίνεται να έχει μεγαλύτερη επιρροή στο βαθμό απόδοσης από την αντίστοιχη επίδραση μιας ίσου μεγέθους μεταβολή της θερμοκρασίας στο θερμαντήρα. Μια αλλαγή θερμοκρασίας του αερίου στο χώρο ψύξης κατά 10 K οδήγησε σε μεταβολή του βαθμού απόδοσης κατά 1.2%. Η αντίστοιχη αλλαγή της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα είχε ως αποτέλεσμα την μεταβολή του βαθμού απόδοσης της μηχανής κατά 0.4%.

Είναι σαφές ότι η θερμοκρασία του αερίου στο χώρο ψύξης πρέπει να διατηρείται όσο το δυνατόν πιο χαμηλή, αφού χαμηλή θερμοκρασία στο χώρο ψύξης οδηγεί σε μεγαλύτερη παραγωγή έργου και υψηλότερο βαθμό απόδοσης. Για τη συγκεκριμένη μηχανή, μια θερμοκρασία του αερίου στο χώρο ψύξης άνω των 100 βαθμών Κελσίου θα μειώσει σημαντικά την απόδοση (κάτω του 50% με βάση τον κώδικα Roboan, άρα πιθανώς κάτω του 25% στην πραγματικότητα) και να κάνει τη λειτουργία της ασύμφορη. Αυτό είναι κάτι που ισχύει για κάθε μηχανή Stirling. Από την άλλη, η επίτευξη χαμηλής θερμοκρασίας στο χώρο ψύξης είναι δύσκολη και απαιτεί την ύπαρξη ενός συστήματος με υψηλό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από την μηχανή. Επιπλέον, η επίτευξη θερμοκρασίας στο χώρο ψύξης κάτω των 280 K (5-10 °C) είναι πολύ δύσκολη, καθώς απαιτεί την ύπαρξη κρύας πηγής θερμότητας (ή καταβόθρας θερμότητας) με θερμοκρασία κοντά στους 0 βαθμούς.

7.1.3. Μέση πίεση του αερίου στη μηχανή

Στον κώδικα ROBOAN, η μέση πίεση ρυθμίζεται από την μάζα του εργαζόμενου αερίου. Η μέση πίεση της αρχικής προσομοίωσης είναι ίση με 1 bar. Για την μελέτη, έγινε δοκιμή για μέση πίεση ίση με 2 και 3 bar. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.5.

Πίνακας 7.5: Απόδοση της μηχανής για διαφορετικές τιμές της μέσης πίεσης.

Μέση πίεση	1 bar	2 bar	3 bar
Παραγόμενο έργο ανά κύκλο	7.24 J	14.47 J	21.71 J
Παραγόμενη ισχύς	42.21 Watt	84.43 Watt	126.64 Watt
Προσλαμβανόμενη θερμότητα ανά κύκλο	12.03 J	24.06 J	36.08 J
Απορριπτόμενη θερμότητα ανά κύκλο	4.22 J	8.44 J	12.65 J
Βαθμός απόδοσης	60.17 %	60.17 %	60.17 %

Από τον Πίνακα προκύπτει ότι οι θερμότητα που προσλαμβάνεται και απορρίπτεται, καθώς και το παραγόμενο έργο είναι ευθέως ανάλογα της μέσης πίεσης της μηχανής. Άρα, προκύπτει πως όσο μεταβάλλεται η ποσότητα του εργαζόμενου μέσου μέσα στην μηχανή τόσο αλλάζει η μέση πίεση και, συνεπώς, αυξάνεται ή μειώνεται το παραγόμενο έργο και η παραγόμενη ισχύς με την ίδια αναλογία που μεταβλήθηκε η μάζα του αερίου. Άρα, αν θέλουμε να επιτύχουμε μεγάλη ισχύ, πρέπει να υπάρχει όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ποσότητα εργαζόμενου αερίου. Αντίθετα, ο βαθμός απόδοσης της μηχανής παραμένει σταθερός και δεν μεταβάλλεται από την μέση πίεση της μηχανής. Προκύπτει λοιπόν ότι η μάζα του εργαζόμενου μέσου είναι ένας παράγοντας που μεταβάλλει αναλογικά τα μεγέθη που σχετίζονται με τις θερμότητες που παράγονται και αποβάλλονται, καθώς και τα αντίστοιχα έργα, αλλά δεν έχει επιρροή στη γενικότερη λειτουργία του κύκλου της μηχανής.

7.1.4. Ταχύτητα περιστροφής της μηχανής

Αρχικά, η μηχανή λειτουργεί με 350 rpm Η ταχύτητα αυτή αντιστοιχεί σε συχνότητα ίση με 5.83 Hz. Έγιναν τρεις δοκιμές, η μία για μικρότερη ταχύτητα (200 rpm) και οι δύο για μεγαλύτερη ταχύτητα (550 rpm και 750 rpm). Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.6.

Πίνακας 7.6: Απόδοση της μηχανής για διαφορετικές τιμές της ταχύτητας περιστροφής.

Ταχύτητα περιστροφής	200 rpm	350 rpm	550 rpm	750 rpm
Παραγόμενο έργο ανά κύκλο	7.24 J	7.24 J	7.24 J	7.24 J
Παραγόμενη ισχύς	24.12 Watt	42.21 Watt	66.34 Watt	90.46 Watt
Προσλαμβανόμενη θερμότητα ανά κύκλο	12.03 J	12.03 J	12.03 J	12.03 J
Απορριπτόμενη θερμότητα ανά κύκλο	4.22 J	4.22 J	4.22 J	4.22 J
Βαθμός απόδοσης	60.17 %	60.17 %	60.17 %	60.17 %

Με βάση τον Πίνακα 7.6 και τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται σε αυτόν, η ταχύτητα περιστροφής δεν επηρεάζει τη λειτουργία του κύκλου και τις αντίστοιχες θερμότητες, αλλά επιδρά μόνο στην παραγόμενη ισχύ. Όπως μπορεί να γίνει κατανοητό και από τα αποτελέσματα, η παραγόμενη ισχύς είναι ανάλογη με τη συχνότητα λειτουργίας και την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής. Αυτό είναι αναμενόμενο, καθώς η ισχύς προκύπτει από το γινόμενο του παραγόμενου έργου ανά κύκλο και των κύκλων που πραγματοποιεί η μηχανή σε ένα δευτερόλεπτο, δηλαδή τη συχνότητα.

Πρέπει να τονισθεί, ότι μια μηχανή με μεγάλη ταχύτητα περιστροφής (ταχύστροφη μηχανή) έχει και άλλες διαφορές με μια μηχανή μικρής συχνότητας (αργόστροφη). Αυτές οι αλλαγές όμως σχετίζονται κυρίως με τη ροή του αερίου, για παράδειγμα με το αν αυτή είναι στρωτή ή δημιουργούνται δίνες. Αυτό όμως είναι κάτι που δεν μπορεί να μελετηθεί με βάση την αναλυτική μέθοδο που εφαρμόζεται στον κώδικα

ROBOAN. Για την μελέτη των φαινομένων της ροής του εργαζόμενου μέσου και της επίδρασης άλλων παραγόντων σε αυτά, χρησιμοποιούνται οι υπολογιστικές μέθοδοι και οι κώδικες CFD.

7.1.5. Είδος εργαζόμενου μέσου

Η πειραματική μηχανή η οποία αναλύθηκε και προσομοιώθηκε με χρήση του κώδικα ROBOAN στα Κεφάλαια 5 και 6 λειτουργεί με αέρα. Στο τελευταίο στάδιο της παραμετρικής μελέτης σχετικά με την απόδοση της μηχανής, έγινε δοκιμή με χρήση του κώδικα ROBOAN για λειτουργία της μηχανής με ήλιο και υδρογόνο. Όπως έχει αναφερθεί, αυτά τα εργαζόμενα μέσα είναι πιο κατάλληλα για μεγαλύτερη απόδοση της μηχανής. Από την άλλη, ο αέρας προτιμάται για μηχανές χαμηλής ισχύος λόγω του μικρού κινδύνου διαρροής που παρουσιάζει και της ευκολίας στη συγκέντρωση μεγάλης ποσότητας αέρα στην μηχανή. Η μέση πίεση και στις 3 περιπτώσεις είναι ίση με 1 bar. Είναι σαφές ότι για την επίτευξη της συγκεκριμένης πίεσης απαιτείται διαφορετική ποσότητα αερίου, ανάλογα με το εργαζόμενο μέσο που έχει επιλεγεί. Τα αποτελέσματα φαίνονται στον Πίνακα 7.7

Πίνακας 7.7: Απόδοση της μηχανής για διαφορετικά επιλεγμένα εργαζόμενα μέσα.

Εργαζόμενο μέσο	Αέρας	Ήλιο	Υδρογόνο
Μάζα εργαζόμενου μέσου	134.5 mg	18.6 mg	9.36 mg
Παραγόμενο έργο ανά κύκλο	7.237 J	7.237 J	7.239 J
Παραγόμενη ισχύς	42.21 Watt	42.22 Watt	42.23 Watt
Προσλαμβανόμενη θερμότητα ανά κύκλο	12.028 J	12.029 J	12.032 J
Απορριπτόμενη θερμότητα ανά κύκλο	4.218 J	4.218 J	4.219 J
Βαθμός απόδοσης	60.17 %	60.17 %	60.17 %

Μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι οι διαφορές είναι πολύ μικρές. Στην περίπτωση λειτουργίας της μηχανής με υδρογόνο, το παραγόμενο έργο και η ισχύς είναι ελάχιστα μεγαλύτερες. Επίσης, είναι λίγο μεγαλύτερη και η απαιτούμενη θερμότητα από την μηχανή. Η απόδοση της μηχανής είναι ίδια και για τις τρεις περιπτώσεις.

Με βάση τουλάχιστον τη θεωρητική μέθοδο που ακολουθείται στον κώδικα ROBOAN, η μεγάλη διαφορά μεταξύ των τριών δυνατών εργαζόμενων μέσων είναι ότι για την επίτευξη ίδιας μέσης πίεσης και επίδοσης της μηχανής, η απαιτούμενη ποσότητα του αέρα είναι περίπου 7 φορές μεγαλύτερη από αυτή του ηλίου και 14 φορές μεγαλύτερη από την απαιτούμενη ποσότητα του υδρογόνου. Στην πράξη μπορεί να υπάρχουν και άλλες αλλαγές. Για παράδειγμα, όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, η χρήση ηλίου και, ακόμα περισσότερο, υδρογόνου στην μηχανή απαιτεί τον καλύτερο σχεδιασμό της για την αποφυγή προβλημάτων στεγανότητας. Επίσης, λόγω του ότι η επιλογή ενός εργαζόμενου μέσου απαιτεί και την ανάλογη σχεδίαση της μηχανής, είναι στην πραγματικότητα δύσκολο δοκιμάσουμε το ήλιο ή το υδρογόνο ως εργαζόμενο αέριο σε μια μηχανή που κανονικά λειτουργεί με αέρα.

7.1.6. Νεκροί όγκοι

Τέλος, εξετάζεται η επίδραση των νεκρών όγκων στην απόδοση της μηχανής. Ως νεκροί όγκοι ορίζονται οι όγκοι οι οποίοι είναι σταθεροί καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου. Στους νεκρούς όγκους ανήκουν οι όγκοι του θερμαντήρα, του ψύκτη, του αναγεννητή, τμήματα των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης τα οποία δεν σαρώνονται, καθώς και διάφοροι επιμέρους όγκοι της μηχανής όπως σωληνάκια που συνδέουν κάποιους χώρους της μηχανής μεταξύ τους.

Στη συγκεκριμένη διαδικασία δεν γίνεται κάποια μεταβολή στο θερμαντήρα, το χώρο ψύξης και τον αναγεννητή. Οι νεκροί όγκοι που μεταβάλλονται βρίσκονται στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Ο όγκος του χώρου εκτόνωσης μεταβάλλεται με τη γωνία περιστροφής σύμφωνα με την εξίσωση (5.1) ενώ ο όγκος του χώρου συμπίεσης μεταβάλλεται σύμφωνα με την εξίσωση (5.2). Επιπλέον, η μεταβολή των όγκων της μηχανής απεικονίζεται στο Σχήμα 6.1. Όπως φαίνεται και από το Διάγραμμα και από τις εξισώσεις, η ελάχιστη τιμή των όγκων και για τους δύο χώρους είναι ίση με το 0. Άρα, ο όγκος που σαρώνεται (σαρώμενος όγκος – *swept volume*) και για τους δύο χώρους είναι ίσος με την μέγιστη τιμή που παίρνουν οι δύο όγκοι κατά τη διάρκεια του κύκλου. Για κάθε έναν από τους δύο χώρους, ο σαρώμενος όγκος (V_{swc} και V_{swe}) είναι ίσος με 127.4 cm^3 για κάθε έναν από τους δύο χώρους.

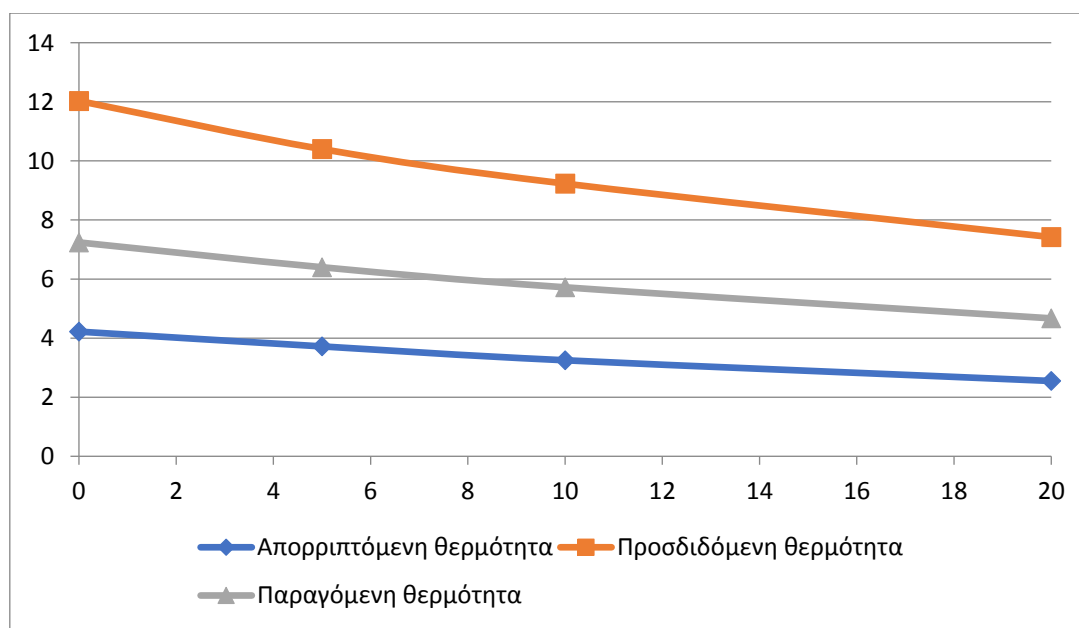
Για να γίνει η μελέτη σχετικά με την ταχύτητα της μηχανής, έγινε πρόσθεση στις εξισώσεις (5.1) και (5.2) ενός ακόμα όγκου, ο οποίος ισούται με ένα ποσοστό του σαρώμενου όγκου του κάθε χώρου. Ο προστιθέμενος όγκος δεν σαρώνεται από το έμβολο και λειτουργεί ως νεκρός όγκος, στα αγγλικά *clearance volume*. Τα ποσοστά που επιλέχθηκαν ήταν ίσα με 5%, 10% και 20%. Οι νεκροί όγκοι (V_{clc} και V_{cle}) που αντιστοιχούν στις δοκιμές ήταν ίσοι με 6.37 , 12.74 και 25.48 cm^3 για κάθε έναν από τους δύο χώρους (συμπίεσης και εκτόνωσης). Τα αποτελέσματα που προέκυψαν με βάση αυτές τις συνθήκες συγκρίνονται μεταξύ τους, αλλά και με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις αρχικές συνθήκες, όπου ο νεκρός όγκος στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης είναι μηδενικός και παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.6

Πίνακας 7.6: Απόδοση της μηχανής για διαφορετικές τιμές του λόγου των νεκρών όγκων.

Λόγος νεκρών όγκων	0	5%	10%	20%
Μέση πίεση (bar)	1 bar	0.928 bar	0.866 bar	0.767 bar
Παραγόμενο έργο ανά κύκλο	7.24 J	6.4 J	5.72 J	4.67 J
Παραγόμενη ισχύς	42.21 Watt	37.34 Watt	33.39 Watt	27.23 Watt
Προσλαμβανόμενη θερμότητα ανά κύκλο	12.03 J	10.4 J	9.23 J	7.42 J
Απορριπτόμενη θερμότητα ανά κύκλο	4.22 J	3.72 J	3.25 J	2.55 J
Βαθμός απόδοσης	60.17 %	61.54 %	62.05 %	62.91%

Είναι σαφές ότι με αύξηση των νεκρών όγκων μειώνεται η μέση πίεση του αερίου. Αυτό είναι κάτι αναμενόμενο, με βάση την καταστατική εξίσωση των ιδανικών αερίων και το γεγονός ότι η μάζα του εργαζόμενου μέσου παραμένει σταθερή. Είναι επίσης φανερό πως η αύξηση των νεκρών όγκων είναι επιζήμια για την απόδοση της μηχανής. Ο λόγος 20% αντιστοιχεί σε μια συνολική αύξηση του όγκου της μηχανής κατά περίπου 51 cm³. Υπενθυμίζεται πως ο συνολικός όγκος της πραγματικής μηχανής (χωρίς τους επιπρόσθετους νεκρούς όγκους) κυμαίνεται προσεγγιστικά μεταξύ 120 και 300 cm³. Η αύξηση των νεκρών όγκων κατά ποσότητα ίση με το 20% του όγκου που σαρώνεται στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης είναι σημαντική, καθώς αντιστοιχεί σε κάτι λιγότερο από το 25% του μέσου όγκου της μηχανής. Η πτώση που προκαλείται όμως στο παραγόμενο έργο ανά κύκλο είναι ακόμα σημαντικότερη, καθώς έχει μια τιμή λίγο μεγαλύτερη από 35%. Η αύξηση των νεκρών όγκων προκαλεί επίσης μείωση της ενέργειας που προσδίδεται στην μηχανή και αποβάλλεται από αυτήν. Οι μεταβολές αυτές απεικονίζονται στο Σχήμα 7.5.

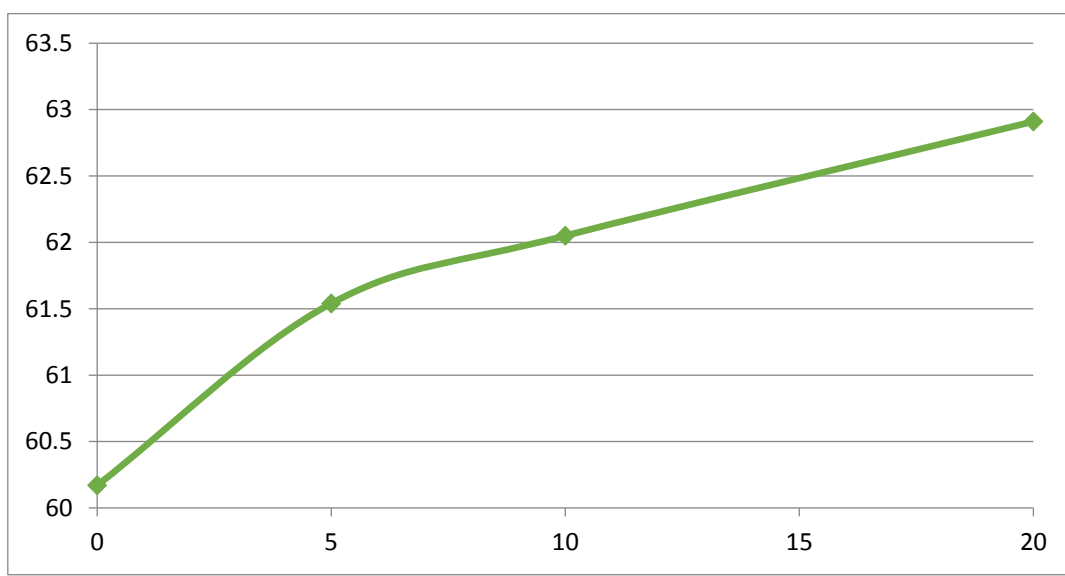
Σχήμα 7.5: Μεταβολή της προσδιδόμενης-απορριπτόμενης θερμότητας και του παραγόμενου έργου με το μέγεθος του νεκρού όγκου.



Με βάση τα αποτελέσματα του κώδικα, η αύξηση των νεκρών όγκων είχε ως αποτέλεσμα την βελτίωση του βαθμού απόδοσης της μηχανής. Η μεταβολή αυτή απεικονίζεται στο Σχήμα 7.6. Με βάση και τα συμπεράσματα που παρουσιάζονται στο παραπάνω σχήμα, η αύξηση του βαθμού απόδοσης οφείλεται στο γεγονός ότι η προσδιδόμενη στην μηχανή ενέργεια μειώνεται πιο γρήγορα από όσο μειώνεται το παραγόμενο έργο. Το συμπέρασμα αυτό όμως δεν στηρίζεται από τη θεωρία και τα ευρήματα που είναι διαθέσιμα από άλλους ερευνητές. Η αύξηση του βαθμού απόδοσης με τους νεκρούς όγκους πιθανότατα οφείλεται σε κάποια υπερβολικά απλουστευτική προσέγγιση του κώδικα. Η αύξηση των νεκρών όγκων μειώνει το λόγο της πίεσης, ο οποίος είναι ένας παράγοντας σημαντικός για την αποτελεσματική λειτουργία της μηχανής. Γενικά, οι μεγάλοι νεκροί όγκοι είναι βλαπτικοί ως προς την

παραγόμενη ισχύ και την απόδοση μίας μηχανής Stirling. Για το λόγο αυτό, οι σχεδιαστές προσπαθούν να κρατήσουν μια ισορροπία μεταξύ του στόχου για μικρούς νεκρούς όγκους και της ανάγκης για την ύπαρξη ικανοποιητικών νεκρών όγκων, ειδικά στους εναλλάκτες και τον αναγεννητή, οι οποίοι θα καλύπτουν συγκεκριμένες ανάγκες της μηχανής, όπως η θέρμανση και η ψύξη του εργαζόμενου μέσου και η αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας από και προς το αέριο.

Σχήμα 7.6: Μεταβολή του βαθμού απόδοσης της μηχανής με το μέγεθος του νεκρού όγκου.



7.2: Ταχύτητα του αερίου στους εναλλάκτες

Στο τμήμα 7.2, γίνεται η ίδια διαδικασία με αυτή που παρουσιάστηκε στο Τμήμα 7.1. Μόνο που στη συγκεκριμένη περίπτωση δεν μελετάται το παραγόμενο έργο και ο βαθμός απόδοσης της μηχανής, αλλά η ταχύτητα του αερίου στο χώρο θέρμανσης και το χώρο ψύξης. Για τον υπολογισμό χρησιμοποιείται ο κώδικας ROBOAN. Ο τρόπος υπολογισμού της ταχύτητας του αερίου στους δύο εναλλάκτες έχει παρουσιασθεί στο Τμήμα 6.4, μαζί με τα αποτελέσματα που αντιστοιχούν στις αρχικές συνθήκες. Η βασική εξίσωση που θα χρησιμοποιηθεί για την επεξήγηση των αποτελεσμάτων είναι η εξίσωση (6.3-α). Η εξίσωση αυτή ξαναγράφεται για μεγαλύτερη ευκολία στην κατανόηση των αποτελεσμάτων, ως εξ. (7.1). Η πυκνότητα του αερίου, το οποίο θεωρείται ιδανικό, καθορίζεται από την εξ. (6.2), η οποία ξαναγράφεται ως εξ. (7.2). Ως αρχικές συνθήκες εννοούνται θερμοκρασία του αερίου στο χώρο θέρμανσης ίση με 1000 K, θερμοκρασία του αερίου στο χώρο ψύξης ίση με 300 K, μέση πίεση του αερίου ίση με 1 bar, ταχύτητα περιστροφής της μηχανής 750 rpm και, τέλος, ως εργαζόμενο μέσο χρησιμοποιήθηκε ο αέρας.

$$u = \frac{gA}{\rho^* A} \quad (7.1)$$

$$\rho = \frac{P}{R^* T} \quad (7.2)$$

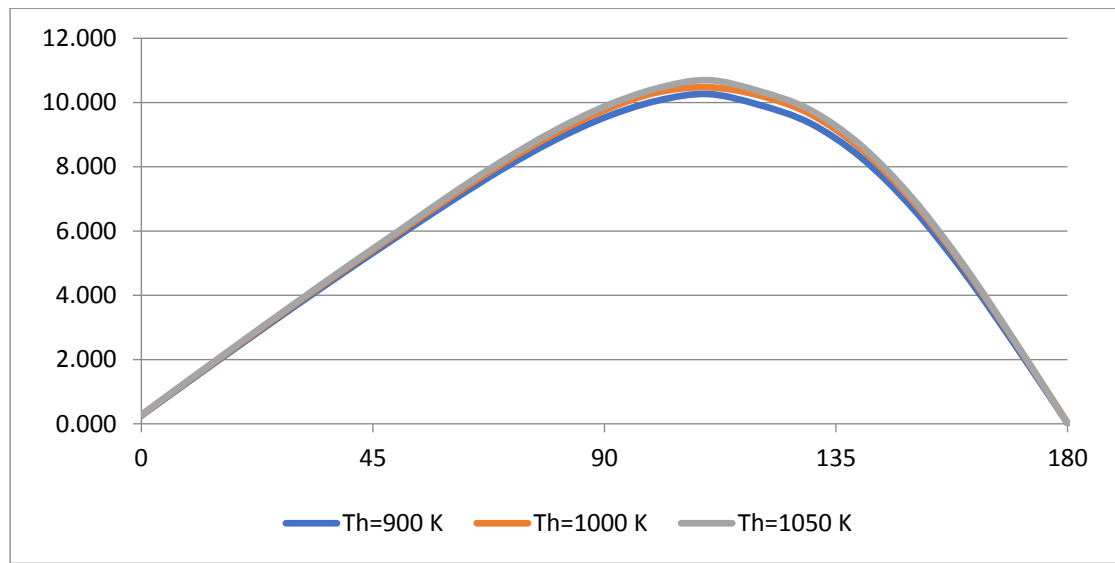
Θα εξετασθεί λοιπόν η επίδραση στην ταχύτητα του αερίου στους δύο χώρους, θέρμανσης και ψύξης, των παρακάτω παραμέτρων: Θερμοκρασία του αερίου στο χώρο θέρμανσης (T_h), ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, μέση πίεση της μηχανής, εργαζόμενο μέσο και ένας λόγος που αντιστοιχεί στο μέγεθος των νεκρών όγκων στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης.

7.2.1. Θερμοκρασία του χώρου θέρμανσης

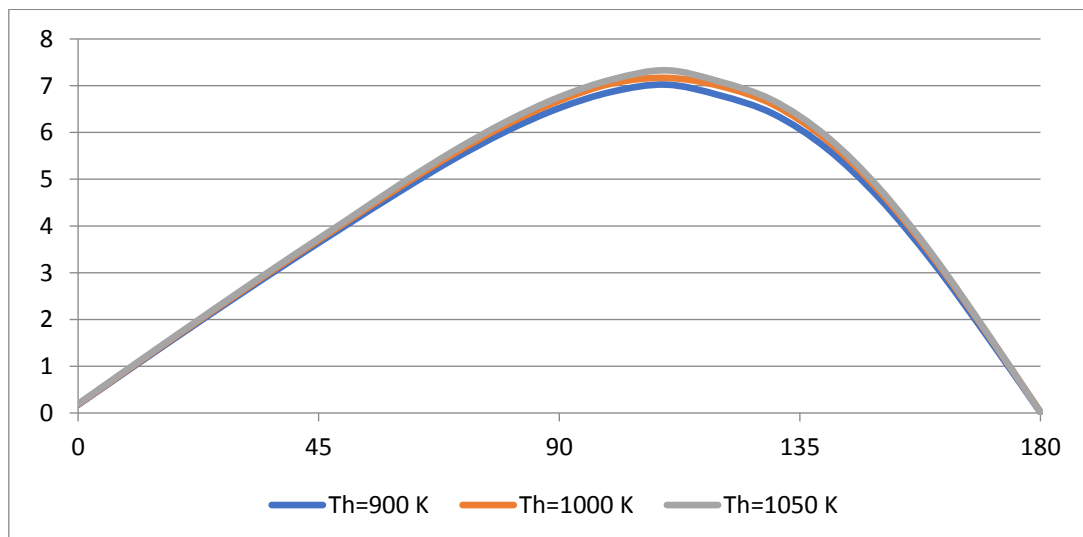
Αρχικά, εξετάζεται η επίδραση που έχει η θερμοκρασία του αερίου στο χώρο θέρμανσης στην ταχύτητα του αερίου στο θερμαντήρα (Σχήμα 7.7) και στον ψύκτη (Σχήμα 7.8). Έγινε εφαρμογή του κώδικα ROBOAN για θερμοκρασίες ίσες με 900 και 1050 K. Εξετάσθηκε το σενάριο να μελετηθούν και θερμοκρασίες αρκετά μεγαλύτερες ή μικρότερες της αρχικής θερμοκρασίας στο θερμαντήρα (1000 K), όμως προτιμήθηκε οι θερμοκρασίες που θα δοκιμασθούν να αντιστοιχούν σε λειτουργία της μηχανής που είναι δυνατό να πραγματοποιηθεί. Διατηρώντας την ίδια συνολική μάζα του εργαζόμενου μέσου, η μέση πίεση του αερίου μεταβάλλεται ελαφρώς με την μεταβολή της θερμοκρασίας, πάντοτε προς την ίδια κατεύθυνση. Πιο συγκεκριμένα, για θερμοκρασία θερμαντήρα ίση με 900 K η μέση πίεση του αερίου στην μηχανή ήταν ίση με 0.966 bar, ενώ για 1050 K η αντίστοιχη πίεση είναι ίση με 1.016 bar.

Από τα δύο σχήματα που ακολουθούν, φαίνεται πως η επίδραση της θερμοκρασίας με βάση τον κώδικα ROBOAN είναι πιο έντονη στο τμήμα που η ταχύτητα φθάνει τη μέγιστη τιμή της, δηλαδή μεταξύ 100 και 100 μοιρών από την έναρξη του κύκλου. Στα διαστήματα μεταξύ 0-80 και 150-180 μοιρών οι διαφορές είναι μικρές. Και πάλι όμως, η μεγαλύτερη θερμοκρασία του αερίου στο θερμαντήρα οδηγεί σε μεγαλύτερες ταχύτητες του αερίου στους δύο εναλλάκτες. Αυτό είναι κάτι που αναμένεται με βάση τη θεωρία, αφού με σταθερή πίεση και παροχή μάζας, η μεγαλύτερη θερμοκρασία μειώνει την πυκνότητα (εξ. (7.2)) και αυξάνει την ταχύτητα του αερίου (εξ. (7.1)).

Σχήμα 7.7: Μεταβολή της ταχύτητας στο θερμαντήρα με τη θερμοκρασία του χώρου θέρμανσης



Σχήμα 7.8: Μεταβολή της ταχύτητας στο ψύκτη με τη θερμοκρασία του χώρου θέρμανσης

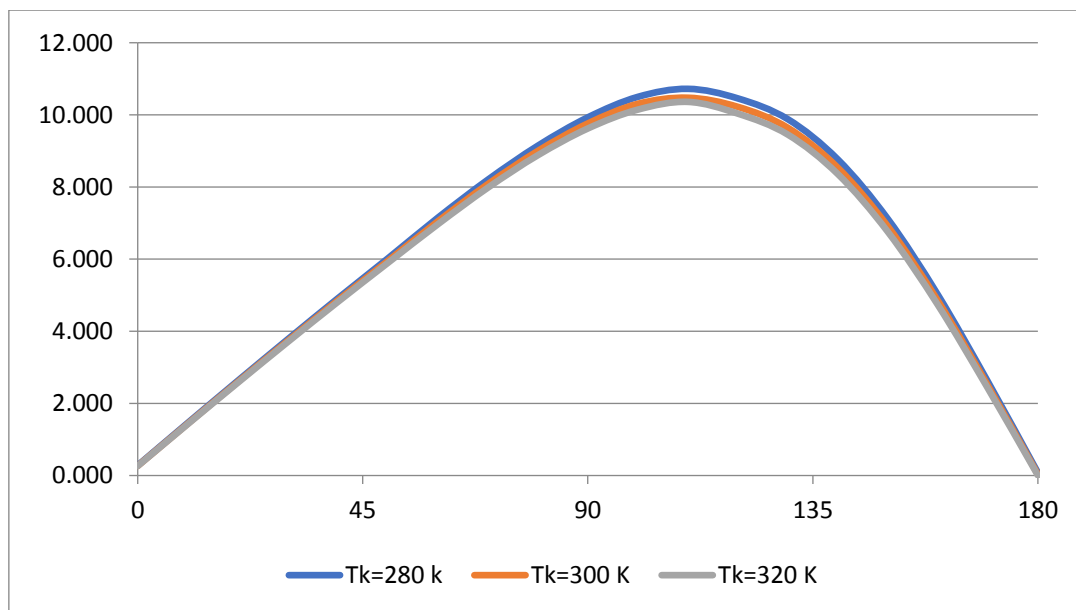


7.2.2. Θερμοκρασία του χώρου ψύξης

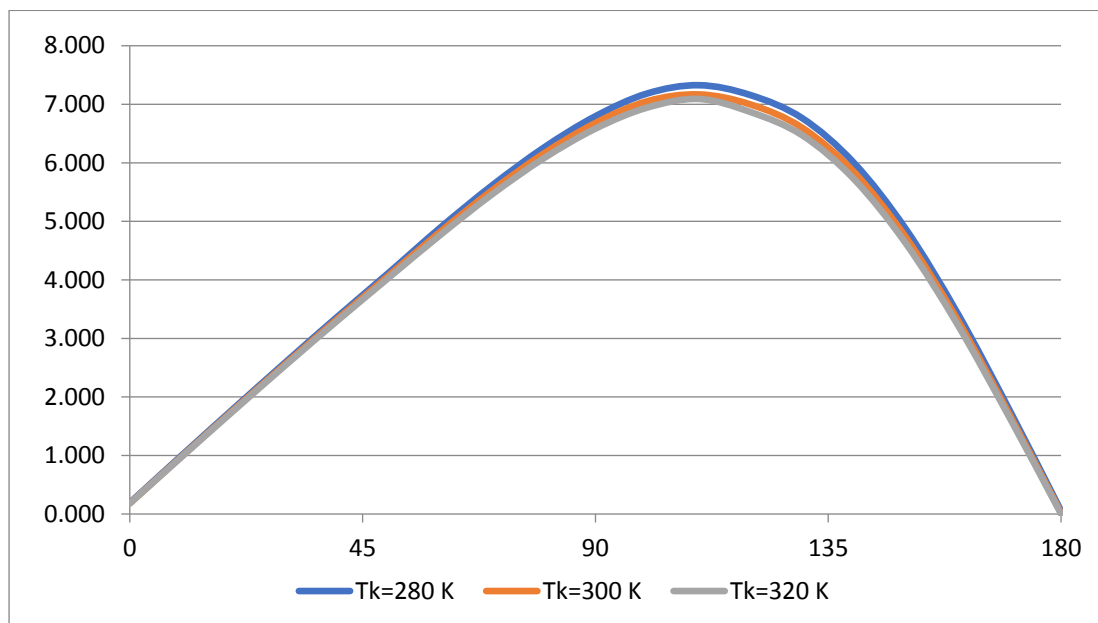
Μετά τη θερμοκρασία του χώρου θέρμανσης, εξετάζεται η επιρροή της θερμοκρασίας του χώρου ψύξης. Η αρχικά ορισμένη θερμοκρασία είναι ίση με 300 K. Έγινε εφαρμογή του κώδικα ROBOAN για θερμοκρασίες ίσες με 280 και 320 K. Όπως και στην περίπτωση του χώρου θέρμανσης, η ολική πίεση στην μηχανή αλλάζει προς την ίδια κατεύθυνση με τη θερμοκρασία. Για θερμοκρασία του χώρου ψύξης ίση με 280 K η μέση πίεση του αερίου στην μηχανή είναι ίση με 0.954 bar, ενώ όταν η θερμοκρασία του ψύκτη γίνει 320 K η μέση πίεση της μηχανής είναι ίση με 1.045 bar.

Η μεταβολή της ταχύτητας ως προς τη γωνία περιστροφής παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.9 για το χώρο θέρμανσης και στο Σχήμα 7.10 για το χώρο ψύξης. Όπως και στην περίπτωση της μεταβολής της θερμοκρασίας του θερμαντήρα, οι διαφορές είναι πιο εμφανείς στην περιοχή όπου η ταχύτητα παίρνει την μέγιστη τιμή της, δηλαδή στο διάστημα μεταξύ 90 και 140 μοιρών. Σε αντίθεση όμως με την περίπτωση της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα, όπου η αύξηση της θερμοκρασίας οδηγούσε σε αύξηση της ταχύτητας του αερίου, στην περίπτωση της θερμοκρασίας του αερίου στο χώρο ψύξης τα αποτελέσματα είναι αντίστροφα. Με βάση τα αποτελέσματα του κώδικα ROBOAN, προκύπτει ότι όσο μικρότερη είναι η θερμοκρασία του αερίου στο χώρο ψύξης, τόσο μεγαλύτερη είναι η ταχύτητα του αερίου και στους δύο εναλλάκτες.

Σχήμα 7.9: Μεταβολή της ταχύτητας στο θερμαντήρα με τη θερμοκρασία του χώρου ψύξης



Σχήμα 7. 10: Μεταβολή της ταχύτητας στο ψύκτη με τη θερμοκρασία του χώρου ψύξης



Με βάση τα ευρήματα της προηγούμενης παραγράφου σχετικά με την επίδραση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα στην ταχύτητα του αερίου στους χώρους θέρμανσης και ψύξης, μπορούσε να θεωρηθεί πως η ταχύτητα του αερίου αυξάνεται με τη θερμοκρασία. Η θεώρηση αυτή όμως έρχεται σε αντίθεση με τα αποτελέσματα που περιγράφονται σχετικά με την επίδραση που έχει στην ταχύτητα του αερίου η θερμοκρασία στο ψύκτη. Όμως, το μέγεθος που αυξάνεται τόσο με την αύξηση της θερμοκρασίας στο χώρο θέρμανσης όσο και με την μείωση της θερμοκρασίας στο χώρο ψύξης (εάν φυσικά η θερμοκρασία του άλλου εναλλάκτη παραμένει κάθε φορά σταθερή), είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των εναλλακτών. Η αρχική διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του χώρου θέρμανσης και του χώρου ψύξης είναι ίση με 700 K. Για θερμοκρασίες θερμαντήρα ίσες με 900 και 1050 K, με τη θερμοκρασία του ψύκτη να παραμένει σταθερή, η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των εναλλακτών γίνεται ίση με 600 και 750 K αντίστοιχα. Ομοίως, για θερμοκρασίες του αερίου στο χώρο ψύξης ίσες με 280 και 320 K, η θερμοκρασιακή διαφορά είναι ίση με 720 και 680 K αντίστοιχα. Είναι λοιπόν σαφές ότι το μέτρο της ταχύτητας αλλάζει προς την ίδια κατεύθυνση με τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο χώρων. Με άλλα λόγια, αν η διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών του χώρου θέρμανσης και του χώρου ψύξης αυξηθεί, τότε το αέριο μετακινείται πιο γρήγορα εντός των εναλλακτών. Αν αυτή η θερμοκρασιακή διαφορά μειωθεί, η ταχύτητα του αερίου μειώνεται.

7.2.3. Μέση πίεση στην μηχανή

Για την εξέταση της μεταβολής της ταχύτητας του αερίου στους εναλλάκτες με την μέση πίεση της μηχανής εξετάστηκαν 3 διαφορετικές τιμές για την μέση πίεση (2,3 και 0.75 bar), μαζί βέβαια και με την αρχική πίεση που είναι ίδια με την ατμοσφαιρική

(1 bar). Με βάση τα αποτελέσματα, η μέση πίεση δεν επηρεάζει καθόλου την ταχύτητα του αερίου. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί με βάση τη θεωρία. Μία από τις βασικές υποθέσεις για την μελέτη μιας μηχανής Stirling είναι πως το εργαζόμενο μέσο είναι ιδανικό αέριο. Με βάση την καταστατική εξίσωση για τα ιδανικά αέρια, η πίεση είναι ανάλογη της μάζας. Έτσι, αν η πίεση διπλασιασθεί, η μάζα του αερίου εντός της μηχανής επίσης διπλασιάζεται.

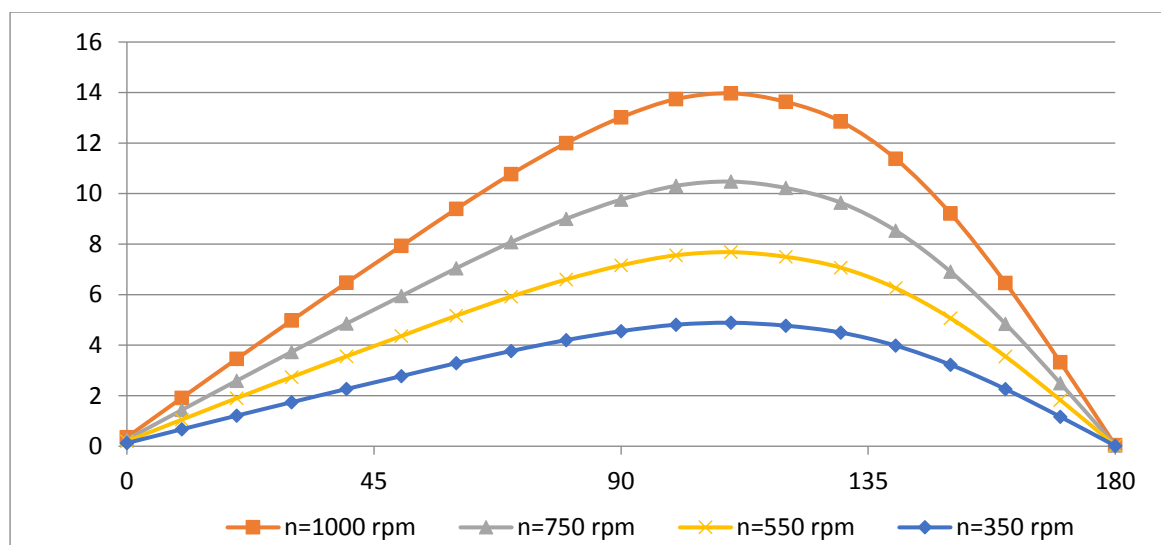
Η ταχύτητα στους εναλλάκτες της μηχανής υπολογίζεται με βάση το ζεύγος των εξισώσεων 6.2-6.3, ή τις αντίστοιχες εξισώσεις 5.5-5.6. Η παροχή της μάζας, και συνεπώς και η διαφορά μάζας που περιέχεται στις εξισώσεις, είναι ανάλογη της μάζας του αερίου, συνεπώς και της πίεσης. Επίσης από τη στιγμή που η θερμοκρασία των εναλλακτών παραμένει σταθερή, η πυκνότητα του αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη μεταβάλλεται ανάλογα με την πίεση (εξ. (7.2)). Άρα, η παροχή και η πυκνότητα είναι μεγέθη ανάλογα. Συνεπώς η ταχύτητα, η οποία προκύπτει από τη διαίρεση της παροχής με την πυκνότητα δεν μεταβάλλεται με την μέση πίεση του αερίου (εξ. (7.1)).

7.2.4. Ταχύτητα περιστροφής

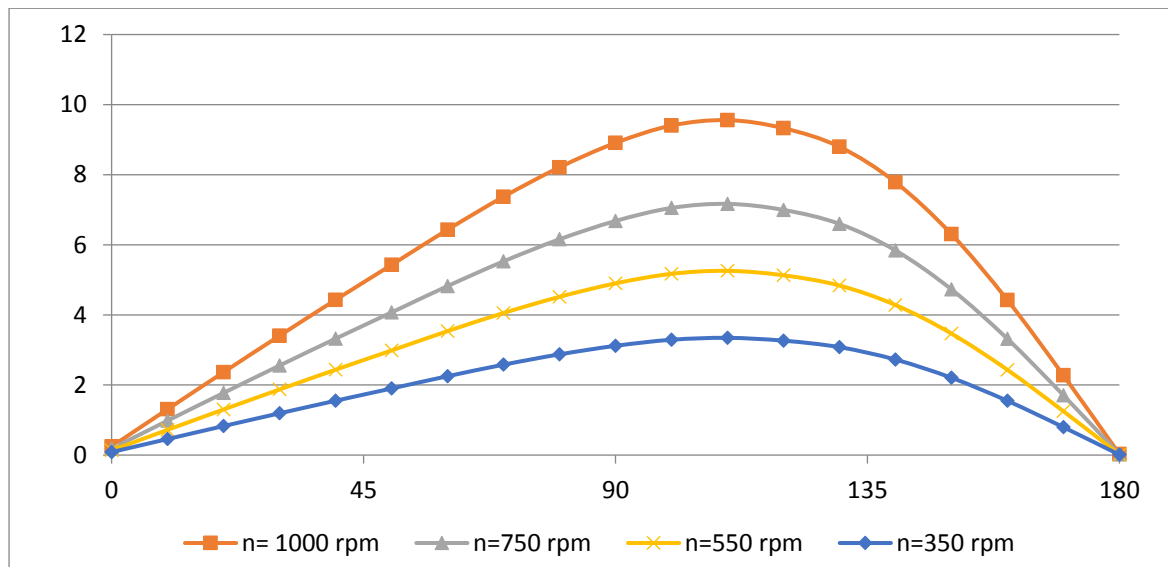
Στο τμήμα 7.1 αναλύθηκε ότι, σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τον κώδικα ROBOAN, η αλλαγή της ταχύτητας περιστροφής δεν μεταβάλλει ούτε το παραγόμενο από την μηχανή έργο ανά κύκλο ούτε το βαθμό της μηχανής. Η παραγόμενη ισχύς μεταβάλλεται ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής, αφού προκύπτει από το γινόμενο του παραγόμενου έργου ανά κύκλο επί τη συχνότητα.

Η αρχική ταχύτητα περιστροφής είναι ίση με 750 στροφές ανά λεπτό. Δοκιμάστηκαν τρεις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής, ίσες με 350, 550 και 1000 στροφές ανά λεπτό (rpm). Η μεταβολή της ταχύτητας του αερίου στο χώρο θέρμανσης παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.11, και η ταχύτητα στο χώρο ψύξης στο Σχήμα 7.12.

Σχήμα 7.11: Μεταβολή της ταχύτητας στο θερμαντήρα με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής



Σχήμα 7.12: Μεταβολή της ταχύτητας στο ψύκτη με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής



Από τα παραπάνω διαγράμματα προκύπτει πως η ταχύτητα του αερίου μεταβάλλεται προς την ίδια κατεύθυνση με την μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής. Για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής, η ταχύτητα του αερίου αυξάνεται, ενώ αν μειωθεί η ταχύτητα περιστροφής το αέριο μετακινείται πιο αργά. Αν αναλυθούν οι εξισώσεις που αποτελούν τον κώδικα ROBOAN, βγαίνει το συμπέρασμα ότι η ταχύτητα του αερίου είναι ανάλογη της ταχύτητας περιστροφής, εάν βέβαια όλες οι άλλες παράμετροι λειτουργίας της μηχανής παραμείνουν ίδιες.

Η παρατήρηση αυτή προκύπτει από την εξής συλλογιστική: Η παροχή της μάζας στους χώρους της μηχανής υπολογίζεται αρχικά σε μάζα αερίου ανά μοίρα, η μάζα δηλαδή που προστέθηκε ή αφαιρέθηκε από τον υπό μελέτη χώρο της μηχανής σε χρόνο που αντιστοιχεί στην περιστροφή της μηχανής κατά μία μοίρα. Για την μετατροπή της σε μονάδες του S.I. (kg/s), θα πρέπει η παροχή αυτή να πολλαπλασιασθεί με τη συχνότητα της μηχανής και τον αριθμό 360, το σύνολο δηλαδή των μοιρών που περιστρέφεται η μηχανή εντός 1 δευτερολέπτου (second). Από τη στιγμή που δεν έγινε κάποια τροποποίηση στην πίεση ή τη θερμοκρασία των χώρων της μηχανής, η παροχή μάζας του αερίου ανά μοίρα περιστροφής έμεινε σταθερή. Άρα, η παροχή της μάζας υπολογισμένη σε μονάδες του S.I. είναι ανάλογη της συχνότητας. Επιπλέον, λόγω του ότι η πίεση και η θερμοκρασία έμειναν σταθερές, η πυκνότητα του αερίου στο θερμαντήρα και το ψύκτη της μηχανής έμεινε αμετάβλητη. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, η ταχύτητα του αερίου είναι ανάλογη της παροχής μάζας και, συνεπώς, και της συχνότητας. (εξ. (7.1)).

7.2.5. Εργαζόμενο μέσο

Όπως και στο προηγούμενο τμήμα του Κεφαλαίου, έγινε δοκιμή στον κώδικα ROBOAN για λειτουργία της μηχανής με ήλιο και υδρογόνο. Με βάση τα αποτελέσματα, δεν προέκυψαν διαφορές σχετικά με την ταχύτητα του αερίου στους χώρους θέρμανσης και ψύξης. Συνεπώς, σύμφωνα με την αριθμητική προσέγγιση του

κώδικα, όπως και στην περίπτωση της παραγόμενης ισχύος και της απόδοσης της μηχανής, έτσι και η ταχύτητα του αερίου δεν επηρεάζεται από το είδος του εργαζόμενου μέσου.

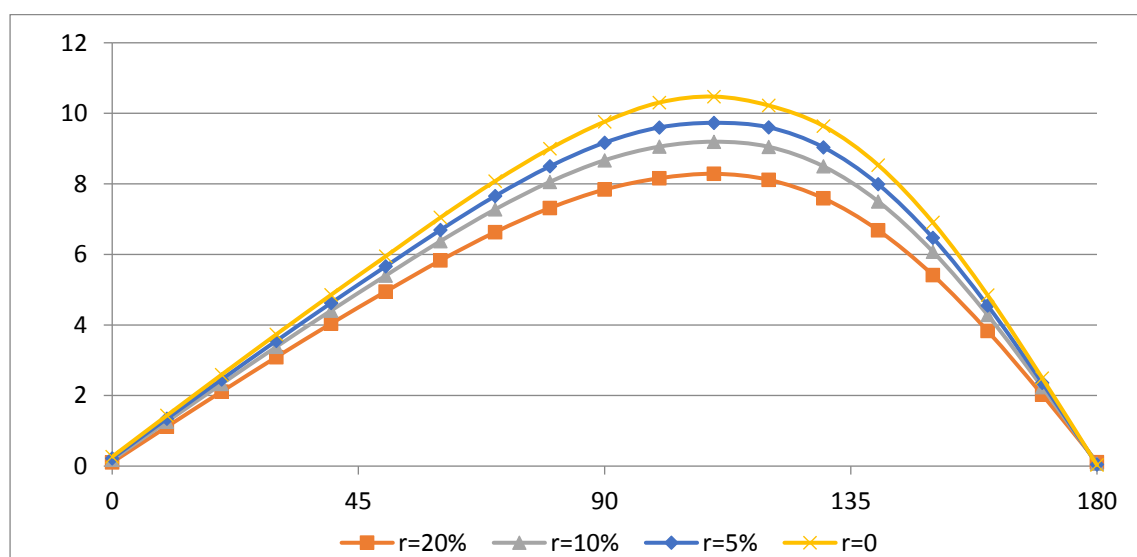
Στην περίπτωση της μελέτης της παραγόμενης ισχύος και της απόδοσης της μηχανής, είχε προκύψει πως για να επιτευχθεί παρόμοια επίδοση της μηχανής απαιτείται σημαντικά μικρότερη ποσότητα ηλίου, και ακόμα μικρότερη ποσότητα υδρογόνου σε σχέση με τον αέρα. Αν λοιπόν η ποσότητα του ηλίου είναι ίση με την ποσότητα του αέρα που χρησιμοποιείται στην μηχανή υπό τις αρχικές συνθήκες, η μέση πίεση της μηχανής και η ισχύς που θα παραχθεί από την μηχανή θα είναι πολλαπλάσια. Η ταχύτητα του αερίου όμως δεν θα μεταβληθεί, αφού όπως έχει βρεθεί και προηγουμένως, η μάζα του εργαζόμενου μέσου και η τιμή της μέσης πίεσης δεν επηρεάζουν την ταχύτητα του αερίου στους εναλλάκτες.

7.2.6. Νεκροί όγκοι

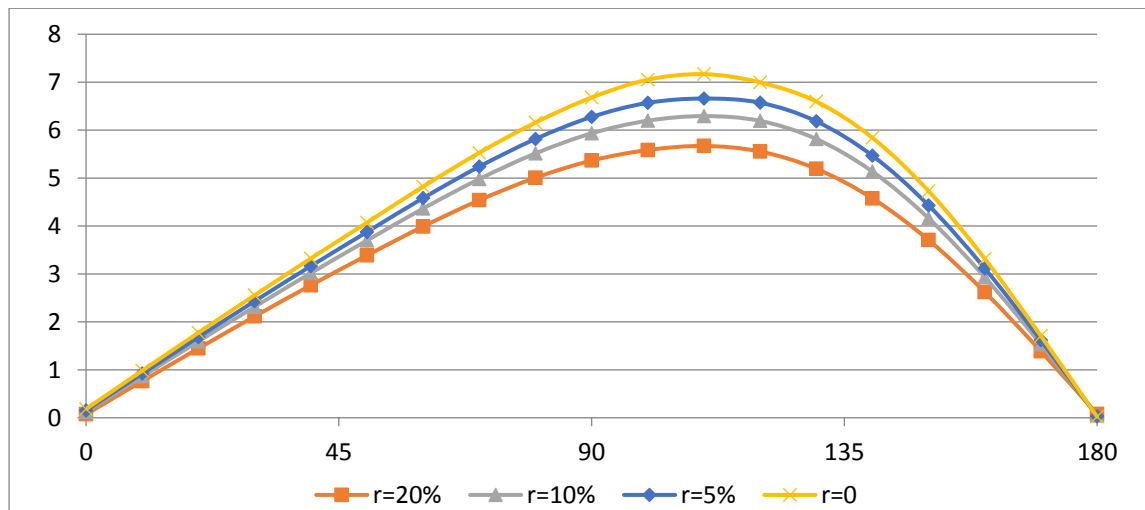
Η διαδικασία που ακολουθείται για την μελέτη της επίδρασης των νεκρών όγκων είναι αυτή που περιγράφεται και στο Τμήμα 7.1 για την μελέτη της επίδρασης των νεκρών όγκων στην απόδοση της μηχανής. Οι νεκροί όγκοι που προστέθηκαν στο χώρο συμπίεσης και το χώρο εκτόνωσης ήταν ίσοι με 6.37, 12.74 και 25.48 cm³ για κάθε έναν από τους δύο χώρους. Οι όγκοι αυτοί αντιστοιχούν στο 5%, 10% και 20% των σαρώμενων όγκων του κάθε χώρου.

Η μεταβολή της ταχύτητας του αερίου στους χώρους θέρμανσης και ψύξης παρουσιάζεται στα Σχήματα 7.13 και 7.14 αντίστοιχα. Προκύπτει λοιπόν ότι και για τους δύο χώρους, η ταχύτητα του αερίου μειώνεται με την αύξηση των νεκρών όγκων. Αντίστοιχα αποτελέσματα θα είχαμε αν αντί να προστεθούν οι νεκροί όγκοι στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης αυξάνονταν οι όγκοι των εναλλακτών θερμότητας και του αναγεννητή.

Σχήμα 7.13: Μεταβολή της ταχύτητας στο θερμαντήρα με τους νεκρούς όγκους



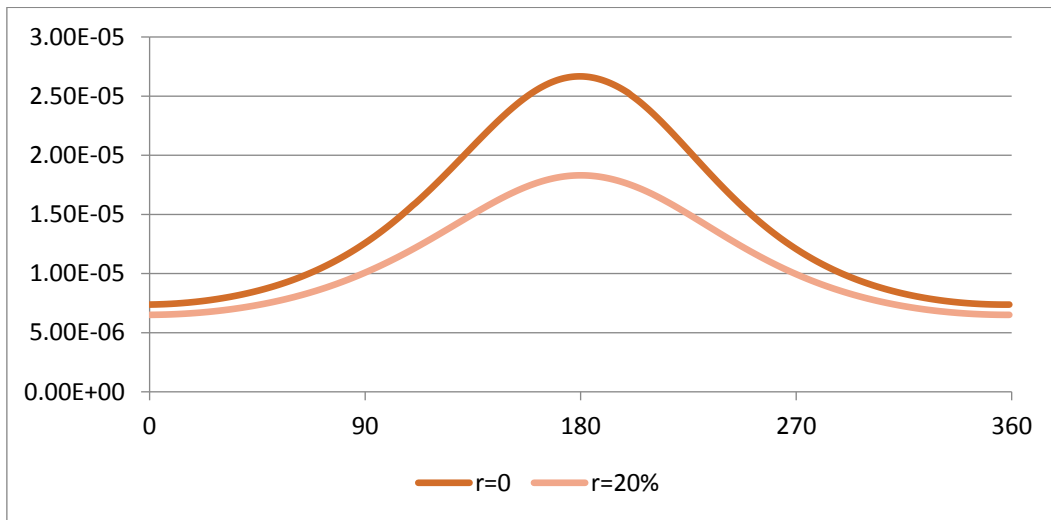
Σχήμα 7.14: Μεταβολή της ταχύτητας στο ψύκτη με τους νεκρούς όγκους



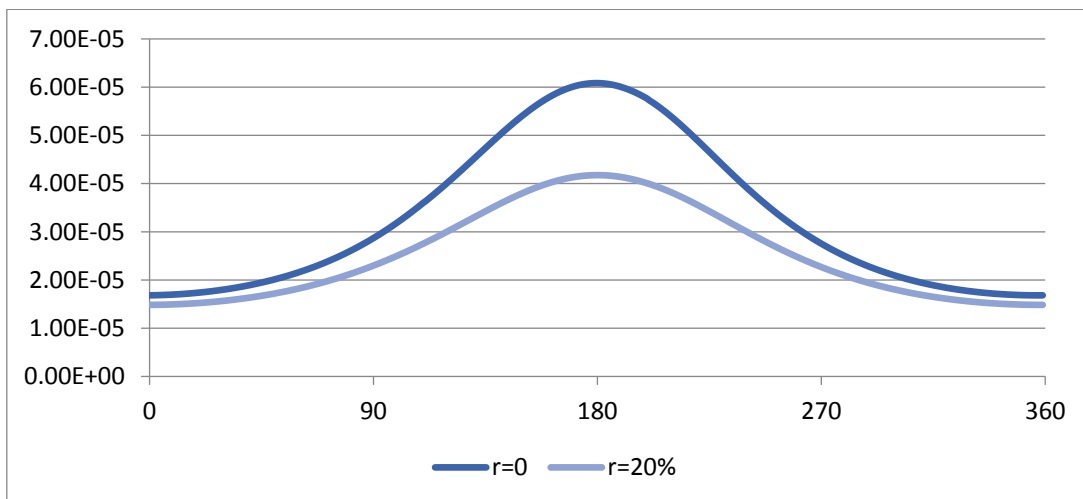
Όπως φαίνεται και από τον Πίνακα 7.8 στο Τμήμα 7.1, όπου συγκρίνεται η απόδοση της μηχανής για διαφορετικές τιμές των νεκρών όγκων, η μέση πίεση του εργαζόμενου αερίου εντός της μηχανής μειώνεται με την αύξηση των νεκρών όγκων. Με δεδομένο ότι οι θερμοκρασίες στους δύο χώρους είναι σταθερές, η πυκνότητα του αερίου μεταβάλλεται ανάλογα με την πίεση. Με δεδομένη την μείωση της πυκνότητας, και με βάση την εξ. (7.1) η μείωση της ταχύτητας με την αύξηση των νεκρών όγκων προϋποθέτει μια πιο έντονη μείωση της παροχής του αερίου που προκαλείται από την αύξηση των νεκρών όγκων.

Στη συγκεκριμένη περίπτωση, οι νεκροί όγκοι προστέθηκαν στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Άρα, ο λόγος του όγκου των χώρων θέρμανσης και ψύξης ως προς τον ολικό όγκο της μηχανής μειώθηκε. Αντίστοιχα άλλαξε και η κατανομή μάζας μετά την προσθήκη των νεκρών όγκων. Λόγω της αύξησης του συνολικού όγκου συμπίεσης και εκτόνωσης, περισσότερη μάζα αέρα βρίσκεται αναλογικά στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης και λιγότερη στους εναλλάκτες σε σχέση με τη λειτουργία της μηχανής που βασίστηκε τις αρχικές συνθήκες (μηδενικοί νεκροί όγκοι στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης). Αυτό φαίνεται στο Σχήμα 7.15, όπου συγκρίνεται η μάζα του αερίου στο χώρο θέρμανσης για τις δύο διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Το Σχήμα 7.16 απεικονίζει τα αντίστοιχα ευρήματα για το ψύκτη.

Σχήμα 7.15: Μάζα του εργαζόμενου μέσου στο χώρο θέρμανσης μετά την προσθήκη των νεκρών όγκων.

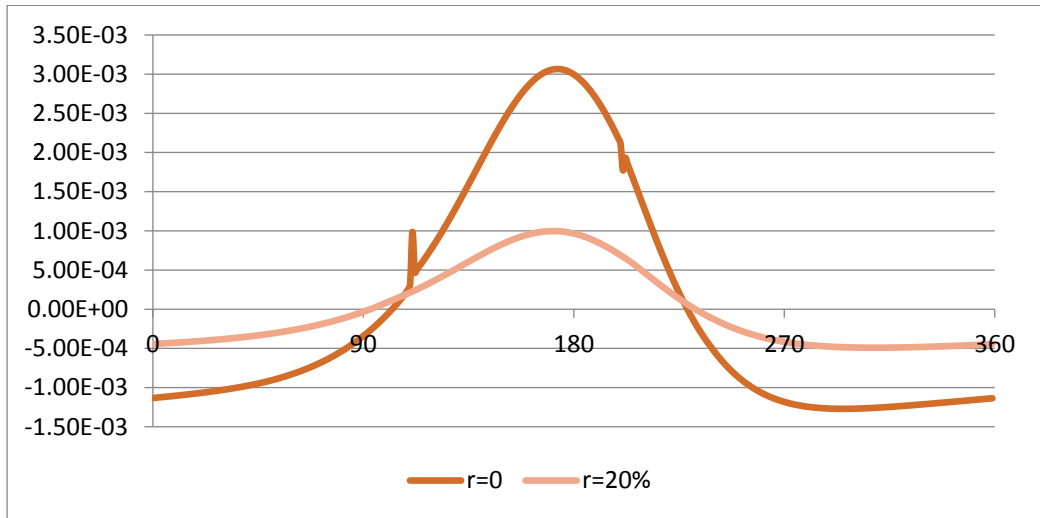


Σχήμα 7.16: Μάζα του εργαζόμενου μέσου στο χώρο ψύξης μετά την προσθήκη των νεκρών όγκων.

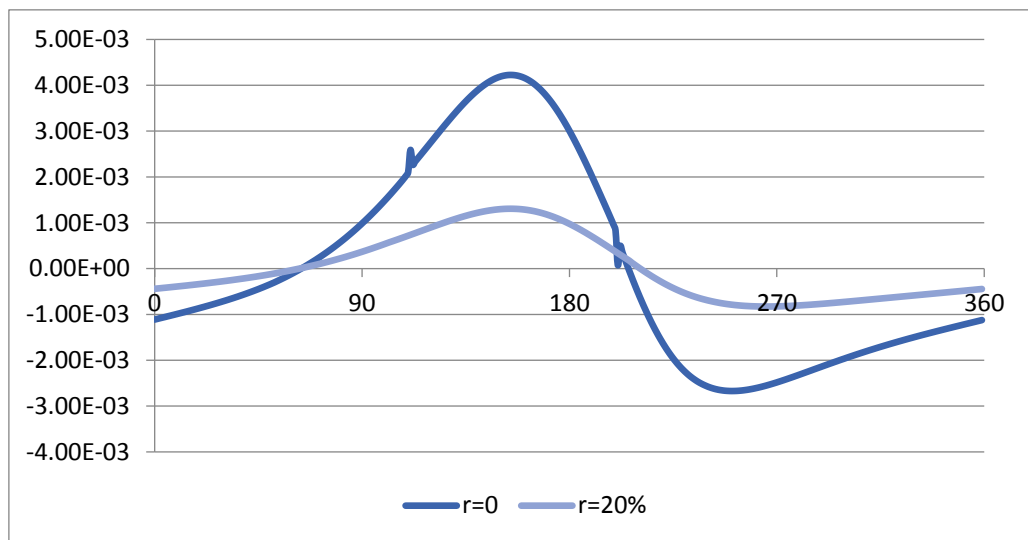


Στα Σχήματα 7.15 – 7.16, είναι σαφές πως οι καμπύλες που αντιστοιχούν στην δοκιμή ύστερα από την προσθήκη των νεκρών όγκων έχουν μικρότερη κλίση. Αυτό απεικονίζει γραφικά ότι η μείωση της μάζας στους εναλλάκτες συνοδεύεται και από μείωση της ανά μοίρα μεταβολής μάζας του αερίου εντός των εναλλακτών, άρα και από μείωση της παροχής μάζας. Όπως φαίνεται και από τα παρακάτω διαγράμματα (Σχ. 7.17 και 7.18), η μείωση της παροχής μάζας στους εναλλάκτες είναι αρκετά έντονη στην περίπτωση που οι νεκροί όγκοι είναι μεγαλύτεροι. Η μείωση της παροχής μάζας είναι μεγαλύτερη από την μείωση της πυκνότητας, που είναι ανάλογη της αντίστοιχης μείωσης της πίεσης. Από αυτό, δικαιολογείται και η μείωση της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου εντός των εναλλακτών.

Σχήμα 7.17: Παροχή του εργαζόμενου μέσου στο χώρο θέρμανσης μετά την προσθήκη των νεκρών όγκων.



Σχήμα 7.18: Παροχή του εργαζόμενου μέσου στο χώρο ψύξης μετά την προσθήκη των νεκρών όγκων.



ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 1) Urieli, I., and Berchowitz, D.M. Stirling Cycle Engine Analysis. Bristol, England: Adam Hilger, 1984
- 2) Walker, G. Stirling Cycle Machines. Oxford, England: Oxford University Press, 1973
- 3) Walker, G. Stirling Cycle Machines. Oxford, England: Oxford University Press, 1980
- 4) Αντωνάκος Γεώργιος, Θερμοδυναμική ανάλυση μηχανών ισχύος Stirling, Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., 2001
- 5) Τερζάκης Κωνσταντίνος, Βελτιστοποίηση Αδιαβατικής Ανάλυσης Μηχανών Stirling – Παράγοντες Επίδρασης της Απόδοσης, Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., 2008
- 6) Μπορμπιλιάς Ν. Α., <<Θερμοδυναμική Ανάλυση Κύκλων Stirling>>, Διδακτορική Διατριβή Ε.Μ.Π., Αθήνα 2004
- 7) Τσαρούχη Παναγιώτας, Ευφυής έλεγχος ενεργειακής μηχανής τεχνολογίας Stirling χαμηλής θερμοκρασιακής διαφοράς, Διπλωματική Εργασία της φοιτήτριας του Τμήματος Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Τεχνολογίας Υπολογιστών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Πατρών, 2011
- 8) Ελισάβετ Β. Καραθάνου, Δυναμική και Θερμοδυναμική Μοντελοποίηση ψυκτικής Μηχανής Stirling, Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., 2016
- 9) Παρχαρίδης Ν.Ευστάθιος, “ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ STIRLING” ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ, ΤΕΙ ΣΕΡΡΩΝ ΝΟΕΜΒΡΙΟΣ 2012
- 10) Mech. Engineer Hacer AKHAN, Solar-powered hot air motor design. Graduate thesis 2007 Edirne.
- 11) Eryener D., Akhan H., “Theoretical and Experimental Investigation of Perforated Solar Air Collector Coupled to a Capillary Radiant Heating System”, 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 16-18 July 2012, Malta.
- 12) Mech. Engineer Hacer AKHAN, Solar-powered hot air motor design. Graduate thesis 2007 Edirne.
- 13) Eryener D., Akhan H., “Theoretical and Experimental Investigation of Perforated Solar Air Collector Coupled to a Capillary Radiant Heating System”, 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 16-18 July 2012, Malta.

- 14) ΣΠΥΡΙΔΩΝ Γ. ΠΑΠΑΒΛΑΣΟΠΟΥΛΟΣ ,ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΘΕΡΜΟΚΙΝΗΤΗΡΑ STIRLING ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ SOLO 161V ΣΤΟ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ. ΕΦΑΡΜΟΣΜΕΝΗΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ Ε.Μ.Π. - ΣΥΣΧΕΤΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΠΡΩΤΩΝ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ & ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ, , Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., 2008
- 15) Ακριβόπουλος Σωτήριος, Κατασκευή Μικρού Μοντέλου Μηχανής Stirling και Προσομοίωση της Λειτουργικής Συμπεριφοράς του, Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., 2011
- 16) Hüseyin Serdar YÜCESU, Ένα μαθηματικό μοντέλο για τον προσδιορισμό των διαστάσεων του θερμαντήρα και του ψύκτη ενός κινητήρα Stirling. Καραμπούκ, Τουρκία: Πανεπιστήμιο Zonguldak Karaelmas, Τεχνική Σχολή Karabük, 1997
- 17) “Projet de Recherche à Font-Romeu-Odeillo, France. Un Moteur Stirling est placé au Foyer de la Parabole”, Wikipedia Fr
- 18) Fletcher J. C., Kirsten C. C., Fig 3, Page 2, “Solar-powered Pump”, published August 3, 1976
- 19) <http://www.globalsecurity.org/jhtml/jframe.html#http://www.globalsecurity.org/military/world/europe/images/a26-ngu-image3.jpg> | | |
- 20) <http://www.stirlingcryogenics.com/cryogenic-cooling-solutions/semen-storage/>
- 21) <http://www.stirlingcryogenics.com>
- 22) <http://www.stirlingcryogenics.com/cryogenic-cooling-solutions/medical-oxygen/>
- 23) <http://www.stirlingcryogenics.com/cryogenic-cooling-solutions/cryogenic-conditions-fundamental-research/>
- 24) https://www.researchgate.net/figure/51910126_fig2_Figure-2-Left-Schematic-view-of-the-whole-ICARUS-T600-plant-in-HALL-B-at-LNGS
- 25) <http://lasallescientific.com/sunpower-cryotel-cryocoolers/>
- 26) Large Free-Piston Stirling Engines, <https://tec.grc.nasa.gov/past-projects/large-free-piston-stirling-engines/>
- 27) Κόλλιας Ιωάννης, ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING MODEL ENGINE IV, CTRC ΚΑΙ SPIKE ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ, Διπλωματική Εργασία Ε.Μ.Π., 2013
- 28) James E. Cairelli , “SPRE I Free-Piston Stirling Engine Testing at NASA Lewis Research Center” , LewisResearch Center, Cleveland , Ohio , prepared for the 1988 Solar Energy Conference sponsored bythe American Society of Mechanical Engineers, Golden , Colorado , April 10-14 ,1988

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η θερμοδυναμική ανάλυση και προσομοίωση των μηχανών Stirling. Ως βάση, χρησιμοποιήθηκε μια μηχανή Stirling η οποία κατασκευάσθηκε και εξετάσθηκε πειραματικά στο Πανεπιστήμιο του Ικονίου στην Τουρκία και η οποία λειτουργεί με αέρα.

Στα πρώτα κεφάλαια της εργασίας (1-4) γίνεται μια θεωρητική ανάλυση των μηχανών Stirling, αλλά αναλύονται και πτυχές που έχουν να κάνουν με την πρακτική του λειτουργία. Το βασικό κομμάτι της εργασίας είναι στα Κεφάλαια 5-6 και 7. Αρχικά παρουσιάζεται η μηχανή Stirling που κατασκευάσθηκε στο Πανεπιστήμιο του Ικονίου, ενώ παρατίθενται αποτελέσματα σχετικά με την πειραματικά παραγόμενη ισχύ για 3 διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Στη συνέχεια παρουσιάζεται το υπολογιστικό μοντέλο που αναπτύχθηκε στο Πανεπιστήμιο Zonguldak Karaelmas, στο Karabuk της Τουρκίας. Ο κώδικας αυτός παρέχει αποτελέσματα σχετικά με την ταχύτητα και τη θερμοκρασία του αερίου στους εναλλάκτες.

Στο Κεφάλαιο 6 η ίδια μηχανή προσομοιώθηκε σε περιβάλλον Mathcad. Η προσομοίωση γίνεται με χρήση του κώδικα ROBOAN ο οποίος αναπτύχθηκε στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν συγκρίθηκαν με τα διαθέσιμα πειραματικά, για τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας. Αποδείχθηκε πως η αδιαβατική ανάλυση οδήγησε σε υπερεκτίμηση της ισχύος και της απόδοσης της μηχανής. Η παραγόμενη από την μηχανή ισχύς προέκυψε υπερδιπλάσια της πραγματικά παραγόμενης ισχύος, ενώ ο βαθμός απόδοσης των προσομοιώσεων (55-65%) είναι κατά πολύ μεγαλύτερος του βαθμού απόδοσης μιας πραγματικής μηχανής Stirling (μέχρι 35%). Επαληθεύθηκε η διαπίστωση ότι η ιδανική αδιαβατική ανάλυση οδηγεί σε μεγαλύτερη ισχύ και απόδοση σε σχέση με την πραγματικότητα καθώς δεν λαμβάνει υπόψη τις απώλειες ισχύος στην μηχανή (λόγω πτώσης πίεσης, αγωγής θερμότητας κ.α.). Επιπλέον, παρουσιάζεται με χρήση διαγραμμάτων η μεταβολή μεγεθών όπως οι ιδιότητες του αερίου (πίεση, θερμοκρασία), η παροχή μάζας, η μάζα του αερίου στους χώρους της μηχανής και τα ενεργειακά μεγέθη (έργο, προσδιδόμενη και απορριπτόμενη ενέργεια και συναλασσόμενη ενέργεια μεταξύ του αερίου και του μεταλλικού πλέγματος στον αναγεννητή της μηχανής). Έτσι γίνεται πιο κατανοητή η λειτουργία μιας μηχανής Stirling. Τέλος, παρουσιάζεται η μεταβολή της ταχύτητας του αερίου στους εναλλάκτες και συγκρίνεται με τα αντίστοιχα αποτελέσματα της πειραματικής μηχανής για ίδιες συνθήκες. Στην περίπτωση αυτή, τα πειραματικά αποτελέσματα και τα αποτελέσματα του κώδικα ROBOAN είναι πολύ κοντά μεταξύ τους. Προκύπτει λοιπόν πως, παρά την αδυναμία του να προβλέψει καλά την παραγόμενη ισχύ της μηχανής, ο κώδικας ROBOAN είναι σε θέση να περιγράψει ικανοποιητικά την μεταβολή σημαντικών ιδιοτήτων του αερίου και έτσι να δώσει μια καθαρή εικόνα σχετικά με τη λειτουργία της μηχανής.

Στο Κεφάλαιο 7 γίνεται παραμετρική μελέτη με βάση τον κώδικα ROBOAN. Ο στόχος της είναι να μελετηθεί η κατεύθυνση κατά την οποία επηρεάζεται η απόδοση της

μηχανής από μία αλλαγή στις συνθήκες λειτουργίας της, και δευτερευόντως το ακριβή βαθμό επίδρασης της κάθε αλλαγής. Οι παράγοντες που επιλέγονται ώστε να εξετασθεί η επιρροή τους στην παραγόμενη ισχύ και την απόδοση της μηχανής είναι η θερμοκρασία του αερίου στους δύο εναλλάκτες (θερμαντήρας και ψύκτης), η ταχύτητα περιστροφής, η μέση πίεση του εργαζόμενου μέσου, το είδος του εργαζόμενου μέσου και η ποσότητα των νεκρών όγκων. Τα σημαντικότερα στοιχεία που προκύπτουν είναι πως η απόδοση της μηχανής βελτιώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του αερίου στο θερμαντήρα, την μείωση της θερμοκρασίας του αερίου στο ψύκτη και την όσο το δυνατόν μεγαλύτερη μείωση των νεκρών όγκων. Με βάση τον κώδικα ROBOAN, η ταχύτητα περιστροφής επηρεάζει μόνο την παραγόμενη ισχύ ενώ η μέση πίεση του αερίου είναι ανάλογη του έργου και των θερμοτήτων που προσφέρονται στον κινητήρα Stirling και απορρίπτονται από αυτόν. Εξετάσθηκε τέλος, η επίδραση αυτών των παραγόντων στην ταχύτητα του αερίου στους εναλλάκτες. Με βάση τα αποτελέσματα του κώδικα, το αέριο κινείται γρηγορότερα για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής και για μικρότερους νεκρούς όγκους. Οι άλλοι παράγοντες, είτε είχαν μικρή επίδραση (θερμοκρασία στους χώρους θέρμανσης και ψύξης) είτε δεν προκάλεσαν καμία αλλαγή (μέση πίεση αερίου).