



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ
ΚΑΙ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ**

**Δυναμική και Θερμοδυναμική Μοντελοποίηση Ψυκτικής
Μηχανής Stirling**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Ελισάβετ Β. Καραθάνου

Επιβλέπων: Ιωάννης Αντωνιάδης

Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Ιούλιος 2016

Ευχαριστίες

Θα ήθελα κατ' αρχάς να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κο Ιωάννη Αντωνιάδη για την ανάθεση της παρούσας διπλωματικής εργασίας και για τη βοήθεια και την καθοδήγησή του καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησής της.

Επίσης, οφείλω ιδιαίτερες ευχαριστίες στον υποψήφιο διδάκτορα του Εργαστηρίου Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής, κο Γεώργιο Δόγκα για τη συνδρομή του, τις γενικές παρατηρήσεις του και τον χρόνο που αφιέρωσε.

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία επικεντρώνεται στην δυναμική και θερμοδυναμική μοντελοποίηση των ψυκτικών μηχανών Stirling. Μία μηχανή Stirling, εργοπαραγωγός ή ψυκτική, αποτελείται από έναν χώρο συμπίεσης, έναν χώρο εκτόνωσης κι έναν αναγεννητή και συνήθως διαθέτει δύο εναλλάκτες θερμότητας. Σε όλους αυτούς τους όγκους κινείται το εργαζόμενο μέσο, το οποίο εν προκειμένω θεωρείται ότι είναι ο αέρας.

Εφαρμόστηκε ένα ήδη προϋπάρχον μοντέλο το οποίο επιλύει τις γενικές μορφές των εξισώσεων διατήρησης ενέργειας και μάζας με τη χρήση συνήθων και μερικών διαφορικών εξισώσεων. Το μοντέλο αυτό δεν είναι ιδανικό αλλά προσεγγίζει το πραγματικό μέσω της μελέτης απωλειών.

Στη συνέχεια, διαστασιολογήθηκε μία ψυκτική μηχανή Stirling, η οποία βασίζεται στο μοντέλο αυτό και λειτουργεί με ισχύ 9000 Btu/h, ώστε να συγκριθεί ο συντελεστής απόδοσής της για λειτουργία ψύξης και θέρμανσης με αυτόν ενός κλιματιστικού του εμπορίου της ίδιας ισχύος.

Για να επιτευχθεί η διαστασιολόγηση αυτή πραγματοποιήθηκε ανάλυση ευαισθησίας, ώστε να γίνει κατανοητό το πώς επιδρούν κάποιες παράμετροι, μεταξύ των οποίων η διάμετρος της μηχανής, οι όγκοι εμβολισμού και οι νεκροί όγκοι για τους χώρους συμπίεσης κι εκτόνωσης, η διαφορά φάσης των εμβόλων, τα χαρακτηριστικά του αναγεννητή και ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του αέρα εντός της μηχανής στην ψυκτική της ισχύ.

Η μέθοδος αυτή συνδυάστηκε, στη συνέχεια, με μία μέθοδο βελτιστοποίησης κάποιων παραμέτρων, όπως του νεκρού όγκου της μηχανής, του όγκου εμβολισμού ή της διαφοράς φάσης των εμβόλων, ώστε να μεγιστοποιηθεί η ψυκτική ισχύς της μηχανής.

Για τα υπόλοιπα μεγέθη χρησιμοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση, για να βρεθεί ο κατάλληλος συνδυασμός όλων των παραμέτρων της ψυκτικής μηχανής, ώστε να επιτευχθεί η απαιτούμενη ισχύς των 9000 Btu/h σε ψύξη και θέρμανση σε συνδυασμό με τον καλύτερο δυνατό συντελεστή απόδοσης για τις δύο αυτές λειτουργίες.

Τα αποτελέσματα της εργασίας δείχνουν τον συντελεστή απόδοσης της Stirling να ξεπερνά τελικά αυτόν του κλιματιστικού.

Λέξεις – κλειδιά: Stirling, μηχανή, ψυκτική, κύκλος, ανάλυση, ευαισθησία, Walker, βελτιστοποίηση, διαστασιολόγηση, μοντελοποίηση, ισχύς, σύγκριση, συντελεστής, απόδοση, ψύξη, θέρμανση, θερμότητα, απορροφούμενη, αποβαλλόμενη, έργο.

Abstract

Dynamic and Thermodynamic Modeling of a Cooling Stirling Engine

The present diploma thesis focuses on the dynamic and thermodynamic modeling of a cooling Stirling engine. A Stirling engine consists of a compression space, an expansion space and a regenerator. It usually has two heat exchangers. The working fluid, which is considered the air for the specific occasion, moves across the whole engine.

An existing mathematical and physical model incorporating energy and mass balance non linear equations was applied in order to describe how the cooling engine would operate. This physical and mathematical model is not an ideal one as it takes into consideration the power losses across the machine and especially the regenerator.

The cooling engine was dimensionalized to ensure that it performed effectively with the power output of 9000 Btu/h. The cooling Stirling engine's coefficient of performance for cooling and heating at the specific power output was compared with that of an air conditioning system which is already on the market.

Sensitivity analysis was used in order to investigate how the cooling power would be affected by various parameters, including the engine diameter, the swept and dead volumes of compression and expansion space, the phase angle of the pistons, the specifications of the regenerator and the heat transfer coefficient of the working fluid – which is the air in our occasion- across the engine.

An optimization method was then applied to explore how the cooling power would be maximized. The characteristics that were involved in the optimization are the dead volume ratio of the two chambers of expansion and compression, the swept volume ratio, and the phase angle between the pistons. All the other parameters that were not involved in the optimization were defined using the “trial and error” method in order to find the appropriate combination of all the parameters that affect the performance of the cooling engine. This combination is considered the appropriate one if the cooling engine operates with power output of 9000 Btu/h for both cooling and heating but, also, presents the maximum value of its coefficient of performance for cooling and heating.

The results showed that this combination exists and the Stirling's coefficient of performance is better than that of the air conditioning system.

Keywords: Stirling, engine, cycle, analysis, sensitivity, Walker, optimization, dimensionalization, modeling, power, comparison, coefficient, output, cooling, heating, work.

Πίνακας Περιεχομένων

Κεφάλαιο 1 ^ο	9
1.1 Γενικά.....	9
1.2 Τα μέρη μίας θερμικής ή ψυκτικής μηχανής Stirling	11
1.3 Διαμορφώσεις Μηχανής Stirling.....	13
1.4 Θερμοδυναμικός Κύκλος σε Εργοπαραγωγό Μηχανή Stirling	15
1.5 Θερμοδυναμικός Κύκλος σε Ψυκτική Μηχανή Stirling	18
1.6 Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου.....	20
1.7 Πλεονεκτήματα & Μειονεκτήματα Μηχανών Stirling.....	22
1.8 Εφαρμογές των Μηχανών Stirling	26
1.9 Εφαρμογές των Ψυκτικών Μηχανών Stirling.....	31
Κεφάλαιο 2 ^ο	36
2.1 Εισαγωγή στο Μοντέλο	36
2.2 Μαθηματικό Μοντέλο Ψυκτικής Μηχανής Stirling Διαμόρφωσης Τύπου A ...	37
2.2.1 Εξισώσεις Χώρων Εκτόνωσης και Συμπίεσης	37
2.2.2 Εξισώσεις Αναγεννητή	40
2.2.3 Ψυκτική Ικανότητα και Συντελεστής Απόδοσης.....	43
2.2.4 Αδιαστασιοποίηση Μεγεθών.....	46
2.3 Διαδικασία Επίλυσης	48
2.4 Ανάλυση Ευαισθησίας	50
Κεφάλαιο 3 ^ο	61
3.1 Ανάλυση Παραμέτρων Βελτιστοποίησης	61
3.2 Μέθοδος Βελτιστοποίησης	70
3.3 Διάγραμμα κατά Walker	74
Κεφάλαιο 4 ^ο	76
4.1 Δεδομένα Διαστάσεων Για Μηχανές Stirling	76
4.2 Μέθοδος Διαστασιολόγησης Ψυκτικής Μηχανής Stirling	82
4.3 Επιλογή Διαστάσεων Ψυκτικής Μηχανής Stirling	89
Κεφάλαιο 5 ^ο	92
5.1 Τελικές Διαστάσεις Ψυκτικής Μηχανής Stirling	92
5.2 Αποτελέσματα.....	94
5.3 Σύγκριση Ψυκτικής Μηχανής Stirling και Κλιματιστικού	97

Κεφάλαιο 6 ^ο	103
6.1 Ανακεφαλαίωση και Συμπεράσματα	103
6.2 Προτάσεις για Μελλοντική Έρευνα.....	104
Βιβλιογραφία	106

Πρόλογος

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η δυναμική και θερμοδυναμική μοντελοποίηση μία ψυκτικής μηχανής Stirling. Επιλέχθηκε ένα ήδη υπάρχον μαθηματικό μοντέλο για τη μελέτη της λειτουργίας της. Στη συνέχεια, επιλέχθησαν χαρακτηριστικά μεγέθη για τη διαστασιολόγησή της, τον τρόπο και τις συνθήκες λειτουργίας της. Μέρος των μεγεθών αυτών προκύπτουν κατόπιν βελτιστοποίησης, ενώ άλλα κατόπιν παραμετροποίησης. Έπειτα, πραγματοποιείται σύγκριση μεταξύ της ψυκτικής μηχανής Stirling που μοντελοποιήθηκε και διαστασιολογήθηκε και ενός κλιματιστικού της αγοράς ισχύος 9000 Btu/h.

Στο 1^ο Κεφάλαιο γίνεται μία εισαγωγή στις μηχανές Stirling και στον θερμοδυναμικό κύκλο.

Στο 2^ο Κεφάλαιο ακολουθεί η παρουσίαση του μαθηματικού μοντέλου με το οποίο λειτουργεί η ψυκτική μηχανή Stirling.

Στο 3^ο Κεφάλαιο παρουσιάζεται η μέθοδος βελτιστοποίησης που θα χρησιμοποιηθεί για τα μεγέθη της μηχανής σύμφωνα με την ανάλυση κατά Walker.

Στο 4^ο Κεφάλαιο παρουσιάζεται η διαστασιολόγηση της ψυκτικής μηχανής Stirling μέσω παραμετροποίησης.

Στο 5^ο Κεφάλαιο ακολουθούν τα αποτελέσματα που αφορούν στην απόδοση της μηχανής για την παραπάνω μοντελοποίηση και διαστασιολόγηση.

Στο 6^ο Κεφάλαιο συζητώνται συνοπτικά τα συμπεράσματα που προέκυψαν και γίνονται προτάσεις για περαιτέρω έρευνα.

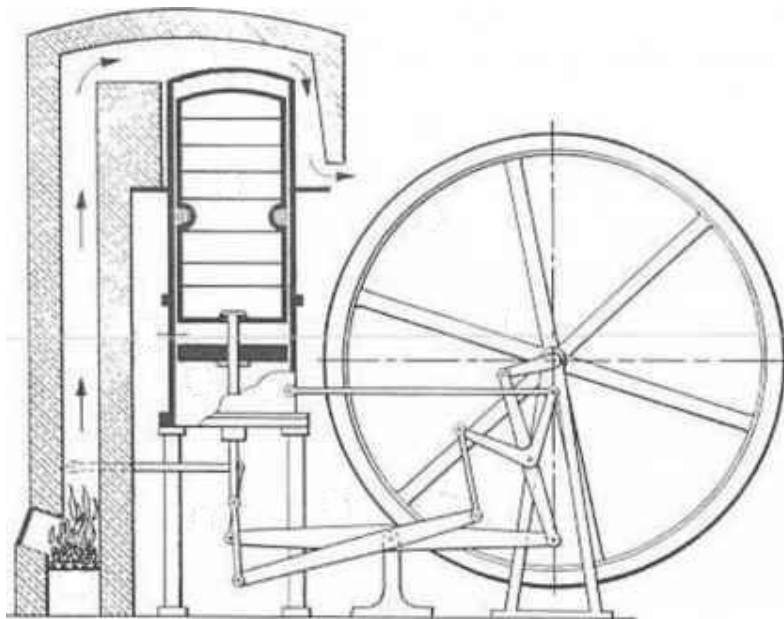
Κεφάλαιο 1^ο

Η Μηχανή Stirling

Στο Κεφάλαιο αυτό θα γίνει αναφορά σε γενικές πληροφορίες γύρω από τις εργοπαραγωγούς και ψυκτικές μηχανές Stirling. Θα αναλυθεί ο ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος τόσο για παραγωγή έργου όσο και για ψύξη. Επίσης, θα αναφερθούν τα είδη των μηχανών Stirling, κάποια πλεονεκτήματα και μειονεκτήματά τους, καθώς και εφαρμογές τόσο εργοπαραγωγών όσο και ψυκτικών μηχανών Stirling που παρουσιάζουν ερευνητικό ενδιαφέρον.

1.1 Γενικά

Η μηχανή Stirling δημιουργήθηκε για πρώτη φορά το 1816 από τον Robert Stirling (1790 - 1878), έναν Σκωτσέζο ιερέα, ο οποίος κατοχύρωσε την ευρεσιτεχνία του με πατέντα (UK Patent 4081) τόσο για τη μηχανή όσο και για τον θερμικό αναγεννητή που ο ίδιος ονόμαζε «οικονομητήρα» (economizer). Ο αναγεννητής αυτός ήταν υπεύθυνος για τη δημιουργία μίας μηχανής με μειωμένη κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με τις ατμομηχανές που χρησιμοποιούνταν εκείνη την εποχή. Επίσης, ο ίδιος ο Stirling περιέγραφε διάφορες εφαρμογές της μηχανής πάνω σε γυαλί και σε διάφορους κλιβάνους. Οι καινοτομίες αυτές ήταν πολύ αξιόλογες, αν αναλογιστεί κανείς πως προηγήθηκαν της γέννησης της θερμοδυναμικής και των συγγραμμάτων του Carnot (1796-1832). [1]



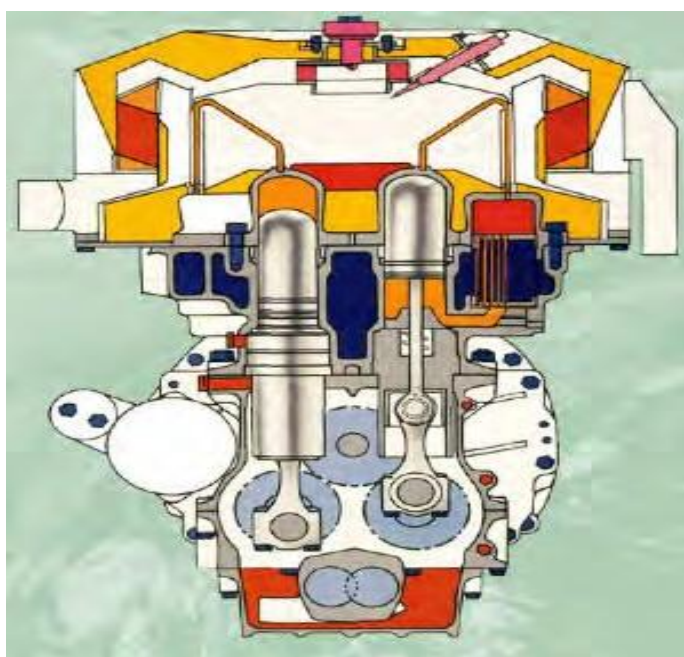
Σχήμα 1.1: Η γνήσια ευρεσιτεχνία της μηχανής Stirling το 1816. Σημειώνεται η απουσία του ψύκτη. [2]

Σήμερα η μηχανή Stirling περιέχει έναν αναγεννητή και δύο χώρους που τον περιβάλλουν, έναν θερμό κι έναν ψυχρό. Υπάρχουν δύο εναλλάκτες σε αντιστοιχία με τον κάθε χώρο και εξωτερικά αυτών (ψυχρός «cold» και θερμός εναλλάκτης «hot heat exchanger») για τη μεταφορά θερμότητας. Σε κάθε χώρο της μηχανής υπάρχει ένα έμβολο το οποίο μπορεί να είναι έμβολο ισχύος ή εκτοπισμού. Η διαφορά τους έγκειται στο ότι το πρώτο παράγει έργο ενώ το δεύτερο όχι. Όπως περιγράφεται και παρακάτω, σε διαμορφώσεις τύπου A η μηχανή έχει δύο έμβολα ισχύος ενώ σε διαμορφώσεις τύπου B και Γ έχει ένα έμβολο ισχύος κι έναν εκτοπιστή.

Η μηχανή Stirling αποτελεί ένα κλειστό κύκλωμα, δηλαδή το εργαζόμενο μέσο είναι συνεχές και δεν ανανεώνεται αλλά χρησιμοποιείται ξανά και ξανά. Αυτό είναι συνήθως αέρας, υδρογόνο ή ήλιο γιατί αποτελούν ελφριά αέρια, ενώ μπορεί να χρησιμοποιηθεί και υδρατμός. Η κίνηση του αερίου προκαλείται από τα δύο έμβολα ενώ περιορίζεται στη ροή από τον θερμό προς τον ψυχρό χώρο και αντίστροφα διαμέσου του αναγεννητή.

Η λειτουργία της μηχανής βασίζεται στον θερμοδυναμικό κύκλο Stirling ο οποίος αποτελείται από δύο ισοθερμοκρασιακές –μία συμπίεση και μία εκτόνωση- και δύο ισόχωρες μεταβολές στονιδανικό κύκλο. Στην πραγματικότητα, όμως, ο κύκλος δεν είναι ιδανικός και οι ισοθερμοκρασιακές καμπύλες πλησιάζουν περισσότερο τις αδιαβατικές καθώς η θερμοκρασιάδεν είναι σταθερή.

Μηχανή Stirling μπορεί να σχεδιαστεί είτε για παραγωγή έργου ή για παραγωγή ψύξης. Στην παρούσα διπλωματική εργασία ασχολούμαστε με την ψυκτική μηχανή Stirling.

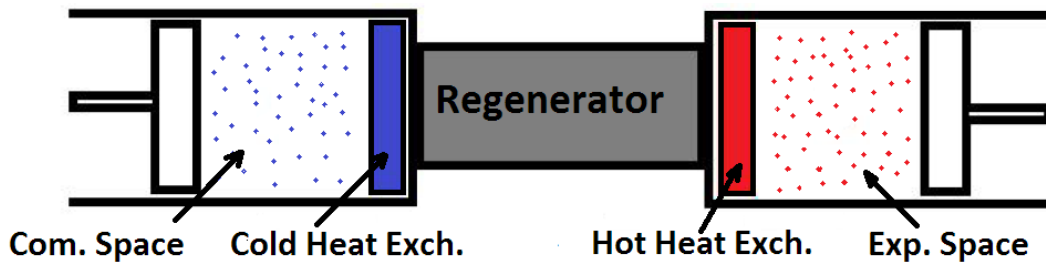


Σχήμα 1.2: Σχηματική αναπαράσταση μιας μηχανής Stirling P-40 [3].

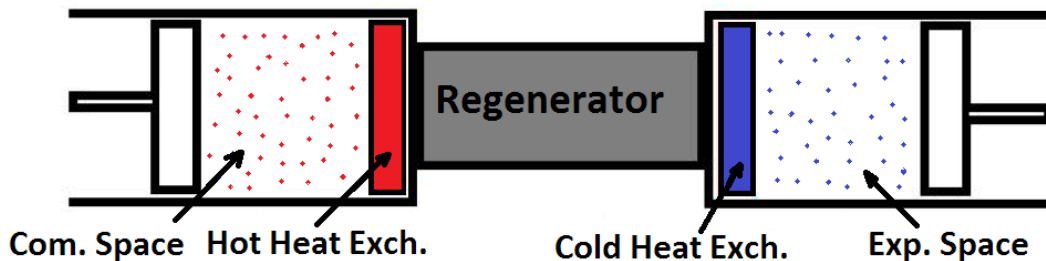
1.2 Τα μέρη μίας θερμικής ή ψυκτικής μηχανής Stirling

Μία θερμική ή ψυκτική μηχανή Stirling αποτελείται:

- Τον χώρο εκτόνωσης: expansion space/chamber
- Τον χώρο συμπίεσης: compression space/chamber
- Τον αναγεννητή: regenerator
- Τον θερμό εναλλάκτη: hot heat exchanger
- Τον ψυχρό εναλλάκτη: cold heat exchanger



Σχήμα 1.3: Γραφική Αναπαράσταση μίας Θερμικής Μηχανής Stirling Διαμόρφωσης Τύπου Α.



Σχήμα 1.4: Γραφική Αναπαράσταση μίας Ψυκτικής Μηχανής Stirling Διαμόρφωσης Τύπου Α.

Ο χώροι εκτόνωσης και συμπίεσης της μηχανής αποτελούν τους χώρους που λαμβάνουν χώρα η συμπίεση κι η εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Ο χώρος εκτόνωσης βρίσκεται σε θερμοκρασία T_E και ο χώρος συμπίεσης σε θερμοκρασία T_C . Ο ένας από τους δύο χώρους είναι θερμός και ο άλλος ψυχρός ανάλογα με το είδος της μηχανής (για έργο ή ψύξη). Στην περίπτωση εργοπαραγωγού μηχανής η εκτόνωση πραγματοποιείται στον θερμό χώρο (υψηλής θερμοκρασίας) και η συμπίεση στον ψυχρό (χαμηλής θερμοκρασίας) ενώ σε περίπτωση ψυκτικής μηχανής ισχύει το αντίστροφο. Επομένως, όταν ισχύει:

$\Rightarrow T_E > T_C$ η μηχανή παράγει έργο

$\Rightarrow T_C > T_E$ η μηχανή παράγει ψύξη

Ο θερμός (*hot*) κι ο ψυχρός εναλλάκτης (*cold heat exchanger*) είναι υπεύθυνοι για τη συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του αερίου και του χώρου (θερμού ή ψυχρού). Ο σκοπός του εναλλάκτη που σχετίζεται με τον χώρο εκτόνωσης είναι να παρέχει θερμότητα στο αέριο ενώ σκοπός αυτού που σχετίζεται με τον χώρο συμπίεσης είναι να παίρνει τη θερμότητα από το αέριο μέσο.

- ο Σε περίπτωση εργοπαραγωγού μηχανής ο θερμός εναλλάκτης βρίσκεται στον χώρο εκτόνωσης κι ο ψυχρός στον χώρο συμπίεσης.
- ο Σε περίπτωση ψυκτικής μηχανής ισχύει το αντίστροφο.

Για μηχανές που λειτουργούν σε μικρές ισχύεις και πιέσεις το ρόλο του θερμού και ψυχρού εναλλάκτη αναλαμβάνουν τα εξωτερικά τοιχώματα των δύο χώρων. Για περιπτώσεις λειτουργίας σε μεγαλύτερες πιέσεις, όμως, είναι απαραίτητη μεγαλύτερη επιφάνεια για καλύτερη συναλλαγή θερμότητας. Ιδιαίτερη προσοχή δίνεται στο υλικό κατασκευής του θερμού εναλλάκτη, το οποίο είναι συνήθως κάποιο κράμα μετάλλων ή κεραμικό (π.χ. καρβίδια του πυριτίου) για καλύτερη αντοχή σε υψηλές θερμοκρασίες [4]. Ακόμη, για τις συνθήκες αυτές χρησιμοποιούνται ψυχροί εναλλάκτες που διαθέτουν κάποιο υγρό, όπως νερό, για καλή μεταφορά θερμότητας.

Ο αναγεννητής ή αλλιώς *οικονομητήρας* αποτελεί το κύριο χαρακτηριστικό των μηχανών Stirling. Βρίσκεται μεταξύ του θερμού και του ψυχρού χώρου. Η χρησιμότητά του έγκειται στο γεγονός πως αποθηκεύει την ενέργεια που δέχεται από το εργαζόμενο μέσο, καθώς αυτό κινείται ισόχωρα προς τον ψυχρό χώρο. Εν συνεχεία, αυτή η ενέργεια χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του εργαζόμενου αερίου όταν αυτό κάνει την αντίστροφη κίνηση, δηλαδή, όταν κινείται ισόχωρα πάλι προς τον θερμό χώρο. Αυτό σημαίνει πως η ενέργεια που απορροφάται από το εργαζόμενο μέσο κατά τη μία ισόχωρη μεταβολή επιστρέφει σε αυτό κατά την επόμενη ισόχωρη μεταβολή.

Στην πραγματικότητα, όμως, ο αναγεννητής δεν είναι ιδανικός με αποτέλεσμα ένα μέρος της ενέργειας αυτής να χάνεται και να μην επιστρέφεται εξ' όλοκλήρου στο εργαζόμενο μέσο το ποσό ενέργειας που απορροφήθηκε. Οι απώλειες αυτές οφείλονται τόσο στη δομή όσο και στα υλικά του αναγεννητή, ενώ η απόδοσή του περιλαμβάνει τιμές μεγαλύτερες από 90%.

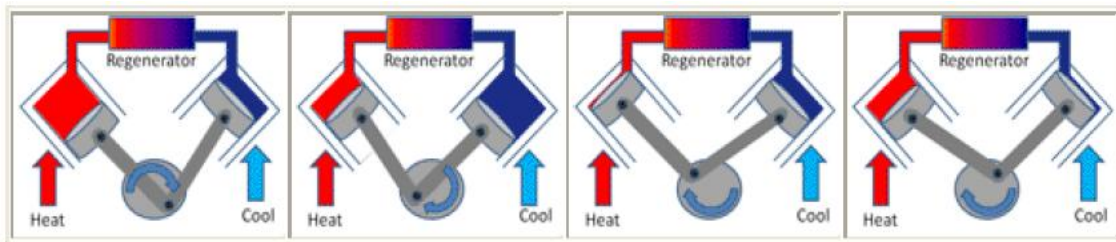
Ο αναγεννητής αποτελεί αναπόσπαστο κομμάτι της μηχανής καθώς σε περίπτωση απουσίας του, ο θερμός εναλλάκτης θερμότητας θα έπρεπε να απορροφήσει περίπου 5 φορές κατά μέσο όρο περισσότερη θερμότητα σε έναν κύκλο για τη διατήρηση της ίδιας ισχύος. Αν σκεφτεί κανείς ότι ο βαθμός απόδοσης ορίζεται ως η ισχύς εξόδου διαιρεμένη δια την θερμότητα εισόδου, αύξηση της θερμότητας αυτής κατά 5 φορές θα οδηγούσε σε μείωση του βαθμού απόδοσης κατά 1/5. Καθώς, μάλιστα, ο θερμός εναλλάκτης δεν θα μπορούσε να λειτουργήσει στις ίδιες συνθήκες με τα ίδια χαρακτηριστικά ώστε να απορροφήσει τόσο περισσότερη θερμότητα, η μηχανή δεν θα μπορούσε καν να λειτουργήσει μετά την απομάκρυνση του αναγεννητή. [5]

1.3 Διαμορφώσεις Μηχανής Stirling

Η μηχανή Stirling απαντάται με 3 διαφορετικές διαμορφώσεις. Επομένως, μπορεί να διακριθεί σε κατηγορίες τύπου ΑΛΦΑ, ΒΗΤΑ και ΓΑΜΜΑ. Επίσης, υπάρχει και η κατηγορία «ελευθέρου εμβόλου» (free piston Stirling).

Η μηχανή τύπου ΑΛΦΑ διαθέτει δύο έμβολα ισχύος τα οποία βρίσκονται σε δύο διαφορετικούς κυλίνδρους. Ο ένας κύλινδρος αποτελεί τον θερμό χώρο, δηλαδή τον χώρο υψηλής θερμοκρασίας, καθώς εκεί διοχετεύεται η θερμότητα από εξωτερική πηγή ενέργειας, ενώ, ο άλλος αποτελεί τον ψυχρό χώρο, δηλαδή τον χώρο χαμηλής θερμοκρασίας. Επίσης, διαθέτει αναγεννητή για την αποθήκευση και την πρόσδοση ενέργειας, όπως περιγράφηκε παραπάνω, κατά τη μεταφορά του εργαζόμενου μέσου από τον έναν χώρο στον άλλον. Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται μία φορά στη μηχανή και είναι υπεύθυνο για την παραγωγή έργου του εμβόλου. Τα δύο έμβολα διαθέτουν κοινό στρόφαλο.

Πλεονέκτημα των μηχανών αυτής της διαμόρφωσης είναι ο μικρός όγκος τους σε σχέση με την ισχύ τους καθώς και ο απλός τρόπος συναρμολόγησής τους.



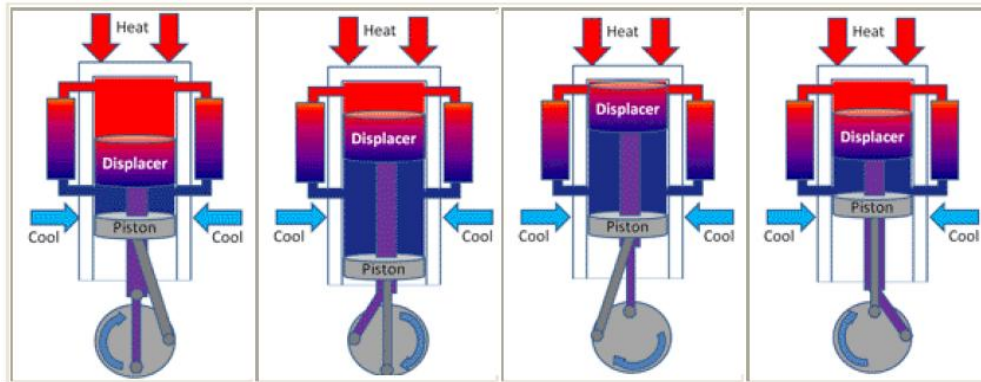
Σχήμα 1.5: Μηχανή Stirling τύπου ΑΛΦΑ [6].

Η μηχανή τύπου ΒΗΤΑ διαθέτει ένα έμβολο ισχύος (power piston) και ένα έμβολο εκτοπισμού (displacer), τα οποία βρίσκονται στον ίδιο κύλινδρο. Και σε αυτήν την περίπτωση υπάρχουν δύο χώροι, ένας ψυχρός κι ένας θερμός, ενώ, επίσης, υπάρχει κι αναγεννητής.

Το έμβολο ισχύος και το έμβολο εκτοπισμού βρίσκονται στον ίδιο άξονα και με διαφορά φάσης 90° με το έμβολο εκτοπισμού να προηγείται. Το πρώτο βρίσκεται στον ψυχρό χώρο κι είναι υπεύθυνο για την παραγωγή και την κατανάλωση έργου. Το δεύτερο βρίσκεται στον θερμό χώρο και χρησιμοποιείται για να ανακαταναίμει το αέριο μεταξύ των δύο χώρων. Δηλαδή, σκοπός του είναι να κινεί τον αέρα και, γι' αυτό, ονομάζεται κι έμβολο εκτοπισμού, αφού δεν παίρνει μέρος στην παραγωγή έργου.

Οι κλασικές μηχανές Stirling είναι σχεδιασμένες με αυτόν τον τύπο. Μάλιστα, τέτοιας διαμόρφωσης ήταν η μηχανή που σχεδίασε για πρώτη φορά ο ίδιος ο Stirling. Το πλεονέκτημά τους είναι η πιο εύκολη εκκίνηση σε σχέση με αυτή των υπόλοιπων διαμορφώσεων. Παρ' όλα αυτά, η κατασκευή τους είναι πιο πολύπλοκη σε σχέση με

των άλλων τύπων γιατί ο διωστήρας του εμβόλου εκτοπισμού πρέπει να εισέλθει δια μέσου του εμβόλου αλλά και να εσωκλείει τον διωστήρα του εμβόλου. Αυτό μπορεί να δημιουργεί προβλήματα στεγανότητας αφού διανοίγεται μία οπή μέσω της οποίας πρέπει να διέλθει ο διωστήρας του εμβόλου και, ταυτόχρονα, να μπορεί να κινηθεί όπως πρέπει.

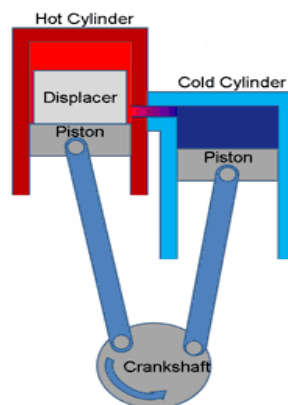


Σχήμα 1.6: Μηχανή Stirling τύπου BHTA [7].

Η μηχανή τύπου ΓΑΜΜΑ μοιάζει με αυτήν του τύπου BHTA αλλά έχει το έμβολο ισχύος και το έμβολο εκτοπισμού σε διαφορετικούς κυλίνδρους. Οι δύο αυτοί κύλινδροι, όμως, συνδέονται μεταξύ τους. Ο κύλινδρος του εμβόλου εκτοπισμού περιβάλλεται πάνω και κάτω από δύο πλάκες.

Η μία πλάκα είναι ψυχρή (σε θερμοκρασία περιβάλλοντος) και η άλλη πλάκα είναι θερμή διότι δέχεται κάποια εξωτερική θερμότητα. Η θερμοκρασιακή διαφορά στην οποία μπορεί να λειτουργήσει μία μηχανή Stirling μπορεί να είναι και της τάξεως των 2°C μόνο. Ο ρόλος του εμβόλου εκτοπισμού είναι να μεταφέρει το εργαζόμενο μέσο μεταξύ των δύο χώρων ενώ το έμβολο ισχύος είναι υπεύθυνο για τη συμπίεση και την εκτόνωσή του.

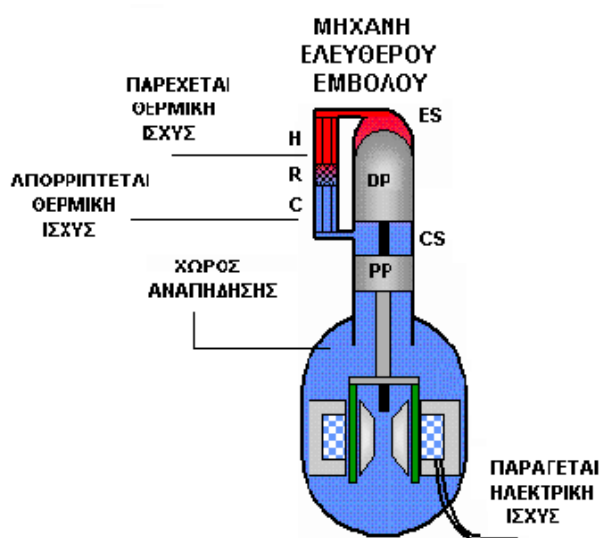
Το πλεονέκτημα των μηχανών αυτού του τύπου είναι ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε πολυκύλινδρες μηχανές Stirling.



Σχήμα 1.7: Μηχανή Stirling τύπου ΓΑΜΜΑ [8].

Μία άλλη ειδική διαμόρφωση της μηχανής Stirling αποτελεί η μηχανή με *διαμόρφωση ελευθέρων εμβόλων* (free piston Stirling engine) την οποία σχεδίασε και κατασκεύασε στις αρχές του 1960 ο William T Beale. Οι μηχανές αυτές λειτουργούν χωρίς φυσικές συνδεσμολογίες. Στηρίζονται μόνο στις πιέσεις των αερίων για να μεταβιβάσουν τις σωστές κινήσεις στα παλινδρομούντα μέρη. Το μεγάλο τους πλεονέκτημα είναι η απλότητα, το χαμηλό κόστος, και η αξιοπιστία σε σχέση με τις συμβατικές μηχανές Stirling.

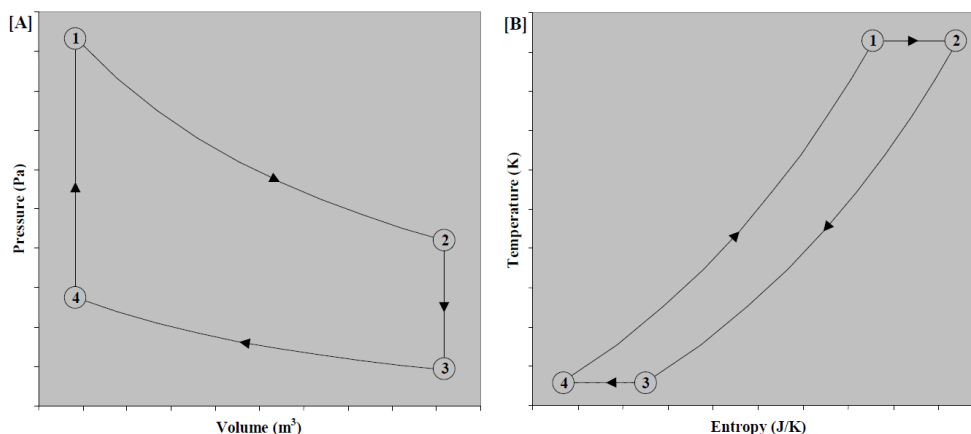
Οι μηχανές αυτές αναπτύχθηκαν για ποικίλες εφαρμογές μερικές από τις οποίες είναι οι αντλίες θερμότητας, οι ηλιακοί ηλεκτρικοί εναλλάκτες, οι απομακρυσμένες γεννήτριες ισχύος, τα ολικά συστήματα ενέργειας, οι αντλίες νερού, κλπ. [9].



Σχήμα 1.8: Μηχανή Stirling με Διαμόρφωση Ελευθέρων Εμβόλων [10].

1.4 Θερμοδυναμικός Κύκλος σε Εργοπαραγωγό Μηχανή Stirling

Ο κύκλος Stirling αποτελείται από δύο ισοθερμοκρασιακές και δύο ισόχωρες μεταβολές. Θυμίζει τον κυκλο Carnot με τη διαφορά πως οι δύο ισηντροπικές μεταβολές συμπίεσης κι εκτόνωσης αντικαθίστανται από δύο ισόχωρες μεταβολές. Ο κύκλος παρουσιάζεται γραφικά στο ακόλουθο σχήμα:



Σχήμα 1.9: Διαγράμματα P-V, T-s Κύκλου Stirling [11].

Στον ιδανικό θερμοδυναμικό κύκλο σε μία μηχανή Stirling λαμβάνουν χώρα οι εξής μεταβολές:

- 1→2: ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση
- 2→3: ισόχωρη ψύξη με μεταφορά θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο στον αναγεννητή
- 3→4: ισοθερμοκρασιακή συμπίεση
- 4→1: ισόχωρη θέρμανση με μεταφορά θερμότητας από τον αναγεννητή στο εργαζόμενο μέσο

Αν ακολουθηθεί ωρολογιακή φορά, η μηχανή λειτουργεί ως εργοπαραγωγός, ενώ, με ανθωρολογιακή φορά η μηχανή Stirling μπορεί να μετατραπεί σε μία ψυκτική μηχανή ή σε αντλία θερμότητας.

Ισοθερμοκρασιακή Εκτόνωση (1-2):

Το εργαζόμενο μέσο το οποίο βρίσκεται υπό υψηλή πίεση απορροφά θερμότητα από τον θερμό χώρο μέσω εξωτερικής πηγής. Έτσι, το εργαζόμενο μέσο υψηλής θερμοκρασίας T_H εκτονώνεται κινώντας το έμβολο εκτοπισμού. Παράλληλα, ωθείται σε κίνηση και το έμβολο ισχύος το οποίο σε αυτή τη φάση παράγει έργο. Όσο αυξάνεται η απόσταση των εμβόλων, αυξάνεται και ο όγκος με αποτέλεσμα η πίεση να μειώνεται. Το παραγόμενο έργο ισούται σε μέγεθος με την προσφερόμενη στο σύστημα θερμότητα. Κατά τη διάρκεια της μεταβολής αυτής δεν υπάρχει αλλαγή στην εσωτερική ενέργεια του εργαζόμενου μέσου αλλά αύξηση της εντροπίας του.

Ισόχωρη Ψύξη (2-3):

Το έμβολο εκτοπισμού μεταφέρει ισόχωρα όλο το εργαζόμενο αέριο μέσω του αναγεννητή προς το ψυχρό μέρος της μηχανής. Ο αναγεννητής απορροφά θερμότητα από το αέριο με αποτέλεσμα τη μείωση της θερμοκρασίας του σε T_L . Η ισόχωρη μεταβολή επιτυγχάνεται καθώς τα δύο έμβολα κινούνται ταυτόχρονα, το ένα προς τον

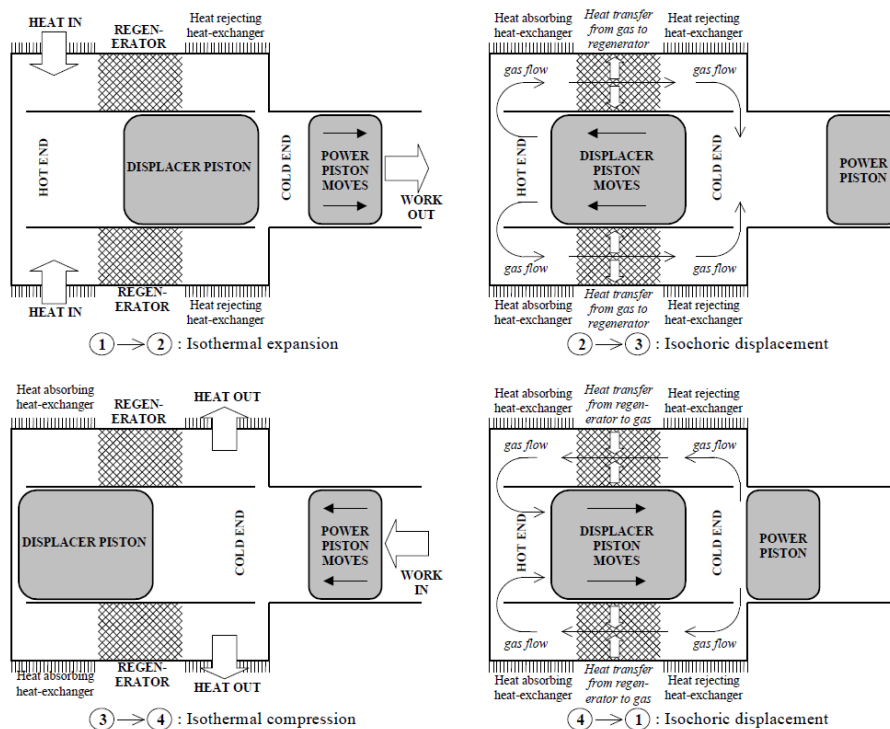
αναγεννητή και το άλλο απομακρυνόμενο από αυτόν, ώστε ο όγκος μεταξύ τους να διατηρείται σταθερός. Όπως και σε κάθε ισόχωρη μεταβολή, δεν παράγεται έργο, ενώ, η εσωτερική ενέργεια και η εντροπία του εργαζόμενου μέσου μειώνονται.

Ισοθερμοκρασιακή Συμπίεση (3-4):

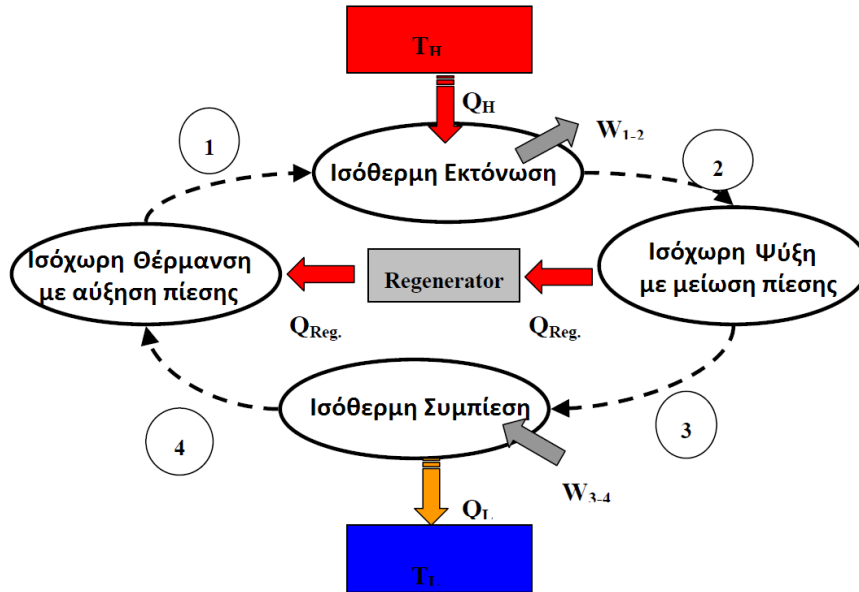
Το αέριο συμπιέζεται από το έμβολο ισχύος το οποίο κινείται προς τον αναγεννητή ενώ το έμβολο εκτοπισμού παραμένει σταθερό. Μεταφέρεται θερμότητα από το αέριο στον ψυχρό χώρο θερμοκρασίας T_L . Η μεταβολή αυτή γίνεται ισοθερμοκρασιακά ενώ η πίεση αυξάνεται. Για να πραγματοποιηθεί η συμπίεση απαιτείται έργο (καταναλίσκεται) η τιμή του οποίου ισούται με την αποβαλλόμενη θερμότητα του εργαζόμενου μέσου. Το έργο αυτό, όμως, σε απόλυτη τιμή είναι μικρότερο από αυτό που απαιτείται στην εκτόνωση. Ακόμη, δεν υπάρχει μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας, ενώ, η εντροπία μειώνεται.

Ισόχωρη Θέρμανση (4-1):

Το έμβολο εκτοπισμού μεταφέρει ισόχωρα όλο το εργαζόμενο αέριο μέσω του αναγεννητή προς το θερμό μέρος της μηχανής. Ο αναγεννητής προσδίδει θερμότητα στο αέριο με αποτέλεσμα η θερμοκρασία και η πίεσή του να αυξάνονται, οπότε, το σύστημα να επιστρέφει στις αρχικές του συνθήκες και να ολοκληρώνεται, έτσι, ένας κύκλος. Στη μεταβολή αυτή δεν παράγεται ούτε καταναλώνεται έργο ενώ, ακόμη, η εσωτερική ενέργεια του εργαζόμενου μέσου καθώς και η εντροπία του αυξάνονται.



Σχήμα 1.10: Θερμοδυναμικές Μεταβολές σε Θερμική Μηχανή Stirling [12].

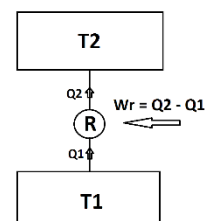


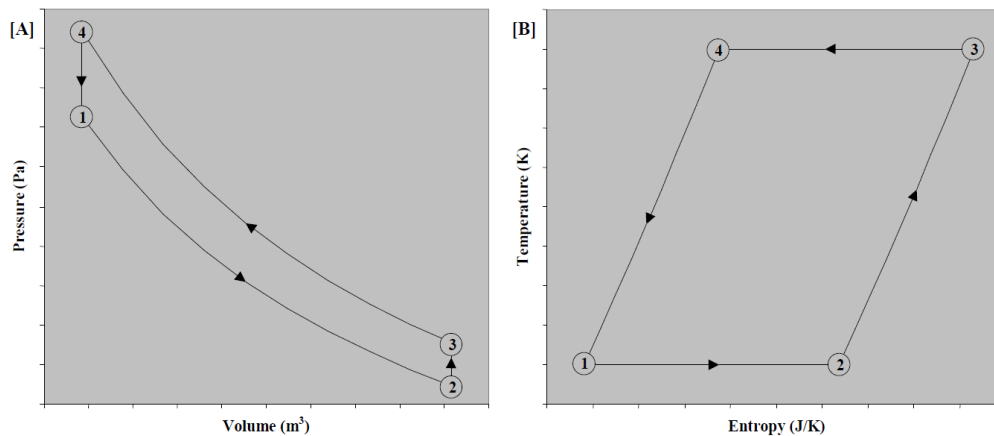
Σχήμα 1.11: Αναπαράσταση του Κύκλου Stirling [13].

1.5 Θερμοδυναμικός Κύκλος σε Ψυκτική Μηχανή Stirling

Σε αυτή την περίπτωση η μηχανή Stirling χρησιμοποιείται είτε ως ψυκτική μηχανή είτε ως αντλία θερμότητας¹. Η διάταξή της είναι ίδια με αυτή της εργοπααραγωγού μηχανής, δηλαδή αποτελείται από δύο τμήματα, το θερμό και το ψυχρό με τους εναλλάκτες τους και τα δύο έμβολα ενώ στη μέση των δύο τμημάτων βρίσκεται ο αναγεννητής. Η διαφορά, όμως, με την θερμική μηχανή έγκειται στο γεγονός ότι το τμήμα της μηχανής που απορροφά θερμότητα είναι το ψυχρό τμήμα ενώ το τμήμα που απορρίπτει θερμότητα είναι το θερμό τμήμα. Οι θερμοδυναμικές μεταβολές είναι ίδιες καθώς και ο κύκλος αλλά η φορά του είναι ανθωρολογιακή.

¹Η ψυκτική μηχανή (ψυγείο) και η αντλία θερμότητας λειτουργούν κατά τον ίδιο τρόπο προσπαθώντας να διατηρήσουν τη θερμοκρασία ενός χώρου χαμηλότερη ή υψηλότερη του περιβάλλοντος. Παρ' όλα αυτά, λειτουργούν σε διαφορετικές θερμοκρασίες λειτουργίας. Συγκεκριμένα, το ψυγείο λειτουργεί με την χαμηλή θερμοκρασία T_1 και την T_{atm} ενώ η αντλία θερμότητας με την υψηλή θερμοκρασία T_2 και την T_{atm} .





Σχήμα 1.12: Διαγράμματα P-V, T-s σε ψυκτικό κύκλο Stirling [14].

Ισοθερμοκρασιακή Εκτόνωση (1-2):

Το εργαζόμενο μέσο βρισκόμενο υπό χαμηλή πίεση στον ψυχρό χώρο της μηχανής απορροφά θερμότητα από τον ψυχρό αυτό χώρο μέσω του εναλλάκτη θερμότητας εκτονώνεται ισοθερμοκρασιακά. Το αέριο αυτό προσδίδει έργο στο έμβολο ισχύος.

Ισόχωρη Θέρμανση (2-3):

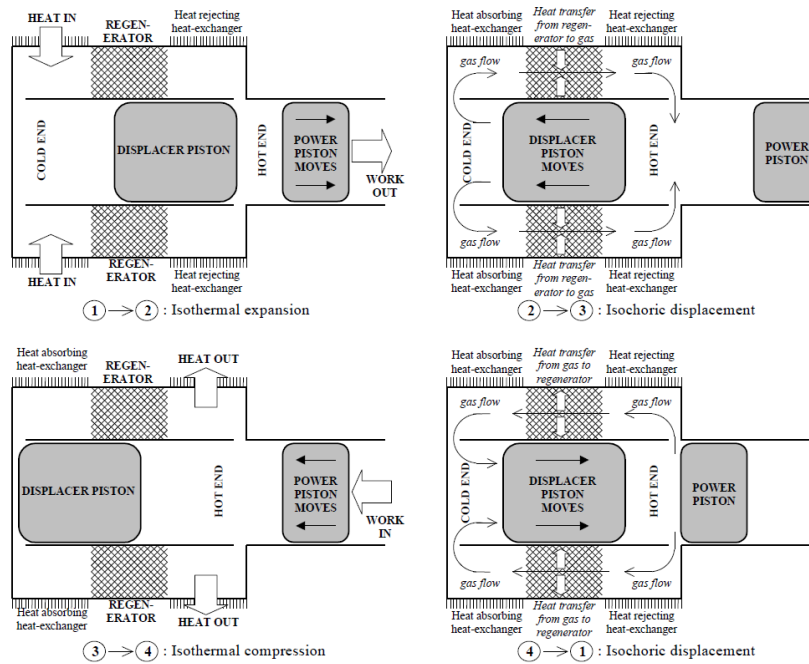
Το έμβολο εκτοπισμού μεταφέρει ισόχωρα το εργαζόμενο αέριο μέσω του αναγεννητή στο θερμό τμήμα της μηχανής. Μέσω αυτής της μετάβασης από τον αναγεννητή το αέριο λαμβάνει θερμότητα που ήταν αποθηκευμένη σε αυτόν. Έτσι, η θερμοκρασία του αερίου αυξάνεται με αποτέλεσμα να αυξάνεται και η πίεσή του.

Ισοθερμοκρασιακή Συμπίεση (3-4):

Το έμβολο ισχύος προσδίδει έργο στο αέριο συμπιέζοντάς το ισοθερμοκρασιακά στο θερμό τμήμα της μηχανής. Έτσι, μέσω του εναλλάκτη απορρίπτεται θερμότητα στο τμήμα αυτό της μηχανής. Καθώς, όμως, το αέριο βρίσκεται σε υψηλή πίεση απαιτείται μεγαλύτερο έργο από αυτό που αποκτήθηκε από την εκτόνωση κατά τη μεταβολή 1-2. Γι' αυτό, πρέπει να δοθεί ένα αρχικό έργο.

Ισόχωρη Ψύξη (4-1):

Το έμβολο εκτοπισμού μεταφέρει ισόχωρα το εργαζόμενο αέριο μέσω του αναγεννητή στο ψυχρό τμήμα της μηχανής. Ο αναγεννητής παίρνει ένα μέρος της θερμότητας του αερίου, καθώς αυτό διέρχεται διαμέσου του. Έτσι, μειώνεται η θερμοκρασία του αερίου στη θερμοκρασία που βρίσκεται το ψυχρό τμήμα. Η θερμοκρασία του αερίου ελαττώνεται με αποτέλεσμα να υφίσταται ελάττωση και η πίεσή του. Έτσι, το σύστημα επανέρχεται στις αρχικές του συνθήκες.



Σχήμα 1.13: Θερμοδυναμικές Μεταβολές σε Ψυκτική Μηχανή Stirling [15].

1.6 Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου

Ένα από τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά μίας μηχανής Stirling είναι το γεγονός πως μπορεί να χρησιμοποιεί διάφορα εργαζόμενα μέσα συννηθέστερα εκ των οποίων είναι ο αέρας, το ήλιο, το υδρογόνο. Σε όλες τις περιπτώσεις αναφερόμαστε σε ρευστά.

Στις πρώτες μηχανές Stirling που κατασκευάστηκαν χρησιμοποιήθηκε ως εργαζόμενο μέσο ο αέρας σε ελάχιστη πίεση μίας ατμόσφαιρας όπως αναφέρει ο Finkelstein [16]. Εν συνεχεία, οι πρώτες μηχανές που κατασκεύασε η εταιρεία Philips χρησιμοποιούσαν πεπιεσμένο αέρα που προερχόταν από ενσωματωμένο συμπιεστή [17]. Έκτοτε έγιναν περαιτέρω πειραματισμοί πάνω στις μηχανές ώστε να βρεθεί με ποιο εργαζόμενο μέσο αποδίδουν καλύτερα.

Υπάρχουν πολλές παράμετροι που θα πρέπει να ικανοποιεί το ιδανικό επιλεγθέν μέσο, όπως οι φυσικές ιδιότητες, η διαθεσιμότητα, η ασφάλεια, το κόστος. Αν μελετηθεί από θερμοδυναμική άποψη, το καλύτερο μέσο που μπορεί να χρησιμοποιηθεί είναι αυτό που εξασφαλίζει υψηλό ρυθμό μεταφοράς θερμότητας και ταυτόχρονα, χαμηλές απώλειες λόγω αεροδυναμικών αντιστάσεων. Έτσι, το εργαζόμενο μέσο θα πρέπει να παρουσιάζει τις επόμενες ιδιότητες [18]:

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

Για την επιλογή του βέλτιστου θερμοδυναμικά μέσου ο Martini [19] όρισε τον παράγοντα ικανότητας (*capability factor*) ως:

$$CF = \frac{\text{Θερμική Αγωγιμότητα}}{\text{Ειδική Θερμοχωρητικότητα} * \text{Πυκνότητα}}$$

Ο λόγος αυτός στην ουσία εκφράζει την ικανότητα του ρευστού να μεταφέρει θερμότητα στον αναγεννητή προς την ανάγκη μεταφοράς θερμότητας. Επομένως, αναζητείται το ρευστό εκείνο με έναν μεγάλο παράγοντα ικανότητας.

Εν συνεχεία, ο Walker [9] πρότεινε ένα άλλο μέσο αξιολόγησης του κατάλληλου ρευστού. Μορφοποίησε μία σχέση μεταξύ μεταφοράς θερμότητας και αεροδυναμικής αντίστασης τριβής του ρευστού ως:

$$Q_{com} \propto (\rho^2 * C^3)^{0.5}$$

όπου

- Q_{com} = η μεταφερόμενη θερμότητα (J)
- ρ = πυκνότητα ρευστού ($\frac{kg}{m^3}$)
- C = ειδική θερμοχωρητικότητα = $m * C_p$ ($\frac{J}{^\circ C}$)

Στον παρακάτω πίνακα συγκρίνονται πέντε διαφορετικά εργαζόμενα ρευστά ως προς τους παράγοντες απόδοσης Q_{comp} και CF σε συνθήκες 800 K και 5 MPa, όπως λαμβάνονται στην πρωτότυπη μηχανή Stirling.

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

Πίνακας 1.1: Παράγοντες Απόδοσης Q_{comp} και CF Επιλεγμένων Εργαζόμενων Ρευστών [18]

Ενδεχομένως να θεωρηθεί ότι κανένα από τα παραπάνω ρευστά δεν ικανοποιεί και τις δύο προδιαγραφές εκτός από το NaK. Η πιθανότητα χρήσης αυτού του εργαζόμενου μέσου έχει διερευνηθεί στο Πανεπιστήμιο του San Diego. Παρ' ότι φαίνεται να αποτελεί το καλύτερο ρευστό, προτιμώνται αέρια εργαζόμενα μέσα. Ακόμη, πρέπει να αναφερθεί πως οι δύο προδιαγραφές Q_{comp} και CF μεταβάλλονται ανάλογα με τις επικρατούσες συνθήκες.

Έχει παρατηρηθεί πως τα ιδανικότερα προς χρήση αέρια είναι το ήλιο και το υδρογόνο. Αντίθετα, μία μηχανή Stirling που λειτουργεί με άζωτο ή αέρα

περιορίζεται σε 20 – 25 % της ισχύος μίας μηχανής που λειτουργεί με ήλιο ή υδρογόνο κι έχει το ίδιο εκτόπισμα [3].

Το ήλιο υπερτερεί των άλλων αερίων καθώς:

- ✓ Είναι αδρανές και μπορεί να περιέχεται σε μέταλλο επ' αόριστον.
- ✓ Έχει καλή θερμική αγωγιμότητα.
- ✓ Έχει μικρή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο C_v . Δηλαδή, απαιτείται μικρό ποσό θερμότητας ώστε να μεταβληθεί η θερμοκρασία του.

Όσον αφορά στο υδρογόνο:

- ✓ Έχει μικρή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο C_v .
- ✓ Έχει μικρό ιξώδες ($0.913 \cdot 10^{-4}$ kg/ms σε 300K και 10 MPa έναντι του ηλίου που είναι $1.984 \cdot 10^{-4}$ kg/ms ή του αέρα $1.979 \cdot 10^{-4}$ kg/ms στις ίδιες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας).
- ✓ Έχει μεγάλη θερμική αγωγιμότητα.

Παρ' όλα αυτά,

- Διαπερνά τα μέταλλα και κανένα δοχείο δεν είναι απολύτως στεγανό.
- Είναι εύφλεκτο (παρ' ότι χρησιμοποιείται μικρή ποσότητα).
- Προκαλεί διάβρωση και ευθραυστότητα στα μέταλλα.

Παρά την καταλληλότητα των παραπάνω αερίων οι μηχανές Stirling βρίσκουν πολλές εφαρμογές σε κατασκευή με χρήση αέρα συνηθέστερα καθώς είναι το πιο ευκόλως διαθέσιμο αέριο.

Σύμφωνα με τη θεωρία του Michels [20] μία μηχανή Stirling μπορεί να σχεδιαστεί ώστε να χρησιμοποιεί υδρογόνο, ήλιο, άζωτο ή αέρα με την ίδια απόδοση για την ίδια θερμοκρασία. Ωστόσο, οι εναλλάκτες, ο θερμαντήρας, ο ψύκτης και ο αναγεννητής κάθε μηχανής θα πρέπει να σχεδιαστούν με πολύ διαφορετικό τρόπο.

Στην παρούσα διπλωματική εξετάζεται η διαστασιολόγηση μιας μηχανής Stirling που λειτουργεί με αέρα.

1.7 Πλεονεκτήματα & Μειονεκτήματα Μηχανών Stirling

Πλεονεκτήματα Μηχανής Stirling:

- Αναστρέψιμη Λειτουργία:
Βασίζεται σε αντιστρεπτό θερμοδυναμικό κύκλο, επομένως, μία μηχανή Stirling κατασκευάζεται για να λειτουργήσει είτε ως θερμική μηχανή για παραγωγή έργου είτε ως αντλία θερμότητας για παραγωγή ψύξης.
- Δυνατότητα Χρήσης Πολλών Ειδών Καυσίμου:
Αυτό σημαίνει πως για τη λειτουργία μίας μηχανής Stirling μπορεί να χρησιμοποιηθεί θερμότητα από οποιαδήποτε εξωτερική πηγή, όπως:

- Θερμότητα από καύση αερίου ή υγρού καυσίμου. Αναφερόμαστε σε οποιοδήποτε είδος καυσίμου, από ορυκτά μέχρι οργανικά καύσιμα (π.χ. βιομάζα που προκύπτει από αποσύνθεση οργανικών σωμάτων).
- Θερμότητα από πυρηνική ενέργεια.
- Ηλιακή θερμότητα.
- Αποθηκευμένη ενέργεια (π.χ. μπαταρίες).
- Συνεχής Καύση:
Πραγματοποιείται συνεχής κι όχι διακοπτόμενη καύση με αποτέλεσμα να μην προκαλείται ρύπανση στο περιβάλλον. Συγκεκριμένα, οι περισσότερες εκπομπές ρύπων προκύπτουν κατά την εκκίνηση της μηχανής με αποτέλεσμα τώρα να περιορίζονται αισθητά.
- Αθόρυβη Λειτουργία:
Λειτουργεί σχεδόν αθόρυβα καθώς δε διαθέτει βαλβίδες εισαγωγής – εξαγωγής, ενώ, δεν συντελείται περιοδική καύση.
- Κλειστός Κύκλος:
Το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιείται (συνήθως αέρας και σπανιότερα υδρογόνο ή ήλιο) εισάγεται μία φορά στην μηχανή και χρησιμοποιείται, εν συνεχεία, ξανά και ξανά. Επειδή δεν έρχεται σε επαφή με την ατμοσφαιρική πίεση, μπορεί να δουλεύει συνεχώς σε μεγάλες πιέσεις.
- Απλή Κατασκευή:
Η μηχανή Stirling δε διαθέτει βαλβίδες ούτε θάλαμο καύσης. Ακόμη, η χαμηλή πίεση λειτουργίας επιτρέπει την ελαφριά κατασκευή κυλίνδρων.
- Βαθμός Απόδοσης:
Θεωρητικά μία μηχανή Stirling μπορεί να προσεγγίσει το βαθμό απόδοσης Carnot. Στην πραγματικότητα, όμως, αυτό δεν μπορεί να επιτευχθεί, ενώ ικανοποιητικές και συνήθεις τιμές του είναι περίπου 35%.
- Απόδοση σε Ψυχρά Κλίματα:
Παρουσιάζουν καλύτερη απόδοση στα ψυχρότερα κλίματα καθώς λειτουργούν καλύτερα σε χαμηλότερες θερμοκρασίες.
- Ποικιλία Μορφών:
Τα θεμελιώδη στοιχεία της μηχανής Stirling είναι δύο χώροι, ένας θερμός χώρος και ένας ψυχρός χώρος, οι οποίοι συνδυάζονται με τρεις εναλλάκτες θερμότητας: τον αναθερμαντή, τον αναγεννητή και τον ψύκτη. Αυτά τα ξεχωριστά απλά στοιχεία διαθέτουν διάφορες μορφοποιήσεις ανάλογα με τη χρήση και την εφαρμογή της μηχανής.
- Μικρές Απαιτήσεις σε Μόνωση και Λίπανση:
Τα έδρανα και τα στεγανωτικά βρίσκονται συνήθως στο ψυχρό τμήμα της μηχανής με αποτέλεσμα να απαιτούν λιγότερη λίπανση. Αυτό είναι σημαντικό, κυρίως, για τα ελατήρια του εμβόλου τα οποία μπορούν τελικά να λειτουργούν σε θερμοκρασίες κοντά στις περιβαλλοντικές.
Επειδή, όμως, η λίπανση είναι αναπόφευκτη, σημαντικό πλεονέκτημα της μηχανής Stirling είναι το γεγονός πως το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό δεν μολύνεται. Αυτό συμβαίνει γιατί τα κινούμενα εξαρτήματα της μηχανής δε θα

βρεθούν σε άμεση επαφή με τα προϊόντα της καύσης, όπως συμβαίνει σε μηχανές Diesel ή Otto.

Ελαφριά λίπανση μπορεί να πραγματοποιηθεί και με χρήση νερού ως λιπαντικό αντί για λάδι. Αυτό δεν αποτελεί μία καθιερωμένη πρακτική αλλά μελέτες κι έρευνες δρουν προς αυτήν την κατεύθυνση.

- Μικρό Ποσοστό Ρύπων:

Ένας θερμικός κινητήρας Stirling υπερέχει σε σχέση με έναν βενινοκινητήρα ή πετρελαιοκινητήρα ως προς την εκπομπή ρύπων στο περιβάλλον. Αυτό αποτελεί μία σημαντική προσέγγιση αφού η διεθνής κοινότητα στρέφεται πλέον σε περισσότερο οικολογικές λύσεις. Εντυπωσιακό χαρακτηριστικό τους είναι η πολύ χαμηλή εκπομπή HC, 1-2 ppm. Αυτό αφείλεται: 1) στο ότι τα τοιχώματα του καυστήρα είναι πολύ θερμά και κανένα μέρος της φλόγας δεν βρίσκει κάποια κρύα περιοχή για να δροσιστεί και 2) στο ότι το καύσιμο έχει αρκετό χρόνο για να καεί πλήρως. Επίσης, τα οξείδια του αζώτου σχηματίζονται μόνο ως θερμικά NOx και ειδικότερα σε θερμοκρασίες κάτω των 1700K ο ρυθμός σχηματισμού τους σε ppm προκύπτει μονοψήφιος αριθμός.

Ο πίνακας που ακολουθεί αναφέρεται σε επιδαπέδιες μηχανές παραπλήσιας ισχύος και δείχνει τη στάθμη συνήθων ρύπων. Παρατηρούμε πόσο μικρότερα είναι τα ποσοστά εκπομπής στη μηχανή Stirling σε σχέση με τις Diesel.

Ρύποι σε ppm	Stirling P-40	Diesel (Συμβατική)	Diesel (Εγχυσης)
CO	1.0	5.8	4.0
HC	0.01	0.74	0.5
NOx	0.5	10.2	8.0

Πίνακας 1.2: Επίπεδο Ρύπων για Επιδαπέδιες Εγκαταστάσεις Ισχύος [18].

Εν συνεχεία, παρουσιάζεται ένας ακόμη πίνακας με τις εκτιμήσεις των V. Breuson & V. Elistraton του Τεχνολογικού Πανεπιστημίου της Αγίας Πετρούπολης για τους ρύπους HC, CO, NOx. Η σύγκριση γίνεται μεταξύ μίας μηχανής Stirling, ενός βενζινοκινητήρα Otto κι ενός πετρελαιοκινητήρα Diesel.

	Ρύποι σε ppm	Stirling P-40	Otto	Diesel
CO	Max - Min	0.7 – 1.5	14 – 650	1.7 – 4.7
	Μέση Τιμή	1.0	17.7	3.9
HC	Max - Min	0.01 – 0.1	4 – 41	0.42 – 1.7
	Μέση Τιμή	0.01	17.7	1.3
NOx	Max - Min	3.0 – 5.6	1.2 – 11	2.8 – 6.3
	Μέση Τιμή	4.2	4.4	5.4

Πίνακας 1.3: Ενδεικτικές Τιμές Ρύπων [21].

Μειονεκτήματα Μηχανής Stirling:

- Συντήρηση:
Καθίσταται δύσκολη λόγω της έλλειψης εξειδικευμένου τεχνικού προσωπικού.
- Κόστος:
Έχουν υψηλό κόστος κατασκευής κυρίως λόγω των εναλλακτών (ψύκτης, αναγεννητής, αναθερμαντής). Συγκεκριμένα, επειδή κατά τη διαδικασία της εκτόνωσης εμφανίζονται υψηλές θερμοκρασίες πρέπει τα υλικά των εναλλακτών να μην υπόκεινται σε μηχανική διάβρωση ή θερμική κόπωση λόγω αυτών. Έτσι, τα ακριβότερα αυτά υλικά είναι υπεύθυνα για το 40% του κόστους ολόκληρης της μηχανής. Μάλιστα, αν συγκρίνουμε μία μηχανή Stirling με μία Diesel της ίδιας ισχύος θα παρατηρήσουμε πως το κόστος της πρώτης είναι σχεδόν διπλάσιο.

- Μέγεθος:
Η χαμηλή θερμοκρασία πρέπει να διατηρείται όντως σε χαμηλά επίπεδα για την αύξηση του βαθμού απόδοσης. Αυτό είναι λογικό αν αναλογιστεί κανείς πως ο βαθμός απόδοσης για αντιστρεπτές μεταβολές θα προκύψει από τον τύπο:

$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1.1)$$

Όπου T_C = απόλυτη χαμηλή θερμοκρασία σε [K]

και T_H = απόλυτη υψηλή θερμοκρασία σε [K]

Έτσι, απαιτείται μεγάλο μέγεθος ψύκτη το οποίο επιφέρει και μεγάλο κόστος αλλά και αυξημένο μέγεθος ολόκληρης της μηχανής. Αυτός αποτελεί κι έναν λόγο που δεν χρησιμοποιήθηκαν οι μηχανές Stirling ως κινητήρες αυτοκινήτων. Μάλιστα, το μέγεθος ολόκληρης της μηχανής είναι συνήθως μεγάλο για την ισχύ που παράγει.

- Στεγανωτικά:
Είναι απαραίτητα για να μη διαρρεύσει το εργαζόμενο μέσο και να αποφευχθεί η είσοδος του λιπαντικού στον κύλινδρο. Ειδικότερα όταν χρησιμοποιούνται σε υψηλές ταχύτητες και πιέσεις (20 bar) ελαφρά αέρια, όπως υδρογόνο ή ήλιο που έχουν χαμηλό μοριακό βάρος, επιβαρύνεται το πρόβλημα διαρροής του εργαζόμενου μέσου. Τα στεγανωτικά πρέπει να διαθέτουν τα παρακάτω χαρακτηριστικά:
 - Να είναι αποδοτικά όταν χρησιμοποιούνται αέρια με μικρό μοριακό βάρος σε υψηλές πιέσεις.
 - Να μη χρειάζονται λίπανση.
 - Να έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής.
 - Να μπορούν να αντικατασταθούν εύκολα από μη ειδικευμένο προσωπικό.
- Εκκίνηση:
Όπως, και οι περισσότερες μηχανές εξωτερικής καύσης, έτσι και η μηχανή Stirling δεν ξεκινά αμέσως αλλά χρειάζεται κάποιο χρονικό διάστημα να

«ζεσταθεί». Ο χρόνος αυτός, όμως, είναι μεγαλύτερος σε σύγκριση με τις υπόλοιπες.

- Έλεγχος Ισχύος:

Η μηχανή Stirling κατασκευάζεται για να διατηρεί σταθερή ισχύ. Αυτό αποτελεί κάθε άλλο παρά μειονέκτημα στις περιπτώσεις που η σταθερή ισχύς είναι αναγκαία. Παρ' όλα αυτά, δεν μπορεί να μεταβληθεί εύκολα ή γρήγορα η ισχύς εξόδου. Αυτός είναι ένας επιπρόσθετος παράγοντας που οι μηχανές Stirling δεν βρίσκουν εφαρμογές στην αυτοκινητοβιομηχανία.

Ο έλεγχος γίνεται συνήθως μέσω μεταβολής:

- Θερμοκρασίας
- Πίεσης
- Μήκους σάρωσης εμβόλων
- Διαφοράς φάσης
- Επιζήμιου όγκου
- Φορτίου

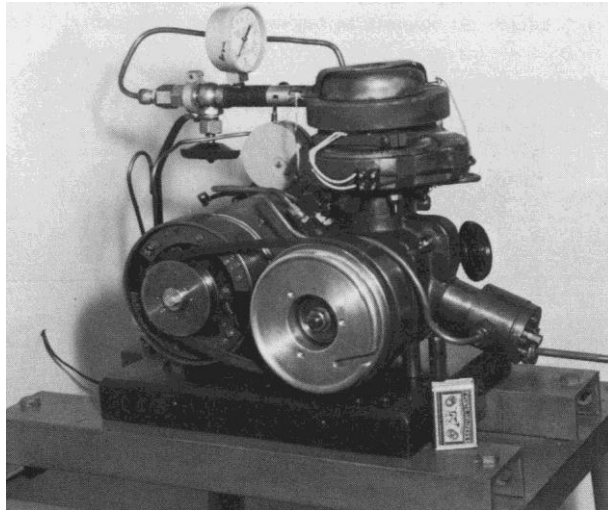
1.8 Εφαρμογές των Μηχανών Stirling

Τις τελευταίες δεκαετίες έχει αυξηθεί σημαντικά το ενδιαφέρον για τη χρήση μηχανών Stirling σε ποικίλες εφαρμογές. Αυτό επετεύχθη χάρη στα πλεονεκτήματα που προσφέρει η μηχανή για υψηλή απόδοση, περιορισμένες εκπομπές ρύπων, αθόρυβη λειτουργία, χρήση πληθώρας καυσίμων και ποικίλων πηγών θερμότητας.

Έχουν τοποθετηθεί πειραματικά σε επιβατηγά αυτοκίνητα, φορτηγά και λεωφορεία για διάφορες μεγάλες εταιρείες, όπως General Motors, Ford, Philips, Fiat, Man, United Stirling. Όμως, δεν είναι δυνατόν – τουλάχιστον προς το παρόν – να αντικαταστήσουν τις βενζινοκίνητες ή πετρελαιοκίνητες Μηχανές Εσωτερικής Καύσης. Παρ' όλα αυτά, έχουν υπάρξει εφαρμογές τους εξαιρετικά ενδιαφέρουσες.

Μηχανή Stirling στην Ξηρά:

Πρωτοπόρος εταιρεία στην κατασκευή μηχανών Stirling ήταν η Ολλανδική εταιρεία Philips η οποία κατασκεύασε το μοντέλο Philips – 102C ισχύος 200 W για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Επίσης, μηχανές Stirling έχουν χρησιμοποιηθεί ως ηλεκτρογεννήτριες ισχύος 10 W τόσο από τη Γερμανική εταιρεία SOLO όσο και από την Σουηδική Kockums.



Σχήμα 1.14: Μοντέλο Philips 102C Ισχύος 200 W στα 220 V και 50 Hz (1948 – 1951) [22].

Μία από τις σπουδαιότερες εφαρμογές της μηχανής Stirling είναι η ηλιακή μηχανή “solar powered Stirling”, δηλαδή η μηχανή που τροφοδοτείται με ηλιακή ενέργεια. Βάσει αυτής της ιδέας έχουν δημιουργηθεί διάφορες πατέντες. Για παράδειγμα, σύμφωνα με την πατέντα του Roelf J. Meijer το 1987 [23] στο άκρο της μηχανής υπήρχε ένα μεγάλο «πιάτο» το οποίο συγκέντρωνε την ηλιακή ακτινοβολία στο κέντρο του και τροφοδοτούσε, έτσι, την μηχανή αντί άλλου καυσίμου. Η μηχανή βάσιζε τη λειτουργία της στη ροή θερμότητας από ένα θερμό περιβάλλον σε ένα ψυχρό. Εν συνεχεία, το παραγόμενο έργο τροφοδοτούσε με τη σειρά του μία συνδεδεμένη ηλεκτρογεννήτρια για την τελική παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Το πρόβλημα που προέκυψε ήταν πως το «πιάτο» έπρεπε να βρίσκεται μονίμως στραμμένο προς τον ήλιο για να μην χάνει μέρος της ακτινοβολίας. Επομένως, έπρεπε να βρεθούν μηχανισμοί διαρκούς στρέψης προς τον ήλιο χωρίς να επηρεάζεται το υπόλοιπο σύστημα.

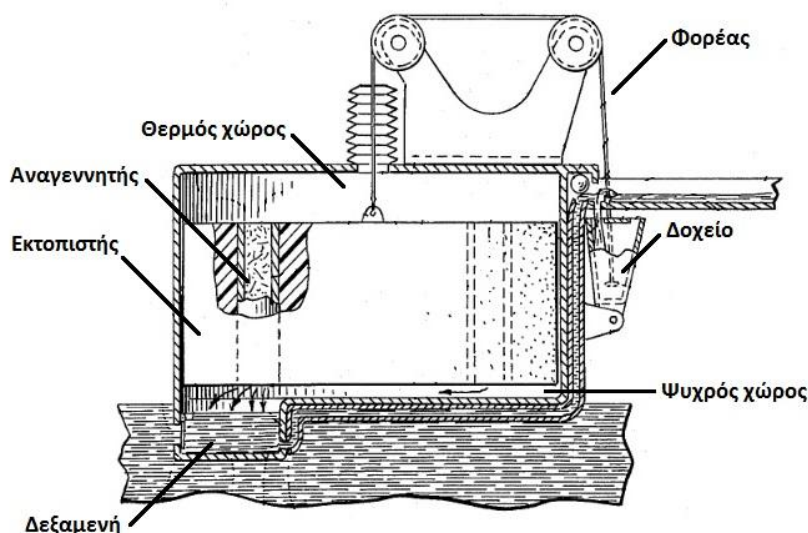


Σχήμα 1.15: Ηλιακή Μηχανή Stirling Ισχύος 10 kW εγκατεστημένη στη Γαλλία, Font-Romeu-Odeillo [24].

Μία άλλη αξιοσημείωτη πατέντα είναι αυτή της NASA το 1976 [25] που χρησιμοποίησε μία ηλιακή μηχανή Stirling η οποία λειτουργούσε ως αντλία “solar powered pump” για την άντληση νερού από λίμνες, ποτάμια, κλπ σε αναπτυσσόμενες χώρες. Για τη λειτουργία της χρειαζόταν ένας μεγάλος κατακόρυφος κύλινδρος ο οποίος εσωτερικά διέθετε έναν εκτοπιστή και αναγεννητή. Το κάτω μέρος του κυλίνδρου βρισκόταν εγκατεστημένο στον ρηχό πάτο της λίμνης ενώ στο ένα άκρο του είχε μία δεξαμενή η οποία βυθιζόταν ακόμα πιο βαθιά. Η δεξαμενή αυτή άνοιγε για να συλλέξει νερό ανάλογα με την πίεση που επικρατούσε στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Αν το εσωτερικό είχε μεγαλύτερη πίεση σε σχέση με της λίμνης, τότε, αυτή έκλεινε. Αν είχε μικρότερη, άνοιγε. Η πάνω πλευρά του κυλίνδρου ήταν θερμή λόγω ηλιακής ακτινοβολίας, ενώ, η κάτω πλευρά ήταν ψυχρή λόγω του νερού της λίμνης. Επομένως, θα μπορούσαμε να παραλληλίσουμε το εσωτερικό του κυλίνδρου με μία μηχανή Stirling ώστε ο αέρας να κινείται στο εσωτερικό από την πάνω προς την κάτω πλευρά του κυλίνδρου και αντίστροφα.

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. Πιο συγκεκριμένα:

1. Ο εκτοπιστής εφάπτεται με την κάτω (ψυχρή) πλευρά και ο αέρας που καταλαμβάνει όλο τον θερμό χώρο θερμαίνεται. Η πίεση του τελευταίου αυξάνεται σε πολύ υψηλά επίπεδα με αποτέλεσμα την ανύψωση του εκτοπιστή και την έναρξη της κατάθλιψης του νερού από την δεξαμενή στον δοχείο.
2. Όσο το δοχείο γεμίζει λειτουργώντας ως αντίβαρο βοηθά στην περαιτέρω ανύψωση του εκτοπιστή. Το δοχείο είναι διαμορφωμένο έτσι ώστε όταν γεμίσει πλήρως λόγω μετατόπισης του κέντρου βάρους του να αδειάζει και εξαιτίας της τάνυσης του φορέα που συνδέει δοχείο κι εκτοπιστή, ο τελευταίος καταλήγει να εφάπτεται στην άνω (θερμή) πλευρά.
3. Ο αέρας που καταλαμβάνει όλο τον ψυχρό χώρο ψύχεται και η πίεση του μειώνεται. Έτσι, η δεξαμενή ανοίγει για να συλλέξει νερό ενώ ο εκτοπιστής αρχίζει να επιστρέφει.
4. Το άδειο δοχείο έχει επιστρέψει στην αρχική του θέση ενώ ο εκτοπιστής συνεχίζει να κατευθύνεται προς την κάτω (ψυχρή) πλευρά. Μέχρι το τέλος της φάσης αυτής η δεξαμενή έχει κλείσει.



Σχήμα 1.16: Η Αντλία “Solar Powered Pump”, Πατέντα της NASA, 1976 [26].

Μηχανή Stirling στην Θάλασσα:

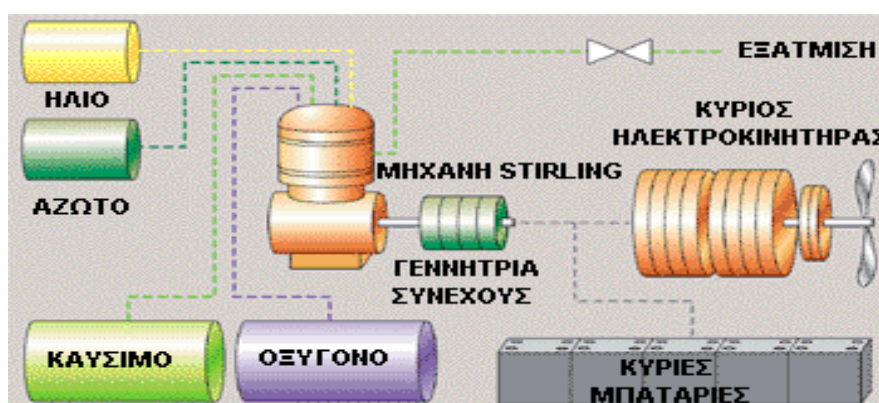
Στα τέλη της δεκαετίας του 1980 η Σουηδική Εταιρία Kockums προσάρμοσε μία μηχανή Stirling στο υποβρύχιο Nacken του Βασιλικού Σουηδικού Ναυτικού. Οι πειραματικές δοκιμές επέφεραν ικανοποιητικά αποτελέσματα ώστε στα νέα υποβρύχια τύπου Gotland να εγκατασταθεί σύστημα Stirling AIP (Σύστημα Πρόωσης Ανεξαρτήτως Αέρα) μήκους 8 μέτρων.

Το κύριο χαρακτηριστικό του συστήματος πρόωσης ανεξαρτήτως αέρα της Kockums (AIP) είναι η χρήση μηχανών Stirling οι οποίες καίνε πετρέλαιο diesel με καθαρό οξυγόνο σε θάλαμο καύσης υψηλής πίεσης. Η πίεση της καύσης είναι υψηλότερη από την πίεση του περιβάλλοντος θαλασσινού νερού (υδροστατική πίεση) επιτρέποντας, έτσι, στα προϊόντα της καύσης, που διαλύονται στο νερό, να αποβάλλονται από το υποβρύχιο χωρίς της χρήση συμπιεστή. Το οξυγόνο αποθηκεύεται σε υγρή μορφή (LOX) σε κρυογονικές δεξαμενές. Ο χρόνος παραμονής κάτω από το νερό καθορίζεται κυρίως από την ποσότητα του αποθηκευμένου υγρού οξυγόνου (LOX). Με το σύστημα αυτό αυξάνεται σημαντικά η παραμονή του υποβρυχίου κάτω από την επιφάνεια του νερού ενώ αποτελεί μια εναλλακτική λύση στην παροχή ενέργειας από συσσωρευτές. Αυτό συνεπάγεται λιγότερες απαιτήσεις στην επαναφόρτιση συσσωρευτών με τη βοήθεια γεννητριών diesel η οποία είναι μια θορυβώδης διαδικασία. Αντί για χρόνο παραμονής κάτω από την επιφάνεια του νερού της τάξεως ολίγων ημερών ένα υποβρύχιο με σύστημα Stirling AIP μπορεί να παραμείνει για εβδομάδες υπερτερόντας, έτσι, κάθε άλλου συμβατικού υποβρυχίου. Επίσης, το σύστημα είναι πρακτικά απαλλαγμένο κραδασμών, αθόρυβο και «βαρύ», δηλαδή το υπέρυθρο σήμα εκπομπής του είναι πολύ χαμηλό. Όταν εξαντληθούν τα αποθέματα υγρού οξυγόνου (LOX), το υποβρύχιο παραμένει ένα ισχυρό συμβατικό υποβρύχιο. Έχει χαμηλό κόστος αγοράς και χαμηλό κόστος κύκλου λειτουργίας. 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.



Σχήμα 1.17: Σύγχρονο Σουηδικό Υποβρύχιο με Μηχανή Stirling [27].



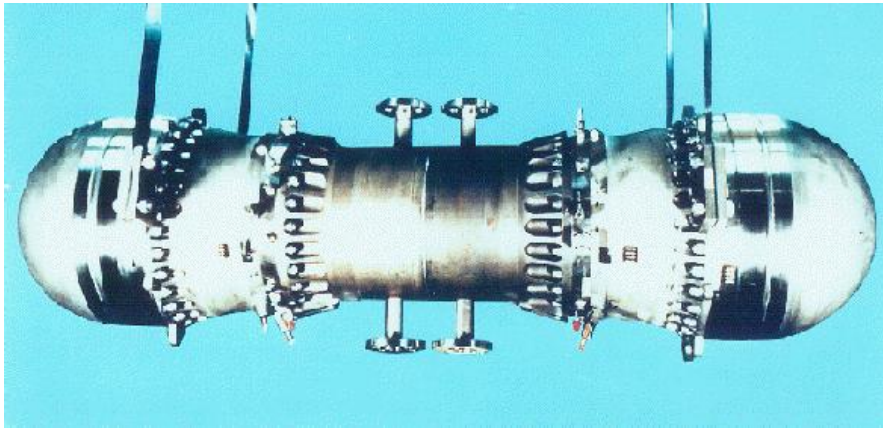
Σχήμα 1.18: Αρχή Λειτουργίας Συστήματος Stirling AIP της Kockums [28].

Μηχανή Stirling στο Διάστημα:

Η NASA (Glenn Research Center-Rockwell International) το Μάρτιο του 1993 δημοσίευσε μία ολοκληρωμένη μελέτη με 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 ηλεκτρική ισχύς είναι 550 kW στα 70Hz, η πραγματική απόδοση 29.7%, η θερμοκρασία στην έξοδο

του αντιδραστήρα 1355 K, η θερμοκρασία στο θερμαντήρα 1265 K και η θερμοκρασία στον ψύκτη 602 K. Χρησιμοποιώντας σαν εργαζόμενο ρευστό το Ήλιο, έχει μέση πίεση 150 bar. Η διάρκεια ζωής του αντιδραστήρα με πλήρη ισχύ είναι 9.6 χρόνια. Οι τέσσερις επιφάνειες ακτινοβολήσης ενέργειας που συνδέονται με τον ψύκτη έχουν διαστάσεις 6 x 9 m, ο δε εναλλάκτης του χρησιμοποιεί NaK για την αποβολή της θερμότητας. Για την ελαχιστοποίηση των κραδασμών η μηχανή έχει αντικριστή διάταξη.

Επίσης, έχει χρησιμοποιηθεί μια άλλη δικύλινδρη βοηθητική μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων (Free piston) για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος 25 kW (12.5 kW/κύλινδρο), στα 100 Hz, με συνολική απόδοση 25%. Χρησιμοποιεί σαν εργαζόμενο μέσο το Ήλιο, σε μέση πίεση 150 bar, με θερμοκρασία στο θερμό άκρο 650 K και θερμοκρασία στο ψυχρό άκρο 325 K. Η μηχανή αυτή παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα.



Σχήμα 1.19: Μηχανή Stirling Ελευθέρων Εμβόλων για Διαστημική Χρήση [29].

1.9 Εφαρμογές των Ψυκτικών Μηχανών Stirling

Η χρήση ψυκτικών μηχανών Stirling είναι περιορισμένη σε σχέση με αυτή των αντίστοιχων εργοπαραγωγών μηχανών. Ωστόσο, υπάρχουν κάποιες εφαρμογές που παρουσιάζουν αρκετό ενδιαφέρον.

Οι περισσότερες από αυτές σχετίζονται με την κρυογονική (cryogenics) [30] και την ψύξη σε θερμοκρασίες μικρότερες των $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. 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, συγκεκριμένα, τα Stirling Cryocoolers συνεχίζουν να είναι αποδοτικές σε θερμοκρασίες της τάξης των $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$, που υγροποιούνται το οξυγόνο, το άζωτο και το αργό, ενώ μπορούν να λειτουργήσουν ακόμη και σε θερμοκρασίες της τάξης των $-250\text{ }^{\circ}\text{C}$, στις οποίες υγροποιούνται το υδρογόνο και το νέον [31].

Stirling Cryocoolers 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 Stirling Cryocoolers. Ένα τέτοιο σύστημα είναι και το StirLIN-1 Compact της εταιρείας Stirling Cryogenics με δυνατότητα παραγωγής 10 λίτρα υγρού αζώτου ανά ώρα [32].



Σχήμα 1.20: Το Σύστημα StirLIN-1 Compact της εταιρείας Stirling Cryogenics [32].

Τέλος, αξίζει να αναφερθεί πως το παραπάνω σύστημα και παρόμοια αυτού θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί και για την αποθήκευση αίματος και βλαστοκυττάρων [33].

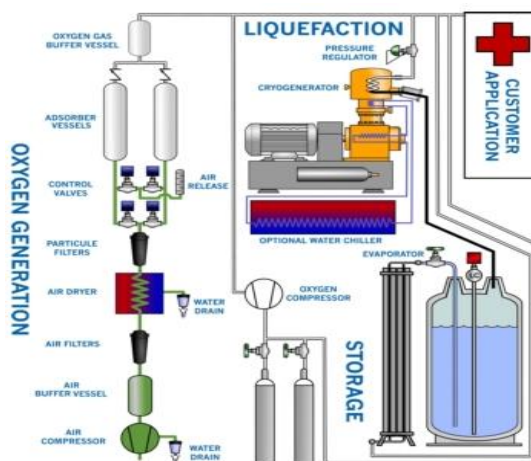
Stirling Cryocoolers στα Νοσοκομεία

Μια σχετική εφαρμογή των ψυκτικών μηχανών Stirling είναι και αυτή του συστήματος StirLOX της ίδιας εταιρείας.

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 που συνδυάζουν την παραγωγή με την υγροποίηση και την αποθήκευση του ιατρικού οξυγόνου.

Το σύστημα αυτό εξασφαλίζει αέριο οξυγόνο από τον ατμοσφαιρικό αέρα μέσω 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 [34].



Σχήμα 1.21: Το Σύστημα StirLOX της εταιρείας Stirling Cryogenics [34].

Stirling Cryocoolers σε Ερευνητικές Εγκαταστάσεις

Ένα παράδειγμα χρήσης ψυκτικών 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, χρησιμοποιούσε δύο μεγάλους ανιχνευτές αργού υπό υγρή μορφή το οποίο έπρεπε να διατηρείται ακριβώς στους 94K. Το σύστημα ψύξης αποτελούταν από 12 Stirling Cryocoolers με συνολική αποδιδόμενη ισχύ 50 kW τα οποία διατηρούσαν σε υγρή κατάσταση 30000 lt αζώτου το οποίο με τη σειρά του έψυχε τα 400000 lt αργού [35].



Σχήμα 1.22: Σύστημα Ψύξης Ερευνητικού Προγράμματος ICARUS [35].

Stirling Cryocoolers σε Χώρους Αναψυχής

Η κρυογονική μπορεί να φανεί εξαιρετικά χρήσιμη στη βιομηχανία διασκέδασης για την δημιουργία εντυπωσιακών εφέ. Η απελευθέρωση κρυογονικών ρευστών οδηγεί στην συμπύκνωση της υγρασίας του αέρα και τελικά στην δημιουργία εφέ ομίχλης ή καπνού. Σε μερικές περιπτώσεις, λοιπόν, στις οποίες δεν είναι εύκολη η προμήθεια κρυογονικών ρευστών ή η μεταφορά τους στο σημείο που απαιτείται η δημιουργία του εφέ, χρησιμοποιούνται ψυκτικά συστήματα αποτελούμενα από Stirling Cryocoolers για την παραγωγή υγροποιημένου αζώτου και αέρα [36].

Συμβατικές Εφαρμογές Ψυκτικών Μηχανών Stirling

Όσον αφορά πιο συμβατικές εφαρμογές των ψυκτικών μηχανών, στην βιβλιογραφία δεν γίνεται κάποια αναφορά εκτός από μία ευρεσιτεχνία η οποία δεν γνωρίζουμε αν έχει τελικά χρησιμοποιηθεί ή έχει παραμείνει σε θεωρητικό επίπεδο.

Πρόκειται για την πατέντα US6550255 B2 των εταιρειών The Coca – Cola Company & Global Cooling Bv. Η ευρεσιτεχνία αυτή αφορούσε τα ψυγεία τύπου GDM (Glass Door Merchandiser) και κατοχύρωνε τη χρήση ενός θερμοσίφωνα σε συνδυασμό με μια ψυκτική μηχανή Stirling για την ψύξη του αέρα εντός του ψυγείου [37].

Πιο συγκεκριμένα, σε αυτή ο θερμοσίφοντας (250) περιγράφεται ως ένα κλειστό κύκλωμα στο οποίο κυκλοφορεί ψυκτικό μέσο (CO₂) και έχει στο ένα του άκρο έναν συμπυκνωτή (260) και στο άλλο του άκρο έναν εξατμιστή (270). Έτσι, το ψυκτικό μέσο καθώς περνάει από τον συμπυκνωτή χάνει θερμότητα και υγροποιείται, ενώ περνώντας από τον εξατμιστή λαμβάνει θερμότητα και αεριοποιείται. Δηλαδή, κατά την κυκλοφορία του αλλάζει φάση. Αξίζει να αναφερθεί πως ο σωλήνας (280) που οδηγεί το ψυκτικό μέσο από τον συμπυκνωτή στον εξατμιστή έχει μικρή διάμετρο ώστε πάντα να είναι γεμάτος, ενώ ο σωλήνας (290) μέσω του οποίου το ψυκτικό μέσο ακολουθεί την αντίστροφη διαδρομή έχει μεγάλη διάμετρο.

Όσον αφορά στον ρόλο της ψυκτικής μηχανής Stirling αυτή διαθέτει ένα ψυχρό (310) και ένα θερμό (320) μέρος. Το ψυχρό μέρος της έρχεται σε επαφή με το άκρο του θερμοσίφωνα στο οποίο υπάρχει ο συμπυκνωτής και διαδραματίζει σπουδαίο ρόλο στην απορρόφηση της θερμότητας του ψυκτικού μέσου. Από την άλλη, το θερμό μέρος της βρίσκεται σε χώρο που έρχεται σε επαφή με το περιβάλλον εκτός του ψυγείου, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα, ώστε η θερμότητα που αποβάλλει η μηχανή να διαφεύγει εκτός του ψυγείου.

Ο αέρας λοιπόν εντός του ψυγείου εισέρχεται (620) στον χώρο ψύξης του ψύχεται περνώντας από τον εναλλάκτη (360) και ύστερα εξέρχεται από τον χώρο αυτόν (215).

Τελικά, με τον συνδυασμό θερμοσίφωνα και ψυκτικής μηχανής Stirling αυξάνεται η απόδοση καθώς μειώνεται η κατανάλωση, άρα, και τα κόστη λειτουργίας.

Κεφάλαιο 2^ο

Μαθηματικό Μοντέλο

Στο παρόν Κεφάλαιο θα εξεταστεί το Μαθηματικό Μοντέλο με το οποίο θα γίνει η δυναμική και η θερμοδυναμική μοντελοποίηση της ψυκτικής μηχανής Stirling. Θα παρατεθούν όλες οι εξισώσεις που θα χρησιμοποιηθούν ενώ, στη συνέχεια, θα ακολουθήσει ανάλυση ευαισθησίας ώστε να προσδιοριστεί πώς επηρεάζει η κάθε παράμετρος της μηχανής ποιοτικά την ισχύ της.

2.1 Εισαγωγή στο Μοντέλο

Η λειτουργία μίας πραγματικής ψυκτικής μηχανής Stirling δεν ταυτίζεται με τον ιδανικό κύκλο παρ' ότι οι περισσότερες μελέτες πάνω στο θέμα βασίζονται σε αυτόν. Η έρευνα πολλών ερευνητών κι επιστημόνων περιελάμβανε την προσέγγιση των μηχανών Stirling είτε θερμικών είτε ψυκτικών βάσει του ιδανικού κύκλου. Αξίζει να αναφέρουμε τους πιο σημαντικούς ερευνητές γύρω από την μηχανή Stirling, τον Schmidt και τον Walker, που η ανάλυσή τους έδωσε πρόσφορο έδαφος για την κατανόηση και περαιτέρω διερεύνηση της μηχανής. Ο πρώτος δημιούργησε το πρώτο μοντέλο γύρω από την θερμική μηχανή [1], ενώ ο δεύτερος βάσισε την έρευνά του κυρίως στις ψυκτικές μηχανές Stirling [2]. Θεωρώντας, όμως, τη μηχανή να λειτουργεί βάσει του ιδανικού κύκλου οι συνθήκες λειτουργίας αποστασιοποιούνται από τις πραγματικές. Επομένως, μεταγενέστεροι ερευνητές προσπάθησαν να μοντελοποιήσουν τη μηχανή βασιζόμενοι σε συνθήκες που προσέγγιζαν τις πραγματικές. Θα μπορούσαμε να αναφέρουμε την έρευνα επιστημόνων, όπως των J. Chen και Z. Yan [3] που ξέφυγαν από το ιδανικό μοντέλο ερευνώντας, έτσι, έναν αναγεννητή με απώλειες. Άλλοι επιστήμονες όπως οι L.B. Erbay και H. Yavuz[4] ασχολήθηκαν με την εύρεση του μέγιστου ψυκτικού φορτίου που μπορεί να παράξει μία ψυκτική μηχανή Stirling. Ακόμη, ο D. Omar [5] μελέτησε κάποιες από τις διαφορές μεταξύ ιδανικού και πραγματικού κύκλου αλλά χωρίς να λάβει υπόψιν του παραμέτρους που επηρέαζαν την απόδοση.

Το *ιδανικό ισοθερμοκρασιακό μοντέλο*, όπως έχει περιγραφεί στο πρώτο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας, περιλαμβάνει δύο ισοθερμοκρασιακές και δύο ισόχωρες μεταβολές. Σε βελτιώση και πιο πραγματιστική εκδοχή του μοντέλου αυτού οι ισοθερμοκρασιακές μεταβολές λαμβάνονται υπόψιν ως αδιαβατικές. Τότε, το μοντέλο γίνεται *αδιαβατικό*. Ο αναγεννητής θεωρείται ιδανικός και δεν λαμβάνονται υπόψιν άλλες απώλειες.

Το *πραγματικό μοντέλο* της ψυκτικής μηχανής, από την άλλη, περιλαμβάνει μεταφορά θερμότητας μεταξύ όλων των μερών της και όλων των φάσεων του κύκλου. Έτσι, δεν υπάρχει ακριβής μοντελοποίηση και διαχωρισμός των φάσεων. Ακόμη, ο αναγεννητής παρουσιάζει απώλειες, όπως και όλα τα τοιχώματα της μηχανής.

Από τους παραπάνω επιστήμονες, οι J. Chen και Z. Yan παρ' ότι μοντελοποίησαν τον αναγεννητή ως μη-ιδανικό βασίστηκαν στον ιδανικό θερμοδυναμικό κύκλο. Επίσης, οι Erbay και Yanuz θεώρησαν ως ισόχωρες τις δύο μεταβολές.

Η παρούσα διπλωματική εργασία βασίζεται σε ένα πιο πρόσφατο μοντέλο το οποίο ανέπτυξαν οι P. Mc Farlane & F. Semperlotti [6]. Σύμφωνα με αυτό, το οποίο θα αναλυθεί σε βάθος παρακάτω, δεν γίνεται κανένας διαχωρισμός των φάσεων/μεταβολών αλλά λαμβάνεται υπόψιν η μεταφορά θερμότητας μεταξύ των κυλίνδρων και του αναγεννητή. Χρησιμοποιούνται βασικές εξισώσεις διατήρησης της ενέργειας και της μάζας.

Το μοντέλο αυτό θα λυθεί αριθμητικά χρησιμοποιώντας προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab ώστε να προκύψουν τα μεγέθη που μας ενδιαφέρουν μεταξύ των οποίων η απόδοση, η ισχύς, το προσδιδόμενο έργο. Στη συνέχεια, θα χρησιμοποιηθεί η ανάλυση Walker σε επόμενο Κεφάλαιο για να γίνει μία πρώτη βελτιστοποίηση της μηχανής και να βρεθούν οι παράμετροι που επηρεάζουν την απόδοσή της.

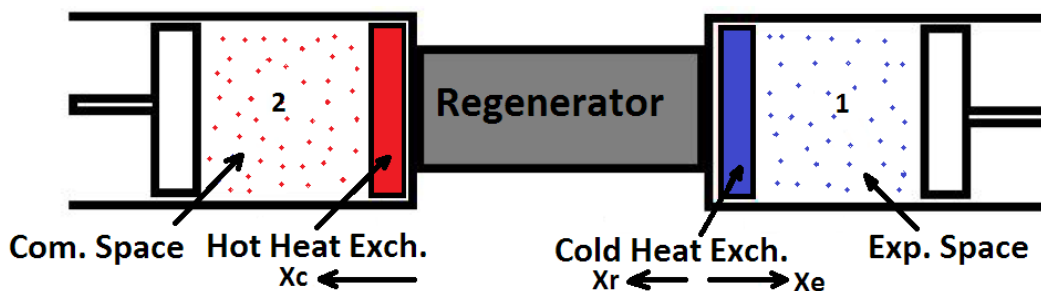
2.2 Μαθηματικό Μοντέλο Ψυκτικής Μηχανής Stirling Διαμόρφωσης Τύπου A

2.2.1 Εξισώσεις Χώρων Εκτόνωσης και Συμπίεσης

Η ανάπτυξη κι επίλυση του μοντέλου βασίζεται στις παρακάτω παραδοχές:

- Το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας και θεωρείται ιδανικό.
- Η μάζα του εργαζόμενου μέσου εντός του συστήματος είναι σταθερή.
- Η κίνηση των εμβόλων είναι ημιτονοειδούς μορφής.
- Η θερμότητα λόγω τριβών στον αναγεννητή είναι αμελητέα.
- Τα τοιχώματα των χώρων εκτόνωσης και συμπίεσης έχουν σταθερή θερμοκρασία και ίση με του περιβάλλοντος αλλά διαφορετική μεταξύ τους. Θεωρούμε ότι ο χώρος συμπίεσης έχει την θερμοκρασία του περιβάλλοντος και ο χώρος εκτόνωσης τη θερμοκρασία του δωματίου. Οι χώροι είναι κυλινδρικοί.

Στο σχήμα που ακολουθεί αποτυπώνεται ένα σχέδιο ψυκτικής μηχανής Stirling διαμόρφωσης τύπου A. Πρέπει να αναφερθεί πως το ρόλο των εναλλακτών των παίζουν τα τοιχώματα των κυλίνδρων. Τα τοιχώματα του χώρου συμπίεσης θα αποτελούν τον θερμό εναλλάκτη ενώ του χώρου εκτόνωσης τον ψυχρό εναλλάκτη. Ο αναγεννητής βρίσκεται εκτός των κυλίνδρων και συνδέεται με αυτούς με σωληνάκια. Η αποτύπωσή όλων των χώρων στη σειρά χρησιμοποιείται χάριν απλότητας.



Σχήμα 2.1: Ψυκτική Μηχανή Stirling Διαμόρφωσης Τύπου Α. Αναπαριστάται η Αρχική Θέση των Εμβόλων.

Σύμφωνα με την παραπάνω εικόνα:

- Ο χώρος εκτόνωσης βρίσκεται στην χαμηλή θερμοκρασία του κύκλου, διαθέτει τον ψυχρό εναλλάκτη θερμότητας και αποσπά θερμότητα από το περιβάλλον δίνοντάς την στο εργαζόμενο μέσο.
- Ο χώρος συμπίεσης βρίσκεται στην υψηλή θερμοκρασία του κύκλου, διαθέτει τον θερμό εναλλάκτη θερμότητας και αποσπά θερμότητα από το εργαζόμενο μέσο αποβάλλοντάς την στο περιβάλλον.

Στη διαμόρφωση τύπου Α υπάρχουν δύο έμβολα σε διαφορετικούς κυλίνδρους. Η θέση των εμβόλων κάθε χρονική στιγμή προκύπτει ημιτονοειδώς από τις εξισώσεις:

$$x_1 = x_{o,1} + \widehat{x}_1 * \sin(\omega t) \quad (2.1a)$$

$$x_2 = x_{o,2} + \widehat{x}_2 * \sin(\omega t + \alpha) \quad (2.1b)$$

Όπου:

- ω είναι η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής [rad/s].
- t είναι ο χρόνος [s].
- \widehat{x}_i είναι το πλάτος της ταλάντωσης για κάθε έμβολο $i=1,2$ [m].
- $x_{o,i}$ είναι η απόσταση της μέσης θέσης του κάθε εμβόλου $i=1,2$ από τον αναγεννητή² [m].
- α είναι η διαφορά φάσης των εμβόλων. Συνήθως για ψυκτικές μηχανές ισχύει ότι $\alpha = 90^\circ$.

Μπορούμε να θεωρήσουμε ότι η αρχή των αξόνων είναι ο αναγεννητής. Επομένως, οι θέσεις αυτές ορίζονται ως αποστάσεις από τον αναγεννητή κάθε χρονική στιγμή.

Από διατήρηση της ενέργειας για κάθε χώρο $i=1,2$ ισχύει:

² Η απόσταση αυτή ισούται με το πλάτος της ταλάντωσης αθροισμένο με το μήκος του νεκρού όγκου του κυλίνδρου.

$$c_v * M_i * \frac{dT_i}{dt} = h_i * \pi * D_i * x_i * (T_{w,i} - T_i) + \left(c_v * \dot{m}_{in} * (T_{in} - T_i) + \frac{P_{in}}{\rho_{in}} * \dot{m}_{in} \right) - \left(c_v * \dot{m}_{out} * (T_{out} - T_i) + \frac{P_{out}}{\rho_{out}} * \dot{m}_{out} \right) - P_i * \frac{dV_i}{dt} \quad (2.2)$$

Όπου για $i=1,2$:

- $c_v * M_i * \frac{dT_i}{dt}$ είναι ο ρυθμός μεταβολής της θερμοκρασίας σε σχέση με τον χρόνο
 c_v είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του αέρα υπό σταθερό όγκο [J/kgK]
 M_i είναι η μάζα του αέρα [kg]
 T_i είναι η θερμοκρασία του αέρα [K]
 t είναι ο χρόνος [s]
- $h_i * \pi * D_i * x_i * (T_{w,i} - T_i)$ είναι η μεταφορά θερμότητας από τα τοιχώματα του χώρου στον αέρα
 h_i είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας [$\frac{W}{m^2K}$]
 D_i είναι η διάμετρος του κάθε κυλίνδρου [m]
 x_i είναι η θέση του κάθε εμβόλου σε συγκεκριμένη χρονική στιγμή [m]
 $T_{w,i}$ είναι η θερμοκρασία του τοιχώματος του χώρου [K]
 T_i είναι η θερμοκρασία του αέρα του χώρου [K]
- $c_v * \dot{m}_{in} * (T_{in} - T_i) + \frac{P_{in}}{\rho_{in}} * \dot{m}_{in}$ είναι η ενθαλπία του εισερχόμενου αέρα στον χώρο i
 \dot{m}_{in} είναι η εισερχόμενη μάζα αέρα στο χώρο [kg/s]
 T_{in} είναι η θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα στον χώρο [K]
 P_{in} είναι η επικρατούσα πίεση του εισερχόμενου αέρα στην είσοδο [bar]
 ρ_{in} είναι η πυκνότητα του εισερχόμενου αέρα [$\frac{kg}{m^3}$]
- $c_v * \dot{m}_{out} * (T_{out} - T_i) + \frac{P_{out}}{\rho_{out}} * \dot{m}_{out}$ είναι η ενθαλπία του εξερχόμενου αέρα από τον χώρο i
 \dot{m}_{out} είναι η εξερχόμενη μάζα αέρα από τον χώρο [kg/s]
 T_{out} είναι η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα από τον χώρο [K]
 P_{out} είναι η επικρατούσα πίεση του εξερχόμενου αέρα στην έξοδο από τον χώρο [bar]
 ρ_{out} είναι η πυκνότητα του εισερχόμενου αέρα [$\frac{kg}{m^3}$]
- $P_i * \frac{dV_i}{dt}$ είναι το έργο του εμβόλου που προκαλείται από τον αέρα
 P_i είναι η πίεση του εμβόλου [bar]
 V_i είναι ο όγκος του αέρα μέσα στον χώρο [m³]
 t είναι ο χρόνος [s]

Η παραπάνω εξίσωση μπορεί να εφαρμοστεί για ροή από τον χώρο 1 στον χώρο 2 και αντίστροφα. Για ροή που εισέρχεται στον χώρο από τον αναγεννητή ο 4^{ος} όρος της εξίσωσης (2.2) μηδενίζεται. Για ροή που εξέρχεται από τον χώρο και κατευθύνεται προς τον αναγεννητή, ο 3^{ος} όρος της εξίσωσης (2.2) μηδενίζεται.

Με τη θεώρηση του αέρα ως ιδανικού αερίου θα ισχύει η καταστατική εξίσωση για κάθε χώρο $i=1,2$:

$$P_i * x_i * \frac{\pi * D_i^2}{4} = M_i * R * T_i \quad (2.3)$$

Όπου:

P_i είναι η πίεση του αερίου [bar]

D_i είναι η διάμετρος του κάθε κυλίνδρου [m]

x_i είναι η θέση του κάθε εμβόλου σε συγκεκριμένη χρονική στιγμή [m]

T_i είναι η θερμοκρασία του αέρα του χώρου [K]

M_i είναι η μάζα του αέρα στον χώρο i [kg]

R είναι η παγκόσμια σταθερά για τον αέρα [J/kgK]

Εξαιτίας της ροής του αέρα διαμέσου του αναγεννητή, η μάζα αέρα σε κάθε χώρο $i=1,2$ δεν είναι σταθερή αλλά μεταβάλλεται με ρυθμό:

$$\frac{dM_1}{dt} = -\frac{dM_2}{dt} = -\rho * u * \frac{\pi * D_r^2}{4} = -\dot{m} \quad (2.4)$$

Όπου:

M_1, M_2 είναι οι μάζες του αέρα στους χώρους 1,2 [kg]

D_r είναι η διάμετρος του αναγεννητή [m]

ρ είναι η πυκνότητα του αέρα εντός του αναγεννητή [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]

u είναι η ταχύτητα του αέρα εντός του αναγεννητή [m/s]

Σύμφωνα με το Σχήμα 2.1 η ταχύτητα u είναι θετική όταν ο αέρας κινείται από τον χώρο 1 προς τον χώρο 2.

2.2.2 Εξισώσεις Αναγεννητή

Θεωρούμε τον αναγεννητή ως έναν μεταλλικό κύλινδρο συγκεκριμένου μήκους και διαμέτρου.

Από αρχή διατήρησης της ενέργειας για τον αέρα εντός του αναγεννητή, του οποίου η θερμοκρασία εξαρτάται από τον χώρο και τον χρόνο, όπως, επίσης, και για το τοίχωμα του αναγεννητή, του οποίου η θερμοκρασία εξαρτάται μόνο από τον χρόνο, προκύπτουν οι εξισώσεις:

$$c_p * \rho * \frac{\pi * D_r^2}{4} * \frac{\partial T_r}{\partial t} + \dot{m} * c_p * \frac{\partial T_r}{\partial x_r} = h_r * \pi * D_r * (T_w - T_r) + q_f \quad (2.5)$$

$$M_w * c_w * \frac{dT_w}{dt} = - \int_0^{L_r} h_r * \pi * D_r * (T_w - T_r) * dx_r \quad (2.6)$$

Όπου:

c_p είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του αέρα υπό σταθερή πίεση [J/kgK]

ρ είναι η πυκνότητα του αέρα εντός του αναγεννητή [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]

D_r είναι η διάμετρος του αναγεννητή [m]

L_r είναι το μήκος του αναγεννητή [m]

\dot{m} είναι ο ρυθμός μεταβολής της μάζας του αέρα [kg/s]

h_r είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στον αναγεννητή [$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$]

q_f είναι η θερμότητα λόγω τριβών εντός του αναγεννητή. Θεωρώ $q_f = 0$. [J]

M_w είναι η μάζα του τοιχώματος του αναγεννητή [kg]

c_w είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του μετάλλου του τοιχώματος [J/kgK]

T_r είναι η θερμοκρασία του αναγεννητή την οποία θεωρώ συνάρτηση

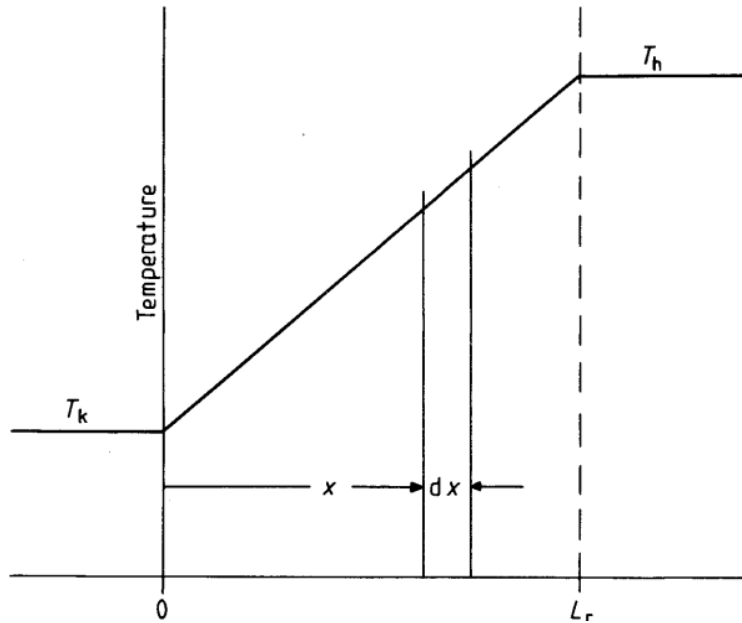
$T_r(x_r, t)$ [K]

x_r είναι η απόσταση του αέρα από τον χώρο από τον οποίο εξέρχεται κατευθυνόμενος διαμέσου του αναγεννητή [m] (βλ. Εικ. 2.1)

T_w είναι η θερμοκρασία του τοιχώματος του αναγεννητή ως συνάρτηση $T_w(t)$ [K]

Θεωρούμε, επίσης, σύμφωνα με τους Urieli I. και Berchowitz D. [7] ότι η θερμοκρασία στον αναγεννητή T_r είναι γραμμική συνάρτηση των μεγεθών T_1 και T_2 , δηλαδή των θερμοκρασιών των χώρων εκτόνωσης και συμπίεσης.

$$T_r(x_r) = \frac{T_2 - T_1}{L_r} * x + T_1 \quad (2.7)$$



Σχήμα 2.2: Γραμμική Σχέση Θερμοκρασιών στον Αναγεννητή

Η συνολική μάζα του αερίου εντός του αναγεννητή δίνεται από την σχέση:

$$M_r = \int_0^{V_r} \rho * dV_r \quad (2.8)$$

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση την καταστατική (2.3) και τη θερμοκρασία από την σχέση (2.7) προκύπτει:

$$M_r = \frac{P * V_r}{R} * \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{T_2 - T_1} \quad (2.9)$$

Εξισώνοντας την σχέση αυτή με την καταστατική εξίσωση (2.3) πάλι για το αέριο στον αναγεννητή προκύπτει τελικά η θερμοκρασία του ως:

$$T_r = \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (2.10)$$

Η παροχή του αέρα στον αναγεννητή εξαρτάται από την διαφορά πίεσης μεταξύ των δύο χώρων 1 και 2.

$$\dot{m} = \begin{cases} \sqrt{\rho * \frac{\pi * D_r^5 * (P_1 - P_2)}{32 * L_r * f}}, & P_1 \geq P_2 \\ -\sqrt{\rho * \frac{\pi * D_r^5 * (P_2 - P_1)}{32 * L_r * f}}, & P_2 > P_1 \end{cases} \quad (2.11)$$

Όπου:

f είναι ο συντελεστής τριβής μεταξύ αέρα και τοιχωμάτων του αναγεννητή.

2.2.3 Ψυκτική Ικανότητα και Συντελεστής Απόδοσης

Όλες οι παραπάνω εξισώσεις χρησιμοποιούνται για να προσδιορίσουμε κάποια από τα πιο βασικά μεγέθη που ενδιαφέρουν τελικά μία ψυκτική μηχανή. Αυτά τα μεγέθη είναι η ψυκτική ικανότητα, η απόδοσή της, το προσφερόμενο έργο.

Προσφερόμενο Έργο W :

Από τις παραπάνω εξισώσεις γνωρίζουμε για κάθε χρονική στιγμή την πίεση και τον όγκο για τον κάθε χώρο ξεχωριστά.

Έχοντας τις τιμές αυτές για την πίεση και τον όγκο του αερίου στον χώρο εκτόνωσης μπορούμε να δημιουργήσουμε ένα διάγραμμα $P_1 - V_1$. Από τα σημεία αυτά, λοιπόν, θα προκύψει μία κλειστή καμπύλη. Το εμβαδόν της καμπύλης αυτής θα αποτελεί το έργο που θα παράγεται στον χώρο αυτόν και θα ισούται με το ολοκλήρωμα:

$$W_1 = \int_0^t P_1 * \frac{dV_1}{dt} * dt \quad (2.12)$$

Ομοίως για τον χώρο συμπίεσης μπορούμε να δημιουργήσουμε ένα διάγραμμα $P_2 - V_2$ από τις διαθέσιμες τιμές για την πίεση και τον όγκο του αερίου. Και σε αυτήν την περίπτωση θα προκύψει μία κλειστή καμπύλη το εμβαδόν της οποίας θα αποτελεί το έργο που θα καταναλώνεται από τον χώρο αυτόν και θα ισούται με το ολοκλήρωμα:

$$W_2 = \int_0^t P_2 * \frac{dV_2}{dt} * dt \quad (2.13)$$

Το αλγεβρικό άθροισμα των παραπάνω έργων μπορεί να δώσει το συνολικό έργο που πρέπει να προσφέρουμε στην ψυκτική μηχανή για να λειτουργήσει:

$$W = \int_0^t P_1 * \frac{dV_1}{dt} * dt + \int_0^t P_2 * \frac{dV_2}{dt} * dt \quad (2.14)$$

Όπου:

- P_1 είναι η πίεση στον χώρο εκτόνωσης [bar]
- P_2 είναι η πίεση στον χώρο συμπίεσης [bar]
- V_1 είναι ο όγκος του αερίου στον χώρο εκτόνωσης [m^3]
- V_2 είναι ο όγκος του αερίου στον χώρο συμπίεσης [m^3]
- t είναι ο χρόνος [s]

Το ολικό διάγραμμα $P - V$ της μηχανής παρουσιάζεται στο 5^ο Κεφάλαιο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας από τον μέσο όρο των πιέσεων στους χώρους συμπίεσης κι εκτόνωσης και τον ολικό όγκο που καταλαμβάνει το αέριο σε όλη την έκταση της μηχανής κάθε χρονική στιγμή [8]. Δηλαδή:

$$P_{total} = \frac{P_1 + P_2}{2} \quad (2.15)$$

$$V = V_1 + V_2 + V_r \quad (2.16)$$

Όπου:

- V_r είναι ο όγκος του αερίου στον αναγεννητή [m^3]

Θερμότητα Q

Το αέριο στον χώρο εκτόνωσης απορροφά θερμότητα από το περιβάλλον του. Στην απορρόφηση αυτή συμβάλλουν τα τοιχώματα του χώρου που δρουν ως εναλλάκτης. Η απορροφούμενη αυτή θερμότητα είναι υπεύθυνη για την ψυκτική ισχύ της μηχανής και δίνεται από τον τύπο:

$$Q_1 = \int_0^t h_1 * \pi * D_1 * x_1 * (T_{w,1} - T_1) * dt \quad (2.17)$$

Όπου:

- h_1 είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στον χώρο εκτόνωσης [W/m^2K]
- D_1 είναι η διάμετρος του κυλίνδρου εκτόνωσης [m]
- x_1 είναι η θέση του εμβόλου του χώρου εκτόνωσης κάθε χρονική στιγμή που δίνεται από την εξίσωση (2.1α) [m]
- $T_{w,1}$ είναι η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του χώρου εκτόνωσης [K]
- T_1 είναι η θερμοκρασία του αερίου στο εσωτερικό του χώρου εκτόνωσης [K]

Το αέριο του χώρου συμπίεσης αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον. Στην αποβολή αυτή βοηθούν τα τοιχώματα του κυλίνδρου τα οποία έχουν τον ρόλο του εναλλάκτη. Η θερμότητα που αποβάλλεται δίνεται από τον τύπο:

$$Q_2 = \int_0^t h_2 * \pi * D_2 * x_2 * (T_{w,2} - T_2) * dt \quad (2.18)$$

- h_2 είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στον χώρο συμπίεσης [W/m^2K]
- D_2 είναι η διάμετρος του κυλίνδρου συμπίεσης [m]
- x_2 είναι η θέση του εμβόλου του χώρου συμπίεσης κάθε χρονική στιγμή που δίνεται από την εξίσωση (2.1α) [m]
- $T_{w,2}$ είναι η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του χώρου συμπίεσης [K]
- T_2 είναι η θερμοκρασία του αερίου στο εσωτερικό του χώρου συμπίεσης [K]

Το παρόν μοντέλο δεν είναι ισοθερμοκρασιακό, οπότε δεν θα ισχύει ότι το έργο θα ισούται με την θερμότητα. Επομένως, $W_1 \neq Q_1$ και, $W_2 \neq Q_2$.

Συντελεστής Απόδοσης σε Ψύξη

Για την απόδοση της μηχανής σε ψύξη μπορούμε να θεωρήσουμε δύο χώρους διαφορετικών θερμοκρασιών: το δωμάτιο που θέλουμε να ψύξουμε και το περιβάλλον. Για τον υπολογισμό του συντελεστή απόδοσης EER ώστε να είναι συγκρίσιμος με του εμπορίου πρέπει οι παραπάνω χώροι να βρίσκονται σε συγκεκριμένες θερμοκρασίες. Έτσι, το περιβάλλον θα βρίσκεται στην υψηλή θερμοκρασία των 35°C και το δωμάτιο που θέλουμε να ψύξουμε στη χαμηλή θερμοκρασία των 26.67°C .

Ο Συντελεστής Απόδοσης σε Ψύξη ορίζεται ως:

$$EER = \frac{Q_1}{W} \quad (2.19)$$

Όπου:

- Q_1 η θερμότητα που απορροφά το αέριο από το δωμάτιο. Έχει οριστεί στην εξίσωση (2.17).
- W το έργο που καταναλώνει η μηχανή για να λειτουργήσει. Έχει οριστεί στην εξίσωση (2.14).

Συντελεστής Απόδοσης σε Θέρμανση

Για την απόδοση της μηχανής σε θέρμανση μπορούμε να θεωρήσουμε δύο χώρους διαφορετικών θερμοκρασιών: το δωμάτιο που θέλουμε να θερμάνουμε το οποίο αποτελεί τη λεγόμενη θερμή δεξαμενή και το περιβάλλον το οποίο αποτελεί την ψυχρή δεξαμενή. Για τον υπολογισμό του συντελεστή απόδοσης COP ώστε να είναι συγκρίσιμος με του εμπορίου πρέπει οι παραπάνω χώροι να βρίσκονται σε συγκεκριμένες θερμοκρασίες. Έτσι, το περιβάλλον θα βρίσκεται στην χαμηλή θερμοκρασία των 7°C και το δωμάτιο που θέλουμε να ψύξουμε στη υψηλή θερμοκρασία των 20°C .

Ο Συντελεστής Απόδοσης σε Θέρμανση ορίζεται ως:

$$COP = \frac{Q_2}{W} \quad (2.20)$$

Όπου:

- Q_2 η θερμότητα που προσδίδει το αέριο στο δωμάτιο. Έχει οριστεί στην εξίσωση (2.11).
- W το έργο που καταναλώνει η μηχανή για να λειτουργήσει. Έχει οριστεί στην εξίσωση (2.10).

Ισχύς Μηχανής

Η Ισχύς της μηχανής σε ψύξη μπορεί να βρεθεί πολλαπλασιάζοντας την θερμότητα Q_1 (J) που απορροφά το αέριο επί την συχνότητα της μηχανής f (Hz). Η Ισχύς σε θέρμανση μπορεί να υπολογιστεί πολλαπλασιάζοντας την αποβαλλόμενη θερμότητα Q_2 (J) επί την συχνότητα της μηχανής f (Hz). Έτσι, θα ισχύει:

$$P \text{ (Watt)} = Q_1 * f \text{ για ψύξη} \quad (2.21)$$

$$P \text{ (Watt)} = Q_2 * f \text{ για θέρμανση} \quad (2.22)$$

Κατανάλωση Μηχανής

Η Κατανάλωση της μηχανής θα αποτελέσει τον πολλαπλασιασμό του προσφερόμενου έργου W (J) επί την συχνότητα της μηχανής f (Hz). Έτσι, θα ισχύει:

$$K \text{ (Watt)} = W * f \quad (2.23)$$

2.2.4 Αδιαστασιοποίηση Μεγεθών

Για να επιτύχουμε την αδιαστατοποίηση ορίζουμε τα παρακάτω μεγέθη:

$$t^* = \frac{t * \omega}{2\pi}, \quad x_i^* = \frac{x_i}{\hat{x}_i}, \quad u_i^* = \frac{u_i}{\omega * \hat{x}_i}, \quad T_i^* = \frac{T_i - \bar{T}}{\Delta T}, \quad P_i^* = \frac{P_i - \bar{P}}{\Delta P}, \quad \dot{m}^* = \frac{\dot{m}}{\bar{M} * \omega}, \quad M_i^* = \frac{M_i}{\bar{M}}, \quad x_r^* = \frac{x_r}{L_r},$$

$$T_r^* = \frac{T_r - \bar{T}}{\Delta T}, \quad T_{w,i}^* = \frac{T_{w,i} - \bar{T}}{\Delta T} \quad (2.24)$$

Όπου:

$$\Delta T = \frac{\bar{T} * (V^\gamma - 1 - V_{min}^{\gamma-1})}{V_{min}^{\gamma-1}} \quad (2.25)$$

$$\Delta P = \frac{\bar{P} * (V^\gamma - V_{min}^\gamma)}{V_{min}^\gamma} \quad (2.26)$$

Και:

$\gamma = c_p / c_v$ είναι ο λόγος των ειδικών θερμοχωρητικότητων του αέρα
 \bar{T} είναι η αρχική θερμοκρασία αέρα σε κάθε σημείο της μηχανής [K]
 \bar{P} είναι η αρχική πίεση αέρα σε κάθε σημείο της μηχανής [bar]
 \bar{M} είναι η συνολική μάζα αέρα εντός του αναγεννητή [kg]
 ω είναι η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής [rad/s]

Οι λόγοι ΔT , ΔP στις εξισώσεις (2.25) και (2.26) δηλώνουν την αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσης αν ο αέρας συμπιεζόταν αδιαβατικά ως τον ελάχιστο όγκο του.

Όλα τα αδιάστατα μεγέθη ορίζονται με το αστερίσκο *.

Η αδιαστατοποίηση πραγματοποιείται γιατί βοηθά αργότερα στη βελτιστοποίηση των μερών της μηχανής καθώς μελετάται κάθε φορά μία παράμετρος που επηρεάζει την απόδοσή της και παραμένει ανεξάρτητη από τα υπόλοιπα μεγέθη που έχουμε εισάγει στο σύστημα. Επομένως, μπορεί να βρεθεί η σχέση μεταξύ της απόδοσης της μηχανής με την εκάστοτε αδιαστατοποιημένη παράμετρο και μόνο.

Για τη δημιουργία εξισώσεων χωρίς πολλές μεταβλητές συγκεντρώνουμε όλους τους προαναφερθέντες όρους σύμφωνα με τα παρακάτω:

$$\begin{aligned}
 \Pi_1 &= \alpha, & \Pi_2 &= f, & \Pi_3 &= \frac{c_p}{c_v}, & \Pi_4 &= \frac{D_i}{D_r}, & \Pi_5 &= \frac{\hat{M}}{M_w}, & \Pi_6 &= \frac{x_{o,i}}{L_r}, \\
 \Pi_7 &= \frac{c_v}{c_w}, & \Pi_8 &= \frac{h_i}{h_r}, & \Pi_9 &= \frac{\hat{x}_i}{x_{o,i}}, & \Pi_{10} &= \frac{\hat{x}_i}{D_i}, \\
 \Pi_{11} &= \frac{h_i}{c_v * D_i * \omega * \rho}, & \Pi_{12} &= \frac{\hat{M}}{\rho * D_i^3}, & \Pi_{13} &= \frac{\Delta P}{\bar{P}}, \\
 \Pi_{14} &= \frac{\Delta T}{\bar{T}}, & \Pi_{15} &= \frac{\Delta P}{\rho * c_v * \Delta T}, & \Pi_{16} &= \frac{\rho * R * \Delta T}{\Delta P}, \\
 \Pi_{17} &= \frac{\rho * \pi * D_r^5 * \Delta P}{32 * L_r * f * \hat{M}^2 * \omega^2}, \\
 q_f^* &= \frac{q_f}{\pi * D_r * h_r * \Delta T} \tag{2.27}
 \end{aligned}$$

Επομένως, οι προς επίλυση εξισώσεις οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν στον κώδικα Matlab είναι οι παρακάτω:

- Η εξίσωση (2.1a) μορφοποιείται: $x_1^* = \frac{1}{\Pi_9} + \sin(2\pi t^*)$ (2.28a)

- Η εξίσωση (2.1b) μορφοποιείται: $x_2^* = \frac{1}{\Pi_9} + \sin(2\pi t^* + \Pi_1)$ (2.28b)

- Η εξίσωση (2.2) μορφοποιείται:

$$\begin{aligned}
 M_i^* * \frac{dT_i^*}{dt^*} &= 2\pi^2 * \frac{\Pi_{10} * \Pi_{11}}{\Pi_{12}} * x_i^* * (T_{w,i}^* - T_i^*) + \left[2\pi * m_{in}^* * (T_{in}^* - T_i^*) + \right. \\
 & 2\pi * m_{in}^* * \Pi_{15} * P_{in}^* + \Pi_{15} \Pi_{13} - 2\pi * m_{out}^* * T_{out}^* - T_i^* + \\
 & 2\pi * m_{out}^* * \Pi_{15} * P_{out}^* + \Pi_{15} \Pi_{13} - \pi * \Pi_{15} * \Pi_{10} \Pi_{12} * P_i^* + \Pi_{15} * \Pi_{10} \Pi_{12} \\
 & \left. * \Pi_{13} * dx_i^* / dt^* \right] \tag{2.28c}
 \end{aligned}$$

- Η εξίσωση (2.3) μορφοποιείται:

$$\left(P_i^* + \frac{1}{\Pi_{13}} \right) * x_i^* = \frac{4}{\pi} * \frac{\Pi_{16} * \Pi_{12}}{\Pi_{10} * \Pi_{14}} * M_i^* + \frac{4}{\pi} * \frac{\Pi_{16} * \Pi_{12}}{\Pi_{10}} * M_i^* * T_i^* \tag{2.28d}$$

- Η εξίσωση (2.4) μορφοποιείται:

$$-\frac{dM_1^*}{dt^*} = -\frac{dM_2^*}{dt^*} = -2\pi * \dot{m}^* \quad (2.28e)$$

- Η εξίσωση (2.5) μορφοποιείται:

$$\frac{1}{8\pi} * \frac{\Pi_3 * \Pi_8}{\Pi_{11} * \Pi_4} * \frac{\partial T_r^*}{\partial t^*} + \frac{1}{\pi} * \frac{\Pi_6 * \Pi_9 * \Pi_4 * \Pi_3 * \Pi_{12} * \Pi_8}{\Pi_{11} * \Pi_{10}} * \dot{m}^* * \frac{\partial T_r^*}{\partial x_r^*} = (T_w^* - T_r^*) + q_f^* \quad (2.28f)$$

- Η εξίσωση (2.6) μορφοποιείται:

$$\frac{dT_w^*}{dt^*} = -2\pi^2 * \frac{\Pi_{10} * \Pi_{11} * \Pi_7 * \Pi_5}{\Pi_6 * \Pi_9 * \Pi_4 * \Pi_8 * \Pi_{12}} * \int_0^1 (T_w^* - T_r^*) d x_r^* \quad (2.28g)$$

- Η εξίσωση (2.7) μορφοποιείται:

$$\dot{m}^* = \begin{cases} \Pi_{17}^{1/2} * \sqrt{P_1^* - P_2^*}, & P_1^* \geq P_2^* \\ -\Pi_{17}^{1/2} * \sqrt{P_2^* - P_1^*}, & P_2^* > P_1^* \end{cases} \quad (2.28h)$$

- Η εξίσωση (2.11) μορφοποιείται:

$$Q_1^* = \int_1^2 \frac{h_1 * D_1 * \widehat{x}_1}{h_0 * D_0 * x_{0,1}} * x_1^* * (T_{w,1}^* - T_1^*) * \frac{2\pi * dt^*}{\omega * t_f} \quad (2.28i)$$

- Η εξίσωση (2.12) μορφοποιείται:

$$Q_2^* = \int_1^2 \frac{h_2 * D_2 * \widehat{x}_2}{h_0 * D_0 * x_{0,2}} * x_2^* * (T_{w,2}^* - T_2^*) * \frac{2\pi * dt^*}{\omega * t_f} \quad (2.28j)$$

Για τις παραπάνω εξισώσεις (2.28i) και (2.28j) τα μεγέθη h_0 , D_0 αποτελούν σταθερά αρχικά μεγέθη με τα οποία κάνουμε αδιαστατοποίηση για να χρησιμοποιηθούν οι σχέσεις αυτές στην Παράγραφο 2.4.

2.3 Διαδικασία Επίλυσης

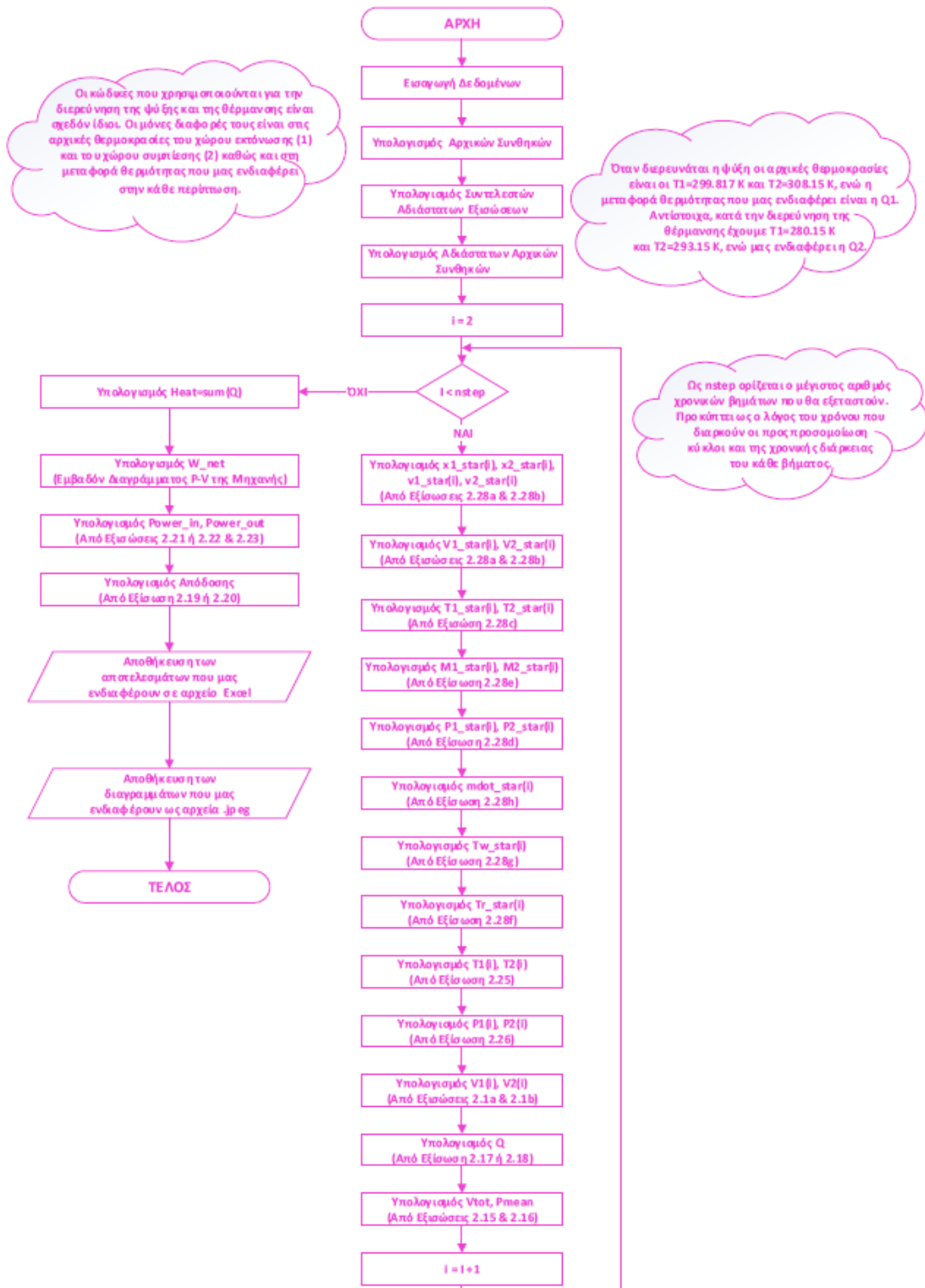
Οι αδιαστατοποιημένες εξισώσεις (2.24) έως (2.28j) επιλύονται σε προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab. Δημιουργήθηκαν δύο κώδικες. Ο ένας αφορά στην μελέτη της λειτουργίας για ψύξη μέσω του οποίου επιλύεται το μοντέλο και υπολογίζεται ο συντελεστής συμπεριφοράς EER βάσει της εξίσωσης (2.19) για υψηλή θερμοκρασία 35°C και χαμηλή θερμοκρασία 26.67°C.

Ο άλλος αφορά στην μελέτη της λειτουργίας θέρμανσης. Συνεπώς, επιλύεται ξανά το παραπάνω μοντέλο και υπολογίζεται ο συντελεστής συμπεριφοράς COP βάσει της εξίσωσης (2.20) για υψηλή θερμοκρασία 20°C και χαμηλή θερμοκρασία 7°C.

Τα αποτελέσματα θα παρουσιαστούν στο 5^ο Κεφάλαιο της παρούσας εργασίας για τα χαρακτηριστικά της μηχανής που θα επιλέξουμε. Οι κώδικες εκτελούνται για δύο

κύκλους αλλά παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του δεύτερου κύκλου ώστε να εξαιρεθεί η πιθανότητα σφάλματος που μπορεί να οφείλεται στις αρχικές συνθήκες.

Παρατίθεται το Διάγραμμα Ροής:



Σχήμα 2.3: Διάγραμμα Ροής για την Επίλυση του Μοντέλου.

2.4 Ανάλυση Ευαισθησίας

Στην Παράγραφο αυτή θα εξεταστούν οι παράμετροι που επηρεάζουν την ψυκτική απόδοση της μηχανής και τον τρόπο με τον οποίο την επηρεάζουν. Πιο συγκεκριμένα, θα παρατεθούν κάποια διαγράμματα τα οποία θα απεικονίζουν το πώς μεταβάλλεται η θερμότητα στους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης συναρτήσει κάποιων μεγεθών. Τα προς εξέταση μεγέθη είναι εκείνα τα οποία επιλέγονται κατά το στάδιο σχεδίασης. Έτσι, θα μελετηθούν οι παράμετροι της απόστασης της μέσης θέσης του κάθε εμβόλου x_o , το πλάτος της ταλάντωσης του κάθε εμβόλου \hat{x} , η διάμετρος των κυλίνδρων D , η διάμετρος του αναγεννητή D_r , το μήκος του αναγεννητή L_r , η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής ω , η διαφορά φάσης των δύο εμβόλων φ , ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h . Όλα τα παραπάνω μεγέθη μπορούν να αλλάξουν εύκολα κατά τη σχεδίαση εκτός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h .

Για να επιτευχθεί η ανάλυση αυτή χρησιμοποιήθηκε κώδικας Matlab. Για να διαπιστωθεί αν όντως οι παραπάνω παράμετροι επηρεάζουν την απόδοση, κάθε φορά διατηρούνται όλα τα μεγέθη σταθερά ενώ μεταβάλλεται μόνο η υπό εξέταση παράμετρος.

Επίσης, τα διαγράμματα θα παρασταθούν για αδιάστατα μεγέθη ώστε να προκύψουν αποτελέσματα που θα είναι συγκρίσιμα μεταξύ τους και θα μπορούν να εφαρμοστούν σε οποιαδήποτε περίπτωση. Εξάλλου, σε αυτό το στάδιο ενδιαφερόμαστε για την ποιοτική σχέση μεταξύ της απορροφούμενης ή αποβαλλόμενης θερμότητας και των υπόλοιπων παραμέτρων.

Σε όλα τα διαγράμματα που ακολουθούν η καμπύλη για τον χώρο εκτόνωσης θα δηλώνεται με μπλε χρώμα και θα εκφράζει την απορροφούμενη θερμότητα από το σύστημα, δηλαδή την ψυκτική ισχύ της μηχανής, ενώ η καμπύλη για τον χώρο συμπίεσης θα δηλώνεται με κόκκινο χρώμα και θα εκφράζει την αποβαλλόμενη στο περιβάλλον θερμότητα.

Για τα Διαγράμματα των Σχημάτων 2.4 – 2.11 κάνουμε τις παρακάτω παραδοχές:

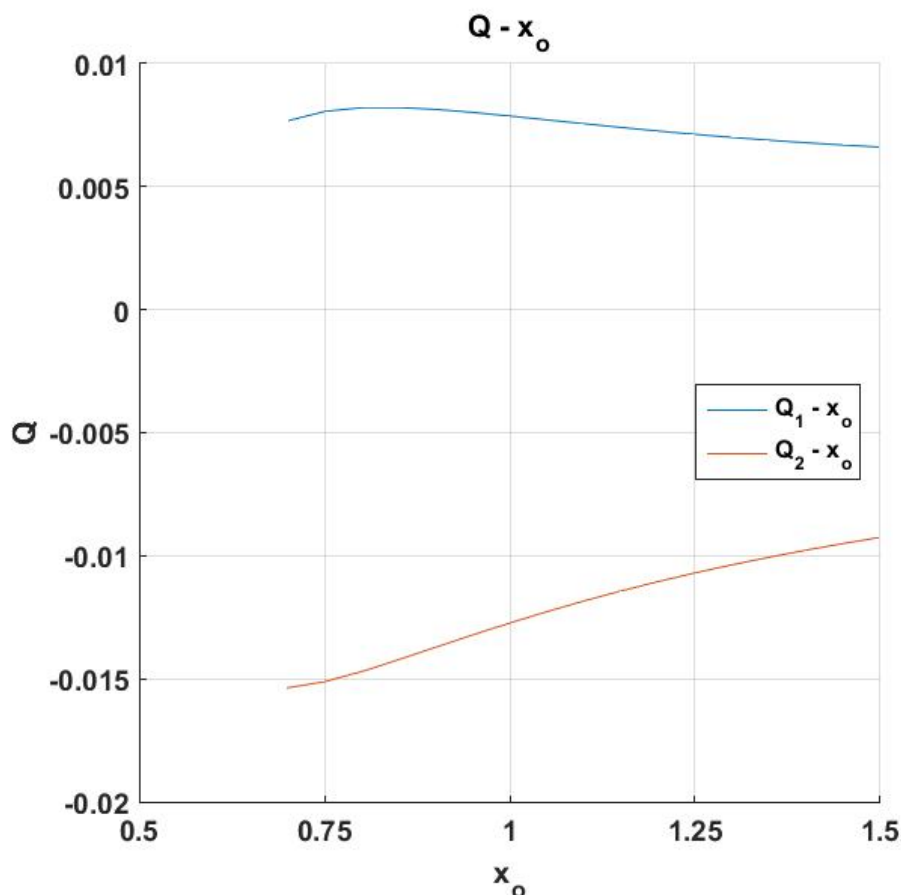
- Οι αποστάσεις της μέσης θέσης των δύο εμβόλων είναι ίδιες: $x_{o1} = x_{o2} = x_o$.
- Τα πλάτη της ταλάντωσης για τα δύο έμβολα είναι ίδια: $\hat{x}_1 = \hat{x}_2 = \hat{x}$.
- Οι διάμετροι των δύο κυλίνδρων είναι ίδιες: $D_1 = D_2 = D$.
- Οι πιέσεις στους χώρους της μηχανής για τις αρχικές συνθήκες θεωρούμε ότι είναι σταθερές και ίσες μεταξύ τους.

Στο Διάγραμμα του Σχήματος 2.4 παρουσιάζονται οι καμπύλες συναλλαγής θερμότητας συναρτήσει της απόστασης της μέσης θέσης του εμβόλου, δηλαδή η καμπύλη $Q - x_o$ για τον κάθε χώρο ξεχωριστά. Για τον χώρο εκτόνωσης (καμπύλη

με μπλε χρώμα) παρατηρούμε πως όσο η παράμετρος x_o αυξάνει τόσο η απορροφούμενη θερμότητα Q_1 μειώνεται. Αυτό σημαίνει πως προκύπτει ένα σύστημα με μικρότερη ψυκτική ικανότητα. Για τον χώρο συμπίεσης (καμπύλη με κόκκινο χρώμα) παρατηρούμε πως όσο η παράμετρος x_o αυξάνει τόσο η αποβαλλόμενη στο περιβάλλον θερμότητα Q_2 αυξάνει αλγεβρικά αλλά μειώνεται σε απόλυτη τιμή. Η μεταβολή αυτή της θερμότητας οφείλεται στο γεγονός ότι το x_o αυξάνεται, ενώ, τα πλάτη της ταλάντωσης \widehat{x}_1 και \widehat{x}_2 παραμένουν σταθερά και ίσα μεταξύ τους λόγω της σταθερής μάζας το αέριο θα συμπιέζεται και θα εκτονώνεται λιγότερο. Έτσι, εξηγείται η πτωτική πορεία των δύο καμπυλών σε απόλυτη τιμή.

Συνεπώς, κατά τον σχεδιασμό μίας μηχανής Stirling θα επιδιώκαμε μικρές τιμές στα μεγέθη $x_{o1} - \widehat{x}_1$, $x_{o2} - \widehat{x}_2$.

Για τη δημιουργία του διαγράμματος θεωρήσαμε, όπως αναφέρεται και στις παραδοχές, ότι οι δύο χώροι έχουν το ίδιο x_o το οποίο μεταβάλλεται και στους δύο το ίδιο κάθε φορά.



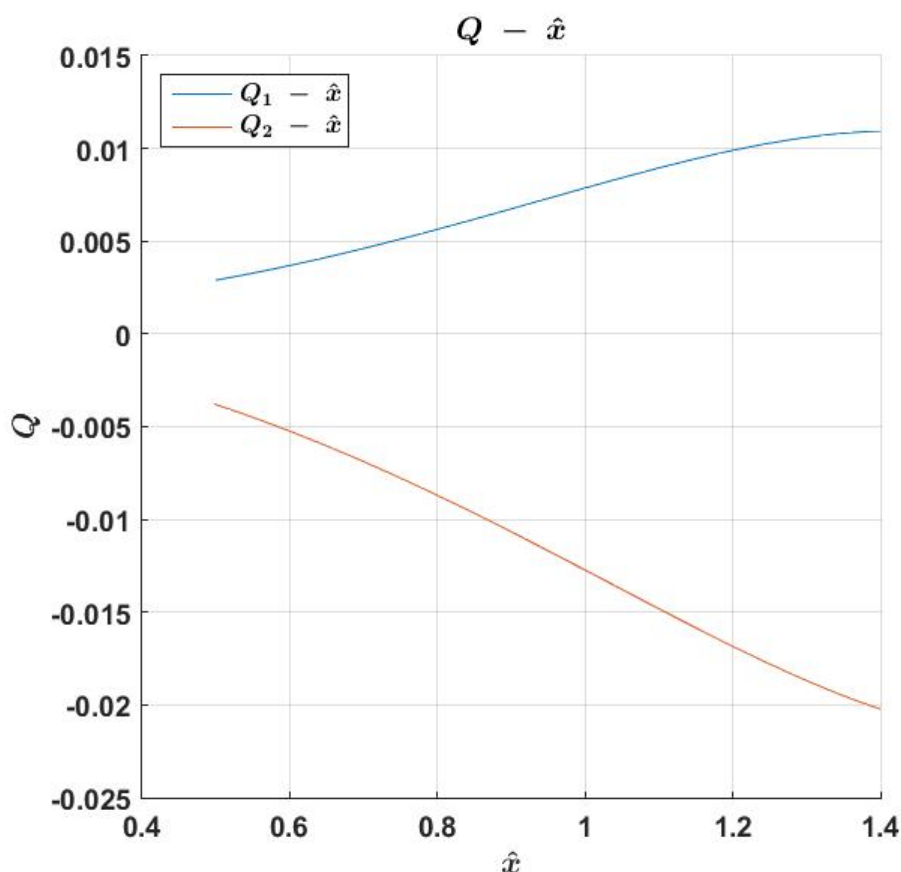
Σχήμα 2.4: Διάγραμμα Συναλλαγής Θερμότητας Q συναρτήσει της Απόστασης της Μέσης Θέσης του κάθε Εμβόλου x_o . Οι άξονες είναι αδιάστατοι. Οι δύο χώροι έχουν το ίδιο x_o η τιμή του οποίου μεταβάλλεται και στους δύο το ίδιο.

Στο Διάγραμμα του Σχήματος 2.5 παρατίθεται η καμπύλη συναλλαγής θερμότητας Q συναρτήσει του πλάτους της ταλάντωσης, \hat{x} , για το κάθε έμβολο. Στην προκειμένη περίπτωση έχουμε θεωρήσει πως το πλάτος \hat{x} είναι το ίδιο και για τα δύο έμβολα και μεταβάλλεται κατά τον ίδιο ρυθμό. Επίσης, όλες οι υπόλοιπες διαστάσεις είναι οι ίδιες για τους δύο κυλίνδρους.

Συνεπώς, διατηρώντας όλα τα μεγέθη σταθερά και αυξάνοντας το πλάτος της ταλάντωσης \hat{x} διαπιστώνουμε πως η καμπύλη για τον χώρο εκτόνωσης (μπλε καμπύλη) αυξάνει, το οποίο οδηγεί σε μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ. Επίσης, η καμπύλη για τον χώρο συμπίεσης (κόκκινη καμπύλη) παρουσιάζει φθίνουσα πορεία, δηλαδή, η θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον αυξάνει κατά απόλυτη τιμή.

Τα παραπάνω αποτελούν άμεση και λογική απόρροια των τύπων (2.28i) και (2.28j) οι οποίοι δηλώνουν τη σχέση της συναλλασσόμενης θερμότητας με το πλάτος της ταλάντωσης των εμβόλων, \hat{x} .

Επομένως, στο σχεδιασμό μίας μηχανής θα επιλέγαμε μεγάλο πλάτος ταλάντωσης \hat{x} για τα δύο έμβολα.

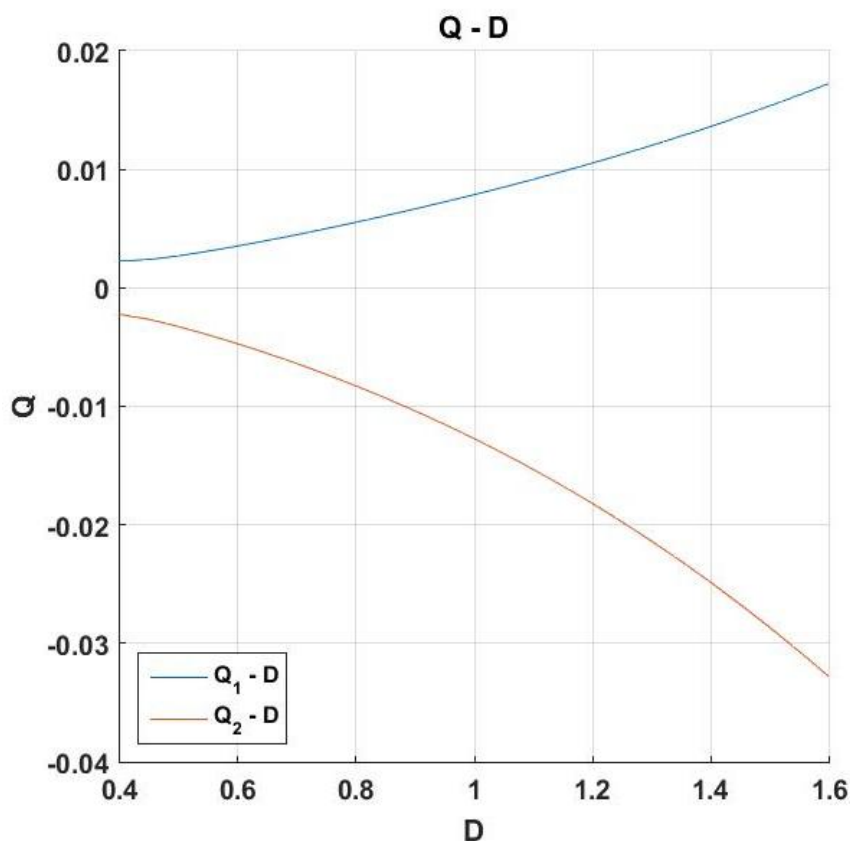


Σχήμα 2.5: Διάγραμμα Συναλλαγής Θερμότητας Q συναρτήσει του Πλάτους της Ταλάντωσης του κάθε Εμβόλου \hat{x} . Οι άξονες είναι αδιάστατοι. Οι δύο χώροι έχουν το ίδιο \hat{x} η τιμή του οποίου μεταβάλλεται και στους δύο το ίδιο.

Στο Διάγραμμα του Σχήματος 2.6 παρίσταται η καμπύλη συναλλαγής θερμότητας Q συναρτήσει της διαμέτρου του κάθε κυλίνδρου D . Και σε αυτήν την περίπτωση έχουμε θεωρήσει πως οι δύο κύλινδροι έχουν την ίδια διάμετρο. Επίσης, θεωρούμε πως όλες οι υπόλοιπες διαστάσεις των κυλίνδρων είναι ίδιες.

Διατηρώντας, λοιπόν, σταθερά όλα τα μεγέθη αυξάνουμε την διάμετρο D και στους δύο χώρους με τον ίδιο ρυθμό. Παρατηρούμε πως η καμπύλη για τον χώρο εκτόνωσης (μπλε καμπύλη) είναι αύξουσα. Αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα της μεγαλύτερης ψυκτικής ισχύος έπειτα από αύξηση της διαμέτρου. Επίσης, η καμπύλη για τον χώρο συμπίεσης (κόκκινη καμπύλη) είναι φθίνουσα που συνεπάγεται πως αύξηση της διαμέτρου οδηγεί σε αύξηση της αποβαλλόμενης θερμότητας Q .

Επομένως, στο σχεδιασμό μίας μηχανής θα επιλέγαμε μεγάλη διάμετρο κυλίνδρων D .



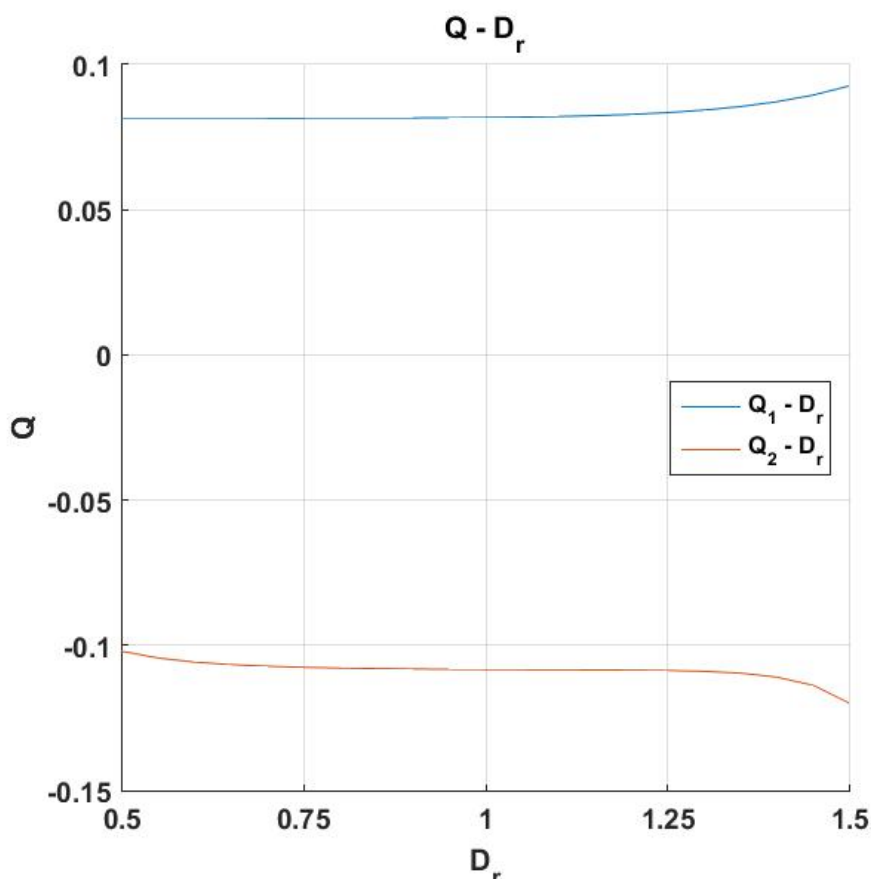
Σχήμα 2.6: Διάγραμμα Συναλλαγής Θερμότητας Q συναρτήσει της Διαμέτρου του κάθε Κυλίνδρου D . Οι άξονες είναι αδιάστατοι.

Στο Διάγραμμα του Σχήματος 2.7 παρατίθενται οι καμπύλες συναλλαγής θερμότητας Q συναρτήσει της διαμέτρου του αναγεννητή D_r . Παρατηρούμε πως η καμπύλη για τον χώρο εκτόνωσης (μπλε καμπύλη) έχει αύξουσα πορεία όταν αυξάνεται η διάμετρος του αναγεννητή. Αυτό συνεπάγεται, όπως φαίνεται και από το διάγραμμα, μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ. Επίσης, η καμπύλη του χώρου συμπίεσης (κόκκινη καμπύλη) παρουσιάζει φθίνουσα συμπεριφορά με την αύξηση της διαμέτρου του αναγεννητή. Η φθίνουσα αυτή πορεία δηλώνει αύξηση κατ' απόλυτη τιμή της αποβαλλόμενης θερμότητας.

Τα παραπάνω επαληθεύονται από το γεγονός πως η μεγάλη διάμετρος του αναγεννητή θα συνεπαγόταν μεγάλη διατομή, άρα, και μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Έτσι, ο αέρας θα μπορούσε ευκολότερα να απάγει θερμότητα ή να προσδώσει θερμότητα στην επιφάνειά του.

Συνεπώς, η αύξηση της διαμέτρου του αναγεννητή αυξάνει την απόδοση του ίδιου του αναγεννητή και κατ' επέκταση και την ισχύ της μηχανής. Άρα, στον σχεδιασμό μίας μηχανής Stirling είτε εργοπαραγωγού είτε ψυκτικής θα επιθυμούσαμε έναν αναγεννητή μεγάλης διαμέτρου.

Το παρακάτω διάγραμμα έχει προκύψει εισάγοντας στον κώδικα Matlab λόγο μήκους αναγεννητή προς διάμετρο αναγεννητή $\frac{L_r}{D_r} < 1$. Αυτός ο λόγος επιλέχθηκε κατά αυτόν τον τρόπο μετά από βιβλιογραφική έρευνα σύμφωνα με την εργασία των Ziabasharhagh M. και Mahmoodi M. [9].

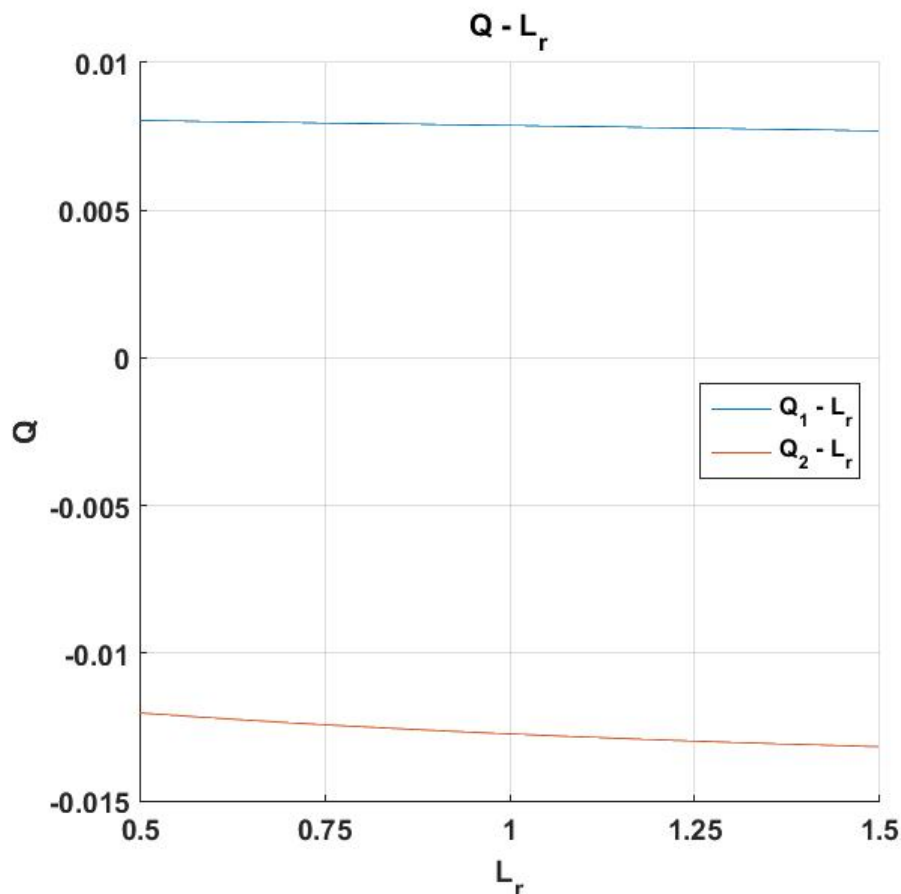


Σχήμα 2.7: Διάγραμμα Συναλλαγής Θερμότητας Q συναρτήσει της Διαμέτρου του Αναγεννητή D_r . Οι άξονες είναι αδιάστατοι.

Στο Διάγραμμα του Σχήματος 2.8 παρατίθενται οι καμπύλες συναλλαγής θερμότητας Q συναρτήσει του μήκους του αναγεννητή L_r . Παρατηρούμε πως η καμπύλη για τον χώρο εκτόνωσης (μπλε καμπύλη) έχει φθίνουσα πορεία όταν αυξάνεται το μήκος του αναγεννητή. Αυτό συνεπάγεται, όπως φαίνεται και από το διάγραμμα, μικρότερη ψυκτική ισχύ. Επίσης, η καμπύλη του χώρου συμπίεσης (κόκκινη καμπύλη) παρουσιάζει κι αυτή φθίνουσα συμπεριφορά με την αύξηση του μήκους του αναγεννητή. Η φθίνουσα αυτή πορεία δηλώνει αύξηση κατ' απόλυτη τιμή της αποβαλλόμενης θερμότητας.

Συνεπώς, φαντάζει δόκιμο πως κατά τη σχεδίαση μίας ψυκτικής μηχανής Stirling θα θέλαμε έναν αναγεννητή με μικρό μήκος L_r . Αυτό είναι λογικό αφού σε ένα μεγάλο μήκος είναι πιο πιθανό να υπάρξουν μεγαλύτερες απώλειες λόγω τριβών.

Το παρακάτω διάγραμμα έχει προκύψει εισάγοντας στον κώδικα Matlab λόγο μήκους αναγεννητή προς διάμετρο αναγεννητή $\frac{L_r}{D_r} < 1$. Αυτός ο λόγος επιλέχθηκε κατά αυτόν τον τρόπο σύμφωνα με την προαναφερθείσα βιβλιογραφική γύρω από την εργασία των Ziabasharhagh M. και Mahmoodi M. [9].



Σχήμα 2.8: Διάγραμμα Συναλλαγής Θερμότητας Q συναρτήσει του Μήκους του Αναγεννητή L_r . Οι άξονες είναι αδιάστατοι.

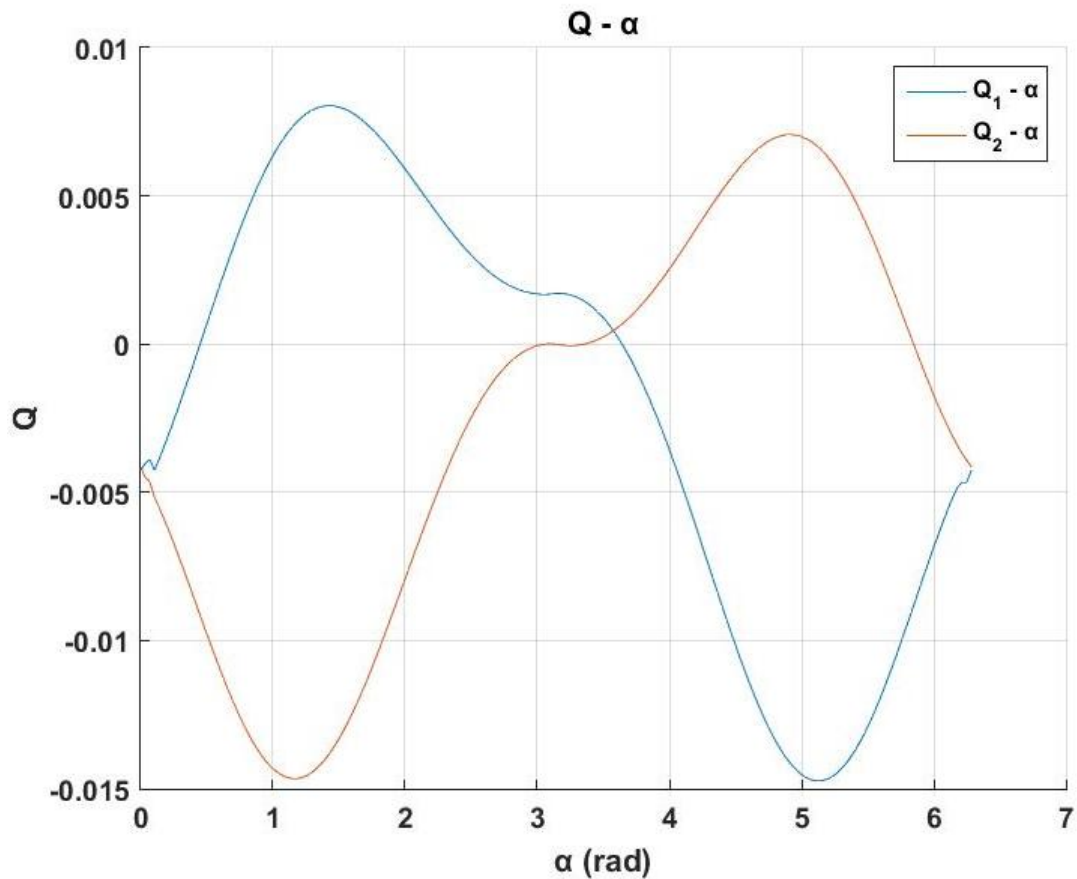
Στη συνέχεια, παρατίθεται το Διάγραμμα του Σχήματος 2.9 το οποίο παρουσιάζει την μεταβολή της θερμότητας Q συναρτήσει της διαφοράς φάσης μεταξύ των εμβόλων α . Οι δύο καμπύλες τέμνονται περίπου στο σημείο των 180° . Το δεξί και το αριστερό τμήμα της γραφικής παράστασης, όμως, με κέντρο το σημείο της τομής δεν είναι απόλυτα συμμετρικά καθώς έχουμε διαφορετικές αρχικές θερμοκρασίες στους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης. Συγκεκριμένα, στον χώρο εκτόνωσης, δηλαδή στον ψυχρό χώρο, ισχύει $T_1 = 299.817 K$ ενώ στον χώρο συμπίεσης, δηλαδή στον θερμό χώρο, $T_2 = 308.15 K$. Παρατηρούμε ότι μετά τις 180° οι δύο χώροι «αλλάζουν ρόλους». Έτσι, ο χώρος εκτόνωσης, ενώ πριν παρείχε την ψυκτική ισχύ, τώρα παρέχει την θερμική αποβάλλοντας θερμότητα στο περιβάλλον, ενώ, ο χώρος συμπίεσης είναι τώρα υπεύθυνος για την ψυκτική ισχύ απορροφώντας θερμότητα από το περιβάλλον.

Όταν ο χώρος εκτόνωσης (μπλε καμπύλη) λειτουργεί ώστε να παρέχει την ψυκτική ισχύ παρουσιάζει την μέγιστη ψυκτική ικανότητα περίπου στις 90° . Ομοίως, και ο χώρος συμπίεσης (κόκκινη καμπύλη). Παρ' όλα αυτά, στην προκειμένη περίπτωση οι δύο χώροι δεν παρουσιάζουν τη μέγιστη ισχύ τους στις 90° λόγω των διαφορετικών αρχικών θερμοκρασιών (βλ. Παράγραφο 2.3). Για την ακρίβεια, ο χώρος συμπίεσης παρουσιάζει τη μέγιστη θερμική ικανότητα λίγο πριν τις 90° . Όταν οι δύο χώροι

«αλλάξουν ρόλους» τα αντίστοιχα μέγιστα θα παρουσιαστούν κοντά στις 270° . Οι απόλυτες τιμές των μεγίστων αυτών, όμως, για τον κάθε χώρο ξεχωριστά στις 90° και 270° δεν θα είναι ίδιες.

Ακόμη, παρατηρούμε πως κοντά στις 0° και στις 360° υπάρχει αδυναμία στην ψυκτική ικανότητα. Αυτό οφείλεται στη μικρή ροή μάζας η οποία προκύπτει εξαιτίας της διαφοράς φάσης των εμβόλων, άρα, και της διαφορετικής κατεύθυνσής τους εκείνη τη χρονική στιγμή. Τότε, οι δύο χώροι δρουν σαν διαφορετικά συστήματα καθώς η ροή μάζας τείνει να γίνει μηδενική. Κοντά στις 180° , από την άλλη, η έλλειψη σε ψυκτική ισχύ οφείλεται στις αντίθετες κινήσεις των εμβόλων. Στο σημείο αυτό, το ένα έμβολο κινείται προς τον αναγεννητή ενώ το άλλο απομακρύνεται από αυτόν με αποτέλεσμα ο αέρας να συγκεντρώνεται γύρω από τον αναγεννητή και να μην επιτυγχάνεται εκτόνωση ή συμπίεση.

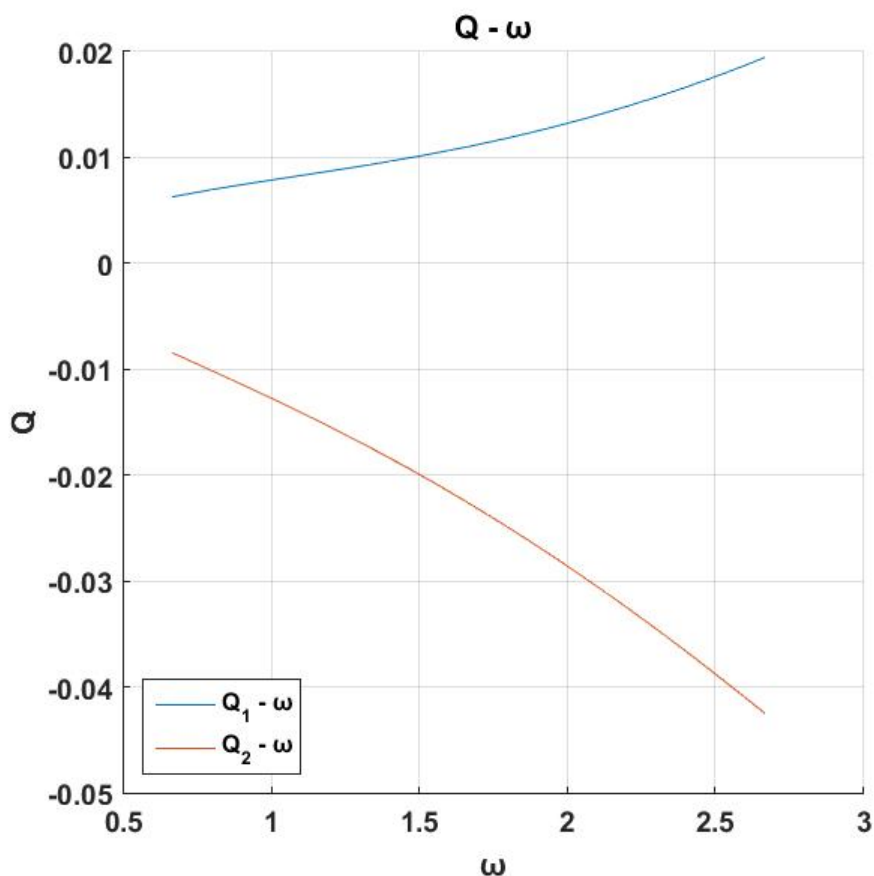
Πρέπει να αναφερθεί ότι το διάγραμμα $Q - \alpha$ δεν είναι απολύτως ανεξάρτητο των υπόλοιπων παραμέτρων. Για να τρέξει ο κώδικας χρησιμοποιήθηκαν ενδεικτικές τιμές στις παραμέτρους των x_{o1} , x_{o2} , \widehat{x}_1 , \widehat{x}_2 , D , D_r , L_r οι οποίες επηρεάζουν το νεκρό όγκο της μηχανής και, όπως θα αναλυθεί περαιτέρω στο Κεφάλαιο 3 της παρούσας διπλωματικής, η διαφορά φάσης των εμβόλων α επηρεάζεται και αυτή από τον νεκρό όγκο. Επομένως, χρησιμοποιώντας άλλες τιμές για τα παραπάνω μεγέθη θα προέκυπτε ένα διάγραμμα ίδιας μορφής το οποίο, όμως, θα παρουσίαζε λίγο διαφορετικά μέγιστα και ελάχιστα σε διαφορετικές διαφορές φάσης από ότι προηγουμένως, δηλαδή σε διαφορετικά σημεία του διαγράμματος.



Σχήμα 2.9: Διάγραμμα Συναλλαγής Θερμότητας Q συναρτήσει της Διαφοράς Φάσης α των δύο Εμβόλων.

Στο Διάγραμμα του Σχήματος 2.10 παρατίθεται η καμπύλη της θερμότητας Q συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ω . Όσον αφορά στον χώρο εκτόνωσης (μπλε καμπύλη) παρατηρούμε πως η απορροφούμενη θερμότητα αυξάνεται όταν αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής. Αντίστοιχα, στον χώρο συμπίεσης (κόκκινη καμπύλη) η αποβαλλόμενη προς το περιβάλλον θερμότητα αυξάνει σε απόλυτη τιμή με την αύξηση της ταχύτητας.

Η αύξηση στη συναλλαγή θερμότητας με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής οφείλεται στο γεγονός πως η εκτόνωση και η συμπίεση πραγματοποιούνται γρηγορότερα με αποτέλεσμα την μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά στα άκρα του αναγεννητή. Αν η ταχύτητα περιστροφής αυξηθεί, θα αυξηθούν οι απώλειες πίεσης στον αναγεννητή που θα οδηγήσει σε διαφορά πίεσης στα άκρα του. Η διαφορά πίεσης με τη σειρά της οδηγεί σε διαφορά θερμοκρασίας.



Σχήμα 2.10: Διάγραμμα Συναλλαγής Θερμότητας Q συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής ω της Μηχανής. Οι άξονες είναι αδιάστατοι.

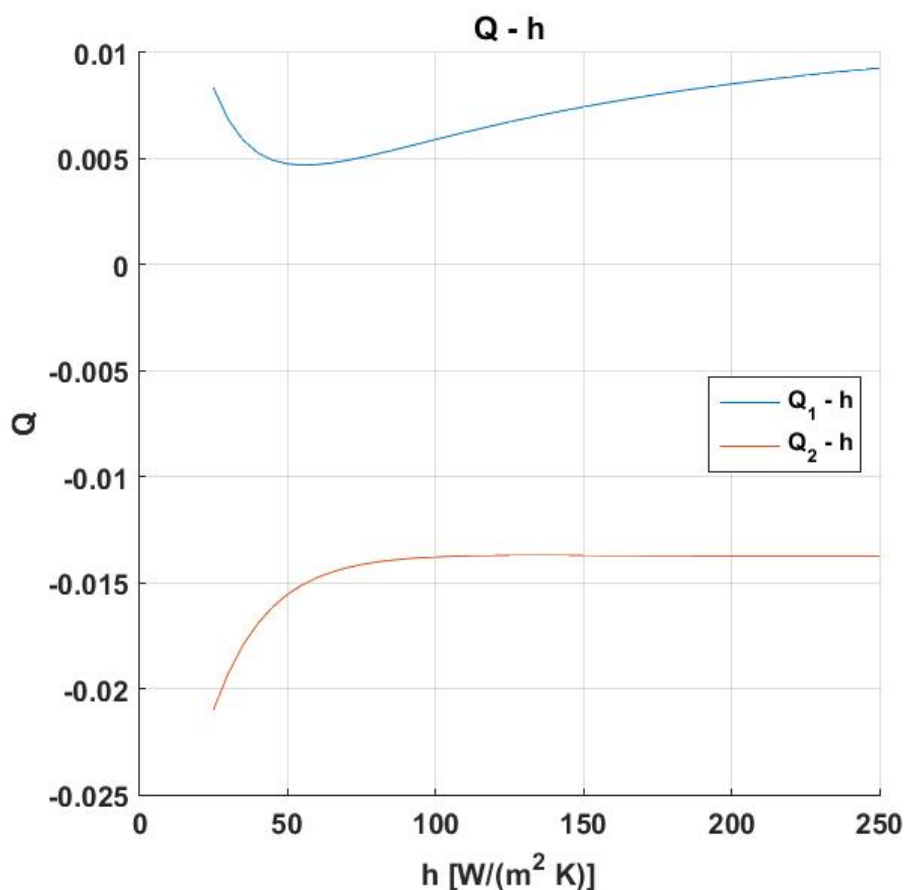
Στο Διάγραμμα του Σχήματος 2.11 παρατίθενται οι καμπύλες της συναλλαγής θερμότητας Q συναρτήσει του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h στους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης.

Για τις μελέτες των μηχανών Stirling συνήθως χρησιμοποιείται ένας σταθερός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h σε όλη τη μηχανή και σε όλη τη διάρκεια του κύκλου. Αυτό, όμως, δεν είναι απόλυτα σωστό αφού στην πραγματικότητα ο συντελεστής h δεν διατηρείται σταθερός αλλά επηρεάζεται από πολλές παραμέτρους, όπως π.χ. από τη διάμετρο ή τις τριβές. Συνεπώς, δεν είναι ίδιος σε κάθε σημείο. Επειδή, όμως, δεν υπάρχουν εξισώσεις που να δίνουν το h εισάγοντας παραμέτρους για όλες τις διαφορετικές μηχανές Stirling, ο υπολογισμός του στα διάφορα σημεία γίνεται πειραματικά για κάποια συγκεκριμένη μηχανή.

Παρ' όλα αυτά στο συγκεκριμένο μοντέλο στο οποίο η θερμότητα παρέχεται από τα τοιχώματα μπορεί να δικαιολογηθεί η παραδοχή ότι το h θεωρείται σταθερό. Αυτό συμβαίνει καθώς από διάγραμμα παρατηρούμε πως για τον χώρο συμπίεσης (κόκκινη καμπύλη) η αποβαλλόμενη θερμότητα Q μένει σχεδόν σταθερή μετά την τιμή

$h = 75 \text{ W/m}^2\text{K}$. Για την καμπύλη του χώρου εκτόνωσης (μπλε καμπύλη) δεν παρατηρούμε το ίδιο φαινόμενο αλλά μία μικρή αύξηση της απορροφούμενης θερμότητας με την αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h . Όμως, η διαφορά αυτή είναι μικρή.

Επίσης, στην αρχή των καμπυλών παρατηρούμε μία μικρή φθίνουσα διαμόρφωση. Αυτή υποδεικνύει πως όταν ο συντελεστής μεταφοράς h είναι μικρός, ο αναγεννητής δεν μπορεί να λειτουργήσει καλά αφού δεν υπάρχει κατάλληλη μεταφορά θερμότητας.



Σχήμα 2.11: Διάγραμμα Συναλλαγή Θερμότητας Q συναρτήσει του Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας h στον Χώρο Εκτόνωσης και Συμπίεσης. Ο άξονας Q είναι αδιάστατος ενώ ο άξονας h διαστατός.

Κεφάλαιο 3^ο

Ανάλυση Walker

Σκοπός του κεφαλαίου αυτού είναι μία αρχική βελτιστοποίηση της μηχανής το μαθηματικό μοντέλο της οποίας παρουσιάστηκε στο 2^ο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας. Για τη βελτιστοποίηση αυτή θα βασιστούμε στην ανάλυση του G.Walker ο οποίος ασχολήθηκε με το θέμα αυτό το 1962 [1]. Η ανάλυσή του εφαρμόζεται για εργοπαραγωγούς αλλά και για ψυκτικές μηχανές. Πραγματοποιήθηκε για διαφορετικές εξισώσεις κίνησης των εμβόλων από ότι αυτές της περίπτωσης μας. Με τις απαιτούμενες αλλαγές όμως, μπορεί να εφαρμοστεί και στην προκειμένη περίπτωση. Επίσης, η ανάλυση αυτή προτείνει τη βελτιστοποίηση ιδανικής κι όχι πραγματικής μηχανής αλλά μπορεί να αποτελέσει μία καλή προσέγγιση.

Στο κεφάλαιο αυτό παρατίθενται όλες οι μαθηματικές εξισώσεις που χρειάστηκαν για την εφαρμογή του μοντέλου του Walker σε ψυκτική μηχανή αλλά και η λογική που ακολουθήθηκε για την βελτιστοποίηση. Η βελτιστοποίηση επετεύχθη σε προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab.

3.1 Ανάλυση Παραμέτρων Βελτιστοποίησης

Σύμφωνα με τη θεωρία που ανέπτυξε ο Walker [1] η απόδοση μίας μηχανής Stirling εξαρτάται κυρίως από έξι παράγοντες:

1. Την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής,
2. Την πίεση του εργαζόμενου μέσου,
3. Τον λόγο θερμοκρασιών στον χώρο συμπίεσης κι εκτόνωσης,
4. Τον λόγο των όγκων εμβολισμού των δύο χώρων,
5. Τη διαφορά φάσης μεταξύ των δύο εμβόλων της μηχανής,
6. Τους όγκους των εναλλακτών και του αναγεννητή.

Οι τέσσερις τελευταίες παράμετροι είναι αυτές που επιλέγονται κατά το αρχικό στάδιο σχεδιασμού μίας μηχανής. Ο συνδυασμός των παραμέτρων αυτών πρέπει να είναι τέτοιος ώστε να επιτευχθεί η μέγιστη ισχύς αν πρόκειται για εργοπαραγωγό μηχανή ή η μέγιστη απορροφούμενη θερμότητα, δηλαδή η μέγιστη ψυκτική ικανότητα, αν πρόκειται για ψυκτική μηχανή. Έτσι, θα έχει σχεδιαστεί μία βελτιστοποιημένη μηχανή.

Για να το επιτύχουμε αυτό θα ακολουθήσουμε ένα μαθηματικό μοντέλο όπως προτάθηκε από τον G.Walker το 1962 και θα το προσαρμόσουμε στις δικές μας ημιτονοειδούς μορφής αρχικές εξισώσεις. Το μοντέλο αυτό βασίζεται σε μία προγενέστερη ανάλυση, αυτή του Schmidt το 1861, όπως παρουσιάζεται από τον K.Hirata [2].

Η ανάλυση Walker κάνει την παραδοχή ισοθερμοκρασιακού μοντέλου. Έχει, όμως, πολύ ικανοποιητικά αποτελέσματα και δίνει τις πρώτες εκτιμήσεις κατασκευής μίας μηχανής Stirling στο πρώτο στάδιο της ανάλυσής της.

Για το μοντέλο αυτό έγιναν οι ακόλουθες παραδοχές:

1. Οι μεταβολές της εκτόνωσης και της συμπίεσης θεωρούνται ισοθερμοκρασιακές.
2. Ο αναγεννητής είναι ιδανικός άνευ απωλειών.
3. Η πίεση του εργαζόμενου μέσου είναι ίδια και σταθερή σε όλους τους χώρους της μηχανής.
4. Η μάζα του εργαζόμενου μέσου είναι σταθερή χωρίς διαρροές εκ του συστήματος.
5. Το εργαζόμενο μέσο είναι τέλειο αέριο. Στην προκειμένη περίπτωση θεωρούμε ως εργαζόμενο μέσο τον αέρα.
6. Δεν εξετάζονται τριβές και κάθε είδους απώλειες από το σύστημα.
7. Η μεταβολή των όγκων κατά την κίνηση των εμβόλων στους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης είναι ημιτονοειδούς μορφής.

Όπως αναφέρθηκε και στο 2^ο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας οι εξισώσεις των εμβόλων δίνονται από τις σχέσεις:

$$x_E = x_1 = x_{o,1} + \widehat{x}_1 * \sin(\omega t)$$

$$x_C = x_2 = x_{o,2} + \widehat{x}_2 * \sin(\omega t + \alpha)$$

Θέτω $\varphi = \omega t$. Άρα:

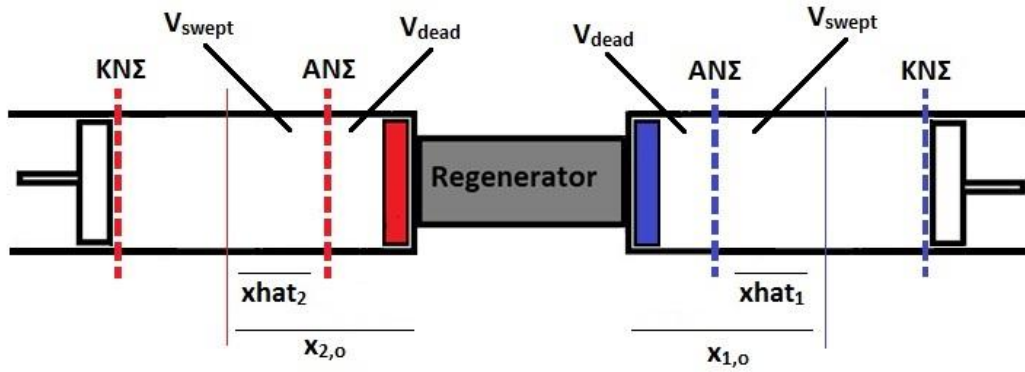
$$x_E = x_1 = x_{o,1} + \widehat{x}_1 * \sin(\varphi) \quad (3.1a)$$

$$x_C = x_2 = x_{o,2} + \widehat{x}_2 * \sin(\varphi + \alpha) \quad (3.1b)$$

Όπου:

- ω είναι η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής [rad/s].
- t είναι ο χρόνος [s].
- \widehat{x}_i είναι το πλάτος της ταλάντωσης για κάθε έμβολο $i=1,2$ [m].
- $x_{o,i}$ είναι η απόσταση της μέσης θέσης της ταλάντωσης του κάθε εμβόλου $i=1,2$ από τον αναγεννητή [m].
- α είναι η διαφορά φάσης των εμβόλων [°].

Οι παραπάνω εξισώσεις δείχνουν την ταλάντωση των εμβόλων. Τις μετατρέπουμε σε εξισώσεις μεταβολής του όγκου του αερίου εντός του κάθε κυλίνδρου πολλαπλασιάζοντας επί το εμβαδόν αυτού, A . Πρώτα, όμως, πρέπει να ορίσουμε τα παρακάτω μεγέθη:



Σχήμα 3.1: Όγκοι Εμβολισμού και Νεκροί Όγκοι στην Ψυκτική Μηχανή Stirling.

- *Άνω Νεκρό Σημείο ANΣ* ορίζεται το ανώτατο σημείο της διαδρομής του εμβόλου. Στο σημείο αυτό μηδενίζεται η ταχύτητα του εμβόλου και αλλάζει η φορά της κίνησής του.
- *Κάτω Νεκρό Σημείο KNΣ* ορίζεται το κατώτατο σημείο της διαδρομής του εμβόλου. Στο σημείο αυτό μηδενίζεται η ταχύτητα του εμβόλου και αλλάζει η φορά της κίνησής του.
- *Όγκος Εμβολισμού V_{swept}* ορίζεται ο όγκος που μπορεί να σαρώσει το έμβολο, δηλαδή ο όγκος που περικλείεται μεταξύ ANΣ και KNΣ.
- *Νεκρός Όγκος V_{dead}* ορίζεται ο όγκος εντός του κυλίνδρου που δεν μπορεί να σαρώσει το έμβολο.
- *Συνολικός Νεκρός Όγκος $V_{dead,total}$* ορίζεται ο όγκος που δεν μπορεί να σαρώσει το έμβολο σε όλη την μηχανή. Πιο συγκεκριμένα, θα ισχύει:

$$V_{dead,total} = V_{regenerator} + V_{h.e.,exp} + V_{h.e.,com} + V_{dead,exp} + V_{dead,com}$$

- \hat{x}_i είναι το πλάτος της ταλάντωσης για κάθε έμβολο $i=1,2$. Έτσι, για A εμβαδόν διατομής του κυλίνδρου προκύπτει:

$$A * \hat{x}_i = \frac{V_{swept,i}}{2}$$

- $x_{o,i}$ είναι η απόσταση της μέσης θέσης του κάθε εμβόλου $i=1,2$ από τον αναγεννητή. Επομένως, για A εμβαδόν διατομής του κυλίνδρου προκύπτει:

$$A * x_{o,i} = V_{dead,i} + \frac{V_{swept,i}}{2}$$

Έτσι, βάσει της παραπάνω εικόνας και των παραπάνω ορισμών οι εξισώσεις (3.1a) και (3.1b) μετασχηματίζονται σε:

$$\begin{aligned} \bullet \quad V_e &= V_{DE} + \frac{V_{SE}}{2} + \frac{V_{SE}}{2} * \sin\varphi \Rightarrow \\ V_e &= V_{DE} + \frac{V_{SE}}{2} * (1 + \sin\varphi) \end{aligned} \quad (3.2a)$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad V_c &= V_{DC} + \frac{V_{SC}}{2} + \frac{V_{SC}}{2} * \sin(\varphi + a) \Rightarrow \\ V_c &= V_{DC} + \frac{V_{SC}}{2} * (1 + \sin(\varphi + a)) \end{aligned} \quad (3.2b)$$

Όπου:

- V_{DE} είναι ο νεκρός όγκος του χώρου εκτόνωσης.
- V_{DC} είναι ο νεκρός όγκος του χώρου συμπίεσης.
- V_{SE} είναι ο όγκος εβολισμού του χώρου εκτόνωσης.
- V_{SC} είναι ο όγκος εβολισμού του χώρου συμπίεσης.
- α είναι η διαφορά φάσης των εμβόλων.

Για την ανάλυση Walker δεν λαμβάνουμε υπόψιν τους νεκρούς όγκους V_{DE} , V_{DC} σε αυτό το σημείο αλλά παρακάτω στον συνολικό νεκρό όγκο της μηχανής. Επομένως, οι εξισώσεις που θα χρησιμοποιηθούν τελικά είναι:

$$V_e = \frac{V_{SE}}{2} * (1 + \sin\varphi) \quad (3.3a)$$

$$V_c = \frac{V_{SC}}{2} * (1 + \sin(\varphi + \alpha)) \quad (3.3b)$$

Από το σημείο αυτό θα χρησιμοποιούμε ως συντομογραφία: $V_{SE} = V_E$ και $V_{SC} = V_C$.

Ορίζουμε τα μεγέθη:

$$\rightarrow \text{Λόγος όγκων εμβολισμού: } \kappa = \frac{V_C}{V_E} \quad (3.4)$$

$$\rightarrow \text{Λόγος θερμοκρασιών: } \tau = \frac{T_C}{T_E} \quad (3.5)$$

Όπου:

T_C = η θερμοκρασία του αέρα στον χώρο συμπίεσης

T_E = η θερμοκρασία του αέρα στον χώρο εκτόνωσης

$$\rightarrow \text{Λόγος συνολικού νεκρού όγκου: } X = \frac{V_{DT}}{V_E} \quad (3.6)$$

Όπου:

V_{DT} = ο συνολικός νεκρός όγκος της μηχανής που περιλαμβάνει ό,τι δεν σαρώνουν τα δύο έμβολα, δηλαδή, τους νεκρούς όγκους των δύο κυλίνδρων, του αναγεννητή, των δύο εναλλακτών θερμότητας.

V_E = ο όγκος εμβολισμού του χώρου εκτόνωσης.

$$\text{Μάζα στον χώρο εκτόνωσης: } M_e = \frac{P_e * V_e}{R * T_e} \quad (3.7)$$

$$\text{Μάζα στον χώρο συμπίεσης: } M_c = \frac{P_c * V_c}{R * T_c} \quad (3.8)$$

$$\text{Μάζα νεκρού όγκου: } M_D = \frac{P_D * V_{DT}}{R * T_{DT}} \quad (3.9)$$

$$\text{Συνολική μάζα αέρα εντός της μηχανής: } M_T = \frac{P_e * V_e}{R * T_e} + \frac{P_c * V_c}{R * T_c} + \frac{P_D * V_{DT}}{R * T_D} = \frac{\kappa * V_E}{2 * R * T_C} \quad (3.10)$$

Όπου:

- P_e, P_c, P_D οι πιέσεις των χώρων εκτόνωσης, συμπίεσης και νεκρού όγκου [bar].

- V_e, V_c, V_{DT} οι όγκοι στους χώρους εκτόνωσης, συμπίεσης και ο συνολικός νεκρός όγκος [m^3].
- T_e, T_c, T_{DT} οι θερμοκρασίες στους χώρους εκτόνωσης, συμπίεσης, και στον νεκρό όγκο της μηχανής [K].
- R είναι η σταθερά για τον αέρα [J/kgK].

Παραδοχές:

1. Θεωρούμε θερμοκρασίες $T_e = T_E$ και $T_c = T_C$ (3.11)

2. Θεωρούμε πίεση του αέρα σταθερή και ίδια σε όλους τους χώρους της μηχανής, δηλαδή $P_e = P_c = P_D = P$ (3.12)

3. Θεωρούμε πως η θερμοκρασία στον νεκρό όγκο μεταβάλλεται γραμμικά με τις θερμοκρασίες T_E και T_C . Δηλαδή:

$$T_{DT} = T_C + \frac{1}{2} * (T_E - T_C) \Rightarrow T_{DT} = \frac{1}{2} * T_C * \left(1 + \frac{T_E}{T_C}\right) \quad (3.13)$$

Από εξίσωση (3.10) προκύπτει:

$$\mathcal{K} = \frac{2 * R * T_C * M_T}{V_E}$$

Διαιρούμε δια την πίεση P σχ. (3.12):

$$\frac{\mathcal{K}}{P} = \frac{M_T}{P} * \frac{2 * R * T_C}{V_E}$$

Από σχέσεις (3.10), (3.11), (3.12) προκύπτει:

$$\frac{\mathcal{K}}{P} = \frac{2 * R * T_C}{V_E} * \frac{V_e}{R * T_E} + \frac{V_c}{R * T_C} + \frac{V_{DT}}{R * T_{DT}}$$

Από σχέσεις (3.3a), (3.3b), (3.4), (3.5), (3.13) προκύπτει:

$$\begin{aligned} \frac{\mathcal{K}}{P} &= \frac{2 * T_C}{V_E} * \left(\frac{V_E}{2} * (1 + \sin\varphi) * \frac{1}{T_E} + \frac{V_C}{2} * (1 + \sin(\varphi + a)) * \frac{1}{T_C} + \frac{V_{DT}}{T_D}\right) \\ &\Rightarrow \frac{\mathcal{K}}{P} = \frac{T_C}{T_E} * (1 + \sin\varphi) + \kappa * (1 + \sin(\varphi + a)) + \frac{2 * T_C * V_{DT}}{T_D * V_E} \\ \frac{\mathcal{K}}{P} &= \tau * (1 + \sin\varphi) + \kappa * (1 + \sin(\varphi + a)) + 2 * S \quad (3.14) \\ M\epsilon S &= \frac{2 * X * \tau}{\tau + 1} \end{aligned}$$

Σύμφωνα με ιδιότητα:

$$\begin{cases} y = x \cos \beta + z \sin \varphi \\ y = \sqrt{r^2} * \cos(\varphi - \beta) \\ \tan \beta = \frac{z}{x} \\ z = r \sin \beta \\ x = r \cos \beta \end{cases} \quad (3.15)$$

Εφαρμόζοντάς την για την εξίσωση (3.14) έχουμε:

$$\frac{\mathcal{K}}{P} = \tau * (1 + \sin \varphi) + \kappa * (1 + \sin(\varphi + \alpha)) + 2 * S$$

$$\Rightarrow \frac{\mathcal{K}}{P} - \tau - \kappa - 2 * S = \tau * \sin \varphi + \kappa * \sin(\varphi + \alpha)$$

$$\Rightarrow \frac{\mathcal{K}}{P} - \tau - \kappa - 2 * S = \tau * \sin \varphi + \kappa * (\sin \varphi \cos \alpha + \cos \varphi \sin \alpha)$$

$$\Rightarrow \frac{\mathcal{K}}{P} - \tau - \kappa - 2 * S = \sin \varphi * (\tau + \kappa * \cos \alpha) + \cos \varphi * (\kappa * \sin \alpha)$$

$$\Theta \acute{\epsilon} \tau \omega : \begin{cases} \frac{\mathcal{K}}{P} - \tau - \kappa - 2 * S = y \\ \tau + \kappa * \cos \alpha = z \\ \kappa * \sin \alpha = x \\ \tan \beta = \frac{z}{x} = \frac{\tau + \kappa * \cos \alpha}{\kappa * \sin \alpha} \end{cases} \quad (3.16)$$

Σύμφωνα με ιδιότητα (3.15):

$$\begin{cases} z = r \sin \beta \\ x = r \cos \beta \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} z^2 = r^2 * (\sin \beta)^2 \\ x^2 = r^2 * (\cos \beta)^2 \end{cases} \Rightarrow z^2 + x^2 = r^2$$

Άρα,

$$\begin{cases} r^2 = (\tau + \kappa * \cos \alpha)^2 + (\kappa * \sin \alpha)^2 \\ \frac{\mathcal{K}}{P} - \tau - \kappa - 2 * S = y \\ y = x \cos \beta + z \sin \varphi \Rightarrow y = \sqrt{r^2} * \cos(\varphi - \beta) \end{cases}$$

Επομένως, εν προκειμένω:

$$\frac{\mathcal{K}}{P} - \tau - \kappa - 2 * S = \sqrt{(\tau + \kappa * \cos \alpha)^2 + (\kappa * \sin \alpha)^2} * \cos(\varphi - \beta)$$

$$\Rightarrow \frac{\mathcal{K}}{P} = \sqrt{(\tau + \kappa * \cos \alpha)^2 + (\kappa * \sin \alpha)^2} * \cos(\varphi - \beta) + \tau + \kappa + 2 * S$$

Θέτουμε: $A = \sqrt{(\tau + \kappa * \cos\alpha)^2 + (\kappa * \sin\alpha)^2}$ και $B = \tau + \kappa + 2 * S$ και $\delta = A/B$

Άρα, τελικά:

$$P = \frac{\kappa}{B * (\delta * \cos(\varphi - \beta) + 1)} \quad (3.17)$$

$$\rightarrow \text{Για } \varphi - \theta = 0 \Rightarrow p_{min} = \frac{\kappa}{B * (\delta + 1)}$$

$$\rightarrow \text{Για } \varphi - \theta = \pi \Rightarrow p_{max} = \frac{\kappa}{B * (1 - \delta)}$$

Συνεπώς, για την πίεση θα ισχύει:

$$P = \frac{p_{max} * (1 - \delta)}{\delta * \cos(\varphi - \beta) + 1} \quad \text{ή} \quad P = \frac{p_{min} * (1 + \delta)}{\delta * \cos(\varphi - \beta) + 1} \quad (3.18)$$

Μέση Πίεση:

Για έναν κύκλο μόνο:

$$p_{mean} = \frac{1}{2\pi} * \int_0^{2\pi} p d(\varphi - \beta) = \frac{1}{2\pi} * \int_0^{2\pi} \frac{p_{max} (1 - \delta)}{1 + \delta \cos(\varphi - \beta)} d(\varphi - \beta) \Rightarrow$$

$$p_{mean} = p_{max} \sqrt{\frac{1 - \delta}{1 + \delta}} \quad (3.19)$$

Έργο και Θερμότητα:

Χώρος Εκτόνωσης:

Καθώς αναφερόμαστε σε ισοθερμοκρασιακό μοντέλο θα ισχύει ότι η μεταφερόμενη θερμότητα είναι ίση με το έργο:

$$Q = W = \int_0^{2\pi} p dV$$

Όμως,

- $P = p_{mean} * [1 - \Delta \cos(\varphi - \beta)]$
- $V = \frac{1}{2} * V_E * (1 + \sin\varphi)$

$$\Rightarrow dV = \frac{V_E}{2} * \cos\varphi d\varphi$$

$$\begin{aligned} Q &= \int_0^{2\pi} p_{mean} [1 - \Delta \cos(\varphi - \beta)] \frac{V_E}{2} \cos\varphi d\varphi \\ &= \frac{p_{mean} V_E}{2} * \int_0^{2\pi} [1 - \Delta \cos(\varphi - \beta)] \cos\varphi d\varphi \\ &= \frac{p_{mean} V_E}{2} * \int_0^{2\pi} [1 - \Delta(\cos\varphi \cos\beta + \sin\varphi \sin\beta)] \cos\varphi d\varphi \\ &= \frac{p_{mean} V_E}{2} \\ &\quad * \left[\sin\varphi - \Delta \cos\beta \left(\frac{1}{2}\varphi + \frac{1}{2}\sin\varphi \cos\varphi \right) - \Delta \sin\beta \left(-\frac{1}{2}(\cos\varphi)^2 \right) \right]_0^{2\pi} \end{aligned}$$

$$\text{Για } \varphi=2\pi: Q = \frac{p_{mean} V_E}{2} * (-\Delta \cos\beta * \pi + \frac{1}{2}\Delta \sin\beta)$$

$$\text{Για } \varphi=0: Q = \frac{p_{mean} V_E}{2} * \frac{1}{2}\Delta \sin\beta$$

$$\text{Άρα, } Q_E = -\frac{p_{mean} V_E}{2} * \Delta \cos\beta * \pi$$

Επομένως, στον χώρο εκτόνωσης θα ισχύει η σχέση:

$$\begin{aligned} Q_E &= \frac{p_{mean} V_E}{2} * \Delta \cos\beta * \pi \Rightarrow \\ Q_E &= \frac{p_{mean} V_E}{2} * \frac{2\delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} * \cos\beta * \pi \end{aligned}$$

Αδιαστατοποιούμε τη σχέση αυτή ως προς τη μέγιστη πίεση P_{max} και τον συνολικό όγκο του αερίου στη μηχανή V_T και προκύπτει:

$$Q_{max} = \frac{Q}{P_{max} V_T} = \frac{\pi}{1+\kappa} * \frac{\delta}{1+\sqrt{1-\delta^2}} * \sqrt{\frac{1-\delta}{1+\delta}} * \cos\beta \quad (3.20)$$

Όπου:

- $p_{max} = p_{mean} \sqrt{\frac{1+\delta}{1-\delta}}$
- $V_T = V_E + V_C = (1 + \kappa) * V_E$

Σε παρόμοια αδιαστατοποίηση ως προς p_{max} κατέληξε κι ο Walker [1] μετά από έρευνα σε σχέση με άλλες αδιαστατοποιήσεις ως προς την ελάχιστη πίεση p_{min} ή τη

μέση πίεση p_{mean} . Τα καλύτερα αποτελέσματα, όμως, ως προς το πότε μεγιστοποιείται η ψυκτική ικανότητα της μηχανής προέκυψαν για την αδιαστατοποίηση ως προς P_{max} . Επομένως, χρησιμοποιήθηκε αυτή.

Η Εξ. (3.20) αποτελεί τη μεγιστοποίηση της απορροφούμενης θερμότητας από το αέριο καθώς πρόκειται για την θερμότητα στον χώρο εκτόνωσης. Αν θέλαμε να ακολουθήσουμε την ίδια διαδικασία για την μεγιστοποίηση της θερμότητας στον χώρο συμπίεσης, θα καταλήγαμε:

Χώρος Συμπίεσης:

Αναφερόμαστε ξανά σε ισοθερμοκρασιακό μοντέλο, οπότε θα ισχύει:

$$Q = W = \int_0^{2\pi} p dV$$

Όμως,

- $P = p_{mean} * [1 - \Delta \cos(\varphi - \beta)]$
- $V = \frac{1}{2} * V_C * (1 + \sin\varphi + a)$

$$\Rightarrow dV = \frac{V_E}{2} * (1 + \cos(\varphi + a)) d\varphi$$

Επομένως, λύνοντας το ολοκλήρωμα με τον ίδιο τρόπο θα καταλήγαμε στη σχέση:

$$Q_C = \frac{p_{mean} V_C}{2} * \frac{2\delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} * \cos\beta * \pi * \kappa * \cos(a + \beta) \quad (3.21)$$

Συνεπώς, διαιρώντας τις σχέσεις (3.20) και (3.21) και λαμβάνοντας υπόψιν την σχέση (3.15) προκύπτει ότι:

$$\frac{Q_C}{Q_E} = -\tau$$

Συνεπώς, η μεγιστοποίηση της θερμότητας Q_E συνεπάγεται, τελικά, και τη μεγιστοποίηση της θερμότητας Q_C . Η παρούσα εργασία βασίζεται σε μελέτη ψύξης. Παρ' όλα αυτά, παρακάτω θα ασχοληθούμε και με την θέρμανση. Επομένως, το διάγραμμα που θα παρουσιαστεί στην επόμενη ενότητα μπορεί να εφαρμοστεί είτε επιθυμούσαμε μεγιστοποίηση της θερμότητας σε ψύξη είτε σε θέρμανση.

Η σχέση (3.20) συνδέει τις 4 παραμέτρους, κ , τ , a , X με την ψυκτική ικανότητα Q_{max} . Όλα τα μεγέθη της σχέσης (3.20) είναι συνάρτηση των παραμέτρων αυτών. Έτσι, μπορούν να βρεθούν οι ιδανικοί συνδυασμοί μεταξύ τους. Ο τρόπος που

ακολουθείται για την εύρεση του ιδανικού αυτού συνδυασμού παρουσιάζεται στην επόμενη ενότητα.

3.2 Μέθοδος Βελτιστοποίησης

Για την επίτευξη της βελτιστοποίησης πρέπει να δημιουργηθεί ένα διάγραμμα που συσχετίζει τα μεγέθη α , κ , τ , X , Q_{max} και περιλαμβάνει 3 καμπύλες:

- $\alpha - X$
- $\kappa - X$
- $Q_{max} - X$

Καθώς το 4^ο μέγεθος, τ , είναι σταθερό.

Όπου:.

- α η διαφορά φάσης των δύο εμβόλων της μηχανής,
- $\kappa = \frac{V_C}{V_E}$ ο λόγος όγκων εμβολισμού,
- $X = \frac{V_{DT}}{V_E}$ ο λόγος συνολικού νεκρού όγκου της μηχανής,
- $\tau = \frac{T_C}{T_E}$ ο λόγος θερμοκρασιών.
- Q_{max} είναι η απορροφούμενη θερμότητα του αερίου από τα τοιχώματα, δηλαδή, η ψυκτική ικανότητα του συστήματος.

Για την εύρεση του λόγου EER που να είναι συγκρίσιμος με αυτούς του εμπορίου χρησιμοποιούνται συγκεκριμένες θερμοκρασίες. Η υψηλή θερμοκρασία είναι 35°C και η χαμηλή θερμοκρασία 26.67°C. Έτσι, ο λόγος $\tau = \frac{T_C}{T_E} = \frac{308.15}{299.82} = 1.03$ παραμένει σταθερός. Συνεπώς, πρέπει να βελτιστοποιηθούν τα υπόλοιπα τρία μεγέθη για την εύρεση του μέγιστου δυνατού Q_{max} .

Επιλέχθηκε ο ένας άξονας να είναι ο άξονας του λόγου X ο οποίος θα μελετηθεί για ένα συγκεκριμένο εύρος τιμών, έστω 0.01 – 5 με βήμα 0.01.

Δημιουργούμε μία εξωτερική επανάληψη στην οποία κάθε φορά το X λαμβάνει κάποια τιμή του διαστήματος αυτού. Άρα, σε κάθε τέτοια επανάληψη θα έχουμε δεδομένα τα τ και X . Επομένως, πρέπει να βρεθούν τα κ , α βελτιστοποιημένα για Q_{max} .

Υποθέτουμε $\kappa_{αρχ} = 0.001$ και $\alpha_{αρχ} = 0.001$ τα οποία τοποθετούνται στην αρχή μίας επανάληψης. Υπολογίζουμε το Q_{max} για τα δεδομένα της συγκεκριμένης επανάληψης κι αποθηκεύεται σε μία μεταβλητή.

Διατηρώντας σταθερό το $\alpha_{αρχ} = 0.001$ αυξάνουμε το κ κατά $d\kappa = 0.001$ ώστε $\kappa' = \kappa + d\kappa$. Έτσι, προκύπτει ένα Q'_{max} . Ελέγχουμε αν $Q'_{max} \geq Q_{max}$. Αν ναι,

συνεχίζουμε να αυξάνουμε το κ με τον ίδιο ρυθμό συγκρίνοντας κάθε φορά το νέο Q'_{max} με το προηγούμενο Q_{max} . Αν όχι, σταματάμε την συγκεκριμένη επανάληψη. Τότε, κρατάμε το $\kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron} = \kappa_{\pi\rho\omicron\eta\gamma\omicron \acute{\upsilon}\mu\epsilon\nu\omicron} - d\kappa$.

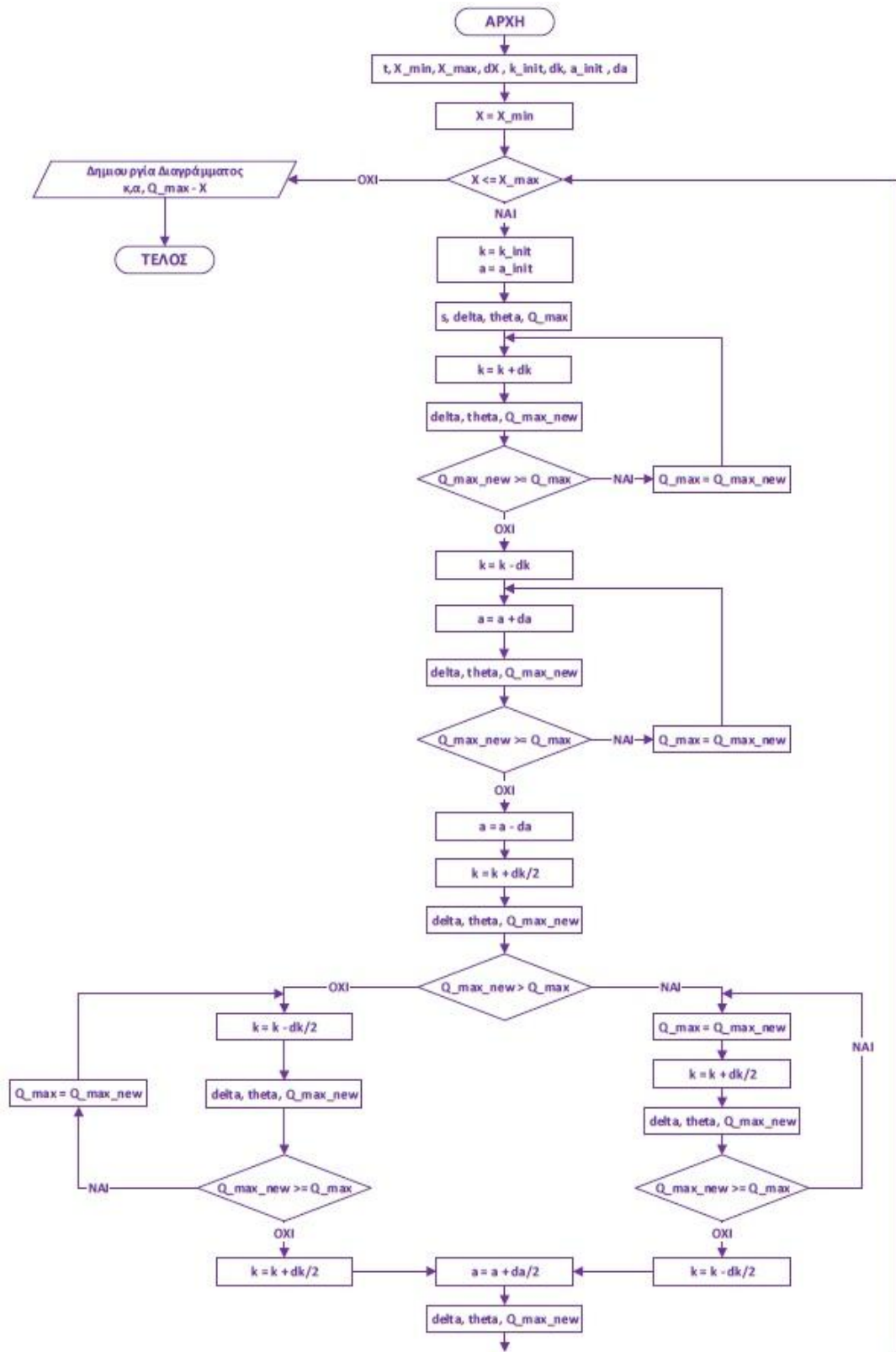
Για την τιμή $\kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron}$ που βρήκαμε εφαρμόζουμε το ίδιο και για το α . Για τα μεγέθη $\kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron}$ και $\alpha_{\alpha\rho\chi}$ υπολογίζουμε το Q_{max} το οποίο αποθηκεύεται σε μία μεταβλητή. Αυξάνουμε το α κατά $d\alpha = 0.001$ ώστε $\alpha' = \alpha + d\alpha$. Έτσι, προκύπτει ένα Q'_{max} . Ελέγχουμε αν $Q'_{max} \geq Q_{max}$. Αν ναι, συνεχίζουμε να αυξάνουμε το α με τον ίδιο ρυθμό. Αν όχι, σταματάμε την συγκεκριμένη επανάληψη. Τότε, κρατάω το $\alpha_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron} = \alpha_{\pi\rho\omicron\eta\gamma\omicron \acute{\upsilon}\mu\epsilon\nu\omicron} - d\alpha$.

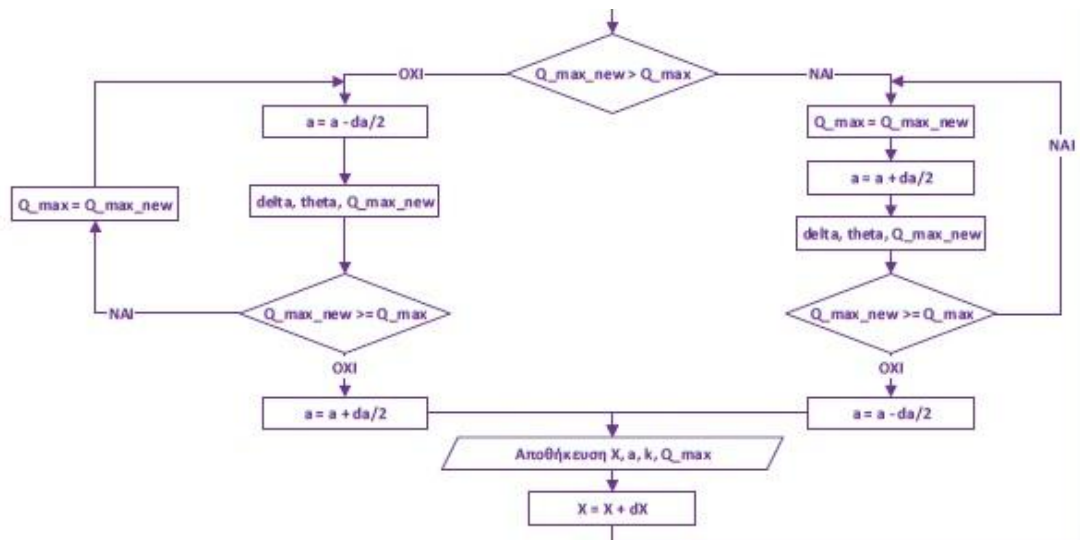
Άρα, έχουν προκύψει ένα $\kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron}$ κι ένα $\alpha_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron}$. Για μεγαλύτερη ακρίβεια ξεκινάμε ελέγχοντας αν υπάρχει κάποια τιμή του κ στα διαστήματα $(\kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron} - d\kappa, \kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron})$ και $(\kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron}, \kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron} + d\kappa)$ που να οδηγεί σε ακόμη μεγαλύτερη ψυκτική ικανότητα Q_{max} . Ο έλεγχος γίνεται με βήμα μειωμένο κατά το ήμισυ σε σχέση με πριν.

Αυξάνουμε, λοιπόν, το κ σε $\kappa' = \kappa + \frac{d\kappa}{2}$ διατηρώντας $\alpha = \alpha_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron}$. Ακολουθείται η παραπάνω διαδικασία: Αν $Q'_{max} \geq Q_{max}$ τότε αυξάνουμε το κ κατά $\frac{d\kappa}{2}$ ακολουθώντας την προηγούμενη επαναληπτική διαδικασία. Αν $Q'_{max} < Q_{max}$ τότε μειώνουμε το κ κατά $\frac{d\kappa}{2}$, δηλαδή $\kappa' = \kappa - \frac{d\kappa}{2}$, σύμφωνα πάλι με την προηγούμενη επαναληπτική διαδικασία. Έτσι, βρίσκουμε τελικά ένα $\kappa_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron}$ με μεγαλύτερη ακρίβεια. Διατηρώντας αυτό σταθερό ακολουθούμε την ίδια ακριβώς διαδικασία και για το α με βήμα $\frac{d\alpha}{2}$ μέχρι να προκύψει $\alpha_{\beta\acute{\epsilon}\lambda\tau\iota\sigma\tau\omicron}$.

Με αυτόν τον τρόπο κλείνοντας την εξωτερική επανάληψη για ένα δεδομένο τ έχουμε για κάθε X ένα κ , ένα α κι ένα Q_{max} .

Εν συνεχεία, παρατίθεται το διάγραμμα ροής το οποίο περιγράφει σχηματικά και με βήματα τα παραπάνω.

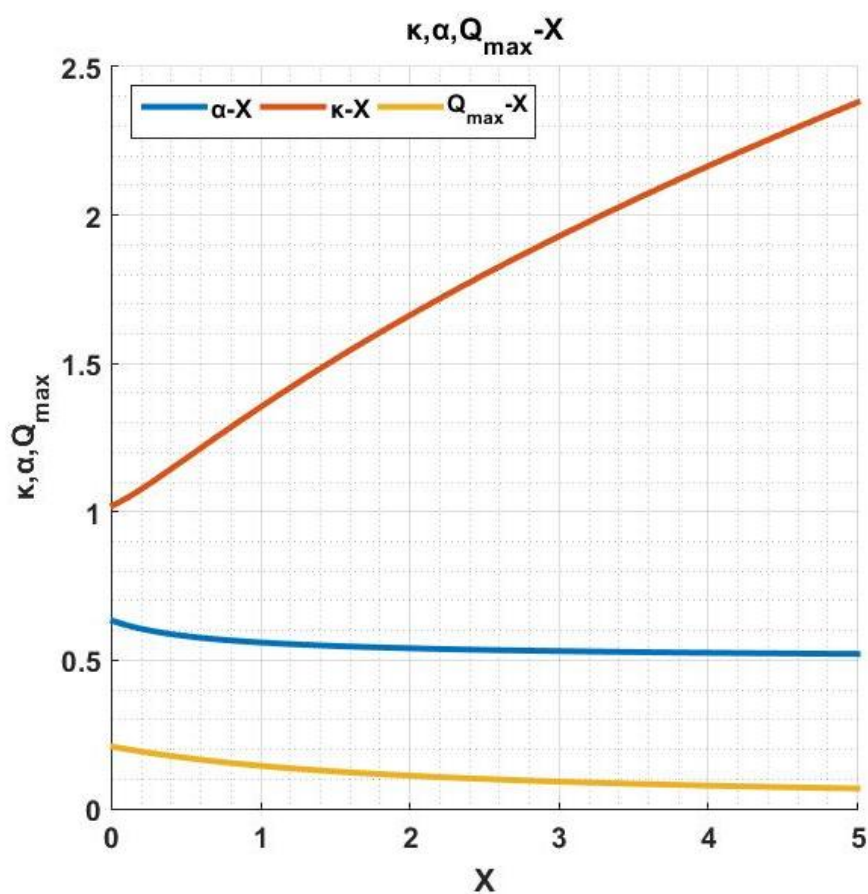




Σχήμα 3.3: Διάγραμμα Ροής για την Βελτιστοποίηση σύμφωνα με την Ανάλυση Walker.

3.3 Διάγραμμα κατά Walker

Όπως προαναφέρθηκε για την επίτευξη της βελτιστοποίησης απαραίτητη ήταν η δημιουργία του παρακάτω διαγράμματος:



Σχήμα 3.4: Διάγραμμα των Μεγεθών α , κ , Q_{max} συναρτήσει του X .

Ο λόγος θερμοκρασιών είναι σταθερός και ίσος με $\tau = 1.03$.

Οι άξονες είναι αδιάστατοι.

Τα αναφερόμενα μεγέθη είναι:

- α η διαφορά φάσης των δύο εμβόλων της μηχανής,
- $\kappa = \frac{V_C}{V_E}$ ο λόγος όγκων εμβολισμού,
- $X = \frac{V_{DT}}{V_E}$ ο λόγος συνολικού νεκρού όγκου της μηχανής,
- Q είναι η απορροφούμενη θερμότητα του αερίου από τα τοιχώματα, δηλαδή, η ψυκτική ικανότητα του συστήματος.

Από το διάγραμμα αυτό παρατηρούμε πως για κάθε τιμή του X μπορούμε να βρούμε την τιμή των α , κ , Q_{max} που αντιστοιχούν σε αυτήν.

Έτσι, διαπιστώνουμε πως για να προκύψει μία μηχανή με τη μέγιστη ψυκτική ικανότητα πρέπει $X = 0$ δηλαδή, οι νεκροί όγκοι να εξαλείφονται, το οποίο είναι πρακτικά αδύνατο.

Διαπιστώνουμε, επίσης, πως για βελτιστοποίηση προκύπτει η απαίτηση $\kappa > 1$, δηλαδή για $\frac{V_C}{V_E} > 1 \Rightarrow V_C > V_E$. Αυτό σημαίνει πως ο χώρος συμπίεσης πρέπει να έχει μεγαλύτερες διαστάσεις από τον χώρο εκτόνωσης.

Ακόμη, η διαφορά φάσης στο διάγραμμα έχει αδιαστατοποιηθεί κατά π . Σημειώνουμε ότι η βέλτιστη δεν είναι $\frac{\pi}{2}$ με την οποία σχεδιάζονται συνήθως οι μηχανές αλλά μεγαλύτερη, δηλαδή $\frac{3\pi}{5}$.

Τέλος, η απορροφούμενη θερμότητα Q_{max} μειώνεται όσο αυξάνεται το X αλλά μπορούμε να παρατηρήσουμε πως αυτή η μείωση είναι σχετικά μικρή στο διάστημα το οποίο μελετάται και πραγματοποιείται με αργό ρυθμό.

Κεφάλαιο 4^ο

Παραμετροποίηση & Διαστασιολόγηση Ψυκτικής Μηχανής Stirling

Σκοπός του 4^{ου} Κεφαλαίου είναι η δημιουργία μίας ψυκτικής μηχανής Stirling η οποία θα βασίζει την λειτουργία της στο μοντέλο του 2^{ου} Κεφαλαίου. Κατά τον σχεδιασμό θα επιλεγούν κάποιες παράμετροι σύμφωνα με την Ανάλυση Ευαισθησίας του 2^{ου} Κεφαλαίου. Από αυτές θα προκύψουν οι υπόλοιπες μέσω της βελτιστοποίησης κατά Walker που περιγράφηκε στο 3^ο Κεφάλαιο αλλά και μέσω κάποιων χαρακτηριστικών λόγων όγκων από πραγματικές μηχανές Stirling. Στο παρόν Κεφάλαιο θα παρατεθεί η λογική που ακολουθήθηκε για την επιλογή των παραμέτρων αυτών ώστε να σχεδιαστεί η ψυκτική μηχανή Stirling.

4.1 Δεδομένα Διαστάσεων Για Μηχανές Stirling

Σύμφωνα με το διάγραμμα του 3^{ου} Κεφαλαίου (Σχήμα 3.4) από μία τιμή X του διαγράμματος προκύπτουν άμεσα τα α , κ , Q. Όμως, για να βρούμε ποια είναι η σωστή τιμή του X ώστε να προσδιορίσουμε με κάποια βελτιστοποίηση τα υπόλοιπα μεγέθη, χρειάστηκε να λάβουμε κάποιες αναλογίες τιμών από υαρκτές μηχανές Stirling. Με αυτόν τον τρόπο θα έχουμε μία εικόνα των μεγεθών που θα βασίζεται στην πραγματικότητα και θα δίνει μία κατασκευάσιμη μηχανή. Ιδανικά θα χρειαζόμασταν ως «οδηγό» ψυκτικές μηχανές Stirling. Λόγω έλλειψης στοιχείων, όμως, τόσο σε βιβλιογραφία όσο και σε Διαδίκτυο αλλά και σε δεδομένα εταιρειών μελετώνται εργοπαραγωγοί μηχανές Stirling ώστε να έχουμε μία εκτίμηση για κάποια μεγέθη τους.

Έτσι, παρουσιάζονται τέσσερις μηχανές Stirling διαφορετικών εταιρειών και διαφορετικών μεγεθών – διαστάσεων. Σε καθεμία υπολογίζεται ο Ολικός Νεκρός Όγκος της Μηχανής (δηλαδή ο,τι δεν σαρώνεται από τα έμβολα) ως το άθροισμα:

$$V_{DT} = V_{CD} + V_{ED} + V_{C,H.E.} + V_{H,H.E.} + V_R \quad (4.1)$$

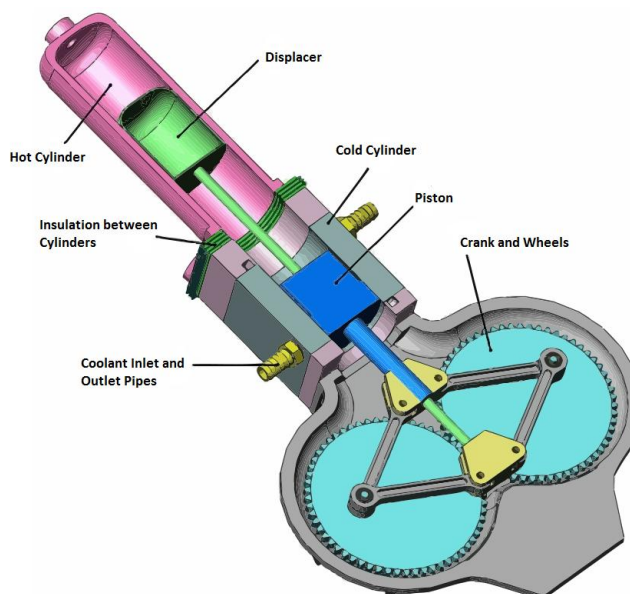
Επίσης, υπολογίζεται ο Ολικός Όγκος της Μηχανής ως το άθροισμα:

$$V_T = V_{DT} + V_C + V_E \quad (4.2)$$

Ακόμη υπολογίζεται ο Λόγος Ολικού Νεκρού Όγκου προς τον Συνολικό Όγκο της Μηχανής ως εξής:

$$\lambda = \frac{V_{DT}}{V_T} \quad (4.3)$$

Αρχικά, παρουσιάζεται η εργοπαραγωγός μηχανή Stirling *GPU-3 της General Motors* Διαμόρφωσης Β η οποία κατασκευάστηκε το 1965 ως τμήμα μία γεννήτριας 3 kW που προοριζόταν για τον Αμερικανικό Στρατό.



Σχήμα 4.1: Η Μηχανή Stirling *GPU-3 της General Motors* με Ρομβικό Μηχανισμό [1].

Παρατίθενται τα χαρακτηριστικά της μηχανής:

GPU-3 General Motors:

Νεκρός Όγκος στον Χώρο Συμπίεσης [m ³]	V_{CD}	$28.68 * 10^{-6}$
Νεκρός Όγκος στον Χώρο Εκτόνωσης [m ³]	V_{ED}	$30.52 * 10^{-6}$
Όγκος Εμβολισμού στον Χώρο Συμπίεσης [m ³]	V_C	$115.3 * 10^{-6}$
Όγκος Εμβολισμού στον Χώρο Εκτόνωσης [m ³]	V_E	$117.5 * 10^{-6}$
Όγκος Ψυχρού Εναλλάκτη [m ³]	$V_{C,H.E.}$	$13.18 * 10^{-6}$
Όγκος Θερμού Εναλλάκτη [m ³]	$V_{H,H.E.}$	$70.28 * 10^{-6}$
Ολικός Όγκος Αναγεννητή [m ³]	V_R	$72.525 * 10^{-6}$

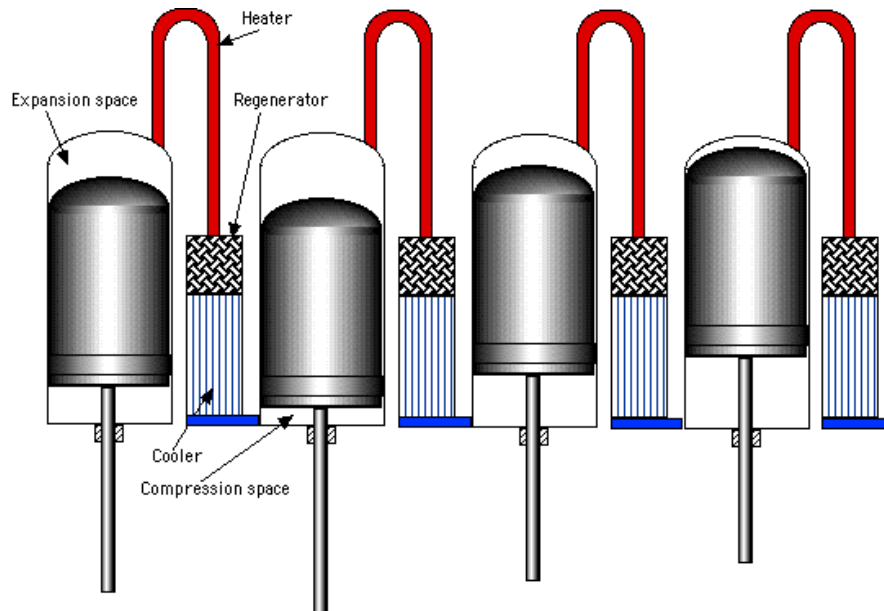
Πίνακας 4.1: Εργοπαραγωγός Μηχανή Stirling *GPU-3 της General Motors* [2].

Συνεπώς, βάσει των εξισώσεων (4.1), (4.2) και (4.3):

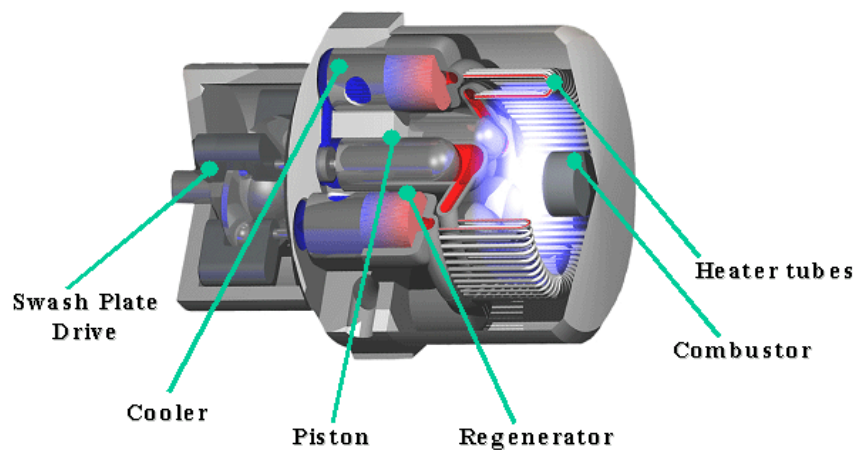
GPU-3 General Motors		
Ολικός Νεκρός Όγκος της Μηχανής [m ³]	V_{DT}	$193.21 * 10^{-6}$
Ολικός Όγκος της Μηχανής [m ³]	V_T	$426.01 * 10^{-6}$
Λόγος Ολικού Νεκρού Όγκου προς τον Συνολικό Όγκο της Μηχανής	$\frac{V_{DT}}{V_T}$	45.35%

Πίνακας 4.2: Αποτελέσματα για την Εργοπαραγωγή Μηχανή Stirling *GPU-3*.

Εν συνεχεία, παρουσιάζεται η εργοπαραγωγός μηχανή Stirling *Ford-Philips 4-215* η οποία σχεδιάστηκε το 1972 από κοινού με πρόγραμμα των εταιρειών Ford και Philips με σκοπό να χρησιμοποιηθεί πειραματικά σε αυτοκίνητα. Η ισχύς της ήταν περί τα 200 kW και το εργαζόμενο μέσο, το υδρογόνο. Η μηχανή στην πραγματικότητα είναι τετρακύλινδρη αλλά μπορεί να προσομοιωθεί ως δικύλινδρη Διαμόρφωσης A [2].



Σχήμα 4.2: Η διάταξη των 4 Κυλίνδρων στην Μηχανή *Ford-Philips 4-215* [3].



Σχήμα 4.3: Η 4-κύλινδρη *Ford-Philips 4-215* [3].

Στη μηχανή αυτή παρουσιάζει ενδιαφέρον ο μηχανισμός των 4 κυλίνδρων οι οποίοι είναι συνδεδεμένοι σε μία πλάκα. Ο τρόπος με τον οποίο η 4-κύλινδρη μηχανή προσομοιώνεται ως 2-κύλινδρη παρουσιάζεται σε Υπόθεση Εργασίας (Case Study) από τον I. Utieli [1]. Βασίζομενος στο γεγονός ότι τόσο οι ψυχροί όσο και οι θερμοί χωροί συνδέονταν μεταξύ τους, άθροισε τους όγκους των χώρων εκτόνωσης και συμπίεσης, βρήκε τους συνολικούς όγκους και τους διαίρεσε μετέπειτα δια δύο (για

να δημιουργήσει ίσους όγκους εκτόνωσης και συμπίεσης) σαν να επρόκειτο για δικύλινδρη μηχανή. Το ίδιο έκανε και με τα μεγέθη των εναλλακτών και του αναγεννητή.

Έτσι, τα χαρακτηριστικά της δικύλινδρης μηχανής προέκυψαν ως ακολούθως:

Ford-Philips 4-215

Νεκρός Όγκος στον Χώρο Συμπίεσης [cm ³]	V_{CD}	214.2
Νεκρός Όγκος στον Χώρο Εκτόνωσης [cm ³]	V_{ED}	214.2
Όγκος Εμβολισμού στον Χώρο Συμπίεσης [cm ³]	V_C	870.6
Όγκος Εμβολισμού στον Χώρο Εκτόνωσης [cm ³]	V_E	870.6
Όγκος Ψυχρού Εναλλάκτη [cm ³]	$V_{C,H.E.}$	164.3
Όγκος Θερμού Εναλλάκτη [cm ³]	$V_{H,H.E.}$	510.9
Ολικός Όγκος Αναγεννητή [cm ³]	V_R	705.8

Πίνακας 4.3: Εργοπαραγωγός Μηχανή Stirling *Ford-Philips 4-215* [2].

Συνεπώς, βάσει των εξισώσεων (4.1), (4.2) και (4.3):

Ford-Philips 4-215		
Ολικός Νεκρός Όγκος της Μηχανής [cm ³]	V_{DT}	1809.4
Ολικός Όγκος της Μηχανής [cm ³]	V_T	3550.6
Λόγος Ολικού Νεκρού Όγκου προς τον Συνολικό Όγκο της Μηχανής	$\frac{V_{DT}}{V_T}$	50.96%

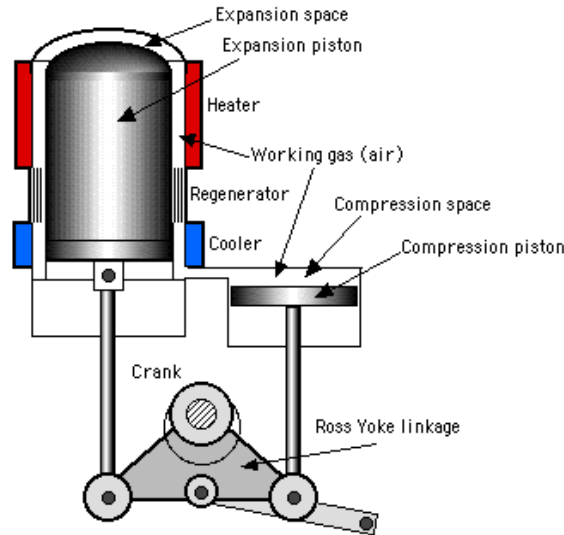
Πίνακας 4.4: Αποτελέσματα για την Εργοπαραγωγό Μηχανή Stirling *Ford-Philips 4-215*.

Επίσης, παρουσιάζεται η μηχανή Stirling **Ross Yoke Drive Engine** [4] που ονομάστηκε έτσι από τον εφευρέτη της, Andy Ross. Στηρίχθηκε στην ουσία στον μηχανισμό “Ross Yoke Linkage” που δημιουργήθηκε το 1976 και κατοχυρώθηκε με πατέντα “US Patent 4,138,897”. Χρησιμοποιήθηκε για τη δημιουργία μηχανής Stirling Διαμόρφωσης Α.

Ο μηχανισμός αυτός στηρίζει τη λειτουργία του στην ένωση του στροφάλου (crank) με έναν συζευκτήριο σύνδεσμο (yoke linkage) και του τελευταίου με ένα ζύγωθρο (rocking lever). Ο σύνδεσμος, στον οποίο συνδέονται οι διωστήρες των εμβόλων, εξαιτίας της σύνδεσής του με τον στρόφαλο περιστρέφεται κι αυτός κατά 360° αλλά διατηρεί καρακόρυφο προσανατολισμό εξαιτίας του κατακόρυφα ταλαντούμενου ζύγωθρου.

Το σύστημα αυτό προσδίδει σταθερότητα επιτρέποντας την κυκλική κίνηση του στροφάλου και διατηρώντας τα έμβολα σε διαφορά φάσης 90° παρά την σχεδόν κατακόρυφη κίνηση αυτών καθ'όλη την διάρκεια λειτουργίας. Η διάταξη αυτή των εμβόλων, λοιπόν, επιτρέπει την τοποθέτηση των κυλίνδρων κατακόρυφα το οποίο

είναι σχετικά δύσκολο σε μηχανή τύπου A (βλ. Σχήμα 1.3). Επίσης, μειώνει τα πλευρικά φορτία των εμβόλων και τις τριβές επιτρέποντας λειτουργία χωρίς λίπανση. Τέλος, ο μηχανισμός αυτός μπορεί να επιτύχει μικρότερο μέγεθος μηχανής και σχετικά μεγάλους όγκους εμβολισμού.



Σχήμα 4.4: Ο Μηχανισμός Ross Yoke Linkage [3].

Παρατίθενται τα χαρακτηριστικά της:

Ross Yoke Drive Engine

Νεκρός Όγκος στον Χώρο Συμπίεσης [cm ³]	V_{CD}	1.14
Νεκρός Όγκος στον Χώρο Εκτόνωσης [cm ³]	V_{ED}	4.72
Όγκος Εμβολισμού στον Χώρο Συμπίεσης [cm ³]	V_C	24.42
Όγκος Εμβολισμού στον Χώρο Εκτόνωσης [cm ³]	V_E	24.42
Όγκος Ψυχρού Εναλλάκτη [cm ³]	$V_{C,H.E.}$	5
Όγκος Θερμού Εναλλάκτη [cm ³]	$V_{H,H.E.}$	4.87
Ολικός Όγκος Αναγεννητή [cm ³]	V_R	6.75

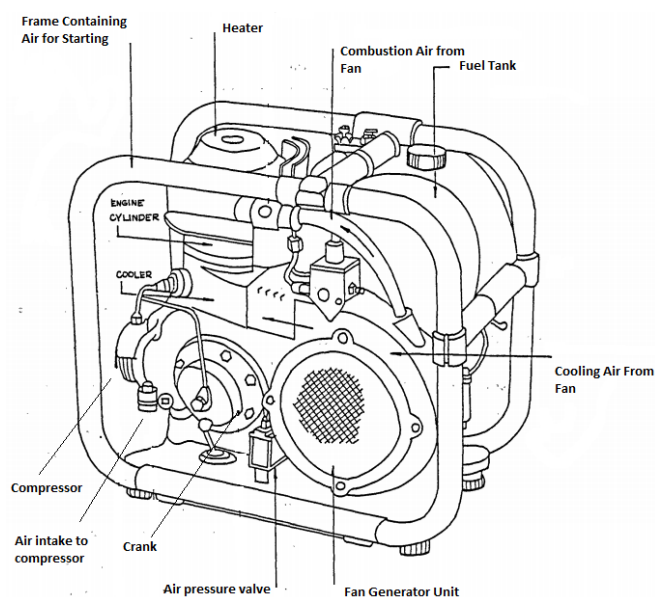
Πίνακας 4.5: Εργοπαραγωγός Μηχανή Stirling Ross Yoke Drive Engine [2].

Συνεπώς, βάσει των εξισώσεων (4.1), (4.2) και (4.3):

Ross Yoke Drive Engine		
Ολικός Νεκρός Όγκος της Μηχανής [cm ³]	V_{DT}	22.48
Ολικός Όγκος της Μηχανής [cm ³]	V_T	71.32
Λόγος Ολικού Νεκρού Όγκου προς τον Συνολικό Όγκο της Μηχανής	$\frac{V_{DT}}{V_T}$	31.52%

Πίνακας 4.6: Αποτελέσματα για την Εργοπαραγωγό Μηχανή Stirling Ross Yoke Drive Engine.

Τέλος, παρουσιάζεται η μηχανή Stirling *Philips MP 1002CA* Διαμόρφωσης Β η οποία κατασκευάστηκε περί το 1950 με σκοπό να ενσωματωθεί σε γενήτριες των 200 W για χρήση σε μικρές ηλεκτρικές συσκευές.



Σχήμα 4.5: Το Κύκλωμα Μηχανής *Philips MP 1002CA* και Γενήτριας [4].

Παρατίθενται τα χαρακτηριστικά της:

Philips MP 1002 CA

Όγκος Εμβολισμού στον Χώρο Συμπίεσης [m ³]	V_C	$6.71 * 10^{-5}$
Όγκος Εμβολισμού στον Χώρο Εκτόνωσης [m ³]	V_E	$6.38 * 10^{-5}$
Ολικός Νεκρός Όγκος της Μηχανής [m ³]	V_{DT}	$7.97 * 10^{-5}$

Πίνακας 4.7: Εργοπαραγωγός Μηχανή Stirling *Philips MP 1002CA* [6].

Συνεπώς, βάσει των εξισώσεων (4.2) και (4.3):

Philips MP 1002 CA		
Ολικός Όγκος της Μηχανής [m ³]	V_T	$21.06 * 10^{-5}$
Λόγος Ολικού Νεκρού Όγκου προς τον Συνολικό Όγκο της Μηχανής	$\frac{V_{DT}}{V_T}$	37.84%

Πίνακας 4.8: Αποτελέσματα για την Εργοπαραγωγό Μηχανή Stirling *Philips MP 1002CA*.

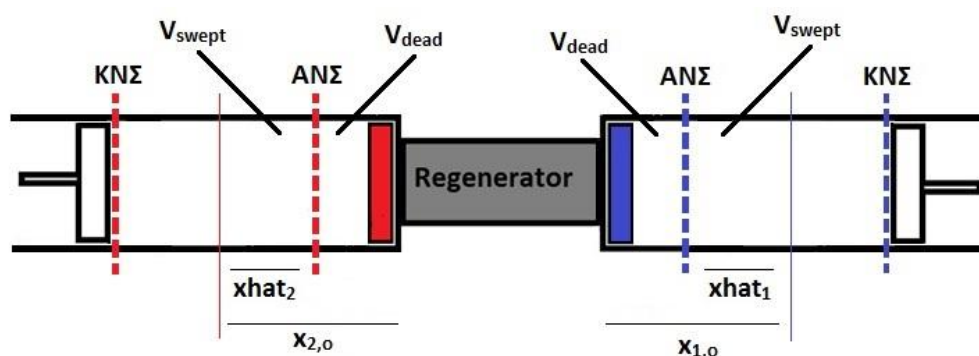
Οι παραπάνω πίνακες χρησιμοποιήθηκαν ώστε να αποκτήσουμε μία γενική και ρεαλιστική εικόνα για το ποιες περίπου είναι οι διαστάσεις μίας μηχανής Stirling που έχει κατασκευαστεί. Καθώς στο παρόν Κεφάλαιο θέλουμε να αρχίσουμε να διαστασιολογούμε την δική μας ψυκτική μηχανή Stirling πρέπει να εισάγουμε πολλά

δεδομένα. Σκοπός δεν είναι να δημιουργήσουμε μία μηχανή η οποία θα είναι ιδίων διαστάσεων με ήδη υπάρχουσες. Παρ' όλα αυτά, καθώς οι παράμετροι για το σχεδιασμό της δικής μας μηχανής είναι πάρα πολλές είναι σημαντικό να ξεκινήσουμε έχοντας κάποια στοιχεία της ως δεδομένα. Επομένως, τις παραπάνω μηχανές τις χρειαζόμαστε ως οδηγό για κάποια στοιχεία.

Η μέθοδος αυτή είχε το μειονέκτημα της μεγάλης δυσκολίας εύρεσης δεδομένων, όπως τα παραπάνω, από τις κατασκευάστριες εταιρείες. Για μεγαλύτερη ακρίβεια ο αρχικός στόχος ήταν η συλλογή τέτοιων δεδομένων για τις διαστάσεις ψυκτικών μηχανών από διαφορετικές εταιρείες ώστε να δημιουργηθεί μία πιο ολοκληρωμένη και σαφής άποψη σχετικά με τις αναλογίες των όγκων των διαφόρων τμημάτων της μηχανής. Τα δεδομένα αυτά, όμως, συχνά παραμένουν κρυφά οπότε τα παραπάνω είναι τα μόνα που μπόρεσαν να βρεθούν. Αφορούν σε εργοπαραγωγούς μηχανές αλλά δεν υπήρξαν δημοσιευμένα στοιχεία για ψυκτικές.

4.2 Μέθοδος Διαστασιολόγησης Ψυκτικής Μηχανής Stirling

Σκοπός της παρούσας εργασίας, όπως έχει προαναφερθεί, είναι η διαστασιολόγηση της ψυκτικής μηχανής Stirling ώστε να αποδίδει την ίδια ισχύ με ένα κλιματιστικό της αγοράς. Σε επόμενο κεφάλαιο, θα γίνει σύγκριση του συντελεστή απόδοσης της ψυκτικής μηχανής Stirling σε σχέση με αυτόν του κλιματιστικού. Για να επιτευχθεί η διαστασιολόγηση αυτή πρέπει να εισάγουμε τα παρακάτω μεγέθη σύμφωνα και με το σχήμα:



Σχήμα 4.6: Όγκοι Εμβολισμού και Νεκροί Όγκοι στην Ψυκτική Μηχανή Stirling.

1. D , τη διάμετρο των κυλίνδρων την οποία θεωρούμε ίδια και για τους δύο [m]
2. \widehat{x}_1 , το πλάτος της ταλάντωσης για το έμβολο 1 [m]
3. \widehat{x}_2 , το πλάτος της ταλάντωσης για το έμβολο 2 [m]
4. $x_{1,0}$, την απόσταση της μέσης θέσης του εμβόλου 1 από τον αναγεννητή [m]
5. $x_{2,0}$, την απόσταση της μέσης θέσης του εμβόλου 2 από τον αναγεννητή [m]
6. ω , την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής [rad/s]
7. α , τη διαφορά φάσης των εμβόλων [rad]
8. D_r , τη διάμετρο του αναγεννητή [m]
9. L_r , το μήκος του αναγεννητή [m]

Επομένως, είναι αρκετά δύσκολο και καθόλου μεθοδικό να εισάγουμε όλα αυτά τα μεγέθη κατά τυχαίο τρόπο στο μοντέλο του 2^{ου} Κεφαλαίου ώστε να πετύχουμε την απαιτούμενη ισχύ. Γι' αυτό, άλλωστε, στο Κεφάλαιο 3 πραγματοποιήθηκε η βελτιστοποίηση κάποιων μεγεθών και παρουσιάστηκε το Σχήμα 3.4 το οποίο θα χρησιμοποιηθεί και στη συνέχεια.

Συνεπώς, αποφασίσαμε να αξιοποιήσουμε κάποια από τα δεδομένα των παραπάνω μηχανών ως έναρξη της διαστασιολόγησής μας. Ωστόσο, οι μηχανές αυτές ήταν αρκετά διαφορετικές μεταξύ τους, όπως μπορεί να παρατηρήσει κανείς από τις διαστάσεις τους. Δεν υπήρχε κάποιο κοινό δεδομένο ή κάποια κοινή σχέση δεδομένων εκτός από τον λόγο $\frac{V_{DT}}{V_T}$. Για παράδειγμα, παρατηρούμε ότι σε κάποια μηχανή ο χώρος εκτόνωσης είναι μεγαλύτερος από τον χώρο συμπίεσης, σε άλλη συμβαίνει το αντίστροφο ενώ σε άλλη είναι ίσοι. Παρ' όλα αυτά για τον λόγο $\frac{V_{DT}}{V_T}$ εξάγαμε τα παρακάτω νούμερα:

	GPU-3	Ford Philips 4-215	Ross Yoke Drive Engine	Philips MP 1002 CA
$\frac{V_{DT}}{V_T}$	45%	51%	32%	38%

Πίνακας 4.9: Λόγος Ολικού Νεκρού Όγκου προς τον Συνολικό Όγκο της Μηχανής για τις Διάφορες Μηχανές Stirling.

Οι λόγοι αυτοί δεν είναι πολύ κοντινοί μεταξύ τους αλλά ούτε αποκλίνουν εντελώς. Θα θέλαμε να χρησιμοποιήσουμε κάποιον από αυτούς για την δική μας ψυκτική μηχανή, ώστε να γνωρίζουμε πόσος περίπου πρέπει να είναι ο νεκρός όγκος της μηχανής μας σε σχέση με τον συνολικό. Θα μπορούσαμε να επιλέξουμε κάποιον από τους μικρούς νεκρούς όγκους των μηχανών Ross Yoke Drive Engine ή Philips MP 1002 CA καθώς θα αύξαναν την ψυκτική ισχύ της μηχανής. Αυτή η σχέση μεταξύ ψυκτικής ισχύος και νεκρού όγκου φάνηκε από το Σχήμα 3.4 το οποίο έδινε την μεγαλύτερη Q_{max} για μικρούς νεκρούς όγκους. Όμως, θα επιλέξουμε της μηχανής GPU-3 καθώς η μηχανή αυτή είναι «σταθμός» για την ανάλυση των μηχανών Stirling και πάνω της έχουν γίνει πάρα πολλά πειράματα και μετρήσεις. Επομένως, οι τιμές θεωρούνται πιο αντιπροσωπευτικές ενώ ο λόγος δεν είναι πολύ μεγάλος σε σύγκριση με τους υπόλοιπους.

Εισαγωγή Μεγεθών για Ψυκτική Μηχανή Stirling

Λαμβάνοντας, λοιπόν, και για τη δική μας μηχανή τον λόγο $\frac{V_{DT}}{V_T} = 0.45$ μπορούμε να προτείνουμε μία πιο ρεαλιστική προσέγγιση μηχανής. Επομένως, θα ισχύει:

$$V_{DT} = 45 \% * V_T \Rightarrow$$

$$V_{DT} = 45 \% * (V_E + V_C + V_{DT}) \Rightarrow$$

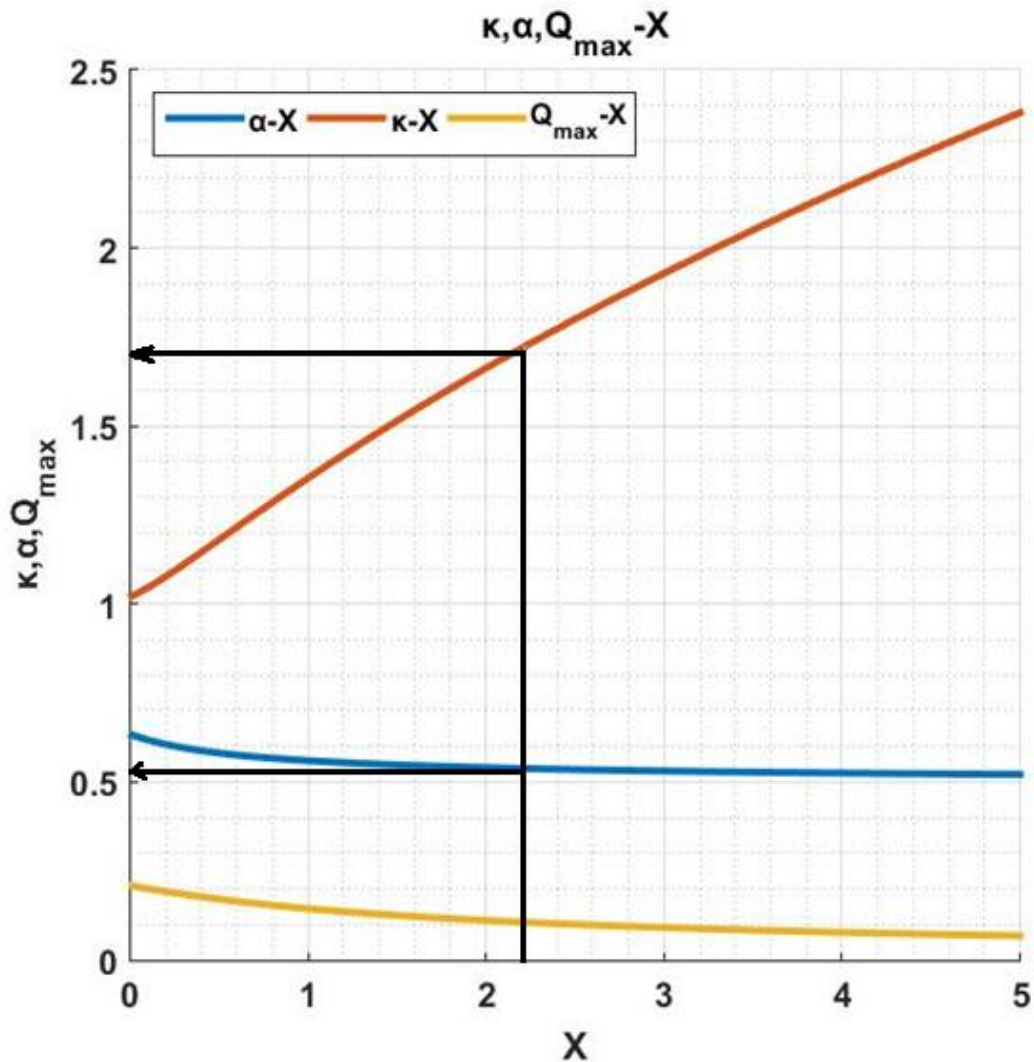
$$0.55 * V_{DT} = 0.45 * (V_E + V_C) \Rightarrow$$

$$0.55 * \frac{V_{DT}}{V_E} = 0.45 * \left(1 + \frac{V_C}{V_E}\right) \Rightarrow$$

$$11 * X - 9 * \kappa = 9 \quad (4.4)$$

Τα μεγέθη $X = \frac{V_{DT}}{V_E}$ και $\kappa = \frac{V_C}{V_E}$, όπου V_{DT} ο συνολικός νεκρός όγκος της μηχανής, V_E ο όγκος εμβολισμού του χώρου εκτόνωσης και V_C ο όγκος εμβολισμού του χώρου συμπίεσης, ορίστηκαν στο 3^ο Κεφάλαιο της παρούσας εργασίας.

Την παραπάνω εξίσωση (4.4) θα λύσουμε αριθμητικά από το διάγραμμα της Βελτιστοποίησης κατά Walker του 3^{ου} Κεφαλαίου (Σχ. 3.4).



Σχήμα 4.7: Διάγραμμα για τον Προσδιορισμό των Μεγεθών α , κ , Q και X .

Από το Διάγραμμα προκύπτει η αριθμητική λύση της εξίσωσης (4.4):

$$X = 2.2 \text{ και } \kappa = 1.7 \text{ και } \alpha = \frac{\pi}{2} = 90^\circ$$

Για τον σχεδιασμό της ψυκτική μηχανής Stirling έχουμε κάνει την παραδοχή, όπως προαναφέρθηκε, πως οι δύο κύλινδροι έχουν την ίδια διάμετρο D , άρα, και την ίδια διατομή A . Συνεπώς, για $\kappa = 1.7$ θα ισχύει:

$$\frac{V_C}{V_E} = 1.7 \Rightarrow A * 2 * \widehat{x}_2 = 1.7 * A * 2 * \widehat{x}_1 \Rightarrow \widehat{x}_2 = 1.7 * \widehat{x}_1$$

Συνεπώς, η μηχανή που θα σχεδιάσουμε θα πρέπει να ικανοποιεί τις παρακάτω σχέσεις:

- $X = \frac{V_{DT}}{V_E} = 2.2$ (4.5)

- $\widehat{x}_2 = 1.7 * \widehat{x}_1$ (4.6)

- $\frac{V_{DT}}{V_T} = 0.45$ (4.7)

Έτσι, δημιουργήσαμε ένα μαθηματικό μοντέλο το οποίο επιλύεται σε προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab. Επιλέγουμε να εισάγουμε κάθε φορά τα δεδομένα:

- D , τη διάμετρο των κυλίνδρων [m]
- \widehat{x}_1 , το πλάτος της ταλάντωσης για το έμβολο 1 [m]
- D_r , τη διάμετρο του αναγεννητή [m]
- L_r , το μήκος του αναγεννητή [m]
- $\frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}}$, ο λόγος των νεκρών όγκων των δύο χώρων.

Μετά την εισαγωγή των παραπάνω δεδομένων θα υπολογίζονται τα επόμενα μεγέθη:

- Το πλάτος της ταλάντωσης για το έμβολο 2 [m] σύμφωνα με την Εξίσωση (4.6):

$$\widehat{x}_2 = 1.7 * \widehat{x}_1$$

- Ο όγκος εμβολισμού του χώρου εκτόνωσης [m³]:

$$V_E = \frac{\pi}{4} * D^2 * \widehat{x}_1 * 2$$
 (4.8)

- Ο όγκος εμβολισμού του χώρου συμπίεσης [m³]:

$$V_C = \frac{\pi}{4} * D^2 * \widehat{x}_2 * 2 \quad (4.9)$$

- Ο όγκος του αναγεννητή [m³]:

$$V_r = \frac{\pi}{4} * D_r^2 * L_r \quad (4.10)$$

- Ο ολικός νεκρός όγκος της μηχανής [m³]:

$$V_{DT} = 2.2 * V_E \quad (4.11)$$

- Το άθροισμα των νεκρών όγκων των χώρων συμπίεσης κι εκτόνωσης [m³]:

$$V_{dead,exp,total} + V_{dead,com,total} = V_{DT} - V_r \quad (4.12)$$

- Τον νεκρό όγκο του χώρου συμπίεσης [m³]:

$$V_{dead,com,total} = \frac{V_{DT} - V_r}{\mu + 1} \quad (4.13)$$

- Τον νεκρό όγκο του χώρου εκτόνωσης [m³]:

$$V_{dead,exp,total} = \mu * V_{dead,com,total} \quad (4.14)$$

- Την απόσταση της μέσης θέσης του εμβόλου 1 από τον αναγεννητή [m]:

$$x_{1,0} = V_{dead,exp,total} * \frac{4}{\pi * D^2} + \widehat{x}_1 \quad (4.15)$$

- Την απόσταση της μέσης θέσης του εμβόλου 2 από τον αναγεννητή [m]:

$$x_{2,0} = V_{dead,com,total} * \frac{4}{\pi * D^2} + \widehat{x}_2 \quad (4.16)$$

- Τον συνολικό όγκο της μηχανής [m³]:

$$V_T = V_{DT} + V_E + V_C \quad (4.17)$$

- Την επαλήθευση της σχέσης (4.7) ότι έχουμε εισάγει σωστά τα μεγέθη μας:

$$\frac{V_{DT}}{V_T} = 0.45$$

Η επαλήθευση του παραπάνω λόγου είναι σημαντική καθώς για τα μεγέθη μας δίνονται διάφορες τιμές μέχρι να βρεθούν οι κατάλληλες. Επομένως, δεν πρέπει να παραβιάζεται η αρχική μας υπόθεση.

Αξίζει να σημειωθεί για τον λόγο $\frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}}$ ότι ο $V_{dead,exp,total}$ είναι ο νεκρός όγκος του χώρου εκτόνωσης και ο $V_{dead,com,total}$ είναι ο νεκρός όγκος του χώρου συμπίεσης. Όταν μοντελοποιούμε την μηχανή Stirling σύμφωνα και με το Σχήμα 4.6 αναμένουμε:

$$V_{dead,exp,total} = V_{DE} + V_{h.e.,exp} \quad (4.18)$$

$$V_{dead,com,total} = V_{DC} + V_{h.e.,com} \quad (4.19)$$

Αυτό σημαίνει ότι στον ολικό νεκρό όγκο του κάθε χώρου θα λάβουμε υπόψιν τόσο τον νεκρό όγκο που ορίζεται από το Άνω Νεκρό Σημείο μέχρι το την αρχή του Αναγεννητή (V_{DE} , V_{DC} για τον χώρο εκτόνωσης και συμπίεσης αντίστοιχα) όσο και τον όγκο του εναλλάκτη $V_{h.e.,exp}$, $V_{h.e.,com}$ ο οποίος συγκαταλέγεται στον νεκρό όγκο της μηχανής.

Καθώς παρουσιάζουμε ένα μοντέλο στο οποίο τον ρόλο των εναλλακτών τον αναλαμβάνουν τα τοιχώματα των κυλίνδρων θα περίμενε κανείς ότι θα ορίσουμε έναν λόγο $\frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}}$ πολύ μικρό καθώς σύμφωνα και με την ανάλυση κατά Walker του 3^{ου} Κεφαλαίου βρέθηκε πως όσο μικρότερος είναι ο νεκρός όγκος τόσο αυξάνεται η ψυκτική ισχύς της μηχανής. Στην πραγματικότητα, παρ' ότι δεν έχουμε τους εναλλάκτες δεν μπορούμε να αμελήσουμε εντελώς τον νεκρό όγκο που θα προσέδιδαν στη μηχανή διότι τότε όταν το έμβολο βρισκόταν στο ΑΝΣ, όπως φαίνεται από τις εξισώσεις (2.17) και (2.18), δεν θα υπήρχε αρκετός αέρας στον νεκρό όγκο από το ΑΝΣ μέχρι τον αναγεννητή. Επομένως, δε θα είχαμε ικανοποιητική συναλλαγή θερμότητας και θα έπεφτε η απόδοση. Συνεπώς, ο παραπάνω λόγος θα διερευνηθεί για μεγάλο εύρος τιμών ώστε να βρεθεί ο κατάλληλος.

Όλα τα παραπάνω μεγέθη που αναφέρθηκαν προηγουμένως εισάγονται ως δεδομένα στο Μαθηματικό Μοντέλο του Κεφαλαίου 2 για να λάβουμε αποτελέσματα τόσο σε λειτουργία ψύξης όσο και σε λειτουργία θέρμανσης.

Αν θέλουμε να χρησιμοποιήσουμε την μηχανή Stirling για ψύξη:

Εισάγουμε τα παραπάνω δεδομένα και σύμφωνα με το Διάγραμμα Ροής του Σχήματος 2.3 λαμβάνουμε τις τιμές για τα παρακάτω μεγέθη:

- Συντελεστής Απόδοσης σε Ψύξη, EER
- Απορροφούμενη Θερμότητα του Αερίου, Q_1 (J)
- Καταναλισκόμενο Έργο, W (J)

- Αποδιδόμενη Ισχύς, P (kW)
- Κατανάλωση, K (kW)
- Διάγραμμα PV της Μηχανής
- Μέγιστη, Μέση κι Ελάχιστη Θερμοκρασία στον Χώρο Εκτόνωσης, $T_{max,1}$, $T_{mean,1}$, $T_{min,1}$ (K)
- Μέγιστη, Μέση κι Ελάχιστη Θερμοκρασία στον Χώρο Συμπίεσης, $T_{max,2}$, $T_{mean,2}$, $T_{min,2}$ (K)
- Μέγιστη, Μέση κι Ελάχιστη Πίεση στον Χώρο Εκτόνωσης, $P_{max,1}$, $P_{mean,1}$, $P_{min,1}$ (N/m^2)
- Μέγιστη, Μέση κι Ελάχιστη Πίεση στον Χώρο Συμπίεσης, $P_{max,2}$, $P_{mean,2}$, $P_{min,2}$ (N/m^2)

Αν θέλουμε να χρησιμοποιήσουμε την μηχανή Stirling για θέρμανση:

Εισάγουμε τα παραπάνω δεδομένα και σύμφωνα με το Διάγραμμα Ροής του Σχήματος 2.3 λαμβάνουμε τις τιμές για τα παρακάτω μεγέθη:

- Συντελεστής Απόδοσης σε Θέρμανση, COP
- Αποβαλλόμενη Θερμότητα από το Αέριο, Q_2 (J)
- Καταναλισκόμενο Έργο, W (J)
- Αποδιδόμενη Ισχύς, P (kW)
- Κατανάλωση, K (kW)
- Διάγραμμα PV της Μηχανής
- Μέγιστη, Μέση κι Ελάχιστη Θερμοκρασία στον Χώρο Εκτόνωσης, $T_{max,1}$, $T_{mean,1}$, $T_{min,1}$ (K)
- Μέγιστη, Μέση κι Ελάχιστη Θερμοκρασία στον Χώρο Συμπίεσης, $T_{max,2}$, $T_{mean,2}$, $T_{min,2}$ (K)
- Μέγιστη, Μέση κι Ελάχιστη Πίεση στον Χώρο Εκτόνωσης, $P_{max,1}$, $P_{mean,1}$, $P_{min,1}$ (N/m^2)
- Μέγιστη, Μέση κι Ελάχιστη Πίεση στον Χώρο Συμπίεσης, $P_{max,2}$, $P_{mean,2}$, $P_{min,2}$ (N/m^2)

Συνεπώς, κάθε φορά εκτελούνται και οι δύο κώδικες με σκοπό να συγκριθούν τα παραπάνω αποτελέσματα με αυτά ενός κλιματιστικού της αγοράς. Ένα κλιματιστικό ισχύος 9000 Btu/h με το οποίο επιθυμούμε να γίνει η σύγκριση, αντιστοιχεί σε ονομαστική ισχύ περίπου 2.7 kW για λειτουργία ψύξης και 2.9 kW για λειτουργία θέρμανσης.

Επομένως, για να είναι τα μεγέθη που έχουμε εισάγει κατ' αρχήν αποδεκτά πρέπει να ικανοποιούνται ταυτόχρονα τα κριτήρια:

- ✓ η αποδιδόμενη ισχύς να είναι 2.7 kW για την ψύξη και
 - ✓ η αποδιδόμενη ισχύς να είναι 2.9 kW για τη θέρμανση
- έχοντας εισάγει πάντα τα ίδια δεδομένα και στις δύο περιπτώσεις.

Από την άλλη, η όσο το δυνατόν καλύτερη βελτιστοποίηση των δεδομένων που έχουμε εισάγει επιτυγχάνεται όταν ισχύουν ταυτόχρονα τα παραπάνω κριτήρια αλλά, παράλληλα, οι συντελεστές απόδοσης EER και COP είναι οι μεγαλύτεροι δυνατοί. Τα μεγέθη για την δημιουργία της μηχανής δεν θα είναι τυχαία. Βελτιστοποιήθηκαν όσο γίνεται ποιοτικά βάσει της Ανάλυσης Ευαισθησίας του 2^{ου} Κεφαλαίου, αριθμητικά βάσει του 3^{ου} Κεφαλαίου και τώρα πειραματικά βάσει της μεθόδου «Δοκιμής και Σφάλματος» (“trial and error”). Σύμφωνα με αυτήν κάθε φορά δοκιμάζονται ποικίλα και διαφορετικά δεδομένα μέχρι την επίλυση του προβλήματος [7].

4.3 Επιλογή Διαστάσεων Ψυκτικής Μηχανής Stirling

Για να επιτευχθεί μία σωστή διαστασιολόγηση πρέπει να ληφθούν υπόψιν τα διαγράμματα που παρουσιάστηκαν στο 2^ο Κεφάλαιο της εργασίας. Τα μεγέθη που πρέπει να εξετάσουμε αναλυτικά για τις τιμές τους είναι τα εισαγόμενα $D, \widehat{x}_1, D_r, L_r, \frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}}$ καθώς τα υπόλοιπα θα προκύψουν συναρτήσει αυτών από τις εξισώσεις (4.6) – (4.17). Χρησιμοποιούμε τη μέθοδο «Δοκιμής και Σφάλματος».

Ενώ τα διαγράμματα του Κεφαλαίου 2 δείχνουν πώς επηρεάζει ποιοτικά την ισχύ το κάθε μέγεθος μεμονωμένα πρέπει σε αυτό το στάδιο να εξετάσουμε πώς επιδρούν αριθμητικά και συνδυαστικά οι μεταβολές όλων των παραμέτρων στην ισχύ και στον συντελεστή απόδοσης της ψυκτικής μηχανής ώστε να βρούμε έναν βέλτιστο συνδυασμό όλων αυτών των παραμέτρων. Έτσι, πραγματοποιούνται πολλαπλές δοκιμές σε μεγάλα εύρη τιμών για κάθε μέγεθος καθώς και πάρα πολλοί συνδυασμοί μεταξύ των παραπάνω εισαγόμενων μεγεθών (στον κώδικα) ώστε να ικανοποιηθούν ταυτόχρονα τα κριτήρια για τις συγκεκριμένες ισχύς και να βρεθούν οι βέλτιστοι δυνατοί συντελεστές απόδοσης σε ψύξη και θέρμανση.

Εκτός των παραπάνω κριτηρίων πρέπει να ληφθεί υπόψιν κάποιος περιορισμός στις διαστάσεις της ψυκτικής μηχανής. Επιδιώκουμε να δημιουργήσουμε μία ψυκτική μηχανή με διαστάσεις παρόμοιες και συγκρίσιμες με αυτές ενός μοντέλου κλιματιστικού της ίδιας ισχύος. Καθώς, όμως, ένα κλιματιστικό έχει εσωτερική κι εξωτερική μονάδα η σύγκριση των διαστάσεων πρέπει να γίνει με το άθροισμα των δύο μονάδων. Συνεπώς, οι διαστάσεις που επιλέγουμε αρχικά να δοκιμάσουμε στο μοντέλο μας δε θέλουμε ούτε να ξεπεράσουν κατά πολύ αυτές του κλιματιστικού αλλά ούτε να βρίσκονται σε πολύ μικρότερη κλίμακα μεγεθών.

Σκοπός μας είναι να σχεδιάσουμε την ψυκτική μηχανή για την συγκεκριμένη ισχύ των 2.7 kW στην ψύξη και 2.9 kW στη θέρμανση. Επομένως, κυμαινόμενοι γύρω από ίσες και μικρότερες από τις πραγματικές διαστάσεις ενός κλιματιστικού θα προσπαθήσουμε να βρούμε τον βέλτιστο δυνατό συντελεστή απόδοσης για ψύξη και για θέρμανση. Αυτό δεν σημαίνει, όμως, ότι δεν θα εξετάσουμε διαστάσεις μεγαλύτερες αυτών του κλιματιστικού για να διερευνήσουμε τους καλύτερους

συντελεστές απόδοσης αν για μικρότερους ή ίσους όγκους η απόδοση της ψυκτικής μηχανής δεν είναι καλύτερη.

Σχεδιασμός Αναγεννητή

Σχεδιάζουμε τον αναγεννητή ώστε να μεγιστοποιήσουμε τη συναλλαγή θερμότητας με το αέριο. Όπως προαναφέρθηκε, ο αναγεννητής εγκλωβίζει μέρος της θερμότητας του αερίου όταν κινείται από τον θερμό στον ψυχρό χώρο ώστε να του μειώσει τη θερμοκρασία του, ενώ, την επιστρέφει πίσω σε αυτό όταν κινείται από τον ψυχρό προς τον θερμό χώρο με σκοπό να του αυξήσει την θερμοκρασία. Συνεπώς, όπως παρουσιάζεται από τους Ziabasharhagh M. & Mahmoodi M. [8] αλλά και από τα διαγράμματα του Κεφαλαίου 2 (Σχήμα 2.7, Σχήμα 2.8) πρέπει να σχεδιάσουμε έναν αναγεννητή με μεγάλη σχετικά διάμετρο και μικρό μήκος. Αυτό θα μας βοηθήσει στο να επιτύχουμε μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας αλλά μικρές απώλειες λόγω του μικρού μήκους. Στην πραγματικότητα, κατά την κατασκευή μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε αρκετά πυκνό πλέγμα υλικού στον αναγεννητή και μικρό μήκος.

Γι' αυτό όλες οι δοκιμές για την διαστασιολόγηση του αναγεννητή κυμάνθηκαν για λόγο $\frac{L_r}{D_r} < 1$. Πιο συγκεκριμένα, πραγματοποιήθηκαν δοκιμές στο εύρος τιμών (0.2 - 1). Στις δοκιμές αυτές, όμως, όταν ο λόγος ήταν αρκετά μικρός η ισχύς αυξανόταν παραπάνω από αυτό που εμείς επιδιώκαμε.

Νεκρός Όγκος Ψυκτικής Μηχανής

Ιδιαίτερη προσοχή απαιτεί η διαστασιολόγηση του νεκρού όγκου της μηχανής. Ο νεκρός όγκος πρέπει να είναι μικρότερος ενός ορίου, που εξαρτάται από την εκάστοτε μηχανή, διότι, διαφορετικά, μειώνεται η συμπίεση κι η εκτόνωση του αερίου με αποτέλεσμα να έχουμε χαμηλότερη ψυκτική ισχύ. Από την άλλη, δεν μπορεί να είναι πολύ μικρός ή μηδενικός διότι τότε το αέριο δεν θα μπορούσε να λάβει θερμότητα από τα τοιχώματα του κυλίνδρου που δρουν ως εναλλάκτες. Για μοντέλα με κανονικούς εναλλάκτες ο σχεδιασμός γίνεται με σκοπό τη μεγιστοποίηση της προσφερόμενης ή αποβαλλόμενης θερμότητας του αερίου. Και στην προκειμένη περίπτωση, που τον ρόλο των εναλλακτών τον έχουν αναλάβει τα τοιχώματα, όπως αναφέρθηκε και στην Παράγραφο 3.3 δεν πρέπει να αμελήσουμε εντελώς τον νεκρό όγκο που θα προσέδιδαν.

Έτσι, χρησιμοποιούμε τον λόγο $\frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}}$ για ένα μεγάλο εύρος τιμών.

Συγκεκριμένα, ελέγχουμε για τιμές:

$$\frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}} < 1, \quad \frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}} = 1, \quad \frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}} > 1$$

Αν μελετήσουμε τους Πίνακες 4.1 – 4.9 θα παρατηρήσουμε πως ο λόγος αυτός δεν προσανατολίζεται σε κάποια συγκεκριμένη κατεύθυνση αλλά βασίζεται στην επιλογή του κάθε κατασκευαστή, προφανώς, μετά από έρευνα και μελέτη για την εκάστοτε μηχανή.

Όσον αφορά στο δικό μας μοντέλο παρατηρήθηκε πως ο λόγος αυτός ήταν καθοριστικός κι επιδρούσε ξεκάθαρα στην ισχύ και στους συντελεστές απόδοσης της ψυκτικής μηχανής. Για τιμές του λόγου αυτού μεγαλύτερων της μονάδας η ισχύς και ο συντελεστής απόδοσης έπεφταν κατακόρυφα. Μεγαλύτερο πρόβλημα, μάλιστα, εμφανιζόταν στην λειτουργία θέρμανσης στην οποία ο συντελεστής απόδοσης COP ήταν πολύ μικρός. Έτσι, εν συνεχεία επικεντρωθήκαμε στην εύρεση του καλύτερου δυνατού λόγου, ο οποίος θα είναι μικρότερος της μονάδας, για να επιτύχουμε τις προδιαγραφές που θέσαμε.

Πλάτος Ταλάντωσης

Εν συνεχεία, έπρεπε να εισάγουμε δεδομένα για το πλάτος της ταλάντωσης του εμβόλου 1, \widehat{x}_1 . Από το Σχήμα 2.2 του Κεφαλαίου 2 παρατηρούμε πως αύξηση του πλάτους θα επέφερε αύξηση της ισχύος. Αυτό αποδείχθη και από τις πολλαπλές δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν κατά την εκτέλεση του κώδικα για εύρος τιμών (0.02 – 0.15 m). Στις διαστάσεις αυτές έπρεπε να ληφθεί υπόψιν ότι το πλάτος \widehat{x}_2 προκύπτει πάντα μεγαλύτερο του \widehat{x}_1 από την Εξ. (4.5). Επομένως, δεν έπρεπε να ξεπεραστούν κατά πολύ οι αρχικές συνολικές διαστάσεις που επιδιώκαμε.

Διάμετρος Κυλίνδρων

Παρόμοια λογική επικρατεί για την *διάμετρο των κυλίνδρων D*. Από το Σχήμα 2.3 του 2^{ου} Κεφαλαίου παρατηρήθηκε αύξηση της ισχύος με αύξηση της διαμέτρου. Δοκιμάζοντας ένα εύρος τιμών (0.1 – 0.7 m) μπορούσαμε να επιτύχουμε την απαιτούμενη ισχύ με ικανοποιητικό συντελεστή απόδοσης για διάφορους συνδυασμούς και των υπόλοιπων μεγεθών. Παρ' όλα αυτά, μόνο για μία τιμή της διαμέτρου κι έναν συνδυασμό όλων των μεγεθών μπορέσαμε να επιτύχουμε την ισχύ των 2.7 kW στην ψύξη και των 2.9 kW στην θέρμανση.

Κεφάλαιο 5^ο

Αποτελέσματα & Σύγκριση

Στο Κεφάλαιο αυτό παρατίθενται τα μεγέθη για τα οποία σχεδιάστηκε η ψυκτική μηχανή Stirling σύμφωνα με την μεθοδολογία που παρουσιάστηκε στο 4^ο Κεφάλαιο της εργασίας. Επίσης, εκτός από τις τελικές διαστάσεις της ψυκτικής μηχανής παρουσιάζεται η ισχύς, η κατανάλωση και ο συντελεστής απόδοσης σε λειτουργία ψύξης και θέρμανσης ξεχωριστά. Ακόμη, αναφέρονται και κάποια παραπάνω χαρακτηριστικά της για να αποκτήσουμε πλήρη εικόνα για τη λειτουργία της μηχανής. Τέλος, θα γίνει σύγκριση της ψυκτικής μηχανής Stirling που σχεδιάστηκε με ένα κλιματιστικό της αγοράς.

5.1 Τελικές Διαστάσεις Ψυκτικής Μηχανής Stirling

Σύμφωνα με την μέθοδο που παρουσιάστηκε στο 4^ο Κεφάλαιο μετά από πολλές δοκιμές τα μεγέθη στα οποία καταλήξαμε και τα οποία εισήχθησαν ως τελικά και βέλτιστα μεταξύ των εξεταζομένων στον κώδικα Matlab για την επίλυση των εξισώσεων (4.6) – (4.17) είναι τα παρακάτω:

Εισαγόμενα Μεγέθη	
Διάμετρος των Κυλίνδρων, D [m]	0.51
Διάμετρος Αναγεννητή, D_r [m]	0.1
Μήκος Αναγεννητή, L_r [m]	0.07
Πλάτος Ταλάντωσης Εμβόλου 1, \widehat{x}_1 [m]	0.09
Λόγος Νεκρών Όγκων των δύο Χώρων, $\frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}}$	0.416

Πίνακας 5.1: Εισαγόμενα Μεγέθη στον Κώδικα για την Ψυκτική Μηχανή Stirling.

Στη συνέχεια, ο κώδικας εκτελέστηκε παρέχοντας τα ακόλουθα αποτελέσματα για τις υπόλοιπες διαστάσεις της ψυκτικής μηχανής:

Εξαγόμενα Μεγέθη	
Πλάτος Ταλάντωσης Εμβόλου 2, \widehat{x}_2 [m]	0.1530
Απόσταση της μέσης θέσης του εμβόλου 1 από τον αναγεννητή, $x_{1,0}$ [m]	0.2057
Απόσταση της μέσης θέσης του εμβόλου 2 από τον αναγεννητή, $x_{2,0}$ [m]	0.4306

Πίνακας 5.2: Εξαγόμενα Μεγέθη του Κώδικα για την Ψυκτική Μηχανή Stirling.

Όλα τα παραπάνω μεγέθη, στη συνέχεια, εισήχθησαν μαζί με επιπρόσθετες παραμέτρους στις εξισώσεις του Μαθηματικού Μοντέλου που παρουσιάστηκε στο 2^ο Κεφάλαιο, ώστε να προκύψουν τα χαρακτηριστικά της μηχανής ως προς την ισχύ και τους συντελεστές απόδοσης. Έτσι, παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον επόμενο Πίνακα όλα τα μεγέθη για τα οποία εκτελέστηκε ο τελικός κώδικας που προσομοιώνει το μοντέλο αυτό σύμφωνα και με το διάγραμμα ροής του Σχήματος 2.3. Πρέπει να αναφερθεί και σε αυτό το σημείο ότι για τη λειτουργία ψύξης και θέρμανσης εκτελέστηκαν δύο κώδικες, στους οποίους εισάγονταν τα ίδια μεγέθη εκτός των θερμοκρασιών που έπρεπε να είναι διαφορετικές.

Συγκεντρωτικά Μεγέθη Μηχανής Stirling

Διάμετρος των Κυλίνδρων, D [mm]	510
Διάμετρος Αναγεννητή, D_r [mm]	100
Μήκος Αναγεννητή, L_r [mm]	70
Πλάτος Ταλάντωσης Εμβόλου 1, \widehat{x}_1 [mm]	90
Πλάτος Ταλάντωσης Εμβόλου 2, \widehat{x}_2 [mm]	153
Απόσταση της μέσης θέσης του εμβόλου 1 από τον αναγεννητή, $x_{1,0}$ [mm]	205.7
Απόσταση της μέσης θέσης του εμβόλου 2 από τον αναγεννητή, $x_{2,0}$ [mm]	430.6
Λόγος Νεκρών Όγκων των δύο Χώρων, $\frac{V_{dead,exp,total}}{V_{dead,com,total}}$	0.416
Θερμοκρασίες για Θέρμανση, T_{hot} / T_{cold} ($^{\circ}C$)	20 / 7
Θερμοκρασίες για Ψύξη, T_{hot} / T_{cold} ($^{\circ}C$)	35 / 27

Πίνακας 5.3: Συγκεντρωτικά Μεγέθη για την Ψυκτική Μηχανή Stirling.

Έτσι, είτε για λειτουργία ψύξης είτε για λειτουργία θέρμανσης σχεδιάστηκε μία ψυκτική μηχανή Stirling, η οποία φέρει τους παρακάτω όγκους:

Όγκοι Ψυκτικής Μηχανής Stirling

Χώρος Εκτόνωσης	Όγκος Εμβολισμού, V_E [cm^3]	$0.368 * 10^5$
	Νεκρός Όγκος, $V_{dead,exp,total}$ [cm^3]	$0.236 * 10^5$
Χώρος Συμπίεσης	Όγκος Εμβολισμού, V_C [cm^3]	$0.625 * 10^5$
	Νεκρός Όγκος, $V_{dead,com,total}$ [cm^3]	$0.567 * 10^5$
Αναγεννητής	Όγκος, V_r [cm^3]	$0.005498 * 10^5$
Μηχανή	Ολικός Νεκρός Όγκος Μηχανής, V_{DT} [cm^3]	$0.809 * 10^5$
	Ολικός Όγκος Μηχανής, V_T [cm^3]	$1.802 * 10^5$

Πίνακας 5.4: Όγκοι της Ψυκτικής Μηχανής Stirling.

Οι όγκοι της Ψυκτικής Μηχανής Stirling υπολογίστηκαν από τις εξισώσεις (4.5) – (4.17).

Επίσης, υπολογίζονται οι διαστάσεις της ψυκτικής μηχανής, ώστε να μπορέσει να συγκριθεί σε μέγεθος με ένα μοντέλο κλιματιστικού.

Διαστάσεις Ψυκτικής Μηχανής Stirling:

- Πλάτος = $x_{1,0} + \widehat{x}_1 + x_{2,0} + \widehat{x}_2 + L_r = 0.8793 \text{ m} = 879.3 \text{ mm}$
- Βάθος = $D = 0.51 \text{ m} = 510 \text{ mm}$
- Ύψος = $D = 0.51 \text{ m} = 510 \text{ mm}$

5.2 Αποτελέσματα

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται όλα τα αποτελέσματα που μας ενδιαφέρουν για την λειτουργία ψύξης και για την λειτουργία θέρμανσης της ψυκτικής μηχανής που σχεδιάστηκε.

Ο ακόλουθος Πίνακας αφορά στις συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης που επικρατούν στους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης της ψυκτικής μηχανής. Οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις παρουσιάζονται για τη διάρκεια ενός κύκλου. Οι αρχικές πιέσεις στους δύο χώρους θεωρήθηκαν ίσες στα 101325 Pa.

Ψύξη

Χώρος Εκτόνωσης

Ελάχιστη Θερμοκρασία [K]	249.82
Μέγιστη Θερμοκρασία [K]	326.93
Μέση Θερμοκρασία [K]	284.33
Ελάχιστη Πίεση [Pa]	90851.54
Μέγιστη Πίεση [Pa]	194531.43
Μέση Πίεση [Pa]	133953.85

Χώρος Συμπίεσης

Ελάχιστη Θερμοκρασία [K]	290.37
Μέγιστη Θερμοκρασία [K]	356.02
Μέση Θερμοκρασία [K]	320.64
Ελάχιστη Πίεση [Pa]	90862.74
Μέγιστη Πίεση [Pa]	194485.06
Μέση Πίεση [Pa]	133949.90

Θέρμανση

Χώρος Εκτόνωσης

Ελάχιστη Θερμοκρασία [K]	229.58
--------------------------	--------

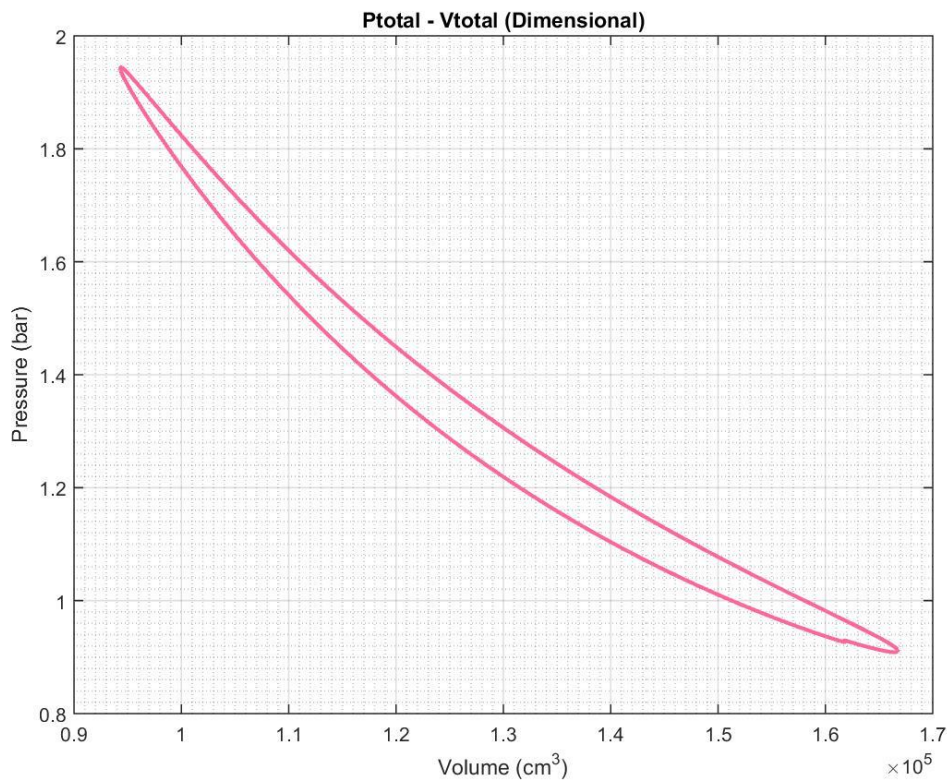
Μέγιστη Θερμοκρασία [K]	302.74
Μέση Θερμοκρασία [K]	262.50
Ελάχιστη Πίεση [Pa]	90248.79
Μέγιστη Πίεση [Pa]	193523.70
Μέση Πίεση [Pa]	133176.80

Χώρος Συμπίεσης

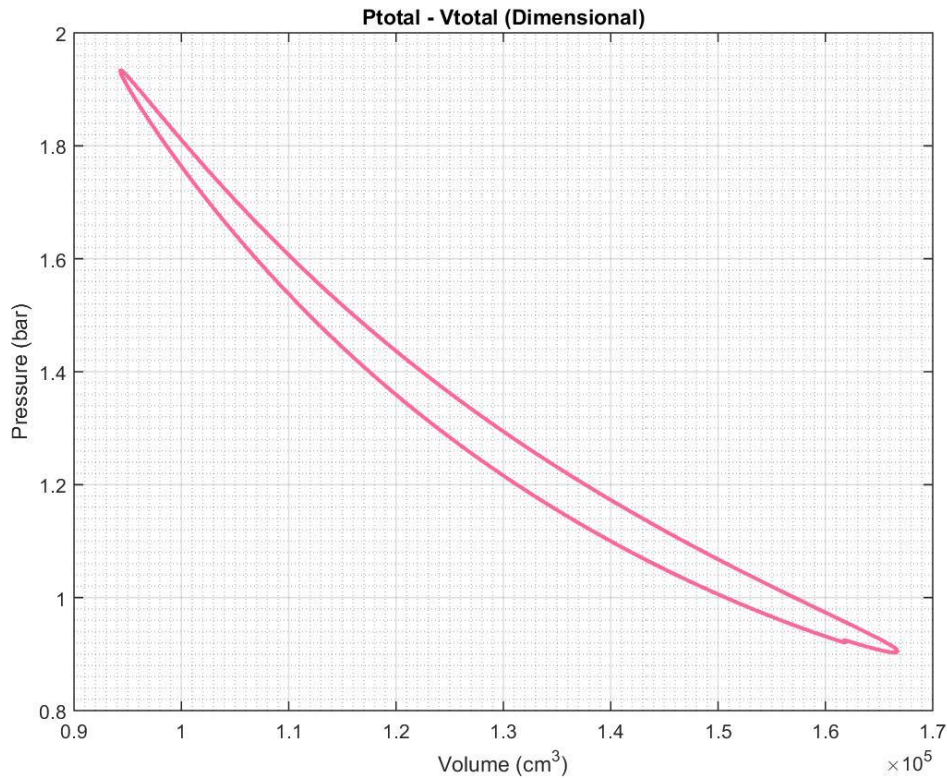
Ελάχιστη Θερμοκρασία [K]	275.90
Μέγιστη Θερμοκρασία [K]	338.82
Μέση Θερμοκρασία [K]	304.94
Ελάχιστη Πίεση [Pa]	90259.15
Μέγιστη Πίεση [Pa]	193479.25
Μέση Πίεση [Pa]	133172.86

Πίνακας 5.5: Θερμοκρασίες και Πιέσεις στους Χώρους Εκτόνωσης και Συμπίεσης της Ψυκτικής Μηχανής Stirling.

Επίσης, παρατίθενται τα διαγράμματα πίεσης – όγκου PV της μηχανής για ψύξη και θέρμανση:



Σχήμα 5.1: Διάγραμμα Πίεσης – Όγκου για την Ψυκτική Μηχανή Stirling σε Λειτουργία Ψύξης.



Σχήμα 5.2: Διάγραμμα Πίεσης – Όγκου για την Ψυκτική Μηχανή Stirling σε Λειτουργία Θέρμανσης.

Στον επόμενο Πίνακα παρατίθενται όλα τα μεγέθη που αφορούν στα χαρακτηριστικά απόδοσης και κατανάλωσης ισχύος της ψυκτικής μηχανής, που σχεδιάστηκε για λειτουργία ψύξης και για λειτουργία θέρμανσης.

Ψύξη	
Απορροφούμενη Θερμότητα, Q_1 [J]	1827.55
Καταναλισκόμενο Έργο, W [J]	496.60
Αποδιδόμενη Ισχύς, P [W]	2741.33
Καταναλισκόμενη Ισχύς, K [W]	744.90
Συντελεστής Απόδοσης, EER	3.68
Θέρμανση	
Απορριπτόμενη Θερμότητα, Q_2 [J]	1894.09
Καταναλισκόμενο Έργο, W [J]	445.16
Αποδιδόμενη Ισχύς, P [W]	2841.14
Καταναλισκόμενη Ισχύς, K [W]	667.74
Συντελεστής Απόδοσης, COP	4.25

Πίνακας 5.6: Μεγέθη Απόδοσης και Κατανάλωσης της Ψυκτικής Μηχανής Stirling.

Στο σημείο αυτό πρέπει να υπογραμμιστεί πως η ψυκτική μηχανή σχεδιάστηκε με σκοπό να αποδίδει την ονομαστική ισχύ των 2.70 kW στην ψύξη και 2.90 kW στη θέρμανση. Η παρούσα ψυκτική μηχανή αποδίδει 2.74 kW στην ψύξη και 2.84 kW στη θέρμανση. Συνεπώς, οι αποδόσεις αυτές έχουν πολύ μικρή απόκλιση από τις ονομαστικές που επιδιώκαμε να πετύχουμε. Μάλιστα, οι τιμές αυτές θα βρίσκονται οπωσδήποτε μέσα στα όρια λειτουργίας του κλιματιστικού με το οποίο επιθυμούμε τη σύγκριση. Αυτό συμβαίνει, διότι ένα κλιματιστικό δεν λειτουργεί πάντα στην ονομαστική ισχύ του αλλά μπορεί να δεχθεί αυξομειώσεις ανάλογα με τις συνθήκες που επικρατούν.

Έτσι, μετά από πάρα πολλές δοκιμές επιτύχαμε να σχεδιάσουμε μία ψυκτική μηχανή Stirling σε κοντινές διαστάσεις με αυτές ενός κλιματιστικού, η οποία θα αποδίδει την προδιαγεγραμμένη ισχύ σε ψύξη και θέρμανση. Οι συντελεστές απόδοσης $EER = 3.68$ και $COP = 4.25$ είναι πολύ ικανοποιητικοί. Είναι εμφανές επίσης ότι η μηχανή αυτή μπορεί να λειτουργήσει καλύτερα στη θέρμανση λόγω του μεγαλύτερου COP σε σχέση με το EER.

Τα παραπάνω μεγέθη ήταν τα βέλτιστα δυνατά που μπόρεσαν να προκύψουν, για να έχουμε ταυτόχρονα τις συγκεκριμένες τιμές ισχύος, υψηλούς συντελεστές απόδοσης, χαμηλή κατανάλωση και διαστάσεις που κυμαίνονται σε παρόμοια επίπεδα με αυτά ενός κλιματιστικού. Αυτό δεν σημαίνει πως δεν μπορεί να δημιουργηθεί άλλη ψυκτική μηχανή Stirling με καλύτερους συντελεστές απόδοσης αλλά με αυτή την κλίμακα μεγεθών και με αυτούς τους περιορισμούς η λειτουργία της μηχανής φαντάζει ιδιαίτερα ικανοποιητική.

5.3 Σύγκριση Ψυκτικής Μηχανής Stirling και Κλιματιστικού

Στην παράγραφο αυτή παρατίθεται η σύγκριση της ψυκτικής μηχανής που σχεδιάστηκε με ένα κλιματιστικό του εμπορίου. Η ψυκτική μηχανή σχεδιάστηκε εξ' αρχής με σκοπό να ψύχει κάποιο δωμάτιο. Καθώς η ψύξη ενός κοινού δωματίου επιτυγχάνεται με κάποιο κλιματιστικό ισχύος 9000 Btu/h, επιλέχθηκε ένα αντίστοιχο μοντέλο της εταιρείας Carrier. Το μοντέλο αυτό είναι Air Condition τεχνολογίας Inverter με αριθμό 42QHF/42RET – iPLUS_New. Η επιλογή του συγκεκριμένου μοντέλου προήλθε βάσει της αντιπροσωπευτικότητας των μεγεθών του. Αυτό σημαίνει πως προφανώς θα υπάρχουν πιο αποδοτικά αλλά και λιγότερο αποδοτικά μοντέλα στην αγορά. Παρ' όλα αυτά, παρουσιάζει τυπικές τιμές των συντελεστών συμπεριφοράς EER και COP, αφού οι πλέον αναμενόμενες τιμές κυμαίνονται στο διάστημα 3 – 4. Αρχικά, παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά του μοντέλου της Carrier προς σύγκριση. Θα χρησιμοποιηθεί η 1^η στήλη του Πίνακα για την ισχύ των 9000 Btu/h.

ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ*

ΜΟΝΤΕΛΟ ΕΞ. ΜΟΝ.	42QHF009DSA 42RET009DSA	42QHF012DSA 42RET012DSA	42QHF018DSA 42RET018DSA	42QHF022DSA 42RET024DSA	
ΜΟΝΤΕΛΟ ΕΞ. ΜΟΝ.	38QUS009DSA 38RET009DSA	38QUS012DSA 38RET012DSA	38QUS018DSA 38RET018DSA	38QUS022DSA 38RET024DSA	
Όνομαστική ισχύς	BTU	9.000	12.000	18.000	22.000
Λειτουργία ψύξης					
Απόδοση	kW	2,70 (1,00-3,20)	3,50 (1,00-3,60)	5,10 (1,50-5,30)	6,40 (1,70-6,60)
Κατανάλωση ισχύος	kW	0,81	1,21	1,76	2,20
EER	W/W	3,30	2,90	2,90	2,90
SEER	W/W	6,10	6,10	6,20	6,20
Ενεργειακή κλίση		A++	A++	A++	A++
Ετήσια κατανάλωση ενέργειας	kWh	155	201	288	361
Όνομαστικό ρεύμα λειτουργίας	A	3,70	5,50	8,10	9,90

Λειτουργία θέρμανσης					
Απόδοση	kW	2,90 (1,00-3,50)	3,80 (1,00-4,10)	5,20 (1,30-5,60)	6,40 (1,50-6,80)
Κατανάλωση ισχύος	kW	0,76	1,25	1,60	2,05
CoP	W/W	3,80	3,10	3,30	3,10
SCoP (μεσαία ζώνη)	W/W	4,00	4,00	4,00	4,00
Ενεργειακή κλίση (μεσαία ζώνη)		A+	A+	A+	A+
Ετήσια κατανάλωση ενέργειας (μεσαία ζώνη)	kWh	805	1015	1645	1890
SCoP (θερμή ζώνη – Ελλάδα)	W/W	5,20	5,10	5,10	4,80
Ενεργειακή κλίση (θερμή ζώνη – Ελλάδα)		A+++	A+++	A+++	A++
Ετήσια κατανάλωση ενέργειας (θερμή ζώνη – Ελλάδα)	kWh	754	988	1537	2071
Όνομαστικό ρεύμα λειτουργίας	A	3,50	5,70	7,30	9,20

ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ ΜΟΝΑΔΑ	42QHF009DSA 42RET009DSA	42QHF012DSA 42RET012DSA	42QHF018DSA 42RET018DSA	42QHF022DSA 42RET024DSA	
Παροχή αέρα (Υ/Μ/Χ/ΠΧ)	m ³ /h	570/480/390/300	600/480/390/300	760/650/540/390	1070/970/830/560
Στάθμη πίεσης θορύβου (Υ/Μ/Χ/ΠΧ)	dB(A)	42/38/34/22	44/40/36/23	45/41/38/24	50/48/43/29
Ηχητικής ισχύς	dB(A)	57	58	59	63
Διαστάσεις (ΠxΒxΥ)	mm	800x188x275	800x188x275	940x205x275	1045x235x315
Βάρος	kg	7,50	7,50	9,50	12,50

ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ ΜΟΝΑΔΑ	38QUS009DSA 38RET009DSA	38QUS012DSA 38RET012DSA	38QUS018DSA 38RET018DSA	38QUS022DSA 38RET024DSA	
Παροχή αέρα	m ³ /h	1800	2000	2000	2500
Στάθμη πίεσης θορύβου	dB(A)	53	54	55	58
Ηχητικής ισχύς	dB(A)	61	62	63	68
Ύψος λειτουργίας (ψύξη/θέρμανση)	°C	-10-46 / -15-24			
Διαστάσεις (ΠxΒxΥ)	mm	780x250x540	810x310x558	810x310x558	845x320x700
Βάρος	kg	27,50	30,50	37,00	47,00
Μήκος προ-πληρωμένου σωλήνα	m	5	5	5	5
Πρόσθετη πλήρωση (σωλήνας άνω των 5 m)	m	15	15	15	30
Ελάχισ. μήκος σωληνώσεων	m	3	3	3	3
Μέγ. μήκος σωληνώσεων	m	20	20	25	25
Μέγ. Υψομετρική διαφορά σωληνώσεων	m	8	8	10	10
Συνδέσεις Flare (Γραμμή υγρού - Γραμμή αερίου)	inch	1/4 - 3/8	1/4 - 3/8	1/4 - 1/2	3/8 - 5/8
Παροχή ηλεκτρικού ρεύματος	V-Ph-Hz	220 / 240 - 1-50			

Σημείωση:
 Οι αποδόσεις στην ψύξη βασίζονται σε εσωτερική θερμοκρασία 27°C (ΕΒ) / 19°C (ΥΒ) και σε εξωτερική θερμοκρασία 35°C (ΕΒ) / 24°C (ΥΒ).
 Οι αποδόσεις στη θέρμανση βασίζονται σε εσωτερική θερμοκρασία 20°C (ΕΒ) / 15°C (ΥΒ) και σε εξωτερική θερμοκρασία 7°C (ΕΒ) / 6°C (ΥΒ).
 Υ/Μ/Χ/ΠΧ = Υψηλή / Μεσαία / Χαμηλή / Πολύ χαμηλή
 ΠxΒxΥ = Πλάτος x Βάθος x Ύψος

*Προκαταρκτικά στοιχεία

AHI CARRIER N.A. ΕΥΡΩΠΗΣ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ Α.Ε.

www.ahi-carrier.gr

Κεντρικά
 Λ. Κηφισού 18
 104 42 Αθήνα
 Τηλ.: 210 6796300

Υπ/μα Θεσσαλονίκης
 Αγ. Γεωργίου 5, Cosmos Offices
 570 01 "Πατριαρχικό" Πυλαίας, Θεσσαλονίκη
 Τηλ.: 231 3080430



Σχήμα 5.3: Τα Χαρακτηριστικά του Inverter Τοίχου της Carrier 42QHF/42RET για Ισχύ 9000 Btu/h [1].

Παρουσιάζεται ο Πίνακας με τη σύγκριση της Ψυκτικής Μηχανής Stirling και του Air Condition Carrier 9000 Btu/h για λειτουργία ψύξης.

Λειτουργία Ψύξης	Ψυκτική Μηχανή Stirling	Air Condition Carrier 9000 Btu/h
Απόδοση (kW)	2.74	2.70 (1.00 – 3.20)
Κατανάλωση (kW)	0.74	0.81
EER	3.68	3.30

Πίνακας 5.7: Σύγκριση Αποδόσεων Ψυκτικής Μηχανής Stirling και Air Condition Carrier 9000 Btu/h σε Λειτουργία Ψύξης³.

Παρουσιάζεται ο Πίνακας με τη σύγκριση της Ψυκτικής Μηχανής Stirling και του Air Condition Carrier 9000 Btu/h για λειτουργία θέρμανσης.

Λειτουργία Θέρμανσης	Ψυκτική Μηχανή Stirling	Air Condition Carrier 9000 Btu/h
Απόδοση (kW)	2.84	2.90 (1.00 – 3.50)
Κατανάλωση (kW)	0.67	0.76
COP	4.25	3.80

Πίνακας 5.8: Σύγκριση Αποδόσεων Ψυκτικής Μηχανής Stirling και Air Condition Carrier 9000 Btu/h σε Λειτουργία Θέρμανσης⁴.

Παρουσιάζεται ο Πίνακας με τη σύγκριση της Ψυκτικής Μηχανής Stirling και του Air Condition Carrier 9000 Btu/h ως προς τις διαστάσεις τους.

Διαστάσεις	Ψυκτική Μηχανή Stirling	Air Condition Carrier 9000 Btu/h
Πλάτος (mm)	879.3	800 (Εσωτ. Μονάδα) 780 (Εξωτ. Μονάδα)
Βάθος (mm)	510	188 (Εσωτ. Μονάδα) 250 (Εξωτ. Μονάδα)
Ύψος (mm)	510	275 (Εσωτ. Μονάδα) 540 (Εξωτ. Μονάδα)
ΠxΒxΥ	879.3*510*510	800*188*275 (Εσ. Μον.) 780*250*540 (Εξ. Μον.)

Πίνακας 5.9: Σύγκριση Διαστάσεων Ψυκτικής Μηχανής Stirling και Air Condition Carrier 9000 Btu/h.

³ Οι αποδόσεις στην ψύξη βασίζονται σε εσωτερική θερμοκρασία 27° C (Ξ.Β.) και σε εξωτερική θερμοκρασία 35° C (Ξ.Β.).

⁴ Οι αποδόσεις στην θέρμανση βασίζονται σε εσωτερική θερμοκρασία 20° C (Ξ.Β.) και σε εξωτερική θερμοκρασία 7° C (Ξ.Β.).

Από τους Πίνακες 5.7 και 5.8 συμπεραίνουμε την πιο αποδοτική λειτουργία της Ψυκτικής Μηχανής Stirling τόσο σε λειτουργία ψύξης όσο και σε λειτουργία θέρμανσης.

Λειτουργία Ψύξης

Από τον Πίνακα 5.7 παρατηρούμε πως η ισχύς της ψυκτικής μηχανής είναι πολύ κοντινή με αυτή του κλιματιστικού και εντός των ορίων λειτουργίας (1.00 – 3.20 kW). Συνεπώς, τίθεται η βάση, ώστε να επιτευχθεί η σύγκριση των υπόλοιπων μεγεθών.

Παρατηρούμε, λοιπόν, τη μικρότερη κατανάλωση της Stirling σε σχέση με του air condition. Γι' αυτό, αν χρησιμοποιούσαμε μία Stirling για ψύξη, θα είχαμε μείωση της καταναλισκόμενης ισχύος κατά 9.5%, δηλαδή από 0.81 kW σε 0.74 kW.

Επίσης, είναι σημαντικό να αναφερθεί ο καλύτερος συντελεστής συμπεριφοράς EER στην Stirling σε σχέση με αυτόν του κλιματιστικού. Συγκεκριμένα, $EER_{Stir} > EER_{Carrier}$ αφού $3.68 > 3.30$. Δηλαδή, συμπεραίνουμε αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς κατά 11.51% που αποτελεί ένα αρκετά μεγάλο ποσοστό.

Λειτουργία Θέρμανσης

Από τον Πίνακα 5.8 παρατηρούμε πως η ισχύς των 2.84 kW πλησιάζει πολύ την ισχύ των 2.90 kW, ώστε να πραγματοποιηθεί η σύγκριση. Επίσης, βρίσκεται εντός των ορίων λειτουργίας του κλιματιστικού (1.00 – 3.50 kW). Τα όρια αυτά εξαρτώνται από τις εκάστοτε επικρατούσες συνθήκες και δηλώνουν το εύρος της ισχύος στην οποία μπορεί το κλιματιστικό να λειτουργήσει.

Παρατηρούμε, λοιπόν, και στην περίπτωση της θέρμανσης την μικρότερη κατανάλωση σε περίπτωση χρήσης μίας Stirling. Έτσι, η κατανάλωση των 0.76 kW που θα είχαμε με το κλιματιστικό πέφτει τώρα στα 0.67 kW, δηλαδή μειώνεται κατά 11.84%.

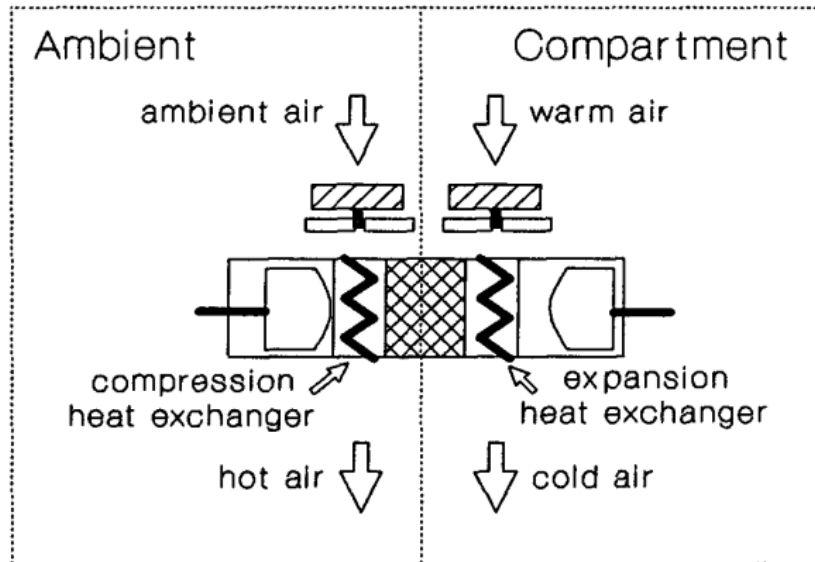
Ακόμη, κι εδώ συνάγουμε το συμπέρασμα για καλύτερη απόδοση της Stirling σε σχέση με του air condition. Αυτό φαίνεται από τον μεγαλύτερο συντελεστή συμπεριφοράς COP ώστε $COP_{Stirl} > COP_{Carrier}$ αφού $4.25 > 3.80$. Επομένως, έχουμε αύξηση της απόδοσης κατά 11.84%.

Διαστάσεις

Αν συγκρίνουμε τις διαστάσεις των μηχανών από τον Πίνακα 5.9, παρατηρούμε πως η Stirling έχει μεγαλύτερες διαστάσεις 879.3*510*510 (mm) από την εσωτερική

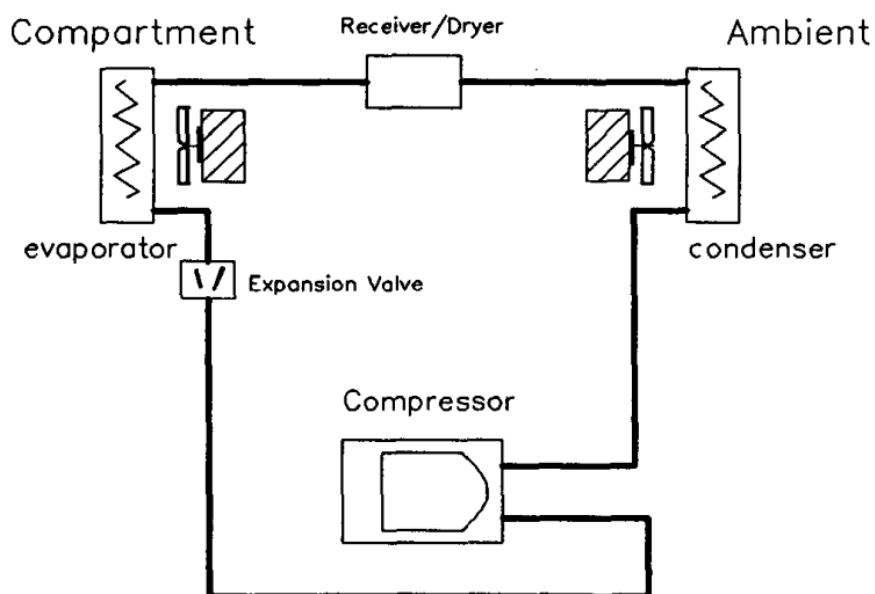
μονάδα του κλιματιστικού 800*188*275 (mm) αλλά μικρότερες από το άθροισμα εσωτερικής κι εξωτερικής μονάδας 1580*438*815 (mm). Οι διαστάσεις της, μάλιστα, είναι πιο κοντά σε αυτές της εσωτερικής μονάδας.

Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται πώς τοποθετείται μία μηχανή Stirling για ψύξη:



Σχήμα 5.4: Τοποθέτηση Ψυκτικής Μηχανής Stirling σε κάποιον Χώρο προς Ψύξη [2].

Αυτό θα εξοικονομούσε χώρο σε σχέση με την τοποθέτηση του κλιματιστικού το οποίο διαθέτει εσωτερική κι εξωτερική μονάδα και τοποθετείται ως ακολούθως:



Σχήμα 5.5: Τοποθέτηση Κλιματιστικού σε κάποιον Χώρο προς Ψύξη [2].

Συμπεραίνουμε, λοιπόν, πως για την ψύξη ενός δωματίου ο χώρος εκτόνωσης που παρέχει την ψύξη θα πρέπει να βρίσκεται εντός του δωματίου και ο χώρος συμπίεσης, στον οποίο έχουμε αποβολή θερμότητας, στο περιβάλλον. Σε περίπτωση θέρμανσης η διάταξη θα έπρεπε να γίνει αντίστροφα.

Καθώς, όμως, το παραπάνω εγχείρημα καθίσταται δύσκολο ως προς το να διαχωριστεί μία μηχανή στην οποία τα δύο έμβολα καταλήγουν σε κοινό στρόφαλο, θα μπορούσαν να ευρεθούν νέοι τρόποι τοποθέτησης. Σε περίπτωση μοντέλων με εναλλάκτες η λύση τείνει πιο εύκολη καθώς σε περίπτωση ψύξης, για παράδειγμα, μόνο ο θερμός εναλλάκτης θα μπορούσε να βρίσκεται εκτός δωματίου, δηλαδή, στο περιβάλλον, ενώ όλα τα υπόλοιπα τμήματα της μηχανής εντός αυτού.

Εν κατακλείδι, από τους Πίνακες 5.7 – 5.9 συνάγεται το συμπέρασμα ότι το παρόν μοντέλο ψυκτικής μηχανής Stirling είναι καθ' όλα πιο αποδοτικό από ένα κοινό κλιματιστικό.

Κεφάλαιο 6^ο

Συμπεράσματα & Προτάσεις

Στο Κεφάλαιο αυτό συνοψίζονται τα βασικότερα σημεία της μελέτης που παρουσιάστηκε στα προηγούμενα κεφάλαια και διατυπώνονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν. Επίσης, γίνεται αναφορά σε ορισμένες ιδέες για περαιτέρω μελέτη κι εμβάθυνση στο θέμα.

6.1 Ανακεφαλαίωση και Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική μελετήθηκε ένα μαθηματικό μοντέλο για ψυκτική μηχανή Stirling, το οποίο προσέγγιζε περισσότερο ένα πραγματικό μοντέλο παρά κάποιο από τα γνωστά και σε βάθος ερευνηθέντα, ισοθερμοκρασιακό ή αδιαβατικό. Στη συνέχεια, πραγματοποιήθηκε ανάλυση ευαισθησίας, για να βρεθεί πώς επηρεάζει η εκάστοτε παράμετρος τον συντελεστή συμπεριφοράς της ψυκτικής μηχανής. Έπειτα, σχεδιάστηκε μία ψυκτική μηχανή Stirling, η οποία βασίζεται στο μοντέλο αυτό, για να λειτουργεί για ψύξη και θέρμανση. Η μηχανή αυτή έπρεπε να αποδίδει συγκεκριμένη ισχύ, για να συγκριθεί με ένα κλιματιστικό της αγοράς ως προς τα χαρακτηριστικά λειτουργίας. Η σχεδίαση - διαστασιολόγηση συντελέστηκε βασιζόμενη στην βελτιστοποίηση κάποιων μεγεθών που προέκυψαν από την ανάλυση κατά Walker. Τα υπόλοιπα μεγέθη προέκυψαν κι αυτά με όσο γίνεται βέλτιστα αριθμητικά αποτελέσματα βάσει της μεθόδου «Δοκιμής και Σφάλματος» με γνώμονα πάντα την προηγηθείσα ανάλυση ευαισθησίας καθώς και κάποιους περιορισμούς ως προς την αποδιδόμενη ισχύ και τις διαστάσεις.

Επομένως, σχεδιάστηκε μία ψυκτική μηχανή Stirling η οποία αποδίδει την ίδια ισχύ σε ψύξη και θέρμανση με ένα κλιματιστικό των 9000 Btu/h. Κατόπιν της σύγκρισης συμπεράναμε ότι:

- Μία ψυκτική μηχανή Stirling η οποία βασίζεται στο μοντέλο που αναπτύχθηκε στην παρούσα εργασία μπορεί να έχει καλύτερο συντελεστή συμπεριφοράς από ένα κλιματιστικό της ίδιας ισχύος. Αυτό μπορεί να δηλώσει τις δυνατότητες των μηχανών αυτών.
- Η ψυκτική μηχανή Stirling των ίδιων –ή και πιθανόν διαφορετικών προδιαγραφών- έχει μικρότερη κατανάλωση σε σχέση με το κλιματιστικό της ίδιας ισχύος.
- Καθώς η συγκεκριμένη ψυκτική μηχανή Stirling σχεδιάστηκε με σκοπό να συγκριθεί με το κλιματιστικό, οι διαστάσεις της εκτιμήθηκαν εξ' αρχής ώστε να κυμαίνονται σε επίπεδα κοντινά με αυτές του κλιματιστικού. Έτσι, προέκυψαν δύο μηχανές για ψύξη, δηλαδή η Stirling και το κλιματιστικό, οι οποίες μπορούν να συγκριθούν ολοκληρωτικά και βάσει μεγέθους - όγκου. Ειδικότερα, πρέπει να ληφθεί υπόψιν ότι το κλιματιστικό απαρτίζεται από δύο

μονάδες και οι διαστάσεις της μοντελοποιημένης ψυκτικής μηχανή Stirling πλησιάζουν περισσότερο αυτές της εσωτερικής μονάδας. Έτσι, επιτρέπεται η εξαγωγή του συμπεράσματος ότι μία ψυκτική μηχανή Stirling μπορεί να λειτουργήσει πιο αποδοτικά σε παρόμοιες διαστάσεις.

- Η λειτουργία της Stirling που σχεδιάστηκε προέκυψε καλύτερη και σε ψύξη αλλά και σε θέρμανση.

Όσον αφορά στο μαθηματικό μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε, μπορούμε να συμπεράνουμε πως:

- Το μοντέλο έχει το πλεονέκτημα ότι αποτελεί μία πιο ρεαλιστική προσέγγιση για τη λειτουργία των μηχανών Stirling. Διαφέρει από το ιδανικό ισοθερμοκρασιακό ή αδιαβατικό μοντέλο. Μελετά απώλειες και χρησιμοποιεί γενικές εξισώσεις διατήρησης ενέργειας και μάζας. Συνεπώς, διέπεται από εξισώσεις οι οποίες είναι γενικά εφαρμόσιμες και στις οποίες δεν υπεισέρχονται πολλές παραδοχές.
- Ενώ αποτελεί μία ρεαλιστική προσέγγιση λειτουργίας, δεν αποτελεί ρεαλιστική προσέγγιση γεωμετρίας. Οι μηχανές Stirling είτε εργοπαραγωγοί είτε ψυκτικές διαθέτουν εναλλάκτες για καλύτερη συναλλαγή θερμότητας. Η διάταξη, στην οποία τον ρόλο των εναλλακτών αναλαμβάνουν τα τοιχώματα, αφορά συνήθως μηχανές πολύ μικρότερου μεγέθους και χαμηλότερης ισχύος.

Όσον αφορά στη μέθοδο βελτιστοποίησης που χρησιμοποιήθηκε, συνάγουμε το συμπέρασμα ότι:

- Παρ' ότι βασίζεται σε διαφορετική ανάλυση από αυτή του μαθηματικού μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε για την περιγραφή της λειτουργίας της μηχανής, τα αποτελέσματα που προκύπτουν από αυτή πράγματι επιδρούν θετικά στο ζητούμενο αποτέλεσμα. Στην προκειμένη περίπτωση, το αποτέλεσμα αυτό ήταν η αύξηση της ισχύος της μηχανής. Συνεπώς, η βελτιστοποίηση αυτή, η οποία βασίζεται στην ανάλυση Walker, είναι κατάλληλη για χρήση τόσο σε ιδανικά όσο και σε πιο ρεαλιστικά μαθηματικά μοντέλα.

6.2 Προτάσεις για Μελλοντική Έρευνα

Οι ψυκτικές μηχανές Stirling αποτελούν ένα αντικείμενο το οποίο δεν έχει ερευνηθεί σε βάθος καθώς οι περισσότερες εφαρμογές μηχανών Stirling για ψύξη αφορούν τα λεγόμενα “Cryocoolers”. Έτσι, μπορεί να υπεισέλθει κανείς σε πολύ μεγάλη έρευνα πάνω στο θέμα.

Ένα αντικείμενο που παρουσιάζει ενδιαφέρον είναι να ερευνηθεί η ίδια μηχανή που σχεδιάστηκε διαθέτοντας αυτή τη φορά, όμως, πραγματικούς εναλλάκτες. Τότε, λόγω

και καλύτερης συναλλαγής θερμότητας εκτιμάται αύξηση των συντελεστών απόδοσης και σε θέρμανση και σε ψύξη.

Ακόμη, ενδιαφέρον θέμα θα αποτελούσε η εύρεση και, φυσικά, η εξήγηση για το αν υπάρχει κάποιο μέγεθος η μεταβολή του οποίου να επηρεάζει περισσότερο την ισχύ της και την απόδοση της μηχανής είτε θετικά είτε αρνητικά σε σχέση με τη μεταβολή άλλων μεγεθών. Από την παρούσα διπλωματική εργασία φάνηκε πως τα μεγέθη δεν επιδρούσαν με τον ίδιο τρόπο στους συντελεστές απόδοσης.

Επιπροσθέτως, θα μπορούσε να αποτελέσει αντικείμενο μελέτης το αν η μεταβολή κάποιου μεγέθους επηρεάζει περισσότερο την θερμότητα στον χώρο συμπίεσης ή στον χώρο εκτόνωσης ή, ακόμα, αν επηρεάζει περισσότερο την λειτουργία σε ψύξη ή σε θέρμανση. Η ανάλυση ευαισθησίας της εργασίας αυτής έδειξε πως ένα μέγεθος μπορεί να επηρεάζει ποιοτικά με τον ίδιο τρόπο την θερμότητα στους δύο χώρους αλλά όχι και ποσοτικά.

Επίσης, μία γενική έρευνα και παρατήρηση γύρω από τις μηχανές Stirling θα ήταν η εύρεση του μέγιστου συντελεστή απόδοσης σε ψύξη EER και σε θέρμανση COP και για ποιες διαστάσεις θα μπορούσε να προκύψει. Διαφορετικά, θα μπορούσε να επιτευχθεί μία σύνδεση μεταξύ διαστάσεων και συντελεστών απόδοσης, όπως ο μέγιστος συντελεστής για τις μικρότερες διαστάσεις και, φυσικά, υπό ποιες συνθήκες θα μπορούσε αυτό να επιτευχθεί. Έτσι, θα μεταφέραμε τη μηχανή σε πολλές και διαφορετικές κλίμακες μεγεθών.

Θα μπορούσε, ακόμη, να πραγματοποιηθεί μελέτη που να αφορά στον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h . Όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εργαζόμενου μέσου δεν είναι σταθερός στο εσωτερικό της μηχανής. Συνεπώς, θα μπορούσε να ερευνηθεί η ύπαρξη κατάλληλων και αναλυτικών σχέσεων που να προσδιορίζουν τον συντελεστή μεταφοράς σε κάθε σημείο. Ακόμη, ο συντελεστής είναι διαφορετικός αν στο εσωτερικό της μηχανής επικρατεί ροή του εργαζόμενου μέσου προς μία κατεύθυνση ή παλινδρομική ροή. Σε αυτή τη βάση, θα μπορούσε να μελετηθεί πώς μεταβάλλεται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας σε κάθε σημείο της μηχανής Stirling, και ιδιαίτερα στον αναγεννητή, όπου παρατηρείται παλινδρομική ροή.

Τέλος, θα παρουσίαζε ιδιαίτερο ενδιαφέρον, αν μελετούσαμε τη ροή του αερίου εντός της μηχανής με μέθοδο CFD (Computational Fluid Dynamics). Έτσι, η ροή στην μηχανή αντί να εξεταστεί ως προς τρία μέρη, δηλαδή στον χώρο εκτόνωσης, στον χώρο συμπίεσης και στον αναγεννητή, θα μπορούσε να εξεταστεί σε περισσότερα σημεία σχηματίζοντας ένα πλέγμα. Αυτή η μέθοδος μπορεί να επεκταθεί, στη συνέχεια, και σε τρισδιάστατη ροή.

Βιβλιογραφία

Κεφάλαιο1^ο:

Αναφορές:

1. Μπορμπιλιάς Ν. Α., «Θερμοδυναμική Ανάλυση Κύκλων Stirling», Διδακτορική Διατριβή Ε.Μ.Π., Αθήνα 2004
2. Mohamed M. S., Al – Kareem M. M. A., El – Fatah M. K., Ali A. M., Sayed M. M., Fig. 1 “The Original Stirling Engine Patent of 1816”, Chapter 2, “Solar Stirling Engine”, Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Engineering, Heiwan University, Cairo
3. Digital Image, Green – Mechanic
<http://www.green-mechanic.com/2013/06/internal-combustion-engine.html>
4. Akazawa T., Hirata K., Hoshino T., Kita H., Fujiwara K., “Design of Ceramic Heater for Stirling Engine”, The 3rd International Conference on Design Engineering and Science, ICDES 2014
5. Ibrahim M. B., Roy C. Tew Jr., “Stirling Convertor Regenerators”, ISBN-13: 978-1439830062
6. Mohamed M. S., Al – Kareem M. M. A., El – Fatah M. K., Ali A. M., Sayed M. M., Fig. 5 “Alpha Stirling Engine”, Chapter 2, “Solar Stirling Engine”, Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Engineering, Heiwan University, Cairo
7. Mohamed M. S., Al – Kareem M. M. A., El – Fatah M. K., Ali A. M., Sayed M. M., Fig. 6 “Beta Stirling Engine”, Chapter 2, “Solar Stirling Engine”, Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Engineering, Heiwan University, Cairo
8. Mohamed M. S., Al – Kareem M. M. A., El – Fatah M. K., Ali A. M., Sayed M. M., Fig. 6 “Gamma Stirling Engine”, Chapter 2, “Solar Stirling Engine”, Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Engineering, Heiwan University, Cairo
9. Walker G., “Stirling Engines”, Clarendon Press, Oxford, ISBN No. 0-19-856209-8, 1980.
10. Εγιούπ Ι., Εικ. 2.19 “Μηχανή Ελεύθερου Εμβόλου”, Κεφάλαιο 2, “Θερμική Μηχανική Ισχύος Stirling. Λειτουργία και Επιλογή Καυσίμου Υλικού και Επιπτώσεις στην Ρύπανση της Ατμόσφαιρας”, Τμήμα Ηλεκτρολογίας, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Καβάλας, 2013
11. Haywood D., Fig. 3.1 “Thermodynamic Processes in the Ideal Stirling – Cycle Engine. (A) Pressure – Volume Diagram. (B) Temperature – Entropy Diagram.”, Chapter 3, “An Introduction to Stirling – Cycle Machines”, Stirling – Cycle Research Group, Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury
12. Haywood D., Fig. 3.2 “Thermodynamic Processes in the Ideal Stirling – Cycle Engine as Shown on a Simplified β -configuration machine”, Chapter 3, “An

- Introduction to Stirling – Cycle Machines”, Stirling – Cycle Research Group, Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury
13. Bahrami M., Fig. 3.4 “Stirling Cycle”, Chapter 3, “Stirling Cycle”, Laboratory for Alternative Energy Conversion, Simon Fraser University, Burnaby, Canada
 14. Haywood D., Fig. 5.1 “Thermodynamic Processes in the Ideal Stirling – Cycle Refrigerator or Heat – Pump. (A) Pressure – Volume Diagram. (B) Temperature – Entropy Diagram.”, Chapter 5, “An Introduction to Stirling – Cycle Machines”, Stirling – Cycle Research Group, Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury
 15. Haywood D., Fig. 3.2 “Thermodynamic Processes in the Ideal Stirling – Cycle Refrigerator/Heat – Pump as Shown on a Simplified β -configuration machine”, Chapter 3, “An Introduction to Stirling – Cycle Machines”, Stirling – Cycle Research Group, Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury
 16. Finkelstein T., “AirEngines”, Engineer, Vol. 207, 1959.
 17. Rinia H. and du Pre F., K., “Air Engines”, Philips Technical Review, Vol. 8, No. 5, 1946.
 18. Reader G. T. and Hooper C., “Stirling Engines”, E. & F. N. Spon, London & New York, ISBN No: 0-419-12400-4, 1983.
 19. Martini W., “Stirling Engine Design Manual”, NASA report, National Technical Information Services, US Department of Commerce, Spring Field, USA, 1978.
 20. Michels A. P. J., “The Philips Stirling Engine: A Study of its Efficiency as a Function of Operating Engine Temperatures and Working Fluids”, IECEC Record 769258, 1976.
 21. Breusov V., Elistratov V., “Development of power installations with a Stirling engine and electric generators working on ecologically clean fuel-biological mass”, 10th ISEC Osnabruck, Germany, 2001.
 22. Guillot E., “Philips: 250 W_e”, Page 17, “DishStirling a Odeillo: EuroDish”, 8^{eme} Rencontre du Reseau des Mecaniciens du CNRS, Font Romeu Odeillo, 2007
 23. Meijer, Roelf, “Solar-powered Stirling engine”, published November 24, 1987
 24. “Projet de Recherche à Font-Romeu-Odeillo, France. Un Moteur Stirling est placé au Foyer de la Parabole”, Wikipedia Fr
https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89nergie_solaire_thermique
 25. Fletcher J. C., Kirsten C. C., “Solar-powered Pump”, published August 3, 1976
 26. Fletcher J. C., Kirsten C. C., Fig 3, Page 2, “Solar-powered Pump”, published August 3, 1976
 27. Εγιούπ Ι., Εικ. 2.13 “Σύγχρονο Σουηδικό Υποβρύχιο Κινούμενο με Μηχανή Stirling”, Κεφάλαιο 2, “Θερμική Μηχανική Ισχύος Stirling. Λειτουργία και Επιλογή Καυσίμου Υλικού και Επιπτώσεις στην Ρύπανση της Ατμόσφαιρας”, Τμήμα Ηλεκτρολογίας, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Καβάλας, 2013

28. Εγιούπ Ι., Εικ. 2.15 “Η αρχή του Συστήματος ΑΙΡτης Kockums”, Κεφάλαιο 2, “Θερμική Μηχανική Ισχύος Stirling. Λειτουργία και Επιλογή Καυσίμου Υλικού και Επιπτώσεις στην Ρύπανση της Ατμόσφαιρας”, Τμήμα Ηλεκτρολογίας, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Καβάλας, 2013
29. Εγιούπ Ι., Εικ. 2.16 “Stirling Ελευθέρων Εμβόλων για Διαστημική Χρήση”, Κεφάλαιο 2, “Θερμική Μηχανική Ισχύος Stirling. Λειτουργία και Επιλογή Καυσίμου Υλικού και Επιπτώσεις στην Ρύπανση της Ατμόσφαιρας”, Τμήμα Ηλεκτρολογίας, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Καβάλας, 2013

Ηλεκτρονική Βιβλιογραφία:

30. <https://en.wikipedia.org/wiki/Cryogenics>
31. https://en.wikipedia.org/wiki/Applications_of_the_Stirling_engine#Stirling_cryocoolers
32. <http://www.stirlingcryogenics.com/cryogenic-cooling-solutions/semen-storage/>
33. <http://www.stirlingcryogenics.com/cryogenic-cooling-solutions/blood-storage/>
34. <http://www.stirlingcryogenics.com/cryogenic-cooling-solutions/medical-oxygen/>
35. <http://www.stirlingcryogenics.com/cryogenic-cooling-solutions/cryogenic-conditions-fundamental-research/>
36. <http://www.stirlingcryogenics.com/cryogenic-cooling-solutions/theatre-fog-effects/>
37. <http://www.google.com/patents/US6550255?hl=el&cl=en>

Κεφάλαιο 2^ο

Αναφορές:

1. Hirata K., “Schmidt Theory of Stirling Engines”, Musashimurayama, Tokyo, 1997.
2. Walker G., “An optimization of the principal design parameters of stirling cycle machines”, Journal of Mechanical Engineering Science, 1962
3. Chen Z. and Yan Z., “The general performance characteristics of a Stirling refrigerator with regenerative losses,” Journal of Physics D: Applied Physics 29, 987–990, 1996
4. Erbay L. and Yavuz H., “The maximum cooling density of a realistic Stirling refrigerator,” Journal of Physics D: Applied Physics 31, 291–293, 1997
5. Omari D., Mathematical Modeling of Thermocompressive and Thermoacoustic Machines, Ph.D. thesis, University of Notre Dame, 1996
6. McFarlane P., Semperlotti F., Sen M., “Mathematical Model of an air-filled alpha stirling refrigerator”, Journal of Applied Physics, 114, 2013

7. Urieli I., Berchowitz D., “Stirling Cycle Engine Analysis”, Adam Hilger 1983, Bristol
8. Guzzetti A., “CFD Modeling of a Beta-Type Stirling Engine”, Diploma Thesis, Politecnico di Milano, 2013
9. Ziabasharhagh M., Mahmoodi M., “Numerical Solution of Beta-type Stirling Engine by Optimizing Heat Regenerator for Increasing Output Power and Efficiency”, Journal of Basic and Applied Scientific Research, 2012

Κεφάλαιο 3^ο:

Αναφορές:

1. Walker G., “An optimization of the principal design parameters of stirling cycle machines”, Journal of Mechanical Engineering Science, 1962.
2. Hirata K., “Schmidt Theory of Stirling Engines”, Musashimurayama, Tokyo, 1997.

Κεφάλαιο 4^ο:

Αναφορές:

1. Stirling Engine, Digital Image, Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine
2. Urieli I., Berchowitz D., “Stirling Cycle Engine Analysis”, Adam Hilger 1983, Bristol
3. Urieli I., Digital Image, Ohio University, <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/engines.html>
4. Ross A., “Making Stirling Engines”, 1997, 3rd edition, Ross Experimental
5. Stella – Sawicki M. A. , Fig. 2 “Philips Engine Regenerator Set”, Chapter 2, “Investigation into Computer Modelling, Simulation and Control of the Stirling Engine”, King’s College, University of London, London, 1978
6. Stella – Sawicki M. A., “Investigation into Computer Modelling, Simulation and Control of the Stirling Engine”, King’s College, University of London, London, 1978
7. Bei X., Chen N., Zhang S., “On the Complexity of Trial and Error”, Electronic Colloquium on Computational Complexity, Report No. 76, 2012
8. Ziabasharhagh M., Mahmoodi M., “Numerical Solution of Beta-type Stirling Engine by Optimizing Heat Regenerator for Increasing Output Power and Efficiency”, Journal of Basic and Applied Scientific Research, 2012

Κεφάλαιο 5^ο:

Αναφορές:

1. Digital Image, Ahi-Carrier, http://www.ahi-carrier.gr/media/143179/i-plus-new_gr
2. Khailili K., Meijer R., “Conceptual Design of a Stirling Heat Pump/Air Conditioning System”, Energy Conversion Engineering Conference, 1990