



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

***ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΚΑΙ ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ
ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΟΝ ΑΥΤΟΜΑΤΟ
ΕΛΕΓΧΟ ΜΟΝΑΔΑΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ
ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ORC***

Του Φοιτητή

Βαρβαγιάννη Ευστράτιου

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Μάρτιος 2017

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή μου κ. Καρέλλα Σωτήριο για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα πολύ ενδιαφέρον θέμα, τόσο από τεχνικής όσο και από θεωρητικής πλευράς.

Επίσης, ευχαριστώ τους υποψήφιους διδάκτορες του Εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Ε.Μ.Π. Μπραϊμάκη Κώστα και Λεονταρίτη Άρη για τις χρήσιμες συμβουλές τους γύρω από τα διάφορα ζητήματα που σχετίζονται με την παρούσα εργασία.

Ιδιαίτερα ευχαριστώ τον υποψήφιο διδάκτορα του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Ε.Μ.Π κ. Πάλλη Πλάτωνα, ο οποίος αφιέρωσε πολύ χρόνο, παρά το περιορισμένο του πρόγραμμα, για την εκπόνηση αυτής της εργασίας. Παράλληλα διαδραμάτισε σημαντικό ρόλο κατά την διενέργεια των πειραμάτων και έδωσε ουσιαστικές κατευθύνσεις για την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς μου καθώς και τον στενό οικογενειακό μου κύκλο, οι οποίοι μου εμφύσησαν την αγάπη για τον επιστημονικό τρόπο σκέψης.

Περίληψη

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Περίληψη

Η συγκεκριμένη εργασία πραγματεύεται την θεωρητική και την πειραματική διερεύνησης μίας εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας ORC από το νερό ψύξης της κύριας μηχανής ενός πλοίου, με σκοπό την κατάστροψη μίας στρατηγικής ελέγχου της λειτουργίας της. Η εγκατάσταση αυτή αποτελεί μία πειραματική διάταξη που έχει μελετηθεί και κατασκευασθεί από το Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Ε.Μ.Π.

Η θεωρητική διερεύνηση βασίστηκε στην ανάπτυξη αναλυτικό-εμπειρικών μοντέλων μόνιμης κατάστασης, τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για την πρόβλεψη της συμπεριφοράς της εγκατάστασης σε σημεία διαφορετικά του ονομαστικού. Η πειραματική διερεύνηση επέτρεψε τον χαρακτηρισμό των συνιστωσών που δεν ήταν εύκολο να μοντελοποιηθούν ελλείψει πειραματικών δεδομένων (π.χ. εκτονωτές), ενώ επίσης είχε ως αποτέλεσμα την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων για την ασφαλή λειτουργία της εγκατάστασης. Τα συμπεράσματα που συλλέχθηκαν από τις δύο αυτές αναλύσεις οδήγησαν στην δημιουργία μίας στρατηγικής ελέγχου, η οποία πρόκειται να υλοποιηθεί από εξειδικευμένη εταιρεία αυτοματισμού με την χρήση προγραμματιζόμενων λογικών ελεγκτών (PLC).

Στην εισαγωγή αναλύεται το κίνητρο που οδηγεί στην εκμετάλλευση μέρους της θερμότητας που απορρίπτεται για την ψύξη της μηχανής ενός πλοίου. Επιπλέον αναφέρεται ο σκοπός και η μεθοδολογία της παρούσας εργασίας.

Στο επόμενο κεφάλαιο περιγράφονται συνοπτικά όλες οι συνιστώσες της εγκατάστασης καθώς και τα μετρητικά της, ενώ εξηγούνται σύντομα τα κριτήρια επιλογής τους.

Στο τρίτο κεφάλαιο αναπτύσσονται τα θεωρητικά μοντέλα μόνιμης κατάστασης κάθε συνιστώσας του κύκλου, καθώς και ο αλγόριθμος επίλυσης όλου του κύκλου.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρατίθενται όλα τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία των μετρήσεων κατά την διάρκεια των εργαστηριακών δοκιμών της εγκατάστασης. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στην ανάλυση της συμπεριφοράς των εκτονωτών και στα φαινόμενα που οδηγούν σε σπηλαίωση της αντλίας.

Στο πέμπτο κεφάλαιο εξετάζονται δύο πιθανά σενάρια: (α) η λειτουργία της εγκατάστασης στο εργαστήριο με έναν λέβητα φυσικού αερίου και (β) η λειτουργία σε πλοίο, με εκμετάλλευση της θερμότητας ψύξης της μηχανής. Από την ανάλυση αυτή προκύπτουν οι προτεινόμενες στρατηγικές ελέγχου της εγκατάστασης, προκειμένου να εξασφαλιστεί η αποδοτική αλλά και ασφαλής λειτουργία της για διαφορετικές θερμοκρασίες της πηγής θερμότητας.

Το έκτο κεφάλαιο περιέχει αναλυτικά την προτεινόμενη στρατηγική ελέγχου, ενώ δίνει πληροφορίες για το υλικό του συστήματος αυτοματισμού.

Στο τελευταίο κεφάλαιο εξάγονται τα τελικά συμπεράσματα και γίνονται προτάσεις για μελλοντική εργασία επί του θέματος.

Περίληψη

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Abstract

This thesis focuses on the theoretical and experimental investigation of a waste heat recovery ORC unit, which absorbs heat from the cooling water of the main engine of a ship, in order to devise a control strategy for its operation. The aforementioned unit is an experimental setup, which has been studied and constructed by the staff of Laboratory of Steam Engines and Boilers of National Technical University of Athens (N.T.U.A.).

The theoretical investigation is based on the development of analytical and empirical steady state models, which were used to estimate the behavior of the setup under variable conditions, different from the nominal ones. Moreover, the experimental investigation allowed the characterization of the cycle's components which are difficult to be modelled without any experimental data (e.g. the expanders). In addition, during the tests, useful observations were made to ensure the safe and smooth operation of the setup. Finally, the conclusions derived from these two studies led to the proposal of a control strategy, which is going to be implemented by professionals in industrial automation, using Programmable Logic Controllers (PLC).

The introduction reveals the motivation which leads to the recovery of the heat being wasted for the cooling of the main engine of a ship. Moreover, the goals and the methodology of this thesis are stated.

In the second chapter, all the components and the measuring instruments of the unit are briefly described, while effort is given on analyzing the criteria which led to the choice of every particular component.

In the third chapter, the theoretical off-design models of each component and the solving algorithm of the whole cycle are developed.

The fourth chapter contains the conclusions derived from measurements collected during the experimental tests of the unit. Emphasis is given on the characterization of the expanders and the investigation of the phenomena which are associated with the cavitation of the pump.

In the fifth chapter, two specific case studies are implemented, which focus on the operation of the setup in (a) the lab, using a natural gas boiler and (b) a ship, absorbing heat from the engine's cooling water circuit. This analysis allows the proposal of the control strategies that ensure the safe and efficient operation of the unit for different temperatures of the heat source.

The sixth chapter contains the analytical presentation of the proposed control strategy, while information about the automation hardware is also provided.

In the final chapter, general conclusions are derived and proposals for future work on this specific topic are made.

Abstract

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Περιεχόμενα

Περίληψη	3
Abstract	5
Περιεχόμενα	7
Ονοματολογία	11
I. Εισαγωγή	13
II. Περιγραφή της εγκατάστασης.....	17
II.1 Μηχανολογικό μέρος	17
II.1.1 Περιγραφή κύκλου.....	17
II.1.2 Αντλία.....	19
II.1.3 Ατμοποιητής/Συμπυκνωτής.....	21
II.1.4 Εκτονωτής	23
II.1.4.1 Εκλογή τύπου εκτονωτή	23
II.1.4.2 Ελικοειδής εκτονωτής.....	26
II.1.4.3 Εκτονωτής της εγκατάστασης	27
II.1.5 Γεννήτριες	27
II.1.6 Τροφοδοτικό δοχείο	29
II.1.7 Εναλλάκτης υπόψυξης.....	29
II.1.8 Κύκλωμα ζεστού νερού.....	29
II.1.9 Κύκλωμα ψυχρού νερού.....	30
II.2 Ηλεκτρολογικό μέρος.....	31
II.2.1 Ρυθμιστές στροφών	31
II.2.2 PLC και λοιπός αυτοματισμός της εγκατάστασης	33
II.3 Μετρητικά όργανα	36
III. Θεωρητικά μοντέλα	39
III.1 Η κλάση ThermoState	39
III.2 Μοντέλο αντλίας.....	41
III.2.1 Μοντέλο κινητήρα	44
III.2.2 Σηλαιώση αντλίας.....	51
III.3 Μοντέλο ατμοποιητή	54
III.3.1 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά	54

Περιεχόμενα

III.3.2	Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας	56
III.3.3	Υπολογισμός συντελεστών μεταφοράς θερμότητας	60
III.4	Μοντέλο συμπυκνωτή	66
III.4.1	Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας	66
III.4.2	Υπολογισμός συντελεστών μεταφοράς θερμότητας	69
III.5	Μοντελοποίηση εκτονωτή	72
III.5.1	Γενικά	72
III.5.2	Υπολογισμός παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος.....	75
III.5.3	Υπολογισμός κατάστασης εξόδου από τον εκτονωτή.....	76
III.5.3.1	Υπολογισμός απωλειών επαγωγικής γεννήτριας.....	77
III.5.3.2	Υπολογισμός απωλειών θερμότητας	78
III.6	Μοντέλο θερμοδυναμικού κύκλου.....	82
IV.	Πειραματική διερεύνηση.....	87
IV.1	Ζητήματα σπηλαίωσης.....	87
IV.1.1	Προβλήματα εκκίνησης και αλλαγή εναλλάκτη υπόψυξης	87
IV.1.2	Προβλήματα κατά τη λειτουργία – Μεταβατικά φαινόμενα.....	94
IV.2	Πειραματική διερεύνηση του εκτονωτή.....	98
IV.3	Προσαρμογή του μοντέλου του εκτονωτή στα πειραματικά δεδομένα.....	110
IV.4	Πειραματική αξιολόγηση ενεργειακής απόδοσης αντλίας	116
IV.5	Μέτρηση απωλειών πίεσης στο κύκλωμα νερού των εναλλακτών	122
V.	Αποτελέσματα αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων.....	127
V.1	Προσδιορισμός του θεωρητικού σημείου σχεδιασμού	127
V.2	Ενεργειακή βελτιστοποίηση της εγκατάστασης για λειτουργία στο εργαστήριο.....	132
V.2.1	Προσδιορισμός ονομαστικού σημείου λειτουργίας	132
V.2.2	Ανάλυση εκτός ονομαστικού σημείου λειτουργίας	140
V.2.2.1	Περίπτωση μεταβλητών στροφών αντλίας.....	141
V.2.2.2	Περίπτωση μεταβλητής παροχής νερού	146
V.3	Λειτουργία της εγκατάστασης σε πλοίο	149
V.3.1	Χαρακτηριστικά του κυκλώματος ψύξης της μηχανής του πλοίου	149
V.3.2	Εύρεση ονομαστικού σημείου λειτουργίας	151
V.3.3	Ανάλυση εκτός ονομαστικού σημείου λειτουργίας	155
VI.	Σχεδιασμός συστήματος αυτοματισμού	161
VI.1	Το PLC ασφαλείας της εγκατάστασης.....	162

VI.2	Έλεγχος της κανονικής λειτουργίας της εγκατάστασης.....	164
VI.2.1	Στρατηγική ελέγχου	164
VI.2.2	Εκίνηση και παύση λειτουργίας της εγκατάστασης	168
VI.2.3	Λειτουργία σπηλαίωσης	171
VI.2.4	Λειτουργία αναμονής-Byrpass	172
VI.2.5	Λειτουργία λήθαργου	173
VI.3	Το PLC κανονικής λειτουργίας της εγκατάστασης.....	174
VII.	Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική εργασία	175
VIII.	Παράρτημα	179
VIII.1	Καταγραφή δεδομένων αναλυτών ενέργειας μέσω του πρωτοκόλλου Modbus	179
VIII.1.1	Επικοινωνία με τους αναλυτές	179
VIII.1.2	Γενικά για το πρωτόκολλο Modbus	181
VIII.1.3	Προγραμματισμός στο Labview	182
VIII.2	Θερμοκρασίες νερού θάλασσης για την Μεσόγειο	183
VIII.3	Εικόνες της εγκατάστασης.....	185
	Ευρετήριο εικόνων.....	197
	Ευρετήριο πινάκων	201
	Βιβλιογραφία	203

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Ονοματολογία

Σύμβολα φυσικών μεγεθών		Δείκτες/Εκθέτες	
η	Βαθμός απόδοσης	<i>th</i>	Θερμοδυναμικός
		<i>el</i>	Ηλεκτρικός
		<i>is</i>	Ισεντροπικός
		<i>mot/m</i>	Κινητήρα
		<i>gen</i>	Γεννήτριας
		<i>global</i>	Ολικός
		<i>pump/p</i>	Αντλίας
		<i>VFD</i>	Ρυθμιστή στροφών
p	Απόλυτη πίεση (bar)	<i>h</i>	Υψηλή/ατμοποίησης
		<i>l</i>	Χαμηλή/συμπύκνωσης
		<i>s</i>	Κορεσμού
M	Ροπή (kg/m ³)	-	-
f	Ηλεκτρική Συχνότητα (Hz)	-	-
W	Έργο/Ισχύς (kW)	<i>mech</i>	Μηχανικό
		<i>hyd</i>	Υδραυλικό
		<i>exp</i>	Εκτονωτή
P	Ηλεκτρική ισχύς (kW)	<i>el</i>	Ηλεκτρική (γενικά)
		<i>grid</i>	Απορροφούμενη από το ηλεκτρικό δίκτυο
		<i>g</i>	Γεννήτριας
		<i>p</i>	Αντλίας
		<i>net</i>	Καθαρή
m	Ροή μάζας (kg/s)	<i>h</i>	Θερού ρευστού (σε εναλλάκτη)
		<i>c</i>	Ψυχρού ρευστού (σε εναλλάκτη)
		<i>wf</i>	Εργαζόμενο μέσου
		<i>w</i>	Νερού
G_c	Ανηγμένη ροή μάζας σε πλακοειδή εναλλάκτη (kg/m ² s)	<i>h</i>	Θερού ρευστού (σε εναλλάκτη)
		<i>c</i>	Ψυχρού ρευστού (σε εναλλάκτη)
I	Ηλεκτρικό ρεύμα (A)	-	-
V	Ηλεκτρική τάση (V)	-	-
\dot{V}	Ροή όγκου (m ³ /s)	-	-
\dot{V}_s	Όγκος σάρωσης (m ³ /rev)	-	-
N	Μηχανικές στροφές (RPM)	<i>exp</i>	Εκτονωτή
		<i>p</i>	Αντλίας
s	Ολίσθηση ηλεκτρικής μηχανής	-	-
Re	Αδιάστατος αριθμός Reynolds	-	-
Pr	Αδιάστατος αριθμός Prandtl	-	-
Nu	Αδιάστατος αριθμός Nusselt	-	-
Ra	Αδιάστατος αριθμός Rayleigh	-	-
Gr	Αδιάστατος αριθμός Grashoff	-	-
Bo	Αδιάστατος αριθμός Boiling	-	-
ρ	Πυκνότητα (kg/m ³)	<i>G</i>	Κορεσμένου αερίου
		<i>L</i>	Κορεσμένου υγρού
μ	Δυναμική συνεκτικότητα (Pa s)	<i>G</i>	Κορεσμένου αερίου

Ονοματολογία

h	Ειδική ενθαλπία (kJ/kg)	L	Κορεσμένου υγρού
		"	Κορεσμένου αερίου
		'	Κορεσμένου υγρού
β	Συντελεστής διασταλτικότητας του όγκου (K^{-1})	-	-
U	Συντελεστής θερμικής διαπερατότητας (W/m^2K)	-	-
α	Συντελεστής συναγωγής (W/m^2K)	-	-
k	Θερμική αγωγιμότητα (W/mK)	-	-
H	Ύψος πίεσης (mΣΥ)	-	-
$NPSH$	Καθαρό ύψος αναρρόφησης αντλίας (mΣΥ)	α	Διαθέσιμο
		r	Κρίσιμο
Q	Θερμική ισχύς (kW)	-	-
q''	Ανηγμένη θερμική ισχύς (kW/m^2)	-	-
ff	Παράγοντας πλήρωσης εκτονωτή	-	-
T	Θερμοκρασία ($^{\circ}C$)	h	Θερμού ρευστού (σε εναλλάκτη)
		c	Ψυχρού ρευστού (σε εναλλάκτη)
		w	Νερού
r_p	Λόγος πίεσης	-	-
r_v	Λόγος όγκου	-	-
A	Επιφάνεια (m^2)	-	-
D_h	Υδραυλική διάμετρος (m)	-	-
L	Μήκος (m)	-	-

Γενικοί δείκτες επίσης είναι οι:

- in ή i Είσοδος
- out ή o Έξοδος
- out, is Έξοδος κατόπιν ισεντροπικής μεταβολής

I. Εισαγωγή

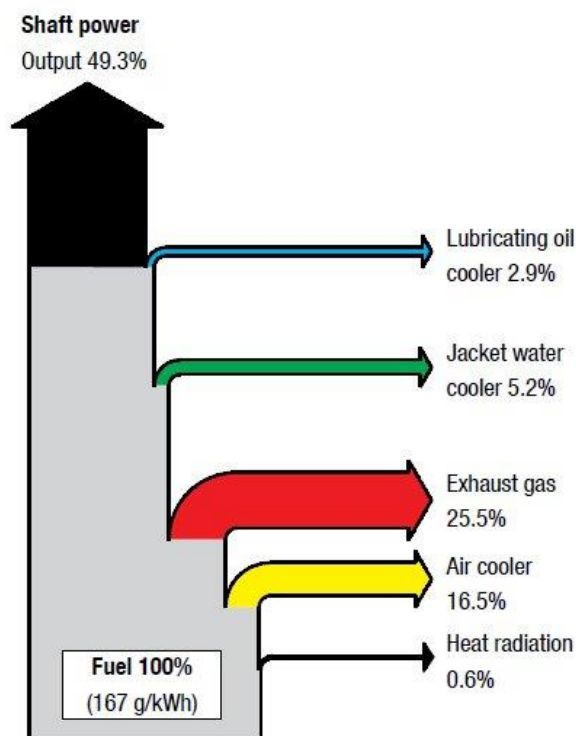
Ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα που απασχολούν τις σύγχρονες κοινωνίες είναι η παραγωγή και η διαχείριση της ενέργειας. Οι ενεργειακές ανάγκες στις αναπτυσσόμενες χώρες έχουν αυξηθεί ραγδαία από τα μέσα του προηγούμενου αιώνα, ειδικά όσον αφορά την οικιακή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας (φωτισμός, συσκευές), και τα μέσα μεταφοράς. Οι επιπτώσεις αυτού του φαινομένου είναι λίγο έως πολύ γνωστές: οι φυσικοί πόροι φαίνεται να εξαντλούνται χωρίς ακόμα η ενεργειακή ανάπτυξη να έχει επιτευχθεί σε ολόκληρο τον πλανήτη, οι εκπομπές ρύπων δημιουργούν σοβαρά προβλήματα τόσο στην υγεία των κατοίκων των πόλεων όσο και στο περιβάλλον, ενώ φαινόμενα όπως η υπερθέρμανση του πλανήτη και το φαινόμενο του θερμοκηπίου απασχολούν πολύ την διεθνή επιστημονική κοινότητα.

Έως σήμερα η παραγωγή ενέργειας βασίζεται κυρίως σε θερμοδυναμικές διαδικασίες έπειτα από την καύση κάποιου ορυκτού (πετρέλαιο, λιγνίτης κοκ), Οι διεργασίες αυτές όπως είναι γνωστό από τον δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο απαιτούν την απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον. Παράλληλα θερμότητα απορρίπτεται και από την καύση με την μορφή καυσαερίων, αποτρέποντας την πλήρη ενεργειακή αξιοποίηση των καυσίμων και οδηγώντας σε παραγωγή ενέργειας με χαμηλούς βαθμούς απόδοσης. Η διεθνής κοινότητα έχει στραφεί σε τρεις μεθόδους για την διαχείριση του ζητήματος. Πρώτον την παραγωγή ενέργειας εξολοκλήρου με ανανεώσιμες μεθόδους (π.χ. αιολική ή ηλιακή ενέργεια), δεύτερον την επιβολή περιορισμών στην κατανάλωση ενέργειας και την εκπομπή ρύπων με οικονομικές επιβαρύνσεις και νομικές επιπτώσεις και τέλος τη βελτίωση της ήδη υπάρχουσας τεχνολογίας ούτως ώστε να λειτουργεί όσο το δυνατόν πιο αποδοτικά.

Ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC) αποτελεί μια τεχνολογική λύση που μπορεί να εμπίπτει είτε στην πρώτη είτε στην τρίτη κατηγορία. Ουσιαστικά πρόκειται για έναν κλασικό κύκλο Rankine του οποίου το εργαζόμενο μέσο δεν είναι το νερό αλλά ένα οργανικό ρευστό (π.χ. R134a). Δεδομένου ότι, όπως ήδη γνωρίζουμε από την ευρεία εφαρμογή τους στους ψυκτικούς κύκλους, τα οργανικά μέσα είναι χημικές ενώσεις πτητικές, δηλαδή εμφανίζουν σημείο κορεσμού για πίεση ίση με την ατμοσφαιρική σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία (για το R134a λ.χ. είναι -26°C), γίνεται εφικτός ο σχεδιασμός ενός θερμοδυναμικού κύκλου που θα λειτουργεί αξιοποιώντας *θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας*. Κατ' αυτόν τον τρόπο είναι δυνατή είτε η εκμετάλλευση νέων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας για την ηλεκτροπαραγωγή, όπως η γεωθερμία, είτε η αύξηση της παραγωγής ενέργειας μίας συμβατικής εγκατάστασης ανακτώντας θερμότητα από τα καυσαέρια ή το νερό ψύξης.

Ο χώρος της ναυτιλίας αποτελεί μια ειδική περίπτωση του προαναφερθέντος ζητήματος. Ένα τυπικό πλοίο χρησιμοποιεί για την πρόωση και τις υπόλοιπες ενεργειακές του ανάγκες δίχρονες μηχανές Diesel, με βαθμούς απόδοσης στην καλύτερη περίπτωση της τάξης του 45%-53%[1], αν η μηχανή είναι σύγχρονης τεχνολογίας. Μία τέτοια μηχανή μπορεί αποδώσει ωφέλιμα από 20 έως 80 MW στον άξονα της μηχανής. Ένα διάγραμμα Shankey για μια ναυτική μηχανή της εταιρίας MAN[2], ισχύος περίπου 70 MW, εικονίζεται στο επόμενο σχήμα.

12S90ME-C9.2 standard engine
SMCR: 69,720 kW at 84 rpm
 ISO ambient reference conditions



Εικόνα I-1Διάγραμμα Shankey ναυτικής μηχανής Diesel[2]

Όπως παρατηρείται, ένα πολύ μεγάλο ποσοστό της θερμικής ισχύος της καύσης (της τάξης του 25%) χάνεται στην ατμόσφαιρα από τα καυσαέρια, το 16% περίπου χάνεται για την ψύξη του αέρα της μηχανής, ενώ ένα μικρότερο ποσοστό της τάξης του 5% (δηλαδή περίπου 7MW), αποδίδεται στο νερό ψύξης του χιτωνίου του κυλίνδρου. Τα παραπάνω οδήγησαν τις εταιρίες κατασκευής μηχανών πλοίων όπως η MAN ή η Wärtsilä, να προσανατολιστούν στην ανάκτηση των απορριπτόμενων ποσών θερμότητας μιας μηχανής πλοίου με απώτερο σκοπό την βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Σύμφωνα με τις υποδείξεις της MAN, για μηχανές μεγαλύτερες των 20MW είναι δυνατή η ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια του πλοίου παράγοντας ενέργεια με συνδυασμένους κύκλους καυσαερίου-ατμού και αύξηση του βαθμού απόδοσης έως και 5%. Για μικρότερες τιμές ισχύος γίνεται συμφέρουσα η τεχνολογία του ORC, που με διάφορες παραλλαγές (διβάθμια συστήματα, διαφορετικά εργαζόμενα μέσα κ.ο.κ.) μπορεί να εκμεταλλευτεί τα απορριπτόμενα ποσά θερμότητας τόσο από τα καυσαέρια (υψηλής θερμοκρασίας), όσο και από το σύστημα ψύξης της μηχανής (χαμηλής θερμοκρασίας).

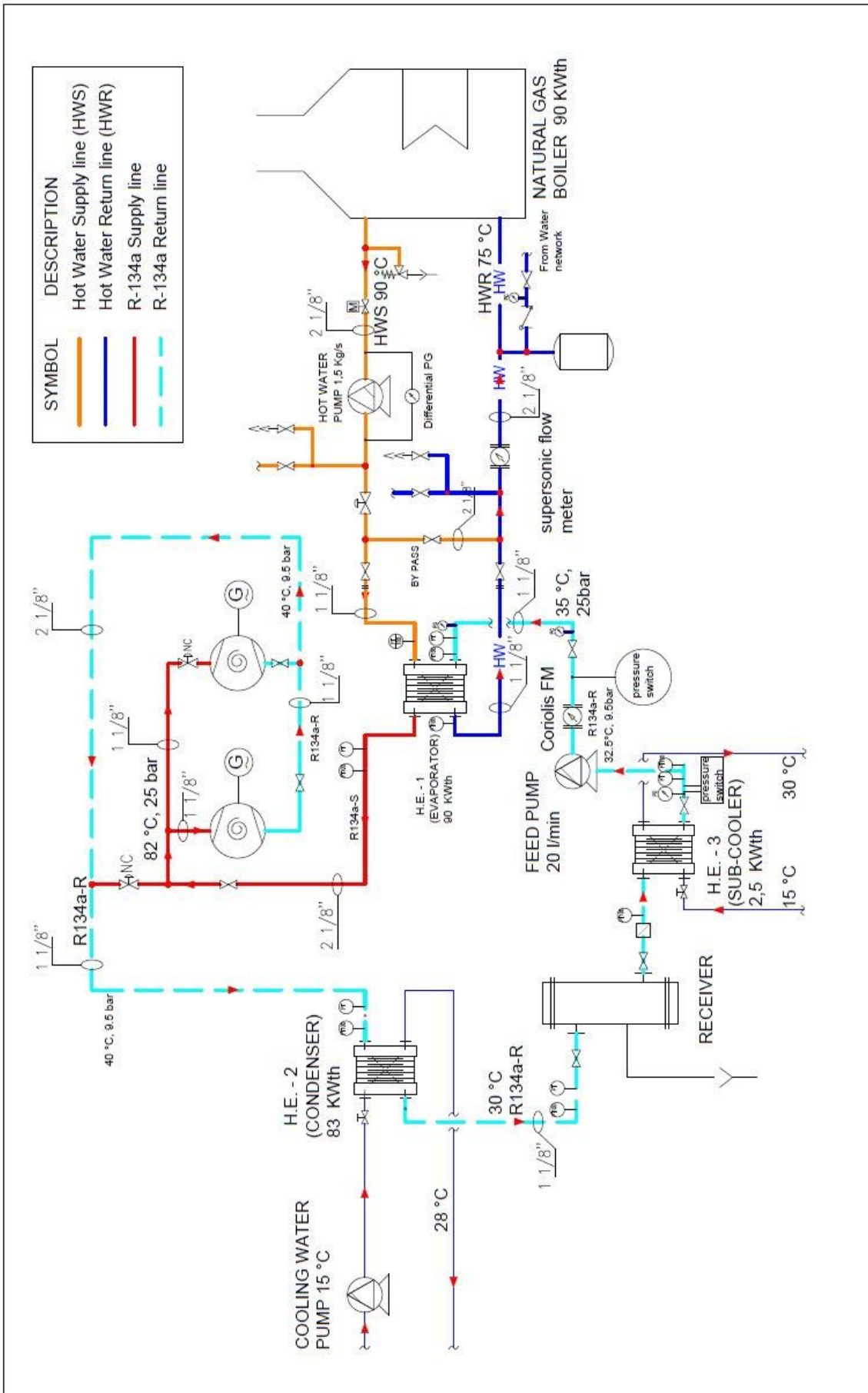
Η συγκεκριμένη εργασία πραγματεύεται την θεωρητική ανάλυση και την πειραματική διερεύνηση με σκοπό δημιουργία στρατηγικής ελέγχου μιας πειραματικής εγκατάστασης ORC

που κατασκευάστηκε από το εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Ε.Μ.Π., η οποία εκμεταλλεύεται μέρος της απορριπτόμενης θερμότητας από το νερό ψύξης του χιτωνίου της μηχανής. Η εγκατάσταση αυτή σχεδιάστηκε ούτως ώστε να απορροφά 90kW_{th} από το κύκλωμα του ψυκτικού νερού, θερμοκρασίας περίπου 90°C , και να αποδίδει 5kW_{el} στο δίκτυο του πλοίου. Ένα μονογραμμικό σχέδιο της πειραματικής εγκατάστασης ακολουθεί στην επόμενη σελίδα.

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας η πειραματική εγκατάσταση δοκιμάστηκε εκτεταμένα λειτουργώντας στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας της, προκειμένου να διαπιστωθεί η ενεργειακή της απόδοση και η αξιοπιστία της. Επίσης συλλέχθηκαν αρκετά πειραματικά δεδομένα για τις διάφορες συνιστώσες της εγκατάστασης. Ειδικές σειρές μετρήσεων επικεντρώθηκαν στους εκτονωτές της εγκατάστασης, οι οποίοι είναι ελικοειδείς ανοιχτού άξονα, δεδομένου ότι ελάχιστα δεδομένα και υπολογιστικά μοντέλα υπάρχουν διαθέσιμα στην βιβλιογραφία γι' αυτόν τον τύπο εκτονωτών.

Τα περισσότερα από τα δεδομένα που συλλέχθηκαν χρησιμοποιήθηκαν για την ανάπτυξη υπολογιστικών μοντέλων μόνιμης κατάστασης τα οποία αποσκοπούν να περιγράψουν όσο το δυνατόν καλύτερα την συμπεριφορά της εγκατάστασης κάτω από διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Με βάση αυτά τα μοντέλα έγινε μία χαρτογράφηση των διαφόρων σημείων λειτουργίας της εγκατάστασης, ενώ αναζητήθηκαν τα σημεία αυτά που οδηγούν στην μεγιστοποίηση της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος της εγκατάστασης. Επίσης διερευνήθηκε η επίδραση της μεταβολής της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας στην καθαρή ισχύ και προτάθηκαν τρόποι για την βελτιστοποίηση της λειτουργίας της εγκατάστασης σε σημεία εκτός του ονομαστικού, μέσω του συστήματος αυτοματισμού. Οι μελέτες αυτές έγιναν για δύο δυνατές λειτουργίες της εγκατάστασης: (α) πειραματική λειτουργία στο χώρο του εργαστηρίου με τον λέβητα φυσικού αερίου και (β) λειτουργία σε πλοίο, με εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας ψύξης της μηχανής.

Τέλος, τα συμπεράσματα από τις παραπάνω μελέτες και οι παρατηρήσεις που έγιναν κατά την διάρκεια των δοκιμών της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου, οδήγησαν στην ανάπτυξη μία στρατηγικής ελέγχου της εγκατάστασης για την αυτοματοποίηση της λειτουργίας της στο χώρο του πλοίου. Κατ' αυτόν τον τρόπο, αναβαθμίστηκε το σύστημα αυτοματισμού της εγκατάστασης με δύο νέα PLC, τα οποία θα διασφαλίζουν την απρόσκοπτη και κατά το δυνατόν αποδοτικότερη λειτουργία της.



Εικόνα I-2 Μηχανολογικό σχέδιο της εγκατάστασης. Αποτυπώνονται όλες οι συστώσεις και τα μετρητικά του κύκλου, καθώς και οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες στο σημείο σχεδιασμού

II. Περιγραφή της εγκατάστασης

II.1 Μηχανολογικό μέρος

II.1.1 Περιγραφή κύκλου

Όπως ήδη αναφέρθηκε η υπόψη εγκατάσταση έχει σχεδιασθεί με τέτοιον τρόπο ώστε να παραλαμβάνει $90 \text{ kW}_{\text{th}}$ από το κύκλωμα ψύξης του χιτωνίου της κύριας μηχανής του πλοίου. Η συνήθης τιμή της θερμοκρασίας απαγωγής του ψυκτικού νερού του χιτωνίου της μηχανής είναι περίπου $90 \text{ }^\circ\text{C}$ και δεν υφίσταται μεγάλες μεταβολές για λόγους που θα εξηγηθούν στη συνέχεια. Για την συμπύκνωση του οργανικού μέσου θα χρησιμοποιηθεί θαλασσινό νερό, του οποίου η θερμοκρασία θεωρήθηκε ίση με $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ως εργαζόμενο μέσο για τον κύκλο ORC επιλέχθηκε το ψυκτικό R134a με κρίσιμη θερμοκρασία στους $100,1 \text{ }^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία κορεσμού στα 25 bar ίση με $77,7 \text{ }^\circ\text{C}$ (σημείο σχεδιασμού). Οι λόγοι που οδήγησαν στην επιλογή του παραπάνω οργανικού μέσου οφείλονται κυρίως στον υψηλό βαθμό απόδοσης που θεωρητικά μπορεί να επιτευχθεί για τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης του εν λόγω κύκλου, οι οποίες καθορίζονται από τη θερμοκρασία του νερού ψύξης του χιτωνίου (πηγή θερμότητας) και τη θερμοκρασία του θαλασσινού νερού (απαγωγή θερμότητας), με βάση προσομοιώσεις παρόμοιων κύκλων που έχουν γίνει στο παρελθόν[3]. Επιπλέον το γεγονός ότι η θερμοκρασία ατμοποίησης βρίσκεται κοντά στην κρίσιμη για το εν λόγω μέσο επιτρέπει μείωση του μεγέθους του εξοπλισμού εξαιτίας της μεγαλύτερης πυκνότητας του σε σύγκριση με άλλα οργανικά μέσα με υψηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία. Τέλος με βάση τις παραπάνω θερμοκρασιακές συνθήκες και με την χρήση εκτονωτή θετικής μετατόπισης είναι εφικτή η λειτουργία της εγκατάστασης σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας σύμφωνα με τους χάρτες λειτουργίας που δημιούργησε ο S. Quoilin στα πλαίσια της διδακτορικής του διατριβής[4].

Η υπερθέρμανση του μέσου δεν είναι απαραίτητη για τα λεγόμενα «ξηρά» οργανικά μέσα όπως το R134a (δηλαδή μέσα των οποίων η καμπύλη κορεσμού στην περιοχή του αερίου έχει θετική κλίση), καθώς είναι αδύνατο να δημιουργηθεί διφασικό μίγμα κατά την εκτόνωση. Ο S. Quoilin αναφέρει στο διδακτορικό του ότι από εξεργειακής άποψης η αύξηση της υπερθέρμανσης οδηγεί σε μείωση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου, αν και όπως γνωρίζουμε αυξάνει το ειδικό παραγόμενο μηχανικό έργο στο στρόβιλο, αυξάνοντας το εμβαδό που περικλείει ο κύκλος στο διάγραμμα T-s. Δεδομένου ότι αναφερόμαστε σε εφαρμογή ανάκτησης θερμότητας, όπου κύριο λόγο έχει η αύξηση της παραγόμενης ισχύος, γίνεται ένας συμβιβασμός των δύο παραπάνω φαινομένων και έτσι ο ατμοποιητής εκλέχθηκε ούτως ώστε να έχουμε μία υπερθέρμανση της τάξης των $4 \text{ }^\circ\text{C}$ στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.

Η διαδικασία του κύκλου περιγράφεται ως εξής: η αντλία (1) τροφοδοτεί συνέχεια με οργανικό μέσο τον ατμοποιητή, εντός του οποίου το μέσο προθερμαίνεται (2'), ατμοποιείται (2'') και υπερθερμαίνεται (2) και έπειτα οδηγείται σε δύο πανομοιότυπους εκτονωτές (3). Οι εκτονωτές

Περιγραφή της εγκατάστασης

είναι συμπλεγμένοι με γεννήτριες μέσω ιμάντα και έτσι έχουμε την παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας. Η ύπαρξη των δύο εκτονωτών επιτρέπει την λειτουργία της εγκατάστασης είτε σε πλήρες είτε σε μερικό φορτίο με την δυνατότητα απομόνωσης του δεύτερου εκτονωτή μέσω της *normally closed* (NC) ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας που εικονίζεται στο σχέδιο της εγκατάστασης (Εικόνα Ι-2). Έπειτα το οργανικό μέσο συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή (4,4',4'') και καταλήγει στο τροφοδοτικό δοχείο. Ο κύκλος κλείνει με την υπόψυξη του μέσου σε εναλλάκτη (5), ο οποίος διασφαλίζει ότι το εισερχόμενο στην αντλία ρευστό βρίσκεται σε θερμοκρασία αρκετά μικρότερη αυτής του κορεσμού, αποτρέποντας έτσι το φαινόμενο της σπηλαιώσης της αντλίας.

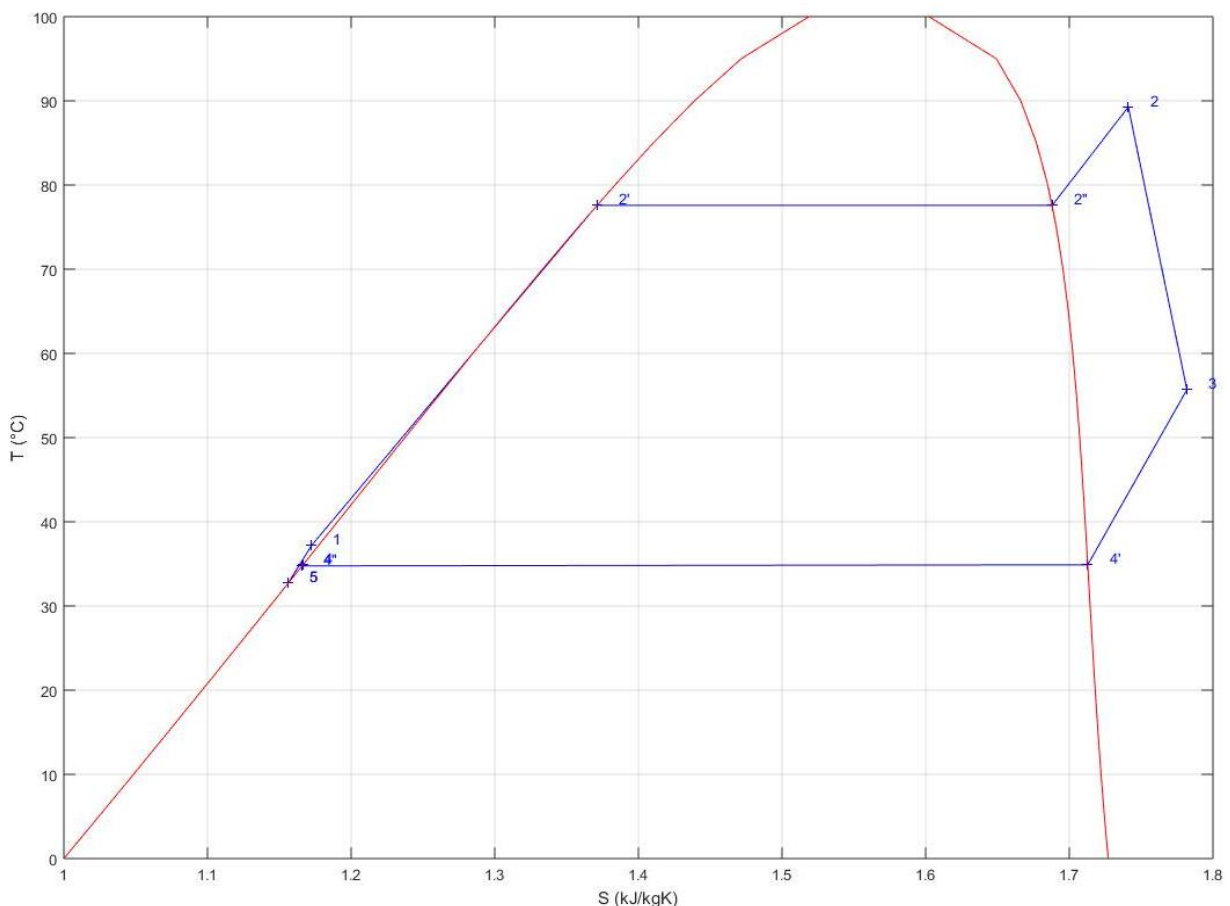
Παρακάτω εικονίζονται σε διάγραμμα T-s οι θερμοδυναμικές καταστάσεις στις θέσεις του κύκλου που περιγράφηκαν στην προηγούμενη παράγραφο. Οι τιμές είναι ενδεικτικές και ακριβή T-s διαγράμματα για τη λειτουργία του κύκλου θα παρουσιασθούν σε επόμενο κεφάλαιο (κεφ. V).

Ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ορίζεται ως ο λόγος του παραγόμενου έργου του εκτονωτή προς την θερμότητα που απορροφά ο ατμοποιητής:

$$\eta_{th} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.1)$$

Ενώ ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης λαμβάνει υπόψη του μόνο καθαρή ηλεκτρική ισχύ

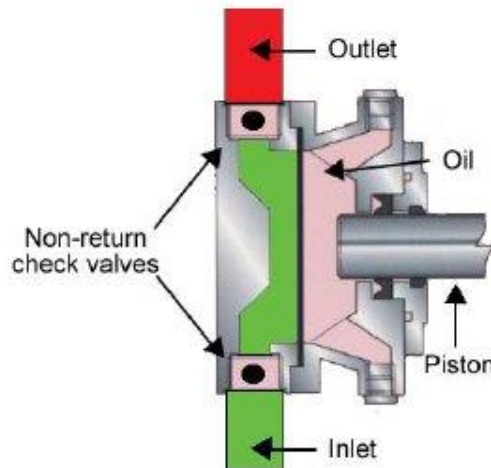
$$\eta_{el} = \frac{P_{net}}{m_{wf} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{P_{gen} - P_p}{m_{wf} \cdot (h_2 - h_1)} \quad (2.2)$$



Εικόνα ΙΙ-1 Διάγραμμα T-s του θερμοδυναμικού κύκλου στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας

II.1.2 Αντλία

Η αντλία που επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί είναι τύπου πολλαπλού διαφράγματος και πρόκειται για το μοντέλο **D10-X** της εταιρίας **Hydra-Cel**. Πρόκειται για μια αντλία τύπου θετικής μετατόπισης της οποίας η βασική αρχή λειτουργίας εικονίζεται στο επόμενο σχήμα:



Εικόνα II-2 Σχηματική αναπαράσταση αντλίας διαφράγματος

Με την περιστροφή του άξονα της αντλίας κινείται ένα έμβολο το οποίο συμπιέζει ή αποσυμπιέζει τον έναν θάλαμο γεμάτο με λάδι. Το διάφραγμα (μεμβράνη) μεταφέρει την συμπίεση/αποσυμπίεση που προκαλεί το έμβολο στον κυρίως θάλαμο της αντλίας εντός του οποίου διέρχεται το εργαζόμενο μέσο. Ο έλεγχος της εισόδου/εξόδου του ρευστού γίνεται με την βοήθεια αντεπίστροφων βαλβίδων οι οποίες που αποτελούνται από ανοξείδωτα σφαιρίδια. Τα γενικά λειτουργικά χαρακτηριστικά της αντλίας συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα:

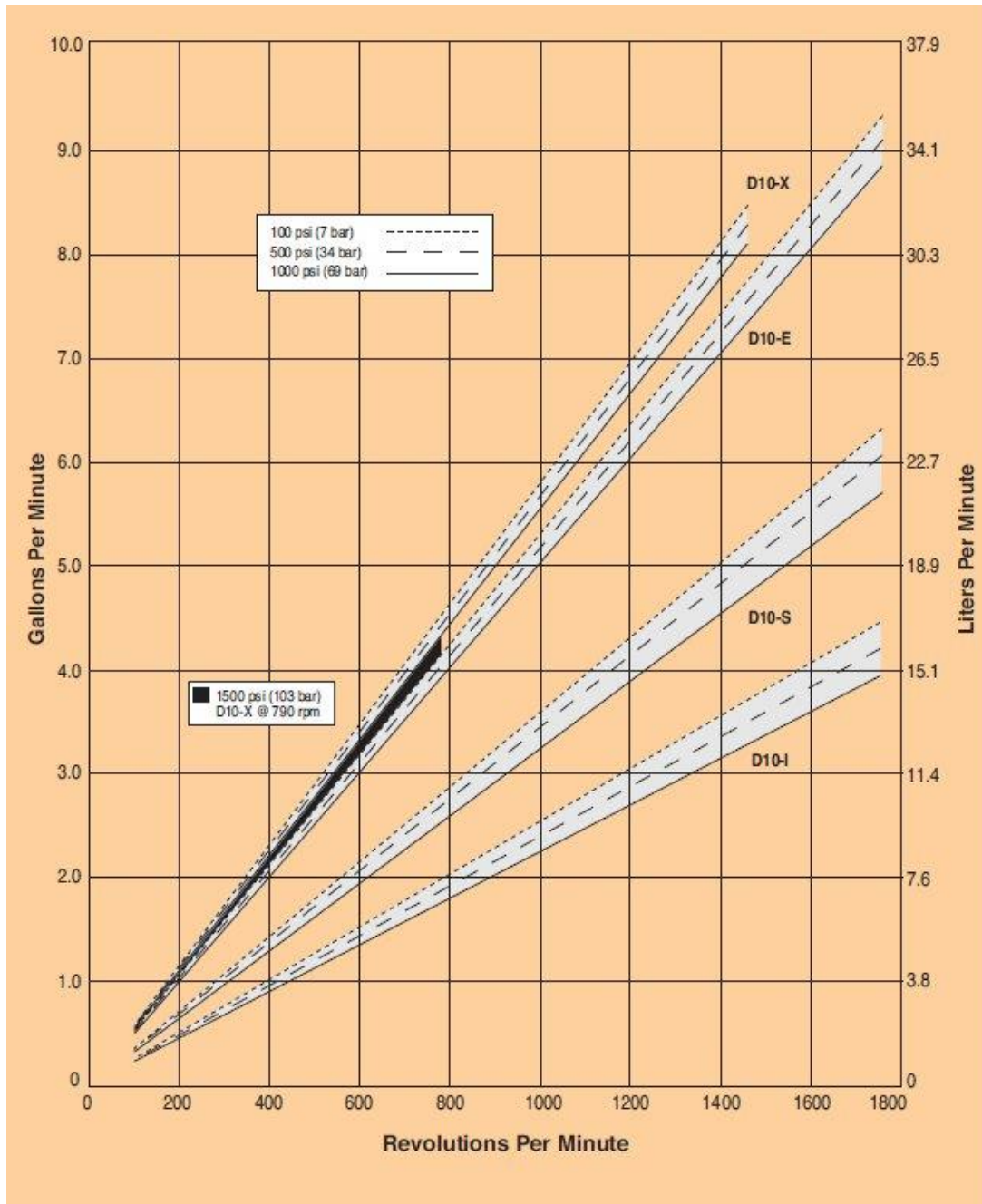
Γενικά χαρακτηριστικά	
Μέγιστη πίεση αναρρόφησης (bar)	17
Διάμετρος αναρρόφησης (in)	1
Διάμετρος κατάθλιψης (in)	3/4
Maximum Capacity	
N (RPM)	1450
Q (lpm)	30.6
Πίεσης εξόδου (bar)	69

Πίνακας II-1 Χαρακτηριστικά της αντλίας της εγκατάστασης

Ο λόγος που μια τέτοια αντλία είναι προτιμότερη για την εφαρμογή του κύκλου ORC που εξετάζουμε είναι ότι επιτρέπει τον διαχωρισμό του εργαζόμενου μέσου από τα κινούμενα μηχανικά μέρη, μειώνοντας τις πιθανότητες για διαρροή ή επαφή του μέσου με λιπαντικά. Επίσης είναι ιδανική για εφαρμογές όπου απαιτούνται μεγάλα μανομετρικά για σχετικά μικρές παροχές όγκου (στην περίπτωση μας 160 m_{H2O} για παροχή 20 l/min)[5].

Περιγραφή της εγκατάστασης

Όπως είναι γνωστό στις αντλίες θετικής μετατόπισης η παροχή είναι θεωρητικά ανεξάρτητη του μανομετρικού της, αν και στην πράξη τείνει να μειώνεται ελαφρά με την αύξηση του τελευταίου, κυρίως εξαιτίας των ογκομετρικών απωλειών. Έτσι η παροχή όγκου της εν λόγω αντλίας είναι ανάλογη των στροφών (με σταθερά αναλογίας τον όγκο σάρωσης), ενώ το μανομετρικό της καθορίζεται αποκλειστικά από την υδραυλική αντίσταση της γραμμής, η οποία για έναν κύκλο ORC ορίζεται κατά κύριο λόγο από τον εκτονωτή. Στο επόμενο σχήμα εικονίζεται η καμπύλη παροχής στροφών που δίνει ο κατασκευαστής της αντλίας:



Εικόνα II-3 Καμπύλη στροφών-ογκομετρικής παροχής για την αντλία Hydra-Cel D-10x

Από τις παραπάνω καμπύλες μπορεί να εξαχθεί μία γραμμική σχέση που να συνδέει την ογκομετρική παροχή με τις στροφές της αντλίας, μέσω γραμμικής προσαρμογής κάποιων από τα

σημεία που βρίσκονται μεταξύ των γραμμών των 7bar και των 36bar (περιοχή λειτουργίας της αντλίας). Η σχέση αυτή είναι η ακόλουθη:

$$\dot{V}[lpm] = \frac{N_p[RPM] - 22,681}{46,705} \quad (2.3)$$

Η αντλία είναι συνδεδεμένη με έναν εξαπολικό επαγωγικό τριφασικό κινητήρα ονομαστικής ισχύος 3,0kW της εταιρίας Valliadis (μοντέλο **K123S-6**). Ο έλεγχος των στροφών του κινητήρα γίνεται με inverter της εταιρίας Siemens (βλ. κεφάλαιο 31II.2.1). Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα της αντλίας δίνονται στον πίνακα που ακολουθεί:

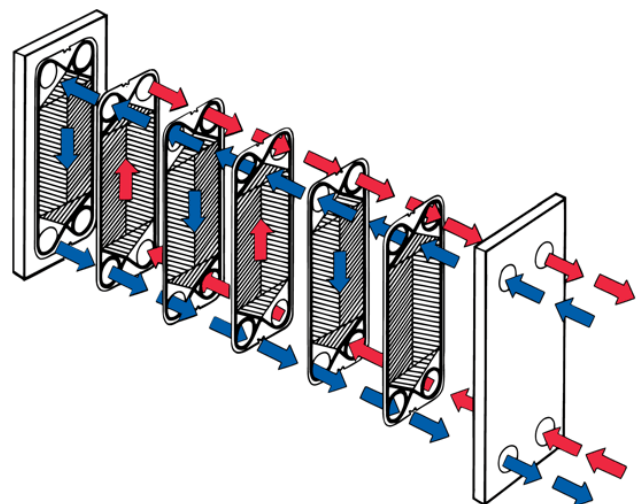
Κινητήρας αντλίας (Valliadis K123S-6)	
Αριθμός πόλων / Σύγχρονες στροφές	6 / 1000 RPM
Ονομαστική ισχύς (kW)	3,0
Ονομαστικός βαθμός απόδοσης (%)	84,6
Ολίσθηση στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας (%)	4,416

Πίνακας II-2 Χαρακτηριστικά του κινητήρα του αντλίας

Ο κατασκευαστής δίνει επίσης και αναλυτικές μετρήσεις από δοκιμές που έχουν πραγματοποιηθεί για τον έλεγχο τις απόδοσης του κινητήρα. Τα δεδομένα αυτά αναφέρονται και αξιοποιούνται σε επόμενο κεφάλαιο, όπου αναπτύσσεται ένα αναλυτικο-εμπειρικό μοντέλο για την εκτίμηση της απόδοσης του κινητήρα σε σημεία διαφορετικά του ονομαστικού.

II.1.3 Ατμοποιητής/Συμπυκνωτής

Οι εναλλάκτες που εκλέχθηκαν για την ατμοποίηση και την συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου είναι πλακοειδείς και ανήκουν στην σειρά εναλλακτών CBH60 της Alfa Laval. Η σύνδεση των πλακών έχει γίνει με μπρουτζοκόλληση. Οι πλακοειδείς εναλλάκτες αποτελούνται από μία σειρά πολύ λεπτών πλακών που τοποθετούνται η μία μετά την άλλη και ενώνονται μεταξύ τους είτε με σύσφιξη και την παρεμβολή ελαστικών περιεμβυσμάτων μεταξύ των πλακών για στεγάνωση (gasketed plate heat exchangers), είτε με συγκόλληση με μπρούτζο (brazed heat exchangers). Στις πλάκες είναι σχηματισμένες αυλακώσεις που ακολουθούν κάποια συγκεκριμένη διάταξη (π.χ. V ή ψαροκόκαλο). Τα ρευστά διέρχονται μέσα από κανάλια που σχηματίζονται με την τοποθέτηση δύο διαδοχικών πλακών κατοπτρικά, εξαιτίας των αυλακώσεων που υπάρχουν σε κάθε πλευρά. Έτσι η μία πλευρά κάθε πλάκας διαρρέεται από το ένα ρευστό και η δεύτερη από το άλλο κατ' αντιρροή,



Εικόνα II-4 Σχηματική αναπαράσταση πλακοειδή εναλλάκτη

Περιγραφή της εγκατάστασης

όπως φαίνεται στη διπλανή εικόνα. Τα ρευστά εισέρχονται στα κανάλια μέσω οπών που βρίσκονται στις γωνίες της κάθε πλάκας, οι οποίες συνδέονται με κοινούς αγωγούς ή συλλέκτες (collectors) για κάθε ένα από τα τέσσερα ρεύματα (εισαγωγή και επιστροφή). Το αποτέλεσμα είναι η επίτευξη αφενός μεγάλης επιφάνειας συναλλαγής και αφετέρου μικρής θερμικής αντίστασης εξαιτίας του μικρού πάχους των πλακών και των έντονων μεταβολών στην κατεύθυνση της ροής μέσα σε κάθε κανάλι, που ενισχύουν την μεταφορά θερμότητας με συναγωγή.

Ο συγκεκριμένος τύπος εναλλάκτη γενικά προτιμάται εξαιτίας της υψηλής απόδοσης του, η οποία επιτρέπει και την σημαντική μείωση του μεγέθους του, παράμετρο που έχει καθοριστική σημασία για την τοποθέτηση της παραπάνω διάταξης στο μηχανοστάσιο του πλοίου. Επιπλέον ο όγκος ρευστού στο εσωτερικό του εναλλάκτη είναι σχετικά μικρός, επιτρέποντας ταχύτερη απόκριση του σε δυναμικές συνθήκες. Από την άλλη συνήθως εμφανίζει μεγαλύτερες τιμές πτώσης πίεσης σε σύγκριση με άλλους τύπους εναλλάκτη (πχ. shell and tube), κάτι που καθορίζεται σε μεγάλο βαθμό από τη διάταξη των καναλιών και τη γωνία αυλάκωσης. Τέλος έχει μικρότερη σχετικά αντοχή σε υψηλές πιέσεις, κάτι που όμως δεν επηρεάζει ιδιαίτερα την εν λόγω εφαρμογή.

Τα γενικά χαρακτηριστικά των δύο εναλλακτών συνοψίζονται στους πίνακες που ακολουθούν:

Ατμοποιητής (Alfa Laval CBH60/90)	
Αριθμός Πλακών	90
Επιφάνεια συναλλαγής (εκτίμηση)	3,881 m ²
Ονομαστική θερμότητα συναλλαγής	90 kWth
Μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση	30 bar

Πίνακας II-3 Χαρακτηριστικά του ατμοποιητή της εγκατάστασης

Συμπυκνωτής (Alfa Laval CBH60/60)	
Αριθμός Πλακών	60
Επιφάνεια συναλλαγής (εκτίμηση)	2,486 m ²
Ονομαστική θερμότητα συναλλαγής	83 kWth
Μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση	30 bar

Πίνακας II-4 Χαρακτηριστικά του συμπυκνωτή της εγκατάστασης

Η συνδεσμολογία των εναλλακτών έγινε κατά τέτοιο τρόπο ώστε να διευκολύνεται η αλλαγή φάσης και να μειωθούν οι υδραυλικές απώλειες στο εσωτερικό τους. Αυτό συνεπάγεται σύνδεση του ατμοποιητή με τρόπο ώστε η είσοδος του εργαζόμενου μέσου να είναι χαμηλά και η έξοδος ψηλά, ώστε να ευνοείται η κίνηση των φυσαλίδων αέριας φάσης με την φυσική κυκλοφορία. Από την άλλη η συνδεσμολογία του συμπυκνωτή είναι αντίστροφη, με το εργαζόμενο μέσο να εισέρχεται από ψηλά και η επιστροφή του να είναι χαμηλά, ώστε να ευνοείται η κάθοδος του συμπυκνώματος με το ίδιο του βάρος.

II.1.4 Εκτονωτής

Ο εκτονωτής αποτελεί την μηχανή που παράγει το ωφέλιμο έργο του κύκλου μέσω της εκτόνωσης του υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας εργαζόμενου μέσου σε χαμηλότερη πίεση. Ο γενικός όρος εκτονωτής χρησιμοποιείται έναντι του στροβίλου διότι σε αντίθεση με την συνήθη πρακτική στους κύκλους ατμού, όπου ο εκτονωτής είναι αμοστρόβιλος, σε εφαρμογές μικρής κλίμακας ORC (< 1 MW_e) μπορούν να χρησιμοποιηθούν εκτονωτές θετικής μετατόπισης, όπως ο εμβολοφόρος, ο κοχλιωτός (screw) ή ο σπειροειδής (scroll).

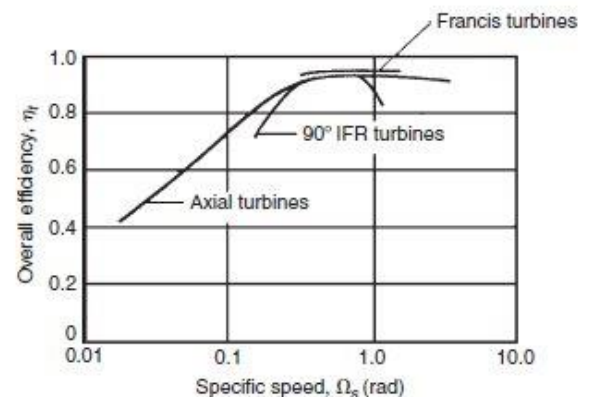
II.1.4.1 Εκλογή τύπου εκτονωτή

Ο τύπος εκτονωτή που μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε μία μικρής κλίμακας εφαρμογή ORC υφίσταται ορισμένους περιορισμούς. Παρακάτω περιγράφεται με όσο το δυνατόν πιο συνοπτικό τρόπο η επιλογή του τύπου για την υπό εξέταση εφαρμογή:

Η πιο κοινή επιλογή θα μπορούσε να είναι αυτή του στροβίλου. Οι στροβιλομηχανές παράγουν το ωφέλιμο έργο μέσω της συνεχούς αλληλεπίδρασης του ρευστού με τα στρεφόμενα πτερύγια του ρότορα. Αν και πρόκειται για μια δοκιμασμένη και αξιόπιστη τεχνολογία, υπάρχουν αρκετοί λόγοι τελικά που οδηγούν στην επιλογή άλλου τύπου εκτονωτή.

Για παράδειγμα, μια τυπική βαθμίδα αξονικού στροβίλου έχει λόγους πίεσης της τάξης του 1,5. Αυτό σημαίνει ότι για την εν λόγω εφαρμογή απαιτείται αξονικός στρόβιλος δύο βαθμίδων, δεδομένου ότι στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας ο λόγος πίεσης είναι μεγαλύτερος του 2,5 – κάτι που συνεπάγεται ειδική κατασκευή αυτής της μηχανής και άρα αυξημένο κόστος.

Εναλλακτικά η χρήση ακτινικού στροβίλου μπορεί εξαρχής να λύσει τα προβλήματα των μεγάλων λόγων πίεσης. Από την άλλη, οι ακτινικοί στρόβιλοι έχουν ένα πολύ πιο περιορισμένο εύρος λειτουργίας με καλή απόδοση. Στην Εικόνα II-5 φαίνεται μια τυπική μεταβολή του βαθμού απόδοσης ενός τέτοιου στροβίλου συναρτήσει του αριθμού ειδικών στροφών[6]:



Εικόνα II-5 Σχέση αριθμού ειδικών στροφών και βαθμού απόδοσης για διάφορους τύπους στροβιλομηχανών[6]

$$N_s = \frac{N(\text{rad/s})\sqrt{Q_{ex}(\text{m}^3/\text{s})}}{\Delta h(\text{J/kg})^{0,75}}$$

όπου Q_{ex} η παροχή όγκου στην έξοδο του στροβίλου και Δh το η διαφορά ειδικής ενθαλπίας μεταξύ εισόδου και εξόδου στον στρόβιλο. Παρατηρούμε ότι ο βαθμός απόδοσης ενός τυπικού ακτινικού στροβίλου χωρίς οπισθόκλιση πτερυγίων παίρνει ικανοποιητικές τιμές του N_s στην περιοχή [0,3-1).

Περιγραφή της εγκατάστασης

Με βάση το κατώτερο όριο του διαστήματος αυτού και το ονομαστικό σημείο λειτουργία του κύκλου, οι στροφές του στροβίλου θα πρέπει είναι τουλάχιστον:

$$N = 38800 \text{ rpm}$$

που σημαίνει ότι ένας τυπικός σχεδιασμός μιας τέτοιας μηχανής επιβάλλει τη χρήση μειωτήρα με λόγο μείωσης περίπου 1:10 για τη χρήση διπολικής γεννήτριας, κάτι που αυξάνει το κόστος και την πολυπλοκότητα της εγκατάστασης. Πέραν τούτου, η κλίμακα ισχύος των μερικών kW (6kW για τον εν λόγω κύκλο) επιβάλλει μέσω του γνωστού θεωρήματος του Euler το σχεδιασμό πολύ μικρών πτερωτών, κάτι που κατασκευαστικά είναι πολύ δύσκολο, κάνοντας ακατάλληλη τη χρήση ακτινικού στροβίλου για την εν λόγω εφαρμογή.

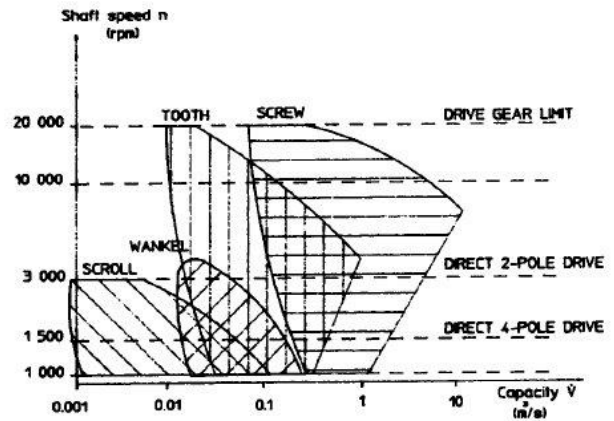
Τέλος, όλες οι στροβιλομηχανές επιβάλλουν τον περιορισμό μη σχηματισμού υγρής φάσης στο εσωτερικό τους, εξαιτίας της πιθανής φθοράς των πτερυγώσεων. Αν και στα «ξηρά» οργανικά μέσα, όπως το R134a, κάτι τέτοιο δεν είναι πιθανό να συμβεί κατά την εκτόνωση, γενικά το γεγονός ότι οι μηχανές θετικής μετατόπισης μπορούν να λειτουργήσουν ακόμα και σε διφασική κατάσταση, τους δίνει ένα κατασκευαστικό πλεονέκτημα.

Αντίθετα, οι εκτονωτές θετικής μετατόπισης για δεδομένη παροχή όγκου εμφανίζουν ταχύτητα περιστροφής ανάλογη του όγκου σάρωσης τους, που σημαίνει ότι είναι δυνατό να εκλεγεί μηχανή μικρού μεγέθους που να μην απαιτεί τη χρήση μειωτήρα. Επίσης έχουν την δυνατότητα λειτουργίας σε μεγάλους λόγους πίεσης για σχετικά μικρές παροχές. Ο λόγος πίεσης ενός τέτοιου εκτονωτή καθορίζεται από τον λόγο του όγκου εκτόνωσης προς τον όγκο αναρρόφησης και παίρνει τυπικές τιμές από 2 (scroll) έως 5 (screw). Τέλος, δεδομένου ότι οι περισσότεροι εκτονωτές αυτού του τύπου κατασκευάζονται από την μετατροπή σε αντίστροφη λειτουργία όμοιων συμπιεστών, είναι άμεσα διαθέσιμοι στην αγορά και συνεπώς και αρκετά οικονομικοί.

Οι εμβολοφόροι εκτονωτές, αν και παρέχουν μεγάλο εύρος λόγων πίεσης δεν προτιμούνται εξαιτίας του συστήματος βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής, που αυξάνει την πολυπλοκότητα και του ελαφρά μικρότερου βαθμού απόδοσης εξαιτίας των έντονων μεταβολών της θερμοκρασίας, καθώς η εκτόνωση γίνεται σε 2 χρόνους (αναρρόφηση και αποτόνωση).

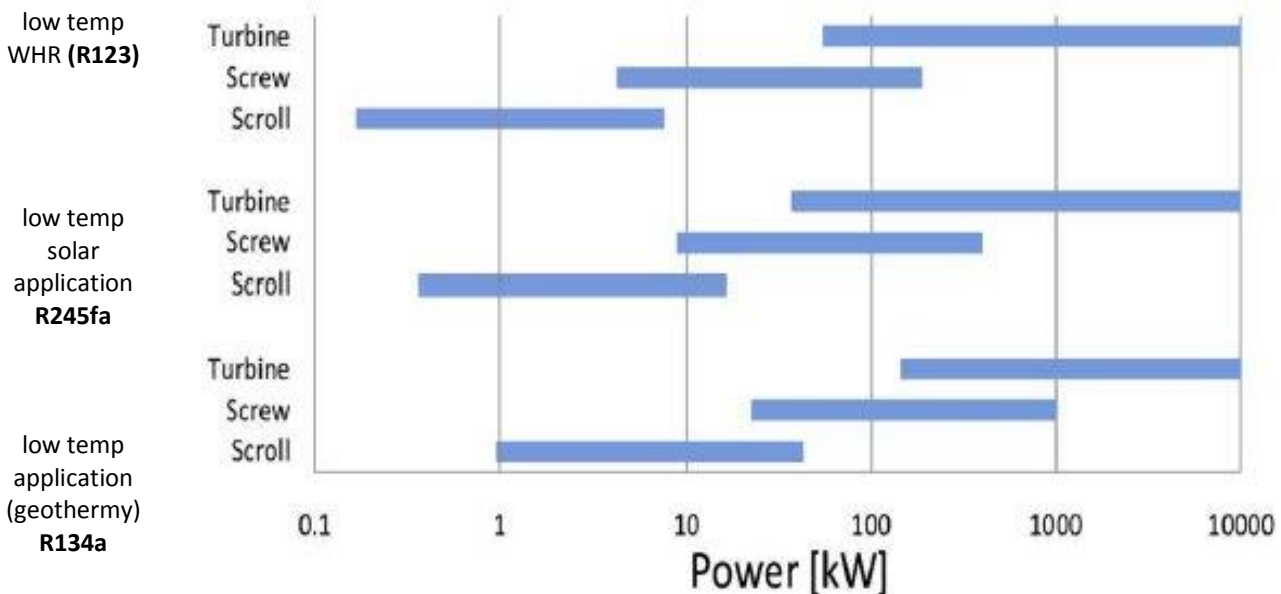
Η επιλογή μεταξύ του τύπου screw και του τύπου scroll καθορίζεται αποκλειστικά από την κλίμακα ισχύος:

Οι εκτονωτές τύπου screw προορίζονται για εφαρμογές μεγαλύτερων παροχών (0,1–5 m³/s στην έξοδο του εκτονωτή) και συνεπώς μεγαλύτερης ισχύος (>20 kW), με το κατώτατο όριο τους να ορίζεται από την εμφάνιση χαμηλών βαθμών απόδοσης με βάση την ισχύουσα τεχνολογία[7], όπως εικονίζεται και στο διπλανό σχήμα. Είναι λοιπόν φανερό ότι στην κλίμακα της εν λόγω εφαρμογής ($V = 0.01$ m³/s και $P_{th} = 6$ kW) η μοναδική επιλογή είναι ο ελικοειδής εκτονωτής (scroll).



Εικόνα II-6 Όρια αποδοτικής λειτουργίας συναρτήσει της διακινούμενης παροχής όγκου για διάφορους τύπους μηχανών θετικής μετατόπισης[7]

Σε συμφωνία με όλα τα ανωτέρω βρίσκονται και τα αποτελέσματα από διάφορες προσομοιώσεις κύκλων ORC που έγιναν από τον S. Quoilin[8]. Τα αποτελέσματα αυτά δείχνουν ότι για εφαρμογές ισχύος μικρότερης των 10kW, ο εκτονωτής τύπου scroll αποτελεί την ιδανική επιλογή, με τους screw και τους στροβίλους να απευθύνονται κατά σειρά σε μεγαλύτερης ισχύος εγκαταστάσεις.

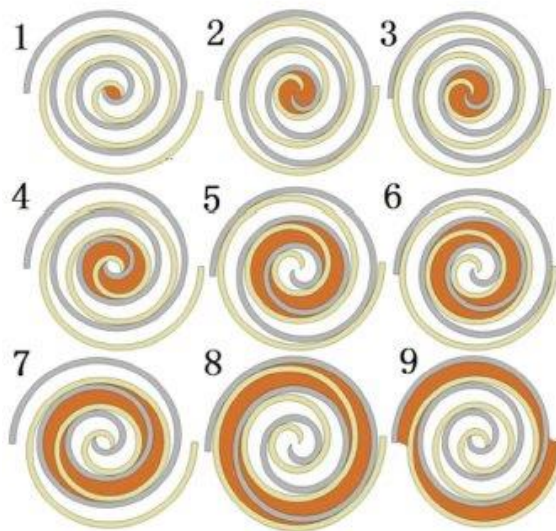


Εικόνα II-7 Εύρη αποδοτικής λειτουργίας διαφόρων εκτονωτών για εφαρμογές ORC[8]

II.1.4.2 Ελικοειδής εκτονωτής

Το γεγονός ότι ο ελικοειδής εκτονωτής αποτελεί την ιδανική επιλογή για μικρής κλίμακας εφαρμογές οδήγησε στην ανάπτυξη της έρευνας και την κατασκευή διάφορων προτύπων μοντέλων από ελικοειδείς συμπιεστές τα τελευταία χρόνια. Η μέχρι τώρα εμπειρία έχει αποδείξει ότι οι ελικοειδείς εκτονωτές αποτελούν μία οικονομική και αξιόπιστη λύση, ενώ μπορούν να έχουν αρκετά ικανοποιητικούς ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης. Πρόσφατες πειραματικές μελέτες έχουν δείξει ότι ο βαθμός απόδοσης μίας τέτοιας μηχανής μπορεί να φτάσει έως και 71% [9].

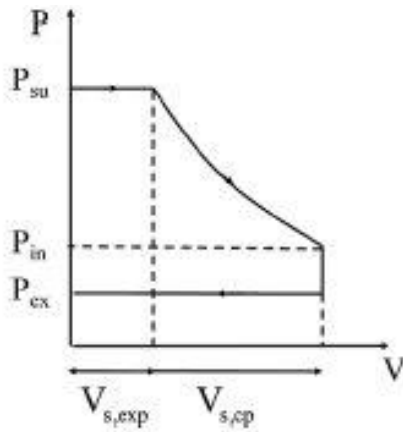
Η αρχή λειτουργίας του ελικοειδούς εκτονωτή είναι αντίστροφη αυτής του συμπιεστή. Αποτελείται από δύο έλικες, μία κινούμενη και μία ακίνητη οι οποίες είναι έκκεντρα τοποθετημένες μεταξύ τους. Το ρευστό εισέρχεται σε κατάσταση υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας στο κέντρο των δύο σπειρών και κατά την εκτόνωση του «σπρώχνει» την κινούμενη έλικα, οδηγούμενο σε σημεία που ο όγκος που περικλείεται από τις δύο σπείρες είναι μεγαλύτερος. Η εκκεντρότητα μεταξύ των δύο σπειρών έχει ως αποτέλεσμα την περιστροφική κίνηση της κινούμενης έλικας ως προς ένα σταθερό σημείο. Ο λόγος πίεσης της εκτόνωσης καθορίζεται από τον λόγο των όγκων εισαγωγής-εξαγωγής, ή λόγο εκτόνωσης (r_v).



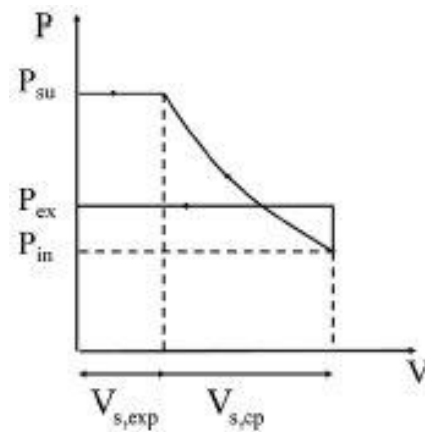
Εικόνα II-8 Αρχή λειτουργίας ελικοειδούς εκτονωτή[44]

Ο λόγος εκτόνωσης αποτελεί κατασκευαστική παράμετρο του εκτονωτή και ουσιαστικά για δεδομένη πίεση εισόδου ορίζει την πίεση στο τέλος της εκτόνωσης. Δεδομένου ότι η πίεση στην έξοδο του εκτονωτή πρακτικά καθορίζεται από την θερμοκρασία συμπύκνωσης, το ρευστό εξερχόμενο από την τελευταία έλικα (εικόνα 9 στο παραπάνω σχήμα), πραγματοποιεί μία ισόχωρη μεταβολή ούτως ώστε να φτάσει την εξωτερικά επιβαλλόμενη πίεση εξόδου. Αν η πίεση συμπύκνωσης είναι μικρότερη, τότε στο μέσο έχει πραγματοποιηθεί υποεκτόνωση και έτσι θα πρέπει να εκτονωθεί περαιτέρω υπό σταθερό όγκο στην χαμηλότερη πίεση (Εικόνα II-9). Από την όταν η πίεση συμπύκνωσης είναι μεγαλύτερη, τότε το μέσο έχει υπερεκτονωθεί και έτσι θα οδηγηθεί στην πίεση του συμπυκνωτή με ισόχωρη συμπίεση(Εικόνα II-10).

Οποιαδήποτε από τις παραπάνω καταστάσεις θεωρείται απώλεια για τον εκτονωτή, καθώς ρίχνει τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του. Συνεπώς ο μέγιστος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης επιτυγχάνεται στον λόγο πίεσης αυτόν που για τις συνθήκες εισόδου-εξόδου αντιστοιχεί στον κατασκευαστικό λόγο όγκου του εκτονωτή. Από την άλλη, η περίπτωση της υποεκτόνωσης μπορεί να αυξήσει το παραγόμενο έργο εξαιτίας της περαιτέρω ισόχωρης εκτόνωσης και γι' αυτό είναι συνήθως επιθυμητή σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας.



Εικόνα II-9 Απώλειες υποεκτόνωσης[10]



Εικόνα II-10 Απώλειες υπερεκτόνωσης[10]

II.1.4.3 Εκτονωτής της εγκατάστασης

Στη συγκεκριμένη εγκατάσταση τοποθετήθηκε κατόπιν κατάλληλων τροποποιήσεων ένας ελικοειδής εκτονωτής ανοιχτού τύπου, δηλαδή η σύζευξη του με την γεννήτρια γίνεται εξωτερικά και συγκεκριμένα μέσω μιάντα. Η διαστασιολόγηση επέτρεψε την λειτουργία του εκτονωτή στις 1500 rpm στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας επιτρέποντας μία σχέση μετάδοσης 1:1, εφόσον η γεννήτρια εκλεχθεί να είναι τετραπολική. Προκειμένου να αποφευχθούν οι διαρροές που είναι πιθανές σε μηχανές ανοιχτού τύπου, τοποθετήθηκαν κατάλληλα στεγανωτικά περιφερειακά της σταθερής σπείρας. Πέραν αυτής, τροποποιήσεις περιλαμβάνουν και την αφαίρεση της αντλίας λαδιού, το κλείσιμο της διόδου του αέρα που χρησιμοποιείται για την ψύξη όταν η μηχανή λειτουργεί σαν συμπιεστής και πρόσθετα στεγανωτικά στις άκρες των σπειρών. Περισσότερες λεπτομέρειες αναφορικά με αυτήν την διαδικασία μπορούν να βρεθούν στην διπλωματική εργασία του Β. Μούκα[11]

Τα χαρακτηριστικά του συμπιεστή scroll που τροποποιήθηκε στην παρούσα εγκατάσταση συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα:

Scroll Compressor (Sanden TRSA12)	
Όγκος σάρωσης (cm ³ /rev)	121,1
Λόγος εκτόνωσης r _v	2,45

Πίνακας II-5 Χαρακτηριστικά ελικοειδούς συμπιεστή/εκτονωτή

II.1.5 Γεννήτριες

Στην συγκεκριμένη εφαρμογή η παραγωγή ενέργειας γίνεται με την βοήθεια δύο τετραπολικών επαγωγικών γεννητριών. Η επαγωγική γεννήτρια είναι πρακτικά ένας επαγωγικός (ασύγχρονος) κινητήρας, στρεφόμενος σε ταχύτητα λίγο μεγαλύτερη της σύγχρονης. Για μηχανή με P=4 πόλους η σύγχρονη ταχύτητα σε δίκτυο συχνότητας f=50Hz είναι:

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{p} = 1500 \text{ rpm}$$

Αριθμός πόλων P	Στροφές σε δίκτυο 50Hz / 60Hz
2	3000 RPM / 3600 RPM
4	1500 RPM / 1800 RPM
6	1000 RPM / 1200 RPM

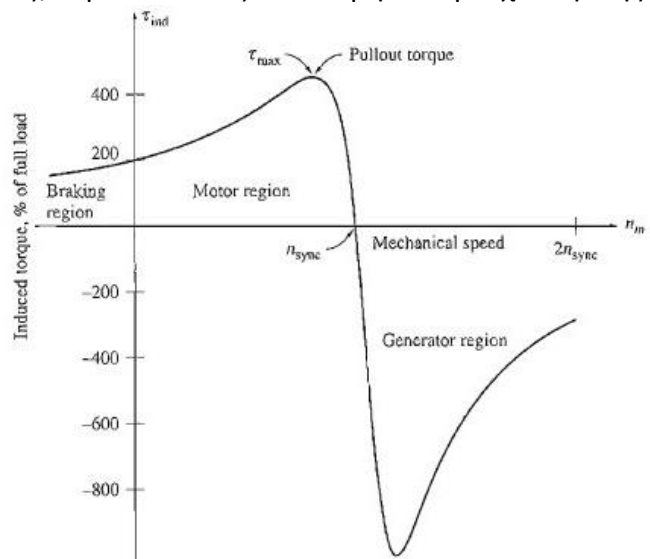
Πίνακας II-6 Στροφές σύγχρονης ηλεκτρικής μηχανής σε συνάρτηση με τον αριθμό πόλων της και την συχνότητα του ηλεκτρικού δικτύου

Όπως ήδη αναφέρθηκε η σύζευξη γεννητριών-εκτονωτών γίνεται με ιμάντα και σχέση μετάδοσης 1:1.

Η ολίσθηση σε μία επαγωγική μηχανή ορίζεται ως ο λόγος:

$$s = \frac{|n - n_s|}{n_s} \cdot 100\% \quad (2.4)$$

Η ολίσθηση στις επαγωγικές μηχανές παίρνει μία μέγιστη τιμή, πέραν της οποίας η ροπή ξεπερνά το όριο της ροπής ανατροπής (pullout torque), προκαλώντας απότομη υπερτάχυνση της γεννήτριας και η οποία είναι συνήθως της τάξης του 8%. Από την άλλη το ονομαστικό σημείο λειτουργίας της μηχανής βρίσκεται σε μία περιοχή μεταξύ του 33%-50% της ροπής ανατροπής και τιμές της ολίσθησης της τάξης του 3%. Μεταξύ της σύγχρονης ταχύτητας (όπου δεν υπάρχει ηλεκτρομηχανική μετατροπή ενέργειας) και του ονομαστικού σημείου λειτουργίας, η καμπύλη ροπής-στροφών είναι σχεδόν γραμμική[12]. Δεδομένου ότι η ταχύτητα δεν μεταβάλλεται πολύ, το ίδιο μπορεί να θεωρηθεί και για την παραγόμενη ισχύ.



Εικόνα II-11 Χαρακτηριστική ροπής-στροφών επαγωγικής μηχανής[12]

Οι επαγωγικές μηχανές που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα εφαρμογή είναι της εταιρείας **Valliadis** με ονομαστική ισχύ 5,5 kW (μοντέλο **K123S-4**) Ανήκουν στην ίδια οικογένεια μηχανών με αυτή του κινητήρα της αντλίας γι' αυτό η συμπεριφορά τους σε σημεία διαφορετικά του ονομαστικού θεωρείται όμοια. Τα χαρακτηριστικά τους στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα:

Επαγωγικές γεννήτριες (Valliadis K123S-4)	
Αριθμός πόλων / Σύγχρονες στροφές	4 / 1500 RPM
Ονομαστική ισχύς (kW)	5,5
Ονομαστικός βαθμός απόδοσης (%)	85,9
Ολίσθηση στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας (%)	3,36

Πίνακας II-7 Χαρακτηριστικά επαγωγικών κινητήρων που χρησιμοποιήθηκαν ως γεννήτριες στην παρούσα εγκατάσταση

Ο έλεγχος των γεννητριών γίνεται με την χρήση VFD (Variable Frequency Drive) της Siemens (βλ. κεφάλαιο II.2.1).

II.1.6 Τροφοδοτικό δοχείο

Η ύπαρξη του τροφοδοτικού δοχείου σ' ένα κλειστό κύκλωμα ψυκτικού είναι απαραίτητη για την διασφάλιση της ζητούμενης ποσότητας του μέσου που χρειάζεται να διακινείται σε οποιαδήποτε πιθανή συνθήκη λειτουργίας του κύκλου. Επίσης στο τροφοδοτικό δοχείο γίνεται η πλήρωση του κυκλώματος με ψυκτικό μέσο, εφόσον αυτό χρισθεί απαραίτητο.

Στην εγκατάσταση τοποθετήθηκε ένα τροφοδοτικό δοχείο όγκου 50L και μέγιστης πίεσης 46bar. Η τοποθέτηση του έγινε σε σειρά ακριβώς μετά τον συμπυκνωτή. Στο δοχείο συνυπάρχουν υγρή και αέρια φάση του μέσου, ενώ τρεις δείκτες στάθμης (μπίλιες) ορίζουν το ύψος της επιφάνειας της υγρής φάσης. Συνεπώς, το δοχείο σε κατάσταση ισορροπίας βρίσκεται πάντα σε κατάσταση κορεσμού.

II.1.7 Εναλλάκτης υπόψυξης

Με βάση την προηγούμενη παράγραφο, η ύπαρξη του τροφοδοτικού δοχείου πριν την αντλία οδηγεί στην τροφοδοσία της τελευταίας με οργανικό μέσο σχεδόν κορεσμένης κατάστασης (στην πραγματικότητα υπάρχει ένα μικρό διαθέσιμο υδραυλικό ύψος, εξαιτίας της στάθμης του δοχείου, η οποία όμως δεν ξεπερνά ποτέ τα 40cm). Για την αποφυγή εμφάνισης σπηλαίωσης στην αντλία, λοιπόν, απαιτείται είτε η αύξηση της υψομετρικής διαφοράς μεταξύ του δοχείου και της αντλίας – κάτι που για χωροταξικούς λόγους δεν είναι δυνατό – είτε η υπόψυξη του μέσου με ξεχωριστό εναλλάκτη.

Ο εναλλάκτης υπόψυξης, ύστερα από διάφορες δοκιμές, επιλέχθηκε να είναι μια αυτοσχέδια παραλλαγή εναλλάκτη shell and tube, όπου πρακτικά αποτελείται από ένα εξωτερικό βαρελοειδούς σχήματος αγωγό για το ψυχρό ρεύμα και ένα απλό χάλκινο αγωγό με πτερύγια, που βρίσκεται εσωτερικά του πρώτου, εντός του οποίου διέρχεται το οργανικό μέσο. Η επιλογή του εν λόγω εναλλάκτη εξασφαλίζει ικανοποιητική απόδοση και χαμηλή πτώση πίεσης για το εργαζόμενο μέσο, στοιχεία αρκετά σημαντικά για την εξασφάλιση υψηλού διαθέσιμου ύψους αναρρόφησης.

II.1.8 Κύκλωμα ζεστού νερού

Για τις ανάγκες της προσομοίωσης της λειτουργίας της εγκατάστασης στο εργαστήριο, το κύκλωμα ζεστού νερού αποτελείται από έναν λέβητα φυσικού αερίου της εταιρείας Θερμής. Η κυκλοφορία του νερού γίνεται με inverter κυκλοφορητή της εταιρείας Wilo, ενώ για τις ανάγκες ρύθμισης της παροχής έχει τοποθετηθεί ρυθμιστική βαλβίδα της εταιρείας Belimo, της οποίας η θέση γίνεται να ορισθεί με τη βοήθεια αναλογικού σήματος 0-10V. Κατά τα γνωστά, το κύκλωμα ζεστού νερού συμπληρώνει ένας αυτόματος πλήρωσης και ένα δοχείο διαστολής. Ο λέβητας, ο αυτόματος πλήρωσης και το δοχείο αδρανείας δεν θα υπάρχουν στην πραγματική εγκατάσταση στο μηχανοστάσιο του πλοίου, δεδομένου ότι η πηγή θερμότητας θα είναι μέρος των νερών

ψύξης της ίδιας της μηχανής του πλοίου. Στον επόμενο πίνακα συνοψίζονται όλα τα στοιχεία για τον εξοπλισμό στο κύκλωμα ζεστού νερού:

Λέβητας	
Εταιρεία/Τύπος λέβητα	Θερμής Europa
Ον. Ισχύς	93 kW _{th}
Ον. Πίεση λειτουργίας	2,5 bar
Κυκλοφορητής	
Εταιρεία/Τύπος	Wilo Stratos
Μοντέλο	30/1-12
Ονομαστική Ισχύς	200W
Ρυθμιστική	
Εταιρεία/Τύπος	Belimo
Διάμετρος	1" ¼
Τάση τροφοδοσίας	24V DC
Σήμα ελέγχου	2-10V

Πίνακας II-8 Στοιχεία του κυκλώματος θερμού νερού

II.1.9 Κύκλωμα ψυχρού νερού

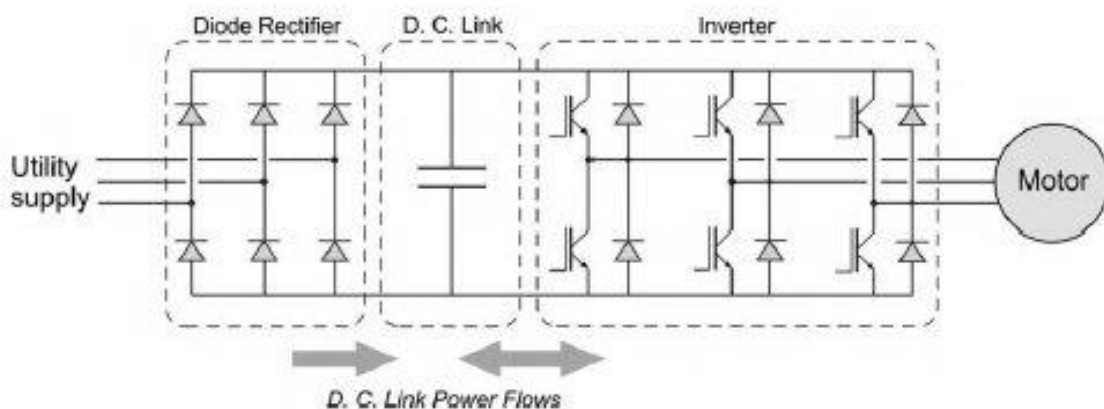
Το κύκλωμα του κρύου νερού στην εγκατάσταση του εργαστηρίου αποτελείται από δύο επιμέρους κυκλώματα, αυτό του συμπυκνωτή και αυτό του εναλλάκτη υπόψυξης. Ο συμπυκνωτής τροφοδοτείται από νερό του δικτύου του Ε.Μ.Π. μίας μέσης θερμοκρασίας της τάξης των 18-20°C, η οποία είναι ικανοποιητική για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Ο εναλλάκτης της υπόψυξης τροφοδοτείται από νερό το οποίο ψύχεται με ψύκτη της εταιρείας Daikin, ονομαστικής ισχύος 12kW. Η θερμοστάτης του ψύκτη ρυθμίζεται ούτως ώστε η θερμοκρασία του νερού υπόψυξης να βρίσκεται περίπου στους 15°C. Κατά την εκκίνηση και τη λειτουργία της εγκατάστασης, η περίσσεια ισχύς του ψύκτη χρησιμοποιείται για την ψύξη του χώρου του εργαστηρίου μέσω fan-coils, οπότε διασφαλίζεται ότι ο ψύκτης θα βρίσκεται συνέχεια εν λειτουργία και δεν θα κλείνει από τον θερμοστάτη του. Οι παροχές νερού στους εναλλάκτες ρυθμίζονται με χειροκίνητες ρυθμιστικές βαλβίδες της εταιρείας CIM.

II.2 Ηλεκτρολογικό μέρος

II.2.1 Ρυθμιστές στροφών

Στα κεφάλαια που είναι σχετικά για την αντλία και τους εκτονωτές αναφέρθηκε ότι ο έλεγχος των στροφών γίνεται με κυκλομετατροπείς (Variable Frequency Drives ή VFD's) της εταιρείας Siemens.

Ένας τυπικός ρυθμιστής στροφών αυτού του τύπου αποτελείται από τρεις επιμέρους ηλεκτρονικές συνιστώσες, όπως εικονίζεται στο επόμενο σχήμα. Το ρεύμα του ηλεκτρικού δικτύου ανορθώνεται σε συνεχές μέσα από τη διάταξη διόδων. Ένας ηλεκτρολυτικός πυκνωτής (D.C. Link) διασφαλίζει την αδιάλειπτη ροή ισχύος στο κύκλωμα, ενώ η μετατροπή σε εναλλασσόμενο ρεύμα διαφορετικής συχνότητας και πλάτους τάσης γίνεται στη διάταξη του αντιστροφέα (inverter), πριν τελικά οδηγηθεί στον κινητήρα. Η ροή ισχύος σε σύνδεση γεννήτριας είναι ακριβώς ανάποδη, δηλαδή η διάταξη των διόδων είναι συνδεδεμένη με την γεννήτρια και ο αντιστροφές με το ηλεκτρικό δίκτυο.

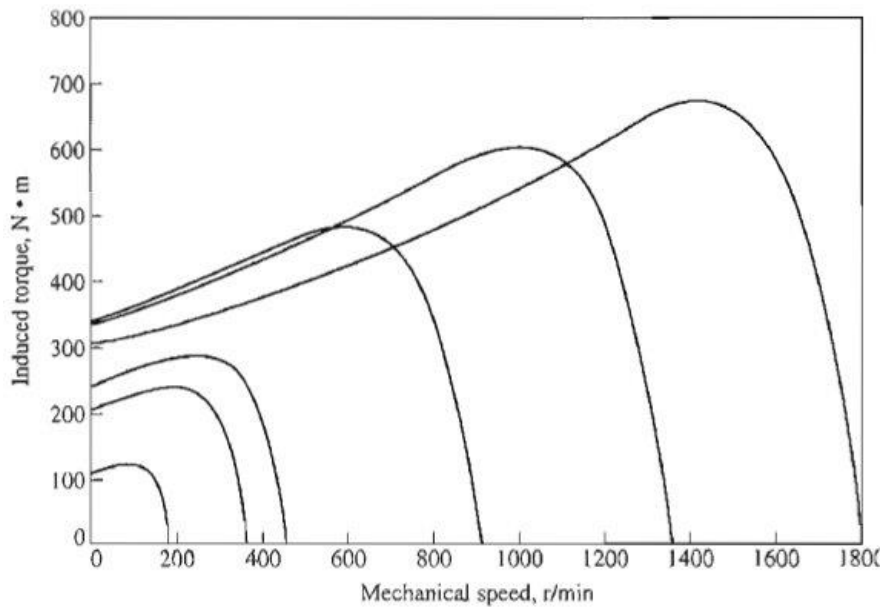


Εικόνα II-12 Σχηματική αναπαράσταση ηλεκτρονικού κυκλώματος ενός VFD

Ο συγκεκριμένος VFD ελέγχει τις στροφές της ηλεκτρικής μηχανής με την μέθοδο της διατήρησης του λόγου V/f σε μία σταθερή τιμή, όπου V είναι η τάση στα άκρα της και f η συχνότητα. Συνεπώς όταν η ηλεκτρική μηχανή λειτουργεί σε στροφές χαμηλότερες των σύγχρονων, που σημαίνει ότι η συχνότητα που επικρατεί στα άκρα της είναι $f < 50\text{Hz}$, η τάση στα άκρα της μεταβάλλεται αναλογικά σε τιμή $V < 480\text{V}$.

Ο παραπάνω έλεγχος είναι απαραίτητος σε περιπτώσεις οδήγησης της μηχανής σε συχνότητες μικρότερης αυτής του δικτύου, καθώς μείωση των στροφών απαιτεί μείωση της συχνότητας στα άκρα της μηχανής, η οποία χωρίς ταυτόχρονη μείωση της τάσης οδηγεί σε αύξηση της μαγνητικής ροής. Η τελευταία μπορεί προκαλέσει δραματική αύξηση του ρεύματος μαγνήτισης λόγω κορεσμού του μαγνητικού πυρήνα[12]. Επιπλέον, οδηγεί σε μικρότερη παραγόμενη ισχύ, αφού η μείωση της τάσης πρέπει να ακολουθηθεί από μείωση του ρεύματος για αποφυγή υπερφόρτωσης των τυλιγμάτων. Τυπικές χαρακτηριστικές της καμπύλης ροπής στροφών για ένα επαγωγικό κινητήρα (για γεννήτρια είναι οι κατοπτρικές ως προς την αρχή των αξόνων) εικονίζονται στο επόμενο σχήμα.

Περιγραφή της εγκατάστασης



II-13 Μεταβολή της χαρακτηριστικής ροπής-στροφών επαγωγικού κινητήρα με τη συχνότητα για έλεγχο V/f [12]

Για τον έλεγχο των στροφών της αντλίας έχει τοποθετηθεί ο τριφασικός ρυθμιστής στροφών **Synamics V20** της Siemens, χαρακτηριστικά του οποίου αναφέρονται στον επόμενο πίνακα:

Siemens Synamics V20	
Ονομαστική ισχύς	1 kW
Ονομαστική συχνότητα	47-63 Hz
I/O	<ul style="list-style-type: none"> • Πρωτόκολλα επικοινωνίας Modbus RTU, USS <ul style="list-style-type: none"> • 4 ψηφιακές εισοδοι • 2 ψηφιακές έξοδοι • 2 αναλογικές εισοδοι • 1 αναλογική έξοδος (όλες παραμετροποιήσιμες)

Πίνακας II-9 Χαρακτηριστικά ρυθμιστή στροφών αντλίας

Όσον αφορά της γεννήτριες, αναγκαστικά επιλέχθηκαν ρυθμιστές αναγεννητικοί στροφών (regenerative inverters) της σειράς **Synamics G120** της Siemens. Η διαφορά των αναγεννητικών ρυθμιστών στροφών σε σχέση με τους απλούς είναι ότι επιτρέπουν, σε κανονική λειτουργία της επαγωγικής μηχανής ως κινητήρα, την επιστροφή της ηλεκτρικής ισχύος που παράγεται κατά την πέδηση του στο ηλεκτρικό δίκτυο.

Στην περίπτωση της παρούσας εγκατάστασης, οι επαγωγικές μηχανές λειτουργούν ως γεννήτριες. Αρχικά επιταχύνονται στην επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής λειτουργώντας ως κινητήρες με μηδενικό φορτίο. Έπειτα συμπλέκονται με τους εκτονωτές, των οποίων η ροπή τις επιταχύνει ελαφρά σε ταχύτητα μεγαλύτερη της σύγχρονης. Στο σημείο αυτό και με βάση το σχήμα της σελ. 19, οι μηχανές εισέρχονται σε λειτουργία γεννήτριας. Ο inverter επιβραδύνει τις γεννήτριες, κρατώντας σταθερές τις στροφές κοντά στις σύγχρονες, οι οποίες ορίζονται από την επιθυμητή συχνότητα του παραγόμενου ρεύματος. Ουσιαστικά, λοιπόν, η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς

επιστρέφεται στο δίκτυο ως ισχύς πέδησης της ηλεκτρικής μηχανής, κάτι που δικαιολογεί την επιλογή αυτού του τύπου ρυθμιστών στροφών.

Τα χαρακτηριστικά των ρυθμιστών στροφών της εγκατάστασης συνοψίζονται στον ακόλουθο πίνακα:

Siemens Synamics G120	
Όνομαστική ισχύς	5,5 kW
Όνομαστικός βαθμός απόδοσης	95%
Κεντρική μονάδα επεξεργασίας	CU240E-2
I/O	<ul style="list-style-type: none"> • Πρωτόκολλα επικοινωνίας Modbus RTU, Profibus, USS • 6 είσοδοι • 3 ψηφιακές έξοδοι • 2 αναλογικές είσοδοι • 2 αναλογικές έξοδοι (όλες παραμετροποιήσιμες)

Πίνακας II-10 Χαρακτηριστικά ρυθμιστών στροφών γεννητριών

Η ρύθμιση των παραμέτρων των ρυθμιστών στροφών γίνεται μέσω των ενσωματωμένων οθονών. Ειδικά οι ρυθμιστές στροφών των γεννητριών παρέχουν πληθώρα παραμέτρων, όπως χρόνους για την ομαλή επιτάχυνση και επιβράδυνση των μηχανών καθώς και ενσωματωμένους PID ελεγκτές για τον έλεγχο των στροφών (δεν χρησιμοποιήθηκαν, καθώς το σύστημα ελέγχου υλοποιήθηκε μέσω του PLC). Περισσότερες πληροφορίες για την παραμετροποίηση των ρυθμιστών στροφών μπορούν να βρεθούν στη διπλωματική εργασία του Ν. Αντωνίου[12].

II.2.2 PLC και λοιπός αυτοματισμός της εγκατάστασης

Κατά την διάρκεια των δοκιμών, όλα τα σήματα από τα μετρητικά της εγκατάστασης οδηγούνταν σε ένα PLC. Ταυτόχρονα στο PLC είχαν προγραμματισθεί κάποιες βασικές συναρτήσεις ασφαλείας, όπως η διακοπή της λειτουργίας της εγκατάστασης σε περίπτωση υπερτάχυνσης των εκτονωτών ή η διακοπή της εγκατάστασης σε περίπτωση γενικού κινδύνου με το πάτημα ενός κουμπιού που έχει τοποθετηθεί στον πίνακα της εγκατάστασης (**Emergency Shutdown ή ESD**). Το PLC επικοινωνούσε με ηλεκτρονικό υπολογιστή μέσω του πρωτοκόλλου Industrial Ethernet χρησιμοποιώντας τον OPC Server της εταιρίας National Instruments. Ταυτόχρονα είχε κατασκευασθεί ένα γραφικό περιβάλλον στο πρόγραμμα Labview της National Instruments, μέσω του οποίου γινόταν ο χειρισμός της εγκατάστασης αλλά και η καταγραφή των πειραματικών δεδομένων σε αρχεία τύπου xls (του προγράμματος Excel της Microsoft).

Στα πλαίσια της αναβάθμισης της φιλοσοφίας του αυτοματισμού της εγκατάστασης, η οποία σχετίζεται και με την παρούσα εργασία, το PLC της εγκατάστασης πρόκειται να αντικατασταθεί με δύο νέα της εταιρίας Schneider. Για τον λόγο αυτό τα χαρακτηριστικά της παλιάς εγκατάστασης

Περιγραφή της εγκατάστασης

αυτοματισμού θα αναπτυχθούν πολύ συνοπτικά και μόνο για λόγους πληρότητας. Για περισσότερες πληροφορίες ο ενδιαφερόμενος μπορεί να ανατρέξει στην εργασία του Ν. Αντωνίου[13].

Η υλοποίηση του αυτοματισμού της εγκατάστασης, με τον οποίον έγιναν οι πειραματικές μετρήσεις που θα παρουσιασθούν στο υπόλοιπο της εργασίας, βασιζόταν σε ένα PLC της σειράς **Simatic S7-300** της Siemens. Το μοντέλο της μονάδας κεντρικής επεξεργασίας (CPU) ήταν το **CPU 313C** και η τροφοδοσία γινόταν με το τροφοδοτικό **PSU 100S 24V/5A**. Η σύνδεση των μετρητικών των οποίων οι μορφομετατροπείς δίνουν αναλογικά σήματα (βλ. κεφάλαιο II.3) απαιτήσε την τοποθέτηση δύο επιπλέον καρτών 8 αναλογικών εισόδων ανάλυσης 13bit της σειράς **SM331**. Για τον έλεγχο των τριών ρυθμιστών στροφών και της ρυθμιστικής βάννας του κυκλώματος θερμού νερού απαιτήθηκε πέραν των ενσωματωμένων αναλογικών εξόδων στη μονάδα κεντρικής επεξεργασίας του PLC και η προσθήκη μίας κάρτας δύο αναλογικών εξόδων ανάλυσης 12 bit της σειράς **SM332**. Οι ενσωματωμένες ψηφιακές εισοδοι και έξοδοι στην κεντρική μονάδα επεξεργασίας ήταν αρκετές για την κάλυψη όλων των ψηφιακών σημάτων, γι' αυτό και δεν χρειάστηκε η τοποθέτηση επιπλέον καρτών. Τέλος, για την επικοινωνία του PLC με τον Η/Υ υπολογιστή αλλά και με μετρητικά που παρέχουν δυνατότητες σύνδεσης Ethernet, προστέθηκε μία κάρτα επικοινωνίας **CP343-1**, η οποία έχει δύο θύρες τύπου RJ45 για την σύνδεση κλασικών καλωδίων δικτύου.

Τα χαρακτηριστικά του PLC της εγκατάστασης συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα:

Τύπος PLC: Siemens Simatic S7-300			
Ποσότητα	Μοντέλο	Περιγραφή	Είσοδοι/Εξοδοι
1	CPU-313C	Κεντρική μονάδα επεξεργασίας	24 ψηφιακές εισοδοι 16 ψηφιακές έξοδοι 5 αναλογικές εισοδοι 2 αναλογικές έξοδοι
1	PSU 100S 24V/5A	Τροφοδοτικό	-
2	SM331	Κάρτα αναλογικών εισόδων	8 αναλογικές εισοδοι ανάλυσης 13bit
1	SM332	Κάρτα αναλογικών εξόδων	2 αναλογικές έξοδοι ανάλυσης 12bit
1	CP343-1	Κάρτα επικοινωνίας	Δύο θύρες RJ-45

Πίνακας II-11 Στοιχεία του Siemens PLC της εγκατάστασης

Τα διάφορα σήματα ελέγχου πριν οδηγηθούν στο PLC διέρχονται από ηλεκτρονόμους (ρελέ), τα οποία είναι αριθμημένα στο ηλεκτρολογικό σχέδιο της εγκατάστασης. Επιπλέον απαιτήθηκαν ένας μετασχηματιστής 230V AC/24V AC και ένα τροφοδοτικό 230V AC/12V DC για τα σήματα ελέγχου της αναλογικής ρυθμιστικής του θερμού νερού και των συμπλεκτών των εκτονωτών αντίστοιχα. Η σύνδεση των αναλυτών ενέργειας προϋποθέτει την τοποθέτηση ενός μετασχηματιστή εντάσεως (CT), λόγω μετασχηματισμού 50A/5A ανά φάση, για κάθε αναλυτή.

Στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης είχαν τοποθετηθεί δύο πρεσοστάτες για την προστασία της αντλίας από υπερβολικά χαμηλή και υπερβολικά ψηλή πίεση αναρρόφησης, των οποίων η ρύθμιση ήταν στα 5bar και στα 16bar αντίστοιχα. Στο κύκλωμα υψηλής πίεσης είχε τοποθετηθεί πρεσοστάτης υψηλής πίεσης, ρυθμισμένος στα 28bar. Όταν κάποιος από αυτούς τους πρεσοστάτες

ενεργοποιούνταν (μετρούμενη πίεση κάτω του ορίου για τους πρεσοστάτες χαμηλής πίεσης και άνω του ορίου για τους υψηλής), το σήμα διαβαζόταν από το PLC το οποίο έδινε εντολή για το σταμάτημα της αντλίας, των εκτονωτών και του λέβητα φυσικού αερίου. Επαναλειτουργία της εγκατάστασης απαιτούσε την χειροκίνητη επαναφορά (reset) του πρεσοστάτη που έδωσε το σήμα σφάλματος.

Το πρόγραμμα του PLC είχε γραφτεί σε γλώσσα STL και όπως αναφέρθηκε ήδη εκτελούσε βασικές λειτουργίες, με βασικότερη την επικοινωνία με τα μετρητικά και φυσικά τις βασικές συναρτήσεις ασφαλείας. Μέσω της κάρτας επικοινωνίας, ο OPC Server διάβαζε τις διευθύνσεις μνήμης από τα Data Blocks του PLC, η οποίες γίνονταν διαθέσιμες στο Labview για τον απομακρυσμένο χειρισμό της εγκατάστασης με την χρήση ηλεκτρονικού υπολογιστή και την καταγραφή των δεδομένων.

Οι αναλυτές ενέργειας δεν συνδέθηκαν στο PLC, αλλά στο τοπικό δίκτυο μέσω ενός switch. Κατ' αυτόν τον τρόπο γινόταν άμεση επικοινωνία του ηλεκτρονικού υπολογιστή με αυτούς με τη βοήθεια του πρωτοκόλλου MODBUS. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας κατασκευάστηκε ένα γραφικό περιβάλλον με το πρόγραμμα Labview μέσω του οποίου γινόταν η παρουσίαση και η καταγραφή των μετρούμενων μεγεθών από τους δύο αναλυτές ενέργειας της εταιρείας Ducati (βλ κεφάλαιο II.3), για το οποίο περισσότερες λεπτομέρειες δίνονται στο Παράρτημα I.

II.3 Μετρητικά όργανα

Ο έλεγχος και η καταγραφή των δεδομένων της πειραματικής εγκατάστασης απαιτεί την τοποθέτηση σ' αυτή πληθώρας μετρητικών οργάνων. Σ' αυτά περιλαμβάνονται:

- 7 γραμμικά αισθητήρια θερμοκρασίας μεταβλητής αντίστασης (RTD) της εταιρείας WIKA, τύπου PT100. Το σήμα μετατρέπεται σε 4-20mA που είναι άμεσα αναγνωρίσιμο από το PLC της εγκατάστασης μέσω μορφομετατροπέων της οικογένειας T19 της ίδιας εταιρίας που είναι τοποθετημένοι σε πλαστικό κουτί που έχει δεθεί στο πλαίσιο της εγκατάστασης. Η μέτρηση γίνεται με επαφή του αισθητηρίου στην εξωτερική επιφάνεια του σωλήνα και σύσφιξη του με μονωτικό υλικό.
- 5 εμβολιζόμενα αισθητήρια πίεσης της εταιρείας WIKA με μορφομετατροπείς τύπου S10 που επίσης δίνουν σήμα 4-20mA.
- Δύο στροφόμετρα τύπου 9210.001 που χρησιμοποιούνται για την μέτρηση της ταχύτητας των γεννητριών με χρήση οπτικών αισθητήρων και ανακλαστήρων. Τα στροφόμετρα έχουν αναλογική έξοδο με σήμα 4-20mA.
- Ένα ηλεκτρομαγνητικό παροχόμετρο της εταιρείας Signet για την μέτρηση της παροχής στο κύκλωμα θερμού νερού και πληθώρα δυνατών σημάτων εξόδου (επιλέχθηκε σήμα 0-20mA)
- Ένα παροχόμετρο τύπου Coriolis της εταιρείας KROHNE για την μέτρηση της παροχής μάζας του οργανικού μέσου. Το παροχόμετρο δίνει τη δυνατότητα δύο αναλογικών εξόδων 4-20mA, οπότε η δεύτερη χρησιμοποιείται για την μέτρηση της πυκνότητας του μέσου.
- 3 αναλυτές ενέργειας, εκ των οποίων είναι:
 - Ένας της εταιρείας Siemens, τύπου PAC-3200, με δυνατότητα επικοινωνίας μέσω του πρωτόκολλου MODBUS. Χρησιμοποιείται για την μέτρηση όλων των ηλεκτρικών μεγεθών στην κεντρική παροχή του υποπίνακα της εγκατάστασης και συνεπώς και για την μέτρηση της καθαρής ενέργειας που παράγεται ή καταναλώνεται από την εγκατάσταση.
 - Δύο της εταιρείας Ducati, τύπου DUCA-LCD96-IO. Χρησιμοποιούνται για την μέτρηση της ενέργειας και των υπόλοιπων ηλεκτρικών μεγεθών στον κινητήρα της αντλίας και στην μία εκ των δύο γεννητριών. Δίνουν δυνατότητα δύο αναλογικών εξόδων 4-20mA ή 0-20mA αλλά και επικοινωνίας μέσω MODBUS.
- Δύο μανόμετρα με οθόνη ένδειξης που τοποθετούνται σε δύο σημεία του κύκλου για σύγκριση των μετρούμενων τιμών με αυτές των αναλογικών αισθητηρίων που συνδέονται στο PLC.
- Δύο θερμόμετρα τύπου μεταβλητής αντίστασης που διαθέτουν οθόνη ένδειξης και τοποθετούνται επίσης σε δύο σημεία του κύκλου για την σύγκριση των μετρούμενων τιμών με αυτές που δίνουν τα αισθητήρια του PLC.
- Ένα διαφορικό μανόμετρο της εταιρείας WIKA με οθόνη ένδειξης για την μέτρηση του μανομετρικού του κυκλοφορητή στο κύκλωμα θερμού νερού.

Επιπλέον χρησιμοποιήθηκαν:

- Ένα όργανο μέτρησης παροχής και διαφοράς θερμοκρασίας (θερμιδομετρητής) της εταιρίας General Electric. Η μέτρηση της παροχής γίνεται με χρήση παροχόμετρου υπερήχων ενώ οι θερμοκρασίες μετρούνται με δύο θερμόμετρα επαφής τύπου μεταβλητής αντίστασης (Pt100). Η χρήση του συγκεκριμένου οργάνου επιτρέπει την μέτρηση θερμοκρασιών και παροχών στο κύκλωμα ψυχρού νερού
- Ένας εξωτερικός αναλυτής ενέργειας της εταιρίας Ducati, ίδιου τύπου και χαρακτηριστικών με αυτούς που τοποθετήθηκαν στον πίνακα της εγκατάστασης (DUCA-LCD96-IO).

Στον πίνακα που ακολουθεί συνοψίζονται οι τύποι, οι θέσεις τοποθέτησης, το εύρος μέτρησης και η ακρίβεια των μετρητικών:

Περιγραφή αισθητηρίου	Τύπος	Θέση μέτρησης	Εύρος μέτρησης	Ακρίβεια
Πίεση				
Πίεσης WIKA	S-10 16bar	Πριν τον εκτονωτή	0-16 bar	0,25% του εύρους
Πίεσης WIKA	S-10 16bar	Μετά τον συμπυκνωτή	0-16 bar	0,25%
Πίεσης WIKA	S-10 16bar	Πριν την αντλία	0-16 bar	0,25%
Πίεσης WIKA	S-10 40bar	Μετά την αντλία	0-40 bar	0,25%
Πίεσης WIKA	S-10 40bar	Μετά τον ατμοποιητή	0-40 bar	0,25%
Θερμοκρασία				
Θερμοκρασίας WIKA	PT100 0..+200°C	Πριν τον εκτονωτή	-55 to 250°C	0.3 °C
Θερμοκρασίας WIKA	PT100 0..+200°C	Μετά τον συμπυκνωτή	-55 to 250°C	0.3 °C
Θερμοκρασίας WIKA	PT100 0..+200°C	Πριν την αντλία	-55 to 250°C	0.3 °C
Θερμοκρασίας WIKA	PT100 0..+200°C	Μετά την αντλία	-55 to 250°C	0.3 °C
Θερμοκρασίας WIKA	PT100 40+100°C	Μετά τον ατμοποιητή	-55 to 250°C	0.3 °C
Θερμοκρασίας WIKA	PT100 0..+200°C	Είσοδος νερού ατμοποιητή	-55 to 250°C	0.3 °C
Θερμοκρασίας WIKA	PT100 0..+200°C	Έξοδος νερού ατμοποιητή	-55 to 250°C	0.3 °C

Πίνακας II-12 Μετρητικά πίεσης και θερμοκρασίας

Περιγραφή της εγκατάστασης

Περιγραφή αισθητηρίου	Τύπος	Θέση μέτρησης	Εύρος μέτρησης	Ακρίβεια
Μέτρηση ροής				
Ηλεκτρομαγνητικό παροχόμετρο SIGNET	MAG. 3-2551-P0-42	Έξοδος λέβητα φυσικού αερίου	0.05-10 m/s	1%
Παροχόμετρο Coriolis (KROHNE)	OPTIMASS MFS 1000 S25/MFC 300C	Έξοδος αντλίας	0-6500 kg/h	Μάζα: 0.15% T: 1°C
Μέτρηση στροφών				
Ψηφιακό ταχύμετρο	-	Γεννήτρια 1	50-50000 rpm	1rpm (για <10000rpm)
Ψηφιακό ταχύμετρο	-	Γεννήτρια 2	50-50000 rpm	1rpm (για <10000rpm)
Μέτρηση ηλεκτρικής ισχύος				
Αναλυτής ενέργειας Ducati	DUCA96LCD-IO	Κινητήρας αντλίας	I: 0,05–5A V: 10-500 V	I: 0,5% V: 0,5% W: 1%
Αναλυτής ενέργειας Ducati	DUCA96LCD-IO	Κινητήρας αντλίας	I: 0,05–5A V: 10-500 V	I: 0,5% V: 0,5% W: 1%

Πίνακας II-13 Λοιπά μετρητικά

Ο συνδυασμός των αισθητηρίων θερμοκρασίας και πίεσης επιτρέπει τον προσδιορισμό των θερμοδυναμικών καταστάσεων σε κάθε σημείο του κύκλου, υπό την προϋπόθεση φυσικά ότι το οργανικό μέσο στην θέση αυτή δεν βρίσκεται σε διφασική κατάσταση.

Ολοκληρώνοντας αναφέρουμε ότι για τον υπολογισμό των σφαλμάτων χρησιμοποιήθηκε ο νόμος διάδοσης σφάλματων. Έτσι, για παράδειγμα, το σφάλμα στην υπολογιζόμενη τιμή της ενθαλπίας γίνεται:

$$\sigma_h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T^2 \cdot \sigma_p^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p^2 \cdot \sigma_T^2}$$

Όταν το σφάλμα του μετρητικού οργάνου δίνεται σε στη μορφή ποσοστού (όπως λ.χ. για τους αναλυτές ενέργειας), τότε αναφερόμαστε στο σχετικό σφάλμα το οποίο ορίζεται ως:

$$C_p = \frac{\sigma_p}{\bar{p}}$$

όπου \bar{p} η μέση τιμή της μετρούμενης πίεσης.

III. Θεωρητικά μοντέλα

Σε πρώτη προσέγγιση σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η εύρεση ενός χάρτη λειτουργίας ολόκληρης της εγκατάστασης, βάση του οποίου θα προκύψουν τα βέλτιστα σημεία λειτουργίας και κατά συνέπεια η στρατηγική ελέγχου. Για τον σκοπό αυτό αναπτύχθηκαν όσο το δυνατόν πιο απλά και μικρών απαιτήσεων σε υπολογιστική ισχύ μοντέλα για τις βασικές συνιστώσες του κύκλου, δηλαδή το ζεύγος αντλίας-επαγωγικού κινητήρα, τα ζεύγη εκτονωτών-επαγωγικών γεννητριών και τους δύο εναλλάκτες (ατμοποιητή και συμπυκνωτή). Τα μοντέλα αυτά μοντέλα περιέχουν εμπειρικές συσχετίσεις οι οποίες θα πρέπει να προσαρμοστούν στην πραγματική εγκατάσταση με βάση πειραματικά δεδομένα, γι' αυτό και ανήκουν στην γενικότερη κατηγορία των αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων. Η μοντελοποίηση γίνεται σε μόνιμη κατάσταση, δηλαδή ο σκοπός είναι η εύρεση καταστάσεων ισορροπίας της εγκατάστασης. Παρόλαυτα μπορεί να αποτελέσει ένα πρώτο βήμα για την κατάστρωση δυναμικών ή ημι-μόνιμων μοντέλων στο μέλλον.

Για την διευκόλυνση του υπολογισμού των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και την ανταλλαγή των δεδομένων αυτών από μοντέλο σε μοντέλο, υλοποιήθηκε μία κλάση με την ονομασία ThermoState, η οποία περιγράφεται στην επόμενη παράγραφο. Στις υπόλοιπες παραγράφους που έπονται περιγράφεται η φιλοσοφία μοντελοποίησης των συνιστωσών του κύκλου.

Ο προγραμματισμός όλων των μοντέλων έγινε με το εμπορικό λογισμικό Matlab 2015a της εταιρείας Mathworks. Μοναδική εξωτερική βιβλιοθήκη που χρησιμοποιήθηκε είναι το COOLPROP για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του εργαζόμενου μέσου και του νερού.

III.1 Η κλάση ThermoState

Ο σκοπός της υλοποίησης της συγκεκριμένης κλάσης είναι η εύρεση ενός συμπαγούς τρόπου για τον υπολογισμό και την διαχείριση όλων των δεδομένων που σχετίζονται με τη θερμοδυναμική κατάσταση σε κάποιο σημείο του κύκλου. Όπως είναι ήδη γνωστό, όλες οι θερμοδυναμικές ιδιότητες μίας καθαρής ουσίας μπορούν να υπολογιστούν αν είναι γνωστές μόνο δύο εξ' αυτών σε πλήρως υγρή ή αέρια φάση ή μία εξ' αυτών σε διφασική κατάσταση. Κατ' αυτόν τον τρόπο η θερμοδυναμική κατάσταση μίας ουσίας ορίζεται από δύο το πολύ παραμέτρους, οι οποίες επιλέγονται ανάλογα με τους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς.

Εν γένει, ο υπολογισμός των ιδιοτήτων σε κάθε κατάσταση γίνεται με βάση την ελεύθερη βιβλιοθήκη COOLPROP. Μόλις οι υπολογισμοί επιτρέψουν τον προσδιορισμό των απαραίτητων ιδιοτήτων για τον χαρακτηρισμό της θερμοδυναμικής κατάστασης, τότε η κλάση ThermoState υπολογίζει τις υπόλοιπες ιδιότητες. Έτσι τα δεδομένα που χαρακτηρίζουν μία θερμοδυναμική κατάσταση μεταφέρονται με έναν συμπαγή τρόπο, οδηγώντας στην αποφυγή των διπλών υπολογισμών μίας ιδιότητας από μοντέλο σε μοντέλο και την διευκόλυνση της ανταλλαγής των δεδομένων ανεξάρτητα από τον αριθμό των φάσεων.

Θεωρητικά μοντέλα

Η συνάρτηση κατασκευής της κλάσης ThermoState έχει την ακόλουθη γενική μορφή:

$$state = ThermoState(val1, val2, 'ident', 'fluid')$$

Τα ορίσματα είναι:

- **val1, val2:** doubles που ορίζουν τις αριθμητικές τιμές δύο ιδιοτήτων
- **ident:** Αλφαριθμητική τιμή που καθορίζει ποιες ιδιότητες ορίζουν οι τιμές val1, val2. Παίρνει τις δυνατές τιμές:
 - 'pT'
 - 'ph'
 - 'pS'
 - 'satP'
 - 'satT'Οι δύο τελευταίες περιπτώσεις απαιτούν τιμή '0' ή '1' για το όρισμα val2 και ορίζουν την κατάσταση κορεσμένου υγρού και ατμού για την πίεση ή τη θερμοκρασία του ορίσματος val1 αντίστοιχα
- **fluid:** προσδιορισμός του εργαζόμενου μέσου, με βάση τους κανόνες του COOLPROP (π.χ. 'water' ή 'R134a')

Τα μέλη της κλάσης ThermoState (ιδιότητες και μέθοδοι) καθώς και οι μονάδες των φυσικών μεγεθών συνοψίζονται στους επόμενους πίνακες:

Παράδειγμα: Έστω s ένα αντικείμενο της κλάσης ThermoState. Η κλήση:

- s.h επιστρέφει την ήδη υπολογισμένη τιμή της ειδικής ενθαλπίας της εν λόγω κατάστασης σε kJ/kg
- s.sl() πρώτα υπολογίζει και επιστρέφει την τιμή της εντροπίας κορεσμένου υγρού για πίεση αυτή της εν λόγω κατάστασης

Σημείωση: Στην συνάρτηση κατασκευής της κλάσης ThermoState οι μονάδες σε όλες τις ιδιότητες είναι αυτές του παραπάνω πίνακα, με εξαίρεση τη θερμοκρασία που πρέπει να είναι σε °C.

	Ιδιότητες	Μονάδες
p	Πίεση	bar
T	Θερμοκρασία	K
h	Ενθαλπία	kJ/kg
s	Εντροπία	kJ/kgK
v	Ειδικός όγκος	m ³ /kg
x	Ξηρότητα	-

Πίνακας III-1 Ιδιότητες κλάσης ThermoState

	Μέθοδοι	Μονάδες
Ts	Θερμοκρασία κορεσμού (στην πίεση p)	K
T_Celsius	Θερμοκρασία	°C
Ts_Celsius	Θερμοκρασία κορεσμού (στην πίεση p)	°C
hl	Ενθαλπία κορεσμένου υγρού (στην πίεση p)	kJ/kg
hv	Ενθαλπία κορεσμένου αερίου (στην πίεση p)	kJ/kg
sl	Εντροπία κορεσμένου υγρού (στην πίεση p)	kJ/kgK
sv	Εντροπία κορεσμένου αερίου (στην πίεση p)	kJ/kgK
vl	Ειδ. όγκος κορεσμένου υγρού (στην πίεση p)	m ³ /kg
vv	Ειδ. όγκος κορεσμένου αερίου (στην πίεση p)	m ³ /kg
cp	Ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση	kJ/kgK
visc	Δυναμική συνεκτικότητα	m ² /s

Πίνακας III-2 Μέθοδοι κλάσης ThermoState

Η ανάπτυξη των μοντέλων που ακολουθούν έχει βασισθεί εξ ολοκλήρου στην κλάση ThermoState.

III.2 Μοντέλο αντλίας

Όπως περιγράφηκε στο κεφάλαιο 2, η αντλία της παρούσας εγκατάστασης είναι τύπου διαφράγματος, κάτι που συνεπάγεται ότι η παροχή όγκου της είναι ευθέως ανάλογη των στροφών και το μανομετρικό της καθορίζεται αποκλειστικά από την υδραυλική αντίσταση ολόκληρης της εγκατάστασης. Υπενθυμίζεται ότι η σχέση που συνδέει τις στροφές με την ογκομετρική παροχή είναι η:

$$\dot{V}[lpm] = \frac{N_p[RPM] - 22,681}{46,705} \quad (2.3)$$

Η υπολογισμοί ξεκινάνε με δεδομένα την κατάσταση εισόδου και τις στροφές της αντλίας. Επιπλέον, αφού όπως αναφέρθηκε παραπάνω, το μανομετρικό της αντλίας δεν εξαρτάται από την παροχή, αναγκαστικά πρέπει να δοθεί ως δεδομένο και η πίεση στην έξοδο της αντλίας. Αξιοποιώντας τα παραπάνω δεδομένα υπολογίζεται η μηχανική ισχύς στον άξονα της αντλίας W_{mech} μέσω της προτεινόμενης σχέσης του κατασκευαστή της αντλίας:

$$W_{mech}[kW] = 15 \cdot \frac{N_p(RPM)}{84428} + \frac{\dot{V}(l/m) \cdot dP(bar)}{511} \quad (3.1)$$

Η σχέση αυτή υπονοεί και τον βαθμό απόδοσης της αντλίας, αφού ο δεύτερος όρος της ορίζει το υδραυλικό έργο για ασυμπίεστο ρευστό:

$$W_{hyd} = \dot{V} \cdot dP \quad (3.2)$$

Θεωρητικά μοντέλα

Η διαίρεση κατά μέλη των εξισώσεων 3.1 και 3.2 πρακτικά δίνει τον βαθμό απόδοσης της αντλίας:

$$\eta_{pump} = \frac{W_{hyd}}{W_{mech}} \quad (3.3)$$

Με κατάλληλη μετατροπή των μονάδων, βρίσκουμε ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της αντλίας, ο οποίος επιτυγχάνεται για $N_p = 0$, είναι:

$$\eta_{pump,max} = 85,2\%$$

Το προσδιδόμενο στο ρευστό έργο μπορεί εναλλακτικά να υπολογισθεί και με την διαφορά ενθαλιών μεταξύ της εισόδου και της εξόδου:

$$W_{flu,p} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (3.4)$$

Όπου m η παροχή μάζας στην αντλία, που υπολογίζεται κατά σύμβαση ως:

$$\dot{m} = \rho_{out} \cdot \dot{V} \quad (3.5)$$

Η ενθαλία εξόδου βέβαια είναι άγνωστη, δεδομένου ότι δεν είναι γνωστή άλλη ιδιότητα πέραν την πίεσης στην έξοδο της αντλίας. Σε περίπτωση που η διαδικασία είναι ισεντροπική (αντιστρέψιμη), οι εξισώσεις 3.2 και 3.4, λόγω του πρώτου θερμοδυναμικού αξιώματος, δίνουν περίπου τις ίδιες τιμές και άρα μπορεί να εκτιμηθεί η ενθαλία στην έξοδο.

Η διαδικασία της συμπίεσης του οργανικού ρευστού βέβαια δεν γίνεται με αντιστρέψιμο τρόπο και εν γένει $W_{flu,p} \neq W_{hyd}$. Μη αντιστρεπτότητες υπεισέρχονται λόγω τριβών και συμπιεστότητας που οδηγούν στην μεταφορά θερμότητας προς το ρευστό και συνεπώς σε αύξηση της θερμοκρασίας του. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για την συμπίεση ορίζεται ως:

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (3.6)$$

Δεδομένου ότι δεν είναι εφικτή η εκτίμηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας, στο εν λόγω μοντέλο γίνεται η υπόθεση ότι η περίσσεια ισχύς στον άξονα της αντλίας, όπως αυτή υπολογίζεται από τη σχέση (3.1), προσδίδεται ως θερμότητα στο οργανικό μέσο και συνεπώς αμελούνται οι απώλειες θερμότητας από το σώμα της αντλίας στο περιβάλλον. Έτσι:

$$h_{out} = h_{in} + \frac{W_{mech}}{\dot{m}} \quad (3.7)$$

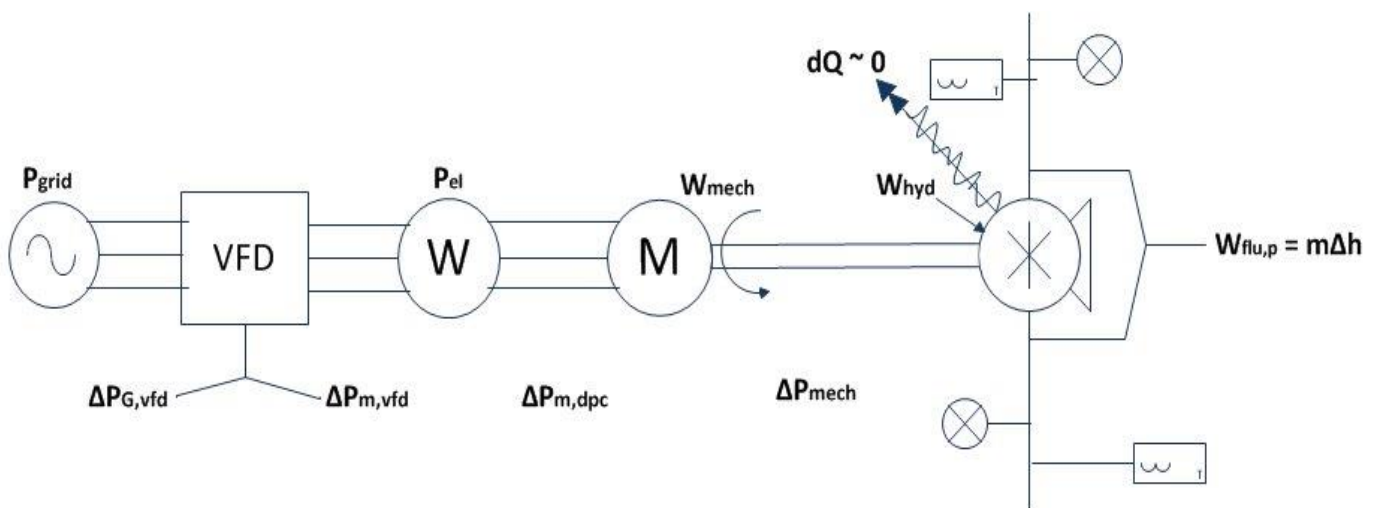
Οπότε πρακτικά γίνεται η υπόθεση ότι:

$$\eta_{pump} \cong \eta_{is,p} \quad (3.8)$$

Όπως γίνεται αντιληπτό, ο υπολογισμός της παροχής μάζας από τη σχέση (3.5) απαιτεί πρώτα τον καθορισμό της κατάστασης εξόδου της αντλίας. Τα παραπάνω επιβάλλουν μία επαναληπτική

διαδικασία, όπου πρώτα γίνεται υπόθεση της πυκνότητας στην έξοδο, υπολογίζεται η παροχή μάζας από τις σχέσεις (2.3) και (3.5), έπειτα προσδιορίζεται η ενθαλπία εξόδου με συνδυασμό των σχέσεων (3.1) και (3.7) και τελικά η θερμοδυναμική κατάσταση στην έξοδο της αντλίας. Κατ' αυτόν τον τρόπο προκύπτει μία νέα τιμή της πυκνότητας, οπότε επαναλαμβάνεται η παραπάνω υπολογιστική ακολουθία μέχρι σύγκλισης της τιμής της πυκνότητας.

Ο υπολογισμός της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας για την λειτουργία της αντλίας είναι εξαιρετικής σημασίας για την εύρεση της καθαρής παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας P_{net} που αποτελεί και την μεταβλητή βελτιστοποίησης του κύκλου. Για τον σκοπό αυτό πέραν του καθορισμού του μηχανικού έργου στον άξονα της αντλίας, είναι απαραίτητος ο καθορισμός των απωλειών του επαγωγικού κινητήρα και του ρυθμιστή στροφών. Η ροή ισχύος στο ζεύγος αντλίας – κινητήρα ακολουθεί το επόμενο σχήμα:



Εικόνα III-1 Σχηματική αναπαράσταση ροής ισχύος στο ζεύγος κινητήρα-αντλίας

Οι συμβολισμοί στο παραπάνω σχήμα χρησιμοποιούνται εκτεταμένα στο υπόλοιπο του κεφαλαίου και γι αυτό συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα:

Σύμβολο	Περιγραφή	Σχέση υπολογισμού
$W_{flu,p}$	Προσδιδόμενο έργο στο ρευστό	$m \cdot \Delta h$
W_{hyd}	Υδραυλικό έργο στην αντλία	$\dot{V} \cdot \Delta P$
W_{mech}	Μηχανικό έργο στον άξονα της αντλίας	σχέση (3.1)
ΔP_{mech}	Μηχανικές απώλειες της αντλίας	$W_{mech} - W_{hyd}$
$\Delta P_{m,dpc}$	Απώλειες στον κινητήρα λόγω αλλαγής σημείου λειτουργίας	σχέση (3.9)
$\Delta P_{m,vfd}$	Απώλειες στον κινητήρα λόγω αρμονικών του σήματος του VFD	-
P_{el}	Ηλεκτρική ισχύς που απορροφά ο κινητήρας	$W_{mech} + \Delta P_{m,dp} + \Delta P_{m,vfd}$
$\Delta P_{G,vfd}$	Απώλειες του ρυθμιστή στροφών	-
P_{grid}	Απορροφούμενη ηλεκτρική ισχύς από το δίκτυο	$P_{el} \cdot (VFD \text{ factor})$

Πίνακας III-3 Συμβολισμοί εικόνας III.1

III.2.1 Μοντέλο κινητήρα

Η απόδοση του κινητήρα επηρεάζεται τόσο από την αλλαγή σημείου λειτουργίας του ($\Delta P_{m,dpc}$), όσο και από τις απώλειες που επιφέρει σ' αυτόν ο ρυθμιστής στροφών λόγω των σημάτων υψηλών αρμονικών που προκαλεί η λειτουργία του ($\Delta P_{m,vfd}$). Τέλος κάποιες απώλειες εμφανίζονται και στον ίδιο τον ρυθμιστή στροφών ($\Delta P_{G,vfd}$).

Για την εύρεση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα στο νέο σημείο λειτουργίας του πρέπει να βρεθεί η εξάρτηση των απωλειών του κινητήρα από την ηλεκτρική συχνότητα στα άκρα του και από το φορτίο στον άξονα του, οριζόμενου ως:

$$\varphi = \frac{W_{mech}}{P_R} \quad (3.9)$$

όπου P_R η ονομαστική ισχύς του κινητήρα, που είναι 3kW.

Οι απώλειες σε έναν επαγωγικό κινητήρα αποτελούνται από δύο κύριες συνιστώσες, τις απώλειες χαλκού ή ωμικές απώλειες στα τυλίγματα του στάτη και του δρομέα ($\sim I^2$) και τις απώλειες περιστροφής, στις οποίες συμπεριλαμβάνονται οι απώλειες αερισμού της μηχανής, οι απώλειες πυρήνα και οι απώλειες αεροδυναμικών τριβών ($\sim N^2$). Τέλος ένα μικρότερο τμήμα απωλειών δύναται να μένει πρακτικά ανεξάρτητο από τους παραπάνω παράγοντες, και μπορεί να περιλαμβάνει μικρότερες και δυσκολότερες στη μοντελοποίηση μορφές απωλειών (π.χ. κατανεμημένες απώλειες).

Παλαιότερες μελέτες υποδεικνύουν σχέσεις για την αναγωγή των απωλειών από το ονομαστικό σημείο λειτουργίας (f_n, ϕ_n), έστω ΔP_n , σε ένα νέο σημείο λειτουργίας (f, ϕ), όπου f η ηλεκτρική συχνότητα. Η μελέτη [14] προτείνει μία σχέση της μορφής:

$$\Delta P_{m,dpc} = \left\{ a + b \cdot \left(\frac{f}{f_n} \right)^2 + c \left(\frac{M}{M_n} \right)^2 \right\} \cdot \Delta P_{m,n} \quad (3.10)$$

όπου M συμβολίζεται γενικά η ροπή και ο δείκτης n αναφέρεται στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας του κινητήρα (Πίνακας II-2). Αντίστοιχες συσχετίσεις έχουν χρησιμοποιηθεί για μοντελοποίηση κινητήρων και σε άλλες εργασίες ([15], [16]).

Ο όρος $\frac{M}{M_n}$ δεν είναι άμεσα γνωστός γι' αυτό και η σχέση (3.10) χρειάζεται τροποποίηση. Ισχύει ότι:

$$\frac{M}{M_n} = \frac{W_{mech}}{W_{mech,n}} \cdot \frac{N_n}{N} \xrightarrow{(2.4),(3.9)} \frac{M}{M_n} = \varphi \cdot \frac{(1 - s_n) \cdot f_n}{(1 - s) \cdot f}$$

Παρατηρώντας το σχήμα II-13 μπορούμε να υποθέσουμε ότι η χαρακτηριστική ροπής στροφών μεταβάλλεται παράλληλα ως προς τον εαυτό της, ειδικά για μικρές μεταβολές της συχνότητας. Επιπλέον στην περιοχή μεταξύ της λειτουργίας εν κενώ και του ονομαστικού σημείου λειτουργίας, όπως ήδη έχει αναφερθεί, η χαρακτηριστική ροπής στροφών του κινητήρα είναι σχεδόν γραμμική. Κατόπιν όλων αυτών ισχύει:

$$\frac{s}{s_n} \cong \frac{M}{M_n}$$

όπου $s_n = 4,3\%$ η ολίσθηση στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.

Αν επιπλέον ορίσουμε:

$$f^* = \frac{f}{f_n}$$

καταλήγουμε ότι:

$$s_n \left(\frac{M}{M_n} \right)^2 - \frac{M}{M_n} + \frac{\varphi}{f^*} (1 - s_n) = 0$$

Η παραπάνω εξίσωση έχει μία αποδεκτή ρίζα ($\frac{M}{M_n} < 1$) την:

$$\frac{M}{M_n} = \frac{1 - \sqrt{4s_n(1 - s_n) \frac{\varphi}{f^*}}}{2s_n}$$

Οπότε τελικά οι απώλειες μπορούν να γραφούν τελικά ως:

$$\Delta P_{m,dpc} = \left\{ a + b \cdot \left(\frac{f}{f_n} \right)^2 + c \left(\frac{1 - \sqrt{4s_n(1 - s_n) \frac{\varphi}{f^*}}}{2s_n} \right)^2 \right\} \cdot \Delta P_{m,n} \quad (3.11)$$

Όπως γίνεται αντιληπτό ο τελευταίος όρος της εξίσωσης (3.11) αντιπροσωπεύει το φορτίο του κινητήρα, το οποίο σχετίζεται με τις απώλειες χαλκού, ο δεύτερος όρος τις απώλειες περιστροφής ενώ ο πρώτος τις σταθερές απώλειες. Το φορτίο διαιρείται με τον λόγο συχνοτήτων, υποδηλώνοντας το γεγονός ότι οι ωμικές απώλειες δεν ανάγονται στην ονομαστική ισχύ του κινητήρα αλλά στην σχετική ονομαστική ισχύ ως προς τη νέα συχνότητα (ισοδύναμα τάση για έλεγχο V/f) λειτουργίας, η οποία υπαγορεύεται από το διερχόμενο ρεύμα (βλ. [15]).

Από τον ορισμό του βαθμού απόδοσης του κινητήρα, η_m , ισχύει ότι

$$\Delta P_{m,n} = \left(\frac{1}{\eta_{m,n}} - 1 \right) \cdot P_R \quad (3.12)$$

όπου $\eta_{m,n} = 84,6\%$ ο ονομαστικός βαθμός απόδοσης, οπότε $\Delta P_{m,n} = 546,1 \text{ W}$.

Οι συντελεστές α,β,σ αντικατοπτρίζουν την βαρύτητα της κάθε μορφής απωλειών και όπως έχει παρατηρηθεί ο συντελεστής σ παίρνει τιμές στο διάστημα [0,6-0,7] ενώ ο β στο διάστημα [0,2-0,3] [14], [15].

Θεωρητικά μοντέλα

Για την εύρεση των συντελεστών a, b και c πρέπει να ελεγχθούν δεδομένα που παρέχονται από τον κατασκευαστή του κινητήρα. Στην προκειμένη περίπτωση, δεδομένα υπάρχουν τόσο για λειτουργία του κινητήρα εν κενώ (no load test), τα οποία χρησιμοποιούνται για την εύρεση των απωλειών περιστροφής, όσο και από τη λειτουργία του κινητήρα υπό φορτίο, τα οποία χρησιμοποιούνται για την εύρεση των απωλειών χαλκού.

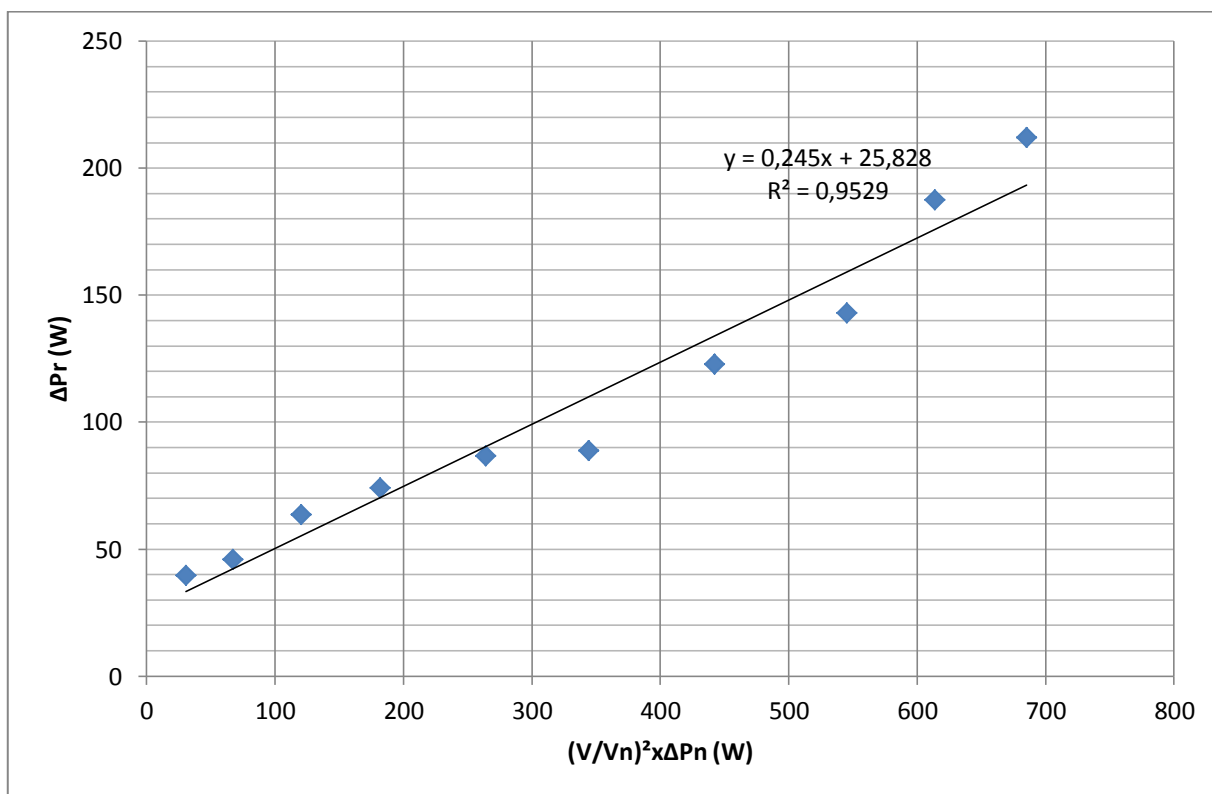
Κατά την λειτουργία του κινητήρα εν κενώ, το φορτίο είναι πρακτικά μηδενικό, συνεπώς και η ολίσθηση του κινητήρα είναι πολύ μικρή. Εξαιτίας αυτού, η ανάλυση του κυκλώματος του κινητήρα οδηγεί στο συμπέρασμα ότι οι απώλειες χαλκού στον δρομέα της μηχανής είναι αμελητέες [12] και έτσι γενικά οι περιστροφικές απώλειες ΔP_r είναι ίσες με την απορροφούμενη ισχύ μείον της απώλειες χαλκού του στάτη:

$$\Delta P_r = P_{input} - P_{cu,s}$$

Ο κατασκευαστής στο πείραμα με μηδενικό φορτίο έχει μετρήσει την απορροφούμενη ισχύ και τις απώλειες χαλκού (έμμεσα με μέτρηση τάσης, ρεύματος και της ωμικής αντίστασης) του στάτη, για διάφορες τάσεις εισόδου. Επειδή, όπως αναφέρθηκε ήδη ο έλεγχος του κινητήρα γίνεται με τη μέθοδο διατήρησης του λόγου V/f σε σταθερή τιμή, ισχύει ότι:

$$\frac{f}{f_n} = \frac{V}{V_n}$$

και έτσι για την εύρεση του συντελεστή b και σύμφωνα με την εξίσωση (3.11) συσχετίζουμε τις περιστροφικές απώλειες με τον όρο $\left(\frac{V}{V_n}\right)^2 \cdot \Delta P_n$.



Εικόνα III-2 Συσχέτιση απωλειών εν κενώ του κινητήρα με τον λόγο τάσεων

Όπως παρατηρούμε η συσχέτιση των δύο μεγεθών μπορεί να θεωρηθεί με σχετική ακρίβεια ως γραμμική, με τον συντελεστή b να παίρνει την τιμή:

$$b = 0,245$$

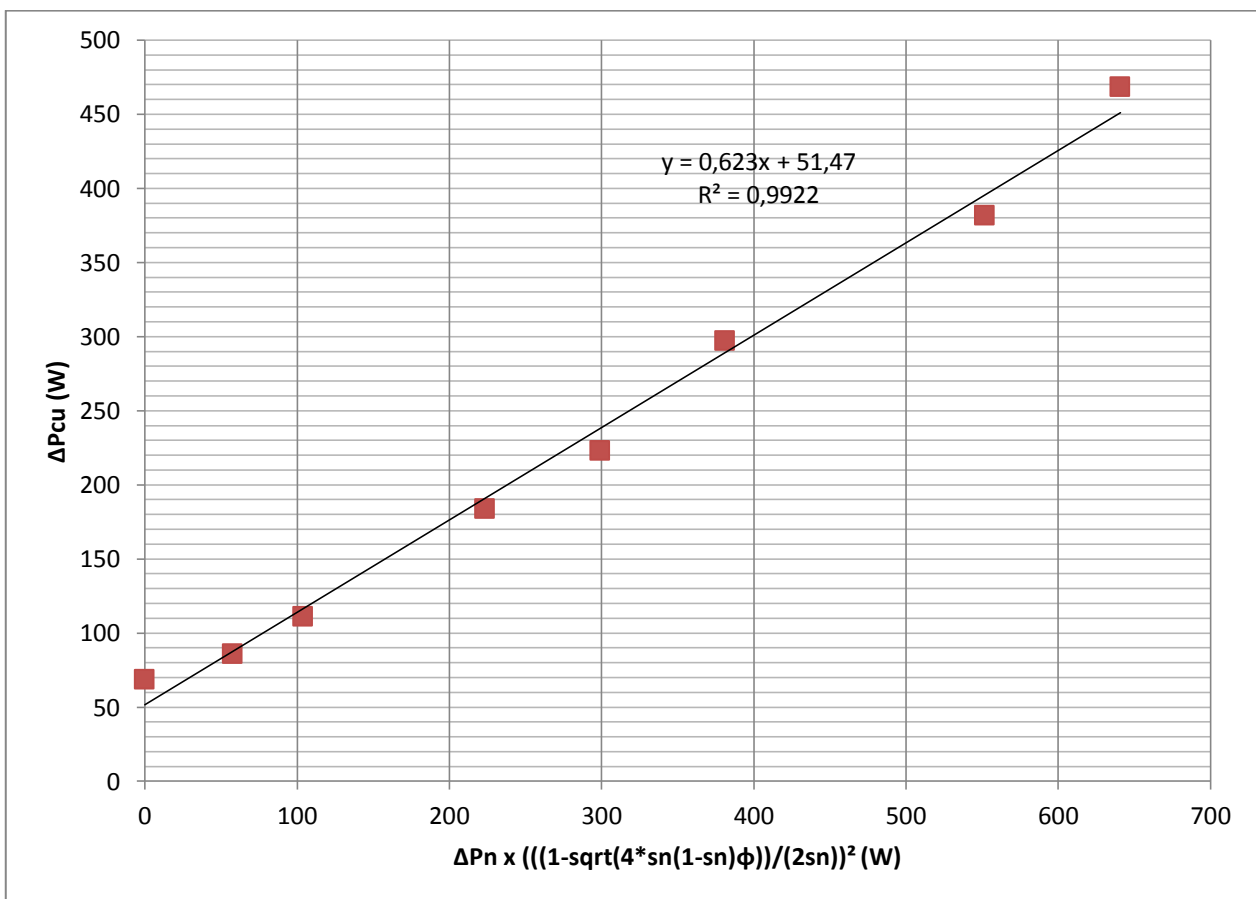
ενώ προκύπτει και ένας σταθερός όρος με τιμή:

$$\alpha_R = \frac{25,828}{\Delta P_{m,n}} = 0,047$$

Στο πείραμα υπό φορτίο, ο κατασκευαστής δοκιμάζει τον κινητήρα για διάφορες τιμές του φορτίου ϕ σε λειτουργία στην ονομαστική συχνότητα λειτουργίας ($f_n = 50\text{Hz} \rightarrow f^* = 1$). Μετρήσεις γίνονται τόσο για τις απώλειες χαλκού στο στάτη, όσο και για τις απώλειες χαλκού στον δρομέα του κινητήρα. Οι ολικές απώλειες χαλκού στη λειτουργία του κινητήρα υπό φορτίο θα είναι:

$$\Delta P_{cu} = \Delta P_{cu,s} + \Delta P_{cu,r}$$

Με βάση την εξίσωση (3.9) οι απώλειες χαλκού θα πρέπει να εμφανίσουν γραμμική εξάρτηση με τον όρο $\left(\frac{1 - \sqrt{4s_n(1-s_n)} \cdot \phi}{2s_n}\right)^2$



Εικόνα III-3 Συσχέτιση των απωλειών σε λειτουργία με φορτίο του κινητήρα με τον λόγο ροπών

Θεωρητικά μοντέλα

Σ' αυτήν την περίπτωση η γραμμική προσαρμογή είναι ακόμα καλύτερη δίνοντας τον συντελεστή c ως:

$$c = 0,623$$

και έναν νέο σταθερό όρο:

$$\alpha_{cu} = \frac{51,47}{\Delta P_n} = 0,094$$

Όπως λοιπόν αναφέρθηκε, οι τρεις μορφές απωλειών συνθέτουν την εξίσωση (3.9), με το άθροισμα των δύο σταθερών όρων να δίνει τον συντελεστή των σταθερών απωλειών:

$$\alpha = \alpha_R + \alpha_{cu} = 0,142$$

Οδηγώντας στην τελική μορφή της σχέσης για τον υπολογισμό των απωλειών:

$$\Delta P_{m,dpc} = \left\{ 0,142 + 0,245 \left(\frac{f}{f_n} \right)^2 + 0,623 \left(\frac{1 - \sqrt{4s_n(1-s_n)} \frac{\varphi}{f^*}}{2s_n} \right)^2 \right\} \cdot \Delta P_{m,n} \quad (3.11)$$

Το άθροισμα των τριών συντελεστών που προέκυψαν δίνει:

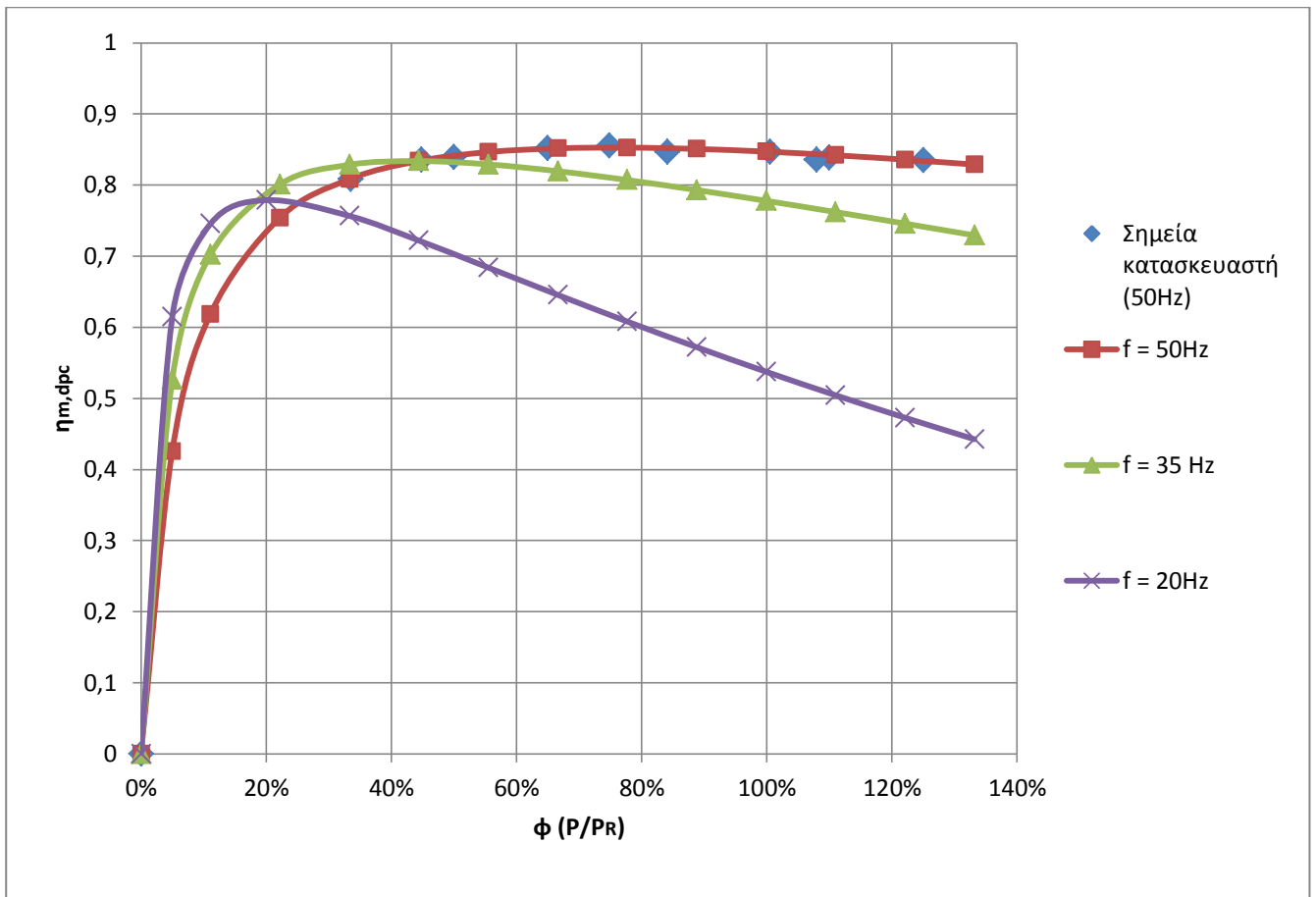
$$\alpha + \beta + c \cong 1,041$$

συνεπώς στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας επαληθεύεται η ταυτότητα, κάτι που επιβεβαιώνει την ισχύ της παραπάνω προσέγγισης.

Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα λόγω αλλαγής του σημείου λειτουργίας του πλέον υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\eta_{m,dpc} = 1 - \frac{\Delta P}{W_{mech} + \Delta P} \quad (3.13)$$

Το παραπάνω μοντέλο δίνει την ακόλουθη καμπύλη για τον βαθμό απόδοσης του κινητήρα:



Εικόνα III-4 Βαθμός απόδοσης κινητήρα λόγω αλλαγής σημείου λειτουργίας συναρτήσει του λόγου συχνότητων και του φορτίου φ

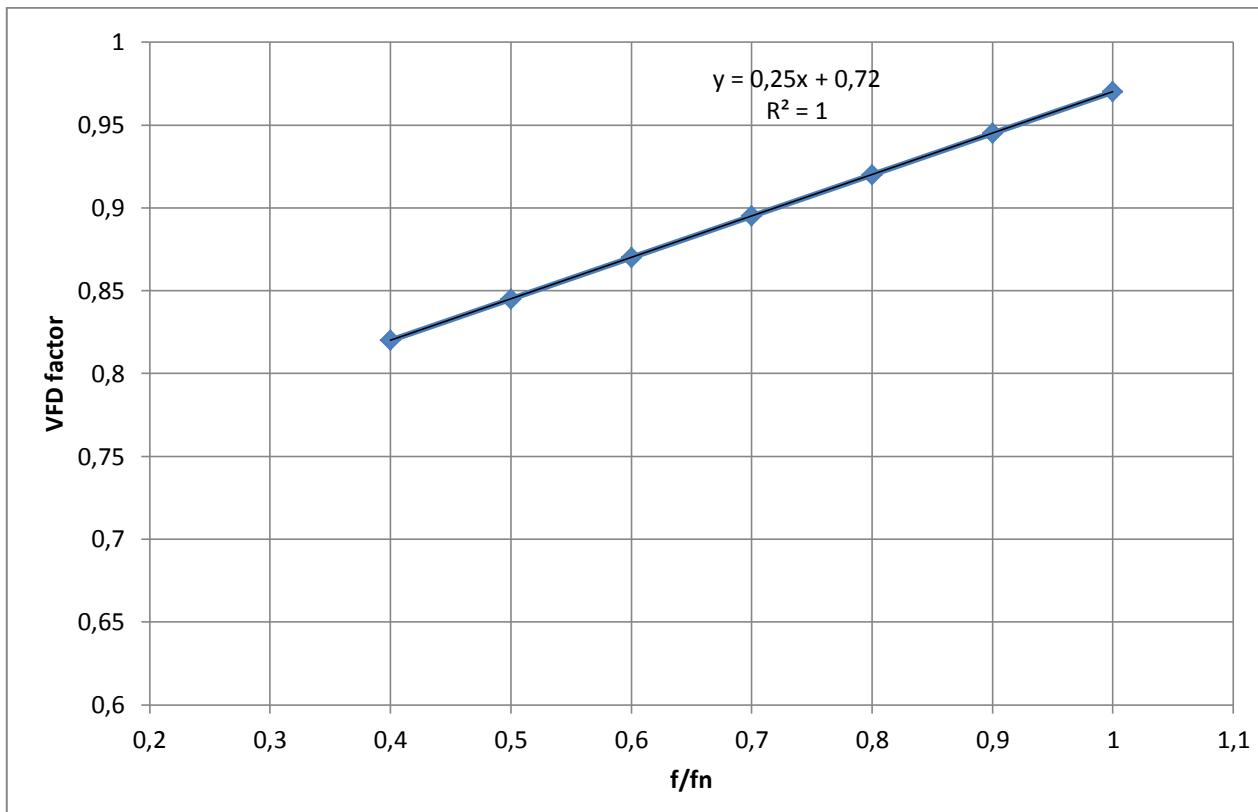
Στο ίδιο διάγραμμα εικονίζονται και τα σημεία του κατασκευαστή. Όπως είναι εμφανές, ο πραγματικός βαθμός απόδοσης προσεγγίζεται πολύ καλά από το μοντέλο, αν και το γεγονός ότι δεν δίνονται σημεία από τον κατασκευαστή για τιμές του φορτίου $\phi < 33\%$ οδηγεί σε αβεβαιότητες ως προς τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης σε μικρά φορτία.

Στο διάγραμμα εικονίζεται και η μεταβολή του βαθμού απόδοσης με την συχνότητα (ισοδύναμα τάση) τροφοδοσίας. Όπως παρατηρείται, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης τείνει να εμφανιστεί σε χαμηλότερα φορτία όσο η συχνότητα μειώνεται. Αυτό είναι θετικό για την περίπτωση οδήγησης μίας αντλίας διαφράγματος, όπως η μελετώμενη, καθώς για σταθερό μανομετρικό, μείωση των στροφών συνεπάγεται ανάλογη μείωση του φορτίου λόγω της μικρότερης διακινούμενης παροχής, κάνοντας θεωρητικά αποδοτική την λειτουργία του ζεύγους κινητήρα-αντλίας και σε μερικά φορτία. Ταυτόχρονα βέβαια μείωση της συχνότητας επιφέρει και μείωση του μέγιστου βαθμού απόδοσης.

Όσον αφορά την επίδραση του ρυθμιστή στροφών, ο Wallbom-Carlson όρισε έναν παράγοντα ο οποίος εμπεριέχει την συνιστώσα των απωλειών που προκαλούνται από το σήμα του ρυθμιστή στροφών στον κινητήρα $\Delta P_{m,vfd}$ (παράμετρο που δεν μπορεί να αμεληθεί, ειδικά για ρυθμιστές στροφών που κάνουν ρύθμιση της τάσης με την μέθοδο μεταβαλλόμενου εύρους παλμού (PWM)), όσο και τις απώλειες του ίδιου του ρυθμιστή $\Delta P_{G,vsd}$. Στην εργασία του Burt[17] δίνεται

Θεωρητικά μοντέλα

ένας πίνακας τιμών γι' αυτόν τον παράγοντα συναρτήσει του λόγου συχνοτήτων f^* , οι οποίες εικονίζονται στο επόμενο γράφημα:



Εικόνα III-5 Συσχέτιση VFD factor με τον λόγο συχνοτήτων

Όπως φαίνεται, οι τιμές αυτές έχουν ακριβώς γραμμική συσχέτιση με τον λόγο συχνοτήτων και ισχύει:

$$(VFD\ factor) = 0,25 \cdot f^* + 0,72 \quad (3.14)$$

Τελικά, ο βαθμός απόδοσης για τον κινητήρα και τον ρυθμιστή στροφών προκύπτει ως το γινόμενο του βαθμού απόδοσης του κινητήρα λόγω της αλλαγής του σημείου λειτουργίας του επί τον ανωτέρω παράγοντα:

$$\eta_{m,VFD} = (VFD\ factor) \cdot \eta_{m,dpc} \quad (3.15)$$

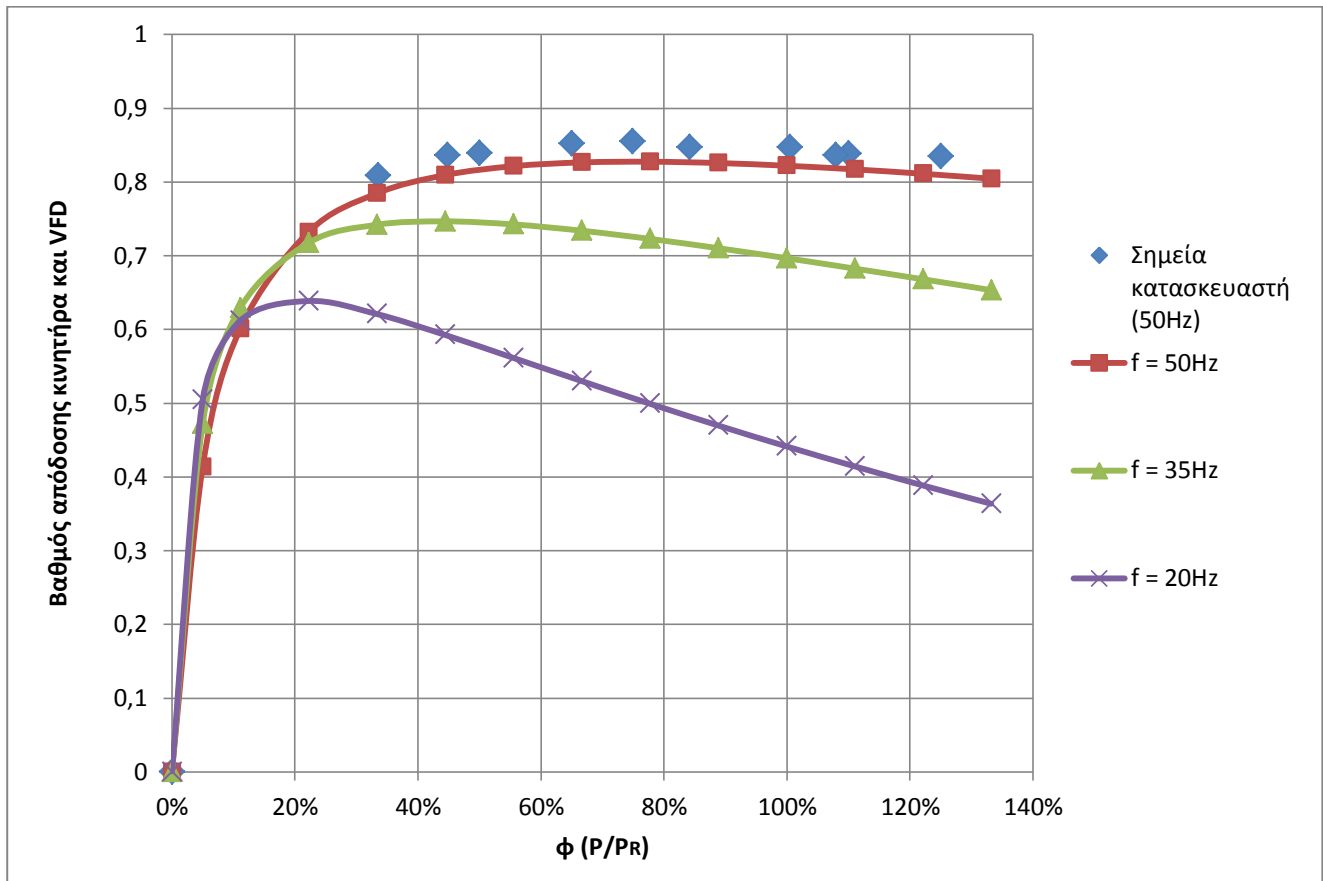
οπότε η ηλεκτρική ισχύς που απαιτείται από το δίκτυο για την λειτουργία του κινητήρα είναι:

$$P_{grid} = \frac{W_{mech}}{\eta_{m,VFD}} \quad (3.16)$$

Η παραπάνω προσέγγιση έχει το μειονέκτημα ότι δεν είναι δυνατός ο διαχωρισμός των απωλειών που επιφέρει το σήμα που παράγει ο ρυθμιστής στροφών στον κινητήρα από τις απώλειες του ίδιου ρυθμιστή.

Ο τελικός βαθμός απόδοσης του οδηγούμενου από τον ρυθμιστή στροφών κινητήρα $\eta_{m,VFD}$, όπως ορίζεται από την σχέση (3.16), εικονίζεται στο γράφημα της επόμενης σελίδας.

Είναι φανερό ότι ο ρυθμιστής στροφών προκαλεί πτώση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα και του ρυθμιστή με την μείωση της συχνότητας. Ταυτόχρονα στην συχνότητα του δικτύου (50 Hz) γίνεται εμφανής και η επίδραση των απωλειών του ίδιου του ρυθμιστή στον βαθμό απόδοσης $\eta_{m,VFD}$, αφού οι τιμές του είναι ελαφρά μικρότερες από αυτές του κατασκευαστή.



Εικόνα III-6 Βαθμός απόδοσης κινητήρα και ρυθμιστή στροφών συναρτήσει του λόγου συχνοτήτων και του φορτίου φ

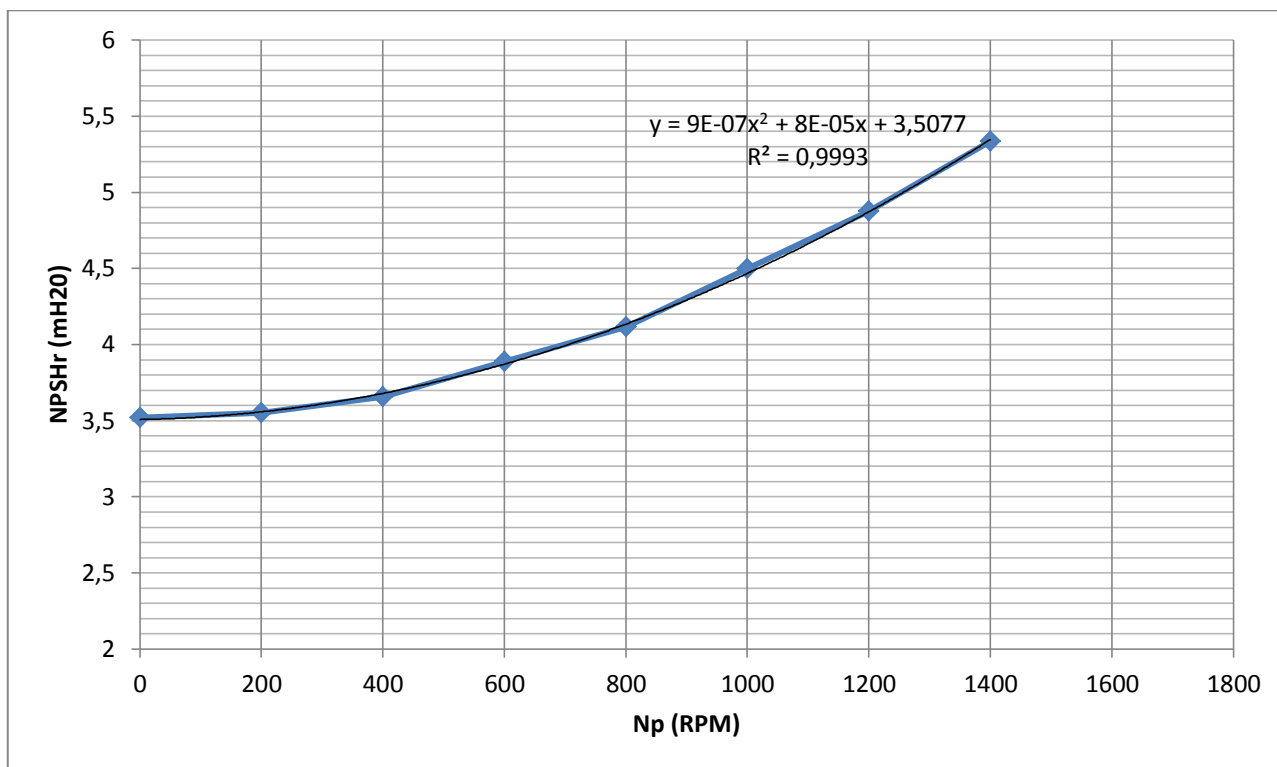
III.2.2 Σπηλαιώση αντλίας

Άλλη μία σημαντική παράμετρος που πρέπει να μπορεί να προβλεφθεί από το μοντέλο της αντλίας είναι η πιθανότητα σπηλαιώσης. Γενικά η συνθήκη μη εμφάνισης σπηλαιώσης σε μία αντλία είναι:

$$NPSH_a > NPSH_r \quad (3.17)$$

Όπου $NPSH_a$ το διαθέσιμο ύψος αναρρόφησης και $NPSH_r$ το ελάχιστο απαιτούμενο ύψος (ή κρίσιμο ύψος) για την αποφυγή της σπηλαιώσης, που αποτελεί κατασκευαστική παράμετρο της αντλίας. Ο κατασκευαστής δίνει την παράμετρο $NPSH_r$ συναρτήσει των στροφών της αντλίας με τη μορφή γραφήματος. Από το γράφημα αυτό επιλέχθηκαν ορισμένες τιμές στις οποίες προσαρμόστηκε μία πολυωνυμική εξίσωση δευτέρου βαθμού. Έτσι:

$$NPSH_r(m_{H_2O}) = 8,9 \cdot 10^{-7} N_p(RPM)^2 + 7,5 \cdot 10^{-5} N_p(RPM) + 3,508 \quad (3.18)$$



Εικόνα III-7 Κρίσιμο ύψος αναρρόφησης αντλίας συναρτήσει των στροφών της

Το κρίσιμο ύψος αναρρόφησης $NPSH_r$ δίνεται από τον κατασκευαστή σε mΣΥ. Για να είναι δυνατή η σύγκριση του με το διαθέσιμο ύψος αναρρόφησης που υπολογίζεται σε bar, διαιρείται με 10,2, δηλαδή:

$$NPSH_r(bar) = \frac{NPSH_r (mΣΥ)}{10,2} \quad (3.19)$$

Στις αντλίες θετικής μετατόπισης υπάρχει άλλη μία μορφή απωλειών πίεσης που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη όταν γίνονται υπολογισμοί που αφορούν την εμφάνιση σπηλαίωσης, η οποία προκύπτει από την διαδοχική επιβράδυνση και επιτάχυνση του ρευστού που οφείλεται στην διακοπτόμενη λειτουργία της αντλίας. Οι απώλειες αυτές ορίζονται ως ύψος επιτάχυνσης H_a , το οποίο υπολογίζεται ως[18]:

$$H_a(m) = \frac{C \cdot L \cdot N_p \cdot V}{g \cdot K} \quad (3.20)$$

Στην παραπάνω σχέση, L ορίζεται το καθαρό μήκος της γραμμής αναρρόφησης (από το τροφοδοτικό δοχείο έως την είσοδο της αντλίας), N_p οι στροφές της αντλίας, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ η επιτάχυνση της βαρύτητας, V η ταχύτητα του ρευστού στον σωλήνα αναρρόφησης και C, K σταθερές που προσδιορίζονται με βάση τον τύπο της αντλίας και το είδος του ρευστού αντίστοιχα. Σύμφωνα με τον παραπάνω ορισμό, το ύψος επιτάχυνσης βρίσκεται ότι είναι ανάλογο του τετραγώνου των στροφών της αντλίας, αφού η ταχύτητα είναι ανάλογη της παροχής όγκου, η οποία είναι ανάλογη των στροφών της αντλίας (σχέση 2.3).

Για την συγκεκριμένη αντλία δίνεται από τον κατασκευαστή ότι:

$$C = 0,066$$

ενώ το ρευστό αποτελεί πτητικό οργανικό μέσο, οπότε σύμφωνα και πάλι με τις υποδείξεις του κατασκευαστή:

$$K = 2,5$$

Η ταχύτητα στην σωλήνωση αναρρόφησης δίνεται ως:

$$V = \frac{m}{\rho_{in} \cdot \left(\frac{\pi D_{suc}^2}{4} \right)} \quad (3.21)$$

με m την διακινούμενη παροχή μάζας, D_{suc} την διάμετρο της σωλήνωσης αναρρόφησης και ρ_{in} την πυκνότητα στην είσοδο της αντλίας, που είναι γνωστή εφόσον είναι γνωστή η θερμοδυναμική κατάσταση του μέσου.

Για την εν λόγω εγκατάσταση είναι επίσης:

$$D_{suc} = 0,026 \text{ m}$$

$$L = 2 \text{ m}$$

Το ύψος αναρρόφησης H_a που ορίζεται από τη σχέση (3.16) έχει μονάδες μέτρων στήλης υγρού, δηλαδή ως μονάδα πίεσης εξαρτάται από το διακινούμενο υγρό. Για μετατροπή των m σε bar εφαρμόζεται η γενική σχέση:

$$H_a(bar) = (\rho_{in} \cdot g) \cdot H_a(m) \cdot 10^{-5} \quad (3.12)$$

Κατ' αυτόν τον τρόπο η αρχική σχέση (3.17) που εκφράζει την συνθήκη μη εμφάνισης σπηλαιώσης στην αντλία τροποποιείται ως ακολούθως:

$$NPSH_a > NPSH_r + H_a \quad (3.23)$$

όπου όλα τα ύψη είναι σε μονάδες πίεσης (bar).

Το διαθέσιμο ύψος στην είσοδο της αντλίας $NPSH_a$ ουσιαστικά αποτελεί την διαφορά της πίεσης κορεσμού για την θερμοκρασία εισόδου από την πίεση εισόδου του ρευστού, δεδομένου ότι ακριβώς στην είσοδο της αντλίας (όπου είναι εγκατεστημένα και τα μετρητικά) δεν υπάρχει διαθέσιμο ύψος λόγω υψομετρικής διαφοράς και οι απώλειες μέχρι την είσοδο της αντλίας είναι πρακτικά αμελητέες. Έτσι:

$$NPSH_a(bar) = p_{in} - p_s(T_{in}) \quad (3.24)$$

Η παραπάνω διαδικασία έχει ενσωματωθεί ως συνάρτηση στο μοντέλο της αντλίας και κάθε φορά ελέγχει αν εμφανίζεται σπηλαιώση και επιπλέον υπολογίζει το καθαρό ύψος αναρρόφησης,

$$\Delta NPSH = NPSH_a - NPSH_r - H_a \quad (3.25)$$

III.3 Μοντέλο ατμοποιητή

Όπως έχει ήδη αναφερθεί ατμοποιητής της εγκατάστασης είναι πλακοειδής. Ο συγκεκριμένος τύπος εναλλάκτη εμφανίζει αρκετές δυσκολίες ως προς την μοντελοποίηση του, καθώς η κατάσταση ενός ακριβούς μοντέλου απαιτεί γνώση της γεωμετρίας των πλακών, η οποία της περισσότερες φορές είναι αρκετά πολύπλοκη. Το γεγονός ότι ο εναλλάκτης της εγκατάστασης είναι επιπλέον και συγκολλητός κάνει αδύνατο το άνοιγμα του ούτως ώστε να αποτυπωθεί η γεωμετρία των πλακών, συνεπώς όλη η ανάλυση που θα ακολουθήσει θα βασιστεί στα όσα στοιχεία είναι γνωστά από τον κατασκευαστή και σε παραδοχές.

Συνήθης παραδοχή που γίνεται σε μοντέλα εναλλακτών και γίνεται και για το μοντέλο που πρόκειται να αναπτυχθεί είναι η υπόθεση μηδενικών απωλειών θερμότητας από τον εναλλάκτη στο περιβάλλον. Επιπλέον παραδοχή για το εν λόγω μοντέλο αποτελεί και η υπόθεση αμελητέας πτώσης πίεσης του οργανικού μέσου. Η παραπάνω υπόθεση επιβεβαιώθηκε και πειραματικά μέσα από τις δοκιμές της εγκατάστασης.

Από την άλλη πτώση πίεσης στο ρεύμα του νερού δεν μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα. Δεδομένου ότι η παράμετρος αυτή έχει ιδιαίτερο ενδιαφέρον για την τοποθέτηση της εγκατάστασης στο κύκλωμα ψύξης ενός πραγματικού πλοίου, οι απώλειες πίεσης προσδιορίστηκαν πειραματικά και προστέθηκαν στο θεωρητικό μοντέλο που αναπτύχθηκε (βλ. κεφάλαιο IV.5).

III.3.1 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά

Η διαδικασία των υπολογισμών απαιτεί σε πρώτη φάση τον καθορισμό των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εναλλάκτη. Με βάση την τυπική διαδικασία που ακολουθείται [19], αρχικά λαμβάνονται οι διαστάσεις που ορίζονται μεταξύ των αξονικών των οπών εισόδου και εξόδου του ρευστού στην πλάκα:

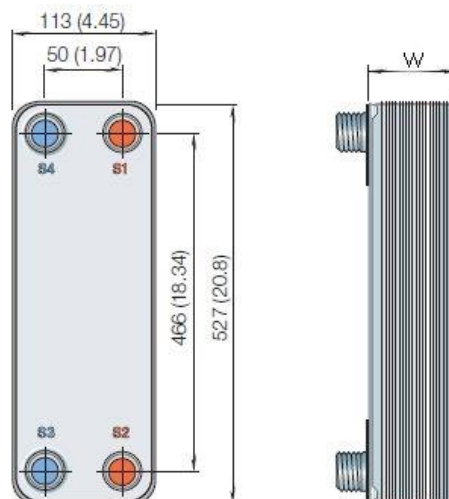
Με βάση το φυλλάδιο των εναλλακτών της οικογένειας CBH60 της Alfa Laval, ισχύει:

$$L_v = 0,466 \text{ m}$$

και

$$L_h = 0,050 \text{ m}$$

οι αποστάσεις των οπών κατά μήκος και κατά πλάτος αντίστοιχα. Οι οπές εισόδου-εξόδου των πλακών δεν έχουν κάποια προκαθορισμένη διάμετρο, και μάλιστα η διάμετρος αυτή γίνεται να διαφέρει από οπή σε οπή. Στην προκειμένη περίπτωση, προσεγγιστικές μετρήσεις στις συνδέσεις του εναλλάκτη, οδηγούν στην εκτίμηση μίας μέσης διαμέτρου για κάθε οπή ίσης με:



$$D_p = 0,033 \text{ m}$$

Για την εύρεση της επιφάνειας συναλλαγής του εναλλάκτη υπολογίζονται το ισοδύναμο μήκος και πλάτος του της πλάκας που ορίζουν την κύρια περιοχή μεταφοράς θερμότητας:

$$L_p = L_v - D_p = 0,433 \text{ m}$$

και

$$L_w = L_h + D_p = 0,083 \text{ m}$$

οπότε το εμβαδόν της μίας πλάκας είναι:

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w = 0,0359 \text{ m}^2$$

Βέβαια το παραπάνω εμβαδόν αποτυπώνει μονάχα την επιφάνεια όπως αυτή προβάλλεται στο επίπεδο της πλάκας. Στην πραγματικότητα όμως η επιφάνεια της πλάκας είναι μεγαλύτερη λόγω των διαμορφώσεων που υπάρχουν επ' αυτής. Για τον λόγο αυτό ορίζεται ο συντελεστής μεγέθυνσης (**enlargement factor**) ως:

$$\varphi = \frac{A_1}{A_{1p}}$$

ο οποίος έχει συνήθεις τιμές στην περιοχή 1,1-1,3. Δεδομένου ότι δεν υπάρχουν δεδομένα για την επιφάνεια ή την διαμόρφωση της πλάκας, επιλέγεται ως τυπική τιμή:

$$\varphi = 1,2$$

οπότε

$$A_1 = 0,0431 \text{ m}^2$$

Η ολική επιφάνεια του εναλλάκτη θα είναι:

$$A = N \cdot A_1 = 3,881 \text{ m}^2$$

όπου $N=90$ ο αριθμός των πλακών.

Από εναλλάκτες της ίδιας οικογένειας που υπάρχουν στο εργαστήριο, είναι γνωστό το πάχος της κάθε πλάκας:

$$t = 0,3 \text{ mm} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Ο κατασκευαστής δίνει μία προσεγγιστική σχέση για το πλάτος του εναλλάκτη συναρτήσει του πλήθους των πλακών N :

$$W = 13 + 2,32 \cdot N \text{ (mm)} \pm 2 \text{ mm}$$

Με βάση τα παραπάνω μπορούμε να υποθέσουμε ότι το πάχος κάθε πλάκας μαζί με το διάκενο μεταξύ αυτής και της επόμενης πλάκας θα είναι περίπου ίσο με:

$$e = 2,32 \text{ mm}$$

Συνεπώς το διάκενο μεταξύ δύο πλακών θα είναι:

$$b = e - t = 2,02 \text{ mm ή } 2,02 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Η επιφάνεια ενός καναλιού που ορίζεται μεταξύ δύο πλακών λαμβάνει την προσεγγιστική τιμή:

$$A_c = b \cdot L_w = 1,594 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

ενώ η υδραυλική διάμετρος του καναλιού λαμβάνει την τιμή:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + L_w)} \cong 2b = 4,04 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

III.3.2 Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας

Έχοντας προσδιορίσει όλα τα απαραίτητα γεωμετρικά μεγέθη του εναλλάκτη, το επόμενο βήμα είναι η μοντελοποίηση της συναλλαγής θερμότητας. Όπως αναφέρθηκε στην αρχή, εντός του εναλλάκτη εμφανίζονται διαφορετικά πρότυπα ροής που είναι πάρα πολύ δύσκολο να προβλεφτούν στα πλαίσια ενός απλού μοντέλου, ειδικά την στιγμή που η γεωμετρία του εναλλάκτη παραμένει λίγο έως πολύ άγνωστη. Συνεπώς η μοντελοποίηση αντιμετωπίζει τον ατμοποιητή απλά ως έναν κλασσικό εναλλάκτη αντιροής, όπου η μεταφορά θερμότητας λαμβάνει χώρα μεταξύ των δύο ρευμάτων που σχηματίζονται από τα κανάλια εκατέρωθεν μίας πλάκας. Η ολική παροχή ισομοιάζεται στα κανάλια και η μεταφορά θερμότητας λαμβάνει χώρα στην περιοχή της πλάκας που ορίζεται από τα ισοδύναμα μήκη και πλάτη L_p και L_w κάθε πλάκας αντίστοιχα, κάτι που δικαιολογεί και τον ορισμό της επιφάνειας συναλλαγής με τον τρόπο που αναπτύχθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.

Τα δεδομένα που έχουμε για τον ατμοποιητή είναι η κατάσταση εισόδου του κρύου ρεύματος (R134a – θα συμβολίζεται με c), η κατάσταση εισόδου του θερμού ρεύματος (νερό – θα συμβολίζεται με h) και οι παροχές μάζας σε κάθε ρεύμα, έστω m_c και m_h αντίστοιχα.

Οι ανηγμένες μαζικές ροές ορίζονται ως:

$$G_{cc} = \frac{m_c}{0,5 \cdot (N - 1) \cdot A_c} \quad (3.26)$$

και

$$G_{ch} = \frac{m_h}{0,5 \cdot (N - 1) \cdot A_c} \quad (3.27)$$

αντίστοιχα.

Η πιο απλή διαδικασία υπολογισμού βασίζεται στη μέση λογαριθμική διαφορά, που για εναλλάκτες αντιροής ορίζεται ως:

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (3.28)$$

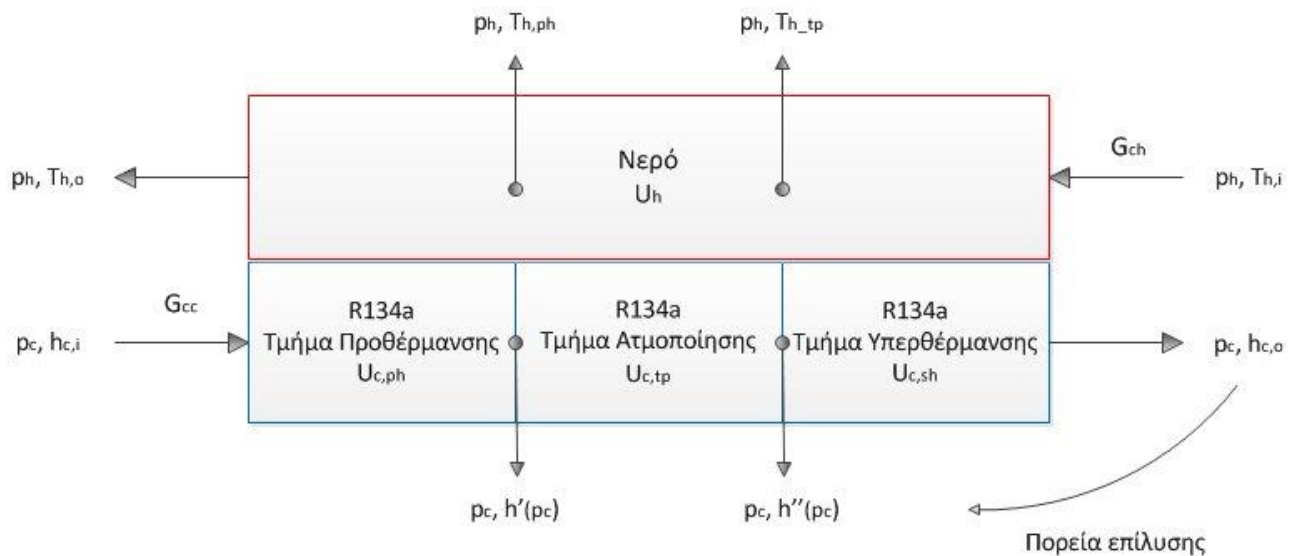
όπου:

$$\Delta T_1 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

με τους δείκτες *i* και *o* να ορίζουν την είσοδο και την έξοδο κάθε ρεύματος αντίστοιχα.

Η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής διαφοράς εφαρμόζεται σε εναλλάκτες μίας φάσης ή σε εναλλάκτες που κάνουν καθαρή ατμοποίηση ή συμπύκνωση του μέσου. Δεδομένου ότι στον ατμοποιητή της εγκατάστασης το μέσο προθερμαίνεται, ατμοποιείται και έπειτα υπερθερμαίνεται, η διαδικασία υπολογισμού θα πρέπει να σπάσει σε τρία τμήματα, ένα για καθεμιά από τις παραπάνω διεργασίες.



Εικόνα III-8 Απεικόνιση της φιλοσοφίας επίλυσης του ατμοποιητή

Η διαδικασία των υπολογισμών ξεκινά με μία υπόθεση για την ενθαλπία εξόδου του οργανικού $h_{c,o}$. Δεδομένου ότι η πίεση του οργανικού μέσου στην είσοδο θα είναι ίση με την πίεση στην έξοδο του εναλλάκτη, έστω p_c , τότε η θερμοδυναμική κατάσταση του οργανικού στην έξοδο του ατμοποιητή γίνεται γνωστή, οπότε γνωστή θα είναι και η θερμοκρασία του, έστω $T_{c,o}$

Αν θεωρήσουμε $T_{h,sh}$ τη θερμοκρασία του ζεστού ρεύματος στο σημείο έναρξης της υπερθέρμανσης, τότε η μέση λογαριθμική διαφορά για τον υπερθερμαντή μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση (3.30) με:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sh} - T_s(p_c)$$

Θεωρητικά μοντέλα

Ο μοναδικός άγνωστος για τον προσδιορισμό της LMTD είναι η θερμοκρασία $T_{h,sh}$. Από την άλλη όμως το ισοζύγιο ενέργειας επιβάλλει:

$$q_{sh} = m_c \cdot (h_{c,o} - h''(p_c)) = m_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,sh})$$

όπου $c_{p,h}$ η ειδική θερμότητα του νερού, η οποία υπολογίζεται προσεγγιστικά στην θερμοκρασία εισόδου $T_{h,i}$ και στην πίεση¹ του κυκλώματος ζεστού νερού p_h , και $h''(p_c)$ η ενθαλπία κορεσμένου αερίου στην πίεση p_c για το R134a.

Συνεπώς:

$$T_{h,sh} = T_{h,i} - \frac{m_c \cdot (h_{c,o} - h''(p_c))}{m_h \cdot c_{p,h}} \quad (3.29)$$

Έχοντας υπολογίσει τη μέση λογαριθμική διαφορά είναι δυνατός ο υπολογισμός της επιφάνειας συναλλαγής του τμήματος υπερθέρμανσης:

$$A_{sh} = \frac{q_{sh}}{U_{sh}(LMTD)_{sh}} \quad (3.30)$$

Ο συντελεστής U_{sh} είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα και ορίζεται ως:

$$U_{sh} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{h,sh}} + \frac{1}{\alpha_{c,sh}} + \frac{t}{k_w}} \quad (3.31)$$

Στην παραπάνω σχέση οι συντελεστές $\alpha_{h,sh}$ και $\alpha_{c,sh}$ αναπαριστούν τους συντελεστές συναγωγής στην περιοχή υπερθέρμανσης του θερμού και του ψυχρού ρεύματος αντίστοιχα, ενώ k_w είναι η θερμική αγωγιμότητα του υλικού της πλάκας. Οι υπολογισμοί των συντελεστών γίνονται με εμπειρικές συσχετίσεις που περιγράφονται στο επόμενο κεφάλαιο.

Γνωρίζοντας τη θερμοκρασία $T_{h,sh}$, μπορούμε να προχωρήσουμε ομοίως στον υπολογισμό του τμήματος ατμοποίησης του εναλλάκτη. Η μέση λογαριθμική διαφορά μπορεί να υπολογισθεί από τη σχέση (3.28), αρκεί να βρεθεί η θερμοκρασία του ψυχρού ρεύματος στη θέση έναρξης της περιοχής ατμοποίησης $T_{h,tp}$ με:

$$\Delta T_1 = T_{h,sh} - T_s(p_c)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,tp} - T_s(p_c)$$

¹ Στο σημείο αυτό αναφέρεται ότι η πτώση πίεσης του νερού θεωρείται ότι δεν επηρεάζει τις θερμοφυσικές του ιδιότητες και συνεπώς στους θερμικούς υπολογισμούς αμελείται, με αποτέλεσμα όλο το ρεύμα νερού στον εναλλάκτη να θεωρείται κοινής πίεσης ίση με την πίεση εισόδου p_h .

Όμοια με πριν θα είναι:

$$T_{h,tp} = T_{h,sh} - \frac{m_c \cdot (h''(p_c) - h'(p_c))}{m_h \cdot c_{p,h}} \quad (3.32)$$

όπου εδώ το $c_{p,h}$ υπολογίζεται στην θερμοκρασία $T_{h,sh}$ και:

$$A_{tp} = \frac{q_{tp}}{U_{tp}(LMTD)_{tp}} \quad (3.33)$$

με U_{tp} να υπολογίζεται ακριβώς όπως στη σχέση (3.31), μόνο που τώρα οι συντελεστές συναγωγής θα αναφέρονται στην περιοχή ατμοποίησης.

Τελικά φτάνουμε στο τμήμα προθέρμανσης, όπου ο υπολογισμός της LMTD γίνεται με την εύρεση των:

$$\Delta T_1 = T_{h,tp} - T_s(p_c)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Και πάλι, για την εύρεση της θερμοκρασίας εξόδου του νερού θα εφαρμοσθεί το ισοζύγιο ενέργειας:

$$T_{h,o} = T_{h,tp} - \frac{m_c \cdot (h'(p_c) - h_{c,i})}{m_h \cdot c_{p,h}} \quad (3.34)$$

και:

$$A_{ph} = \frac{q_{ph}}{U_{ph}(LMTD)_{ph}} \quad (3.35)$$

Η ολοκλήρωση αυτής της διαδικασίας θα δώσει τη θερμοκρασία εξόδου $T_{h,o}$ του θερμού νερού, αλλά και την εκτιμώμενη επιφάνεια συναλλαγής για την πραγματοποίηση των παραπάνω διεργασιών:

$$A_{est} = A_{ph} + A_{tp} + A_{sh} \quad (3.36)$$

Εν γένει όμως η επιφάνεια που βρίσκουμε υπολογιστικά δεν ανταποκρίνεται στην πραγματική επιφάνεια του εναλλάκτη, όπως αυτή έχει υπολογισθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο:

$$A \neq A_{est}$$

Αυτό σημαίνει ότι θα πρέπει να αλλαχθεί η αρχική υπόθεση για την ενθαλπία εξόδου του οργανικού μέσου. Μάλιστα, αν είναι $A < A_{est}$, αυτό σημαίνει ότι λείπει επιφάνεια συναλλαγής και άρα το μέσο θα έχει ενθαλπία εξόδου μικρότερη αυτής που υποτέθηκε. Αντίστροφα, αν $A > A_{est}$, τότε η νέα ενθαλπία εξόδου που θα υποτεθεί θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη.

Στην πράξη η σύγκλιση της παραπάνω διαδικασίας γίνεται με τη βοήθεια της συνάρτησης `fminsearch` του Matlab. Η συνάρτηση αυτή ψάχνει το ελάχιστο μίας συνάρτησης στόχου F ,

μεταβάλλοντας μία ή περισσότερες μεταβλητές σχεδιασμού. Στην περίπτωση μας, η συνάρτηση στόχου είναι η:

$$\min\{F(h_{c,o}) = 0.5 \cdot (A - A_{est})^2\}$$

Η επιλογή της αρχικής τιμής για την ενθαλπία εξόδου $h_{c,o}^{(1)}$ πρέπει να γίνει με έξυπνο τρόπο, ούτως ώστε να αποφευχθούν αριθμητικά προβλήματα κατά τη διάρκεια της επίλυσης και να διευκολυνθεί η σύγκλιση. Για τον λόγο αυτό γίνεται πρώτα μία εκτίμηση της θερμοκρασίας εξόδου του νερού με τον ακόλουθο τρόπο:

$$(T_{h,o})_{est} = \frac{m_c \cdot (h''(p_c) - h_{c,i})}{m_h \cdot 4,19}$$

Η παραπάνω εκτίμηση της θερμοκρασίας εξόδου του νερού μπορεί να δώσει μία κατεύθυνση για την επιλογή της αρχικής τιμής της ενθαλπίας εξόδου του εργαζόμενου μέσου $h_{c,o}$, με βάση το ακόλουθο σκεπτικό:

- Αν $(T_{h,o})_{est} < T_s(p_c)$, τότε είναι πολύ πιθανό το μέσο να μην μπορέσει να υπερθερμανθεί. Κατά συνέπεια η ενθαλπία στην έξοδο θα βρίσκεται μεταξύ των ενθαλπιών κορεσμένου υγρού και κορεσμένου αερίου, και έτσι επιλέγεται σαν αρχική τιμή της η

$$h_{c,o}^{(1)} = 0,5 \cdot (h'(p_c) + h''(p_c))$$

- Αν $(T_{h,o})_{est} \geq T_s(p_c)$, τότε στο τέλος της περιοχής ατμοποίησης, θα υπάρχει μία διαθέσιμη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο ρευμάτων που μπορεί προκαλέσει υπερθέρμανση στο μέσο. Σ' αυτήν την περίπτωση είναι λογικότερο να θεωρηθεί ως αρχική τιμή για την ενθαλπία στην έξοδο μία τιμή στην περιοχή υπέρθερμου αερίου. Για τον σκοπό αυτό γίνεται υπόθεση μίας θερμοκρασίας υπερθέρμανσης, έστω $T_{sh}^{(1)} = 2^\circ C$ και βάση αυτής εκτιμάται η αρχική τιμή της ενθαλπίας εξόδου:

$$h_{c,o}^{(1)} = h(p_c, T_s(p_c) + T_{sh}^{(1)})$$

III.3.3 Υπολογισμός συντελεστών μεταφοράς θερμότητας

Ο υπολογισμός των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας αποτελεί ένα δύσκολο και δυστυχώς ευάλωτο σημείο της μοντελοποίησης, καθόσον δεν υπάρχουν πολλές βιβλιογραφικές μελέτες που να προτείνουν μία σίγουρη λύση για πλακοειδής εναλλάκτες στους οποίους γίνεται αλλαγή φάσης. Οι περισσότερες εργασίες πάνω στο θέμα επικεντρώνονται σε εναλλάκτες με πλάκες γνωστής γεωμετρίας, κάτι που προφανώς δεν δίνει λύση στην υπόψη περίπτωση, εφόσον η γεωμετρία του εναλλάκτη είναι άγνωστη. Οποιοδήποτε μοντέλο και να χρησιμοποιηθεί, απαραίτητη είναι η εν συνεχεία προσαρμογή του σε πειραματικά δεδομένα, ούτως ώστε αυτό να θεωρηθεί αποτελεσματικό.

Στην περίπτωση της συναγωγής θερμότητας με μία φάση ρευστού αποφασίστηκε η χρήση μίας κοινής εξίσωσης για τον καθορισμό του συντελεστή συναγωγής h και για τα δύο ρευστά. Δεδομένου ότι η γωνία αυλάκωσης της πλάκας είναι πρακτικά άγνωστη, η εξίσωση αυτή θα πρέπει να έχει μία γενικότερη μορφή και να μην εξειδικεύεται σε κάποια γεωμετρία. Επίσης δεδομένου ότι η μία τυπική τιμή του αριθμού Reynolds για τον εν λόγω εναλλάκτη ξεπερνά την κρίσιμη τιμή του $Re=200$, η συσχέτιση για τον συντελεστή συναγωγής θα πρέπει να αναφέρεται στην τυρβώδη περιοχή.

Μία βιβλιογραφική ανασκόπηση οδηγεί στο συμπέρασμα ότι πολλοί ερευνητές έχουν προτείνει συσχετίσεις μορφής όμοιας με τη γνωστή εξίσωση Dittus-Boetler[20]:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad (3.37)$$

όπου ο συντελεστής m λαμβάνει την τιμή 0,3 αν το ρευστό ψύχεται και 0,4 αν θερμαίνεται.

Οι αδιάστατοι αριθμοί Reynolds, Prandtl και Nusselt για κάθε κανάλι είναι:

$$Re = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu} \quad (3.38)$$

όπου μ η δυναμική συνεκτικότητα,

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (3.39)$$

με k την θερμική αγωγιμότητα του ρευστού, (ως γνωστόν αριθμός Pr αποτελεί ιδιότητα του μέσου και υπολογίζεται απευθείας αν προσδιοριστεί η θερμοδυναμική του κατάσταση) και:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{k} \quad (3.40)$$

Ο Longo[21] προσάρμοσε την παραπάνω εξίσωση κάνοντας πειράματα σε συγκολλητό πλακοειδή εναλλάκτη γωνίας αυλάκωσης $\beta=60^\circ$ με νερό και στα δύο ρεύματα και οδηγήθηκε σε τιμές για τους συντελεστές $C=0,277$ και $n=0,766$. Χρησιμοποιώντας τα πειράματα των Yan και Lin πάλι για εναλλάκτη νερού-νερού, γωνίας αυλάκωσης $\beta=60^\circ$, οι Donowski και Kandlikar[22] βρίσκουν παραπλήσιες τιμές για τους συντελεστές ($C = 0,2875$ και $n = 0,78$). Από την άλλη, με προσαρμογή πειραματικών δεδομένων για το ψυκτικό R245fa και νερό σε τρεις πλακοειδείς εναλλάκτες διαφορετικών γωνιών β , οι Dong et. al[23] βρήκαν ότι:

$$Nu = 0,964 \cdot \left(\frac{\beta}{180}\right)^{1,022} \cdot Re^{0,671} \cdot Pr^{0,33}$$

Με βάση την εξίσωση του Dong για διάφορες γωνίες αυλάκωσης θα είναι:

β (°)	C
30	0,154
45	0,234
60	0,314

Θεωρητικά μοντέλα

Τα παραπάνω οδηγούν στο συμπέρασμα ότι η τιμή του συντελεστή C καθορίζεται από την γεωμετρία της πλάκας και ειδικά τη γωνία αυλάκωσης. Από την άλλη, ο εκθέτης του αριθμού Re παίρνει τιμές στο διάστημα $[0,67-0,78]$, χωρίς να μεταβάλλεται σημαντικά από την γωνία αυλάκωσης της πλάκας. Για να είναι ακριβές το μοντέλο, υποχρεωτική γίνεται η προσαρμογή της γενικής εξίσωσης (3.37) σε πειραματικά δεδομένα. Ελλείψει αυτών των δεδομένων, σε πρώτη φάση, θα γίνει μία κάπως συντηρητική υπόθεση ότι:

$$Nu_{sp} = 0,25 \cdot Re^{0,670} \cdot Pr^{0,333} \quad (3.41)$$

Συνεπώς από την σχέση (3.40) ο συντελεστής μεταφοράς για το νερό καθ' όλο το μήκος του εναλλάκτη, καθώς και για το οργανικό μέσο στις περιοχές προθέρμανσης και υπερθέρμανσης θα είναι:

$$\alpha_{sp} = 0,25 \cdot \frac{k}{D_h} \cdot Re^{0,670} \cdot Pr^{0,333} \quad (3.42)$$

Στην περίπτωση του νερού οι απαραίτητες θερμοφυσικές ιδιότητες υπολογίζονται με βάση την πίεση εισόδου p_h μέση θερμοκρασία του ρεύματος που ορίζεται ως:

$$T_{h,m} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2}$$

Η θερμοκρασία εξόδου του νερού $T_{h,o}$, για τις ανάγκες αυτού του υπολογισμού, εκτιμάται όπως και στην περίπτωση της αρχικοποίησης του επαναληπτικού αλγορίθμου, από το ισοζύγιο ενέργειας, με την υπόθεση κατά την έξοδο του από τον ατμοποιητή, το εργαζόμενο μέσο είναι οριακά κορεσμένο αέριο:

$$(T_{h,o})_{est} = \frac{m_c \cdot (h''(p_c) - h_{c,i})}{m_h \cdot c_{p,h}}$$

Στην περιοχή προθέρμανσης οι θερμοφυσικές ιδιότητες του οργανικού μέσου υπολογίζονται στη μέση θερμοκρασία του, που είναι:

$$T_{cm,ph} = \frac{T_{c,i} + T_s(p_c)}{2}$$

Τέλος, στο τμήμα του υπερθερμαντή, η θερμοκρασία εξόδου του οργανικού μέσου $T_{c,o}$ βασίζεται στην αρχική υπόθεση για την θερμοκρασία υπερθέρμανσης $T_{sh}^{(1)} = 2^\circ C$ και διορθώνεται στο τέλος της κάθε επανάληψης της διαδικασίας των υπολογισμών μεταφοράς θερμότητας. Έτσι οι ιδιότητες του μέσου υπολογίζονται στη θερμοκρασία:

$$T_{cm,sh} = T_s(p_c) + \frac{T_{sh}}{2}$$

Ο συντελεστής συναγωγής κατά τη διάρκεια της ατμοποίησης του μέσου αναμένεται να έχει αρκετά μεγαλύτερες τιμές σε σχέση με αυτές του h_{sp} στις περιοχές προθέρμανσης και

υπερθέρμανσης[20]. Ο προσδιορισμός του συντελεστή με κάποια από τις υπάρχουσες εμπειρικές συσχετίσεις απαιτεί πρώτα την εύρεση του μηχανισμού ατμοποίησης που λαμβάνει χώρα στον εναλλάκτη.

Για σχετικά μικρές παροχές, όπως αυτές που αναμένονται για το ψυχρό ρεύμα ($G_{cc} \cong 60 \div 70 \frac{kg}{m^2s}$), ο μηχανισμός ατμοποίησης που επικρατεί είναι αυτός του πυρογενούς βρασμού (**nucleate boiling**)[21], ο οποίος συνοδεύεται με μεγάλες τιμές του συντελεστή συναγωγής. Από την άλλη, η αύξηση της παροχής του μέσου μπορεί να οδηγήσει σε καταστάσεις εξαναγκασμένης ατμοποίησης λόγω επικράτησης των μηχανισμών συναγωγής (**convective boiling**), η οποία συνήθως εμφανίζει μικρότερες τιμές για τον συντελεστή συναγωγής (κυρίως λόγω του σχηματισμού φιλμ αερίου γύρω από την επιφάνεια συναλλαγής).

Το μοναδικό ποσοτικό κριτήριο για την εύρεση του μηχανισμού ατμοποίησης είναι το κριτήριο του Thonon[24] που βασίζεται στον αδιάστατο αριθμό Bo και την παράμετρο Martinelli, X_{tt} :

$$Bo = \frac{q''}{G_c \cdot (h'' - h')} \quad (3.43)$$

και

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0,1} \quad (3.44)$$

Στις παραπάνω σχέσεις q'' είναι η ανηγμένη στην επιφάνεια ροή θερμότητας, ρ η πυκνότητα, x η ξηρότητα και οι δείκτες G , L αναφέρονται σε καταστάσεις κορεσμένου αερίου και κορεσμένου υγρού αντίστοιχα.

Σύμφωνα με το κριτήριο του Thonon:

$$An \ Bo \cdot X_{tt} > 0,15 \cdot 10^{-3} \rightarrow \text{πυρογενής βρασμός}$$

$$An \ Bo \cdot X_{tt} < 0,15 \cdot 10^{-3} \rightarrow \text{εξαναγκασμένη ατμοποίηση}$$

Το παραπάνω κριτήριο μπορεί να εφαρμοσθεί μόνο στα πλαίσια επαναληπτικής διαδικασίας, αφού ο υπολογισμός του αριθμού Bo απαιτεί πρώτα τον καθορισμό της ανηγμένης ροής θερμότητας, που για την περιοχή της ατμοποίησης μπορεί να εκτιμηθεί ως:

$$q'' = \frac{m_c \cdot (h'' - h')}{A_{tp}} \quad (3.45)$$

Δεδομένου ότι κατόπιν δοκιμών βρέθηκε πως για τον εν λόγω εναλλάκτη πάντα ισχύει ότι $Bo \cdot X_{tt} > 0,15 \cdot 10^{-3}$, οδηγούμαστε στο αναμενόμενο συμπέρασμα ότι ο κυρίαρχος μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας είναι αυτός του πυρογενούς βρασμού. Παρόλαυτα, η τιμή του γινομένου $Bo \cdot X_{tt}$ υπολογίζεται και στον κώδικα υπολογισμού του εναλλάκτη για λόγους πληρότητας.

Θεωρητικά μοντέλα

Οι εξισώσεις που προβλέπουν το συντελεστή συναγωγής σε πυρογενή βρασμό συνήθως είναι συναρτήσεις του αριθμού Bo ή της ανηγμένης ροής θερμότητας q'' . Αυτό σημαίνει ότι ο υπολογισμός του εναλλάκτη θα απαιτήσει μία δεύτερη επαναληπτική διαδικασία, η οποία θα ξεκινά με την εκτίμηση μίας ανηγμένης ροής θερμότητας q'' , θα υπολογίζει την κατάσταση εξόδου του κρύου ρεύματος, όπως περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο και τελικά θα δίνει μία νέα εκτίμηση για την q'' μέσω της εξίσωσης (3.45). Η επαναληπτική διαδικασία θα ολοκληρώνεται με την σύγκλιση της τιμής της ροής θερμότητας μέχρι ένα καθορισμένο όριο, π.χ.

$$|q''_{i+1} - q''_i| < 10^{-5}$$

Όσον αφορά την εξίσωση που θα επιλεγεί, η βιβλιογραφία αναφέρει αρκετά ικανοποιητικά αποτελέσματα από ήδη υπάρχουσες εξισώσεις για πυρογενή βρασμό, όπως αυτή του Cooper[21], [25], [26]. Από την άλλη, οι Yan και Lin πραγματοποίησαν πειράματα σε πλακοειδή ατμοποιητή νερού-R134a, δίνοντας μία εξίσωση που λαμβάνει υπόψη της και τη επίδραση του μηχανισμού της συναγωγής μέσω του αδιάστατου αριθμού Re [26]. Η εξίσωση αυτή θεωρείται η πιο ακριβής για παρόμοιες εφαρμογές, γι αυτό και τελικά προτιμήθηκε:

$$Nu_{tp} = 19,26 \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr_L^{0,333} \cdot Bo_{eq}^{0,3} \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,5} \right] \quad (3.46)$$

όπου ο δείκτης L υποδηλώνει ότι οι θερμοφυσικές ιδιότητες πρέπει να υπολογισθούν στην κατάσταση κορεσμένου υγρού και ο αριθμός Bo_{eq} υπολογίζεται αν στη σχέση (3.43) αντικαταστήσουμε την ανηγμένη παροχή μάζας G_c με την ισοδύναμη:

$$G_{c,eq} = G_c \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,5} \right] \quad (3.47)$$

Ο συντελεστής συναγωγής στο τμήμα ατμοποίησης δίνεται από την σχέση:

$$\alpha_{c,tp} = 19,26 \cdot \frac{k}{D_h} \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr_L^{0,333} \cdot Bo_{eq}^{0,3} \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,5} \right] \quad (3.48)$$

Όπου αν δεχθούμε ότι στο τμήμα ατμοποίησης έχουμε πλήρη ατμοποίηση του μέσου από την κατάσταση κορεσμένου υγρού, η τιμή για την ξηρότητα στην σχέση (3.49) γίνεται:

$$x = \frac{x_{in} + x_{out}}{2} = 0,5$$

Σε κάθε επανάληψη που γίνεται για τον προσδιορισμό της ανηγμένης ροής θερμότητας q'' , η τιμή του x επαναπροσδιορίζεται, οπότε σε περίπτωση που το μέσο στην έξοδο του ατμοποιητή βρίσκεται σε διφασική κατάσταση, θα προκύψει μία νέα τιμή για την ξηρότητα, $x < 0,5$. Κατ' αυτό τον τρόπο εξασφαλίζεται η ακρίβεια του μοντέλου και σε περιπτώσεις που ο ατμοποιητής δεν καταφέρνει να υπερθερμάνει το μέσο, που αν και από πρακτικής απόψεως δεν είναι επιθυμητές, μπορεί να προκύψουν αριθμητικά κατά την επαναληπτική επίλυση του κύκλου.

Έχοντας προσδιορίσει τις σχέσεις υπολογισμού για όλους τους συντελεστές συναγωγής, μένει ο προσδιορισμός της επίδρασης της αγωγιμότητας του υλικού της πλάκας στον ολικό συντελεστή

μεταφοράς θερμότητας U . Η θερμική αγωγιμότητα του υλικού της πλάκας προσεγγίστηκε με μία τυπική τιμή για την αγωγιμότητα του χάλυβα η οποία είναι:

$$k_w = 16,5 \frac{W}{m \cdot K}$$

Συνοψίζοντας, ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για καθένα από τα τρία τμήματα του ατμοποιητή, έστω (n), μπορεί να προσδιοριστεί από την αντίστοιχη σχέση της (3.31) για το τμήμα αυτό:

$$U_{(n)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_{c,(n)}} + \frac{t}{k_w}}$$

Ο συντελεστής συναγωγής του νερού α_h υπολογίζεται από τη σχέση (3.41) με βάση τη θερμοκρασία $T_{h,m}$ που αναφέρθηκε προηγουμένως και είναι κοινός για όλο το τμήμα του εναλλάκτη, καθώς η πτώση της θερμοκρασίας του νερού συνήθως δεν ξεπερνά τους 10°C .

Ο συντελεστής συναγωγής του οργανικού μέσου στο τμήμα (n) υπολογίζεται επίσης από την σχέση (3.41) αν το τμήμα είναι ο προθερμαντής ή ο υπερθερμαντής και με βάση τις θερμοκρασίες που αναφέρονται παραπάνω, ή από την σχέση (3.48) στην περίπτωση του τμήματος ατμοποίησης. Οι τιμές των συντελεστών $\alpha_{c,tp}$ και $\alpha_{c,sh}$ ανανεώνονται σε κάθε επανάληψη που γίνεται για την εύρεση της ανηγμένης ροής θερμότητας q'' για λόγους που αναφέρθηκαν παραπάνω.

Το μοντέλο επίσης υπολογίζει τον μέσο συντελεστή θερμικής διαπερατότητας για τον εναλλάκτη, U_m , που ορίζεται ως:

$$U_m = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^3 U_i \cdot A_i \quad (3.49)$$

Τέλος σε κάθε επανάληψη ελέγχεται το κριτήριο του Thonon και ο κώδικας ενημερώνει τον χρήστη αν πλέον η ατμοποίηση δεν ακολουθεί τον μηχανισμό του πυρογενούς βρασμός.

III.4 Μοντέλο συμπυκνωτή

Ο συμπυκνωτής της εγκατάστασης αποτελεί έναν πλακοειδή εναλλάκτη της ίδιας οικογένειας της Alfa Laval με τον ατμοποιητή της εγκατάστασης. Η μόνο διαφοροποίηση των δύο εναλλακτών είναι στον αριθμό πλακών, δεδομένου ότι ο συμπυκνωτής διαθέτει:

$$N = 60 \text{ πλάκες}$$

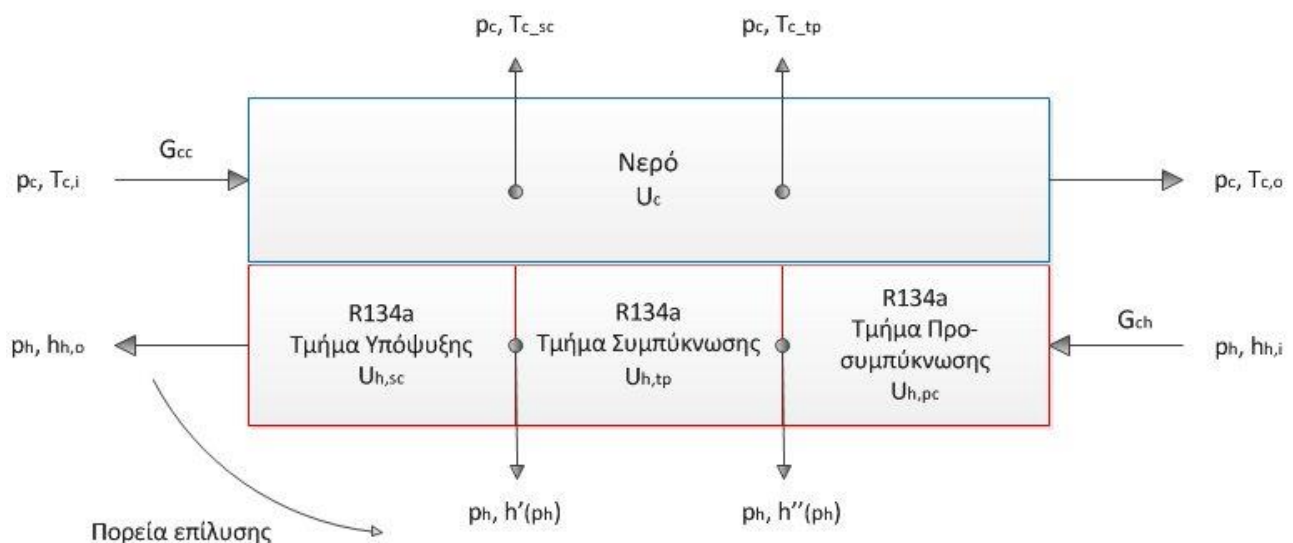
Τα παραπάνω συνεπάγονται ότι όλα τα γενικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά που υπολογίσθηκαν για τον ατμοποιητή ισχύουν κατ' επέκταση και στον συμπυκνωτή, με μόνη διαφορά την ολική επιφάνεια συναλλαγής, που πλέον υπολογίζεται ως:

$$A = N \cdot A_1 = 2,588 \text{ m}^2$$

Για τις ανάγκες της μοντελοποίησης, όπως και στην περίπτωση του ατμοποιητή, γίνονται οι παραδοχές αμελητέων θερμικών απωλειών και μηδενικής πτώσης πίεσης στο ρεύμα του εργαζόμενου μέσου. Η πτώση πίεσης στο κύκλωμα του νερού υπολογίζεται μέσω έκφρασης που αποτελεί απόρροια πειραματικών δεδομένων (βλ. κεφάλαιο IV.5)

III.4.1 Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας

Η διαδικασία μοντελοποίησης ακολουθεί την φιλοσοφία που περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο για τον ατμοποιητή. Ο συμπυκνωτής χωρίζεται σε τρία τμήματα, αυτό της προσυμπύκνωσης, το κύριο τμήμα της συμπύκνωσης και το τμήμα της υπόψυξης. Οι συμβολισμοί πλέον αντιστρέφονται, με τον δείκτη h να αναφέρεται στο R134a και τον δείκτη c στο νερό.



Εικόνα III-9 Απεικόνιση της φιλοσοφίας επίλυσης του συμπυκνωτή

Οι θερμοδυναμικοί υπολογισμοί ακολουθούν την ίδια φιλοσοφία, δηλαδή έχοντας ως δεδομένες τις συνθήκες εισόδου των δύο ρευμάτων, γίνεται μία αρχική υπόθεση για την ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του συμπυκνωτή $h_{h,o}$, βάση της οποίας προσδιορίζεται η

θερμοδυναμική κατάσταση στην έξοδο, και άρα και η θερμοκρασία $T_{h,o}$. Από το ισοζύγιο ενέργειας υπολογίζεται η θερμοκρασία του νερού στο σημείο έναρξης της υπόψυξης:

$$T_{c,sc} = T_{c,i} - \frac{m_h \cdot (h'(p_h) - h_{h,o})}{m_c \cdot c_{p,c}}$$

Η μέση λογαριθμική διαφορά υπολογίζεται από την σχέση (3.28) με:

$$\Delta T_1 = T_s(p_h) - T_{c,sc}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Και έτσι προσδιορίζεται η επιφάνεια του τμήματος υπόψυξης:

$$A_{sc} = \frac{m_h \cdot (h'(p_h) - h_{h,o})}{U_{sc} \cdot (LMTD)_{sc}} = \frac{q_{sc}}{U_{sc} \cdot (LMTD)_{sc}}$$

Ο συντελεστής θερμικής διαπερατότητας του τμήματος υπόψυξης προσδιορίζεται κατά τα γνωστά από την αντίστοιχη σχέση της (3.31)

$$U_{sc} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{\alpha_{h,sc}} + \frac{t}{k_w}}$$

Ο προσδιορισμός των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας θα περιγραφεί αναλυτικά στο επόμενο κεφάλαιο. Πλέον μπορεί να γραφεί το ισοζύγιο ενέργειας στο τμήμα συμπύκνωσης, από το οποίο προκύπτει η θερμοκρασία του νερού ψύξης στο σημείο έναρξης της συμπύκνωσης:

$$T_{c,tp} = T_{c,sc} - \frac{m_h \cdot (h''(p_h) - h'(p_h))}{m_c \cdot c_{p,c}}$$

Και πάλι ο υπολογισμός της μέσης λογαριθμικής διαφοράς $(LMTD)_{tp}$ γίνεται από τη σχέση (3.28) όπου:

$$\Delta T_1 = T_s(p_h) - T_{c,tp}$$

$$\Delta T_2 = T_s(p_h) - T_{c,sc}$$

Και έτσι

$$A_{tp} = \frac{m_h \cdot (h''(p_h) - h'(p_h))}{U_{tp} \cdot (LMTD)_{tp}}$$

Με τον συντελεστή θερμικής διαπερατότητας U_{tp} να υπολογίζεται κατά τα γνωστά από την αντίστοιχη σχέση της (3.31).

Τελικά απομένει το ισοζύγιο ενέργειας στην περιοχή που λαμβάνει χώρα η προ-συμπύκνωση του οργανικού μέσου. Και πάλι θα ισχύει:

Θεωρητικά μοντέλα

$$T_{c,o} = T_{c,tp} - \frac{m_h \cdot (h_{h,i} - h''(p_h))}{m_c \cdot c_{p,c}}$$

Ενώ για τον υπολογισμό της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θα χρησιμοποιηθούν τα:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_s(p_h) - T_{c,tp}$$

Και έτσι βρίσκεται και η επιφάνεια που θα πρέπει να καταλαμβάνει η περιοχή προσυμπύκνωσης:

$$A_{pc} = \frac{m_h \cdot (h_{h,i} - h''(p_h))}{U_{pc} \cdot (LMTD)_{pc}}$$

Η εκτιμώμενη επιφάνεια του εναλλάκτη με βάση την παραδοχή της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου μέσου που πραγματοποιήθηκε στην αρχή είναι η:

$$A_{est} = A_{pc} + A_{tp} + A_{sc} \quad (3.50)$$

Όπως και στην περίπτωση του ατμοποιητή, εν γένει θα ισχύει:

$$A \neq A_{est}$$

και γι' αυτό θα πρέπει να γίνουν επαναλήψεις μεταβάλλοντας κάθε φορά την αρχική υπόθεση της ενθαλπίας $h_{c,o}$. Και πάλι για τον σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε η συνάρτηση `fminsearch` του Matlab με συνάρτηση στόχου την:

$$\min\{F(h_{h,o}) = 0.5 \cdot (A - A_{est})^2\}$$

Η αρχικοποίηση του επαναληπτικού αλγορίθμου ακολουθεί την ίδια φιλοσοφία με την περίπτωση του ατμοποιητή. Από ένα ισοζύγιο ενέργειας που αφορά μόνο την πλήρη συμπύκνωση του μέσου, εκτιμάται η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού νερού.

$$(T_{c,o})_{est} = T_{c,i} + \frac{m_h(h''(p_h) - h_{h,i})}{m_c c_{p,c}}$$

- Αν $(T_{c,o})_{est} > T_s(p_c)$, τότε πιθανότατα το μέσο δεν θα υποψυχθεί και άρα:

$$h_{h,o}^{(1)} = 0,5 \cdot (h'(p_h) + h''(p_h))$$

- Αν $(T_{c,o})_{est} \leq T_s(p_c)$, τότε θεωρούμε μία αρχική υπόψυξη της τάξης του $T_{sc}^{(1)} = 1^\circ\text{C}$, βάση της οποίας:

$$h_{h,o}^{(1)} = h(p_h, T_s(p_h) + T_{sc}^{(1)})$$

III.4.2 Υπολογισμός συντελεστών μεταφοράς θερμότητας

Στην περίπτωση της συμπύκνωσης η διαδικασία υπολογισμού των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας είναι γενικά ευκολότερη σε σχέση με αυτήν της ατμοποίησης, καθώς δεν απαιτείται η επαναληπτική εύρεση της ανηγμένης ροής θερμότητας.

Αρχικά για την περίπτωση της συναγωγής θερμότητας μέσω μονοφασικού ρευστού χρησιμοποιήθηκε και πάλι η σχέση (3.41), δεδομένου ότι εφόσον οι δύο εναλλάκτες ανήκουν στον ίδιο τύπο (CB60 της Alfa Laval), τότε και η γεωμετρία των πλακών τους πρέπει να είναι λίγο έως πολύ όμοια. Και πάλι βέβαια η ακρίβεια του μοντέλου απαιτεί προσαρμογή της γενικής μορφής της εξίσωσης Dittus-Boelter (3.37) σε πειραματικά δεδομένα.

Σε κάθε περιοχή μονοφασικής ροής θα ισχύει:

$$\alpha_{sp} = 0,25 \cdot \frac{k}{D_h} \cdot Re^{0,670} \cdot Pr^{0,333} \quad (3.41)$$

Οι θερμοφυσικές ιδιότητες των ρευστών υπολογίσθηκαν όπως και στον ατμοποιητή με εκτιμήσεις. Για τον συντελεστή συναγωγής του νερού ψύξης χρησιμοποιήθηκε μία μέση θερμοκρασία:

$$T_{cm} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2}$$

Όπου η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη εκτιμήθηκε ως:

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{m_h(h''(p_h) - h_{h,i})}{m_c c_{p,c}}$$

Για τους υπολογισμούς των συντελεστών συναγωγής στα τμήματα προ-συμπύκνωσης και υπόψυξης αντίστοιχα χρησιμοποιήθηκαν οι μέσες θερμοκρασίες:

$$T_{hm,pc} = \frac{T_{h,i} + T_s(p_h)}{2}$$

Και

$$T_{hm,sc} = T_s(p_h) + 0,5$$

αντίστοιχα. Η τελευταία εκτίμηση σηματοδοτεί ένα πολύ μικρό επίπεδο υπόψυξης, της τάξης του 1°C. Στην πράξη, για λόγους που θα εξηγηθούν αργότερα, σε κατάσταση ισορροπίας του κύκλου το ρευστό θα πρέπει να εξέρχεται από τον συμπυκνωτή ως κορεσμένο υγρό, ανεξάρτητα από τα χαρακτηριστικά του εναλλάκτη. Για περισσότερες λεπτομέρειες ο αναγνώστης καλείται να ανατρέξει στην παράγραφο που αναφέρει την διαδικασία υπολογισμού του κύκλου και την επίδραση του τροφοδοτικού δοχείου (κεφάλαιο III.6).

Όσον αφορά την μεταφορά θερμότητας σε διφασική κατάσταση, επιλέχθηκε η χρήση της εξίσωσης του Shah[26], η οποία αποτελεί μία τροποποίηση της κλασικής εξίσωσης των Dittus-

Θεωρητικά μοντέλα

Boelter, πολλαπλασιασμένης με έναν προσαυξητικό παράγοντα που εκφράζει την ενισχυμένη μεταφορά θερμότητας εξαιτίας της αλλαγής φάσης:

$$Nu = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,7} \cdot (1-x)^{0,4}}{p_r^{0,38}} \right] \quad (3.51)$$

όπου ο δείκτης L αναφέρεται στην υγρή φάση και p_r η μειωμένη πίεση, που ορίζεται εν γένει ως:

$$p_r = \frac{p}{p_{cr}} \quad (3.52)$$

όπου p_{cr} η κρίσιμη πίεση του οργανικού μέσου ($p_{cr} = 40,6 \text{ bar}$).

Κατά συνέπεια ο συντελεστής συναγωγής λόγω της συμπύκνωσης θα είναι:

$$\alpha_{tp} = 0,023 \cdot \frac{k}{D_h} \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,7} \cdot (1-x)^{0,4}}{p_r^{0,38}} \right] \quad (3.53)$$

Στην παραπάνω σχέση, εφόσον η περιοχή συμπύκνωσης μοντελοποιείται από ένα και μόνο στοιχείο, η ξηρότητα ορίζεται ως η μέση τιμή των ξηροτήτων εισόδου και εξόδου:

$$x = \frac{x_i + x_o}{2}$$

Επειδή η ξηρότητα εξόδου είναι άγνωστη, απαιτείται η δημιουργία ενός εξωτερικού επαναληπτικού βρόχου, ο οποίος κάθε φορά που θα προσδιορίζεται η κατάσταση εξόδου, θα επαναυπολογίζει τη ξηρότητα x με βάση την παραπάνω σχέση. Το κριτήριο για τον τερματισμό των επαναλήψεων θα είναι η σύγκλιση τιμών της ξηρότητας, δηλαδή:

$$|x_{i+1} - x_i| < 10^{-5}$$

Μία σημαντική παρατήρηση που πρέπει να γίνει σε αυτό το σημείο είναι ότι η εξίσωση (3.53) έχει αναπτυχθεί για περιπτώσεις συμπύκνωσης σε φιλμ (**film condensation**). Σύμφωνα με το G. Longo [27] όμως, για ανηγμένες ροές μάζας με τιμές $G_c > 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$, ο κυρίαρχος μηχανισμός συμπύκνωσης είναι αυτός της συναγωγής (**convective condensation**), ο οποίος οδηγεί σε μεγαλύτερες τιμές του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.

Δεδομένου ότι στην παρούσα εφαρμογή η τιμή της ανηγμένης ροής μάζας ως επί το πλείστον ξεπερνά κατά πολύ την οριακή τιμή των $20 \text{ kg/m}^2\text{s}$, η παραπάνω εξίσωση πολλαπλασιάσθηκε με έναν ενισχυτικό συντελεστή C, οδηγώντας στην τελική έκφραση:

$$\alpha_{tp} = C \cdot 0,023 \cdot \frac{k}{D_h} \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,7} \cdot (1-x)^{0,4}}{p_r^{0,38}} \right] \quad (3.54)$$

όπου $C > 1$. Η τιμή του C προσδιορίστηκε με προσαρμογή των αποτελεσμάτων του μοντέλου σε πειραματικά δεδομένα, όπου και βρέθηκε ότι:

$$C = 7,5 \quad (3.55)$$

Η τροποποιημένη εξίσωση αυτή βρέθηκε ότι περιγράφει αρκετά ικανοποιητικά την συμπεριφορά του συμπυκνωτή, ακόμα και από εξισώσεις που έχουν αναπτυχθεί για την συμπύκνωση με συναγωγή (όπως αυτή του Akers[27]), γι αυτό και προτιμήθηκε η χρήση της στο αναλυτικο-εμπειρικό μοντέλο του συμπυκνωτή.

Ολοκληρώνοντας, η αγωγιμότητα της πλάκας παίρνει όπως και στην περίπτωση του ατμοποιητή την τιμή:

$$k_w = 16,5 \frac{W}{m \cdot K}$$

και έτσι υπολογίζεται ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για κάθε τμήμα του συμπυκνωτή:

$$U_{(n)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{\alpha_{h,(n)}} + \frac{t}{k_w}}$$

Όπως και στην περίπτωση του ατμοποιητή, ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για τον εναλλάκτη δίνεται από την σχέση (3.49):

$$U_m = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^3 U_i \cdot A_i \quad (3.49)$$

III.5 Μοντελοποίηση εκτονωτή

III.5.1 Γενικά

Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο II, στην εγκατάσταση λειτουργούν δύο πανομοιότυποι ελικοειδείς εκτονωτές (scroll expanders), οι οποίοι έχουν προκύψει από κατάλληλη μετατροπή ελικοειδών συμπιεστών. Από τον κατασκευαστή των μηχανών είναι γνωστός ο όγκος σάρωσης τους σε λειτουργία συμπιεστή $\dot{V}_{s,comp}$ και ο λόγος όγκου τους r_v . Ο όγκος σάρωσης της μηχανής σε αντίστροφη λειτουργία, δηλαδή σε λειτουργία εκτονωτή, αναφέρεται στον μικρότερο σε όγκο θάλαμο που σχηματίζεται στο κέντρο μεταξύ των δύο σπειρών και συνεπώς είναι:

$$\dot{V}_{s,exp} = \frac{\dot{V}_{s,comp}}{r_v} \quad (3.56)$$

Η μοντελοποίηση αυτού του τύπου εκτονωτών έχει αρκετές δυσκολίες, δεδομένου ότι είναι πρακτικά αδύνατο να εκφραστούν μαθηματικά οι ακριβείς μεταβολές στις οποίες υπόκειται το ρευστό καθώς; διέρχεται μέσα από τους θαλάμους του εκτονωτή, ενώ επιπλέον κάτι τέτοιο απαιτεί και γνώση της ακριβούς γεωμετρίας των δύο σπειρών. Στη βιβλιογραφία, τα περισσότερα μοντέλα που δεν ακολουθούν τη φιλοσοφία της υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) βασίζονται σε ένα αναλυτικο-εμπειρικό μοντέλο που έχει προταθεί από τους Lemort et. al [28] και είναι εμπνευσμένο από αντίστοιχα μοντέλα ελικοειδών συμπιεστών. Το βασικότερο μειονέκτημα αυτού του μοντέλου είναι η εισαγωγή αρκετών παραμέτρων που δεν μπορούν να προσδιορισθούν μεμονωμένα με κάποιο πρωτόκολλο πειραμάτων, αλλά στο σύνολο τους με προσαρμογή των θεωρητικών αποτελεσμάτων σε πειραματικά, ακολουθώντας αλγόριθμους βελτιστοποίησης πολλών μεταβλητών.

Ένας λιγότερο αναλυτικός και ταυτόχρονα πιο άμεσος τρόπος καθορισμού των βασικών παραμέτρων μίας τέτοιας μηχανής έχει προταθεί από τον Declaye et. al [10]. Η μελέτη αυτή βασίζεται στο γεγονός ότι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αυτών των μηχανών συναρτηθεί του λόγου πίεσης παρουσιάζει μία μορφή που μπορεί να προσεγγισθεί ικανοποιητικά από την εξίσωση του Rajeska, η οποία έχει την ακόλουθη γενική μορφή:

$$\eta_{is} = y_{max} \cdot \left\{ \xi \cdot \operatorname{atan} \left[B \cdot (r_p - r_{p,o}) - E \cdot \left(B \cdot (r_p - r_{p,o}) - \operatorname{atan} \left(B \cdot (r_p - r_{p,o}) \right) \right) \right] \right\} \quad (3.57)$$

όπου:

- y_{max} ο μέγιστος βαθμός απόδοσης,
- r_p ο λόγος πίεσης του εκτονωτή,
- $r_{p,o}$ ο λόγος πίεσης για τον οποίον ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης παίρνει μηδενική τιμή
- ξ ένας παράγοντας μορφής της καμπύλης και
- B, E σταθερές.

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της παραπάνω σχέσης ορίζεται ως:

$$\eta_{is} = \frac{W_{exp}}{m \cdot (h_i - h_{out,is})} \quad (3.58)$$

όπου W_{exp} το παραγόμενο μηχανικό έργο από τον εκτονωτή, m η παροχή μάζας, h_i η ενθαλπία εισόδου και $h_{out,is}$ η ενθαλπία εξόδου από τον εκτονωτή αν η μεταβολή ήταν ισεντροπική. Ο θερμοδυναμικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης ορίζεται κατά τα γνωστά ως²:

$$\eta_{is,th} = \frac{m \cdot (h_i - h_{out})}{m \cdot (h_i - h_{out,s})} = \frac{W_{exp} + \dot{Q}_{loss}}{m \cdot (h_i - h_{out,s})} \quad (3.59)$$

όπου \dot{Q}_{loss} οι απώλειες θερμότητας από το σώμα της μηχανής προς το περιβάλλον. Αυτό σημαίνει ότι ο παραπάνω οριζόμενος βαθμός απόδοσης ταυτίζεται με τον θερμοδυναμικό μόνο αν ισχύει η υπόθεση ότι $\dot{Q}_{loss} \cong 0$.

Εδώ θα πρέπει να αναφερθεί ότι στην παρούσα εργασία οι μετρήσεις που απαιτούνται για τον καθορισμό του μοντέλου που περιγράφει η εξίσωση (3.57) βασίστηκαν σε μετρήσεις που αφορούν την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ. Συνεπώς ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της σχέσης (3.57) ξαναγράφεται ως:

$$\eta_{is} = \frac{P_{el}}{m \cdot (h_{in} - h_{out,s})} = \frac{\frac{W_{exp}}{\eta_{gen}}}{m \cdot (h_i - h_{out,s})} \quad (3.60)$$

Όπως γίνεται άμεσα αντιληπτό, ο προσδιορισμός του θερμοδυναμικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης πλέον απαιτεί και την γνώση του βαθμού απόδοσης της γεννήτριας η_{gen} . Η μεθοδολογία υπολογισμού του $\eta_{is,th}$, που αποτελεί κρίσιμη παράμετρο για τον καθορισμό της κατάστασης εξόδου από τον εκτονωτή, περιγράφεται παρακάτω (ενότητα III.5.3).

Σύμφωνα με την εργασία του Declaye ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή αποτελεί επίσης συνάρτηση και της πίεσης εισόδου και των στροφών του:

$$\eta_{is} = \eta_{is}(r_p, p_{in}, N_{exp}) \quad (3.61)$$

Για να συμπεριληφθούν οι δύο νέες παράμετροι στο μοντέλο προτείνεται οι σταθερές B και E να ορισθούν ως ακολούθως:

$$B = \frac{\delta}{\xi \cdot \gamma_{max}} \quad (3.62)$$

και

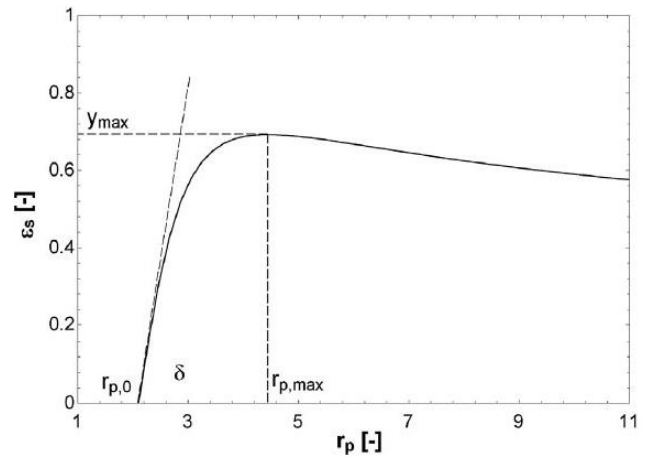
²Στην παραπάνω έκφραση αμελούνται οι μηχανικές απώλειες μετάδοσης της ισχύος από τον εκτονωτή στην γεννήτρια, κάτι που στην περίπτωση της ιμαντοκίνησης δεν είναι πάντα δεδομένο.

$$E = \frac{B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o}) - \tan\left(\frac{\pi}{2\xi}\right)}{B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o}) - \text{atan}\left(B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o})\right)} \quad (3.63)$$

όπου οι νέες παράμετροι δ και $r_{p,max}$ ορίζουν την κλίση της καμπύλης $\eta_{is}(r_p)$ στο σημείο $r_p = r_{p,o}$ και τον λόγο πίεσης στον οποίο εμφανίζεται η μέγιστη τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης y_{max} αντιστοίχως.

Οι παράμετροι $r_{p,o}$, $r_{p,max}$, δ , y_{max} συσχετίζονται με την πίεση εισόδου και τις στροφές του εκτονωτή δηλαδή:

$$\begin{aligned} r_{p,o} &= r_{p,o}(p_{in}, N_{exp}) \\ r_{p,max} &= r_{p,max}(p_{in}, N_{exp}) \\ \delta &= \delta(p_{in}, N_{exp}) \\ y_{max} &= y_{max}(p_{in}, N_{exp}) \end{aligned}$$



Εικόνα III-10 Φυσική σημασία των παραμέτρων των εξισώσεων (3.57-3.63)[10]

ενώ ο παράγοντας ξ είναι κοινός για όλες τις συνθήκες, αποτελώντας ουσιαστικά παράμετρο του ίδιου του εκτονωτή.

Παρατηρώντας την Εικόνα III-10, όπου εικονίζεται μία τυπική μορφή του αναμενόμενου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή, παρατηρείται η εμφάνιση ενός μέγιστου βαθμού απόδοσης σε έναν λόγο πίεσης $r_{p,max}$, πέραν του οποίου ο βαθμός απόδοσης αρχίζει σταδιακά να μειώνεται. Αυτή η τυπική συμπεριφορά έχει εξηγηθεί στο κεφάλαιο II και οφείλεται στην ύπαρξη των απωλειών υποεκτόνωσης. Η σταδιακή μείωση του βαθμού απόδοσης εξηγείται από το γεγονός ότι η υποεκτόνωση του μέσου συνοδεύεται με αύξηση του παραγόμενου έργου εξαιτίας της ισόχωρης εκτόνωσης του μέσου στην έξοδο του εκτονωτή. Για τιμές του λόγου πίεσης $r_p < r_{p,max}$, η πτώση του βαθμού απόδοσης είναι πολύ πιο απότομη καθώς οφείλεται στις απώλειες υπερεκτόνωσης. Ο $r_{p,max}$ είναι ο λόγος πίεσης αυτός που αντιστοιχεί σε λόγο όγκων μεταξύ των καταστάσεων εισόδου και εξόδου ίσο με τον κατασκευαστικό λόγο όγκου του εκτονωτή r_p .

Θεωρητικά η διερχόμενη από τον εκτονωτή παροχή μάζας θα πρέπει να ακολουθεί την σχέση:

$$m_{th} = \frac{\dot{V}_{s,exp} \cdot N(RPM)}{60 \cdot v_{in}} \quad (3.64)$$

όπου v_{in} ο ειδικός όγκος για την κατάσταση εισόδου στον εκτονωτή και όλα τα μεγέθη σε SI πλην των στροφών που είναι σε RPM.

Όμως η ύπαρξη διαρροών μεταξύ των δύο σπειρών οδηγεί στην ανάγκη ορισμού μίας επιπλέον παραμέτρου λειτουργία του εκτονωτή, αυτή του παράγοντα πλήρωσης (**filling factor**) ff .

$$ff = \frac{m}{m_{th}} = 1 + \frac{m_{leak}}{m_{th}} \quad (3.65)$$

Ο συνδυασμός των σχέσεων (3.64) και (3.65) οδηγεί στην ακόλουθη σχέση για τον παράγοντα πλήρωσης:

$$ff = \frac{60 \cdot m \cdot v_{in}}{\dot{V}_{s,exp} \cdot N(RPM)} \quad (3.66)$$

Η παραπάνω σχέση συνδέει εμμέσως και τις στροφές του εκτονωτή με την πίεση εισόδου, που πρακτικά ταυτίζεται με την υψηλή πίεση του κύκλου, καθώς το ρευστό εξερχόμενο από τον ατμοποιητή θα πρέπει να έχει τέτοιο ειδικό όγκο ώστε να ικανοποιείται η σχέση (3.66), προσαρμόζοντας κατάλληλα πρωτίστως την πίεση και δευτερευόντως τη θερμοκρασία του.

Όπως στα περισσότερα αέρια, έτσι και στο R134a, μία μεταβολή της πίεσης προκαλεί ακριβώς αντίστροφη μεταβολή στον ειδικό όγκο. Η παραπάνω συσχέτιση ισχύει με την μορφή της αντίστροφης αναλογίας μόνο για όσα αέρια μπορούν να προσεγγισθούν ως τέλεια, ενώ για τα υπόλοιπα χαρακτηρίζεται από την ιδιότητα $\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T$, η οποία παίρνει αρνητικές τιμές.

Έτσι, με βάση τη σχέση (3.66) για σταθερή θερμοκρασία εξόδου, αύξηση των στροφών θα συνοδεύεται με αντίστοιχη πτώση της πίεσης. Αντίστροφα, αν οι στροφές μειωθούν, η πίεση θα αυξηθεί.

Στην ίδια εργασία του ο Declaye συσχετίζει απευθείας τον συντελεστή πλήρωσης επίσης με τις στροφές, την πίεση εισόδου και τον λόγο πίεσης:

$$ff = ff(r_p, p_{in}, N_{exp}) \quad (3.67)$$

III.5.2 Υπολογισμός παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος

Η γνώση των δύο παραμέτρων η_{is} και ff είναι αρκετή για τον καθορισμό όλων των υπόλοιπων χαρακτηριστικών του εκτονωτή, πέραν της κατάστασης εξόδου, (δεδομένου ότι όπως ήδη αναφέρθηκε εν γένει $\eta_{is} \neq \eta_{is,th}$), αν δοθούν ως δεδομένα η θερμοδυναμική κατάσταση στην είσοδο καθώς και η πίεση εξόδου p_{out} .

Όταν, λοιπόν, η πίεση εισόδου p_{in} και η πίεση εξόδου p_{out} του εκτονωτή είναι γνωστές, τότε η πρώτη παράμετρος που μπορεί να υπολογιστεί απευθείας είναι ο λόγος πίεσης, αφού:

$$r_p = \frac{p_{in}}{p_{out}} \quad (3.68)$$

Η σχέση (3.66) μπορεί να λυθεί ως προς τις στροφές του εκτονωτή:

$$N_{exp} = \frac{60 \cdot m \cdot v_{in}}{\dot{V}_{s,exp} \cdot ff} \quad (3.69)$$

Η σχέση (3.69) είναι πεπλεγμένη ως προς τις στροφές, αφού εν γένει $ff = ff(N_{exp})$, οπότε για τον καθορισμό των στροφών χρειάζεται η επαναληπτική επίλυση της με χρήση του αλγόριθμου σταθερού σημείου. Η επίλυση ξεκινά μία υπόθεση για την τιμή του συντελεστή πλήρωσης, ff , έστω:

$$ff^{(0)} = 1,2$$

και σε κάθε επανάληψη υπολογίζεται η νέα τιμή του συντελεστή πλήρωσης από την εξίσωση (3.66) και οι στροφές του εκτονωτή από την εξίσωση (3.69). Όταν η υπολογιστική διαδικασία συγκλίνει, δηλαδή όταν:

$$\|N_{exp}^{(i)} - N_{exp}^{(i+1)}\| < 10^{-6}$$

οι τελικές τιμές για τον συντελεστή ff και τις στροφές N_{exp} είναι γνωστές.

Κατόπιν αυτών είναι εφικτός ο υπολογισμός του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή από την σχέση (3.45) και άρα και της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος, αφού από την (3.60):

$$P_{el} = \eta_{is} \cdot m \cdot (h_i - h_{out,s}) \quad (3.70)$$

όπου η ενθαλπία $h_{out,s}$ είναι γνωστή εφόσον είναι γνωστή και η θερμοδυναμική κατάσταση στην είσοδο του εκτονωτή:

$$h_{out,s} = h(p_{in}, s_{in})$$

III.5.3 Υπολογισμός κατάστασης εξόδου από τον εκτονωτή

Ο καθορισμός της κατάστασης εξόδου από τον εκτονωτή είναι εφικτός αν υπολογιστεί ο θερμοδυναμικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της εκτόνωσης του μέσου, σύμφωνα μέσω της σχέσης (3.59)

$$h_{out} = h_i - \eta_{is,th} \cdot (h_i - h_{out,s}) \quad (3.71)$$

οπότε τότε η κατάσταση στην έξοδο θα ορίζεται από τις ιδιότητες (p_{out}, h_{out}) .

Από την ίδια σχέση γίνεται εμφανές ότι ο καθορισμός του $\eta_{is,th}$ προϋποθέτει την γνώση του μηχανικού έργου που παράγεται από τον εκτονωτή, καθώς και τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας από τον εκτονωτή προς το περιβάλλον.

III.5.3.1 Υπολογισμός απωλειών επαγωγικής γεννήτριας

Όπως ήδη αναφέρθηκε, η εύρεση του μηχανικού έργου στην άτρακτο του εκτονωτή προϋποθέτει τον καθορισμό των απωλειών της επαγωγικής γεννήτριας. Για τον σκοπό αυτό θα χρησιμοποιηθεί το γενικό μοντέλο που αναπτύχθηκε για την μοντελοποίηση των απωλειών του κινητήρα της αντλίας, δεδομένου ότι οι δύο μηχανές είναι πανομοιότυπες, εξαιρουμένου μόνο του αριθμού πόλων τους. Ο υπολογισμός των απωλειών θα γίνει με αναγωγή στις απώλειες στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας της μηχανής, όταν αυτή λειτουργεί ως κινητήρας. Τα στοιχεία αυτά καθορίζονται από τον κατασκευαστή σύμφωνα με τον πίνακα που δίνεται στο κεφάλαιο II.1.5 (Πίνακας II-7)

Ταυτόχρονα γίνεται η παραδοχή ότι ο βαθμός απόδοσης μίας επαγωγικής μηχανής σε λειτουργία γεννήτριας είναι ταυτόσημος με αυτόν σε λειτουργία κινητήρα. Η παραδοχή αυτή δεν ισχύει εν γένει, καθώς οι δύο βαθμοί απόδοσης τείνουν να ταυτίζονται μόνο για μεγάλες και υψηλής απόδοσης μηχανές[29], ελλείψει όμως περισσότερων δεδομένων για την συγκεκριμένη μηχανή αποτελεί την πιο λογική υπόθεση που μπορεί να γίνει. Δεχόμενοι επίσης πως η ηλεκτρική ισχύς στα άκρα της μηχανής θα είναι ίδια, ανεξάρτητα από το αν η μηχανή λειτουργεί ως κινητήρας ή ως γεννήτρια, αποδεικνύεται εύκολα ότι από τον ορισμό του βαθμού απόδοσης της μηχανής τόσο σε λειτουργία κινητήρα, όσο και σε λειτουργία γεννήτριας ότι:

$$\Delta P_{gen} = \frac{\Delta P_{mot}}{\eta_{mot}} = \frac{\Delta P_{mot}}{\eta_{gen}} \quad (3.72)$$

όπου ο δείκτης *mot* αντιστοιχεί σε λειτουργία κινητήρα και ο δείκτης *gen* σε λειτουργία γεννήτριας.

Αν λοιπόν η μηχανή λειτουργούσε ως κινητήρας, το φορτίο στον άξονα του θα οριζόταν από τη σχέση (3.7):

$$\varphi = \frac{W_{mech,mot}}{P_R} \quad (3.9)$$

και οι απώλειες στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας θα δίνονταν από τη σχέση (3.12) :

$$\Delta P_{n,mot} = \left(\frac{1}{\eta_{m,n}} - 1 \right) \cdot P_R \quad (3.12)$$

όπου $P_R = 5500W$ και $\eta_{m,n} = 0,8593$ (Πίνακας II-7)

Εφόσον η ηλεκτρική ενέργεια στην έξοδο της μηχανής σε λειτουργία γεννήτριας είναι γνωστή από τη σχέση (3.70), η ηλεκτρική ενέργεια στην είσοδο της μηχανής σε λειτουργία κινητήρα θα είναι επίσης γνωστή, λόγω της παραδοχής ότι $P_{el,mot} = P_{el,gen} = P_{el}$. Έτσι είναι δυνατή η προσέγγιση του παραγόμενου μηχανικού έργου στον άξονα της μηχανής αν αυτή λειτουργούσε ως κινητήρας:

$$W_{mech,mot} = \eta_{mot} \cdot P_{el} \quad (3.73)$$

Θεωρητικά μοντέλα

Με τον προσδιορισμό της τιμής του μηχανικού έργου στον άξονα του κινητήρα, γίνεται άμεσος ο υπολογισμός του φορτίου της μηχανής, Φ , από την σχέση (3.9) και έτσι μπορούν να υπολογιστούν οι απώλειες σε λειτουργία κινητήρα με εφαρμογή της σχέσης (3.11):

$$\Delta P_{mot} = \left\{ 0,142 + 0,245 \left(\frac{f}{f_n} \right)^2 + 0,623 \left(\frac{1 - \sqrt{4s_n(1-s_n) \frac{\Phi}{f^*}}}{2s_n} \right)^2 \right\} \cdot \Delta P_{n,mot} \quad (3.11)$$

όπου η συχνότητα f στα άκρα της μηχανής προσδιορίζεται με αναγωγή από τις σύγχρονες στροφές της μηχανής για $f_n = 50\text{Hz}$ στις στροφές του εκτονωτή:

$$f(\text{Hz}) = \left(\frac{N_{exp}(\text{RPM})}{1500} \right) \cdot 50$$

Βέβαια, ο υπολογισμός των απωλειών ΔP_{mot} με τον τρόπο που περιγράφεται παραπάνω απαιτεί μία αρχική υπόθεση για τον βαθμό απόδοσης της μηχανής, $\eta_{mot} = \eta_{gen}$, ώστε να είναι εφικτός ο καθορισμός του μηχανικού έργου στον άξονα της μηχανής από τη σχέση (3.73). Η αλληλουχία των υπολογισμών μπορεί να γίνεται επαναληπτικά μέχρι σύγκλισης της τιμής του ΔP_{mot} .

Στο τέλος της επαναληπτικής διαδικασίας οι απώλειες της μηχανής σε λειτουργία κινητήρα θα έχουν προσδιοριστεί. και έτσι με εφαρμογή της σχέσης (3.72), οι απώλειες αυτές ανάγονται σε λειτουργία γεννήτριας με αποτέλεσμα το παραγόμενο μηχανικό έργο από τον εκτονωτή να είναι:

$$W_{mech} = P_{el} + \Delta P_{gen} \quad (3.74)$$

Η επίδραση του ρυθμιστή στροφών στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της γεννήτριας θεωρήθηκε άγνωστη και τελικά αμελήθηκε Δεδομένου πάντως ότι η μέτρηση της ηλεκτρικής ισχύος έγινε μεταξύ του ρυθμιστή και της επαγωγικής μηχανής και ότι στην περίπτωση της λειτουργίας της ως γεννήτρια η μηχανή λειτουργεί με καθαρό σήμα (και όχι με σήμα παλμών PWM του ρυθμιστή) επιτρέπει την υπόθεση ότι η επίδραση του στη μετρούμενη ηλεκτρική ισχύ P_{el} μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα.

III.5.3.2 Υπολογισμός απωλειών θερμότητας

Οι απώλειες θερμότητας στον εκτονωτή αφορούν τη μεταφορά θερμότητας από το σώμα του προς το περιβάλλον. Τα αναλυτικο-εμπειρικά μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί στις εργασίες [9], [28] για ερμητικούς εκτονωτές ορίζουν δύο σημεία απωλειών θερμότητας, ένα στην είσοδο και ένα στην έξοδο του εκτονωτή. Η θερμότητα αυτή συναλλάσσεται μεταξύ του ρέοντος ρευστού και του τοιχώματος του εκτονωτή. Ταυτόχρονα, το ισοζύγιο ενέργειας επιβάλλει την απαγωγή της θερμότητας στο περιβάλλον μέσω φυσικής κυκλοφορίας. Σύμφωνα με την παραπάνω μοντελοποίηση των απωλειών θερμότητας, ορίζονται τρεις συντελεστές μεταφοράς θερμότητας οι οποίοι προσδιορίζονται για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας του εκτονωτή μέσω προσαρμογής των αποτελεσμάτων του μοντέλου σε πειραματικά, με μεθόδους βελτιστοποίησης

(όπως ήδη έχει αναφερθεί), χωρίς να δίνεται έμφαση στον ακριβή μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας. Η προσέγγιση που ακολουθήθηκε στην εν λόγω μοντελοποίηση είναι κάπως πιο απλουστευτική.

Αν αμελήσουμε την επίδραση που μπορεί να έχει ο ανεμιστήρας της γεννήτριας στην ψύξη του εκτονωτή, ο μοναδικός μηχανισμός απαγωγής θερμότητας από το κέλυφος του είναι αυτός της φυσικής συναγωγής. Οι Ayachi et. al. [30] μοντελοποίησαν την απαγωγή θερμότητας από το κέλυφος ενός ερμητικού scroll με την εξίσωση των Churchill και Chu για επίπεδη πλάκα σε φυσική κυκλοφορία. Στην περίπτωση του εκτονωτή ανοιχτού τύπου, δεν είναι εφικτή η χρήση της εξίσωσης αυτής, καθώς το ύψος του δεν υπερτερεί των υπολοίπων διαστάσεων του σημαντικά. Εναλλακτικά λοιπόν, ο ελικοειδής εκτονωτής αποφασίστηκε να θεωρηθεί ως οριζόντιος κύλινδρος, διαμέτρου ίσης με αυτή της τροχαλίας του

$$D = 15 \text{ mm}$$

και μήκους

$$L = 15 \text{ mm}$$

Για τον προσδιορισμό του αριθμού Nusselt χρησιμοποιήθηκε η σχέση των Churchill και Chu που έχει αναπτυχθεί για οριζόντιους κυλίνδρους[20]:

$$Nu_D = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{(1 + (0,559/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.75)$$

Ο αριθμός Rayleigh αποτελεί γινόμενο του αριθμού Grashof με τον αριθμό Prantdl:

$$Ra = Gr_D \cdot Pr \quad (3.76)$$

όπου

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{air}) \cdot D^3}{\nu^2} \quad (3.77)$$

και υπενθυμίζεται από την (3.30) ότι

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (3.39)$$

Στις παραπάνω σχέσεις $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ η επιτάχυνση της βαρύτητας, β ο συντελεστής διασταλτικότητας του όγκου υπό σταθερή πίεση, που ορίζεται ως

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.78)$$

και αποτελεί ιδιότητα του μέσου (αέρας περιβάλλοντος εργαστηρίου) ν η δυναμική συνεκτικότητα σε m^2/s , T_s η μέση θερμοκρασία του κελύφους του εκτονωτή, T_{air} η θερμοκρασία του αέρα, ενώ όπως ήδη έχει αναφερθεί ο αριθμός Prantdl αποτελεί και αυτός ιδιότητα του μέσου.

Θεωρητικά μοντέλα

Αμελώντας τις θερμικές αντιστάσεις συναγωγής του ψυκτικού με το τοίχωμα του εκτονωτή και αγωγιμότητας στο ίδιο το τοίχωμα του εκτονωτή, ως πολύ μικρότερες αυτής της φυσικής συναγωγής με τον αέρα του εργαστηρίου, ορίζουμε ότι:

$$T_s \cong \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (3.79)$$

και σαν μέση θερμοκρασία του αέρα ορίζεται η

$$T_{air} = 20 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.80)$$

που είναι αντιπροσωπευτική για τις συνθήκες του εργαστηρίου αλλά θα πρέπει να αυξηθεί αν πρόκειται να αναφέρεται σε λειτουργία της εγκατάστασης στο μηχανοστάσιο του πλοίου.

Όλες οι ιδιότητες του αέρα που απαιτούνται από τη σχέση (3.77) υπολογίζονται για ατμοσφαιρική πίεση ($p_{atm} = 1,0123 \text{ bar}$) και για μέση θερμοκρασία του αέρα:

$$T_{m,air} = \frac{T_s + T_{air}}{2} \quad (3.81)$$

πλην του συντελεστή διασταλτικότητας β που υπολογίζεται στην θερμοκρασία T_{air} , όπως προτείνεται από τους Churchill και Chu.

Όπως παρατηρείται, ο ορισμός της μέσης θερμοκρασίας κελύφους του εκτονωτή από την σχέση (3.79) απαιτεί γνώση της θερμοκρασίας εξόδου του οργανικού μέσου από αυτόν. Για την αποφυγή επαναλήψεων που θα αυξήσουν άσκοπα τον χρόνο εκτέλεσης του μοντέλου, η θερμοκρασία εξόδου στη σχέση (3.79) λαμβάνεται από την εκτιμώμενη κατάσταση εξόδου από τον εκτονωτή αν οι απώλειες θερμότητας ήταν αμελητέες, δηλαδή:

$$h_{out,est} = h_{in} - \frac{W_{mech}}{m} \quad (3.82)$$

και τελικά

$$T_{out,est} = T(p_{out}, h_{out,est})$$

Ο προσδιορισμός του αριθμού Nusselt επιτρέπει τον άμεσο υπολογισμό του συντελεστή συναγωγής α_{air} , αφού εξ ορισμού είναι:

$$\alpha_{air} = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \quad (3.83)$$

με την θερμική αγωγιμότητα του αέρα k να υπολογίζεται και αυτή στη θερμοκρασία $T_{m,air}$

Στο σημείο αυτό θα πρέπει να αναφερθεί ότι η εξίσωση (3.75) χρησιμοποιείται καταχρηστικά και περισσότερο προστέθηκε στο μοντέλο για να αποτυπώσει την τάξη μεγέθους των απωλειών θερμότητας, παρά να προσδιορίσει την ακριβή τιμή τους. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η σχέση αυτή έχει προταθεί για οριζόντιο κύλινδρο θεωρητικά απείρου μήκους, κάτι που δεν ισχύει προφανώς στην περίπτωση μας, όπου $D/L \cong 1$. Από την άλλη, η τιμή του συντελεστή συναγωγής

δεν φαίνεται να αποκλίνει σχεδόν καθόλου σε σχέση με άλλες προσεγγίσεις απλών γεωμετριών (π.χ. αν ο εκτονωτής θεωρηθεί ότι εσωκλείεται σε μία σφαίρα με θερμοκρασία T_s).

Έχοντας προσδιορίσει τον συντελεστή συναγωγής, οι θερμικές απώλειες από τον εκτονωτή στο περιβάλλον θα είναι:

$$Q_{loss} = \alpha_{air} \cdot A \cdot (T_s - T_{air}) \quad (3.84)$$

όπου A η παράπλευρη επιφάνεια του εκτονωτή, υπολογίζεται ως:

$$A = \pi \cdot D \cdot L + 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3.85)$$

Αν οι παραπάνω υπολογισμοί εφαρμοσθούν στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, βρίσκουμε ότι:

$$Q_{loss} = 30 \text{ W}$$

τιμή αμελητέα σε σχέση με το παραγόμενο από τον εκτονωτή έργο ($P_{el} \sim 2000 \text{ W}$). Ακόμα και αν η μέση θερμοκρασία του κελύφους πάρει την μέγιστη δυνατή της τιμή, δηλαδή $T_s = T_{in}$ και πάλι η τάξη μεγέθους των απωλειών είναι αμελητέα ($\sim 3\%$ της παραγόμενης ισχύος).

Η παραπάνω παρατήρηση έρχεται σε αντίφαση με τις παρατηρήσεις των Lemort και Quoilin που χαρακτηρίζουν τις απώλειες θερμότητας στον εκτονωτή ως μία σημαντική πηγή μη αντιστρεψιμότητας. Η εξήγηση έγκειται στο γεγονός ότι με βάση τους υπολογισμούς που έγιναν για τον εν λόγω εκτονωτή, είναι:

$$\alpha_{air} \cdot A \cong 0,6 \text{ WK}^{-1}$$

την στιγμή που στις εργασίες τους οι Lemort και Quoilin βρίσκουν[4]:

$$U_{amb}A \cong 6 \text{ WK}^{-1}$$

Η μεγάλη αυτή διαφορά (μίας τάξης μεγέθους) οφείλεται στο γεγονός ότι η επιφάνεια του ελικοειδή εκτονωτή ανοιχτού κελύφους είναι αισθητά μικρότερη αυτής του ερμητικού.

Κάτι αντίστοιχο παρατηρείται και από τους Twomey et al. [31], ο οποίος χρησιμοποίησαν το αναλυτικό-εμπειρικό μοντέλο του Lemort για την μοντελοποίηση ενός εκτονωτή ανοιχτού τύπου στα πλαίσια μίας εφαρμογής ηλιακού ORC. Οι τιμές που προσδιόρισαν για τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας προς το περιβάλλον με την προσαρμογή των θεωρητικών αποτελεσμάτων του μοντέλου στα πειραματικά τους δεδομένα, είναι:

$$U_{amb}A \cong 0,5 \text{ WK}^{-1}$$

Ολοκληρώνοντας, η εκτίμηση που μπορεί να γίνει για τον τύπο των μηχανών που έχουν χρησιμοποιηθεί στην παρούσα εγκατάσταση είναι πως οι απώλειες θερμότητας είναι αμελητέες και σίγουρα πολύ μικρότερης σημασίας σε σχέση με άλλες πηγές μορφές απωλειών που ήταν αδύνατο να καθοριστούν, όπως οι μηχανικές απώλειες. Παρόλαυτα, η παραπάνω διαδικασία έχει ενσωματωθεί στο μοντέλο που αναπτύχθηκε για λόγους πληρότητας, αλλά και εφαρμογής του ίδιου μοντέλου σε περιπτώσεις άλλων κύκλων, πιθανά υψηλότερων θερμοκρασιών ατμοποίησης.

III.6 Μοντέλο θερμοδυναμικού κύκλου

Έχοντας καταστρώσει τα μοντέλα για τις τέσσερις βασικές συνιστώσες που απαρτίζουν την εγκατάσταση, είναι εφικτή η μοντελοποίηση ολόκληρου του κύκλου. Η διαδικασία υπολογισμού προϋποθέτει τον ορισμό ορισμένων παραμέτρων που αποτελούν τις εισόδους του κύκλου. Οι παράμετροι αυτές είναι:

- Η θερμοκρασίες εισόδου του ψυχρού και του θερμού νερού στους εναλλάκτες (T_{cw} και T_{hw}) αντίστοιχα
- Οι παροχές μάζας στα δύο κυκλώματα νερού (m_{hw} και m_{cw}) αντίστοιχα
- Οι στροφές της αντλίας N_p
- Η θερμοκρασία υπόψυξης από πού επιτυγχάνει ο εναλλάκτης που προηγείται της αντλίας³
- Ο αριθμός των scroll που λειτουργούν παράλληλα $n = 1$ ή 2
- Μία εκ των δύο παραμέτρων:
 - Στροφές εκτονωτή N_{exp}
 - Υψηλή πίεση στο κύκλωμα ORC p_h
 οι οποία προσδιορίζεται ανάλογα με το ποια μεταβλητή θέλουμε να ορίσουμε ως παράμετρο

Οι πιέσεις στην είσοδο των ρευμάτων νερού για τους δύο εναλλάκτες (ατμοποιητή και συμπυκνωτή) διατηρήθηκαν σταθερές και ίσες με 2,5bar.

Όπως αναφέρθηκε η πτώση πίεσης του οργανικού μέσου στους εναλλάκτες θεωρήθηκε αμελητέα και το ίδιο έγινε και για τις σωληνώσεις του κύκλου. Το συμπέρασμα είναι πως πλέον ο κύκλος χωρίζεται σε δύο περιοχές, αυτήν την υψηλής πίεσης p_h που αφορά τα σημεία 1 και 2, με βάση τον συμβολισμό που υιοθετήθηκε στο κεφάλαιο II.II.1, και αυτήν της χαμηλής πίεσης p_l που περιλαμβάνει τα σημεία 3,4 και 5.

Η επίλυση ξεκινά με μία υπόθεση για την θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου. Στο τροφοδοτικό δοχείο, υπό κανονικές συνθήκες, συνυπάρχουν η αέρια αλλά και η υγρή φάση του οργανικού μέσου, συνεπώς θα πρέπει να βρίσκεται πάντα σε κατάσταση κορεσμού. Έτσι η πίεση του τροφοδοτικού δοχείου θα πρέπει να είναι:

$$p_{rec} \equiv p_l = p_s(T_{rec}) \quad (3.86)$$

Το ρευστό εξερχόμενο από το τροφοδοτικό δοχείο εισέρχεται στον εναλλάκτη υπόψυξης. Όπως διαπιστώθηκε και από την πειραματική διαδικασία, η πτώση πίεσης στον εναλλάκτη υπόψυξης μπορεί να αμεληθεί και έτσι η θερμοκρασία και η πίεση στην είσοδο της αντλίας είναι:

³ Για τον εναλλάκτη υπόψυξης δεν αναπτύχθηκε κάποιο μοντέλο διότι αφενός τοποθετήθηκε στην εγκατάσταση μετά την έναρξη των πειραμάτων (βλ. επόμενο κεφάλαιο) και αφετέρου αποφασίστηκε τελικά να αντικατασταθεί, καθώς σε πραγματική λειτουργία εντός πλοίου απαιτούνται συγκεκριμένες προδιαγραφές για αντοχή στο θαλασσινό νερό

$$T_5 = T_{rec} - T_{sc}$$

$$p_5 = p_l$$

συνεπώς είναι γνωστή η θερμοδυναμική κατάσταση στην είσοδο της αντλίας (σημείο 5):

$$state_5 = state(p_5, T_5)$$

Στην περίπτωση που η πίεση στο κύκλωμα υψηλής πίεσης p_h είναι γνωστή και σε συνδυασμό με τις στροφές της αντλίας N_p είναι δυνατή η εκτέλεση του μοντέλου της αντλίας, όπως αυτό περιγράφηκε στο αντίστοιχο υποκεφάλαιο. Στο τέλος των υπολογισμών προκύπτουν η διακινούμενη παροχή μάζας στον κύκλο ORC m_{orc} , η απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύς της αντλίας P_p , ο βαθμός απόδοσης της ef_p και η κατάσταση εξόδου $state_1$.

Ο προσδιορισμός της κατάστασης στο σημείο 2, $state_2$, γίνεται μέσω του μοντέλου του ατμοποιητή, το οποίο δέχεται σαν εισόδους τις παροχές μάζας και τις καταστάσεις εισόδου των δύο ρευμάτων.

Εφόσον η πίεση στην έξοδο του εκτονωτή είναι γνωστή και ίση με την χαμηλή πίεση του κυκλώματος p_l , υπάρχουν όλα τα απαιτούμενα δεδομένα για τους υπολογισμούς του μοντέλου του εκτονωτή. Στο τέλος των υπολογισμών έχει προσδιορισθεί η κατάσταση στην έξοδο του εκτονωτή, $state_3$, καθώς και η στροφές που θα πρέπει να έχει ο εκτονωτής για τις δεδομένες συνθήκες εισόδου. Επιπλέον υπολογίζονται ο ισητροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή και η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς P_{gen} .

Ο κύκλος των υπολογισμών ολοκληρώνεται με το μοντέλο του συμπυκνωτή το οποίο δεχόμενο ως είσοδο τις παροχές και καταστάσεις εισόδου στα δύο ρεύματα υπολογίζει εκ νέου την κατάσταση στην έξοδο του συμπυκνωτή $state_4$, η οποία θεωρητικά πρέπει να ταυτίζεται με αυτήν του τροφοδοτικού δοχείου.

Η παραπάνω παρατήρηση σημαίνει ότι σε κατάσταση ισορροπίας για τον κύκλο, το ισοζύγιο ενέργειας στο τροφοδοτικό δοχείο υπαγορεύει ότι η έξοδος του συμπυκνωτή θα πρέπει να βρίσκεται κι αυτή σε διφασική κατάσταση. Συνεπώς, ακόμα και αν ο συμπυκνωτής είναι διαστασιολογημένος να υποψύχει το μέσο, όταν ο κύκλος έχει ισορροπήσει, η χαμηλή πίεση και η θερμοκρασία εξόδου από τον συμπυκνωτή θα πρέπει να βρίσκονται πάνω στην καμπύλη κορεσμένου υγρού. Η συμπεριφορά αυτή του συστήματος οφείλεται στην «εν σειρά» σύνδεση του τροφοδοτικού δοχείου με τον συμπυκνωτή και είναι αυτή που έχρισε απαραίτητη την τοποθέτηση εναλλάκτη υπόψυξης στην εγκατάσταση (βλ. κεφάλαιο II.1.7).

Φυσικά όταν έχει ολοκληρωθεί ένας κύκλος η αρχική υποτιθέμενη κατάσταση του τροφοδοτικού δοχείου δεν θα συμπίπτει με την υπολογισμένη κατάσταση στην έξοδο του συμπυκνωτή. Πρακτικά αυτό σηματοδοτεί την αναγκαιότητα διενέργειας επαναλήψεων, με τροποποίηση της αρχικής υπόθεσης για την θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου T_{rec} .

Θεωρητικά μοντέλα

Η συνθήκη τερματισμού των επαναλήψεων είναι η σύγκλιση του ισοζυγίου ενέργειας σε ολόκληρο τον κύκλο στην μηδενική τιμή, δηλαδή:

$$\sum_{k=2}^5 m(h_{k+1} - h_k) = 0 \quad (3.87)$$

Από τεχνικής απόψεως, για την σύγκλιση του ισοζυγίου ενέργειας χρησιμοποιήθηκε και πάλι η συνάρτηση `fminsearch` του Matlab. Ως αρχική τιμή στη συνάρτηση δίνεται μία πρώτη εκτίμηση της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού δοχείου, η οποία συνήθως μπορεί να είναι $T_{rec}^{(0)} = 30^\circ\text{C}$, ενώ η προς ελαχιστοποίηση συνάρτηση είναι η συνάρτηση:

$$F = 0,5 \cdot (Q_{pump} + Q_{evap} - Q_{subcooler} - Q_{cond} - Q_{exp})^2 \leq 10^{-3}$$

όπου Q αναφέρεται η θερμική ισχύς σε κάθε συνιστώσα του κύκλου, ενώ οι δείκτες καταδεικνύουν σε ποια συνιστώσα αναφερόμαστε.

Αναφέρεται επίσης ότι η αρχική τιμή είναι πολύ σημαντική για την κατάσταση ισορροπίας στην οποία πρόκειται να συγκλίνει το μοντέλο, γι αυτό και πρέπει να επιλέγεται με προσοχή. Συνήθως μία τιμή κοντά στους 30°C είναι μία πολύ καλή προσέγγιση για τα πραγματικά σημεία λειτουργίας του κύκλου. Πολύ διαφορετικές τιμές μπορούν να δώσουν τελείως διαφορετικά σημεία ισορροπίας του συστήματος.

Η εναλλακτική επίλυση που χρησιμοποιεί ως δεδομένο τις στροφές του εκτονωτή N_{exp} με άγνωστη την πίεση p_h απαιτεί την διενέργεια ενός εσωτερικού βρόχου επαναλήψεων. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι όταν η πίεση στο τμήμα υψηλής πίεσης του κύκλου είναι άγνωστη, είναι αδύνατη η επίλυση των μοντέλων της αντλίας και του ατμοποιητή. Αναγκαστικά λοιπόν, θα πρέπει να γίνει μία αρχική υπόθεση για την πίεση p_h . Τότε ακολουθώντας τη διαδικασία που ισχύει για την περίπτωση που η πίεση p_h είναι γνωστή, εκτελούνται σειριακά τα μοντέλα της αντλίας, του ατμοποιητή και του εκτονωτή. Στο σημείο αυτό και από την σχέση (3.66) θα προσδιοριστεί μία τιμή για τις στροφές του εκτονωτή, εν γένει διαφορετική της N_{exp} , έστω N_{exp}^{est} . Αν

$$N_{exp} > N_{exp}^{est}$$

τότε, με βάση τα όσα περιγράφηκαν στο κεφάλαιο III.5.1 η υπόθεση για την πίεση p_h θα πρέπει να διορθωθεί με την νέα πίεση να είναι:

$$p_h^{i+1} < p_h^i$$

Αντίστροφα αν

$$N_{exp} < N_{exp}^{est} \xrightarrow{\text{τότε}} p_h^{i+1} > p_h^i$$

Η σύγκλιση της διαδικασίας οδηγεί στον προσδιορισμό της υψηλής πίεσης p_h . Εν συνεχεία ακολουθεί η επαναληπτική διαδικασία που απαιτείται για τον καθορισμό της θερμοκρασίας ισορροπίας του τροφοδοτικού δοχείου, ούτως ώστε να ισχύει το ισοζύγιο ενέργειας στον κύκλο.

Όπως γίνεται άμεσα αντιληπτό, ο προσδιορισμός του κύκλου με δεδομένες τις στροφές του εκτονωτή, αν και αποτελεί μία πιο φυσική επιλογή, απαιτεί δύο διαφορετικές επαναληπτικές διαδικασίες, με την μία να είναι εμφωλευμένη μέσα στην άλλη και άρα έχει πολύ πιο μεγάλο υπολογιστικό κόστος.

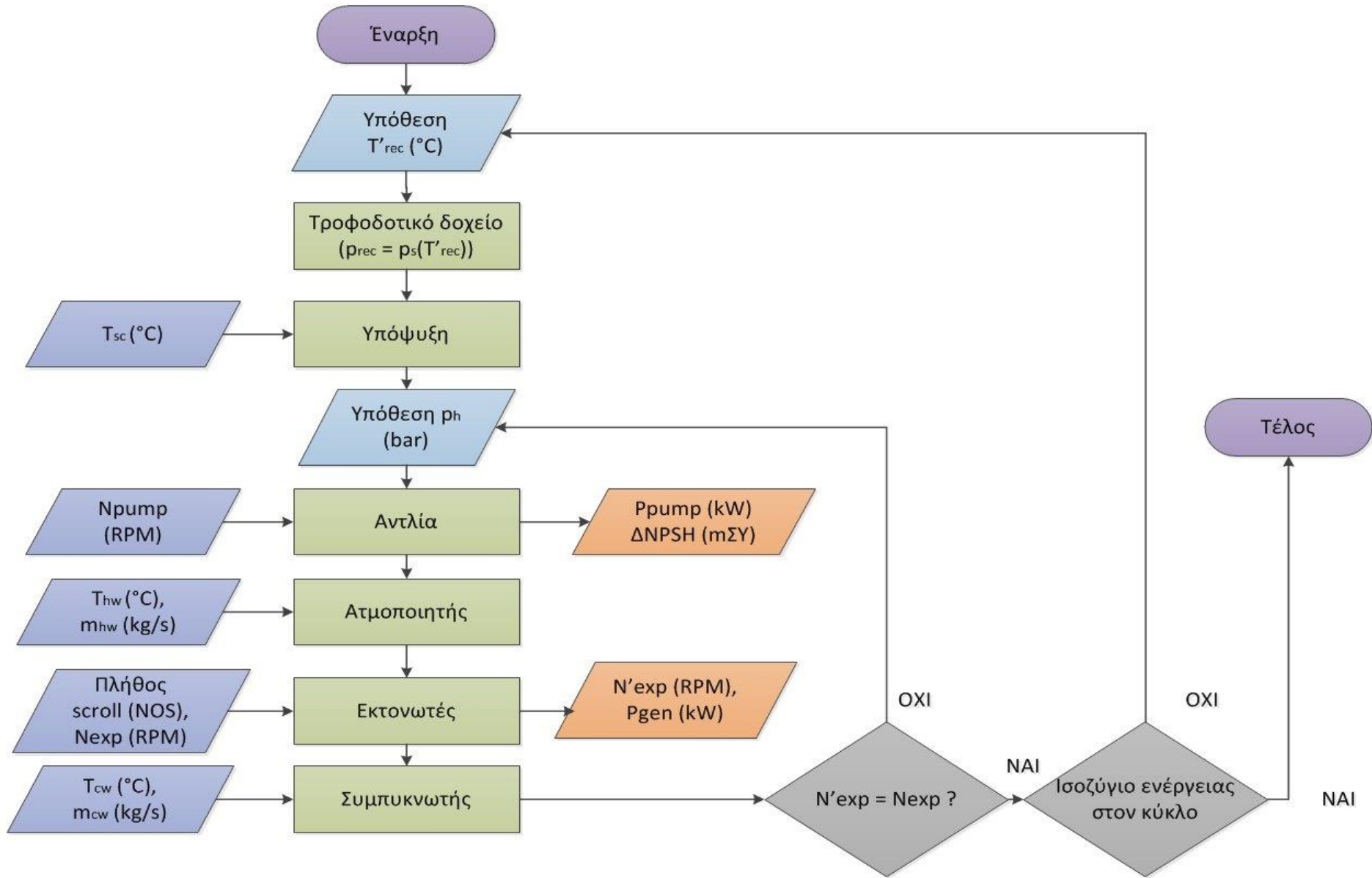
Το υπολογιστικό κόστος βέβαια μπορεί να μειωθεί δραστικά αν σε κάθε κύκλο επαναλήψεων μεταβάλλονται ταυτοχρόνως και η θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου αλλά και η υψηλή πίεση του κύκλου που έχουν υποτεθεί με σκοπό την ταυτόχρονη ικανοποίηση τόσο του ισοζυγίου ενέργειας στον κύκλο όσο και την σύγκλιση στη ζητούμενη τιμή για τις στροφές των εκτονωτών. Έτσι, για την επίλυση του κύκλου με δεδομένες τις στροφές των εκτονωτών χρησιμοποιήθηκε και πάλι η συνάρτηση `fminsearch` της Matlab, μόνο που αυτή την φορά ως συνάρτηση βελτιστοποίησης ως προς δύο μεταβλητές συγχρόνως, οι οποίες θα είναι οι T_{rec} και p_h .

Η συνάρτηση στόχος πλέον γίνεται:

$$F = 0,5 \cdot (Q_{pump} + Q_{evap} - Q_{subcooler} - Q_{cond} - Q_{exp})^2 + 0,5 \cdot (N_{exp} - N_{exp}^{est})^2$$

και έτσι η `fminsearch` αναζητά το ελάχιστο αυτής της συνάρτησης, που προφανώς θα είναι το μηδέν μεταβάλλοντας συγχρόνως τις T_{rec} και p_h . Όταν η συνάρτηση F συγκλίνει στο μηδέν, θα ικανοποιούνται ταυτόχρονα και οι δύο επιθυμητές συνθήκες.

Στην επόμενη σελίδα παρουσιάζεται ένα διάγραμμα ροής που καταδεικνύει την φιλοσοφία υπολογισμού του κύκλου από συνιστώσα σε συνιστώσα:



Εικόνα III-11 Διάγραμμα ροής του αλγόριθμου υπολογισμού του θερμοδυναμικού κύκλου

IV. Πειραματική διερεύνηση

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας πραγματοποιήθηκαν πειραματικές δοκιμές για την εξέταση της ομαλότητας της λειτουργίας της εγκατάστασης καθώς και την συλλογή των απαραίτητων δεδομένων που χρειάζονται για τον καθορισμό ορισμένων παραμέτρων των μοντέλων που αναπτύχθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, όπως λ.χ. το μοντέλο του εκτονωτή. Οι μετρήσεις βασίστηκαν στον μετρητικό εξοπλισμό που περιγράφεται στο κεφάλαιο II.3, με τα δεδομένα να συλλέγονται μέσω του PLC της εγκατάστασης και να καταγράφονται σε ψηφιακά αρχεία με τη βοήθεια του πακέτου λογισμικού LabView.

Λόγω περιορισμένου χρόνου οι μετρήσεις επικεντρώθηκαν σε τέσσερα βασικά ζητήματα:

- Την επίλυση των προβλημάτων που παρουσίαζε η εγκατάσταση λόγω σπηλαιώσης της αντλίας[32]
- Την μελέτη των χαρακτηριστικών των ελικοειδών εκτονωτών με σκοπό τον καθορισμό ενός αναλυτικο-εμπειρικού μοντέλου όπως περιγράφηκε στο κεφάλαιο III.5.1
- Τον καθορισμό της υδραυλικής πτώσης πίεσης στο κύκλωμα νερού των δύο κύριων εναλλακτών (ατμοποιητή και συμπυκνωτή).
- Την εξέταση της ενεργειακής απόδοσης της αντλίας

Με βάση τις παραπάνω γενικές κατευθύνσεις, οργανώθηκαν και πραγματοποιήθηκαν συγκεκριμένα σετ μετρήσεων, των οποίων τα αποτελέσματα περιγράφονται στα κεφάλαια που ακολουθούν:

IV.1 Ζητήματα σπηλαιώσης

IV.1.1 Προβλήματα εκκίνησης και αλλαγή εναλλάκτη υπόψυξης

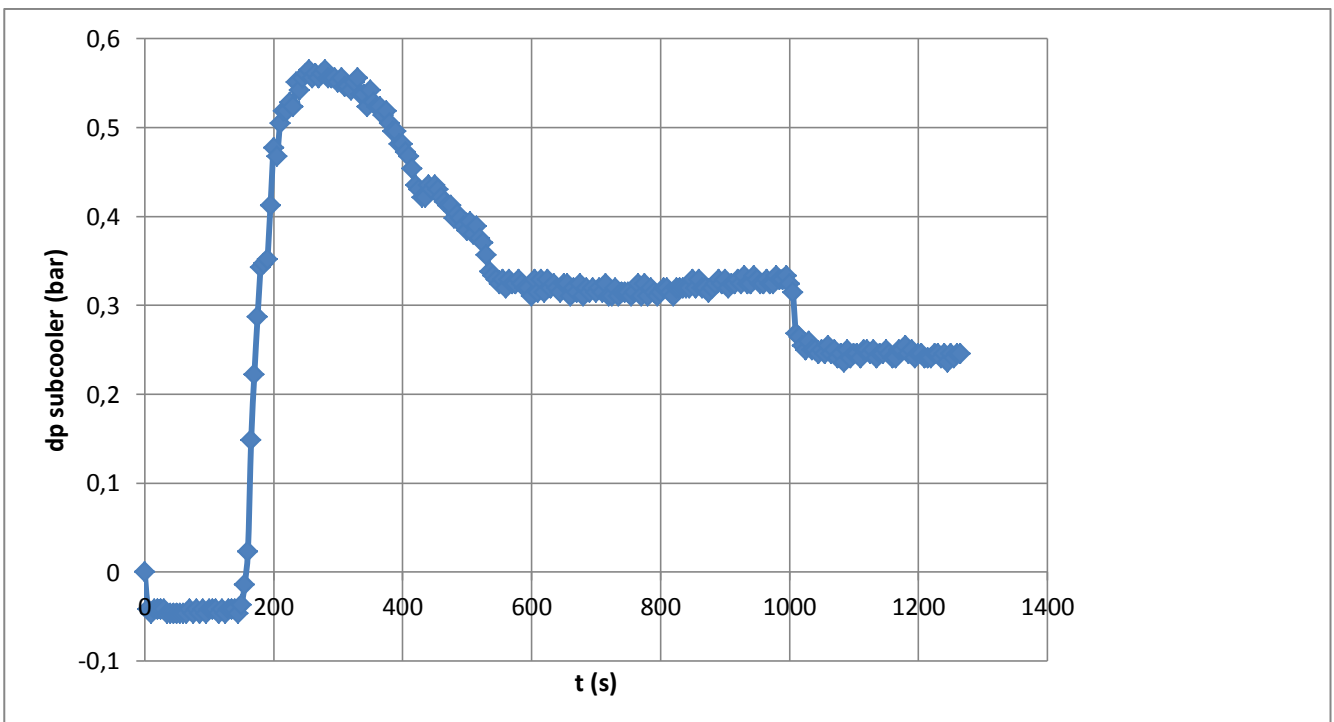
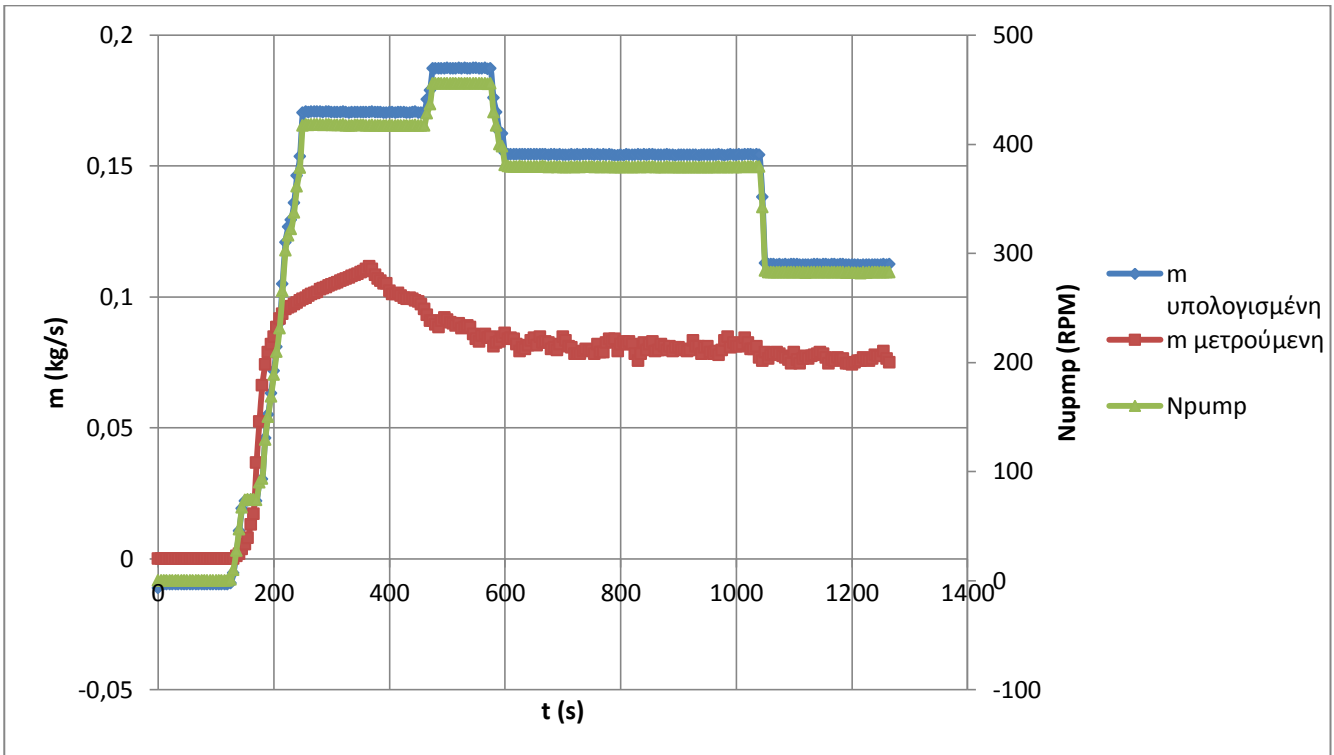
Κατά την πρώτη φάση των δοκιμών, η εγκατάσταση παρουσίαζε μεγάλη αστάθεια, καθώς όταν οι στροφές της αντλίας ξεπερνούσαν το 20% των ονομαστικών εμφανίζονταν φαινόμενα σπηλαιώσης που απέτρεπαν την περεταίρω αύξηση των στροφών της αντλίας. Κατά την περίοδο των δοκιμών ο εναλλάκτης υπόψυξης που είχε τοποθετηθεί πριν την αντλία δεν ήταν αυτός που περιγράφηκε στο κεφάλαιο II.1.7 αλλά ένας πλακοειδής εναλλάκτης της εταιρείας Alfa Laval, του οποίου τα χαρακτηριστικά συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα:

Μοντέλο εναλλάκτη	AC30-EQ
Αριθμός πλακών	30
Επιφάνεια συναλλαγής	0,644 m ²
Ονομαστική πτώση πίεσης	0,34 bar

Πίνακας IV-1 Χαρακτηριστικά παλιού εναλλάκτη υπόψυξης της εγκατάστασης

Πειραματική διερεύνηση

Η πρώτη δοκιμή που πραγματοποιήθηκε ήταν η λειτουργία της εγκατάστασης χωρίς παροχή ψυχρού νερού στον εναλλάκτη υπόψυξης, και με το ψυκτικό να παρακάμπτει τους εκτονωτές (λειτουργία bypass). Ο σκοπός της δοκιμής αυτής ήταν κατά κύριο λόγο ο εντοπισμός των απωλειών πίεσης για το ρεύμα του οργανικού μέσου στον εναλλάκτη υπόψυξης, χωρίς πρακτικά αυτός να ψύχει το οργανικό μέσο. Στο επόμενο γράφημα φαίνονται οι στροφές που ορίστηκαν στην αντλία καθώς και η θεωρητικά αναμενόμενη παροχή μάζας, με βάση την καμπύλη του κατασκευαστή της αντλίας και η πραγματικά μετρούμενη σύμφωνα με το παροχόμετρο Coriolis. Πιο κάτω εμφανίζεται η πτώση πίεσης στον εναλλάκτη κατά τη διάρκεια της δοκιμής.



Η πτώση πίεσης στον εναλλάκτη υπολογίζεται ως η διαφορά της μετρούμενης πίεσης πριν την αντλία από αυτήν που μετράται πριν το τροφοδοτικό δοχείο. Η αδράνεια στην διάδοση της πίεσης μέσα από το τροφοδοτικό δοχείο βρέθηκε αμελητέα, για αυτό και μπορεί να θεωρηθεί ότι η πίεση πριν το τροφοδοτικό δοχείο είναι ίση μ' αυτή του τροφοδοτικού και κατ' επέκταση με την πίεση εισόδου στον εναλλάκτη υπόψυξης. Προφανώς, το ίδιο είναι λάθος να εφαρμοστεί για την θερμοκρασία, λόγω της θερμικής αδράνειας του δοχείου.

Όπως ήταν αναμενόμενο, χωρίς την παρουσία υπόψυξης είναι αδύνατη η αύξηση των στροφών της αντλίας πέραν των 200 RPM λόγω εμφάνισης σπηλαιώσης. Η σπηλαιώση αποτυπώνεται ως διαφορά μεταξύ της θεωρητικά αναμενόμενης και της μετρούμενης παροχής μάζας στο κύκλωμα, η οποία οφείλεται στο γεγονός ότι ο θάλαμος αναρρόφησης της αντλίας καταλαμβάνεται κατά ένα τμήμα του από αέρια φάση, κάτι που σηματοδοτεί την μείωση της πυκνότητας στην κατάσταση αναρρόφησης και συνεπώς την μείωση της διακινούμενης παροχής μάζας. Το κριτήριο εμφάνισης σπηλαιώσης σε μία αντλία διαφράγματος μπορεί να θεωρηθεί το ακόλουθο όριο για την διαφορά μάζας[18]:

$$\Delta m < 3\% \quad (4.1)$$

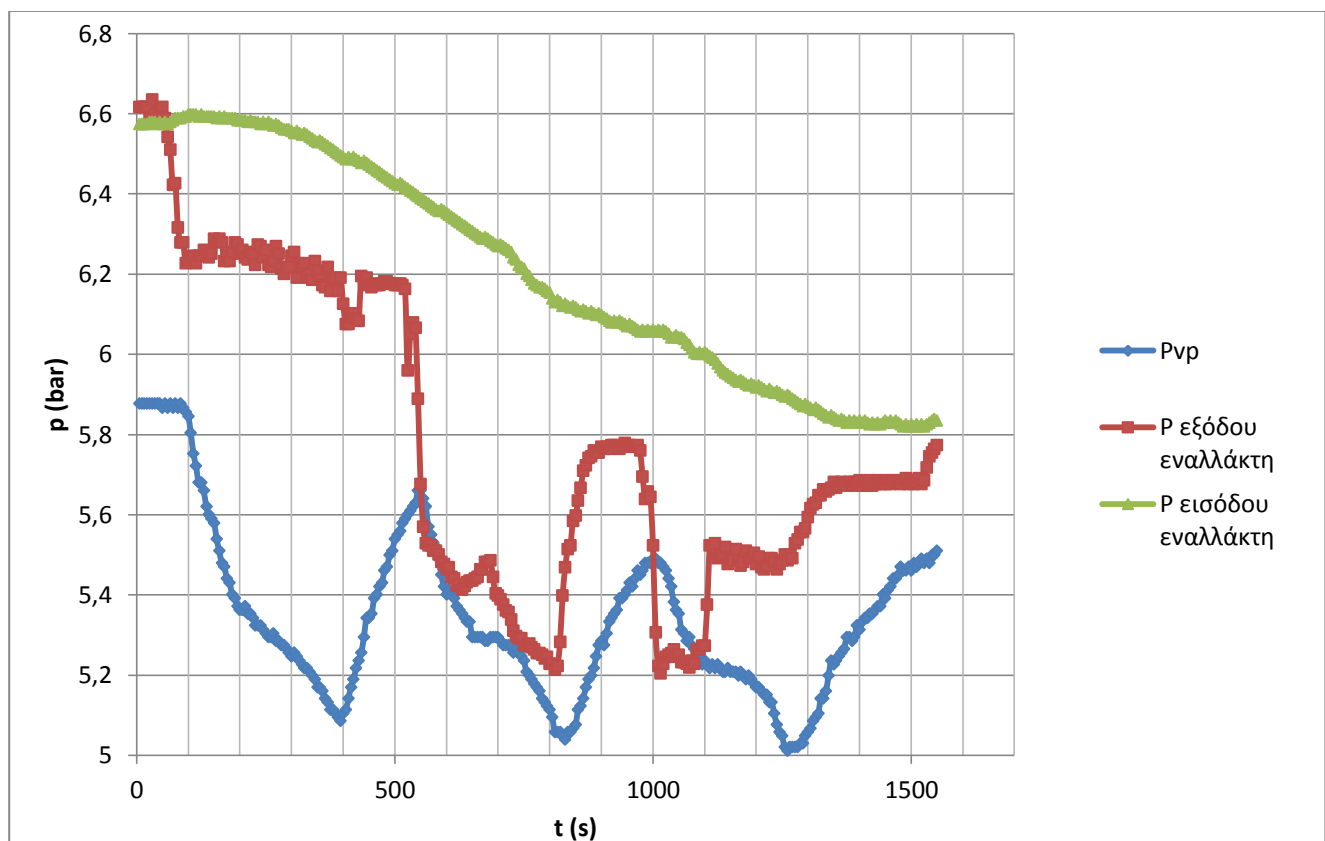
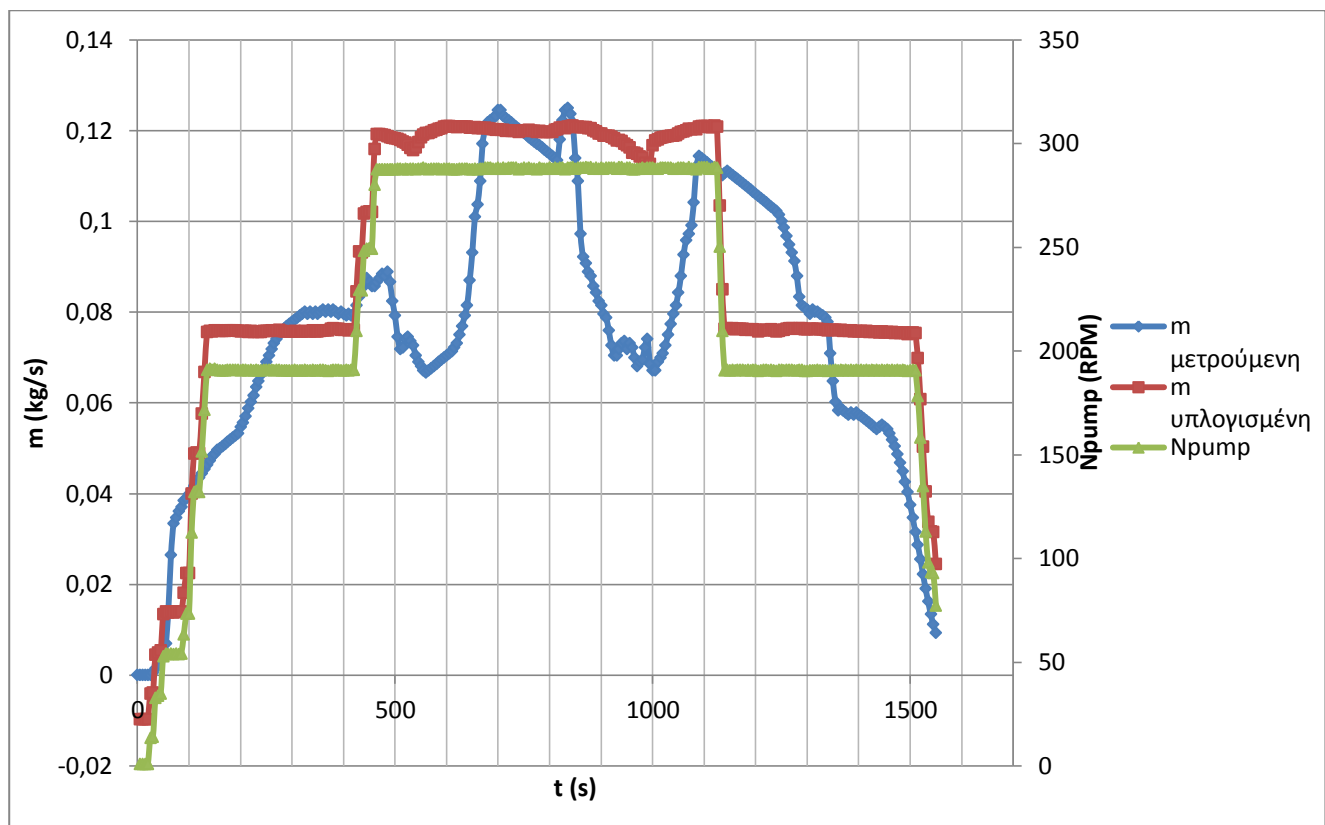
Η σημαντικότερη παρατήρηση πάντως είναι ότι η πτώση πίεσης στο εσωτερικό του εναλλάκτη είναι σχεδόν ίση με την ονομαστική (300 mbar), παρόλο που η διακινούμενη παροχή είναι μόλις το 25% της αντίστοιχης στο σημείο σχεδιασμού. Η παραπάνω κατάσταση εξηγείται εν μέρει με την παρουσία διφασικής κατάστασης στο εσωτερικό του εναλλάκτη αλλά και αν ληφθεί υπόψη η προσαύξηση των απωλειών πίεσης λόγω επιπλέον εξαρτημάτων (συστολών και διαστολών) που προστέθηκαν στο κύκλωμα για την σύνδεση του εναλλάκτη. Μία επιπλέον μορφή απωλειών πίεσης που προστίθεται στην αναρρόφηση της αντλίας αποτελεί το ύψος επιτάχυνσης, που οφείλεται στην διακοπτόμενη λειτουργία των αντλιών θετικής μετατόπισης[18] και ορίσθηκε στο κεφάλαιο III.2.2 ως:

$$H_a = \frac{C \cdot L \cdot N_p \cdot V}{g \cdot K} \quad (3.20)$$

Η επόμενη δοκιμή είχε ως στόχο την μέτρηση της πτώσης πίεσης στον εναλλάκτη και του διαθέσιμου ύψους αναρρόφησης της αντλίας στην περίπτωση που πραγματοποιείται υπόψυξη του μέσου. Για το σκοπό αυτό ενεργοποιήθηκε ο ψύκτης νερού που τροφοδοτεί τα fan-coils του εργαστηρίου και η παροχή του οδηγήθηκε στον εναλλάκτη υπόψυξης, ενώ οι στροφές της αντλίας ορίσθηκαν και πάλι σε σχετικά χαμηλές τιμές.

Στο γράφημα που ακολουθεί φαίνεται και πάλι ένα σημαντικό έλλειμμα μάζας που σηματοδοτεί την εμφάνιση σπηλαιώσης για ορισμένα χρονικά διαστήματα. Σε περιπτώσεις που η μετρούμενη παροχή μάζας είναι ίση ή μεγαλύτερη της θεωρητικής, η αντλία λειτουργεί φυσιολογικά. (η μικρή θετική απόκλιση πιθανά οφείλεται σε σφάλματα της καμπύλης που δίνει ο κατασκευαστής για την ογκομετρική παροχή). Ένα ακόμα σημαντικό χαρακτηριστικό είναι πως το φαινόμενο παρουσιάζει ταλαντωτική συμπεριφορά.

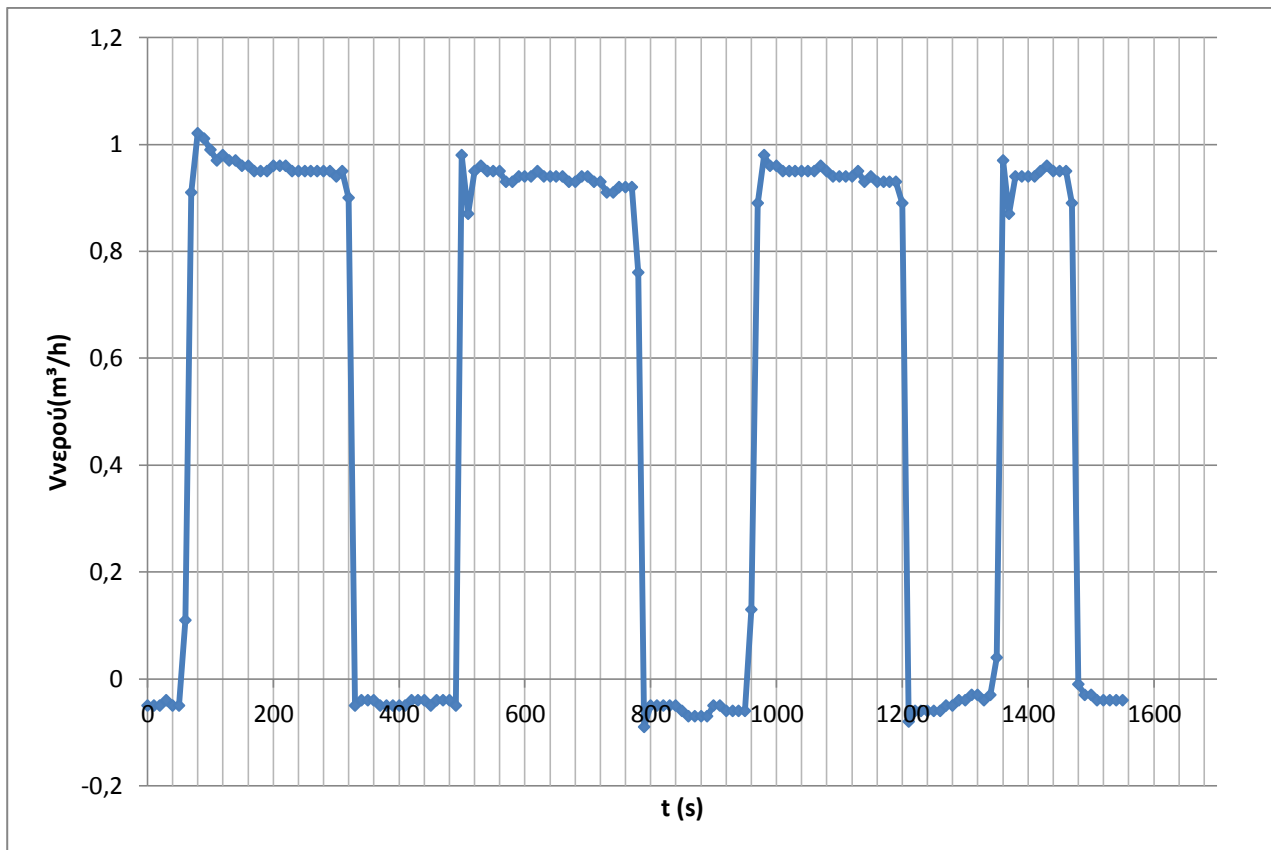
Πειραματική διερεύνηση



Στο ακριβώς παραπάνω γράφημα εικονίζονται οι πιέσεις στην είσοδο και στην έξοδο του εναλλάκτη υπόψυξης, καθώς και η πίεση κορεσμού για την θερμοκρασία που επικρατεί στην είσοδο της αντλίας P_{vp} . Αυτό που είναι άμεσα εμφανές είναι ότι η διαφορά πίεσης στα άκρα του εναλλάκτη κυμαίνεται μόνο κατά διαστήματα σε τιμές φυσιολογικές με βάση τον έλεγχο που

πραγματοποιήθηκε όταν ο εναλλάκτης δεν διαρρεόταν από νερό. Υπάρχουν από την άλλη χρονικά διαστήματα που η πτώση πίεσης παίρνει πολύ μεγάλες τιμές, που δεν μπορούν να οφείλονται στις υδραυλικές απώλειες του εναλλάκτη. Στα διαστήματα αυτά, η πίεση στην είσοδο της αντλίας βρίσκεται πολύ κοντά στην πίεση κορεσμού για τις συνθήκες που επικρατούν στη θέση αυτή. Επιπλέον, συγκρίνοντας με το ακριβώς παραπάνω διάγραμμα, παρατηρείται ότι η εμφάνιση αυτής της μη φυσιολογικής συμπεριφοράς προηγείται του σημείου που έχουμε το μεγαλύτερο έλλειμμα μάζας, κάτι που θα εξηγηθεί στη συνέχεια.

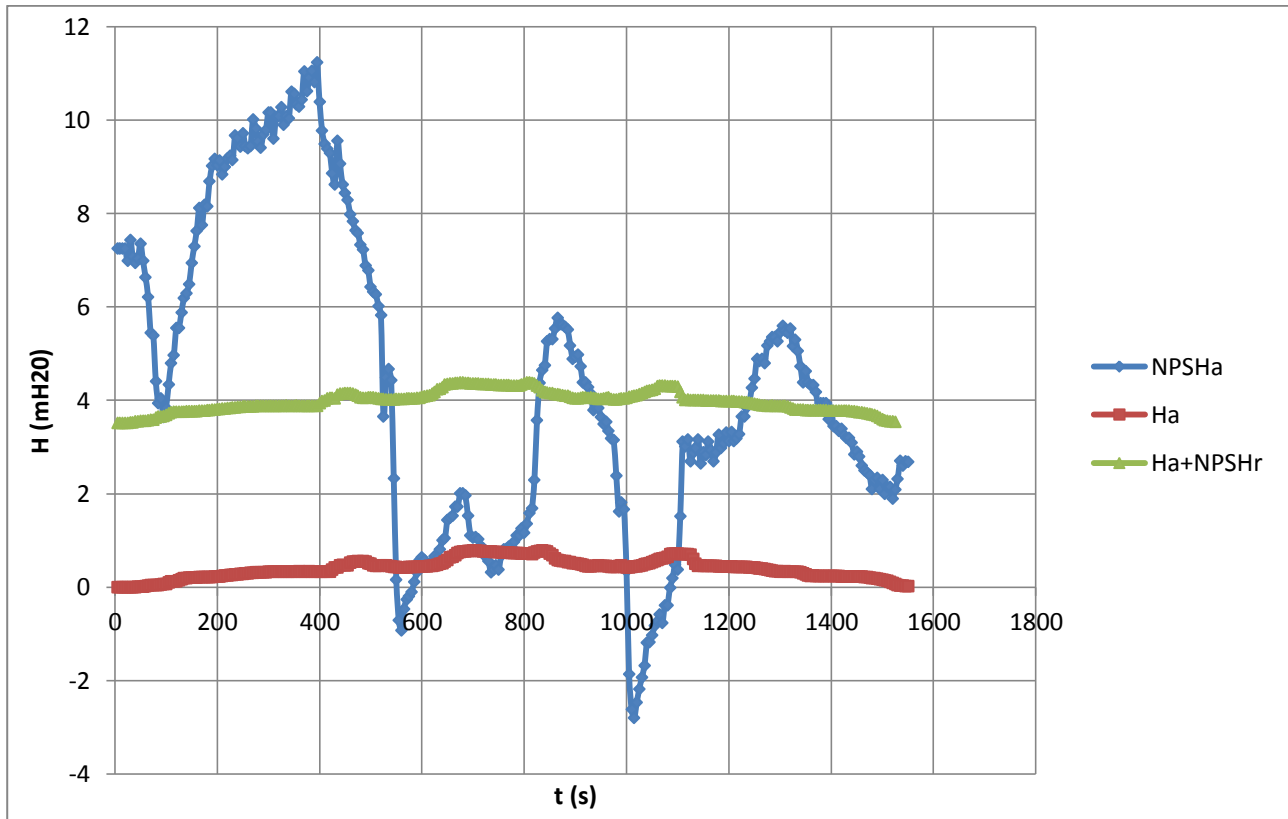
Η εξήγηση της εμφάνισης της ταλαντωτικής συμπεριφοράς του συστήματος δίνεται με το επόμενο γράφημα, το οποίο εικονίζει την παροχή ψυχρού νερού στον εναλλάκτη, έτσι όπως αυτή μετρήθηκε με το παροχόμετρο υπερήχων της General Electric.



Όπως είναι εμφανές, η παροχή κρύου νερού δεν ήταν σταθερή, αλλά εμφάνιζε διακοπές. Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στον θερμοστάτη του ψύκτη, ο οποίος κλείνει τον κυκλοφορητή του νερού όταν η θερμοκρασία στην είσοδο του ξεπεράσει μία καθορισμένη τιμή. Δεδομένου ότι η ισχύς του ψύκτη (12 kW) ήταν πολύ μεγαλύτερη σε σχέση με τις ανάγκες υπόψυξης κατά την διάρκεια των δοκιμών, ο ψύκτης ανά τακτά χρονικά διαστήματα έβγαινε εκτός λειτουργίας και μαζί μ' αυτόν και ο κυκλοφορητής του.

Συνεπώς, όταν ο ψύκτης δεν λειτουργούσε, σταδιακά η θερμοκρασία του εξερχόμενου μέσου ανέβαινε, μειώνοντας τη διαφορά και της πίεσης κορεσμού P_{vp} από την αντίστοιχη πίεση στην έξοδο του εναλλάκτη. Στο σημείο αυτό το διαθέσιμο ύψος αναρρόφησης στην είσοδο της αντλίας γινόταν μικρότερο από το κρίσιμο ύψος της αντλίας, οδηγώντας σε φαινόμενα σπηλαίωσης. Το

γράφημα του διαθέσιμου και του κρίσιμου ύψους αναρρόφησης και του ύψους απωλειών επιτάχυνσης (H_a) αποτυπώνουν αυτήν ακριβώς την συμπεριφορά της αντλίας:

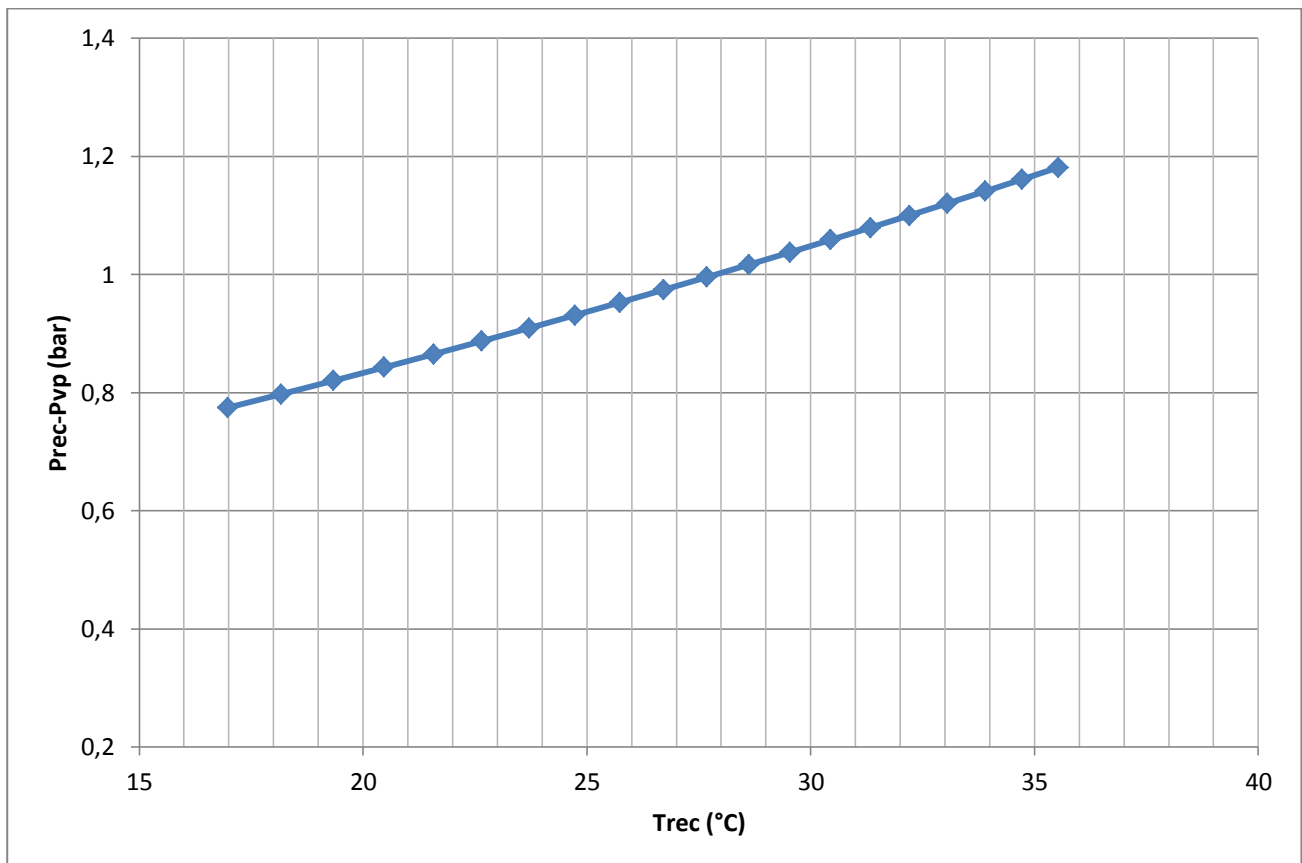


Το ερώτημα που μένει να απαντηθεί είναι πως δικαιολογείται αυτή η υπερβολικά μεγάλη πτώση πίεσης στον εναλλάκτη. Η απάντηση είναι πως είναι αποτέλεσμα των μεταβατικών φαινομένων στον εναλλάκτη εξαιτίας της διακοπτόμενης παροχής του νερού ψύξης. Όπως αναφέρθηκε πριν, όταν ο θερμοστάτης του ψύκτη διέκοπτε την λειτουργία του κυκλοφορητή του νερού, το διαθέσιμο ύψος αναρρόφησης $NPSH_a$ στην αναρρόφηση της αντλίας μειωνόταν και έτσι στην αντλία εμφανιζόταν σπηλαιώση (στα παραπάνω γραφήματα, το φαινόμενο αυτό αποτυπώνεται στις χρονικές στιγμές $t=290-490s$). Όταν η θερμοκρασία του νερού στην επιστροφή του ψύκτη έχει ανέβει πάνω από το σημείο ρύθμισης του θερμοστάτη, ακαριαία ενεργοποιείται και πάλι ο κυκλοφορητής του νερού ($t=500s$). Η παραπάνω κατάσταση προκαλεί και ακαριαία πτώση της πίεσης εξόδου του εναλλάκτη, λόγω ελλείμματος μάζας σ' αυτόν. Από την άλλη η θερμική αδράνεια του εναλλάκτη οδηγεί σε μία πολύ πιο ομαλή μείωση της θερμοκρασίας του. Το φαινόμενο αυτό δυσχεραίνει ακόμα περισσότερο την αντλία, αφού προκαλεί μια απότομη και δραματική μείωση του διαθέσιμου ύψους αναρρόφησης $NPSH_a$ ($t = 500-800 s$). Σταδιακά ο εναλλάκτης ισορροπεί και η πίεση στην έξοδο του ανακτάται ($t=810-970s$), προκαλώντας και την σταδιακή αύξηση του $NPSH_a$. Στο μεταξύ όμως, ο κυκλοφορητής του νερού έχει ήδη απενεργοποιηθεί. Η επανενεργοποίηση του την χρονική στιγμή $t=970s$ οδηγεί σε επανάληψη του δυναμικού φαινομένου στον εναλλάκτη και αδυναμία ανάκτησης του $NPSH_a$. Τελικά, το $NPSH_a$ ανακτάται σταδιακά μετά την χρονική στιγμή $t=1100s$ και με την μείωση των στροφών της αντλίας.

Παρόλο που το συμπέρασμα είναι πως η πολύ μεγάλη πτώση πίεσης και η αστάθεια στην λειτουργία της αντλίας οφείλονται κυρίως στην επίδραση του θερμοστάτη του ψύκτη, οι τιμές της πτώσης πίεσης ακόμα και σε φυσιολογική λειτουργία της εγκατάστασης έχει τιμές εξακολουθούν να είναι αρκετά μεγάλες, με αποτέλεσμα να κρίνεται απαραίτητη η μεγάλη υπόψυξη του μέσου. Ενδεικτικά αναφέρεται πως για παροχές όπως αυτές της δοκιμής, που αποτελούν μόλις το 30% της ονομαστικής, υποψύξεις της τάξης των 3-5°C κρίνονται απαραίτητες, με βάση τα όσα φάνηκαν στα ελάχιστα σημεία ηρεμίας του εναλλάκτη υπόψυξης. Όπως είναι ήδη γνωστό, μεγάλα επίπεδα υπόψυξης προκαλούν πτώση του βαθμού απόδοσης του κύκλου [33] και πρέπει να αποφεύγονται.

Ολοκληρώνοντας αναφέρεται ότι κατά την παραπάνω δοκιμή η θερμοκρασία (άρα και η πίεση) του τροφοδοτικού δοχείου έπεφτε συνεχώς, λόγω του ότι η εγκατάσταση λειτουργούσε στο bypass και χωρίς την ενεργοποίηση του λέβητα φυσικού αερίου. Το παραπάνω φαινόμενο επιδρά αρνητικά στην εμφάνιση σπηλαιώσης της αντλίας για δύο λόγους:

- Για δεδομένη θερμοκρασία του νερού ψύξης μειώνεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη υπόψυξης
- Όσο μειώνεται η πίεση του τροφοδοτικού δοχείου p_{rec} μειώνεται και το διαθέσιμο ύψος αναρρόφησης για δεδομένο επίπεδο υπόψυξης. Ενδεικτικά παρατίθεται το ακόλουθο γράφημα, που αποτυπώνει την διαφορά $p_{rec} - p_{vp}$ για μία θερμοκρασία υπόψυξης της τάξης των 5°C



Εικόνα IV-1 Μείωση του καθαρού ύψους αναρρόφησης της αντλίας με την μείωση της θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου

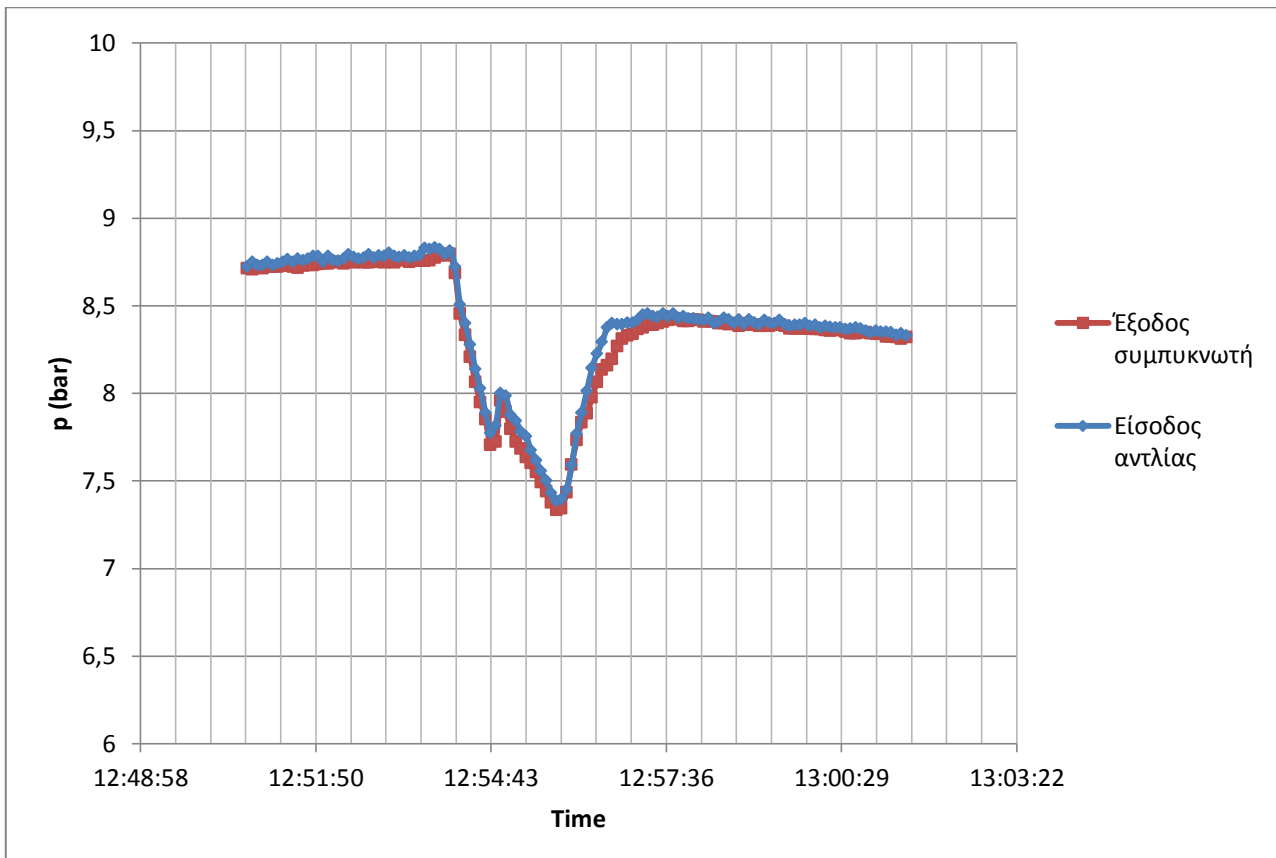
Παρατηρούμε ότι η μείωση της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού δοχείου από τους 35 στους 30 °C μπορεί να επιφέρει μείωση στο διαθέσιμο ύψος αναρρόφησης της αντλίας της τάξης των 0,15bar ή περίπου $1,5 m_{H_2O}$

Συνεπώς κατόπιν όλων των παραπάνω δοκιμών πάρθηκαν οι ακόλουθες αποφάσεις:

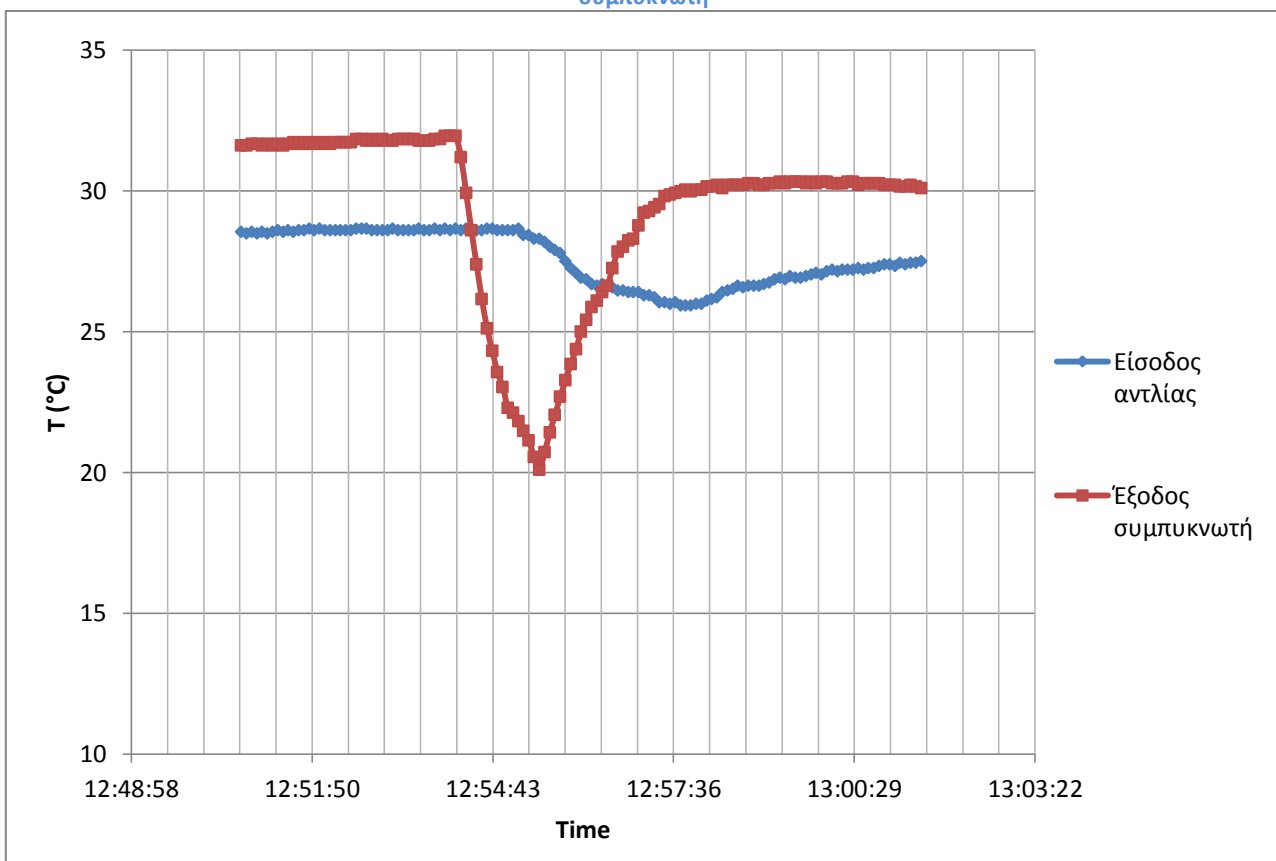
- Προσεχτική εκκίνηση του συστήματος με άνοιγμα των fan-coils του εργαστηρίου στην πρώτη φάση, ώστε να αξιοποιείται πλήρως η ισχύς του ψύκτη και να μην απενεργοποιείται από τον θερμοστάτη του. Εφόσον το σύστημα ισορροπήσει σε μικρές παροχές, σταδιακά αυξάνεται η παροχή του νερού στον ψύκτη με κλείσιμο ορισμένων από τα fan-coils.
- Κατά την εκκίνηση της εγκατάστασης θα πρέπει να αποφεύγεται η ψύξη του τροφοδοτικού δοχείου, καθώς αυτή επιφέρει σημαντική μείωση στην απόδοση της υπόψυξης.
- Εν γένει η θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου πρέπει να διατηρείται σε σχετικά υψηλές τιμές για την αποφυγή εμφάνισης σπηλαιώσης στην αντλία. Η παραπάνω απαίτηση, όπως θα φανεί στη συνέχεια, έρχεται σε σύγκρουση με την ενεργειακή απόδοση του κύκλου, γι αυτό και απαιτείται ένας συμβιβασμός των δύο.
- Ο πλακοειδής εναλλάκτης υπόψυξης αντικαταστάθηκε με αυτόν που περιγράφεται στην ενότητα II.1.7, ο οποίος έχει σχεδόν αμελητέα πτώση πίεσης και άρα μπορεί να εξασφαλίσει την ομαλή λειτουργία της αντλίας για πολύ μικρότερες τιμές υπόψυξης.

IV.1.2 Προβλήματα κατά τη λειτουργία – Μεταβατικά φαινόμενα

Πέραν της εκκίνησης της εγκατάστασης, το φαινόμενο της σπηλαιώσης παρουσιάστηκε και κατά την κανονική λειτουργία της εγκατάστασης. Η μελέτη των πειραματικών δεδομένων οδήγησε στο συμπέρασμα ότι η σπηλαιώση στην αντλία γίνεται να εμφανισθεί σε περιπτώσεις που υπάρχουν έντονες μεταβολές στις συνθήκες εισόδου του ψυχρού νερού στον συμπυκνωτή. Στα γραφήματα που ακολουθούν φαίνεται η επίδραση μίας απότομης πτώσης της θερμοκρασίας του νερού ψύξης στον συμπυκνωτή (παρατηρήθηκε με το θερμιδόμετρο της General Electric, αλλά δεν καταγράφηκε) στις πιέσεις και τις θερμοκρασίες μετά τον συμπυκνωτή και πριν την αντλία:



Εικόνα IV-2 Απόκριση της πίεσης πριν και μετά το τροφοδοτικό δοχείο για μείωση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης του συμπυκνωτή



Εικόνα IV-3 Απόκριση της θερμοκρασίας πριν και μετά το τροφοδοτικό δοχείο για μείωση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης του συμπυκνωτή

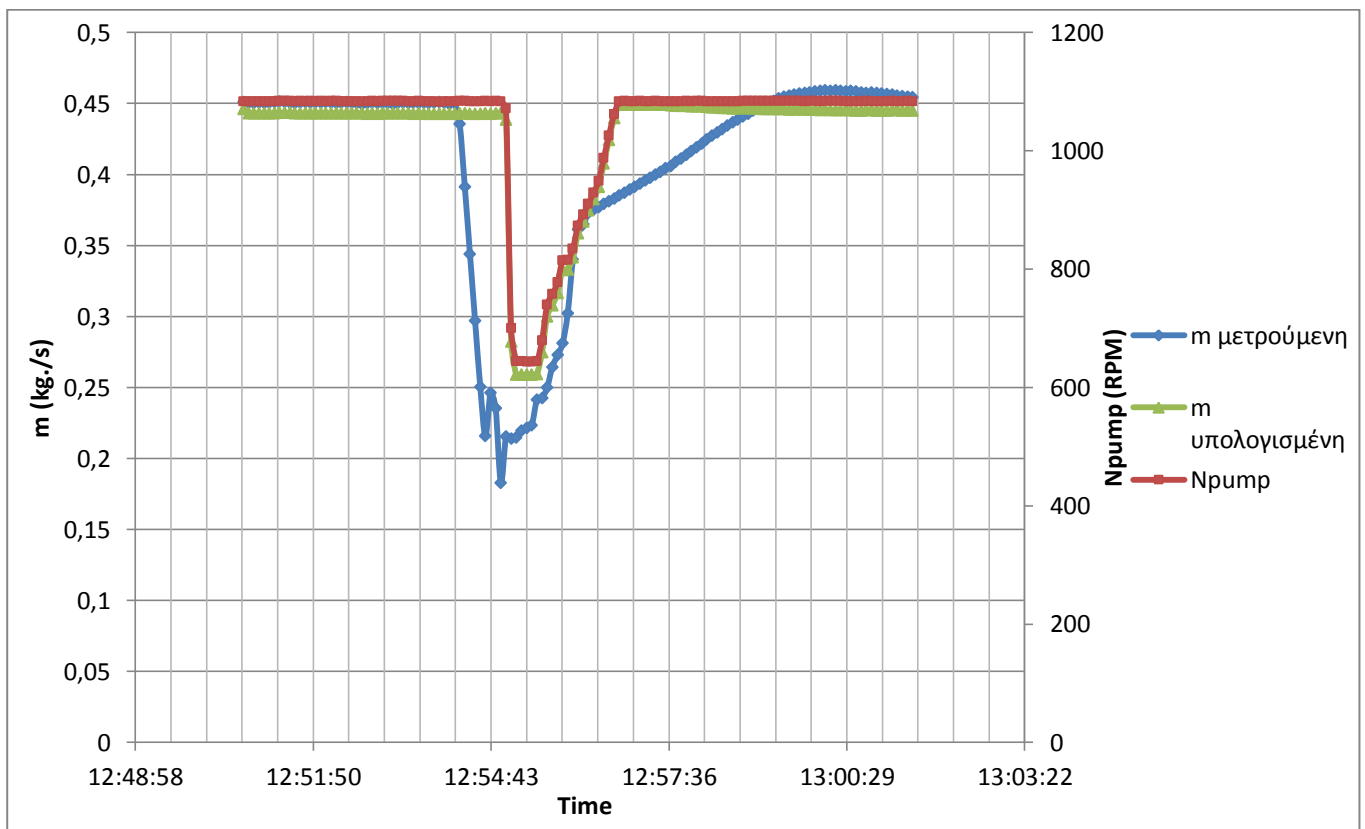
Πειραματική διερεύνηση

Τα συμπεράσματα είναι άμεσα: Η μείωση της θερμοκρασίας του ψυχρού νερού επιφέρει άμεσα πτώση της θερμοκρασίας εξόδου του συμπυκνωτή, που συνοδεύεται από αντίστοιχη πτώση της πίεσης του, δεδομένου ότι το μέσο στο εσωτερικό του συμπυκνωτή βρίσκεται σε διφασική κατάσταση. Λόγω του ότι τα αδρανειακά φαινόμενα που αφορούν την πίεση είναι αμελητέα σε σχέση με τα θερμικά, παρατηρείται σχεδόν άμεση πτώση και της πίεσης αναρρόφησης της αντλίας. Από την άλλη η θερμική αδράνεια του τροφοδοτικού δοχείου που παρεμβάλλεται μεταξύ του συμπυκνωτή και της αντλίας διατηρεί το ρευστό που διακινεί η αντλία σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Το αποτέλεσμα είναι η στιγμιαία μείωση του καθαρού ύψους αναρρόφησης, αφού η διαφορά της πίεσης στην αναρρόφηση της αντλίας από την πίεση κορεσμού για την θερμοκρασία εισόδου στην ίδια θέση μειώνεται, με άμεσο συνεπακόλουθο την εμφάνιση σπηλαιώσης. Το σύστημα ισορροπεί σε μία νέα κατάσταση ύστερα από ένα χρονικό διάστημα κάποιων λεπτών.

Το φαινόμενο της σπηλαιώσης αποτυπώνεται στο επόμενο γράφημα, όπου φαίνεται καθαρά η διαφορά μεταξύ της μετρούμενης και της θεωρητικά υπολογισμένης παροχής μάζας, η οποία υπολογίζεται με την σχέση:

$$m_{th} = \rho \cdot \dot{V}_{th}$$

όπου ρ η μετρούμενη πυκνότητα στην έξοδο της αντλίας από το ροόμετρο Coriolis και V_{th} η παροχή όγκου της αντλίας, που δίνεται από τον κατασκευαστή και υπολογίζεται μέσω της σχέσης (2.3). Στο ίδιο γράφημα αποτυπώνονται οι στροφές της αντλίας αλλά και ένας δυνατός τρόπος αντιμετώπισης του φαινομένου της σπηλαιώσης, που βασίζεται στην μείωση των στροφών της αντλίας.



Εικόνα IV-4 Μεταβολή στροφών αντλίας και Δm κατά την διάρκεια του φαινομένου της σπηλαιώσης

Όπως ήδη έχει αναπτυχθεί στο κεφάλαιο III.2.2, το κρίσιμο ύψος της αντλίας αλλά και το ύψος επιτάχυνσης αυξάνονται με την αύξηση των στροφών της, οι οποίες στην εν λόγω δοκιμή ελέγχονταν από τον γράφοντα. Συνεπώς μείωση των στροφών της αντλίας μπορεί να επιφέρει μείωση του κρίσιμου ύψους αναρρόφησης και να βοηθήσει στον περιορισμό του φαινομένου της σπηλαιώσης. Μόλις το σύστημα ισορροπήσει σε μία νέα παροχή, είναι δυνατή η σταδιακή επιτάχυνση της αντλίας ούτως ώστε να λειτουργήσει και πάλι στο ονομαστικό της σημείο.

Χωρίς την παραπάνω μεταβολή των στροφών το σύστημα μπορεί να αργήσει αρκετά οδηγηθεί στην νέα κατάσταση ισορροπίας, αφού εξαιτίας της ανεξέλεγκτης εξέλιξης του φαινομένου της σπηλαιώσης μπορεί να μειωθεί δραστικά η παροχή μάζας στον κύκλο και να προκληθεί σημαντική καθυστέρηση στην ψύξη του τροφοδοτικού δοχείου. Κατόπιν όλων όσων περιγράφηκαν, στο σύστημα του αυτοματισμού της εγκατάστασης προβλέφθηκε ο έλεγχος των στροφών της αντλίας, ούτως ώστε να ανακόπτεται η εξέλιξη αυτού του ανεπιθύμητου φαινομένου (κεφ. VI.2.3).

IV.2 Πειραματική διερεύνηση του εκτονωτή

Ο επόμενος κύκλος πειραμάτων επικεντρώθηκε στην μελέτη των δύο ελικοειδών εκτονωτών. Όπως ήδη αναφέρθηκε, στην βιβλιογραφία υπάρχουν ελάχιστα μοντέλα που αφορούν τους ελικοειδείς εκτονωτές, εκ των οποίων τα πιο ευρέως χρησιμοποιημένα έχουν πληθώρα παραμέτρων που πρέπει να καθοριστούν πειραματικά, συνεπώς είναι αδύνατο να ανταποκριθούν στους εκτονωτές της εγκατάστασης άνευ δοκιμών. Κατά συνέπεια, η διενέργεια πειραμάτων που αφορούν τους εκτονωτές κρίθηκε αναγκαία.

Το μοντέλο που επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί στην παρούσα εργασία και που περιγράφηκε στο κεφάλαιο III.5 απαιτεί την εύρεση της συσχέτισης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης ($\eta_{is,exp}$) και του παράγοντα πλήρωσης (ff) του εκτονωτή με τον λόγο πίεσης για διαφορετικές τιμές της πίεσης εισόδου και των στροφών του εκτονωτή. Έτσι τα πειράματα οργανώθηκαν με βάση την ακόλουθη διαδικασία:

- Η εγκατάσταση λειτούργησε μόνο με τον έναν εκτονωτή, διατηρώντας την ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα του δεύτερου κλειστή (half power generation mode). Η εκκίνηση έγινε σύμφωνα με το πρωτόκολλο λειτουργίας της εγκατάστασης και με τις στροφές της αντλίας να ορίζονται περίπου στο ήμισυ των ονομαστικών. Κατ' αυτόν τον τρόπο δεν τίθενται ζητήματα που αφορούν τον ισομοιασμό των παροχών στους δύο εκτονωτές, κάνοντας σίγουρες τις συνθήκες λειτουργίας του ενός και μόνο εκτονωτή.
- Οι στροφές του εκτονωτή ορίστηκαν σε μία καθορισμένη τιμή, ανάλογα με το σετ των μετρήσεων
- Η παροχή του φυσικού αερίου του λέβητα και οι στροφές της αντλίας ρυθμίστηκαν προσεχτικά, ούτως ώστε να επιτευχθεί η ζητούμενη πίεση εισόδου στον εκτονωτή, που καθορίζεται από το σετ των μετρήσεων. Η θερμοκρασία εισόδου ήταν τέτοια ώστε η θερμοκρασία υπερθέρμανσης να είναι στο διάστημα 2-10°C.
- Η παροχή του ψυκτικού νερού στον συμπυκνωτή μειώθηκε όσο το δυνατόν περισσότερο, με κλείσιμο της ρυθμιστικής βάνας στο κύκλωμα ψυχρού νερού. Ταυτόχρονα μειώθηκαν όσο το δυνατόν και οι στροφές της αντλίας που τροφοδοτεί τον συμπυκνωτή με νερό.
- Με βάση την παραπάνω διαδικασία, η υψηλή θερμοκρασία του ψυκτικού στον συμπυκνωτή υπαγορεύει μία σχετικά υψηλή πίεση, οδηγώντας σε μία χαμηλή τιμή για τον λόγο πίεσης r_p . Η πίεση αυτή για τις περισσότερες περιπτώσεις ήταν περίπου 12 bar, τιμή που είναι δύσκολο να ξεπερασθεί, αφενός για τεχνικούς περιορισμούς που επιβάλλει η αντλία της εγκατάστασης (βλ. κεφάλαιο II.1.2) και αφετέρου λόγω της αδυναμίας λειτουργίας της αντλίας του κυκλώματος νερού σε χαμηλότερες παροχές.
- Μόλις το σύστημα ισορρόπησε, λήφθηκαν τιμές από όλα τα μετρητικά για ένα χρονικό διάστημα τουλάχιστον 5 λεπτών. Η μέτρηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας έγινε με έναν από τους αναλυτές ενέργειας της Ducati που περιγράφηκαν στο κεφάλαιο II.3. Για κάθε μετρούμενη μεταβλητή υπολογίστηκε η μέση τιμή της, ούτως ώστε να γίνει όσο το δυνατόν καλύτερη προσέγγιση της μόνιμης κατάστασης του κύκλου.
- Μόλις καταγράφονταν οι τιμές για ένα σημείο, σταδιακά αυξανόταν η παροχή του ψυκτικού νερού στον συμπυκνωτή με άνοιγμα της ρυθμιστικής βάνας. Κατ' αυτόν τον

τρόπο μειωνόταν η πίεση στον συμπυκνωτή, οδηγώντας σε αύξηση του λόγου πίεσης r_p με σταθερή την πίεση εισόδου. Έτσι διαδοχικά σχηματίζεται η καμπύλη της μεταβολής του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης με τον λόγο πίεσης για την πίεση εισόδου και τις στροφές που επιλέχθηκαν. Κατά την διάρκεια αυτής της διαδικασίας ενδεχομένως να χρειαζόταν επαναρρύθμιση των στροφών της αντλίας και της παροχής φυσικού αερίου για την διατήρηση της πίεσης στην είσοδο του εκτονωτή κοντά στην τιμή που είχε αποφασισθεί.

- Η ίδια διαδικασία επαναλήφθηκε και σε επόμενα σετ μετρήσεων για διαφορετικές στροφές ή/και πίεση στην είσοδο του εκτονωτή.

Η ολοκλήρωση του κύκλου πειραμάτων για τον εκτονωτή έδωσε συνολικά 52 σημεία λειτουργίας για τις ακόλουθες συνθήκες.:

pin (bar)	Nexp (RPM)	rp
23	1450	1,81 – 2,84
25	1450	1,84 – 3
23	1300	1,77 – 2,93
25	1300	1,84 – 3,35
22	1300	1,86 - 3
23	1150	1,95 -3,01

Πίνακας IV-2 Συνθήκες δοκιμών των εκτονωτών

Ο μέγιστος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης μετρήθηκε στα 25bar και τα 1450 RPM, δηλαδή στις συνθήκες του ονομαστικού σημείου λειτουργίας και ήταν:

$$\eta_{is,max} = 62,8\%$$

ενώ ο ελάχιστος βρέθηκε στα 23 bar και τα 1150 RPM και είναι ίσος με:

$$\eta_{is,min} = 46,5\%$$

Η τιμή του μέγιστου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης βρίσκεται κοντά σε τιμές που έχουν προκύψει από αντίστοιχες έρευνες σε εκτονωτές ανοιχτού τύπου [34], αν και γενικά είναι λίγο μικρότερη. Εδώ βέβαια πρέπει να υπενθυμισθεί ότι ο υπολογισμένος βαθμός απόδοσης βασίζεται στη σχέση (3.48):

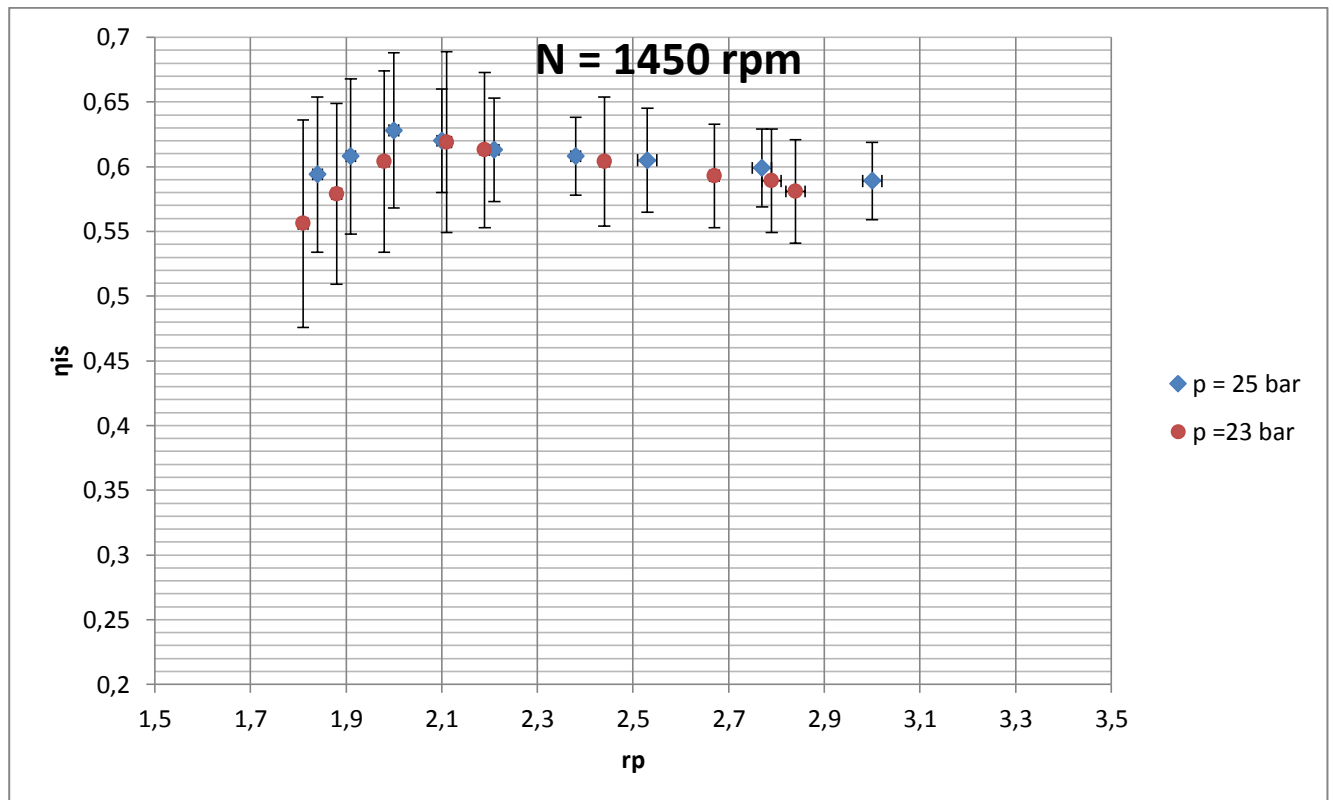
$$\eta_{is} = \frac{P_{el}}{m \cdot (h_i - h_{out,s})} \quad (3.60)$$

που σημαίνει ότι εμπεριέχει και τον βαθμό απόδοσης της γεννήτριας και άρα αν αναφερθούμε στο παραγόμενο μηχανικό έργο οι τιμές του αναμένονται υψηλότερες.

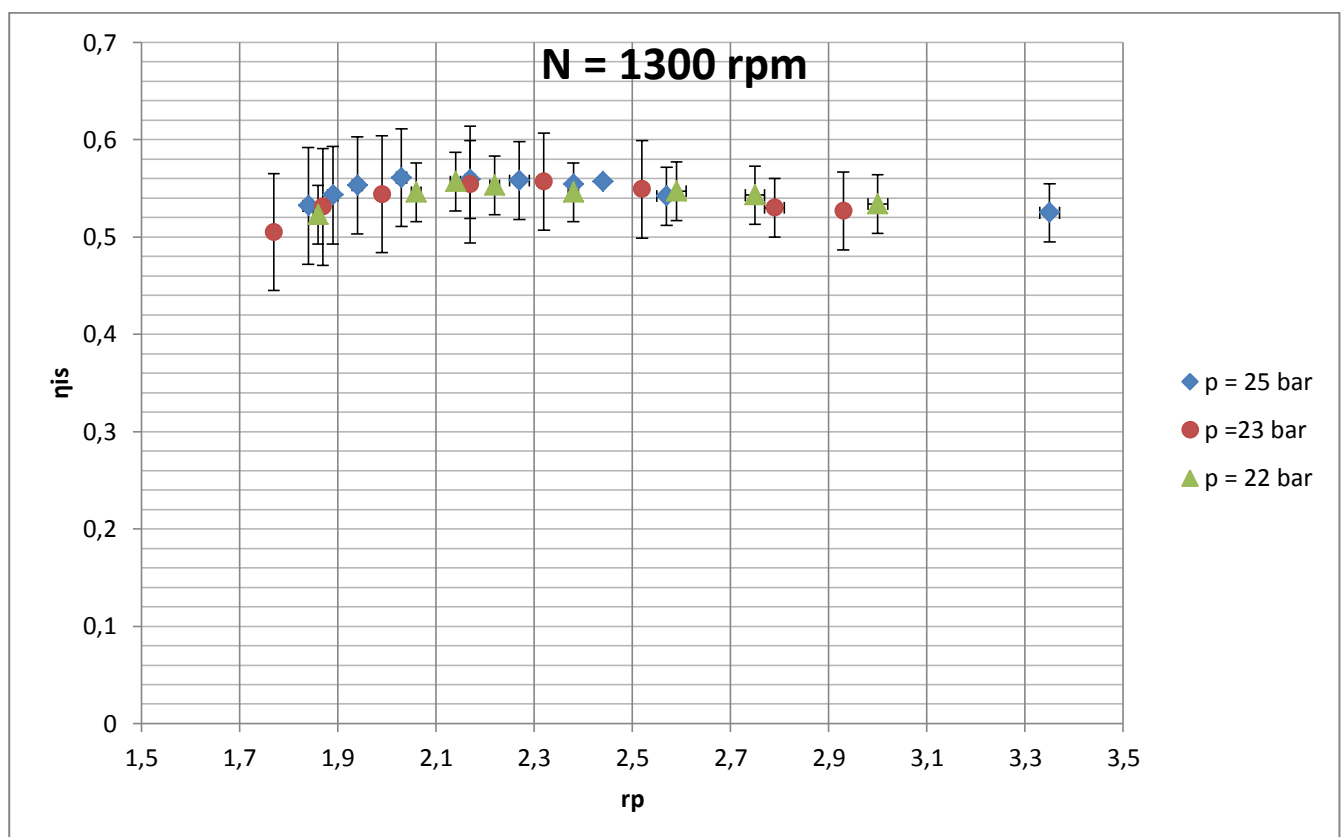
Στα σχήματα που ακολουθούν αποτυπώνεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης με τον λόγο πίεσης για τις συνθήκες που εξετάστηκαν. Τα πρώτα δύο γραφήματα απευθύνονται σε σταθερή πίεση εισόδου και έχουν ως παράμετρο τις στροφές ενώ τα επόμενα δύο αντίστροφα, αναφέρονται σε σταθερές στροφές με παράμετρο την πίεση εισόδου

Πειραματική διερεύνηση

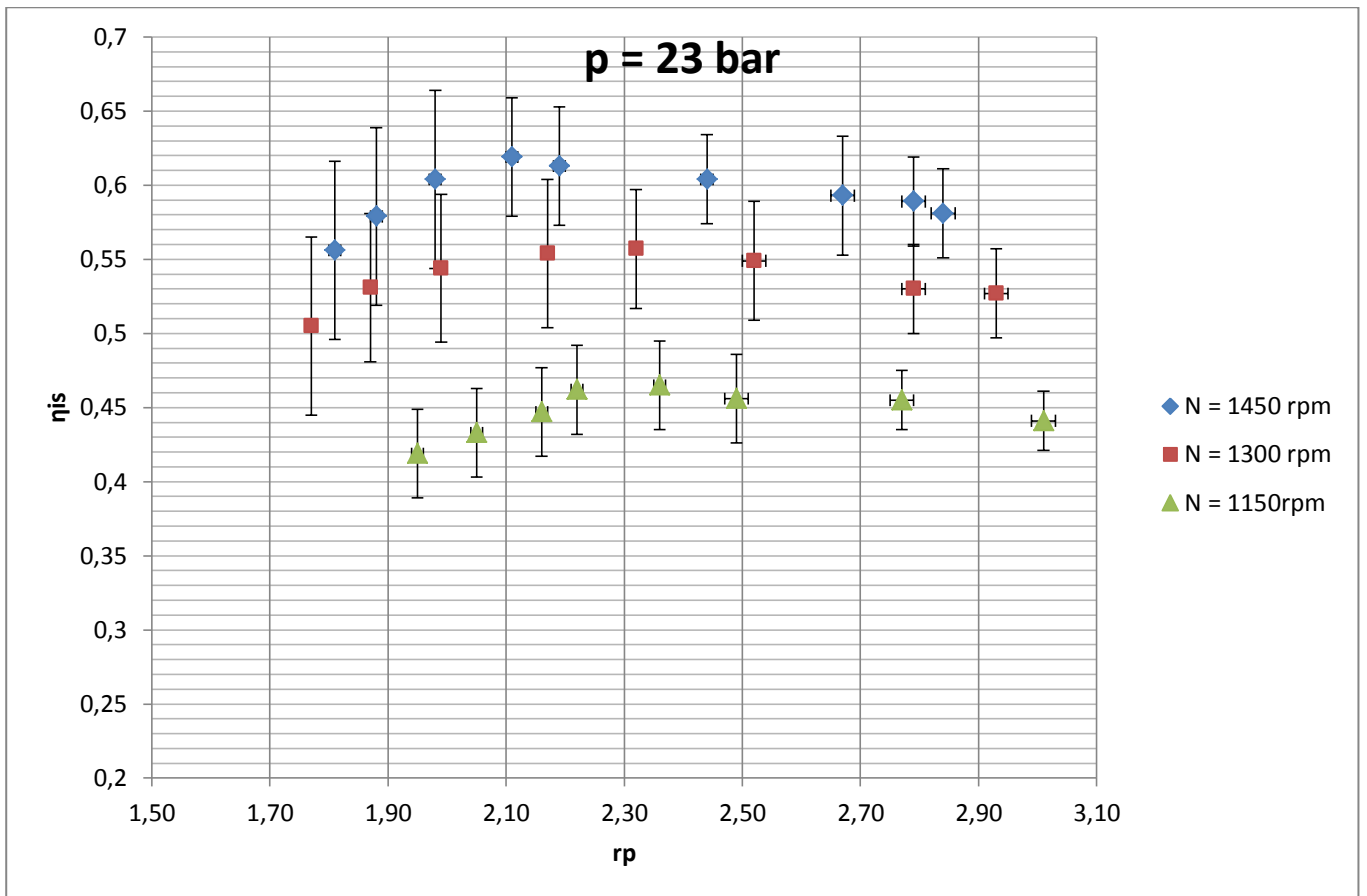
Τα σφάλματα υπολογίστηκαν με βάση τα όσα αναφέρονται στο κεφάλαιο II.3 για τα μετρητικά όργανα που χρησιμοποιήθηκαν και τον νόμο διάδοσης σφαλμάτων.



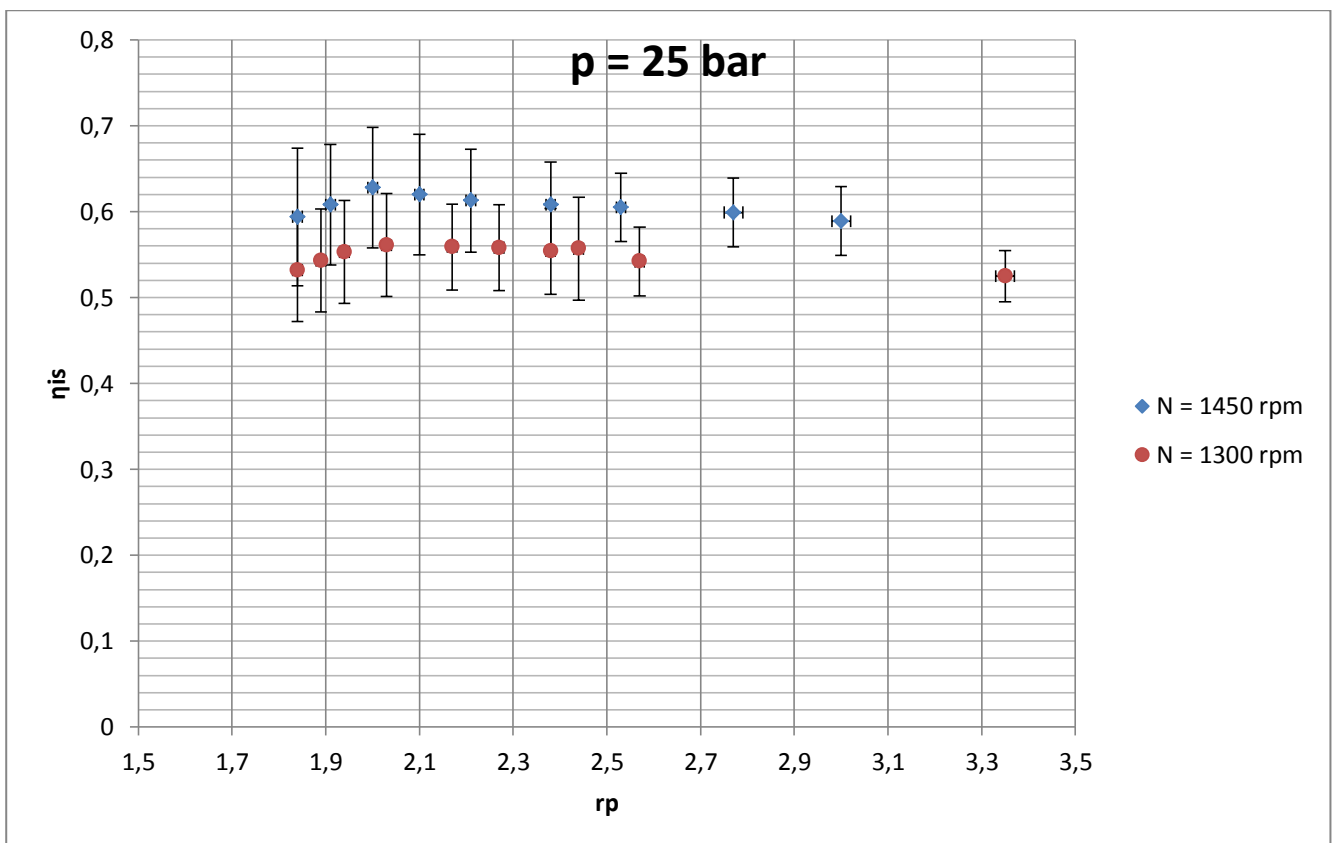
Εικόνα IV-5 Μετρούμενος ισηντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει της πίεσης εισόδου του για $N_{exp}=1450RPM$



Εικόνα IV-6 Μετρούμενος ισηντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει της πίεσης εισόδου του για $N_{exp}=1300RPM$



Εικόνα IV-7 Μετρούμενος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του για $p_{in} = 23\text{bar}$

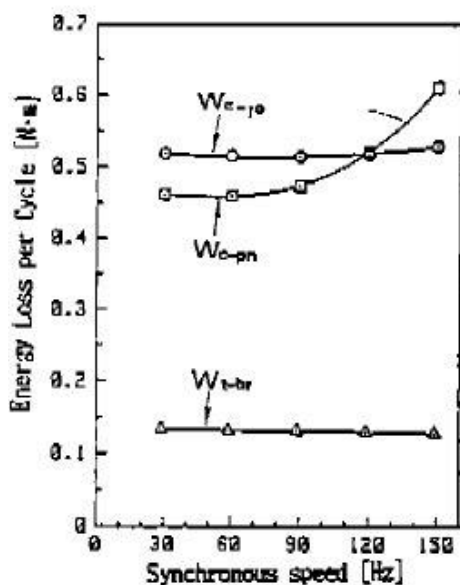


Εικόνα IV-8 Μετρούμενος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του για $p_{in} = 25\text{bar}$

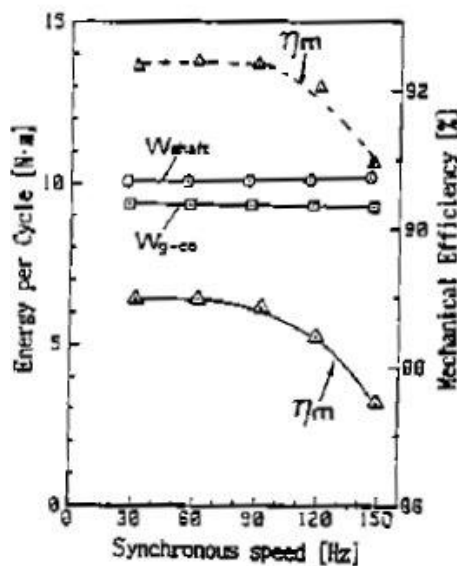
Οι καμπύλες του βαθμού απόδοσης έχουν την μορφή που αναμένεται από την βιβλιογραφία και η οποία προσομοιάζει με αυτήν της εξίσωση του Rajeska για συγκεκριμένες τιμές των παραμέτρων της, όπως φαίνεται στην Εικόνα III-10. Για σχετικά χαμηλές τιμές του λόγου πίεσης ο βαθμός απόδοσης μειώνεται απότομα εξαιτίας των απωλειών υπερεκτόνωσης (βλ. Εικόνα II-10) ενώ για μεγάλους λόγους πίεσης εμφανίζει ομαλή πτώση εξαιτίας των απωλειών υποεκτόνωσης (βλ. Εικόνα II-9), όπως ήδη έχει αναπτυχθεί στο κεφάλαιο III.5.1. Σε όλες τις δοκιμές ο λόγος πίεσης δεν μπόρεσε να πάρει τιμές μικρότερες του $r_{p,min} = 1,8$ εξαιτίας των περιορισμών που περιγράφηκαν στην αρχή του κεφαλαίου για την μείωση της παροχής του νερού ψύξης του συμπυκνωτή.

Η άμεση παρατήρηση που μπορεί να γίνει είναι ότι ο βαθμός απόδοσης επηρεάζεται σημαντικά από τις στροφές του εκτονωτή και μάλιστα έχει αυξητική τάση όσο οι στροφές αυξάνουν. Η παρατήρηση αυτή έρχεται σε αντίθεση με παρατηρήσεις κάποιων ερευνητών[10], οι οποίοι και πάλι επισημαίνουν σημαντική μεταβολή του βαθμού απόδοσης με τις στροφές αλλά με ακριβώς αντίστροφη τάση, δηλαδή μείωση του με την αύξηση των στροφών. Η εξήγηση που δίνεται για το φαινόμενο αυτό βασίζεται στο γεγονός ότι η συγκεκριμένη μελέτη του εκτονωτή επικεντρώθηκε σε σχετικά χαμηλές στροφές.

Εν γένει ο βαθμός απόδοσης μίας τέτοιας μηχανής μειώνεται δραστικά σε υψηλές τιμές της ταχύτητας περιστροφής εξαιτίας των μηχανικών απωλειών, που συνήθως είναι ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας. Παρόλαυτα, σε χαμηλότερες στροφές οι μηχανικές απώλειες τους είναι λίγο πολύ σταθερές, όπως φαίνεται και στα σχήματα που ακολουθούν (πηγή [35]) Οι συγκεκριμένοι εκτονωτές είναι σχεδιασμένοι να λειτουργούν ως συμπιεστές σε στροφές της τάξης των 7000 rpm και άρα είναι λογικό να εμφανίζουν αυξητική τάση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης τους σε στροφές μικρότερες των 1500 rpm, όπου και αφορούν την περιοχή διεξαγωγής των πειραμάτων, εξαιτίας της επικράτησης της αύξησης της παραγόμενης ισχύος έναντι των μηχανικών απωλειών.



Εικόνα IV-9 Μηχανικές απώλειες ελικοειδούς συμπιεστή συναρτήσει των στροφών[35]



Εικόνα IV-10 Μηχανικός βαθμός απόδοσης ελικοειδούς συμπιεστή συναρτήσει των στροφών[35]

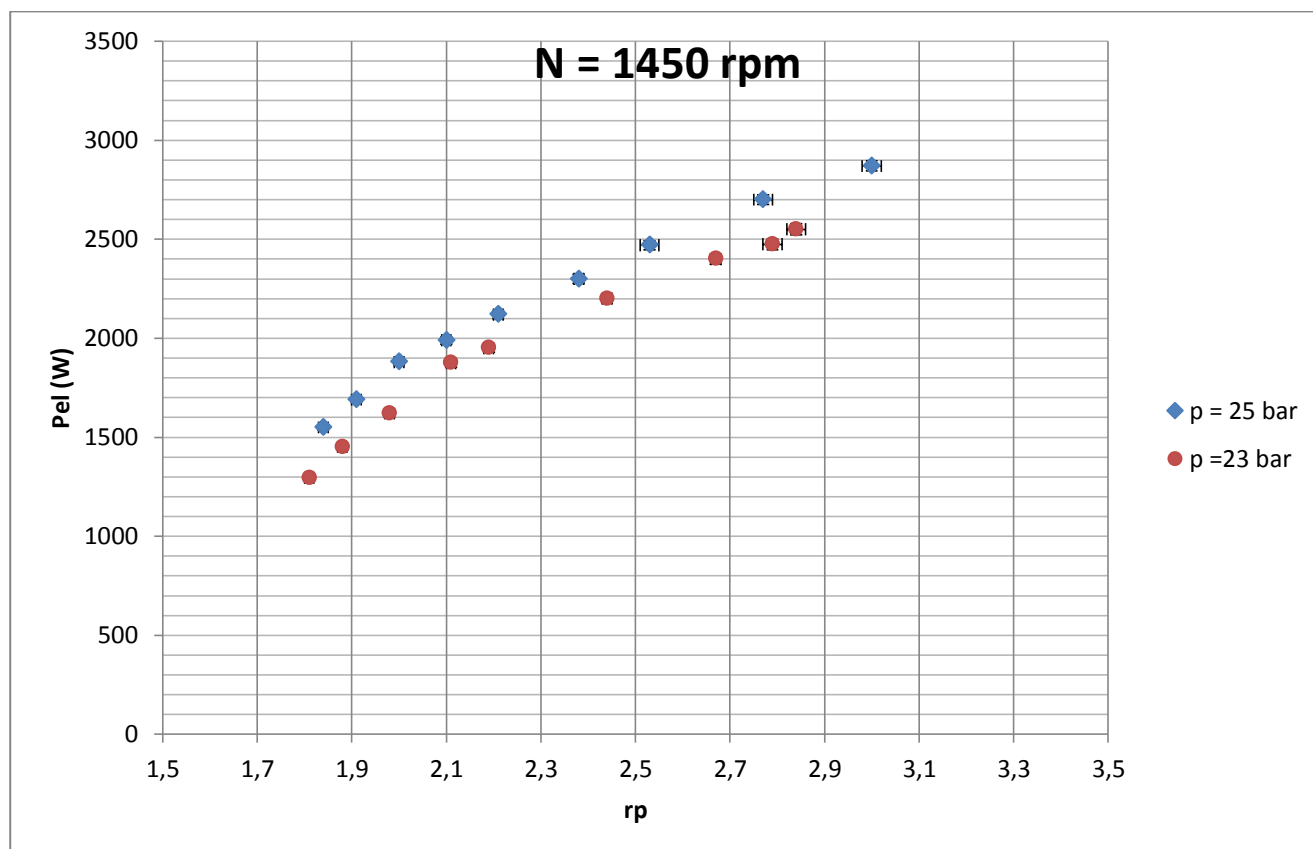
Όπως θα φανεί και στην συνέχεια, η επικρατούσα μορφή απωλειών σε αυτήν την περιοχή των στροφών οφείλεται στις διαρροές μάζας, η οποία έχει μειούμενη τάση με την αύξηση των στροφών.

Αντίθετα, η τιμή του βαθμού απόδοσης δεν φαίνεται να επηρεάζεται σημαντικά από την πίεση εισόδου, η οποία αυξανόμενη προκαλεί μια μικρή αύξηση στο βαθμό απόδοσης, όπως έχει παρατηρηθεί και από άλλους ερευνητές[30].

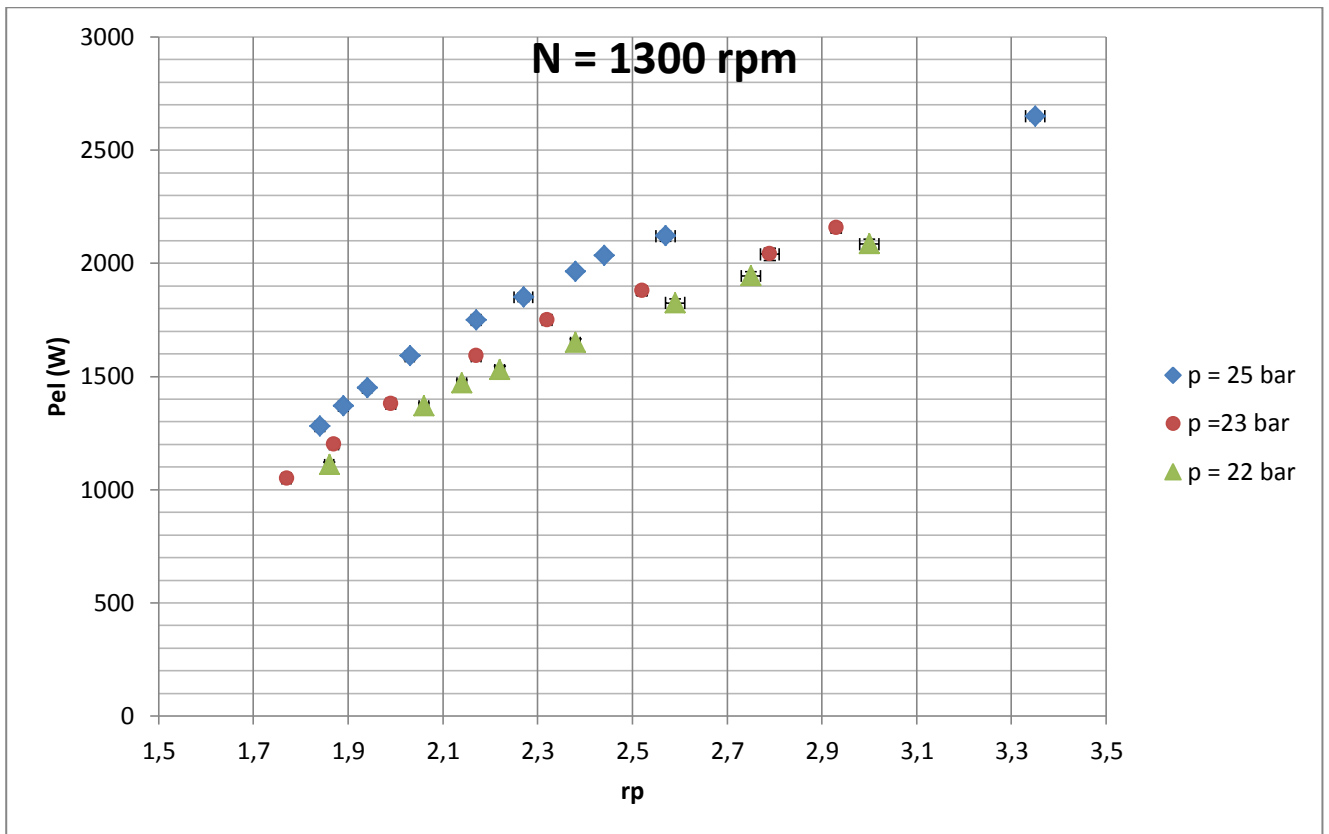
Ένα άλλο χαρακτηριστικό των παραπάνω καμπυλών είναι η μεταφορά του λόγου πίεσης στον οποίο εμφανίζεται ο μέγιστος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης $r_{p,max}$, σε υψηλότερες τιμές με την μείωση πρωτίστως των στροφών αλλά και της πίεσης εισόδου. Αυτή η συμπεριφορά έχει ήδη εξηγηθεί από τους Lemort et al.[9] και οφείλεται στην επίδραση διαφορετικών μορφών απωλειών που επηρεάζονται από τις στροφές και την πίεση εισόδου (πτώση πίεσης στην αναρρόφηση, διαρροές και απώλειες τριβών), παρόλο που ο λόγος όγκου του εκτονωτή είναι σταθερός και αποτελεί κατασκευαστική παράμετρο του.

Τέλος, τα σφάλματα στον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης, όπως φαίνεται, είναι αρκετά σημαντικά. Η βασικότερη πηγή ανακρίβειας στους υπολογισμούς είναι ο υπολογισμός της ενθαλπίας από την μέτρηση της πίεσης και της θερμοκρασίας και γι αυτό θα πρέπει να ληφθούν ειδικά μέτρα για την βελτίωση της ακρίβειας των πειραμάτων σε μελλοντικές πειραματικές διατάξεις, κυρίως με όσο το δυνατόν βελτίωση της ακρίβειας των αισθητηρίων θερμοκρασίας.

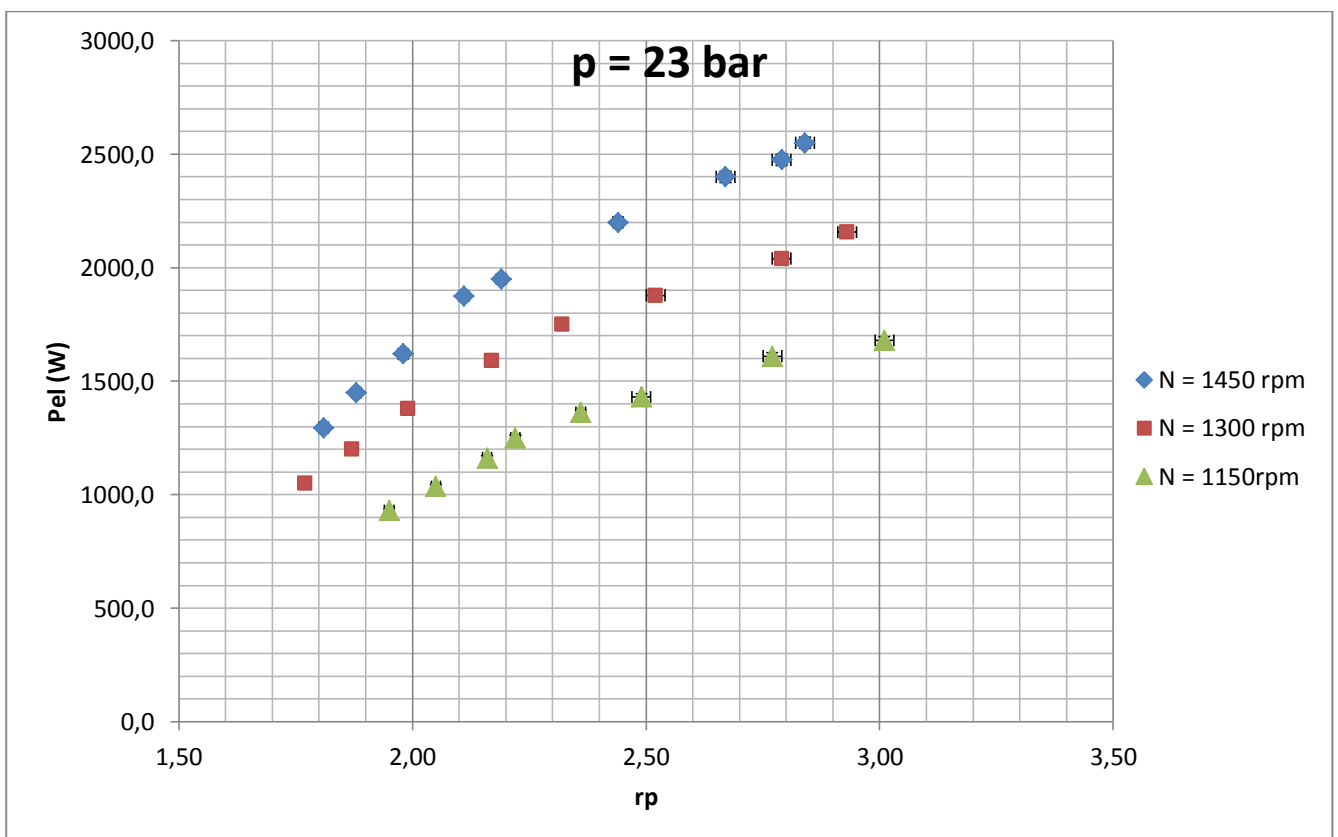
Σε αντίθεση με τον βαθμό απόδοσης, η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς έχει διαρκώς αύξουσα τάση με τον λόγο πίεσης.



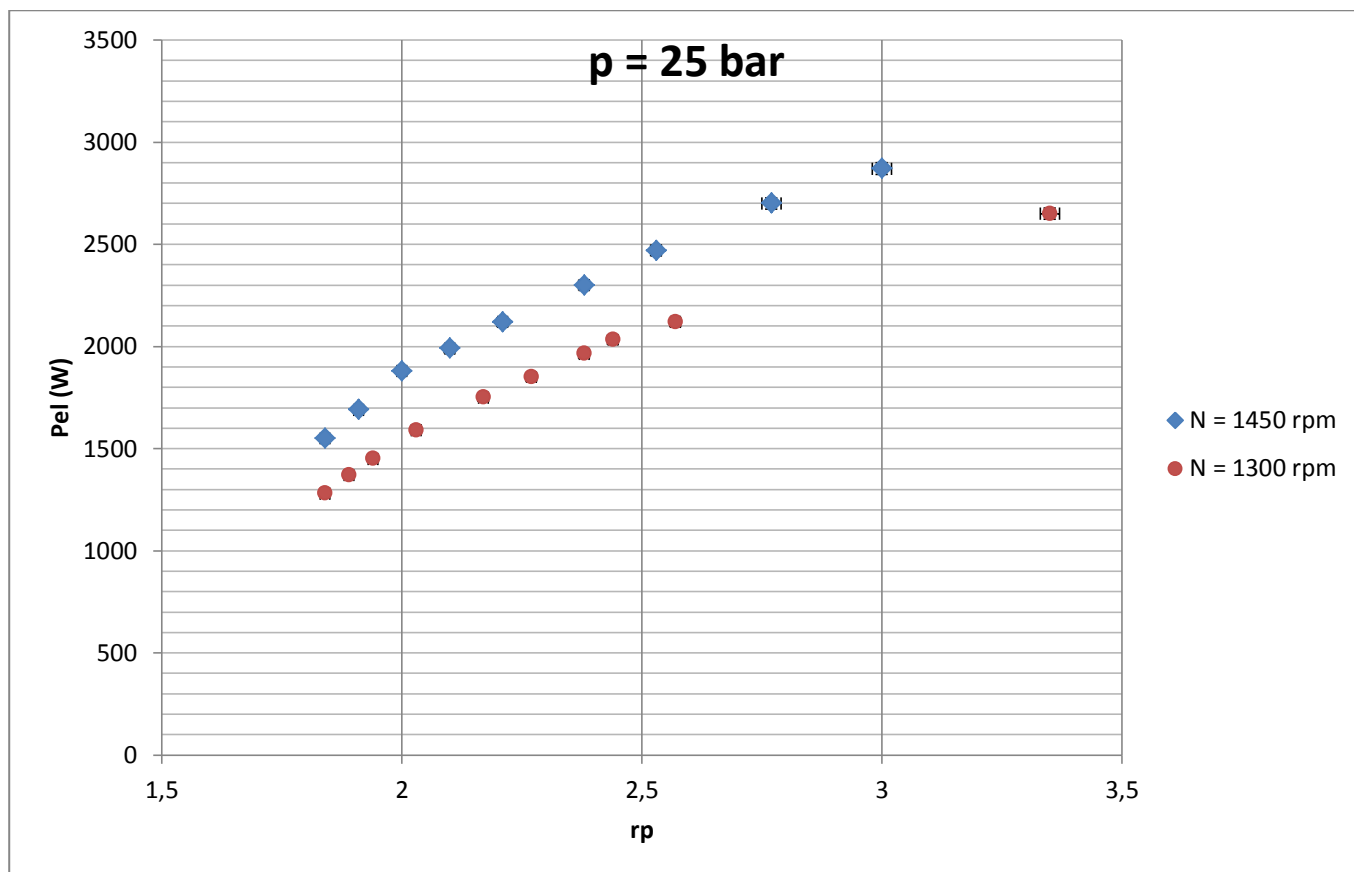
Εικόνα IV-11 Μετρούμενες τιμές της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή συναρτήσει της πίεσης εισόδου του για $N_{exp} = 1450RPM$



Εικόνα IV-12 Μετρούμενες τιμές της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή συναρτήσει της πίεσης εισόδου του για $N_{exp} = 1300RPM$



Εικόνα IV-13 Μετρούμενες τιμές της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του για $p_{in} = 23bar$



Εικόνα IV-14 Μετρούμενες τιμές της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του για $p_{in} = 25\text{bar}$

Η εξήγηση αυτού του φαινομένου έχει ήδη δοθεί στο κεφάλαιο II.1.4.2, όπου αναφέρεται ότι παρόλο που οι απώλειες υπερεκτόνωσης προκαλούν μείωση του βαθμού απόδοσης του εκτονωτή, ταυτόχρονα οδηγούν σε αύξηση του παραγόμενου από αυτόν έργου εξαιτίας της ισόχωρης εκτόνωσης που λαμβάνει χώρα στην έξοδο του. Φυσικά αυτή η αύξηση της παραγόμενης ενέργειας βαίνει μειούμενη όσο αυξάνεται ο λόγος πίεσης, γι αυτό παρόλο που η λειτουργία του εκτονωτή σε λόγους πίεσης υψηλότερους του $r_{p,max}$ είναι επιθυμητή, γενικά αποφεύγεται η λειτουργία σε πολύ μεγάλους λόγους πίεσης.

Επιπλέον σημειώνεται πως η παραγόμενη ισχύς του εκτονωτή αυξάνει με την αύξηση των στροφών, όπως έχει παρατηρηθεί σε όλες τις πειραματικές έρευνες που αφορούν τον ελικοειδή εκτονωτή. Ταυτόχρονα μικρότερη αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας εμφανίζεται και για αύξηση της πίεσης εισόδου του. Το γεγονός ότι η ισχύς του εκτονωτή δεν αυξάνεται σημαντικά, παρόλο που μεγαλύτερη πίεση εισόδου σημαίνει και μεγαλύτερη ενθαλπία στην είσοδο, οφείλεται στην ταυτόχρονη αύξηση των απωλειών πίεσης στο τμήμα εισόδου του εκτονωτή με την αύξηση της πίεσης εισόδου[28][10].

Αξιολογώντας τις παραπάνω παρατηρήσεις θα πρέπει πάντα να δίνεται έμφαση ότι οι μετρήσεις αφορούν την καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ και συνεπώς η συμπεριφορά που περιγράφεται αφορά το ζεύγος εκτονωτή-γεννήτριας και όχι του ελικοειδούς εκτονωτή από μόνου του.

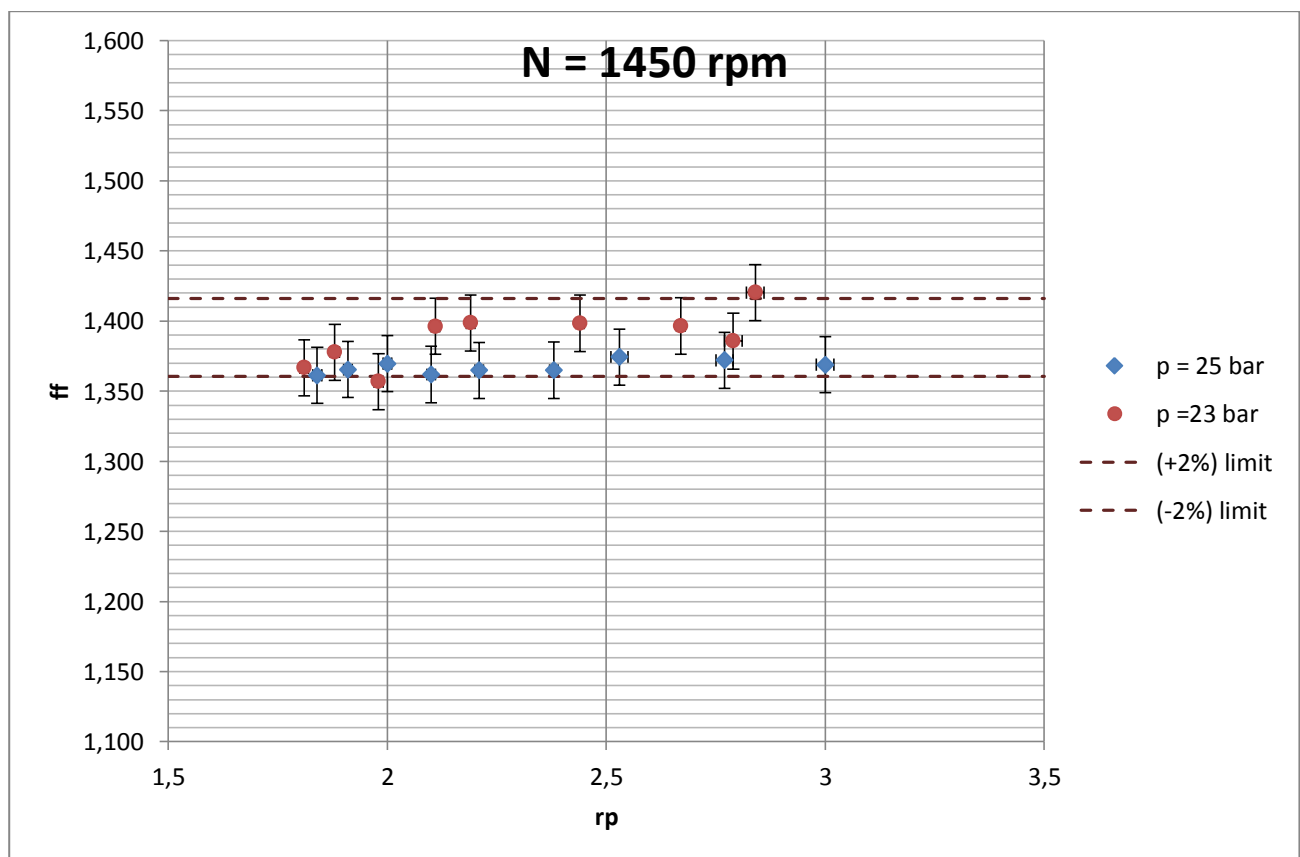
Πειραματική διερεύνηση

Η δεύτερη κρίσιμη παράμετρος που πρέπει να εξετασθεί κατά την διάρκεια των πειραμάτων είναι ο συντελεστής πλήρωσης του εκτονωτή ff που ορίζεται από την σχέση (3.66)

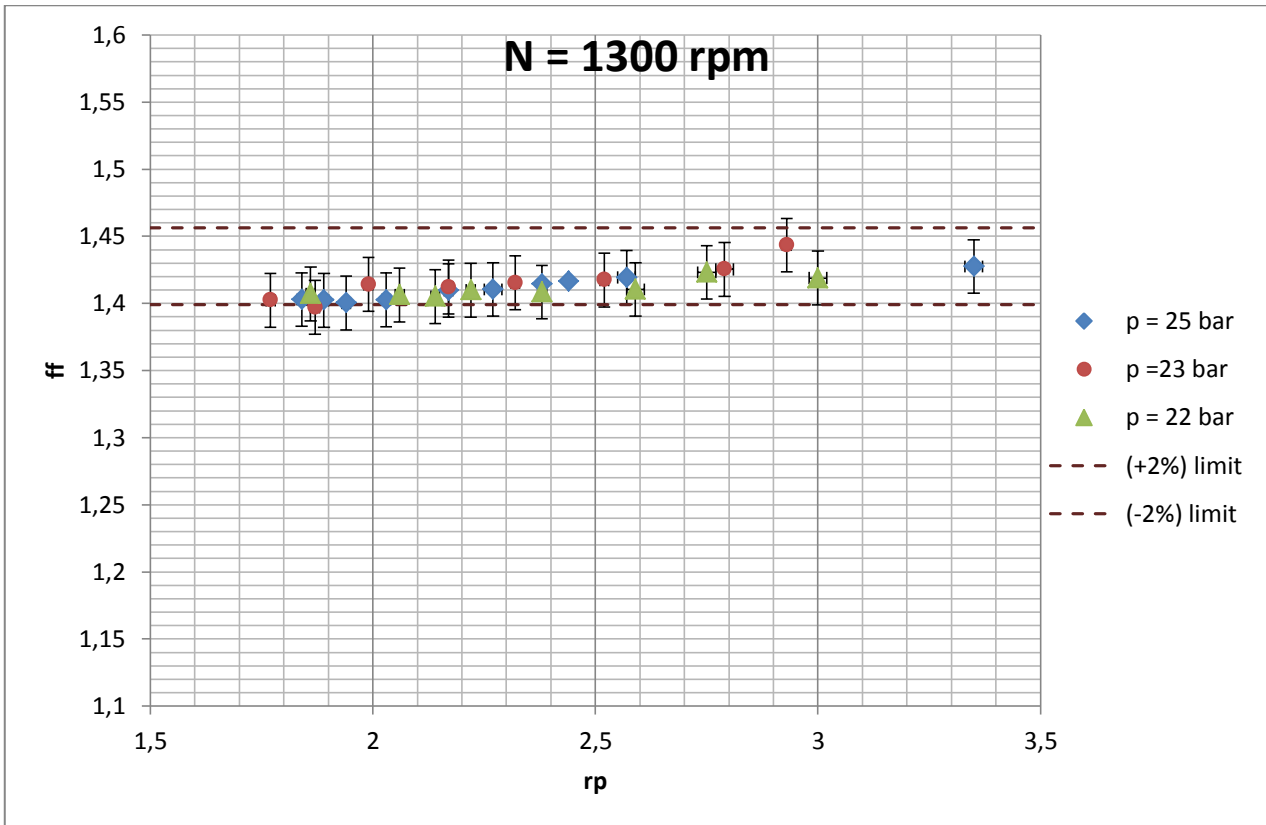
$$ff = \frac{60 \cdot m \cdot v_{in}}{\dot{V}_{s,exp} \cdot N(RPM)} \quad (3.66)$$

Ο ειδικός όγκος στην είσοδο του εκτονωτή v_{in} υπολογίστηκε από τις μετρούμενες τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας στις αντίστοιχες θέσεις.

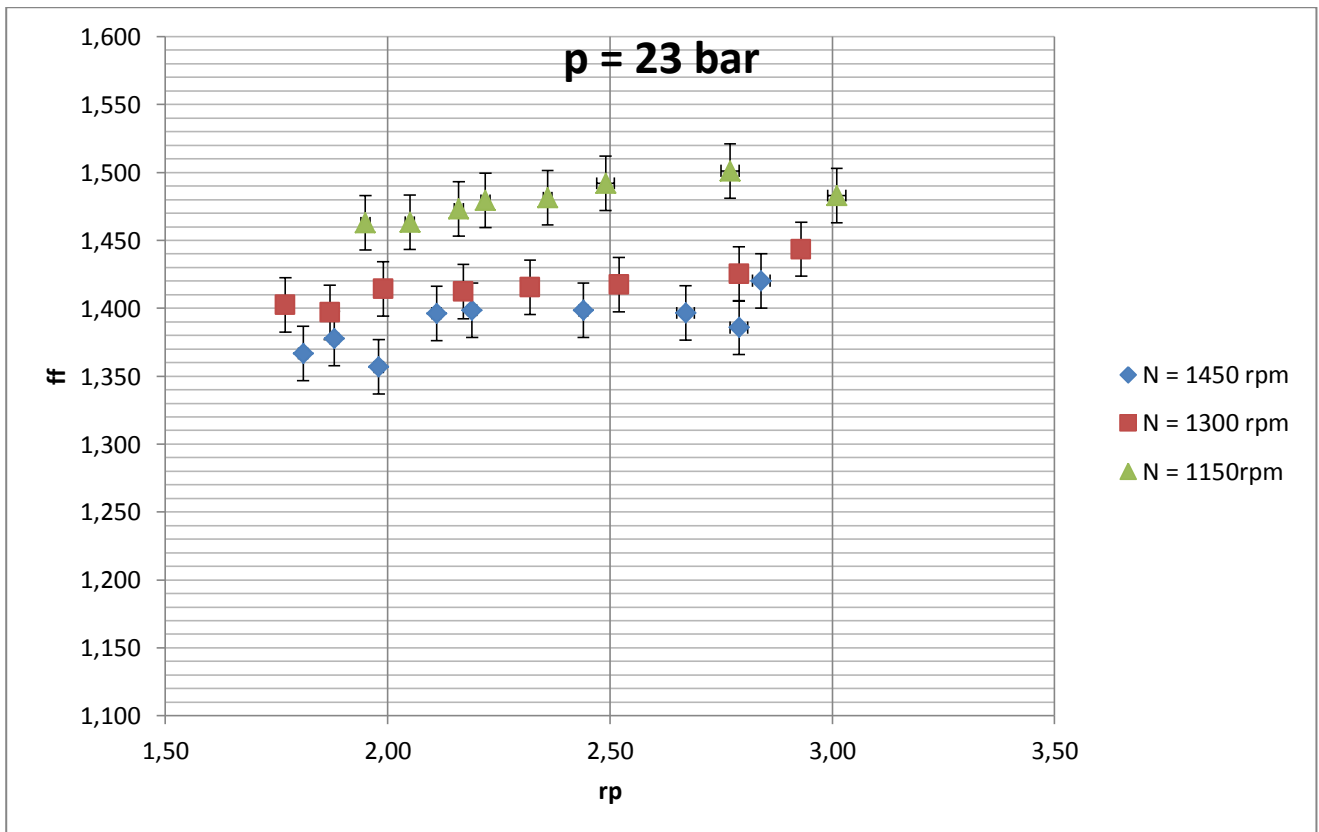
Τα γραφήματα που ακολουθούν παρουσιάζουν την μεταβολή του λόγου πλήρωσης με τον λόγο πίεσης με παραμέτρους τις στροφές του εκτονωτή και την πίεση εισόδου του. Επιπλέον, στα γραφήματα που αντιστοιχούν σε σταθερές στροφές του εκτονωτή και έχουν ως παράμετρο την πίεση εισόδου έχουν προστεθεί με διακεκομμένες τα όρια του $\pm 2\%$ από την μέση τιμή του παράγοντα πλήρωσης για όλες τις μετρήσεις που αφορούν τις συγκεκριμένες στροφές.



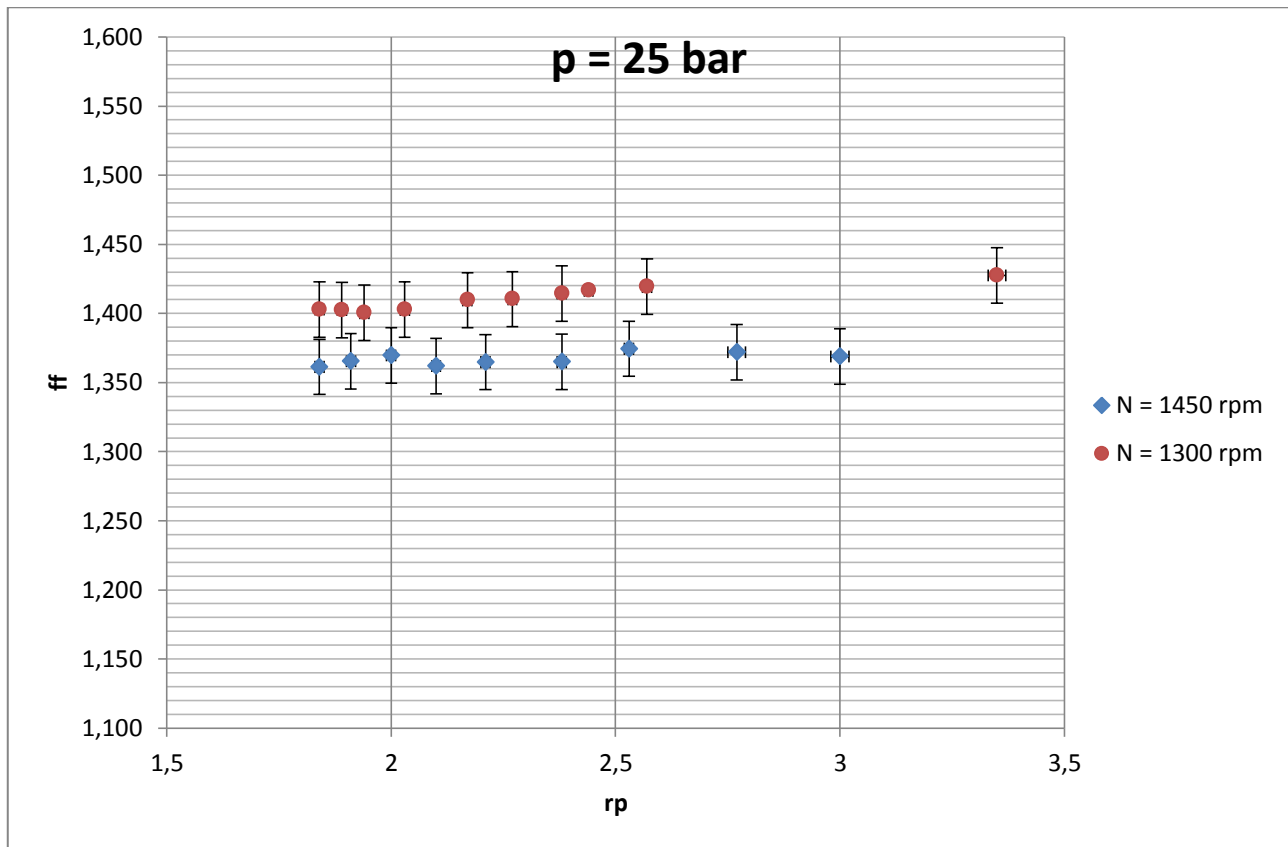
Εικόνα IV-15 Μετρούμενες τιμές συντελεστή πλήρωσης συναρτήσει της πίεσης εισόδου του εκτονωτή για $N_{exp} = 1450RPM$



Εικόνα IV-16 Μετρούμενες τιμές συντελεστή πλήρωσης συναρτήσει της πίεσης εισόδου του εκτονωτή για $N_{exp} = 1300RPM$



Εικόνα IV-17 Μετρούμενες τιμές συντελεστή πλήρωσης συναρτήσει των στροφών του εκτονωτή για $p_{in} = 23bar$



Εικόνα IV-18 Μετρούμενες τιμές συντελεστή πλήρωσης συναρτήσει των στροφών του εκτονωτή για $p_{in} = 25 \text{ bar}$

Η πρώτη παρατήρηση που μπορεί να κάνει κάποιος σχετικά με τα παραπάνω διαγράμματα είναι οι μεγάλες τιμές του συντελεστή πλήρωσης σε σχέση με αυτές που συναντώνται στην βιβλιογραφία, κυρίως για ερμητικούς ελικοειδείς εκτονωτές. Το παραπάνω γεγονός βέβαια δικαιολογείται από το γενικό συμπέρασμα που προκύπτει από την βιβλιογραφία ότι οι ελικοειδείς εκτονωτές ανοικτού τύπου παρουσιάζουν αρκετά μεγάλες απώλειες μάζας κατά την λειτουργία τους σε σχέση με τους ερμητικούς [34].

Επιπλέον ο συντελεστής πλήρωσης φαίνεται να επηρεάζεται σημαντικά από τις στροφές του εκτονωτή, με τις τιμές του να αυξάνονται όσο οι στροφές μειώνονται. Η συμπεριφορά αυτή έχει παρατηρηθεί και από τους Zanelli και Favrat και σχετίζεται με την μικρότερη επίδραση που έχουν οι διαρροές μάζας που οφείλονται στην κατασκευαστική χάρη στις μύτες των σπειρών όσο οι στροφές αυξάνονται [36]. Ταυτόχρονα σε συμφωνία με τις παρατηρήσεις των προαναφερθέντων ερευνητών, ο συντελεστής πλήρωσης δεν επηρεάζεται σημαντικά από τον λόγο πίεσης στα άκρα του εκτονωτή.

Η επόμενη παρατήρηση είναι πως αμελητέα μπορεί να κριθεί και η επίδραση της πίεσης εισόδου στον συντελεστή πλήρωσης, καθώς όπως διαφαίνεται από τα δύο πρώτα διαγράμματα, οι αποκλίσεις που οφείλονται στην πίεση εισόδου δεν ξεπερνούν το 2% της μέσης τιμής των συντελεστών πλήρωσης για δεδομένες στροφές. Σύμφωνα με τους Lemort et al [28] αυτή η πολύ μικρή εξάρτηση του συντελεστή πλήρωσης από την πίεση εισόδου οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση της πίεσης προκαλεί δύο αντικρουόμενα μεταξύ τους φαινόμενα όσον αφορά τις απώλειες μάζας στον εκτονωτή: Αφενός, όπως είναι αναμενόμενο, έχει την τάση να αυξήσει τις

εσωτερικές διαρροές, από την άλλη όμως οδηγεί σε αύξηση και των απωλειών πίεσης στο τμήμα εισόδου, οδηγώντας έτσι σε μία σχετικά ανεπιρέαστη συμπεριφορά του συντελεστή πλήρωσης.

Με βάση τις παραπάνω παρατηρήσεις και για λόγους απλοποίησης του μοντέλου του εκτονωτή, επιλέχθηκε ως μοναδική παράμετρος που επηρεάζει τον βαθμό πλήρωσης ff να είναι οι στροφές του εκτονωτή, δηλαδή:

$$ff = f(N_{exp})$$

IV.3 Προσαρμογή του μοντέλου του εκτονωτή στα πειραματικά δεδομένα

Έχοντας συλλέξει τα πειραματικά δεδομένα που παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, έγινε προσαρμογή των δεδομένων αυτών στην εξίσωση του Rajeska, όπως αναφέρεται στο κεφάλαιο III.5.1. Για λόγους πληρότητας επαναλαμβάνεται η μορφή που θα πρέπει να έχει η τελική έκφραση για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή:

$$\eta_{is} = y_{max} \cdot \left\{ \xi \cdot \operatorname{atan} \left[B \cdot (r_p - r_{p,o}) - E \cdot \left(B \cdot (r_p - r_{p,o}) - \operatorname{atan} \left(B \cdot (r_p - r_{p,o}) \right) \right) \right] \right\} \quad (3.57)$$

όπου

$$B = \frac{\delta}{\xi \cdot y_{max}} \quad (3.62)$$

και

$$E = \frac{B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o}) - \tan \left(\frac{\pi}{2\xi} \right)}{B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o}) - \operatorname{atan} \left(B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o}) \right)} \quad (3.63)$$

με

$$r_{p,o} = r_{p,o}(p_{in}, N_{exp})$$

$$r_{p,max} = r_{p,max}(p_{in}, N_{exp})$$

$$\delta = \delta(p_{in}, N_{exp})$$

$$y_{max} = y_{max}(p_{in}, N_{exp})$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης ορίζεται με βάση την σχέση (3.48) ως προς την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ.

Για την αριθμητική προσαρμογή ακολουθήθηκαν τα εξής βήματα:

- Γράφτηκε σε Matlab ένα πρόγραμμα που προσαρμόζει τις παράμετρος $\xi, \delta, r_{p,o}, r_{p,max}, y_{max}$ των εξισώσεων (3.57), (3.62) και (3.63) στα πειραματικά δεδομένα που απαρτίζουν κάθε ένα από τα έξι σετ μετρήσεων που αφορούν δεδομένες στροφές και πίεση εισόδου του εκτονωτή. Η παραπάνω διαδικασία έδωσε διαφορετικούς συντελεστές ξ_i που προσαρμόζουν καλύτερα το μοντέλο στα δεδομένα
- Δεδομένου ότι ο παράγοντας μορφής ξ αποτελεί χαρακτηριστικό των καμπυλών του εκτονωτή και δεν εξαρτάται από τις συνθήκες λειτουργίας του, ορίστηκε ως η μέση τιμή των παραπάνω υπολογισμένων ξ_i , που αφορούν την προσαρμογή του μοντέλου στο σετ μετρήσεων i , έτσι

$$\xi = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 \xi_i$$

- Έπειτα το μοντέλο προσαρμόστηκε εκ νέου στα πειραματικά δεδομένα, με δεσμευμένη την τιμή του ξ σε αυτήν που υπολογίστηκε προηγουμένως. Από αυτήν την διαδικασία προέκυψαν οι παράμετροι $\delta, r_{p,o}, r_{p,max}, y_{max}$ για κάθε σετ μετρήσεων. Για τον σκοπό αυτό γράφτηκε νέο πρόγραμμα σε Matlab.
- Για κάθε καμπύλη υπολογίστηκε ο συντελεστής γραμμικής συσχέτισης. Σε όλες τις σχεδόν περιπτώσεις (εξαιρουμένης αυτής των 1150 rpm) οι τιμές του συντελεστή συσχέτιση ήταν $R^2 > 96\%$, που είναι ενδεικτικό σχετικά καλής συσχέτισης των δεδομένων
- Στο τέλος αυτής της διαδικασίας υπάρχουν 6 διαφορετικές τιμές για τις παραμέτρους $\delta, r_{p,o}, r_{p,max}, y_{max}$ που αντιστοιχούν σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας του εκτονωτή. Οι παράμετροι αυτές συσχετίστηκαν με το εργαλείο προσαρμογής του Matlab με τις ανηγμένες στροφές και την ανηγμένη πίεση εισόδου που ορίζονται ως:

$$N^* = \frac{N_{exp} - 1300}{1300} \quad (4.2)$$

και

$$p^* = \frac{p_{in} - 23}{23} \quad (4.3)$$

κατ' αυτόν τον τρόπο βρέθηκαν οι εκφράσεις που συνδέουν τις παραμέτρους αυτές με τις στροφές του εκτονωτή και την πίεση στην είσοδο του. Οι εξισώσεις που προέκυψαν σε για κάθε παράμετρο συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα

- Υπολογίστηκε ο συντελεστής συσχέτισης για την τελική εξίσωση που προέκυψε για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Βρέθηκε ότι:

$$R^2 = 95,8\%$$

που είναι τιμή αρκετά ικανοποιητική για τα δεδομένα της συγκεκριμένης προσαρμογής.

Παράμετρος	Σχέση υπολογισμού ($x \equiv p^*, y \equiv N^*$)	Προσδιορισμός συντελεστών
ξ	2,350	-
δ	$\alpha_0 + \alpha_1 x^2 + \alpha_2 y$	$\alpha_0 = 1,294, \alpha_1 = 79, \alpha_2 = 4,605$ $R^2 = 0,941$
$r_{p,max}$	$b_0 + b_1 x + b_2 y + b_3 y^2$	$b_0 = 2,202, b_1 = -0,981,$ $b_2 = -1,221, b_3 = 7,193$ $R^2 = 0,989$
y_{max}	$c_0 + c_1 x + c_2 y$	$c_0 = 0,549, c_1 = 0,055, c_2 = 0,642$ $R^2 = 0,9756$
$r_{p,o}$	$d_0 + d_1 x + d_2 x^2 + d_3 y + d_4 y^2 + d_5 xy$	$d_0 = 1,118, d_1 = -1,392, d_2 = 45,16$ $d_3 = 0,475, d_4 = 13,96, d_5 = -14,41$ $R^2 = 1$

Πίνακας IV-3 Συσχέτιση παραμέτρων της εξίσωσης με τις στροφές και την πίεση εισόδου του εκτονωτή

Στον επόμενο πίνακα συνοψίζονται οι τιμές των παραμέτρων δ , $r_{p,o}$, $r_{p,max}$, y_{max} που προέκυψαν από την προσαρμογή της εξίσωσης του Rajeska για $\xi = 2,350$ σε καθένα από τα έξι σετ μετρήσεων και βάση των οποίων έγινε η συσχέτιση με τις στροφές και την πίεση εισόδου

pin (bar)	N_{exp} (RPM)	δ	$r_{p,max}$	y_{max}	$r_{p,o}$
23	1450	1,831	2,172	0,616	1,358
25	1450	2,522	2,057	0,622	1,434
22	1300	1,475	2,220	0,553	1,264
23	1300	1,160	2,226	0,558	1,118
25	1300	1,784	2,119	0,562	1,338
23	1150	0,887	2,439	0,462	1,250

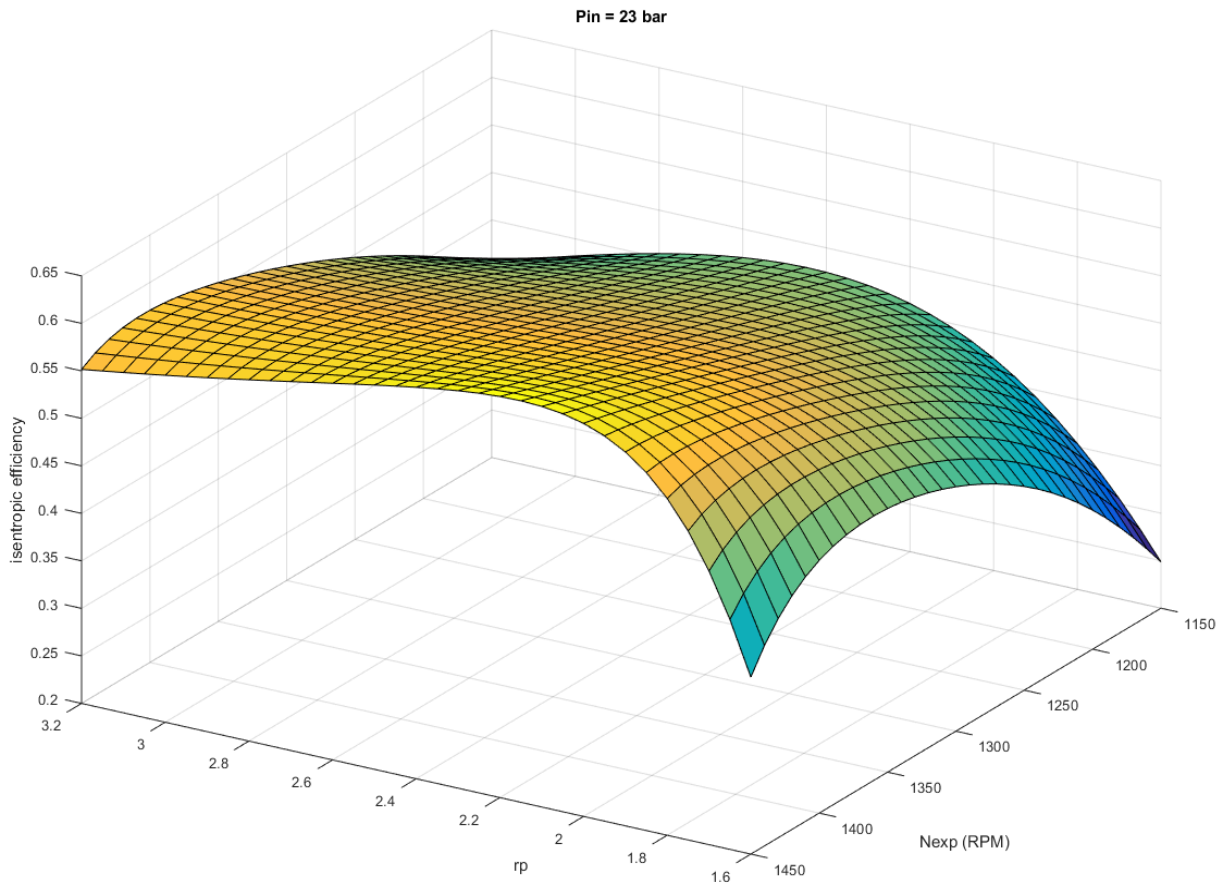
Πίνακας IV-4 Τιμές που προέκυψαν για τις παραμέτρους της εξίσωσης από την προσαρμογή της στα πειραματικά δεδομένα

Όπως είναι φανερό, οι παρατηρήσεις που έγιναν κατά την αξιολόγηση των πειραματικών αποτελεσμάτων αποτυπώνονται και στην προσαρμοσμένη εξίσωση. Ο λόγος πίεσης στον οποίο εμφανίζεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης $r_{p,max}$ αυξάνεται με την μείωση των στροφών και της πίεσης εισόδου. Επίσης η τιμή του μέγιστου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης y_{max} αυξάνεται σημαντικά με την αύξηση των στροφών, ενώ φαίνεται να επηρεάζεται λίγο από την πίεση εισόδου. Τα παραπάνω συνηγορούν πως το μοντέλο μπορεί να περιγράψει σε πολύ καλό βαθμό την συμπεριφορά του εκτονωτή στα εύρη που εξετάστηκαν, ενώ μπορεί να παρέχει ικανοποιητική ακρίβεια για την εκτίμηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας.

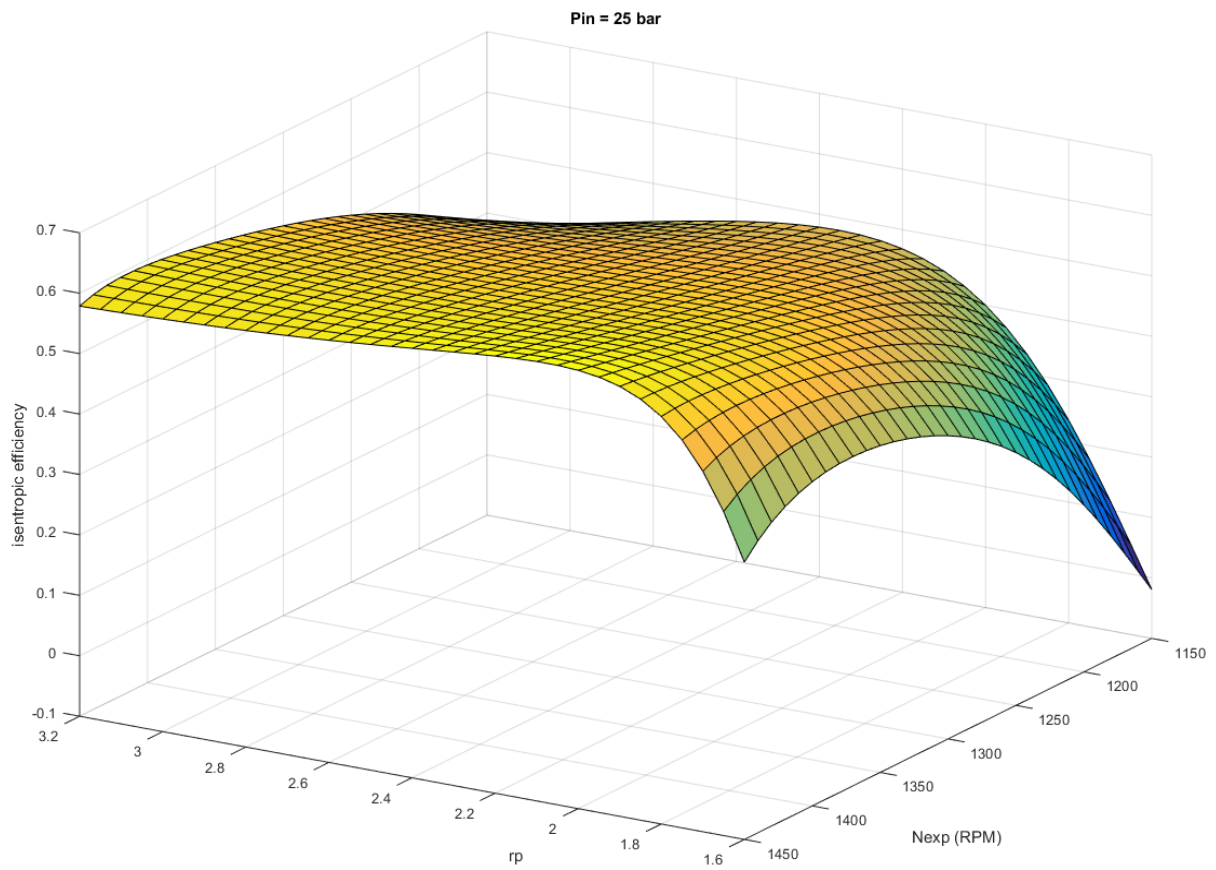
Μία αδυναμία του μοντέλου έγκειται στην κακή πρόβλεψη του σημείου τομής της καμπύλης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης με τον οριζόντιο άξονα, $r_{p,o}$. Μάλιστα, όπως είναι φανερό, στην εξίσωση που συνδέει τον λόγο πίεσης $r_{p,o}$ με τις στροφές και την πίεση εισόδου χρειάστηκε να χρησιμοποιηθούν έξι συντελεστές, κάτι που δεν αποτελεί σωστή πρακτική αφού τα διαθέσιμα σημεία προς προσαρμογή είναι επίσης έξι. Τα προβλήματα αυτά οφείλονται σε μεγάλο βαθμό στην έλλειψη αρκετών πειραματικών σημείων για λόγους πίεσης $r_p < r_{p,max}$ (δηλαδή στην περιοχή υπερεκτόνωσης του μέσου) εξαιτίας των περιορισμών στην ρύθμιση της παροχής του κρύου νερού στον συμπυκνωτή που περιγράφηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο.

Ως μελλοντική εργασία επί του θέματος αφήνεται η διερεύνηση της συμπεριφοράς αυτού του παράγοντα ως προς τις στροφές και την πίεση εισόδου, είτε με την εξέταση άλλων σετ μετρήσεων διαφορετικών συνθηκών λειτουργίας, είτε με την λειτουργία του εκτονωτή σε χαμηλότερους λόγους πίεσης.

Στην επόμενη σελίδα αποτυπώνεται σε τριδιάστατη απεικόνιση η μεταβολή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης ως προς τις στροφές του εκτονωτή N_{exp} και τον λόγο πίεσης r_p για δύο διαφορετικές πιέσεις εισόδου, τις $p_{in} = 25 \text{ bar}$ και $p_{in} = 23 \text{ bar}$ αντίστοιχα. Στα γραφήματα αυτά φαίνεται η συμπεριφορά του βαθμού απόδοσης ως προς τις μεταβλητές όπως έχει ήδη περιγραφεί.



Εικόνα IV-19 Επιφάνεια ισητροπικού βαθμού απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει των N_{exp} και r_p για $p_{in} = 23 \text{ bar}$



Εικόνα IV-20 Επιφάνεια ισητροπικού βαθμού απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει των N_{exp} και r_p για $p_{in} = 25 \text{ bar}$

Από τις δύο παραπάνω επιφάνειες προκύπτουν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Η μεγιστοποίηση της απόδοσης του εκτονωτή προϋποθέτει τη λειτουργία του στις υψηλότερες δυνατές στροφές. Βέβαια, ο ρυθμός αύξησης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης μειώνεται όσο οι στροφές του εκτονωτή πλησιάζουν την ανώτερη τιμή που εξετάσθηκε, δηλαδή τις 1450 RPM.
- Ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή διατηρείται σχετικά υψηλός για την περιοχή λόγων πίεσης r_p από 2,2 έως 3 και για υψηλές στροφές. Όσο οι στροφές μειώνονται η πτώση γίνεται πιο απότομη. Ταυτόχρονα έχουμε ήδη αναφέρει πως η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια αυξάνει με την αύξηση του λόγου πίεσης για δεδομένες συνθήκες λειτουργίας. Το παραπάνω εύρος αποδοτικής λειτουργίας επεκτείνεται και σε χαμηλότερους λόγους πίεσης για υψηλότερη πίεση εισόδου.
- Η αύξηση της πίεσης εισόδου επιδρά θετικά στην απόδοση του εκτονωτή αλλά σε μικρότερο βαθμό απ' ότι οι στροφές του

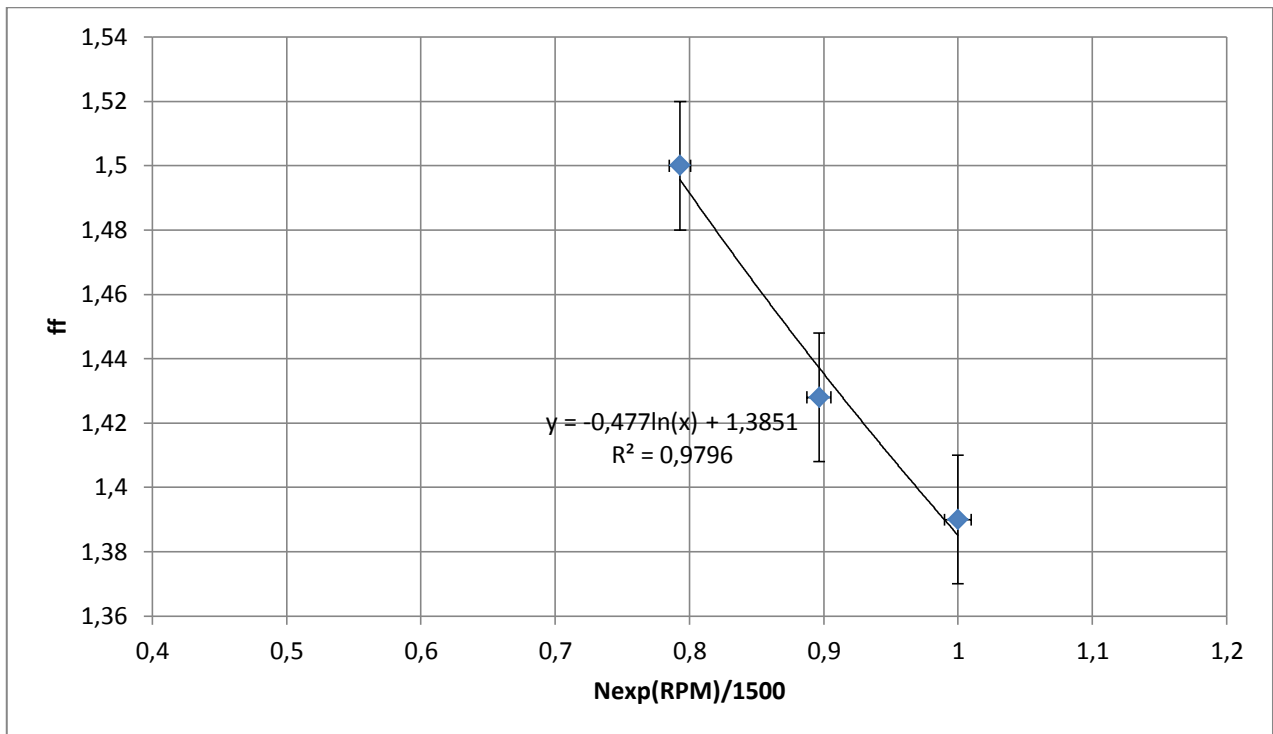
Για την ολοκλήρωση του μοντέλου του εκτονωτή, μένει να προσαρμοστεί ο συντελεστή πλήρωσης στα πειραματικά δεδομένα. Στο προηγούμενο κεφάλαιο παρατηρήθηκε ασθενής συσχέτιση του συντελεστή πλήρωσης με τον λόγο πίεσης και την πίεση στην είσοδο του εκτονωτή. Έτσι αποφασίσθηκε η συσχέτιση του συντελεστή πλήρωσης μόνο με τις στροφές. Για τον σκοπό αυτό βρέθηκε για καθεμία από τις τρεις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής του εκτονωτή για τις οποίες έγιναν οι δοκιμές η μέση τιμή του συντελεστή πλήρωσης. Οι τιμές αυτές ορίζουν τρία πειραματικά σημεία τα οποία συσχετίσθηκαν με μία έκφραση της μορφής:

$$ff = a + b \cdot \ln\left(\frac{N_{exp}}{1500}\right) \quad (4.4)$$

όμοιας με τη συσχέτιση που πρότεινε και ο Declaye στην εργασία του [10].

Όπως γίνεται άμεσα αντιληπτό η προσαρμογή της εξίσωσης (4.4) σε τρία μόνο πειραματικά σημεία δεν αποτελεί και την πιο καλή πρακτική και προφανώς είναι απαραίτητη η επέκταση των μετρήσεων και για άλλες ταχύτητες περιστροφής, ώστε η παραπάνω συσχέτιση να είναι περισσότερο ακριβής.

Στο επόμενο σχήμα φαίνεται η προσαρμογή του συντελεστή πλήρωσης στην εξίσωση (4.4) καθώς και οι τιμές που προέκυψαν για τις παραμέτρους a και b :



Εικόνα IV-21 Συσχέτιση των τιμών του παράγοντα πλήρωσης ff του εκτονωτή με τις στροφές τις αντλίας

Τελικά, η σχέση υπολογισμού του συντελεστή πλήρωσης είναι η:

$$ff = 1,385 - 0,477 \cdot \ln\left(\frac{N_{exp}}{1500}\right) \quad (4.5)$$

IV.4 Πειραματική αξιολόγηση ενεργειακής απόδοσης αντλίας

Προκειμένου να διαπιστωθεί ο ολικός βαθμός απόδοσης του ζεύγους αντλίας και επαγωγικού κινητήρα (**global efficiency**) καταγράφηκαν συνολικά 34 σημεία λειτουργίας της αντλίας σε μόνιμη κατάσταση. Τα σημεία αυτά προήλθαν είτε από την λειτουργία της αντλίας κατά την διάρκεια των δοκιμών των εκτονωτών, είτε από μετρήσεις που επικεντρώθηκαν στην μοντελοποίηση της αντλίας από άλλους φοιτητές του εργαστηρίου.

Η ενεργειακή απόδοση της αντλίας αποτελεί πολύ σημαντική παράμετρο για τον κύκλο, καθώς όπως αποδείχθηκε κατά την λειτουργία του, η ισχύς που απορροφά μπορεί να φτάσει το 1/3 της καθαρά παραγόμενης ηλεκτρικής, γι αυτό και εξετάζεται αναλυτικά σ' αυτό το κεφάλαιο.

Για την ανάλυση των πειραματικών αποτελεσμάτων θα χρειαστούν ορισμένες από τις σχέσεις που αναπτύχθηκαν στο κεφάλαιο III.2. Συγκεκριμένα υπενθυμίζεται ότι:

- Το υδραυλικό έργο που προσδίδεται στο ρευστό για την ανύψωση της πίεσης του είναι:

$$W_{hyd} = \dot{V} \cdot dP \quad (3.2)$$

- Λόγω τριβών που θερμαίνουν το μέσο, το θερμοδυναμικά προσδιδόμενο έργο στο ρευστό δεν είναι ποτέ ίσο με το υδραυλικό, αλλά δίνεται από την σχέση:

$$W_{flu,p} = \dot{m} \cdot dh \quad (3.3)$$

- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ορίζεται ως ο λόγος του προσδιδόμενου έργου για αδιαβατική μεταβολή προς το θερμοδυναμικά προσδιδόμενο έργο, δηλαδή:

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}}$$

- Οι μηχανικές απώλειες της αντλίας προσαυξάνουν το απαιτούμενο μηχανικό έργο που απαιτείται από τον κινητήρα, το οποίο δίνεται από τον κατασκευαστή της αντλίας ως:

$$W_{mech} [kW] = 15 \cdot \frac{N_p (RPM)}{84428} + \frac{\dot{V} (l/m) \cdot dP (bar)}{511} \quad (3.1)$$

ταυτόχρονα ορίζεται και ο βαθμός απόδοσης της αντλίας ως

$$\eta_{pump} = \frac{W_{hyd}}{W_{mech}} \quad (3.3)$$

- Ο κινητήρας της αντλίας εμφανίζει κάποιες απώλειες που οφείλονται στο σημείο λειτουργίας του ΔP (ωμικές απώλειες, απώλειες πυρήνα κ.ο.κ.). Οι απώλειες αυτές εκφράζονται από τον βαθμό απόδοσης του κινητήρα

$$\eta_{m,dpc} = 1 - \frac{\Delta P}{W_{mech} + \Delta P} \quad (3.12)$$

- Ταυτόχρονα ο ρυθμιστής στροφών επιβάλλει απώλειες τόσο στον κινητήρα εξαιτίας της παρουσίας αρμονικών στο σήμα ελέγχου ($\Delta P_{m,vsd}$), αλλά εμφανίζει και ο ίδιος απώλειες ($\Delta P_{G,vsd}$) οι οποίες λαμβάνονται υπόψη στην παρούσα εργασία με τον όρο (VFD factor).

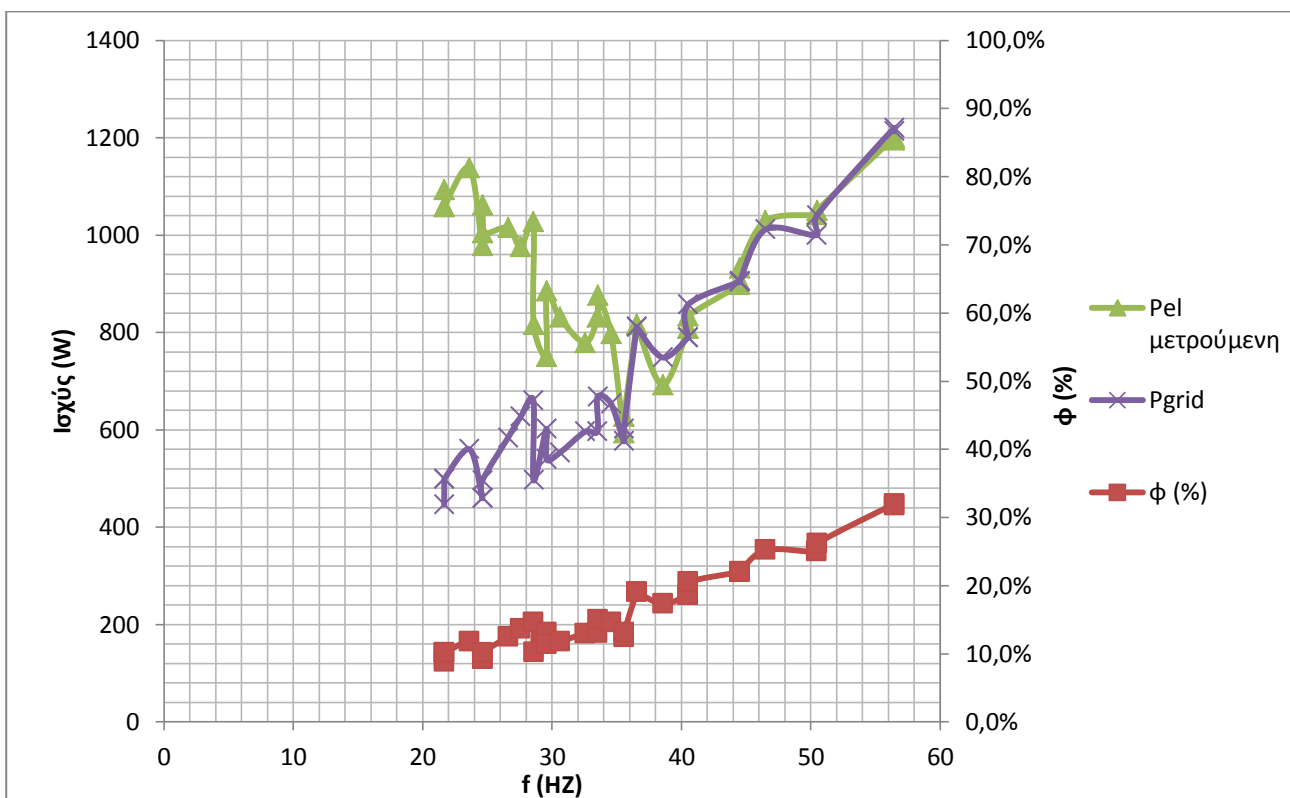
Συνεπώς ο ολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος κινητήρα-αντλίας θα δίνεται ως ο λόγος της υδραυλικής ισχύς προς την απορροφούμενη από το δίκτυο ηλεκτρική ισχύ:

$$\eta_{global} = \frac{W_{hyd}}{P_{grid}} = \eta_{pump} \cdot \eta_{m,VFD} = \eta_{pump} \cdot \eta_{m,dpc} \cdot (VFD \text{ factor})$$

Όπως εικονίζεται στην Εικόνα III-1 η θέση μέτρησης της ηλεκτρικής ισχύος που απορροφά η αντλία παρεμβάλλεται μεταξύ του κινητήρα και του ρυθμιστή στροφών, κατά συνέπεια είναι αδύνατος ο διαχωρισμός των απωλειών $\Delta P_{m,vsd}$ και $\Delta P_{G,vsd}$. Γνωρίζοντας αυτήν την δυσκολία, η σύγκριση των πειραματικών και των θεωρητικών αποτελεσμάτων θα περιλαμβάνει και την επίδραση του βαθμού απόδοσης του ρυθμιστή στροφών, δηλαδή θα θεωρηθεί ότι η μετρούμενη ηλεκτρική ισχύς είναι η $P_{el} \equiv P_{grid} = \frac{W_{mech}}{\eta_{global}}$.

Κατόπιν της παραπάνω εισαγωγής, εικονίζεται το επόμενο γράφημα που αποτυπώνει συναρτήσει της ηλεκτρικής συχνότητας του κινητήρα την μετρούμενη ηλεκτρική ισχύ, την θεωρητικά υπολογιζόμενη ηλεκτρική ισχύ στην ίδια θέση P_{el} και το φορτίο ϕ του κινητήρα που ορίζεται ως

$$\phi = \frac{W_{mech}}{P_R} \quad (3.9)$$



Εικόνα IV-22 Μετρούμενη και υπολογιζόμενη ηλεκτρική ισχύς και φορτίο ϕ του κινητήρα της αντλίας συναρτήσει των στροφών της

Παρατηρούμε πως η μετρούμενη κατανάλωση της αντλίας βρίσκεται πάντα σε αρκετά υψηλά επίπεδα, ξεπερνώντας τα 1000W στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας και χωρίς να πέφτει ποτέ κάτω των 600W. Το πιο παράξενο χαρακτηριστικό των πειραματικών αποτελεσμάτων είναι το γεγονός ότι για συχνότητες μικρότερες των 35Hz η απορροφούμενη ηλεκτρική ισχύς φαίνεται να αυξάνει αντί να μειώνεται. Όπως ήδη έχει αναπτυχθεί αυτή η συμπεριφορά δεν είναι

φυσιολογική, αφού αφενός μειώνεται η υδραυλική ισχύς λόγω της μικρότερης διακινούμενης παροχής και αφετέρου ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα αναμένεται να μειωθεί αλλά όχι σημαντικά, αφού παράλληλα με το φορτίο στον κινητήρα μειώνεται και η ηλεκτρική συχνότητα στα άκρα του[15]. Συνεπώς η συμπεριφορά αυτή μπορεί να αποδοθεί σε:

- Σημαντική επίδραση των απωλειών του ρυθμιστή στροφών λόγω αρμονικών του σήματος οδήγησης του κινητήρα, σε βαθμό τέτοιο ώστε οι απώλειες του κινητήρα να αυξάνονται δραματικά για χαμηλές συχνότητες.
- Ανακριβή μέτρηση του αναλυτή ισχύος της Ducati. Ενδεικτικά αναφέρεται πως το εύρος μέτρησης συχνότητας που αναγράφει ο κατασκευαστής είναι από 40Hz έως 500Hz.

Προκειμένου να διευκρινιστεί πλήρως η μη φυσιολογική αυτή συμπεριφορά, περαιτέρω μετρήσεις που θα εστιάσουν στον βαθμό απόδοσης του κινητήρα κρίνονται απαραίτητες και αφήνονται ως μελλοντική εργασία.

Από την άλλη τα αποτελέσματα του θεωρητικού μοντέλου που αναπτύχθηκε για την αντλία και τον κινητήρα δεν παρουσιάζουν το παραπάνω πρόβλημα. Το θετικό είναι πως υπάρχει συμφωνία των αποτελεσμάτων για συχνότητες $f > 35\text{Hz}$. Δεδομένου ότι ο κινητήρας είναι εξαπολικός, αυτό σημαίνει ότι το μοντέλο έχει εξακριβωθεί ως ακριβές για ταχύτητες περιστροφής της αντλίας:

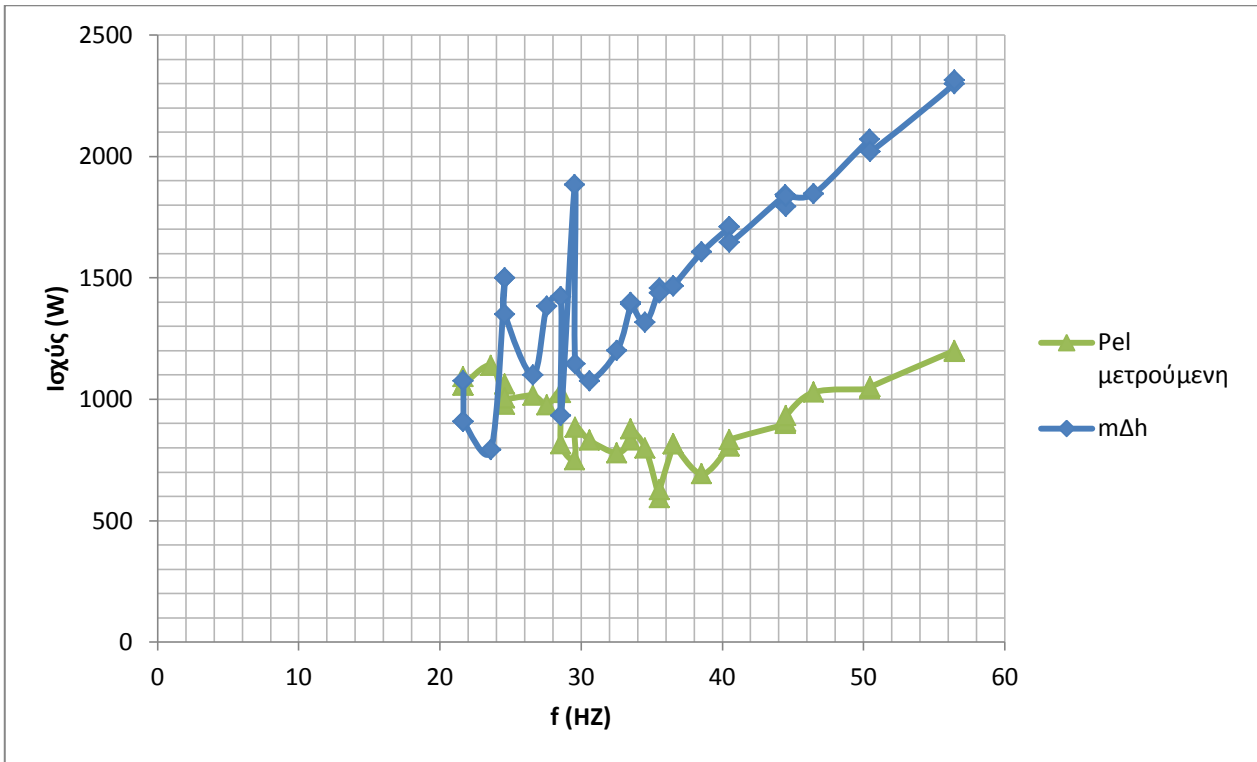
$$N_{pump} > 700 \text{ RPM}$$

Το γεγονός υπάρχει συμφωνία θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων για την ηλεκτρική ισχύ σηματοδοτεί ότι οι απώλειες του ίδιου του ρυθμιστή στροφών είναι ήσσονος σημασίας σε σχέση με αυτές που επιφέρει ο ίδιος στον κινητήρα.

Το επόμενο σημαντικό πρόβλημα που βρέθηκε κατά την διενέργεια των πειραμάτων είναι τα μεγάλα σφάλματα στην μέτρηση της ενθαλπίας, που οδηγούν σε υπερεκτιμήσεις του προσδιδόμενου στο ρευστό έργο και συνεπώς σε πολύ χαμηλούς ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης.

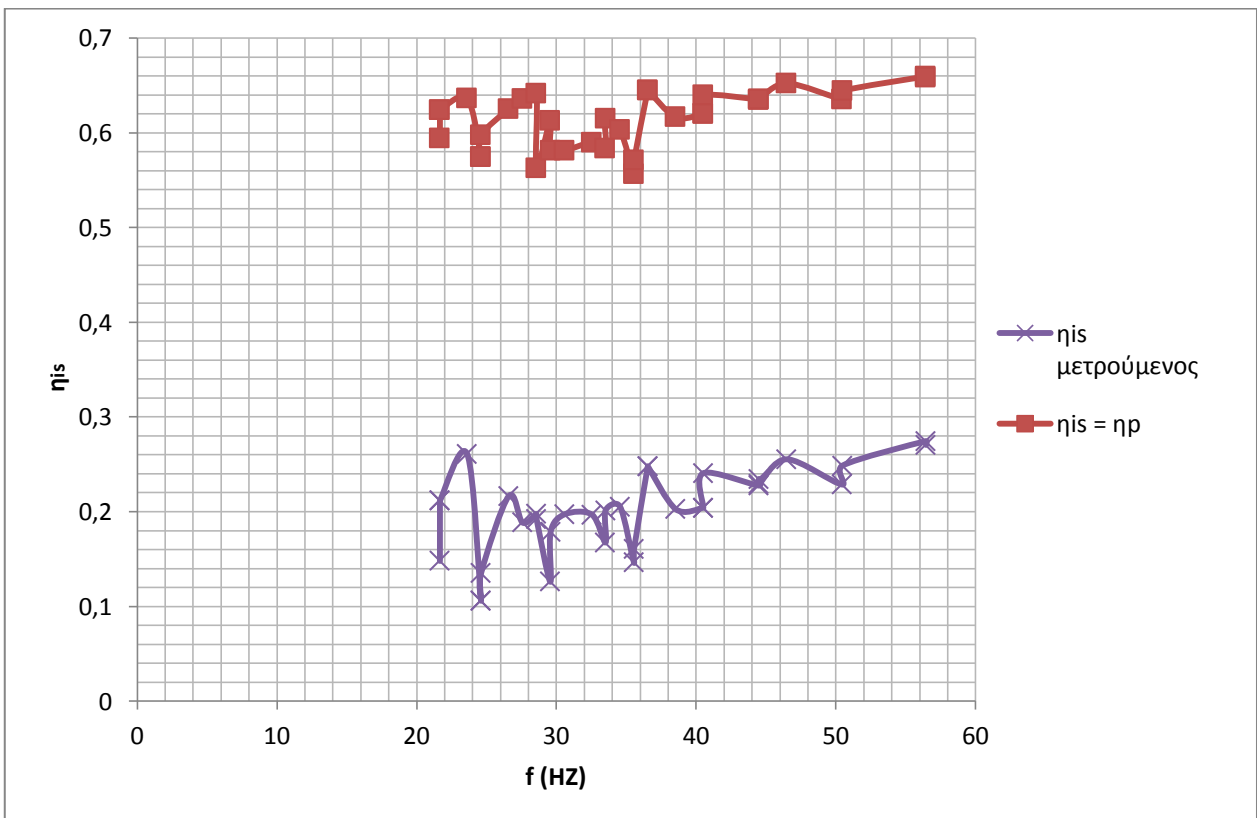
Οι μεγάλες αυτές αποκλίσεις αποδόθηκαν σε γραμμικά σφάλματα που βρέθηκε ότι παρουσιάζουν οι μορφομετατροπείς της θερμοκρασίας. Ενδεικτικά αναφέρεται πως απόκλιση στη μέτρηση της διαφοράς θερμοκρασίας στα άκρα της αντλίας μόλις 1°C μπορεί να προκαλέσει σφάλματα της τάξης των 400W που είναι αρκετά σημαντικά αν αναλογισθεί κανείς ότι η τάξη μεγέθους των μετρούμενων ισχύων είναι στα 1000W. Δεδομένου ότι τα γραμμικά σφάλματα έχουν την τάση να επιφέρουν σφάλματα και στις διαφορές δύο μετρούμενων μεγεθών, εξηγεί την τελείως λανθασμένη τιμή που υπολογίζεται για το έργο της αντλίας μέσω της σχέσης (3.3). Συνεπώς πριν την διενέργεια πειραμάτων όπου αποσκοπούν σε υπολογισμούς ενθαλπιών θα πρέπει να έχει γίνει προσεχτική διακρίβωση όλων των αισθητηρίων θερμοκρασίας του κύκλου.

Το επόμενο γράφημα παρουσιάζει την μετρούμενη ηλεκτρική ισχύ με την υπολογισμένη $W_{ftu,p}$ από την σχέση (3.3), με βάση τις μετρήσεις πίεσης και θερμοκρασίας στα άκρα του παροχόμετρο και φυσικά της παροχής μάζας από το παροχόμετρο Coriolis.



Εικόνα IV-23 Σύγκριση της μετρούμενης ηλεκτρικής ισχύος και του μετρούμενου προδιδόμενου έργου από την αντλία στο ρευστό

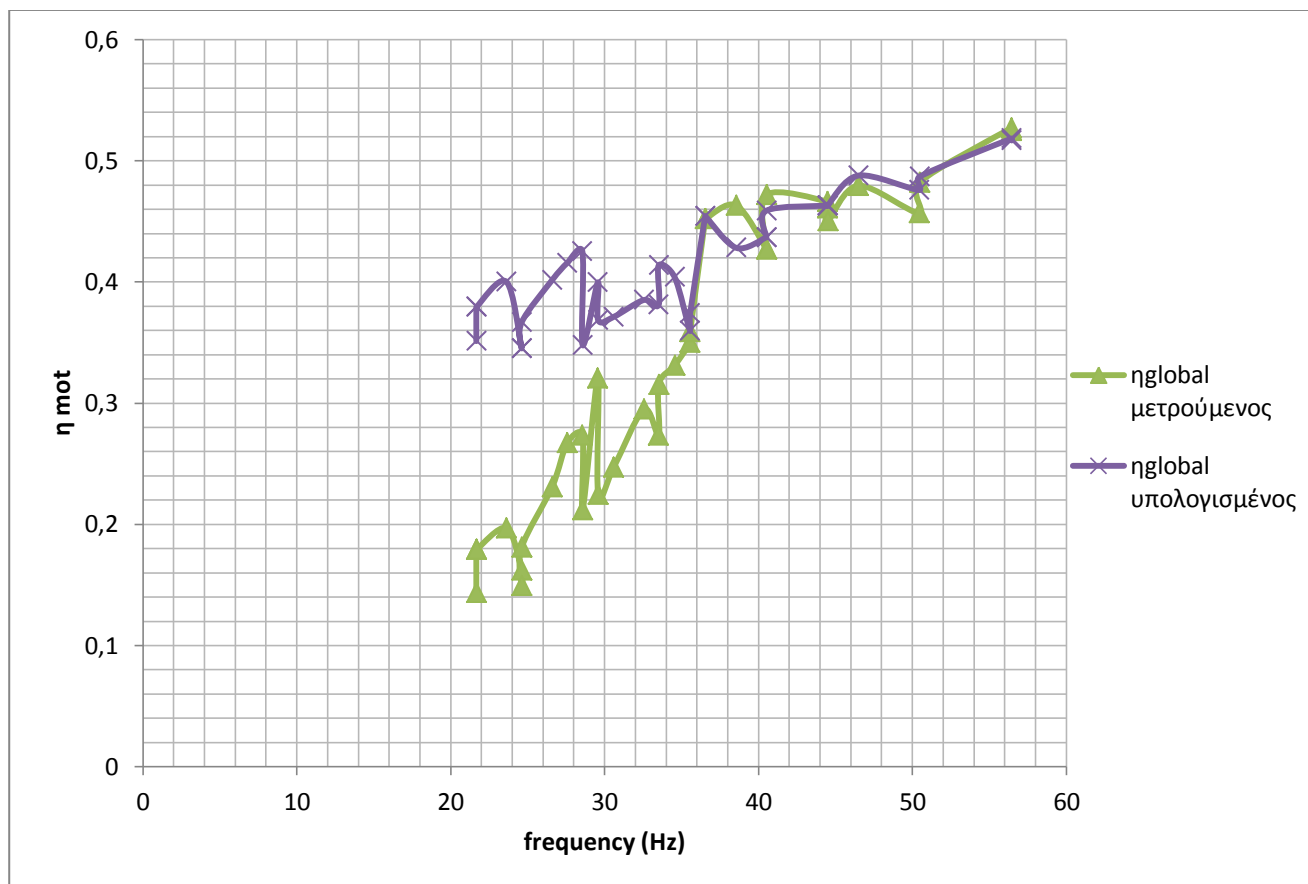
Είναι λοιπόν εμφανές ότι τα σφάλματα είναι τεράστια και συνεπώς είναι άσκοπο να γίνει προσπάθεια φυσικής εξήγησης τους. Στο επόμενο γράφημα αποτυπώνεται ο μετρούμενος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης με βάση τις μετρήσεις πίεσης και θερμοκρασίας με τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του μοντέλου, που βασίζεται στη παραδοχή ότι $\eta_{is,p} \cong \eta_p$



Εικόνα IV-24 Σύγκριση μετρούμενου και θεωρητικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας

Όπως αναφέρθηκε παρατηρούνται οι εξαιρετικά χαμηλές τιμές για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας (της τάξης του 25%), οι οποίες οφείλονται στην εξαρχής λάθος εύρεση των ενθαλπών εισόδου και εξόδου. Από την άλλη είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η τάση των δύο καμπυλών είναι παραπλήσια, κάτι που αποτελεί καλό σημάδι για την ακρίβεια του μοντέλου και που έχει παρατηρηθεί και από άλλους ερευνητές που αντιμετώπισαν παρόμοια προβλήματα [16] κατά την μελέτη του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης αντίστοιχων αντλιών.

Το επόμενο σχήμα αποτυπώνει τον πειραματικό και τον θεωρητικά υπολογισμένο ολικό βαθμό απόδοσης της αντλίας, όπως αυτός ορίζεται από την σχέση (4.6), συναρτήσει της ηλεκτρικής συχνότητας στα άκρα του κινητήρα:



Εικόνα IV-25 Σύγκριση του θεωρητικού και του μετρούμενου ολικού βαθμού απόδοσης της αντλίας

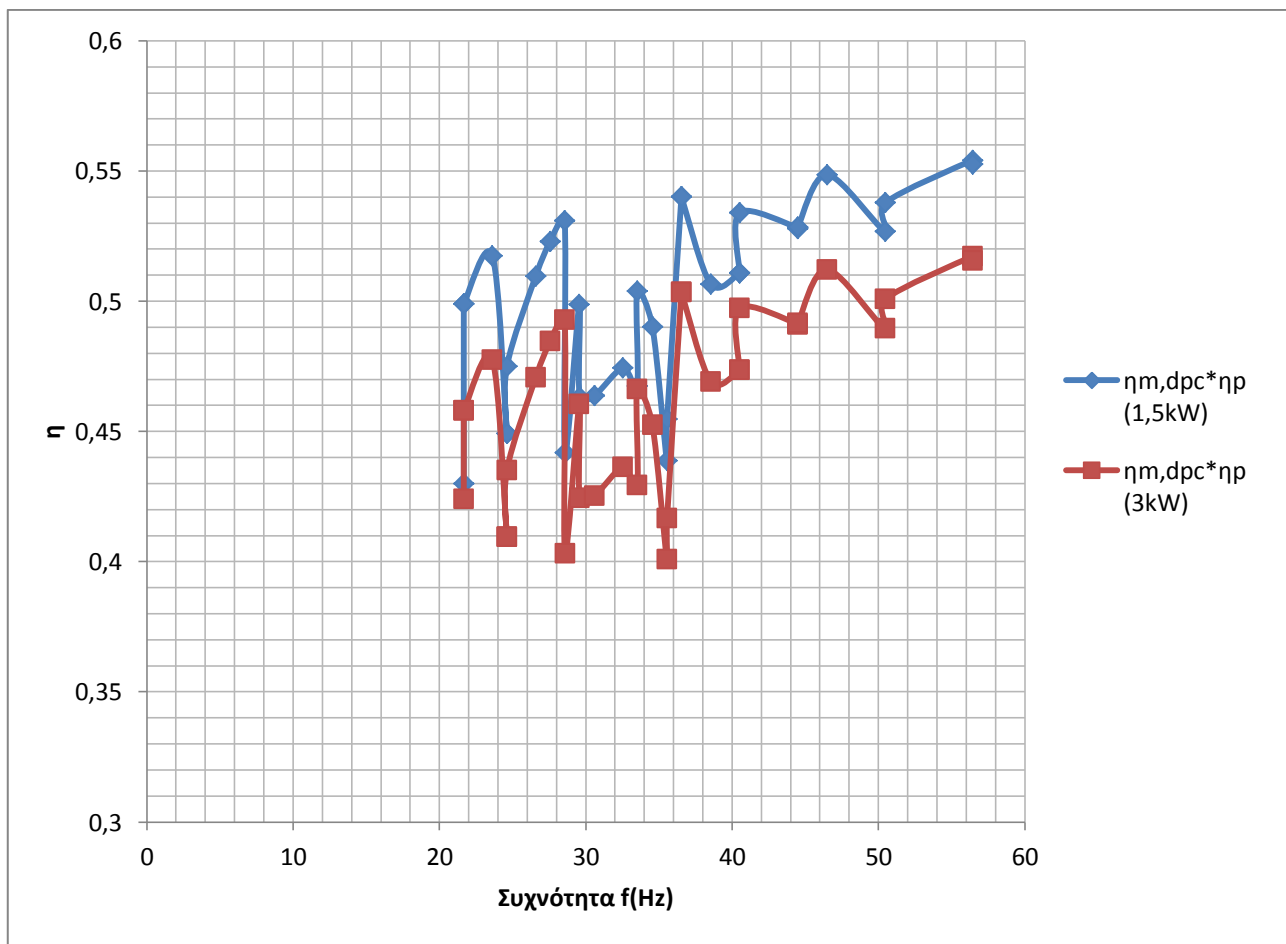
Οι δύο καμπύλες φαίνεται να συμφωνούν σχετικά για συχνότητες $f > 35\text{Hz}$, όπως ακριβώς παρατηρήθηκε και για την ηλεκτρική ισχύ.

Αυτό που φαίνεται επίσης είναι πως ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας είναι της τάξης του 40-55% για τα εύρη που οι δύο καμπύλες συμφωνούν και έχει αυξητική τάση όσο αυξάνεται το φορτίο ϕ . Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι ο κινητήρας της αντλίας είναι περίπου τρεις φορές υπερδιαστασιοποιημένος (όπως φαίνεται το μέγιστο φορτίο είναι περίπου $\phi = 33\%$), ενώ από τα διαγράμματα του βαθμού απόδοσης του κινητήρα συναρτήσει του φορτίου του και των στροφών του, που εικονίζονται στο κεφάλαιο III.2.1, φαίνεται ότι ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα έχει σημαντική αυξητική τάση για τιμές του $\phi < 33\%$.

Τα παραπάνω συνηγορούν στο γεγονός ότι η ενεργειακή απόδοση της αντλίας μπορεί να αυξηθεί με:

- Αύξηση του φορτίου ϕ με λειτουργία σε ηλεκτρικές συχνότητες μεγαλύτερες των 50Hz και συνεπώς για μεγαλύτερες διακονούμενες παροχές (κάποια τέτοια σημεία εικονίζονται και στα διαγράμματα αυτού του κεφαλαίου)
- Αλλαγή του κινητήρα και αντικατάσταση του με κινητήρα χαμηλότερης ονομαστικής ισχύος. Ενδεικτικά, στο επόμενο γράφημα αποτυπώνεται το γινόμενο των βαθμών απόδοσης κινητήρα και αντλίας, για έναν κινητήρα ονομαστικής ισχύος $P_R = 1,5 kW$ (δηλαδή μόλις 150% υπερδιαστασιοποιημένου σε σχέση με το μέγιστο φορτίο), της ίδιας οικογένειας με αυτόν της εγκατάστασης και με ονομαστικό βαθμό απόδοσης $\eta_{m,n} = 79,9\%$ και για λειτουργία στα πειραματικά σημεία που εξετάστηκαν.

Είναι φανερό ότι ο βαθμός απόδοσης του ζεύγους κινητήρα-αντλίας μπορεί να αυξηθεί έως και κατά 4% στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, σηματοδοτώντας αύξηση της καθαρής παραγόμενης ισχύος κατά 80W, δηλαδή περίπου 8% της συνολικής κατανάλωσης ισχύος της αντλίας



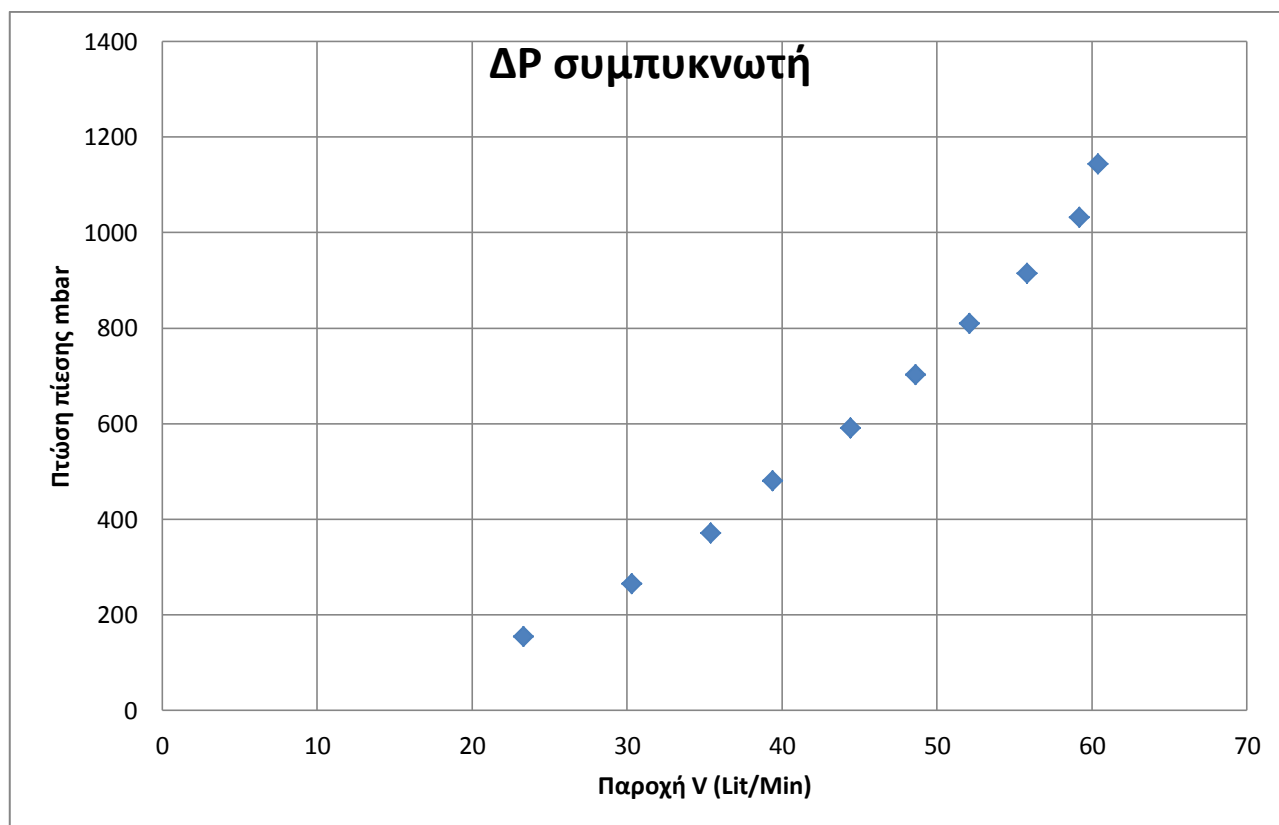
Εικόνα IV-26 Σύγκριση βαθμού απόδοσης αντλίας και κινητήρα για κινητήρες ονομαστικής ισχύος 3kW και 1,5kW

IV.5 Μέτρηση απωλειών πίεσης στο κύκλωμα νερού των εναλλακτών

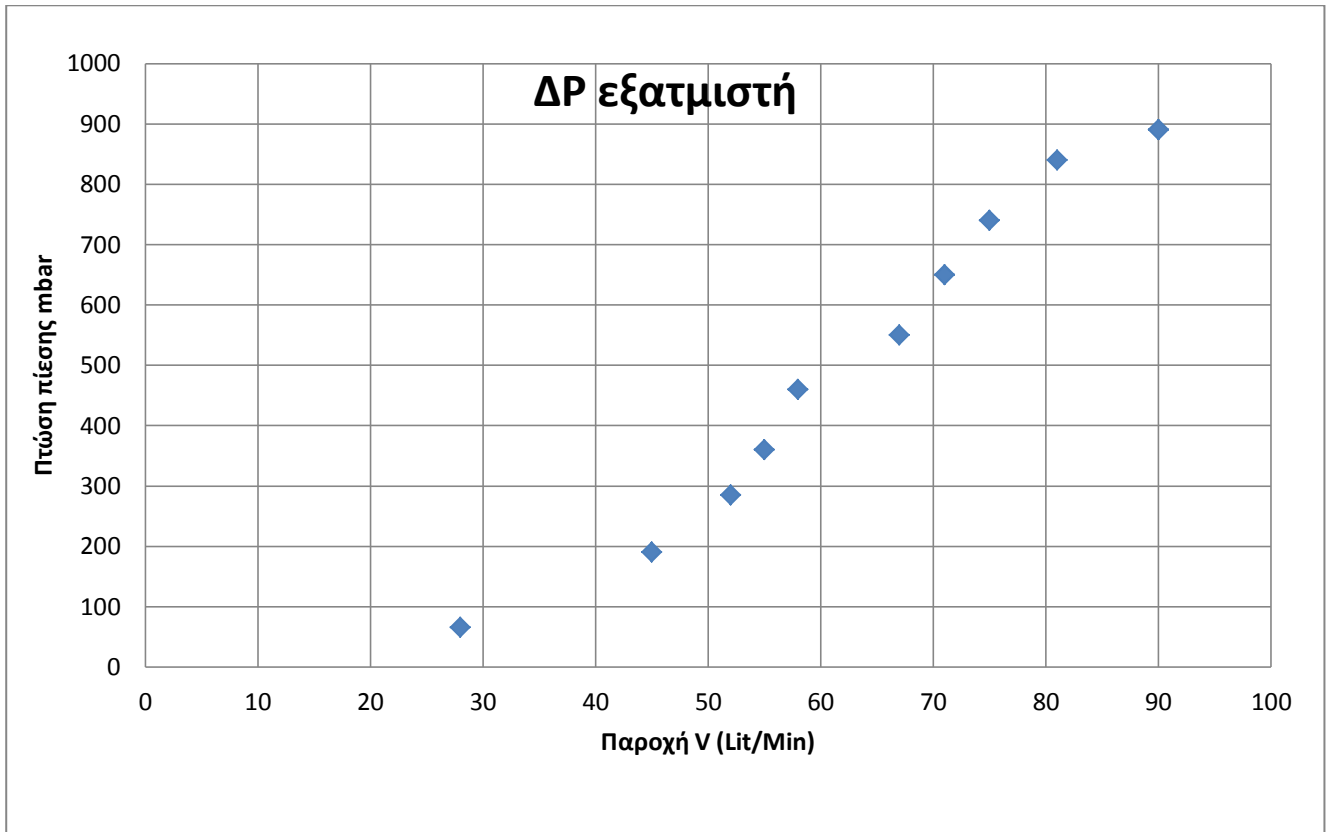
Στα πλαίσια των πειραμάτων που πραγματοποιήθηκαν για την εγκατάσταση, αποφασίσθηκε να προσδιορισθούν και οι απώλειες πίεσης στο κύκλωμα νερού των δύο κύριων εναλλακτών, δηλαδή τον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή. Η παραπάνω δοκιμή κρίθηκε απαραίτητη, δεδομένου ότι κατά την τοποθέτηση της εγκατάστασης σε πλοίο, η διερχόμενη από τους εναλλάκτες παροχή νερού καθορίζεται με βάση τον συντελεστή απωλειών του εναλλάκτη και το διαθέσιμο μανομετρικό του κυκλώματος ψύξης της μηχανής του πλοίου. Σε περίπτωση που το μανομετρικό αυτό δεν επαρκεί, είναι πιθανή η ανάγκη τοποθέτησης κυκλοφορητών που θα ορίσουν την ροή του νερού για τον κάθε εναλλάκτη στα επιθυμητά όρια.

Κατά την διάρκεια των δοκιμών δεν απαιτήθηκε λειτουργία ολόκληρης της εγκατάστασης, αλλά απλά η μέτρηση της πτώσης πίεσης στα άκρα του εναλλάκτη για διάφορες παροχές νερού. Αυτό πραγματοποιήθηκε με την μέτρηση της διαφοράς πίεσης με αναλογικό διαφορικό μανόμετρο της εταιρείας WIKA που διαθέτει το εργαστήριο και μεταβολή της διερχόμενης από τον εναλλάκτη παροχής για τον μεν ατμοποιητή με ρύθμιση των στροφών του κυκλοφορητή Wilo Stratos και για τον δε συμπυκνωτή με την ρυθμιστική βάννα στην έξοδο του. Η μέτρηση των παροχών έγινε με το παροχόμετρο υπερήχων της General Electric.

Οι καμπύλες που προέκυψαν από τις δοκιμές έχουν την ακόλουθη μορφή:



Εικόνα IV-27 Μετρούμενες τιμές πτώσης πίεσης συναρτήσει της παροχής όγκου νερού στον συμπυκνωτή



Εικόνα IV-28 Μετρούμενες τιμές πτώσης πίεσης συναρτήσει της παροχής όγκου νερού στον ατμοποιητή

Οι απώλειες πίεσης για ροή μίας φάσης σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη μπορούν γενικά να γραφούν στην μορφή[37]:

$$\Delta P [kPa] = k \cdot \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (4.7)$$

όπου υπενθυμίζεται ότι G_c είναι η ανηγμένη μαζική ροή σε κάθε κανάλι του εναλλάκτη και ορίζεται από τη σχέση

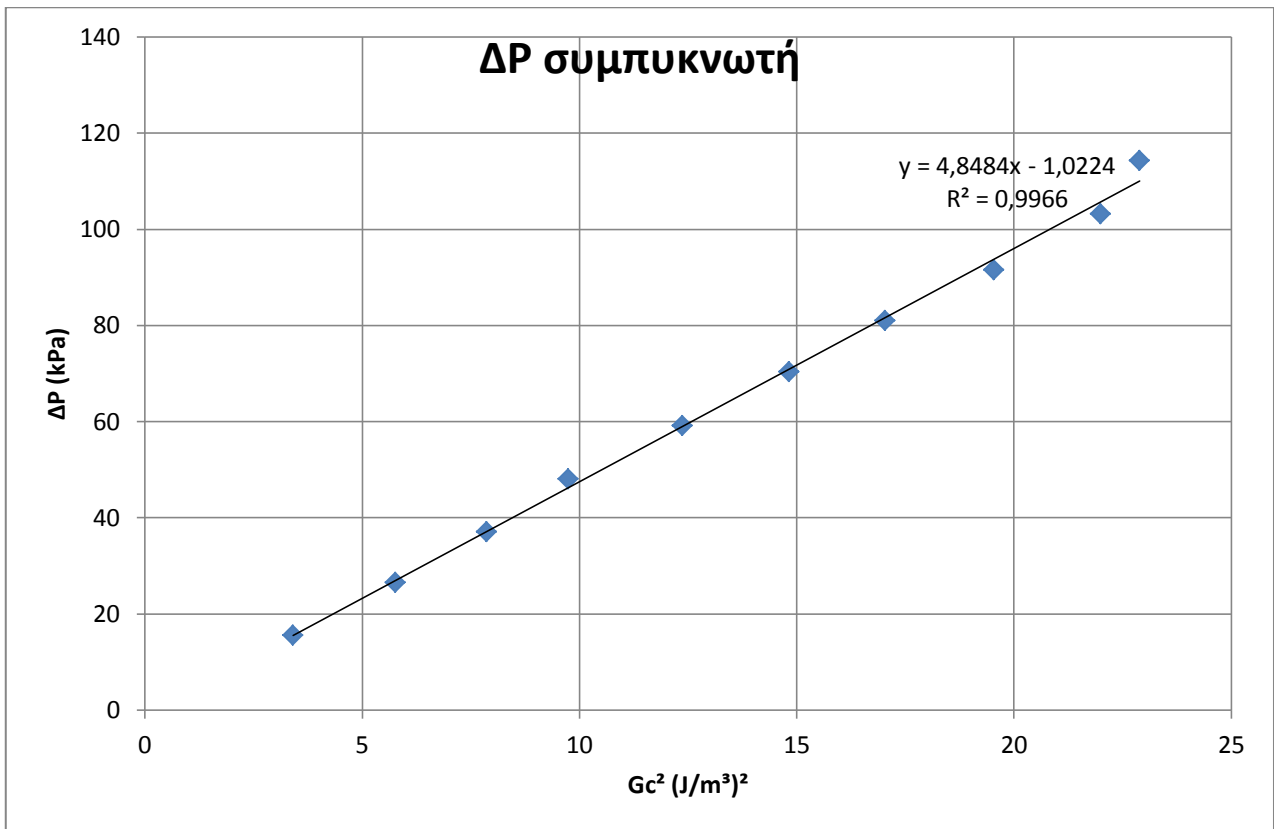
$$G_c = \frac{m}{0,5 \cdot (N - 1) \cdot A_c} = \frac{\rho \cdot \dot{V}}{0,5 \cdot (N - 1) \cdot A_c} \quad (4.8)$$

με A_c τη διατομή του ενός καναλιού, που για τους εναλλάκτες της εγκατάστασης υπολογίστηκε στο κεφάλαιο III.3.1 ως:

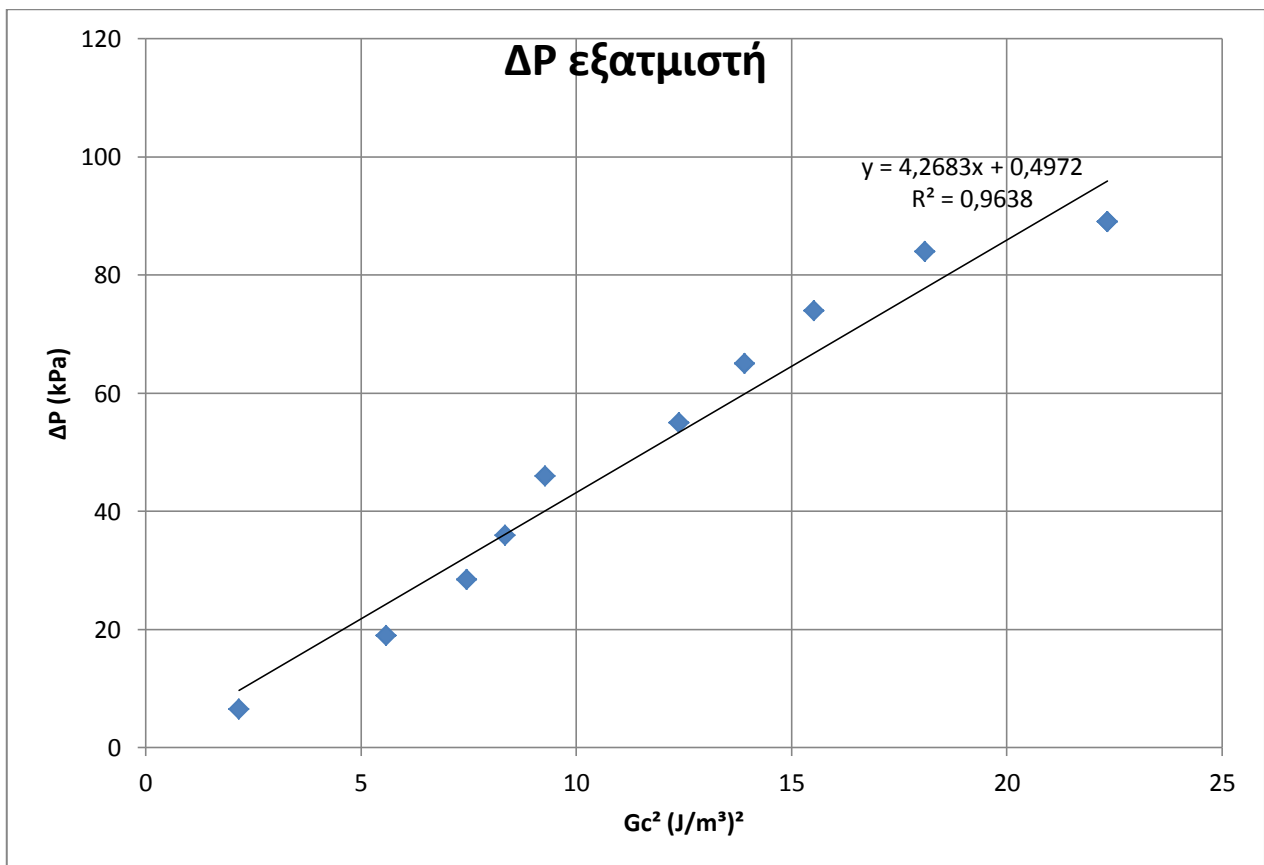
$$A_c = 1,594 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

και N των αριθμό των πλακών ($N=90$ για τον ατμοποιητή, $N=60$ για τον συμπυκνωτή).

Ο όρος $\frac{G_c^2}{2\rho}$ έχει μονάδες (J/m^3) στο σύστημα SI και αναπαριστά την πυκνότητα της κινητικής ενέργειας. Η παραπάνω συσχέτιση εφαρμόστηκε για την περίπτωση του ρεύματος νερού του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή, με απώτερο σκοπό την προσθήκη της στα μοντέλα που αναπτύχθηκαν για τους δύο εναλλάκτες.



Εικόνα IV-29 Διάγραμμα συσχέτισης απωλειών πίεσης και ανηγμένης μαζικής ροής G_c νερού στον συμπυκνωτή



Εικόνα IV-30 Διάγραμμα συσχέτισης απωλειών πίεσης και ανηγμένης μαζικής ροής G_c νερού στον ατμοποιητή

Οι τιμές της πυκνότητας για την σχέση 4.7 βασίσθηκαν σε μία μέση θερμοκρασία νερού των πειραμάτων της τάξης των 20°C, ήτοι η πυκνότητα θα είναι ίση περίπου με $\rho \cong 998 \text{ kg/m}^3$

Τα σχήματα της προηγούμενης σελίδας αποδεικνύουν πως είναι δυνατή η προσαρμογή της σχέσης (4.7) στα πειραματικά δεδομένα που προέκυψαν. Το αποτέλεσμα της προσαρμογής είναι πολύ καλό για τον συμπυκνωτή ($r^2 = 0,998$) ενώ κυμαίνεται σε ικανοποιητικά όρια ακρίβειας για τον ατμοποιητή ($r^2 = 0,964$). Η γραμμική προσαρμογή έδωσε επίσης δύο σταθερούς όρους, οι οποίοι βάση των τιμών τους είναι δυνατό να αμεληθούν, αφού επηρεάζουν την εκτιμώμενη πτώση πίεσης στην τάξη του 1kPa ή ισοδύναμα των 0,01 bar, που θεωρήθηκε αμελητέα για τα δεδομένα της εφαρμογής και της ακρίβειας που επιθυμούμε⁴. Κατά συνέπεια έχουμε για τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή αντίστοιχα ότι:

$$\Delta P_{cond}[kPa] = 4,848 \cdot \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (4.9)$$

$$\Delta P_{evap}[kPa] = 4,268 \cdot \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (4.10)$$

Όπως παρατηρείται, οι συντελεστές απωλειών k έχουν παραπλήσιες αλλά όχι ίδιες τιμές. Αν και αυτή η απόκλιση μπορεί να οφείλεται σε πειραματικά σφάλματα, ανακύπτει το ζήτημα του κατά πόσο οι γεωμετρίες των πλακών των δύο εναλλακτών είναι όμοιες, κάτι που όπως έχει ήδη αναφερθεί επηρεάζει και τις εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας στο εσωτερικό τους. Προκειμένου τα μοντέλα που αναπτύχθηκαν στα κεφάλαια III.3 και III.4 να θεωρηθούν αξιόπιστα θα πρέπει να γίνουν μετρήσεις στον κάθε εναλλάκτη ξεχωριστά, πάνω στις οποίες θα προσαρμοστούν οι αναλυτικο-εμπειρικές σχέσεις που χρησιμοποιήθηκαν για τον προσδιορισμό του αριθμού Nusselt. Τα πειράματα αυτά δυστυχώς δεν ήταν δυνατόν να πραγματοποιηθούν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, δεδομένου ότι, όπως έχει αναφερθεί ξανά, βρέθηκαν σημαντικά σφάλματα στην μέτρηση των θερμοκρασιών που οδηγούσαν σε εσφαλμένα ισοζύγια ενέργειας για τα δύο ρεύματα του κάθε εναλλάκτη και αφήνονται ως μελλοντική δουλειά που μπορεί να γίνει κατόπιν προσεχτικής διακρίβωσης όλων των αισθητηρίων θερμοκρασίας του κύκλου.

Οι σχέσεις (4.9) και (4.10) μπορούν να πάρουν μια πιο απλή μορφή που θα εστιάζει στις ανάγκες της εν λόγω εφαρμογής, δεδομένου ότι A_c και N αποτελούν σταθερές για κάθε εναλλάκτη και η πυκνότητα του νερού δεν αναμένεται να αλλάζει σημαντικά κατά την λειτουργία του.

⁴ Η ακριβής αντιμετώπιση του ζητήματος προϋποθέτει την διενέργεια στατιστικού τεστ επί της σημαντικότητας των σταθερών όρων για κάθε μία από τις δύο προσαρμοσμένες εξισώσεις. Η διαδικασία αυτή από την άλλη θεωρήθηκε πέραν των απαιτήσεων για ακρίβεια στην εν λόγω εφαρμογή, γι αυτό και παραλήφθηκε. Άλλωστε, η απουσία του σταθερού όρου είναι από φυσικής απόψεως αποδεδειγμένη με βάση την εκτεταμένη χρήση τη εξίσωσης (4.7) στην διεθνή βιβλιογραφία

Πειραματική διερεύνηση

Έτσι αν στις σχέσεις (4.9) και (4.10) αντικαταστήσουμε την σχέση (4.8) με $N=90$ και $\rho=971,8 \text{ kg/m}^3$ (τυπική πυκνότητα νερού στους 80°C) για τον ατμοποιητή και $N = 60$ και $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$ (τυπική πυκνότητα νερού στους 20°C) για τον συμπυκνωτή παίρνουμε:

$$\Delta P_{cond}[kPa] = 0,0304 \cdot \dot{V}^2 \left[\frac{l}{min} \right] \quad (4.11)$$

και

$$\Delta P_{evap}[kPa] = 0,0115 \cdot \dot{V}^2 \left[\frac{l}{min} \right] \quad (4.12)$$

όπου η παροχή επιλέχθηκε να είναι σε l/min για λόγους ευκολίας ανάγνωσης των συντελεστών που προκύπτουν.

Οι σχέσεις (4.11) και (4.12) αποτελούν προσεγγιστικές εκφράσεις των (4.9) και (4.10) αντίστοιχα και αναπτύχθηκαν ως μία άμεση λύση να υπολογίζεται γρήγορα η πτώση πίεσης στον κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής νερού. Για τον σκοπό αυτό στα θεωρητικά μοντέλα που αναπτύχθηκαν στο Matlab χρησιμοποιήθηκαν οι ακριβέστερες σχέσεις (4.9) και (4.10) για τον καθορισμό των υδραυλικών απωλειών.

V. Αποτελέσματα αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων

Η ανάπτυξη των θεωρητικών μοντέλων του κεφαλαίου III και οι παρατηρήσεις που προέκυψαν από την λειτουργία της εγκατάστασης κατά την διάρκεια των πειραματικών δοκιμών που περιγράφονται στο κεφάλαιο IV επιτρέπουν την πρόβλεψη της συμπεριφοράς της εγκατάστασης σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Αρχικά μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον καθορισμό όλων των παραμέτρων του κύκλου στο θεωρητικό σημείο σχεδιασμού, δίνοντας μία κατεύθυνση για το ποιες πρέπει να είναι οι συνθήκες που επιτρέπουν την επίτευξη του. Σε δεύτερη φάση, μπορεί να γίνει μία εκτίμηση των χαρακτηριστικών της εγκατάστασης βάση των πραγματικών συνθηκών που θα επικρατούν κατά τη λειτουργία της τόσο στο εργαστήριο όσο και σε ένα πλοίο και βάση αυτών να προσδιορισθεί μία περιοχή βέλτιστης λειτουργίας για κάθε περίπτωση. Τέλος, τα συμπεράσματα αυτά θα χρησιμοποιηθούν για την υλοποίηση του αυτοματισμού της εγκατάστασης, που αποτελεί και τον τελικό στόχο της εργασίας.

Στο σημείο αυτό αναφέρεται ότι αν και κάποια από τα αποτελέσματα που δίνουν τα θεωρητικά μοντέλα δεν ήταν εφικτό να διασταυρωθούν με πειραματικά δεδομένα (π.χ. για την μεταφορά θερμότητας στον ατμοποιητή ή για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας), κυρίως λόγω εσφαλμένων μετρήσεων που αφορούσαν τη θερμοκρασία σε κάποια σημεία του κύκλου, βρέθηκε ότι η γενική συμπεριφορά τους είναι παραπλήσια αυτής που παρατηρήθηκε κατά τη διάρκεια των δοκιμών. Η παραπάνω παρατήρηση είναι αυτή που δίνει αξία στην ανάλυση που πρόκειται να ακολουθήσει παρακάτω.

V.1 Προσδιορισμός του θεωρητικού σημείου σχεδιασμού

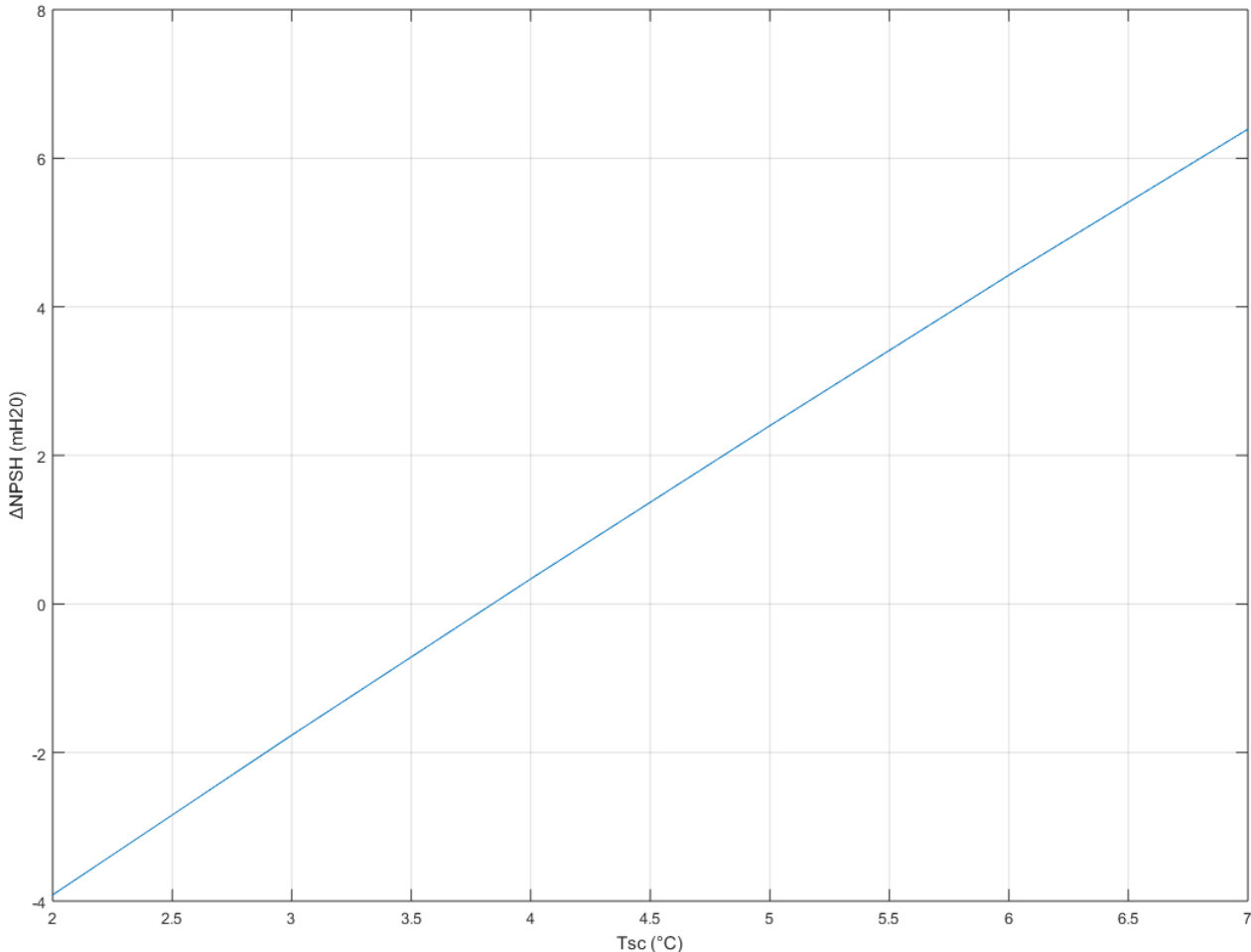
Έχοντας αναπτύξει τα αναλυτικο-εμπειρικά μοντέλα για τους εναλλάκτες, την αντλία και τους εκτονωτές της εγκατάστασης, είναι εφικτός ο προσδιορισμός της αναμενόμενης συμπεριφοράς της στο θεωρητικό ονομαστικό σημείο λειτουργίας της. Με βάση την ενότητα II.1.1, το ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης έχει τα ακόλουθα χαρακτηριστικά:

- Παροχή και θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού στον ατμοποιητή $m_{h,w} = 1,5 \text{ kg/s}$ και $T_{h,w} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ αντίστοιχα.
- Παροχή και θερμοκρασία εισόδου ψυχρού νερού στον συμπυκνωτή $m_{c,w} = 1,5 \text{ kg/s}$ και $T_{c,w} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ αντίστοιχα.
- Παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου $m_{wf} = 0,4 \text{ kg/s}$ που αντιστοιχεί σε στροφές της αντλίας (από τη σχέση 2.3) ίσες με $N_p = 960 \text{ RPM}$.
- Υψηλή πίεση στον κύκλο $p_h = 25 \text{ bar}$
- Οι πιέσεις στα δύο κυκλώματα νερού λαμβάνουν τυπικές τιμές με βάση αυτές που διαπιστώθηκαν στη διάρκεια των δοκιμών, ίσες με $p_{h,w} = p_{c,w} = 2,5 \text{ bar}$

Αποτελέσματα αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων

Η θερμοκρασία υπόψυξης παραμένει άγνωστη παράμετρος και θα πρέπει να βρεθεί η ελάχιστη τιμή της που επιτρέπει την απρόσκοπτη λειτουργία του κύκλου.

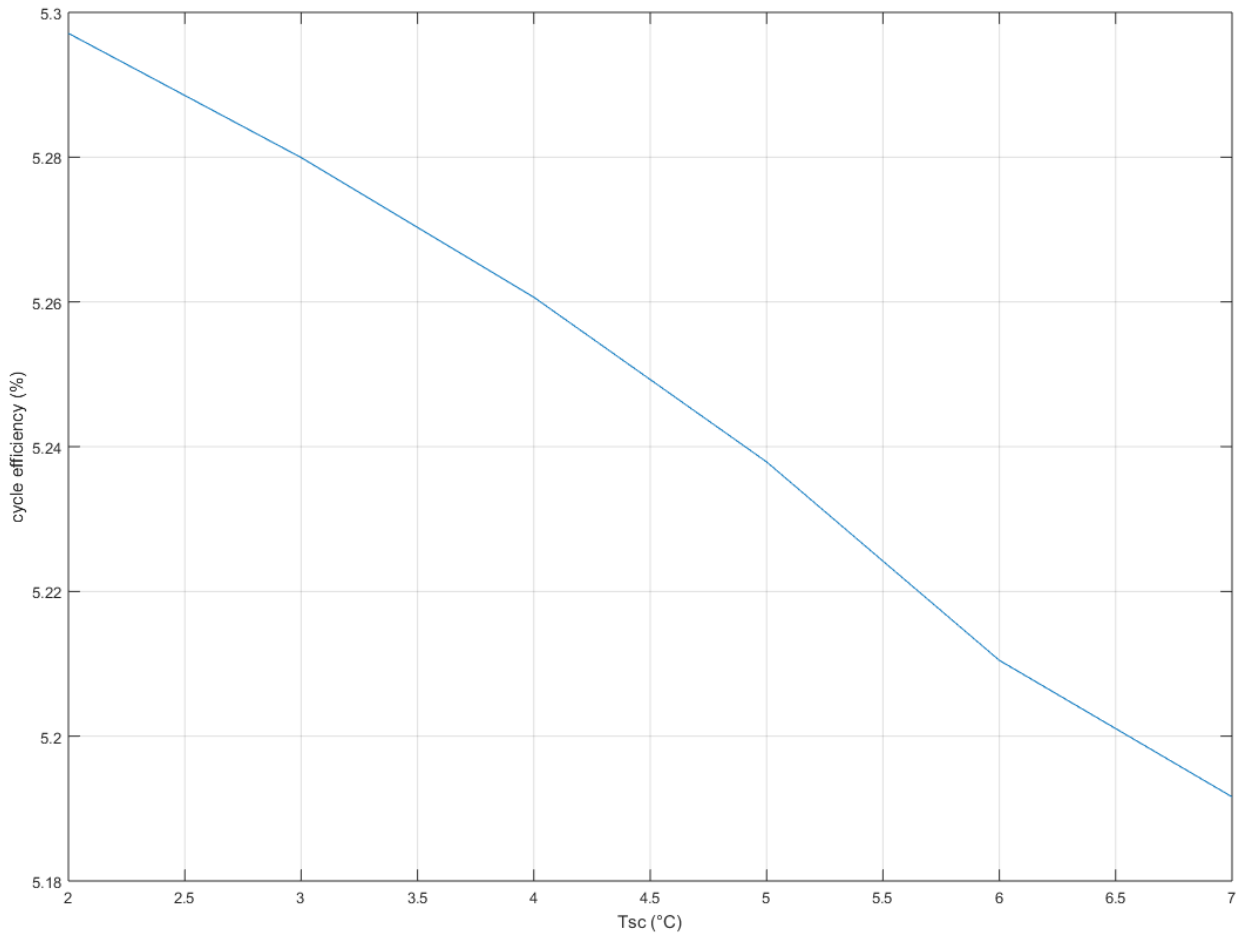
Έτσι, εκτελέστηκε το μοντέλο για τον θερμοδυναμικό κύκλο που περιγράφεται στην ενότητα III.6 για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας υπόψυξης T_{sc} κάθε φορά υπολογίστηκε το καθαρό ύψος αναρρόφησης $\Delta NPSH = NPSH_a - NPSH_r - H_a$ (βλ. κεφάλαιο III.2.2). Τα αποτελέσματα εικονίζονται στο επόμενο γράφημα:



Εικόνα V-1 ΔNPSH συναρτήσει της θερμοκρασίας υπόψυξης στο θεωρητικό σημείο σχεδιασμού της εγκατάστασης

Από το προηγούμενο γράφημα συμπεραίνουμε ότι η ελάχιστη θερμοκρασία υπόψυξης για την αποφυγή σπηλαίωσης στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας είναι στους 3,8°C. Προκειμένου να υπάρχει μία διαφορά ασφαλείας της τάξης του 1,5 m_{H_2O} η ελάχιστη υπόψυξη που είναι απαραίτητη θα πρέπει να είναι περίπου στους **4,5°C**.

Όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο, γενικά η αύξηση της υπόψυξης είναι ανεπιθύμητη, αφού προκαλεί μείωση του βαθμού απόδοσης του κύκλου. Το γράφημα που ακολουθεί αποτυπώνει αυτήν ακριβώς την συμπεριφορά:



Εικόνα V-2 Επίδραση θερμοκρασίας υπόψυξης στο βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης

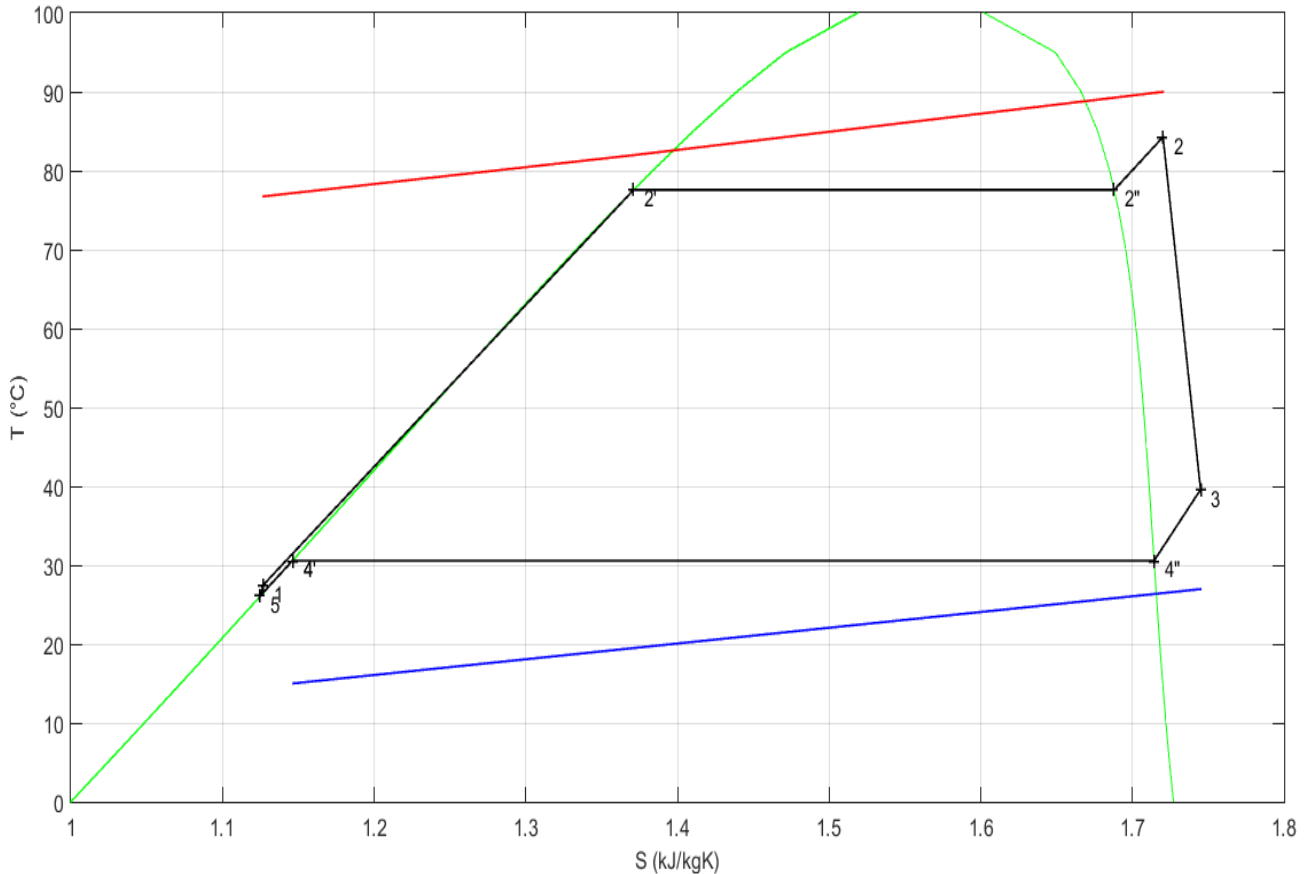
Αν και η πτώση δεν είναι πολύ σημαντική (της τάξης του 0,12%) γενικά η υπερβολική αύξηση της υπόψυξης επιδρά αρνητικά στην απόδοση του κύκλου.

Βέβαια, η υπόψυξη του μέσου επιτρέπει την διακίνηση ελαφρά μεγαλύτερης παροχής μάζας από την αντλία, λόγω της ταυτόχρονης αύξησης της πυκνότητας του μέσου, οπότε αν δεχθούμε ότι ο ατμοποιητής έχει τη δυνατότητα να διατηρήσει την θερμοκρασία υπερθέρμανσης στα ίδια επίπεδα, τότε για την ίδια υψηλή πίεση p_h η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς μπορεί να αυξάνεται ελαφρά, αφού αυξάνονται και οι στροφές των εκτονωτών. Παρόλαυτα, η παραπάνω παρατήρηση δεν προσδίδει κανένα όφελος στη αν οι στροφές των εκτονωτών έχουν ορισθεί σε μία σταθερή τιμή, όπως τελικά πρόκειται να συμβεί με βάση τα όσα αναλύονται στη συνέχεια.

Κατόπιν αυτών αποφασίζεται ότι στο θεωρητικό ονομαστικό σημείο λειτουργίας, μία υπόψυξη της τάξης των 4,5 °C είναι αρκετή για την σωστή και αποδοτική λειτουργία του κύκλου. Έτσι εκτελέστηκε και πάλι το μοντέλο του κύκλου με

$$T_{sc} = 4,5^{\circ}C$$

Το επόμενο γράφημα εικονίζει όλα τα σημεία του κύκλου σε ένα διάγραμμα T-s, καθώς και τα προφίλ θερμοκρασίας των κυκλωμάτων θερμού και ψυχρού νερού στον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή αντίστοιχα



Εικόνα V-3 Διάγραμμα T-S στο θεωρητικό σημείο σχεδιασμού της εγκατάστασης

Όπως είναι φανερό η θερμοκρασία στη οποία ισορροπεί το τροφοδοτικό δοχείο είναι ίδια με την θεωρητικά προσδιορισμένη και ίση με 30°C που αντιστοιχεί σε μία πίεση για το τμήμα χαμηλής πίεσης ίσης με:

$$p_l = 7,82 \text{ bar}$$

Η θερμοκρασία υπερθέρμανσης είναι:

$$T_{sh} = 6,70 \text{ }^\circ\text{C}$$

που σηματοδοτεί την αυξημένη αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη σε σχέση με αυτήν που θεωρήθηκε κατά την διαδικασία του σχεδιασμού της εγκατάστασης.

Το pinch point στον ατμοποιητή βρέθηκε σε λογικά πλαίσια:

$$T_{pp} = 4,394$$

Η σχετικά μικρή τιμή του αποτυπώνει αφενός μία αρκετά αποτελεσματική λειτουργία του εναλλάκτη, η οποία άλλωστε φαίνεται και από την τιμή της αποτελεσματικότητας του:

$$\varepsilon_{evap} = \frac{T_2 - T_1}{T_{hw} - T_1} = 0,908$$

αφήνει όμως κατά νου ότι σε περίπτωση μείωσης της θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού νερού, ο εναλλάκτης θα έχει μικρό εύρος ικανοποιητικής λειτουργίας.

Η παροχή μάζας είναι ελαφρά αυξημένη σε σχέση με την θεωρητική εξαιτίας της υπόψυξης και ίση με:

$$m_{wf} = 0,413 \text{ kg/s}$$

Οι στροφές στις οποίες θα πρέπει να έχουν ρυθμιστεί οι εκτονωτές για την επίτευξη αυτού του σημείου λειτουργίας είναι στα⁵:

$$N_{exp} = 1330 \text{ RPM}$$

γεγονός που έρχεται σε συμφωνία με όσα παρατηρήθηκαν κατά την διάρκεια των δοκιμών της εγκατάστασης.

Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στους εκτονωτές είναι:

$$P_g = 5,47 \text{ kW}_{el}$$

ενώ η λειτουργία της αντλίας απαιτεί:

$$P_p = 1,08 \text{ kW}_{el}$$

Οδηγώντας σε καθαρά παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ίση με:

$$P_{net} = 4,39 \text{ kW}_{el}$$

και σε έναν ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης:

$$\eta_{el} = \frac{P_{net}}{m_{wf}(h_2 - h_1)} = 5,25\%$$

Ολοκληρώνοντας, αναφέρεται ότι ο λόγος πίεσης στην εγκατάσταση είναι:

$$r_p \cong 3,2$$

τιμή που βρίσκεται αρκετά μακριά από του λόγους πίεσης εμφάνισης του μέγιστου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή (αν και γενικά η αύξηση του λόγου πίεσης αυξάνει την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ).

⁵ Υπενθυμίζεται ότι αναφερόμαστε σε σύγχρονες στροφές, δηλαδή δεν λαμβάνεται υπόψη η ολίσθηση των γεννητριών

V.2 Ενεργειακή βελτιστοποίηση της εγκατάστασης για λειτουργία στο εργαστήριο

V.2.1 Προσδιορισμός ονομαστικού σημείου λειτουργίας

Στην προηγούμενη ενότητα παρουσιάσθηκε η εύρεση των διαφορών παραμέτρων της εγκατάστασης για τις συνθήκες που επικρατούν στο σημείο σχεδιασμού της. Τα παραπάνω αποτελέσματα και τα θεωρητικά μοντέλα που αναπτύχθηκαν θα αποτελέσουν την βάση για την εύρεση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης στις πραγματικές συνθήκες που επικρατούν κατά την διενέργεια δοκιμών στο εργαστήριο. Η βέλτιστη λειτουργία αναφέρεται στην μεγιστοποίηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος, αν και είναι δυνατή και η βελτιστοποίηση της και ως προς άλλες παραμέτρους (π.χ. ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης).

Όπως είναι φανερό το θεωρητικό σημείο σχεδιασμού επιτυγχάνεται σε αρκετά χαμηλότερες στροφές των δύο εκτονωτών σε σχέση με τις σύγχρονες στροφές της γεννήτριας που είναι στα 1500 RPM. Από την άλλη, οι πειραματικές δοκιμές έδειξαν σημαντική αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του κάθε εκτονωτή με την αύξηση των στροφών του, συνεπώς η βελτιστοποίηση της λειτουργίας της εγκατάστασης ως προς την παραγόμενη ισχύ προϋποθέτει την εύρεση ενός νέου σημείου λειτουργίας που θα επιτυγχάνεται με την αύξηση των στροφών του εκτονωτή.

Αν η θερμοκρασία εισόδου του νερού που παρέχει ο λέβητας φυσικού αερίου στον ατμοποιητή θεωρηθεί δεδομένη και ίση με 90°C, τότε οι τρόποι αύξησης των στροφών των εκτονωτών βασίζονται στην:

- Αύξηση των στροφών της αντλίας που μπορεί να επιφέρει η λειτουργία της αντλίας σε ηλεκτρικές συχνότητες άνω των 50Hz με τη βοήθεια του ρυθμιστή στροφών, που θα έχει ως αποτέλεσμα και την αύξηση της παροχής μάζας. Όπως διαπιστώθηκε κατά την διάρκεια των δοκιμών, ο κινητήρας της αντλίας είναι δυνατό να λειτουργήσει σε συχνότητες στην περιοχή 50-60Hz, ενώ τα πειραματικά δεδομένα του κεφαλαίου IV.4 έδειξαν βελτίωση της απόδοσης της αντλίας με την λειτουργία σ' αυτό το εύρος συχνοτήτων λόγω βελτίωσης του βαθμού απόδοσης του κινητήρα.
- Αύξηση της παροχής θερμού νερού, που μπορεί να προκαλέσει αύξηση της θερμοκρασίας του μέσου στην είσοδο του εκτονωτή.
- Μείωση της πίεσης στο τμήμα υψηλής πίεσης, η οποία όπως αναλύθηκε στο κεφάλαιο IV.2 προκαλεί μικρή μείωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή.
- Μείωση της πίεσης συμπύκνωσης με αύξηση της παροχής και μείωση της θερμοκρασίας του νερού στον συμπυκνωτή, που θα προκαλέσει και πάλι αύξηση της διακινούμενης παροχής μάζας λόγω μείωσης της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού δοχείου, αλλά και αύξηση του λόγου πίεσης r_p .

Από τις τέσσερις παραπάνω λύσεις διερευνώνται μόνο οι τρεις πρώτες, καθώς η τέταρτη καθορίζεται από τα όρια που επιβάλλει το δίκτυο νερού του εργαστηρίου και η αντλία νερού του συμπυκνωτή.

Η πρώτη λύση είναι η πιο επιθυμητή, αφού πέραν από την βελτίωση που επιφέρει στους βαθμούς απόδοσης του κινητήρα της αντλίας και των scroll, η αύξηση της παροχής μάζας στον κύκλο θα έχει ως άμεση συνέπεια και την αύξηση του παραγόμενου έργου στους εκτονωτές.

Επίσης, δεδομένου ότι οι στροφές των εκτονωτών δεν μπορούν να υπερβούν τα 1500 RPM, η επιλογή της αύξησης της παροχής του θερμού νερού είναι αντικρουόμενη με την προαναφερθείσα. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση της θερμοκρασίας του οργανικού πριν τους εκτονωτές προκαλεί αύξηση του ειδικού του όγκου και συνεπώς το κατώφλι των 1500 RPM επιτυγχάνεται για χαμηλότερες παροχές μάζας, άρα και στροφές της αντλίας. Το παραπάνω σημαίνει ότι η παροχή του ζεστού νερού θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερη για να επιτραπεί η όσο το δυνατόν μεγαλύτερη αύξηση των στροφών της αντλίας. Από την άλλη βέβαια θα πρέπει να εξασφαλίζεται ότι ο εκτονωτής θα τροφοδοτείται πάντα με υπέρθερμο αέριο, παρά την αύξηση της παροχής του εργαζόμενου μέσου.

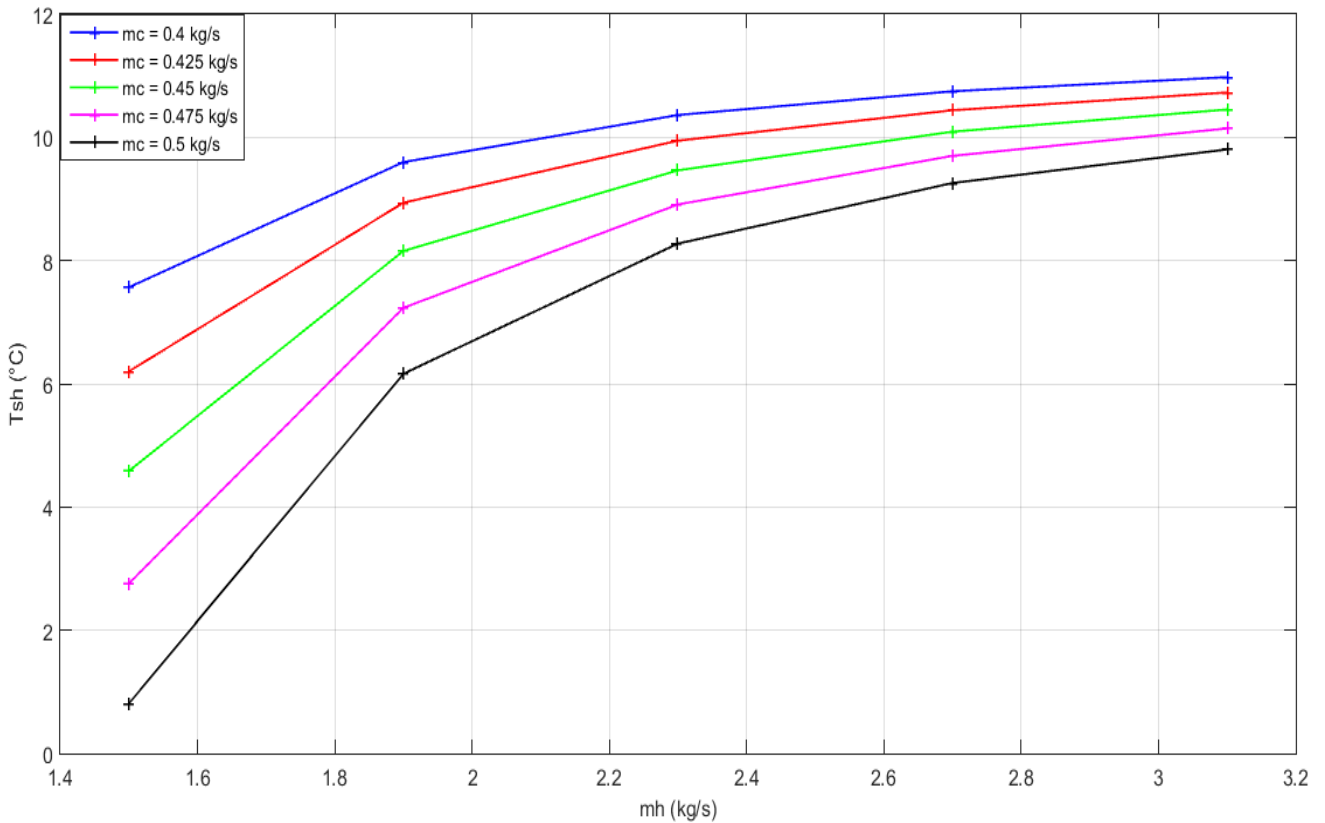
Ταυτόχρονα, επειδή στην πραγματική λειτουργία της εγκατάστασης στο χώρο του εργαστηρίου, το νερό του δικτύου σπανίως φθάνει την θερμοκρασία των 15°C, στη διερεύνηση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης, θα πρέπει να ληφθεί υπόψη μία μέση τιμή για το νερό του συμπυκνωτή περίπου ίση με:

$$T_{c,w} = 18,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Αναφέρεται επίσης ότι εξαιτίας της ολίσθησης του κινητήρα, αλλά και αποκλίσεων που οφείλονται στο ρυθμιστή στροφών, βρέθηκε στην πράξη ότι οι στροφές της αντλίας δεν μπορούν να ξεπεράσουν τα 1100 RPM, τα οποία από την σχέση (2.3) και με μία τυπική τιμή πυκνότητας του μέσου στους 30°C και τα 25bar δίνουν μία τιμή της παροχής μάζας ίσης με $m_{wf} = 0,46 \text{ kg/s}$:

Στο επόμενο σχήμα εικονίζεται η επίδραση που έχει η παροχή μάζας του ζεστού νερού, m_h , στην θερμοκρασία υπερθέρμανσης για λειτουργία του ατμοποιητή στα 25bar και θερμοκρασία εισόδου του οργανικού μέσου ίση με $T_{c,in} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ συναρτήσει τριών παροχών οργανικού μέσου m_c

Αποτελέσματα αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων



Εικόνα V-4 Επίδραση της παροχής του θερμού νερού στον ατμοποιητή στην θερμοκρασία υπερθέρμανσης για διαφορετικές παροχές του εργαζόμενου μέσου

Όπως είναι φανερό ο εναλλάκτης έχει τη δυνατότητα να διατηρήσει το μέσο στην υπέρθερμη περιοχή παρόλη την αύξηση της παροχής μάζας του, χωρίς να χρειαστεί αύξηση της παροχής του ζεστού νερού. Ταυτόχρονα, η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη φαίνεται να έχει αύξουσα τάση όσο αυξάνεται η παροχή του νερού, κάτι που μπορεί να φανεί χρήσιμο κατά την λειτουργία σε μερικά φορτία.

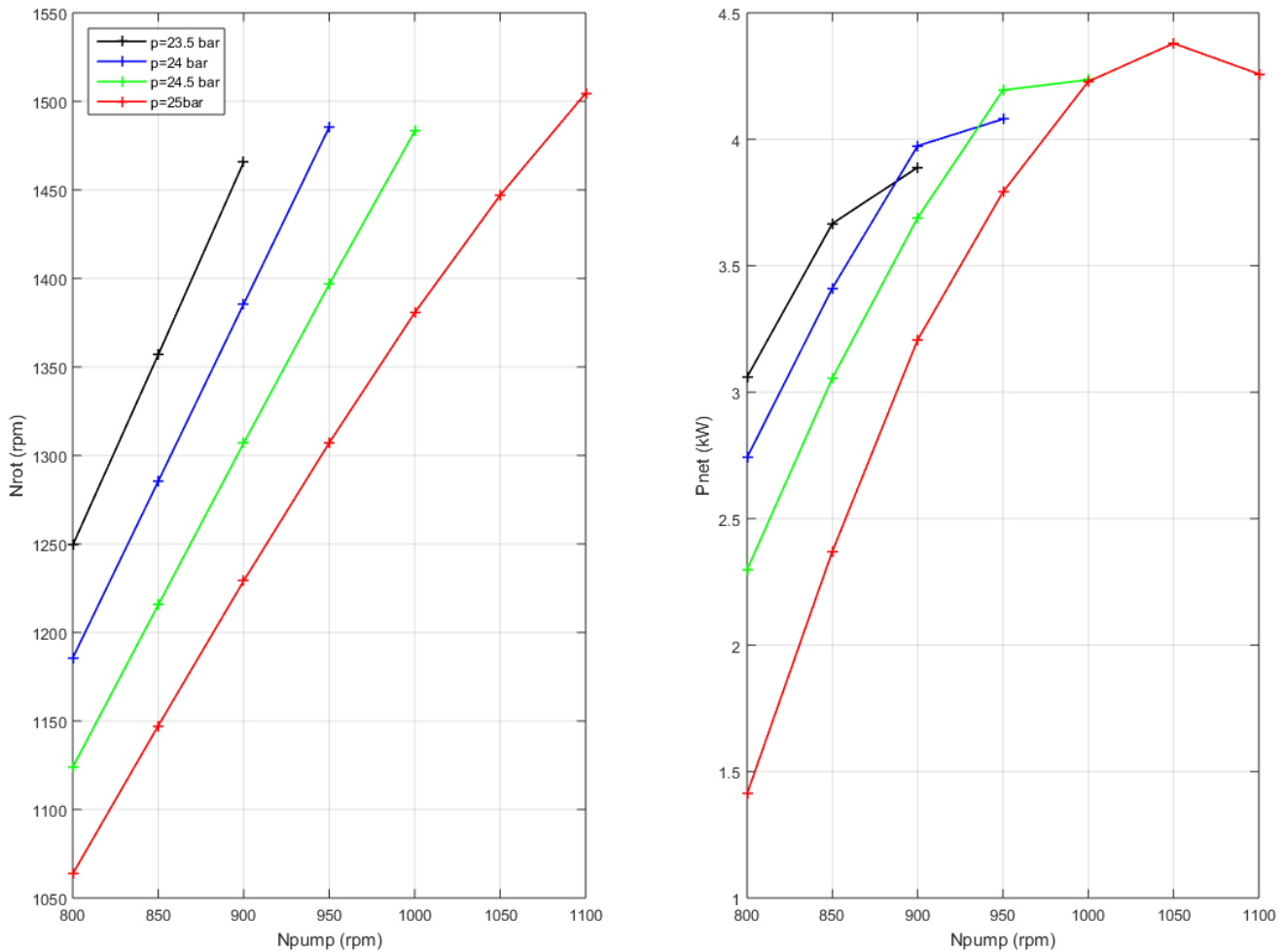
Με βάση τις παρατηρήσεις αυτές επιλέχθηκε η παροχή του θερμού νερού στον ατμοποιητή να διατηρηθεί σταθερή και ίση με $m_{h,w} = 1,5 \text{ kg/s}$.

Η διερεύνηση που ακολουθεί συνίσταται στην εύρεση των αποδεκτών σημείων λειτουργίας της εγκατάστασης με βάση τις παροχές και τις θερμοκρασίες ζεστού και θερμού νερού που αναφέρθηκαν, δηλαδή:

- $m_{h,w} = 1,5 \text{ kg/s}$ και $T_{h,w} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$
- $m_{c,w} = 1,5 \text{ kg/s}$ και $T_{c,w} = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Επίσης, η θερμοκρασία υπόψυξης θεωρήθηκε και αυτή σταθερή και μένει να διαπιστωθεί αν η τιμή των $T_{sc} = 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$ είναι αρκετή.

Στα γραφήματα που ακολουθούν εικονίζονται οι στροφές των εκτονωτών και η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς $P_{net} = P_g - P_p$ συναρτήσει των στροφών της αντλίας.



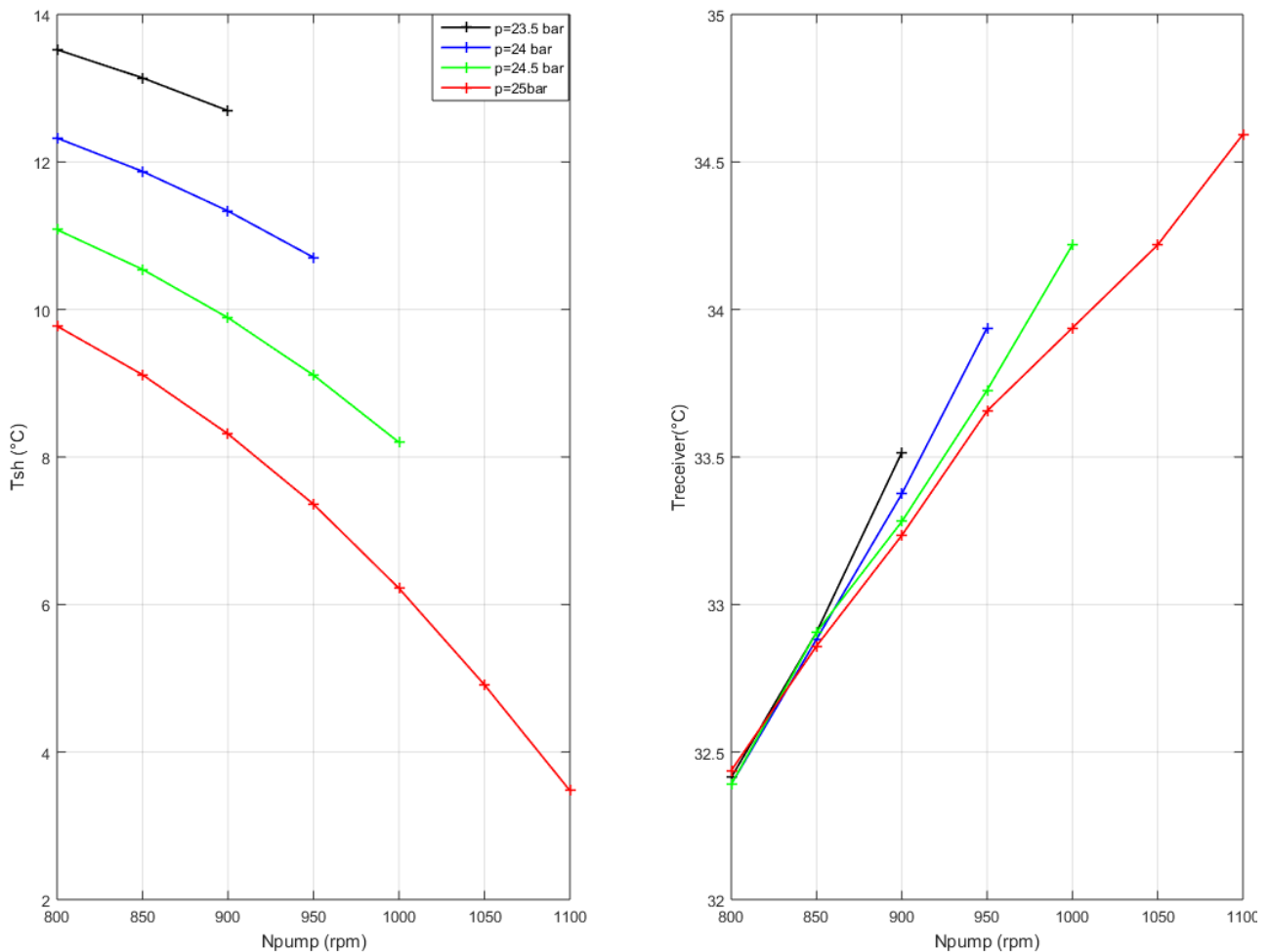
Εικόνα V-5 Στροφές εκτονωτών και καθαρή παραγόμενη ισχύ συναρτήσει των στροφών της αντλίας για διάφορες τιμές της πίεσης ατμοποίησης

Οι στροφές της αντλίας που εξετάστηκαν βρίσκονται στο εύρος των 800RPM – 1100 RPM. Όσα σημεία δίνουν στροφές για τους εκτονωτές μεγαλύτερες των 1500 RPM αποκλείστηκαν από τα γραφήματα. Πιέσεις μεγαλύτερες των 25bar δεν εξετάστηκαν, για αποφυγή σφαλμάτων που θα επιφέρει η προεκβολή του μοντέλου του εκτονωτή σε περιοχές λειτουργίας που δεν δοκιμάστηκαν.

Όπως διαφαίνεται από τα διαγράμματα, ανεξαρτήτως πίεσης η μεγιστοποίηση της παραγόμενης ισχύος επιτυγχάνεται με την αύξηση των στροφών των εκτονωτών. Ο ρυθμός αύξησης της παραγόμενης ισχύος βέβαια έχει μειούμενη τάση και μοιάζει να παίρνει τη μέγιστη τιμή λίγο πριν τα 1500RPM. Η συμπεριφορά αυτή είναι γενικά συμβατή με τις παρατηρήσεις που έγιναν κατά την διάρκεια των δοκιμών του εκτονωτή (βλ. κεφάλαιο IV.2), αν και η περιοχή των στροφών του εκτονωτή μεταξύ των 1450-1500RPM δεν διερευνήθηκε πειραματικά, γι' αυτό και θα αποφευχθεί η μελέτη της συμπεριφοράς της εγκατάστασης για στροφές του εκτονωτή σ' αυτό το εύρος.

Η πίεση δεν φαίνεται να επηρεάζει σημαντικά την μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια, κάτι που επίσης ταυτίζεται με τις παρατηρήσεις που έγιναν για τον ισηντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή. Έτσι, για διαφορετικές παροχές μάζας είναι δυνατή η επίτευξη σημείων λειτουργίας με παραγόμενη ισχύ σχετικά κοντά στην μέγιστη δυνατή. Όπως αναμενόταν το ολικό μέγιστο για την

P_{net} ($P_{net} = 4,35 kW$) εμφανίζεται κοντά στις μέγιστες στροφές της αντλίας ($N_p = 1050 RPM$), που συνοδεύεται με ταυτόχρονη μεγιστοποίηση της παροχής μάζας και αύξηση της υψηλής πίεσης του κύκλου.

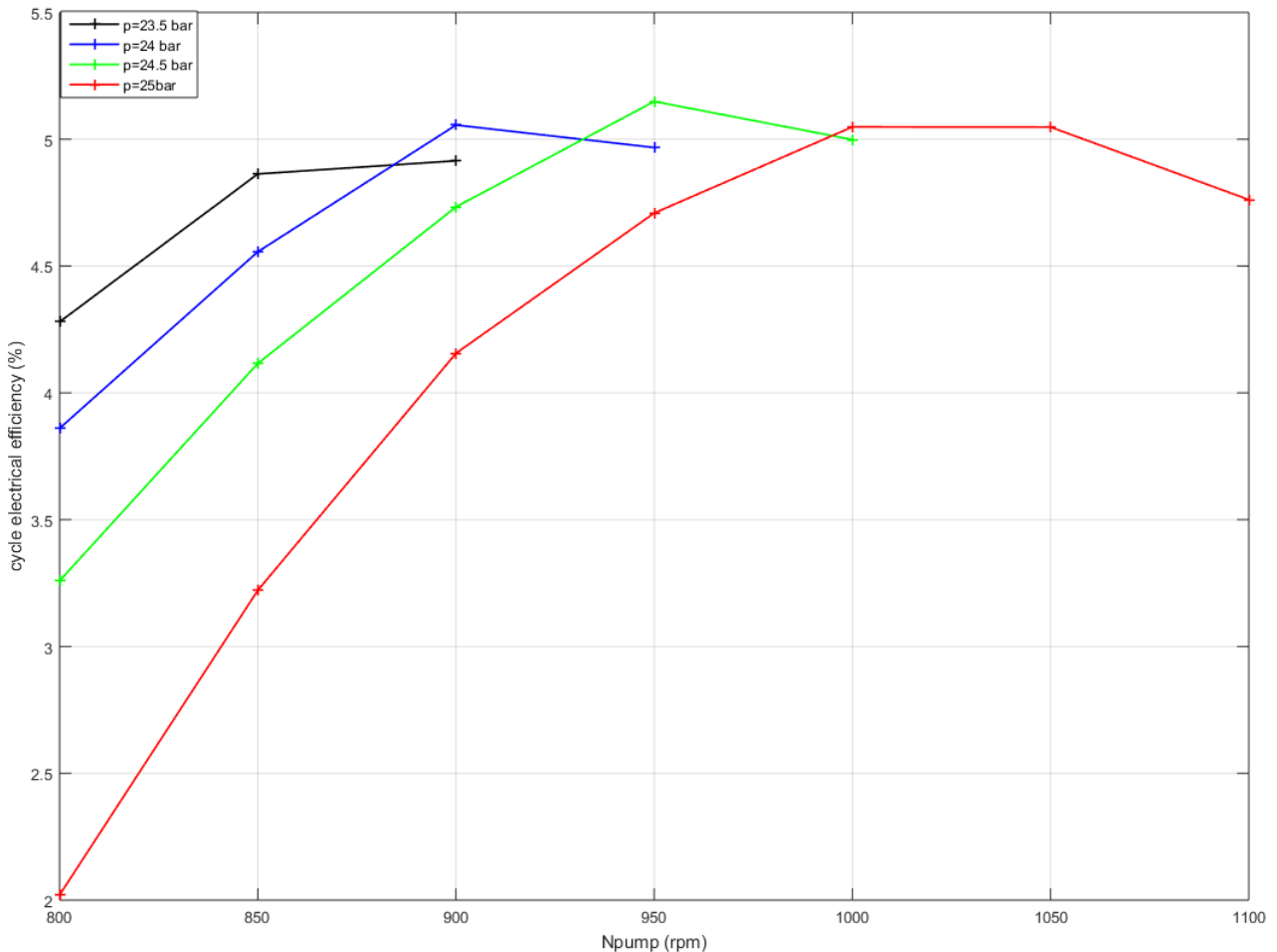


Εικόνα V-6 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει των στροφών της αντλίας για διάφορες τιμές της πίεσης ατμοποίησης

Επίσης, με βάση τα παραπάνω γραφήματα, σε όλες τις περιπτώσεις που εξετάστηκαν το οργανικό μέσο υπερθερμαίνεται στον ατμοποιητή. Επιπλέον σε περίπου σταθερά πλαίσια σε μία περιοχή μεταξύ των 32-35°C κινείται και η θερμοκρασία συμπύκνωσης, οριοθετώντας την χαμηλή πίεση του κύκλου σε μία στενή περιοχή ($p_l = 8,25 - 8,51 bar$). Επιπλέον φαίνεται μικρή εξάρτηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης από τις στροφές ή την πίεση ατμοποίησης, ενώ από την άλλη παρουσιάζει μικρή αυξητική τάση όσο αυξάνονται οι στροφές της αντλίας και συνεπώς η παροχή του οργανικού μέσου. Αυτό συνηγορεί στην εξαγωγή του συμπεράσματος ότι η χαμηλή πίεση εξαρτάται κυρίως από την λειτουργία του συμπυκνωτή και δεν επηρεάζεται σημαντικά από το σημείο λειτουργίας των εκτονωτών ή του ατμοποιητή..

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης δεν παρουσιάζει ακριβώς την ίδια συμπεριφορά με αυτήν της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί ο μέγιστος βαθμός απόδοσης ($\eta_{el} = 5,15\%$) επιτυγχάνεται σε ελαφρά χαμηλότερες τιμές των στροφών της αντλίας και της πίεσης ατμοποίησης. Κυρίαρχη αιτία αποτελεί η μείωση

του βαθμού απόδοσης του εκτονωτή με την αύξηση του λόγου πίεσης αλλά και η μείωση του ρυθμού αύξησης του όσο οι στροφές πλησιάζουν τις σύγχρονες (1500 RPM).



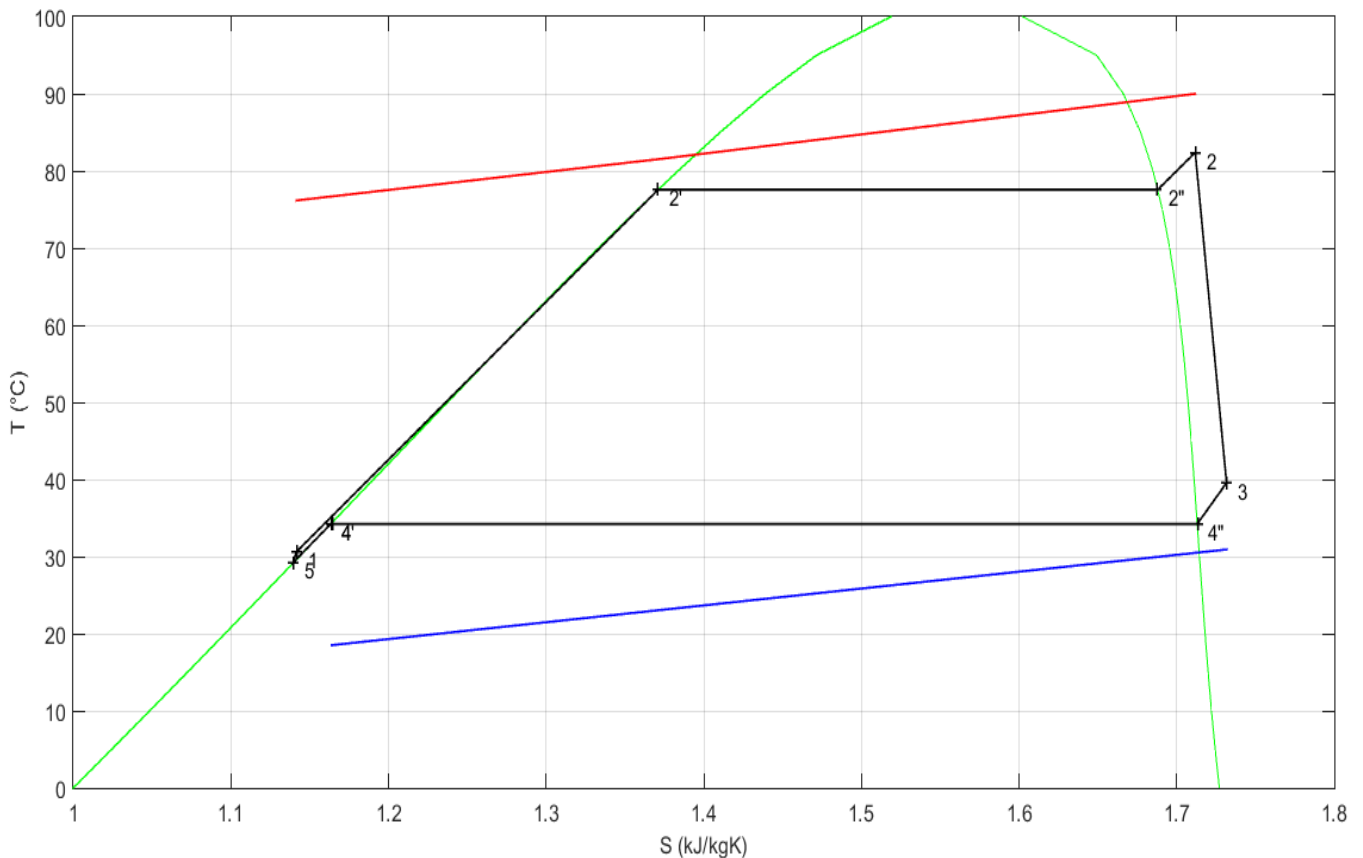
Εικόνα V-7 Επίδραση πίεσης ατμοποίησης και στροφών της αντλίας στον βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης

Τα παραπάνω πιστοποιούν το γεγονός ότι το σημείο αύξησης της παραγόμενης ισχύος δεν συνοδεύεται πάντα και με την βέλτιστη απόδοση του κύκλου. Πάντως το παραπάνω γράφημα καταδεικνύει ότι γενικά η αύξηση των στροφών των εκτονωτών συνοδεύεται με παράλληλη αύξηση και του βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης για ένα μεγάλο εύρος λειτουργίας. Τέλος το σημείο της μέγιστης παραγόμενης καθαρής ηλεκτρικής ισχύος συνοδεύεται από αρκετά ικανοποιητικές τιμές του βαθμού απόδοσης (~5%).

Αξίζει να αναφερθεί ότι τόσο η μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, όσο και ο μέγιστος ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης παίρνουν τιμές ελαφρώς μικρότερες αυτών που αντιστοιχούν στο θεωρητικό σημείο σχεδιασμού της εγκατάστασης. Αυτό οφείλεται στην αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού νερού που συνοδεύεται και με αύξηση της χαμηλής πίεσης του κύκλου. Κατά συνέπεια εμφανίζεται ελαφριά μείωση στη διακινούμενη παροχή μάζας που δικαιολογεί την μείωση της καθαρής παραγόμενης ενέργειας. Ταυτόχρονα μειώνεται και ο λόγος πίεσης στα άκρα του εκτονωτή, οπότε με βάση τις παρατηρήσεις του κεφαλαίου IV.2 αναμένεται και μείωση της παραγόμενης ενέργειας των εκτονωτών, παρόλο που ο βαθμός απόδοσης τους θα εμφανίσει μικρή αύξηση.

Αποτελέσματα αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων

Κατόπιν των παραπάνω διαπιστώσεων, το ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου επιλέγεται στην τιμή των 25bar για την πίεση ατμοποίησης και σε στροφές της αντλίας ίσες με $N_p = 1050 \text{ RPM}$



Εικόνα V-8 Διάγραμμα T-S για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου

Στο νέο σημείο λειτουργίας υπολογίζονται όλα τα μεγέθη που υπολογίστηκαν και στο σημείο σχεδιασμού του κύκλου:

Η υψηλή πίεση του κύκλου είναι

$$p_h = 25 \text{ bar}$$

ενώ η χαμηλή πίεση είναι

$$p_l = 8,68 \text{ bar}$$

Η θερμοκρασία υπερθέρμανσης είναι:

$$T_{sh} = 4,81 \text{ }^\circ\text{C}$$

Το pinch point στον ατμοποιητή βρίσκεται σε επιθυμητά πλαίσια:

$$T_{pp} = 3,94 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ενώ ο αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη είναι

$$\varepsilon_{\text{evap}} = \frac{T_2 - T_1}{T_{hw} - T_1} = 0,872$$

Η αύξηση της αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη, όπως φαίνεται και στην **Error! Reference source not found.**, μπορεί να επιτευχθεί με αύξηση της παροχής του ζεστού νερού. Μία τέτοια αλλαγή θα αυξήσει και το pinch point του ατμοποιητή, επιτρέποντας την βελτίωση της συμπεριφοράς του σε μερικά φορτία, μειώνοντας όμως ταυτόχρονα την παραγόμενη ισχύ του εξαιτίας της αναγκαίας μείωσης των στροφών της αντλίας ώστε να διατηρηθούν οι στροφές των εκτονωτών στα επιθυμητά πλαίσια.

Η παροχή μάζας υπολογίζεται ως

$$m_{wf} = 0,448 \text{ kg/s}$$

Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στους εκτονωτές είναι:

$$P_g = 5,50 \text{ kW}_{el}$$

ενώ η λειτουργία της αντλίας απαιτεί:

$$P_p = 1,12 \text{ kW}_{el}$$

Οδηγώντας σε καθαρά παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ίση με:

$$P_{net} = 4,37 \text{ kW}_{el}$$

και σε έναν ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης

$$\eta_{el} = \frac{P_{net}}{m_{wf}(h_2 - h_1)} = 5,05\%$$

Ο λόγος πίεσης στην εγκατάσταση είναι:

$$r_p \cong 2,88$$

Τέλος θα πρέπει να αναφερθεί ότι η υπόψυξη αυξήθηκε κατά $0,5^\circ\text{C}$ κατόπιν δοκιμών ώστε η διαφορά $\Delta NPSH = NPSH_a - NPSH_r - H_a$ να είναι μεγαλύτερη από τα $2 \text{ m}_{\text{H}_2\text{O}}$, δηλαδή

$$T_{sc} = 5^\circ\text{C}$$

και τελικά

$$\Delta NPSH = 2,38 \text{ m}_{\text{H}_2\text{O}}$$

V.2.2 Ανάλυση εκτός ονομαστικού σημείου λειτουργίας

Έχοντας προσδιορίσει το ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης, ενδιαφέρον παρουσιάζει η διερεύνηση των χαρακτηριστικών της σε σημεία διαφορετικά του ονομαστικού.

Το σύστημα του αυτοματισμού πρέπει να εξασφαλίζει την απρόσκοπτη λειτουργία της εγκατάστασης της αλλά και να επενεργεί με τέτοιον τρόπο ώστε να μεγιστοποιεί την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ για τις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Η διερεύνηση που θα ακολουθήσει μπορεί να προσδιορίσει με ποιους τρόπους μπορεί να εξασφαλισθεί η αποδοτική λειτουργία της εγκατάστασης σε συνθήκες διάφορες των ονομαστικών και κατά συνέπεια δώσει σημαντικές κατευθύνσεις για την υλοποίηση του συστήματος ελέγχου.

Η βασικότερη μεταβλητή που μπορεί να επιφέρει σημαντικές αλλαγές στην λειτουργία του κύκλου είναι η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στον ατμοποιητή, καθώς από αυτήν εξαρτάται άμεσα η κατάσταση εισόδου του οργανικού μέσου στους εκτονωτές. Η παροχή του ζεστού νερού θεωρείται εύκολα ελέγξιμη μέσω του κυκλοφορητή γι' αυτό και δεν εξετάζεται ως προς την επίδραση της. Άλλωστε όπως θα φανεί και στο επόμενο κεφάλαιο, η μεταβλητή που μεταβάλλεται στο κύκλωμα ψύξης του χιτωνίου της μηχανής ενός τυπικού πλοίου είναι η θερμοκρασία απαγωγής των νερών από την μηχανή και όχι η παροχή τους (βλ. κεφάλαιο V.3.1.).

Αν κατά την λειτουργία της εγκατάστασης η θερμοκρασία του θερμού νερού θεωρηθεί ότι λαμβάνει ως μέγιστη τιμή αυτήν των 90°C, η οποία ορίζεται λόγω περιορισμών στον λέβητα, η αλλαγή των συνθηκών λειτουργίας της εγκατάστασης μπορεί να προκληθεί μόνο από την μείωση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στον ατμοποιητή. Η περίπτωση αυτή χρίζει ιδιαίτερης σημασίας και για έναν ακόμα λόγο. Όσο η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον ατμοποιητή μειώνεται, τόσο μειώνεται και η θερμοκρασία υπερθέρμανσης του. Κατά συνέπεια γίνεται πιθανή η τροφοδοσία των εκτονωτών με μέσο διφασικής κατάστασης. Αν και αυτή η κατάσταση δεν δημιουργεί προβλήματα στους ελικοειδείς εκτονωτές (βλ. κεφάλαιο II.1.4.1), συνεπάγεται σημαντική μείωση της απόδοσης τους και πρέπει να αποφεύγεται.

Στην συνέχεια θα εξετασθεί η συμπεριφορά της εγκατάστασης όταν το νερό εισόδου στον ατμοποιητή πάρει τιμές θερμοκρασίας στο διάστημα 84-90 °C. Με βάση τις παρατηρήσεις που ήδη έχουν γίνει, οι στροφές των εκτονωτών θα διατηρηθούν στην τιμή των 1450 RPM, με σκοπό την μεγιστοποίηση της παραγόμενης ηλεκτρική ισχύος. Επίσης σταθερές θα διατηρηθούν οι συνθήκες του κυκλώματος ψυχρού νερού στις τιμές του ονομαστικού σημείου λειτουργίας ($m_c = 1,5 \text{ kg/s}$, $T_{cw} = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$) αλλά και η θερμοκρασία υπόψυξης ($T_{sc} = 5^\circ\text{C}$).

Προκειμένου το μέσο να διατηρηθεί σε υπέρθερμη κατάσταση παρά την πτώση της θερμοκρασίας δύο διαφορετικές στρατηγικές μπορούν να εξετασθούν:

1. Η μείωση των στροφών της αντλίας N_p με σκοπό την μείωση της παροχής του εργαζόμενου μέσου, m_{wf} , και η ταυτόχρονη διατήρηση της παροχής του θερμού νερού σε σταθερή τιμή αυτήν του ονομαστικού σημείου λειτουργίας $m_h = 1,5 \text{ kg/s}$
2. Η αύξηση της παροχής του θερμού νερού m_h και η διατήρηση των στροφών της αντλίας στην ονομαστική τους τιμή $N_p = 1050 \text{ RPM}$

Στο σημείο αυτό επισημαίνεται πως η δεύτερη λύση δεν είναι εφικτή με βάση τις ισχύουσες συνθήκες. Η παροχή του θερμού νερού δεν μπορεί να αυξηθεί πάνω από μία τιμή, λόγω των χαρακτηριστικών του κυκλοφορητή του θερμού νερού. Με βάση τις καμπύλες του κατασκευαστή του κυκλοφορητή (Wilo), το μέγιστο μανομετρικό που μπορεί να επιτευχθεί στο εύρος παροχών που αφορούν την εφαρμογή είναι η:

$$H_{m,max} \cong 12 m_{H_2O} = 117,7 \text{ kPa}$$

Από τη σχέση (4.12) ισχύει:

$$\dot{V}_{max} = \sqrt{\frac{H_{m,max} + \Delta z}{0,0115}} = 103,1 \text{ l/min}$$

όπου Δz η κατακόρυφη απόσταση μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του ατμοποιητή, η οποία προστίθεται στο μανομετρικό του κυκλοφορητή δεδομένου ότι το νερό εισέρχεται από πάνω και εξέρχεται από κάτω.

Με μία μέση πυκνότητα νερού στα 972 kg/m^3 (80°C) προκύπτει ότι:

$$m_{h,max} = 1,67 \text{ kg/s}$$

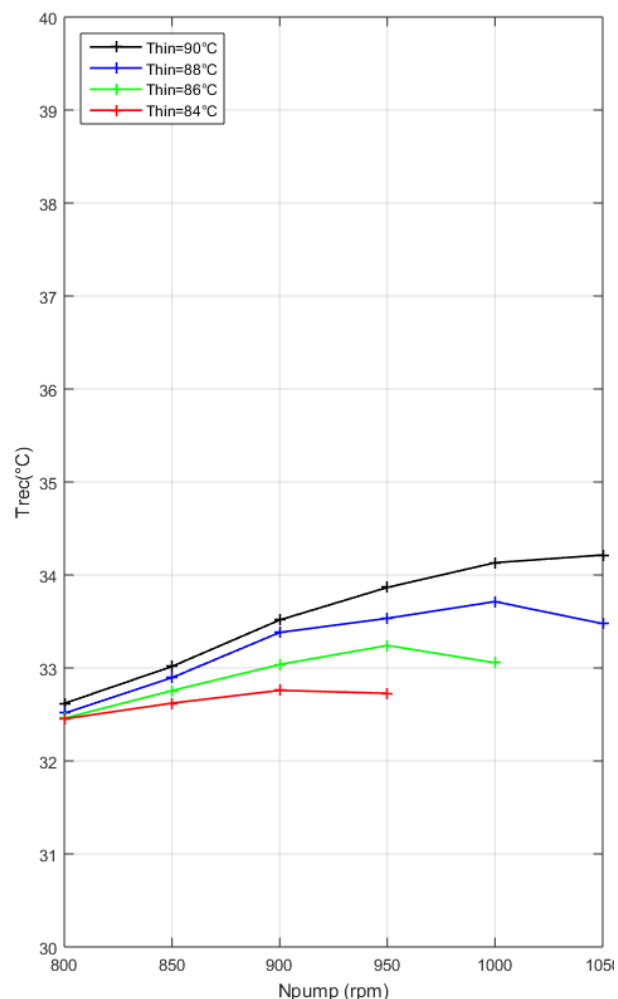
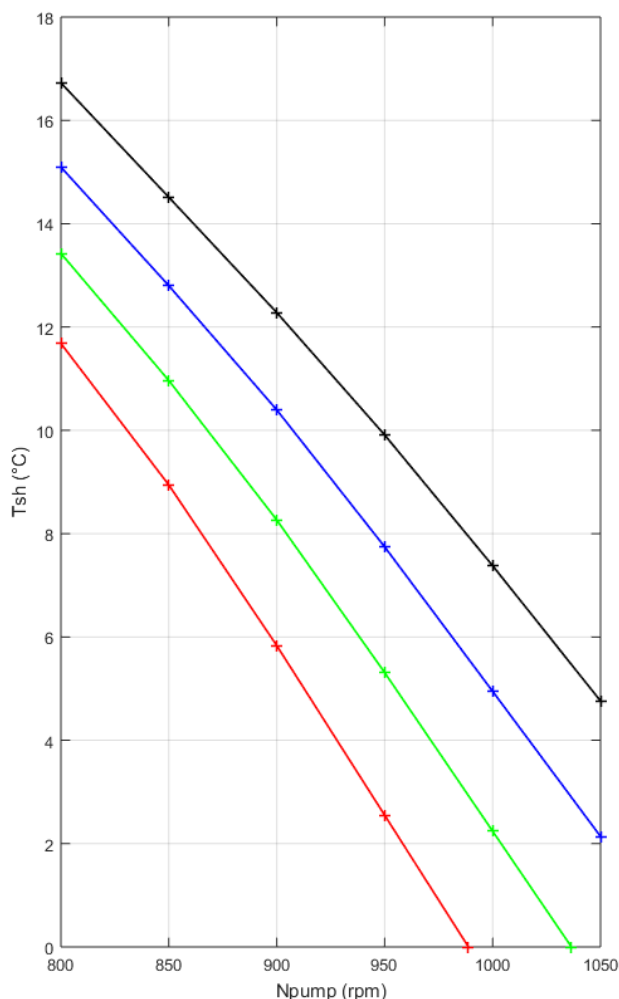
Παρόλαυτα, όπως θα αποδειχθεί στη συνέχεια, ο έλεγχος της παροχής του ζεστού νερού οδηγεί σε πιο αποδοτική λειτουργία της εγκατάστασης γι' αυτό και περιλαμβάνεται στο παρόν κεφάλαιο.

V.2.2.1 Περίπτωση μεταβλητών στροφών αντλίας

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, στην ενότητα αυτή εξετάζεται η συμπεριφορά της εγκατάστασης για θερμοκρασίες εισόδου του ζεστού νερού στον ατμοποιητή στο εύρος $84\text{-}90^\circ\text{C}$ διατηρώντας σταθερή την παροχή του κυκλώματος ζεστού νερού στην τιμή $m_h = 1,5 \text{ kg/s}$ και μεταβάλλοντας τις στροφές της αντλίας. Οι υπόλοιπες παράμετροι διατηρούνται στις τιμές του ονομαστικού σημείου λειτουργίας.

Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνεται η μεταβολή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης T_{sh} και η μεταβολή της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού δοχείου T_{rec} για τις υπό εξέταση θερμοκρασίες ζεστού νερού και για μεταβολή των στροφών της αντλίας στο εύρος των 800RPM-1050RPM. Από όλα τα γραφήματα που ακολουθούν έχουν αφαιρεθεί τα σημεία όπου $T_{sh} = 0$ για λόγους ευκολίας ανάγνωσης.

Αποτελέσματα αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων

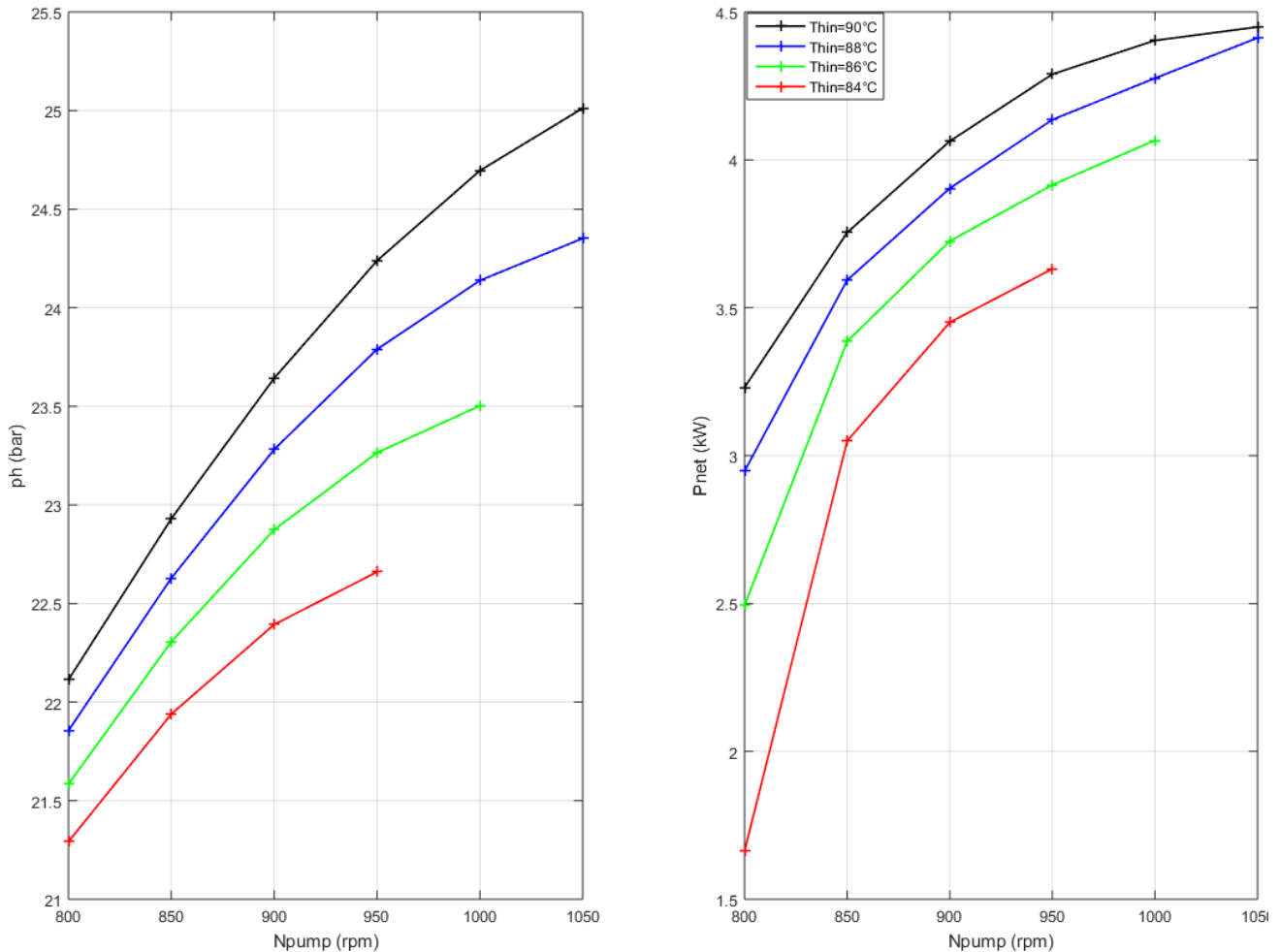


Εικόνα V-9 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει των στροφών της αντλίας για λειτουργία στο εργαστήριο

Όπως είναι φανερό, αν οι στροφές της αντλίας διατηρηθούν στην ονομαστική τους τιμή (1050 RPM) το οργανικό μέσο αναπόφευκτα εξέρχεται σε διφασική κατάσταση από τον ατμοποιητή για θερμοκρασίες κάτω των 86 °C. Επίσης η αύξηση των στροφών της αντλίας, επιφέρει και αύξηση της διακινούμενης παροχής οργανικού μέσου, οδηγώντας σε μείωση της αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη, με συνέπεια το εργαζόμενο μέσο να εξέρχεται πιο κοντά στην κατάσταση κορεσμού όσο οι στροφές της αντλίας μειώνονται.

Επιπλέον, η θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου δεν επηρεάζεται σημαντικά από την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον ατμοποιητή. Βέβαια, όσο αυξάνεται η διακινούμενη παροχή στον κύκλο, η επίδραση της θερμοκρασίας του θερμού νερού στην θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου γίνεται ολοένα και πιο φανερή, κάτι που είναι λογικό λόγω του ότι αυξάνεται η θερμότητα που πρέπει να απορριφθεί στον συμπυκνωτή ενώ ταυτόχρονα μειώνεται η αποτελεσματικότητά του. Παρόλαυτα οι αποκλίσεις ποτέ δεν ξεπερνούν τον 1 °C. Τέλος αναφέρεται ότι συναρτήσει των στροφών της αντλίας και για χαμηλές θερμοκρασίες εισόδου του νερού, η καμπύλη της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού δοχείου παρουσιάζει ακρότατο. Η συμπεριφορά αυτή αποδίδεται στην επίδραση που έχει στην αποτελεσματικότητα των δύο εναλλακτών (ατμοποιητή και συμπυκνωτή) η αύξηση της παροχής του εργαζόμενου μέσου αλλά και η μείωση της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου, λόγω της μείωσης της θερμοκρασίας του θερμού νερού.

Στα επόμενα γραφήματα εικονίζονται οι μεταβολές της υψηλής πίεσης του κύκλου αλλά και της καθαρής παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος για τις μεταβλητές που εξετάστηκαν:



Εικόνα V-10 Πίεση ατμοποίησης και καθαρή παραγόμενη ισχύς συναρτήσει των στροφών της αντλίας για λειτουργία στο εργαστήριο

Πρώτα απ' όλα, παρατηρείται η μη γραμμική αύξηση της πίεσης με τις στροφές της αντλίας και κατ' επέκταση την παροχή του εργαζόμενου μέσου, η οποία οφείλεται στην ταυτόχρονη πτώση της θερμοκρασίας εξόδου από τον ατμοποιητή αλλά και σε παρεκκλίσεις από τον νόμο των τελείων αερίων.

Σε επόμενο στάδιο, παρατηρείται η πτώση της τιμής της παραγόμενης ισχύος με την μείωση των στροφών της αντλίας, όπως αναμενόταν, εξαιτίας της μείωσης της παροχής του εργαζόμενου μέσου. Η παραγόμενη ισχύς μειώνεται και με την μείωση της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού στον ατμοποιητή, λόγω της μείωσης της πίεσης ατμοποίησης p_h . Η μέγιστη παραγόμενη ισχύς για κάθε τιμή της θερμοκρασίας του ζεστού νερού παρατηρείται στο σημείο των μέγιστων στροφών της αντλίας και κατά συνέπεια στην ελάχιστη τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης. Η παρατήρηση αυτή έρχεται σε συμφωνία με τις παρατηρήσεις του S. Quoilin για τις βασικούς κανόνες σχεδιασμού κύκλων ORC [4].

Ο έλεγχος της εγκατάστασης λοιπόν σε περίπτωση μείωσης της θερμοκρασίας του ζεστού νερού θα πρέπει να καλύπτει τις εξής δύο προϋποθέσεις:

- Ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης προκειμένου να αυξηθεί η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ
- Διασφάλιση μίας ελάχιστης τιμής της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης για την αποφυγή σχηματισμού διφασικής κατάστασης στην είσοδο του εκτονωτή

Κατά συνέπεια, η θερμοκρασία υπερθέρμανσης θα πρέπει να λάβει μία τιμή που να συμβιβάζεται όσο το δυνατόν καλύτερα με τις δύο παραπάνω προϋποθέσεις. Με βάση τα γραφήματα παραπάνω μία τιμή της τάξης των 2-3°C φαίνεται ικανοποιητική, καθώς κάτω από αυτό το όριο η βελτίωση της καθαρής παραγόμενης ισχύος με την μείωση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης γίνεται λιγότερο σημαντική. Από την άλλη, η στρατηγική αυτή ενδεχομένως να δημιουργήσει προβλήματα στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας ($T_{hw} = 90^{\circ}\text{C}$), αφού μία τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης στα όρια των 2-3°C θα επιτευχθεί με αύξηση των στροφών της αντλίας και κατ' επέκταση υπέρβαση της τιμής των 25bar, κάτι που για λόγους ασφαλείας δεν είναι επιθυμητό. Επιπλέον, δεδομένου ότι η βελτιστοποίηση της εγκατάστασης ως προς την καθαρή παραγόμενη ισχύ επιβάλλει διατήρηση των στροφών των εκτονωτών στην τιμή των 1450RPM, είναι αδύνατος ο ταυτόχρονος έλεγχος της πίεσης ατμοποίησης σε περίπτωση που αυτή ξεπεράσει κάποια όρια ασφαλείας, αφού δεν υπάρχει περιθώριο για περαιτέρω αύξηση των στροφών τους.

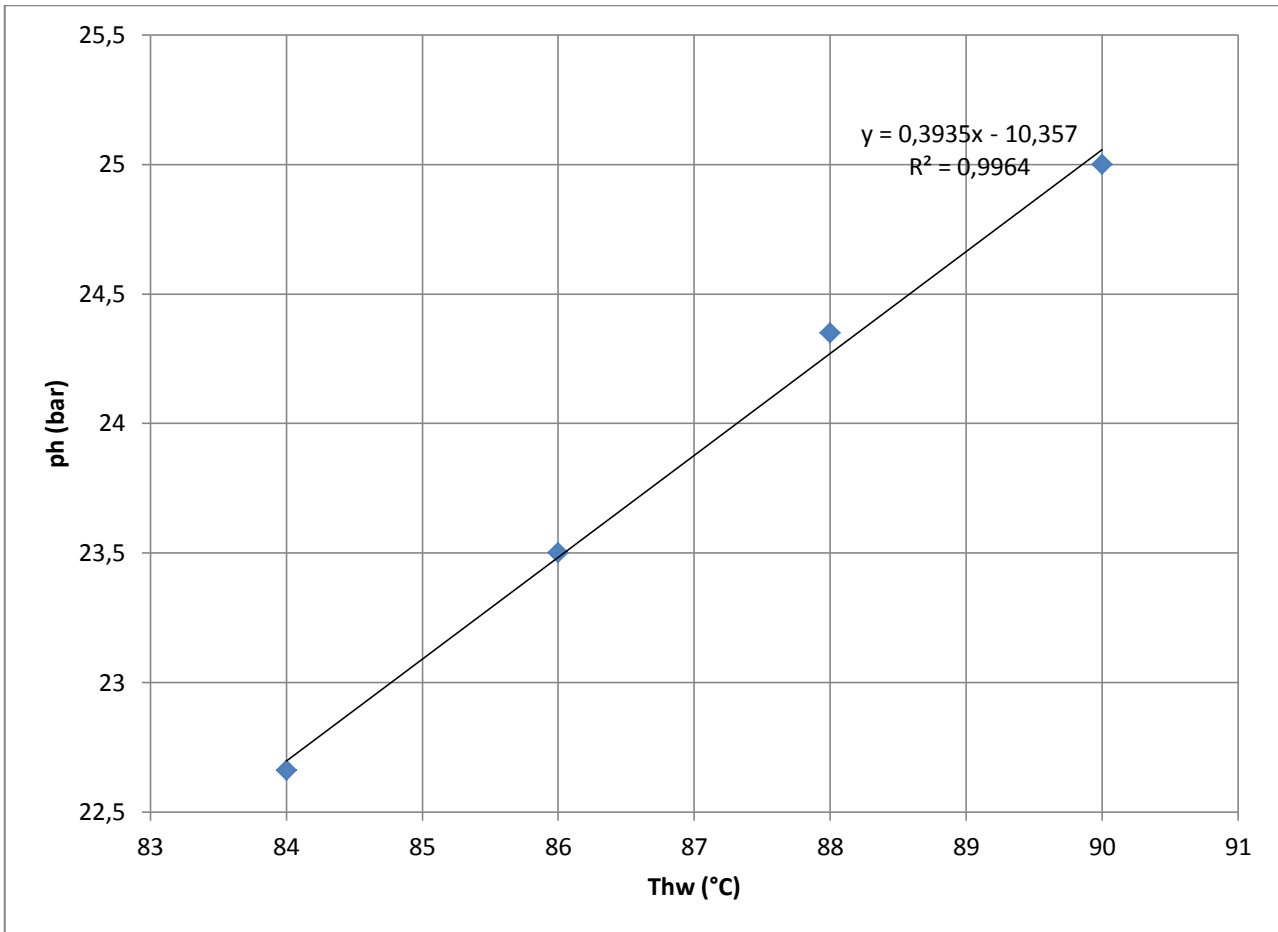
Μία δεύτερη εναλλακτική προβλέπει την μείωση των στροφών της αντλίας με τέτοιον τρόπο ώστε η πίεση ατμοποίησης να ανταποκρίνεται στις συνθήκες εμφάνισης της μέγιστης παραγόμενης ισχύος και υπό τον περιορισμό ότι $T_{sh} > 2^{\circ}\text{C}$. Κατ' αυτόν τον τρόπο η επιθυμητή τιμή της πίεσης αποτελεί συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού νερού. Με βάση τα γραφήματα παραπάνω εκλέγονται κάποιες ενδεικτικές τιμές:

$T_{hw} (^{\circ}\text{C})$	$p_h (\text{bar})$
90	25,07
88	24,34
86	23,61
84	22,88

Πίνακας V-1 Σημεία ρύθμισης ελεγκτή πίεσης ατμοποίησης συναρτήσει της θερμοκρασίας θερμού νερού για λειτουργία στο εργαστήριο

Οι παραπάνω τιμές μπορούν πολύ καλά να προσεγγιστούν με μία γραμμική σχέση, όπως φαίνεται στο επόμενο γράφημα. Έτσι είναι δυνατή η υλοποίηση ενός προσαρμόσιμου ελεγκτή (**adaptive controller**) που θα ελέγχει τις στροφές της αντλίας και μεταβάλλει κάθε φορά το σημείο ρύθμισης του (**set point**) ανάλογα με την τιμή της θερμοκρασίας του θερμού νερού. Επιπλέον, η γραμμικότητα της ρύθμισης εξασφαλίζει την ομαλή λειτουργία του ελεγκτή, παράμετρο πολύ σημαντική για την δυναμική ευστάθεια του συστήματος.

$$(p_h)_{sp} (\text{bar}) = 0,3935 \cdot T_{hw} (^{\circ}\text{C}) - 10,357 \quad (5.1)$$



Τα παραπάνω προϋποθέτουν ότι η θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού δεν πρόκειται να ξεπεράσει τους 90°C, καθώς τότε η τιμή ρύθμισης του ελεγκτή της αντλίας θα ξεπεράσει τα 25bar. Προκειμένου να αποφευχθεί αυτή η ανεπιθύμητη συμπεριφορά, η σχέση που θα δίνει την τιμή ρύθμισης του ελεγκτή τροποποιείται ως ακολούθως:

$$(p_h)_{sp}(bar) = \begin{cases} 0,3935 \cdot T_{hw}(^{\circ}C) - 10,357, & \text{αν } T_{hw} \leq 90^{\circ}C \\ 25, & \text{αν } T_{hw} > 90^{\circ}C \end{cases} \quad (5.2)$$

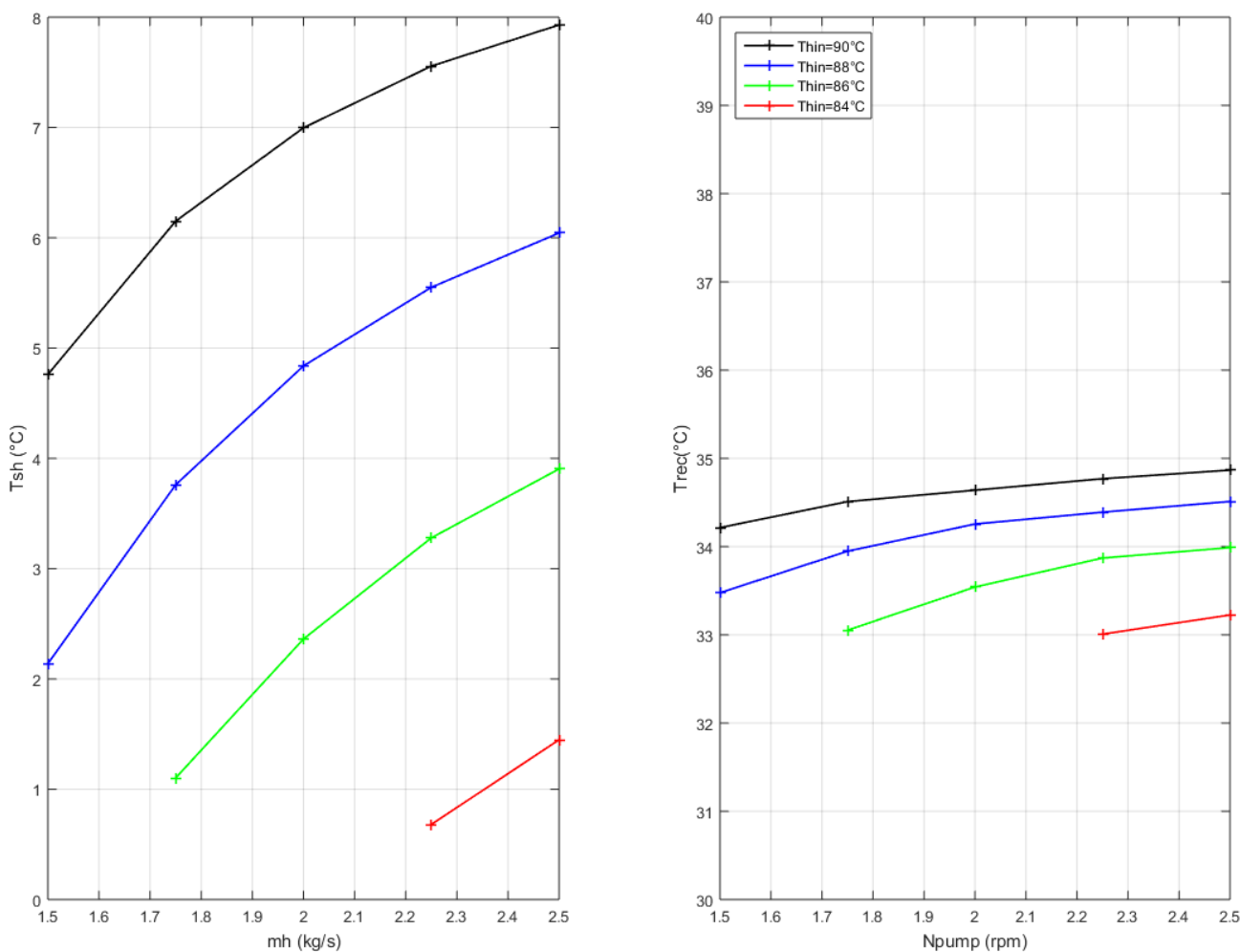
Κατ' αυτόν τον τρόπο οι στροφές της αντλίας θα μειωθούν σε περίπτωση που η θερμοκρασία ξεπεράσει τους 90°C προκειμένου να αποφευχθεί το σταμάτημα της εγκατάστασης από τον πρεσόστατη υψηλής πίεσης.

Αναφέρεται ότι η καθαρή ηλεκτρική ισχύς P_{net} με βάση τον συγκεκριμένο τρόπο λειτουργίας της εγκατάστασης θα κυμαίνεται από τα 4,37 kW στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, έως τα 3,63 kW στην περίπτωση της εισόδου του θερμού νερού στην θερμοκρασία των 84°C, δηλαδή η αλλαγή του σημείου λειτουργίας θα προκαλέσει μία μείωση της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος της τάξης του 83% για πτώση της θερμοκρασίας του νερού κατά 6°C.

Τέλος, σε όλες τις δοκιμές διαπιστώθηκε ότι η διαφορά $\Delta NPSH$ ήταν σε όλες τις περιπτώσεις μεγαλύτερη από την οριακή τιμή των 2 m_{H2O}, οδηγώντας στο συμπέρασμα ότι η υπόψυξη των 5°C είναι παραπάνω από αρκετή.

V.2.2.2 Περίπτωση μεταβλητής παροχής νερού

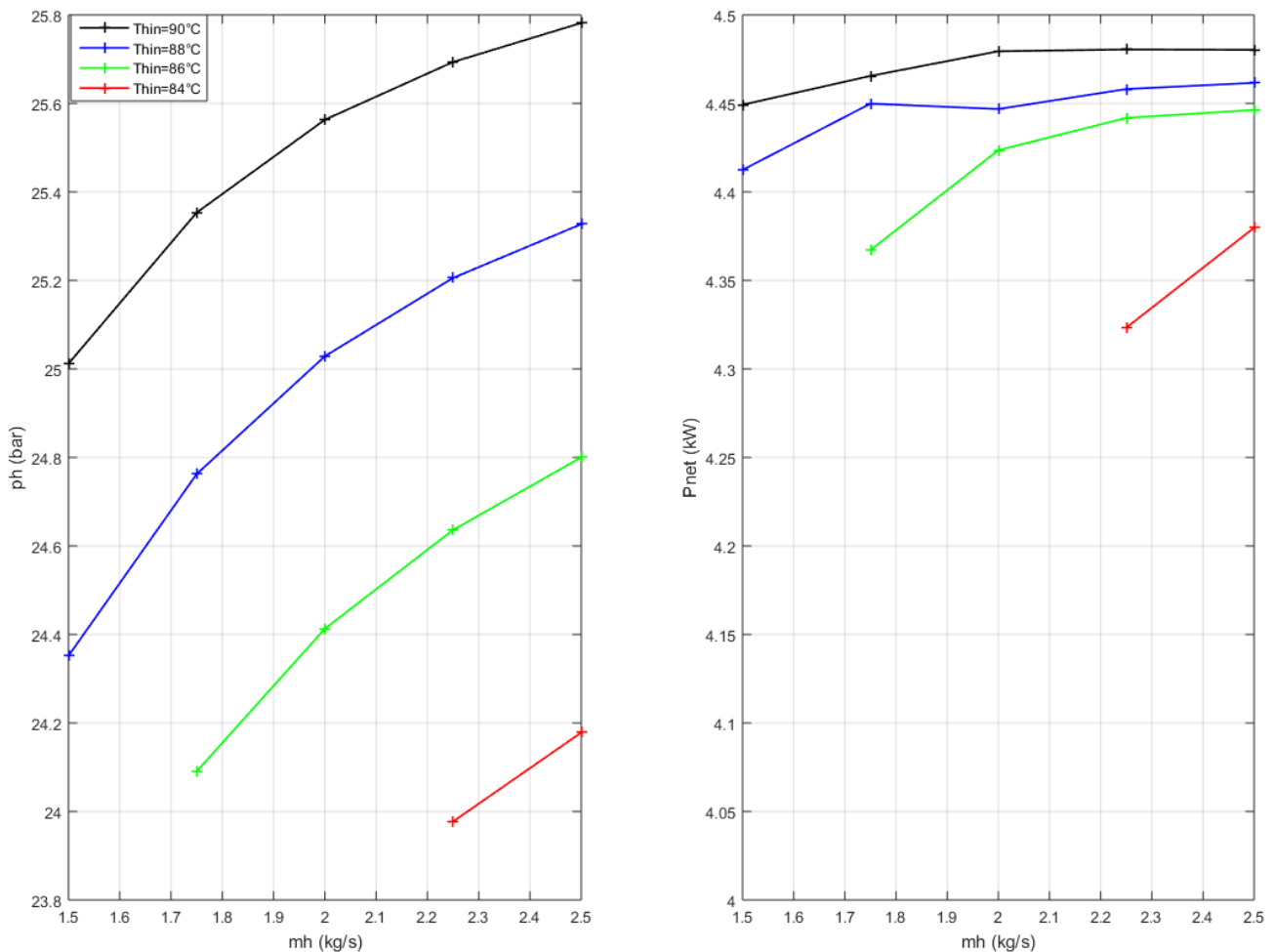
Με βάση τα όσα περιγράφηκαν στην αρχή του κεφαλαίου ο εναλλακτικός τρόπος ελέγχου της συμπεριφοράς της εγκατάστασης σε περίπτωση μείωσης της θερμοκρασίας του θερμού νερού είναι ο έλεγχος της παροχής του. Στο κεφάλαιο V.2 εικονίζεται ένα γράφημα (**Error! Reference source not found.**) που αποδεικνύει πως ο ατμοποιητής έχει περιθώρια σημαντικής αύξησης της αποτελεσματικότητας του με την αύξηση της παροχής του θερμού νερού. Με αυτόν τον γνώμονα γίνεται η παραμετρική μελέτη της εγκατάστασης αν οι στροφές της αντλίας διατηρηθούν σταθερές στην τιμή των ονομαστικών (1050 RPM), μαζί με όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους του κύκλου, πλην της παροχής στο κύκλωμα του θερμού νερού.



Εικόνα V-11 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει της παροχής του θερμού νερού στον ατμοποιητή για λειτουργία στο εργαστήριο

Το παραπάνω γράφημα παρουσιάζει τις τιμές της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης και της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού δοχείου για παροχές του θερμού νερού στο εύρος των 1,5-2,5 kg/s. Παρατηρείται ότι προκειμένου το εργαζόμενο μέσο στην έξοδο του ατμοποιητή να βρίσκεται σε υπέρθερμη κατάσταση για την θερμοκρασία των 84°C, η παροχή νερού πρέπει να φθάσει τιμές μεγαλύτερες των 2,2 kg/s. Από την άλλη, όπως αποδείχθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, ο κυκλοφορητής θερμού νερού που έχει εγκατασταθεί δεν μπορεί να δώσει παροχές μεγαλύτερες των 1,67 kg/s. Αυτή είναι και η αιτία που η παραπάνω μέθοδος ελέγχου δεν είναι δυνατό να υλοποιηθεί στην υφιστάμενη εγκατάσταση.

Από την άλλη, ο λόγος που επιλέχθηκε να αναλυθεί αυτή η εναλλακτική είναι η πολύ καλύτερη συμπεριφορά της εγκατάστασης στις χαμηλότερες θερμοκρασίες όσον αφορά την παραγόμενη ισχύ. Το γεγονός αυτό διαπιστώνεται στο επόμενο γράφημα:



Εικόνα V-12 Πίεση ατμοποίησης και καθαρή παραγόμενη ισχύς εγκατάστασης συναρτήσει της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή για λειτουργία στο εργαστήριο

Άμεσα διαπιστώνεται η υπεροχή αυτής της μεθόδου ελέγχου έναντι της προηγούμενης. Η καθαρή παραγόμενη ισχύς δύναται να διατηρηθεί κοντά στην τιμή του ονομαστικού σημείου λειτουργίας ακόμα και για την χαμηλότερη τιμή της θερμοκρασίας εισόδου που εξετάσθηκε.

Τα παραπάνω γραφήματα παρέχουν και μία ακόμα σημαντική πληροφορία, η οποία διαπιστώθηκε και κατά την αναζήτηση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης. Η αύξηση της πίεσης πέραν των 24,5 bar δεν φαίνεται να ωφελεί σημαντικά την καθαρή παραγόμενη ισχύ. Η εξήγηση μπορεί να αποδοθεί στην ελαφριά αύξηση του βαθμού απόδοσης των εκτονωτών, που όμως αντισταθμίζεται από την αύξηση του έργου που απαιτεί η αντλία.

Τα παραπάνω συνηγορούν στο γεγονός ότι ο έλεγχος της εγκατάστασης μπορεί να υλοποιηθεί με έναν απλό ελεγκτή που θα ρυθμίζει την παροχή του θερμού νερού με τέτοιον τρόπο ώστε η πίεση στην είσοδο του ατμοποιητή να είναι η ονομαστική, δηλαδή τα 25 bar. Ο έλεγχος της παροχής μπορεί να γίνει με την ήδη εγκατεστημένη ρυθμιστική βάνα της Belimo (βλ. κεφάλαιο II.1.8).

Έτσι το σημείο ρύθμισης του ελεγκτή της ρυθμιστικής βάνας θα είναι το :

$$(p_h)_{sp} = 25 \text{ bar}$$

Σε περίπτωση που η θερμοκρασία του νερού είναι τέτοια που η πίεση μπορεί να αυξηθεί πέραν των 25bar, η ρυθμιστική θα κλείνει και η παροχή νερού στον ατμοποιητή θα μειώνεται χωρίς σημαντικό κόστος στην παραγόμενη ενέργεια. Από την άλλη, όταν η θερμοκρασία του νερού είναι σχετικά χαμηλή, η παροχή θα αυξάνεται με άνοιγμα της ρυθμιστικής. Η μέγιστη παροχή που θα μπορεί να επιτευχθεί θα ορίζεται από τις χαρακτηριστικές του κυκλοφορητή που θα πρέπει να εγκατασταθεί. Αν λοιπόν λ.χ. η μέγιστη παροχή είναι στα 2,5 kg/s και η θερμοκρασία του νερού είναι στους 84°C, οπότε η πίεση είναι αδύνατον να ξεπεράσει τα 24,2 bar (με βάση το γράφημα της προηγούμενης σελίδας), η ρυθμιστική θα μένει πλήρως ανοιχτή και η εγκατάσταση θα λειτουργεί στο βέλτιστο δυνατό σημείο για την περίπτωση. Όπως φαίνεται και από τα παραπάνω γραφήματα, ο ίδιος ο σχεδιασμός της εγκατάστασης επιτρέπει την διασφάλιση ότι το μέσο θα βρίσκεται πάντα στην υπέρθερμη περιοχή.

Τέλος ο παραπάνω έλεγχος έχει ακόμα ένα πλεονέκτημα: Η εγκατάσταση προστατεύεται από επικείμενη αύξηση της πίεσης χωρίς να μειώνεται η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς της. Το αρνητικό αυτής της στρατηγικής είναι ότι απαιτεί την αγορά και την εγκατάσταση ενός νέου και αρκετά μεγαλύτερου κυκλοφορητή στο κύκλωμα θερμού νερού.

Ολοκληρώνοντας αυτήν την ενότητα αναφέρεται ότι μία μεταβλητή που επίσης επηρεάζει τα χαρακτηριστικά του κύκλου σε σημαντικό βαθμό είναι η χαμηλή πίεση p_l , αφού καθορίζει άμεσα το παραγόμενο έργο των εκτονωτών. Στο προηγούμενο κεφάλαιο (V.2.1) φάνηκε ότι η χαμηλή πίεση του κύκλου ορίζεται κατά κύριο λόγο από τον συμπυκνωτή και συγκεκριμένα τις παροχές των δύο ρευμάτων (οργανικού και ψυχρού νερού) και την θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού νερού, ενώ η επίδραση που έχουν η υψηλή πίεση και ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή στην θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου είναι αμελητέα. Τα γραφήματα στις δύο προηγούμενες ενότητες προσθέτουν επιπλέον ότι η θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου επηρεάζεται πολύ λίγο και από τις μεταβολές στο κύκλωμα θερμού νερού. Μία τυπική τιμή για την θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου σε όλα τα σημεία που εξετάσθηκαν είναι αυτή των:

$$T_{rec} = 33,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

που σε κατάσταση ισορροπίας σημαίνει ότι η χαμηλή πίεση του κύκλου θα πρέπει να είναι:

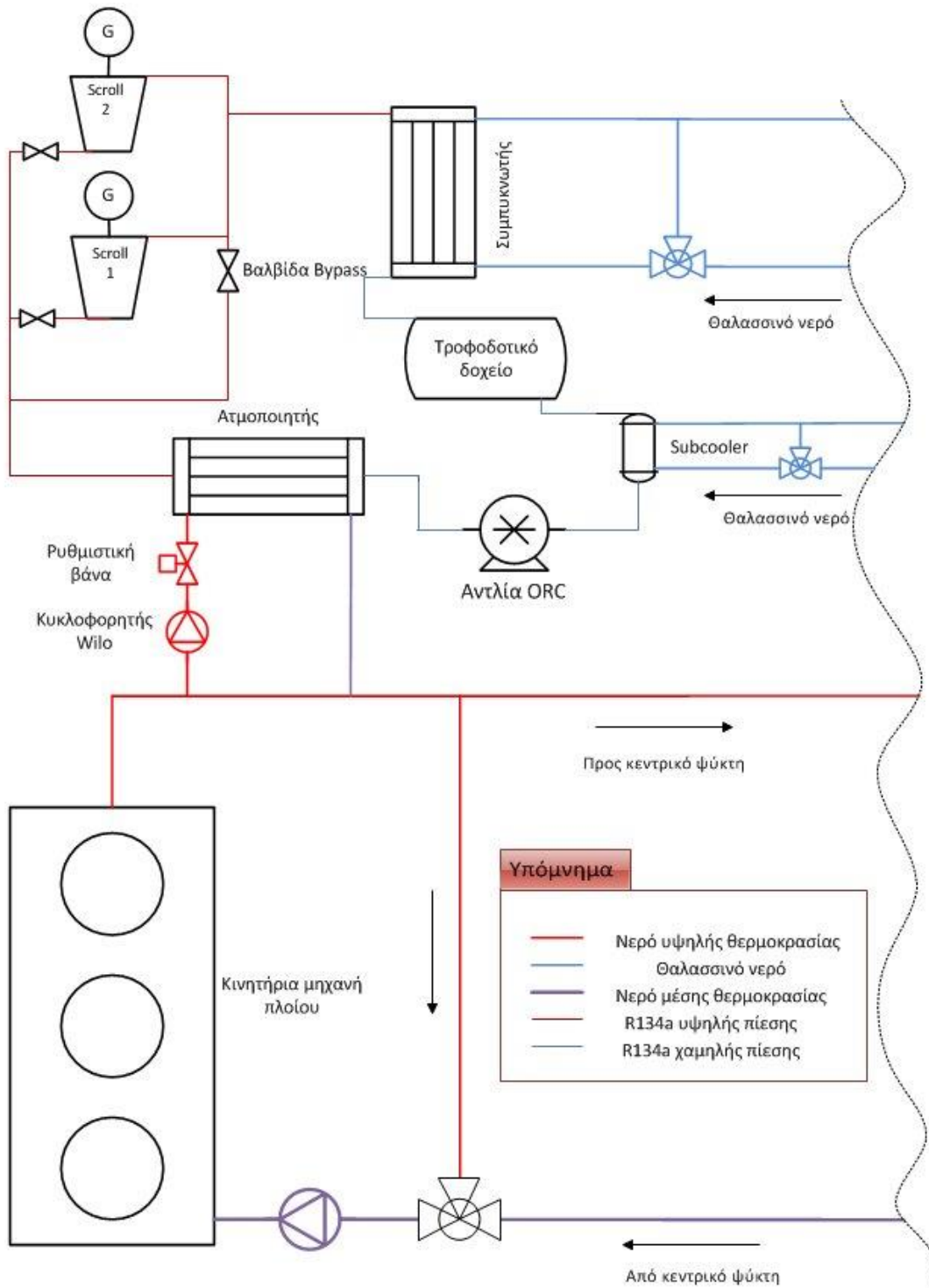
$$p_l = 8,5 \text{ bar}$$

Η τιμή αυτή μπορεί να διατηρηθεί σταθερή αν ελέγχεται η παροχή του ψυχρού νερού στον συμπυκνωτή με μικρές μεταβολές της τελευταίας εφόσον η θερμοκρασία του ψυχρού νερού είναι σταθερή. Αν η θερμοκρασία του νερού μεταβληθεί, τότε θα γίνεται κατάλληλη μεταβολή της παροχής του ψυχρού νερού για την διατήρηση της πίεσης του τροφοδοτικού δοχείου στα 8,5 bar. Σε κάθε περίπτωση, ο έλεγχος της πίεσης του τροφοδοτικού δοχείου θα διατηρήσει τα χαρακτηριστικά του κύκλου στα επίπεδα που εξετάσθηκαν σε αυτό το κεφάλαιο ανεξάρτητα των μεταβολών της θερμοκρασία του ψυκτικού νερού.

V.3 Λειτουργία της εγκατάστασης σε πλοίο

V.3.1 Χαρακτηριστικά του κυκλώματος ψύξης της μηχανής του πλοίου

Η μελέτη της λειτουργίας της εγκατάστασης στο κύκλωμα ψύξης ενός πλοίου προϋποθέτει τη γνώση των χαρακτηριστικών του. Η ενότητα αυτή αποσκοπεί στην παρουσίαση κάποιων βασικών στοιχείων που σχετίζονται με ένα τυπικό κύκλωμα ψύξης του χιτωνίου της κινητήριας μηχανής ενός πλοίου.



Εικόνα V-13 Σχηματική αναπαράσταση της τοποθέτησης της εγκατάστασης στο κύκλωμα ψύξης του πλοίου

Η παραπάνω εικόνα παρουσιάζει την προτεινόμενη τοποθέτηση της εγκατάστασης στο κύκλωμα ψύξης της κύριας μηχανής. Η ψύξη της μηχανής του πλοίου γίνεται με γλυκό νερό του κυκλώματος υψηλής θερμοκρασίας (**HT Cooling Circuit**), το οποίο διέρχεται μέσα από τους κυλίνδρους της μηχανής, απάγοντας θερμότητα από τα χιτώνια τους. Το νερό αυτό ψύχεται εν συνεχεία στον κεντρικό ψύκτη του πλοίου με θαλασσινό νερό, θερμοκρασίας ίσης με αυτής της θάλασσας τη δεδομένη χρονική στιγμή. Για την αποφυγή θερμικών καταπονήσεων, μία τρίοδη βάνα διατηρεί σταθερή την θερμοκρασία εισαγωγής του νερού στην μηχανή με την ανάμιξη του με μέρος του νερού απαγωγής.

Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο I, η συγκεκριμένη εγκατάσταση διαχειρίζεται ένα πολύ μικρό τμήμα της συνολικής θερμότητας που απορρίπτεται για την ψύξη των χιτωνίων της μηχανής. Κατά συνέπεια η τοποθέτηση της στο ψυκτικό κύκλωμα υψηλής θερμοκρασίας γίνεται με έναν κόμβο αμέσως μετά την έξοδο των νερών ψύξης από την μηχανή. Δεδομένου ότι οι υδραυλικές απώλειες μέσα από τον ατμοποιητή αλλά και τις κατά πολύ μικρότερης διατομής σωληνώσεις που οδηγούν σ' αυτόν είναι πολύ μεγαλύτερες από αυτές του υπόλοιπου τμήματος του κυκλώματος ψύξης του πλοίου, αναγκαία κρίθηκε η τοποθέτηση του κυκλοφορητή του θερμού νερού. Το εξερχόμενο από τον ατμοποιητή νερό αναμιγνύεται με το υπόλοιπο πριν το σημείο που βρίσκεται ο αγωγός παράκαμψης που οδηγεί στην τρίοδη ελέγχου της θερμοκρασίας εισαγωγής του ψυκτικού νερού στη μηχανή.

Όπως γίνεται αντιληπτό, όταν η μηχανή του πλοίου δουλεύει σε μερικό φορτίο, η θερμότητα που απάγεται από το κύκλωμα ψύξης μειώνεται. Κατά συνέπεια και με βάση το σχήμα της προηγούμενης σελίδας, δεδομένου ότι η διερχόμενη από την μηχανή παροχή νερού αλλά και η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού νερού στην μηχανή διατηρούνται σταθερές, θα πρέπει να μειώνεται η θερμοκρασία εξόδου του νερού από την μηχανή του πλοίου. Βέβαια, λόγω της ελεγχόμενης θερμοκρασίας εισόδου, η μείωση αυτή κυμαίνεται σε σχετικά μικρές τιμές.

Η θερμοκρασία αυτή αποτελεί και την θερμοκρασία εισόδου του νερού στον ατμοποιητή της εγκατάστασης ORC. Από την άλλη η παροχή του θερμού νερού στον ατμοποιητή δεν θα αλλάξει από την στιγμή που δεν διαταράσσεται η υδραυλική ισορροπία του κυκλώματος ψύξης υψηλής θερμοκρασίας του πλοίου. Κατά συνέπεια, πέραν από την εύρεση του ονομαστικού σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης, θα πρέπει να προσδιορισθεί και η συμπεριφορά της σε διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού στον ατμοποιητή, όπως ακριβώς έγινε και στην προηγούμενη ενότητα για την λειτουργία της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου.

Η ψύξη του εργαζόμενου μέσου στον ατμοποιητή και στον εναλλάκτη υπόψυξης γίνεται με θαλασσινό νερό απευθείας από τον κεντρικό ψύκτη του πλοίου.

Τυπικές τιμές των θερμοκρασιών για το νερό της Μεσογείου θάλασσας κατά τη διάρκεια του έτους δίνονται στο παράρτημα VIII.2. Όσον αφορά την θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης από την κινητήρια μηχανή του πλοίου, ως τυπική τιμή δόθηκε από την πλοιοκλήτρια εταιρεία η τιμή των:

$$T_{hw} = 84^{\circ}C$$

Από άλλες εργασίες που έχουν γίνει για παρόμοιες εγκαταστάσεις ανάκτησης θερμότητας από μηχανές πλοίων, βρέθηκε ότι η θερμοκρασία του απαγωγής του ψυκτικού νερού της μηχανής έχει ένα εύρος μεταβολών της τάξης των 6°C [38]. Δεδομένου ότι τα στοιχεία για το εν λόγω πλοίο είναι ελλιπή, για τις ανάγκες αυτής της μελέτης αποφασίσθηκε να θεωρηθεί ότι οι θερμοκρασίες του νερού απαγωγής θα κυμαίνονται στις τιμές 80-86 °C. Η τιμή των 84°C που δόθηκε ως δεδομένο θα θεωρηθεί ως η τιμή της θερμοκρασίας του νερού εισόδου στον ατμοποιητή στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.

Ολοκληρώνοντας αναφέρεται πως στα κυκλώματα ψύξης του συμπυκνωτή και του εναλλάκτη υπόψυξης προστέθηκαν δύο τρίοδες βάνες για την ρύθμιση της παροχής του διερχόμενου εξ αυτών θαλασσινού νερού. Επίσης χρησιμοποιήθηκε και η ρυθμιστική βάννα της Bellimo που υπήρχε στο κύκλωμα θερμού νερού της εργαστηριακής διάταξης.

V.3.2 Εύρεση ονομαστικού σημείου λειτουργίας

Κατά την διερεύνηση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου βρέθηκε ότι η βασική παράμετρος που πρέπει να ικανοποιείται είναι ο ορισμός των στροφών των εκτονωτών στην τιμή των:

$$N_{exp} = 1450 \text{ RPM}$$

Επίσης η αύξηση των στροφών της αντλίας είχε θετική επίδραση την καθαρή ηλεκτρική ισχύ που δίνει η εγκατάσταση, εξαιτίας της αύξησης της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου.

Από την άλλη, δεδομένου ότι η θερμοκρασία του θερμού νερού στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας ($T_{hw} = 84^\circ\text{C}$) είναι σχετικά χαμηλή, προκαλώντας προβλήματα στην εύρεση μίας ευρείας περιοχής λειτουργίας της εγκατάστασης, αποφασίσθηκε η παροχή του νερού μέσα στον ατμοποιητή να πάρει τη μέγιστη δυνατή τιμή της, δηλαδή:

$$m_{hw} = 1,67 \text{ kg/s}$$

η οποία ορίζεται όπως αναφέρθηκε από το μέγιστο μανομετρικό του κυκλοφορητή του θερμού νερού.

Όσον αφορά το θαλασσινό νερό ψύξης ορίσθηκε στη μέση τιμή των ετήσιων μέσω τιμών των 15 λιμανιών που αναφέρονται στο παράρτημα, έτσι:

$$T_{cw} = 19,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ολοκληρώνοντας η παροχή του κρύου νερού διατηρήθηκε στην τιμή που αναφέρεται στην λειτουργία στο εργαστήριο. Η τελική τιμή της εξαρτάται κυρίως από το διαθέσιμο μανομετρικό των αντλιών διακίνησης του θαλασσινού νερού στον κεντρικό ψύκτη. Έτσι:

$$m_{cw} = 1,5 \text{ kg/s}$$

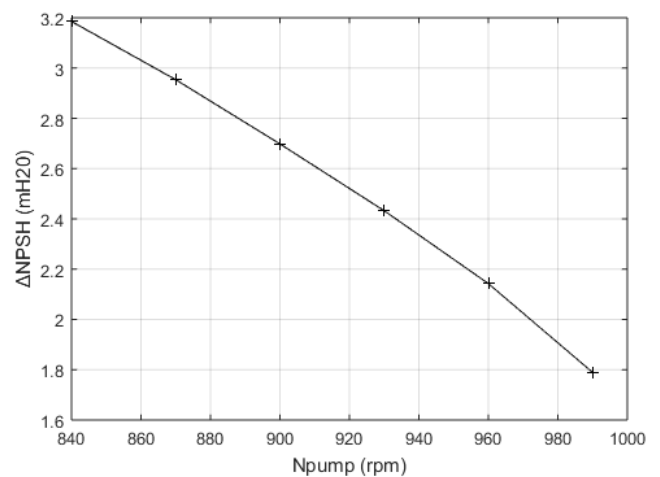
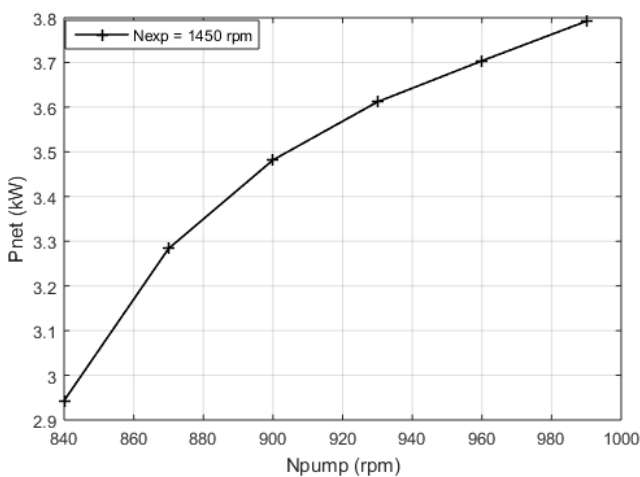
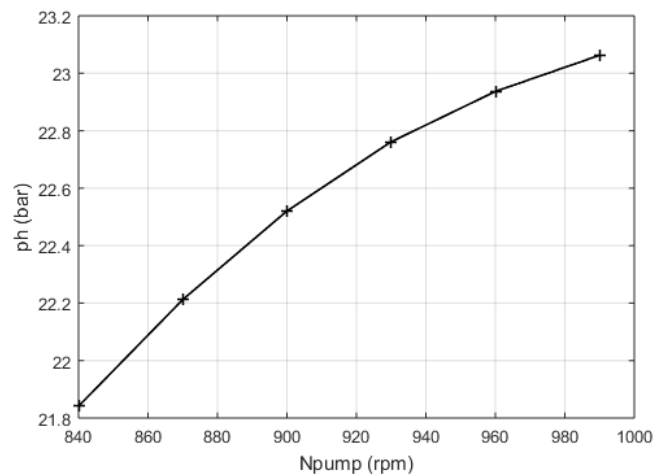
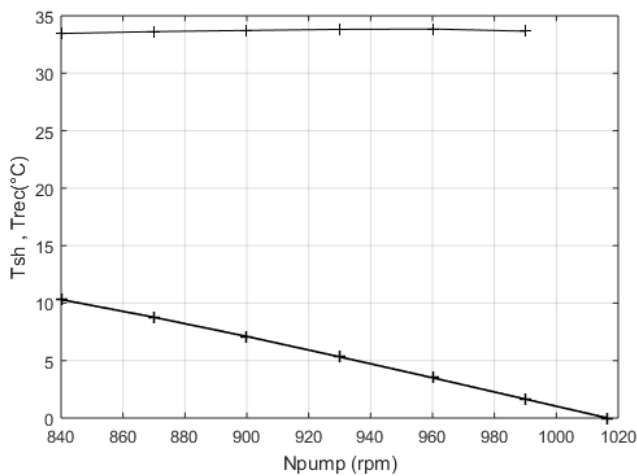
Αποτελέσματα αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων

Κατόπιν των παραπάνω δεδομένων, η μόνη μεταβλητή που μένει να προσδιορισθεί προκειμένου να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία του κύκλου είναι οι στροφές της αντλίας N_p , που πρακτικά είναι ανάλογες της παροχής του εργαζόμενου μέσου m_{wf} .

Η μεταβλητή ως προς την οποία θα βελτιστοποιηθεί η λειτουργία του κύκλου είναι η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, που αποτελεί και το ζητούμενο για εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας. Ως περιορισμός μπαίνει η διατήρηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης σε μία τιμή μεγαλύτερη των 0°C προκειμένου να αποφευχθεί η εμφάνιση διφασικής κατάστασης στην είσοδο των εκτονωτών.

Τέλος, η θερμοκρασία υπόψυξης ορίζεται στους $T_{sc} = 4,5^\circ\text{C}$, δεδομένου ότι η λειτουργία της εγκατάστασης αναμένεται να γίνει σε χαμηλότερες στροφές της αντλίας απ' ότι πριν (λόγω της μικρότερης θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού) αλλά και σε υψηλότερες τιμές της χαμηλής πίεσης (λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας του νερού ψύξης του συμπυκνωτή).

Στο επόμενο σχήμα εικονίζονται οι βασικές παράμετροι του κύκλου συναρτήσει των στροφών της αντλίας για τις συνθήκες που περιγράφηκαν:



Εικόνα V-14 Χάρτης λειτουργίας για μεταβλητές στροφές της αντλίας για τις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας σε πλοίο

Όπως φαίνεται από τα παραπάνω γραφήματα, οι στροφές της αντλίας δεν μπορούν να ξεπεράσουν την τιμή των 1000 RPM, δεδομένου ότι για μεγαλύτερες τιμές (και άρα παροχές μάζας), ο ατμοποιητής δεν καταφέρνει να υπερθερμάνει το μέσο. Επίσης, η υψηλή πίεση του κύκλου οριακά ξεπερνάει την τιμή των 23bar.

Πέραν αυτών είναι φανερό ότι η μεγιστοποίηση της παραγόμενης ισχύος επιτυγχάνεται για την ελάχιστη τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης (για λόγους που έχουν ήδη εξηγηθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο). Κατά συνέπεια το ονομαστικό σημείο λειτουργίας θα πρέπει να εκλεχθεί με τέτοιο τρόπο ώστε αφενός η θερμοκρασία υπερθέρμανσης να είναι η ελάχιστη δυνατή, αφετέρου όμως να μην είναι κοντά στην οριακή τιμή των 0°C για λόγους προστασίας από μεταβατικά φαινόμενα ή από σφάλματα των θεωρητικών μοντέλων.

Με βάση το παραπάνω σκεπτικό, εκλέγεται ως ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης στο πλοίο το σημείο που ανταποκρίνεται σε όλες τις συνθήκες που αναφέρθηκαν στην αρχή αυτού του κεφαλαίου και επιπλέον οι στροφές της αντλίας έχουν την τιμή:

$$N_p = 970 \text{ RPM}$$

Η παραπάνω τιμή σημαίνει πως το σημείο ρύθμισης του ρυθμιστή στροφών της αντλίας θα είναι ακριβώς στη συχνότητα του ηλεκτρικού δικτύου (50Hz), εφόσον ούτως ή άλλως αναμένεται μία ολίσθηση της τάξης του 2-3% στον κινητήρα που θα οδηγήσει σε παρεμφερή τιμή με την παραπάνω τιμή τις μηχανικές στροφές της αντλίας (ο Πίνακας II-6 δίνει ότι για εξαπολική μηχανή οι σύγχρονες στροφές είναι 1000RPM). Κατ' αυτόν τον τρόπο εξαλείφονται οι απώλειες του ρυθμιστή στροφών που είναι ανάλογες του λόγου συχνοτήτων (βλ κεφάλαιο III.2.1).

Στο παραπάνω ονομαστικό σημείο λειτουργίας υπολογίζονται όλα τα απαραίτητα μεγέθη:

Η η υψηλή πίεση του κύκλου είναι

$$p_h = 22,98 \text{ bar}$$

ενώ η χαμηλή πίεση είναι

$$p_l = 8,57 \text{ bar}$$

Η θερμοκρασία υπερθέρμανσης είναι:

$$T_{sh} = 2,85 \text{ }^\circ\text{C}$$

Το pinch point στον ατμοποιητή βρίσκεται σε επιθυμητά πλαίσια:

$$T_{pp} = 3,03 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ενώ ο αποτελεσματικότητα του είναι

$$\varepsilon_{evap} = \frac{T_2 - T_1}{T_{hw} - T_1} = 0,861$$

Το pinch point που υπολογίστηκε έχει αρκετά χαμηλή τιμή και παρόλο που υποδηλώνει μία βελτιστοποιημένη λειτουργία του εναλλάκτη στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, από την άλλη δυσχεραίνει την λειτουργία του σε περιπτώσεις μείωσης της θερμοκρασίας του θερμού νερού. Όπως θα φανεί και στην συνέχεια, στις περιπτώσεις αυτές θα κριθεί απαραίτητος ο έλεγχος των στρωφών της αντλίας.

Η παροχή μάζας υπολογίζεται ως

$$m_{wf} = 0,413 \text{ kg/s}$$

Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στους εκτονωτές είναι:

$$P_g = 4,71 \text{ kW}_{el}$$

ενώ η λειτουργία της αντλίας απαιτεί:

$$P_p = 0,98 \text{ kW}_{el}$$

Οδηγώντας σε καθαρά παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ίση με:

$$P_{net} = 3,73 \text{ kW}_{el}$$

και σε έναν ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης

$$\eta_{el} = \frac{P_{net}}{m_{wf}(h_2 - h_1)} = 4,72\%$$

Ο λόγος πίεσης στην εγκατάσταση είναι:

$$r_p \cong 2,68$$

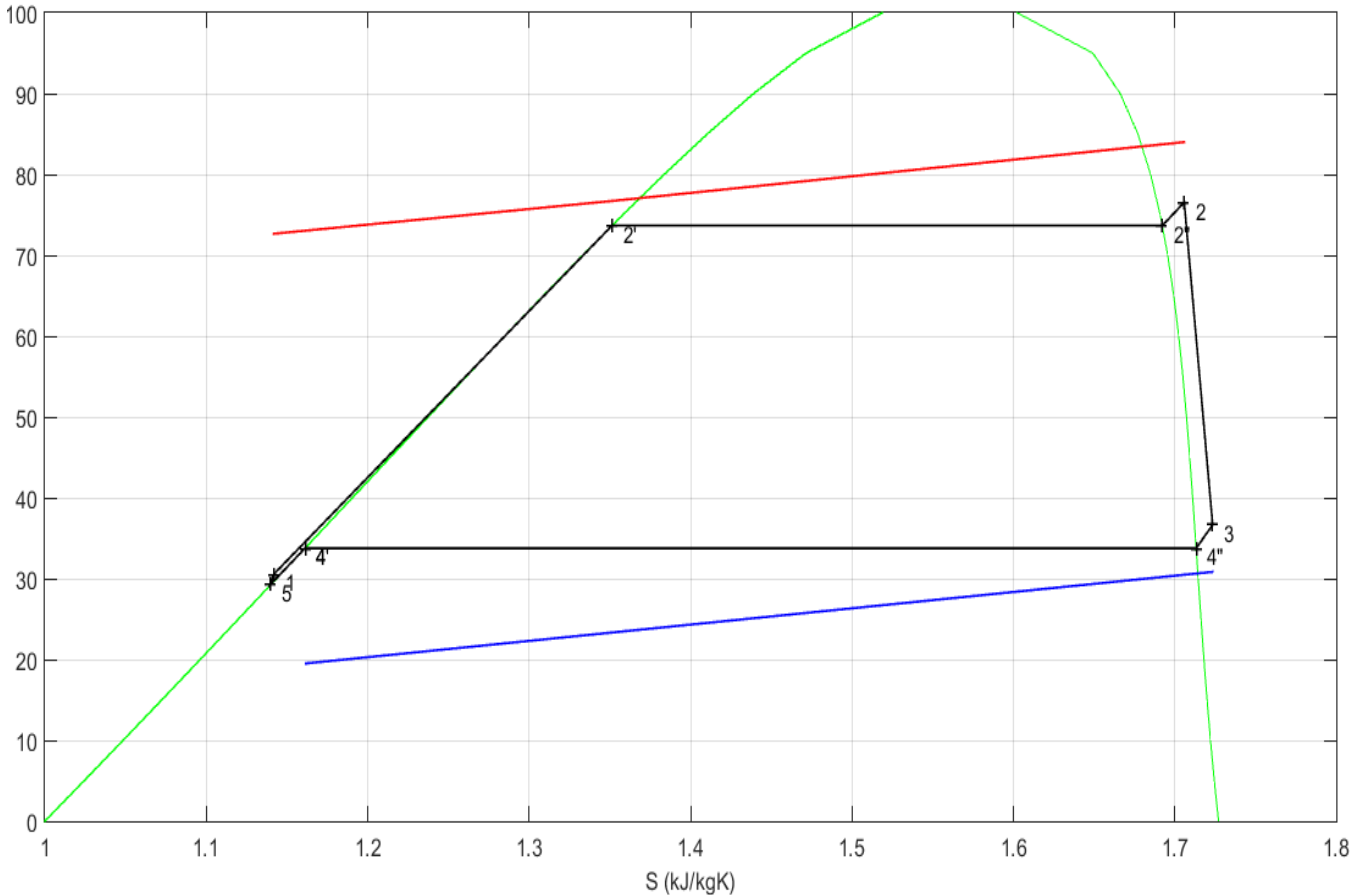
Τέλος αναφέρεται ότι η διαφορά $\Delta NPSH$ στην αναρρόφηση της αντλίας είναι:

$$\Delta NPSH = 1,98 \text{ m}_{H_2O}$$

αποδεικνύοντας ότι η υπόψυξη των $T_{sc} = 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$ είναι ικανοποιητική.

Όπως είναι φανερό η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς αλλά και ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης έχουν μειωθεί δραστικά σε σχέση με τις αντίστοιχες τιμές που υπολογίστηκαν για λειτουργία στον χώρο του εργαστηρίου. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην λειτουργία της με μία θερμοκρασία θερμού νερού πολύ χαμηλότερης της θερμοκρασίας στο θεωρητικό σημείο σχεδιασμού. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι η καθαρή παραγόμενη ισχύς εμφανίζει μείωση της τάξης του 15% σε σύγκριση με την τιμή που μπορεί να επιτευχθεί στο εργαστήριο.

Στην επόμενη σελίδα αναπαρίστανται όλες οι θερμοδυναμικές μεταβολές με τους συμβολισμούς που υιοθετήθηκαν στο κεφάλαιο II.1.1 σε διάγραμμα T-s.



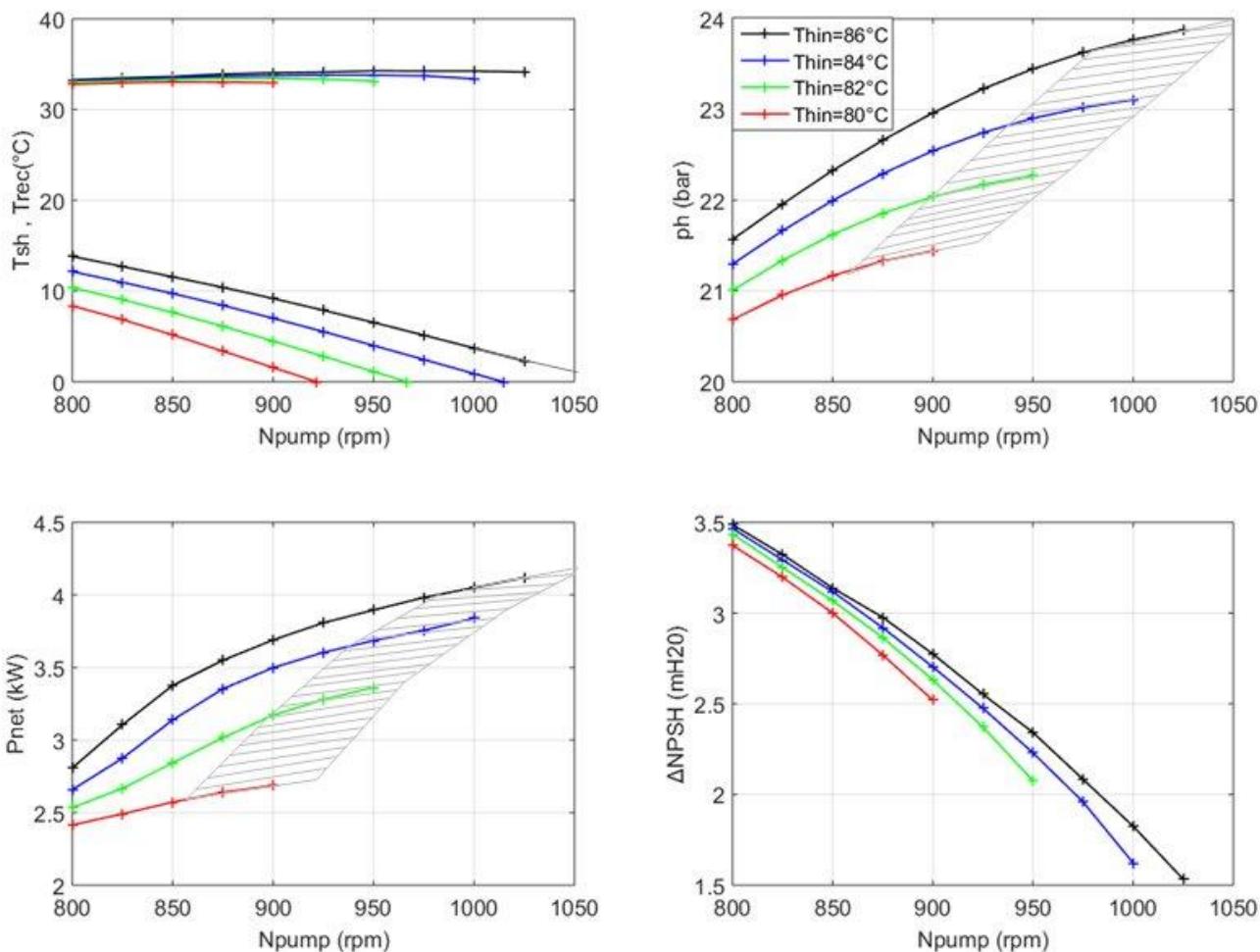
Εικόνα V-15 T-S διάγραμμα ονομαστικού σημείου λειτουργίας σε πλοίο

V.3.3 Ανάλυση εκτός ονομαστικού σημείου λειτουργίας

Όπως αναφέρθηκε στην αρχή αυτού του κεφαλαίου, η θερμοκρασία απαγωγής του νερού ψύξης των χιτωνίων της κινητήριας μηχανής του πλοίου εμφανίζει ένα εύρος μεταβολών. Με βάση τις παραδοχές που έγιναν θεωρήθηκε ότι η θερμοκρασία αυτή θα μεταβάλλεται ανάλογα με το φορτίο της μηχανής του πλοίου μεταξύ των τιμών 80-86°C. Κατά την διάρκεια αυτών των μεταβολών, η εγκατάσταση θα πρέπει να μπορεί να λειτουργεί αποδοτικά αλλά και με ασφάλεια (αποφυγή σπηλαιώσης, θετική τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης κτλ.) Το κεφάλαιο αυτό αποσκοπεί στην εύρεση των νέων σημείων ισορροπίας της εγκατάστασης που θα πληρούν τις παραπάνω προϋποθέσεις.

Στα σημεία ισορροπίας που θα αναζητηθούν, πέραν της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού, παράμετρο θα αποτελούν και οι στροφές της αντλίας και κατά συνέπεια η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου. Για λόγους που αναφέρθηκαν ήδη, η παροχή του θερμού νερού δεν μπορεί να υπερβεί την τιμή της στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας ($m_{hw} = 1,67 \text{ kg/s}$) οπότε δεν μπορεί να αξιοποιηθεί για τον έλεγχο της εγκατάστασης. Όλες οι υπόλοιπες παράμετροι διατηρήθηκαν στις τιμές του ονομαστικού σημείου λειτουργίας που προσδιορίστηκε στην ακριβώς προηγούμενη ενότητα..

Αποτελέσματα αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων



Εικόνα V-16 Χάρτης λειτουργίας της εγκατάστασης για μεταβλητές στροφές της αντλίας με παράμετρο τη θερμοκρασία του θερμού νερού για λειτουργία σε πλοίο

Το παραπάνω σχήμα αποτελεί τον χάρτη λειτουργίας της εγκατάστασης για μεταβλητές στροφές της αντλίας συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου. Οι διαγραμμισμένες επιφάνειες οριοθετούν τις περιοχές υψηλής τιμής της παραγόμενης ενέργειας και θετικής τιμής της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης. Όπως και στην διερεύνηση που πραγματοποιήθηκε για την λειτουργία της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου, έτσι και εδώ διαπιστώνεται μεγιστοποίηση της καθαρής παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος όσο μειώνεται η τιμή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης. Επίσης, προκειμένου το μέσο να διατηρείται υπέρθερμο στην έξοδο του ατμοποιητή, οι στροφές της αντλίας θα πρέπει να μειώνονται όσο μειώνεται και η θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον ατμοποιητή. Η παραπάνω αναγκαία μείωση των στροφών της αντλίας και κατά συνέπεια της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου, οδηγεί σε σημαντική μείωση της καθαρής παραγόμενης ισχύος με την μείωση της θερμοκρασίας του θερμού νερού, δηλαδή όταν η μηχανή του πλοίου λειτουργεί σε μερικό φορτίο.

Προκειμένου το σύστημα να λειτουργεί πάντα στο σημείο που δίνει την μέγιστη δυνατή καθαρή παραγόμενη ισχύ, ο έλεγχος των στροφών της αντλίας μπορεί να βασισθεί είτε στον έλεγχο της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης T_{sh} , είτε στον έλεγχο της υψηλής πίεσης του κύκλου p_h .

Δεδομένου ότι στην συγκεκριμένη περιοχή θερμοκρασιών θερμού νερού είναι εφικτή η λειτουργία του συστήματος σε μία θερμοκρασία υπερθέρμανσης ίση με αυτήν του ονομαστικού σημείου, δηλαδή $T_{sh} = 2,85 \text{ }^\circ\text{C}$, χωρίς το σύστημα να εμφανίζει αύξηση της πίεσης ατμοποίησης πέραν των 25bar, ο έλεγχος του συστήματος μπορεί να βασισθεί στην διατήρηση αυτής της τιμής της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης όταν μεταβάλλεται η θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού. Κατ' αυτόν τον τρόπο η παραγόμενη ισχύς θα είναι όσο το δυνατόν πιο κοντά στη μέγιστη δυνατή που μπορεί να επιτευχθεί χωρίς τον κίνδυνο εμφάνισης διφασικής κατάστασης στην έξοδο του ατμοποιητή, ενώ η πίεση θα κινείται σε ασφαλή όρια. Η μέθοδος αυτή γίνεται προβληματική μόνο στην περίπτωση που η θερμοκρασία του θερμού νερού πάρει τιμές αρκετά μεγαλύτερες των 86°C που μοιραία θα οδηγήσουν σε εμφάνιση πιέσεων μεγαλύτερων των 25 bar.

Έτσι προτείνεται ένας ελεγκτής ο οποίος θα ρυθμίζει τις στροφές της αντλίας με σκοπό την διατήρηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης του κύκλου στην τιμή των:

$$(T_{sh})_{sp} = 2,85 \text{ }^\circ\text{C}$$

που αποτελεί και το σημείο ρύθμισης του ελεγκτή. Ο ελεγκτής θα έχει την τάση να αυξάνει τις στροφές της αντλίας, όσο η θερμοκρασία υπερθέρμανσης του κύκλου βρίσκεται άνω του σημείου ρύθμισης του.

Για λόγους ασφαλείας, η πίεση ατμοποίησης του κύκλου μπορεί να ελέγχεται από την παροχή του θερμού νερού στον ατμοποιητή μέσω της ρυθμιστικής βάνας που βρίσκεται στην είσοδο του (βλ. Εικόνα V-13). Συγκεκριμένα είναι δυνατό να υλοποιηθεί ένας ελεγκτής ο οποίος θα έχει ως σημείο ρύθμισης του την οριακή τιμή των 25bar για την πίεση ατμοποίησης. Αν η πίεση στον κύκλο είναι μικρότερη (όπως λ.χ. συμβαίνει σε όλα τα σημεία του χάρτη λειτουργίας που εικονίζεται παραπάνω), η ρυθμιστική βάνα θα παραμένει πλήρως ανοιχτή, εξασφαλίζοντας την παροχή των $m_{hw} = 1,67 \text{ kg/s}$ νερού στον ατμοποιητή. Αν πάλι για κάποιον λόγο η θερμοκρασία του θερμού νερού πάρει τιμές τόσο μεγάλες ώστε η πίεση ατμοποίησης να υπερβεί τα 25bar, η ρυθμιστική θα αρχίσει να κλείνει, μειώνοντας την παροχή του θερμού νερού στον ατμοποιητή. Κατά συνέπεια θα μειωθεί και η αποτελεσματικότητα του ατμοποιητή, οδηγώντας σε μείωση των στροφών της αντλίας προκειμένου να παραμείνει η θερμοκρασία υπερθέρμανσης στην επιθυμητή τιμή και τελικά σε διατήρηση της πίεσης ατμοποίησης στα επιθυμητά πλαίσια ασφαλείας.

Καταλήγοντας λοιπόν, η συγκεκριμένη στρατηγική ελέγχου απαιτεί έναν δεύτερο ελεγκτή που θα περιορίζει την πίεση του εργαζόμενου μέσου σε τιμές κάτω των 25 bar, επενεργώντας στην ρυθμιστική βάνα του κυκλώματος θερμού νερού. Το σημείο ρύθμισης αυτού του ελεγκτή με βάση το σκεπτικό που αναλύθηκε στην προηγούμενη παράγραφο θα είναι:

$$(p_h)_{sp} = 25\text{bar}$$

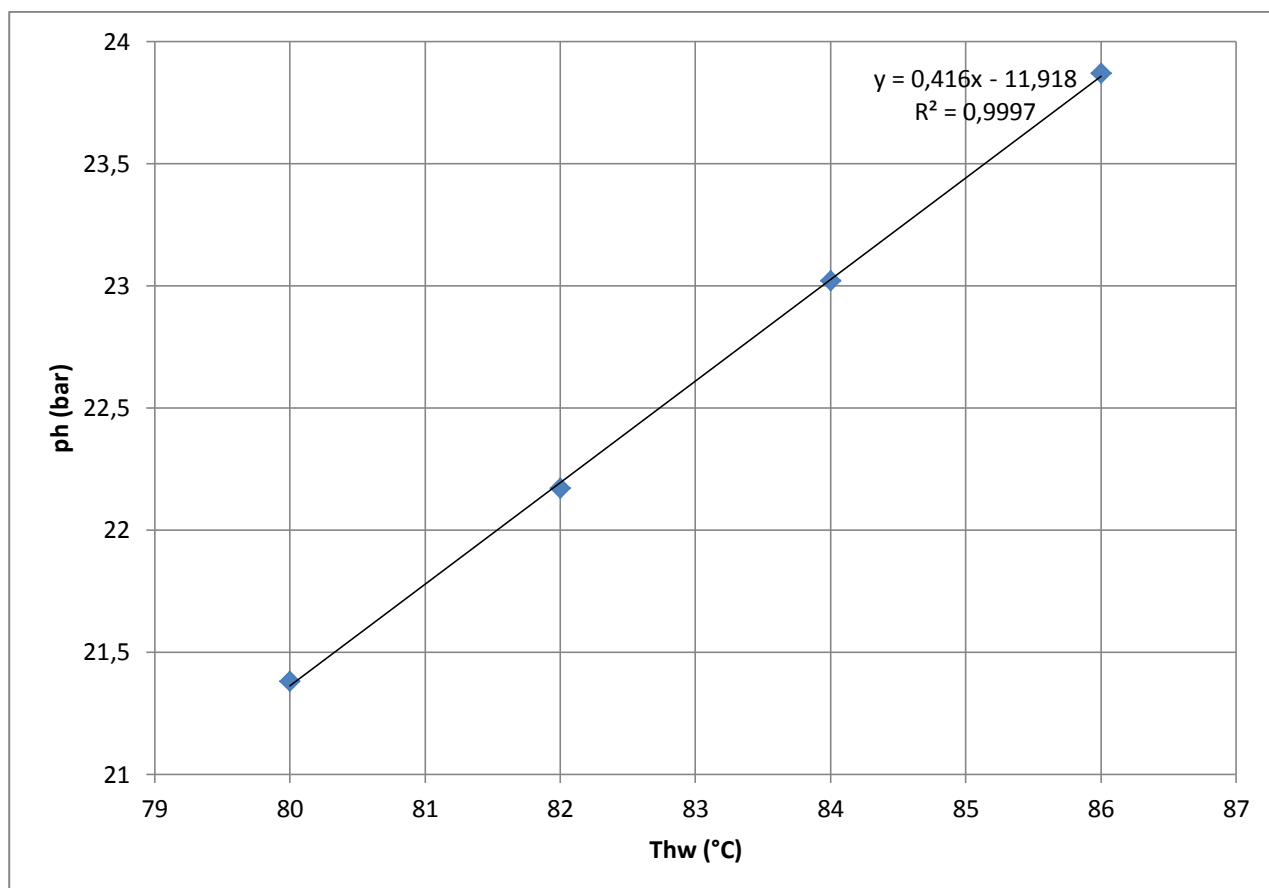
Σαν σημείο ρύθμισης για αυτόν τον ελεγκτή βέβαια μπορεί να ορισθεί και οποιαδήποτε άλλη τιμή της πίεσης ατμοποίησης θεωρηθεί ως οριακή για την προστασία της εγκατάστασης από υπερπίεσεις.

Στο προηγούμενο κεφάλαιο, επειδή η θερμοκρασία του θερμού νερού κινούνταν σε υψηλότερες τιμές, προκειμένου να εξασφαλισθεί ότι η πίεση ατμοποίησης του κύκλου θα διατηρηθεί σε κάποια επιθυμητά πλαίσια, προτάθηκε ο έλεγχος με έναν ελεγκτή μεταβλητού σημείου ρύθμισης, με μεταβλητή ελέγχου την πίεση ατμοποίησης και μεταβλητή ρύθμισης τις στροφές της αντλίας. Αυτή η εναλλακτική, αν και πολυπλοκότερη της προηγούμενης, μπορεί να ισχύσει και σε αυτήν την περίπτωση και οπότε ταυτοχρόνως θα εξασφαλίζεται η ασφαλής λειτουργία της εγκατάστασης τόσο όσο προς την εμφάνιση διφασικής κατάστασης όσο και ως προς την εμφάνιση υπερπίεσης στο κύκλωμα υψηλής πίεσης. Επιπλέον η καθαρή παραγόμενη ισχύς θα βρίσκεται πάντα όσο το δυνατόν πιο κοντά στη βέλτιστη τιμή της.

Στον πίνακα που ακολουθεί συνοψίζονται οι προτεινόμενες τιμές της πίεσης ατμοποίησης συναρτήσει της θερμοκρασίας του θερμού νερού. Τα σημεία αυτά εκλέχθηκαν από τον χάρτη λειτουργίας της εγκατάστασης με κριτήριο η θερμοκρασία υπερθέρμανσης να βρίσκεται στα όρια των 2-3°C.

T_{hw} (°C)	p_h (bar)
86	23,86
84	23,02
82	22,17
80	21,38

Πίνακας V-2 Σημεία ρύθμισης ελεγκτή πίεσης ατμοποίησης συναρτήσεις της θερμοκρασίας νερού ψύξης της μηχανής του πλοίου



Το προηγούμενο γράφημα καταδεικνύει ότι οι τιμές αυτές μπορούν να προσεγγισθούν πολύ καλά από μία γραμμική σχέση, όπως ακριβώς και στην περίπτωση της λειτουργίας της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου.

$$(p_h)_{sp} (bar) = 0,416 \cdot T_{hw} (^{\circ}C) - 11,918 \quad (5.3)$$

Η παραπάνω σχέση δίνει τιμές υψηλότερες των 25bar όταν η θερμοκρασία T_{hw} ξεπεράσει τους 89 °C.

Προκειμένου η πίεση ατμοποίησης να μην ξεπεράσει την τιμή των 25bar προτείνεται μία τελική σχέση της ακόλουθης μορφής για το σημείο ρύθμισης του ελεγκτή των στροφών της αντλίας:

$$(p_h)_{sp} (bar) = \begin{cases} 0,416 \cdot T_{hw} (^{\circ}C) - 11,918, & \text{αν } T_{hw} \leq 89^{\circ}C \\ 25, & \text{αν } T_{hw} > 89^{\circ}C \end{cases} \quad (5.4)$$

Το ποια από τις δύο στρατηγικές ελέγχου θα επιλεγεί τελικά είναι καθαρά ζήτημα απόφασης του προγραμματιστή του λογισμικού του συστήματος αυτοματισμού. Εν γένει η μέθοδος που βασίζεται στον έλεγχο της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης T_{sh} είναι απλούστερη, αλλά για λόγους περιορισμού της τιμής της πίεσης ατμοποίησης απαιτεί και την λειτουργία ενός ελεγκτή που θα ρυθμίζει την παροχή μάζας του θερμού νερού. Η δεύτερη προτεινόμενη στρατηγική εκμεταλλεύεται ίδια την φυσική τάση της εγκατάστασης για να διασφαλίσει τόσο τη διατήρηση της πίεσης ατμοποίησης κάτω των 25bar, όσο και την τροφοδοσία του εκτονωτή διαρκώς με υπέρθερμο αέριο, χωρίς να μειώνεται η καθαρή παραγόμενη ισχύς. Το μειονέκτημα της έγκειται στην δυσκολότερη υλοποίηση ενός ελεγκτή μεταβλητού σημείου ρύθμισης.

Ολοκληρώνοντας την ανάλυση για την λειτουργία της εγκατάστασης σε πλοίο, θα πρέπει να αναφερθεί πως όπως και στην περίπτωση της λειτουργίας στον χώρο του εργαστηρίου, έτσι και εδώ είναι εφικτός ο έλεγχος της χαμηλής πίεσης του κύκλου μέσω της ρύθμισης της παροχής του νερού στον συμπυκνωτή με την τρίοδη βάννα που εικονίζεται στην Εικόνα V-13. Ο χάρτης λειτουργίας της εγκατάστασης αποδεικνύει ότι η θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου και συνεπώς και η πίεση του, δεν αποκλίνουν σημαντικά από την ονομαστική τους τιμή ($p_l = 8,57 bar$), με την προϋπόθεση ότι τα χαρακτηριστικά του κυκλώματος ψυχρού νερού (δηλαδή η παροχή και η θερμοκρασία του νερού) δεν μεταβάλλονται. Κατά συνέπεια, ο ελεγκτής της χαμηλής πίεσης, μπορεί να την διατηρεί πάντα σε μία σταθερή τιμή με μικρές διορθώσεις όταν η θερμοκρασία του νερού ψύξης έχει την ονομαστική της τιμή ($T_{cw} = 19,5^{\circ}C$) χωρίς να επηρεάζει σημαντικά το σημείο ισορροπίας του κύκλου. Αν πάλι η θερμοκρασία του ψυκτικού νερού αυξηθεί ή μειωθεί, η τρίοδη βάννα θα ανοίξει ή θα κλείσει αντίστοιχα ρυθμίζοντας κατάλληλα την παροχή του νερού για την διατήρηση αυτής της τιμής και κατά συνέπεια των σημείων ισορροπίας του κύκλου κοντά σε αυτά που υπολογίστηκαν.

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

VI. Σχεδιασμός συστήματος αυτοματισμού

Με βάση τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την διερεύνηση της λειτουργίας της εγκατάστασης κάτω από διαφορετικές συνθήκες και τις πειραματικές παρατηρήσεις, καταστρώθηκε μία στρατηγική για την αυτοματοποίηση της εγκατάστασης, που είναι απαραίτητη για την ασφαλή και απρόσκοπτη λειτουργία της κατά την τοποθέτηση της σε πλοίο.

Τα κυριότερα ζητήματα που καλείται να αντιμετωπίσει το σύστημα αυτοματισμού της εγκατάστασης σχετίζονται με:

- Το ασφαλές ξεκίνημα και σταμάτημα της εγκατάστασης
- Την προστασία της αντλίας από το φαινόμενο της σπηλαίωσης
- Τον περιορισμό της πίεσης ατμοποίησης ώστε να αποφευχθεί η διακοπή της λειτουργίας της εγκατάστασης από τον πρεσοστάτη υψηλής πίεσης
- Την κατά το δυνατό πιο αποδοτική λειτουργία της εγκατάστασης
- Την καταγραφή των δεδομένων και την απομακρυσμένη διαχείριση της εγκατάστασης
- Την εξασφάλιση της παύσης της λειτουργίας σε περίπτωση έκτακτου κινδύνου

Κατόπιν των προδιαγραφών ασφαλείας που τέθηκαν από την πλοιοκτήτρια εταιρεία, κρίθηκε αναγκαία η τοποθέτηση δύο διαφορετικών PLC, εκ των οποίων το ένα θα λειτουργεί ως PLC ασφαλείας, δηλαδή θα ελέγχει την εγκατάσταση για την εμφάνιση κρίσιμων σφαλμάτων και θα προκαλεί την άμεση παύση της λειτουργίας της σε περίπτωση ανίχνευσης κάποιου εξ αυτών (**emergency shutdown ή ESD**), ενώ το δεύτερο θα ελέγχει την λειτουργία της εγκατάστασης κάτω από κανονικές συνθήκες και επίσης θα συλλέγει και θα καταγράφει τα δεδομένα από όλα τα αισθητήρια και τις λοιπές μετρητικές συσκευές που αναγράφονται στην ενότητα II.3 αλλά και όσες κριθεί απαραίτητο να προστεθούν.

Για την υλοποίηση του ελέγχου της εγκατάστασης αποφασίσθηκε η τοποθέτηση δύο τρίοδων βανών πριν τον συμπυκνωτή και πριν τον εναλλάκτη υπόψυξης, οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν για τον έλεγχο της χαμηλής πίεσης του κύκλου και του επίπεδου υπόψυξης αντίστοιχα, μέσω ρύθμισης των παροχών ψυχρού νερού στους δύο εναλλάκτες. Ο έλεγχος της παροχής θερμού νερού θα γίνει με την ήδη υπάρχουσα ρυθμιστική βάνα της Bellimo (βλ. κεφάλαιο II.1.8). Όπως περιγράφηκε και παραπάνω, στο κύκλωμα ζεστού νερού θα χρησιμοποιηθεί και ο κυκλοφορητής που υπήρχε στην πειραματική εγκατάσταση (Wilo Stratos) ώστε να εξασφαλισθεί η επιθυμητή παροχή νερού στον ατμοποιητή. Ο παραπάνω εξοπλισμός σε συνδυασμό με τους ρυθμιστές στροφών της αντλίας και των εκτονωτών αποτελεί του επενεργητές του συστήματος αυτοματισμού. Όλα τα παραπάνω εικονίζονται στην Εικόνα V-13.

Τέλος αναφέρεται ότι για την παράκαμψη των εκτονωτών χρησιμοποιήθηκε μία ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα NO (βαλβίδα bypass) καθώς και δύο ηλεκτρομαγνητικές NC για την απομόνωση των εκτονωτών από την υπόλοιπη εγκατάσταση. Οι παραπάνω βαλβίδες εικονίζονται επίσης στην Εικόνα V-13.

VI.1 Το PLC ασφαλείας της εγκατάστασης

Το PLC ασφαλείας της εγκατάστασης είναι της σειράς Modicon M221 της εταιρείας Schneider και το ακριβές του μοντέλο είναι το TM221-M16R. Διαθέτει οκτώ ψηφιακές εισόδους και οκτώ ψηφιακές εξόδους, ενώ επίσης έχει δύο αναλογικές εισόδους για σήματα τύπου 0-10V. Επιπλέον έχει δυνατότητες επικοινωνίας είτε σειριακά, είτε δικτυακά με το πρωτόκολλο Modbus RTU ή Modbus Ethernet αντίστοιχα. Κατ' αυτόν τον τρόπο το PLC ασφαλείας μπορεί να επικοινωνεί με το PLC που ελέγχει την κανονική λειτουργία της εγκατάστασης και να μοιράζεται δεδομένα ή να δίνει εντολές.

Οι βασικοί έλεγχοι που κάνει το PLC ασφαλείας είναι:

- Έλεγχος για σφάλματα στους ρυθμιστές στροφών των εκτονωτών και της αντλίας. Καθένας από τους ρυθμιστές δίνει ένα ψηφιακό σήμα σε περίπτωση ανίχνευσης κάποιου σφάλματος, (π.χ. λόγω υπερφόρτισης του DC Link), οπότε ο έλεγχος για σφάλματα στον κάθε ρυθμιστή απαιτεί 3 ψηφιακές εισόδους από το PLC ασφαλείας
- Ανίχνευση πιθανής υπερπίεσης ή υποπίεσης στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης και υπερπίεσης στο κύκλωμα υψηλής. Η προστασία της εγκατάστασης από αυτές τις περιπτώσεις γίνεται με τους πρεσοστάτες που αναφέρονται στο κεφάλαιο II.2.2, των οποίων τα όρια τέθηκαν ίδια με αυτά που είχαν ορισθεί και στο παλιό σύστημα αυτοματισμού. Οι τρεις αυτοί πρεσοστάτες απαιτούν επιπλέον τρεις ψηφιακές εισόδους στο PLC ασφαλείας.
- Έλεγχος υπερτάχυνσης των εκτονωτών, ο οποίος πραγματοποιείται με την εγκατάσταση δύο νέων ταχύμετρων (παρόμοιων με αυτά που έχουν εγκατασταθεί στις γεννήτριες) στους άξονες των δύο εκτονωτών. Κατ' αυτόν τον τρόπο προστατεύεται η εγκατάσταση τόσο από πιθανή υπερτάχυνση των γεννητριών λόγω της υπέρβασης της ροπής ανατροπής (βλ κεφάλαιο II.1.5), όσο και από πιθανή καταστροφή του ιμάντα σύμπλεξης των γεννητριών με τους εκτονωτές, γεγονός που μπορεί να προκαλέσει την ανεξέλεγκτη υπερτάχυνση των εκτονωτών λόγω της μηδενικής φόρτισης τους. Με βάση τα δεδομένα της εγκατάστασης το όριο που τίθεται για την υπερτάχυνση είναι:

$$N_{exp} \leq 1500 \text{ RPM}$$

Όπως είναι εμφανές, τα δύο νέα ταχύμετρα αξιοποιούν τις δύο αναλογικές εισόδους του PLC.

- Πάτημα του κουμπιού άμεσης διακοπής λειτουργίας που έχει τοποθετηθεί στον πίνακα της εγκατάστασης (μία επιπλέον ψηφιακή είσοδος).
- Σήμα από το PLC κανονικής λειτουργίας της εγκατάστασης ότι κάποιος από τους αισθητήρες πίεσης ή θερμοκρασίας δεν λειτουργεί σωστά ή περίπτωση μη λειτουργίας του ίδιου του PLC κανονικής λειτουργίας (π.χ. λόγω βλάβης), που μπορεί να γίνει με την επικοινωνία των δύο PLC μέσω Modbus.

Σε περίπτωση που κάποιος από τους παραπάνω ελέγχους αποτυγχάνει, το σύστημα μπαίνει σε κατάσταση άμεσης διακοπής της λειτουργίας (ESD). Η διαδικασία για την άμεση διακοπή της λειτουργίας προβλέπει τις ακόλουθες ενέργειες:

- Διακοπή της λειτουργίας της αντλίας
- Κλείσιμο των βανών απομόνωσης των δύο εκτονωτών και άνοιγμα της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας του bypass.
- Διακοπή της λειτουργίας των ρυθμιστών στροφών των επαγωγικών γεννητριών
- Διακοπή της λειτουργίας του κυκλοφορητή του ζεστού νερού στον ατμοποιητή
- Ύστερα από ένα μικρό χρονικό διάστημα, γύρισμα των τριόδων που ρυθμίζουν το νερό ψύξης του συμπυκνωτή και του εναλλάκτη υπόψυξης σε θέση πλήρους παράκαμψης (full bypass), ούτως ώστε να ελαττωθεί ελαφρά η μέση θερμοκρασία της εγκατάστασης.

Όπως φάνηκε από την παραπάνω περιγραφή, οι ενσωματωμένες είσοδοι και έξοδοι στην κεντρική μονάδα επεξεργασίας του PLC ασφαλείας επαρκούν για τους ελέγχους που πρόκειται να πραγματοποιηθούν, γι' αυτό και δεν απαιτείται η τοποθέτηση επιπλέον καρτών εισόδων εξόδων.

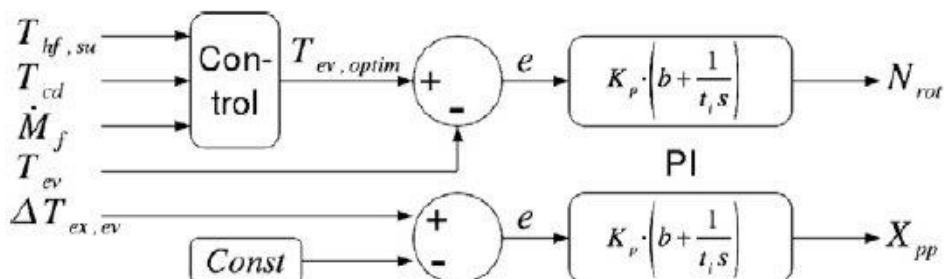
VI.2 Έλεγχος της κανονικής λειτουργίας της εγκατάστασης

VI.2.1 Στρατηγική ελέγχου

Στην βιβλιογραφία αναφέρονται διαφορετικές στρατηγικές για τον έλεγχο μία εγκατάστασης ORC, λίγες όμως εστιάζουν στον έλεγχο εγκαταστάσεων με αντλίες και εκτονωτές θετικής μετατόπισης. Γενικά, λόγω της μη γραμμικότητας αλλά και της πολυπλοκότητας του προβλήματος, πιο αποδοτικές για τον βέλτιστο έλεγχο τέτοιων εγκαταστάσεων έχουν αποδειχθεί στρατηγικές που βασίζονται στην πρόβλεψη της συμπεριφοράς της εγκατάστασης μέσω μοντέλων (**Model Predictive Control**). Τα μοντέλα αυτά μπορεί να είναι είτε δυναμικά μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί σε κάποιο λογισμικό προσομοίωσης δυναμικών συστημάτων (πχ. Simulink ή Dymola) [39], είτε να έχουν προκύψει από την προσαρμογή συναρτήσεων μεταφοράς σε δεδομένα που αφορούν την δυναμική συμπεριφορά των συνιστωσών του κύκλου με μεθοδολογίες προσδιορισμού δυναμικών συστημάτων (**System Identification**)[40]. Τα δεδομένα αυτά μπορούν να έχουν προέλθει είτε από πειραματικές δοκιμές, είτε από προσομοιώσεις του κύκλου με δυναμικά μοντέλα. Η αδυναμία αυτού του τρόπου ελέγχου είναι ότι απαιτεί την χρήση ηλεκτρονικού υπολογιστή, καθώς δεν είναι δυνατό να υλοποιηθεί σε PLC με βάση την ισχύουσα τεχνολογία, δημιουργώντας ζητήματα αξιοπιστίας για την λειτουργία σε βιομηχανικό και δυσχερών συνθηκών περιβάλλον.

Πιο απλουστευτικές στρατηγικές ελέγχου βασίζονται στον έλεγχο της πίεσης και της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης του κύκλου μέσω των στροφών της αντλίας και των εκτονωτών με κλασσικούς ελεγκτές τύπου PID. Ο έλεγχος μπορεί να αποσκοπεί στην διατήρηση της πίεσης και της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης στις ονομαστικές τους τιμές, είτε να προσαρμόζεται στις βέλτιστες για τις δεδομένες συνθήκες τιμές ισορροπίας του συστήματος, οι οποίες μπορούν να έχουν προκύψει από μία μοντελοποίηση μόνιμη κατάσταση (**steady state**) του κύκλου[41]. Κατ' αυτόν τον τρόπο, τα σημεία ρύθμισης των ελεγκτών είναι μεταβαλλόμενα και υπολογίζονται συναρτήσει των συνθηκών λειτουργίας του κύκλου.

Το επόμενο σχήμα παρουσιάζει την υλοποίηση ενός συστήματος ελέγχου που ακολουθεί την δεύτερη φιλοσοφία για τον έλεγχο της θερμοκρασίας ατμοποίησης με τις στροφές του εκτονωτή και την πρώτη για τον έλεγχο της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης μέσω των στροφών της αντλίας:



Εικόνα VI-1 Στρατηγική ελέγχου με μεταβλητό σημείο ρύθμισης για τον ελεγκτή [41]

Για την συγκεκριμένη εγκατάσταση υλοποιήθηκαν μοντέλα μόνιμης κατάστασης που προβλέπουν την συμπεριφορά της για λειτουργία εκτός του σημείου σχεδιασμού (**off design steady state models**). Με βάση τα μοντέλα αυτά, στο κεφάλαιο V αναλύθηκε η συμπεριφορά της εγκατάστασης για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του θερμού νερού στον ατμοποιητή -που αποτελεί την βασικότερη αιτία αλλαγής σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης- και προτάθηκαν τρόποι ώστε να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία της εγκατάστασης ως προς την καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ για τις θερμοκρασίες αυτές. Η ανάλυση αυτή έγινε για δύο περιπτώσεις: (α) την λειτουργία της εγκατάστασης στο χώρο του εργαστηρίου με πηγή θερμότητας τον λέβητα φυσικού αερίου και (β) την λειτουργία τη εγκατάστασης σε πλοίο και πηγή θερμότητας τα νερά ψύξης των χιτωνίων της κύριας μηχανής του.

Και στις δύο περιπτώσεις παρατηρήθηκαν τα εξής:

- Η βελτιστοποίηση της λειτουργίας της εγκατάστασης ως προς την παραγόμενη ισχύ προϋποθέτει την διατήρηση των στροφών των εκτονωτών στην τιμή των 1450 RPM (βλ κεφάλαιο V.2).
- Μία σταθερή τιμή της θερμοκρασίας υπόψυξης για κάθε περίπτωση ($T_{sc} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ για την περίπτωση (α) και $T_{sc} = 4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ για την περίπτωση (β)) εξασφαλίζει την αποδοτική αλλά και ασφαλή από πλευράς σπηλαιώσης της αντλίας λειτουργία της εγκατάστασης.
- Η χαμηλή πίεση σε όλα τα σημεία λειτουργίας δεν μεταβάλλεται σημαντικά αν η θερμοκρασία του νερού ψύξης του ατμοποιητή δεν αλλάζει. Από την άλλη, σε περίπτωση αλλαγής της θερμοκρασίας του νερού ψύξης, η χαμηλή πίεση μπορεί να διατηρηθεί σε μία σταθερή τιμή με ρύθμιση της παροχής του.
- Προκειμένου να αποφευχθεί η εμφάνιση διφασικής κατάστασης στην έξοδο του ατμοποιητή όταν μειώνεται η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού, αναγκαία είναι η μείωση των στροφών της αντλίας (άρα και της διακινούμενης παροχής). Η μείωση αυτή μπορεί να βασίζεται στην διατήρηση της υψηλής πίεσης σε μία τιμή που εξασφαλίζει την μέγιστη καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ, η οποία αποτελεί συνάρτηση της θερμοκρασίας του ζεστού νερού και να υλοποιηθεί με έναν ελεγκτή μεταβλητού σημείου ρύθμισης (βλ κεφάλαιο V.2.2.1 και V.3.3) .
- Ειδικά για την περίπτωση λειτουργίας της εγκατάστασης στο πλοίο (περίπτωση (β)), διατήρηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης σε μία σταθερή τιμή μέσω του ελέγχου των στροφών της αντλίας αποδείχθηκε ικανή να εξασφαλίσει ότι το εργαζόμενο μέσο θα εξέρχεται πάντα υπέρθερμο από τον ατμοποιητή, χωρίς από την άλλη να μειώνεται δραστικά η παραγόμενη ισχύς. Ο περιορισμός της πίεσης ατμοποίησης κάτω από τα 25bar απαιτεί και την λειτουργία ενός δεύτερου ελεγκτή που θα επενεργεί στην ρυθμιστική βάννα του κυκλώματος θερμού νερού (βλ κεφάλαιο V.3.3)

Ταυτόχρονα, οι παρατηρήσεις που έγιναν κατά την διάρκεια των πειραματικών δοκιμών οδηγούν στα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Απότομη μείωση της θερμοκρασίας του ψυχρού νερού στον ατμοποιητή, ή αύξηση της παροχής του, μπορούν να προκαλέσουν σπηλαιώση στην αντλία εξαιτίας της θερμικής αδράνειας του τροφοδοτικού δοχείου. Κατά συνέπεια θα πρέπει να αποφεύγεται η

απότομη μείωση της πίεσης του δοχείου που μπορεί να οδηγήσει σε μείωση του διαθέσιμου ύψους αναρρόφησης πριν την αντλία (βλ κεφάλαιο IV.1.2)

- Η θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου πρέπει να διατηρείται πάνω από μία ορισμένη τιμή τόσο κατά την εκκίνηση, όσο και κατά την λειτουργία της εγκατάστασης, λόγω μείωσης του διαθέσιμου ύψους αναρρόφησης πριν την αντλία αλλά και της αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη υπόψυξης (βλ κεφάλαιο IV.1.1). Σε αντίθετη περίπτωση, η υπόψυξη θα πρέπει να αυξηθεί προκειμένου να αποφευχθούν φαινόμενα σπηλαίωσης στην αντλία.

Με βάση τα παραπάνω αποφασίσθηκε η αυτοματοποίηση της εγκατάστασης να γίνει με την χρήση τεσσάρων PID ελεγκτών:

- Ένας ελεγκτής θα ελέγχει την πίεση του τροφοδοτικού δοχείου p_l με ρύθμιση της παροχής του ψυχρού νερού στον συμπυκνωτή μέσω της τρίοδης βάνας του. Όταν η θερμοκρασία του νερού ψύξης μειωθεί, η τρίοδη θα κλείνει, διατηρώντας την πίεση του τροφοδοτικού δοχείου στην επιθυμητή τιμή, αποτρέποντας την απότομη ψύξη του, που μπορεί να δυσχεραίνει την προστασία της αντλίας από τα φαινόμενα σπηλαίωσης. Όταν πάλι η θερμοκρασία του νερού αυξηθεί, η τρίοδη θα ανοίγει αυξάνοντας την παροχή του στον συμπυκνωτή, προκειμένου να μην μειωθεί περεταίρω ο λόγος πίεσης της εγκατάστασης και κατά συνέπεια η παραγόμενη ισχύς. Με βάση την ανάλυση που έγινε στο κεφάλαιο V και τις τυπικές τιμές που λήφθηκαν για το νερό ψύξης και για τις δύο πιθανές λειτουργίες (α) και (β), το σημείο ρύθμισης του ελεγκτή αποφασίσθηκε να είναι το:

$$(p_l)_{sp} = 8,5 \text{ bar}$$

- Ένας ελεγκτής θα ελέγχει την θερμοκρασία υπόψυξης T_{sc} μέσω της ρύθμισης της παροχής του ψυχρού νερού στον εναλλάκτη υπόψυξης με την τρίοδη βάνα του. Όταν η θερμοκρασία του νερού ψύξης μειωθεί, η παροχή του θα μειώνεται επίσης για αποφυγή αύξησης της θερμοκρασίας υπόψυξης η οποία επιδρά αρνητικά στον βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Αν η θερμοκρασία του νερού ψύξης αυξηθεί, η παροχή του θα αυξάνεται προκειμένου η θερμοκρασία υπόψυξης να μείνει στα επιθυμητά πλαίσια για την αποφυγή σπηλαίωσης στην αντλία. Με βάση τα όσα αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο V, μία υπόψυξη της τάξης των 5°C είναι αρκετή και για τις δύο περιπτώσεις λειτουργίας της εγκατάστασης. Κατά συνέπεια το σημείο ρύθμισης του ελεγκτή θα είναι:

$$(T_{sc})_{sp} = 5^\circ C$$

Οι επόμενοι δύο ελεγκτές αφορούν την λειτουργία της εγκατάστασης στο μηχανοστάσιο του πλοίου:

- Ο τρίτος ελεγκτής θα ελέγχει την υψηλή πίεση του κύκλου p_h προκειμένου αυτή να μην ξεπεράσει την οριακή τιμή των 25bar μέσω της ρύθμισης της παροχής του θερμού νερού στον ατμοποιητή με την ρυθμιστική βάνα της Bellimo. Η ακριβής λειτουργία αυτού του ελεγκτή περιγράφεται στο κεφάλαιο V.3.3 και ουσιαστικά αποτελεί έναν

αυτοματοποιημένο τρόπο να περιορίζεται η πίεση ατμοποίησης του κύκλου κάτω από μία ορισμένη τιμή, χωρίς να διακοπεί η λειτουργία του από τον πρεσοστάτη υψηλής πίεσης. Το σημείο ρύθμισης του ελεγκτή αυτού θα είναι το:

$$(p_h)_{sp} = 25 \text{ bar}$$

- Ο τέταρτος και τελευταίος ελεγκτής θα ελέγχει την θερμοκρασία υπερθέρμανσης του κύκλου, διατηρώντας την πάντα σε μία σταθερή και θετική για λόγους αποφυγής της εισόδου οργανικού μέσου διφασικής κατάστασης στον εκτονωτή. Η τιμή αυτή με βάση τα όσα αναλύθηκαν στην ενότητα V.3.3, θα πρέπει για λόγους αύξησης της ισχύος της εγκατάστασης να είναι όσο το δυνατόν πλησιέστερα στο μηδέν και γι αυτόν τον λόγο επιλέχθηκε ως:

$$(T_{sh})_{sp} = 2,8^\circ C$$

Οι παραπάνω προτεινόμενοι ελεγκτές επιτρέπουν την ασφαλή λειτουργία της εγκατάστασης στον χώρο του πλοίου, ενώ με βάση την ανάλυση του κεφαλαίου V, εξασφαλίζουν και την διατήρηση της καθαρής παραγόμενης ισχύος στα μέγιστα δυνατά όρια στην περίπτωση μείωσης της θερμοκρασίας του θερμού νερού. Όπως φαίνεται, όλοι τους αποτελούν ελεγκτές σταθερού σημείου ρύθμισης, κάτι που απλοποιεί σημαντικά την υλοποίηση του συστήματος αυτοματισμού.

Η ρύθμιση των κερδών των ελεγκτών αυτών θα γίνει με την παράδοση του συστήματος αυτοματισμού και κατόπιν δοκιμών.

Επίσης αναφέρεται πως σε αντίθεση με τις στρατηγικές ελέγχου που προτείνονται στην βιβλιογραφία, στη συγκεκριμένη εγκατάσταση αποφασίσθηκε να μην ελεγχθεί κάποια μεταβλητή της εγκατάστασης με τους ρυθμιστές στροφών των εκτονωτών. Η απόφαση αυτή έγκειται στο γεγονός ότι παρατηρήθηκε ότι η μεγιστοποίηση της καθαρής παραγόμενης ισχύος γίνεται στις μέγιστες δυνατές στροφές που εξετάσθηκαν πειραματικά, δηλαδή τις 1450 RPM, οπότε οποιαδήποτε μικρότερη τιμή τους θα επιδράσει αρνητικά στην ενεργειακή απόδοση της εγκατάστασης. Επίσης, δεδομένου ότι οι γεννήτριες είναι τετραπολικές, οι σύγχρονες στροφές τους δεν μπορούν να ξεπεράσουν την τιμή των 1500 RPM, συνεπώς δίνονται πολύ μικρά περιθώρια ρύθμισης με την αύξηση των στροφών των εκτονωτών. Από την άλλη, οι ρυθμιστές στροφών των εκτονωτών διαδραματίζουν σημαντικό ρόλο κατά την ομαλή εκκίνηση της εγκατάστασης, γι αυτό και η χρήση τους είναι απαραίτητη.

Τέλος, αναφέρεται ότι η ιδέα του ελεγκτή μεταβλητού σημείου ρύθμισης για την πίεση ατμοποίησης που περιγράφηκε στα κεφάλαια V.2.2.1 και V.3.3 αν και δεν προτιμήθηκε, υπάρχει πάντα ως εναλλακτική φιλοσοφία για το σύστημα αυτοματισμού της εγκατάστασης. Επίσης, ενδεχομένως να αποτελέσει αναγκαστική λύση για την περίπτωση λειτουργίας της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου.

VI.2.2 Εκίνηση και παύση λειτουργίας της εγκατάστασης

Μία ειδική λειτουργία του συστήματος αυτοματισμού που πρόκειται να υλοποιηθεί είναι η διαδικασία εκκίνησης και η διαδικασία κανονικής διακοπής της εγκατάστασης.

Η εκκίνηση πραγματοποιείται με το πάτημα ενός κουμπιού στον πίνακα της εγκατάστασης. Οι διαδικασίες που ακολουθούνται είναι κατά σειρά οι επόμενες:

1. Έλεγχος είτε για βλάβη κάποιου αισθητηρίου ή του κεντρικού PLC είτε για σήμα από το PLC ασφαλείας λόγω αποτυχίας κάποιων από τους ελέγχους που πραγματοποιεί. Η διαδικασία θα συνεχίσει μόνο αν οι παραπάνω έλεγχοι είναι επιτυχείς.
2. Άνοιγμα της ρυθμιστικής βάνας στον ατμοποιητή κατά 50%.
3. Ενεργοποιείται ο κυκλοφορητής του θερμού νερού.
4. Έλεγχος αν η θερμοκρασία του θερμού νερού στον ατμοποιητή είναι άνω των 76°C. Σε αντίθετη περίπτωση το σύστημα μπαίνει σε κατάσταση λήθαργου έως ότου να ικανοποιηθεί η ανωτέρω συνθήκη (δηλαδή μέχρι $T_{hw} \geq 76^{\circ}C$.)
5. Ανοίγει η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα του Bypass (βλ. Εικόνα V-13) ενώ κλειστές παραμένουν οι ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες απομόνωσης των εκτονωτών.
6. Ενεργοποιείται ο ελεγκτής της θερμοκρασίας υπόψυξης T_{sc} .
7. Η αντλία ξεκινά με μία ράμπα ομαλά από τα 0-20Hz (περίπου 400 RPM).
8. Ύστερα από ένα μικρό χρονικό διάστημα ενεργοποιείται ο ελεγκτής της πίεσης συμπίκνωσης p_l .
9. Οι δύο επαγωγικές γεννήτριες εκκινούν ως κινητήρες, με τις στροφές τους να ορίζονται στα 800 Hz.
10. Το σύστημα λειτουργεί σε αυτές τις συνθήκες μέχρις ότου η θερμοκρασία μετά τον ατμοποιητή να υπερβεί την τιμή των 76°C. Μόλις ικανοποιηθεί η συνθήκη αυτή το σύστημα συνεχίζει την διαδικασία εκκίνησης (σημείο 11).
11. Ενεργοποιείται ο ελεγκτής της πίεσης ατμοποίησης p_h . Υπό κανονικές συνθήκες αυτός θα πρέπει να ανοίξει πλήρως τη ρυθμιστική βάνα του θερμού νερού στον ατμοποιητή, εφόσον η πίεση θα πρέπει να είναι κατά πολύ μικρότερη των 25bar.
12. Οι δύο εκτονωτές συμπλέκονται με τις επαγωγικές μηχανές και ταυτοχρόνως ανοίγουν οι βαλβίδες απομόνωσης τους. Το διερχόμενο ρευστό επιταχύνει τις επαγωγικές μηχανές πέραν των σύγχρονων στροφών τους και έτσι αυτές λειτουργούν πλέον ως γεννήτριες.
13. Η αντλία επιταχύνεται ομαλά με μία ράμπα έως τα 50Hz (περίπου 970 RPM) που αποτελούν τις στροφές στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης (βλ. ενότητα V.3.2).
14. Οι στροφές των εκτονωτών ρυθμίζονται να αυξάνονται ανάλογα με τις στροφές τις αντλίας. Τα ζεύγη των τιμών συνοψίζονται στον πίνακα που παρατίθεται στο τέλος του κεφαλαίου (Πίνακας VI-1).
15. Το σύστημα φτάνει τις ονομαστικές στροφές λειτουργίας για την αντλία και τους εκτονωτές.
16. Ο ελεγκτής της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης ενεργοποιείται, ελέγχοντας τις στροφές της αντλίας κατάλληλα ώστε να επιτυγχάνεται πάντα η επιθυμητή θερμοκρασία υπερθέρμανσης του μέσου.

Στο σημείο αυτό το σύστημα βρίσκεται στην κανονική κατάσταση λειτουργίας του, με τους τέσσερις ελεγκτές που αναφέρθηκαν στην προηγούμενη ενότητα να ελέγχουν τις μεταβλητές του κύκλου.

Ταυτόχρονα, όσο το σύστημα βρίσκεται στην κατάσταση ομαλής λειτουργίας, πραγματοποιείται διαρκώς έλεγχος για σπηλαιώση της αντλίας. Ο έλεγχος αυτός βασίζεται στην ακόλουθη συνθήκη:

$$\Delta m < 5\% \quad (6.1)$$

όπου

$$\Delta m = \frac{m_{meas} - m_{th}}{m_{meas}} \quad (6.2)$$

η σχετική διαφορά της θεωρητικά υπολογιζόμενης μαζικής ροής από την μετρούμενη με το παροχόμετρο Coriolis, ως προς την μετρούμενη.

Η θεωρητική παροχή μάζας μπορεί να υπολογίζεται με μία σχέση της μορφής:

$$m_{th} = \rho \cdot \dot{V}$$

όπου \dot{V} η διακινούμενη παροχή όγκου από την αντλία (βλ. σχέση (2.2)) και ρ η πυκνότητα του μέσου για τις συνθήκες που επικρατούν στην είσοδο της αντλίας. Η παραπάνω σχέση απαιτεί υπολογισμό της πυκνότητας του R134a συναρτήσει της πίεσης και της θερμοκρασίας που μετρούνται κάθε φορά πριν την αντλία. Βέβαια, επειδή η πίεση επηρεάζει πολύ λίγο την πυκνότητα του μέσου, το οποίο θα βρίσκεται σε υπόψυκτη κατάσταση, μπορεί εναλλακτικά να θεωρηθεί ότι $\rho = \rho(T)$ και τελικά η πυκνότητα μπορεί να προσεγγισθεί με μια εξίσωση που θα προκύψει από την συσχέτιση των τιμών που δίνει κάποια βιβλιοθήκη θερμοφυσικών ιδιοτήτων (π.χ. CoolProp) αποκλειστικά με την θερμοκρασία του μέσου.

Στην πράξη, δεδομένου ότι η θερμοκρασίες του τροφοδοτικού δοχείου θα κυμαίνονται σε μία στενή περιοχή, διαπιστώθηκε ότι μπορεί να ληφθεί κάλλιστα μία μέση τιμή για την πυκνότητα ρ η οποία ανταποκρίνεται αρκετά καλά στα σημεία λειτουργίας της εγκατάστασης. Η τιμή αυτή είναι η:

$$\bar{\rho} = 1236,98 \frac{kg}{m^3} \quad (6.3)$$

Η παραπάνω μέση τιμή σε συνδυασμό με την σχέση (2.2) δίνει τελικά την ακόλουθη έκφραση για την θεωρητικά αναμενόμενη παροχή μάζας:

$$m_{th}(kg/s) = 0,000414 \cdot N_p(RPM) + 0,000320 \quad (6.4)$$

με N_p τις στροφές της αντλίας.

Σε περίπτωση που η συνθήκη (6.1) δεν ικανοποιείται, η εγκατάσταση περνά στη λειτουργία σπηλαιώσης, η οποία περιγράφεται στην επόμενη ενότητα.

Επίσης σε περίπτωση που η θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή λάβει τιμή μικρότερη ή ίση των 76°C το σύστημα μπαίνει σε λειτουργία αναμονής-Bypass (βλ. κεφάλαιο VI.2.4)

Αντίστροφα με την εκκίνηση της εγκατάστασης θα πραγματοποιείται και η κανονική παύση της λειτουργίας της, η οποία και πάλι ενεργοποιείται με το πάτημα ενός κουμπιού στον ηλεκτρολογικό πίνακα της εγκατάστασης. Η ακριβής διαδικασία συνοψίζεται παρακάτω:

1. Ο ελεγκτής των στροφών της αντλίας απενεργοποιείται
2. Οι στροφές της αντλίας μειώνονται ομαλά (μέσω μίας συνάρτησης ράμπας) μέχρι την τιμή των 20Hz (περίπου 400RPM)
3. Οι στροφές των εκτονωτών ακολουθούν παρόμοια μείωση με βάση και πάλι τις τιμές του πίνακα στο τέλος του κεφαλαίου (Πίνακας VI-1)
4. Μόλις η αντλία φτάσει τα 20Hz ανοίγει η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα του Bypass
5. Κλείνουν η βαλβίδες αποκοπής των εκτονωτών και ταυτοχρόνως οι τελευταίοι αποσυμπλέκονται από τις επαγωγικές γεννήτριες
6. Οι δύο επαγωγικές γεννήτριες (οι οποίες πλέον λειτουργούν ως κινητήρες εν κενώ) παύουν να λειτουργούν
7. Παύει η λειτουργία του ελεγκτή της πίεσης ατμοποίησης
8. Η ρυθμιστική βάννα του θερμού νερού ρυθμίζεται στην θέση του 50%
9. Διακόπτεται η λειτουργία της αντλίας της εγκατάστασης
10. Ο κυκλοφορητής του θερμού νερού σταματάει

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω τόσο κατά την εκκίνηση, όσο και κατά την κανονική διακοπή της λειτουργία της εγκατάστασης η αντλία και οι εκτονωτές επιταχύνονται επιβραδύνονται παράλληλα με βάση τον ακόλουθο πίνακα τιμών:

N_p (Hz)	N_{exp} (RPM)
20	800
30	1100
40	1300
50	1450

Πίνακας VI-1 Συσχέτιση στροφών αντλίας-εκτονωτών κατά την εκκίνηση ή την διακοπή λειτουργίας της εγκατάστασης

VI.2.3 Λειτουργία σπηλαίωσης

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, κατά την λειτουργία της εγκατάστασης πραγματοποιείται διαρκώς έλεγχος για τον πιθανό εντοπισμό σπηλαίωσης στην αντλία, ανεξάρτητα από την λειτουργία των ελεγκτών του εναλλάκτη υπόψυξης και του συμπυκνωτή.

Το κριτήριο για να περάσει η εγκατάσταση σε λειτουργία σπηλαίωσης είναι αυτό της σχέσης (6.1):

$$\Delta m > 5\% \quad (6.5)$$

Όταν λοιπόν η σχετική διαφορά της μετρούμενης από την θεωρητικά αναμενόμενη παροχή μάζας υπερβεί το κατώφλι του 5%, οι πραγματοποιείται η ακόλουθη διαδικασία:

- Από του ελεγκτές που λειτουργούν στην κανονική λειτουργία της εγκατάστασης απενεργοποιούνται αυτοί της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης T_{sh} και της θερμοκρασίας υπόψυξης T_{sc} ενώ οι άλλοι δύο μένουν ως έχουν.
- Η τρίοδη του νερού ψύξης του εναλλάκτη υπόψυξης πλέον ελέγχεται από έναν νέο ελεγκτή ο οποίος έχει ως σημείο ρύθμισης του το ακόλουθο:

$$(\Delta m)_{sp} = 3\%$$

- Αντίστοιχα και οι στροφές της αντλίας ελέγχονται από έναν νέο ελεγκτή, με σημείο ρύθμισης το ίδιο με του παραπάνω:

$$(\Delta m)_{sp} = 3\%$$

Οι δύο αυτοί ελεγκτές θα έχουν την τάση να αυξήσουν την παροχή του νερού στον εναλλάκτη υπόψυξης και ταυτοχρόνως να μειώσουν τις στροφές της αντλίας, όσο η διαφορά Δm αποκλίνει από την τιμή του 3% λόγω της διαρκούς αύξησης της. Ο λόγος που προστέθηκε ο πρώτος ελεγκτής είναι προφανής. Όσον αφορά τον δεύτερο υπενθυμίζεται ότι το κρίσιμο ύψος αναρρόφησης $NPSH_r$ είναι αύξουσα συνάρτηση των στροφών της αντλίας και το ύψος απωλειών επιτάχυνσης H_a ανάλογο του τετραγώνου τους. Κατά συνέπεια, η μείωση των στροφών της αντλίας μπορεί να βοηθήσει δραστικά στην αύξηση της διαφοράς $\Delta NPSH = NPSH_a - NPSH_r - H_a$ (βλ. και κεφάλαιο IV.1.2).

- Παράλληλα με την μείωση των στροφών της αντλίας μειώνονται και οι στροφές των εκτονωτών με βάση τον πίνακα VI-1.
- Η δράση των παραπάνω ελεγκτών παραμένει έως ότου η διαφορά Δm γίνει:

$$\Delta m < 4\%$$

- Αν επιτευχθεί το παραπάνω κριτήριο, οι δύο ελεγκτές παύουν πλέον να επιδρούν στις στροφές της αντλίας και την τρίοδη του νερού του εναλλάκτη υπόψυξης. Το σύστημα μένει σε αυτήν την κατάσταση για περίπου 30 δευτερόλεπτα για να ισορροπήσει και εν συνεχεία επιταχύνεται κατά τον πίνακα VI-I στις στροφές της κανονικής λειτουργίας. Οι δύο ελεγκτές για τη θερμοκρασίας υπόψυξης και τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης ενεργοποιούνται ξανά και το σύστημα λειτουργεί κανονικά.
- Σε περίπτωση που στα πλαίσια αυτής της λειτουργίας οι στροφές της αντλίας πάρουν τιμή μικρότερη ή ίση των 20Hz (400 RPM), το σύστημα βγαίνει από την λειτουργία σπηλαίωσης και οδηγείται σε κατάσταση αναμονής-Bypass (κεφάλαιο VI.2.4)

VI.2.4 Λειτουργία αναμονής-Bypass

Η λειτουργία αυτή ενεργοποιείται με τους ακόλουθους δύο τρόπους:

- **Μέσα από την λειτουργία σπηλαίωσης:** Σε περίπτωση που το φαινόμενο της σπηλαίωσης είναι τόσο ραγδαίο ώστε οι στροφές της αντλίας να φθάσουν σε τιμές μικρότερες ή ίσες των 20Hz. Στην περίπτωση αυτή, το σύστημα δεν πρέπει να διακόψει την λειτουργία του αλλά να περιμένει να εξαλειφθεί ο λόγος που προκάλεσε την εμφάνιση της σπηλαίωσης (π.χ. απότομη μείωση θερμοκρασίας του νερού ψύξης του συμπυκνωτή ή αδυναμία υπόψυξης του μέσου από τον εναλλάκτη υπόψυξης λόγω μεγάλης θερμοκρασίας του ψυκτικού νερού).
- **Μέσα από την κανονική λειτουργία της εγκατάστασης:** Αν κατά την κανονική λειτουργία της εγκατάστασης η θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή πάρει τιμές μικρότερες των 76°C, τότε η παραγωγή ενέργειας στην εγκατάσταση θα μειωθεί δραστικά, κάνοντας άσκοπη την λειτουργία της. Η εγκατάσταση μένει σε αυτήν την κατάσταση έως ότου το νερό ψύξης της κύριας μηχανής του πλοίου μπορέσει να ανεβάσει την θερμοκρασία του οργανικού μέσου στον ατμοποιητή πάνω από τους 76°C.

Με την είσοδο του συστήματος αυτοματισμού, για έναν από τους παραπάνω λόγους, σε αυτήν την λειτουργία, γίνονται οι ακόλουθες ενέργειες:

- Απενεργοποιείται ο ελεγκτής της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης T_{sh} .
- Η αντλία επιβραδύνεται ομαλά με μία συνάρτηση ράμπα στην τιμή των 20Hz.
- Κατ' αντιστοιχία με τον πίνακα VI-1 μειώνονται και οι στροφές των εκτονωτών.
- Ανοίγει η βαλβίδα του Bypass.
- Κλείνουν οι βαλβίδες αποκοπής των εκτονωτών και αυτοί αποσυμπλέκονται από τις επαγωγικές γεννήτριες.
- Οι υπόλοιποι τρεις ελεγκτές της κανονικής λειτουργίας παραμένουν ως έχουν.

Προκειμένου το σύστημα να βγει από την λειτουργία αναμονής πρέπει να ικανοποιηθούν **και** οι δύο ακόλουθες συνθήκες ταυτοχρόνως:

1. $\Delta m < 4\%$
2. $T_{evap,out} > 76^{\circ}C$

Στην περίπτωση αυτή το σύστημα επανέρχεται στην κανονική κατάσταση λειτουργίας ακολουθώντας τα βήματα 12-16 της διαδικασίας εκκίνησης.

Κατά την λειτουργία αναμονής η αντλία του συστήματος παραμένει εν λειτουργία, ενώ το εργαζόμενο μέσο διέρχεται εξ' ολοκλήρου από το κύκλωμα παράκαμψης (Bypass). Όπως γίνεται αντιληπτό, στην παρούσα κατάσταση η εγκατάσταση απορροφά ενέργεια από το ηλεκτρικό δίκτυο του πλοίου, αναμένοντας τις κατάλληλες συνθήκες για να επανέλθει στην κατάσταση κανονικής λειτουργίας. Από την άλλη, αν η θερμοκρασία του θερμού νερού πάρει αρκετά χαμηλές τιμές, δεν υπάρχει λόγος το σύστημα να μένει σε αυτήν την κατάσταση.

Κατά συνέπεια, σε περίπτωση που η θερμοκρασία του θερμού νερού πάρει τιμές

$$T_{hw} < 76^{\circ}\text{C}$$

το σύστημα μπαίνει στην τελευταία δυνατή λειτουργία του, που είναι η λειτουργία λήθαργου

VI.2.5 Λειτουργία λήθαργου

Η λειτουργία λήθαργου (**sleep mode**) ενεργοποιείται μόνο όταν η θερμοκρασία του θερμού νερού στον ατμοποιητή πάρει τιμές μικρότερες των 76°C . Στην περίπτωση αυτή κρίνεται από ενεργειακής απόψεως άσκοπη η λειτουργία της εγκατάστασης, καθόσον ακόμα και με την λειτουργία με έναν εκτονωτή η θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή θα είναι πολύ μικρή, οπότε κατά συνέπεια μικρή θα είναι και η τιμή της πίεσης ατμοποίησης αλλά και της παροχής μάζας (λόγω του ελεγκτή των στροφών της αντλίας).

Κατά συνέπεια κατά την λειτουργία αυτή, η εγκατάσταση ακολουθεί την διαδικασία της κανονικής διακοπής λειτουργίας παρακάμπτοντας όμως το βήμα 10, δηλαδή την απενεργοποίηση του κυκλοφορητή του θερμού νερού.

Ο κυκλοφορητής του θερμού νερού παραμένει ενεργός, προκειμένου να είναι εφικτή η αναγνώριση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης του χιτωνίου της μηχανής. Όταν αυτή η θερμοκρασία λάβει τιμές μεγαλύτερες των 76°C , τότε η εγκατάσταση βγαίνει από την λειτουργία λήθαργου και ακολουθεί τα βήματα της κανονικής εκκίνησης προκειμένου να οδηγηθεί και πάλι στην κανονική της λειτουργία.

VI.3 Το PLC κανονικής λειτουργίας της εγκατάστασης

Για τον έλεγχο της εγκατάστασης με βάση την φιλοσοφία που περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο χρησιμοποιήθηκε ένα δεύτερο PLC της εταιρείας Schneider. Το PLC αυτό ανήκει στη σειρά Modicon M340 και το ακριβές μοντέλο της κεντρικής μονάδας επεξεργασίας είναι το BMXP-342020. Η συγκεκριμένη μονάδα διαθέτει δυνατότητες επικοινωνίας μέσω Modbus RTU και Modbus Ethernet, όπως ακριβώς και το PLC ασφαλείας της εγκατάστασης.

Προκειμένου να υπάρξουν οι απαραίτητες εισοδοί και έξοδοι στο PLC, χρησιμοποιήθηκαν δύο κάρτες 16 ψηφιακών εισόδων (BMX-DDI-1605), δύο κάρτες 16 ψηφιακών εξόδων (BMX-DDO-1602), τρεις κάρτες 8 αναλογικών εισόδων (BMX-AMI-0810) και δύο κάρτες 4 αναλογικών εξόδων (BMX-AMO-0410), ενώ η τροφοδοσία του PLC γίνεται με τροφοδοτικό της ίδιας εταιρείας (BMX-CPS-3020).

Πέραν του PLC, για τον χειρισμό της εγκατάστασης και την απεικόνιση των τιμών των αισθητηρίων τοποθετήθηκε μία οθόνη αφής 7” της σειράς HMI-G3U της Schneider. Η οθόνη αυτή διαθέτει ενσωματωμένο επεξεργαστή τύπου HMI-DT351 ο οποίος πέραν των άλλων, έχει τη δυνατότητα επικοινωνίας είτε σειριακά είτε με τοπικό δίκτυο μέσω του πρωτοκόλλου Modbus.

Η οθόνη αφής και τα δύο PLC της εγκατάστασης βρίσκονται σε ένα κοινό τοπικό δίκτυο μέσω ενός switch. Στο δίκτυο αυτό μπορεί να συνδεθεί οποιοσδήποτε ηλεκτρονικός υπολογιστής, προκειμένου να πάρει δεδομένα από το PLC της εγκατάστασης ή να τροποποιήσει οποιαδήποτε από τις παραμέτρους του συστήματος ελέγχου (π.χ. τα σημεία ρύθμισης των ελεγκτών). Επίσης η δυνατότητα τροποποίησης παραμέτρων και καταγραφής δεδομένων σε φορητή κάρτα SD δίνεται και μέσω της οθόνης αφής.

Οι αναλυτές ενέργειας συνδέονται απευθείας με το PLC λειτουργίας της εγκατάστασης μέσω του πρωτοκόλλου σειριακής επικοινωνίας Modbus RTU. Οι ρυθμιστές στροφών επικοινωνούν με το PLC μέσω των αναλογικών εισόδων και εξόδων τους. Το ίδιο ισχύει και για όλα τα μετρητικά πίεσης και θερμοκρασίας του κύκλου αλλά και τα δύο παροχόμετρα. Τέλος, οι τρίοδες βάνες και η ρυθμιστική βάνα στα κυκλώματα νερού ελέγχονται μέσω των αναλογικών εξόδων του PLC.

Περισσότερες λεπτομέρειες ξεφεύγουν του αντικειμένου της παρούσας εργασίας γι’ αυτό και δεν αναφέρονται. Στο παράρτημα περιλαμβάνονται εικόνες του ηλεκτρολογικού πίνακα της εγκατάστασης καθώς και του συστήματος αυτοματισμού.

VII. Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική εργασία

Η υπόψη εργασία επικεντρώθηκε στην ανάλυση μόνιμης κατάστασης μίας εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας ORC από το νερό ψύξης της κύριας μηχανής ενός πλοίου. Απώτερος σκοπός της εργασίας ήταν η δημιουργία χαρτών λειτουργίας της εγκατάστασης που θα μπορούν να καταδείξουν ποιες συνθήκες οδηγούν στην μεγιστοποίηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας όταν η θερμοκρασία του θερμού νερού μεταβάλλεται, κάτι που συμβαίνει όταν η μηχανή του πλοίου λειτουργεί σε μερικό φορτίο. Οι χάρτες λειτουργίας προέκυψαν με την εκτέλεση αναλυτικό-εμπειρικών μοντέλων που αναπτύχθηκαν για κάθε μία από τις συνιστώσες του κύκλου. Τα μοντέλα αυτά βασίσθηκαν σε πειραματικές μετρήσεις που συλλέχτηκαν κατά την διάρκεια δοκιμών της εγκατάστασης και προσπάθησαν να προσαρμοστούν όσο το δυνατόν καλύτερα στην πραγματική συμπεριφορά της. Για την μοντελοποίηση της εγκατάστασης ιδιαίτερη έμφαση δόθηκε στον πειραματικό χαρακτηρισμό των ελικοειδών εκτονωτών που χρησιμοποιήθηκαν, εξαιτίας της έλλειψης ενός γενικού μοντέλου για την πρόβλεψη της συμπεριφοράς αυτών των μηχανών στη διεθνή βιβλιογραφία.

Με βάση τα αποτελέσματα που έδωσαν τα αναλυτικό-εμπειρικά μοντέλα, προσδιορίστηκαν τα ονομαστικά σημεία λειτουργίας της εγκατάστασης για δύο περιπτώσεις

1. Τη λειτουργία στο χώρο του εργαστηρίου
2. Τη λειτουργία σε πραγματικό πλοίο

Έπειτα πραγματοποιήθηκε μία ανάλυση εκτός του ονομαστικού σημείου λειτουργίας, από την οποία προέκυψαν τα σημεία αυτά που εξασφαλίζουν την αποδοτική και ασφαλή λειτουργία της εγκατάστασης για ένα εύρος θερμοκρασιών του νερού ψύξης της μηχανής του πλοίου.

Τα παραπάνω συμπεράσματα σε συνδυασμό με τις παρατηρήσεις που πραγματοποιήθηκαν για την αποφυγή των φαινομένων σπηλαιώσης της αντλίας κατά την διάρκεια των πειραματικών δοκιμών οδήγησαν σε μία στρατηγική ελέγχου της εγκατάστασης, κάτι που αποτελούσε και τον τελικό σκοπό αυτής της εργασίας. Η προτεινόμενη στρατηγική ελέγχου πρόκειται να υλοποιηθεί σε προγραμματιζόμενους λογικούς ελεγκτές (PLC) από εξειδικευμένη εταιρεία αυτοματισμού προκειμένου η εγκατάσταση να λειτουργήσει σε πλοίο.

Τα συμπεράσματα που προέκυψαν από αυτήν την μελέτη είναι τα ακόλουθα:

- Ο έλεγχος της εγκατάστασης μπορεί να υλοποιηθεί με κλασικούς ελεγκτές PID, οι οποίοι θα ελέγχουν το πολύ τέσσερις κρίσιμες μεταβλητές του κύκλου:
 - Την πίεση ατμοποίησης p_h , επενεργώντας στην παροχή του θερμού νερού στον ατμοποιητή
 - Την θερμοκρασία υπερθέρμανσης T_{sh} , επενεργώντας στις στροφές της αντλίας
 - Την πίεση συμπύκνωσης p_l , επενεργώντας στην παροχή του ψυχρού νερού στον συμπυκνωτή

- ο Την θερμοκρασία υπόψυξης T_{sc} , επενεργώντας στην παροχή του ψυχρού νερού στον εναλλάκτη υπόψυξης

Οι ελεγκτές αυτοί μπορεί να είναι είτε σταθερού είτε μεταβλητού σημείου ρύθμισης, ανάλογα με το ποια στρατηγική ελέγχου από αυτές που προτάθηκαν πρόκειται να υιοθετηθεί. Στη δεύτερη περίπτωση επαρκούν τρεις ελεγκτές, αφού η πίεση ατμοποίησης και η θερμοκρασία υπερθέρμανσης ελέγχονται ταυτόχρονα από τις στροφές της αντλίας. Σε κάθε περίπτωση, οι παραπάνω ελεγκτές εξασφαλίζουν την αποδοτική και ασφαλή λειτουργία της εγκατάστασης.

- Η εγκατάσταση μπορεί να λειτουργήσει αποδοτικά τόσο για τα θερμοκρασιακά εύρη που πετυχαίνει ο λέβητας φυσικού αερίου της εργαστηριακής διάταξης του εργαστηρίου, όσο και για τις τυπικές τιμές της θερμοκρασίας απαγωγής του νερού ψύξης του χιτωνίου της μηχανής του πλοίου. Η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς υπολογίζεται ότι θα είναι $P_{net} = 4,37 kW_{el}$ και $P_{net} = 3,73 kW_{el}$. αντίστοιχα για κάθε περίπτωση. Η μείωση της καθαρής ισχύος στην λειτουργία στο πλοίο οφείλεται κατά κύριο λόγο σε αναγκαστική μείωση της παροχής του οργανικού μέσου λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών του νερού που ψύχει την μηχανή του πλοίου (πηγή θερμότητας) σε σχέση με το θεωρητικό σημείο σχεδιασμού της εγκατάστασης.
- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης των εκτονωτών επηρεάζεται θετικά και σε μεγάλο βαθμό από την αύξηση των στροφών τους. Αυτή η αυξανόμενη τάση βαίνει μειούμενη όσο οι στροφές πλησιάζουν τις σύγχρονες για τις γεννήτριες που χρησιμοποιήθηκαν.
- Το παραπάνω έχει ως συνέπεια η μεγιστοποίηση της ηλεκτρικής ισχύος της εγκατάστασης να επιτυγχάνεται όταν οι στροφές των εκτονωτών τεθούν στη μέγιστη δυνατή τιμή που δοκιμάσθηκε πειραματικά, που είναι αυτή των $N_{exp} = 1450 RPM$.
- Άμεσο συνεπακόλουθο είναι η βελτιστοποίηση της εγκατάστασης ως προς την παραγόμενη ισχύ να γίνεται με ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης. Η θερμοκρασία υπερθέρμανσης βέβαια πρέπει να λαμβάνει μία ελάχιστη θετική τιμή για την αποφυγή σχηματισμού διφασικού μίγματος που επιδρά αρνητικά στην απόδοση του κύκλου.
- Γενικά παρατηρήθηκε ότι ο ατμοποιητής έχει τη δυνατότητα να υπερθερμάνει το οργανικό μέσο για παροχές οργανικού μέσου έως και 25% της ονομαστικής χωρίς μεταβολή της παροχής του θερμού νερού. Σε συνδυασμό με την αυξητική τάση του βαθμού απόδοσης των εκτονωτών με τις στροφές, που συνεπάγεται λειτουργία τους αρκετά χαμηλότερα του σημείου σχεδιασμού τους, αφήνει ανοιχτό το ενδεχόμενο για αναβάθμιση της εγκατάστασης σε μεγαλύτερες τιμές της ονομαστικής ισχύος της.
- Ο έλεγχος των μεταβατικών φαινομένων στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης (συμπυκνωτή, τροφοδοτικό δοχείο και εναλλάκτης υπόψυξης), είναι απαραίτητος για την προστασία της αντλίας από ανεπιθύμητα φαινόμενα σπηλαίωσης.
- Ο έλεγχος της εγκατάστασης με ρύθμιση της παροχής του θερμού νερού στον ατμοποιητή φαίνεται να υπερτερεί του ελέγχου με την ρύθμιση των στροφών της αντλίας. Για να είναι δυνατή η υλοποίηση αυτής της στρατηγικής ελέγχου, θα πρέπει να αντικατασταθεί ο κυκλοφορητής του θερμού νερού με έναν μεγαλύτερο.

- Τέλος, βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης της εγκατάστασης μπορεί να επιτευχθεί με επιλογή ηλεκτρικών μηχανών μικρότερης ονομαστικής ισχύος.

Στα παραπάνω συμπεράσματα θα πρέπει να προστεθεί η ανάγκη για τοποθέτηση αισθητηρίων υψηλής ακρίβειας καθώς και η προσεχτική διακρίβωση τους, προκειμένου να είναι αποτελεσματική και επιτυχής η οποιαδήποτε πειραματική διερεύνηση της εγκατάστασης, κάτι που δημιούργησε σημαντικά προβλήματα κατά την αξιολόγηση των πειραματικών δεδομένων ου συλλέχθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας.

Η συγκεκριμένη εργασία ανοίγει ένα ευρύ πεδίο για την περαιτέρω μελέτη της εγκατάστασης αυτής. Ενδεικτικά αναφέρονται κάποιες μελλοντικές εργασίες επί του θέματος που παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον:

- Αξιοποίηση των μοντέλων μόνιμης κατάστασης που αναπτύχθηκαν στην παρούσα εργασία και ενσωμάτωση τους σε δυναμικά ή ημι-δυναμικά μοντέλα για τις συνιστώσες της εγκατάστασης.
- Αντικειμενοστρεφής προγραμματισμός των μοντέλων με απώτερο σκοπό την δημιουργία μίας βιβλιοθήκης με μοντέλα για εξοπλισμό κύκλων ORC.
- Μελέτη για την ενσωμάτωση της λειτουργίας του ενός μόνο εκτονωτή στο σύστημα αυτοματισμού για την περίπτωση μερικών φορτίων της μηχανής του πλοίου.
- Πειραματική και θεωρητική διερεύνηση της συμπεριφοράς των επαγωγικών μηχανών και των ρυθμιστών στροφών τους. Το συγκεκριμένο πεδίο δεν έχει μελετηθεί αρκετά από άλλους ερευνητές και παρουσιάζει ενδιαφέρον για ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών.
- Ανάπτυξη αναλυτικο-εμπειρικών μοντέλων ελικοειδών εκτονωτών μεγαλύτερης ακρίβειας ([28],[9]), με βάση πειραματικά τα δεδομένα που συλλέχθηκαν στα πλαίσια αυτής της εργασίας.
- Υλοποίηση πιο σύνθετων στρατηγικών βέλτιστου ελέγχου της εγκατάστασης βασισμένων σε δυναμικά μοντέλα (π.χ. με στρατηγικές τύπου **Model Predictive Control**).
- Τεχνοοικονομική αξιολόγηση διαφορετικών στρατηγικών ελέγχου της εγκατάστασης.
- Διερεύνηση για την πιθανή αναβάθμιση της εγκατάστασης σε μεγαλύτερη κλίμακα ισχύος.
- Τεχνοοικονομική αξιολόγηση και στρατηγικές ελέγχου για αξιοποίηση αυτής της εγκατάστασης σε διαφορετικές εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας.

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

VIII. Παράρτημα

VIII.1 Καταγραφή δεδομένων αναλυτών ενέργειας μέσω του πρωτοκόλλου Modbus

Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο II.2.2, τμήμα της παρούσας εργασία ήταν και ο χειρισμός και η επικοινωνία όλων των μετρητικών της εγκατάστασης με το PLC ή/και τον ηλεκτρονικό υπολογιστή του εργαστηρίου. Προκειμένου να διεξαχθούν τα πειράματα που σχετίζονταν με τους ελικοειδείς εκτονωτές και την αντλία αγοράστηκαν και εγκαταστάθηκαν δύο αναλυτές ενέργειας της εταιρείας Ducati, για τους οποίους δίνονται περισσότερα στοιχεία στο κεφάλαιο II.3.



Προκειμένου να γίνει η συλλογή και η καταγραφή των δεδομένων από τους συγκεκριμένους αναλυτές, υλοποιήθηκε ένα γραφικό περιβάλλον (**Virtual Instrument ή VI**), στο λογισμικό Labview, το οποίο ούτως ή άλλως χρησιμοποιούνταν για την επικοινωνία με το PLC της εγκατάστασης.

VIII.1.1 Επικοινωνία με τους αναλυτές

Η επικοινωνία με τους αναλυτές ενέργειας βασίσθηκε στο πρωτόκολλο σειριακής επικοινωνίας Modbus RTU. Οι συγκεκριμένοι αναλυτές διαθέτουν μία σειριακή θύρα επικοινωνίας τύπου RS-485. Προκειμένου να γίνει εφικτή η σύνδεση τους με τον ηλεκτρονικό υπολογιστή του εργαστηρίου χρησιμοποιήθηκε ένας Serial Device Server της εταιρείας Korenix (ακριβές μοντέλο JetPort Commander), ο οποίος υπήρχε ήδη διαθέσιμος στο εργαστήριο.

Ο συγκεκριμένος server έχει τη δυνατότητα σύνδεσης έως και 5 σειριακών συσκευών ταυτόχρονα, ενώ ο ίδιος μπορεί να γίνει διαθέσιμος στο λειτουργικό σύστημα του ηλεκτρονικού υπολογιστή ως μία εικονική συσκευή σειριακής επικοινωνίας (**Virtual COM**).

Η επικοινωνία μεταξύ των αναλυτών και του Serial Server έγινε με ένα αυτοσχέδιο καλώδιο, το οποίο αποτελείται από τρία μικρότερα καλώδια, καθένα εκ των οποίων στο ένα άκρο συνδέεται στο αντίστοιχο pin ενός σειριακού βύσματος με συνολικά 9 pins (**DB 9**) με βάση τον πίνακα που ακολουθεί. Το άλλο άκρο κάθε καλωδίου συνδέθηκε στο αντίστοιχο pin της κλέμας σειριακής επικοινωνίας του αναλυτή ενέργειας

Κλέμα αναλυτή ενέργειας	Βύσμα DB9	
	A	3 (D+)
	S	5 (GND)
	B	7 (D-)
		

Πίνακας VIII-1 Pins καλωδίου RS-485 για την επικοινωνία με τους αναλυτές ενέργειας

Οι αναλυτές ενέργειας πρέπει να ρυθμιστούν μέσω του ειδικού μενού που διαθέτουν για την σειριακή επικοινωνία (**Communication Menu**). Στο μενού αυτό ορίζονται οι ακόλουθοι παράμετροι επικοινωνίας:

Ρύθμιση	Τιμή
Serial Protocol	Modbus
Address	1 για τον αναλυτή του εκτονωτή 2 για τον αναλυτή της αντλίας
Baudrate (bps)	9600 (προεπιλεγμένη τιμή)
Parity	None (προεπιλεγμένη τιμή)
Number of stopping bits	1 (προεπιλεγμένη τιμή)

Πίνακας VIII-2 Ρύθμιση παραμέτρων σειριακής επικοινωνίας των αναλυτών ενέργειας

Η πρώτη ρύθμιση ορίζει ότι το πρωτόκολλο επικοινωνίας θα είναι το Modbus. Η δεύτερη καθορίζει την διεύθυνση της σειριακής συσκευής, προκειμένου αυτή να είναι διαθέσιμη σε ένα δίκτυο συσκευών. Στην προκειμένη περίπτωση, δύο σειριακές συσκευές (αναλυτής εκτονωτή και αναλυτής αντλίας) συνδέθηκαν στον serial server και γι' αυτό ορίστηκαν οι διευθύνσεις 1 και 2 αντίστοιχα για κάθε αναλυτή. Οι τρεις τελευταίες ρυθμίσεις αφορούν παραμέτρους του πρωτόκολλου σειριακής επικοινωνίας και γι' αυτό θα πρέπει να ορισθούν όμοια και για τον serial server.

Η ρύθμιση του serial server γίνεται μέσω του ειδικού λογισμικού που παρέχει η Korenix. Αρχικά, ο server συνδέεται μέσω Ethernet στο τοπικό δίκτυο του υπολογιστή και του PLC με το switch που υπάρχει στον ηλεκτρολογικό πίνακα της εγκατάστασης. Την πρώτη φορά που θα συνδεθεί, ο serial server θα λάβει μία τυχαία IP Address με βάση το πρωτόκολλο DHCP. Μόλις το λογισμικό τον εντοπίσει, είναι δυνατή η αλλαγή των παραμέτρων του:

- Στο μενού Configuration επιλέγεται ο serial server που εντοπίστηκε. Θα εμφανιστούν 7 καρτέλες.
- Στην καρτέλα Networking ορίζεται μία static IP address για τον serial server σύμφωνα με τον πίνακα διευθύνσεων του τοπικού δικτύου του αυτοματισμού της εγκατάστασης. Στην προκειμένη περίπτωση επιλέχτηκε η 192.168.0.5. Η μάσκα υποδικτύου (subnet mask) παραμένει στην τιμή 255.255.255.0.
- Ακριβώς κάτω από την διεύθυνση της συσκευής στο μενού Configuration (αριστερά), εμφανίζεται ένα υπομενού με το όνομα Port. Κάνουμε κλικ στο μενού αυτό και 3 νέες καρτέλες θα εμφανιστούν
- Στην πρώτη καρτέλα (Serial Settings) ορίζουμε τις παραμέτρους του πρωτόκολλου επικοινωνίας όπως ακριβώς αναφέρεται στον παραπάνω πίνακα (Πίνακας VIII-2).
- Στην δεύτερη καρτέλα (Service Mode) επιλέγουμε από την λίστα επιλογών το Real/Virtual COM Mode. Έπειτα πατάμε το κουμπί Map COM, όπου επιλέγουμε την διεύθυνση της σειριακής θύρας στην οποία θέλουμε να αντιστοιχηθεί ο serial server. Στην εν λόγω εφαρμογή επιλέχθηκε η θύρα COM10.

Πλέον οι δύο αναλυτές ενέργειας είναι διαθέσιμοι στον ηλεκτρονικό υπολογιστή μέσω της σειριακής θύρας COM10. Κατά την επικοινωνία, ορίζεται ο επιθυμητός αναλυτής με βάση την διεύθυνση που του δόθηκε (1 για τον εκτονωτή, 2 για την αντλία). Οποιοδήποτε πρόγραμμα

χρησιμοποιεί το πρωτόκολλο Modbus μπορεί να επικοινωνήσει με τους αναλυτές και να καταγράψει δεδομένα από αυτούς. Το πρόγραμμα που χρησιμοποιήθηκε, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, είναι το πακέτο λογισμικού Labview της National Instruments.

VIII.1.2 Γενικά για το πρωτόκολλο Modbus

Το πρωτόκολλο Modbus αποτελεί μία προτυποποιημένη μέθοδο επικοινωνίας μεταξύ συσκευών, η οποία μπορεί να είναι είτε σειριακή (Modbus RTU), είτε να βασίζεται στην επικοινωνία μέσω Ethernet (Modbus Ethernet). Με βάση το πρωτόκολλο Modbus, μία συσκευή έχει τον ρόλο του Master ενώ οι υπόλοιπες το ρόλο του Slave.

Τα δεδομένα σε κάθε Slave συσκευή χωρίζονται στις ακόλουθες τέσσερις περιοχές μνήμης:

- Coils
- Discrete Inputs
- Input Registers
- Holding Registers

ενώ διαχειρίζεται δύο βασικούς τύπους δεδομένων

- Λογικές μεταβλητές (Boolean) μεγέθους 1bit
- Απρόσημες ακέραιες μεταβλητές (Unsigned Integers) μεγέθους 16bit

Από τις τέσσερις προαναφερθείσες περιοχές μνήμης μίας συσκευής, μόνο η τέταρτη (Holding Registers) παρέχει τη δυνατότητα αποθήκευσης και καταγραφής ακέραιων τιμών και είναι αυτή στην οποία συνήθως καταγράφονται τα δεδομένα της σειριακής συσκευής.

Για κάθε περιοχή ορίζονται συγκεκριμένες ενέργειες, όπως το διάβασμα των καταχωρητών ή η εγγραφή σε αυτούς. Κάθε ενέργεια έχει έναν μοναδικό κωδικό (π.χ. $(03)_h = (03)_{10}$ ->Read Holding Registers).

Μία τυπική εντολή Modbus είναι η ακόλουθη:

Addr	Func	Data Start Register H	Data Start Register L	Data # of Regs H	Data # Regs L	CRC	CRC
1Fh	03h	00h	11h	00h	08h	17h	B7h

Εικόνα VIII-1 Τυπική μορφή εντολής Modbus [42]

Με την παραπάνω εντολή η Master συσκευή ζητάει να διαβάσει τους Holding Registers ($function = (03)_h$) από τον καταχωρητή $(11)_h = (17)_{10}$ για τους επόμενους $(08)_h = (08)_{10}$ καταχωρητές της Slave συσκευής με διεύθυνση $(1F)_h = (31)_{10}$.

Όπως είναι φανερό, η επικοινωνία με το πρωτόκολλο Modbus απαιτεί γνώση της διεύθυνσης της Slave συσκευής καθώς και τις δομές της μνήμης της.

Οι συγκεκριμένοι αναλυτές ενέργειας αποθηκεύουν κάθε μετρούμενη τιμή σε έναν ακέραιο μεγέθους 32bit. Ο ακέραιος μπορεί να είναι προσημασμένος ή απρόσημος ανάλογα με την μεταβλητή (π.χ. στην μετρούμενη ισχύ το $-$ σημαίνει καταναλισκόμενη και το $+$ παραγόμενη). Κατά συνέπεια η ανάγνωση των δεδομένων από την μνήμη των καταχωρητών γίνεται πάντα ανά δύο καταχωρητές των 16bit, οι οποίοι κατά την ένωση τους δίνουν έναν απρόσημο ακέραιο μήκους 32bit. Σε περίπτωση που η μεταβλητή είναι προσημασμένη, ο προγραμματιστής θα πρέπει να αλλάξει τον τύπο της τελικής μεταβλητής σε προσημασμένο ακέραιο των 32 bit.

Παρατήρηση: Κατά την υλοποίηση του περιβάλλοντος επικοινωνίας του υπολογιστή με τους αναλυτές ενέργειας διαπιστώθηκε ότι στην τιμή της παραγόμενης ισχύος που δίνουν οι αναλυτές το πρόσημο δεν μπαίνει στο MSB (**Most Significant Bit**) του τελικού ακεραίου των 32bit αλλά στο αμέσως επόμενο (δηλαδή το 31^ο bit από τα δεξιά). Κατά συνέπεια, η συγκεκριμένη μεταβλητή διαβάσθηκε με ειδικό τρόπο ώστε αν το 31^ο bit της είναι 1, τότε αυτό να μηδενίζεται και την τιμή 1 να την παίρνει το 32^ο bit, προκειμένου ο τελικός αριθμός που θα προκύψει να είναι αναγνωρίσιμος ως απρόσημος ακέραιος μήκους 32bit από το Labview.

Η λίστα των διευθύνσεων μνήμης, (**Modbus List**), των αναλυτών ενέργειας βρέθηκε στο διαδίκτυο. Η ηλεκτρονική διεύθυνση παρατίθεται ως αναφορά [42].

VIII.1.3 Προγραμματισμός στο Labview

Προκειμένου να πραγματοποιηθεί η επικοινωνία των αναλυτών ενέργειας με τον ηλεκτρονικό υπολογιστή, χρησιμοποιήθηκε η έτοιμη βιβλιοθήκη που διαθέτει το **Labview** για το πρωτόκολλο Modbus. Από την βιβλιοθήκη αυτή αξιοποιήθηκε η συνάρτηση **ReadHoldingRegisters**, με βάση την οποία διαβάσθηκαν οι διευθύνσεις μνήμης της συσκευής και προέκυψαν οι τελικές τιμές των 32bit για τις ζητούμενες μεταβλητές που έπρεπε να μετρηθούν (τριφασική τάση, τριφασικό ρεύμα, συντελεστής ισχύος, ενεργός ισχύ). Με βάση τα όσα αναφέρθηκαν πριν, οι συσκευές αυτές είναι ορατές στον υπολογιστή μέσω της σειριακής θύρας **COM10**, ενώ το ποια συσκευή διαβάζεται κάθε φορά ορίσθηκε μέσω της διεύθυνσης της (1 ή 2).

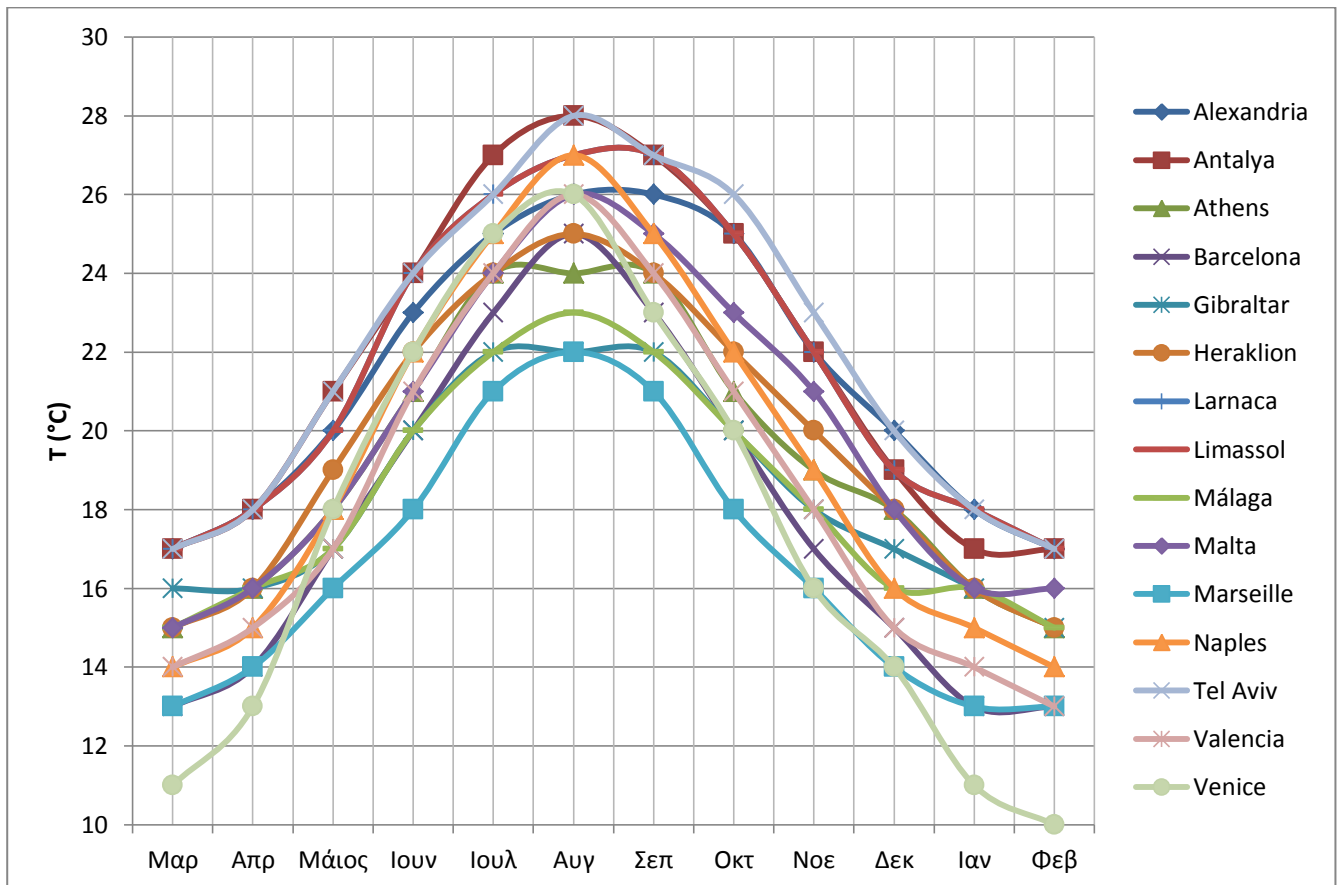
Η παραπάνω διαδικασία υλοποιήθηκε σε ένα subVI του Labview, (**duca_read_registers.vi**), ενώ ένα κεντρικό VI (**duca_monitor.vi**) αποτέλεσε το γραφικό περιβάλλον στο οποίο αποτυπωνόταν η στιγμιαία ενεργός ισχύ που μετρούσε καθένας από τους δύο αναλυτές σε γραφήματα, αλλά και γραφήματα άλλων παραμέτρων του κύκλου που ήταν χρήσιμες κατά την πειραματική διαδικασία (πίεση εισόδου στους εκτονωτές, στροφές εκτονωτών και λόγος πίεσης r_p), οι οποίες διαβάζονταν από το PLC της εγκατάστασης μέσω του **OPC Server** της **National Instruments**. Οι μετρούμενες τιμές από κάθε αναλυτή καταγράφονταν σε ένα αρχείο Excel.

Στο τελευταίο παράρτημα υπάρχουν εικόνες αυτού του γραφικού περιβάλλοντος, καθώς και της υπόλοιπης της εγκατάστασης.

VIII.2 Θερμοκρασίες νερού θαλάσσης για την Μεσόγειο

Όπως αναφέρθηκε στην ενότητα V.3, η ψύξη του συμπυκνωτή και του εναλλάκτη υπόψυξης γίνεται με νερό θαλάσσης από τον κεντρικό ψύκτη του πλοίου. Η θερμοκρασία του νερού θαλάσσης είναι υψίστης σημασίας για την αποτελεσματικότητα των εναλλακτών και συνεπώς τόσο του επιπέδου υπόψυξης, όσο και της πίεσης συμπύκνωσης του κύκλου.

Προκειμένου να ληφθεί μία αντιπροσωπευτική τιμή για την θερμοκρασία του θαλασσινού νερού κατά τον προσδιορισμό του ονομαστικού σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης στο πλοίο, αναζητήθηκαν τυπικές τιμές των θερμοκρασιών της Μεσογείου θάλασσας. Οι τιμές αυτές εικονίζονται για τους 12 μήνες του χρόνου και για 15 λιμάνια:



Εικόνα VIII-2 Θερμοκρασίες νερού της Μεσογείου θάλασσας για διάφορα λιμάνια κατά την διάρκεια ενός έτους [43]

Με βάση το παραπάνω γράφημα η θερμοκρασία του θαλασσινού νερού επηρεάζεται σημαντικά τόσο από τη γεωγραφική θέση του λιμανιού, όσο και από την εποχή του χρόνου. Από τα λιμάνια που αναγράφονται, το Ηράκλειο φαίνεται να αποτελεί μία καλή προσέγγιση της μέσης μεταβολής της θερμοκρασίας με τον χρόνο. Η ελάχιστη τιμή της θερμοκρασίας του νερού είναι περίπου 14°C και επιτυγχάνεται προς τα τέλη του χειμώνα (Φεβρουάριο - Μάρτιο) ενώ η μέγιστη τιμή της είναι περίπου 27°C τον Αύγουστο. Για μία μεγάλη περίοδο του χρόνου (Μάιος-Νοέμβριος) η τιμή της θερμοκρασίας του νερού είναι μεγαλύτερη των 20°C. Κατόπιν αυτών των παρατηρήσεων, θεωρήθηκε λογικό να υποτεθεί μία θερμοκρασία της τάξης των 19,5°C για το νερό θαλάσσης στο

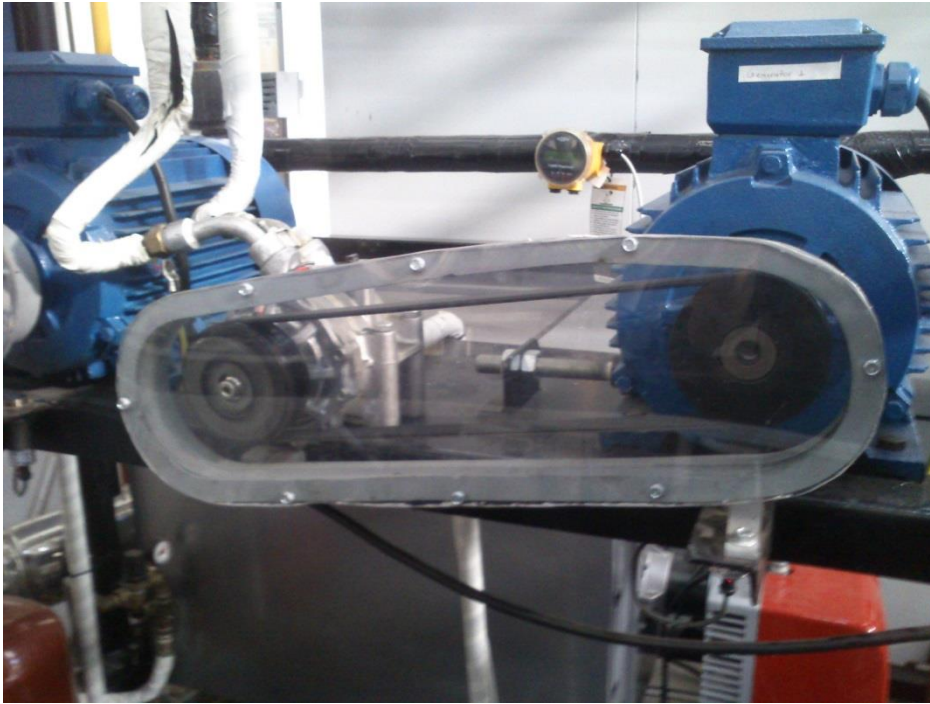
Παράρτημα

ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Η τιμή αυτή αποτελεί και την μέση τιμή όλων των παραπάνω σημείων. Κατ' αυτόν τον τρόπο, θεωρείται δυνατή η καλή λειτουργία του συμπυκνωτή ακόμα και για εποχές του χρόνου που η θερμοκρασία του νερού θαλάσσης υπερβεί την ονομαστική της τιμής, μέσω της αύξησης της παροχής του νερού, προκειμένου να διατηρείται η θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου στους 33,5 °C.

Από την άλλη, το υπόλοιπο μισό του χρόνου, το σύστημα δεν θα εκμεταλλεύεται πλήρως τις δυνατότητες ψύξης του θαλασσινού νερού, κάτι που επιδρά αρνητικά στην ενεργειακή του απόδοση, από την άλλη όμως εξασφαλίζει την εύρυθμη λειτουργία του και την προστασία της αντλίας από φαινόμενα σπηλαίωσης.

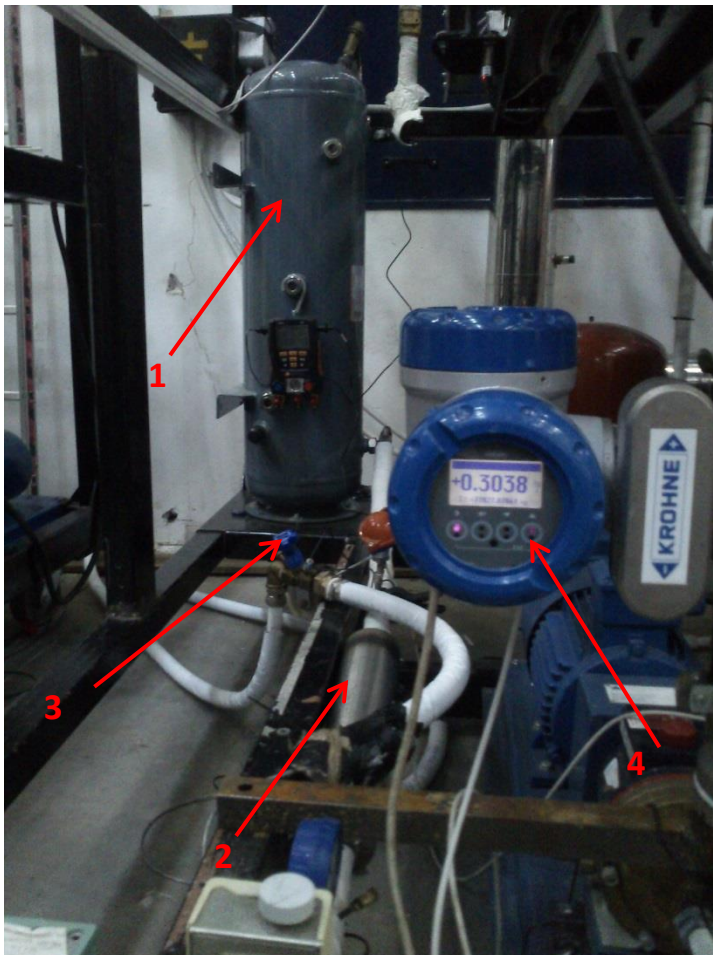
VIII.3 Εικόνες της εγκατάστασης

Εικόνα



Περιγραφή

Ζεύγος ελικοειδούς εκτονωτή και της επαγωγικής γεννήτριας. Η σύμπλεξη γίνεται με ιμάντα, με σχέση μετάδοσης 1:1. Πίσω εικονίζεται και το ηλεκτρομαγνητικό παροχόμετρο

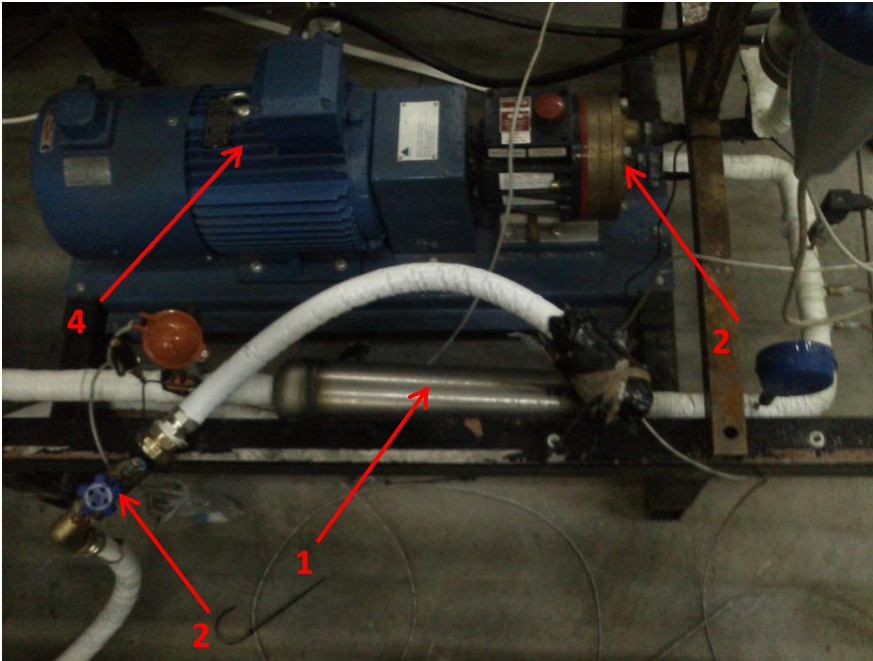


Κατά σειρά εικονίζονται:

1. Το τροφοδοτικό δοχείο
2. Ο εναλλάκτης υπόψυξης
3. Ρυθμιστική θάνα ελέγχου παροχής νερού στον εναλλάκτη υπόψυξης
4. Παροχόμετρο μάζας Coriolis

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Εικόνα



Περιγραφή

1. Εναλλάκτης υπόψυξης
2. Ρυθμιστική βάννα ελέγχου παροχής νερού στον εναλλάκτη υπόψυξης
3. Αντλία της εγκατάστασης
4. Κινητήρας αντλίας



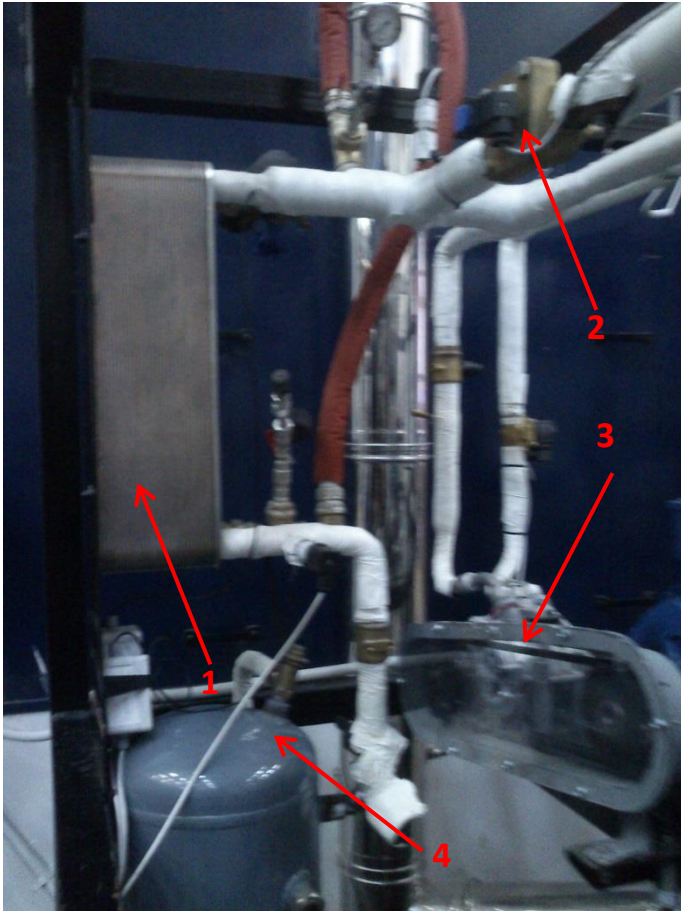
Αναλυτές ενέργειας της εταιρείας Ducati για την μέτρηση της ηλεκτρικής ισχύος στον ένα εκτονωτή και την αντλία



Ανοιχτός ελικοειδής συμπιεστής για την μέτρηση των βασικών του διαστάσεων

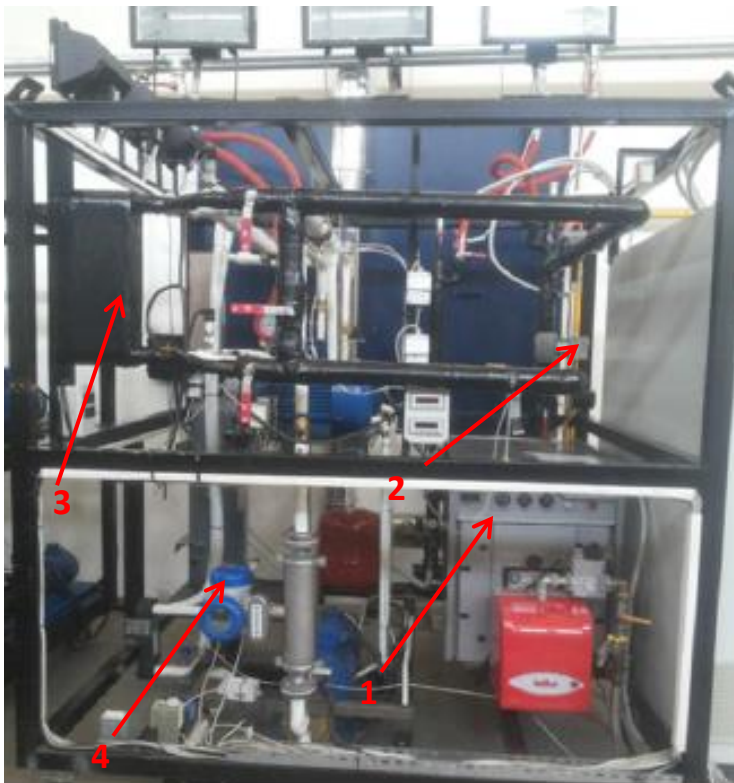
Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Εικόνα



Περιγραφή

1. Συμπυκνωτής
2. Ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα Bypass
3. Ζεύγος εκτονωτή-γεννήτριας
4. Τροφοδοτικό δοχείο

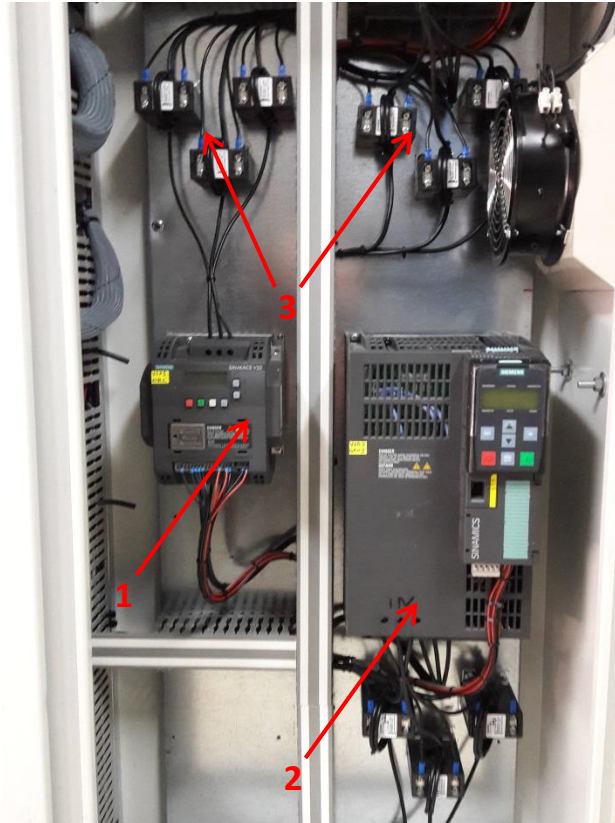


1. Λέβητας φυσικού αερίου
2. Κυκλοφορητής ζεστού νερού Wilo Stratos
3. Ατμοποιητής
4. Παροχόμετρο μάζας Coriolis

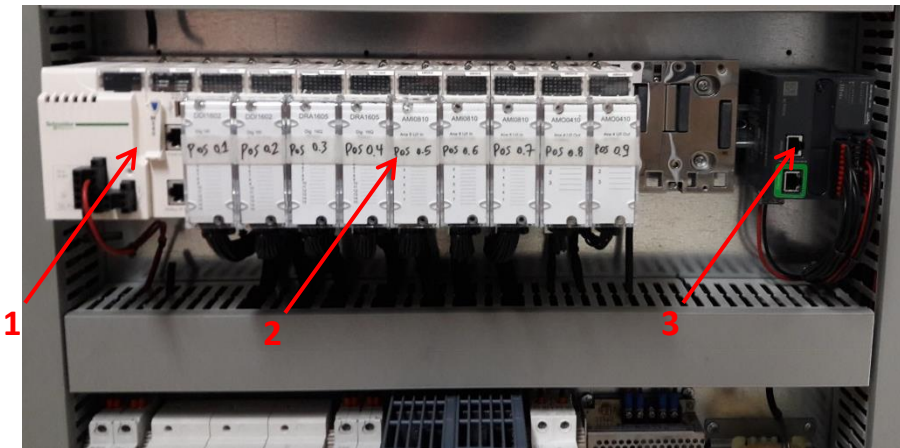
Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Εικόνα

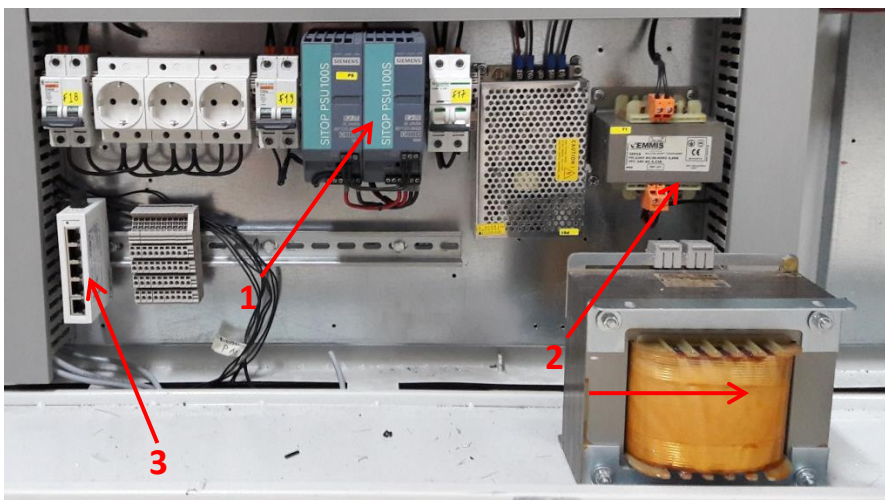
Περιγραφή



1. Ρυθμιστής στροφών κινητήρα αντλίας
2. Ρυθμιστής στροφών γεννήτριας
3. Μετασχηματιστές εντάσεως για την μέτρηση της ηλεκτρικής ισχύος



1. PLC κανονικής λειτουργίας
2. Κάρτες εισόδων εξόδων
3. PLC ασφαλείας

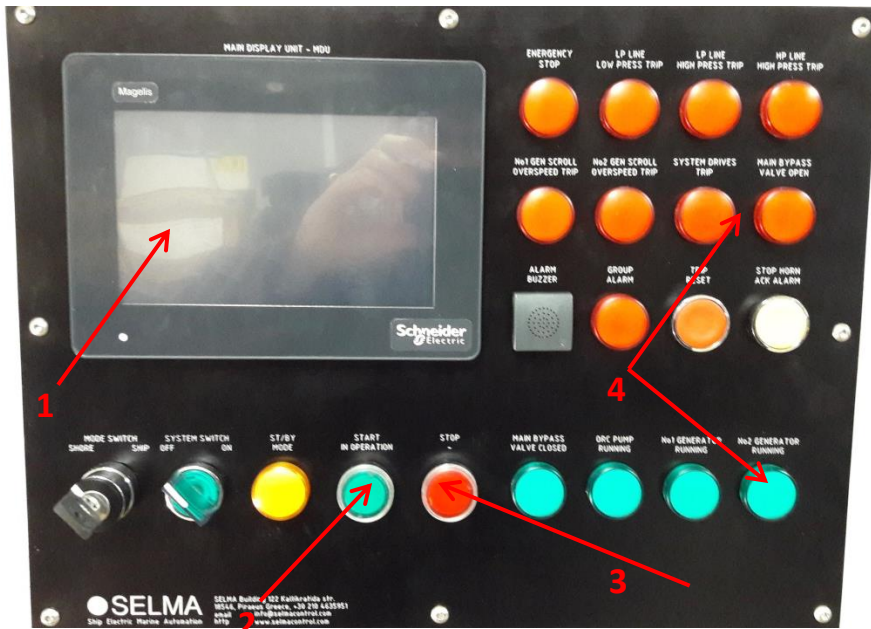


1. Τροφοδοτικά
2. Μετασχηματιστές
3. Switch τοπικού δικτύου

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Εικόνα

Περιγραφή

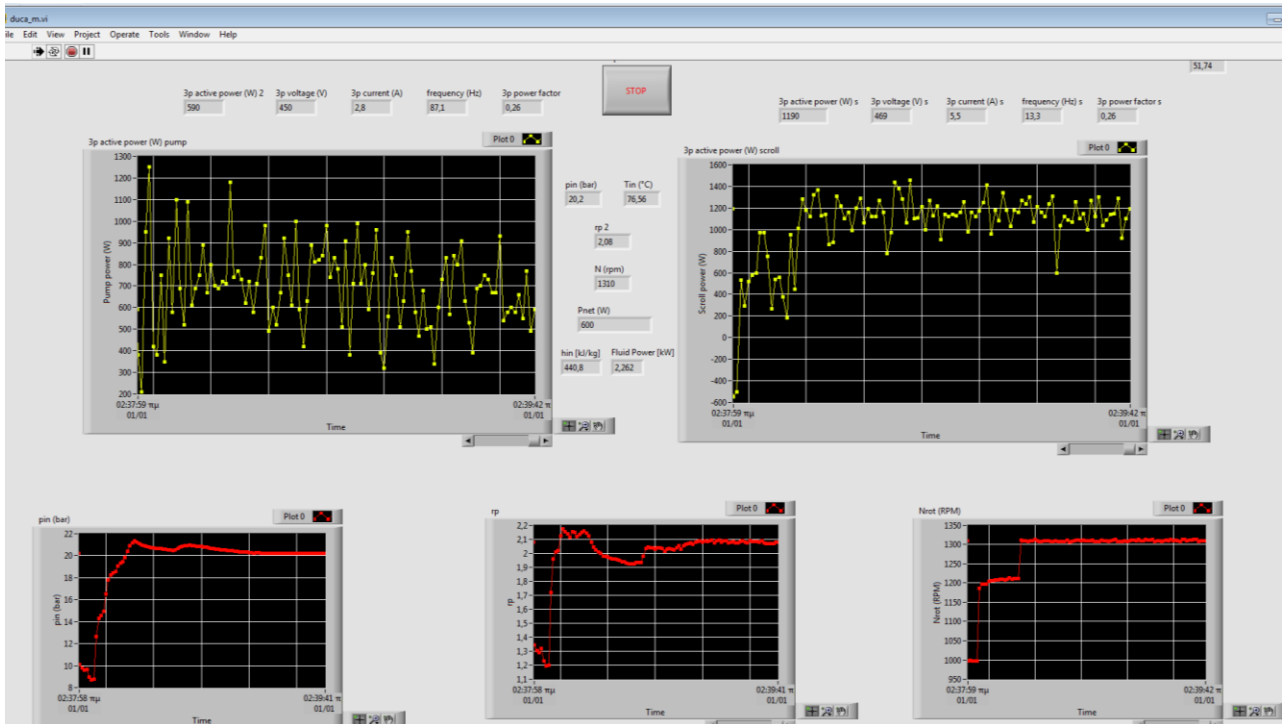


1. Οθόνη αφής HMI
2. Κουμπί εκκίνησης λειτουργίας
3. Κουμπί κανονικής διακοπής λειτουργίας
4. Ενδεικτικές λυχνίες

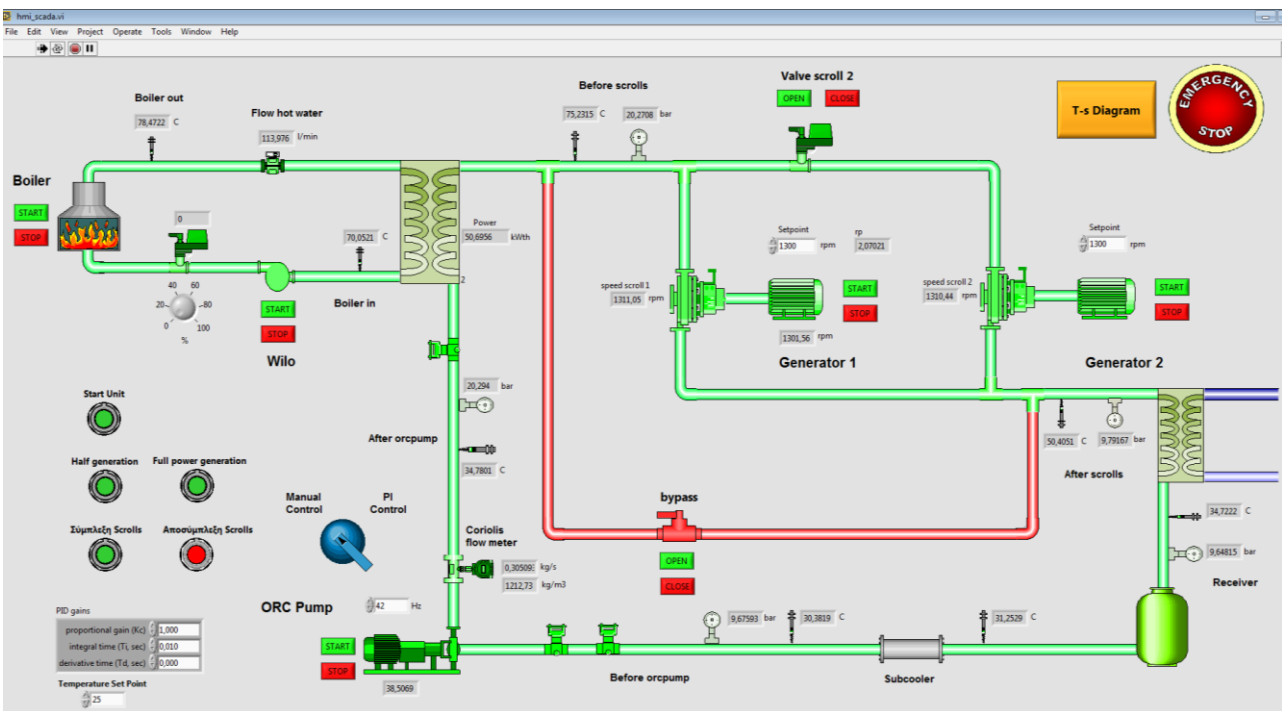


Ο ψύκτης που χρησιμοποιήθηκε για το νερό του εναλλάκτη υπόψυξης κατά την διάρκεια των δοκιμών στο εργαστήριο

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή



Γραφικό περιβάλλον επικοινωνίας με τους αναλυτές ενέργειας στο LabView



Γραφικό περιβάλλον Labview για την απεικόνιση της εγκατάστασης στον ΗΥ

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Ευρετήριο εικόνων

Εικόνα I-1 Διάγραμμα Shankey ναυτικής μηχανής Diesel[2].....	14
Εικόνα I-2 Μηχανολογικό σχέδιο της εγκατάστασης. Αποτυπώνονται όλες οι συνιστώσες και τα μετρητικά του κύκλου, καθώς και οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες στο σημείο σχεδιασμού.....	16
Εικόνα II-1 Διάγραμμα T-s του θερμοδυναμικού κύκλου στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.....	18
Εικόνα II-2 Σχηματική αναπαράσταση αντλίας διαφράγματος.....	19
Εικόνα II-3 Καμπύλη στροφών-ογκομετρικής παροχής για την αντλία Hydra-Cel D-10x.....	20
Εικόνα II-4 Σχηματική αναπαράσταση πλακοειδή εναλλάκτη.....	21
Εικόνα II-5 Σχέση αριθμού ειδικών στροφών και βαθμού απόδοσης για διάφορους τύπους στροβιλομηχανών[6].....	23
Εικόνα II-6 Όρια αποδοτικής λειτουργίας συναρτήσει της διακινούμενης παροχής όγκου για διάφορους τύπους μηχανών θετικής μετατόπισης[7].....	25
Εικόνα II-7 Εύρη αποδοτικής λειτουργίας διαφόρων εκτονωτών για εφαρμογές ORC[8].....	25
Εικόνα II-8 Αρχή λειτουργίας ελικοειδούς εκτονωτή[44].....	26
Εικόνα II-9 Απώλειες υποεκτόνωσης[10].....	27
Εικόνα II-10 Απώλειες υπερεκτόνωσης[10].....	27
Εικόνα II-11 Χαρακτηριστική ροπής-στροφών επαγωγικής μηχανής[12].....	28
Εικόνα II-12 Σχηματική αναπαράσταση ηλεκτρονικού κυκλώματος ενός VFD.....	31
II-13 Μεταβολή της χαρακτηριστικής ροπής-στροφών επαγωγικού κινητήρα με τη συχνότητα για έλεγχο V/f [12].....	32
Εικόνα III-1 Σχηματική αναπαράσταση ροής ισχύος στο ζεύγος κινητήρα-αντλίας.....	43
Εικόνα III-2 Συσχέτιση απωλειών εν κενώ του κινητήρα με τον λόγο τάσεων.....	46
Εικόνα III-3 Συσχέτιση των απωλειών σε λειτουργία με φορτίο του κινητήρα με τον λόγο ροπών.....	47
Εικόνα III-4 Βαθμός απόδοσης κινητήρα λόγω αλλαγής σημείου λειτουργίας συναρτήσει του λόγου συχνοτήτων και του φορτίου ϕ	49
Εικόνα III-5 Συσχέτιση VFD factor με τον λόγο συχνοτήτων.....	50
Εικόνα III-6 Βαθμός απόδοσης κινητήρα και ρυθμιστή στροφών συναρτήσει του λόγου συχνοτήτων και του φορτίου ϕ	51
Εικόνα III-7 Κρίσιμο ύψος αναρρόφησης αντλίας συναρτήσει των στροφών της.....	52
Εικόνα III-8 Απεικόνιση της φιλοσοφίας επίλυσης του ατμοποιητή.....	57
Εικόνα III-9 Απεικόνιση της φιλοσοφίας επίλυσης του συμπυκνωτή.....	66
Εικόνα III-10 Φυσική σημασία των παραμέτρων των εξισώσεων (3.57-3.63)[10].....	74
Εικόνα III-11 Διάγραμμα ροής του αλγόριθμου υπολογισμού του θερμοδυναμικού κύκλου.....	86
Εικόνα IV-1 Μείωση του καθαρού ύψους αναρρόφησης της αντλίας με την μείωση της θερμοκρασία του τροφοδοτικού δοχείου.....	93
Εικόνα IV-2 Απόκριση της πίεσης πριν και μετά το τροφοδοτικό δοχείο για μείωση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης του συμπυκνωτή.....	95
Εικόνα IV-3 Απόκριση της θερμοκρασίας πριν και μετά το τροφοδοτικό δοχείο για μείωση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης του συμπυκνωτή.....	95
Εικόνα IV-4 Μεταβολή στροφών αντλίας και Δm κατά την διάρκεια του φαινομένου της σπηλαίωσης.....	96
Εικόνα IV-5 Μετρούμενος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει της πίεσης εισόδου του για $N_{exp}=1450RPM$	100
Εικόνα IV-6 Μετρούμενος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει της πίεσης εισόδου του για $N_{exp}=1300RPM$	100

Εικόνα IV-7 Μετρούμενος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του για $p_{in} = 23\text{bar}$	101
Εικόνα IV-8 Μετρούμενος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του για $p_{in} = 25\text{bar}$	101
Εικόνα IV-9 Μηχανικές απώλειες ελικοειδούς συμπιεστή συναρτήσει των στροφών[35]	102
Εικόνα IV-10 Μηχανικός βαθμός απόδοσης ελικοειδούς συμπιεστή συναρτήσει των στροφών[35]	102
Εικόνα IV-11 Μετρούμενες τιμές της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή συναρτήσει της πίεσης εισόδου του για $N_{exp} = 1450\text{RPM}$	103
Εικόνα IV-12 Μετρούμενες τιμές της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή συναρτήσει της πίεσης εισόδου του για $N_{exp} = 1300\text{RPM}$	104
Εικόνα IV-13 Μετρούμενες τιμές της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του για $p_{in} = 23\text{bar}$	104
Εικόνα IV-14 Μετρούμενες τιμές της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του για $p_{in} = 25\text{bar}$	105
Εικόνα IV-15 Μετρούμενες τιμές συντελεστή πλήρωσης συναρτήσει της πίεσης εισόδου του εκτονωτή για $N_{exp} = 1450\text{RPM}$	106
Εικόνα IV-16 Μετρούμενες τιμές συντελεστή πλήρωσης συναρτήσει της πίεσης εισόδου του εκτονωτή για $N_{exp} = 1300\text{RPM}$	107
Εικόνα IV-17 Μετρούμενες τιμές συντελεστή πλήρωσης συναρτήσει των στροφών του εκτονωτή για $p_{in} = 23\text{bar}$	107
Εικόνα IV-18 Μετρούμενες τιμές συντελεστή πλήρωσης συναρτήσει των στροφών του εκτονωτή για $p_{in} = 25\text{bar}$	108
Εικόνα IV-19 Επιφάνεια ισεντροπικού βαθμού απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει των N_{exp} και p_r για $p_{in} = 23\text{bar}$	113
Εικόνα IV-20 Επιφάνεια ισεντροπικού βαθμού απόδοσης εκτονωτή συναρτήσει των N_{exp} και p_r για $p_{in} = 25\text{bar}$	113
Εικόνα IV-21 Συσχέτιση των τιμών του παράγοντα πλήρωσης ff του εκτονωτή με τις στροφές της αντλίας	115
Εικόνα IV-22 Μετρούμενη και υπολογιζόμενη ηλεκτρική ισχύς και φορτίο ϕ του κινητήρα της αντλίας συναρτήσει των στροφών της	117
Εικόνα IV-23 Σύγκριση της μετρούμενης ηλεκτρικής ισχύος και του μετρούμενου προδιδόμενου έργου από την αντλία στο ρευστό	119
Εικόνα IV-24 Σύγκριση μετρούμενου και θεωρητικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας	119
Εικόνα IV-25 Σύγκριση του θεωρητικού και του μετρούμενου ολικού βαθμού απόδοσης της αντλίας	120
Εικόνα IV-26 Σύγκριση βαθμού απόδοσης αντλίας και κινητήρα για κινητήρες ονομαστικής ισχύος 3kW και $1,5\text{kW}$	121
Εικόνα IV-27 Μετρούμενες τιμές πτώσης πίεσης συναρτήσει της παροχής όγκου νερού στον συμπυκνωτή	122
Εικόνα IV-28 Μετρούμενες τιμές πτώσης πίεσης συναρτήσει της παροχής όγκου νερού στον ατμοποιητή	123
Εικόνα IV-29 Διάγραμμα συσχέτισης απωλειών πίεσης και ανηγμένης μαζικής ροής G_c νερού στον συμπυκνωτή	124
Εικόνα IV-30 Διάγραμμα συσχέτισης απωλειών πίεσης και ανηγμένης μαζικής ροής G_c νερού στον ατμοποιητή	124
Εικόνα V-1 ΔNPSH συναρτήσει της θερμοκρασίας υπόψυξης στο θεωρητικό σημείο σχεδιασμού της εγκατάστασης	128

Εικόνα V-2 Επίδραση θερμοκρασίας υπόψυξης στο βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης	129
Εικόνα V-3 Διάγραμμα T-S στο θεωρητικό σημείο σχεδιασμού της εγκατάστασης	130
Εικόνα V-4 Επίδραση της παροχής του θερμού νερού στον ατμοποιητή στην θερμοκρασία υπερθέρμανσης για διαφορετικές παροχές του εργαζόμενου μέσου	134
Εικόνα V-5 Στροφές εκτονωτών και καθαρή παραγόμενη ισχύς συναρτήσει των στροφών της αντλίας για διάφορες τιμές της πίεσης ατμοποίησης	135
Εικόνα V-6 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει των στροφών της αντλίας για διάφορες τιμές της πίεσης ατμοποίησης	136
Εικόνα V-7 Επίδραση πίεσης ατμοποίησης και στροφών της αντλίας στον βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης	137
Εικόνα V-8 Διάγραμμα T-S για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης στον χώρο του εργαστηρίου	138
Εικόνα V-9 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει των στροφών της αντλίας για λειτουργία στο εργαστήριο	142
Εικόνα V-10 Πίεση ατμοποίησης και καθαρή παραγόμενη ισχύς συναρτήσει των στροφών της αντλίας για λειτουργία στο εργαστήριο	143
Εικόνα V-11 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και τροφοδοτικού δοχείου συναρτήσει της παροχής του θερμού νερού στον ατμοποιητή για λειτουργία στο εργαστήριο	146
Εικόνα V-12 Πίεση ατμοποίησης και καθαρή παραγόμενη ισχύς εγκατάστασης συναρτήσει της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή για λειτουργία στο εργαστήριο	147
Εικόνα V-13 Σχηματική αναπαράσταση της τοποθέτησης της εγκατάστασης στο κύκλωμα ψύξης του πλοίου	149
Εικόνα V-14 Χάρτης λειτουργίας για μεταβλητές στροφές της αντλίας για τις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας σε πλοίο	152
Εικόνα V-15 T-S διάγραμμα ονομαστικού σημείου λειτουργίας σε πλοίο	155
Εικόνα V-16 Χάρτης λειτουργίας της εγκατάστασης για μεταβλητές στροφές της αντλίας με παράμετρο τη θερμοκρασία του θερμού νερού για λειτουργία σε πλοίο	156
Εικόνα VI-1 Στρατηγική ελέγχου με μεταβλητό σημείο ρύθμισης για τον ελεγκτή [41]	164
Εικόνα VIII-1 Τυπική μορφή εντολής Modbus [42]	181
Εικόνα VIII-2 Θερμοκρασίες νερού της Μεσογείου θάλασσας για διάφορα λιμάνια κατά την διάρκεια ενός έτους [43]	183

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Ευρετήριο πινάκων

Πίνακας II-1 Χαρακτηριστικά της αντλίας της εγκατάστασης	19
Πίνακας II-2 Χαρακτηριστικά του κινητήρα του αντλίας	21
Πίνακας II-3 Χαρακτηριστικά του ατμοποιητή της εγκατάστασης	22
Πίνακας II-4 Χαρακτηριστικά του συμπυκνωτή της εγκατάστασης	22
Πίνακας II-5 Χαρακτηριστικά ελικοειδούς συμπιεστή/εκτονωτή	27
Πίνακας II-6 Στροφές σύγχρονης ηλεκτρικής μηχανής σε συνάρτηση με τον αριθμό πόλων της και την συχνότητα του ηλεκτρικού δικτύου	28
Πίνακας II-7 Χαρακτηριστικά επαγωγικών κινητήρων που χρησιμοποιήθηκαν ως γεννήτριες στην παρούσα εγκατάσταση	28
Πίνακας II-8 Στοιχεία του κυκλώματος θερμού νερού	30
Πίνακας II-9 Χαρακτηριστικά ρυθμιστή στροφών αντλίας	32
Πίνακας II-10 Χαρακτηριστικά ρυθμιστών στροφών γεννητριών	33
Πίνακας II-11 Στοιχεία του Siemens PLC της εγκατάστασης	34
Πίνακας II-12 Μετρητικά πίεσης και θερμοκρασίας	37
Πίνακας II-13 Λοιπά μετρητικά	38
Πίνακας III-1 Ιδιότητες κλάσης ThermoState	40
Πίνακας III-2 Μέθοδοι κλάσης ThermoState	41
Πίνακας III-3 Συμβολισμοί εικόνας III.1	43
Πίνακας IV-1 Χαρακτηριστικά παλιού εναλλάκτη υπόψυξης της εγκατάστασης	87
Πίνακας IV-2 Συνθήκες δοκιμών των εκτονωτών	99
Πίνακας IV-3 Συσχέτιση παραμέτρων της εξίσωσης με τις στροφές και την πίεση εισόδου του εκτονωτή	111
Πίνακας IV-4 Τιμές που προέκυψαν για τις παραμέτρους της εξίσωσης από την προσαρμογή της στα πειραματικά δεδομένα	112
Πίνακας V-2 Σημεία ρύθμισης ελεγκτή πίεσης ατμοποίησης συναρτήσει της θερμοκρασίας θερμού νερού για λειτουργία στο εργαστήριο	144
Πίνακας V-3 Σημεία ρύθμισης ελεγκτή πίεσης ατμοποίησης συναρτήσεις της θερμοκρασίας νερού ψύξης της μηχανής του πλοίου	158
Πίνακας VI-1 Συσχέτιση στροφών αντλίας-εκτονωτών κατά την εκκίνηση ή την διακοπή λειτουργίας της εγκατάστασης	170
Πίνακας VIII-1 Pins καλωδίου RS-485 για την επικοινωνία με τους αναλυτές ενέργειας	179
Πίνακας VIII-2 Ρύθμιση παραμέτρων σειριακής επικοινωνίας των αναλυτών ενέργειας	180

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Βιβλιογραφία

- [1] “Improving efficiency - Warstill.com.” [Online]. Available: <http://www.wartsila.com/sustainability/environmental-responsibility/products-and-environmental-aspects/improving-efficiency%0A>.
- [2] MAN Diesel & Turbo, “Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI,” p. 32, 2014.
- [3] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff, “Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 8–9, pp. 1809–1817, 2009.
- [4] S. Quoilin, “Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications,” no. October, pp. 1–183, 2011.
- [5] S. Declaye, “Improving the performance of μ -ORC systems,” ULg, 2015.
- [6] S. L. Dixon, “Radial Flow Gas Turbines,” in *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, no. 1992, 1992, pp. 236–276.
- [7] J. G. Persson and G. Sohlenius, “Performance Evaluation of Fluid Machinery During Conceptual Design,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 39, no. 1, pp. 137–140, 1990.
- [8] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, and L. Guillaume, “Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines,” *Int. Compress. Eng. Conf.*, pp. 1–10, 2012.
- [9] V. Lemort, S. Declaye, and S. Quoilin, “Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 226, no. 1, pp. 126–136, 2012.
- [10] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume, and V. Lemort, “Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid,” *Energy*, vol. 55, pp. 173–183, 2013.
- [11] Β. Μούκας, “Θερμοδυναμική μοντελοποίηση ανάκτησης θερμότητας με ORC σε μερικό φορτίο,” Ε.Μ.Π., 2016.
- [12] S. Chapman, *Ηλεκτρικές Μηχανές*, 4η έκδοση. Εκδόσεις Τζιόλα, 2010.
- [13] Ν. Αντωνίου, “Απομακρυσμένη διαχείριση και έλεγχος εγκατάστασης αξιοποίησης απορριπτόμενης θερμότητας από μηχανές πλοίων με τεχνολογία ORC μέσω Labview και PLC,” Ε.Μ.Π., 2015.
- [14] L. Szychta, “Analysis of efficiency characteristics of squirrel-cage induction motor loaded with water system pump,” vol. 6, no. 2, pp. 72–76, 2011.
- [15] Y. Li, M. Liu, J. Lau, and B. Zhang, “A novel method to determine the motor efficiency under variable speed operations and partial load conditions,” *Appl. Energy*, vol. 144, pp. 234–240, 2015.
- [16] A. Landelle, N. Tauveron, P. Haberschill, and S. Colasson, “Study of Reciprocating Pump for

- Supercritical Orc At," *Proc. 3rd Int. Semin. ORC Power Syst.*, no. 2013, pp. 1–9, 2015.
- [17] C. M. Burt, X. Piao, F. Gaudi, B. Busch, and N. F. Taufik, "Electric Motor Efficiency under Variable Frequencies and Loads," *J. Irrig. Drain. Eng.*, vol. 134, no. 2, pp. 129–136, 2008.
- [18] G. D. Herbert H. Tackett, James A. Cripe, "Positive displacement reciprocating pump fundamentals- power and direct acting types.," *Proc. twenty-fourth Int. pump user Symp.*, pp. 45–58, 2008.
- [19] S. Kakac and L. Hongtan, *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, 2nd ed. CRC Press.
- [20] F. Incropera, D. De Witt, F. Bergman, and A. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed. Wiley.
- [21] G. A. Longo and A. Gasparella, "Refrigerant R134a vaporisation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger," *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 5, pp. 821–830, 2007.
- [22] V. Donowski and S. Kandlikar, "Correlating evaporation heat transfer coefficient of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger," *Proc. Boil. 2000 Phenom. ...*, pp. 1–18, 2000.
- [23] J. Dong, X. Zhang, and J. Wang, "Experimental investigation on heat transfer characteristics of plat heat exchanger applied in organic Rankine cycle (ORC)," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 112, pp. 1137–1152, 2017.
- [24] G. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, and C. Zilio, "A new model for refrigerant boiling inside Brazed Plate Heat Exchangers (BPHEs)," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 91, pp. 144–149, 2015.
- [25] H. C. Simpson *et al.*, "SATURATION NUCLEATE POOL BOILING - A SIMPLE CORRELATION," in *First U.K. National Conference on Heat Transfer*, 1984, pp. 785–793.
- [26] J. R. García-Cascales, F. Vera-García, J. M. Corberán-Salvador, and J. González-Maciá, "Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 6, pp. 1029–1041, 2007.
- [27] G. A. Longo, "Refrigerant R134a condensation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 5, pp. 780–789, 2008.
- [28] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, and J. Lebrun, "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 14–15, pp. 3094–3102, 2009.
- [29] W. Deprez, A. Dexters, J. Driesen, and R. Belmans, "Energy Efficiency of small Induction Machines : Comparison between Motor and Generator Mode," *Electr. Eng.*, pp. 1–6, 2006.
- [30] F. Ayachi, E. B. Ksayer, P. Neveu, and A. Zoughaib, "Experimental investigation and modeling of a hermetic scroll expander," *Appl. Energy*, vol. 181, pp. 256–267, 2016.
- [31] B. Twomey, P. A. Jacobs, and H. Gurgenci, "Dynamic performance estimation of small-scale solar cogeneration with an organic Rankine cycle using a scroll expander," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 1307–1316, 2013.

- [32] A. Leontaritis *et al.*, “Experimental Study on a Low Temperature Orc Unit for Onboard Waste Heat Recovery From Marine Diesel,” pp. 1–10, 2015.
- [33] A. Landelle, N. Tauveron, R. Revellin, P. Haberschill, S. Colasson, and V. Roussel, “Performance investigation of reciprocating pump running with organic fluid for organic Rankine cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 113, pp. 962–969, 2017.
- [34] P. Song, M. Wei, L. Shi, S. N. Danish, and C. Ma, “A review of scroll expanders for organic rankine cycle systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 75, pp. 54–64, 2015.
- [35] M. S. Ishii, N., M. Yamamura, S. Muramatsu, S. Yamamoto, “Mechanical Efficiency of a Variable Speed Scroll Compressor,” *Proc. Int. Compress. Eng. Conf.*, no. June, pp. 192–199, 1990.
- [36] R. Zanelli and D. Favrat, “Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator,” *12th Int. Compress. Eng. Conf. Purdue*, pp. 459–464, 1994.
- [37] E. W. Jassim, T. A. Newell, and J. C. Chato, “Refrigerant pressure drop in chevron and bumpy style flat plate heat exchangers,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 30, no. 3, pp. 213–222, 2006.
- [38] M. Soffiato, C. A. Frangopoulos, G. Manente, S. Rech, and A. Lazzaretto, “Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 92, pp. 523–534, 2015.
- [39] P. Petr, C. Schröder, J. Köhler, and M. Gräber, “Paper ID : 123 Page 1 OPTIMAL CONTROL OF WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS APPLYING NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL (NMPC) 1 . MOTIVATION FOR THE HOLISTIC OPTIMIZATION OF THE Paper ID : 123 Page 2,” pp. 1–10.
- [40] A. Hernandez, V. Lemort, and R. De Keyser, “Multivariable Epsac Predictive Control for Organic Rankine Cycle Technology,” no. October, pp. 2011–2013, 2013.
- [41] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, V. Lemort, and H. Spliethoff, “Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles,” *Appl. Energy*, vol. 88, no. 6, pp. 2183–2190, 2011.
- [42] L. Guerrieri, “Specifiche generali protocollo MODBUS – RTU Rev. 12 (inglese).” [Online]. Available: ftp://93-51-157-73.ip267.fastwebnet.it/DucatiSistemi/Protocols_Analysers/MODBUS_12_ENG.pdf.
- [43] “Mediterranean Water Temperatures.” [Online]. Available: <https://www.seatemperature.org/mediterranean-sea>.
- [44] Z. Wu, D. Pan, N. Gao, T. Zhu, and F. Xie, “Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 87, pp. 529–537, 2015.