



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων
Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**«Θερμοδυναμική μοντελοποίηση
ανάκτησης θερμότητας με ORC
σε μερικό φορτίο»**

Του Φοιτητή

Μούκα Βασιλείου

Επιβλέπων

**Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ**

Αθήνα, Ιούλιος 2016

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται την λειτουργία μιας εγκατάστασης οργανικού κύκλου Rankine (ORC) σε μερικά φορτία. Η μελέτη έχει ως βασικό της άξονα την ήδη υπάρχουσα εγκατάσταση Marine ORC του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και λεβήτων του Ε.Μ.Π., της οποίας η λειτουργία σχετίζεται με την αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας, που προκύπτει από τα ζεστά νερά ενός ναυτικού κινητήρα και τελικό στόχο έχει την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Πιο αναλυτικά:

Στην εισαγωγή παρουσιάζεται το κίνητρο υλοποίησης της παρούσας εργασίας σε συνδυασμό με την συνοπτική περιγραφή του τρόπου με τον οποίο κατασκευάσθηκαν οι προσομοιώσεις λειτουργίας της εγκατάστασης αυτής.

Το πρώτο κεφάλαιο εισάγει τον αναγνώστη στις βασικές αρχές του οργανικού κύκλου Rankine, στον θερμοδυναμικό υπολογισμό των σημείων του κύκλου, καθώς επίσης και στον τρόπο επιλογής του κατάλληλου οργανικού μέσου.

Το δεύτερο κεφάλαιο αναφέρεται γενικά στα συστήματα ανάκτησης θερμότητας και στις βασικές αρχές τους.

Το τρίτο κεφάλαιο επικεντρώνεται στην περιγραφή των συστημάτων ανάκτησης θερμότητας σε ναυτικούς κινητήρες, ενώ παράλληλα παρουσιάζονται και τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά των συσκευών που χρησιμοποιήθηκαν για την δημιουργία της πειραματικής εγκατάστασης.

Τα κεφάλαια 4,5 και 6 επικεντρώνονται στην αποσαφήνιση των υπολογιστικών διαδικασιών και των παραμέτρων που χρησιμοποιήθηκαν για την κατασκευή κατάλληλων υπολογιστικών εργαλείων με στόχο την μοντελοποίηση της αντλίας, του ατμοποιητή, του συμπυκνωτή και του εκτονωτή. Επίσης στα εν λόγω κεφάλαια παρουσιάζονται και σχολιάζονται τα αποτελέσματα που εξάγονται κατά περίπτωση.

Το έβδομο κεφάλαιο παρουσιάζει το συνολικό μοντέλο που διέπει την λειτουργία της υπό εξέταση εγκατάστασης σε συνδυασμό με την παρουσίαση των εξαγόμενων αποτελεσμάτων.

Το όγδοο κεφάλαιο συνοψίζει τα αποτελέσματα που εξάγονται από την παρούσα μελέτη και παρουσιάζει περαιτέρω εργασίες για μελλοντική διερεύνηση.

Abstract

The present thesis project deals with the operation of an installation using organic Rankine cycle (ORC) at part loads. The study based on the existing installation, Marine ORC. of steam engines and boilers Laboratory of NTUA, whose operation is related to the utilization of waste heat, which arises from the warm waters of a marine engine and its goal is to produce electricity.

More specifically:

In the introduction presented the incentive implementation of this work in conjunction with the brief description of how the simulations of the facility constructed.

The first chapter introduces the reader to the basic principles of organic Rankine cycle, the thermodynamic calculation of the cycle points, as well as on how to select the appropriate organic fluid.

The second chapter relates to heat recovery systems and their underlying principles.

The third chapter focuses on the description of heat recovery systems in marine engines and also presented the characteristics of the devices used to create the test facility.

Chapters 4,5 and 6 focus on the clarification of the calculation procedures and parameters used for the construction of appropriate computational tools to the modeling of the pump, the evaporator, the condenser and the expander. Also in these sections are presented and discussed the results exported.

The seventh chapter presents the overall model that governs the operation of the device under test in conjunction with the presentation of the exported results.

The eighth chapter summarizes the results derived from this study and presents further work for future investigations.

Πρόλογος

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Σωτήριο Καρέλλα για την ανάθεση της εργασίας. Ακόμη θα ήθελα να ευχαριστήσω τους συναδέλφους κ. Μπραϊμάκη Κωνσταντίνο και κ. Τρύφωνα Ρουμπεδάκη, οι οποίοι παρά το απαιτητικό τους πρόγραμμα συνέβαλαν με τις συμβουλές τους στην εκπόνηση της συγκεκριμένης εργασίας. Τέλος, ένα μεγάλο ευχαριστώ σε όλους αυτούς που με βοήθησαν να ολοκληρώσω αυτήν την ερευνητική εργασία τόσο για τις συμβουλές τους, όσο και για την πολύ σημαντική στήριξη που μου παρείχαν με αποτέλεσμα να ολοκληρώνω τους στόχους μου και να θέτω καινούριους.

Πίνακας περιεχομένων

Περίληψη	i
Abstract	ii
Πρόλογος	iii
Πίνακας περιεχομένων	iv
Κατάλογος εικόνων	vii
Κατάλογος πινάκων	x
Εισαγωγή	1
Κεφάλαιο 1: Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC)	1
1.1 Βασικές αρχές λειτουργίας και πλεονεκτήματα	2
1.2 Θερμοδυναμική ανάλυση	3
1.3 Εργαζόμενα μέσα	4
1.3.1 Επιλογή οργανικού μέσου	5
Κεφάλαιο 2: Συστήματα ανάκτησης θερμότητας	11
2.1 Εισαγωγή	12
2.2 Οργανικός κύκλος Rankine vs κύκλος νερού-ατμού	13
2.3 Εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας	15
2.3.1 Ανάκτηση θερμότητας σε βιομηχανικές εφαρμογές	15
2.3.2 Ανάκτηση θερμότητας σε μηχανές εσωτερικής καύσης	17
2.3.3 Ανάκτηση θερμότητας σε ναυτικές εφαρμογές	18
Κεφάλαιο 3: Περιγραφή του υπό εξέταση συστήματος (Marine ORC)	20
3.1 Ανάκτηση θερμότητας από εμβολοφόρους κινητήρες Diesel πλοίων (Waste Heat Recovery-WHR)	21
3.1.1 Επιλογή του συστήματος WHR	22
3.1.2 WHRS συστήματος ψύξης εμβολοφόρων κινητήρων Diesel πλοίων	23
3.1.3 Επιλογή του εργαζόμενου μέσου	25
3.1.4 Πειραματική εγκατάσταση που μελετάται	28
3.2 Εκτονωτής	28
3.2.1 Σπειροειδής εκτονωτής	29
3.2.1.1 Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς συμπιεστή	29
3.2.1.2 Διαρροές	29
3.2.1.3 Μετατροπή ενός σπειροειδούς συμπιεστή σε εκτονωτή	30
3.2.1.4 Αιτιολόγηση επιλογής σπειροειδούς εκτονωτή	32

3.3 Αντλία	34
3.4 Ατμοποιητής	37
3.5 Συμπυκνωτής	39
3.6 Συλλέκτης και φίλτρο	40
3.7 Inverter εγκατάσταση	42
Κεφάλαιο 4: Μοντέλο αντλίας	43
4.1 Μοντέλο αντλίας	44
4.2 Αποτελέσματα αντλίας	48
4.2.1 Αποτελέσματα αντλίας με μεταβλητή παροχή μάζας (1 ^ο Σενάριο λειτουργίας) ..	48
4.2.2 Αποτελέσματα αντλίας με μεταβλητό λόγο πίεσης (2 ^ο Σενάριο λειτουργίας)	52
Κεφάλαιο 5: Μοντέλα ατμοποιητή-συμπυκνωτή	55
5.1 Μοντέλο ατμοποιητή-συμπυκνωτή	56
5.2 Αποτελέσματα ατμοποιητή	67
5.2.1 Αποτελέσματα ατμοποιητή με μεταβλητή παροχή μάζας	67
5.2.2 Αποτελέσματα ατμοποιητή με μεταβλητό λόγο πίεσης	69
5.3 Αποτελέσματα συμπυκνωτή	72
5.3.1 Αποτελέσματα συμπυκνωτή με μεταβλητή παροχή μάζας	72
5.3.2 Αποτελέσματα συμπυκνωτή με μεταβλητό λόγο πίεσης	74
Κεφάλαιο 6: Μοντέλο εκτονωτή	77
6.1 Μοντέλο εκτονωτή	78
6.2 Αποτελέσματα εκτονωτή	91
6.2.1 Αποτελέσματα εκτονωτή με μεταβλητή παροχή μάζας	91
6.2.2 Αποτελέσματα εκτονωτή με μεταβλητό λόγο πίεσης	93
6.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων μοντέλου εκτονωτή με το μοντέλο του S. Quoilin <i>et al.</i> ..	95
Κεφάλαιο 7: Θερμοδυναμική μοντελοποίηση εγκατάστασης	99
7.1 Θερμοδυναμική μοντελοποίηση εγκατάστασης	101
7.2 1 ^ο Σενάριο λειτουργίας	103
7.3 2 ^ο Σενάριο λειτουργίας	104
Κεφάλαιο 8: Συμπεράσματα και προτάσεις	106
8.1 Συμπεράσματα και προτάσεις	107
Παράρτημα Α:	108
Κώδικες	108
A.1 Κώδικας υπολογισμού της εγκατάστασης	109
A.2 Κώδικας υπολογισμού αντλίας	110

A.3 Κώδικας υπολογισμού ατμοποιητή	111
A.4 Κώδικας υπολογισμού εκτονωτή	116
A.5 Κώδικας υπολογισμού συμπυκνωτή.....	120
Βιβλιογραφία.....	126

Κατάλογος εικόνων

Εικόνα 1: Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης ORC και αντίστοιχο διάγραμμα T-s.	2
Εικόνα 2: Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης Marine ORC που μελετάται στην παρούσα εργασία.....	3
Εικόνα 1.1.1: T-s διάγραμμα για ιδανικό και πραγματικό κύκλο ORC	2
Εικόνα 1.2.1: Απλός κύκλος ORC (Organic Rankine Cycle)	3
Εικόνα 1.3.1: Σύγκριση «υγρών», «ισεντροπικών», «ξηρών» ψυκτικών μέσων.....	5
Εικόνα 1.3.1.1: Θερμοδυναμικά βέλτιστα ψυκτικά για διάφορα επίπεδα θερμοκρασιών πηγής.	6
Εικόνα 1.3.1.2: Λειτουργικός χάρτης σπειροειδούς εκτονωτή.....	9
Εικόνα 1.3.1.3: Λειτουργικός χάρτης ελικοειδούς εκτονωτή.	9
Εικόνα 1.3.1.4: Λειτουργικός χάρτης στροβιλο-εκτονωτή.....	10
Εικόνα 2.1.1: Ενδεικτική διάταξη συστήματος ανάκτησης θερμότητας.	12
Εικόνα 2.3.1.1: Τυπική διάταξη ανάκτησης θερμότητας σε βιομηχανικό περιβάλλον	16
Εικόνα 2.3.3.1: Διπλή διάταξη ανάκτησης θερμότητας από ζεστά νερά και τα καυσαέρια ναυτικού κινητήρα	19
Εικόνα 3.1.1.1: Περιοχή εφαρμογής συστημάτων Νερού- Ατμού και συστημάτων Οργανικού Κύκλου Rankine.	22
Εικόνα 3.1.2.1: Ραβδόγραμμα της καθαρά αποδιδόμενης ηλεκτρικής ισχύος και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συστήματος ORC για την ανάκτηση θερμότητας από το σύστημα ψύξης πλοίου.	25
Εικόνα 3.1.3.1: Σύγκριση διαφορετικών οργανικών ρευστών.	27
Εικόνα 3.1.3.2: T-S διάγραμμα για το R-134a. 0-1 συμπίεση στην αντλία τροφοδότησης, 1-2 προθέρμανση, 2-3 ατμοποίηση, 3-4 υπερθέρμανση, 4-5 εκτόνωση, 5-6 μείωση υπερθέρμανσης, 6-0 συμπίκνωση	27
Εικόνα 3.1.4.1: Πειραματική εγκατάσταση ανάκτησης θερμότητας από ζεστά νερά πλοίων που υλοποιήθηκε στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του ΕΜΠ.	28
Εικόνα 3.2.1.1.1: Αρχή λειτουργίας του σπειροειδούς συμπιεστή	29
Εικόνα 3.2.1.2.1: Διαρροές σε έναν σπειροειδή συμπιεστή	30
Εικόνα 3.2.1.3.1: Σπειροειδής συμπιεστής χωρίς λίπανση	31
Εικόνα 3.2.1.3.2: Κινητή και ακίνητη σπείρα εκτονωτή.	31
Εικόνα 3.3.1: Σχηματικό διάγραμμα αντλίας κυκλοφορίας οργανικού ρευστού.....	34
Εικόνα 3.3.2: Εγκατεστημένη αντλία στην εργαστηριακή διάταξη	36
Εικόνα 3.3.3: Χαρακτηριστική παροχής - στροφών αντλίας κυκλοφορίας οργανικού ρευστού	36
Εικόνα 3.4.1: Σχηματική αναπαράσταση πλακοειδούς εναλλάκτη	37
Εικόνα 3.4.2: Εγκατεστημένος ατμοποιητής στο κύκλωμα ORC.....	38
Εικόνα 3.5.1: Εγκατεστημένος συμπυκνωτής στο κύκλωμα ORC.....	39
Εικόνα 3.6.1: Εγκατεστημένος συλλέκτης στο κύκλωμα ORC	40
Εικόνα 3.6.2: Τυπική διάταξη φίλτρου και τομή	41
Εικόνα 3.6.3: Εγκατεστημένο φίλτρο στο κύκλωμα ORC.....	41
Εικόνα 3.7.1: Βασικό κυκλωματικό διάγραμμα ρυθμιστή AC	42
Εικόνα 4.1.1: Διάγραμμα ενεργειακής ροής του συστήματος της αντλίας	44
Εικόνα 4.1.2: Σχηματικό διάγραμμα ιδανικής και πραγματικής συμπίεσης	47

Εικόνα 4.1.3: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου αντλίας	48
Εικόνα 4.2.1.1: Διάγραμμα στροφών λειτουργίας της αντλίας	49
Εικόνα 4.2.1.2: Διάγραμμα ισεντροπικού και ολικού βαθμού απόδοσης της αντλίας	50
Εικόνα 4.2.1.3: Διάγραμμα απορροφούμενης ισχύος από της αντλία.....	50
Εικόνα 4.2.1.4: Διάγραμμα διαφοράς πίεσης εισόδου/εξόδου της αντλίας.....	51
Εικόνα 4.2.1.5: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου της αντλίας	51
Εικόνα 4.2.2.1: Διάγραμμα στροφών λειτουργίας της αντλίας.....	52
Εικόνα 4.2.2.2: Διάγραμμα ισεντροπικού και ολικού βαθμού απόδοσης της αντλίας	53
Εικόνα 4.2.2.3: Διάγραμμα απορροφούμενης ισχύος από της αντλία.....	53
Εικόνα 4.2.2.4: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου της αντλίας	54
Εικόνα 5.1.1: Διάγραμμα ροής επαναληπτικής διαδικασίας υπολογισμού εναλλακτών	57
Εικόνα 5.1.2: Βασικές διαστάσεις πλάκας εναλλάκτη	57
Εικόνα 5.1.3: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου ατμοποιητή	65
Εικόνα 5.1.4: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου πτώσης πίεσης ατμοποιητή	65
Εικόνα 5.1.5: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου συμπυκνωτή	66
Εικόνα 5.1.6: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου πτώσης πίεσης συμπυκνωτή	66
Εικόνα 5.2.1.1: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον ατμοποιητή και θερμοκρασίας εξόδου του ζεστού νερού του ναυτικού κινητήρα.....	67
Εικόνα 5.2.1.2: Διάγραμμα προσδιδόμενης θερμότητας από τον ατμοποιητή σε kW	67
Εικόνα 5.2.1.3: Διάγραμμα μεταβολής της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας.....	68
Εικόνα 5.2.1.4: Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας.....	68
Εικόνα 5.2.1.5: Διάγραμμα πτώσης πίεσης στον ατμοποιητή	69
Εικόνα 5.2.2.1: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον ατμοποιητή και θερμοκρασίας εξόδου του ζεστού νερού του ναυτικού κινητήρα.....	70
Εικόνα 5.2.2.2: Διάγραμμα προσδιδόμενης θερμότητας από τον ατμοποιητή σε kW	70
Εικόνα 5.2.2.3: Διάγραμμα μεταβολής της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας.....	71
Εικόνα 5.2.2.4: Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας.....	71
Εικόνα 5.3.1.1: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον συμπυκνωτή και θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το σύστημα ψύξης	72
Εικόνα 5.3.1.2: Διάγραμμα αποδιδόμενης θερμότητας από τον συμπυκνωτή σε kW	72
Εικόνα 5.3.1.3: Διάγραμμα μεταβολής της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας.....	73
Εικόνα 5.3.1.4: Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας.....	73
Εικόνα 5.3.1.5: Διάγραμμα πτώσης πίεσης στον συμπυκνωτή	74
Εικόνα 5.3.2.1: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον συμπυκνωτή και θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το σύστημα ψύξης	74
Εικόνα 5.3.2.2: Διάγραμμα αποδιδόμενης θερμότητας από τον συμπυκνωτή σε kW	75
Εικόνα 5.3.2.3: Διάγραμμα μεταβολής της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας.....	75
Εικόνα 5.3.2.4: Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας.....	76
Εικόνα 6.1.1: Διεργασίες ημιεμπειρικού μοντέλου τύπου scroll.....	78
Εικόνα 6.1.2: Μοντελοποίηση απωλειών πίεσης εισόδου με συγκλίνων ακροφύσιο	80
Εικόνα 6.1.3: Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα του εκτονωτή	81
Εικόνα 6.1.4: Μοντέλο αδιαβατικής ανάμιξης.	86
Εικόνα 6.1.5: Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα του εκτονωτή	87

Εικόνα 6.1.6: Θερμορροές εγκατάστασης μέσω του τοιχώματος του εκτονωτή	88
Εικόνα 6.1.7: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου εκτονωτή	90
Εικόνα 6.2.1.1: Διάγραμμα στροφών λειτουργίας του εκτονωτή	91
Εικόνα 6.2.1.2: Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος από τον εκτονωτή	91
Εικόνα 6.2.1.3: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον εκτονωτή	92
Εικόνα 6.2.1.4: Διάγραμμα ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή	93
Εικόνα 6.2.2.1: Διάγραμμα στροφών λειτουργίας του εκτονωτή	93
Εικόνα 6.2.2.2: Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος από τον εκτονωτή	94
Εικόνα 6.2.2.3: Διάγραμμα P-h οργανικού ρευστού R134a	94
Εικόνα 6.2.2.4: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον εκτονωτή	94
Εικόνα 6.2.2.5: Διάγραμμα ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή	95
Εικόνα 6.3.1: Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος για τα 2 μοντέλα	96
Εικόνα 6.3.2: Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου εκτονωτή για τα 2 μοντέλα	96
Εικόνα 6.3.3: Διάγραμμα ισεντροπικού βαθμού για τα 2 μοντέλα	96
Εικόνα 6.3.4: Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος για τα 2 μοντέλα	97
Εικόνα 6.3.5: Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου εκτονωτή για τα 2 μοντέλα	97
Εικόνα 6.3.6: Διάγραμμα ισεντροπικού βαθμού για τα 2 μοντέλα	98
Εικόνα 7.2.1: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης συναρτήσει του φορτίου λειτουργίας και παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος	103
Εικόνα 7.3.1: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης συναρτήσει του λόγου πίεσης και της παραγόμενης ισχύος	104

Κατάλογος πινάκων

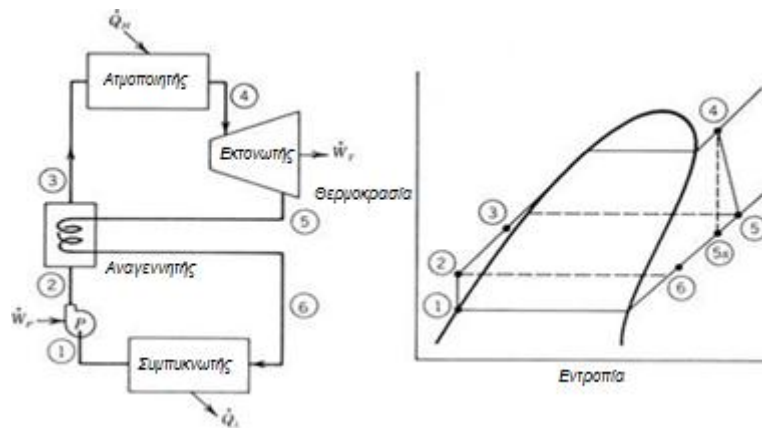
Πίνακας 1.3.1.1: Ιδιότητες συνήθων χρησιμοποιούμενων οργανικών μέσων σε ORC.	8
Πίνακας 3.1.1: MAN 48/60CR θερμοκρασία και ενεργειακό περιεχόμενο πηγών θερμότητας για διάφορα φορτία λειτουργίας	21
Πίνακες 3.1.2.1: Θερμοκρασία εισαγωγής-εξόδου και απορριπτόμενη θερμική ισχύς βασικών επιμέρους συστημάτων ψύξης του πλοίου	24
Πίνακας 3.1.2.2: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες που αφορούν την λειτουργία του πλοίου (DSME)	25
Πίνακας 3.1.3.1: Βασικές ιδιότητες οργανικών ρευστών.	26
Πίνακας 3.2.1.4.1: Χαρακτηριστικά σπειροειδούς εκτονωτή οργανικού ρευστού.	33
Πίνακας 3.3.1: Χαρακτηριστικά αντλίας κυκλοφορίας οργανικού ρευστού.	35
Πίνακας 3.4.1: Χαρακτηριστικά ατμοποιητή της εγκατάστασης	38
Πίνακας 3.5.1: Χαρακτηριστικά συμπυκνωτή της εγκατάστασης	39
Πίνακας 4.1.1: Ονοματολογία μοντέλου αντλίας	44
Πίνακας 4.2.1.1: Παραδοχές προσομοίωσης 1 ^{ου} σεναρίου	49
Πίνακας 4.2.2.1: Παραδοχές προσομοίωσης 2 ^{ου} σεναρίου	52
Πίνακας 5.1.1: Ονοματολογία μοντέλου ατμοποιητή- συμπυκνωτή	59
Πίνακας 6.1.1: Ονοματολογία μοντέλου εκτονωτή	79
Πίνακας 6.1.2: Τιμές παραμέτρου μοντέλου για την προσομοίωση του εκτονωτή της εγκατάστασης Marine-ORC	89
Πίνακας 6.2.1.1: Παραδοχές προσομοίωσης 1 ^{ου} σεναρίου	91
Πίνακας 6.2.2.1: Παραδοχές προσομοίωσης 2 ^{ου} σεναρίου	93

Εισαγωγή

Κατά τη διάρκεια του περασμένου αιώνα, η παγκόσμια οικονομία αναπτύχθηκε με ραγδαίους ρυθμούς. Η βιομηχανική ανάπτυξη, η αύξηση του αριθμού των οχημάτων στο δρόμο, ο πολλαπλασιασμός της ενέργειας που καταναλώνουν οι οικιακές συσκευές, η αύξηση των αναγκών, η άνοδος αναπτυσσόμενων κρατών και ποικίλοι ακόμη παράγοντες έχουν προκαλέσει σημαντική αύξηση της ενεργειακής ζήτησης. Δυστυχώς, αυτή η ζήτηση έχει καλυφθεί κυρίως από τη μαζική κατανάλωση των ορυκτών καυσίμων, η οποία προκαλεί πολλά σοβαρά περιβαλλοντικά προβλήματα, όπως την υπερθέρμανση του πλανήτη και την ατμοσφαιρική ρύπανση [1].

Η έντονη ανησυχία που έχουν προκαλέσει τα παραπάνω προβλήματα, έχουν στρέψει το ενδιαφέρον προς ανανεώσιμες μορφές παραγωγής ενέργειας. Μία από αυτές τις ανανεώσιμες είναι και ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle ή ORC). Κύριος λόγος χρήσης της συγκεκριμένης τεχνολογίας είναι ότι μπορεί να προσαρτηθεί σε υπάρχοντα συστήματα με σκοπό την αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, όπως επίσης και την εκμετάλλευση πηγών θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, κάτι που έχει σαν φυσική συνέπεια να χρησιμοποιείται κυρίως σε εγκαταστάσεις μικρής κλίμακας καθώς πλέον και σε μέσης κλίμακας. Οι λύσεις αυτές μπορούν να εφαρμοστούν σε διάφορους τομείς όπως: η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας, της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων ποικίλων κινητήρων, στην συμπαραγωγή μικρής και μέσης κλίμακας καθώς και σε επίπεδο οικιακών λεβήτων.

Ο ORC είναι ένας κύκλος παρόμοιος με τον απλό κύκλο Clausius-Rankine με βασική διαφορά ότι το εργαζόμενο μέσο είναι κάποιο οργανικό μέσο αντί του νερού-ατμού. Ο ORC συνίσταται στην ατμοποίηση του οργανικού μέσου και κατόπιν στην εκτόνωσή του σε στρόβιλο προς παραγωγή μηχανικού έργου. Το χαμηλής πίεσης ρεύμα που εξέρχεται από το στρόβιλο συμπυκνώνεται και μετά επανέρχεται με τη βοήθεια αντλίας στην υψηλή πίεση του κύκλου. Βάσει των παραπάνω είναι εύκολα κατανοητό ότι τα κύρια στοιχεία μιας τέτοιας εγκατάστασης είναι παρόμοια με μίας συμβατικής ατμοηλεκτρικής εγκατάστασης. Σε νεότερες εκδοχές το σύστημα περιλαμβάνει και έναν αναγεννητή με σκοπό την αύξηση της απόδοσης της εγκατάστασης. Αναφορικά με την πολυπλοκότητά του το σύστημα ORC είναι κατά τι απλούστερο από αυτό ενός κύκλου ατμού καθώς δεν υπάρχει η ανάγκη ύπαρξης τυμπάνου συνδεδεμένου με τον λέβητα, αντί αυτού αρκεί ένας μοναδικός εναλλάκτης θερμότητας για να υλοποιήσει τις τρεις φάσεις της θέρμανσης του εργαζόμενου μέσου. Έτσι, μία τυπική διάταξη που υλοποιεί τον οργανικό κύκλο Rankine αποτελείται από τις συνιστώσες που φαίνονται στο σχήμα που ακολουθεί [2].



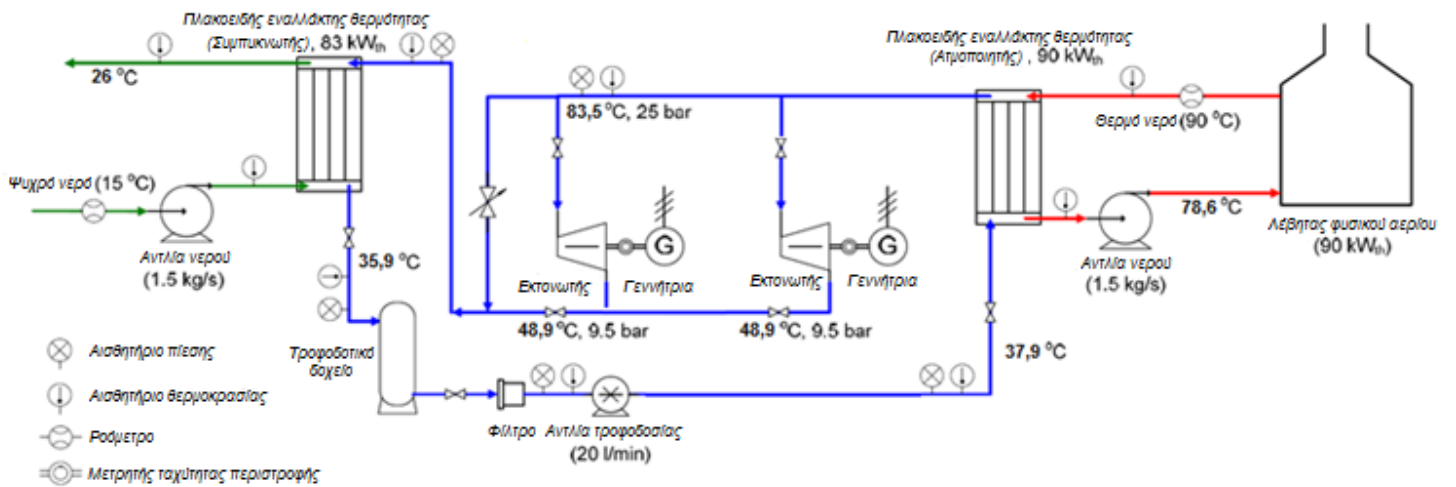
Εικόνα 1: Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης ORC και αντίστοιχο διάγραμμα T-s [3].

Για τον σχεδιασμό ενός τέτοιου συστήματος η ανάλυση αρχικά επικεντρώνεται στον υπολογισμό βασικών παραμέτρων όπως η εκλογή του οργανικού μέσου και ο θερμοδυναμικός σχεδιασμός του κύκλου για μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης. Επιπρόσθετα μια ολοκληρωμένη μελέτη της εγκατάστασης θα πρέπει να περιλαμβάνει και ανάλυση ως προς τα μερικά φορτία, τα οποία υφίστανται κατά την εκκίνηση, το κλείσιμο ή κατά την μόνιμη λειτουργία εξαιτίας μεταβολών των συνθηκών εισόδου της πηγής θερμότητας.

Παρά το γεγονός ότι τα συστήματα ORC είναι απλά σε επίπεδο σχεδιασμού και αποτελούμενα από σχετικά λίγα επιμέρους εξαρτήματα, πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στον έλεγχο και την παρακολούθηση του συστήματος, ώστε να αποφευχθεί το ενδεχόμενο ανεπιθύμητων καταστάσεων. Αυτό ισχύει ιδιαίτερα στις μεταβατικές καταστάσεις, οπότε και η ζήτηση φορτίου ή η ροή της θερμότητας που εκμεταλλευόμαστε ξαφνικά μεταβληθούν. Σε αυτή την περίπτωση, είναι σημαντικό οι αναλογίες φάσεων υγρού και ατμού στο συμπυκνωτή και στον ατμοποιητή να διατηρηθούν εντός των αποδεκτών ορίων για την αποφυγή θερμοκρασιακού σοκ. Ακόμη ένα θέμα που ανακύπτει αφορά την δυσκολία πρόβλεψης της ετήσιας παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος, καθώς οι συνθήκες δεν θα διατηρούνται ίδιες καθ' όλη την διάρκεια λειτουργίας της εγκατάστασης.

Τέτοιου είδους προβλήματα αντιμετωπίζονται μέσω μοντελοποίησης εκτός του σημείου λειτουργίας των επιμέρους εξαρτημάτων (off design analysis), ώστε να αποσαφηνισθεί με τον καλύτερο δυνατό τρόπο η μεταβατική συμπεριφορά του κάθε εξαρτήματος της προς ανάλυση εγκατάστασης.

Η μελέτη της παρούσας εργασίας πραγματοποιείται την off design ανάλυση μιας εγκατάστασης αξιοποίησης απορριπτόμενης θερμότητας από μηχανές πλοίων, η οποία



υφίσταται στο εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Ε.Μ.Π. . Ο σκοπός μελέτης είναι η δημιουργία προγραμμάτων προσομοίωσης της λειτουργίας των επιμέρους τμημάτων της εγκατάστασης για τον καλύτερο έλεγχο της, συνδυάζοντας τα κατασκευαστικά και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της πραγματικής εγκατάστασης για την εξαγωγή των τελικών αποτελεσμάτων. Παρακάτω φαίνεται και η σχηματική αναπαράσταση της πραγματικής μονάδας:

Εικόνα 2: Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης Marine ORC που μελετάται στην παρούσα εργασία.

Κεφάλαιο 1:

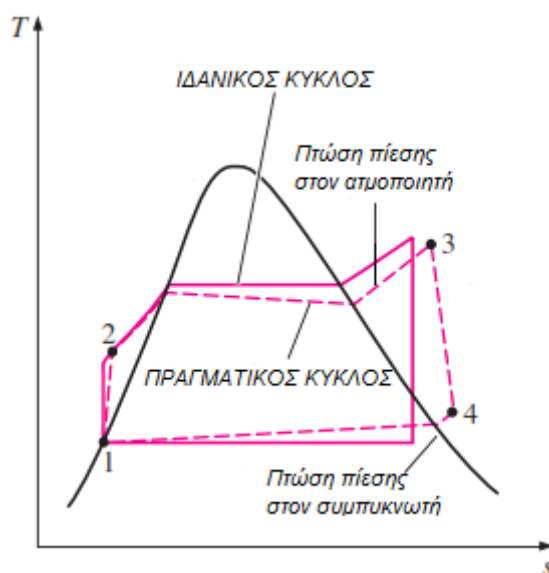
Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC)

Το κεφάλαιο που ακολουθεί κάνει μια σύντομη θεωρητική ανασκόπηση στον οργανικό κύκλο Rankine, στις βασικές εφαρμογές του και στα συνήθη εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται.

1.1 Βασικές αρχές λειτουργίας και πλεονεκτήματα

Οι βασικές αρχές λειτουργίας του οργανικού κύκλου Rankine είναι οι εξής:

Το οργανικό ρευστό μέσω της τροφοδοτικής αντλίας συμπιέζεται και στη συνέχεια λαμβάνοντας θερμότητα από εξωτερική πηγή ατμοποιείται και υπερθερμαίνεται (για καλύτερη απόδοση). Το αέριο οδηγείται στο στρόβιλο όπου και εκτονώνεται με αποτέλεσμα την παραγωγή μηχανικού έργου και στην συνέχεια οδηγείται στον συμπυκνωτή. Σε έναν ιδανικό κύκλο η εκτόνωση στο στρόβιλο θα ήταν ισεντροπική ενώ οι διαδικασίες της ατμοποίησης και συμπύκνωσης θα ήταν ισοβαρείς.



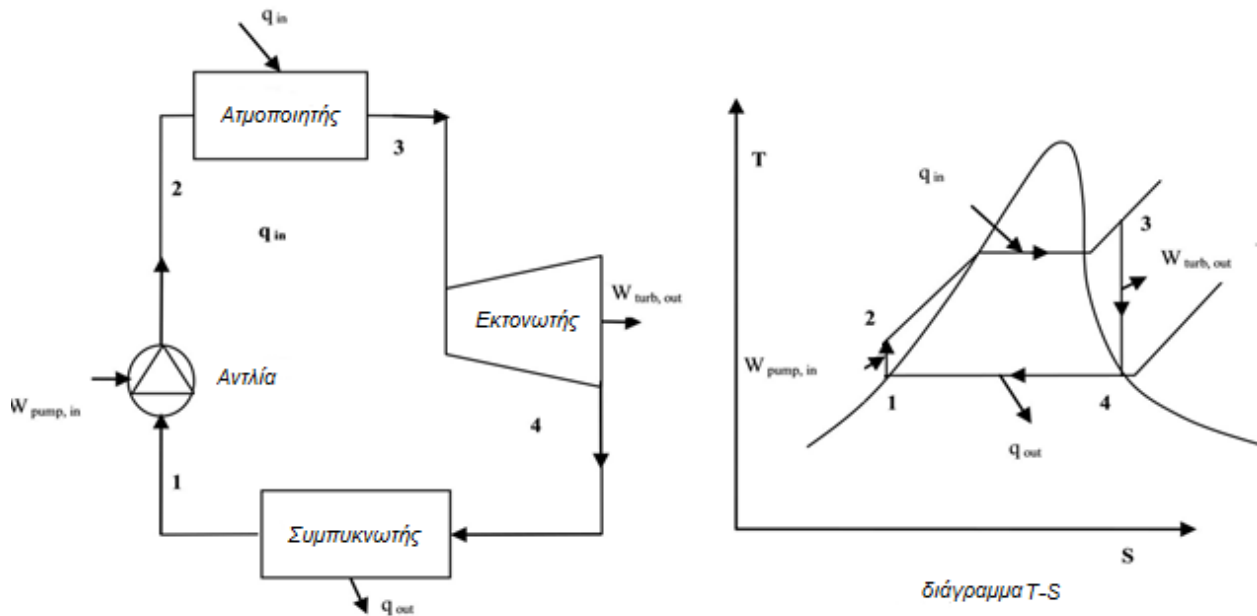
Εικόνα 1.1.1: T-s διάγραμμα για ιδανικό και πραγματικό κύκλο ORC [4].

Τα βασικά πλεονεκτήματα ενός κύκλου ORC είναι τα εξής [5]:

- i. Υψηλή αποδοτικότητα κύκλου
- ii. Υψηλός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου λόγω έλλειψης συμπυκνωμάτων σε αυτόν
- iii. Καμία διάβρωση των πτερυγίων του στρόβιλου λόγω απουσίας συμπυκνωμάτων, καθώς η εκτόνωση των οργανικών μέσων γίνεται στην υπέρθερμη περιοχή
- iv. Απλή διαδικασία εκκίνησης και διακοπής λειτουργίας
- v. Αυτόματη και αθόρυβη λειτουργία
- vi. Μεγάλη διάρκεια ζωής και χαμηλό κόστος συντήρησης και λειτουργίας

1.2 Θερμοδυναμική ανάλυση

Το παρακάτω σχήμα δείχνει τις θερμοδυναμικές μεταβολές που πραγματοποιεί ένας απλός κύκλος ORC σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s).



Εικόνα 1.2.1: Απλός κύκλος ORC (Organic Rankine Cycle)

Η διάταξη του απλού κύκλου Rankine αποτελείται από τους εναλλάκτες θέρμανσης, (συνήθως τον προθερμαντήρα), τον στρόβιλο ισχύος, τον συμπυκνωτή και την τροφοδοτική αντλία.

Ο θερμοκός βαθμός απόδοσης του κύκλου ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{th} = \frac{P_{mech}}{\dot{Q}_{organic\ fluid}} \quad (1.2.1)$$

όπου P_{mech} : Είναι το καθαρό μηχανικό έργο που παράγεται από το σύστημα.

$\dot{Q}_{organic\ fluid}$: Η θερμότητα που παραλαμβάνει το εκάστοτε εργαζόμενο μέσο από τη θερμική πηγή.

Το έργο που παράγεται από τη διαδικασία του κύκλου ORC είναι ανάλογο με την ενθαλπική πτώση στο στρόβιλο αφαιρώντας την ενθαλπική αύξηση στην αντλία:

$$P_{mech} = \dot{m}_{orc} \left[\eta_{mech} (h_3 - h_4) - \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_{mech}} \right] \quad (1.2.2)$$

Η τροφοδοσία της θερμικής ισχύος στον κύκλο γίνεται μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας ενώ το μέσο μεταφοράς θερμότητας είναι συνήθως συνθετικό έλαιο ή συμπιεσμένο νερό και ισχύει:

$$\dot{Q}_{organic\ fluid} = \dot{m}_{orc}(h_3 - h_2) \quad (1.2.3)$$

όπου h_1, h_2, h_3 και h_4 οι ειδικές ενθαλπίες σύμφωνα με την **εικόνα 1.2.1**.

Στην περίπτωση του υπερκρίσιμου κύκλου η ενθαλπική διαφορά ($h'_3 - h'_4$) είναι γενικότερα μεγαλύτερη από ότι στον υποκρίσιμο κύκλο ενώ η επίτευξη της υπερκρίσιμης πίεσης απαιτεί πολύ μικρή επιπρόσθετη αύξηση της ενθαλπίας στην αντλία ($h'_2 - h_2$). Έτσι ο βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι μεγαλύτερος στην περίπτωση των υπερκρίσιμων συνθηκών.

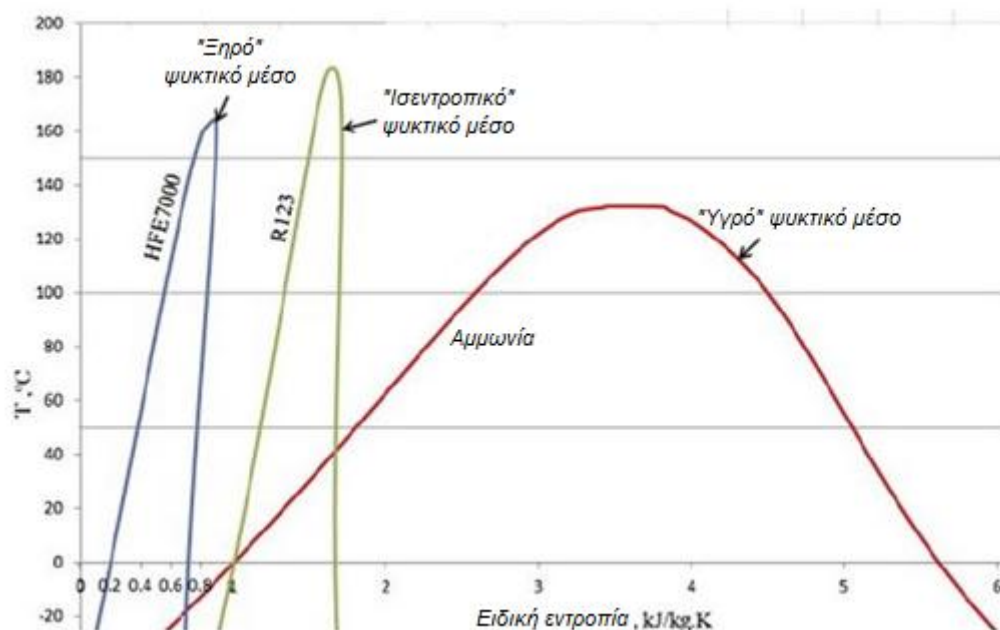
Επιπλέον, είναι προφανές ότι για σταθερή θερμοκρασία υπερθέρμανσης, σε οποιαδήποτε υπερκρίσιμη διαδικασία, η μέση θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας είναι μεγαλύτερη από ότι σε μια υποκρίσιμη. Όπως είναι γνωστό αυτό οδηγεί σε κύκλους με υψηλότερο θερμοκτικό βαθμό απόδοσης [6].

1.3 Εργαζόμενα μέσα

Τα οργανικά μέσα που χρησιμοποιούνται στον ORC, αποτελούν συνηθισμένα ψυκτικά υγρά με χαμηλές θερμοκρασίες βρασμού. Τέτοια μπορεί να είναι οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs) και οι υδροφθοραιθέρες (HFEs). Παρότι οι θερμοχωρητικές ιδιότητες τους υστερούν σε σύγκρισή με το νερό, προτιμούνται σε τέτοια συστήματα λόγω του ότι μπορούν να δουλέψουν με χαμηλότερες θερμοκρασίες και πιέσεις (τυπικός κύκλος νερού ατμού απαιτεί 100 bar και 400 °C στην είσοδο του ατμοστρόβιλου, ενώ τα κυκλώματα ORC λειτουργούν με 20 bar και 150 °C, τυπικές τιμές). Εκτός από τις δομικές τους διαφορές, ως προς την χημική τους σύσταση, μία πρώτη και πολύ σημαντική για τις εφαρμογές ORC κατηγοριοποίηση μπορεί να γίνει με βάση τη μορφή της καμπύλης κορεσμένου ατμού [7]:

- i. Τα «Υγρά» ψυκτικά, τα οποία έχουν αρνητική καμπύλη κορεσμένου ατμού έχουν γενικά μικρή μοριακή μάζα (Νερό, $M=18$, Αμμωνία $M=17$).
- ii. Τα «Ισεντροπικά» ψυκτικά, τα οποία έχουν σχεδόν κάθετη καμπύλη κορεσμένου ατμού, περιλαμβάνουν κυρίως ενώσεις με μεσαία μοριακά βάρη (R134a, $M=102$, R245fa, $M=134$).
- iii. Τα «ξηρά» ψυκτικά, τα οποία έχουν θετική καμπύλη κορεσμένου ατμού, και είναι ενώσεις με μεγάλο μοριακό βάρος (HFE7000 $M = 200$ και HFE7100 $M = 250$).

Σύγκριση των καμπυλών T-s, μπορεί να γίνει στην **εικόνα 1.3.1**.

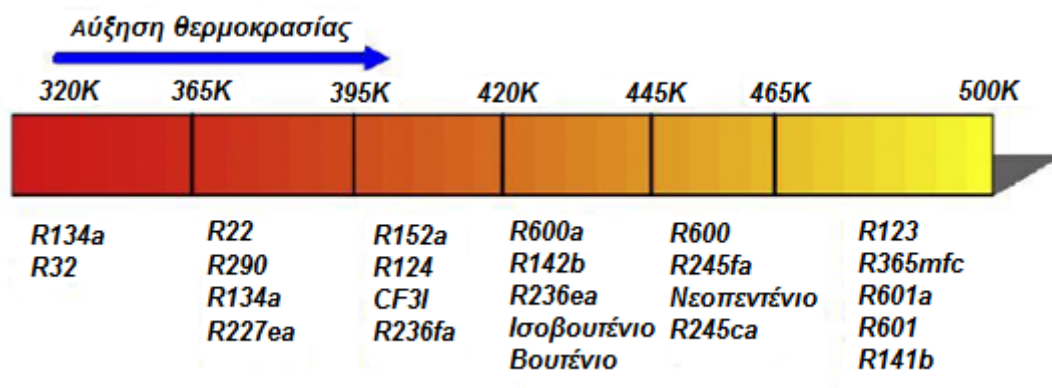


Εικόνα 1.3.1: Σύγκριση «υγρών», «ισεντροπικών», «ξηρών» ψυκτικών μέσων [8].

Τα «υγρά» ψυκτικά μέσα συνήθως χρειάζονται υπερθέρμανση πριν την είσοδό τους στον εκτόνωτή, ενώ αντίθετα τα «ισεντροπικά» και «ξηρά» δεν έχουν ανάγκη υπερθέρμανσης. Αυτό σημαίνει ότι δεν υπάρχει πιθανότητα συμπύκνωσης σταγονιδίων κατά την εκτόνωση τους στον αμοστρόβιλο ή οποιαδήποτε άλλη μηχανή και επιπλέον δεν είναι αναγκαία η ύπαρξη υπερθερμαντήρα. Κρίνοντας από αυτό τα «ισεντροπικά» και «ξηρά» ψυκτικά μέσα είναι καλύτεροι υποψήφιοι για εφαρμογές ORC.

1.3.1 Επιλογή οργανικού μέσου

Η επιλογή του οργανικού μέσου για την εκάστοτε εφαρμογή αποτελεί ίσως από τις πιο σημαντικές διαδικασίες στο σχεδιασμό ενός ORC. Η μέθοδος εξέτασης (Screening Method) είναι η πιο ευρέως χρησιμοποιούμενη στη βιβλιογραφία. Συνίσταται στην κατασκευή θερμοδυναμικών μοντέλων σταθερής κατάστασης του κύκλου ORC και τρέξιμό του με διαφορετικά οργανικά μέσα. Πολλοί ερευνητές έχουν ασχοληθεί με την εν λόγω διαδικασία, κανένας όμως δεν έχει καταλήξει σε ένα οργανικό μέσο, ως το βέλτιστο για τον κύκλο ORC. Αυτό συμβαίνει διότι διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας και τύποι πηγών οδηγούν σε διαφορετικό θερμοδυναμικά βέλτιστο οργανικό μέσο. Ο Lakew *et al.* [9] έδειξε ότι το R227ea παράγει την υψηλότερη ισχύ για θερμοκρασίες στο εύρος 80-160°C, ενώ το R245fa δίνει αντίστοιχα την υψηλότερη ισχύ για θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 160 °C. Επιπλέον διαφορετικοί δείκτες λειτουργίας οδηγούν σε διαφορετικά βέλτιστα οργανικά μέσα. Ο Zhang *et al.* [10] έδειξε ότι τα ρευστά που οδηγούν σε καλύτερους θερμοκούς βαθμούς απόδοσης και εξεργειακή απόδοση είναι τα: R123, R600, R245fa, R245ca, R600a. Ψυκτικά μέσα που οδηγούν σε καλύτερη εκμετάλλευση της θερμής πηγής είναι τα R218, R125, R41. Στην **εικόνα 1.3.1.1** φαίνονται διάφορα ψυκτικά υγρά που θεωρούνται ως βέλτιστα σε συγκεκριμένα εύρη θερμοκρασιών πηγής. Είναι ξεκάθαρο ότι δεν μπορεί να υπάρξει ένα βέλτιστο ψυκτικό για τον κύκλο ORC αλλά αυτό εξαρτάται από την εκάστοτε εφαρμογή.



Εικόνα 1.3.1.1: Θερμοδυναμικά βέλτιστα ψυκτικά για διάφορα επίπεδα θερμοκρασιών πηγής [10].

Οι παράμετροι που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά την επιλογή εργαζόμενου μέσου είναι οι εξής:

i. Υψηλή λανθάνουσα θερμότητα

Ο Chen *et al.* έδειξε ότι υψηλή λανθάνουσα θερμότητα οδηγεί σε μεγαλύτερο ειδικό έργο για σταθερές θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης [11]. Αυτό σημαίνει ότι μειώνεται το μέγεθος του συστήματος ORC, άρα και το κόστος και η πολυπλοκότητα.

ii. Υψηλή πυκνότητα ατμού

Σε ένα σύστημα ORC οι υψηλές πυκνότητες ατμού είναι κρίσιμης σημασίας. Αν έχει επιλεγεί ένα ψυκτικό με χαμηλή πυκνότητα στη αέρια φάση τότε έχουμε μεγάλες παροχές όγκου στο σύστημα και μεγάλες πτώσεις πίεσης στους εναλλάκτες. Επιπλέον αν χρησιμοποιείται εκτονωτής θετικής εκτόπισης, επειδή είναι μηχανή που διαχειρίζεται όγκο, μειώνεται δραματικά η ισχύς που μπορεί να παράγει (μειωμένες παροχές μάζας). Όλα αυτά οδηγούν ασφαλώς σε σχεδίαση μεγαλύτερου συστήματος και προφανώς αυξημένου κόστους.

iii. Κρίσιμη θερμοκρασία

Για δεδομένη θερμοκρασία ατμοποίησης και θερμοκρασία συμπύκνωσης, υψηλές κρίσιμες θερμοκρασίες οδηγούν σε μεγαλύτερους λόγους πίεσης [7]. Επιπλέον αυτό σημαίνει ότι η κρίσιμη θερμοκρασία είναι ομόσημη συνάρτηση της απόδοσης του συστήματος [12]. Όμως υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία συνεπάγεται και χαμηλή πίεση συμπύκνωσης που γενικά στα συστήματα ORC, πρέπει να είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής για την αποφυγή εισόδου ατμοσφαιρικού αέρα στο κύκλωμα. Επίσης, υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία οδηγεί σε λειτουργία με πυκνότητες χαμηλότερες της κρίσιμης με τις επιδράσεις στη σχεδίαση του συστήματος που σχολιάστηκαν και προηγουμένως.

iv. Κρίσιμη πίεση

Κοντά στην κρίσιμη πίεση, μικρές αλλαγές στη θερμοκρασία, ισοδυναμούν με μεγάλες αλλαγές στην πίεση, συνεπώς και στην πυκνότητα αέριας φάσης, γεγονός που καθιστά το σύστημα αρκετά ασταθές [7]. Για αυτό το λόγο πρέπει να υπάρχει μια απόσταση μεταξύ της πίεσης ατμοποίησης και της κρίσιμης πίεσης. Ο Herbele F. *et al.* κατέληξε στο συμπέρασμα ότι ασφαλές περιθώριο θεωρείται η μέγιστη πίεση ατμοποίησης να μην υπερβαίνει την τιμή $0,9 P_c$, όπου P_c η κρίσιμη πίεση [13].

v. Ιξώδες

Μικρό ιξώδες στην υγρή και αέριο φάση είναι απαραίτητο για να ελαχιστοποιηθούν οι τριβές στις σωληνώσεις και τους εναλλάκτες και συνεπώς το δαπανούμενο έργο της αντλίας.

vi. Θερμική αγωγιμότητα

Προφανώς όσο καλύτερη θερμική αγωγιμότητα έχει το μέσο, τόσο καλύτερος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αναπτύσσεται στους εναλλάκτες, μειώνοντας το απαιτούμενο μέγεθός τους.

vii. Περιβαλλοντικές επιπτώσεις

Οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις των οργανικών μέσων μετρούνται με 2 δείκτες: [7]

ODP (Οδηγία 2037/2006 EU)

Τα αρχικά σημαίνουν «Ozone Depletion Potential» και αναφέρεται στη σχετική υποβάθμιση που προκαλεί το εν λόγω ψυκτικό στο στρώμα όζοντος της ατμόσφαιρας, με το τριχλωροφθορομεθάνιο (R-11 ή CFC-11) να έχει την τιμή αναφοράς 1,0. Τα άτομα του χλωρίου στη μοριακή σύσταση του ψυκτικού είναι αυτά που προκαλούν την υποβάθμιση του στρώματος του όζοντος, τα οποία συμβολίζονται με το πρώτο C στα ψυκτικά CFC και HCFC. Σταδιακά αυτά τα ψυκτικά θα αντικατασταθούν από τα HFC και HFE τα οποία δεν περιέχουν χλώριο και συνεπώς ο δείκτης ODP παίρνει μηδενικές τιμές. Ενδεικτικά, το R123 θα αντικατασταθεί σταδιακά από τον υδροφθοράνθρακα HFE7000 λόγω του μηδενικού ODP που έχει ο δεύτερος. Σύμφωνα με το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ το R123 θα έχει αποσυρθεί μέχρι το τέλος του 2030.

GWP (Οδηγία 517/2014 EU) – Πρωτόκολλο Μόντρεαλ

Με τα αρχικά να σημαίνουν «Global Warming Potential», είναι ένα σχετικό μέτρο που δείχνει πόση θερμότητα παγιδεύει στην ατμόσφαιρα ένα αέριο του θερμοκηπίου. Σαν αναφορά έχει τεθεί το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) με τιμή GWP ίση με 1,0. Οι υπερφθοράνθρακες (PFC) σταδιακά θα αποσυρθούν και θα αντικατασταθούν από άλλα υποψήφια ψυκτικά λόγω του μεγάλου δείκτη GWP. Επίσης το σύννηθες ψυκτικό για χαμηλές θερμοκρασίες R134a (HFC-134a) σταδιακά θα αντικατασταθεί από το R123yf λόγω του υψηλού του GWP. Ο κανονισμός αυτός επιβλήθηκε αρχικά το 2006 και αναθεωρήθηκε το 2014 για να τεθεί σε ισχύ από 1/1/2015 με κύριους άξονες του:

- ✓ Τον περιορισμό του συνολικού ποσού των φθοριούχων αερίων που μπορούν να πωλούνται στην ΕΕ από το 2015 και μετά και τη σταδιακή τους μείωση στο ένα πέμπτο των πωλήσεων του 2014 μέχρι το 2030.
- ✓ Απαγόρευση της χρήσης των φθοριούχων αερίων σε νέες συσκευές για τις οποίες λιγότερο επιβλαβείς εναλλακτικές είναι ευρέως διαθέσιμες, όπως συστήματα ψύξης, κλιματισμού, αφροί και aerosols.

- ✓ Πρόληψη των εκπομπών φθοριούχων αερίων από τον υπάρχοντα εξοπλισμό, με την διενέργεια ελέγχων, τη σωστή επισκευή και την ανάκτηση των αερίων που υπάρχουν σε συσκευές οι οποίες βαίνουν στο τέλος της ζωής τους.

Ο πίνακας 1.3.1.1 αναγράφει με σειρά αύξουσας κρίσιμης θερμοκρασίας T_c , μερικές από τις ιδιότητες των πιο συνηθισμένων οργανικών μέσων.

Εργαζόμενο μέσο	T_c (°C)	P_c (bar)	ODP	GWP	Λανθάνουσα θερμότητα (kJ/Kg)
R134a	101,1	40,6	0	1300	155,4
R236fa	129,9	32	0	0,63	160
R600a (Ισοβουτένιο)	134,7	36,4	0	3	303,4
R245fa	154	36,5	0	1030	177,1
HFE7000	165	24,8	0	370	142
R123	183,7	36,6	0,02-0,06	120	168,4

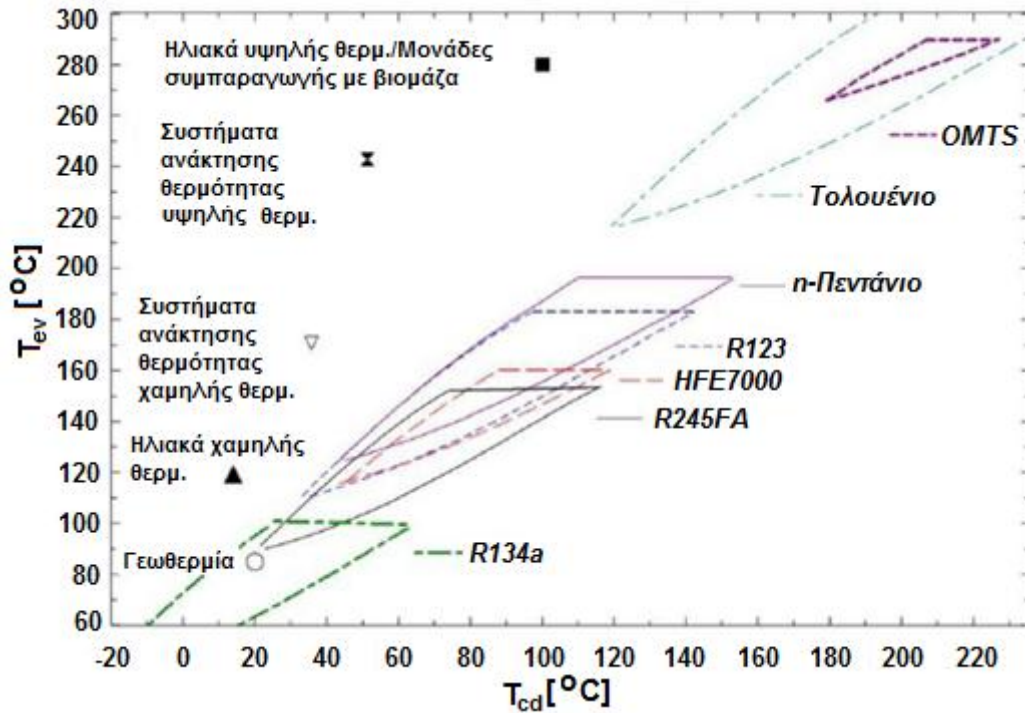
Πίνακας 1.3.1.1: Ιδιότητες συνήθων χρησιμοποιούμενων οργανικών μέσων σε ORC.

viii. Τεχνικοί περιορισμοί από τους εκτονωτές

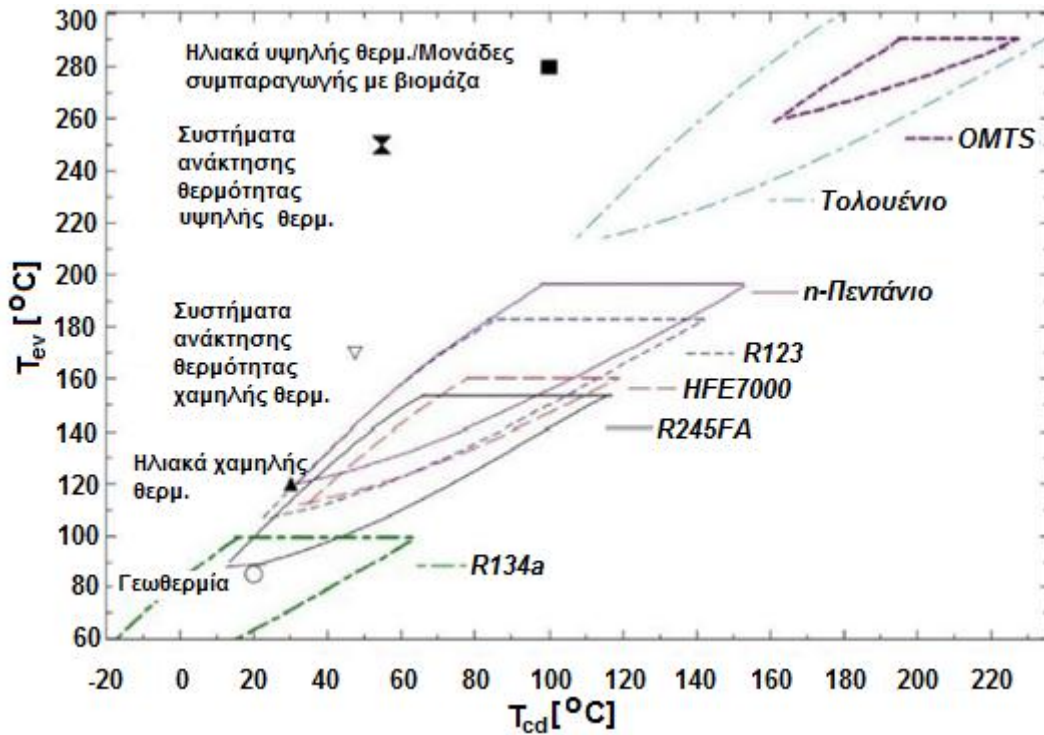
Τις περισσότερες φορές η επιλογή ενός εργαζόμενου μέσου επηρεάζει την επιλογή του εκτονωτή του συστήματος και αντίστροφα. Επιλέγοντας ένα εργαζόμενο μέσο αποκλείει τη χρήση κάποιων εκτονωτών και αντίστροφα η επιλογή ενός εκτονωτή μπορεί να αποκλείσει τη χρήση κάποιου εργαζόμενου μέσου. Συνεπώς και η επιλογή του εκτονωτή πρέπει να γίνεται παράλληλα με την επιλογή εργαζομένου μέσου [14]. Οι εκτονωτές έχουν συγκεκριμένα όρια στη λειτουργία τους, λόγω των οποίων επηρεάζεται και η επιλογή του εργαζομένου μέσου. Τα όρια αυτά μελετήθηκαν από τον S. Quoilin [14] στο διδακτορικό του και παρουσιάζονται παρακάτω.

Για τις στροβιλομηχανές ακτινικής ροής υπάρχουν αρκετές παράμετροι που τίθενται υπό περιορισμό, όπως η ταχύτητα του ακροπτερυγίου, η ταχύτητα περιστροφής, η ειδική ταχύτητα και ο αριθμός Mach σε διάφορα σημεία της μηχανής. Η ταχύτητα του ακροπτερυγίου περιορίζεται από τα υλικά του πτερυγίου, ενώ για την ταχύτητα περιστροφής υπάρχει ένα βέλτιστο σημείο που δίνει την καλύτερη απόδοση. Για να επιτευχθεί καλός ισεντροπικός βαθμός η ειδική ταχύτητα πρέπει να κυμαίνεται από 0,3-0,9. Ο αριθμός Mach παίρνει μια μέγιστη τιμή 0,85 στον ρότορα, για την αποφυγή τοπικών αποκολλήσεων της ροής. Ο μέγιστος αριθμός Mach περιορίζει και το μέγιστο επιτρεπόμενο λόγο πίεσης στη στροβιλομηχανή. Πολύ μεγάλοι αριθμοί Mach μπορεί να έχουν αρνητική επίδραση στο βαθμό απόδοσης και πρέπει να αποφεύγονται.

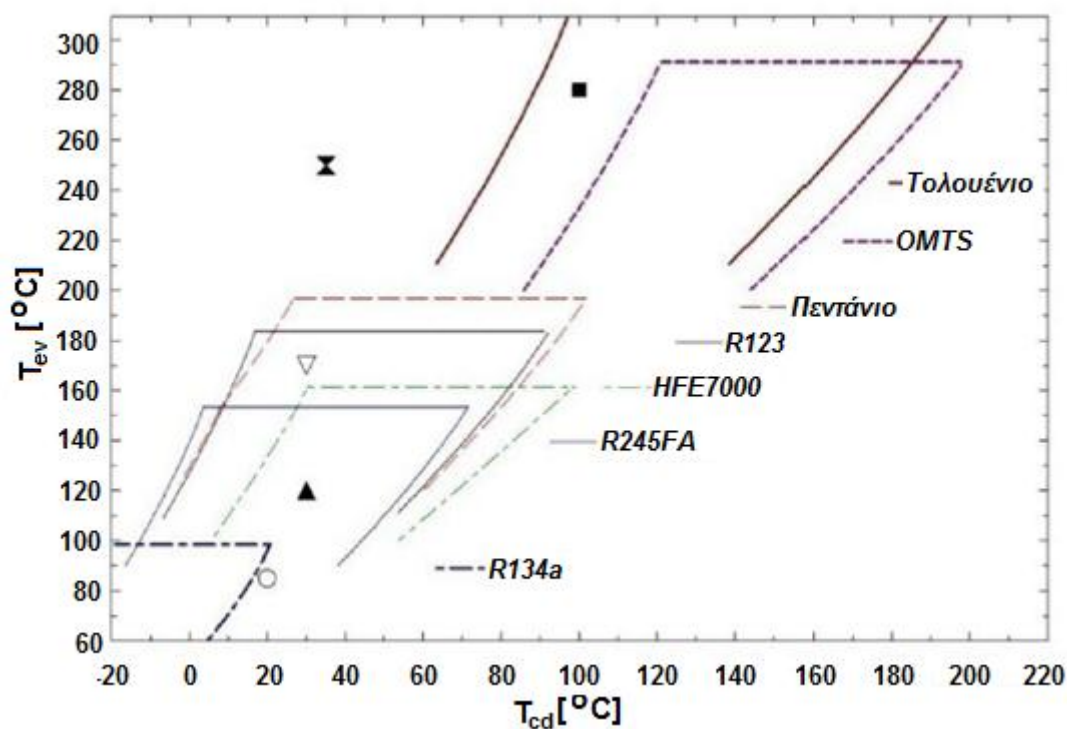
Για τους εκτονωτές θετικής εκτόπισης οι περιορισμοί προέρχονται από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης και τον διαχειριζόμενο όγκο ανά περιστροφή. Ο μέγιστος λόγος εκτόνωσης, ανάλογα τη μηχανή, δεν ξεπερνάει συνήθως την τιμή 5, με εξαίρεση τους παλινδρομικούς εκτονωτές που οι λόγοι εκτόνωσής τους μπορεί να φτάσουν και την τιμή 20 [15]. Στην περίπτωση των ελικοειδών (screw) ο λόγος περιορίζεται από το μήκος του ρότορα και στους σπειροειδείς (scroll) από τον αριθμό των περιελίξεων. Ο διαχειριζόμενος όγκος ανα περιστροφή συνδέεται με τη μέγιστη διάμετρο ρότορα στους ελικοειδείς και το μέγιστο ύψος και διάμετρο σπείρας στους σπειροειδείς. Χρησιμοποιώντας αυτούς του περιορισμούς ο S. Quoilin στο διδακτορικό του, κατασκεύασε ένα χάρτη των επιτρεπόμενων συνθηκών λειτουργίας σε διάγραμμα T_{ev}/T_{cd} , όπως φαίνεται στις **ΕΙΚΟΝΕΣ 1.3.1.2-1.3.1.3 και 1.3.1.4**.



Εικόνα 1.3.1.2: Λειτουργικός χάρτης σπειροειδούς εκτονωτή [14].



Εικόνα 1.3.1.3: Λειτουργικός χάρτης ελικοειδούς εκτονωτή [14].



Εικόνα 1.3.1.4: Λειτουργικός χάρτης στροβιλο-εκτονωτή [14].

Στους χάρτες έχουν τοποθετηθεί 5 σημεία που αντιστοιχούν σε συγκεκριμένες εφαρμογές ORC ανάλογα τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και εκτόνωσης. Κάθε γραμμή ορίζει τα όρια των θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης που μπορούν να επιτευχθούν με το συγκεκριμένο ψυκτικό και τη συγκεκριμένη τεχνολογία εκτονωτή, βάσει των περιορισμών που τέθηκαν προηγουμένως. Η πάνω (οριζόντια) γραμμή προκύπτει από την κρίσιμη θερμοκρασία του ψυκτικού. Η αριστερή γραμμή προκύπτει από τις απώλειες υποεκτόνωσης, ενώ η δεξιά γραμμή προκύπτει από τον περιορισμό παροχής της μηχανής. Παρατηρείται ότι οι γραμμές του ελικοειδούς εκτονωτή είναι πιο πλατιές από τις αντίστοιχες του σπειροειδούς, λόγω του μεγαλύτερου λόγου εκτόνωσης που έχουν αυτές οι μηχανές. Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης φαίνεται ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές με μικρές διαφορές θερμοκρασίας ατμοποίησης /συμπύκνωσης. Εφαρμογές με υψηλότερες θερμοκρασίες οδηγούν σε μεγαλύτερους λόγους εκτόνωσης στους οποίους πρέπει να χρησιμοποιηθούν τουλάχιστον δύο σε σειρά εκτονωτές. Επιπλέον παρατηρείται ότι αρκετές περιοχές επικαλύπτονται με περισσότερα από 2 οργανικά μέσα. Συνεπώς ο χάρτης πρέπει να χρησιμοποιείται ως ένα αρχικό εργαλείο, προ-επιλογής εργαζόμενου μέσου και σύμφωνα με τις υπόλοιπες διαδικασίες που αναφέρθηκαν να επιλέγεται το τελικό μέσο.

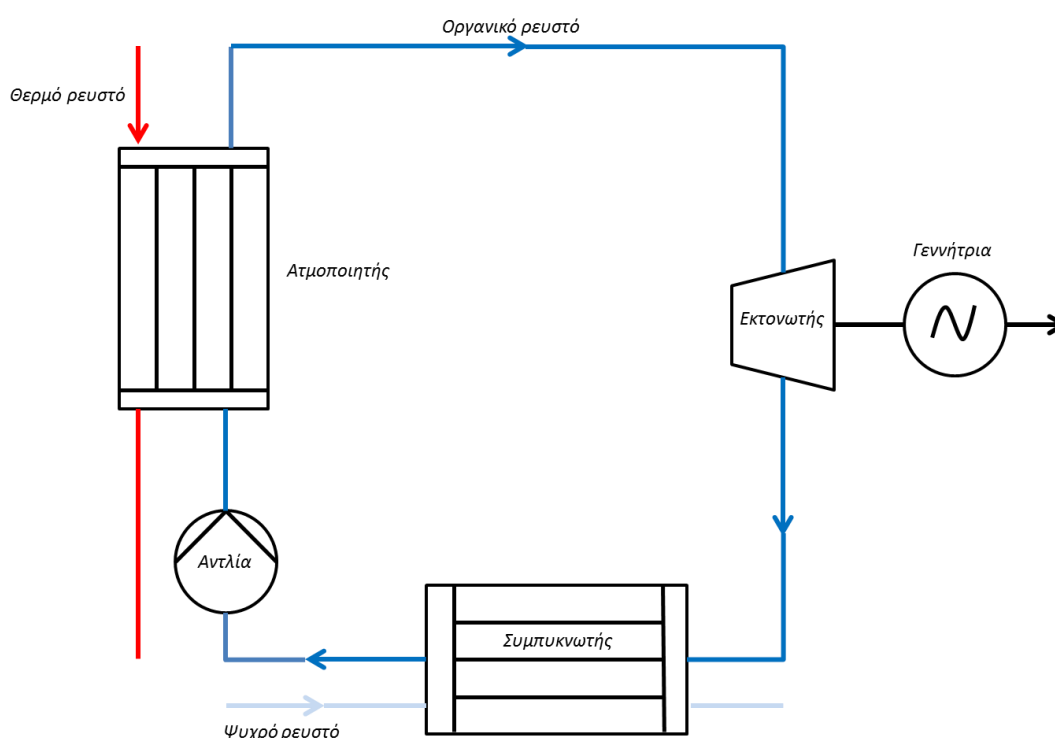
Κεφάλαιο 2: **Συστήματα ανάκτησης θερμότητας**

Το περιεχόμενο του 2^{ου} κεφαλαίου έγκειται στην αποσαφήνιση των συστημάτων ανάκτησης θερμότητας, των βασικών πλεονεκτημάτων, των εφαρμογών με έμφαση κυρίως στα συστήματα ανάκτησης θερμότητας σε ναυτικούς κινητήρες με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

2.1 Εισαγωγή

Ανάκτηση θερμότητας είναι η διαδικασία με την οποία επιτυγχάνεται αξιοποίηση μέρους της θερμότητας που απορρίπτεται στο περιβάλλον από κάποια μονάδα παραγωγής θερμότητας, ηλεκτρικής ή και μηχανικής ισχύος, με την πιο απλή της εφαρμογή να παρουσιάζεται στην **εικόνα 2.1.1**.

Η ανάκτηση θερμότητας από τα απορριπτόμενα θερμά ρεύματα επιτυγχάνεται με εναλλάκτες θερμότητας.



Εικόνα 2.1.1: Ενδεικτική διάταξη συστήματος ανάκτησης θερμότητας.

Κατά τη λειτουργία μιας θερμικής μηχανής, μεγάλα ποσά θερμότητας αποβάλλονται στο περιβάλλον είτε μέσω των ψυκτικών κυκλωμάτων (συμπυκνωτών ατμού, πύργων ψύξης, ψυγείων νερού κινητήρων Diesel κλπ), είτε μέσω των καυσαερίων (αεριοστροβίλων, κινητήρων Diesel, κινητήρων Otto, κλπ). Το μεγαλύτερο μέρος αυτής της θερμότητας μπορεί να ανακτηθεί και να χρησιμοποιηθεί ωφέλιμα μέσω αξιοποίησης της απορριπτόμενης θερμότητας για θέρμανση χώρου ή παραγωγή ζεστού νερού, τροφοδοσία άλλων βιομηχανικών θερμικών διεργασιών, είτε για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Για την υλοποίηση εφαρμογών ανάκτησης θερμότητας μια τεχνολογία που χρησιμοποιείται ευρέως είναι ο ORC. Βέβαια διατίθενται και άλλες τεχνολογίες που έχουν παρουσιάσει

καλή απόδοση, ενώ κάποιες άλλες είναι πολλά υποσχόμενες αλλά υπό διερεύνηση ακόμα. Από αυτές οι πιο ενδιαφέρουσες ακολουθούν παρακάτω [1]:

- ✓ **Κύκλος νερού-αμμωνίας:** Αυτός ο κύκλος χρησιμοποιεί ένα μίγμα νερού και αμμωνίας ως εργασίας μέσο. Έχει μη αζεοτροπικό θερμοκρασιακό προφίλ στους εναλλάκτες θερμότητας, το οποίο βελτιώνει την μεταφορά θερμότητας. Φαίνεται να παρουσιάζει καλύτερη απόδοση από ότι το ORC σε ορισμένες συνθήκες, αλλά η σχεδίαση του συστήματος είναι περισσότερο πολύπλοκη καθώς απαιτούνται δύο αντλίες και περισσότεροι εναλλάκτες θερμότητας.
- ✓ **Υπερκρίσιμος κύκλος CO₂:** Το εργαζόμενο μέσο είναι διοξείδιο του άνθρακα. Η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας είναι ανώτερη της κρίσιμης, που αποφεύγει τον περιορισμό του pinch point του ατμοποιητή. Αυτός ο κύκλος δείχνει πολύ καλή απόδοση, ενώ το μειονέκτημα του προέρχεται από την πολύ υψηλή πίεση και την συνεπακόλουθη αύξηση του κόστους της εγκατάστασης.
- ✓ **Κύκλοι Stirling και Ericsson:** Παρουσιάζουν καλή θεωρητική απόδοση. Ο αριθμός των πρακτικών εφαρμογών τους είναι περιορισμένος λόγω της απαίτησης πολύ καλής μετάδοσης θερμότητας στους εναλλάκτες του αναγεννητή και της πηγής θερμότητας.
- ✓ **Thermoelectric generator:** Αποτελείται από δομικά στοιχεία σε σειρά, τα οποία παράγουν ηλεκτρική ενέργεια χάρη στο φαινόμενο Seebeck. Παρουσιάζει μικρότερη απόδοση σε σχέση με τους παραπάνω κύκλους, αλλά έχει μεγάλες δυνατότητες βελτίωσης και θα μπορούσε να καταστεί οικονομικά βιώσιμη λύση στο μέλλον. Είναι επίσης αρκετά απλή κατασκευή, χωρίς κινούμενα μέρη, και θα μπορούσε έτσι να έχει μεγαλύτερη ανθεκτικότητα.

Σε αυτή την μελέτη έχει προτιμηθεί ο οργανικός κύκλος Rankine λόγω της απλότητας του και του περιορισμένου αριθμού των εξαρτημάτων που απαιτούνται για την υλοποίησή του, όλα εκ των οποίων είναι εμπορικά διαθέσιμα.

2.2 Οργανικός κύκλος Rankine vs κύκλος νερού-ατμού

Οι κύριες διαφορές μεταξύ του ORC και του κύκλου νερού-ατμού είναι οι ακόλουθες:

- ✓ **Υπερθέρμανση:** Τα οργανικά μέσα συνήθως παραμένουν υπέρθερμα μετά το πέρας της εκτόνωσής τους. Για αυτόν το λόγο δεν υπάρχει η ανάγκη υπερθέρμανσης τους σε αντίθεση με τον κύκλο νερού-ατμού. Η απουσία επίσης συμπυκνωμάτων στον εκτονωτή μειώνει τον κίνδυνο διάβρωσης των πτερυγίων του εκτονωτή και επεκτείνει την ζωή του στα 30 χρόνια σε αντίθεση με τα 15-20 χρόνια για τους ατμοστροβίλους.
- ✓ **Ανάκτηση θερμότητας σε χαμηλές θερμοκρασίες:** Λόγω του χαμηλού σημείου βρασμού του οργανικού εργαζόμενου μέσου που επιλέγεται, θερμότητα μπορεί να ανακτηθεί από πηγές με μικρότερες θερμοκρασίες όπως οι γεωθερμικές πηγές.

- ✓ **Μέγεθος συνιστωσών:** Στον κύκλο νερού-ατμού, η πυκνότητα του ρευστού είναι εξαιρετικά χαμηλή στο τμήμα χαμηλής πίεσης του κύκλου. Εφόσον η πτώση πίεσης αυξάνει κατά το τετράγωνο της ταχύτητας του ρευστού, η υψηλή ογκομετρική παροχή απαιτεί την αύξηση της υδραυλικής διαμέτρου των σωληνώσεων και του μεγέθους των εναλλακτών. Παρομοίως, το μέγεθος του στροβίλου είναι ανάλογο του ογκομετρικού λόγου παροχής.
- ✓ **Σχεδιασμός του ατμοποιητή:** Ο ORC επιτρέπει την χρήση μιας διαδρομής ατμοποιητή αποφεύγοντας την χρήση τυμπάνων και ανακυκλοφορίας. Αυτό οφείλεται στην αναλογικά μικρότερη διαφορά πυκνότητας μεταξύ αερίου και υγρού για τα μεγάλα μοριακού βάρους οργανικά ρευστά. Αντιθέτως, η μικρή πυκνότητα του ατμού παρουσιάζει πολύ διαφορετικά χαρακτηριστικά μετάδοσης θερμότητας και πτώσης πίεσης μεταξύ νερού και ατμού. Έτσι η ατμοποίηση του νερού σε μιας διαδρομής εναλλάκτη πρέπει να αποφεύγεται.
- ✓ **Θερμοκρασία εισόδου στροβίλου:** Στον κύκλο νερού-ατμού λόγω της υπερθέρμανσης, μια θερμοκρασία μεγαλύτερη από 450 °C είναι απαραίτητη στην είσοδο του στροβίλου ώστε να αποφευχθεί ο σχηματισμός συμπυκνωμάτων κατά την διάρκεια της εκτόνωσης. Αυτό οδηγεί σε μεγαλύτερη θερμική καταπόνηση του ατμοποιητή και των πτερυγίων του στροβίλου με αποτέλεσμα μεγαλύτερο κόστος εγκατάστασης.
- ✓ **Κατανάλωση της αντλίας:** Η κατανάλωση της αντλίας είναι ανάλογη της παροχής του εργαζόμενου μέσου και της διαφοράς πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου. Το μέγεθος που χαρακτηρίζει την αντλία είναι το Back Work Ratio (BWR), το οποίο ορίζεται ως η κατανάλωση της αντλίας προς την ισχύ που αποδίδει ο στροβίλος. Στον κύκλο νερού-ατμού το BWR είναι ιδιαίτερα μικρό της τάξεως του 0,4%. Για υψηλής θερμοκρασίας εφαρμογές ORC ένας τυπικός βαθμός BWR ανέρχεται στα 2-3%. Τέλος για χαμηλής θερμοκρασίας εφαρμογές ORC με HFC-134a, τυπικές τιμές ανέρχονται σε άνω του 10%.
- ✓ **Υψηλή πίεση:** Στον κύκλο νερού-ατμού, πιέσεις της τάξεως των 60-70 bar και η θερμική κόπωση που τα υλικά υφίστανται αυξάνουν την πολυπλοκότητα και το κόστος κατασκευής του συστήματος. Σε συσκευές ORC η πίεση δεν ξεπερνά τα 30 bar.
- ✓ **Πίεση συμπύκνωσης:** Για την αποφυγή διείδυσης αέρα στον κύκλο, η πίεση συμπύκνωσης πρέπει να είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής. Το νερό, όμως, έχει γενικά πίεση συμπύκνωσης μικρότερη από 100 mbar. Τα οργανικά μέσα εφαρμογών χαμηλής θερμοκρασίας όπως το HFC-245a, HCFC-123 ή HFC-134a πληρούν αυτή την απαίτηση. Από την άλλη πλευρά οργανικά ρευστά με υψηλότερο κρίσιμο σημείο όπως το εξάνιο ή το τολουένιο παρουσιάζουν μικρότερη πίεση σε θερμοκρασία περιβάλλοντος.
- ✓ **Χαρακτηριστικά του ρευστού:** Το νερό ως εργαζόμενο ρευστό είναι αρκετά βολικό σε σχέση με τα υπόλοιπα οργανικά ρευστά. Τα κύρια πλεονεκτήματά του νερού είναι το χαμηλό κόστος, η άμεση διαθεσιμότητα, ο μη τοξικός χαρακτήρας, η μη αναφλεξιμότητα του, φιλικό προς το περιβάλλον, η χημική ισορροπία και το μικρό ιξώδες. Παρόλα αυτά στους κύκλους νερού-ατμού παρατηρούνται διαρροές. Επομένως, ένα σύστημα επεξεργασίας νερού πρέπει να υπάρχει στην εγκατάσταση ώστε να παρέχει στον κύκλο υψηλής ποιότητας απιονισμένο νερό. Ακόμη πρέπει να

υπάρχουν συστήματα εξαερισμού ώστε να αποφευχθεί η διάβρωση των μεταλλικών εξαρτημάτων εξαιτίας της παρουσίας του οξυγόνου στον κύκλο.

- ✓ **Σχεδιασμός στροβίλου:** Στους κύκλους νερού-ατμού, ο λόγος πίεσης και η ενθαλπική πτώση στον στρόβιλο είναι αρκετά μεγάλα μεγέθη. Ως αποτέλεσμα παρατηρούνται στρόβιλοι με αρκετά στάδια εκτόνωσης. Στους κύκλους ORC, η ενθαλπική πτώση είναι αισθητά μικρότερη με αποτέλεσμα να χρειάζονται ένα ή δυο στάδια εκτόνωσης κάτι που μειώνει αισθητά το κόστος.
- ✓ **Επιπρόσθετα οφέλη από την μικρή ενθαλπική πτώση:** Λόγω της μικρής ενθαλπικής πτώσης του οργανικού μέσου επιβάλλονται μικρότερες ταχύτητες περιστροφής και ταυτόχρονα μικρότερες ταχύτητες ακροπτερυγίου. Οι μικρές ταχύτητες περιστροφής επιτρέπουν τον άμεσο έλεγχο μέσω του ηλεκτροκινητήρα των στροφών χωρίς την ανάγκη ύπαρξης μειωτήρα στροφών, ενώ οι μικρές ταχύτητες ακροπτερυγίου μειώνουν την κόπωση του υλικού των πτερυγίων και απλοποιεί τον σχεδιασμό τους.
- ✓ **Απόδοση:** Η απόδοση των υψηλής θερμοκρασίας εφαρμογών ORC δεν ξεπερνά το 24%. Τυπικοί βαθμοί απόδοσης εφαρμογών που χρησιμοποιούν τον κύκλο νερού-ατμού παρουσιάζουν θερμική απόδοση υψηλότερη του 30% αλλά με περισσότερο πολύπλοκο σχεδιασμό.

Συνοψίζοντας, ο κύκλος ORC παρουσιάζει περισσότερο ενδιαφέρον σε εφαρμογές χαμηλής και μεσαίας ισχύος (της τάξεως λίγων MWe), αφού οι μικρής κλίμακας εγκαταστάσεις χρειάζονται απλές και εύκολες στην κατασκευή συσκευές. Έτσι τέτοιες συσκευές χρησιμοποιούνται κυρίως για την παραγωγή ενέργειας σε αποκεντρωμένα συστήματα. Αντιθέτως για υψηλής ισχύος εγκαταστάσεις ενδείκνυται η χρήση κύκλου νερού-ατμού [31].

2.3 Εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας

Ο οργανικός κύκλος Rankine είναι περισσότερο χρήσιμος σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, συμπαραγωγής (κυρίως σε εφαρμογές που χρησιμοποιούν βιομάζα ως καύσιμο) και γενικότερης ανάκτησης και χρήσης της ανακτημένης ενέργειας για κάθε πιθανό σκοπό.

Τα συστήματα αυτά μπορούν να χρησιμοποιηθούν στις εξής εφαρμογές:

- ✓ Ανάκτηση θερμότητας σε βιομηχανικές εφαρμογές
- ✓ Ανάκτηση θερμότητας σε μηχανές εσωτερικής καύσης
- ✓ Ανάκτηση θερμότητας σε ναυτικές εφαρμογές

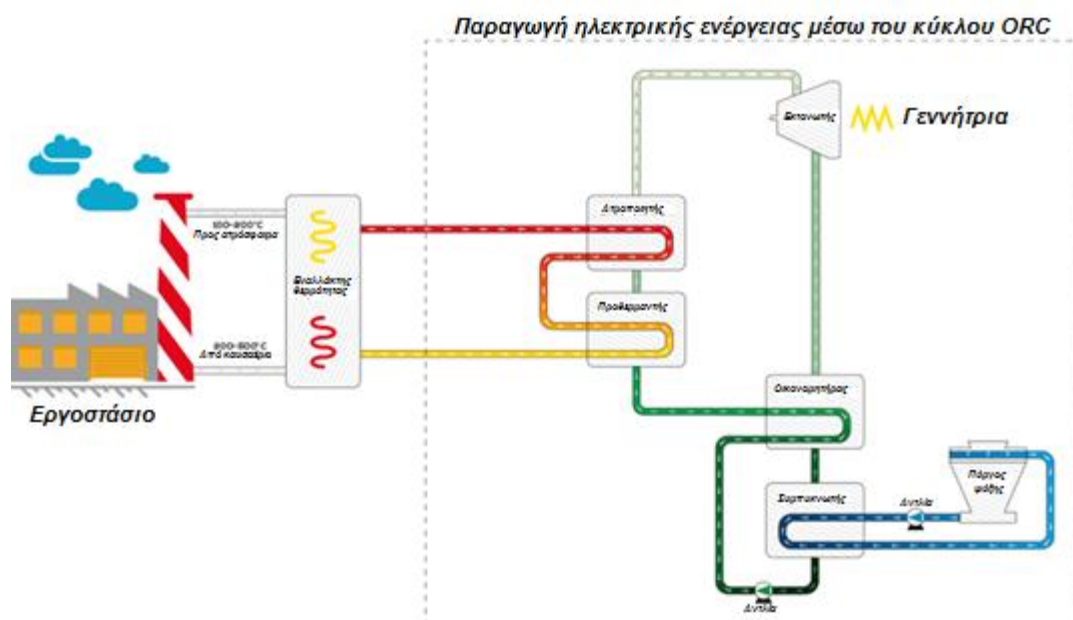
2.3.1 Ανάκτηση θερμότητας σε βιομηχανικές εφαρμογές

Πολλές διεργασίες στην βιομηχανία κατασκευών απορρίπτουν μεγάλα ποσά θερμότητας σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες. Σε μεγάλης κλίμακας εργοστάσια, αυτή η θερμότητα είναι

συνήθως μη αξιοποιήσιμη και δεν μπορεί να επαναχρησιμοποιηθεί για τις ανάγκες της εγκατάστασης ή για τηλεθέρμανση με αποτέλεσμα να απορρίπτεται στο περιβάλλον.

Η εν λόγω συμπεριφορά προκαλεί δυο ειδών ρύπανσης: Στα καυσαέρια υφίστανται ρύποι (CO_2 , NO_x , SO_x , HC), οι οποίοι είναι επικίνδυνοι τόσο για την ανθρώπινη υγεία όσο και για το περιβάλλον. Ακόμη η απόρριψη θερμότητας διαταράσσει την βιοποικιλότητα [17].

Η ανάκτηση θερμότητας βοηθά στον περιορισμό αυτών των τύπων ρύπανσης. Επίσης το παραγόμενο ηλεκτρικό ρεύμα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την κάλυψη των αναγκών της εγκατάστασης ή και να πωληθεί στο δίκτυο με πρόσθετα οικονομικά οφέλη για την επιχείρηση. Σε τέτοιου είδους συστήματα, η θερμότητα ανακτάται από έναν ενδιάμεσο βρόχο μεταφοράς θερμότητας και χρησιμοποιείται για την ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου ενός κύκλου ORC. Το δυναμικό που υπολογίζεται ότι προκύπτει από την παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος μέσω συστημάτων ανάκτησης θερμότητας ανέρχεται σε 750 MWe για τις Η.Π.Α., 500 MWe στην Γερμανία και 3000 MWe στην Ευρώπη [18].



Εικόνα 2.3.1.1: Τυπική διάταξη ανάκτησης θερμότητας σε βιομηχανικό περιβάλλον [19]

Μερικές επιχειρήσεις ενδείκνυνται για την χρήση συστημάτων ανάκτησης θερμότητας περισσότερο από άλλες. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι οι βιομηχανίες τσιμέντου στις οποίες 40% της διαθέσιμης θερμότητας αποβάλλεται μέσω των καυσαερίων. Η θερμοκρασία των καυσαερίων ποικίλει από $215\text{ }^\circ\text{C}$ μέχρι $315\text{ }^\circ\text{C}$ [20].

Οι εκπομπές CO_2 από τις τσιμεντοβιομηχανίες αντιστοιχούν στο 5% των συνολικών παγκόσμιων εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου [17]. Άλλα παραδείγματα αποτελούν τα εργοστάσια σιδήρου και χάλυβα (π.χ. 10% των παγκόσμιων εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου εκπέμπονται από την Κίνα) διυλιστήρια και χημικές βιομηχανίες.

2.3.2 Ανάκτηση θερμότητας σε μηχανές εσωτερικής καύσης

Μια μηχανή εσωτερικής καύσης (Internal Combustion Engine-ICE) μετατρέπει μόνο το ένα τρίτο της ενέργειας του καυσίμου που χρησιμοποιεί σε μηχανικό έργο μέσω κατάλληλων κύκλων λειτουργίας: ένας τυπικός βενζινοκινητήρας 1,4lt με τον θερμικό βαθμό απόδοσης του να κυμαίνεται από 15% μέχρι 32% απελευθερώνει 1,7-45 kW θερμότητας μέσω του συστήματος ψύξης του (σε θερμοκρασίες κοντά στους 80-100 °C) και 4,6-120 kW μέσω των καυσαερίων (400-900 °C) [21].

Το σύστημα ανάκτησης θερμότητας κύκλου Rankine (με εργαζόμενο μέσο οργανικό ρευστό ή νερό-ατμό) είναι ένα αρκετά αποδοτικό μέσο ανάκτησης σε σχέση με άλλες τεχνολογίες όπως ο θερμοηλεκτρικός κύκλος και ο κύκλος απορρόφησης. Η διαδικασία εφαρμογής ενός τέτοιου συστήματος σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης δεν είναι νέα καθώς έχει εμφανισθεί μετά την ενεργειακή κρίση του 1970. Για παράδειγμα, ο Mack Trucks [22] σχεδίασε και κατασκεύασε μια πρωτότυπη συσκευή, η οποία λειτουργούσε μέσω των καυσαερίων ενός κινητήρα φορτηγού 288HP. Σε σχετικό τεστ που πραγματοποιήθηκε, διανύθηκαν 450 km, ώστε να διαπιστωθεί η τεχνολογική ορθότητα και το οικονομικό ενδιαφέρον του συστήματος. Έτσι διαπιστώθηκε μείωση 12,5% στην κατανάλωση καυσίμου. Τα συστήματα που υλοποιούνται σήμερα διαφέρουν ως προς αυτά του 1970 εξαιτίας των βελτιώσεων που έχουν υποστεί οι συσκευές εκτόνωσης και λόγω της πληθώρας επιλογών των εργαζόμενων μέσων που παρέχονται. Παρόλα αυτά μέχρι πρόσφατα δεν υπάρχει καμία διαθέσιμη συσκευή κύκλου Rankine σε παραγωγή.

Τα περισσότερα συστήματα που βρίσκονται υπό κατασκευή ανακτούν θερμότητα από τα καυσαέρια και από το σύστημα ψύξης [23]. Μια ακόμη πιθανή πηγή είναι και η ανακυκλοφορία καυσαερίων (σύστημα EGR) και το σύστημα ψύξης αέρος από τα οποία απορρίπτονται υπολογίσιμα ποσά θερμικής ενέργειας.

Η έξοδος από τον εκτονωτή μπορεί να είναι μηχανικό ή ηλεκτρικό έργο. Σε ένα μηχανολογικό σύστημα, η άτρακτος του εκτονωτή είναι συνδεδεμένη στον ιμάντα μετάδοσης κίνησης του κινητήρα μέσω συμπλέκτη ώστε να αποφεύγονται απώλειες ενέργειας σε περίπτωση που η έξοδος του συστήματος ORC είναι πολύ μικρή. Το κύριο μειονέκτημα αυτής της διάταξης έγκειται στο γεγονός της επιβληθείσας ταχύτητας του εκτονωτή: αυτή η ταχύτητα είναι συνήθως σταθερή, η οποία εξαρτάται από την ταχύτητα του κινητήρα με αποτέλεσμα να μην συνάδει με την βέλτιστη ταχύτητα, η οποία θα αύξανε την απόδοση του κύκλου. Στην περίπτωση της ηλεκτροπαραγωγής, ο εκτονωτής είναι συνδεδεμένος με μια γεννήτρια, η οποία χρησιμοποιείται για την φόρτιση μπαταριών ή την κάλυψη βοηθητικών αναγκών, όπως ο κλιματισμός.

Ως προς τον εκτονωτή, η αντλία μπορεί να συνδεθεί απευθείας στον ιμάντα κίνησης της ατράκτου του εκτονωτή ή σε έναν ηλεκτροκινητήρα. Η τελευταία περίπτωση εξυπηρετεί στην ευκολότερη ρύθμιση της διακινούμενης μάζας του οργανικού ρευστού.

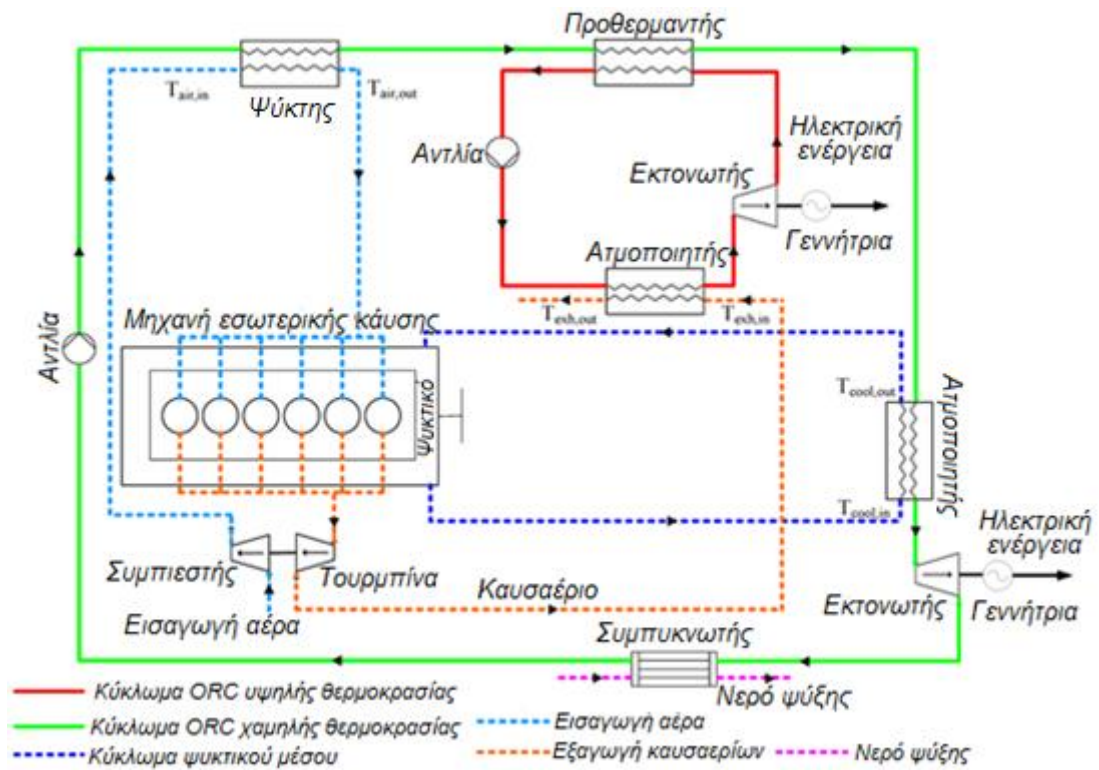
Το σύστημα ελέγχου του συστήματος είναι ιδιαίτερα περίπλοκο λόγω του μεταβατικού χαρακτήρα της πηγής θερμότητας. Έτσι, βελτιστοποιώντας τον έλεγχο βελτιώνεται η συνολική απόδοση του συστήματος. Επομένως, είναι απαραίτητο να ελέγχεται τόσο η

ταχύτητα της αντλίας όσο και η ταχύτητα του εκτονωτή για να διατηρούνται οι συνθήκες (θερμοκρασία, πίεση) στα επιθυμητά επίπεδα [24].

Η απόδοση των προσφάτως ανεπτυγμένων πρωτοτύπων κύκλου Rankine είναι πολλά υποσχόμενη: ένα σύστημα που κατασκευάστηκε από την εταιρεία της Honda [25] απέδωσε μέγιστο θερμικό βαθμό απόδοσης στα 13%. Σε ταχύτητα 100 km/h, σημειώθηκε παραγωγή 2,5 kW (για ισχύ κινητήρα στα 19,2 kW) και τέλος σημειώθηκε αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης από 28,9% στα 32,7%.

2.3.3 Ανάκτηση θερμότητας σε ναυτικές εφαρμογές

Όπως μπορεί να γίνει αντιληπτό μια συσκευή ανάκτησης θερμότητας σε ένα πλοίο μοιάζει αρκετά σε επίπεδο λειτουργίας με την διάταξη που περιγράφηκε στην προηγούμενη ενότητα που αφορούσε διατάξεις ανάκτησης θερμότητας σε μηχανές εσωτερικής καύσης. Σε έναν τυπικό ναυτικό πετρελαιοκινητήρα, μικρότερο από το 45% της ενέργειας του καυσίμου που χρησιμοποιείται αξιοποιείται ως ωφέλιμο έργο, ενώ η υπόλοιπη ενέργεια χάνεται μέσω των καυσαερίων, του συστήματος ψύξης του jacket του κινητήρα και των άλλων συστημάτων [26]. Είναι λοιπόν προφανές ότι υπάρχει διαθέσιμη αρκετή απορριπτόμενη ενέργεια, η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί. Η τεχνολογία ανάκτησης θερμότητας όπως αναφέρθηκε και παραπάνω εμφανίσθηκε κατά το 1970 στις Η.Π.Α. και την Ευρώπη ως αποτέλεσμα της πρώτης ενεργειακής κρίσης. Οι σχετικές επιχειρήσεις κατασκευής ναυτικών κινητήρων ήταν οι πρώτες που ασχολήθηκαν με τον σχετικό τομέα. Έτσι η εταιρεία MAN Group παρουσίασε ένα σύστημα αξιοποίησης καυσαερίων, το οποίο περιλάμβανε έναν εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας, έναν ατμοστρόβιλο και μια ηλεκτρογεννήτρια με το οποίο επέφερε αύξηση του βαθμού απόδοσης κατά 10%. Η Wärtsilä ανέπτυξε ένα σύστημα ανάκτησης, το οποίο περιλαμβάνει έναν εναλλάκτη διπλής πίεσης και έναν στρόβιλο, με το οποίο επιτυγχάνει αύξηση του βαθμού απόδοσης κατά 11,4%. Με την σειρά της και η ABB Ltd. πρότεινε αντίστοιχα συστήματα αξιοποίησης κυρίως της θερμότητας των καυσαερίων [26].



Εικόνα 2.3.3.1: Διπλή διάταξη ανάκτησης θερμότητας από ζεστά νερά και τα καυσαέρια ναυτικού κινητήρα[27]

Βέβαια από όλες αυτές τις τεχνολογίες, ο Οργανικός κύκλος Rankine (ORC) είναι ο περισσότερο υποσχόμενος για εφαρμογές που αξιοποιούν πηγές θερμότητας μεσαίων και χαμηλών θερμοκρασιών εξαιτίας της υψηλής απόδοσης, της απλότητας των συστημάτων και της αξιοπιστίας του.

Κεφάλαιο 3:

Περιγραφή του υπό εξέταση συστήματος (Marine ORC)

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει μία θεωρητική περιγραφή της αρχής λειτουργίας και των μερών της εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας με χρήση του Οργανικού Κύκλου Rankine που έχει υλοποιηθεί στο εργαστήριο ατμοκινητήρων και λεβήτων του ΕΜΠ.

3.1 Ανάκτηση θερμότητας από εμβολοφόρους κινητήρες

Diesel πλοίων (Waste Heat Recovery-WHR)

Ως συστήματα ανάκτησης θερμότητας ορίζονται εκείνα τα οποία εκμεταλλεύονται την απορριπτόμενη θερμότητα μέσω κάποιας θερμικής διεργασίας για την παραγωγή ωφέλιμου έργου. Το έργο αυτό μπορεί να είναι μηχανικό, ηλεκτρική ισχύς ή ακόμα θερμική ενέργεια για την θέρμανση κάποιου εργαζόμενου μέσου ή χώρου.

Κατά την λειτουργία του πλοίου μεγάλα ποσά θερμότητας δεν είναι εκμεταλλεύσιμα από τις Μ.Ε.Κ. και απορρίπτονται στο περιβάλλον. Με την εγκατάσταση κάποιου συστήματος ανάκτησης θερμότητας (WHR – Waste Heat Recovery System), η θερμότητα αυτή μπορεί να ανακτηθεί και να εξυπηρετήσει κάποιες άλλες ανάγκες του πλοίου.

Οι κύριες πηγές απώλειας θερμότητας από τις Μ.Ε.Κ. προκύπτουν από το νερό που χρησιμοποιείται συνήθως για την ψύξη του αέρα εισαγωγής στο τμήμα υψηλής θερμοκρασίας καθώς και του κελύφους της μηχανής (HT cooling water), το νερό που χρησιμοποιείται για την ψύξη των υπόλοιπων συστημάτων όπως το λάδι λίπανσης της μηχανής και τους βοηθητικούς Diesel κινητήρες (LT cooling water). Τέλος, βασική απώλεια αποτελούν τα καυσαέρια που εξέρχονται από την μηχανή, τα οποία διατηρούν μεγάλες ποσότητες θερμότητας (exhaust gas). Το χαρακτηριστικό που καθορίζει την ευκολία ή μη της αξιοποίησης αυτών των τριών πηγών θερμότητας και τον τύπο του χρησιμοποιούμενου συστήματος ανάκτησης θερμότητας είναι η θερμοκρασία. Στον **πίνακα 3.1.1** δίνονται τα θερμοκρασιακά επίπεδα καθώς και το ποσό θερμότητας, επί του παραγόμενου έργου, των πηγών που προαναφέρθηκαν για τον κινητήρα MAN 48/60 CR.

Πηγή θερμότητας και χαρακτηριστικά μεγέθη		Φορτία λειτουργίας			
		50%	75%	85%	100%
Νερό ψύξης (Χαμηλής θερμοκρασίας)	Ποσοστιαία Θερμότητα	27.9%	24.7%	23.1%	22.2%
	Θερμοκρασία	40°C/70°C	40°C/70°C	40°C/70°C	40°C/70°C
Νερό ψύξης (Υψηλής θερμοκρασίας)	Ποσοστιαία Θερμότητα	30.2%	40.3%	39.7%	44.7%
	Θερμοκρασία	90°C/95°C	90°C/95°C	90°C/95°C	90°C/95°C
Καυσαέρια	Ποσοστιαία Θερμότητα	40.1%	30.4%	28.3%	31.9%
	Θερμοκρασία	371°C	326°C	325°C	342°C

Πίνακας 3.1.1: MAN 48/60CR θερμοκρασία και ενεργειακό περιεχόμενο πηγών θερμότητας για διάφορα φορτία λειτουργίας [28].

Από τον πίνακα εξάγεται εύκολα το συμπέρασμα ότι πολύ μεγάλα ποσά ενέργειας διαφεύγουν στο περιβάλλον με την μορφή θερμότητας. Τα ζεστά νερά του συστήματος ψύξης μεταφέρουν θερμότητα συνολικής ισχύος 58-66% του συνολικού μηχανικού έργου που αποφέρει η μηχανή. Τα καυσαέρια από την μεριά τους, κατά την έξοδό τους από τον συμπιεστή, έχουν ενεργειακό περιεχόμενο που κυμαίνεται μεταξύ 28-40% της συνολικά παραγόμενης ισχύος από την μηχανή, ανάλογα με το ποσοστό του πλήρους φορτίου στο

οποίο λειτουργεί. Αξίζει να σημειωθεί, ότι η διαθέσιμη θερμότητα των καυσαερίων υπολογίζεται με σημείο αναφοράς τους 190°C.

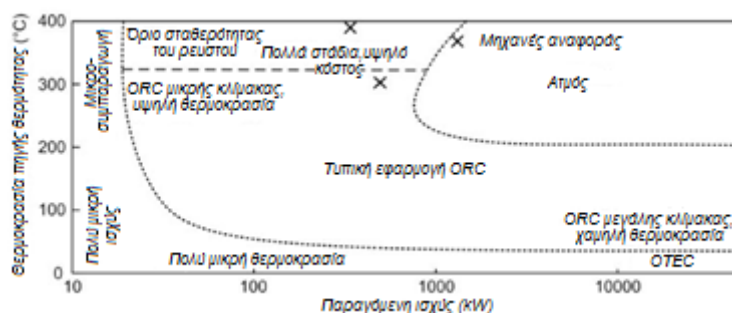
Σχετικά με το θερμοκρασιακό τους επίπεδο, εύκολα κανείς ξεχωρίζει δύο περιπτώσεις. Στην περίπτωση των ζεστών νερών και τα δύο ψυκτικά κυκλώματα είναι χαμηλού θερμοκρασιακού επιπέδου (70°-95°C). Τα καυσαέρια από την άλλη εξέρχονται με θερμοκρασίες μεσαίες προς υψηλές.

Με βάση την βιβλιογραφία έχουν γίνει αρκετές πρόσφατες μελέτες που αφορούν συστήματα ανάκτησης θερμότητας σε κινητήρες diesel πλοίων από διάφορους ερευνητές ανά τον κόσμο. Ενδεικτικά αναφέρονται οι εξής:

- ✓ *Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier, M. Soffiato, Energy Conversion and Management, volume 92, March 2015, p.523-534*
- ✓ *A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications, F. Baldi, Energy, volume 80, 1 February 2015, pg 545-555*
- ✓ *A review of waste heat recovery technologies for maritime applications, D. V. Singh, volume 111, 1 March 2016, pg 315-328*
- ✓ *Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines, J. Song, Energy, volume 82, 15 March, pg 976-985*
- ✓ *Utilisation of diesel engine waste heat by Organic Rankine Cycle, B. Kölsch, Applied Thermal Engineering, Volume 78, 5 March 2015, Pages 437-448*

3.1.1 Επιλογή του συστήματος WHR

Τα δεδομένα που δόθηκαν στον **πίνακα 3.1.1**, τα οποία αφορούσαν συγκεκριμένο μοντέλο κινητήρα, ισχύουν σε μεγάλο βαθμό για τους περισσότερους ναυτικούς προωθητικούς κινητήρες χωρίς μεγάλες διαφοροποιήσεις. Με βάση αυτό το σύστημα ανάκτησης θερμότητας θα πρέπει να εκμεταλλεύεται αποδοτικά τις τρεις πηγές θερμότητας μεγιστοποιώντας την ηλεκτροπαραγωγή. Στην **εικόνα 3.1.1.1** φαίνεται μια εκτίμηση για την αποδοτικότερη περιοχή εφαρμογής συστημάτων νερού-ατμού ή ORC ανάλογα με την προσφερόμενη ισχύ αλλά και το θερμοκρασιακό επίπεδο της πηγής θερμότητας.



Εικόνα 3.1.1.1: Περιοχή εφαρμογής συστημάτων Νερού- Ατμού και συστημάτων Οργανικού Κύκλου Rankine [29].

Όπως φαίνεται στην **εικόνα 3.1.1.1**, οι πηγές θερμότητας που δεν υπερβαίνουν τους 200°C δεν είναι αποδοτικές σε καμία περίπτωση να αξιοποιηθούν από σύστημα νερού - ατμού. Επομένως, για θερμοκρασίες χαμηλότερες των 200°C η λύση του ORC συστήματος είναι μονόδρομος καθώς μόνο κάποιο κατάλληλο οργανικό υγρό μπορεί να αποδώσει ικανοποιητική ισχύ. Οι περισσότερες εφαρμογές ORC είναι για πηγές θερμότητας 100 - 200°C και συνολικής παραγόμενης ισχύος ≈ 1000 kW. Για πηγές θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας αλλά μεγαλύτερης συνολικής αποδιδόμενης ισχύος η εγκατάσταση ενός ORC συστήματος είναι μεγάλης κλίμακας και κοστοβόρα, χρήζοντας έτσι απαραίτητη την τεχνοοικονομική αξιολόγηση μιας τέτοιας μονάδας. Το αντίθετο συμβαίνει για τις περιπτώσεις που τοποθετούνται στο πάνω αριστερά τμήμα της **εικόνας 3.1.1.1**. Τα συστήματα νερού - ατμού προτιμώνται όταν η πηγή θερμότητας χαρακτηρίζεται από υψηλές θερμοκρασίες αλλά και ισχύ ≥ 1000 kW.

Όπως είναι προφανές, η θερμότητα από ζεστά νερά, εξαιτίας της εξαιρετικά χαμηλής θερμοκρασίας, μπορεί να ανακτηθεί μόνο με σύστημα ORC. Αντίστοιχα, τα καυσαέρια μπορεί κανείς να τα αξιοποιήσει αποδοτικότερα, εξαιτίας του υψηλού τους ενεργειακού περιεχομένου και της υψηλής τους θερμοκρασίας, σε σύστημα νερού - ατμού.

Στην υπό μελέτη εργαστηριακή εφαρμογή, μελετήθηκε η ανάκτηση θερμότητας κυρίως από τα ζεστά νερά της μηχανής (σύστημα ψύξης της μηχανής), οπότε η χρήση ORC συστήματος αποτέλεσε μονόδρομο, σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν παραπάνω σ' αυτό το κεφάλαιο.

3.1.2 WHRS συστήματος ψύξης εμβολοφόρων κινητήρων

Diesel πλοίων

Η πειραματική διάταξη που υλοποιήθηκε, προσομοιώνει την ανάκτηση θερμότητας από το υδρόψυκτο σύστημα ψύξης και των βοηθητικών συστημάτων μιας εμβολοφόρου μηχανής εσωτερικής καύσης Diesel ενός πλοίου, με σκοπό την αύξηση της απόδοσής του.

Ο κεντρικός ψύκτης ενός πλοίου, που ψύχει τα ζεστά νερά με θαλασσινό νερό, επιφορτίζεται με έργο μεταφοράς θερμότητας της τάξεως των 13MW στην συνήθη λειτουργία του πλοίου. Η ισχύς αυτή είναι κοντά στο 70% της συνολικά αποδιδόμενης ισχύος της κύριας μηχανής του πλοίου σε φυσιολογικές συνθήκες λειτουργίας. Έτσι είναι προφανές ότι η αύξηση της απόδοσης ενός πλοίου απαιτεί την εκμετάλλευση του μεγάλου όγκου ισχύος του συστήματος ψύξης.

Βασικό χαρακτηριστικό αυτής της πηγής θερμότητας αποτελεί το εξαιρετικά χαμηλό θερμοκρασιακό επίπεδο. Μια τέτοια παρατήρηση μας οδηγεί στην χρήση του Οργανικού Κύκλου Rankine για ανάκτηση θερμότητας. Μελετώντας το υδρόψυκτο σύστημα ψύξης της μηχανής ενός πλοίου, παρατηρείται ότι το μεγαλύτερο μέρος της θερμότητας που μπορεί να ανακτηθεί προέρχεται από τα συστήματα ψύξης του κελύφους (Jacket) της μηχανής και του αέρα εισαγωγής (Scavenge Air). Στον **πίνακα 3.1.2.1** δίνονται τα βασικά χαρακτηριστικά των δύο συστημάτων ψύξης για ένα πλοίο τύπου "ξηρού χύδην φορτίου" (Dry bulk carrier) που έχει ναυπηγηθεί από την εταιρία Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering CO.,LTD.

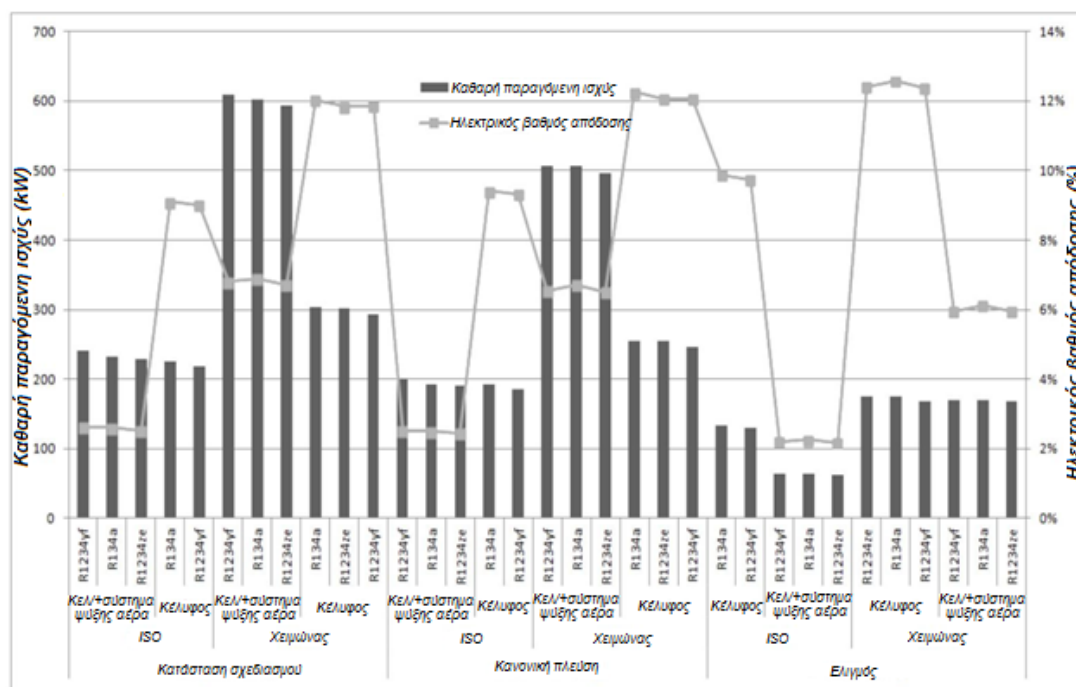
(DSME), μετρίου προς μεγάλου μεγέθους, που αποτελεί τυπικό παράδειγμα εμπορικού πλοίου.

Σύστημα ψύξης κελύφους της μηχανής			
Κατάσταση λειτουργίας	Θερμοκρασία εισόδου (°C)	Θερμοκρασία εξόδου (°C)	Απορριπτόμενη θερμική ισχύς (kW)
Σχεδιασμός	65	80	2700
Πλεύση	67.6	80	2235
Ελιγμός	71.7	80	1496

Σύστημα ψύξης του αέρα εισαγωγής			
Κατάσταση λειτουργίας	Θερμοκρασία εισόδου (°C)	Θερμοκρασία εξόδου (°C)	Απορριπτόμενη θερμική ισχύς (kW)
Σχεδιασμός	36	60.6	7540
Πλεύση	36	57.1	6465
Ελιγμός	36	43.7	2358

Πίνακες 3.1.2.1: Θερμοκρασία εισαγωγής-εξόδου και απορριπτόμενη θερμική ισχύς βασικών επιμέρους συστημάτων ψύξης του πλοίου [30].

Όπως φαίνεται στους **πίνακες 3.1.2.1** οι δύο αυτές πηγές διαφέρουν αρκετά μεταξύ τους. Μία επιλογή ανάκτησης, χωρίς να γίνει μεγάλη μετατροπή στα συστήματα του πλοίου είναι να γίνει ανάκτηση θερμότητας μόνο από τα ζεστά νερά του συστήματος ψύξης του κελύφους της μηχανής. Ενώ μία δεύτερη επιλογή είναι η χρήση σύνθετου συστήματος που χρησιμοποιεί τα ζεστά νερά από την ψύξη του αέρα εισαγωγής για την θέρμανση του οργανικού μέσου μέχρι την κατάσταση κορεσμένου ατμού και στην συνέχεια χρήση των ζεστών νερών από την ψύξη του Jacket της μηχανής για την υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου. Η επιλογή εξαρτάται από τις συνθήκες περιβάλλοντος στις οποίες δραστηριοποιείται το πλοίο και το κόστος επένδυσης για το κάθε σύστημα. Η **εικόνα 3.1.2.1** δείχνει την διαφορά των δύο συστημάτων σε συνθήκες χειμώνα και σε συνθήκες ISO και στον **πίνακα 3.1.2.2** φαίνονται οι χαρακτηριστικές συνθήκες που αφορούν την λειτουργία του πλοίου.



Εικόνα 3.1.2.1: Ραβδόγραμμα της καθαρά αποδιδόμενης ηλεκτρικής ισχύος και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συστήματος ORC για την ανάκτηση θερμότητας από το σύστημα ψύξης πλοίου [31].

Κατάσταση περιβάλλοντος	Χειμώνας (°C)	ISO (°C)
Ατμόσφαιρα	2	25
Θαλασσινό νερό	5	25
«Ακάθαρτο» νερό	5	25
Μηχανοστάσιο	15	25
Χώρος εμπορευμάτων	10	25
Δεξαμενές	10	25

Πίνακας 3.1.2.2: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες που αφορούν την λειτουργία του πλοίου (DSME) [32].

3.1.3 Επιλογή του εργαζόμενου μέσου

Το οργανικό εργαζόμενο μέσο το οποίο θα χρησιμοποιηθεί για μια συγκεκριμένη εφαρμογή πρέπει να πληροί κάποια κριτήρια, τα οποία το καθιστούν ως καταλληλότερο από τα υπόλοιπα για την χρήση που μελετάται.

Τα βασικά κριτήρια είναι τα εξής [33], [34], [35]:

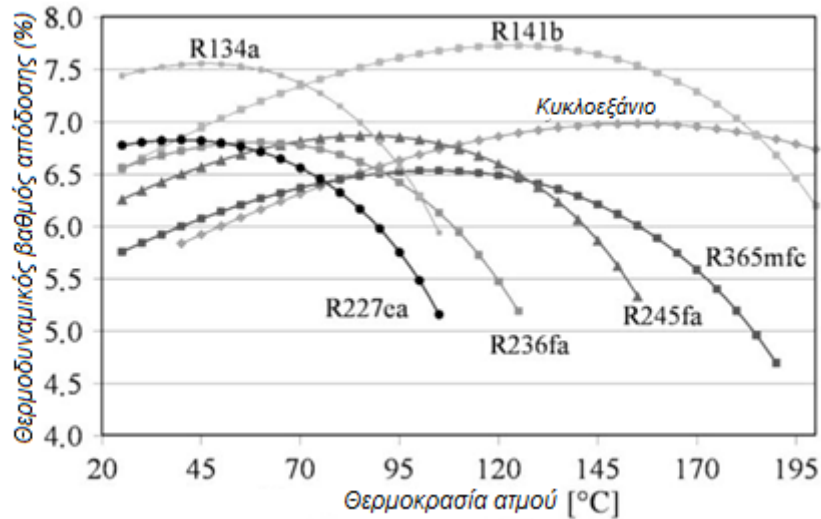
- i. Βασικός στόχος είναι η μεγιστοποίηση της αποδιδόμενης ισχύος για την δεδομένη πηγή θερμότητας και θερμοκρασία περιβάλλοντος. Κάτι τέτοιο συνήθως συνεπάγεται και χαμηλή κατανάλωση ισχύος από την εγκατάσταση.

- ii. Για την αποφυγή προβλημάτων διάβρωσης που προκαλούνται στον εκτονωτή από τον σχηματισμό σταγονιδίων, η καμπύλη κορεσμού πρέπει να είναι είτε θετική είτε ισεντροπική. Ωστόσο, για την αποφυγή εκτεταμένης υπερθέρμανσης προτιμάται η κλίση της καμπύλης κορεσμού να μην είναι πολύ μεγάλη.
- iii. Η μεγάλη πυκνότητα του ρευστού κατά την ατμοποίηση είναι απαραίτητη καθώς αποφεύγεται ο υπερμεγέθης εξοπλισμός της εγκατάστασης (εναλλάκτες θερμότητας, συμπυκνωτής κλπ.).
- iv. Η πίεση συμπύκνωσης του εργαζόμενου μέσου, για την αποφυγή διαρροών, προτιμάται να είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής.
- v. Για υποκρίσιμους κύκλους, η κρίσιμη πίεση του ρευστού πρέπει να είναι υψηλότερη από την πίεση εξατμίσεως.
- vi. Κριτήριο αποτελεί και η βέλτιστη υψηλή πίεση του συστήματος να μην ξεπερνά κάποιες λογικές τιμές. Οι υψηλές πιέσεις στα συστήματα ORC οδηγούν και σε μεγάλο επενδυτικό κόστος και αυξημένη πολυπλοκότητα.
- vii. Σημαντική προϋπόθεση είναι και η μικρή περιβαλλοντική επιρροή καθώς και η ασφάλεια. Δηλαδή, χαμηλό δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP) και υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP). Επίσης, πρέπει να μην είναι τοξικό, και να έχει υψηλή θερμοκρασία αυτανάφλεξης.
- viii. Τέλος το οργανικό μέσο πρέπει να είναι εύκολα διαθέσιμο και χαμηλού κόστους.

Στον **πίνακα 3.1.3.1** φαίνονται τα βασικά χαρακτηριστικά των πιο συνηθισμένων οργανικών ρευστών που χρησιμοποιούνται σήμερα σε οργανικούς κύκλους Rankine, ενώ στην **εικόνα 3.1.3.1** παρατηρούμε την σύγκριση των διαφορετικών ρευστών όσον αφορά την θερμοδυναμική τους απόδοση σε σχέση με το θερμοκρασιακό επίπεδο του δημιουργούμενου ατμού.

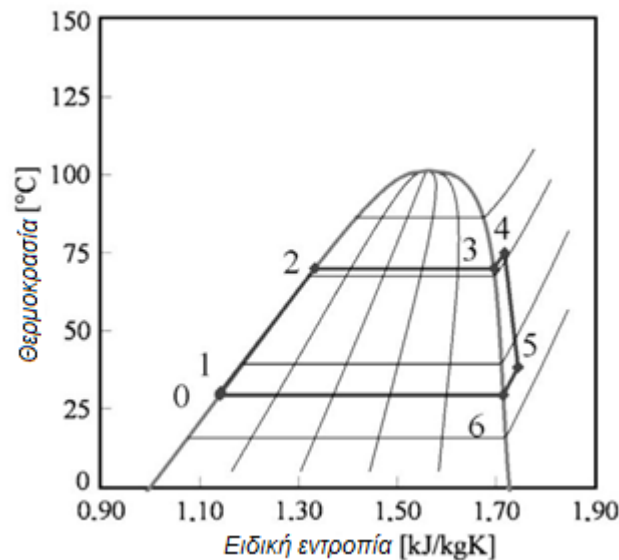
Εργαζόμενο ρευστό	T_c (°C)	P_c (bar)	$T_{s,1\text{ bar}}$ (°C)	$P_{s,20^\circ\text{C}}$ (bar)
R134a	101.1	40.6	-26.4	5.7
R227ea	101.8	29.3	-16.6	3.9
R236fa	124.9	32.0	-1.8	2.3
R245fa	154.0	36.5	14.8	1.2
R141b	204.4	42.1	31.7	0.7
R365mfc	186.9	32.7	39.8	0.5
Κυκλοεξάνιο	280.5	40.8	80.3	0.1

Πίνακας 3.1.3.1: Βασικές ιδιότητες οργανικών ρευστών [36].



Εικόνα 3.1.3.1: Σύγκριση διαφορετικών οργανικών ρευστών [36].

Για την πειραματική εγκατάσταση που στήθηκε στο εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του ΕΜΠ χρησιμοποιήθηκε το οργανικό μέσο R-134a, το οποίο όπως φαίνεται και παραπάνω αποδίδει καλύτερα στην απλή περίπτωση όπου επιθυμείται να γίνει ανάκτηση από τα ζεστά νερά της ψύξης του jacket της μηχανής. Επιπροσθέτως, το R-134a αποτελεί διαδεδομένο ρευστό, που έχει αντικαταστήσει το βλαβερό για το περιβάλλον R-22, ενώ είναι σχετικά οικονομική επιλογή και εύκολο να βρεθεί στην αγορά. Στην **εικόνα 3.1.3.2** φαίνεται το T-s διάγραμμα για το χρησιμοποιούμενου οργανικό ρευστό.



Εικόνα 3.1.3.2: T-s διάγραμμα για το R-134a. 0-1 συμπίεση στην αντλία τροφοδότησης, 1-2 προθέρμανση, 2-3 ατμοποίηση, 3-4 υπερθέρμανση, 4-5 εκτόνωση, 5-6 μείωση υπερθέρμανσης, 6-0 συμπίκνωση [36].

3.1.4 Πειραματική εγκατάσταση που μελετάται

Το μηχανολογικό σχέδιο της εγκατάστασης που μελετάται στην παρούσα διπλωματική εργασία ακολουθεί παρακάτω στην **εικόνα 3.1.4.1**:



Εικόνα 3.1.4.1: Πειραματική εγκατάσταση ανάκτησης θερμότητας από ζεστά νερά πλοίων που υλοποιήθηκε στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του ΕΜΠ.

Όπως μπορούμε να παρατηρήσουμε από την παραπάνω εικόνα που παρατίθεται, η εγκατάσταση αποτελείται από επιμέρους συσκευές, οι οποίες θα με την σειρά τους θα περιγραφούν παρακάτω.

Οι κύριες συσκευές που απαρτίζουν την εγκατάσταση είναι:

- i. Ο Εκτονωτής
- ii. Η Αντλία
- iii. Ο Ατμοποιητής
- iv. Ο Συμπυκνωτής
- v. Ο Συλλέκτης και το φίλτρο

3.2 Εκτονωτής

Οι δύο κύριες συσκευές για την παραγωγή έργου από ένα κύκλο Rankine είναι ο στρόβιλος ή ο εκτονωτής θετικής εκτόπισης. Οι στρόβιλοι είναι μια εφαρμοσμένη τεχνολογία, αρκεί η εκτόνωση να λαμβάνει χώρα πλήρως μέσα στην υπέρθερμη περιοχή. Η εκτόνωση μέσα στη διφασική περιοχή είναι μη επιθυμητή γιατί τα σταγονίδια νερού τείνουν να διαβρώσουν τα πτερύγια του στρόβιλου. Από τους εκτονωτές θετικής εκτόπισης, οι πιο διαδεδομένοι είναι ο σπειροειδής εκτονωτής (scroll), ο κοχλιωτός εκτονωτής (screw) και ο εμβολοφόρος εκτονωτής. Όλοι οι τύποι εκτονωτών θετικής μετατόπισης είναι κατάλληλοι για εφαρμογές σε οργανικούς κύκλους Rankine. Είναι μικροί σε διαστάσεις, απλοί στην λειτουργία τους, χωρίς πολλά κινητά μέρη, εύκολοι στην συντήρηση και μπορούν να λειτουργήσουν σε

μεγάλα εύρη θερμοκρασίας και πίεσης. Η επιλογή εξαρτάται από το τι ζητάμε σε κάθε εγκατάσταση και πώς μπορούμε να το υλοποιήσουμε με τον καλύτερο δυνατό τρόπο ως προς τον οικονομικό και ενεργειακό τομέα. Στην εγκατάσταση που υλοποιήθηκε στο εργαστήριο χρησιμοποιήθηκαν σπειροειδείς εκτονωτές οι οποίοι αναλύονται στη συνέχεια.

3.2.1 Σπειροειδής εκτονωτής

3.2.1.1 Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς συμπιεστή

Ο σπειροειδής συμπιεστής είναι μία θετικής συμπίεσης μηχανή. Ο σπειροειδής συμπιεστής αποτελείται από δύο σπείρες, μία σταθερή και μία κινητή. Η κινητή σπείρα έχει έκκεντρη τροχιά χωρίς να περιστρέφεται και με αυτόν τον τρόπο παγιδεύει και συμπιέζει μέρη υγρού ανάμεσα στις σπείρες. Όπως φαίνεται στην **εικόνα 3.2.1.1.1**, σε κατάσταση συμπίεσης, ο όγκος των δύο παγιδευμένων μερών υγρού μειώνεται και το υγρό κατευθύνεται προς το κέντρο. Τη ίδια ακριβώς στιγμή, η πίεση του υγρού αυξάνεται. Το συμπιεσμένο υγρό συμπιέζεται τελικά μέσω του καναλιού συμπίεσης που βρίσκεται στο κέντρο των δύο σπирάλ. Σε κατάσταση εκτόνωσης, το υγρό ρέει από το κέντρο προς την περιφέρεια.

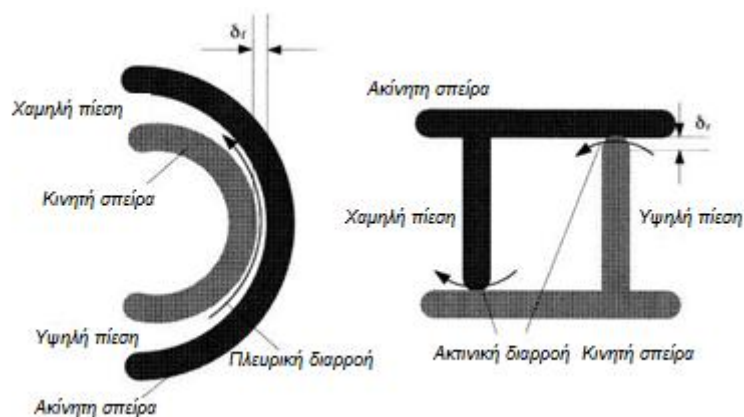


Εικόνα 3.2.1.1.1: Αρχή λειτουργίας του σπειροειδούς συμπιεστή [1].

Ο σπειροειδής συμπιεστής είναι πολύ διαδεδομένος σε ψυκτικές εφαρμογές. Έχει λιγότερα κινητά μέρη από τους κοινούς συμπιεστές, το οποίο βελτιώνει την αξιοπιστία του και μειώνει την ηχητική μόλυνση. Οι σπειροειδείς συμπιεστές είναι γνωστοί για το ότι είναι πολύ συμπαγείς και για το ότι δουλεύουν ομαλά, καθώς το επίπεδο δόνησής τους είναι περιορισμένο.

3.2.1.2 Διαρροές

Υπάρχουν δύο τύποι διαρροών σε ένα σπειροειδή συμπιεστή, η πλευρική διαρροή και η ακτινική διαρροή, όπως φαίνεται στην **εικόνα 3.2.1.2.1**. Η πλευρική διαρροή οφείλεται στην εκκαθάριση μεταξύ των πλευρών των δύο σπειρών, ενώ η ακτινική διαρροή οφείλεται στην εκκαθάριση μεταξύ της άκρης μιας σπείρας και της επιφάνειας της άλλης [39].



Εικόνα 3.2.1.2.1: Διαρροές σε έναν σπειροειδή συμπιεστή [1].

Στην κατάσταση συμπίεσης, η διαρροή μειώνει την ογκομετρική απόδοση του σπειροειδή συμπιεστή και αυξάνει το ειδικό έργο συμπίεσης, καθώς το υγρό, περνώντας από μια περιοχή υψηλής πίεσης σε περιοχή χαμηλής πίεσης, χρειάζεται να ξανασυμπιεστεί. Κατά τον ίδιο τρόπο, η διαρροή μειώνει την ισχύ εξόδου μιας σπειροειδούς μηχανής που λειτουργεί ως εκτονωτής, καθώς το υγρό ρέει κατευθείαν από την περιοχή υψηλής πίεσης στην περιοχή χαμηλής πίεσης χωρίς να παράγει χρήσιμο έργο.

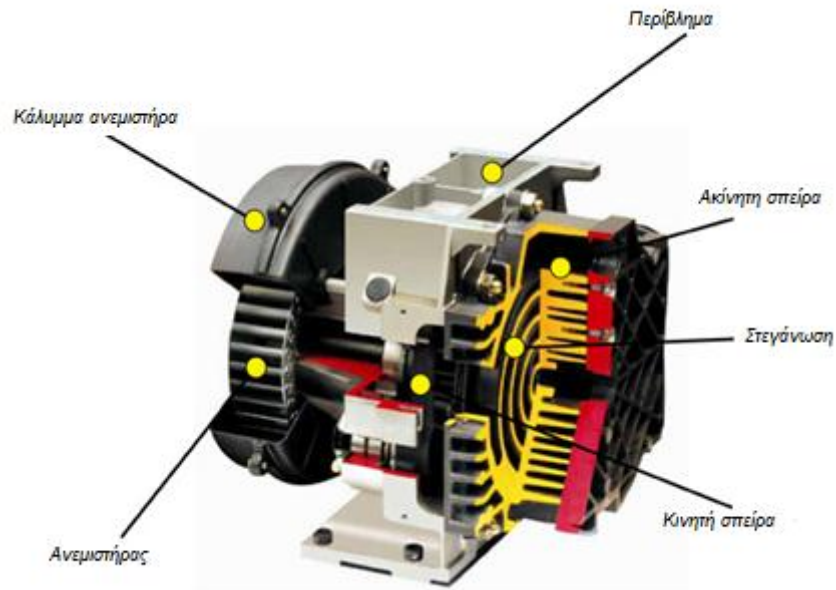
3.2.1.3 Μετατροπή ενός σπειροειδούς συμπιεστή σε εκτονωτή

Οι σπειροειδείς συμπιεστές μπορεί να έχουν λίπανση ή όχι. Η λίπανση μειώνει την τριβή ανάμεσα στις δύο σπείρες καθώς και την διαρροή. Ωστόσο, η μετατροπή ενός σπειροειδούς συμπιεστή που έχει λιπανθεί σε εκτονωτή εμφανίζει κάποια προβλήματα:

- i. Καθώς η περιστροφή θα γίνεται στην αντίθετη κατεύθυνση, η αντλία λαδιού μπορεί να μη λειτουργεί πλέον εάν είναι κατευθείαν συνδεδεμένη στον άξονα του συμπιεστή.
- ii. Η συμβατότητα του ρευστού με το λάδι λίπανσης δεν είναι εγγυημένη εάν ο συμπιεστής δεν έχει σχεδιαστεί για ORC υγρά.

Προκειμένου να αντιμετωπιστούν αυτά τα προβλήματα η σπειροειδής μηχανή που επιλέχθηκε για την εγκατάσταση είναι χωρίς λάδι.

Άλλος ένας παράγοντας που έπρεπε να ληφθεί υπ' όψη για την επιλογή του συμπιεστή ήταν ο εσωτερικός ενσωματωμένος λόγος συμπίεσης, ο οποίος έπρεπε να είναι προσαρμοσμένος στο φάσμα των δεικτών πίεσης που θα δεχόταν ο εκτονωτής. Όσον αφορά την εφαρμογή που πραγματοποιήθηκε, επιλέχθηκε μια μηχανή με υψηλό εσωτερικό ενσωματωμένο λόγο συμπίεσης. Στην **εικόνα 3.2.1.3.1** φαίνεται ένας σπειροειδής συμπιεστής χωρίς λίπανση.



Εικόνα 3.2.1.3.1: Σπειροειδής συμπιεστής χωρίς λίστα [38].

Αυτή η μηχανή παρουσιάζει άλλη μία ιδιαιτερότητα. Προκειμένου να μειωθούν οι διαρροές, δύο τύποι σφραγίσματος είναι ενσωματωμένοι στον συμπιεστή:

- i. Ένα εσωτερικό σφράγισμα, τοποθετημένο στην άκρη των δύο σπειρών (**εικόνα 3.2.1.3.2**). Ο ρόλος του είναι να μειώνει την ακτινική διαρροή.
- ii. Ένα κυκλικό περιφεριακό σφράγισμα, τοποθετημένο στη σταθερή σπείρα, του οποίου ο ρόλος είναι να απομονώνει το εσωτερικό της σπείρας από το εξωτερικό και να εμποδίζει τυχόν εξωτερικές διεισδύσεις ή διαρροές στο εξωτερικό (ανάλογα με την πίεση στα περιφεριακά μέρη) (**εικόνα 3.2.1.3.2**).



Εικόνα 3.2.1.3.2: Κινητή και ακίνητη σπείρα εκτονωτή [39].

Η **εικόνα 3.2.1.3.2** δείχνει μια όψη των δύο σπειρών. Η κινητή σπείρα βρίσκεται στα δεξιά, ενώ η σταθερή στα αριστερά. Τα σφραγίσματα είναι ορατά στην άκρη της κάθε σπείρας.

Στη διαδικασία συμπίεσης, καθώς το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας, η πίεση του αέρα ανάμεσα στο εσωτερικό και στο εξωτερικό του συμπιεστή δεν είναι πρωτογενής. Το περιφερειακό σφράγισμα είναι κυρίως χρήσιμο προκειμένου να αποφεύγεται η διείσδυση σκόνης από το εξωτερικό.

Στη διαδικασία εκτόνωσης, το εργαζόμενο μέσο δεν είναι πλέον αέρας και βρίσκεται σε πίεση υψηλότερη από την ατμοσφαιρική. Οποιαδήποτε διαρροή από τη μηχανή προς τα έξω είναι μια απώλεια εργαζόμενου μέσου για τον κύκλο και πρέπει να αποφεύγεται.

Προκειμένου να μειωθεί αυτή η απώλεια, μια επιπλέον στρώση πάχους 0.8mm (από υλικό Reinzite 200) εισάγεται κάτω από τον περιφερειακό συνθετικό σωλήνα. Η προσπάθεια επαφής μεταξύ της σταθερής και της κινητής σπείρας αυξάνεται (αυτή η προσπάθεια μπορεί να προσαρμοστεί με τη βοήθεια κατσαβιδιών Allen), και μια «κολλητική» ουσία εφαρμόζεται ανάμεσα στη σταθερή και στην κινητή σπείρα. Το μειονέκτημα αυτής της μεθόδου είναι η αύξηση της τριβής μεταξύ του κινητού και του ακίνητου μέρους.

Μια άλλη αλλαγή στον συμπιεστή είναι η εμπόδιση της κυκλικής κυκλοφορίας του αέρα (υπάρχει κανάλι αέρα κατά μήκος του εξωτερικού περιβλήματος της σπείρας). Αυτό γίνεται γιατί η ψύξη του αερίου είναι ωφέλιμη για μια συμπίεση αλλά όχι για μια εκτόνωση.

3.2.1.4 Αιτιολόγηση επιλογής σπειροειδούς εκτονωτή

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω υπάρχουν δύο τύποι μηχανών εκτόνωσης: οι στροβιλομηχανές (turbomachines) και οι μηχανές θετικής μετατόπισης (positive displacement machines). Παρ' όλο που οι πρώτες χρησιμοποιούνται ευρέως σε σταθμούς παραγωγής ενέργειας παρουσιάζουν κάποια σοβαρά μειονεκτήματα σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας από πηγές χαμηλής θερμοκρασίας:

- i. Η επίδοση των περισσότερων στρεφόμενων μηχανών σχετίζεται με την περιφερειακή τους ταχύτητα U (m/s) παρά με την περιστροφική ταχύτητα του άξονα. Έχουν μία βέλτιστη περιφερειακή ταχύτητα, που συνήθως είναι ανεξάρτητη από το μέγεθος της μηχανής. Για έναν σπειροειδή εκτονωτή αυτή η βέλτιστη περιφερειακή ταχύτητα κυμαίνεται μεταξύ 1-10 m/s, την στιγμή που για τις στροβιλομηχανές η τιμή αυτή φτάνει τα 300 m/s. Η περιφερειακή ταχύτητα μιας στρεφόμενης μηχανής δίνεται από την **σχέση 3.2.1.4.1**:

$$U = \frac{2\pi nR}{60} \quad (3.2.1.4.1)$$

όπου R η ακτίνα της στρεφόμενης μηχανής. Για μικρής κλίμακας εφαρμογές για να επιτύχουμε βέλτιστη περιφερειακή ταχύτητα με μία στροβιλομηχανή, σύμφωνα με την **σχέση 3.2.1.4.1** η περιστροφική ταχύτητα της μηχανής αυξάνεται πολύ. Κάτι τέτοιο αυξάνει τις μηχανικές καταπονήσεις της μηχανής (λόγω φυγόκεντρης φόρτισης), αυξάνει τις τριβές των εδράνων και κατ' επέκταση μειώνει τον χρόνο ζωής τους, ενώ παράλληλα θέτει ανάγκη για μεγαλύτερα κιβώτια ταχυτήτων. Αντιθέτως, η βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής που επιβάλλεται σε μία μηχανή θετικής μετατόπισης σε εφαρμογή μικρής κλίμακας είναι μικρότερη με αποτέλεσμα τα παραπάνω μειονεκτήματα να μην υπάρχουν [40].

- ii. Επιπλέον, ο λόγος πίεσης για μία στροβιλομηχανή ενός επιπέδου εκτόνωσης είναι μικρός (της τάξης του 1.5) σε αντίθεση με μία μηχανής θετικής μετατόπισης που μπορούμε να πετύχουμε μεγαλύτερους λόγους εκτόνωσης. Γι' αυτό το λόγο οι τελευταίες προτιμώνται για ανάκτηση θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας [41].

Ο σπειροειδής εκτονωτής έχει επιλεγθεί ανάμεσα σε όλες τις μηχανές τύπου μετατόπισης λόγω του ότι έχει μικρό αριθμό κινούμενων μερών, αξιοπιστία, ευρύ φάσμα ισχύος εξόδου και καλή διαθεσιμότητα [42]. Συγκρινόμενη με έναν εμβολοφόρο εκτονωτή, ο σπειροειδής εκτονωτής εμφανίζει επίσης το πλεονέκτημα του να μην έχει βαλβίδες εισαγωγής (που εν μέρει δουλεύουν τέλεια σε κατάσταση συμπίεσης σαν βαλβίδες ελέγχου, αλλά απ' την άλλη χρειάζεται να συγχρονίζονται σε κατάσταση εκτόνωσης, όπως σε μία μηχανή εσωτερικής καύσεως).

Ωστόσο, ο σπειροειδής εκτονωτής δεν είναι η μόνη διαθέσιμη λύση για το ORC. Μερικές έρευνες παρουσιάζουν τη μηχανή Wankel και τον κοχλιωτό εκτονωτή ως κατάλληλες τεχνολογίες για έναν οργανικό κύκλο Rankine [43].

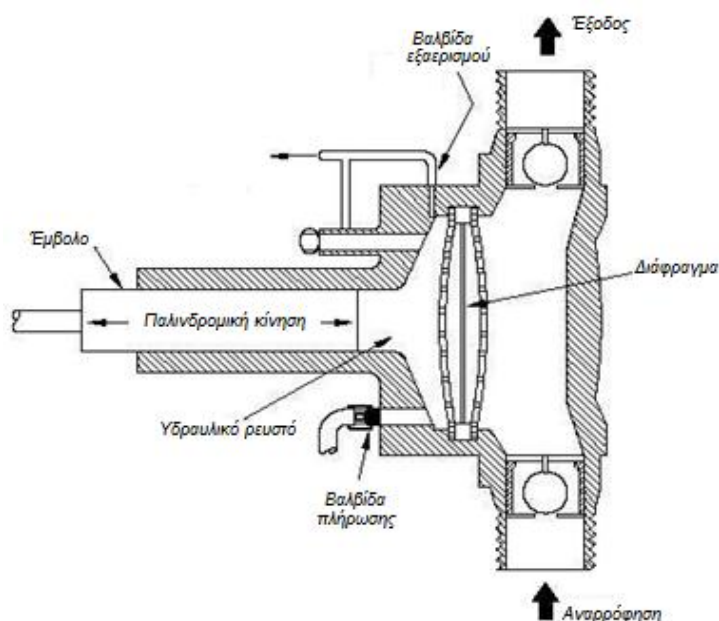
Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως ο εκτονωτής που χρησιμοποιείται στην εξεταζόμενη εγκατάσταση είναι σπειροειδής και τα χαρακτηριστικά κατασκευής του ακολουθούν παρακάτω:

Εκτονωτής	
Μοντέλο	Sanden TRSA12
Όγκος εμβολισμού	121,1 cc
Λόγος εκτόνωσης	2,45

Πίνακας 3.2.1.4.1: Χαρακτηριστικά σπειροειδούς εκτονωτή οργανικού ρευστού.

3.3 Αντλία

Για την κυκλοφορία του R-134a χρησιμοποιήθηκε αντλία τύπου υδραυλικού διαφράγματος. Το έμβολο μεταδίδει την ισχύ στο ρευστό μέσω μια ελαστικής μεμβράνης (υδραυλικό διάφραγμα), έτσι δεν υπάρχει επαφή μεταξύ του ρευστού και του εμβόλου, γεγονός που επιτρέπει την χρήση λιπαντικού. Οι βαλβίδες ελέγχου αποτελούνται από σφαιρίδια INOX για την απομόνωση του υγρού κατά την εισαγωγή και την συμπίεση (**Εικόνα 3.3.1**). Αυτού του είδους οι αντλίες είναι σχεδιασμένες ώστε να εξασφαλίζουν ακρίβεια και χρησιμοποιούνται συχνά σε συνεχούς λειτουργίας εφαρμογές στην περιοχή της διαχείρισης ύδατος και πετροχημικής μηχανικής.



Εικόνα 3.3.1: Σχηματικό διάγραμμα αντλίας κυκλοφορίας οργανικού ρευστού [44].

Έτσι, η αντλία σε ένα σύστημα ORC αποτελεί ένα πολύ σημαντικό εξάρτημα για το οποίο πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη σημασία ως προς την επιλογή και την διαστασιολόγησή του. Δηλαδή πρέπει να συμφωνεί με τις απαιτήσεις του κύκλου σχετικά με την ελεγχιμότητα, την αποδοτικότητα, την στεγανότητα και το απαιτούμενο ύψος αναρρόφησης (NPSH) που πρέπει να έχει. Πιο συγκεκριμένα [34]:

✓ Ελεγχιμότητα

Στις περισσότερες εγκαταστάσεις ORC, η αντλία χρησιμοποιείται για τον έλεγχο της εργαζόμενης μάζας. Ο ηλεκτρικός κινητήρας είναι συνδεδεμένος με inverter με την βοήθεια του οποίου ρυθμίζεται η περιστροφική ταχύτητα της αντλίας. Στις αντλίες θετικής εκτόπισης, η ροή μάζας είναι περίπου ανάλογη της ταχύτητας περιστροφής, ενώ στις φυγοκεντρικές αντλίες η ροή μάζας εξαρτάται από την διαφορά πίεσης μεταξύ ατμοποιητή και συμπυκνωτή.

✓ **Απόδοση**

Στον παραδοσιακό κύκλο νερού-ατμού, η ηλεκτρική κατανάλωση της αντλίας είναι πολύ χαμηλή σε σύγκριση με την ισχύ που το σύστημα εξάγει. Όμως στον κύκλο ORC η ηλεκτρική κατανάλωση είναι μεγαλύτερη μειώνοντας έτσι την συνολική απόδοση του συστήματος.

✓ **Στεγανοποίηση**

Τα χρησιμοποιούμενα οργανικά ρευστά έχουν υψηλό κόστος και πολλά από αυτά είναι αναφλέξιμα, τοξικά ενώ παρουσιάζουν υψηλό GWP ή ODP. Επομένως, είναι πολύ σημαντικό να εξασφαλισθεί πλήρης στεγανοποίηση του κύκλου. Για αυτόν το λόγο οι αντλίες διαφράγματος προτιμούνται έναντι των αντλιών με πιστόνια.

✓ **NPSH (Net pressure suction head)**

Αυτή η παράμετρος είναι πολύ σημαντική στην φάση της σχεδίασης του ORC. Η σωστή τοποθέτηση της αντλίας αποτρέπει την εμφάνιση σπηλαίωσης, η οποία μπορεί να καταστρέψει την αντλία, να μειώσει την παροχή μάζας και τελικά να οδηγήσει σε κλείσιμο της εγκατάστασης για διορθώσεις και επισκευές.

Στον **πίνακα 3.3.1** φαίνονται τα χαρακτηριστικά της αντλίας που χρησιμοποιήθηκε στην εγκατάσταση.

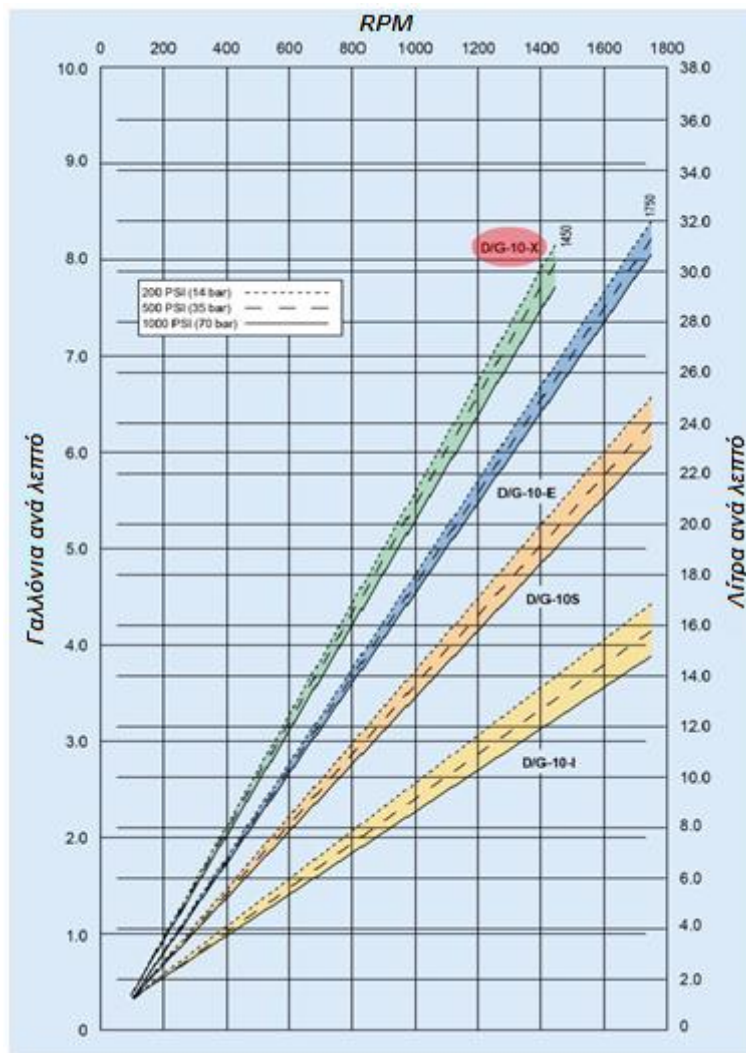
Τύπος	Hydra Cell D/G-10-X
Ονομαστική παροχή λειτουργίας	20lt/min
Μέγιστη παροχή	29lt/min στα 50Hz
Πίεση εισόδου/εξόδου (ονομαστική λειτουργία)	9.5/25bar
Μέγιστη πίεση εισόδου	250psi (17.3 bar)
Κινητήρας	1kW, 1450rpm (στα 50Hz)
Διάμετρος άξονα	7/8"
Περιστροφή άξονα	Διπλής κατεύθυνσης

Πίνακας 3.3.1: Χαρακτηριστικά αντλίας κυκλοφορίας οργανικού ρευστού.

Παρακάτω ακολουθεί η **εικόνα 3.3.2** στην οποία φαίνεται η αντλία εγκατεστημένη στην εργαστηριακή διάταξη και στην **εικόνα 3.3.3** παρατίθεται η χαρακτηριστική παροχής της αντλίας συναρτήσει των στροφών της.



Εικόνα 3.3.2: Εγκατεστημένη αντλία στην εργαστηριακή διάταξη



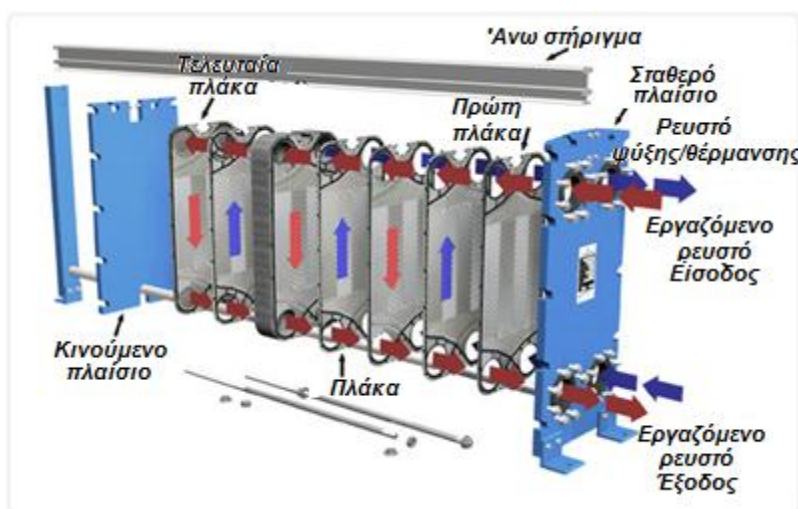
Εικόνα 3.3.3: Χαρακτηριστική παροχής - στροφών αντλίας κυκλοφορίας οργανικού ρευστού [53].

Για την προστασία της αντλίας από υποπίεση και υπερπίεση στο κύκλωμα εισόδου και υπερπίεση στο κύκλωμα εξόδου υπάρχουν αισθητήρες ψυχρής επαφής που δίνουν εντολή στο κεντρικό σύστημα ελέγχου (PLC Simatic S7-300) για άμεση απενεργοποίηση του συστήματος και προστασία της αντλίας.

3.4 Ατμοποιητής

Δυο από τα κύρια εξαρτήματα του κυκλώματος ORC που εξετάζονται είναι ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής, οι οποίοι υλοποιούνται μέσω εναλλακτών θερμότητας. Γενικότερα, ένας εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή η οποία διαρρέεται από δύο ρευστά διαφορετικής θερμοκρασίας και διευκολύνει τη μεταφορά θερμότητας από το θερμότερο ρευστό προς το ψυχρότερο [45]. Η μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες πραγματοποιείται μέσω της διαχωριστικής επιφάνειας: ανάμεσα στη διαχωριστική επιφάνεια και τα ρευστά έχουμε μεταφορά θερμότητας δια συναγωγής και δια μέσου της διαχωριστικής επιφάνειας η μεταφορά θερμότητας γίνεται με αγωγή.

Πιο συγκεκριμένα, ένας πλακοειδής εναλλάκτης (plate heat exchanger) συνίσταται σε ένα σύνολο από πλάκες με ραβδώσεις -για καλύτερη μεταφορά θερμότητας- που είναι συνενωμένες, καθεμία εκ των οποίων διαθέτει τέσσερα στόμια για την επικοινωνία μεταξύ των πλακών, τα οποία είναι στεγανωμένα με φλάντζες ώστε να εξασφαλίζεται η κυκλοφορία των ρευστών ανάμεσα στις πλάκες κατά τον τρόπο που προβλέπεται να λειτουργεί ο εκάστοτε εναλλάκτης [46]. Η περιφέρεια των πλακών στεγανώνεται είτε με φλάντζες είτε με συγκόλληση, με αποτέλεσμα οι συγκεκριμένοι εναλλάκτες να λειτουργούν σε μικρότερες πιέσεις από τους εναλλάκτες κελύφους-αυλών (shell and tube heat exchanger). Το μεγάλο πλεονέκτημα των πλακοειδών εναλλακτών είναι ότι έχουν αισθητά μεγαλύτερο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από τους εναλλάκτες κελύφους-αυλών, με αποτέλεσμα να απαιτούν πολύ μικρότερο χώρο για να επιτύχουν την ίδια μεταφορά θερμότητας με τους ογκώδεις εναλλάκτες κελύφους-αυλών. Και για αυτόν τον λόγο έχουν επιλεγεί αυτού του είδους οι εναλλάκτες στην υφιστάμενη εγκατάσταση.

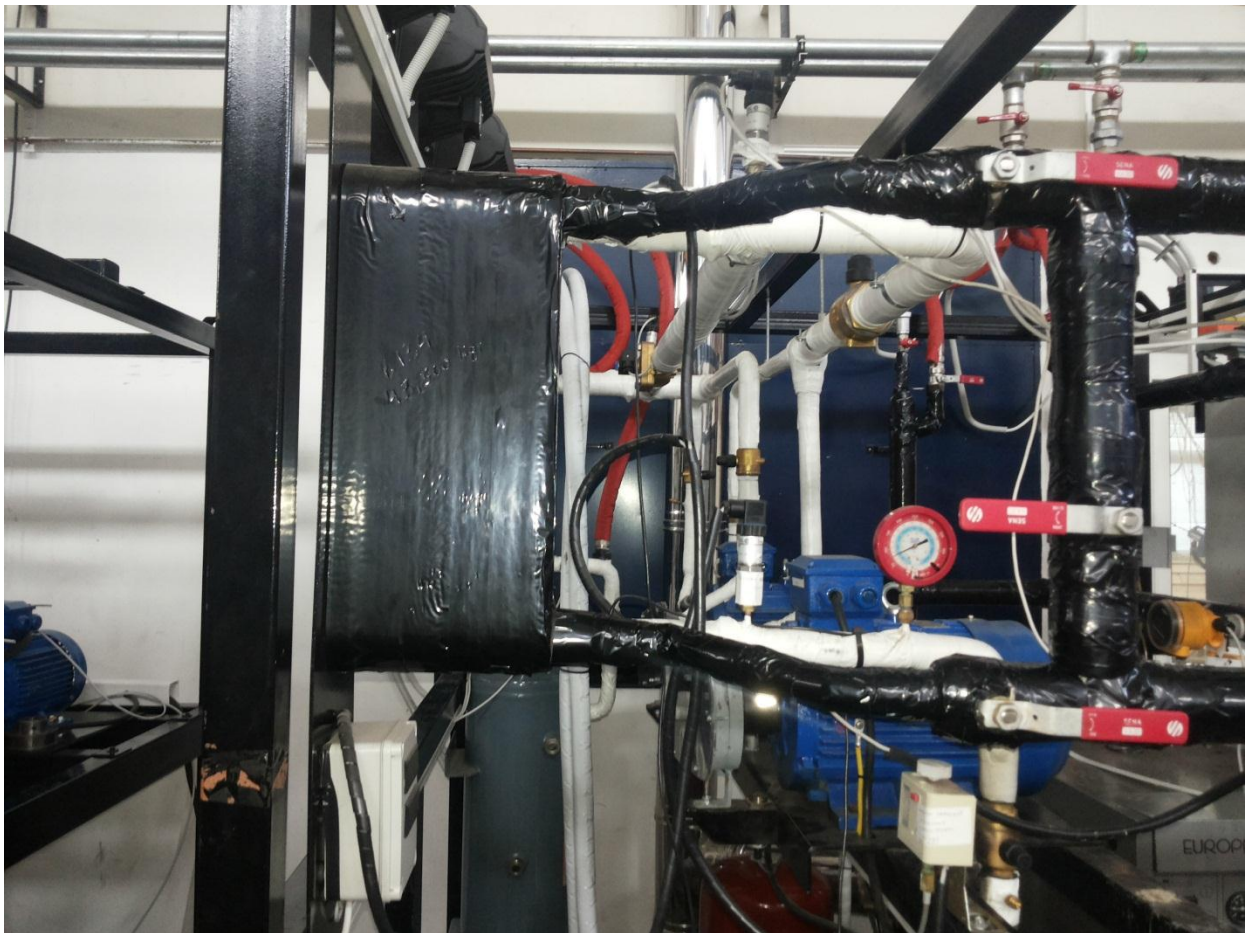


Εικόνα 3.4.1: Σχηματική αναπαράσταση πλακοειδούς εναλλάκτη [47]

Ο ατμοποιητής που έχει χρησιμοποιηθεί είναι το μοντέλο **CB60-90 H-F** της εταιρείας Alfa Laval. Τα χαρακτηριστικά του ατμοποιητή, καθώς και η παρουσίασή του εντός της εγκατάστασης ακολουθούν παρακάτω:

Ατμοποιητής	
Τύπος	Alfa Laval CB60-90 H-F
Θερμική Ισχύς	90 kW _{th}
Επιφάνεια συναλλαγής	5,358 m ² - 90 πλάκες
Διαστάσεις πλακών	0,466 x 0,05 (Lv x Lh)
Όριο πίεσης	30 bar

Πίνακας 3.4.1: Χαρακτηριστικά ατμοποιητή της εγκατάστασης



Εικόνα 3.4.2: Εγκατεστημένος ατμοποιητής στο κύκλωμα ORC

3.5 Συμπυκνωτής

Όπως αναφέρθηκε και στην προηγούμενη ενότητα ο συμπυκνωτής αποτελεί ένα από τα κύρια εξαρτήματα της εγκατάστασης. Ειδικότερα, ο συμπυκνωτής είναι ένας πλακοειδής εναλλάκτης, όπως και στην περίπτωση του ατμοποιητή με τα εξής χαρακτηριστικά:

Συμπυκνωτής	
Τύπος	Alfa Laval CB60-60 H-F
Θερμική Ισχύς	83 kw _{th}
Επιφάνεια συναλλαγής	3,571 m ² - 60 πλάκες
Διαστάσεις πλακών	0,466 x 0,05 (Lv x Lh)
Όριο πίεσης	30 bar

Πίνακας 3.5.1: Χαρακτηριστικά συμπυκνωτή της εγκατάστασης



Εικόνα 3.5.1: Εγκατεστημένος συμπυκνωτής στο κύκλωμα ORC

3.6 Συλλέκτης και φίλτρο

Σύμφωνα με τον ορισμό που δίδει η τελευταία έκδοση της ASHRAE [48], ως συλλέκτης (refrigerant liquid receiver) ορίζεται ένα δοχείο ενός συστήματος ψύξης το οποίο έχει σχεδιασθεί για να εξασφαλίζει την διαρκή διαθεσιμότητα επαρκούς υγρής ποσότητας οργανικού μέσου για την ορθή λειτουργία του συστήματος, καθώς και για την αποθήκευση του οργανικού μέσου όταν το σύστημα είναι εκτός λειτουργίας.

Εν γένει, ο συλλέκτης είναι ένα δοχείο αποθήκευσης του οργανικού μέσου, μέσα στο οποίο δεν υπάρχει κυκλοφορία του μέσου και η χρησιμότητά του έγκειται στο γεγονός ότι εντός αυτού διαχωρίζεται φυσικά το αέριο τμήμα, που ενδεχομένως υπάρχει στο ρεύμα στην είσοδο στο δοχείο, από το υγρό και έτσι το ρεύμα που παραλαμβάνεται από την έξοδο του τροφοδοτικού είναι κορεσμένο υγρό. Όπως έχει ήδη αναφερθεί ο συλλέκτης χρησιμεύει σαν αποθηκευτικός χώρος για το οργανικό μέσο σε περιόδους που το σύστημα βρίσκεται εκτός λειτουργίας αλλά και σε περιπτώσεις συντήρησης του συστήματος [49]. Για τον λόγο αυτό, ο συλλέκτης θα πρέπει να είναι αρκετά μεγάλος σε διαστάσεις ώστε να μπορεί να αποθηκεύσει το σύνολο της ποσότητας του οργανικού μέσου που διακινείται στην εγκατάσταση.

Αξίζει να σημειωθεί ότι ο συλλέκτης πρέπει να είναι οπωσδήποτε σε πιο χαμηλή θέση από τον συμπυκνωτή στο σύστημα ώστε να είναι εφικτή η φυσική κυκλοφορία του οργανικού μέσου από τον συμπυκνωτή προς το δοχείο [50]. Επίσης υπάρχουν δύο βασικές κατηγορίες τροφοδοτικών δοχείων ανάλογα με τον άξονα τοποθέτησής τους: τα οριζόντια και τα κατακόρυφα.

Στην παρούσα εγκατάσταση λόγω του ότι η καθ' ύψος επέκταση του συστήματος είναι πιο εύκολη από την κατά μήκος -λόγω ανάγκης οικονομίας της επιφάνειας του δαπέδου που καταλαμβάνει η εγκατάσταση- επιλέχθηκε κατακόρυφο τροφοδοτικό δοχείο. Ως ζητούμενη χωρητικότητα περιλαμβάνοντας και ένα συντελεστή ασφάλειας, για τους λόγους που αναφέρθηκαν παραπάνω, επιλέχθηκαν τα 50L με όριο πίεσης τα 46 bar.



Εικόνα 3.6.1: Εγκατεστημένος συλλέκτης στο κύκλωμα ORC

Ένα ακόμη στοιχείο απαραίτητο για την προστασία της αντλίας και εν γένει της εγκατάστασης είναι η χρήση φίλτρου για να παρακρατεί ουσίες που ενδεχομένως να βλάψουν τη λειτουργία κάποιου από τα στοιχεία της εγκατάστασης, κυρίως από ενδεχόμενη υγρασία που μπορεί να έχει παραμείνει εντός του συστήματος κατά την εγκατάσταση των επιμέρους στοιχείων και έχει σαν αποτέλεσμα το οργανικό μέσο να είναι έντονα διαβρωτικό, προκαλώντας σοβαρές φθορές στο σύστημα. Στην εκλογή του εν λόγω στοιχείου, βασική προϋπόθεση είναι οι συνθήκες λειτουργίας όσο και το ίδιο το οργανικό μέσο που θα χρησιμοποιηθεί να είναι εντός του πεδίου λειτουργίας του ζητούμενου φίλτρου. Δεδομένου ότι το φίλτρο τοποθετείται μεταξύ του συλλέκτη και της αντλίας, και δεχόμενοι ότι στις ιδανικές συνθήκες η είσοδος και η έξοδος του δοχείου έχουν τις ίδιες συνθήκες, θα ισχύει ότι και στο φίλτρο θα επικρατούν οι ίδιες συνθήκες που επικρατούσαν και στον συλλέκτη.



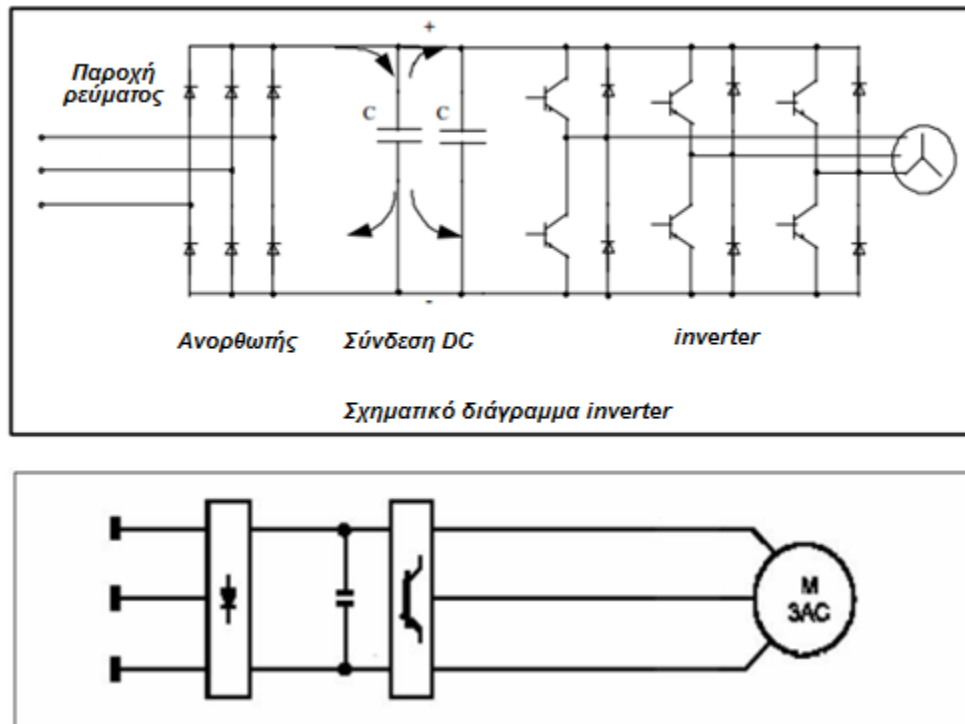
Εικόνα 3.6.2: Τυπική διάταξη φίλτρου και τομή [51]



Εικόνα 3.6.3: Εγκατεστημένο φίλτρο στο κύκλωμα ORC

3.7 Inverter εγκατάστασης

Ένας ηλεκτρονικός μετατροπέας που μετατρέπει Συνεχές Ρεύμα (DC) σε Εναλλασσόμενο Ρεύμα (AC) είναι γνωστός σαν inverter. Ηλεκτρονικοί ρυθμιστές ταχύτητας για AC κινητήρες, συνήθως μετατρέπουν την AC τροφοδοσία σε DC χρησιμοποιώντας ένα ανορθωτή και μετά το μετατρέπουν πίσω σε μεταβλητής συχνότητας, μεταβλητής τάσης AC έξοδο τροφοδοσίας, χρησιμοποιώντας μια γέφυρα αντιστροφής. Η διασύνδεση μεταξύ του ανορθωτή και του αντιστροφέα ονομάζεται Σύνδεση Συνεχούς Ρεύματος (DC link). Το διάγραμμα λειτουργίας ενός ρυθμιστή ταχύτητας (inverter) φαίνεται στη συνέχεια:



Εικόνα 3.7.1: Βασικό κυκλωματικό διάγραμμα ρυθμιστή AC

Συχνά η επιλογή ενός ρυθμιστή στροφών είναι άμεση, καθώς ο κινητήρας είναι συνήθως ήδη εγκατεστημένος και οι απαιτήσεις ρύθμισης ταχύτητας δεν είναι υπερβολικές. Ωστόσο, όταν ένα σύστημα κίνησης μεταβλητών στροφών επιλέγεται εξ' αρχής, προσεκτική επιλογή μπορεί να ελαχιστοποιήσει τα προβλήματα σε εγκατάσταση και λειτουργία, καθώς και να μειώσει το λειτουργικό κόστος.

Το PLC που χρησιμοποιήθηκε στην εγκατάσταση ανάκτησης θερμότητας από ζεστά νερά πλοίων, είναι της σειράς SIMATIC S7-300 της Siemens.

Κεφάλαιο 4:

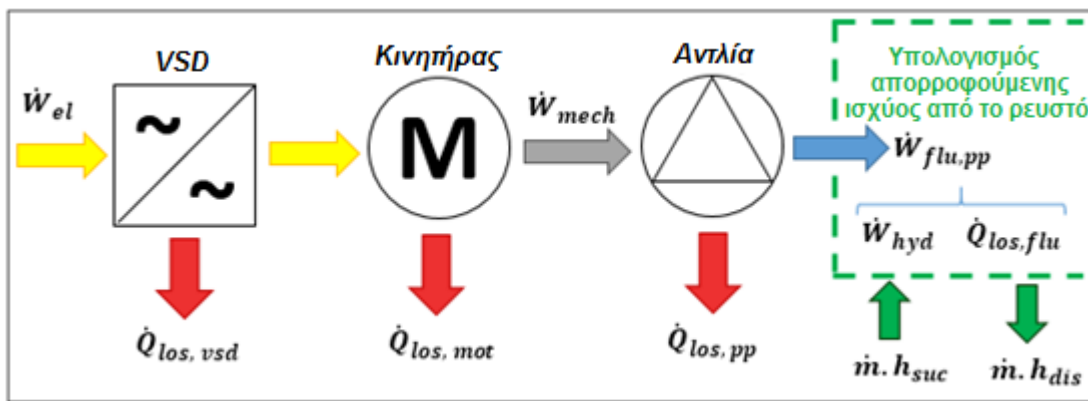
Μοντέλο αντλίας

Στο κεφάλαιο που ακολουθεί παρατίθενται όλες οι παραδοχές, οι μέθοδοι μοντελοποίησης, παρουσιάζονται και αποσαφηνίζονται οι τύποι και οι τρόποι υπολογισμού των διαφόρων μεγεθών για την περίπτωση της αντλίας, όπως επίσης και τα αντίστοιχα αποτελέσματα που εξάγονται.

4.1 Μοντέλο αντλίας

Το μοντέλο που χρησιμοποιείται για την εν λόγω εργασία επικεντρώνεται στον υπολογισμό της ενεργειακής κατανάλωσης της αντλίας σε συνδυασμό με τον υπολογισμό της θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού, όπως επίσης και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας. Έχει προταθεί από τον A. Landelle [52], του οποίου η μελέτη επικεντρώθηκε στην συμπεριφορά της αντλίας ενός υπερκρίσιμου οργανικού κύκλου Rankine σε πλήρη και μερικά φορτία λειτουργίας.

Το τελικό μοντέλο που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία αποτελεί ένα ενεργειακό μοντέλο της παρακάτω μορφής:



Εικόνα 4.1.1: Διάγραμμα ενεργειακής ροής του συστήματος της αντλίας [52]

Ονοματολογία Μοντέλου Αντλίας			
h	Ενθαλπία (J/Kg)	flu	Ρευστό
\dot{m}	Παροχή μάζας (kg/sec)	hyd	Υδραυλικός
P	Πίεση (Pa)	is	Ισεντροπικός
\dot{Q}	Θερμότητα (kW)	los	Απώλειες
T	Θερμοκρασία (K)	$mech$	Μηχανικός
\dot{W}	Ισχύς (kW)	mot	Κινητήρας
Δ	Διαφορά (-)	n	Ονομαστικός
η	Απόδοση (-)	orc	Organic Rankine Cycle
$\dot{\Omega}$	Στροφές λειτουργίας (RPM)	pp	Αντλία
\dot{V}	Παροχή όγκου (m^3/sec)	tot	Ολικός
$elec$	Ηλεκτρικός	vsd	Variable speed drive

Πίνακας 4.1.1: Ονοματολογία μοντέλου αντλίας

Σύμφωνα με το παραπάνω σχήμα γίνεται φανερό πως υπολογίζεται η τελική ισχύς που το ρευστό παραλαμβάνει μετά από τον υπολογισμό ή την εκτίμηση των επιμέρους απωλειών θερμότητας σε κάθε επιμέρους σημείο του συνόλου του αντλητικού συστήματος.

Ειδικότερα, οι απώλειες θερμότητας συνοψίζονται στις εξής:

- Απώλειες θερμότητας λόγω του συστήματος inverter, $\dot{Q}_{los,vsd}$
- Απώλειες θερμότητας δια μέσω του σώματος του κινητήρα, $\dot{Q}_{los,mot}$
- Απώλειες θερμότητας μέσω του σώματος της αντλίας, $\dot{Q}_{los,pp}$

Έτσι υπολογίζονται αντίστοιχα τόσο η μηχανική ισχύς που ο κινητήρας «περνάει» στην αντλία \dot{W}_{mech} καθώς και η ισχύς που το ρευστό τελικά παραλαμβάνει $\dot{W}_{flu,pp}$ από αυτήν. Η τελική ισχύς με την σειρά της $\dot{W}_{flu,pp}$ διακρίνεται σε υδραυλική ισχύ $\dot{W}_{hyd} = \int v \cdot dp$, η οποία αναφέρεται στην αύξηση της πίεσης του ρευστού και σε θερμική ισχύ λόγω τριβής, η οποία καταναλώνεται σε τριβές μεταξύ των μορίων του ρευστού $\dot{Q}_{los,flu}$.

Παρακάτω ακολουθεί αναλυτική παρουσίαση των τύπων και της μεθοδολογίας που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό όλων των θερμικών απωλειών, των ισχύων, των βαθμών απόδοσης καθώς και του νέου σημείου που προκύπτει λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας και της πίεσης του ρευστού δεδομένου του σημείου εισόδου της αντλίας.

Αρχικά με την βοήθεια του εγχειριδίου χρήσης και εγκατάστασης της αντλίας **Hydra Cell D/G-10-X** [53] υπολογίζεται η ηλεκτρική ενέργεια με την οποία χρειάζεται να τροφοδοτηθεί ο κινητήρας από το ηλεκτρικό δίκτυο ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή πίεση των 25bar με βάση τον τύπο που δίνεται, καθώς δεν υπάρχει δυνατότητα μέτρησης της πραγματικής ηλεκτρικής κατανάλωσης:

$$\dot{W}_{elec} = \frac{15 \times rpm}{84428} + \frac{lt/min \times bar}{511} \quad (4.1.1)$$

Η παραπάνω εξίσωση που προέρχεται από τον κατασκευαστή μας δίνει την απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύ σε kW χωρίς όμως την ύπαρξη στο σύστημα της συσκευής ρύθμισης στροφών του κινητήρα ή VSD (variable speed drive). Γνωρίζοντας ότι η εγκατάσταση είναι εξοπλισμένη με inverter ελέγχου για την ρύθμιση της συχνότητας του ρεύματος του κινητήρα και κατ' επέκταση των στροφών και της παροχής της αντλίας, η απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύς θα είναι μεγαλύτερη κατά την σταθερά των 240 watts σύμφωνα με πειραματικά τεστ που έγιναν σε κινητήρες αποσυνδεδεμένους από την αντλία [52]. Σε αντίθεση η μελέτη του De Almeida *et al.* [54] και σύμφωνα με την IEC 60034-31 (International Electrotechnical Commission) θεωρεί ότι οι απώλειες του VSD αποτελούν άθροισμα ενός σταθερού μεγέθους επαυξημένο κατά ένα άλλο μέγεθος ανάλογο της παραγόμενης ισχύος. Επίσης η R&D manager της εταιρείας ABB R. Kari πραγματοποιώντας δοκιμές διαπίστωσε και πειραματικά, πως οι απώλειες των καινούριων VSDs αυξάνονται με την αύξηση των στροφών και της ροπής του κινητήρα [55]. Όμως στην παρούσα μελέτη για την προσομοίωση της λειτουργίας της εγκατάστασης σε μερικά φορτία η απώλεια του VSD θεωρήθηκε σταθερή, όπως ακριβώς και στην μελέτη του Deprez *et al.* [56] στα πλαίσια μιας ικανοποιητικής αποδεκτής προσέγγισης. Έτσι η τελική ηλεκτρική ισχύς δίνεται από τις σχέσεις:

$$\dot{Q}_{los,vsd} = 0,240 \quad (4.1.2)$$

$$\dot{W}_{elec,tot} = \dot{W}_{elec} + \dot{Q}_{los,vsd} \quad (4.1.3)$$

Βέβαια το μοντέλο που υλοποιείται για να μπορέσει να λειτουργήσει δεχόμενο την παροχή του οργανικού ρευστού ως είσοδο, πρέπει κάθε φορά για τον υπολογισμό της ηλεκτρικής ενέργειας να υπολογισθούν και οι καινούριες στροφές που θα επιβληθούν στον κινητήρα. Ο εν λόγω υπολογισμός πραγματοποιείται σύμφωνα με τα δεδομένα για την παροχή και τις στροφές της αντλίας, τα οποία παρέχονται στην **εικόνα 3.3.3**. Επομένως, σύμφωνα με την δεδομένη χαρακτηριστική προκύπτει η παρακάτω συσχέτιση παροχής-στροφών:

$$rpm = 46,705 \frac{lt}{min} + 22,861 \quad (4.1.4)$$

με συντελεστή συσχέτισης $R=0,9994$.

Στην συνέχεια πρέπει να υπολογισθούν και οι απώλειες θερμότητας δια μέσω του σώματος του κινητήρα $\dot{Q}_{los,mot}$. Για την προσέγγιση των απωλειών αυτού του τύπου έχει γίνει χρήση μιας μεθόδου που χρησιμοποιήθηκε σε μελέτη του Li Y. *et al.*[57]. Στην μελέτη αυτή προτείνεται η παρακάτω σχέση:

$$\dot{Q}_{los,mot} = \left[\left(\frac{1}{\eta_{mot,n}} - 1 \right) \dot{W}_{mot,n} \left(0,7 \frac{\dot{W}_{mech}^2}{\dot{W}_{mot,n}^2} + 0,3 \frac{\dot{\Omega}_n^2}{\dot{\Omega}_n^2} \right) \right] \quad (4.1.5)$$

Όπου τα μεγέθη $\eta_{mot,n}$, $\dot{W}_{mot,n}$, $\dot{\Omega}$ και $\dot{\Omega}_n$ είναι αντίστοιχα: Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα για το ονομαστικό του σημείο, η ονομαστική ισχύς του κινητήρα, οι στροφές λειτουργίας της δεδομένης στιγμής και οι ονομαστικές στροφές λειτουργίας.

Η **σχέση 4.1.5** λαμβάνει υπόψη της, τις απώλειες στο ονομαστικό σημείο όπως μπορούμε να αντιληφθούμε και ανάγει αυτές τις απώλειες στο σημείο λειτουργίας του κινητήρα μας κάθε φορά. Αυτή η αναγωγή γίνεται με την βοήθεια του μέλους $\left(0,7 \frac{\dot{W}_{mech}^2}{\dot{W}_{mot,n}^2} + 0,3 \frac{\dot{\Omega}_n^2}{\dot{\Omega}_n^2} \right)$, το οποίο διορθώνει τις απώλειες με βάση την ισχύ εισόδου και το φορτίο λειτουργίας κατά τα αντίστοιχα ποσοστά. Έτσι οι απώλειες θερμότητας δια μέσω του σώματος του κινητήρα διακρίνονται σε 2 μεγάλες «ομάδες»: Τις απώλειες πυρήνα, τριβών και αντίστασης του αέρα που συμμετέχουν σε ποσοστό 30%, και τις απώλειες υλικού (copper losses), οι οποίες είναι ανάλογες του φορτίου του κινητήρα και συμμετέχουν σε ποσοστό 70% των συνολικών απωλειών θερμότητας του κινητήρα.

Παρατηρώντας την τελευταία εξίσωση γίνεται αντιληπτό ότι η μορφή της είναι πεπλεγμένη καθώς εμπεριέχεται εντός του όρου $\dot{Q}_{los,mot}$ και ο όρος \dot{W}_{mech} , ο οποίος είναι ο ζητούμενος σύμφωνα με την ροή ισχύος. Έτσι η εξίσωση που προκύπτει, είναι:

$$\dot{W}_{mech} = \dot{W}_{elec,tot} - \dot{Q}_{los,vsd} - \dot{Q}_{los,mot} \quad (4.1.6)$$

Και με αντικατάσταση στην **σχέση 4.1.6** των **σχέσεων 4.1.2** και **4.1.5** προκύπτει η παρακάτω πεπλεγμένη μορφή:

$$\dot{W}_{mech} = \dot{W}_{elec,tot} - 0,240 - \left[\left(\frac{1}{\eta_{mot,n}} - 1 \right) \dot{W}_{mot,n} \left(0,7 \frac{\dot{W}_{mech}^2}{\dot{W}_{mot,n}^2} + 0,3 \frac{\dot{\Omega}_n^2}{\dot{\Omega}_n^2} \right) \right] \quad (4.1.7)$$

Η επίλυση της παραπάνω πεπλεγμένης μορφής γίνεται μέσω επαναληπτικής διαδικασίας, δίνοντας ως δεδομένο τον όρο \dot{W}_{mech} και εκτελώντας επαναλήψεις μέχρι να συγκλίνει το

τελικό εξαγόμενο αποτέλεσμα με το προηγούμενο σε σημείο ανεκτά αποδεκτό της τάξεως του 1 watt.

Έπειτα από την παραπάνω επίλυση και την εύρεση της ισχύος που «περνάει» μετά τον κινητήρα για να τροφοδοτηθεί η αντλία, πρέπει να ληφθούν υπόψη και οι απώλειες θερμότητας από το σώμα της αντλίας $\dot{Q}_{los,pp}$. Στην παρούσα μελέτη, όμως χάριν απλότητας δεχόμαστε πως οι θερμικές απώλειες από το σώμα της αντλίας είναι αμελητέες, αφού η μεταβολή της πίεσης στο οργανικό ρευστό γίνεται αρκετά γρήγορα με αποτέλεσμα την παραδοχή μηδενικών απωλειών προς το περιβάλλον στο συγκεκριμένο τμήμα του συστήματος και κατ' επέκταση η τελική ισχύς που προσφέρεται στο οργανικό ρευστό είναι ίση με την \dot{W}_{mech} .

$$\dot{Q}_{los,pp} = 0 \quad (4.1.8)$$

$$\dot{W}_{flu,pp} = \dot{W}_{mech} \quad (4.1.9)$$

Όπως ειπώθηκε στην αρχή της περιγραφής του μοντέλου η προσφερόμενη ισχύς στο οργανικό ρευστό χωρίζεται σε υδραυλική ισχύ \dot{W}_{hyd} και σε θερμική ισχύ λόγω τριβής μεταξύ των μορίων $\dot{Q}_{los,flu}$. Ο υπολογισμός της κάθε ισχύος γίνεται με βάση τους παρακάτω τύπους:

$$\dot{W}_{flu,pp} = \dot{m}_{orc} \Delta h_{pp} \quad (4.1.10)$$

$$\dot{W}_{hyd} = \frac{\dot{V} \Delta P}{1000} \quad (4.1.11)$$

$$\dot{Q}_{los,flu} = \dot{W}_{flu,pp} - \dot{W}_{hyd} \quad (4.1.12)$$

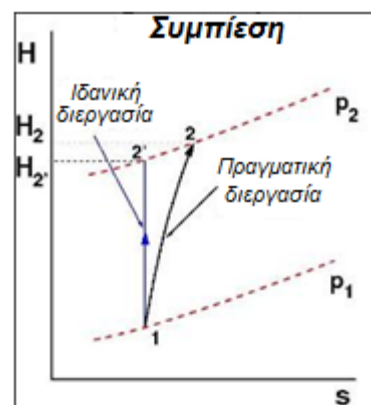
Η **σχέση 4.1.10** σε συνδυασμό με την **4.1.9** μέσω της επίλυσής της μας δίνει ως αποτέλεσμα την ενθαλπία του οργανικού μέσου στο σημείο μετά την άνοδο της πίεσης του. Έτσι υπολογίζονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του νέου σημείου του κύκλου.

Για την **σχέση 4.1.11** οι μονάδες που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των μεγεθών είναι για την μεν ογκομετρική παροχή \dot{V} [m³/sec] και για την διαφορά πίεσης ΔP [Pa].

Προσοχή: Για την υλοποίηση του μοντέλου της αντλίας πρέπει όλα τα υπολογιζόμενα μεγέθη των ισχύων να βρίσκονται στις ίδιες μονάδες μέτρησης kW ή Watt αντίστοιχα, ώστε ο κώδικας να εξάγει σωστά αποτελέσματα.

Ακόμη με βάση όλη την παραπάνω ανάλυση και με γνώση όλων των θερμοδυναμικών μεγεθών στα σημεία πριν και μετά την αύξηση της πίεσης του ρευστού γίνεται υπολογισμός και του ισηντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας με βάση τον παρακάτω τύπο:

$$\eta_{is,pp} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.1.13)$$

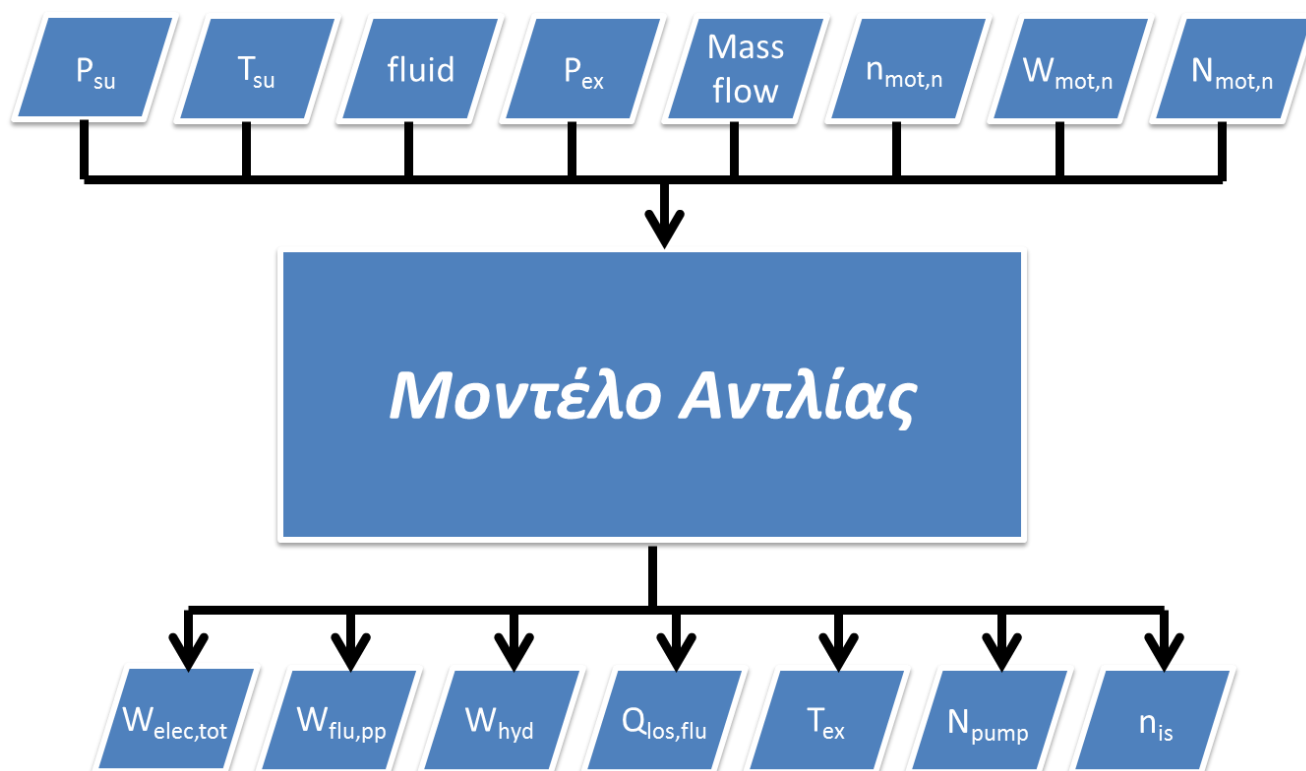


Εικόνα 4.1.2: Σχηματικό διάγραμμα ιδανικής και πραγματικής συμπίεσης [58]

Τέλος γίνεται υπολογισμός του ολικού βαθμού απόδοσης της αντλίας μέσω του παρακάτω τύπου:

$$\eta_{pp} = \frac{\dot{W}_{flu,pp}}{\dot{W}_{elec,tot}} \quad (4.1.14)$$

Με την ολοκλήρωση της παρουσίασης του μοντέλου παρατίθεται και το σχετικό διάγραμμα ροής του κώδικα, το οποίο αποσαφηνίζει σχηματικά τις εισόδους και τις εξόδους του προγράμματος. Για λόγους απλότητας το διάγραμμα ροής δεν παρουσιάζει τις διαδικασίες υπολογισμού καθώς αυτές παρουσιάστηκαν αναλυτικά παραπάνω, όπως επίσης και στον αντίστοιχο κώδικα για την αντλία, ο οποίος είναι διαθέσιμος στο παράρτημα Α που ακολουθεί.



Εικόνα 4.1.3: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου αντλίας

4.2 Αποτελέσματα αντλίας

Η υποενότητα 4.2 παρουσιάζει όλα τα υπολογιζόμενα μεγέθη που αφορούν την λειτουργία της αντλίας σε διαγράμματα για διάφορες συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης ομαδοποιημένες ανά σενάριο λειτουργίας.

4.2.1 Αποτελέσματα αντλίας με μεταβλητή παροχή μάζας (1^ο Σενάριο λειτουργίας)

Είναι σημαντικό να τονισθεί ότι στην παρούσα ανάλυση, στόχος αποτελεί η διερεύνηση της συμπεριφοράς της εγκατάστασης Marine ORC σε μερικά φορτία με ρύθμιση στροφών του

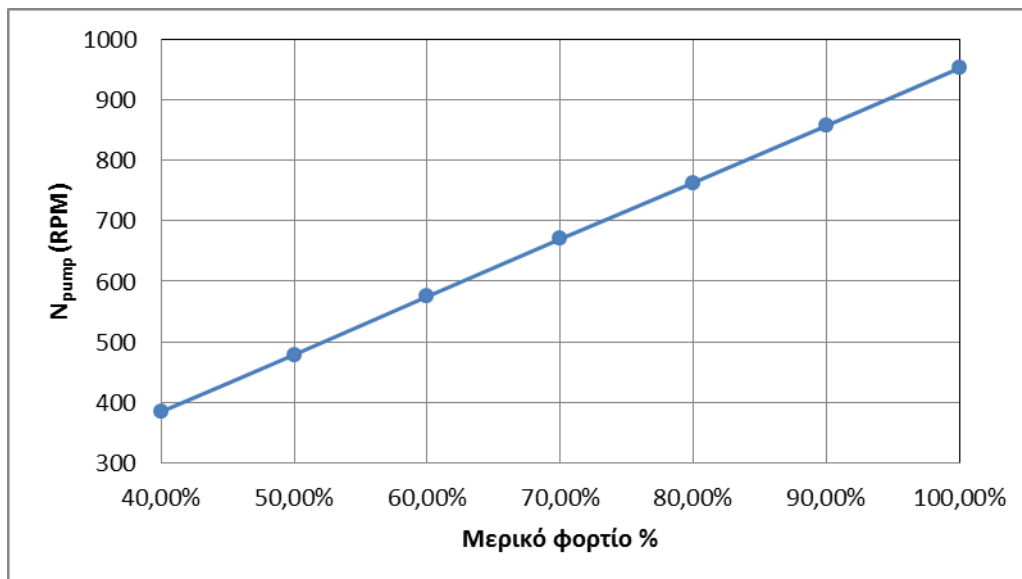
εκτονωτή και της αντλίας αντίστοιχα, με τις συνθήκες του ονομαστικού σημείου να ορίζονται σε προηγούμενη μελέτη και στην παρούσα μελέτη να θεωρούνται δεδομένες. Αυτό σημαίνει ότι η εγκατάσταση είναι δεσμευμένη να δουλεύει σε συνθήκες υψηλής πίεσης 25 bar και ο εκτονωτής να εκτονώνει μέχρι την πίεση των 9,5 bar.

Έτσι με βάση την παραπάνω παρατήρηση τίθενται οι ανεξάρτητες μεταβλητές του προβλήματος, οι οποίες αναφέρονται στην παροχή των μαζών τόσο ως προς το οργανικό μέσο R134a, όσο και ως προς το θερμό νερό του ναυτικού κινητήρα και το νερό που διακινείται στον συμπυκνωτή για την ψύξη του εργαζόμενου μέσου. Όλες οι υπόλοιπες μεταβλητές είναι εξαρτημένες και προκύπτουν μέσω της αλλαγής των ανεξάρτητων μεταβλητών. Αυτές είναι αντίστοιχα όλες οι θερμοκρασίες του κύκλου, τα μεγέθη των ισχύων, οι βαθμοί απόδοσης και οι πιέσεις εξόδου του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή. Ακόμη οι στροφές του εκτονωτή και της αντλίας ρυθμίζονται κατάλληλα, ώστε να διατηρείται ο λόγος πίεσης του συστήματος σταθερός. Επομένως ως μερικό φορτίο ορίζεται η συμπεριφορά της εγκατάστασης σε συνθήκες διαφορετικών παροχών μάζας, δηλαδή συνθήκες διαφορετικές του ονομαστικού σημείου σχεδιασμού, με τις οποίες καλείται να λειτουργήσει. Ο ποσοστιαίος χαρακτήρας έχει ως αναφορά του την μάζα που διακινείται προς την ονομαστική παροχή μάζας.

$$\text{Μερικό φορτίο (\%)} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_n} \tag{4.1.15}$$

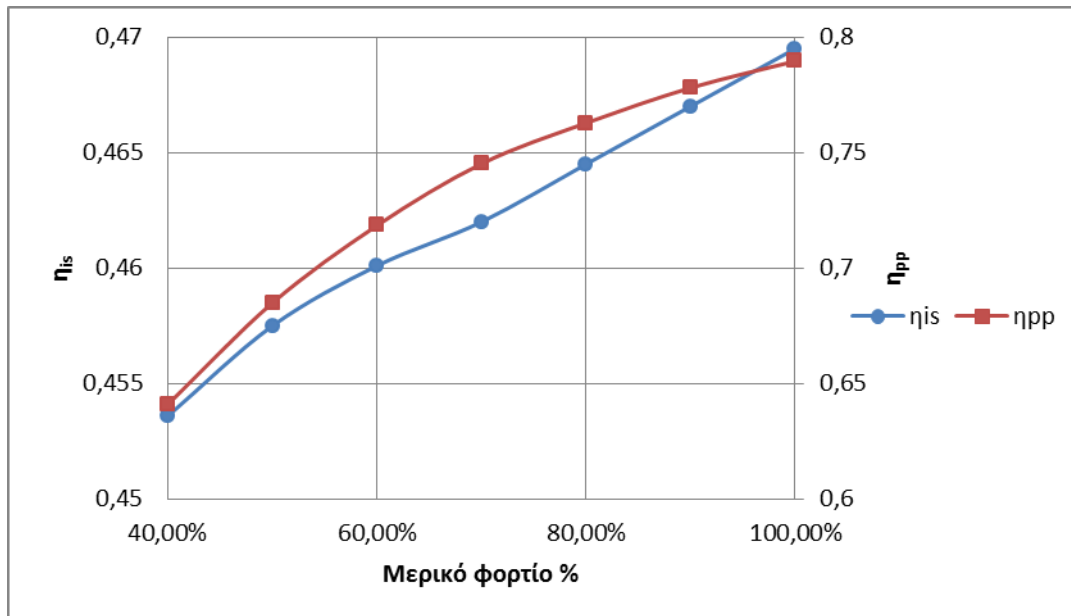
Παραδοχές προσομοίωσης	
Πίεση εισόδου ατμοποιητή	Σταθερή 25 bar
Πίεση εξόδου εκτονωτή	Σταθερή 9,5 bar
Παροχές μάζας (R134a, νερού ατμοποιητή – συμπυκνωτή ονομαστικές)	Ανεξάρτητες μεταβλητές (0,386, 1,5, 1,5 Kg/sec)
Θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού	90 °C
Θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης	15 °C

Πίνακας 4.2.1.1: Παραδοχές προσομοίωσης 1^{ου} σεναρίου



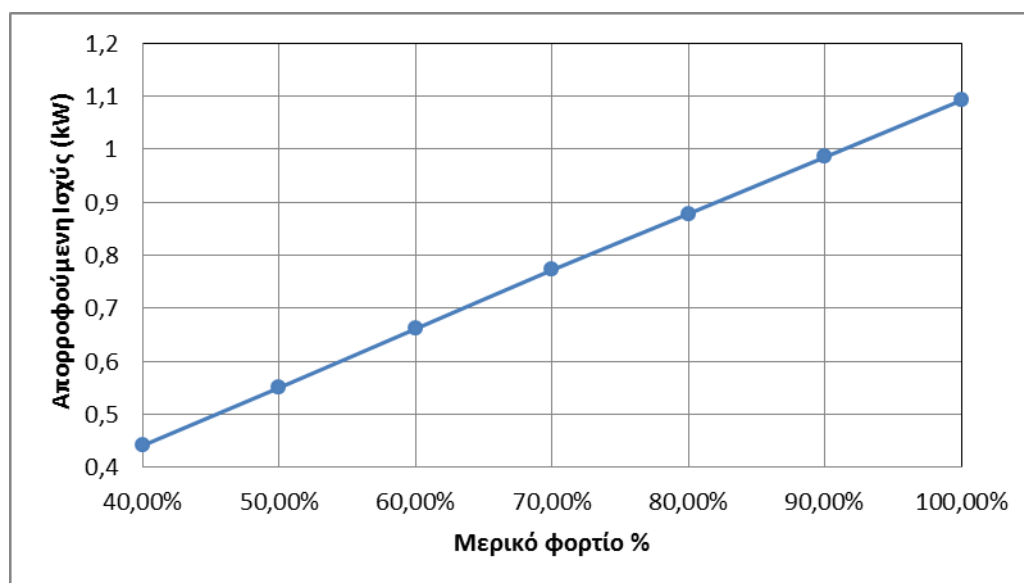
Εικόνα 4.2.1.1: Διάγραμμα στροφών λειτουργίας της αντλίας

Όπως αναμένεται οι στροφές λειτουργίας της αντλίας παρουσιάζουν γραμμικότητα σε σχέση με τα μερικά φορτία, δηλαδή την μείωση της μάζας του R134a. Αυτό εύλογα συμβαίνει λόγω της εξάρτησης των στροφών λειτουργίας (σχέσης 4.1.4) από την μάζα του οργανικού ρευστού σε lt/min.



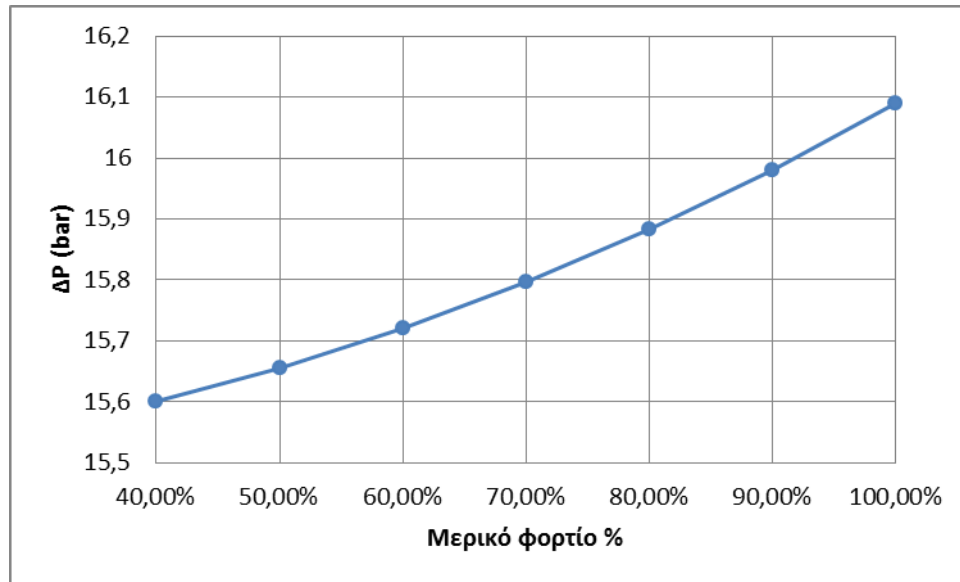
Εικόνα 4.2.1.2: Διάγραμμα ισηντροπικού και ολικού βαθμού απόδοσης της αντλίας

Και οι 2 βαθμοί απόδοσης που παρουσιάζονται, έχουν πτωτική πορεία δεδομένης της μείωσης της διακινούμενης μάζας του οργανικού ρευστού. Αυτή η συμπεριφορά είναι λογική, καθώς όπως έχει ειπωθεί για την συγκεκριμένη προσομοίωση πραγματοποιείται ρύθμιση στροφών με αποτέλεσμα ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης να μειώνεται αλλά παράλληλα να είναι αρκετά κοντά σε αυτόν του ονομαστικού σημείου λειτουργίας. Από την άλλη ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας φθίνει σε σημαντικό βαθμό σε σχέση με το ονομαστικό σημείο.



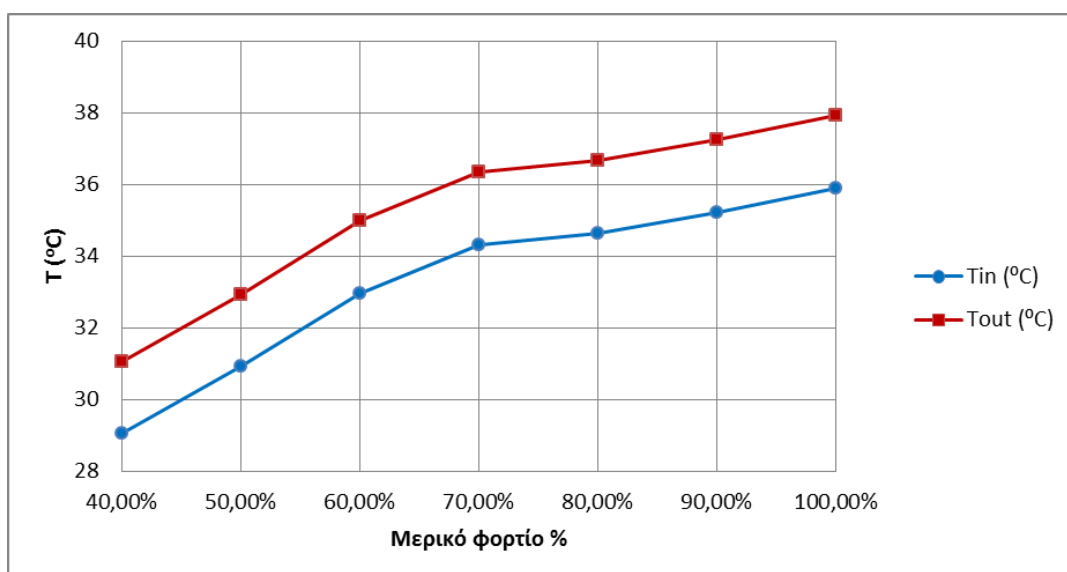
Εικόνα 4.2.1.3: Διάγραμμα απορροφούμενης ισχύος από της αντλία

Όπως αναμένεται η απορροφούμενη ισχύς είναι μεγαλύτερη με την αύξηση του φορτίου (παροχής μάζας) γεγονός που αποδεικνύεται και στον ολικό βαθμό απόδοσης της αντλίας, ο οποίος παρουσιάζει ανοδική πορεία σε αύξηση της διακινούμενης μάζας του R134a. Η αύξηση αυτή γίνεται άμεσα αντιληπτή από τον **τύπο της ηλεκτρικής ισχύος 4.1.1**, ο οποίος έχει άμεση εξάρτηση από την παροχή μάζας και τις στροφές λειτουργίας που οι τελευταίες έχουν και αυτές γραμμική εξάρτηση από την παροχή που επιβάλλεται στο σύστημα.



Εικόνα 4.2.1.4: Διάγραμμα διαφοράς πίεσης εισόδου/εξόδου της αντλίας

Η γενική παρατήρηση έχει να κάνει με την μείωση της πίεσης εισόδου κατά την ταυτόχρονη αύξηση της διακινούμενης μάζας. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην μείωση των τριβών του διακινούμενου ρευστού σε σχέση με το ονομαστικό σημείο λειτουργίας στο οποίο «περνά» το μεγαλύτερο ποσό μάζας, το οποίο εύλογα θα παρουσιάζει περισσότερες τριβές και κατ' επέκταση μεγαλύτερη διαφορά πίεσης. Η πίεση εξόδου κάθε φορά ανέρχεται στα 25 bar.



Εικόνα 4.2.1.5: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου της αντλίας

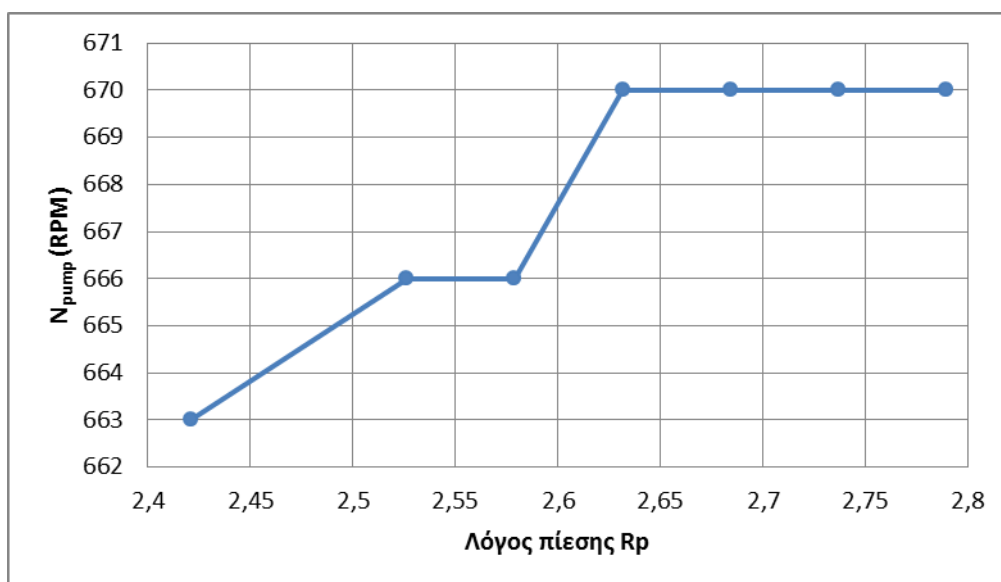
Η θερμοκρασία εξόδου εξαρτάται άμεσα από την θερμοκρασία εισόδου και παρουσιάζει την ίδια ανοδική μορφή αυξανόμενου του φορτίου λειτουργίας. Η ανοδική αυτή τάση είναι επακόλουθο της συνολικής λειτουργίας της εγκατάστασης και του τελικού μοντέλου και δεν οφείλεται στην καθ' εαυτή λειτουργία της αντλίας ως ξεχωριστή οντότητα. Παρόλα αυτά η κύρια παρατήρησή έγκειται στην σχεδόν σταθερή διαφορά θερμοκρασίας (περίπου 2 °C) που προσφέρει η αντλία στο εργαζόμενο μέσο όσο και να αυξάνεται το φορτίο λειτουργίας.

4.2.2 Αποτελέσματα αντλίας με μεταβλητό λόγο πίεσης (2^ο Σενάριο λειτουργίας)

Στο δεύτερο εξεταζόμενο σενάριο λειτουργίας τα μεγέθη που διατηρούνται σταθερά είναι οι παροχές μάζας (R134a, νερό ναυτικού κινητήρα και νερό ψύξης) όπως επίσης και η πίεση εκτόνωσης της τάξης των 9,5 bar. Αντίστοιχα η ανεξάρτητη μεταβλητή είναι η πίεση εισόδου του ατμοποιητή, η οποία κυμαίνεται από 23 έως 26,5 bar, αλλάζοντας στην πράξη τον λόγο πίεσης της εγκατάστασης. Και πάλι όλα τα υπόλοιπα μεγέθη αποτελούν τις εξόδους του προγράμματος για τις οποίες γίνεται σύγκριση για την αποσαφήνιση και την κατανόηση της λειτουργίας της εγκατάστασης, συμπεριλαμβανομένων και των στροφών.

Παραδοχές προσομοίωσης	
Πίεση εισόδου ατμοποιητή	Ανεξάρτητη μεταβλητή (23 –26,5 bar)
Πίεση εξόδου εκτονωτή	Σταθερή 9,5 bar
Παροχές μάζας (R134a, νερού ατμοποιητή – συμπυκνωτή)	Σταθερές (0,2702, 1,05 ,1,05 Kg/sec)
Θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού	90 °C
Θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης	15 °C

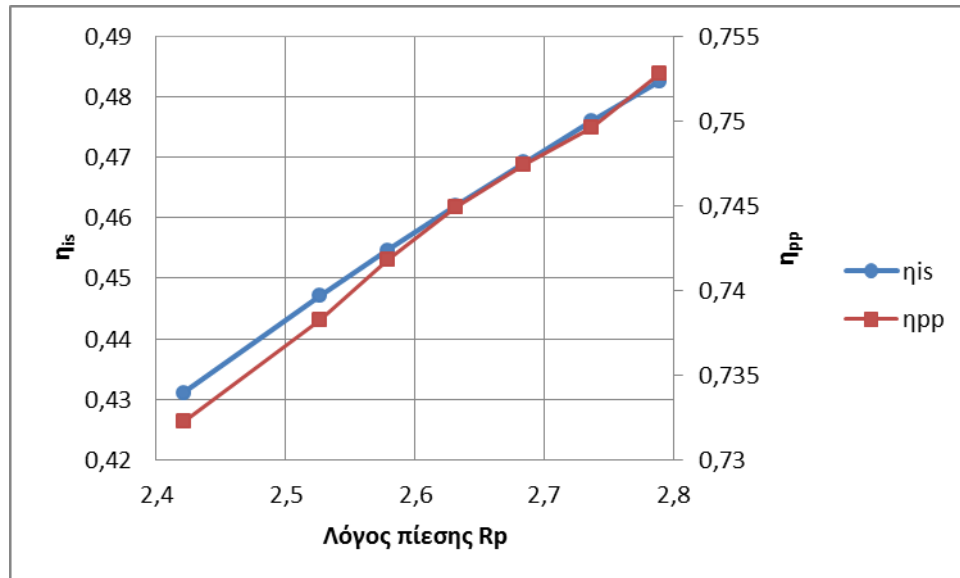
Πίνακας 4.2.2.1: Παραδοχές προσομοίωσης 2^{ου} σεναρίου



Εικόνα 4.2.2.1: Διάγραμμα στροφών λειτουργίας της αντλίας

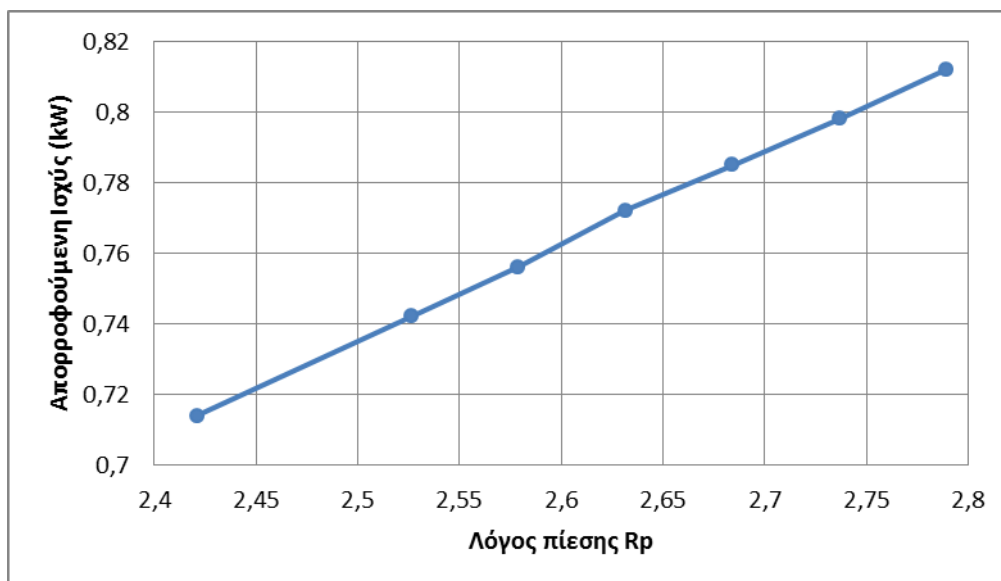
Παρατηρούμε ότι οι στροφές λειτουργίας διατηρούνται σταθερές, αφού το εύρος στροφών κυμαίνεται από 663 έως 670 rpm. Η παρατήρηση αυτή πηγάζει από την σταθερή μάζα του

οργανικού ρευστού και δεδομένου ότι οι στροφές λειτουργίας εξαρτώνται μόνο από την παροχή όγκου σε l/min σύμφωνα με τον **τύπο 4.1.4**. Έτσι οι διαφορές αυτές της τάξεως των μερικών η_{pp} οφείλεται στο γεγονός ότι παρατηρούνται διαφορές στην ογκομετρική παροχή, η οποία εξαρτάται από την πυκνότητα και κατ' επέκταση την θερμοκρασία του ρευστού κάθε φορά εφόσον η παροχή μάζας διατηρείται σταθερή.



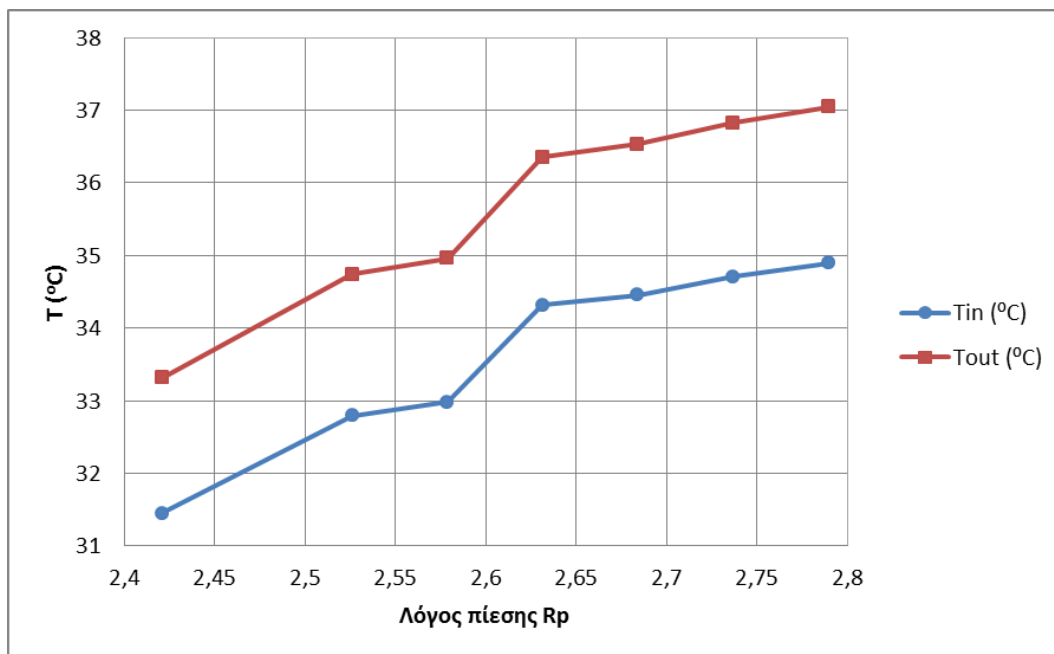
Εικόνα 4.2.2.2: Διάγραμμα ισεντροπικού και ολικού βαθμού απόδοσης της αντλίας

Οι βαθμοί απόδοσης της αντλίας (ολικός και ισεντροπικός) αυξάνονται με την αύξηση του λόγου πίεσης. Αυτό σημαίνει την καλύτερη εκμετάλλευση της απορροφούμενης ηλεκτρικής ενέργειας, αφού λιγότερο ποσοστό αποβάλλεται με την μορφή θερμότητας προς το περιβάλλον και αντίστοιχα σε μεγαλύτερες πιέσεις η συμπίεση φαίνεται να προσεγγίζει την ιδανική καλύτερα.



Εικόνα 4.2.2.3: Διάγραμμα απορροφούμενης ισχύος από της αντλία

Η ισχύς αυξάνεται με την ταυτόχρονη αύξηση του λόγου πίεσης πράγμα που δικαιολογείται μέσω του **τύπου 4.1.1** στον οποίο η ηλεκτρική ισχύς είναι εξαρτώμενη από την πίεση εξόδου από την αντλία και την παροχή όγκου. Έτσι διατηρούμενης της παροχής όγκου σταθερής, η ηλεκτρική ισχύς εξαρτάται μόνο από την πίεση εξόδου της αντλίας και επομένως εμφανίζεται η παραπάνω γραμμικότητα.



Εικόνα 4.2.2.4: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου της αντλίας

Οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου της αντλίας και σε αυτή την περίπτωση λειτουργίας παρουσιάζουν σταθερή ανοδική τάση της τάξεως των 2°C. Όπως αναμένεται η λειτουργία της αντλίας εκτός από την άνοδο της πίεσης προκαλεί και μια σχεδόν σταθερή αύξηση της θερμοκρασίας του ρευστού.

Κεφάλαιο 5:

Μοντέλα ατμοποιητή-συμπυκνωτή

Στο κεφάλαιο που ακολουθεί παρατίθενται όλες οι παραδοχές, οι μέθοδοι μοντελοποίησης, παρουσιάζονται και αποσαφηνίζονται οι τύποι και οι τρόποι υπολογισμού των διαφόρων μεγεθών για την περίπτωση του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή, όπως επίσης και τα αντίστοιχα αποτελέσματα που εξάγονται.

5.1 Μοντέλο ατμοποιητή-συμπυκνωτή

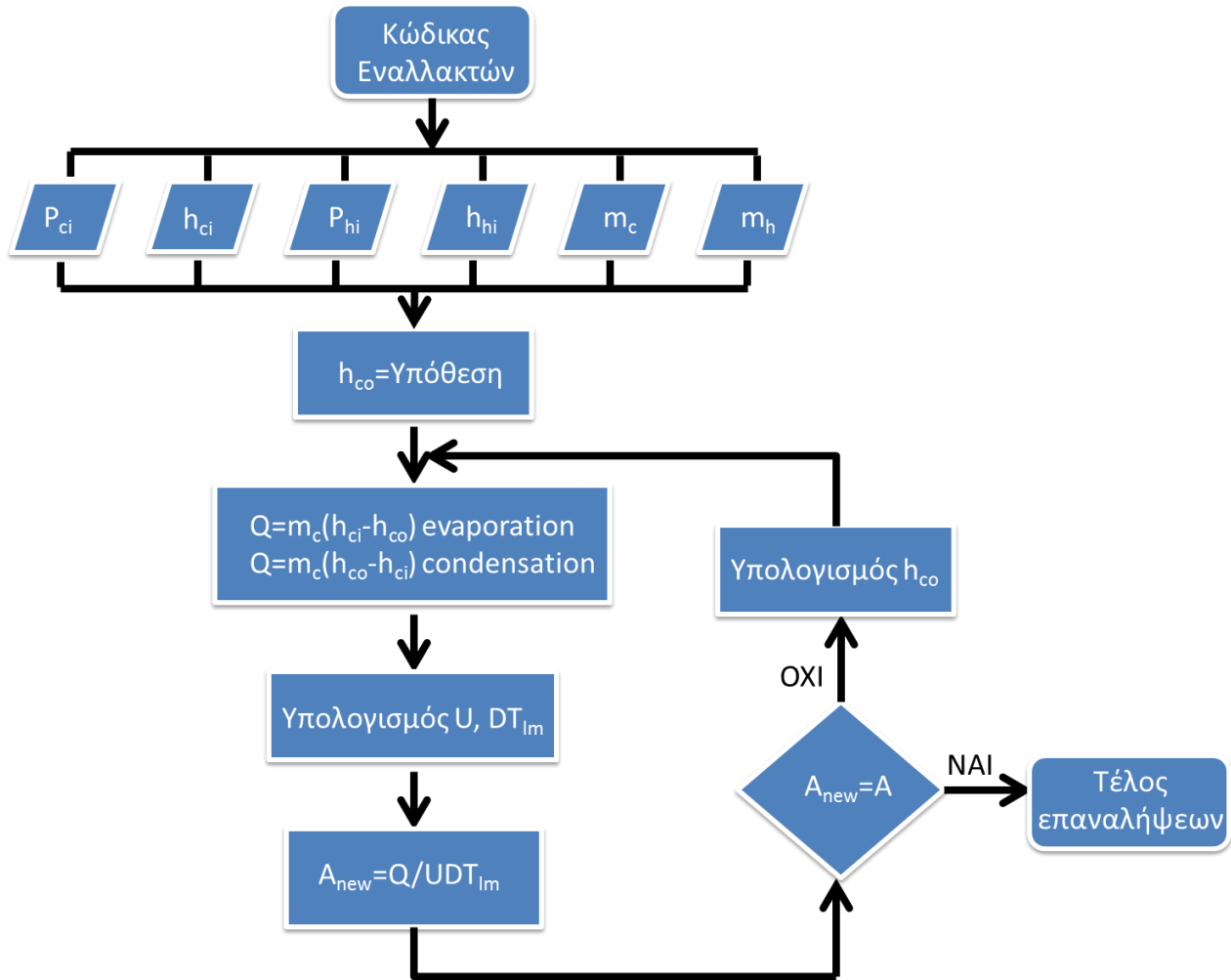
Ο S. Quoilin [1] για την μοντελοποίηση πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας πρότεινε ένα απλοϊκό μονοφασικό μοντέλο (single phase model), το οποίο έχει χρησιμοποιήσει σε εν λόγω μοντελοποιήσεις και εργασίες αντίστοιχα. Η παρούσα εργασία χρησιμοποιεί αυτό το μονοφασικό μοντέλο, του οποίου η ανάλυση ακολουθεί παρακάτω.

Σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη η μεταφορά θερμότητας γίνεται μεταξύ δυο υγρών μέσων. Στην συγκεκριμένη περίπτωση για τον ατμοποιητή η θερμότητα ρέει από το ζεστό νερό του jacket του ναυτικού κινητήρα στο οργανικό μέσο R134a της εγκατάστασης που εξετάζεται διαμέσου των πλακών. Έτσι σκοπός του μοντέλου που χρησιμοποιείται είναι να υπολογιστούν με βάση τις αρχικές συνθήκες τόσο του ζεστού νερού όσο και του οργανικού μέσου, οι συνθήκες εξόδου των δυο μέσων αντίστοιχα.

Αντίστοιχα για τον συμπυκνωτή τα 2 ρέοντα ρεύματα είναι το οργανικό μέσο R134a και το νερό ψύξης, το οποίο απορρίπτει την θερμότητα στο περιβάλλον. Και πάλι η προσομοίωση λειτουργίας των εναλλακτών έχει γίνει με βάση τα σενάρια που περιγράφηκαν στο κεφάλαιο 4.

Αρχικά θα γίνει η περιγραφή του αλγορίθμου off design σε γενικό επίπεδο με διάγραμμα ροής χωρίς την ύπαρξη λεπτομερών εξισώσεων.

Η βασική διαδικασία έγκειται στον υπολογισμό της απαιτούμενης επιφάνειας A του εναλλάκτη για κάθε σενάριο που εξετάζεται και στην τελική της σύγκριση με την υπάρχουσα επιφάνεια, η οποία είναι δεδομένη για κάθε πλακοειδή εναλλάκτη. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται μέσω των συνθηκών εισόδου (πιέσεων, θερμοκρασιών και παροχών μάζας των δυο ρευστών) και η επαναληπτική διαδικασία ενεργοποιείται με βάση την υπόθεση της ενθαλπίας εξόδου ενός από τα 2 ρεύματα, ώστε στο τέλος των επαναλήψεων να μπορεί να γίνει εκ νέου υπολογισμός της ενθαλπίας εξόδου που έχει ορισθεί μέχρι την τελική σύγκλιση των επιφανειών. Παρακάτω ακολουθεί και το σχετικό διάγραμμα ροής της διαδικασίας που μόλις περιγράφηκε:



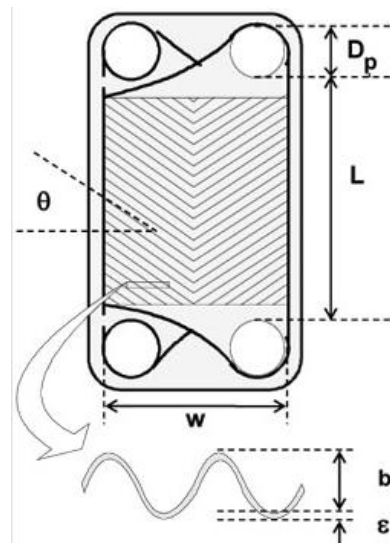
Εικόνα 5.1.1: Διάγραμμα ροής επαναληπτικής διαδικασίας υπολογισμού εναλλακτών

Στην διαδικασία υπολογισμού που ακολουθεί για την ατμοποίηση, τα μεγέθη για το ψυχρό ρεύμα (**R134a**) συμβολίζονται με την προσθήκη του δείκτη c στους τύπους, ενώ τα μεγέθη του θερμού ρεύματος (**θερμό νερό κινητήρα**) παρουσιάζουν τον δείκτη h.

Αντίστοιχα για την περίπτωση της συμπύκνωσης, τα μεγέθη για το θερμό ρεύμα (**R134a**) συμβολίζονται με την προσθήκη του δείκτη h στους τύπους, ενώ τα μεγέθη του ψυχρού ρεύματος (**νερό συμπυκνωτή**) παρουσιάζουν τον δείκτη c.

Η διαδικασία των υπολογισμών που γίνονται σε αυτό το μοντέλο έχει ως εξής:

Αρχικά, λαμβάνουμε την κατακόρυφη και την οριζόντια απόσταση ανάμεσα στα κέντρα των στομιών εισόδου/εξόδου των ρευστών L_v και L_h αντίστοιχα σε m . Στην περίπτωση του ατμοποιητή, όπως ειπώθηκε και στο κεφάλαιο 3 το μοντέλο του ατμοποιητή που χρησιμοποιήθηκε ήταν το **CB 60-90 H-F** της εταιρείας Alfa Laval με **90 πλάκες** και διαστάσεις



Εικόνα 5.1.2: Βασικές διαστάσεις πλάκας εναλλάκτη [60]

$L_v = 0,466m$ και $L_h = 0,050m$. Για τον συμπυκνωτή το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε ήταν το **CB 60-60 H-F** της εταιρείας Alfa Laval με **60 πλάκες** και διαστάσεις επίσης $L_v = 0,466m$ και $L_h = 0,050m$. Τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά των πλακών λαμβάνονται όπως ορίζεται κατά περίπτωση παρακάτω για τον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή [59]:

Δεδομένα (Στις διπλές δηλώσεις δεδομένων ο πρώτος αριθμός αναφέρεται στον ατμοποιητή και ο δεύτερος στον συμπυκνωτή):

- ✓ Πλάκες εναλλακτών: $N_t = 90, N_t = 60$
- ✓ Εναλλάκτης μίας διαδρομής: $N_p = 1$
- ✓ Πάχος πλάκας: $t = 0,8mm$
- ✓ Γωνία αυλακώσεων πλάκας: $\beta = 60^\circ$
- ✓ Συντελεστής μεγέθυνσης: $\varphi = 1,125$
- ✓ Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας υλικού πλάκας (SS316): $k_w = 16,5 \frac{W}{mK}$
- ✓ Πλάτος που καταλαμβάνει η πλάκα (μαζί με το διάκενο $pitch = 3mm, 2mm$)
- ✓ Διάκενο μεταξύ πλακών: $b = pitch - t = 2,2mm$
- ✓ Διάμετρος στομίων εισόδου: $D_p = 23mm$
- ✓ Βήμα αυλάκωσης: $\Lambda = corrugation\ pitch = 5mm$
- ✓ Πλάτος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας: $L_w = L_h + D_p$
- ✓ Ύψος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας: $L_p = L_v - D_p$
- ✓ Επιφάνεια ροής ρευστού ανά αυλάκωση: $A_{ch} = bL_w$
- ✓ Συνολική επιφάνεια συναλλαγής: $A = 5,358m^2, A = 3,571m^2$
- ✓ Υδραυλική διάμετρος: $D_h = \frac{4bL_w}{2(b+L_w\varphi)} \cong 2 \frac{b}{\varphi}$
- ✓ Αριθμός καναλιών ανά ρεύμα: $N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2}$
- ✓ Παροχές μάζας θερμού και ψυχρού ρεύματος ανά κανάλι:

$$\dot{m}_{h_{ch}} = \frac{\dot{m}_h}{N_{cp}} \quad \dot{m}_{c_{ch}} = \frac{\dot{m}_c}{N_{cp}}$$

- ✓ Παροχές μάζας θερμού και ψυχρού ρεύματος ανά κανάλι και ανά m^2 :

$$G_{h_{ch}} = \frac{\dot{m}_{h_{ch}}}{A_{ch}} \quad G_{c_{ch}} = \frac{\dot{m}_{c_{ch}}}{A_{ch}}$$

- ✓ Συντελεστής διόρθωσης: $c_f = 0,000025$

Μετά την εισαγωγή των παραπάνω δεδομένων ακολουθεί το κυρίως πρόγραμμα για τον προσδιορισμό των μεγεθών εξόδου (πίεσης, θερμοκρασίας) που χρησιμοποιεί επαναληπτικές διαδικασίες με σκοπό την σύγκλιση του ισολογισμού θερμότητας μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρεύματος σε συνδυασμό με την συμφωνία της εξίσωσης θερμότητας, η οποία βασίζεται στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη.

Ονοματολογία Μοντέλου Ατμοποιητή-Συμπυκνωτή			
A	Επιφάνεια (m ²)	Δ	Διαφορά (-)
C	Θερμοχωρητικότητα (J/kgK)	η	Δυναμική συνεκτικότητα (Pa sec)
c	Διόρθωση	λ	Θερμική αγωγιμότητα ρευστού (W/mK)
D	Διάμετρος (m)	μ	Δυναμική συνεκτικότητα (Pa sec)
G	Παροχή μάζας (Kg/sec m ²)	ξ	Συντελεστής τριβής του Darcy (-)
h	Ενθαλπία (J/Kg)	ρ	Πυκνότητα (Kg/m ³)
k	Θερμική αγωγιμότητα υλικού (W/mK)	φ	Συντελεστής μεγέθυνσης (-)
L	Απόσταση στομίων (m)		Δείκτες
m	Παροχή μάζας (kg/sec)	c	Ψυχρός
Nu	Αριθμός Nusselt (-)	ch	Κανάλι
P	Πίεση (Pascal) (-)	coldside	Ψυχρή πλευρά
Pr	Αριθμός Prandtl (-)	f	Συντελεστής
Q	Θερμότητα (kW)	h	Θερμός
Re	Αριθμός Reynolds (-)	hotside	Θερμή πλευρά
T	Θερμοκρασία (K)	i	Είσοδος
t	Πάχος πλάκας (m)	lm	Μέση λογαριθμική
U	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (W/Km ²)	o	Εξόδου
v	Ταχύτητα ρεύματος ανά κανάλι (m/sec κανάλι)	plate	Πλάκα
α	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή (W/Km ²)	w	Τοίχωμα
β	Γωνία αυλακώσεων πλάκας (°)	wall	Τοίχωμα

Πίνακας 5.1.1: Ονοματολογία μοντέλου ατμοποιητή - συμπυκνωτή

Οι 3 εξισώσεις ακολουθούν παρακάτω και αποτελούν την μέθοδο σύγκλισης που χρησιμοποιείται για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c(h_{c,o} - h_{c,i}) \tag{5.1.1}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h(h_{h,i} - h_{h,o}) \tag{5.1.2}$$

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \tag{5.1.3}$$

Η μέθοδος που ακολουθείται για την επίλυση του παραπάνω σχήματος είναι η εξής:

Αρχικά υπολογίζονται με την βοήθεια του προγράμματος COOLPROP οι ενθαλπίες εισόδου με βάση τις εισόδους (πιέσεις, θερμοκρασίες) στην συνάρτηση. Έτσι είναι πλήρως ορισμένα τα σημεία εισόδου των 2 ρευμάτων.

Στην συνέχεια γίνεται μια αρχική υπόθεση σχετικά με την ενθαλπία εξόδου του ψυχρού ρεύματος, ώστε να μπορέσει το πρόγραμμα με μια τυχαία τιμή θερμοκρασίας να συγκλίνει

στην σωστή με βάση τις εξαγόμενες θερμότητες από τις **σχέσεις 5.1.1, 5.1.2 και 5.1.3**. Η υπόθεση ακολουθεί παρακάτω (Θα μπορούσε επίσης να γίνει υπόθεση της ενθαλπίας εξόδου του θερμού αντί της ενθαλπίας του ψυχρού ρεύματος με τα ίδια εξαγόμενα αποτελέσματα). Η πρώτη υπόθεση αναφέρεται στην περίπτωση της ατμοποίησης και η δεύτερη στην περίπτωση της συμπύκνωσης:

$$h_{c,o} = \text{CoolProp.PropsSI}('H', 'P', Pci, 'T', Tci + 50, \text{Fluidc}); \quad (5.1.4)$$

$$h_{c,o} = \text{CoolProp.PropsSI}('H', 'P', Pci, 'T', Tci + 11, \text{Fluidc});$$

Και τώρα ακολουθεί το επαναληπτικό τμήμα το οποίο εξάγει τα τελικά αποτελέσματα. Στο εν λόγω σημείο της μοντελοποίησης το επόμενο στάδιο είναι ο προσδιορισμός του σημείου εξόδου του θερμού ρεύματος με συνδυασμό των **σχέσεων 5.1.1 και 5.1.2**. Έτσι η ενθαλπία εξόδου του θερμού σημείου θα είναι:

$$h_{h,o} = h_{h,i} - \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (5.1.5)$$

Στο σημείο αυτό έχουν προσδιορισθεί όλα τα σημεία εισόδου και εξόδου των 2 ρευμάτων με βάση την αρχική υπόθεση της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρεύματος (**σχέση 5.1.4**). Επομένως απαιτείται η χρήση μιας τρίτης σχέσης, η οποία θα ελέγξει αν τα σημεία που έχουν βρεθεί παραπάνω είναι σωστά. Η σχέση αυτή είναι η **5.1.3** με την βοήθεια της οποίας θα προσεγγισθεί η ορθή λύση με βάση την σύγκλιση των επιφανειών που εξάγονται.

Παρατηρώντας την **σχέση 5.1.3** τα μεγέθη που πρέπει να προσδιορισθούν είναι αυτά του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη ή U και η μέση λογαριθμική θερμοκρασία ή ΔT_{lm} , αφού η συνολική επιφάνεια του εναλλάκτη δίνεται στα παραπάνω δεδομένα ως είσοδος. Ακόμη για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη θεωρούμε ότι δεν έχουμε πτώση πίεσης.

Στο σημείο αυτό έχοντας υπολογίσει όλες τις ενθαλπίες εξόδου και εισόδου των δύο ρευμάτων είμαστε σε θέση με χρήση του λογισμικού COOLPROP να προσδιορίσουμε τις θερμοκρασίες που αντιστοιχούν σε αυτές τις ενθαλπίες για τις δεδομένες πιέσεις. Χρησιμοποιώντας αυτές τις θερμοκρασίες υπολογίζουμε τη μέση λογαριθμική θερμοκρασία:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (5.1.6)$$

Για τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη θα έχουμε την παρακάτω διαδικασία. Αρχικά υπολογίζουμε την μέση θερμοκρασία σε κάθε ρεύμα \bar{T}_h και \bar{T}_c αντίστοιχα, και έπειτα την μέση θερμοκρασία της πλάκας ως το μέσο όρο των θερμοκρασιών των δύο ρευμάτων:

$$\bar{T}_h = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} \quad (5.1.7)$$

$$\bar{T}_c = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \quad (5.1.8)$$

$$\bar{T}_{plate} = \frac{\bar{T}_h + \bar{T}_c}{2} \quad (5.1.9)$$

Η δε μέση θερμοκρασία του τοιχώματος της πλάκας λαμβάνεται ίση με το μέσο όρο της μέσης θερμοκρασίας της πλάκας και της μέσης θερμοκρασίας του αντίστοιχου ρεύματος:

$$\bar{T}_{wall,hot\ side} = \frac{\bar{T}_h + \bar{T}_{plate}}{2} \quad (5.1.10)$$

$$\bar{T}_{wall,cold\ side} = \frac{\bar{T}_c + \bar{T}_{plate}}{2} \quad (5.1.11)$$

Ακολούθως για να προσδιοριστεί ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του θερμού ρεύματος (**μονοφασική ροή**) υπολογίζονται κατά σειρά:

✓ Αριθμός Reynolds: $Re_h = \frac{G_{h,cb} D_h}{\mu_h} \quad (5.1.12)$

✓ Αριθμός Prandtl: $Pr_h = \frac{\mu_h c_{p,h}}{\lambda_h} \quad (5.1.13)$

Σύμφωνα με τον Martin (1996) [61] ο συντελεστής τριβής ξ του Darcy υπολογίζεται για τους πλακοειδείς εναλλάκτες ως εξής:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos\beta}{\sqrt{0,18\tan\beta + 0,36\sin\beta + \frac{\xi_0}{\cos\beta}}} + \frac{1 - \cos\beta}{\sqrt{\xi_1}} \quad (5.1.14)$$

Με τους συντελεστές ξ_0, ξ_1 να είναι:

$$\xi_0 = \frac{64}{Re} \quad Re < 2000$$

$$\xi_0 = (1,8\log Re - 1,5)^{-2} \quad Re \geq 2000$$

$$\xi_1 = \frac{597}{Re} + 3,85 \quad Re < 2000$$

$$\xi_1 = \frac{39}{Re^{0,286}} \quad Re \geq 2000$$

Χρησιμοποιώντας τη σχέση του Martin H. (1996) [62] ο αριθμός Nusselt ισούται με:

$$Nu_h = 0,122(Pr_h)^{1/3} \left(\frac{\eta_h}{\eta_{wall,h}} \right)^{1/6} (\xi Re_h^2 \sin(2\varphi))^{0,374} \quad (5.1.15)$$

Όπου $\eta_{wall,h}$ η δυναμική συνεκτικότητα που αντιστοιχεί σε θερμοκρασία $\bar{T}_{wall,hot\ side}$.

Οπότε, τελικά προσδιορίζεται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του θερμού ρεύματος:

$$\alpha_h = \frac{Nu_h \lambda_h}{D_h} \quad (5.1.16)$$

Κατ' αντιστοιχία υπολογίζουμε και τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του ψυχρού ρεύματος κατά την ίδια λογική που ακολουθήθηκε προηγουμένως:

Έτσι, οι αριθμοί Reynolds και Prandtl για το ψυχρό ρεύμα θα είναι:

✓ Αριθμός Reynolds: $Re_c = \frac{G_{c,h} D_h}{\mu_c} \quad (5.1.17)$

✓ Αριθμός Prandtl: $Pr_c = \frac{\mu_c C_{p,c}}{\lambda_c} \quad (5.1.18)$

Σύμφωνα με τον Martin (1996) [61] ο συντελεστής τριβής ξ του Darcy υπολογίζεται για τους πλακοειδείς εναλλάκτες ως εξής:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos\beta}{\sqrt{0,18 \tan\beta + 0,36 \sin\beta + \frac{\xi_0}{\cos\beta}}} + \frac{1 - \cos\beta}{\sqrt{\xi_1}} \quad (5.1.19)$$

Με τους συντελεστές ξ_0, ξ_1 να είναι:

$$\xi_0 = \frac{64}{Re} \quad Re < 2000$$

$$\xi_0 = (1,8 \log Re - 1,5)^{-2} \quad Re \geq 2000$$

$$\xi_1 = \frac{597}{Re} + 3,85 \quad Re < 2000$$

$$\xi_1 = \frac{39}{Re^{0,286}} \quad Re \geq 2000$$

Και πάλι χρησιμοποιώντας τη σχέση του Martin H. (1996) [62] ο αριθμός Nusselt ισούται με:

$$Nu_c = 0,122 (Pr_c)^{1/3} \left(\frac{\eta_c}{\eta_{wall,c}} \right)^{1/6} (\xi Re_c^2 \sin(2\varphi))^{0,374} \quad (5.1.20)$$

Όπου $\eta_{wall,c}$ η δυναμική συνεκτικότητα που αντιστοιχεί σε θερμοκρασία $\bar{T}_{wall,cold side}$.

Τελικά ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του ψυχρού ρεύματος είναι:

$$\alpha_c = \frac{Nu_c \lambda_c}{D_c} \quad (5.1.21)$$

Οπότε ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από τη σχέση:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{t}{k_w} + c_f} \quad (5.1.22)$$

Επομένως με βάση τις **σχέσεις 5.1.3, 5.1.6 και 5.1.22** μπορούμε να υπολογίσουμε την απαιτούμενη επιφάνεια για την απόδοση του εκάστοτε ποσού θερμότητας από τον εναλλάκτη και στο τέλος της επαναληπτικής διαδικασίας να πραγματοποιηθεί σύγκριση της επιφάνειας που δίδεται ως είσοδος στο σύστημα και της επιφάνειας που εξάγεται από την **σχέση 5.1.3**.

Εάν τα αποτελέσματα συμφωνούν μεταξύ τους τότε το πρόγραμμα έχει προσεγγίσει την λύση επαρκώς και ο επαναληπτικός βρόχος σταματάει να «τρέχει». Σε αντίθετη περίπτωση αν η επιφάνεια που προκύπτει από την **σχέση 5.1.3** είναι μεγαλύτερη από αυτή που είναι εγκατεστημένη τότε η ενθαλπία εξόδου του ψυχρού ρεύματος μειώνεται κατά ένα καθορισμένο βήμα και εκτελείται ξανά η παραπάνω διαδικασία υπολογισμού μέχρι την τελική σύγκλιση του κώδικα.

Την παραπάνω επαναληπτική διαδικασία διαδέχεται ο υπολογισμός της πτώσεως πίεσης στον ατμοποιητή/συμπυκνωτή τόσο για το θερμό όσο και για το ψυχρό ρεύμα.

Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης υπολογίζουμε για το σύνολο του εναλλάκτη την μέση θερμοκρασία σε κάθε ρεύμα \bar{T}_h και \bar{T}_c αντίστοιχα και κατόπιν υπολογίζουμε την μέση θερμοκρασία της πλάκας ως το μέσο όρο των θερμοκρασιών των δύο ρευμάτων, όπως ακριβώς γίνεται στους τύπους **5.1.7, 5.1.8 και 5.1.9**.

Η δε μέση θερμοκρασία του τοιχώματος της πλάκας λαμβάνεται ίση με το μέσο όρο της μέσης θερμοκρασίας της πλάκας και της μέσης θερμοκρασίας του αντίστοιχου ρεύματος. Οι τύποι που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των θερμοκρασιών αυτών παρουσιάζονται παραπάνω και αφορούν **τις σχέσεις 5.1.10 και 5.1.11** αντίστοιχα.

Με βάση αυτές τις θερμοκρασίες μπορούμε να προσδιορίσουμε για το θερμό ρεύμα τα εξής:

$$\checkmark \text{ ταχύτητα ρεύματος ανά κανάλι: } v_h = \frac{G_{hch}}{\rho_h} \quad (5.1.23)$$

Τελικά η πτώση πίεσης στο θερμό ρεύμα είναι ίση με:

$$\Delta P_h = \frac{\xi L_v \rho v_h^2}{D_h 2} \quad (5.1.24)$$

Όπου ρ η πυκνότητα του ρευστού.

Το δε ξ υπολογίζεται με τον τύπο που αναφέρθηκε και προηγουμένως για το θερμό ρεύμα.

Γνωρίζοντας τώρα την πτώση πίεσης υπολογίζεται και η πίεση εξόδου του θερμού ρεύματος:

$$P_{h,o} = P_{h,i} - \Delta P_h \quad (5.1.25)$$

Κατ' αντιστοιχία για το ψυχρό ρεύμα:

Σύμφωνα με την παραπάνω παρουσίαση υπολογισμού των τύπων των θερμοκρασιών για το ψυχρό ρεύμα μπορούμε να προσδιορίσουμε τα εξής μεγέθη, όπως ακριβώς και για το θερμό ρεύμα και εν τέλει να προβούμε στον αντίστοιχο υπολογισμό της πτώσης πίεσης και τελικά της πίεσης εξόδου $P_{c,o}$:

$$\checkmark \text{ ταχύτητα ρεύματος ανά κανάλι: } v_c = \frac{G_{c,th}}{\rho_c} \quad (5.1.26)$$

Τελικά η πτώση πίεσης στο ψυχρό ρεύμα είναι ίση με:

$$\Delta P_c = \frac{\xi L_v \rho v_c^2}{D_h 2} \quad (5.1.27)$$

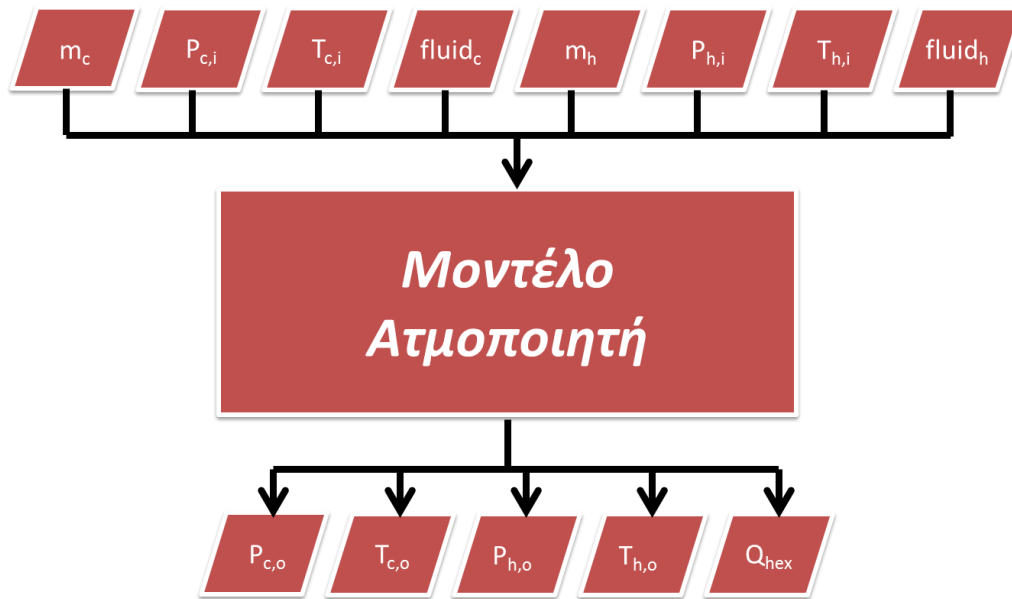
Όπου ρ η πυκνότητα του ρευστού.

Το δε ξ υπολογίζεται με τον τύπο που αναφέρθηκε και προηγουμένως.

Γνωρίζοντας τώρα την πτώση πίεσης υπολογίζεται και η πίεση εξόδου του ψυχρού ρεύματος:

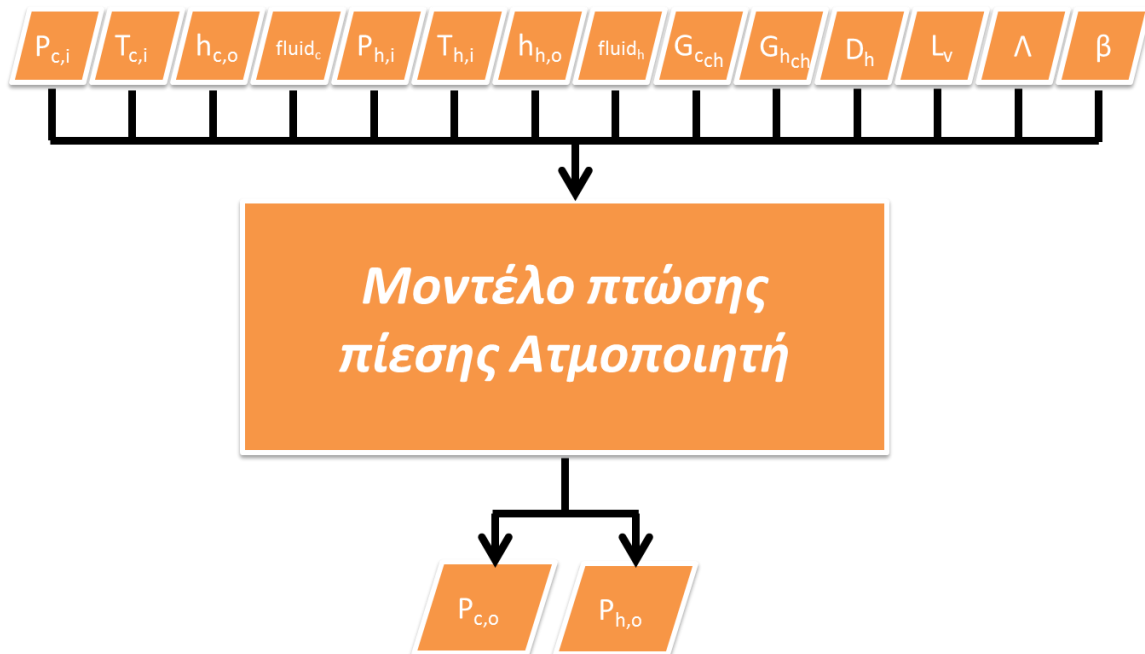
$$P_{c,o} = P_{c,i} - \Delta P_c \quad (5.1.28)$$

Με την ολοκλήρωση της παρουσίασης του μοντέλου παρατίθεται και το σχετικό διάγραμμα ροής του κώδικα, το οποίο αποσαφηνίζει σχηματικά τις εισόδους και τις εξόδους του προγράμματος. Για λόγους απλότητας το διάγραμμα ροής δεν παρουσιάζει τις διαδικασίες υπολογισμού καθώς αυτές παρουσιάστηκαν αναλυτικά παραπάνω, όπως επίσης και στον αντίστοιχο κώδικα για τον ατμοποιητή, ο οποίος είναι διαθέσιμος στο παράρτημα Α που ακολουθεί στο αντίστοιχο υποκεφάλαιο.



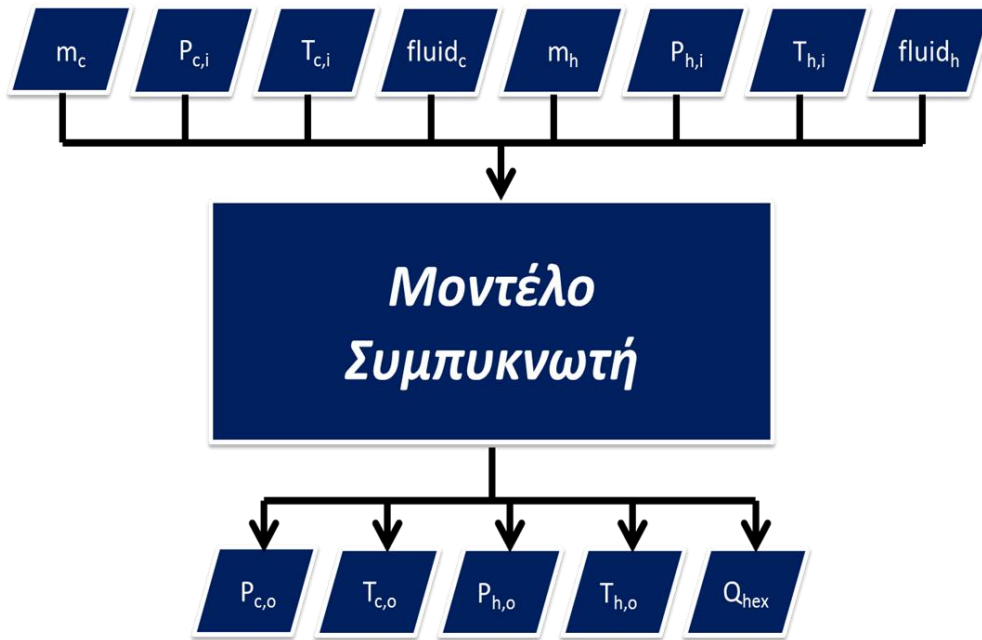
Εικόνα 5.1.3: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου ατμοποιητή

Βέβαια σύμφωνα με την μέθοδο που περιγράφηκε παραπάνω γίνεται αντιληπτό πως εντός του μοντέλου του ατμοποιητή συνυπάρχει και η διαδικασία υπολογισμού της πτώσης πίεσης των δυο ρευμάτων του ατμοποιητή. Η διαδικασία αυτή αποτελεί ξεχωριστή συνάρτηση εμφωλευμένη εντός της συνάρτησης του ατμοποιητή. Για την συνάρτηση της πτώσης πίεσης ακολουθεί αντίστοιχα το διάγραμμα ροής παρακάτω:

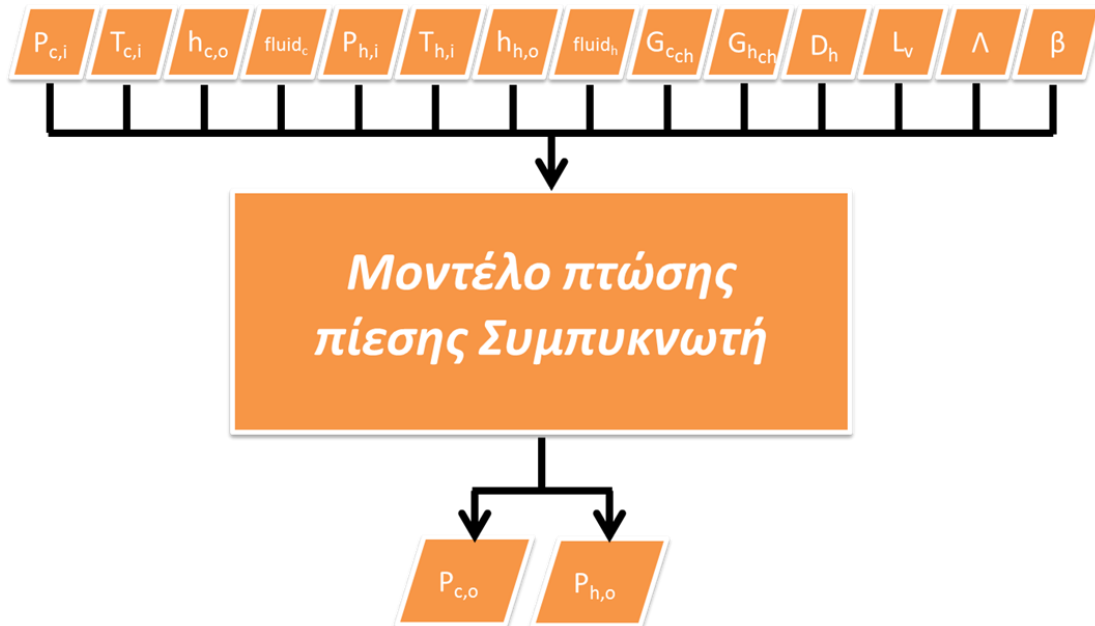


Εικόνα 5.1.4: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου πτώσης πίεσης ατμοποιητή

Παρομοίως για τον συμπυκνωτή παρατίθενται οι ίδιες δομές:



Εικόνα 5.1.5: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου συμπυκνωτή



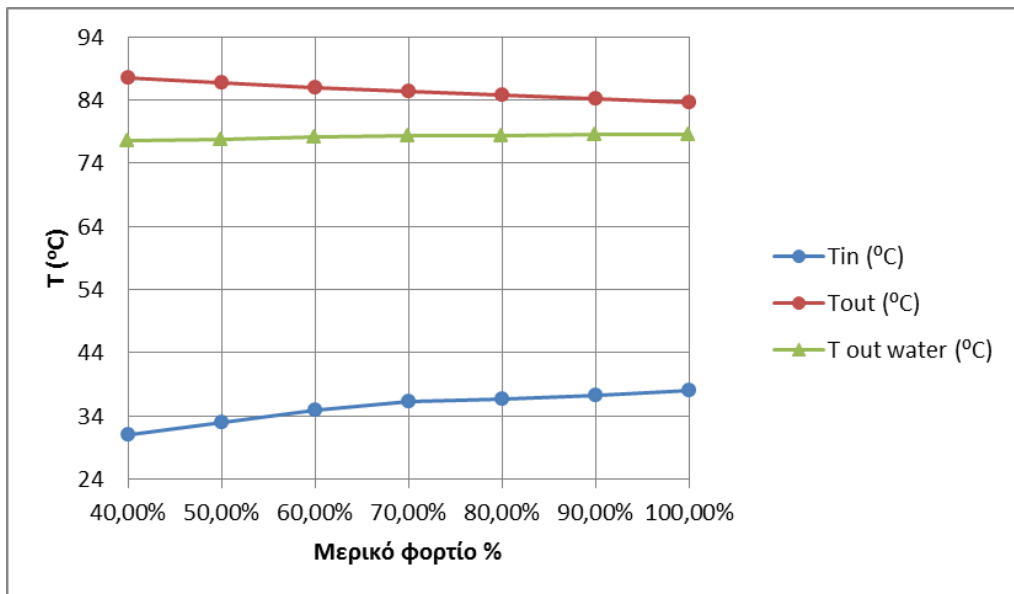
Εικόνα 5.1.6: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου πτώσης πίεσης συμπυκνωτή

5.2 Αποτελέσματα ατμοποιητή

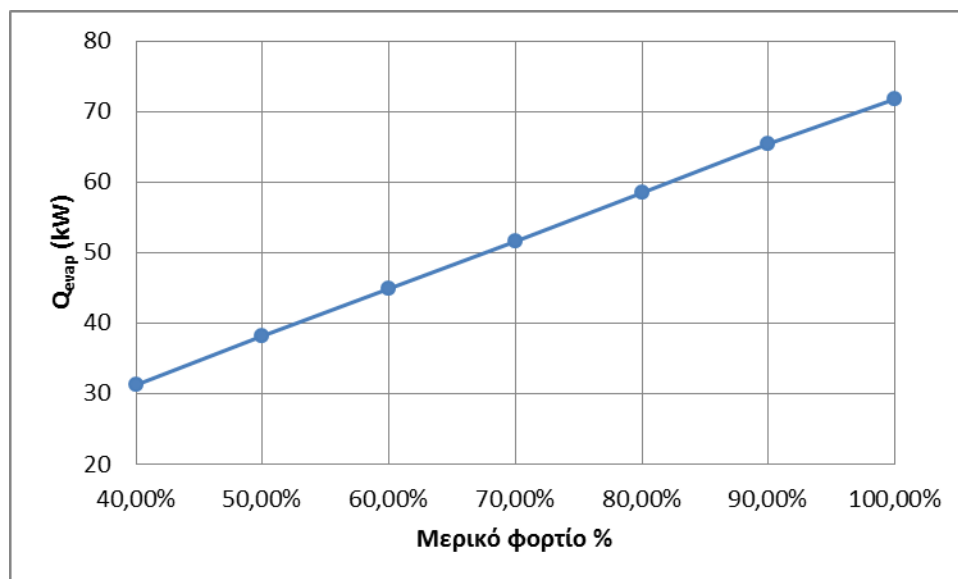
5.2.1 Αποτελέσματα ατμοποιητή με μεταβλητή παροχή μάζας

Όπως ακριβώς και με την αντλία, έτσι και με τον ατμοποιητή τα μεγέθη που μεταβάλλονται είναι οι παροχές μάζας του οργανικού ρευστού, του ζεστού νερού του ναυτικού κινητήρα και του νερού ψύξης στον συμπυκνωτή. Όλα τα υπόλοιπα μεγέθη προκύπτουν με βάση την επιλογή των μαζών.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα του αφορούν τον ατμοποιητή για τις συνθήκες του 1^{ου} σεναρίου προσομοίωσης, όπως αυτές περιγράφονται **στο κεφάλαιο 4**.



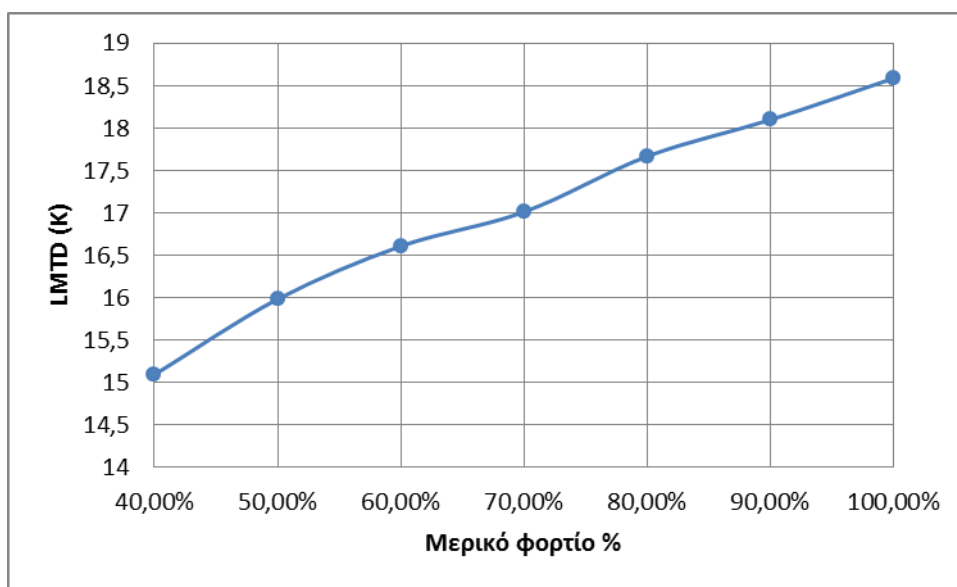
Εικόνα 5.2.1.1: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον ατμοποιητή και θερμοκρασίας εξόδου του ζεστού νερού του ναυτικού κινητήρα



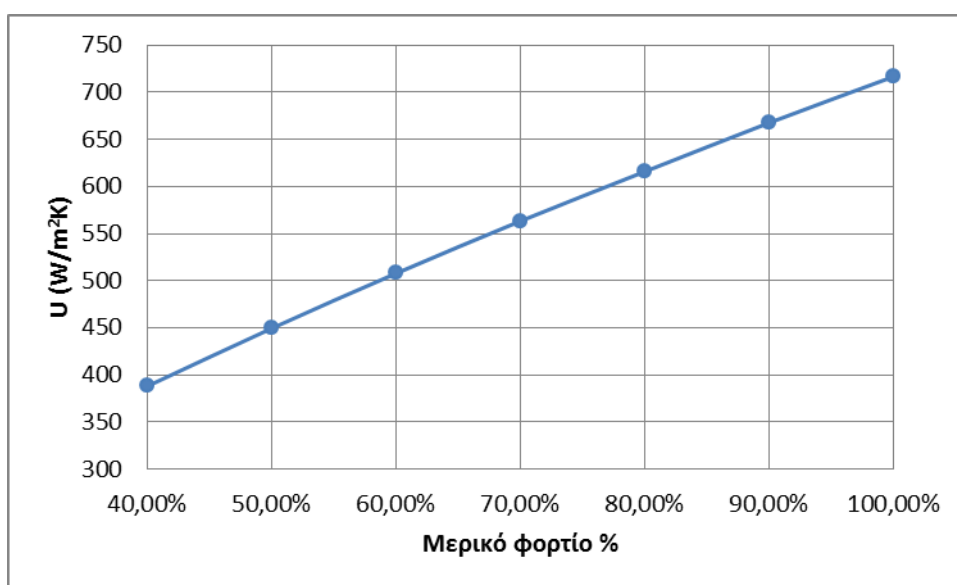
Εικόνα 5.2.1.2: Διάγραμμα προσομοιούμενης θερμότητας από τον ατμοποιητή σε kW

Παρατηρούμε ότι το συναλασσόμενο ποσό θερμότητας αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου λειτουργίας και μάλιστα γραμμικά. Για τις θερμοκρασίες, η διαφορά μεταξύ της εισόδου από την θερμοκρασία εξόδου τείνει να μειωθεί, παρόλα αυτά το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται αυξάνεται λόγω του μεγαλύτερου ρυθμού αύξησης της παροχής μάζας σε σύγκριση με την μείωση των θερμοκρασιών.

Επίσης η θερμοκρασία εξόδου του θερμού νερού που προέρχεται από τον ναυτικό κινητήρα παρουσιάζει μια σταθερότητα στους 77-78 °C, όπως πρέπει για λόγους αποφυγής έντονων και απότομων συστολών-διαστολών των μετάλλων του κινητήρα.



Εικόνα 5.2.1.3: Διάγραμμα μεταβολής της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας



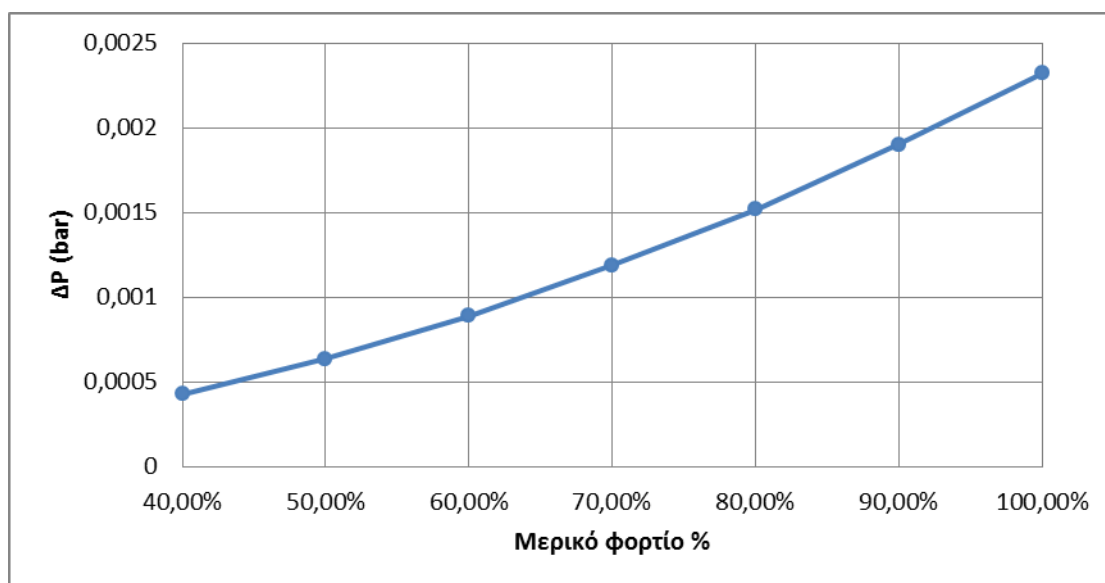
Εικόνα 5.2.1.4: Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας

Και τα 2 μεγέθη που περιγράφονται άνωθεν (Μέση λογαριθμική διαφορά και συντελεστής μεταφοράς θερμότητας) δικαιολογούν την γραμμική συμπεριφορά της προσδιδόμενης

θερμότητας, καθώς και η μεταβολή του LMTD όπως και του μεγέθους U φαίνονται να μεταβάλλονται σχεδόν γραμμικά.

Η μεταβολή του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας παρουσιάζει γραμμική συμπεριφορά, καθώς αν παρατηρήσει κανείς τα μεγέθη από τα οποία εξαρτάται, αυτά δεν είναι άλλα από την συνεκτικότητα του ρευστού, τον αριθμό Prandtl και τον αριθμό Reynolds. Πρακτικά, παρακολουθώντας την πορεία υπολογισμού της παραγράφου **5.1** γίνεται αντιληπτό ότι τα μεγέθη της συνεκτικότητας και του αριθμού Prandtl εξαρτώνται από τον μέσο όρο θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου του ρευστού σε συνδυασμό με την πίεση του, η οποία διατηρείται σταθερή. Ακόμη, ο μέσος όρος θερμοκρασίας όπως φαίνεται στο **διάγραμμα 5.2.1.1** παρουσιάζει ελάχιστες διακυμάνσεις με αποτέλεσμα το U να εξαρτάται σε πολύ μεγάλο βαθμό από τον αριθμό του Reynolds, ο οποίος είναι, σύμφωνα με τον **τύπο 5.1.12**, άμεσα συνδεδεμένος με τα μεγέθη G_{ch} και G_{hch} , τα οποία αναφέρονται στην παροχή μάζας ανά m^2 , η οποία με την σειρά της αυξάνεται γραμμικά κατά 10% κάθε φορά.

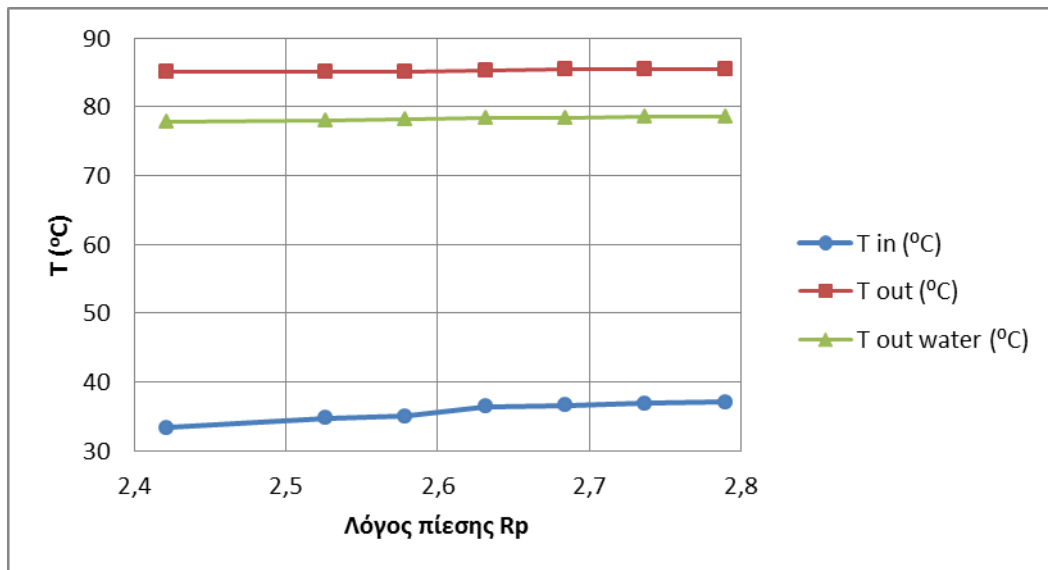
Τέλος, δίδεται και το διάγραμμα της πτώσης πίεσης, η οποία είναι αμελητέα και η τάση της είναι ανοδική με την αύξηση της παροχής μάζας. Αυτό οφείλεται στις αυξημένες τριβές που παρουσιάζει το ρευστό διερχόμενο από τον ίδιο αγωγό σε μεγαλύτερη ποσότητα.



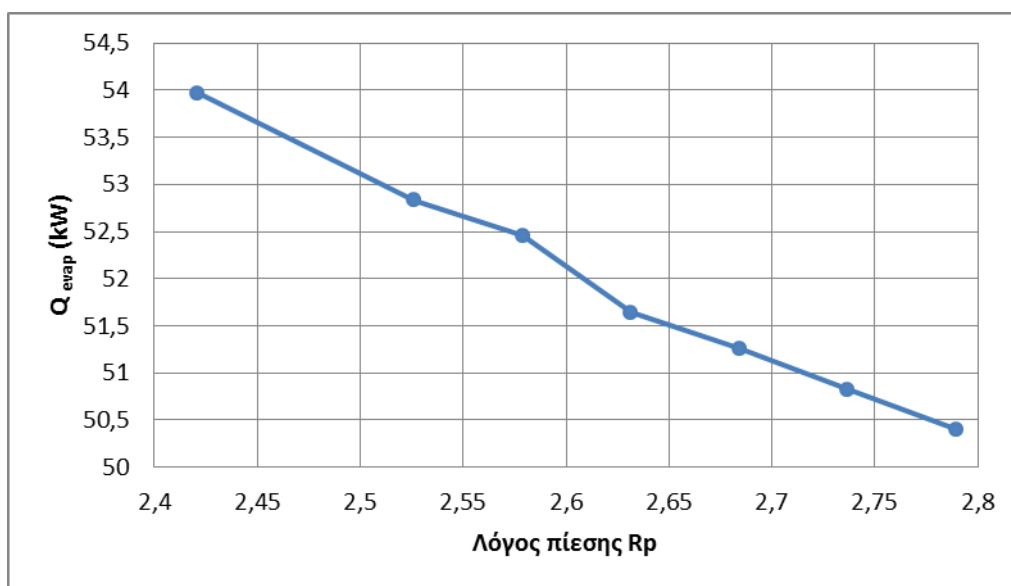
Εικόνα 5.2.1.5: Διάγραμμα πτώσης πίεσης στον ατμοποιητή

5.2.2 Αποτελέσματα ατμοποιητή με μεταβλητό λόγο πίεσης

Τα αποτελέσματα που ακολουθούν καλύπτουν τις απαιτήσεις που περιγράφηκαν στον **πίνακα 4.2.2.1** για το 2^ο σενάριο προσομοίωσης. Στην συγκεκριμένη περίπτωση σταθερές έχουν επιλεγεί όλες οι παροχές μάζας (0,2702 και 1,05 kg/sec) και η πίεση εξόδου του εκτονωτή στα 9,5 bar. Τέλος η ανεξάρτητη μεταβλητή είναι η πίεση εισόδου του ατμοποιητή που κυμαίνεται από τα 26,5 έως τα 23 bar και επιβάλλει στο σύστημα διαφορετικό λόγο πίεσης.



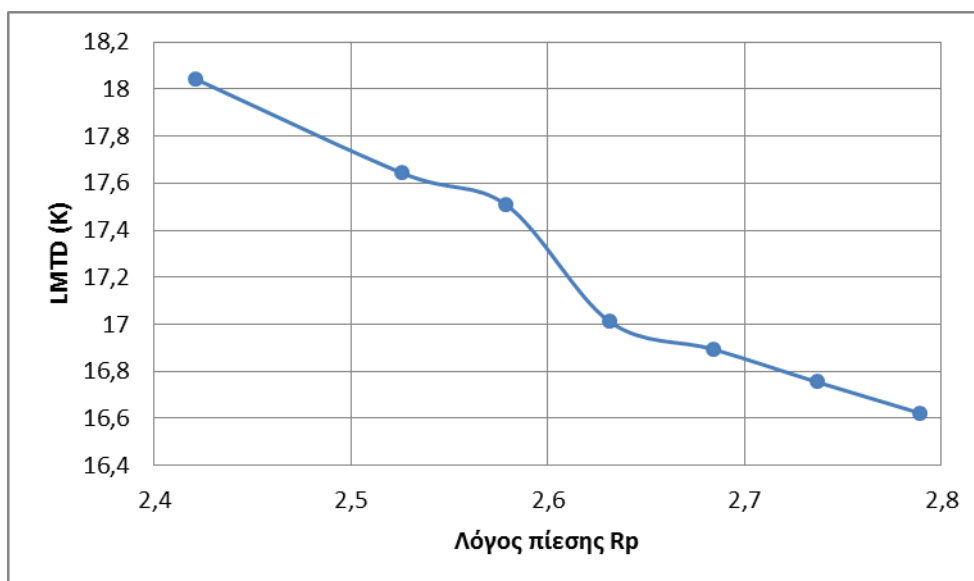
Εικόνα 5.2.2.1: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον ατμοποιητή και θερμοκρασίας εξόδου του ζεστού νερού του ναυτικού κινητήρα



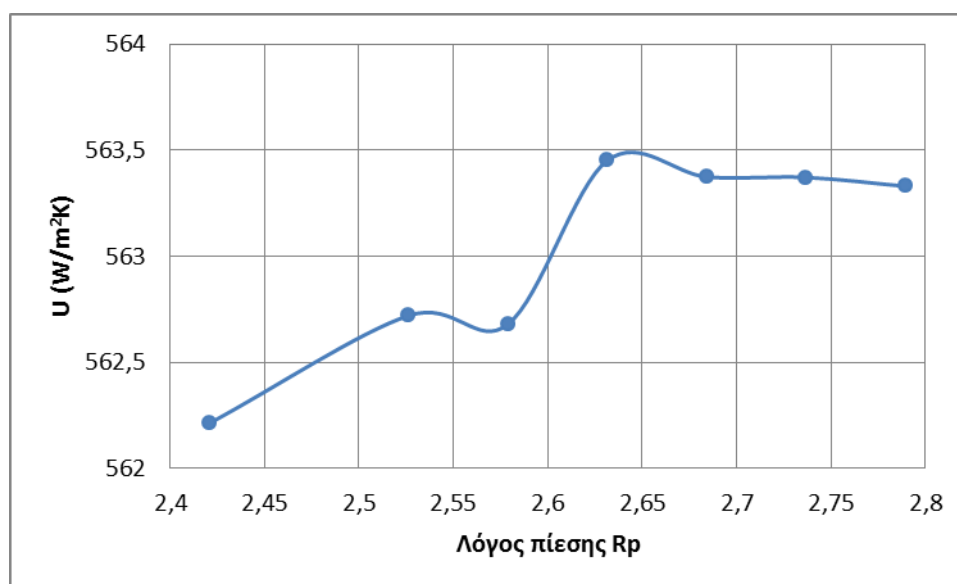
Εικόνα 5.2.2.2: Διάγραμμα προσδιδόμενης θερμότητας από τον ατμοποιητή σε kW

Τα διαγράμματα μαρτυρούν την πτωτική πορεία της προσδιδόμενης θερμότητας με την ταυτόχρονη αύξηση της πίεσης εισόδου στον ατμοποιητή, δηλαδή την αύξηση του λόγου πίεσης.

Η συμπεριφορά αυτή σύμφωνα με τα παρακάτω διαγράμματα είναι εύλογη.



Εικόνα 5.2.2.3: Διάγραμμα μεταβολής της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας



Εικόνα 5.2.2.4: Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας

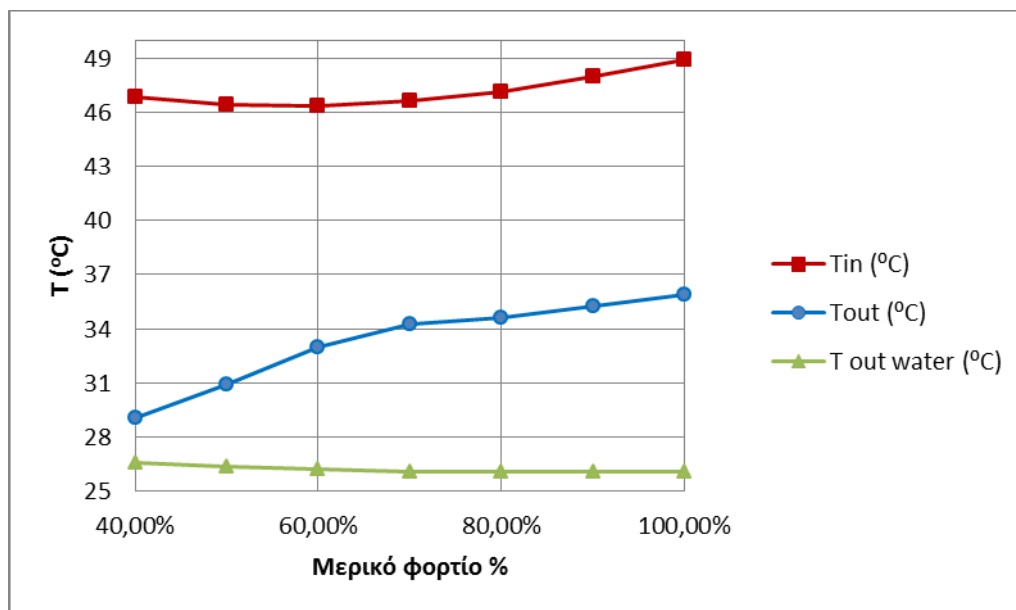
Η μέση λογαριθμική θερμοκρασία επηρεάζει την προσδιδόμενη θερμότητα άμεσα, γεγονός που αποδεικνύεται από τον ρυθμό μείωσης του LMTD και την μορφή των καμπυλών της προσδιδόμενης θερμότητας και της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας, σε αντίθεση με την μορφή του U (συντελεστή μετάδοσης θερμότητας), η οποία παρουσιάζει ανοδική συμπεριφορά μικρότερου όμως ρυθμού από αυτή της μείωσης του LMTD. Η συμπεριφορά του εν λόγω μεγέθους οφείλεται στην εξάρτηση του μεγέθους U από τον αριθμό Reynolds σε μεγαλύτερο βαθμό σε σχέση με τον αριθμό του Prandtl και με την συνεκτικότητα του ρευστού, τα οποία λόγω του σταθερού μέσου όρου των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του εργαζόμενου ρευστού διατηρούνται σταθερά όπως περιγράφηκε στην παραπάνω παράγραφο (διάγραμμα 5.2.2.2).

Τέλος η πτώση πίεσης προκύπτει σταθερή για κάθε τεστ σε διαφορετική πίεση και έτσι δεν παρουσιάζεται.

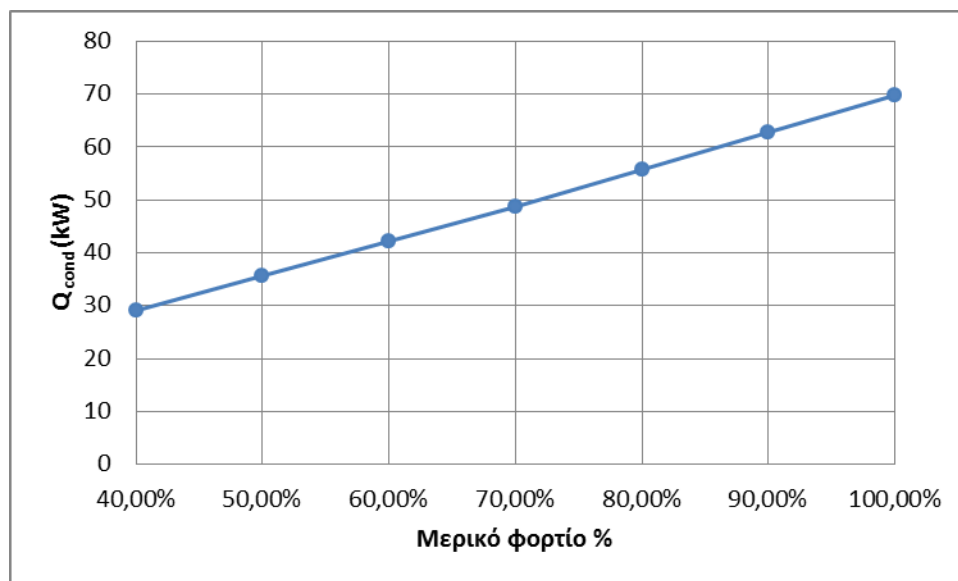
5.3 Αποτελέσματα συμπυκνωτή

5.3.1 Αποτελέσματα συμπυκνωτή με μεταβλητή παροχή μάζας

Σύμφωνα με τις παραδοχές που απαιτεί το 1^ο σενάριο προσομοίωσης για την εξεταζόμενη εγκατάσταση έχουν εξαχθεί τα εξής:



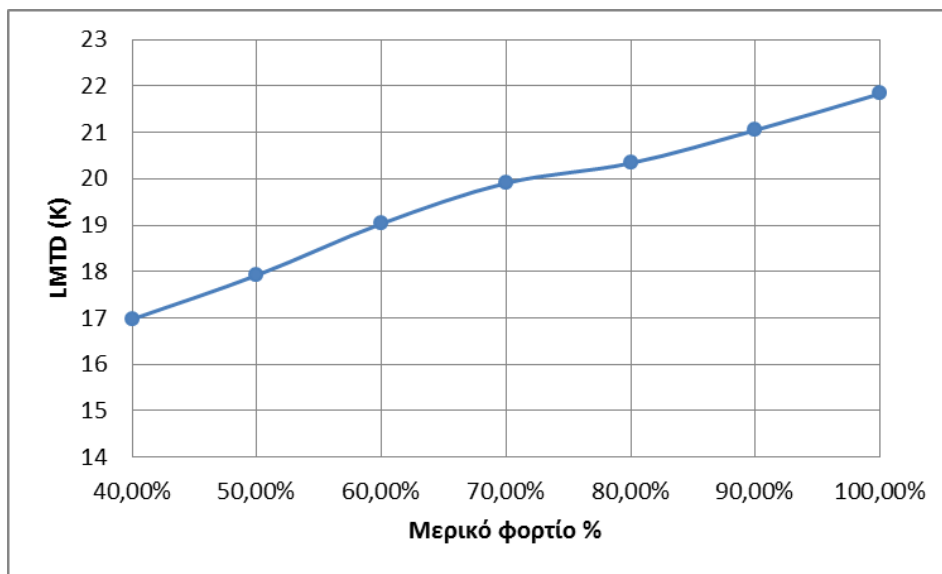
Εικόνα 5.3.1.1: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον συμπυκνωτή και θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το σύστημα ψύξης



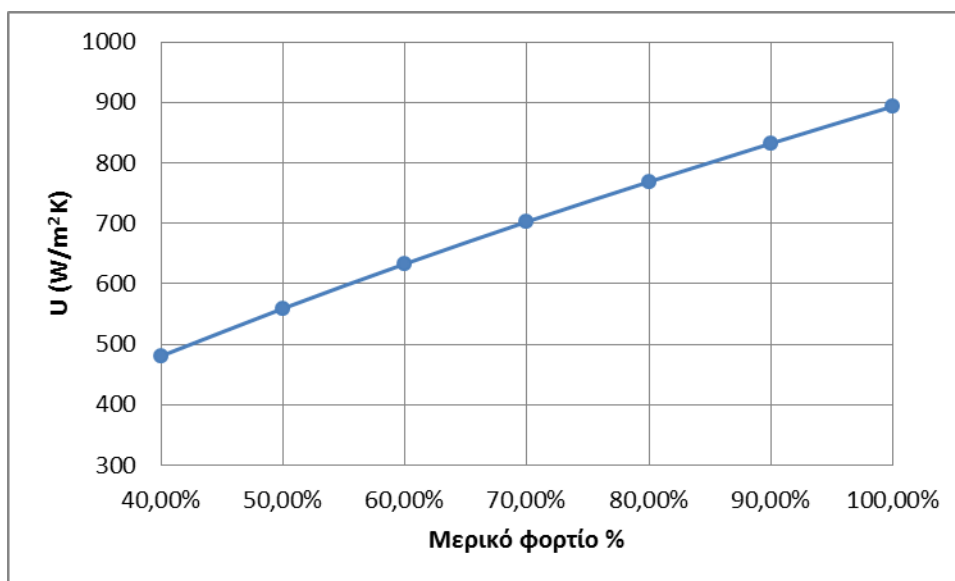
Εικόνα 5.3.1.2: Διάγραμμα αποδιδόμενης θερμότητας από τον συμπυκνωτή σε kW

Η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης είναι σχεδόν σταθερή κυμαινόμενη από τους 26 έως τους 26,5 °C.

Επίσης, η διαφορά της θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου του οργανικού ρευστού με την αύξηση της παροχής μάζας μειώνεται σύμφωνα με το **διάγραμμα 5.3.1.1** . Αντίθετα αυτή η μείωση της διαφοράς θερμοκρασίας σε συνδυασμό με την αύξηση της μάζας τελικά έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας από τον συμπυκνωτή προς το περιβάλλον. Η τάση αυτή της απορριπτόμενης θερμότητας οφείλεται στην συμπεριφορά τόσο του LMTD όσο και του U, η οποία προσεγγίζει την γραμμικότητα όπως θα φανεί στην συνέχεια. Και πάλι για τους ίδιους λόγους, οι οποίοι αναφέρθηκαν στην **υποενότητα 5.2.1** εκτενώς ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας παρουσιάζει ανοδική συμπεριφορά.

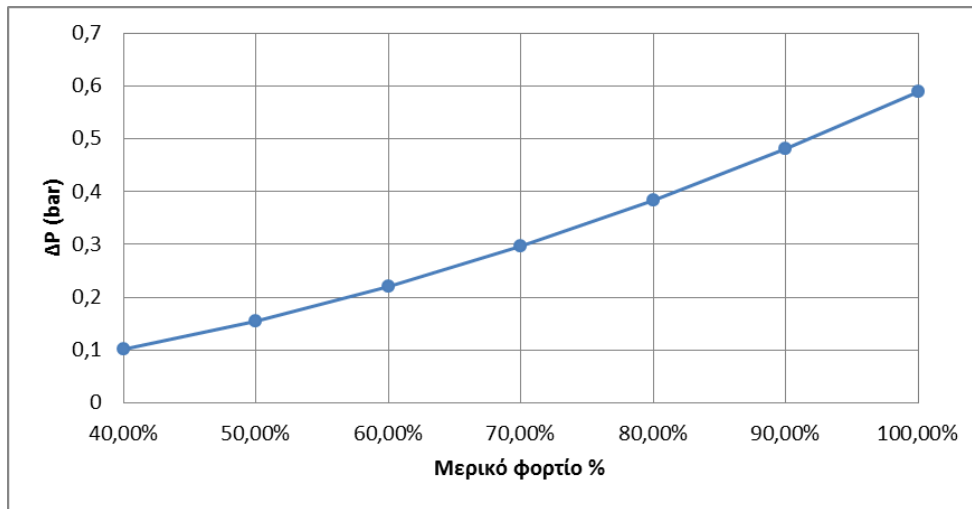


Εικόνα 5.3.1.3: Διάγραμμα μεταβολής της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας



Εικόνα 5.3.1.4: Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας

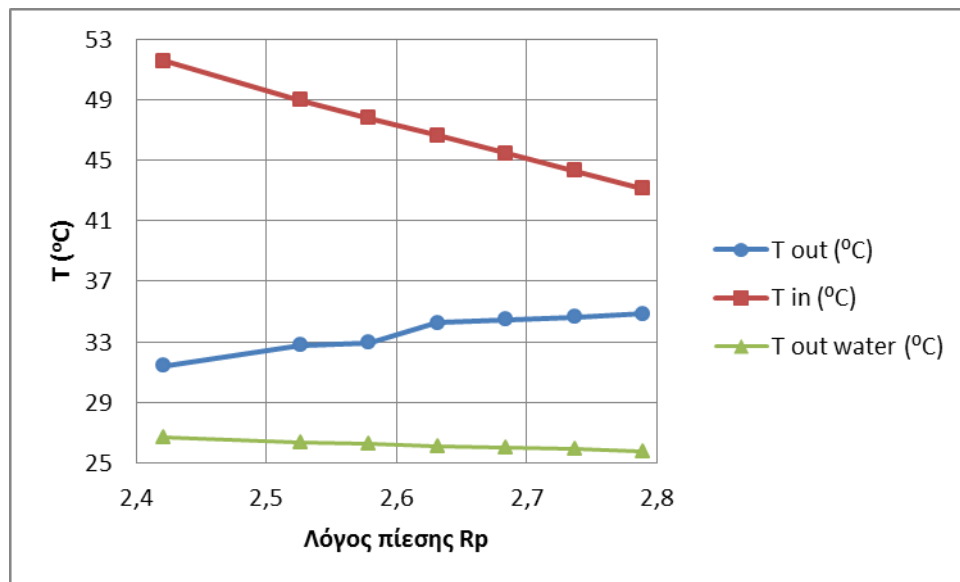
Τέλος, η πτώση πίεσης όπως παρουσιάστηκε και στην περίπτωση του ατμοποιητή είναι μορφής ανοδικής λόγω της αύξησης της ποσότητας μάζας που διακινείται κάθε φορά.



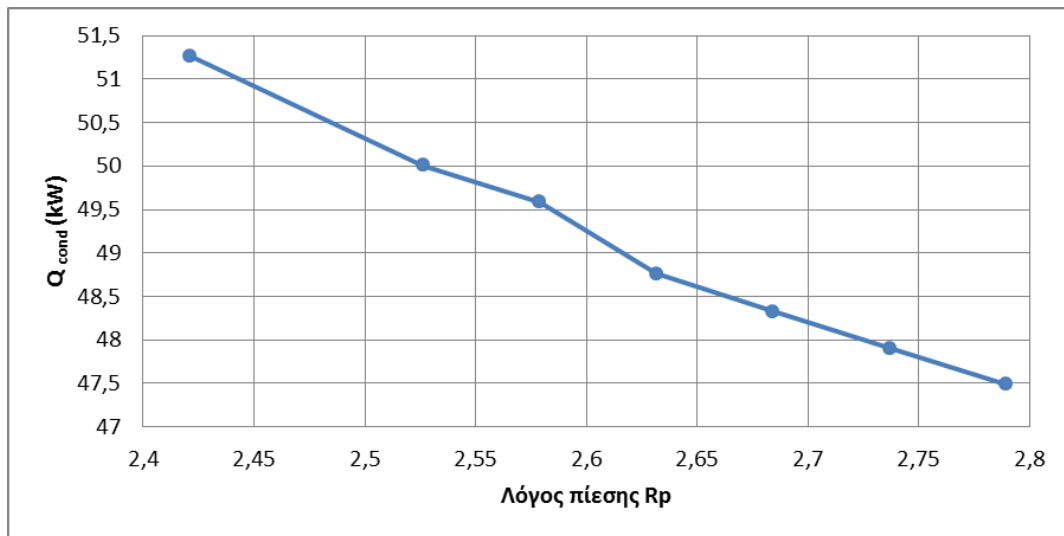
Εικόνα 5.3.1.5: Διάγραμμα πτώσης πίεσης στον συμπυκνωτή

5.3.2 Αποτελέσματα συμπυκνωτή με μεταβλητό λόγο πίεσης

Πληρώνοντας τις προϋποθέσεις του 2^{ου} σεναρίου προσομοίωσης εξάγονται και για την περίπτωση του συμπυκνωτή τα εξής συμπεράσματα:

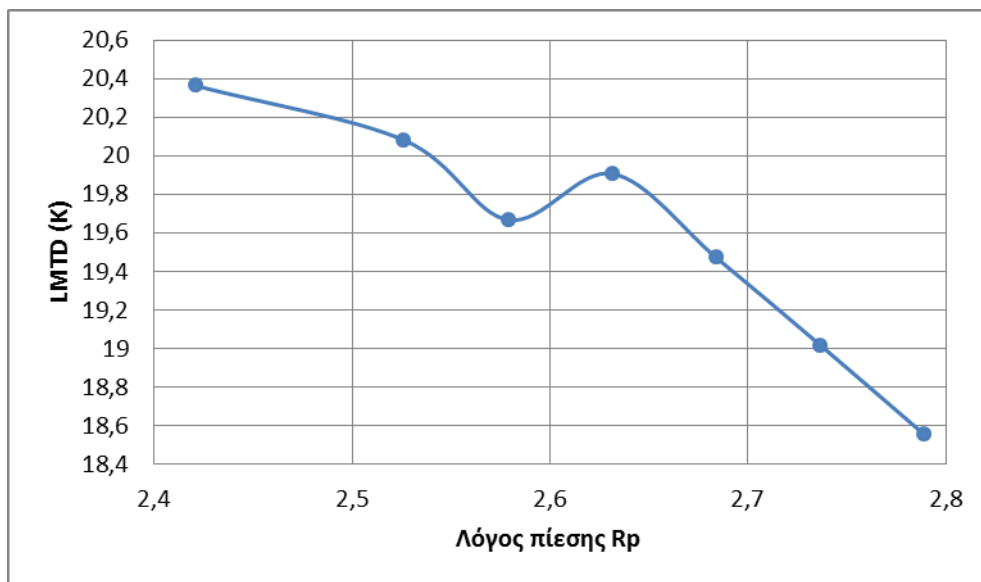


Εικόνα 5.3.2.1: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον συμπυκνωτή και θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το σύστημα ψύξης

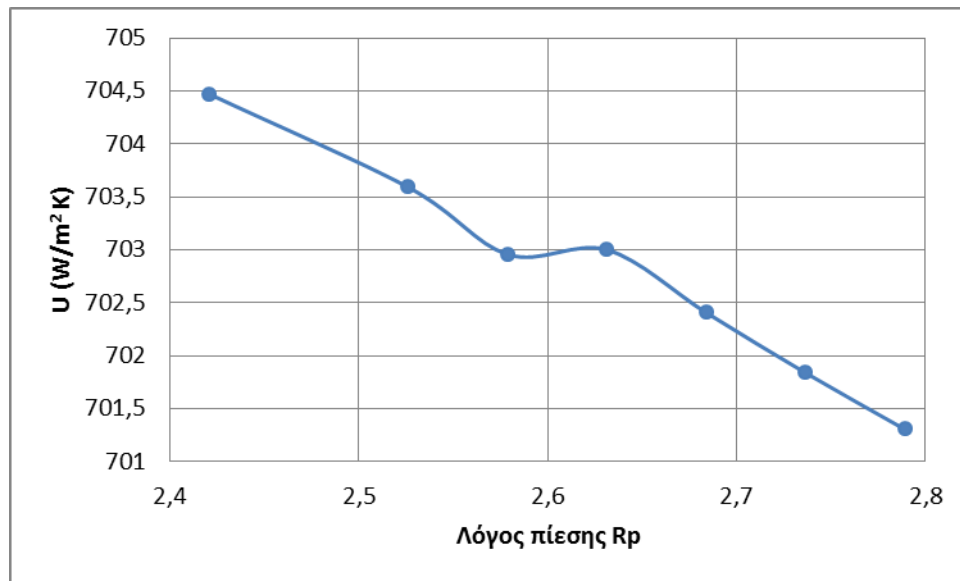


Εικόνα 5.3.2.2: Διάγραμμα αποδιδόμενης θερμότητας από τον συμπυκνωτή σε kW

Και πάλι όπως και με την συμπεριφορά του ατμοποιητή, έτσι και με τον συμπυκνωτή το ποσό θερμότητας που εξάγεται προς το περιβάλλον είναι μικρότερο για μεγαλύτερες πιέσεις εισόδου του ατμοποιητή. Αυτό συμβαίνει λόγω της πορείας των μεγεθών LMTD και U, τα οποία ακολουθούν παρακάτω:



Εικόνα 5.3.2.3: Διάγραμμα μεταβολής της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας



Εικόνα 5.3.2.4: Διάγραμμα μεταβολής του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας

Η πορεία του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U στην περίπτωση που εξετάζεται είναι πτωτική, ενώ η μέγιστη διακύμανση φτάνει τα $3,17 W/Km^2$. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται σε υπολογιστικούς παράγοντες των μεγεθών που διέπουν το φαινόμενο.

Τέλος η πτώση πίεσης προκύπτει σταθερή για κάθε τεστ σε διαφορετική πίεση και έτσι δεν παρουσιάζεται.

Κεφάλαιο 6:

Μοντέλο εκτονωτή

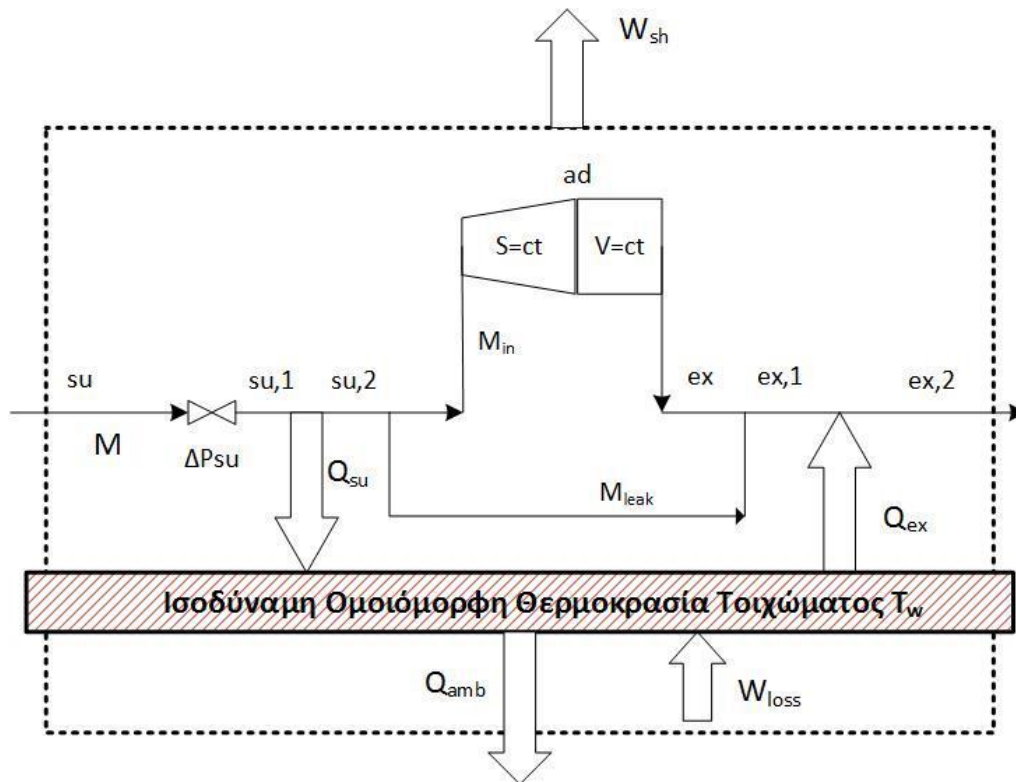
Στο κεφάλαιο που ακολουθεί παρατίθενται όλες οι παραδοχές, οι μέθοδοι μοντελοποίησης, παρουσιάζονται και αποσαφηνίζονται οι τύποι και οι τρόποι υπολογισμού των διαφόρων μεγεθών για την περίπτωση του εκτονωτή, ενώ παράλληλα παρουσιάζονται και τα αντίστοιχα αποτελέσματα που προκύπτουν.

6.1 Μοντέλο εκτονωτή

Το συγκεκριμένο ημιεμπειρικό μοντέλο για τον σπειροειδή εκτονωτή (scroll expander) έχει προταθεί από τους V. Lemort *et al.* [63]. Είναι βασισμένο σε ένα ημιεμπειρικό επίσης μοντέλο για κλειστού-τύπου scroll συμπιεστή που αναπτύχθηκε από τον E. Winandy και λοιπούς [66]. Το τελευταίο αναπτύχθηκε βασισμένο σε λεπτομερείς πειραματικές μετρήσεις, μέσα στον συμπιεστή. Κινείται στην ίδια κατεύθυνση με το υπολογιστικό μοντέλο που έχει αναπτύξει η ASHRAE για scroll συμπιεστές για εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού [67]. Η βασική τους ομοιότητα είναι ότι και τα δύο βασίζονται σε παραμέτρους που έχουν φυσική σημασία για την περιγραφή του μοντέλου.

Το μοντέλο που ακολουθείται σε αυτή την εργασία [63] αφορά ανοιχτού-τύπου scroll εκτονωτές. Η διαφορά του στη μοντελοποίηση από τους κλειστού-τύπου έγκειται στο ότι οι 2οι επειδή είναι συνδεδεμένοι με γεννήτρια στον άξονα όταν συνδεθούν στο δίκτυο δουλεύουν στα 50 Hz, δηλαδή στις 1500 στροφές και επιπλέον στο μοντέλο πρέπει να ληφθεί υπόψη ο ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης της γεννήτριας.

Η απεικόνιση του μοντέλου φαίνεται στην εικόνα 6.1.1. Σε αυτή μπορούμε να διακρίνουμε τις βασικές διεργασίες που λαμβάνουν χώρα καθώς το ψυκτικό περνάει μέσα από τον εκτονωτή.



Εικόνα 6.1.1: Διεργασίες ημιεμπειρικού μοντέλου τύπου scroll

Οι διεργασίες που αναγνωρίζονται είναι:

- i. Αδιαβατική πτώση πίεσης ($su \rightarrow su,1$)
- ii. Ισοβαρής Ψύξη ($su,1 \rightarrow su,2$)
- iii. Ισεντροπική εκτόνωση στην πίεση P_{ad} που ορίζεται από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης της μηχανής. ($su,2 \rightarrow ad$)
- iv. Αδιαβατική εκτόνωση, υπό σταθερό όγκο μηχανής ($ad \rightarrow ex$)
- v. Αδιαβατική ανάμιξη δύο ρευμάτων ($ex \rightarrow ex,1$)
- vi. Ισοβαρής θέρμανση ή Ψύξη ($ex,1 \rightarrow ex,2$)

Από την περιγραφή αυτή καταλαβαίνουμε ότι η πτώση πίεσης, η μεταφορά θερμότητας και οι εσωτερικές διαρροές έχουν «εικονικά» διαχωριστεί από την διεργασία της εκτόνωσης και λαμβάνουν μέρος ξεχωριστά η κάθε μία. Επιπλέον κατά τη συγκεκριμένη μοντελοποίηση δεν θεωρήθηκαν πτώσεις πίεσης στην έξοδο του εκτονωτή καθώς εκεί έχουμε γενικά χαμηλές πιέσεις, οπότε οι πτώσεις πίεσης συγκριτικά με την είσοδο είναι αμελητέες.

Επίσης ο πίνακας με την ονοματολογία του μοντέλου του εκτονωτή ακολουθεί:

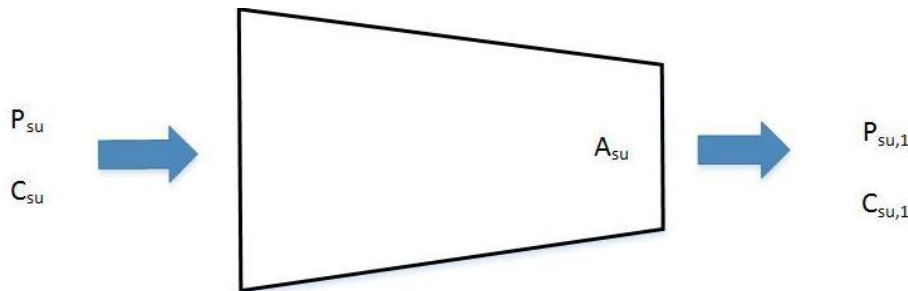
Ονοματολογία Μοντέλου Εκτονωτή			
A	Επιφάνεια (m^2)	W	Ισχύς (W)
AU	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας (W/K)	ε	Αποδοτικότητα
c	Ταχύτητα (m/sec)	ζ	Βαθμός πλήρωσης
C_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα (J/KgK)	η	Βαθμός απόδοσης
d	Διάμετρος (m)	ρ	Πυκνότητα (Kg/m ³)
h	Ειδική ενθαλπία (J/Kg)		Δείκτες
m	Παροχή μάζας (Kg/sec)	ad	Προσαρμοσμένη
N	Ταχύτητα περιστροφής (Rpm)	amb	Περιβάλλοντος
P	Πίεση (Pa)	crit	Κρίσιμος
Q	Θερμότητα (W)	dis	Εκκένωσης
r	Λόγος	ex	Έξοδος
s	Εντροπία (J/KgK)	exp	Εκτονωτής
T	Θερμοκρασία (K)	in	Εσωτερικός
T_{loss}	Ροπή αντίστασης (Nm)	leak	Διαρροή
U	Εσωτερική ενέργεια (J)	n	Ονομαστικός
v	Ειδικός όγκος (m ³ /Kg)	is	Ισεντροπικός
V	Όγκος (m ³)	sh	Άτρακτος
V̇	Παροχή όγκου (m ³ /sec)	su	Εφοδιασμός
w	Ειδικό έργο (J/Kg)	suc	Αναρρόφηση

Πίνακας 6.1.1: Ονοματολογία μοντέλου εκτονωτή

ι. Αδιαβατική πτώση πίεσης ($su \rightarrow su,1$)

Η πτώση πίεσης στην είσοδο μοντελοποιείται με βάση την **ισεντροπική ροή σε συγκλίνων ακροφύσιο** [63]. Επειδή έχουμε μικρές πτώσεις πίεσης, από 0- 3% όπως έδειξε και στα πειράματα ο Winandya *et al.* [64], άρα και από τη θεωρία ισεντροπική ροής για τέλει αέριο και μικρό αριθμό Mach (0,01-0,1) το ρευστό μπορεί να θεωρηθεί **ασυμπίεστο**. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι για Mach =0.3, η πυκνότητα του ρευστού αλλάζει κατά 4% οπότε η υπόθεση περί ασυμπίεστου ρευστού είναι βάσιμη.

Το μοντέλο του συγκλίνοντος ακροφυσίου φαίνεται **στην εικόνα 6.1.2**, που ακολουθεί παρακάτω:



Εικόνα 6.1.2: Μοντελοποίηση απωλειών πίεσης εισόδου με συγκλίνων ακροφύσιο

Η διατομή A_{su} δεν είναι κάποια πραγματική διατομή αλλά μια «ισοδύναμη» που προσομοιάζει την διαδικασία πτώσης πίεσης όσο το δυνατόν καλύτερα στη συγκεκριμένη μηχανή. Το μέγεθος αυτό είναι μία από τις παραμέτρους του μοντέλου που προσδιορίζεται από πειραματικά δεδομένα με τη βοήθεια γενετικών αλγορίθμων, και τη διαδικασία που θα παρουσιαστεί στη συνέχεια.

Η ταχύτητα στην είσοδο μπορεί να θεωρηθεί 0 ($C_{su}=0$) οπότε έχουμε την περίπτωση ισεντροπικής ροής σε συγκλίνων ακροφύσιο από δοχείο αδράνειας πίεσης P_{su} . Εφαρμόζοντας τις εξισώσεις Ενέργειας και Ορμής για αδιαβατική ροή [66], στις θέσεις $su-su,1$:

Εξίσωση Ενέργειας για Αδιαβατική Ροή:

$$h_{su} + \frac{c_{su}^2}{2} = h_{su,1} + \frac{c_{su,1}^2}{2} \Rightarrow h_{su} = h_{su,1} + \frac{c_{su,1}^2}{2} \quad (6.1.1)$$

Εξίσωση Ορμής

$$P_{su} + \frac{\rho_{su} c_{su}}{2} = P_{su,1} + \frac{\rho_{su} c_{su,1}}{2} \Rightarrow \Delta P_{su} = \frac{c_{su,1}^2}{2v} \quad (6.1.2)$$

Όπου $v = \frac{1}{\rho}$ ο ειδικός όγκος.

$$P_{su,1} = P_{su} - \Delta P_{su} \quad (6.1.3)$$

$$\dot{M} = \frac{\dot{V}_{su,1}}{v_{su}} \quad (6.1.4)$$

$$\dot{V}_{su,1} = A_{su} c_{su} \tag{6.1.5}$$

Αυτές οι 5 εξισώσεις λύνονται μέσω κώδικα που έχει υλοποιηθεί σε γλώσσα προγραμματισμού Matlab. Συνδυάζοντας τις **σχέσεις 6.1.2, 6.1.3, 6.1.4 και 6.1.5** βγαίνει η γνωστή σχέση για ισεντροπική και ασυμπίεστη ροή:

$$\dot{M} = \pi \frac{d_{su}^2}{4} \sqrt{2\Delta P_{su} \rho_{su}} \tag{6.1.6}$$

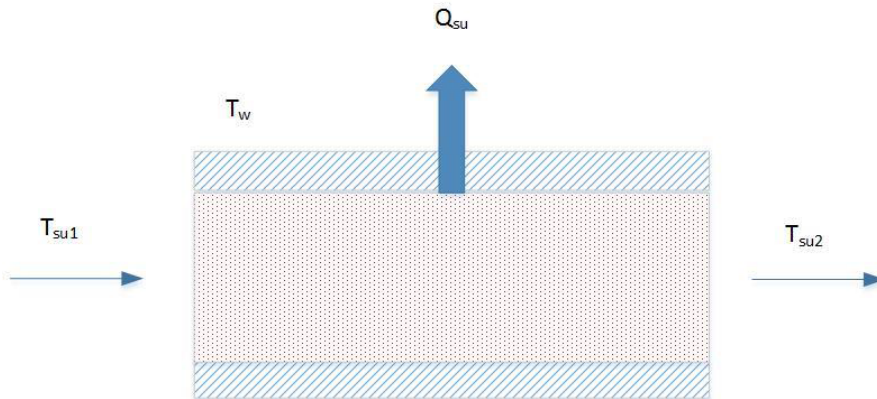
Η μέθοδος επίλυσης της παραπάνω μεταβολής γίνεται με βάση τις παραπάνω εξισώσεις θεωρώντας ως δεδομένη την είσοδο της μάζας κάθε φορά. Έτσι υπολογίζονται όλα τα στοιχεία του σημείου **su₁** που αφορούν την πίεση, την ενθαλπία και την εντροπία αντίστοιχα. Με τον υπολογισμό του εν λόγω σημείου καθίσταται εφικτός και ο υπολογισμός της επόμενης μεταβολής, η οποία αφορά σε ισοβαρή ψύξη και ακολουθεί παρακάτω.

Προσοχή: Να σημειωθεί ότι στην παρούσα εργασία έχει χρησιμοποιηθεί ένα απλοποιημένο μοντέλο στο οποίο δεν υπολογίζεται αδιαβατική πτώση πίεσης στην είσοδο, καθώς θεωρείται αμελητέα.

Έτσι στην συνέχεια η μεταβλητή θερμοκρασία $T_{su,1} = T_{su}$.

ii. Ισοβαρής Ψύξη (su,1→su,2)

Επειδή τα τοιχώματα του εκτονωτή βρίσκονται εν γένει σε μικρότερη θερμοκρασία από το εισερχόμενο ρευστό, έχουμε μεταφορά θερμότητας από το ρευστό στο τοίχωμα, όπως φαίνεται **στην εικόνα 6.1.3**.



Εικόνα 6.1.3: Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα του εκτονωτή

Η θερμοκρασία T_w που φαίνεται στο σχήμα αναφέρεται στην θερμοκρασία του τοιχώματος της σωλήνωσης και δεν είναι γνωστή εκ των προτέρων, αλλά απαιτείται επαναληπτική διαδικασία για τον υπολογισμό της, η λογική της οποίας ακολουθεί παρακάτω.

Η ροή θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα της σωλήνωσης μπορεί να γραφεί με 2 διαφορετικούς τρόπους. Ο ένας αποτυπώνει την μεταβολή θερμότητας με βάση τις

θερμοκρασίες πριν και μετά, που αφορούν το ψυκτικό μέσο και ο δεύτερος αναφέρεται στην υπολογισμό με βάση την μέθοδο NTU, η αποσαφήνιση της οποίας ακολουθεί:

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M}C_p(T_{su2} - T_{su1}) \quad (6.1.7)$$

$$\dot{Q}_{su} = \varepsilon_{su}\dot{M}C_p(T_w - T_{su1}) \quad (6.1.8)$$

Σύμφωνα με τη μέθοδο NTU:

$$\varepsilon_{su} = 1 - e^{-\frac{AU_{su}}{\dot{M}C_p}} \quad (6.1.9)$$

Ο συντελεστής AU_{su} (μονάδες W/K) πρέπει να αλλάζει ανάλογα με τη παροχή του εργαζόμενου μέσου. Για αυτό ορίζεται μια ονομαστική παροχή, αυθαίρετα, και ένας ονομαστικός συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας ο οποίος μεταβάλλεται σύμφωνα με την **σχέση 6.1.10**:

$$AU_{su} = AU_{su_n} \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0,8} \quad (6.1.10)$$

Η τιμή της ονομαστικής παροχής \dot{M}_n δεν έχει συγκεκριμένη σημασία. Επιλέγεται αυθαίρετα, συνήθως παίρνει τιμές **0, 12 kg/s**, σε ίδια τάξη μεγέθους με την παροχή που αναμένουμε να έχουμε και ανάλογα την τιμή που θα δοθεί, προκύπτει και η τιμή της AU_{su_n} από τη διαδικασία της παρεμβολής των πειραματικών σημείων. Η εξίσωση (ΑΡΙΘΜΟΣ) προκύπτει από την θεωρία τυρβώδους ροής σε κυκλικό αγωγό, με αναλογία της παροχής με τον αριθμό Reynolds [67]. Απαραίτητη υπόθεση για να βγει αυτή η σχέση, είναι ότι οι υπόλοιπες ιδιότητες του ρευστού παραμένουν ίδιες. Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο βρίσκονται από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου θεωρώντας ότι η πίεση μένει σταθερή ανάμεσα στις 2 αυτές θέσεις.

Εσωτερικές Διαρροές

Οι εσωτερικές διαρροές υπολογίζονται σαν ισεντροπική και αδιαβατική ροή σε συγκλίνων ακροφύσιο, όπως ακριβώς και οι απώλειες εισόδου. Η πίεση στη έξοδο είναι $P_{thr} = \max(P_{ex}, P_{crit})$. Αυτό γιατί αν η πίεση P_{ex} είναι μικρότερη από την κρίσιμη έχουμε ηχητική ροή στο λαιμό (choking) και η παροχή που μπορεί να περάσει από το ακροφύσιο «παγώνει» [66]. Αν η P_{ex} είναι μεγαλύτερη από P_{crit} τότε η παροχή που περνάει είναι μικρότερη από αυτή που αντιστοιχεί στην ηχητική κατάσταση.

Η κρίσιμη πίεση υπολογίζεται:

$$P_{crit} = P_{su2} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (6.1.11)$$

Επειδή ο λόγος P_{su}/P_{ex} είναι μεγάλος, έχουμε μεγάλες ταχύτητες ρευστού (μεγάλοι αριθμοί Mach > 0,3) και η ροή δεν μπορεί να θεωρηθεί ασυμπίεστη. Χρησιμοποιούμε τις εξισώσεις για συμπιεστή ροή [63] και προκύπτει το παρακάτω σύστημα:

$$P_{su2} v_{su2}^\gamma = P_{thr} v_{thr}^\gamma \quad (6.1.12)$$

$$P_{thr} = \max(P_{crit}, P_{ex}) \quad (6.1.13)$$

$$h_{su2} = h_{thr} + \frac{c_{thr}^2}{2} \quad (6.1.14)$$

$$h_{thr} = h(P_{thr}, S_{su2}) \quad (6.1.15)$$

$$v_{thr} = v(P_{thr}, h_{thr}) \quad (6.1.16)$$

$$\dot{M}_{leak} = A_{leak} \frac{c_{thr}}{v_{thr}} \quad (6.1.17)$$

Επομένως για τον υπολογισμό της μάζας που διαρρέει χρησιμοποιώντας τις παραπάνω σχέσεις από την **6.1.11 έως και την 6.1.17** είναι δυνατόν να υπολογισθεί η \dot{M}_{leak} .

Παροχή Μάζας

Η παροχή ρευστού που περνάει από τη μηχανή, εξαρτάται από τον όγκο που μπορεί να διαχειριστεί και την πυκνότητα που έχει αυτός ο όγκος. Επειδή συνήθως ο εκτονωτής προκύπτει από μετατροπή του αντίστοιχου συμπιεστή, η παροχή μάζας εκφράζεται ως προς τα στοιχεία αυτού:

$$\dot{M}_{in} = \frac{\dot{V}_{s,exp}}{v_{su2}} = \frac{N_{exp} V_{s,exp}}{60 v_{su2}} = \frac{N_{exp} V_{s,cp}}{60 v_{su2} r_{v,in}} \quad (6.1.18)$$

Ο όγκος που σαρώνει ο εκτονωτής ανά περιστροφή $V_{s,exp}$ επί την ταχύτητα περιστροφής N_{exp} , δίνει την παροχή όγκου που διαχειρίζεται. Η παροχή όγκου $\dot{V}_{s,exp}$ που διαχειρίζεται ο εκτονωτής ισούται με την παροχή όγκου που διαχειρίζεται η ίδια μηχανή όταν δουλεύει σαν συμπιεστής $V_{s,cp}$, διαιρεμένη με τον εσωτερικό λόγο όγκων $r_{v,in}$.

Η συνολική μάζα που περνάει από τον εκτονωτή είναι προσαυξημένη κατά τις διαρροές έτσι ώστε να ισχύει ο ισολογισμός μάζας:

$$\dot{M} = \dot{M}_{in} + \dot{M}_{leak} \quad (6.1.19)$$

iii. Ισεντροπική εκτόνωση στην πίεση P_{ad} , που ορίζεται από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης της μηχανής (su,2→ad)

Η εκτόνωση του αερίου ψυκτικού μέσου εξαρτάται από τον κατασκευαστικό εσωτερικό λόγο όγκων $r_{v,in}$. Αυτός ο λόγος είναι σταθερός όπως εξηγήθηκε και δείχνει πόσο μεγαλύτερος γίνεται ο «θάλαμος», στον οποίο μέσα αποθηκεύτηκε το αέριο ψυκτικό, κατά την εκτόνωσή του.

Συνεπώς οι **ειδικοί όγκοι** του αερίου πριν και μετά την εκτόνωση μπορούν να συσχετιστούν με την παρακάτω εξίσωση:

$$r_{v,in} = \frac{v_{ad}}{v_{su2}} \quad (6.1.20)$$

Γνωρίζοντας τον ειδικό όγκο στη θέση **ad** της αδιαβατικής εκτόνωσης και με την υπόθεση ότι η εκτόνωση γίνεται ισεντροπικά, από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου μπορούμε να βρούμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στη θέση αυτή:

$$P_{ad} = P(v = v_{ad}, s = s_{su2}) \quad (6.1.21)$$

$$h_{ad} = h(v = v_{ad}, s = s_{su2}) \quad (6.1.22)$$

iv. Αδιαβατική εκτόνωση, υπό σταθερό όγκο μηχανής (ad→ex)

Μετά το πέρας της εκτόνωσης, ο θάλαμος με το ψυκτικό βρίσκεται σε πίεση P_{ad} . Την επόμενη χρονική στιγμή, αφού έχει γίνει μια μικρή περιστροφή των σπειρών, ο θύλακας με το ψυκτικό επικοινωνεί με τη βαλβίδα εξαγωγής, η οποία με τη σειρά της επικοινωνεί με το υπόλοιπο κύκλωμα του ORC. Εκεί όμως επικρατεί πίεση P_{ex} , η οποία ρυθμίζεται από τον συμπυκνωτή και μένει εν γένει σταθερή. Το μοντέλο όπως προαναφέρθηκε δεν υποθέτει απώλειες πίεσης εξόδου, οπότε αφού το πιο πιθανό είναι να ισχύει $P_{ad} \neq P_{ex}$ η πίεση στο θύλακα θα πρέπει εξισωθεί με την πίεση εξόδου. Εδώ διακρίνουμε 2 περιπτώσεις:

- ✓ $P_{ad} > P_{ex}$. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται «Υπό-εκτόνωση» (Under-expansion). Όπως αναφέρει και στο μοντέλο του ο V. Lemort *et al.* [63], προκειμένου να γίνει αυτή η εξισορρόπηση, γίνεται η υπόθεση ότι μια μικρή ποσότητα μάζας ΔM εξέρχεται ακαριαία από το θάλαμο του εκτονωτή.
- ✓ $P_{ad} < P_{ex}$. Το φαινόμενο ονομάζεται «Υπέρ-εκτόνωση» (Over-expansion). Αντίστοιχα για να γίνει πάλι η εξισορρόπηση των πιέσεων γίνεται η υπόθεση ότι μια μικρή ποσότητα μάζας ΔM εισέρχεται ακαριαία στο θάλαμο του εκτονωτή.

Αναφέρεται στο μοντέλο του V. Lemort *et al.* [63] ότι τα φαινόμενα της ύπο και υπέρ-εκτόνωσης δεν συνδέονται άμεσα με κάποια έργα. Αφού γίνονται ακαριαία δηλαδή και δεν έχουμε κάποια μεταβολή όγκου της μηχανής (περιστροφή του άξονα), δεν μπορεί να υπάρχει έργο. Παρόλα αυτά τα 2 αυτά φαινόμενα συνδέονται με **απώλειες βαθμού απόδοσης** και με διαφορετική βαρύτητα το καθένα. Όταν έχουμε «Υπό-εκτόνωση» ο λόγος των απωλειών είναι προφανής. Θα μπορούσαμε να είχαμε κάνει εκτόνωση μέχρι την πίεση P_{ex} , αλλά η εκτόνωση σταμάτησε σε υψηλότερη πίεση. Όταν έχουμε «Υπέρ-εκτόνωση» η αυξημένη μάζα που προκύπτει κατά την εξώθηση του αερίου, αυξάνει το αντίστοιχο έργο ρίχνοντας έτσι τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Στο πεδίο των εκτονωτών είναι ευρέως γνωστό και έχει αποδειχθεί από πολλούς ερευνητές ότι οι απώλειες «υπέρ-εκτόνωσης» έχουν μεγαλύτερη επίδραση στο βαθμό απόδοσης ενός εκτονωτή. Από αυτό συμπεραίνουμε ότι ένας εκτονωτής δεν πρέπει ποτέ να λειτουργεί σε μικρούς λόγους πίεσης που δημιουργούν φαινόμενα «υπέρ-εκτόνωσης». Ο Yadong Zhu *et al.* [68] έδειξε ότι ο λόγος εκτόνωσης που οδηγεί στη μέγιστη παραγόμενη ισχύ σε ένα συνολικό κύκλωμα ORC είναι λίγο μεγαλύτερος από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης της μηχανής scroll.

Συναλλαγή Έργων

Κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης αναγνωρίζουμε 3 φάσεις κατά τις οποίες έχουμε συναλλαγή έργου:

- ✓ Τη φάση της εισαγωγής του αερίου στο θάλαμο (suction)
- ✓ Τη φάση της ισεντροπικής εκτόνωσης (expansion)
- ✓ Και τη φάση της εξαγωγής του αερίου από το θάλαμο (discharge)

Κατά τη φάση της **εισαγωγής**, ο θάλαμος είναι σε επικοινωνία με τη γραμμή εισόδου του εκτονωτή και έχουμε ροή αερίου προς αυτόν. Ο όγκος του θαλάμου παράλληλα μεγαλώνει, αφού περιστρέφεται ο εκτονωτής, οπότε έχουμε έργο ογκομεταβολής. Κατά τα γνωστά από τη θερμοδυναμική και από [63] έχουμε:

$$\dot{W}_{suc} = P_{su2} \dot{V}_{s,exp} = P_{su2} V_{s,exp} \frac{N_{exp}}{60} \quad (6.1.23)$$

Αντίστοιχα κατά τη φάση της **εξαγωγής**, που ξεκινάει όταν ο θάλαμος επικοινωνήσει με τη γραμμή εξόδου από τον εκτονωτή, έχουμε ροή αερίου προς τα έξω. Παράλληλα ο όγκος του εκτονωτή μειώνεται, οπότε έχουμε πάλι έργο ογκομεταβολής. Αυτή τη φορά όμως επειδή το διάνυσμα της πίεσης είναι αντίθετο με τη μεταβολή όγκου έχουμε αρνητικό έργο. Πάλι κατά τα γνωστά από τη θερμοδυναμική και από [63] έχουμε:

$$\dot{W}_{dis} = -r_{v,in} P_{ex2} \dot{V}_{s,ex} = -r_{v,in} P_{ex2} V_{s,ex} \frac{N_{exp}}{60} \quad (6.1.24)$$

Προφανώς κατά την εξαγωγή ο όγκος που «διώχνει» ο εκτονωτής είναι μεγαλύτερος από αυτό που εισάχθηκε κατά τον παράγοντα $r_{v,in}$.

Κατά τη φάση της **εκτόνωσης**, τη στιγμή που κλείνει η επικοινωνία του θαλάμου με τη γραμμή εισόδου και μέχρι λίγο πριν συνδεθεί με τη γραμμή εξόδου, έχουμε εκτόνωση του αερίου. Η μεταβολή είναι αδιαβατική και ισεντροπική και για κλειστό θερμοδυναμικό σύστημα έχουμε [69]:

$$U = dQ + dW \xrightarrow{dQ=0} dW = dU \quad (6.1.25)$$

Από τον ορισμό της ενθαλπίας:

$$H = U + PV \quad (6.1.26)$$

$$\Delta W = \Delta U = \Delta H - \Delta(PV)$$

$$\Rightarrow w_{ex} = h_2 - h_3 - (P_2 v_2 - P_3 v_3)$$

$$\Rightarrow w_{in} = h_{su2} - P_{su2} v_{su2} - h_{ad} + P_{ad} v_{ad}$$

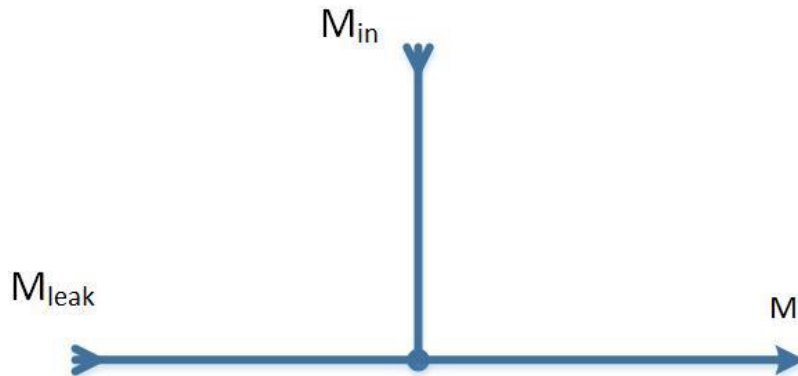
$$\dot{W}_{in} = w_{in} \dot{M}_{in} \quad (6.1.27)$$

Συνδυάζοντας τις **σχέσεις 6.1.23, 6.1.24, 6.1.27** προκύπτει η εσωτερική ισχύς του εκτονωτή:

$$\dot{W}_{in} = \dot{M}_{in} [(h_{su2} - h_{ad}) + v_{ad} (P_{ad} - P_{ex2})] \quad (6.1.28)$$

v. Αδιαβατική ανάμιξη δύο ρευμάτων ($ex \rightarrow ex,1$)

Οι διαρροές αφού προσπεράσουν τη φάση της εκτόνωσης αναμιγνύονται αδιαβατικά με την παροχή μάζας που περνάει μέσα από τον εκτονωτή. Η διαδικασία αυτή φαίνεται στην παρακάτω εικόνα 6.1.4:



Εικόνα 6.1.4: Μοντέλο αδιαβατικής ανάμιξης.

Η εξίσωση που περιγράφει την αδιαβατική ανάμιξη δίνεται παρακάτω:

$$\dot{M}_{in}h_{ex} + \dot{M}_{leak}h_{su2} = \dot{M}h_{ex1} \quad (6.1.29)$$

Η πίεση είναι σταθερή κατά την ανάμιξη οπότε ξέροντας την ενθαλπία στη θέση $ex,1$ και την πίεση που είναι ίδια $P_{ex} = P_{ex1}$ μπορούμε να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην θέση $ex,1$.

$$s_{ex1} = s(P = P_{ex}, H = h_{ex1}) \quad (6.1.30)$$

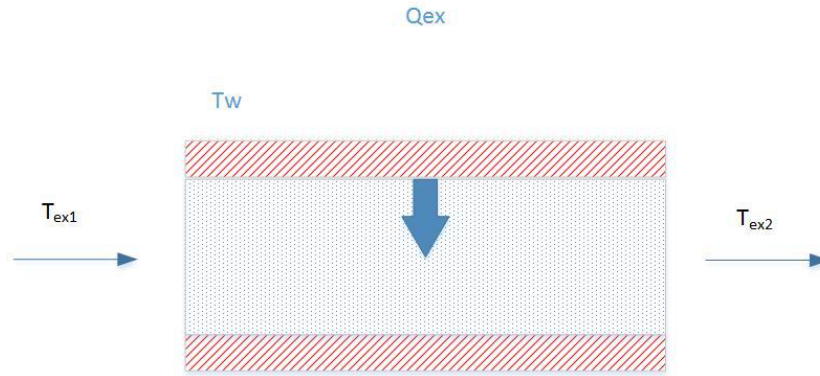
$$v_{ex1} = v(P = P_{ex}, H = h_{ex1}) \quad (6.1.31)$$

$$T_{ex1} = T(P = P_{ex}, H = h_{ex1}) \quad (6.1.32)$$

Σημείωση: Οι παραπάνω ιδιότητες, οι οποίες υπολογίζονται με βάση 2 χαρακτηριστικά του έκαστου σημείου, προσδιορίζονται με βάση το πρόγραμμα ιδιοτήτων ρευστών COOLPROP.

vi. Ισοβαρής θέρμανση ή Ψύξη ($ex,1 \rightarrow ex,2$)

Το ψυκτικό μέσο στην έξοδο του εκτονωτή βρίσκεται γενικά σε χαμηλότερη θερμοκρασία από τα τοιχώματα της μηχανής. Γι' αυτό το λόγο υπάρχει μια ροή θερμότητας από το τοίχωμα προς το ρευστό.



Εικόνα 6.1.5: Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα του εκτονωτή

Η ροή θερμότητας μπορεί να γραφεί [65]:

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{M}C_p(T_{ex2} - T_{ex1}) \quad (6.1.33)$$

$$\dot{Q}_{ex} = \varepsilon_{ex} \dot{M}C_p(T_w - T_{ex1}) \quad (6.1.34)$$

Σύμφωνα με τη μέθοδο NTU:

$$\varepsilon_{ex} = 1 - e^{-\frac{AU_{ex}}{\dot{M}C_p}} \quad (6.1.35)$$

Ο συντελεστής AU_{ex} (μονάδες W/K) πρέπει να αλλάζει ανάλογα με τη παροχή του εργαζόμενου μέσου. Όπως ορίστηκε και ο αντίστοιχος συντελεστής για την είσοδο του εκτονωτή συναρτήσει της παροχής:

$$AU_{ex} = AU_{exn} \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0,8} \quad (6.1.36)$$

Υπενθυμίζεται ότι η ονομαστική παροχή μάζας \dot{M}_n διαλέγεται αυθαίρετα ενώ η παραπάνω σχέση προκύπτει από την αναλογία του αριθμού Reynolds, θεωρώντας ότι όλες οι άλλες ιδιότητες του μέσου μένουν ίδιες [67]. Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο βρίσκονται από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου θεωρώντας ότι η πίεση μένει σταθερή ανάμεσα στις 2 αυτές θέσεις.

Απώλειες Τριβών

Οι απώλειες τριβών προέρχονται από την επαφή του σπειρώματος με το κέλυφος, και από τα ρουλεμάν. Για τη μοντελοποίηση του χρησιμοποιείται η παράμετρος T_{loss} , η οποία πρέπει να αναγνωρισθεί. Σύμφωνα με τον [63]:

$$\dot{W}_{loss} = 2\pi N_{exp} T_{loss} \quad (6.1.37)$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} \quad (6.1.38)$$

Η τελευταία σχέση δίνει την αποδιδόμενη στην άτρακτο του εκτονωτή ισχύ.

Ισολογισμός Θερμότητας

Κατά τη μεταφορά θερμότητας από και προς τα τοιχώματα του εκτονωτή υποθέσαμε μια ενιαία θερμοκρασία T_w που επικρατεί σε όλη την επιφάνεια της μηχανής. Η θερμοκρασία αυτή βρίσκεται θεωρώντας τον θερμικό ισολογισμό στον εκτονωτή σε μόνιμη κατάσταση.

Οι απώλειες του εκτονωτή προς το περιβάλλον περιγράφονται με την εισαγωγή ενός ολικού συντελεστή απωλειών:

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb}(T_w - T_{amb}) \quad (6.1.39)$$

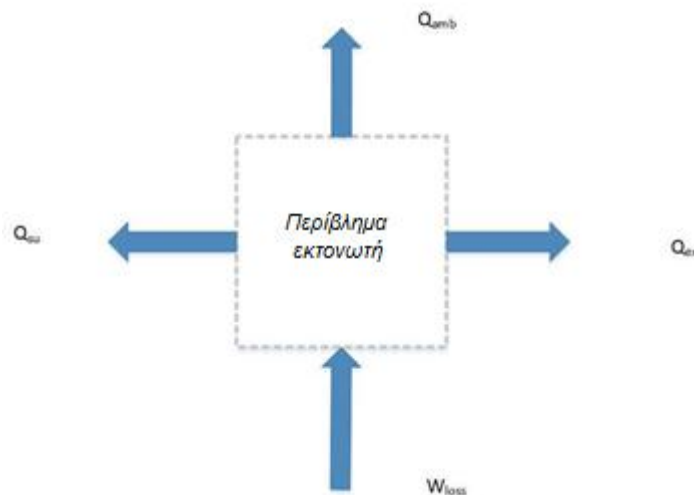
Όπου T_{amb} είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος και AU_{amb} ο συντελεστής θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον, ο οποίος πρέπει να αναγνωρισθεί υπολογιστικά και ο αριθμός που έχει χρησιμοποιηθεί στην εν λόγω ανάλυση ακολουθεί παρακάτω.

Θεωρώντας ότι οι απώλειες τριβών γίνονται θερμότητα που εκλύεται μέσα στη μηχανή ο ισολογισμός φαίνεται **στην εικόνα 6.1.6** και γράφεται:

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad (6.1.40)$$

Στην ουσία ο ισολογισμός αυτός δείχνει ότι ανάλογα τη θερμότητα που εκλύεται από τις τριβές και τη θερμότητα που μπορεί να διαφύγει προς το περιβάλλον και από ή προς το ψυκτικό μέσο διαμορφώνεται η ενιαία θερμοκρασία τοιχώματος. Η σχέση αυτή λύνεται υπολογιστικά με δοκιμές ώστε να βρεθεί η κατάλληλη T_w που θα την επαληθεύει.

Οι θερμορροές \dot{Q}_{amb} , \dot{Q}_{ex} , \dot{Q}_{su} φαίνονται ότι είναι από το τοίχωμα προς το περιβάλλον ή το ψυκτικό επειδή έχουν εκφραστεί με τη διαφορά ($T_w - \dots$). Ο θερμικός ισολογισμός γίνεται αλγεβρικά και τα μεγέθη μπαίνουν με το πρόσημο που θα προκύψουν.



Εικόνα 6.1.6: Θερμορροές εγκατάστασης μέσω του τοιχώματος του εκτονωτή

Βαθμοί απόδοσης

Ένα από τα πιο σημαντικά μεγέθη ενός εκτονωτή που ενδιαφέρει τις εφαρμογές ORC είναι ο **ισεντροπικός** βαθμός απόδοσης. Αυτός ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{M}(h_{su} - h_{exis})} \quad (6.1.41)$$

Όπου η h_{exis} βρίσκεται από τις ιδιότητες του ψυκτικού: $h_{exis} = h(P = P_{ex}, S = S_{su})$ για την πίεση εξόδου και την εντροπία εισόδου δηλαδή.

Ο βαθμός πλήρωσης απόδοσης ορίζεται ως:

$$\zeta = \frac{\dot{M}v_{su}}{N_{exp}V_s} \quad (6.1.42)$$

Ο βαθμός πλήρωσης δείχνει την παροχή όγκου που περνάει από τον εκτονωτή προς την παροχή όγκου που μπορεί να διαχειριστεί η μηχανή βάσει του όγκου σάρωσης που διαθέτει.

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{in}} \quad (6.1.43)$$

Εύρεση παραμέτρων του μοντέλου

Για να μπορέσουμε να χρησιμοποιήσουμε την παραπάνω ανάλυση του εκτονωτή προκειμένου να γίνει προσομοίωση του συστήματος στα μερικά φορτία, πρέπει να γίνει επιλογή εκτονωτή και εύρεση των παραμέτρων του στο μοντέλο. Οι απαιτήσεις που υπάρχουν από τον εκτονωτή είναι γνωστές μόνο στο σημείο σχεδίασης, έτσι ώστε να αποδίδεται καθαρή ισχύ $\dot{W} = 2,84 \text{ kW}$ με ισηντροπικό βαθμό απόδοσης $\eta_{is} = 76\%$ και παροχή μάζας $\dot{M} = 0,193 \text{ kg/sec}$. Δεν μπορεί να γίνει ακριβής μοντελοποίηση του συγκεκριμένου εκτονωτή που υπάρχει στην εγκατάσταση, διότι δεν μπορούν να βρεθούν οι ακριβείς παράμετροι για το μοντέλο αυτό που να αντιπροσωπεύουν τη συγκεκριμένη μηχανή. Από τα στοιχεία όμως που έχουμε για την χωρητικότητα του scroll και το λόγο εκτόνωσης, αλλά και από χαρακτηριστικές τιμές παραμέτρων για αυτή την τεχνολογία εκτονωτή [70], επιλέγονται οι παράμετροι που αναγράφει ο παρακάτω Πίνακας 6.1.2.

Παράμετροι μοντέλου	
AU_{amb}	8,26 W/K
$AU_{ex,n}$	34,5 W/K
$AU_{su,n}$	20,7 W/K
A_{leak}	0,000001825 m ²
d_{su}	0,0050 m
T_{loss}	0,03 Nm
M_n	0,12 kg/sec
$V_{s,cp}$	100 cm ³
$r_{v,in}$	2,45

Πίνακας 6.1.2: Τιμές παραμέτρου μοντέλου για την προσομοίωση του εκτονωτή της εγκατάστασης Marine-ORC [70]

Όλα τα χαρακτηριστικά στοιχεία και οι μέθοδοι που απαιτούνται για την μοντελοποίηση του εκτονωτή περιγράφονται παραπάνω με κάθε λεπτομέρεια.

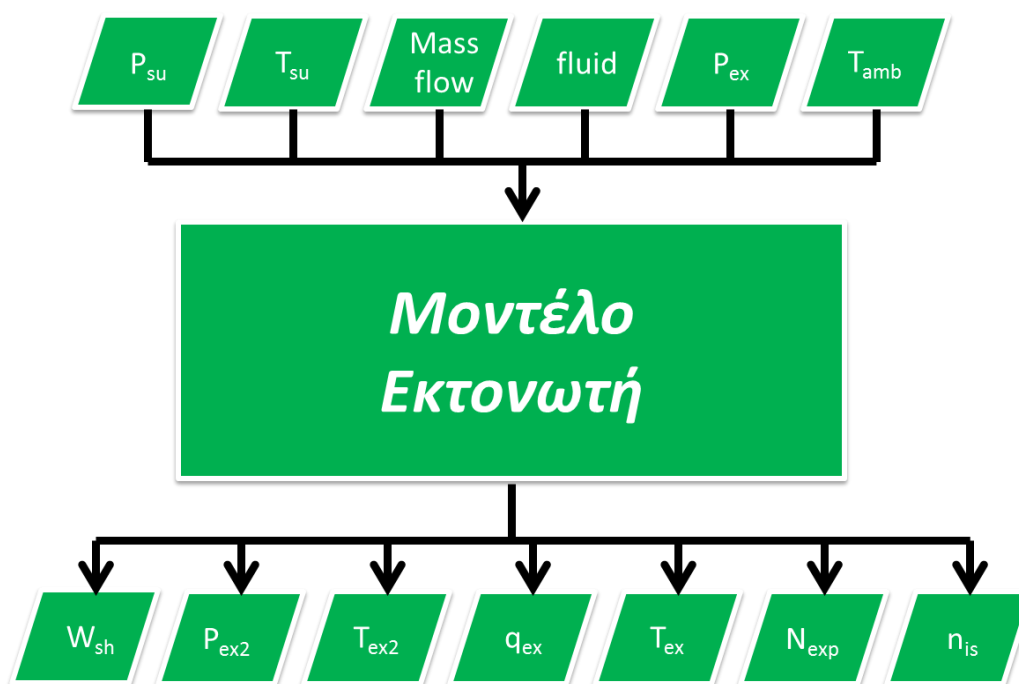
Τέλος, με την ολοκλήρωση της παρουσίασης του μοντέλου παρατίθενται και τα σχετικά διαγράμματα ροής του κώδικα και των συναρτήσεων, τα οποία αποσαφηνίζουν σχηματικά τις εισόδους και τις εξόδους των προγραμμάτων. Το αντίστοιχο κυρίως πρόγραμμα σε συνδυασμό με τα υποπρογράμματα-συναρτήσεις, τα οποία καλούνται εντός του, παρουσιάζονται στο παράρτημα Α στο σχετικό υποκεφάλαιο για τον εκτονωτή.

Acausal vs causal προγραμματισμός

Το μοντέλο που περιγράφηκε αναλυτικά παραπάνω έχει υλοποιηθεί από άλλους ερευνητές με βάση acausal προγραμματισμό σε περιβάλλον EES. Ο acausal προγραμματισμός αναφέρεται στην περιγραφή των εξισώσεων που διέπουν το πρόβλημα, ορίζοντας τα όρια μέσα στο οποία τοποθετείται η λύση ή οι λύσεις χωρίς όμως να καθίσταται σαφής η ροή επίλυσης των εξισώσεων που δηλώνονται. Η επίλυση εκτελείται από το ίδιο το πρόγραμμα το οποίο χρησιμοποιείται με την βοήθεια αλγεβρικών δομών με τις οποίες είναι εξοπλισμένο ένα τέτοιο εργαλείο επίλυσης. Τέτοιου είδους προγραμματιστικά περιβάλλοντα και γλώσσες είναι το EES, Analytica, Modelica και το Simile.

Στον αντίποδα, η προγραμματιστική λογική που ακολουθήθηκε στην παρούσα εργασία αναφέρεται σε αιτιοκρατικό προγραμματισμό ή causal προγραμματισμό. Στην συγκεκριμένη περίπτωση είναι ορισμένες τόσο οι εξισώσεις που διέπουν τα φαινόμενα και τις διεργασίες, όσο και οι δομές επίλυσης των εν λόγω εξισώσεων. Έτσι τα προγράμματα που έχουν επιλυθεί για να προσομοιώσουν την λειτουργία της εγκατάστασης είναι πλήρως ορισμένα. Στην πλαίσια της επίλυσης αυτής, η δυσκολία που αντιμετωπίζεται είναι πολλαπλάσια, αφού ο μελετητής πρέπει εκλέξει τις κατάλληλες δομές και εκείνα τα όρια που θα δώσουν τα πιο ασφαλή και έγκυρα αποτελέσματα.

Το διάγραμμα ροής του κυρίως προγράμματος είναι:



Εικόνα 6.1.7: Διάγραμμα ροής εισόδων/εξόδων μοντέλου εκτονωτή

Προσοχή: Οι έξοδοι του παραπάνω διαγράμματος αναφέρονται σε μια κατάσταση με δείκτη ex και σε κατάσταση με δείκτη $ex2$. Η μεν πρώτη κατάσταση αναφέρεται στο σημείο αμέσως μετά την εκτόνωση, ενώ η δεύτερη κατάσταση αναφέρεται στην κατάσταση του R134a μετά την ισοβαρή ψύξη ή θέρμανση.

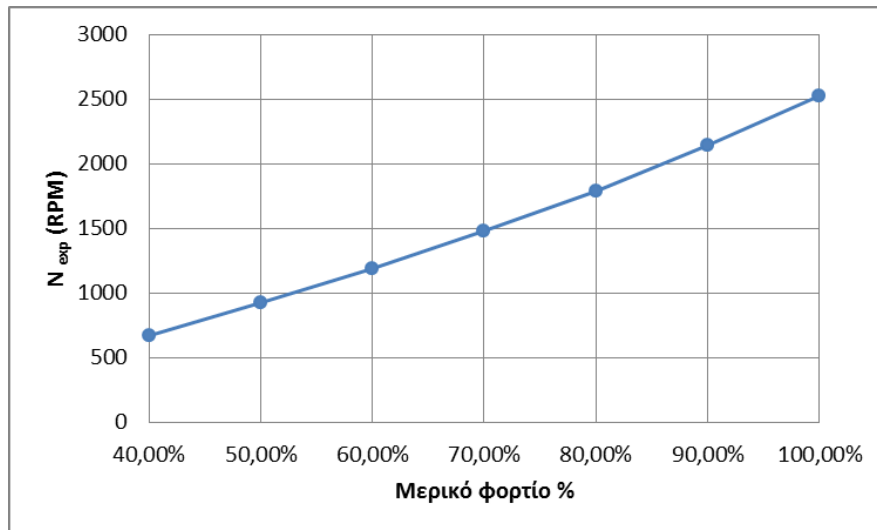
6.2 Αποτελέσματα εκτονωτή

6.2.1 Αποτελέσματα εκτονωτή με μεταβλητή παροχή μάζας

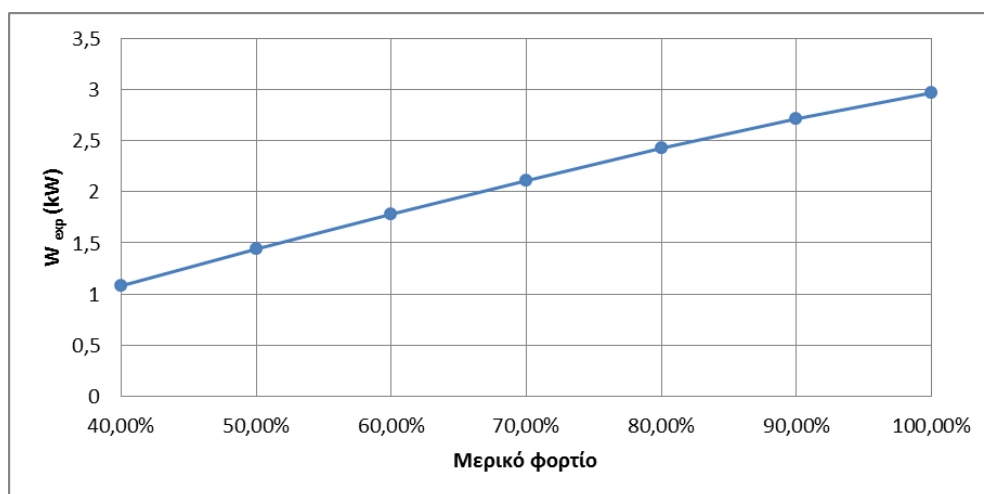
Τα διαγράμματα που ακολουθούν προέκυψαν με βάση τις παρακάτω παραδοχές του 1^{ου} σεναρίου που περιγράφηκαν στο κεφάλαιο 4.2:

Παραδοχές προσομοίωσης	
Πίεση εισόδου ατμοποιητή	Σταθερή 25 bar
Πίεση εξόδου εκτονωτή	Σταθερή 9,5 bar
Παροχή μάζας (R134a, νερού)	Μεταβλητή

Πίνακας 6.2.1.1: Παραδοχές προσομοίωσης 1^{ου} σεναρίου



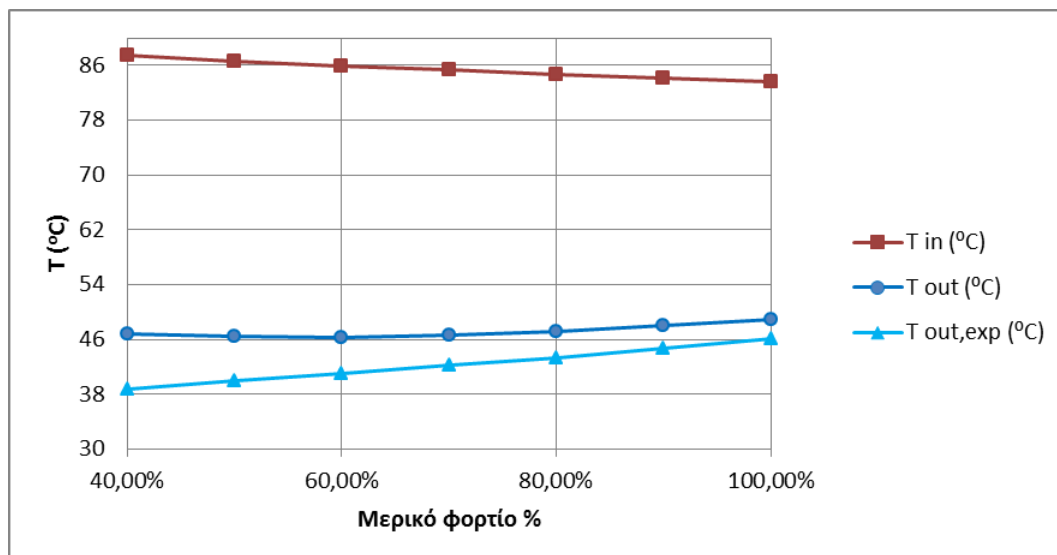
Εικόνα 6.2.1.1: Διάγραμμα στροφών λειτουργίας του εκτονωτή



Εικόνα 6.2.1.2: Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος από τον εκτονωτή

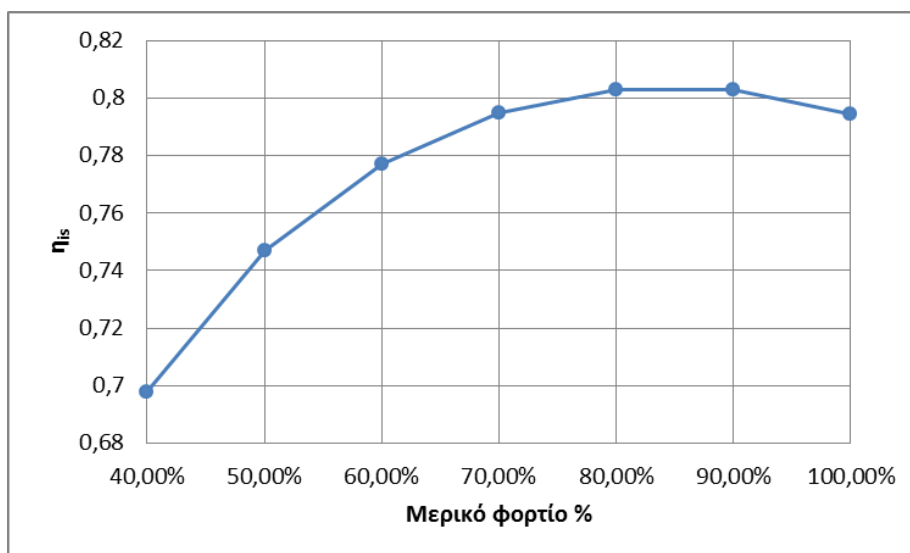
Σύμφωνα με τα παραπάνω διαγράμματα οι στροφές λειτουργίας του εκτονωτή αυξάνονται με την αύξηση της παροχής μάζας του οργανικού ρευστού, αφού σύμφωνα με την **εξίσωση 6.1.18** οι στροφές λειτουργίας είναι ανάλογες της παροχής μάζας.

Αντίστοιχα, το ποσό της παραγόμενης ισχύος όπως είναι αναμενόμενο αυξάνεται με την ταυτόχρονη αύξηση της διακινούμενης παροχής.



Εικόνα 6.2.1.3: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον εκτονωτή

Από το παραπάνω διάγραμμα, οι θερμοκρασίες εξόδου από τον εκτονωτή παρουσιάζουν ανοδική τάση, όσο η παροχή αυξάνεται. Σε αυτό το σημείο παρατηρείται ότι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ θερμοκρασίας εισόδου (κόκκινη καμπύλη) και της θερμοκρασίας εξόδου (σκύρα μπλε καμπύλη) μειώνεται, γεγονός που θα μείωνε το συνολικό παραγόμενο έργο. Κάτι τέτοιο όμως δεν υφίσταται λόγω του μεγαλύτερου ρυθμού αύξησης της παροχής μάζας σε σύγκριση με τον ρυθμό μείωσης της διαφοράς των θερμοκρασιών. Τέλος, η ανοιχτή μπλε καμπύλη απεικονίζει την θερμοκρασία εξόδου χωρίς την συνεισφορά θερμότητας από το περιβάλλον. Σε αυτή την καμπύλη φαίνεται ότι η εκτόνωση δεν εισέρχεται στην διφασική περιοχή για κανένα εξεταζόμενο φορτίο. Έτσι ο εκτονωτής δεν εισέρχεται στην διφασική περιοχή του R134a (37,495 °C) με αποτέλεσμα να είναι αποδεκτή η λειτουργία της εγκατάστασης στα εν λόγω φορτία. Σε κάθε περίπτωση μια τέτοια συμπεριφορά θα μπορούσε να καταστρέψει τον εκτονωτή, αν λειτουργήσει για μεγάλη χρονική περίοδο, καθώς θα παρουσιασθούν συμπυκνώματα στην έξοδο του.



Εικόνα 6.2.1.4: Διάγραμμα ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή

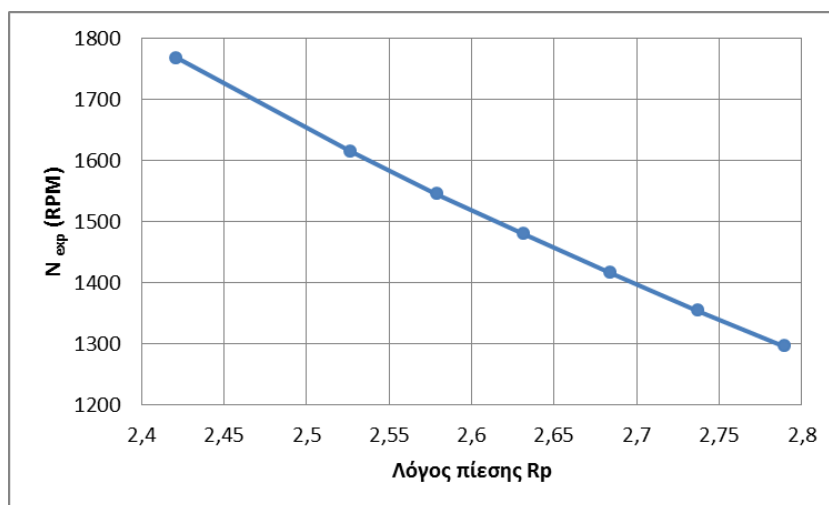
Το **διάγραμμα 6.2.1.4** παρουσιάζει την μεταβολή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης, η οποία παρουσιάζει το μέγιστό της στο 80% του φορτίου και μετά διακρίνεται μια πτωτική τάση. Αυτό οφείλεται στην διατήρηση σταθερού λόγου πίεσης μέσω της συσχέτισης στροφών της αντλίας σε συνδυασμό με τον εκτονωτή.

6.2.2 Αποτελέσματα εκτονωτή με μεταβλητό λόγο πίεσης

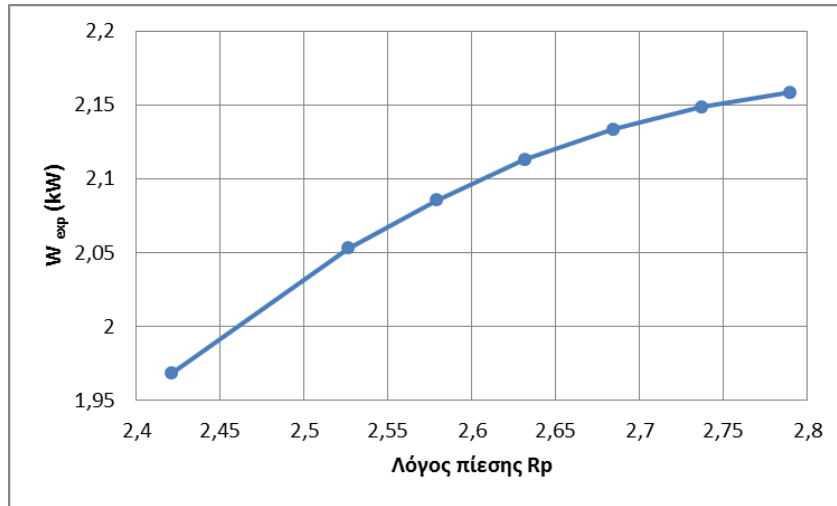
Παρομοίως για την προσομοίωση που πληροί τις προϋποθέσεις του 2^{ου} σεναρίου εξάχθηκαν τα εξής αποτελέσματα:

Παραδοχές προσομοίωσης	
Πίεση εισόδου ατμοποιητή	Μεταβλητή
Πίεση εξόδου εκτονωτή	Σταθερή 9,5 bar
Παροχή μάζας (R134a, νερού)	Σταθερές (0,2702 Kg/sec, 1,05 Kg/sec)

Πίνακας 6.2.2.1: Παραδοχές προσομοίωσης 2^{ου} σεναρίου

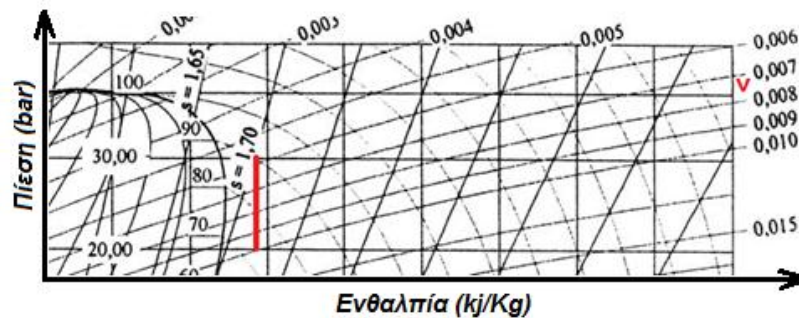


Εικόνα 6.2.2.1: Διάγραμμα στροφών λειτουργίας του εκτονωτή



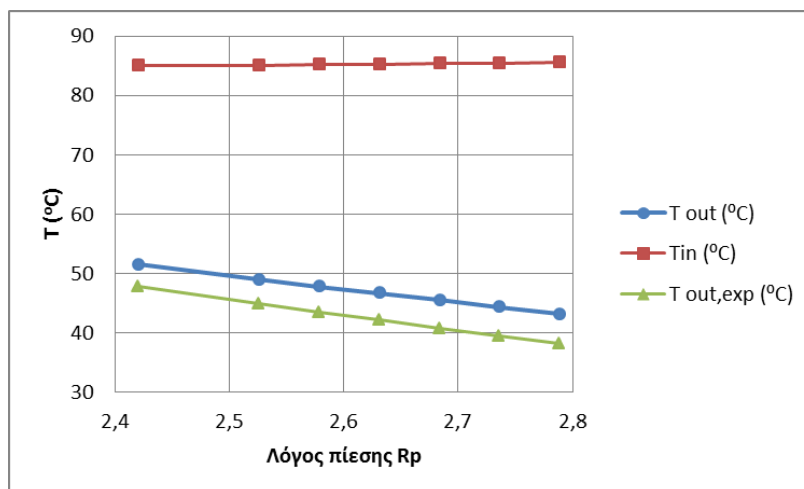
Εικόνα 6.2.2.2: Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος από τον εκτονωτή

Από το **διάγραμμα 6.2.2.1** κατανοούμε ότι οι στροφές λειτουργίας είναι αντιστρόφως ανάλογες της αύξησης του λόγου πίεσης και αυτό δικαιολογείται μέσω της **σχέσης 6.1.18**, αφού οι στροφές εξαρτώνται από το μέγεθος v_{su2} , το οποίο με την αύξηση της πίεσης μειώνεται σύμφωνα με το διάγραμμα P-h του οργανικού ρευστού R134a.

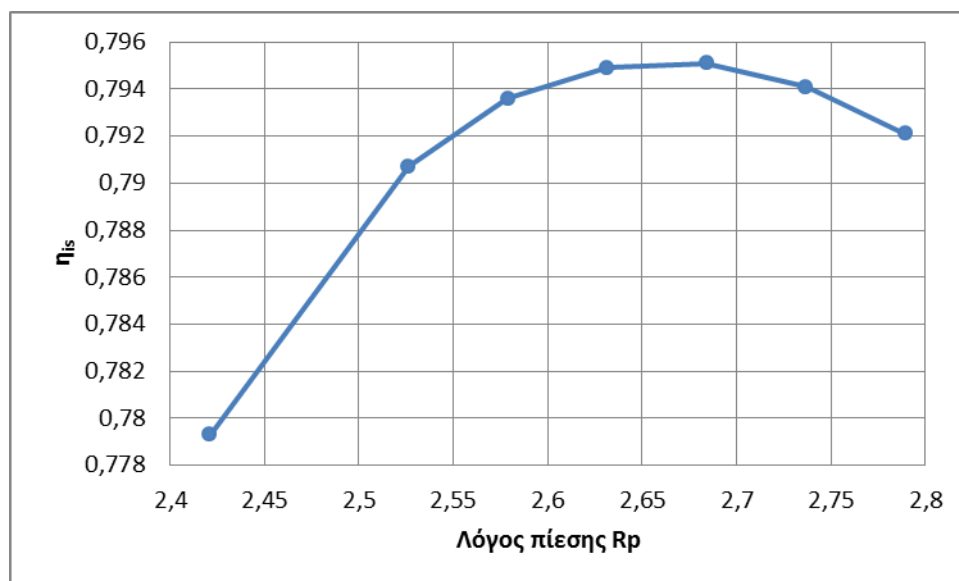


Εικόνα 6.2.2.3: Διάγραμμα P-h οργανικού ρευστού R134a

Αντίστοιχα, το παραγόμενο έργο αυξάνεται με μειούμενο ρυθμό κατά την αύξηση της πίεσης.



Εικόνα 6.2.2.4: Διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου στον εκτονωτή



Εικόνα 6.2.2.5: Διάγραμμα ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή

Η διαφορά θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου όπως παρατηρείται αυξάνεται με την αύξηση του λόγου πίεσης. Σύμφωνα με αυτή την παρατήρηση το παραγόμενο έργο από τον εκτονωτή αυξάνεται, διότι η παροχή μάζας διατηρείται σταθερή στην προσομοίωση αυτή.

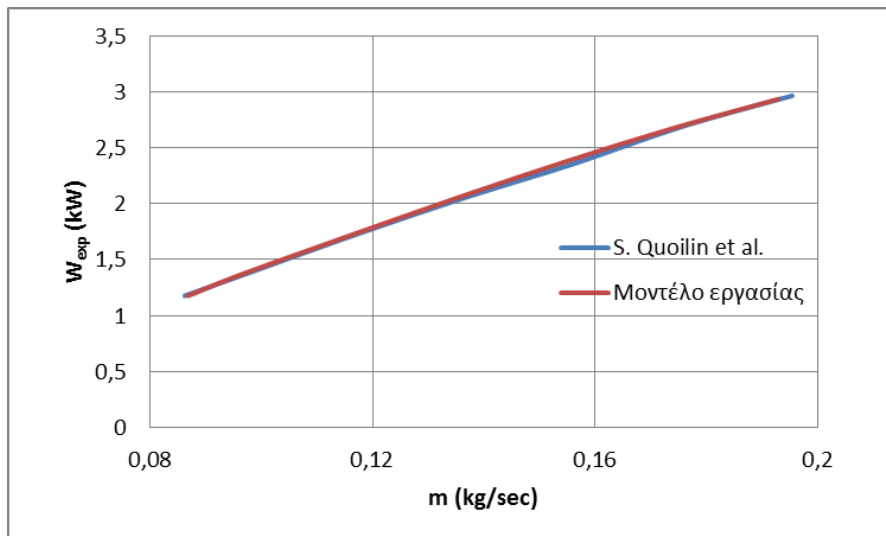
Τέλος, για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης φαίνεται ότι αυξάνει μέχρι τον λόγο πίεσης 2,63, ενώ στην συνέχεια παρουσιάζει πτωτική τάση. Για λόγο πίεσης 2,63 η πίεση εισόδου στον ατμοποιητή ανέρχεται σε $2,63 \cdot 9,5 = 24,985$ bar, που σημαίνει ότι η εγκατάσταση για πίεση ~ 25 bar λειτουργεί με τον καλύτερο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, δηλαδή η καλύτερη λειτουργία του εκτονωτή εμφανίζεται στο ονομαστικό σημείο για το οποίο έχει σχεδιασθεί αρχικά η συσκευή ανάκτησης θερμότητας που εξετάζεται.

6.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων μοντέλου εκτονωτή με το μοντέλο του S. Quoilin et al.[1]

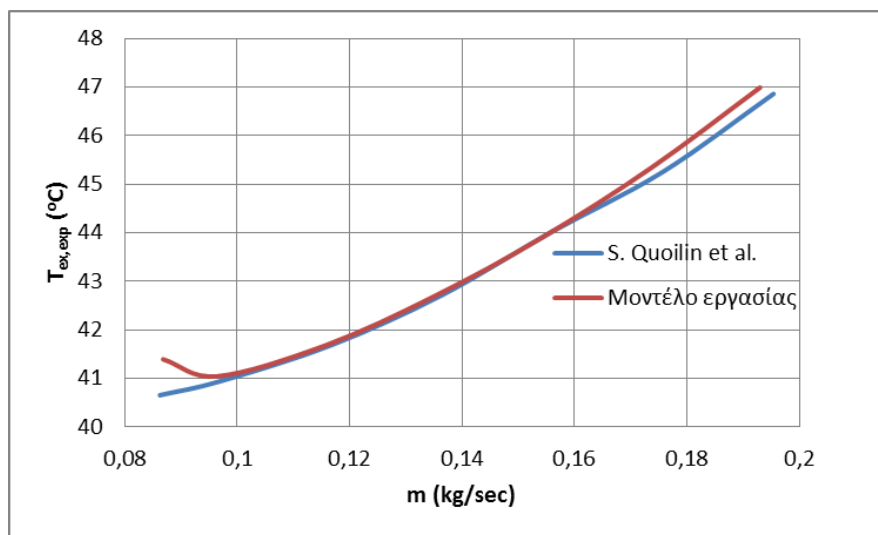
Στην ενότητα που ακολουθεί γίνεται σύγκριση του μοντέλου του εκτονωτή, το οποίο υλοποιήθηκε με βάση την παραπάνω θεώρηση, και του αντίστοιχου μοντέλου του Quoilin, ο οποίος μοντελοποίησε με τον ίδιο τρόπο τον εκτονωτή σε προγραμματιστικό περιβάλλον EES. Το πρόγραμμα της παρούσας εργασίας έχει πραγματοποιηθεί σε γλώσσα προγραμματισμού matlab.

Έτσι συγκρίνοντας τα αποτελέσματα των 2 προγραμμάτων προέκυψαν τα εξής αποτελέσματα για τις 2 κατηγορίες προσομοίωσης που εξετάστηκαν παραπάνω.

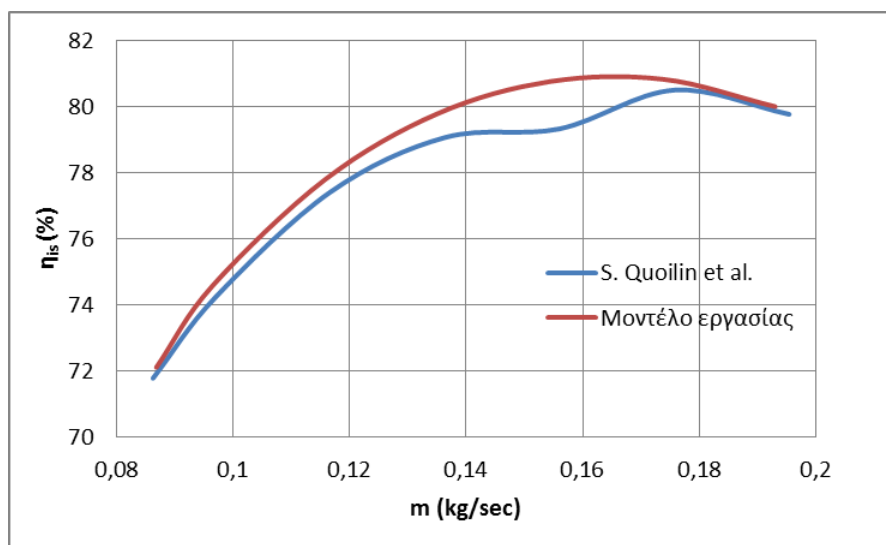
Επομένως διατηρώντας τις πιέσεις της εισόδου του ατμοποιητή και της εξόδου του εκτονωτή σταθερές και με ανεξάρτητη μεταβλητή την παροχή μάζας του οργανικού ρευστού, έχουμε τα εξής διαγράμματα:



Εικόνα 6.3.1: Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος για τα 2 μοντέλα



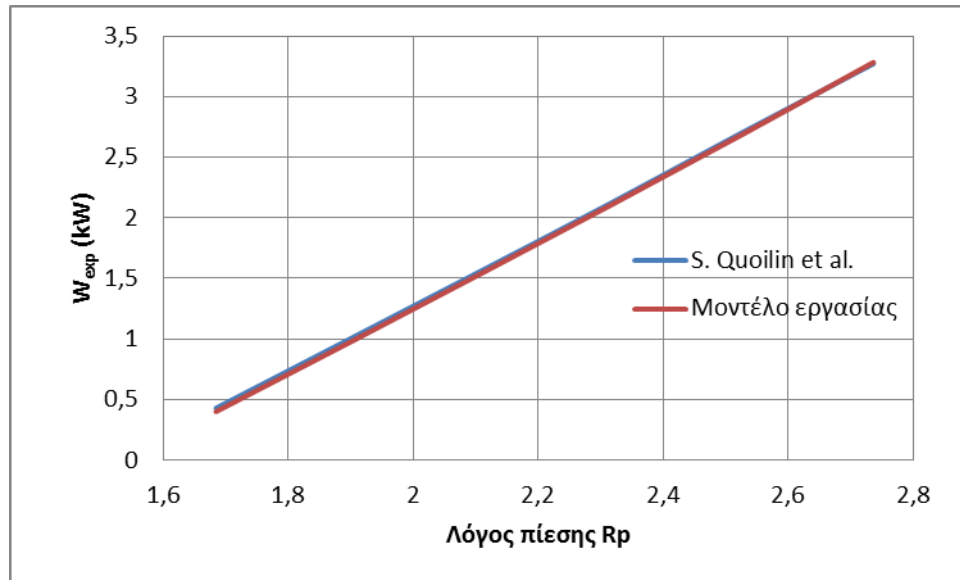
Εικόνα 6.3.2: Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου εκτονωτή για τα 2 μοντέλα



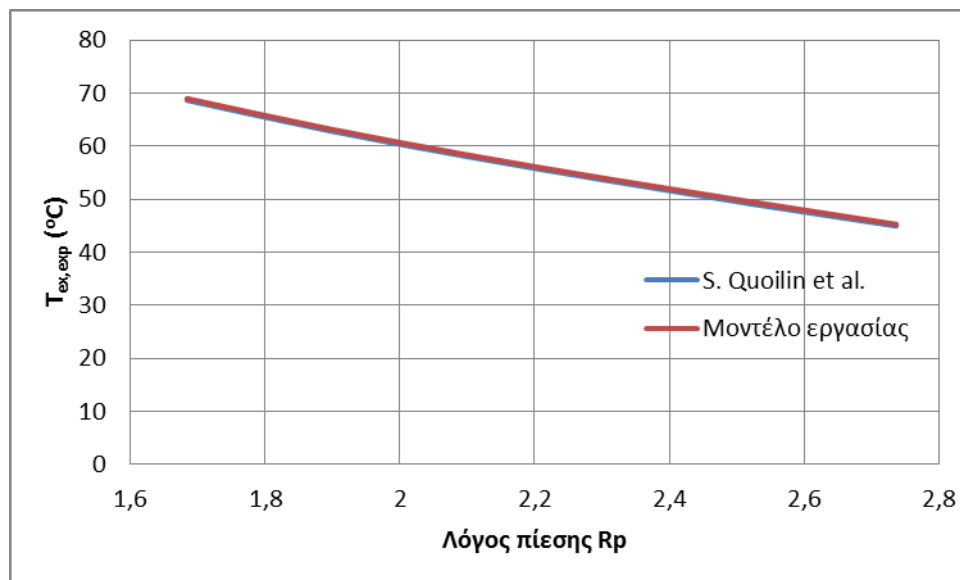
Εικόνα 6.3.3: Διάγραμμα ισηντροπικού βαθμού για τα 2 μοντέλα

Παρατηρούμε από τα διαγράμματα που παρατίθενται ότι η λειτουργία των 2 μοντέλων που συγκρίνονται είναι πανομοιότυπη με μικρές αποκλίσεις, της τάξεως του 1%, ως προς τον ισηντροπικό βαθμό απόδοσης.

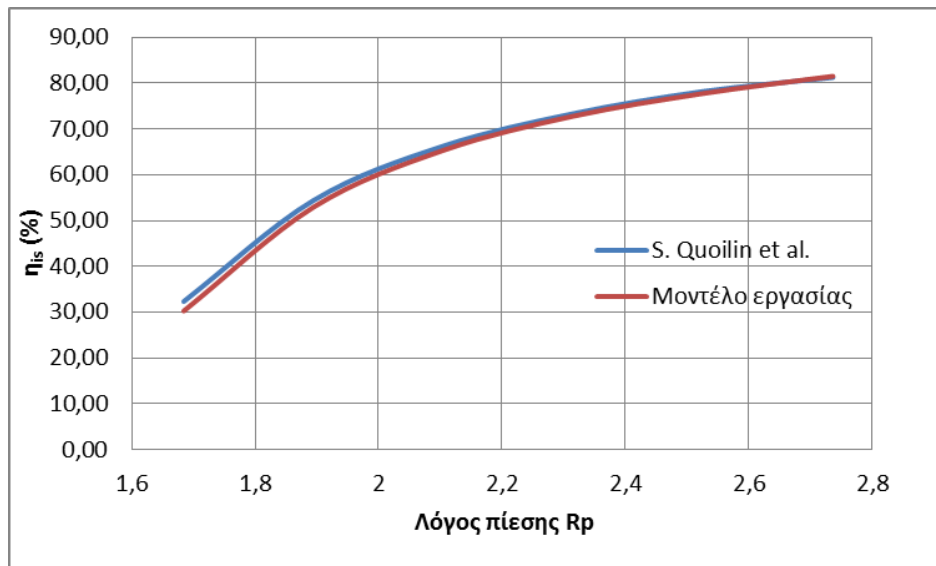
Αντίστοιχα, διατηρώντας τις στροφές λειτουργίας σταθερές και μεταβάλλοντας την πίεση εισόδου του ατμοποιητή σε εύρος από 16 έως 26 bar και με σταθερή την πίεση εξόδου του ατμοποιητή στα 9,5 bar, προέκυψαν:



Εικόνα 6.3.4: Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος για τα 2 μοντέλα



Εικόνα 6.3.5: Διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου εκτονωτή για τα 2 μοντέλα



Εικόνα 6.3.6: Διάγραμμα ισητροπικού βαθμού για τα 2 μοντέλα

Και σε αυτό το είδος προσομοίωσης όλα τα μεγέθη είναι όμοια χωρίς ιδιαίτερες αποκλίσεις.

Κεφάλαιο 7:
Θερμοδυναμική μοντελοποίηση
εγκατάστασης

Ο σχεδιασμός μιας εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας δεν έγκειται μόνο στον υπολογισμό του ονομαστικού σημείου της, αλλά ζωτικής σημασίας είναι και η προσομοίωση λειτουργίας της συσκευής σε συνθήκες μη ονομαστικής λειτουργίας ή εκτός σχεδιασμού σημεία (off design analysis).

Ο σκοπός για τον οποίο υλοποιείται μια τέτοιου είδους μελέτη είναι η αβεβαιότητα της πρόβλεψης της ετήσιας παραγωγής ενέργειας που προκύπτει από τέτοιες εγκαταστάσεις λόγω των μη σταθερών συνθηκών λειτουργίας της πηγής θερμότητας (θερμοκρασία - παροχή μάζας κλπ). Η ανάλυση ενός κύκλου σε λειτουργία διαφορετική της ονομαστικής επιτυγχάνεται με την κατάλληλη μοντελοποίηση του κάθε τμήματος της εγκατάστασης μέσω κατάλληλων μαθηματικών παραδοχών και εξισώσεων θερμοδυναμικής. Στην παρούσα μελέτη εξετάζονται 2 σενάρια:

Στο πρώτο σενάριο διατηρείται σταθερή η πίεση στον ατμοποιητή, ενώ οι ανεξάρτητες μεταβλητές είναι οι παροχές μάζας του οργανικού ρευστού και του νερού αντίστοιχα. Με βάση αυτή την λειτουργία εξάγονται οι θερμοκρασίες για κάθε σημείο του κύκλου, η πίεση στον συμπυκνωτή, καθώς επίσης και οι βαθμοί απόδοσης και τα μεγέθη των ισχύων που απαιτούνται από την αντλία και τον εκτονωτή. Η δεύτερη θεώρηση έχει να κάνει με τον υπολογισμό και πάλι των παραπάνω μεγεθών διατηρούμενων των παροχών μάζας σταθερών με την διαφορά ότι η ανεξάρτητη μεταβλητή είναι η πίεση εισόδου του ατμοποιητή. Σε αυτό το σημείο να τονισθεί ότι το εύρος μαζών που θα προσομοιωθεί φτάνει μέχρι και το 40% της ονομαστικής μάζας, ενώ λόγω των ευαίσθητων δομών που παρουσιάζουν τα μοντέλα οι πιέσεις του ατμοποιητή κυμαίνονται από 23 έως 26,5 bar.

Στην βιβλιογραφία υπάρχουν κάποιες σχετικές μελέτες.. Τέτοιες μελέτες είναι:

- ✓ *Parametric design and off-design analysis of organic Rankine cycle (ORC) system, J. Song, Energy Conversion and Management, Volume 112, 15 March 2016, Pages 157-165*
- ✓ *Thermo-economic analysis and off-design performance of an organic Rankine cycle powered by medium-temperature heat sources, F. Calise, Solar Energy, Volume 103, May 2014, Pages 595-609*
- ✓ *Off-design performance analysis of a solar-powered organic Rankine cycle, J. Wang, Energy Conversion and Management, Volume 80, April 2014, Pages 150-157*

Στο κεφάλαιο που ακολουθεί περιγράφονται αναλυτικά όλα τα εξεταζόμενα σενάρια, καθώς επίσης και το global μοντέλο της εγκατάστασης με αντίστοιχο διάγραμμα ροής.

7.1 Θερμοδυναμική μοντελοποίηση εγκατάστασης

Η εγκατάσταση, με βάση την εκτενή ανάλυση που προηγήθηκε στο κεφάλαιο 3, απαρτίζεται από τα εξής κύρια μέρη:

- i. Την αντλία
- ii. Τους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας (ατμοποιητής – συμπυκνωτής)
- iii. Και τον εκτονωτή

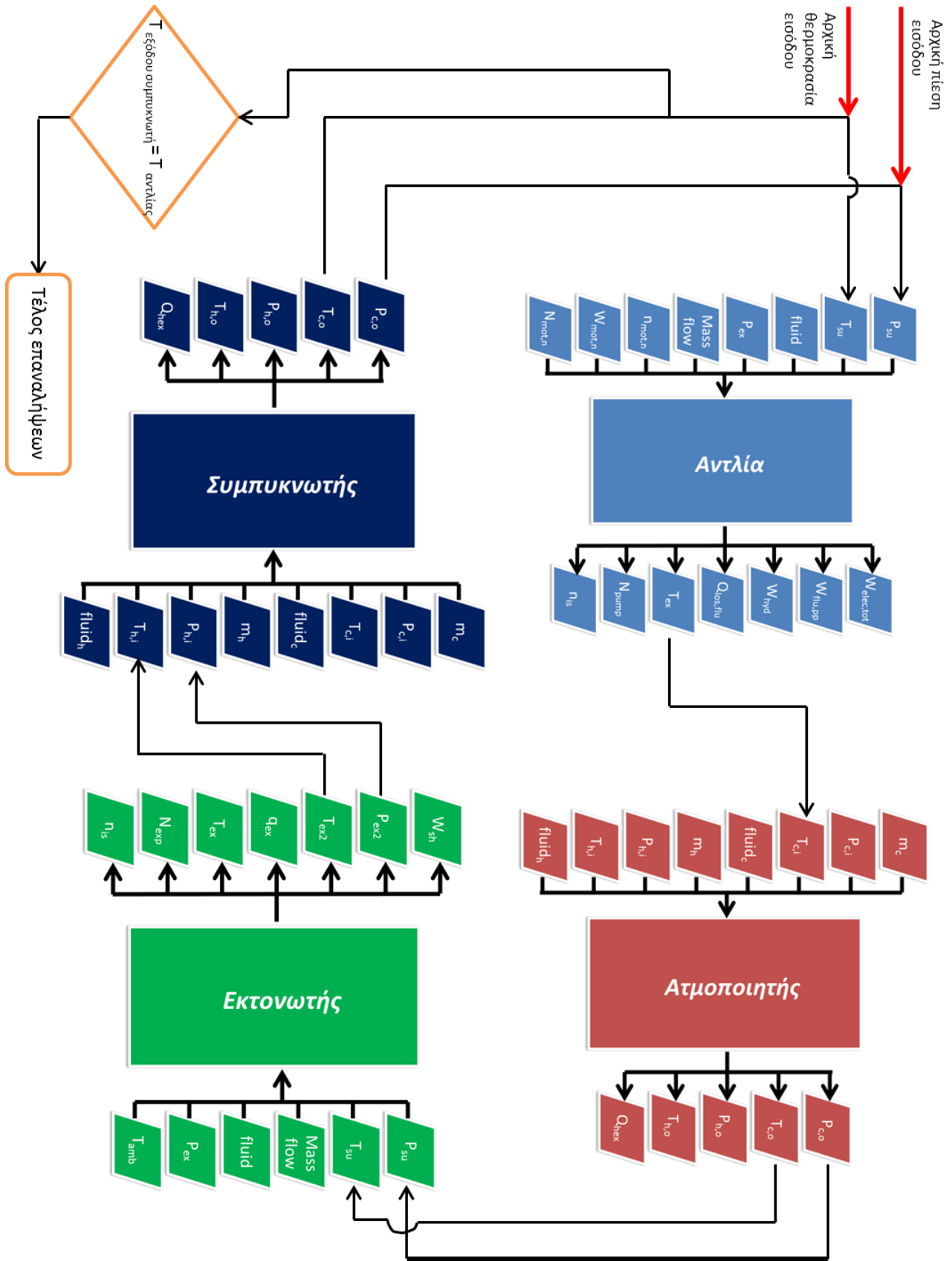
Για αυτές τις συνιστώσες έχει γίνει ξεχωριστή μοντελοποίηση με στόχο την προσομοίωση λειτουργίας σε συνθήκες εκτός του ονομαστικού σημείου. Έτσι με κατάλληλη μεθοδολογία επίλυσης του ολικού συστήματος προέκυψε το τελικό μοντέλο της μέσα στο οποίο καλούνται οι επιμέρους συναρτήσεις που έχουν μοντελοποιηθεί για κάθε συνιστώσα.

Η βασική λογική με την οποία πραγματοποιήθηκε το τελικό σχήμα σύγκλισης ακολουθεί αναλυτικά παρακάτω:

Η συνολική μοντελοποίηση έχει ως αρχή της, την συνάρτηση της αντλίας, ενώ διαδοχικά ακολουθούν με την σειρά τους οι συναρτήσεις του ατμοποιητή, του εκτονωτή και τέλος του συμπυκνωτή. Προφανώς σε μια τέτοιου είδους μοντελοποίηση οι έξοδοι του ενός υποπρογράμματος αποτελούν τις εισόδους του επόμενου, μέχρι την τελική σύγκλιση του κυρίως προγράμματος.

Ως προς την σύγκλιση του προγράμματος, η μέθοδος που χρησιμοποιείται απαρτίζεται από έναν επαναληπτικό «βρόχο» στον οποίο βασική επιδίωξη είναι η συμφωνία της αρχικής θερμοκρασίας εισόδου της αντλίας με την θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή με ακρίβεια σύγκλισης που ανέρχεται στο δεύτερο δεκαδικό ψηφίο της θερμοκρασίας.

Στην επόμενη σελίδα ακολουθεί διάγραμμα ροής του ολικού μοντέλου της εγκατάστασης, το οποίο παρουσιάζει τις εισόδους και τις εξόδους κάθε επιμέρους συνάρτησης, την συνθήκη σύγκλισης της όλης μοντελοποίησης καθώς επίσης και τα στοιχεία που μεταβαίνουν από ένα υποπρόγραμμα στο επόμενο. Για λόγους απλότητας το διάγραμμα ροής δεν παρουσιάζει τις διαδικασίες υπολογισμού καθώς αυτές παρουσιάστηκαν αναλυτικά στις παραπάνω ενότητες, ενώ οι κώδικες και το τελικό πρόγραμμα είναι γραμμένο σε matlab και διαθέσιμο στο παράρτημα Α που ακολουθεί στο αντίστοιχο υποκεφάλαιο.



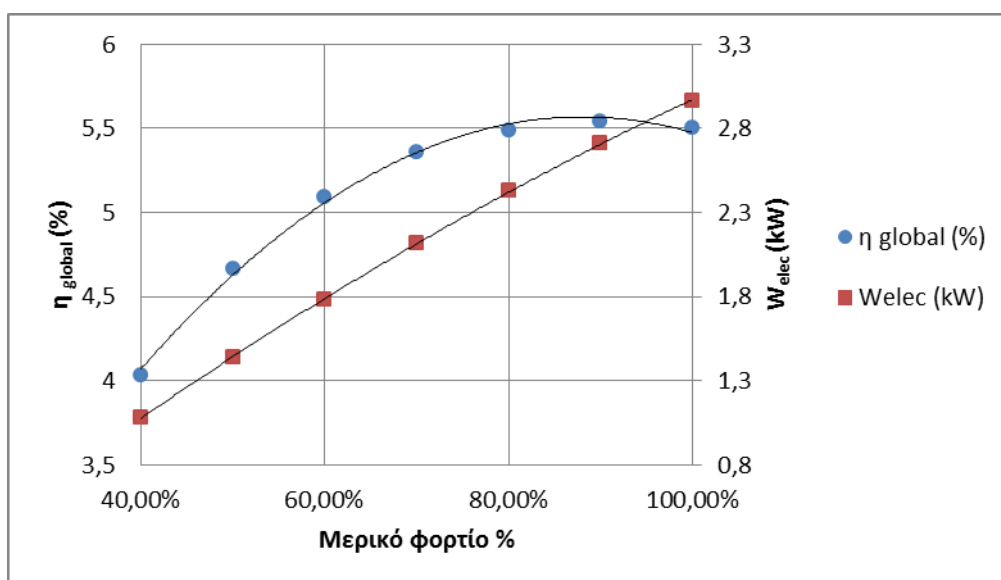
Εικόνα 7.1.1: Διάγραμμα ροής ολικού μοντέλου της εγκατάστασης

7.2 1^ο Σενάριο Λειτουργίας

Τα αποτελέσματα που αφορούν τις επιμέρους συνιστώσες παρουσιάζονται στα παραπάνω κεφάλαια. Στην προκειμένη περίπτωση παρουσιάζεται το διάγραμμα του συνολικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης. Ο εν λόγω δείκτης είναι απαραίτητος για την οικονομική αξιολόγηση μιας συσκευής γενικότερα, πόσο μάλλον μιας εγκατάστασης εξοικονόμησης ενέργειας όπως αυτή που εξετάζεται, για την οποία πρέπει να γνωρίζουμε την απόδοσή της ώστε να προχωρήσει κανείς στην υλοποίησή της. Γι' αυτούς τους λόγους υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης σύμφωνα με τον τύπο που ακολουθεί:

$$\eta_{global} = \frac{\eta_{el}\dot{W}_{exp} - \dot{W}_{elec,pp}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (7.2.1)$$

Όπου η_{el} είναι ο βαθμός απόδοσης του ηλεκτροκινητήρα που είναι συζευγμένος με την με τον εκτονωτή, \dot{W}_{exp} το παραγόμενο έργο και $\dot{W}_{elec,pp}$ η ισχύς που απορροφά η αντλία.

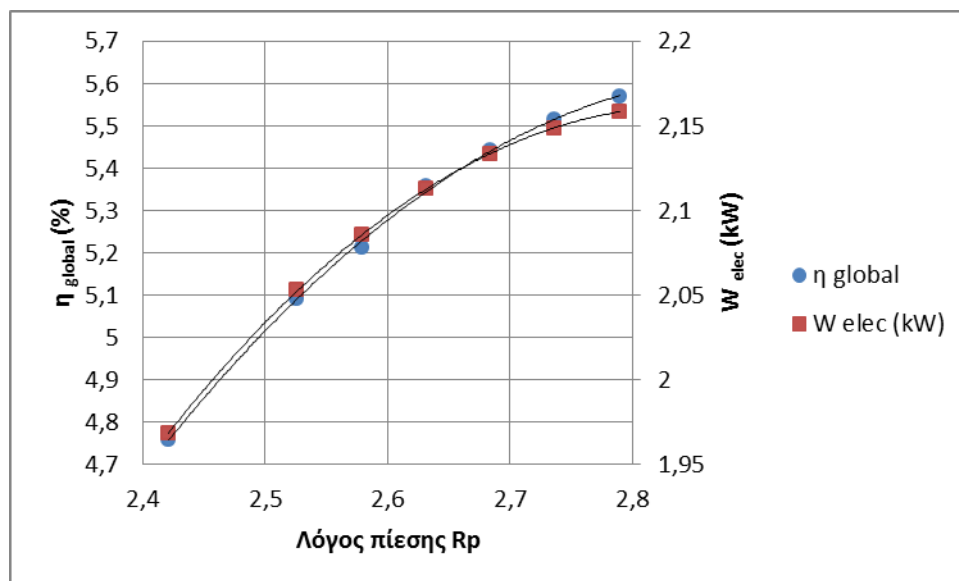


Εικόνα 7.2.1: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης συναρτήσει του φορτίου λειτουργίας και παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος

Όπως μπορεί να παρατηρηθεί από το παραπάνω διάγραμμα η μείωση του φορτίου λειτουργίας επιφέρει μείωση και του βαθμού απόδοσης όπως είναι αναμενόμενο. Η συσχέτιση των 2 μεγεθών δεν είναι γραμμικού τύπου αλλά υπακούει σε μια πολυωνυμική μορφή. Γενικότερα παρατηρείται μια σταθερότητα του βαθμού απόδοσης μέχρι το 70% του φορτίου, η οποία σταδιακά υποχωρεί και μεγαλώνει σε εύρος μειούμενου του φορτίου. Η αρχική σταθερότητα οφείλεται στο γεγονός της ρύθμισης στροφών στην οποία το σύστημα υποβάλλεται προκειμένου να λειτουργήσει στον ίδιο λόγο πίεσης κάθε φορά. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στην αλλαγή του ρυθμού αύξησης των ισχύων του εκτονωτή, της αντλίας και του ατμοποιητή αντίστοιχα μετά το 70% του φορτίου λειτουργίας.

7.3 2^ο Σενάριο Λειτουργίας

Με βάση τον τύπο **7.2.1** για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης προκύπτει για τους διαφορετικούς λόγους πίεσης:



Εικόνα 7.3.1: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης συναρτήσει του λόγου πίεσης και της παραγόμενης ισχύος

Στην περίπτωση που εξετάζεται, ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται βάσει της αύξησης του λόγου πίεσης αλλά με ρυθμό φθίνων. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στο μεγαλύτερο έργο που παράγεται λόγω της υψηλότερης πίεσης, η οποία εμφανίζεται στην είσοδο του εκτονωτή. Έτσι η εκτόνωση λαμβάνει χώρα κάθε φορά από μεγαλύτερη πίεση και καταλήγει στην πίεση των 9,5 bar. Ταυτόχρονα και η απορροφούμενη ισχύς της αντλίας είναι μεγαλύτερη για μεγαλύτερο λόγο πίεσης, ενώ αντίθετα το ποσό θερμότητας από την πηγή εκμετάλλευσης είναι μικρότερο, όπως φαίνεται στο κεφάλαιο 5. Βέβαια η παραγόμενη ισχύς που προκύπτει από την εκτόνωση είναι μεγαλύτερη για μεγαλύτερους λόγους πίεσης. Έτσι το τελικό συμπέρασμα που συνάγεται είναι η καλύτερη εκμετάλλευση του ποσού θερμότητας που προσδίδεται κάθε φορά με σκοπό την ηλεκτροπαραγωγή μέχρι κάποιο συγκεκριμένο λόγο πίεσης καθώς μετά τον λόγο 2,8 ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται αλλά σε μικρότερο βαθμό. Ενώ, τελικά η επίδραση του θερμοδυναμικού κύκλου είναι ισχυρότερη του ισεντροπικού βαθμού που παρουσιάζει ο εκτονωτής, για αυτό και η καμπύλη του βαθμού απόδοσης αυξάνεται.

Κεφάλαιο 8:

Συμπεράσματα και προτάσεις

8.1 Συμπεράσματα και προτάσεις

Με στόχο τον καλύτερο έλεγχο της εγκατάστασης προέκυψε η παρούσα μελέτη, η οποία είχε ως κύριο στόχο της, την μοντελοποίηση των επιμέρους εξαρτημάτων ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας.

Σύμφωνα με τις ενότητες που προηγήθηκαν εξάχθηκαν τα παρακάτω κύρια συμπεράσματα:

- ✓ Μείωση του βαθμού απόδοσης με ταυτόχρονη μείωση της παροχής μάζας, διατηρούμενων όλων των υπολοίπων μεταβλητών σταθερών.
- ✓ Αύξηση του βαθμού απόδοσης με ταυτόχρονη αύξηση του λόγου πίεσης της εγκατάστασης μέχρι ένα συγκεκριμένο λόγο πίεσης.

Βέβαια η κατασκευή των προγραμμάτων για την προσομοίωση της εγκατάστασης εμπεριέχουν μια αβεβαιότητα, καθώς όλες οι παραδοχές βασίστηκαν είτε σε μελέτες άλλων ερευνητών είτε σε λογικές παραδοχές με αποτέλεσμα να απαιτείται επιπρόσθετη σύγκριση των μοντέλων με πειραματικές μετρήσεις από την λειτουργία της εγκατάστασης σε συνθήκες, οι οποίες έχουν μελετηθεί.

Με την βοήθεια της παραπάνω διερεύνησης, τα μοντέλα θα βελτιωθούν και θα γίνουν περισσότερο ακριβή και αξιόπιστα, ενώ παράλληλα θα ελεγχθεί και η αξιοπιστία των εξαγόμενων αποτελεσμάτων της παρούσας μελέτης.

Έτσι ως μελλοντική, βελτιωτικού χαρακτήρα, μελέτη θα ήταν η συλλογή πειραματικών δεδομένων από την υφιστάμενη εγκατάσταση και η σύγκριση των στοιχείων αυτών με τα στοιχεία που εξάγουν οι κώδικες με στόχο την βελτίωση των παραμέτρων τους και την περισσότερο αξιόπιστη λειτουργία τους.

Τέλος, μπορεί να γίνει διερεύνηση περισσότερων συνθηκών λειτουργίας με στόχο την δημιουργία ενός ολοκληρωμένου χάρτη της εγκατάστασης, υπάρχει ακόμα η δυνατότητα εξέτασης μεταβατικών φαινομένων, ενώ ενδιαφέρον θα παρουσίαζε και μια παραμετρική διερεύνηση με βάση άλλο εξοπλισμό (εκτονωτής με άλλες παραμέτρους και εγκατάσταση με άλλους εναλλάκτες).

Παράρτημα Α:

Κώδικες

Στο παράρτημα Α παρατίθενται όλοι οι κώδικες που χρησιμοποιήθηκαν για τους υπολογισμούς σε γλώσσα προγραμματισμού matlab.

A.1 Κώδικας υπολογισμού της εγκατάστασης

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζεται ο τελικός κώδικας υπολογισμού για ολόκληρη την εγκατάσταση.

```
%Off design analysis
```

```
%Portion of mass flow
```

```
X=1.0; %changeable variable
```

```
%Setting flow masses of orc mean and water flow of the engine's jacket
```

```
m_orc=0.386*X;
```

```
m_mek=1.5*X;
```

```
%Setting of means
```

```
fluid_orc='R134a';
```

```
fluid_mek='water';
```

```
%Beginning with hypothesis of inlet temperature of the pump
```

```
T_in_pp=273.15+35; %changeable variable
```

```
for i=1:200
```

```
%Inputs of the pump
```

```
n_mot=0.95;
```

```
W_mot_n=1000;
```

```
N_mot_n=1450;
```

```
%R134a side
```

```
P_out_pp=2500000;
```

```
P_in_pp=950000;
```

```
%Pump function
```

```
[W_elec_pp,W_flu_pp,T_ex_pp,n_is_pp,W_hyd,Q_loss_flu,N_pump]=pump_model(P_in_pp,T_in_pp,fluid_orc,m_orc,P_out_pp,n_mot,W_mot_n,N_mot_n);
```

```
%Inputs of the evaporator
```

```
%Water side
```

```
Phi_ev=250000;
```

```
Thi_ev=273.15+90;
```

```
%Evaporator function
```

```
[Q_ev,Tco_ev,Tho_ev,Pco_ev,Pho_ev,DT_lm_ev,U_ev]=evaporator_model(fluid_orc,T_ex_pp,P_out_pp,m_orc,fluid_mek,Thi_ev,Phi_ev,m_mek);
```

```
%Inputs of the expander
```

```

P_ex_exp=950000;
T_amb_exp=273.15+20;
%there are 2 expanders, so the flow mass must be in half
m_dot=m_orc/2;

%Expander function
[n_is_exp,W_exp,P_ex_exp2,T_ex_exp,N_exp,T_ex_exp2,q_ex2]=expander_
model(Pco_ev,Tco_ev,m_dot,P_ex_exp,fluid_orc,T_amb_exp);

%Inputs of the condenser
Tci_cond=273.15+15;
Pci_cond=100000;
mc_cond=1.5*X;

%Condenser function
[Q_cond, Pho_cond,
Tho_cond,Pco_cond,Tco_cond,DT_lm_cd,U_cd]=condenser_model(fluid_orc,
T_ex_exp,P_ex_exp2,m_orc,fluid_mek,Tci_cond,Pci_cond,mc_cond);

sumQ=Q_ev+W_flu_pp-Q_cond-2*W_exp;

if abs(T_in_pp-Tho_cond)>0.05
    T_in_pp=Tho_cond;
else
    disp(['The inlet temperature to the pump is ',num2str(T_in_pp-273.15)]);
    break
end
end
end

```

A.2 Κώδικας υπολογισμού αντλίας

Ο κώδικας που ακολουθεί αποτελεί συνάρτηση, η οποία καλείται στο κυρίως πρόγραμμα την **ενότητα A.1**.

```

function [ W_elec,W_flu_pp,T_ex,n_is,W_hyd,Q_loss_flu,N_pump ] =
pump_model
( P_su,T_su,fluid,M_dot,P_ex,n_mot,W_mot_n,N_mot_n )

%Calculation of volume flow in lt/min
d_su=CoolProp.PropsSI('D','P',P_su,'T',T_su,fluid);
V_dot=(M_dot/d_su)*60*1000;

%Calculation of N pump in rpm
N_pump=46.705*V_dot+22.861;

%W electric in watts (only for motor)
W_elec1=(((15*N_pump)/84428)+((V_dot*P_ex/100000)/511))*1000;

%Q loss of vsd in watts
Q_loss_vsd=240;

```

```

%W electric final with vsd losses
W_elec=W_elec1+Q_loss_vsd;

%First hypothesis of W mech in watts
W_mech=1000;

for i=1:100

%Q loss of motor in watts
Q_loss_mot=((1/n_mot)-1)*W_mot_n*(0.7*((W_mech^2)/(W_mot_n^2))+0.3
*((N_pump^2)/(N_mot_n^2)));

W_mechnew=W_elec-Q_loss_vsd-Q_loss_mot;

if abs(W_mech-W_mechnew)>1
    W_mech=W_mechnew;
else
    break
end

end

%Hypothesis that Q loss pp in the ambient temperature is negligible
Q_loss_pp=0;
%Calculation of W pump
W_flu_pp=W_mech-Q_loss_pp;

%Calculation of h ex and T ex
h_su=CoolProp.PropsSI('H','P',P_su,'T',T_su,fluid);
s_su=CoolProp.PropsSI('S','P',P_su,'T',T_su,fluid);
h_ex_is=CoolProp.PropsSI('H','P',P_ex,'S',s_su,fluid);
h_ex=h_su+W_flu_pp/M_dot;
T_ex=CoolProp.PropsSI('T','P',P_ex,'H',h_ex,fluid);

%Calculation of n_is
n_is=(h_ex_is-h_su)/(h_ex-h_su);

%Calculation of W hyd
W_hyd=(P_ex-P_su)*V_dot/(1000*60);

%Calculation of Q loss in fluid
Q_loss_flu=W_flu_pp-W_hyd;

end

```

A.3 Κώδικας υπολογισμού ατμοποιητή

Ο κώδικας που ακολουθεί αποτελεί συνάρτηση, η οποία καλείται στο κυρίως πρόγραμμα την **ενότητας A.1**.

```
function [Qhex,Tco, Tho,Pco,Pho,DT_lm,U] = evaporator_model(Fluidc,Tci,
Pci,mc,Fluidh,Thi,Phi,mh)
```

```
%horizontal port distance=Lh
%vertical port distance=Lv
Lh=0.050;
Lv=0.466;
% epifaneia atmopoihth se m^2
A=5.358;
%Dp port diameter
Dp=0.023;
%thermal conductivity of the plate material (SS316)
k_w=16.5;
% corrugation pitch
Lamda=0.005;
%enlargement factor
phi_plate=1.125;
%number of passes
Np=1;
%plate thickness
t=0.8*(10^(-3));
%chevron angle
%beta=60;
betar=pi/3;
% number of plates
Nt=90;
%plate pitch
pitch=3*(10^(-3));
%mean channel flow gap
b=pitch-t;
%plate width inside gasket
Lw=Lh+Dp;
%one channel flow area
Ach=b*Lw;
%υδραυλική διάμετρος
Dh=2*b/phi_plate;
%number of channels per pass
Ncp=(Nt-1)/(2*Np);

%mass flow per channel hot stream
mh_ch=mh/Ncp;
%mass flow per channel cold stream
mc_ch=mc/Ncp;
% αρχικά υποθέτουμε ότι δεν υπάρχει πτώση πίεσης
%Pco=Pci;
%Pho=Phi;
%mass velocity hot stream
Gh_ch=mh_ch/Ach;
%mass velocity cold stream
Gc_ch=mc_ch/Ach;
```

```

hhi=CoolProp.PropsSI('H','P',Phi,'T',Thi,Fluidh);
hci=CoolProp.PropsSI('H','P',Pci,'T',Tci,Fluidc);

% guess for exit enthalpy
hco=CoolProp.PropsSI('H','P',Pci,'T',Tci+50,Fluidc);

% -----
% -----
count=0;
for j=1:1000
Tco=CoolProp.PropsSI('T','P',Pci,'H',hco,Fluidc);
%από ισολογισμό ενέργειας
hho=hhi-mc/mh*(hco-hci);
Tho=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hho,Fluidh);
DT_lm=(Thi-Tco-Tho+Tci)/log((Thi-Tco)/(Tho-Tci));
T_meanhs=(Thi+Tho)/2;
T_meancs=(Tco+Tci)/2;
T_meanplate=(T_meanhs+T_meancs)/2;
T_phs=(T_meanplate+T_meanhs)/2;
T_pcs=(T_meanplate+T_meancs)/2;

%υπολογισμός συντελεστή μφ θερμότητας θερμού ρεύματος (μονοφασική
ροή)
%Reynolds hot
Re_h=Gh_ch*Dh/(CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh));
%Prandtl hot
Pr_h=CoolProp.PropsSI('Prandtl','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh);
if Re_h<2000
ex1=597/Re_h+3.85;
ex0=64/Re_h;
else
ex1=39/(Re_h^0.289);
ex0=(1.8*log10(Re_h)-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor
ex=(cos(betar)/sqrt(0.18*tan(betar)+0.36*sin(betar)+ex0/cos(betar)))+(1-
cos(betar))/sqrt(ex1))^(-2);
%Nusselt hot
Nu_h=0.122*(Pr_h^(1/3))*((CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Phi,'T',T_meanhs,
Fluidh)/CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Phi,'T',T_phs,Fluidh))^(1/6))*((ex*(Re_
h^2)*sin(2*phi_plate))^0.374);
%hot stream heat transfer coefficient
a_h=Nu_h*CoolProp.PropsSI('L','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh)/Dh;

%υπολογισμός συντελεστή μφ θερμότητας ψυχρού ρεύματος (μονοφασική
ροή)
%Reynolds cold
Re_c=Gc_ch*Dh/(CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc));

```

```

%Prandtl cold
Pr_c=CoolProp.PropsSI('Prandtl','P',Pci,'T',T_means,Fluidc);
if Re_c<2000
    ex1=597/Re_c+3.85;
    ex0=64/Re_c;
else
    ex1=39/(Re_c^0.289);
    ex0=(1.8*log10(Re_c)-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor
ex=(cos(betar)/sqrt(0.18*tan(betar)+0.36*sin(betar)+ex0/cos(betar)))+(1-
cos(betar))/sqrt(ex1))^(-2);
%Nusselt cold
Nu_c=0.122*(Pr_c^(1/3))*((CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Pci,'T',T_means,
Fluidc)/CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Pci,'T',T_pcs,Fluidc))^(1/6))*((ex*(Re_
c^2)*sin(2*phi_plate))^0.374);
%cold stream heat transfer coefficient
a_c=Nu_c*CoolProp.PropsSI('L','P',Pci,'T',T_means,Fluidc)/Dh;

%overall heat transfer coefficient
U=(1/a_c+1/a_h+t/k_w+0.000025)^(-1);

%theoretical Q,A
Q=mc*(hco-hci);
A_new=Q/(U*DT_lm);
count=count+1;

if (A-A_new)>0.05

    hco=hco+100;

elseif (A-A_new)<-0.05

    hco=hco-100;
else
    Qhex=Q;
    %disp(['output power ',num2str(Q/1000),'kW'])
    %disp(['output temperature ',num2str(Tco-273.15)])
    break
end
end

%Calculation of pressure drop
[Pco,Pho]=pressure_drop_ev(hho,hco,Fluidh,Fluidc,Thi,Gc_ch,Pci,Tci,Dh,La
mda,betar,Lv,Gh_ch,Phi);
end

```

Ακόμη παρουσιάζεται και ο κώδικας που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στον ατμοποιητή και για τις 2 πλευρές (εργαζόμενο μέσο και ζεστό νερό κινητήρα).

```
function [ Pco,Pho ] = pressure_drop_ev(hho,hco,Fluidh,Fluidc,Thi,Gc_ch,Pci,
Tci,Dh,Lamda,betar,Lv,Gh_ch,Phi )
```

```
%Calculation of pressure drop
```

```
Tho=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hho,Fluidh);
```

```
Tco=CoolProp.PropsSI('T','P',Pci,'H',hco,Fluidc);
```

```
T_meanhs=(Thi+Tho)/2;
```

```
T_meancs=(Tci+Tco)/2;
```

```
%mean Reynolds cold
```

```
Re_c=Gc_ch*Dh/(CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc));
```

```
if Re_c<2000
```

```
ex1=597/Re_c+3.85;
```

```
ex0=64/Re_c;
```

```
else
```

```
ex1=39/(Re_c^0.289);
```

```
ex0=(1.8*log10(Re_c)-1.5)^(-2);
```

```
end
```

```
% Darcy friction coefficient factor
```

```
ex=(cos(betar)/sqrt(0.18*tan(betar)+0.36*sin(betar)+ex0/cos(betar)))+(1-  
cos(betar))/sqrt(ex1))^(-2);
```

```
% fluid velocity
```

```
v_c=Gc_ch/CoolProp.PropsSI('D','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc);
```

```
%pressure drop in hot stream
```

```
Dp_c=ex*Lv/Dh*CoolProp.PropsSI('D','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc)*(v_c^2)/2;
```

```
Pco=Pci-Dp_c;
```

```
%mean Reynolds hot
```

```
Re_h=Gh_ch*Dh/(CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh));
```

```
if Re_h<2000
```

```
ex1=597/Re_h+3.85;
```

```
ex0=64/Re_h;
```

```
else
```

```
ex1=39/(Re_h^0.289);
```

```
ex0=(1.8*log10(Re_h)-1.5)^(-2);
```

```
end
```

```
% Darcy friction coefficient factor
```

```
ex=(cos(betar)/sqrt(0.18*tan(betar)+0.36*sin(betar)+ex0/cos(betar)))+(1-  
cos(betar))/sqrt(ex1))^(-2);
```

```
% fluid velocity
```

```
v_h=Gh_ch/CoolProp.PropsSI('D','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh);
```

```
%pressure drop in hot stream
```

```
Dp_h=ex*Lv/Dh*CoolProp.PropsSI('D','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh)*(v_h^2)/2;
```

```
Pho=Phi-Dp_h;
```

```
end
```

A.4 Κώδικας υπολογισμού εκτονωτή

Ο κώδικας που ακολουθεί αποτελεί συνάρτηση, η οποία καλείται στο κυρίως πρόγραμμα την **ενότητας Α.1**.

```
function [n_is,W_sh,P_ex2,T_ex2,N_exp,T_ex,q_ex]=expander_model(P_su,
T_su,M_dot,P_ex,fluid,T_amb)
```

```
%Parameters
```

```
d_su=0.005;
AU_sun=20.7;
AU_exn=34.5;
M_dot_n=0.12;
A_leak=0.000001825;
T_loss=0.3;
AU_amb=8.26;
```

```
%Supply Fluid Conditions
```

```
T_sat_su=CoolProp.PropsSI('T','P',P_su,'Q',1,fluid);
DT_oh_su=T_su-T_sat_su;
r_p=P_su/P_ex;
h_su=CoolProp.PropsSI('H','P',P_su,'T',T_su,fluid);
s_su=CoolProp.PropsSI('S','P',P_su,'T',T_su,fluid);
v_su=CoolProp.PropsSI('D','P',P_su,'T',T_su,fluid)^(-1);
```

```
%Ιδιότητες expander
```

```
V_s_cp=100; %σε cm3
volume_ratio_in=2.45;
```

```
%Αρχική υπόθεση θερμοκρασίας τοιχώματος
```

```
T_wall=(T_su+T_amb)/2;
```

```
count=0;
```

```
for j=1:1000
```

```
%Supply Pressure Drop:Incompressible Fluid Hypothesis
```

```
[h_thr1,P_su1]=su_su1(d_su,v_su,M_dot,h_su,P_su);
```

```
%Supply Cooling Down (Ισόθλιπτη μεταβολή,su1-su2)
```

```
cp_su=CoolProp.PropsSI('C','P',P_su1,'T',T_su,fluid);
```

```
%ε-NTU method
```

```
[Q_su,T_su1,e_su]=su1_su2(AU_sun,M_dot,M_dot_n,cp_su,T_wall,T_su);
```

```
h_su1=CoolProp.PropsSI('H','P',P_su1,'T',T_su1,fluid);
```

```
v_su1=CoolProp.PropsSI('D','P',P_su1,'T',T_su1,fluid)^(-1);
```

```
s_su1=CoolProp.PropsSI('S','P',P_su1,'T',T_su1,fluid);
```

```
%Leakages
```

```
[M_dot_leak]=leakages(P_su1,h_su1,fluid,P_ex,s_su1,A_leak);
```



```

%Mass Flow
M_dot_in=M_dot-M_dot_leak;
N_exp=M_dot_in*(60*v_su1*volume_ratio_in)*1000000/V_s_cp;

%Isentropic Expansion up to the adapted pressure (su2-ad)
[P_ad,d_ad,v_ad]=su2_ad(v_su1,volume_ratio_in,P_ex,s_su1,fluid);
h_ad=CoolProp.PropsSI('H','P',P_ad,'S',s_su1,fluid);
w_exp1=h_su1-h_ad;

%Αδιαβατική εκτόνωση (ad-ex) Υπό σταθερό όγκο μηχανής
w_exp2=v_ad*(P_ad-P_ex);
w_inexp=w_exp1+w_exp2;
h_ex=h_su1-w_inexp;
T_ex=CoolProp.PropsSI('T','P',P_ex,'H',h_ex,fluid);
s_ex=CoolProp.PropsSI('S','P',P_ex,'H',h_ex,fluid);

%Adiabatic Mixing With Leakages
h_ex1=(M_dot_leak*h_su1+M_dot_in*h_ex)/(M_dot_leak+M_dot_in);
P_ex1=P_ex;
T_ex1=CoolProp.PropsSI('T','P',P_ex1,'H',h_ex1,fluid);
s_ex1=CoolProp.PropsSI('S','P',P_ex1,'H',h_ex1,fluid);

%Exhaust Heating Up
cp_ex=CoolProp.PropsSI('C','P',P_ex1,'H',h_ex1,fluid);

%ε-NTU method (ex1-ex2)
[Q_ex,T_ex2,e_ex]=ex1_ex2(AU_exn,M_dot,M_dot_n,cp_ex,T_wall,T_ex1);

%Heat Balance
Q_amb=AU_amb*(T_wall-T_amb);
W_loss=(2*pi*N_exp*T_loss)/60;

M_dotnew=(Q_amb-W_loss)/(cp_ex*(T_ex1-T_ex2)+cp_su*(T_su-T_su1));

if abs(M_dot-M_dotnew)<0.0001
    break
else
    count=count+1;

T_wall=(W_loss+(e_ex*M_dot*cp_ex*T_ex1+e_su*M_dot*cp_su*T_su+AU_amb*T_amb))/(e_ex*M_dot*cp_ex+e_su*M_dot*cp_su+AU_amb);
end

end

P_ex2=P_ex;
h_ex2=CoolProp.PropsSI('H','P',P_ex2,'T',T_ex2,fluid);
v_ex2=CoolProp.PropsSI('D','P',P_ex2,'T',T_ex2,fluid)^(-1);
s_ex2=CoolProp.PropsSI('S','P',P_ex2,'T',T_ex2,fluid);

```

```

%Calculation of quality in exit point (Q_ex)
q_ex=CoolProp.PropsSI('Q','P',P_ex,'H',h_ex,fluid);

%Συναλλαγή έργων (σε Watt)

%Εισαγωγή του αερίου στον θάλαμο (suction)
W_suc=P_su1*(V_s_cp/volume_ratio_in)*(N_exp/60)/1000000;

%Εξαγωγή του αερίου από τον θάλαμο
W_dis=-
(volume_ratio_in*P_ex2*(V_s_cp/volume_ratio_in)*(N_exp/60))/1000000;

%Εσωτερική ισχύς του εκτονωτή
W_in=M_dot_in*((h_su1-h_ad)-(v_su1*P_su1-v_ad*P_ad))+W_suc+W_dis;
%Τελική παραγόμενη ισχύς του expander
W_sh=W_in-W_loss;

%Efficiency rates
h_ex_is=CoolProp.PropsSI('H','P',P_ex,'S',s_su,fluid);
%Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης
n_is=W_sh/((M_dot_in+M_dot_leak)*(h_su-h_ex_is));
%Βαθμός πλήρωσης
z=((M_dot_in+M_dot_leak)*v_su)/(N_exp*V_s_cp/(1000000*60));
%Μηχανικός βαθμός απόδοσης
n_m=W_sh/W_in;
end

```

Επίσης στο παραπάνω πρόγραμμα γίνονται κλήσεις υποπρογραμμάτων τα οποία παρουσιάζονται στην συνέχεια.

i. Αδιαβατική πτώση πίεσης

```
function [h_thr1,P_su1] = su_su1(d_su,v_su,M_dot,h_su,P_su)
```

```
%Supply Pressure Drop:Incompressible Fluid Hypothesis
```

```

A_su=pi*(d_su^2)/4;
V_dot_su1=M_dot*v_su;
C_su1=V_dot_su1/A_su;
h_thr1=h_su-(C_su1^2)/2;
Dp_su=(C_su1^2)/(2*v_su);
P_su1=P_su-Dp_su;

```

```
end
```

ii. Ισοβαρής ψύξη

```
function [ Q_su,T_su1,e_su ] =
su1_su2(AU_sun,M_dot,M_dot_n,cp_su,T_wall,T_su)
```

```

%Supply Cooling Down (Ισόθλιπτη μεταβολή,su1-su2)
%ε-NTU method
AU_su=AU_sun*(M_dot/M_dot_n)^0;6;
e_su=1-exp(-AU_su/(M_dot*cp_su));
Q_su=e_su*M_dot*cp_su*(T_su-T_wall);
T_su1=T_su-(Q_su/(M_dot*cp_su));

end

```

iii. Εσωτερικές διαρροές

```

function [ M_dot_leak ] = leakages(P_su1,h_su1,fluid,P_ex,s_su1,A_leak)

%leakages
cp_su1=CoolProp.PropsSI('C','P',P_su1,'H',h_su1,fluid);
cv_su1=CoolProp.PropsSI('Cvmass','P',P_su1,'H',h_su1,fluid);
gamma=cp_su1/cv_su1;
P_crit=P_su1*(2/(gamma+1))^(gamma/(gamma-1));
P_thr=max(P_crit,P_ex);
h_thr=CoolProp.PropsSI('H','P',P_thr,'S',s_su1,fluid);
v_thr=CoolProp.PropsSI('D','P',P_thr,'H',h_thr,fluid)^(-1);
C_thr=sqrt(2*(h_su1-h_thr));

M_dot_leak=A_leak*(C_thr/v_thr);

end

```

iv. Ισηντροπική εκτόνωση στην πίεση P_{ad} , που ορίζεται από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης της μηχανής

```

function [P_ad,d_ad,v_ad] = su2_ad(v_su1,volume_ratio_in,P_ex,s_su1,fluid)

%Isentropic Expansion (su2-ad)
v_ad=v_su1*volume_ratio_in;
d_ad=v_ad^(-1);
P_ad=P_ex;
count=0;
for k=1:100000
    d_adnew=CoolProp.PropsSI('D','P',P_ad,'S',s_su1,fluid);
    if (d_ad-d_adnew)>0.5
        P_ad=P_ad+10000;
        count=count+1;
    elseif (d_ad-d_adnew)<-0.5
        P_ad=P_ad-10000;
        count=count+1;
    else
        break
    end
end
end

```

end

v. **Ισοβαρής ψύξη ή θέρμανση**

```
function [Q_ex,T_ex2,e_ex]
=ex1_ex2(AU_exn,M_dot,M_dot_n,cp_ex,T_wall,T_ex1)
```

```
%Incompressible cooling
%ε-NTU method
AU_ex=AU_exn*(M_dot/M_dot_n)^0.6;
e_ex=1-exp(-AU_ex/(M_dot*cp_ex));
Q_ex=e_ex*M_dot*cp_ex*(T_ex1-T_wall);
T_ex2=T_ex1-(Q_ex/(M_dot*cp_ex));
```

end

A.5 Κώδικας υπολογισμού συμπυκνωτή

Ο κώδικας που ακολουθεί αποτελεί συνάρτηση, η οποία καλείται στο κυρίως πρόγραμμα την **ενότητα A.1**.

```
function[Qhex,Pho,Tho,Pco,Tco,DT_lm,U]=condenser_model(Fluidh,Thi,Phi,
mh,Fluidc,Tci,Pci,mc)
```

```
hhi=CoolProp.PropsSI('H','P',Phi,'T',Thi,Fluidh);
hci=CoolProp.PropsSI('H','P',Pci,'T',Tci,Fluidc);
```

```
%horizontal port distance=Lh
%vertical port distance=Lv
Lh=0.050;
Lv=0.466;
% epifaneia atmopoihth se m^2
A=3.571;
%Dp port diameter
Dp=0.023;
%thermal conductivity of the plate material (SS316)
k_w=16.5;
% corrugation pitch
Lamda=0.005;
%enlargement factor
phi_plate=1.125;
%number of passes
Np=1;
%plate thickness
t=0.8*(10^(-3));
%chevron angle
beta=60;
betar=pi/3;
```

```

% number of plates
Nt=60;
%effective number of plates
Ne=Nt-2;
%plate pitch
pitch=2*(10^(-3));
%mean channel flow gap
b=pitch-t;
%compressed plate pack length
Le=pitch*Nt;
%plate width inside gasket
Lw=Lh+Dp;
%one channel flow area
Ach=b*Lw;
%υδραυλική διάμετρος
Dh=2*b/phi_plate;
%number of channels per pass
Ncp=(Nt-1)/(2*Np);

%mass flow per channel hot stream
mh_ch=mh/Ncp;
%mass flow per channel cold stream
mc_ch=mc/Ncp;
% αρχικά υποθέτουμε ότι δεν υπάρχει πτώση πίεσης
%Pco=Pci;
%Pho=Phi;
%mass velocity hot stream
Gh_ch=mh_ch/Ach;
%mass velocity cold stream
Gc_ch=mc_ch/Ach;

% guess for exit temperature
hco=CoolProp.PropsSI('H','P',Pci,'T',Tci+11,Fluidc);
count=0;
% -----
% -----
for j=1:1000
    count=count+1;
    Tco=CoolProp.PropsSI('T','P',Pci,'H',hco,Fluidc);
    %από ισολογισμό ενέργειας
    hho=hhi-(mc/mh)*(hco-hci);
    Tho=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hho,Fluidh);
    DT_lm=(Thi-Tco-Tho+Tci)/log((Thi-Tco)/(Tho-Tci));
    T_meanhs=(Thi+Tho)/2;
    T_meancs=(Tco+Tci)/2;
    T_meanplate=(T_meanhs+T_meancs)/2;
    T_phs=(T_meanplate+T_meanhs)/2;
    T_pcs=(T_meanplate+T_meancs)/2;

```

```

%υπολογισμός συντελεστή μτφ θερμότητας θερμού ρεύματος (μονοφασική
ροή)
%Reynolds hot
Re_h=Gh_ch*Dh/(CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh));
%Prandtl hot
Pr_h=CoolProp.PropsSI('Prandtl','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh);
if Re_h<2000
    ex1=597/Re_h+3.85;
    ex0=64/Re_h;
else
    ex1=39/(Re_h^0.289);
    ex0=(1.8*log10(Re_h)-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor
ex=(cos(betar)/sqrt(0.18*tan(betar)+0.36*sin(betar)+ex0/cos(betar)))+(1-
cos(betar))/sqrt(ex1))^(-2);
%Nusselt hot
Nu_h=0.122*(Pr_h^(1/3))*((CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Phi,'T',T_meanhs,
Fluidh)/CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Phi,'T',T_phs,Fluidh))^(1/6))*((ex*(Re_
h^2)*sin(2*phi_plate))^0.374);
%hot stream heat transfer coefficient
a_h=Nu_h*CoolProp.PropsSI('L','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh)/Dh;

%υπολογισμός συντελεστή μτφ θερμότητας ψυχρού ρεύματος (μονοφασική
ροή)
%Reynolds cold
Re_c=Gc_ch*Dh/(CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc));
%Prandtl cold
Pr_c=CoolProp.PropsSI('Prandtl','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc);
if Re_c<2000
    ex1=597/Re_c+3.85;
    ex0=64/Re_c;
else
    ex1=39/(Re_c^0.289);
    ex0=(1.8*log10(Re_c)-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor
ex=(cos(betar)/sqrt(0.18*tan(betar)+0.36*sin(betar)+ex0/cos(betar)))+(1-
cos(betar))/sqrt(ex1))^(-2);
%Nusselt cold
Nu_c=0.122*(Pr_c^(1/3))*((CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Pci,'T',T_meancs,
Fluidc)/CoolProp.PropsSI('viscosity','P',Pci,'T',T_pcs,Fluidc))^(1/6))*((ex*(Re_
c^2)*sin(2*phi_plate))^0.374);

%cold stream heat transfer coefficient
a_c=Nu_c*CoolProp.PropsSI('L','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc)/Dh;

%overall heat transfer coefficient
U=(1/a_c+1/a_h+t/k_w+0.000025)^(-1);

```

```

%theoretical Q,A
Q=mc*(hco-hci);
A_new=Q/(U*DT_lm);

if (A-A_new)>0.1

    hco=hco+400;

elseif (A-A_new)<-0.1

    hco=hco-400;
else
    Qhex=Q;
    %disp(['output power ',num2str(Q/1000),'kW'])
    %disp(['output temperature ',num2str(Tho-273.15)])
    break
end
end

%Calculation of pressure drop
[Pho,Pco]=pressure_drop_cd(Phi,hho,Pci,hco,Fluidh,Fluidc,Tci,Dh,Gh_ch,Lamda,betar,Lv,Gc_ch,Thi);

end

```

Ακόμη παρουσιάζεται και ο κώδικας που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στον συμπυκνωτή και για τις 2 πλευρές (εργαζόμενο μέσο και νερό ψύξης).

```

function[Pho,Pco]=pressure_drop_cd(Phi,hho,Pci,hco,Fluidh,Fluidc,Tci,Dh,Gh_ch,Lamda,betar,Lv,Gc_ch,Thi )

%pressure drop
Tho=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hho,Fluidh);
Tco=CoolProp.PropsSI('T','P',Pci,'H',hco,Fluidc);
T_meancs=(Tco+Tci)/2;
T_meanhs=(Tho+Thi)/2;

%mean Reynolds hot equivalent
Re_h=Gh_ch*Dh/(CoolProp.PropsSI('V','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh));
if Re_h<2000
    ex1=597/Re_h+3.85;
    ex0=64/Re_h;
else
    ex1=39/(Re_h^0.289);
    ex0=(1.8*log10(Re_h)-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor
ex=(cos(betar)/sqrt(0.18*tan(betar)+0.36*sin(betar)+ex0/cos(betar)))+(1-cos(betar))/sqrt(ex1)^(-2);
% fluid velocity

```

```
v_h=Gh_ch/CoolProp.PropsSI('D','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh);

%pressure drop in hot stream
Dp_h=ex*Lv/Dh*CoolProp.PropsSI('D','P',Phi,'T',T_meanhs,Fluidh)*(v_h^2)/2;
Pho=Phi-Dp_h;

%mean Reynolds cold
Re_c=Gc_ch*Dh/(CoolProp.PropsSI('V','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc));
if Re_c<2000
ex1=597/Re_c+3.85;
ex0=64/Re_c;
else
ex1=39/(Re_c^0.289);
ex0=(1.8*log10(Re_c)-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor
ex=(cos(betar)/sqrt(0.18*tan(betar)+0.36*sin(betar)+ex0/cos(betar)))+(1-
cos(betar))/sqrt(ex1))^(-2);
% fluid velocity
v_c=Gc_ch/CoolProp.PropsSI('D','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc);

%pressure drop in cold stream
Dp_c=ex*Lv/Dh*CoolProp.PropsSI('D','P',Pci,'T',T_meancs,Fluidc)*(v_c^2)/2;
Pco=Pci-Dp_c;

end
```


Βιβλιογραφία

Βιβλιογραφία

- [1]. S. Quoilin (2007) *Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration*, Thermodynamics laboratory, University of Liege, Belgium
- [2]. Τ. Ρουμπεδάκης (2014) *Μελέτη της λειτουργίας και σχεδιασμός συστήματος τριπαραγωγής μικρής κλίμακας με χρήση υπερκρίσιμου κύκλου ORC*, Διπλωματική εργασία ΕΜΠ, Αθήνα, σελ.1-2.
- [3]. <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter12/chapter12.html>
- [4]. Κύκλος Rankine. Διαθέσιμος από:
<http://sounak4u.weebly.com/vapour--combined-power-cycle.html>
- [5]. R. Bini, M. Di Prima and A. Guercio (2010) *Organic Rankine cycle (ORC) in biomass plants: An overview on different applications*, Turboden Srl, Italy.
Διαθέσιμο από:
http://www.turboden.eu/it/public/downloads/10A02943_paper_marco.pdf
- [6]. S. Karellas, A. Schuster, A. Leontaritis (2012) *Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design*, Applied Thermal Engineering, Pages 70–76, Volumes 33–34.
- [7]. J. Bao and L. Zhao (2013) *A review of working fluid and expander selections for Organic Rankine Cycle*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Pages 325-342, Volume 24.
- [8]. G. Qiu (2012) *Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC*, Renewable Energy, Pages 565-570, Volume 48.
- [9]. A. Lakew and O. Bolland (2010) *Working fluids for low-temperature heat source*, Applied Thermal Engineering, Pages 1262-1268, Volume 30.
- [10]. T. Guo, H. Wang and S. Zhang (2011) *Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources*, Energy, Pages 2639-2649, Volume 36.
- [11]. H. Chen, D. Goswami and E. Stefanakos (2010) *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Pages 3059-3067, Volume 14.
- [12]. B. Liu, K. Chien and C. Wang (2004) *Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery*, Energy, Pages 1207-1217, Volume 29.
- [13]. F. Heberle and D. Brüggemann (2010) *Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation*, Applied Thermal Engineering, Pages 1326-1332, Volume 30.

- [14]. S. Quoilin (2011) *Sustainable Energy Conversion Through the use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*, Energy systems research unit, Liège.
- [15]. Γ. Μουρατίδης (2014) *Μοντελοποίηση και διερεύνηση εκτονωτών θετικής εκτόπισης σε συστήματα ORC*, Διπλωματική εργασία ΕΜΠ ,Αθήνα, σελ.11-12.
- [16]. http://www.cres.gr/energy_saving/Ktiria/ee_anaktisi_thermotitas.htm
- [17]. P. Bundela and V. Chawla (2010) *Sustainable development through waste heat recovery*, American Journal of Environmental Sciences, Pages 83–89, Volume 6.
- [18]. O. Bailey and E. Worrell (2005) *Clean energy technologies: a preliminary inventory of the potential for electricity generation*, Energy analysis department, California.
- [19]. <http://www.exergy-ORC.com/applications/heat-recovery-from-industrial-process>
- [20]. T. Engin and V. Ari (2005) *Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems- a case study*, Energy Conversion and Management, Pages 551-562, Volume 46.
- [21]. R. El Chammas and D. Clodic (2005) *Combined cycle for hybrid vehicles*, SAE Technical Paper.
- [22]. PS Patel and EF Doyle (1976) *Compounding the truck diesel engine with an Organic Rankine-Cycle system*, Society of Automotive Engineers, Page 12, Report Number SAE 760343.
- [23]. R. Freymann, W. Strobl and A. Obieglo (2008) *The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications*, Motortechnische Zeitschrift, Pages 20–27, Volume 69.
- [24]. N. Espinosa, L. Tilman, V. Lemort, S. Quoilin and B. Lombard (2010) *Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modeling*, Proceedings of SIA diesel international conference and exhibition.
- [25]. T. Endo, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki and T. Takahashi (2007) *Study on maximizing exergy in automotive engines*, SAE Technical Paper, <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-0257>.
- [26]. G. Jing, J. Fan (2010) *Review of energy utilization technology for marine diesel engine*, Diesel Engine, Pages 1-4, Volume 6.
- [27]. <http://www.mdpi.com/1996-1073/7/11/7794>

- [28]. MAN Diesel & Turbo, "V48/60CR Project Guide-Marine", Four-stroke diesel engines compliant with IMO Tier II, διαθέσιμο στην διεύθυνση:
<http://www.mandieselturbo.com/projectguidesengine/data/48-60CR%20IMO%20Tier%20II%20%E2%80%93%20Marine.pdf>
- [29]. D. Gewald (2013) *Waste heat recovery of stationary internal combustion engines for power generation*, Technical University of Munich.
- [30]. Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering CO. LTD., *Heat Balance for Cooling Water System*, Cape size Double Hull Bulk Carrier.
- [31]. Σ. Σπυρίδων (2013) *Οικονομοτεχνική και περιβαλλοντική μελέτη ανάκτησης θερμότητας με εφαρμογή στα εμπορικά πλοία*, Διπλωματική εργασία ΕΜΠ, Αθήνα.
- [32]. Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering CO. LTD., *Steam Consumption Calculation*, Cape size Double Hull Bulk Carrier.
- [33]. V. Maizza and A. Maizza (2001) *Unconventional working fluids in Organic Rankine cycles for waste energy recovery systems*, Applied Thermal Engineering, Pages 381-390, Volume 21.
- [34]. S. Quoilin and V. Lemort (2009) *Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle systems*, European Conference on Economics and Management of Energy in Industry.
- [35]. B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland and J. Fischer (2007) *Working fluids for low temperature organic Rankine cycles*, Energy, Pages 1210-1221, Volume 32.
- [36]. A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras and H. Spliethoff (2009) *Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications*, Applied Thermal Engineering, Pages 1809-1817, Volume 29.
- [37]. Y. Chen, N. Halm, E. Groll and J. Braun (2002) *Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling*, International Journal of Refrigeration, Pages 731-750, Volume 25.
- [38]. <http://bestprocessequipment.com/ohio-medical-oiless-scroll-air-compressors.php>
- [39]. <http://homeairconditioner.ca/tag/scroll-compressor/>
- [40]. P. Platell (1993) *Displacement expanders for small scale cogeneration*, Licentiate thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm.
- [41]. T. Hung, T. Shai, S. Wang (1996) *A review of organic Rankine cycles for the recovery of low grade waste heat*, Kaohsiung Polytechnic Institute, Taiwan.

- [42]. R. Zanelli and D. Favrat (1994) *Experimental investigation of a hermetic scroll expander generator*, Swiss Federal Institute of Technology, Lausanne.
- [43]. J. Persson (1994) *Screw expanders for small scale cogeneration*, VDI Berichte, Dusseldorf.
- [44]. http://nuclearpowertraining.tpub.com/h1018v1/css/h1018v1_121.htm
- [45]. Ξ. Κακάτσιος (2006) *Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης*, Εκδόσεις Συμewών, Αθήνα, σελ. 381-382.
- [46]. T. Kuppan (2000) *Heat exchanger design handbook*, Marcel Dekker Inc, New York, Pages 347-351.
- [47]. <http://www.jiawei-phe.com/Gasket-Plate-Heat-Exchanger.html>
- [48]. http://www.ari.org/App_Content/ahri/files/standards%20pdfs/ANSI%20standards%20pdfs/ANSI.AHRI%20495-2005-.pdf
- [49]. <http://www.herculesvanbodies.com/Refrigeration-Mannual.pdf>
- [50]. <http://www.dryall.net/lrr.html>
- [51]. http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/AlcoLiterature/EN_ADK__35075.pdf
- [52]. A. Landelle, N. Tauveron, P. Haberschill, R. Revellin and S. Colasson (2015) *Study of reciprocating pump for supercritical ORC at full and part load operation*, University of Liège and Ghent University.
- [53]. https://www.che.utah.edu/department_equipment/Projects_Lab/M_Ultrafiltration/MAN_Pump_Wanner_D10-G10.pdf
- [54]. A. De Almeida, H. Falkner, J. Fong, K. Jugdoyal (2014) *Electric motors and drives*, (Final Report) for European Commission, Page 209.
- [55]. R. Kari (2009) *AC Drive comes with losses*, Technical Description, ABB.
- [56]. W. Deprez, J. Lemmens, D. Vanhooydonck, W. Symens, K. Stockman, S. Dereyne and J. Driesen (2010) *Iso efficiency contours as a concept to characterize variable speed drive efficiency*, 10th International Conference on Electrical Machines, Rome.
- [57]. Y. Li, M. Liu, J. Lau, B. Zhang (2015) *A novel method to determine the motor efficiency under variable speed operations and partial load conditions*, Applied Energy, Pages 234–240, Volume 144.
- [58]. https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.0/en-us/help/cfx_mod/CDDBDFHF.html
- [59]. S. Kakac and H. Liu (2002) *Heat Exchangers: Selection Ratings and Thermal Design*, 2nd edition, CRC Press, Miami, Pages 373-408.

- [60]. http://www.scielo.br/scielo.php?pid=S0104-66322010000400008&script=sci_arttext
- [61]. P. Walraven, B. Laenen, W. D'haeseleer (2013) *Optimum Configuration of Plate-Heat Exchangers for the Use in ORCs for Low Temperature Geothermal Heat Sources*, KU Leuven.
- [62]. H. Martin (1996) *A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers*, Chemical Engineering and Processing, Pages 301-310, Volume 35.
- [63]. V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas and J. Lebrun (2009) *Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle*, Thermodynamics laboratory, University of Liege, Belgium
- [64]. E. Winandya, C. Saavedra and J. Lebrunb (2002) *Experimental analysis and simplified modeling of a hermetic scroll refrigeration compressor*, Applied Thermal Engineering, Pages 107-120, Volume 22.
- [65]. J. Bourdhouxhe, M. Grodent and J. Lebrun (1999) *HVAC1TOOLKIT: "A toolkit for primary HVAC system energy calculation"*, ISBN 1-883413-73-7 ASHRAE.
- [66]. Σ. Τσαγγάρης (2009) *Μηχανική των Ρευστών*, Αθήνα, Εκδόσεις Συμewών.
- [67]. Ξ. Κακάτσιος (2006) *Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης*, Αθήνα, Εκδόσεις Συμewών.
- [68]. Y. Zhu, L. Jiang, V. Jin and L. Yu (2014) *Impact of built-in and actual expansion ratio difference of expander on ORC system performance*, Institute of Thermal Energy Engineering, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China.
- [69]. W. Black and J. Hartley (2010) *Εφαρμοσμένη Θερμοδυναμική*, Αθήνα Εκδόσεις ίων.
- [70]. V. Lemort, L. Guillaumea, A. Legrosa, S. Declayea and S. Quoilin (2013) *A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale*, Thermodynamics Laboratory, University of Liège, Belgium.