



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«Σύζευξη συστήματος ORC μικρής ισχύος με οικιακό ηλιακό σύστημα και σχεδιασμός κατάλληλης διάταξης»»

Του Φοιτητή

Χαραλαμπίδη Αντώνιου

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2018

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον αναπληρωτή καθηγητή κ. Σωτήριο Καρέλλα για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε με την ανάθεση του συγκεκριμένου, ιδιαίτερα απαιτητικού θέματος. Ωστόσο, η εκπόνηση της παρούσας εργασίας ήταν ιδιαίτερα επίπονη και θα ήταν αδύνατη χωρίς τη συμβολή ορισμένων ανθρώπων.

Στο πλαίσιο αυτό, θα ήθελα πρωτίστως να ευχαριστήσω τον κ. Πλάτωνα Πάλλη για τη συνεχή καθοδήγησή του και την πολύτιμη βοήθεια που μου παρείχε παρά το βεβαρυμένο πρόγραμμά του. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους Κωνσταντίνο Μπραϊμάκη και Τρύφωνα Ρουμπεδάκη για τη συμβολή τους στην επίλυση συγκεκριμένων ζητημάτων. Ακόμη, θέλω να ευχαριστήσω τους φίλους μου που με υπέμειναν και με αποφόρτιζαν όλο αυτό το διάστημα. Τέλος, το μεγαλύτερο «ευχαριστώ» ανήκει στην οικογένειά μου που με άφησε να εργαστώ απερίσπαστος και με στήριξε με κάθε δυνατό τρόπο καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Περίληψη

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας αποτελεί η σύζευξη ενός συστήματος Οργανικού Κύκλου Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC) με ηλιακό σύστημα κατοικίας, ο καθορισμός των απαιτούμενων παρεμβάσεων σε αυτό και ο πλήρης σχεδιασμός της διάταξης του ORC. Σκοπός της εν λόγω διάταξης είναι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με παράλληλη τροφοδότηση των θερμικών φορτίων της κατοικίας, για την αύξηση της συνολικής απόδοσης της εγκατάστασης. Ο σχεδιασμός γίνεται με τεχνοοικονομικά κριτήρια και συγχρόνως τίθενται χωροταξικοί περιορισμοί. Συγκεκριμένα, δίνεται έμφαση στην εκλογή της τροφοδοτικής αντλίας και τον τρόπο ψύξης του ORC. Στο πλαίσιο αυτό, αξιολογούνται δύο μοντέλα αντλιών διαφράγματος, ενώ εξετάζονται και δύο διαφορετικές διατάξεις σύνδεσης του συμπυκνωτή και του υποψύκτη του συστήματος, εν σειρά και παράλληλα. Η συνολική ανάλυση πραγματοποιείται υπό την παραδοχή μόνιμων συνθηκών λειτουργίας. Τέλος, παρουσιάζεται η λογική του ελέγχου των τελικών συστημάτων και διατυπώνονται προτάσεις για τη βελτίωσή τους.

Ο σχεδιασμός γίνεται για κατοικία επιφάνειας θερμαινόμενων χώρων 200 m^2 , με ηλιακό σύστημα υποβοήθησης που περιλαμβάνει ηλιακούς συλλέκτες κενού, λέβητες, ενδοδαπέδιο σύστημα θέρμανσης και κολυμβητική δεξαμενή (πισίνα). Το εύρος θερμοκρασιών του κύκλου ορίζεται μεταξύ 37 και $80 \text{ }^\circ\text{C}$ και ως εργαζόμενο μέσο επιλέγεται το οργανικό μέσο R134a. Το σύστημα επιτυγχάνει την παραγωγή καθαρής ηλεκτρικής ισχύος 1.2 kW_{el} με βαθμό απόδοσης 3.24% και απόδοση της απορριπτόμενης θερμότητας από το συμπυκνωτή και τον υποψύκτη στο ηλιακό σύστημα. Οι διαστάσεις της συσκευής είναι $770 \times 990 \times 1100 \text{ mm}$ και ζυγίζει 240 kg . Το κόστος της ανέρχεται στις 16500 € , ενώ το συνολικό κόστος, συμπεριλαμβανομένων και των παρεμβάσεων στο υφιστάμενο ηλιακό σύστημα, στις 22000 € . Στις τιμές αυτές συμπεριλαμβάνεται Φόρος Προστιθέμενη Αξίας (Φ.Π.Α.) 24% .

Abstract

This diploma thesis deals with the coupling of an Organic Rankine Cycle (ORC) system with a residential solar system, the necessary modifications on it and the complete design of the ORC device. The objective of this device is the electricity generation and the use of waste heat in order to meet the residence's demand. In this way, the system's total efficiency is increased. The design is conducted based on technoeconomical criteria and spatial restrictions. In particular, the pump selection and the cooling of the ORC system are of great importance. Thus, two diaphragm pump models and two condenser and subcooler layouts are evaluated; in parallel and in series. The analysis is carried out considering steady state conditions. Finally, the control strategy of the whole system is presented and future work recommendations are made.

The design is carried out for the solar system of a 200 m^2 heated floor area residence. This system consists of evacuated tube solar collectors, boilers, underfloor heating system and a swimming pool. The cycle's temperature range is set between 37 and 80 °C and the organic fluid R134a is selected as working fluid. The system generates 1.2 kW_{el} net electrical power with 3.24 % efficiency and rejects heat into the solar system. The device's dimensions and weight are $770 \times 990 \times 1100 \text{ mm}$ and 240 kg , respectively. The cost of the device is about 16500 €, while the total cost, including the solar system's modifications, amounts to 22000 €, including Value Added Tax (VAT) of 24 %.

Περιεχόμενα

1. Εισαγωγή	1
1.1 Γενικά.....	1
1.2 Οργανικός Κύκλος Rankine.....	1
1.3 Πηγές Θερμότητας.....	2
1.3.1 Γεωθερμική ενέργεια	3
1.3.2 Ηλιακή ενέργεια.....	3
1.3.3 Βιομάζα.....	4
1.3.4 Απορριπτόμενη θερμότητα	5
1.4 Εμπορικές διατάξεις ORC.....	5
1.5 Διατάξεις ORC μικρής κλίμακας.....	6
1.6 Σκοπός της εργασίας.....	6
2. Ανάλυση θερμοδυναμικού κύκλου, εκλογή συνθηκών λειτουργίας και εργαζόμενου μέσου	7
2.1 Θερμοδυναμικός κύκλος.....	7
2.2 Εκλογή συνθηκών λειτουργίας	9
2.3 Εκλογή εργαζόμενου μέσου.....	9
2.4 Προκαταρκτική επιλογή κύριων εξαρτημάτων.....	12
2.4.1 Αντλία	12
2.4.2 Εκτονωτής.....	14
2.4.3 Εναλλάκτες Θερμότητας.....	16
2.5 Μοντελοποίηση κύκλου.....	17
3. Σύζευξη ORC με ηλιακό σύστημα	25
3.1 Υφιστάμενο σύστημα.....	25
3.2 Τροποποιημένο σύστημα	26
4. Εκλογή βασικών εξαρτημάτων κυκλώματος ORC	31
4.1 Αρχικός υπολογισμός κύκλου.....	31
4.2 Εκλογή αντλίας	33
4.3 Εκλογή κινητήρα.....	37
4.4 Εκλογή εκτονωτή.....	39
4.5 Εκλογή γεννήτριας.....	40
4.6 Εκλογή ηλεκτρονικών ισχύος	41
4.7 Τελικός υπολογισμός κύκλου	45
4.8 Εκλογή εξαρτημάτων μηχανικής σύμπλεξης.....	52
4.9 Εκλογή εναλλακτών θερμότητας.....	54
4.10 Εκλογή τροφοδοτικού δοχείου.....	57
4.11 Κοστολόγιο βασικών εξαρτημάτων.....	57
4.12 Τελική εκλογή αντλίας.....	59
5. Εκλογή εξαρτημάτων ηλιακών συστημάτων	61
5.1 Υφιστάμενο σύστημα.....	63
5.2 Τροποποιημένο σύστημα	79
5.3 Επιλογή διάταξης συμπτυκωτή-υποψύκτη	86

5.4 Τελικό σύστημα	86
6. Αναλυτική σχεδίαση κυκλώματος ORC και εκλογή λοιπών εξαρτημάτων	89
6.1 Τροποποιημένο κύκλωμα ORC	89
6.2 Σωληνώσεις και διάταξη εξαρτημάτων	90
6.2.1 Απώλειες ενέργειας.....	91
6.2.2 Σπηλαίωση	93
6.2.3 Εκκίνηση αντλίας.....	95
6.2.4 Φυσική ροή σωληνώσεων υγρού	95
6.2.5 Λίπανση	95
6.2.6 Θόρυβος.....	96
6.2.7 Διάμετρος σωληνώσεων	96
6.2.8 Ύψος τοποθέτησης τροφοδοτικού δοχείου.....	97
6.3 Εκλογή λοιπών εξαρτημάτων	97
6.3.1 Σωλήνες και εξαρτήματα σύνδεσης χαλκού	97
6.3.2 Θερμομόνωση.....	100
6.3.3 Βαλβίδες.....	101
6.3.4 Τροφοδοτικό δοχείο.....	102
6.3.5 Φίλτρο	104
6.3.6 Αισθητήρες.....	105
6.3.7 Τελικό κύκλωμα ORC	108
6.3.8 Λοιπά εξαρτήματα νερού.....	109
6.4 Τελική διάταξη ORC.....	113
7. Σκελετός εγκατάστασης και στοιχεία έδρασης	115
8. Τελικό προϊόν και κοστολόγηση	119
9. Στοιχεία ελέγχου.....	123
9.1 Σύστημα ORC	123
9.2 Ηλιακό σύστημα	126
10. Συμπεράσματα και προτάσεις περαιτέρω διερεύνησης.....	133
10.1 Συμπεράσματα	133
10.2 Προτάσεις	133
Παράρτημα Α: Κώδικες υπολογισμού	135
A.1 Κυρίως πρόγραμμα	135
A.2 Συνάρτηση υπολογισμού βέλτιστου λόγου εκτόνωσης	138
A.3 Συνάρτηση υπολογισμού κύκλου.....	143
A.4 Συνάρτηση υπολογισμού μεγεθών κορεσμένων καταστάσεων	152
A.5 Συνάρτηση υπολογισμού διαγραμμάτων θερμότητας-θερμοκρασίας εναλλάκτη θερμότητας.....	153
A.6 Συνάρτηση υπολογισμού Pinch Point ατμοποιητή	154
A.7 Συνάρτηση διαστασιολόγησης σωλήνων και υπολογισμού πτώσεων πίεσης.....	155
A.8 Συνάρτηση ελέγχου σπηλαίωσης	156
A.9 Συνάρτηση διαστασιολόγησης ατμοποιητή	157
Παράρτημα Β: Κατασκευαστικά σχέδια	165
Βιβλιογραφία	179

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1: Μονογραμμικό διάγραμμα απλού συστήματος ORC.....	2
Σχήμα 2: Εγκατεστημένη ισχύς συστημάτων ORC ανά πηγή θερμότητας	2
Σχήμα 3: Πλήθος εγκατεστημένων συστημάτων ORC ανά πηγή θερμότητας.....	3
Σχήμα 4: Σχηματική απεικόνιση γεωθερμικού συστήματος ORC.....	3
Σχήμα 5: Σχηματική απεικόνιση ηλιακού συστήματος ORC	4
Σχήμα 6: Μονογραμμικό διάγραμμα μονάδας Lienz II.....	5
Σχήμα 7: Μονογραμμικό κύκλωμα απλού ORC με αρίθμηση θέσεων.	7
Σχήμα 8: Απεικόνιση απλού ORC σε διάγραμμα $T-s$	8
Σχήμα 9: Μονογραμμικό κύκλωμα απλού ORC με υπόψυξη.	8
Σχήμα 10: Απεικόνιση απλού ORC με υπόψυξη σε διάγραμμα $T-s$	8
Σχήμα 11: Προτεινόμενα εργαζόμενα μέσα σπειροειδούς εκτονωτή συναρτήσεως θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης.....	10
Σχήμα 12: Προτεινόμενα εργαζόμενα μέσα κοχλιωτού εκτονωτή συναρτήσεως θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης.....	10
Σχήμα 13: Καμπύλη κορεσμού ψυκτικού μέσου R134a.....	11
Σχήμα 14: Απεικόνιση τομής γραναζωτής αντλίας	13
Σχήμα 15: Απεικόνιση τομής πτερυγοφόρου αντλίας	13
Σχήμα 16: Απεικόνιση τομής αντλίας εμβόλων αξονικού τύπου	13
Σχήμα 17: Απεικόνιση τομής διαφραγματικής αντλίας.....	14
Σχήμα 18: Απεικόνιση τομής εμβολοφόρου εκτονωτή	15
Σχήμα 19: Αρχή λειτουργίας κοχλιωτού εκτονωτή	15
Σχήμα 20: Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή	16
Σχήμα 21: Αρχή λειτουργίας πτερυγοφόρου εκτονωτή.....	16
Σχήμα 22: Απώλειες υπο-εκτόνωσης (αριστερά) και υπερ-εκτόνωσης (δεξιά).....	16
Σχήμα 23: Εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών εναλλακτών θερμότητας	17
Σχήμα 24: Μοντέλο αντλίας.	19
Σχήμα 25: Θερμοδυναμικό μοντέλο εκτονωτή.....	22
Σχήμα 26: Βαθμός απόδοσης εκτονωτή συναρτήσεως του λόγου πίεσης.....	22
Σχήμα 27: Υφιστάμενο ηλιακό σύστημα	26
Σχήμα 28: Τροποποιημένο ηλιακό σύστημα με εν σειρά σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.....	28
Σχήμα 29: Τροποποιημένο ηλιακό σύστημα με παράλληλη σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.....	29
Σχήμα 30: Μεταβολή απόδοσης οδηγίσεων συναρτήσεως ονομαστικής ισχύος και φορτίου.....	32
Σχήμα 31: Αντλία D10 με ορειχάλκινη κεφαλή της εταιρίας Hydra-Cell.	33
Σχήμα 32: Χαρακτηριστικές καμπύλες αντλίας D10 της εταιρίας Hydra-Cell.	34
Σχήμα 33: Βαθμός απόδοσης αντλίας D10-I συναρτήσεως στροφών και διαφορικού πίεσης.	35
Σχήμα 34: Βαθμός απόδοσης αντλίας D10-S συναρτήσεως στροφών και διαφορικού πίεσης.	35
Σχήμα 35: Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης αντλίας D10-I συναρτήσεως στροφών και διαφορικού πίεσης.	36
Σχήμα 36: Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης αντλίας D10-S συναρτήσεως στροφών και διαφορικού πίεσης.	37
Σχήμα 37: Κινητήρας N412 της εταιρίας Marathon motors.....	38
Σχήμα 38: Ισχύς και βαθμός απόδοσης κινητήρα συναρτήσεως ποσοστού φορτίου για λειτουργία με 60 Hz.	39
Σχήμα 39: Σπειροειδής συμπιεστής TRSA12 της εταιρίας SANDEN.	39
Σχήμα 40: Κινητήρας GT0010 της εταιρίας Marathon motors.....	40
Σχήμα 41: Ισχύς και βαθμός απόδοσης γεννήτριας συναρτήσεως ποσοστού φορτίου για λειτουργία με 60 Hz.	41
Σχήμα 42: Κύκλωμα οδήγησης κινητήρα.	42
Σχήμα 43: Κυματομορφή τάσης εξόδου μέσω PWM με πλάτος και συχνότητα: α) 120 V, 60 Hz, β) 60 V, 30 Hz, γ) 40 V, 20 Hz.....	42
Σχήμα 44: Κύκλωμα οδήγησης γεννήτριας	43
Σχήμα 45: Οδήγηση SINAMICS V20 της εταιρίας Siemens.	44
Σχήμα 46: Μονάδα ελέγχου CU240E-2 της εταιρίας Siemens.....	44
Σχήμα 47: Μονάδα ισχύος PM250 της εταιρίας Siemens.	44
Σχήμα 48: Διάγραμμα $T-s$ τελικού κύκλου για αντλία D10-I.....	49
Σχήμα 49: Διάγραμμα $Q-T$ ατμοποιητή για αντλία D10-I.....	49
Σχήμα 50: Διαγράμματα $Q-T$ συμπυκνωτή και υποψύκτη για αντλία D10-I και εν σειρά σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.	50
Σχήμα 51: Διάγραμμα $Q-T$ συμπυκνωτή και υποψύκτη για αντλία D10-I και παράλληλη σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.	50
Σχήμα 52: Διάγραμμα $T-s$ τελικού κύκλου για αντλία D10-S.....	51

Σχήμα 53: Διάγραμμα <i>Q-T</i> ατμοποιητή για αντλία D10-S.	51
Σχήμα 54: Διάγραμμα <i>Q-T</i> συμπυκνωτή και υποψύκτη για αντλία D10-S και εν σειρά σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.	52
Σχήμα 55: Διάγραμμα <i>Q-T</i> συμπυκνωτή και υποψύκτη για αντλία D10-S και παράλληλη σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.	52
Σχήμα 56: Σχηματική απεικόνιση κόπλερ τύπου αράχνης.	53
Σχήμα 57: Τομή μάντα poly-V 6 εξοχών διατομής K.	54
Σχήμα 58: Κωνικός σύνδεσμος για έδραση τροχαλίας σε άξονα.	54
Σχήμα 59: Πλακοειδής εναλλάκτης της σειράς GBS της εταιρίας Kelvion.	56
Σχήμα 60: Συσχέτιση κόστους-επιφάνειας υποψύκτη.	57
Σχήμα 61: Συσχέτιση κόστους-επιφάνειας συμπυκνωτή.	58
Σχήμα 62: Συσχέτιση κόστους-επιφάνειας ατμοποιητή.	58
Σχήμα 63: Ηλιακός συλλέκτης κενού Vitosol 200-T SD2, 2 m ² της εταιρίας Viessmann.	63
Σχήμα 64: Τομή λέβητα αερίου Vitocrossal 300 της εταιρίας Viessmann.	64
Σχήμα 65: Τομή δοχείου θερμικής αποθήκευσης Vitocell 340-M της εταιρίας Viessmann.	66
Σχήμα 66: Δοχεία διαστολής της εταιρίας Reflex. (α) Refix DE, (β) Reflex NG.	68
Σχήμα 67: Βαλβίδες ασφαλείας της εταιρίας Watts. (α) MSV, (β) SV, (γ) SVE-SOL.	71
Σχήμα 68: Βαλβίδα ασφαλείας πίεσης-θερμοκρασίας της εταιρίας ICMA S.p.A.	71
Σχήμα 69: Βαλβίδα αυτόματης πλήρωσης ALIMAT ALM της εταιρίας Watts.	71
Σχήμα 70: Βαλβίδες αντεπιστροφής. (α) APM 7040, (β) Cim 30.	73
Σχήμα 71: Διάγραμμα παροχής-πτώσης πίεσης τριόδων βαλβίδων ανάμιξης της εταιρίας BELIMO.	74
Σχήμα 72: Τριόδη βάνα ανάμιξης R3032-16-S3 (α) και επενεργητής LR24A-SR (β) της εταιρίας BELIMO.	75
Σχήμα 73: Θερμομικτική βαλβίδα 0518.1 της εταιρίας Officine Rigamonti.	75
Σχήμα 74: Κυκλοφορητές νερού της εταιρίας Wilo. (α) Stratos 40/1-16, (β) Stratos 25/1-6, (γ) Stratos-Z 25/1-8, (δ) Yonos PICO 15/1-4.	78
Σχήμα 75: Σύστημα αλλαγής διάταξης ηλιακών συλλεκτών.	80
Σχήμα 76: Δοχείο θερμικής αποθήκευσης Calpak gse 1.5 Dt1/2000 l της εταιρίας Calpak.	82
Σχήμα 77: Μονογραμμικό διάγραμμα ORC κατόπιν τροποποιήσεων.	90
Σχήμα 78: Κρίσιμο ύψος σπηλαίωσης αντλιών D10-I, D10-S συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής τους.	94
Σχήμα 79: Βάνες της εταιρίας Castel. (α) Απομονωτική, (β) H/M NO, (γ) H/M NC.	102
Σχήμα 80: Τροφοδοτικό δοχείο της σειράς RDG-S C ODS της εταιρίας RefriComp.	103
Σχήμα 81: Φίλτρο της σειράς DML της εταιρίας Danfoss.	104
Σχήμα 82: Πιεσοστάτες της εταιρίας Danfoss. (α) KP5, (β) KP15.	106
Σχήμα 83: Αισθητήρας πίεσης A-10 της εταιρίας WIKA.	107
Σχήμα 84: Αισθητήρας θερμοκρασίας MBT 3250 της εταιρίας Danfoss.	107
Σχήμα 85: Αισθητήρας ταχύτητας περιστροφής E6 της εταιρίας US Digital.	107
Σχήμα 86: Τελικό κύκλωμα ORC.	108
Σχήμα 87: Πλήρες P&ID κυκλώματος ORC.	109
Σχήμα 88: Τριδιάστατη απεικόνιση τελικής διάταξης δίχως απεικόνιση του σκελετού.	113
Σχήμα 89: Τριδιάστατη απεικόνιση πλήρους διάταξης.	119
Σχήμα 90: Διάγραμμα ροής λειτουργίας συστήματος ORC.	125
Σχήμα 91: P&ID διάγραμμα ηλιακού συστήματος για χειμώνα με υψηλή ηλιοφάνεια.	128
Σχήμα 92: P&ID διάγραμμα ηλιακού συστήματος για χειμώνα με μέση ηλιοφάνεια.	129
Σχήμα 93: P&ID διάγραμμα ηλιακού συστήματος για χειμώνα με χαμηλή ηλιοφάνεια.	130
Σχήμα 94: P&ID διάγραμμα ηλιακού συστήματος για καλοκαίρι με υψηλή ηλιοφάνεια.	131

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1: Στόχοι Ε.Ε. για τα έτη 2020, 2030 και 2050	1
Πίνακας 2: Ενδεικτικές θερμοκρασίες ηλιακών συλλεκτών	4
Πίνακας 3: Κατασκευαστές διατάξεων ORC και βασικά χαρακτηριστικά τους	6
Πίνακας 4: Στοιχεία διατάξεων ORC μικρής ισχύος	6
Πίνακας 5: Βασικές θερμοκρασίες κύκλου.....	9
Πίνακας 6: Βασικές ιδιότητες εργαζόμενων μέσων εμπορικών διατάξεων ORC	11
Πίνακας 7: Τυπικές τιμές λόγου εκτόνωσης ανά τύπο εκτονωτή	14
Πίνακας 8: Απόδοση κινητήρων (%) κλάσης IE3 σύμφωνα με το πρότυπο IEC 60034-30-1:2014	31
Πίνακας 9: Τιμές μεγεθών για αρχικό υπολογισμό κύκλου.....	32
Πίνακας 10: Αποτελέσματα αρχικών υπολογισμών.	33
Πίνακας 11: Τεχνικά χαρακτηριστικά αντλιών D10-I, D10-S με μεταλλική κεφαλή.	34
Πίνακας 12: Τιμές βαθμών απόδοσης και ανηγμένου όγκου αντλιών D10-I, D10-S.....	37
Πίνακας 13: Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα N412 για λειτουργία με 50 Hz και τροφοδοσία 220 V.....	38
Πίνακας 14: Τεχνικά χαρακτηριστικά συμπιεστή TRSA12.	39
Πίνακας 15: Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα GT0010 για λειτουργία με 50 Hz και τροφοδοσία 220 V.	40
Πίνακας 16: Τεχνικά χαρακτηριστικά οδήγησης κινητήρα SINAMICS V20.	43
Πίνακας 17: Τεχνικά χαρακτηριστικά μονάδας ελέγχου CU240E-2 οδήγησης γεννήτριας.....	45
Πίνακας 18: Τεχνικά χαρακτηριστικά μονάδας ισχύος PM250 οδήγησης γεννήτριας.....	45
Πίνακας 19: Τιμές μεγεθών για τελικό υπολογισμό κύκλου συναρτήσει μοντέλου αντλίας.	47
Πίνακας 20: Αποτελέσματα τελικού υπολογισμού για αντλία D10-I συναρτήσει διάταξης συμπτυκνωτή-υποψύκτη. ...	48
Πίνακας 21: Αποτελέσματα τελικού υπολογισμού για αντλία D10-S συναρτήσει διάταξης συμπτυκνωτή-υποψύκτη. .	48
Πίνακας 22: Χαρακτηριστικά εξαρτημάτων κόπλερ κινητήρα – αντλίας της εταιρίας McMaster-Carr.	53
Πίνακας 23: Δεδομένα εκλογής συμπτυκνωτή συναρτήσει μοντέλου αντλίας και διάταξης συμπτυκνωτή-υποψύκτη....	55
Πίνακας 24: Τελικά μοντέλα συμπτυκνωτή, πλήθος πλακών και επιφάνεια συναλλαγής για κάθε περίπτωση.	55
Πίνακας 25: Δεδομένα εκλογής υποψύκτη συναρτήσει μοντέλου αντλίας και διάταξης συμπτυκνωτή-υποψύκτη	55
Πίνακας 26: Τελικά μοντέλα υποψύκτη, πλήθος πλακών και επιφάνεια συναλλαγής για κάθε περίπτωση.	56
Πίνακας 27: Δεδομένα εκλογής ατμοποιητή συναρτήσει μοντέλου αντλίας.....	56
Πίνακας 28: Τελικά μοντέλα ατμοποιητών, πλήθος πλακών και επιφάνεια συναλλαγής για κάθε περίπτωση.	57
Πίνακας 29: Κόστος βασικών εξαρτημάτων ORC.	59
Πίνακας 30: Τεχνικά χαρακτηριστικά τελικά εκλεγόμενης αντλίας.....	59
Πίνακας 31: Παράμετροι κατοικίας.....	61
Πίνακας 32: Τεχνικά χαρακτηριστικά ενδοδαπέδιας θέρμανσης	62
Πίνακας 33: Θερμικά φορτία και θερμοκρασίες προσαγωγής τους.	63
Πίνακας 34: Τεχνικά χαρακτηριστικά ηλιακού συλλέκτη Vitosol 200-T SD2, 3 m ²	63
Πίνακας 35: Συντελεστής θερμικής διαστολής (%) συναρτήσει θερμοκρασίας και τύπου υγρού	67
Πίνακας 36: Σχετική πίεση κορεσμού (<i>bar</i>) συναρτήσει θερμοκρασίας και τύπου υγρού.....	68
Πίνακας 37: Προσδιορισμός δοχείων διαστολής κυκλωμάτων θέρμανσης και συλλεκτών υφιστάμενου συστήματος. 69	
Πίνακας 38: Προσδιορισμός δοχείου διαστολής κυκλώματος νερού χρήσης υφιστάμενου συστήματος.	69
Πίνακας 39: Ονομαστικές παροχές μάζας κυκλωμάτων υφιστάμενου συστήματος.	70
Πίνακας 40: Ελάχιστες διαμέτρους εξόδου βαλβίδων ασφαλείας κυκλωμάτων υφιστάμενου συστήματος.	70
Πίνακας 41: Βαλβίδες ασφαλείας υφιστάμενου συστήματος.....	71
Πίνακας 42: Αντιστοίχιση χαλκοσωλήνων νερού και σιδηροσωλήνων	72
Πίνακας 43: Ελάχιστη διάμετρος σωλήνων και τυποποίηση βαλβίδων αντεπιστροφής υφιστάμενου συστήματος.	72
Πίνακας 44: Βαλβίδες αντεπιστροφής υφιστάμενου συστήματος.	72
Πίνακας 45: Τρίοδες βαλβίδες και επενεργητές υφιστάμενου συστήματος.	75
Πίνακας 46: Ισοδύναμο μήκος σωλήνα στοιχείων σωλήνωσης σε <i>m</i> σωλήνα.....	76
Πίνακας 47: Μήκος σωλήνων και πλήθος στοιχείων σωλήνωσης κυκλωμάτων υφιστάμενου συστήματος.	78
Πίνακας 48: Παροχή, μανομετρικό ύψος και μοντέλα κυκλοφορητών κυκλωμάτων υφιστάμενου συστήματος	78
Πίνακας 49: Κυκλοφορητές υφιστάμενου συστήματος.....	78
Πίνακας 50: Κατάλογος και κοστολόγιο εξαρτημάτων υφιστάμενου ηλιακού συστήματος.....	79
Πίνακας 51: Προσδιορισμός δοχείων διαστολής κυκλωμάτων θέρμανσης και συλλεκτών νέου συστήματος.	82
Πίνακας 52: Προσδιορισμός δοχείων διαστολής κυκλωμάτων νερού χρήσης νέου συστήματος.	83
Πίνακας 53: Δοχεία διαστολής νέου συστήματος.....	83
Πίνακας 54: Ονομαστικές παροχές μάζας κυκλωμάτων νέου συστήματος.....	83
Πίνακας 55: Ελάχιστες διαμέτρους εξόδου βαλβίδων ασφαλείας κυκλωμάτων νέου συστήματος.	83
Πίνακας 56: Βαλβίδες ασφαλείας νέου συστήματος.	83
Πίνακας 57: Ελάχιστη διάμετρος σωλήνων και τυποποίηση βαλβίδων αντεπιστροφής νέου συστήματος.	84

Πίνακας 58: Βαλβίδες αντεπιστροφής νέου συστήματος.	84
Πίνακας 59: Τρίοδες βαλβίδες και επενεργητές νέου συστήματος με εν σειρά σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη.	85
Πίνακας 60: Τρίοδες βαλβίδες και επενεργητές νέου συστήματος με παράλληλη σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη. ...	85
Πίνακας 61: Μήκος σωλήνων και πλήθος στοιχείων σωλήνωσης κυκλωμάτων νέου συστήματος.	85
Πίνακας 62: Παροχή, μανομετρικό ύψος και μοντέλα κυκλοφορητών κυκλωμάτων νέου συστήματος.	85
Πίνακας 63: Κυκλοφορητές νέου συστήματος με εν σειρά σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη.	86
Πίνακας 64: Κυκλοφορητές νέου συστήματος με παράλληλη σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη.	86
Πίνακας 65: Κόστη κυκλώματος ψυκτικού νερού συναρτήσει διάταξης συμπτυκνωτή-υποψύκτη.	86
Πίνακας 66: Κατάλογος και κοστολόγιο εξαρτημάτων νέου ηλιακού συστήματος.	87
Πίνακας 67: Ισοδύναμο μήκος σωλήνα στοιχείων αλλαγής κατεύθυνσης ροής σε <i>ft</i> σωλήνα.	91
Πίνακας 68: Ισοδύναμο μήκος σωλήνα στοιχείων αλλαγής διαμέτρου σε <i>ft</i> σωλήνα.	92
Πίνακας 69: Ισοδύναμο μήκος σωλήνα στοιχείων ελέγχου ροής σε <i>ft</i> σωλήνα.	92
Πίνακας 70: Εύρος ταχυτήτων σχεδιασμού ανά τμήμα κυκλώματος.	96
Πίνακας 71: Ονομαστική διάμετρος σωλήνα ανά τμήμα κυκλώματος.	96
Πίνακας 72: Ταχύτητα ροής, πτώση πίεσης και μείωση θερμοκρασίας κορεσμού ανά τμήμα κυκλώματος.	97
Πίνακας 73: Διάμετροι και πιέσεις λειτουργίας ευθύγραμμων σωλήνων TALOS ACR κατά το πρότυπο ASTM B-280.	98
Πίνακας 74: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδου τροφοδοτικού δοχείου-υποψύκτη.	98
Πίνακας 75: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδου υποψύκτη-αντλίας.	99
Πίνακας 76: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδου αντλίας-ατμοποιητή.	99
Πίνακας 77: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδων ατμοποιητή-εκτονωτή-bypass εκτονωτή.	99
Πίνακας 78: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδων εκτονωτή-bypass εκτονωτή-συμπτυκνωτή.	99
Πίνακας 79: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδου συμπτυκνωτή-τροφοδοτικού δοχείου.	100
Πίνακας 80: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κυκλώματος ORC.	100
Πίνακας 81: Μήκη μόνωσης σωλήνων κυκλώματος ORC.	101
Πίνακας 82: Πτώση πίεσης απομονωτικών βαλβίδων ανά κλάδο κυκλώματος ORC.	101
Πίνακας 83: Βάνες και παρελκόμενα βανών κυκλώματος ORC.	102
Πίνακας 84: Όγκοι σωλήνων και εξαρτημάτων κυκλώματος ORC και αντίστοιχη μάζα εργαζόμενου μέσου.	104
Πίνακας 85: Απόλυτες πιέσεις ρύθμισης πιεσοστατών.	105
Πίνακας 86: Αισθητήρες κυκλώματος ORC.	106
Πίνακας 87: Αντιστοίχιση χαλκοσωλήνων νερού και ψυκτικών χαλκοσωλήνων.	110
Πίνακας 88: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου εισόδου υποψύκτη.	111
Πίνακας 89: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου υποψύκτη-συμπτυκνωτή.	111
Πίνακας 90: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου εξόδου συμπτυκνωτή.	111
Πίνακας 91: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου εισόδου ατμοποιητή.	111
Πίνακας 92: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου εξόδου ατμοποιητή.	112
Πίνακας 93: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδων εναλλακτών θερμότητας.	112
Πίνακας 94: Εξαρτήματα έδρασης αντλίας και κινητήρα.	115
Πίνακας 95: Εξαρτήματα έδρασης εκτονωτή και γεννήτριας.	115
Πίνακας 96: Εξαρτήματα έδρασης τροφοδοτικού δοχείου.	115
Πίνακας 97: Εξαρτήματα έδρασης ατμοποιητή.	115
Πίνακας 98: Εξαρτήματα έδρασης συμπτυκνωτή.	116
Πίνακας 99: Εξαρτήματα έδρασης υποψύκτη.	116
Πίνακας 100: Εξαρτήματα σκελετού διάταξης.	116
Πίνακας 101: Συγκεντρωτικός κατάλογος εξαρτημάτων σκελετού και έδρασης εξοπλισμού.	117
Πίνακας 102: Πλήρης κατάλογος εξαρτημάτων και κοστολόγιο συσκευής.	120
Πίνακας 103: Κόστη ηλιακών συστημάτων και συσκευής ORC.	122
Πίνακας 104: Υπόμνημα εξαρτημάτων κατασκευαστικών σχεδίων.	165

1. Εισαγωγή

1.1 Γενικά

Τις τελευταίες δεκαετίες, η προσπάθεια βελτίωσης του βιοτικού επιπέδου του ανθρώπου έχει ως συνέπεια την αύξηση της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας. Η προσπάθεια κάλυψης των αναγκών αυτών μέσω της καύσης ορυκτών – κυρίως μη ανανεώσιμων – καυσίμων συνέβαλε στη ραγδαία αύξηση των εκπομπών CO₂ στην ατμόσφαιρα και επομένως, στην εντατικοποίηση του φαινομένου του θερμοκηπίου και της ευρύτερης κλιματικής αλλαγής. Στο πλαίσιο αυτό, καταβάλλεται προσπάθεια υποκατάστασης της καύσης ορυκτών καυσίμων από εναλλακτικές μορφές παραγωγής ενέργειας, ενώ συγχρόνως επιχειρείται σταδιακή «αποκέντρωση» της παραγωγής ενέργειας. Ενδεικτικοί αυτού του εγχειρήματος είναι οι στόχοι που έχουν τεθεί από την Ευρωπαϊκή Ένωση (Ε.Ε.) με ορίζοντα τα έτη 2020, 2030, 2050 [1], οι οποίοι αφορούν τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου, την παραγόμενη ενέργεια από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (Α.Π.Ε.) και την απόδοση των διεργασιών παραγωγής ενέργειας. Οι στόχοι αυτοί συνοψίζονται στον Πίνακα 1. Για την επίτευξή τους, δίνεται έμφαση στις Α.Π.Ε. και την ανάκτηση της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας, για την παραγωγή τόσο θερμικής όσο και ηλεκτρικής ενέργειας. Αναφορικά με την αξιοποίησή τους, έχουν αναπτυχθεί αρκετές τεχνολογίες, μια εκ των οποίων είναι ο Οργανικός Κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC).

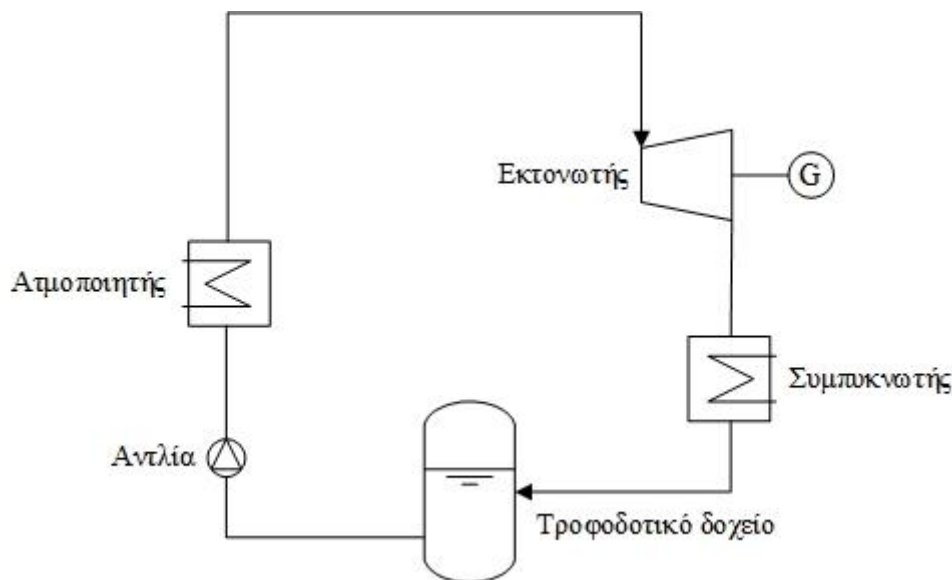
Πίνακας 1: Στόχοι Ε.Ε. για τα έτη 2020, 2030 και 2050 [1].

Στόχος	Έτος		
	2020	2030	2050
Μείωση εκπομπών αερίων θερμοκηπίου συγκριτικά με 1990 (%)	20	40	80-95
Ενέργεια παραγόμενη από Α.Π.Ε. (%)	20	27	–
Αύξηση απόδοσης παραγωγής ενέργειας (%)	20	27	–

1.2 Οργανικός Κύκλος Rankine

Ο κύκλος αυτός, όπως δηλώνει και το όνομά του, βασίζεται στον κύκλο Clausius-Rankine και παρουσιάζει αρκετές ομοιότητες με αυτόν. Ωστόσο, διαφοροποιείται από αυτόν σε ορισμένα βασικά σημεία, γεγονός που του προσδίδει χαρακτηριστικά κατάλληλα για τις παραπάνω εφαρμογές. Η βασική διαφορά τους έγκειται στο εργαζόμενο μέσο, το οποίο στην περίπτωση του ORC δεν είναι νερό-ατμός, αλλά κάποιο οργανικό μέσο. Το γεγονός αυτό οδηγεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου και επομένως καθιστά εφικτή την αξιοποίηση πηγών θερμότητας χαμηλής και μέσης θερμοκρασίας, όπως γεωθερμική και ηλιακή ενέργεια, βιομάζα και καυσαέρια μηχανών εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.) και αεριοστροβίλων. Λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών, μειώνεται επίσης η θερμική καταπόνηση των εξαρτημάτων του συστήματος. Αντίστοιχα, οι πιέσεις που αναπτύσσονται στον κύκλο είναι χαμηλότερες έναντι του κύκλου νερού-ατμού. Επιπρόσθετα, τα περισσότερα οργανικά μέσα παρουσιάζουν αυξημένη πυκνότητα έναντι του νερού οδηγώντας έτσι σε μικρότερου όγκου εγκαταστάσεις. Τέλος, η ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου δε γίνεται σταδιακά όπως στο νερό, αλλά εντός ενός εναλλάκτη θερμότητας [2]. Συνεπώς, δεν απαιτείται η ύπαρξη τυμπάνου για τη σταδιακή ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου, παρά μόνο ένα τροφοδοτικό δοχείο που λειτουργεί ως αποθήκη του εργαζόμενου μέσου.

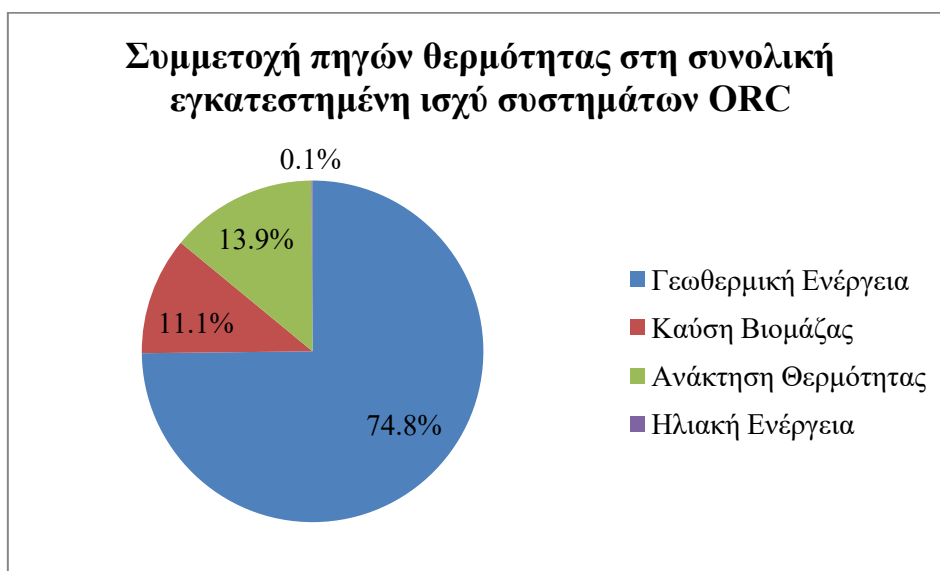
Όλα τα παραπάνω καθιστούν το ORC κατάλληλο για αποκεντρωμένη παραγωγή μικρής και μεσαίας κλίμακας, καθώς απαιτεί μικρότερο χώρο, έχει μικρότερη πολυπλοκότητα, λιγότερες απαιτήσεις συντήρησης και γενικότερα επίβλεψης. Ειδικότερα, αποτελεί την πλέον αξιόπιστη τεχνολογία για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ισχύος μέχρι 1 MW_{el} [3]. Παρ' όλα αυτά, αξίζει να σημειωθεί πως ο βαθμός απόδοσής του είναι σημαντικά μικρότερος, ιδιαίτερα σε κύκλους χαμηλών θερμοκρασιών. Ενδεικτικά, για πηγή θερμότητας θερμοκρασίας 300 °C, ο βαθμός απόδοσης δεν υπερβαίνει το 10-14 % [3]. Σχηματική απεικόνιση του απλού συστήματος ORC δίνεται στο Σχήμα 1.



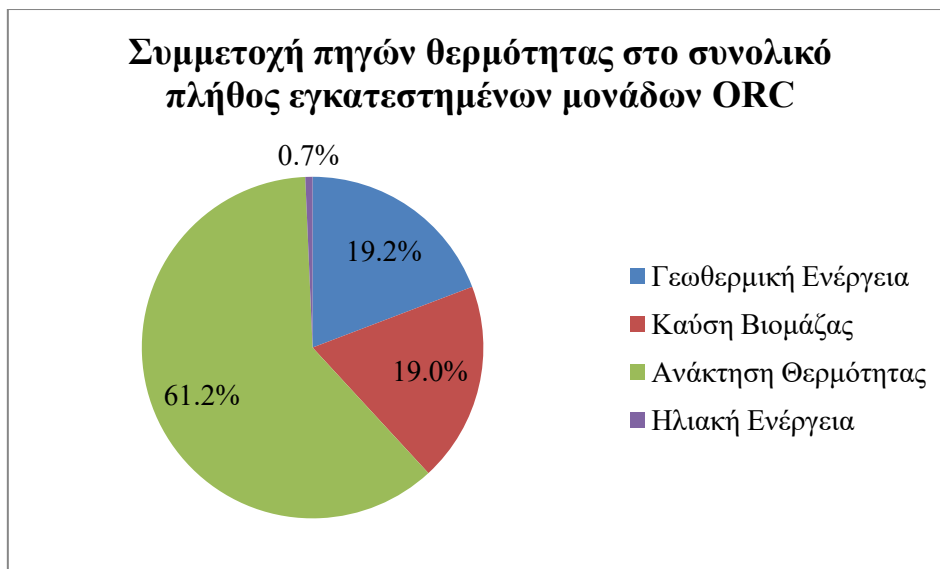
Σχήμα 1: Μονογραμμικό διάγραμμα απλού συστήματος ORC.

1.3 Πηγές Θερμότητας

Όπως αναφέρθηκε, οι βασικές πηγές θερμότητας που αξιοποιούνται από συστήματα ORC είναι η γεωθερμική ενέργεια, η ηλιακή, η βιομάζα και θερμότητα, απορριπτόμενη από κάποια διεργασία. Σύμφωνα με το Σχήμα 2 ωστόσο, το μεγαλύτερο μέρος της εγκατεστημένης ισχύος συστημάτων ORC, η οποία προσεγγίζει τα 2.7 GW_{el} [4], αφορά σε εγκαταστάσεις γεωθερμίας, με ποσοστό γύρω στο 75 %, ενώ έπονται η απορριπτόμενη θερμότητα και η βιομάζα, με ποσοστό 14 και 11 % αντίστοιχα. Παρ' όλα αυτά, σύμφωνα με το Σχήμα 3, το πλήθος των συστημάτων γεωθερμίας συνιστά μόνο το 19 % των συνολικά εγκατεστημένων, το 61 % των οποίων αφορά την καύση βιομάζας. Το συνολικό πλήθος των εγκατεστημένων μονάδων προσεγγίζει τις 1800 [4]. Κοινός παρονομαστής των δύο Σχημάτων, είναι η πολύ μικρή αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας σε συστήματα ORC. Ενδεικτικά στοιχεία για τις παραπάνω πηγές ενέργειας και την αξιοποίησή τους δίνονται παρακάτω.



Σχήμα 2: Εγκατεστημένη ισχύς συστημάτων ORC ανά πηγή θερμότητας [4].

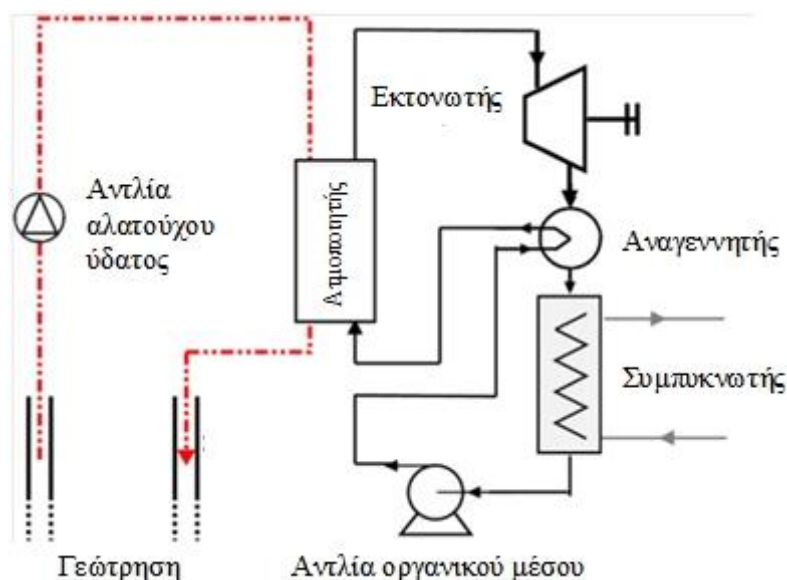


Σχήμα 3: Πλήθος εγκατεστημένων συστημάτων ORC ανά πηγή θερμότητας [4].

1.3.1 Γεωθερμική ενέργεια

Η θερμοκρασία της προσφερόμενης θερμότητας από γεωθερμικές πηγές κυμαίνεται από 80 °C για θερμότητα υπό μορφή ζεστού νερού, μέχρι 650 °C για θερμότητα υπό τη μορφή σχιστόλιθου [5]. Ειδικότερα, η βιωσιμότητα των εγκαταστάσεων ORC με γεωθερμία απαιτεί θερμοκρασία μεγαλύτερη των 80 °C, ενώ θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 150 °C καθιστούν αποδοτική την εφαρμογή συστημάτων συμπαραγωγής [2].

Αναφορικά με τον τρόπο λειτουργίας ενός γεωθερμικού συστήματος ORC, αυτός παρουσιάζεται στο Σχήμα 4. Συγκεκριμένα, το αλατούχο νερό από τη γεώτρηση μεταφέρει τη θερμότητά του στο οργανικό μέσο, το οποίο στη συνέχεια ακολουθεί τον τυπικό ORC με την προσθήκη ανακομιστή θερμότητας. Στην περίπτωση συμπαραγωγής, η θερμοκρασία συμπύκνωσης διατηρείται σε υψηλότερα επίπεδα και το ψυκτικό μέσο αξιοποιείται περαιτέρω π.χ. για τηλεθέρμανση. Ενδεικτικά παραδείγματα εφαρμογής των παραπάνω αποτελούν οι σταθμοί ηλεκτρικής ισχύος 210 kW_{el} στο Neustadt-Glewe της Γερμανίας [6] και την Chena των Η.Π.Α. [7].



Σχήμα 4: Σχηματική απεικόνιση γεωθερμικού συστήματος ORC [2].

1.3.2 Ηλιακή ενέργεια

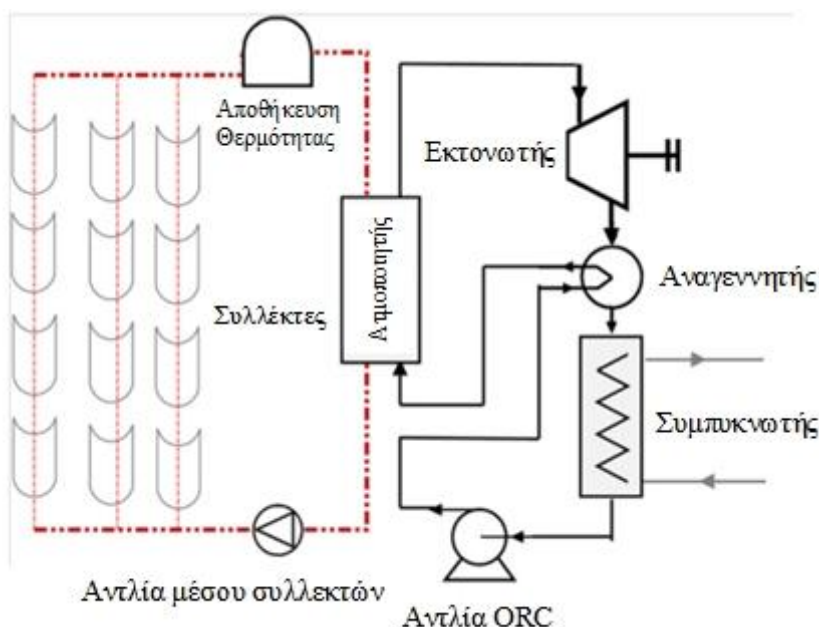
Η δέσμευση αυτής της μορφής ενέργειας μπορεί να γίνει αφενός με ηλιακούς συλλέκτες και αφετέρου με εγκαταστάσεις όπως οι ηλιακές «λίμνες» (solar ponds). Επιπλέον διάκριση γίνεται ανάλογα με τον τύπο των συλλεκτών, οι οποίοι κατατάσσονται σε επίπεδους, με σωλήνες κενού και συγκεντρωτικούς. Ειδικότερα, οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες περιλαμβάνουν τους γραμμικούς παραβολικούς συλλέκτες, τους ανακλαστές Fresnel, τους παραβολικούς δίσκους και τους ηλιακούς πύργους. Οι παραπάνω διατάξεις διαφέρουν ως προς τη θερμοκρασία

που μπορεί να αναπτύξει το εργαζόμενο τους μέσο, και επομένως και το εργαζόμενο μέσο του ORC. Συγκεκριμένα, η θερμοκρασία αυτή κυμαίνεται από 80 °C για ηλιακές λίμνες και επίπεδους συλλέκτες, μέχρι 1000 °C για ηλιακούς πύργους [5]. Ενδεικτικές θερμοκρασίες και τα θερμοκρασιακά εύρη για κάθε τύπο συλλέκτη δίνονται στον Πίνακα 2.

Πίνακας 2: Ενδεικτικές θερμοκρασίες ηλιακών συλλεκτών [5].

Τύπος Συλλέκτη	Θερμοκρασία (°C)
Ηλιακή λίμνη	80-90
Επίπεδος συλλέκτης	80-100
Συλλέκτης κενού	90-120
Γραμμικός παραβολικός συλλέκτης	200-450
Ανακλαστήρες Fresnel	100-400
Παραβολικός δίσκος	750
Ηλιακός Πύργος	1000

Σύμφωνα με τα παραπάνω, οι περισσότεροι τύποι συλλεκτών παρουσιάζουν θερμοκρασίες μικρότερες των 400 °C και επομένως, ενδείκνυται η χρήση ORC έναντι κύκλου Rankine [5]. Η σύζευξη του συστήματος ORC με τους συλλέκτες είναι αντίστοιχη με αυτήν του Σχήματος 4, με τη διαφορά ότι στη θέση της γεώτρησης υπάρχουν ηλιακοί συλλέκτες. Τέλος, λόγω της εποχιακής φύσης και της μεταβλητότητας της ηλιακής ακτινοβολίας, στο σύστημα εγκαθίσταται συνήθως και διάταξη αποθήκευσης θερμότητας, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5. Ενδεικτικές εγκαταστάσεις αυτού του τύπου αποτελούν ο σταθμός με γραμμικούς παραβολικούς συλλέκτες, ισχύος 1 MW_{el} , στην Arizona των Η.Π.Α. [8] και ο σταθμός με ηλιακή λίμνη, ισχύος 70 kW_{el} , στο El Paso των Η.Π.Α. [9].

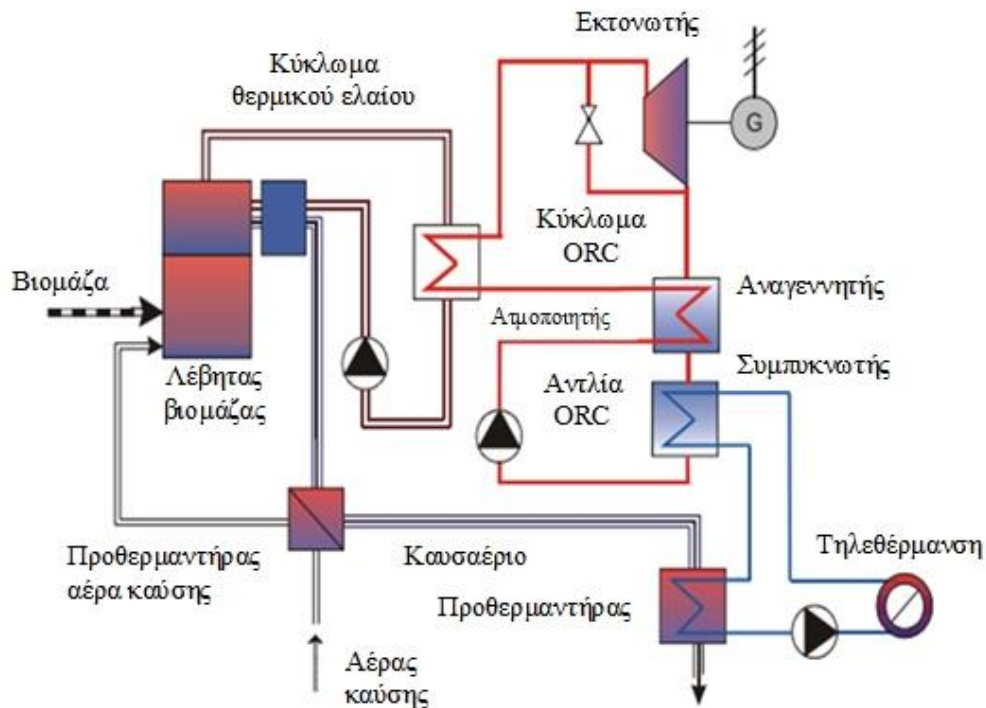


Σχήμα 5: Σχηματική απεικόνιση ηλιακού συστήματος ORC [2].

1.3.3 Βιομάζα

Η αρχή λειτουργίας είναι και εδώ αντίστοιχη, με την κύρια διαφορά ότι συνήθως το οργανικό μέσο δε διέρχεται απευθείας μέσα από το λέβητα προκειμένου να ατμοποιηθεί, αλλά παραλαμβάνει την απαραίτητη θερμότητα μέσω ενός ενδιάμεσου μέσου. Ειδικότερα, το μέσο αυτό μπορεί να είναι νερό ή τις περισσότερες φορές, κάποιο θερμικό έλαιο, όπως οκταμεθυλοτρισιλοξάνιο (OMTS ή MDM). Η χρήση θερμικών ελαίων επιτρέπει την αύξηση της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου χωρίς ιδιαίτερη αύξηση της πίεσης, ενώ συγχρόνως αυξάνει την αδράνεια του συστήματος σε αλλαγές του φορτίου και εξασφαλίζει απλούστερο έλεγχο και λειτουργία του συστήματος [10].

Αναφορικά με τη θερμοκρασία της προσφερόμενης θερμότητας, αυτή είναι της τάξης των 300 °C [5]. Τέλος, λόγω του χαμηλού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης των κύκλων αυτών, καθίσταται σχεδόν επιβεβλημένη η ταυτόχρονη εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας, δηλ. η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού-θερμότητας (Combined Heat and Power – CHP). Χαρακτηριστικά παραδείγματα συστημάτων ORC με καύση βιομάζας συνιστούν οι 2 μονάδες στο Lienz της Αυστρίας οι οποίες αποδίδουν, σε ονομαστικό φορτίο, 4.45 MW_{th} και 1 MW_{el} [11] και η μονάδα στο Admont της Αυστρίας, ισχύος 1.8 MW_{th} και 400 kW_{el} [12]. Στο Σχήμα 6 παρατίθεται το μονογραμμικό διάγραμμα της μονάδας Lienz II.



Σχήμα 6: Μονογραμμικό διάγραμμα μονάδας Lienz II [11].

1.3.4 Απορριπτόμενη θερμότητα

Η θερμότητα αυτής της μορφής διακρίνεται σε δύο κύριες κατηγορίες, την απορριπτόμενη θερμότητα από βιομηχανικές διεργασίες και την απορριπτόμενη θερμότητα από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Στην πρώτη κατηγορία εντάσσονται βιομηχανίες όπως η τσιμεντοβιομηχανία, η χαλυβουργία, η υαλοποιία και τα διυλιστήρια. Από αυτές, μεγαλύτερη δυνατότητα ανάκτησης θερμότητας υφίσταται στην τσιμεντοβιομηχανία, όπου πάνω από 40 % της προσδιδόμενης θερμότητας απορρίπτεται μέσω καυσαερίων θερμοκρασίας που προσεγγίζει τους 315 °C [13]. Γενικότερα, οι πηγές της πρώτης κατηγορίας έχουν θερμοκρασία της τάξης των 300-400 °C. [5]. Ο τρόπος ανάκτησης της παραπάνω θερμότητας γίνεται, όπως και στην καύση βιομάζας, μέσω ενδιάμεσου κυκλώματος θερμικού ελαίου και όχι άμεσα, προκειμένου να αποσβένονται οι μεταβολές του φορτίου. Τυπικό παράδειγμα αυτής της κατηγορίας αποτελεί το σύστημα ηλεκτρικής ισχύος 1.8 MW_{el}, στο Ait Baha του Μαρόκο, το οποίο λειτουργεί με θερμότητα από την τοπική τσιμεντοβιομηχανία [14].

Στη δεύτερη κατηγορία διακρίνονται κυρίως οι Μ.Ε.Κ. και οι αεριοστρόβιλοι. Αναφορικά με τις Μ.Ε.Κ., οι κύριες πηγές θερμότητάς εντοπίζονται στα καυσαέρια και το ψυκτικό τους κύκλωμα, με θερμοκρασίες 400-900 °C και 80-100 °C αντίστοιχα [15]. Όσον αφορά τους αεριοστρόβιλους, οι θερμοκρασίες της απορριπτόμενης θερμότητας κυμαίνονται από 250 °C για μικροστρόβιλους, μέχρι 650 °C για αεριοστρόβιλους μεγάλης ισχύος [5]. Η ανάκτηση θερμότητας γίνεται με όμοιο τρόπο με τα παραπάνω. Ως ενδεικτικά παραδείγματα τέτοιων συστημάτων παρατίθενται η εγκατάσταση στην Ραβία της Ιταλίας, ισχύος 500 kW_{el}, η οποία τροφοδοτείται από μηχανή Diesel, και η εγκατάσταση ισχύος 6 MW_{el} στη Nevada των Η.Π.Α. η οποία τροφοδοτείται από αεριοστρόβιλους [10].

1.4 Εμπορικές διατάξεις ORC

Όπως επισημάνθηκε παραπάνω, τα συστήματα ORC χρησιμοποιούνται για την εκμετάλλευση θερμότητας υφιστάμενων συστημάτων, όπως για παράδειγμα για την εκμετάλλευση απορριπτόμενης θερμότητας κάποιας διεργασίας. Επομένως, δύνανται να τοποθετηθούν σε υφιστάμενα συστήματα για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και συνεπακόλουθα την αύξηση της απόδοσής τους. Γι' αυτόν το λόγο, έχουν αναπτυχθεί έτοιμες εμπορικές διατάξεις (modules) οι οποίες, σε συνδυασμό με κάποιες τροποποιήσεις που γίνονται στις αρχικές εγκαταστάσεις, αποδίδουν ηλεκτρική ισχύ. Στον Πίνακα 3 δίνονται οι κυριότεροι κατασκευαστές αυτών των διατάξεων, το εύρος της παραγόμενης ισχύος τους και οι πηγές θερμότητας που αξιοποιούν.

Στον Πίνακα 3, για λόγους συντόμευσης οι πηγές θερμότητας αναφέρονται ως εξής: 1 για καύση βιομάζας, 2 για ηλιακή ενέργεια, 3 για γεωθερμία και 4 για ανάκτηση θερμότητας.

Πίνακας 3: Κατασκευαστές διατάξεων ORC και βασικά χαρακτηριστικά τους [2,4, 9,16,17,18,19].

Εταιρία	Εύρος ισχύος (MW_{el})	Πηγή θερμότητας
Ormat [20]	$0.2-4.0 \times 10^{-3}$	4
	0.2-22.0	2,3,4
Turboden [21]	0.4-18.0	1,2,3,4
Exergy [22]	0.1-50.0	1,3,4
Eneftech [23]	0.005-0.030	1,2,3
GMK [24]	0.5-15.0	1,3,4
Tri-O-Gen [25]	0.10-0.17	1,4
Electratherm [26]	0.035-0.110	4

1.5 Διατάξεις ORC μικρής κλίμακας

Στο σημείο αυτό, ιδιαίτερη αναφορά πρέπει να γίνει σε εφαρμογές πολύ μικρής κλίμακας (micro ORCs), με ηλεκτρική ισχύ μικρότερη από $10 kW_{el}$. Σύμφωνα με τον Πίνακα 3, οι έτοιμες διατάξεις που διατίθενται στην αγορά αφορούν, στην πλειονότητά τους, ισχύες μεγαλύτερες των $30 kW_{el}$. Παρ' όλα αυτά, έχουν αναπτυχθεί αρκετές διατάξεις μικρής ισχύος οι οποίες, είτε αποσκοπούν σε ερευνητικούς και διδακτικούς σκοπούς, είτε βρίσκονται ακόμη σε πειραματικό στάδιο. Οι περισσότερες από αυτές δεν αφορούν μία συγκεκριμένη πηγή θερμότητας και συνεπώς η κατασκευή τους χρήζει τροποποιήσεων προκειμένου να προσαρτηθεί σε υφιστάμενα συστήματα. Στον Πίνακα 4 παρατίθενται τα στοιχεία μερικών από αυτές.

Πίνακας 4: Στοιχεία διατάξεων ORC μικρής ισχύος.

Τοποθεσία	Καθαρή ηλ. ισχύς (kW)	Εύρος θερμοκρασιών ($^{\circ}C$)	Ηλ. βαθμός απόδοσης (%)	Εργαζόμενο μέσο
Hefei City, Κίνα [27]	1.00	30-100	6.8	R123
Cassino, Ιταλία [28]	1.00	34-90	9.3	R245fa
Düsseldorf, Γερμανία [29]	0.85	75-123	4.7	Novac 649
Liege, Βέλγιο [30]	3.00	35-140	12.0	R245fa
Liege, Βέλγιο [31]	3.70	25-88	5.7	R134a
Gdansk, Πολωνία [32]	1.14	65-164	11.6	HFE7100
Αθήνα/ Ε.Μ.Π. [33]	5.00	30-82	-	R134a
Tianjin, Κίνα [34]	0.35	23-88	6.0	R245fa
Ιαπωνία [35]	0.35	20-136	11.0	R113
Lesotho [36,37]	3.00	30-130÷180	8.1	R245fa

1.6 Σκοπός της εργασίας

Από τα παραπάνω στοιχεία εξάγονται τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί την πηγή θερμότητας, η αξιοποίηση της οποίας για συστήματα ORC, βρίσκεται ακόμη σε πρώιμο στάδιο (Σχήματα 2,3).
- Δεν υπάρχουν πολλές εμπορικές διατάξεις πολύ μικρής κλίμακας, οι οποίες θα μπορούσαν να αξιοποιηθούν για οικιακή παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και επομένως, δεν έχουν ωριμάσει τεχνολογικά (Πίνακας 3).
- Η πλειονότητα των πειραματικών διατάξεων μικρής κλίμακας που υπάρχουν (Πίνακας 4), έχει σχεδιαστεί δίχως την αναλυτική μελέτη της σύζευξης του συστήματος ORC με την αρχική εγκατάσταση. Επομένως, πολλά από τα στοιχεία τους, όπως για παράδειγμα οι εναλλάκτες θερμότητας (λόγω παροχών και θερμοκρασιών, μέγιστης επιτρεπτής πτώσης πίεσης στα δευτερεύοντα κυκλώματα, ποιότητας νερού αν πρόκειται για θαλασσινό ή αλατούχο νερό από γεωθερμία), δεν εξασφαλίζουν βέλτιστη λειτουργία για κάθε πηγή θερμότητας.

Βάσει των παραπάνω παρατηρήσεων, γίνεται εμφανής η ανάγκη για τη διεξοδική μελέτη και σχεδιασμό ενός συστήματος-προϊόντος το οποίο προορίζεται για οικιακή χρήση και ειδικότερα, για τη συμπαραγωγή ηλεκτρισμού-θερμότητας με βάση την ηλιακή ενέργεια. Όσον αφορά τον τύπο των συλλεκτών, δεδομένου ότι πρόκειται για οικιακή εφαρμογή, αποκλείονται οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες και η ηλιακή λίμνη, και προκειμένου να επιτυγχάνονται υψηλότερες θερμοκρασίες, επιλέγεται η τεχνολογία συλλεκτών κενού (Πίνακας 2).

2. Ανάλυση θερμοδυναμικού κύκλου, εκλογή συνθηκών λειτουργίας και εργαζόμενου μέσου

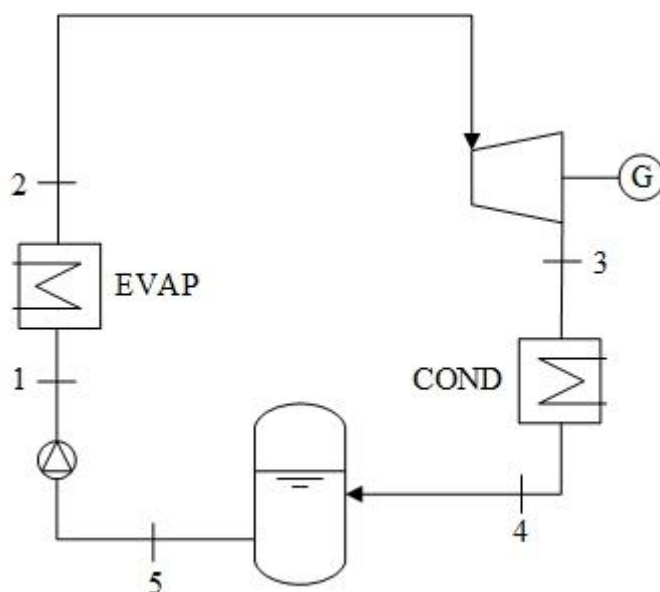
2.1 Θερμοδυναμικός κύκλος

Στο Σχήματα 1,7 παρουσιάζεται ο απλός ORC. Βασική παραλλαγή του κύκλου αυτού αποτελεί ο κύκλος του Σχήματος 4, στον οποίον το ρεύμα εξόδου από τον εκτονωτή, προτού εισέλθει στο συμπυκνωτή και το τροφοδοτικό δοχείο, διέρχεται από εναλλάκτη θερμότητας (αναγεννητή) αποδίδοντας έτσι μέρος της θερμότητάς του για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου πριν τον ατμοποιητή. Κατ' αυτόν τον τρόπο, αφενός επιτυγχάνεται μείωση της απαιτούμενης θερμότητας για την ατμοποίηση του μέσου, αφετέρου όμως μειώνεται η παραγόμενη ισχύς λόγω της μεγαλύτερης πίεσης εκτόνωσής του, ενώ επίσης απαιτείται η ύπαρξη επιπλέον εναλλάκτη και συνεπώς αυξάνεται ο όγκος της εγκατάστασης. Σύμφωνα με τη δεύτερη παρατήρηση, ο κύκλος με αναγέννηση καθίσταται κατάλληλος για εφαρμογές όπου η θερμοκρασία στην είσοδο του εκτονωτή είναι υψηλή. Δεδομένου ότι στην προκειμένη περίπτωση η θερμότητα λαμβάνεται από ηλιακούς συλλέκτες κενού, η θερμοκρασία αυτή δεν υπερβαίνει τους 120 °C (Πίνακας 2). Επομένως, λαμβάνοντας υπόψη και την απαίτηση για εγκατάσταση μικρού όγκου, επιλέγεται ο απλός κύκλος έναντι του κύκλου με αναγέννηση.

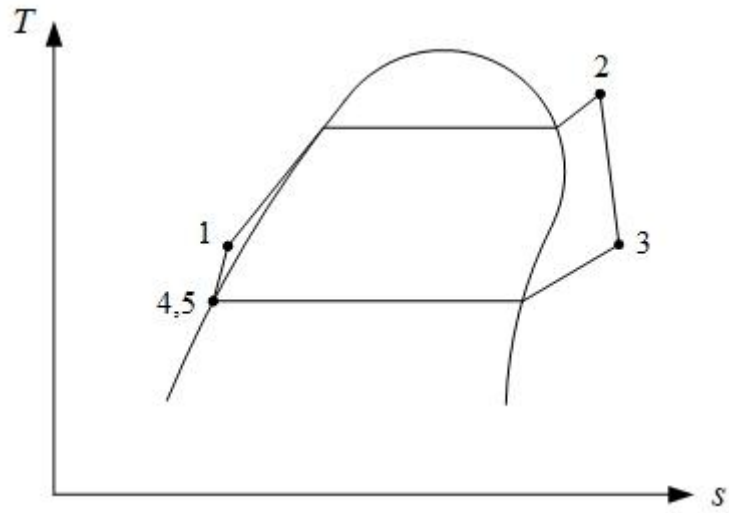
Στο Σχήμα 7, παρουσιάζεται ο ίδιος κύκλος με αριθμημένες τις διακριτές καταστάσεις του εργαζόμενου μέσου, ενώ στο Σχήμα 8 παρατίθενται οι μεταβολές σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας ($T-s$) για υποκρίσιμο ORC. Ειδικότερα, οι μεταβολές αυτές είναι οι εξής:

- Μεταβολή 1-2: Ατμοποίηση και υπερθέρμανση εργαζόμενου μέσου στον ατμοποιητή (evaporator).
- Μεταβολή 2-3: Εκτόνωση εργαζόμενου μέσου στον εκτονωτή.
- Μεταβολή 3-4: Συμπύκνωση μέχρι την κατάσταση κορεσμού στο συμπυκνωτή (condenser).
- Μεταβολή 4-5: Έξοδος από τροφοδοτικό δοχείο ως κορεσμένο υγρό.
- Μεταβολή 5-1: Αύξηση πίεσης στην τροφοδοτική αντλία.

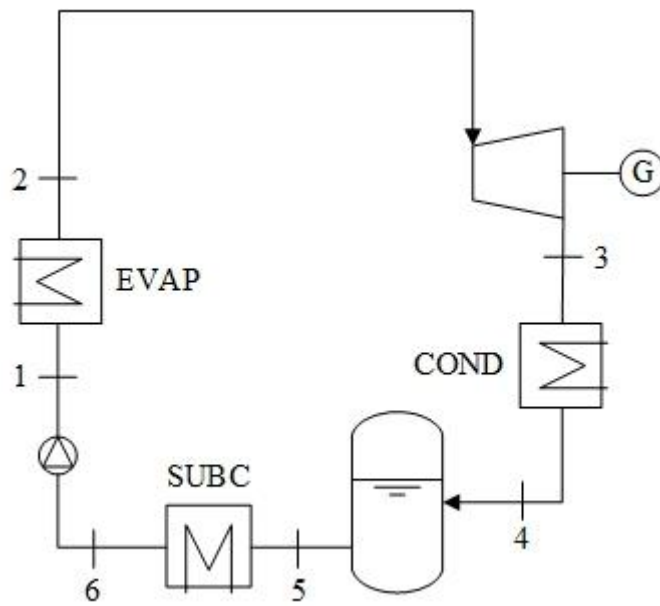
Ωστόσο, για λόγους που αφορούν την προστασία της αντλίας έναντι σπηλαίωσης και οι οποίοι αναλύονται στο Κεφάλαιο 6, μεταξύ τροφοδοτικού δοχείου και αντλίας παρεμβάλλεται εναλλάκτης θερμότητας (υποψύκτης – subcooler) ο οποίος ψύχει περαιτέρω το εργαζόμενο μέσο προτού αυτό εισέλθει στην αντλία. Ο κύκλος αυτός και το αντίστοιχο διάγραμμα $T-s$ παρουσιάζονται στα Σχήματα 9,10. Σημειώνεται ότι το Σημείο 1 στα Σχήματα 8,10 έχει τοποθετηθεί αρκετά ψηλότερα από τα σημεία 4,5 και 6 αντίστοιχα, για λόγους ευκρίνειας. Τέλος, επισημαίνεται ότι στα διαγράμματα αυτά αμελήθηκαν οι πτώσεις πίεσης στις σωληνώσεις και τα διαφορά στοιχεία της εγκατάστασης.



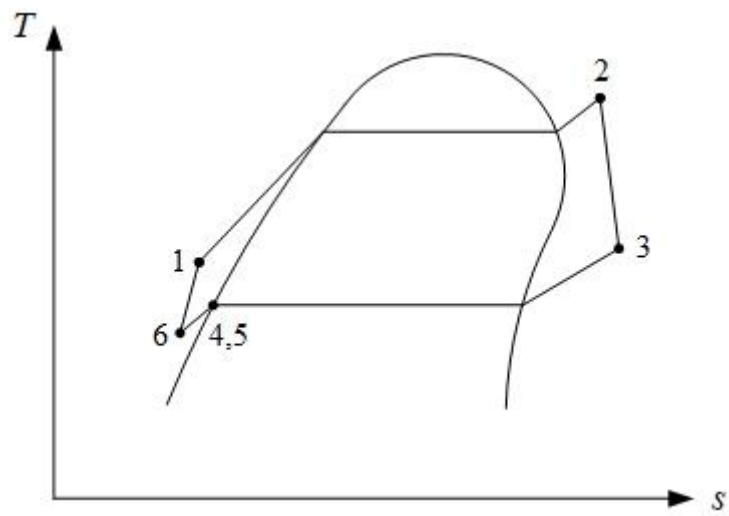
Σχήμα 7: Μονογραμμικό κύκλωμα απλού ORC με αριθμηση θέσεων.



Σχήμα 8: Απεικόνιση απλού ORC σε διάγραμμα $T-s$.



Σχήμα 9: Μονογραμμικό κύκλωμα απλού ORC με υπόψυξη.



Σχήμα 10: Απεικόνιση απλού ORC με υπόψυξη σε διάγραμμα $T-s$.

2.2 Εκλογή συνθηκών λειτουργίας

Η εν λόγω διάταξη πρόκειται να τοποθετηθεί σε υφιστάμενο ηλιακό σύστημα κατοικίας (Κεφάλαιο 3). Για το σύστημα αυτό, γίνεται η παραδοχή ότι πέρα από τους συλλέκτες κενού, περιλαμβάνει ενδοδαπέδια θέρμανση, πισίνα και φυσικά ζεστό νερό χρήσης (ZNX). Τόσο η ενδοδαπέδια θέρμανση, όσο και η πισίνα απαιτούν θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας. Ενδεικτικά, για την κεντρική Ελλάδα η ενδοδαπέδια θέρμανση απαιτεί προσαγωγή νερού θερμοκρασίας περίπου 35 °C [38], ενώ οι συνθήκες άνεσης για την πισίνα ορίζουν θερμοκρασία νερού 25-28 °C.

Επιπλέον, προκειμένου ο συμπυκνωτής και ο υποψύκτης να μην καταλαμβάνουν μεγάλο όγκο, επιλέγεται το σύστημα να είναι υδρόψυκτο, τροφοδοτώντας τα παραπάνω φορτία. Σύμφωνα με τα παραπάνω, ορίζονται η μέγιστη και η ελάχιστη θερμοκρασία του κύκλου. Όσον αφορά τη μέγιστη, θεωρώντας ότι το σύστημα τροφοδοτείται από τους συλλέκτες με νερό θερμοκρασίας 85 °C, επιλέγεται μέγιστη θερμοκρασία $T_2 = 80$ °C. Η θερμοκρασία αυτή, θεωρώντας υπερθέρμανση 5 °C, ορίζει θερμοκρασία ατμοποίησης $T_{evap} = 75$ °C. Αναφορικά με την ελάχιστη, επιλέγεται θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_{cond} = 40$ °C ώστε να αποδίδεται θερμότητα στα θερμικά φορτία. Τέλος, η υπόψυξη, από την οποία προκύπτει και η ελάχιστη θερμοκρασία T_6 του κύκλου, ορίζεται στην Παράγραφο 6.2.2, ίση με 3 °C. Τα παραπάνω στοιχεία δίνονται συγκεντρωτικά στον Πίνακα 5.

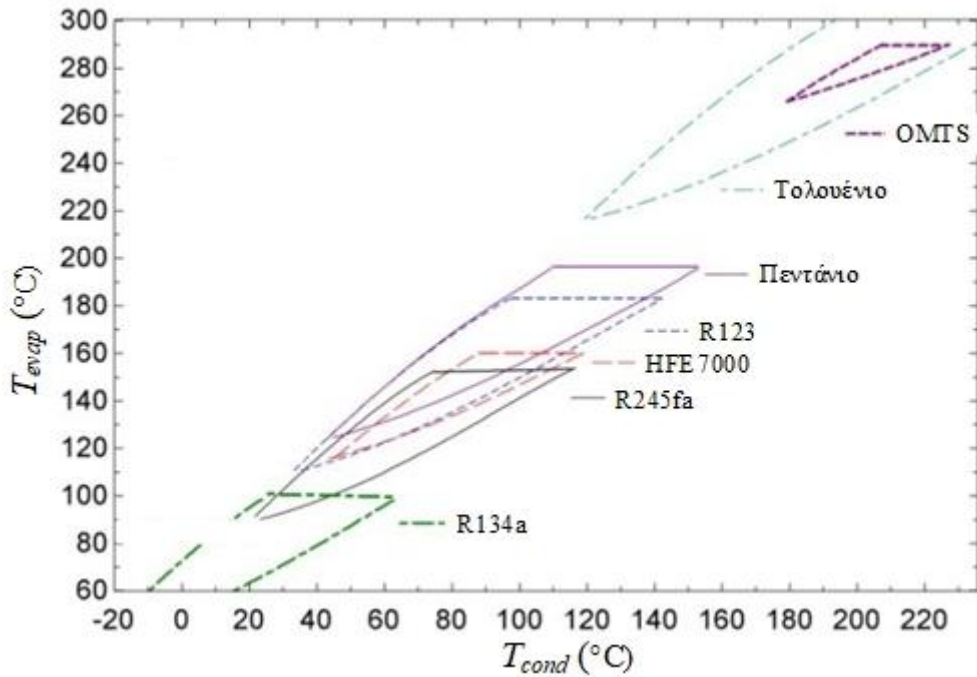
Πίνακας 5: Βασικές θερμοκρασίες κύκλου.

Θερμοκρασία ατμοποίησης (°C)	75
Θερμοκρασία συμπύκνωσης (°C)	40
Υπερθέρμανση (°C)	5
Υπόψυξη (°C)	3

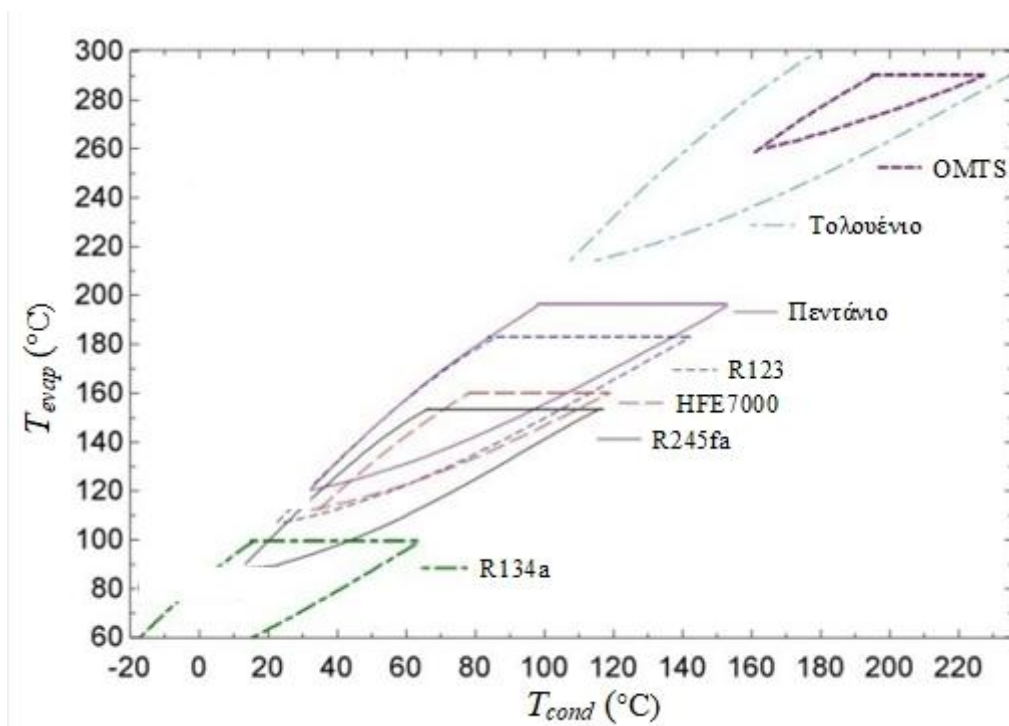
2.3 Εκλογή εργαζόμενου μέσου

Καθοριστικό ρόλο στην απόδοση του συστήματος και τη μετέπειτα εκλογή των εξαρτημάτων διαδραματίζει το εργαζόμενο μέσο. Πιο συγκεκριμένα, υπάρχει πληθώρα οργανικών μέσων τα οποία δύνανται να χρησιμοποιηθούν σε ORC. Η επιλογή του καθορίζεται από μια σειρά κριτηρίων, τα κυριότερα των οποίων περιγράφονται παρακάτω [39]:

- Υψηλή απόδοση κύκλου για λειτουργία με το συγκεκριμένο μέσο: Η απόδοση του κύκλου καθορίζεται αφενός από το εύρος θερμοκρασιών στο οποίο λειτουργεί και αφετέρου από τη συμπεριφορά του μέσου σε αυτό το εύρος. Ενδεικτικές ιδιότητες που επηρεάζουν την απόδοση του κύκλου είναι η πυκνότητα του μέσου και η θερμοχωρητικότητά του, διότι καθορίζουν βασικά μεγέθη του.
- Μικρό μέγεθος εγκατάστασης: Το μέγεθος της εγκατάστασης και των εξαρτημάτων της είναι ανάλογο της παροχής όγκου του εργαζόμενου μέσου, ώστε η πτώση πίεσης στα διάφορα στοιχεία της να είναι εντός καθορισμένων ορίων. Έτσι, δεδομένης της παροχής μάζας που διακινείται στο σύστημα, ελάττωση της παροχής όγκου απαιτεί αυξημένη πυκνότητα εργαζόμενου μέσου, κυρίως στην αέρια φάση. Γι' αυτόν το λόγο, είναι προτιμότερη η λειτουργία του κύκλου κοντά στο κρίσιμο σημείο του εργαζόμενου μέσου ώστε να προσδίδονται στο αέριο ιδιότητες αντίστοιχες με αυτές της υγρής φάσης.
- Περιορισμένες απώλειες ενέργειας: Ομοίως, για μειωμένη πτώση πίεσης, αλλά και καλύτερη μετάδοση θερμότητας, απαιτείται μέσο χαμηλού ιξώδους.
- Συμβατότητα μέσου με τον εκτονωτή: Στο πλαίσιο αυτό ορίζονται βασικές απαιτήσεις που αφορούν τόσο την αποδοτική όσο και την ασφαλή λειτουργία του εκτονωτή. Συγκεκριμένα:
 - Για την αποδοτική λειτουργία ορίζονται κάποιοι χάρτες επιλογής εργαζόμενου μέσου συναρτήσει του τύπου του εκτονωτή και των θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης [39]. Στα Σχήματα 11,12 παρατίθενται οι χάρτες για σπειροειδή και κοχλιωτό εκτονωτή για ορισμένα εργαζόμενα μέσα.

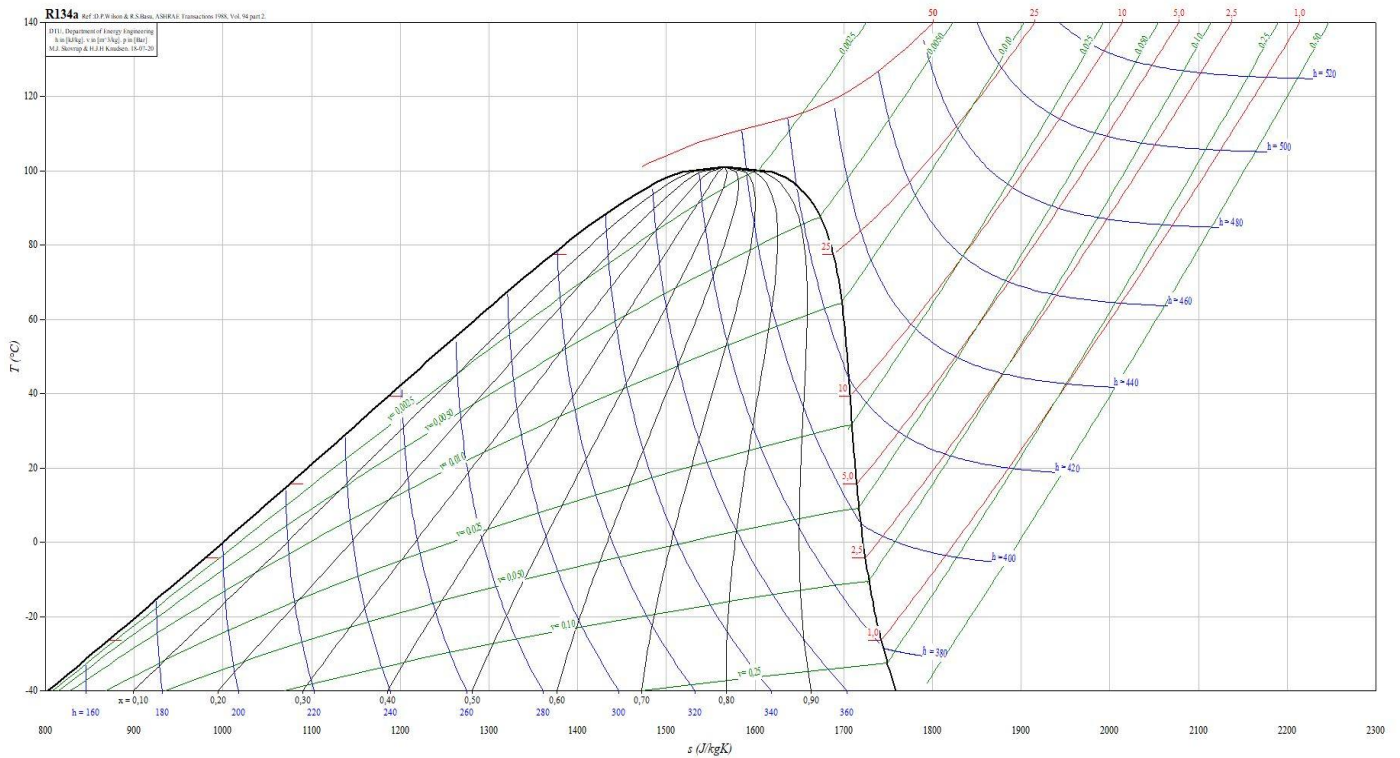


Σχήμα 11: Προτεινόμενα εργαζόμενα μέσα σπειροειδούς εκτονωτή συναρτήσει θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης [39].



Σχήμα 12: Προτεινόμενα εργαζόμενα μέσα κοχλιωτού εκτονωτή συναρτήσει θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης [39].

- Για την ασφαλή λειτουργία του εκτονωτή έναντι διάβρωσης, είναι επιθυμητό όλη η εκτόνωση να πραγματοποιείται εκτός της διφασικής περιοχής. Έτσι, προτιμώνται ρευστά με καμπύλη κορεσμού στην ατμώδη φάση, με θετική ή μηδενική κλίση εντροπίας ως προς τη θερμοκρασία (ξηρά και ισεντροπικά ρευστά αντίστοιχα), όπως ενδεικτικά δίνεται στο Σχήμα 13 για το ψυκτικό μέσο R134a.



Σχήμα 13: Καμπύλη κορεσμού ψυκτικού μέσου R134a.

- Ασφάλεια: Ως βασικές παράμετροι ασφάλειας ορίζονται η τοξικότητα και η ευφλεκτότητα των εργαζόμενων μέσων τα οποία κατατάσσονται σε αντίστοιχες κατηγορίες.
- Συμμόρφωση με την περιβαλλοντική νομοθεσία: Το νομοθετικό πλαίσιο ορίζει όρια αναφορικά με τη συνεισφορά των διάφορων ρευστών στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και την εξασθένηση της στιβάδας του όζοντος. Έτσι, ορίζονται οι δείκτες GWP (Global Warming Potential) και ODP (Ozone Depletion Potential).
- Κόστος και διαθεσιμότητα: Τόσο το μέσο, όσο και τα παρελκόμενά του πρέπει να είναι διαθέσιμα στην αγορά και συγχρόνως χαμηλού κόστους.

Από τα διάφορα ψυκτικά μέσα, μόνο μερικά εξ αυτών χρησιμοποιούνται σε εμπορικές διατάξεις ORC [39] και συγκεκριμένα τα εξής, βασικές ιδιότητες των οποίων παρατίθενται στον Πίνακα 6:

- R134a
- R245fa
- Κανονικό πεντάνιο
- Τολουένιο
- OMTS (MDM)
- R365mfc (Solkatherm SES36)

Πίνακας 6: Βασικές ιδιότητες εργαζόμενων μέσων εμπορικών διατάξεων ORC [40].

Εργαζόμενο μέσο	Κρίσιμη πίεση (<i>bar</i>)	Κρίσιμη θερμοκρασία (°C)
R134a	40.6	101
R245fa	36.1	153
Κανονικό πεντάνιο	33.6	196
Τολουένιο	41.3	319
OMTS	14.4	291
R365mfc	32.7	187

Σύμφωνα με τα παραπάνω και τον Πίνακα 5, προκρίνεται το R134a. Σημειώνεται ωστόσο, ότι το μέσο αυτό πρόκειται να καταργηθεί τα επόμενα χρόνια σε νέες εγκαταστάσεις [41] λόγω αυξημένου GWP. Εναλλακτικά λοιπόν, θα μπορούσε να επιλεγεί κάποιο από τα υποκατάστατά του, το R1234yf ή το R1234ze(E). Από αυτά, το πρώτο είναι αρκετά εύφλεκτο [42], ενώ το δεύτερο παρουσιάζει αυξημένο κόστος και χαμηλή διαθεσιμότητα, τόσο του ίδιου του μέσου όσο και των εξαρτημάτων του συστήματος. Έτσι, τελικά επιλέγεται ως εργαζόμενο μέσο το R134a.

2.4 Προκαταρκτική επιλογή κύριων εξαρτημάτων

Σύμφωνα με το Σχήμα 9, τα τμήματα του ORC στα οποία μεταβάλλονται σημαντικά οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου είναι η αντλία, ο εκτονωτής και οι εναλλάκτες θερμότητας (ατμοποιητής, συμπυκνωτής, υποψύκτης). Προτού γίνει η ανάλυση του θερμοδυναμικού κύκλου, επιλέγεται ο τύπος των εξαρτημάτων αυτών ώστε στη συνέχεια να διατυπωθούν οι εξισώσεις που τον διέπουν.

2.4.1 Αντλία

Στα συστήματα ORC, η επιλογή της αντλίας αποτελεί καθοριστικό παράγοντα, διότι μεγάλο μέρος της παραγόμενης ισχύος καταναλώνεται σε αυτήν, ιδιαίτερα σε συστήματα μικρής ισχύος όπως στην προκειμένη μελέτη [2]. Πέρα όμως από την απόδοση, η επιλογή της αντλίας καθορίζεται και από άλλους, εξίσου σημαντικούς παράγοντες [43], όπως η συμβατότητά της με το εργαζόμενο μέσο, η αποφυγή εξωτερικών διαρροών προς το περιβάλλον, η συμπεριφορά έναντι σπηλαίωσης και φυσικά το κόστος. Η πρώτη απαίτηση εξαρτάται από τα υλικά κατασκευής της αντλίας, η δεύτερη από τη στεγάνωσή της ενώ, όσον αφορά τη σπηλαίωση και την αντιμετώπισή της, διεξοδική ανάλυση γίνεται στο Κεφάλαιο 6.

Οι αντλίες κατατάσσονται σε δύο ευρύτερες κατηγορίες, τις δυναμικές (dynamic) και τις ογκομετρικές ή αντλίες θετικής μετατόπισης (volumetric – positive displacement). Οι πρώτες, επιτυγχάνουν τη διακίνηση του εργαζόμενου μέσου με τη συνεχή πρόσδοση κινητικής ενέργειας στο ρευστό η οποία, πριν την κατάθλιψή του, ανακτάται με τη μορφή πίεσης. Κύριο χαρακτηριστικό τους είναι η διακίνηση μεγάλων παροχών σε χαμηλή ή μέση πίεση, της τάξης του 1 bar [44]. Αντίθετα, οι αντλίες θετικής μετατόπισης στηρίζονται στην περιοδική πρόσδοση ενέργειας στο ρευστό και χαρακτηρίζονται από μικρές παροχές σε υψηλή πίεση. Δεδομένου ότι, για εργαζόμενο μέσο R134a με συνθήκες λειτουργίας αυτές του Πίνακα 5, η αύξηση της πίεσης που πρέπει να πραγματοποιήσει η αντλία προσεγγίζει τα 13.5 bar, επιλέγονται οι ογκομετρικές αντλίες.

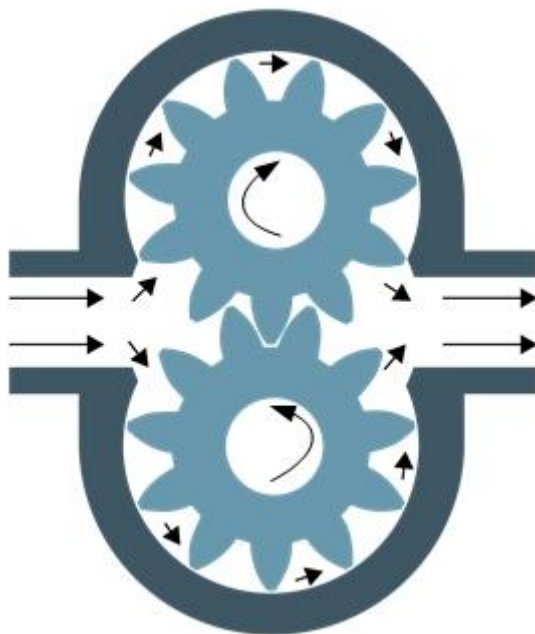
Οι ογκομετρικές αντλίες επιτυγχάνουν τη διακίνηση του ρευστού μέσω της διαδοχικής δημιουργίας συνθηκών υποπίεσης (για την αναρρόφηση) και υπερπίεσης (για την κατάθλιψη) [45]. Η αρχή λειτουργίας τους έγκειται στον εγκλωβισμό του υγρού και τη δημιουργία αδιαχώρητου. Το υγρό, λόγω της χαμηλής συμπιεστότητάς του, καθώς καταθλίβεται αυξάνει την πίεσή του. Η πίεση αυτή δεν καθορίζεται από την αντλία, όπως συμβαίνει στις δυναμικού τύπου αντλίες, αλλά από την αντίσταση που συναντά το ρευστό κατά την έξοδό του από αυτήν. Εξαιτίας αυτής της αρχής λειτουργίας, οι ογκομετρικές αντλίες παρουσιάζουν σχεδόν σταθερή διακινούμενη παροχή ανεξαρτήτως της πίεσης εξόδου. Η παροχή αυτή είναι ανάλογη του όγκου τους και των στροφών τους. Επομένως, καθίσταται πολύ ευκολότερη η ρύθμισή της.

Αναφορικά με τους διάφορους τύπους ογκομετρικών αντλιών, αυτές διακρίνονται σε περιστροφικές και παλινδρομικές, με κυριότερους τύπους τις γραναζωτές (gear), πτερυγιοφόρες (vane) και εμβολοφόρες (piston), διαφράγματος (diaphragm), αντίστοιχα. Οι αντλίες αυτές απεικονίζονται ενδεικτικά στα Σχήματα 14-17. Τα βασικά χαρακτηριστικά τους είναι τα εξής:

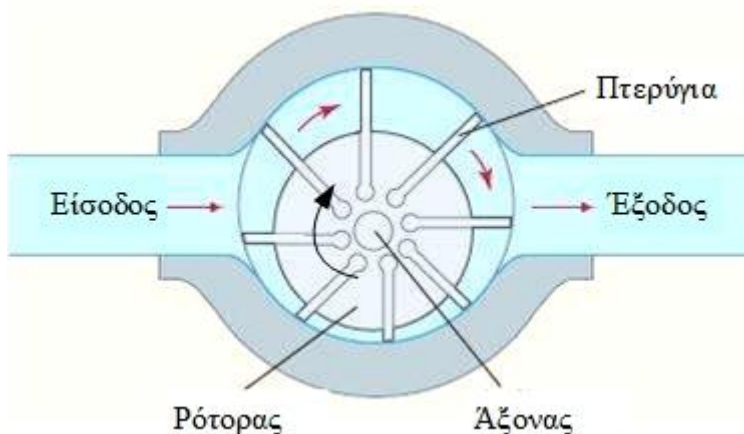
- **Γραναζωτές:** Κύριο μειονέκτημα αυτών των αντλιών είναι οι ογκομετρικές απώλειες λόγω των διακένων μεταξύ των οδοντώσεων και του κελύφους, γεγονός που ταυτόχρονα δυσχεραίνει τη λίπανσή τους. Οι απώλειες αυτές αυξάνονται όσο πιο λεπτόρρευστο είναι το διακινούμενο υγρό. Η πίεση λειτουργίας αυτών των αντλιών μπορεί να φτάσει τα 250 bar [45].
- **Πτερυγιοφόρες:** Ομοίως, τίθεται θέμα με τις ογκομετρικές απώλειες, ενώ η πίεση λειτουργίας τους προσεγγίζει τα 175 bar [45].
- **Εμβολοφόρες:** Το κύριο χαρακτηριστικό τους είναι η πολύ υψηλή πίεση λειτουργίας τους, η οποία προσεγγίζει τα 500 bar [45] και τις καθιστά κατάλληλες για εφαρμογές υδραυλικών συστημάτων. Επομένως, το κόστος τους είναι ιδιαίτερα υψηλό.
- **Διαφραγματικές:** Η πίεση λειτουργίας τους είναι μικρότερη έναντι των υπολοίπων. Ωστόσο, το κύριο χαρακτηριστικό τους είναι ότι το ρευστό δεν έρχεται σε επαφή με κινούμενα μέρη της αντλίας. Έτσι, αποκλείεται η πιθανότητα διαρροών προς το περιβάλλον. Τέλος, δεν υπάρχει ιδιαίτερη απαίτηση ως προς την ελάχιστη επιτρεπτή συνεκτικότητα του ρευστού.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, μόνο η διαφραγματική αντλία εξασφαλίζει, δίχως επιπλέον τροποποιήσεις (όπως μαγνητική σύμπλεξη αντλίας-κινητήρα ή εγκλιβωτισμό της αντλίας), την απουσία διαρροών προς το περιβάλλον.

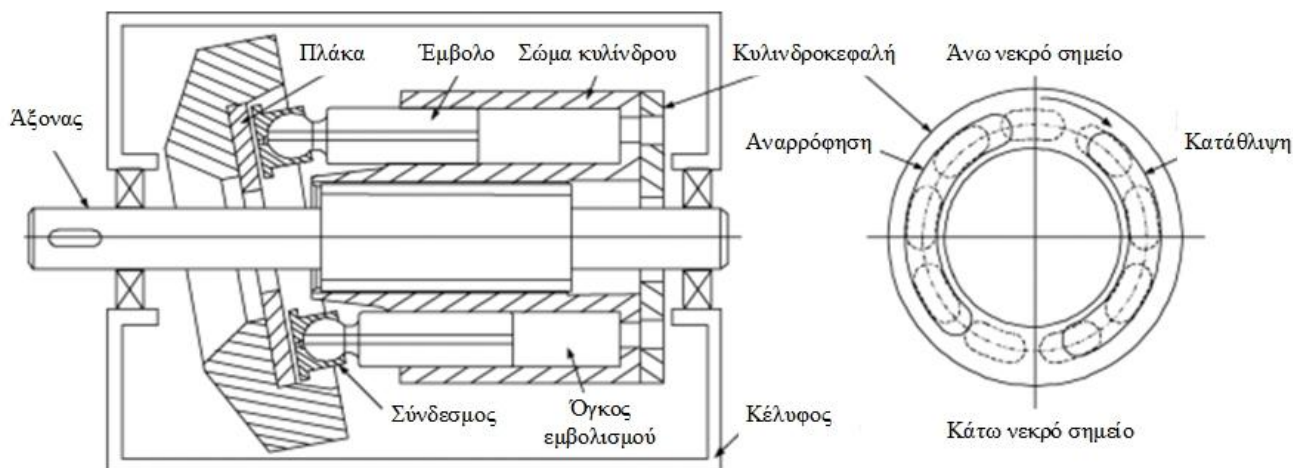
Επιπρόσθετα, το χαμηλό ιξώδες του R134a στην είσοδο της αντλίας οδηγεί σε αυξημένες απώλειες στους πρώτους τρεις τύπους ογκομετρικών αντλιών. Βάσει όλων αυτών, επιλέγεται αντλία τύπου διαφράγματος. Η τελική επιλογή της εταιρίας και του μοντέλου γίνεται στο Κεφάλαιο 4.



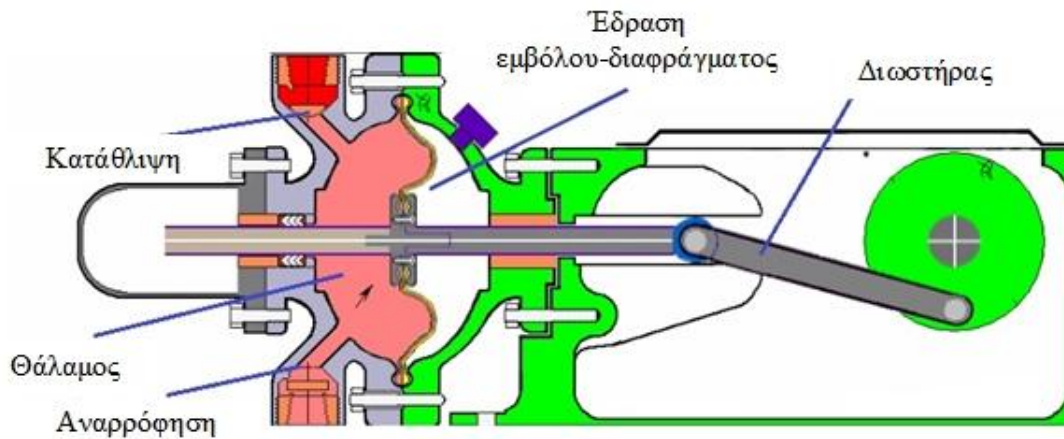
Σχήμα 14: Απεικόνιση τομής γραναζωτής αντλίας [46].



Σχήμα 15: Απεικόνιση τομής πτερυγιοφόρου αντλίας [47].



Σχήμα 16: Απεικόνιση τομής αντλίας εμβόλων αξονικού τύπου [48].



Σχήμα 17: Απεικόνιση τομής διαφραγματικής αντλίας [49].

2.4.2 Εκτονωτής

Ομοίως με τις αντλίες, η επιλογή του εκτονωτή καθορίζει τη συνολική απόδοση του συστήματος. Οι εκτόνωτες χωρίζονται, όπως και οι αντλίες, σε δύο κύριες κατηγορίες, τις στροβιλομηχανές (δυναμικού τύπου) και τους ογκομετρικούς ή θετικής μετατόπισης. Στους πρώτους, η παραγωγή του έργου γίνεται με τη μετατροπή της εσωτερικής ενέργειας του ρευστού σε κινητική και τη μετέπειτα μεταβολή της συστροφής του. Στους ογκομετρικούς, η αρχή λειτουργίας είναι αντίστοιχη με αυτήν των αντλιών, με τη διαφορά ότι αλλάζει η φορά της μεταβολής, δηλ. ο όγκος των σχηματιζόμενων θαλάμων αυξάνεται, εκτονώνοντας έτσι το ρευστό.

Όσον αφορά την εφαρμογή τους σε συστήματα ORC ισχύος μικρότερης των 50 kW_{el} , προτιμάται η χρήση ογκομετρικών εκτονωτών οι οποίοι χαρακτηρίζονται από μικρότερες παροχές, υψηλότερους λόγους πίεσης και χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής [40,50]. Κυριότεροι τύποι ογκομετρικών εκτονωτών οι οποίοι βρίσκουν εφαρμογή σε συστήματα ORC, είναι οι εμβολοφόροι, κοχλιωτοί (screw), σπειροειδείς (scroll) και πτερυγιοφόροι, τυπικές διατάξεις των οποίων παρουσιάζονται στα Σχήματα 18-21.

Κύριο χαρακτηριστικό των ογκομετρικών εκτονωτών αποτελεί ο λόγος εκτόνωσης π_V , ο οποίος ισούται με το λόγο των όγκων εξόδου-εισόδου της μηχανής. Για την αποδοτική λειτουργία του εκτονωτή, απαιτείται το μέγεθος αυτό να έχει τιμή κοντά στο λόγο των ειδικών όγκων του ρευστού στην έξοδο-είσοδο, καθώς σε διαφορετική περίπτωση συμβαίνει υπό-εκτόνωση (under-expansion) με αποτέλεσμα να χάνεται μέρος της εν δυνάμει παραγόμενης ισχύος ή υπερ-εκτόνωση (over-expansion) οπότε απαιτείται επιπλέον έργο συμπίεσης για την εξαγωγή του ρευστού (Σχήμα 22). Συνεπώς, ο λόγος πίεσης του εκτονωτή καθορίζει και τη βέλτιστη τιμή του λόγου εκτόνωσης. Τυπικές τιμές του λόγου εκτόνωσης συναρτήσει του τύπου του εκτονωτή παρατίθενται στον Πίνακα 7.

Πίνακας 7: Τυπικές τιμές λόγου εκτόνωσης ανά τύπο εκτονωτή [51].

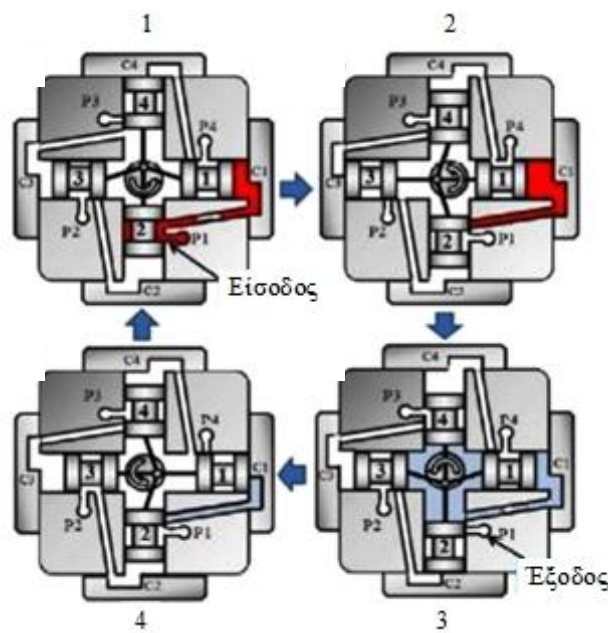
Τύπος εκτονωτή	Λόγος εκτόνωσης
Εμβολοφόρος	6-14
Κοχλιωτός	5
Σπειροειδής	1.5-4
Πτερυγιοφόρος	2-8

Εκτός από το βέλτιστο λόγο εκτόνωσης, κατά την επιλογή του εκτονωτή λαμβάνονται επίσης υπόψη κριτήρια συντήρησης, κόστους και αξιοπιστίας καθώς πρόκειται για οικιακή εφαρμογή. Σύμφωνα με αυτά, αποκλείεται η επιλογή εμβολοφόρου εκτονωτή λόγω της αυξημένης συντήρησης που απαιτείται στα κινούμενα μέρη της μηχανής και του κοχλιωτού λόγω του αυξημένου του κόστους εξ αιτίας της δύσκολης κατεργασίας του. Πράγματι, για ισχύες της τάξης του 1 kW_{el} , συνιστάται η χρήση σπειροειδούς και πτερυγιοφόρου εκτονωτή [40]. Ωστόσο, λόγω της ευρύτερης εφαρμογής του πρώτου σε εφαρμογές ORC, επιλέγεται η τοποθέτηση σπειροειδούς εκτονωτή. Η τελική επιλογή της εταιρίας και του μοντέλου γίνεται στο Κεφάλαιο 4.

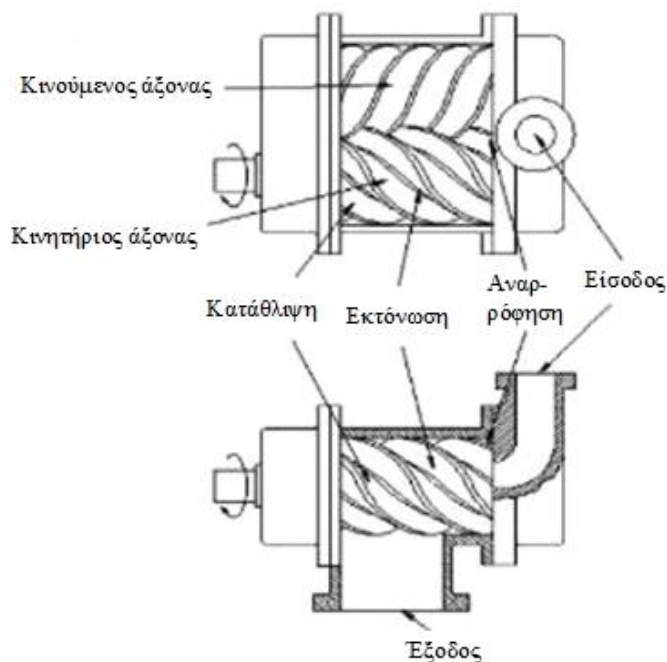
Παρ' όλα αυτά, λόγω του περιορισμένου πλήθους σπειροειδών εκτονωτών στην αγορά και επομένως του μεγάλου κόστους τους, ο εκτονωτής είναι συμπίεστης κατάλληλα τροποποιημένος, ώστε να λειτουργεί ως εκτονωτής. Στο πλαίσιο αυτό, σημειώνεται ότι οι εμπορικά διαθέσιμοι συμπίεστες διακρίνονται στις εξής κατηγορίες [52]:

- **Ερμητικού τύπου (hermetic):** Στις μηχανές αυτές, ο συμπιεστής και ο κινητήρας βρίσκονται εντός συγκολλημένου κελύφους και αποτελούν ενιαίο σύνολο.
- **Ημι-ερμητικού τύπου (semi-hermetic):** Ομοίως, ο συμπιεστής και ο κινητήρας αποτελούν ενιαίο σύνολο με τη διαφορά ότι το κέλυφος μπορεί να ανοιχθεί δίχως να χρειάζεται κόψιμό του.
- **Ανοιχτού τύπου (open-drive):** Εδώ, ο συμπιεστής παρέχεται ξεχωριστά από τον κινητήρα. Ωστόσο, συχνά προορίζονται για χρήση σε ψυκτικά κυκλώματα αυτοκινήτων, οπότε παίρνουν κίνηση από Μ.Ε.Κ.. Έτσι, συχνά περιλαμβάνουν και τροχαλία. Τέλος, πολλές μηχανές αυτού του τύπου λειτουργούν ως αεροσυμπιεστές.

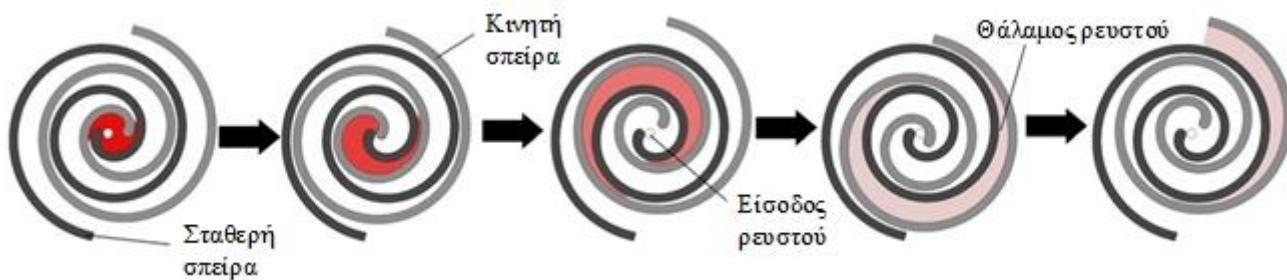
Δεδομένου ότι η επιλογή της γεννήτριας γίνεται ξεχωριστά ώστε να αυξηθεί η απόδοση του κύκλου, απορρίπτονται οι δύο πρώτοι τύποι. Έτσι, επιλέγεται συμπιεστής ανοιχτού τύπου. Οι συμπιεστές αυτοί χωρίζονται σε συμπιεστές κυκλωμάτων ψύξης, θέρμανσης και αεροσυμπιεστές. Οι αεροσυμπιεστές, παρότι τροποποιούνται ευκολότερα σε εκτονωτή, παρουσιάζουν αυξημένες εξωτερικές διαρροές [53] και έτσι πρέπει να ληφθούν επιπλέον μέτρα, όπως η ηλεκτρομαγνητική σύμπλεξη συμπιεστή-γεννήτριας και ο εγκιβωτισμός του συμπιεστή, ενώ ταυτόχρονα έχουν υψηλότερο κόστος. Συνεπώς, επιλέγεται συμπιεστής ανοιχτού τύπου ψυκτικών κυκλωμάτων.



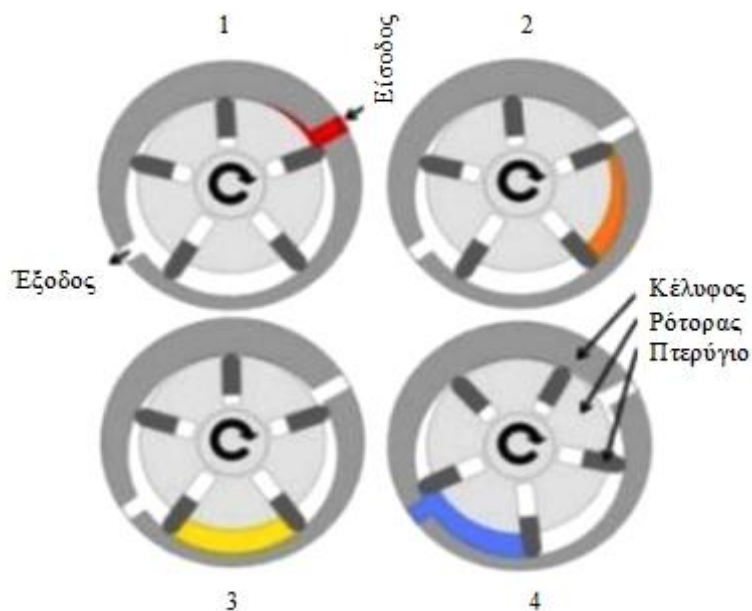
Σχήμα 18: Απεικόνιση τομής εμβολοφόρου εκτονωτή [54].



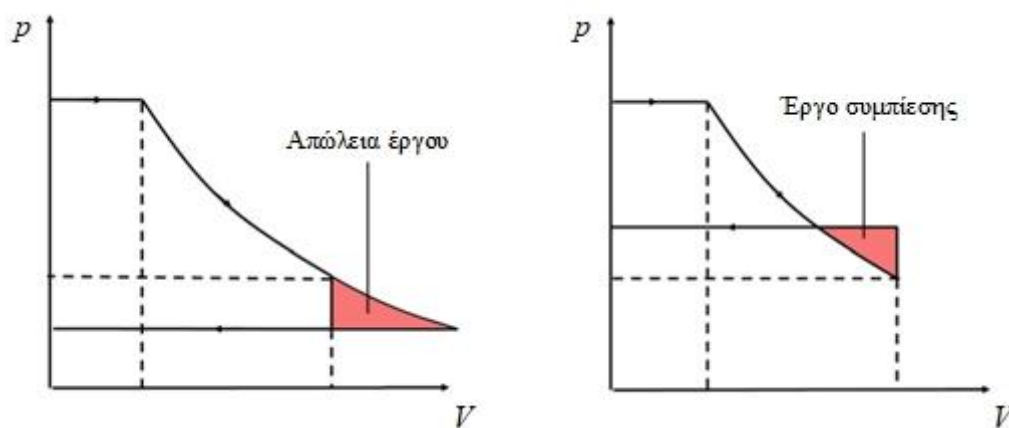
Σχήμα 19: Αρχή λειτουργίας κοχλιοτού εκτονωτή [54].



Σχήμα 20: Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή [50].



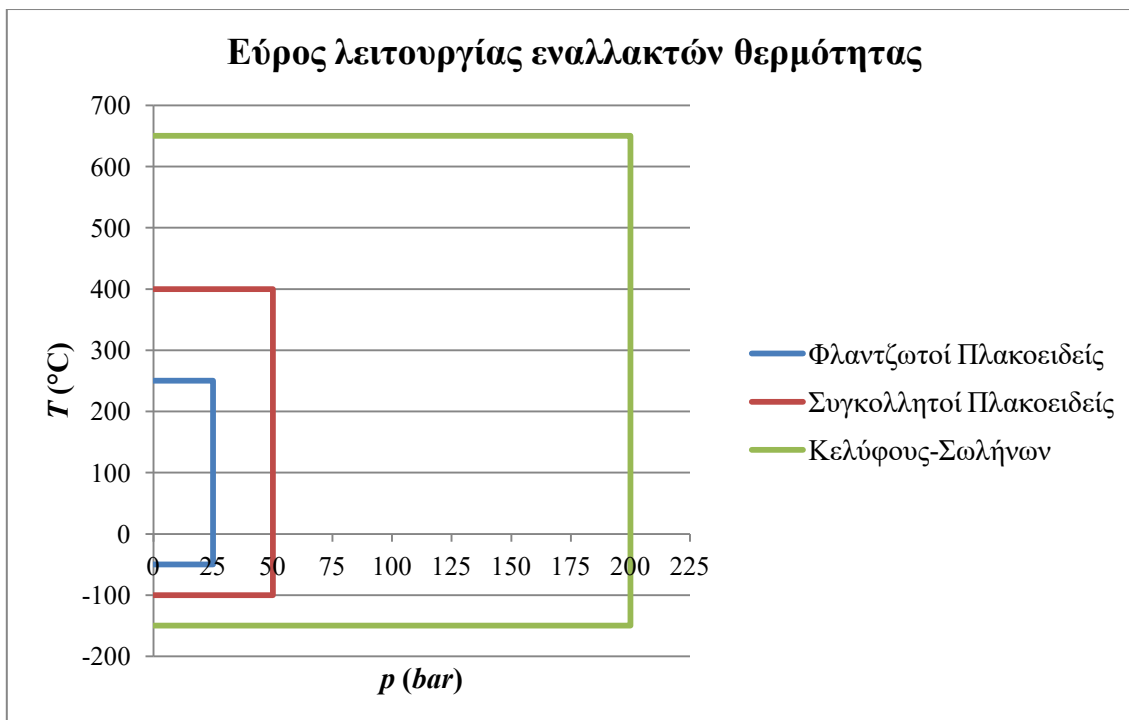
Σχήμα 21: Αρχή λειτουργίας πτερυγιοφόρου εκτονωτή [54].



Σχήμα 22: Απώλειες υπο-εκτόνωσης (αριστερά) και υπερ-εκτόνωσης (δεξιά) [2].

2.4.3 Εναλλάκτες Θερμότητας

Οι πλέον διαδεδομένες κατηγορίες εναλλακτών θερμότητας είναι οι εναλλάκτες κελύφους-σωλήνων (shell and tube heat exchangers) και οι πλακοειδείς (plate heat exchangers-PHE). Όσον αφορά τους πλακοειδείς, αυτοί διακρίνονται σε εναλλάκτες με φλάντζα (gasketed PHE) και εναλλάκτες με συγκόλληση (brazed PHE) εξαιτίας του διαφορετικού τρόπου σύνδεσης των πλακών. Λόγω της διαφορετικής κατασκευής τους, το επιτρεπτό εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών τους διαφέρει, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 23.



Σχήμα 23: Εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών εναλλακτών θερμότητας [49].

Δεδομένου ότι στο σχεδιαζόμενο σύστημα, η μέγιστη πίεση και θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου είναι 23.6 bar και 80 °C αντίστοιχα, ασφαλής λειτουργία εξασφαλίζεται κυρίως στους κελύφους-σωλήνων και τους συγκολλητούς πλακοειδείς.

Επιπλέον, στο σύστημα τοποθετούνται τρεις εναλλάκτες θερμότητας από τους οποίους, στους δύο (ατμοποιητής και συμπυκνωτής), το ρεύμα του οργανικού μέσου υφίσταται αλλαγή φάσης, ενώ το άλλο ρεύμα βρίσκεται σε υγρή κατάσταση. Παρότι οι πλακοειδείς εναλλάκτες δε χρησιμοποιούνται με αέρια ρεύματα λόγω ανεπαρκούς στεγάνωσης, δεν τίθεται περιορισμός στη χρήση τους σε περιπτώσεις ατμοποιητών και συμπυκνωτών, εφόσον το έτερο ρεύμα είναι υγρό, όπως στην προκειμένη περίπτωση. Αντίθετα, οι εναλλάκτες κελύφους-σωλήνων μπορούν να χρησιμοποιηθούν και με αέρια ρεύματα.

Συνεπώς, δύνανται να τοποθετηθούν τόσο συγκολλητοί πλακοειδείς εναλλάκτες όσο και εναλλάκτες κελύφους. Ωστόσο, για λόγους εξοικονόμησης χώρου, επιλέγεται η τοποθέτηση συγκολλητών πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας διότι, η αυξημένη τύρβη που παρουσιάζουν λόγω της μορφής των πλακών, διευκολύνει τη μεταφορά θερμότητας. Ομοίως με την αντλία και την εκτονωτή, η επιλογή της εταιρίας και των μοντέλων γίνεται στο Κεφάλαιο 4.

2.5 Μοντελοποίηση κύκλου

Στο σημείο αυτό παρουσιάζονται τα μοντέλα και οι εξισώσεις που διέπουν κάθε μεταβολή και εξάρτημα, ακολουθώντας την αρίθμηση του Σχήματος 9.

– Τροφοδοτικό δοχείο (Μεταβολή 4-5):

Στην έξοδο του τροφοδοτικού δοχείου (Σημείο 5) παρέχεται κορεσμένο υγρό, ανεξαρτήτως αν στην είσοδό του (Σημείο 4) η ροή είναι διφασική.

– Υποψύκτης (Μεταβολή 5-6):

Σε αυτόν τον εναλλάκτη θερμότητας, το εργαζόμενο μέσο υφίσταται υπόψυξη προτού εισέλθει στην αντλία. Η μεταβολή αυτή, όπως και οι υπόλοιπες που συμβαίνουν στους εναλλάκτες θερμότητας, θεωρείται ισόθλιπη. Επιπλέον, αμελώντας απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον, το ισοζύγιο ισχύος γίνεται:

$$\dot{m}_{ORC}(h_5 - h_6) = \dot{m}_{sbc} \Delta h_{sbc} \quad (1)$$

όπου \dot{m}_{ORC} η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου στο κύκλωμα του ORC η οποία εφεξής θα συμβολίζεται με \dot{m} , \dot{m}_{sbc} η παροχή του ψυκτικού νερού στον υποψύκτη και Δh_{sbc} η μεταβολή της ειδικής ενθαλπίας του ψυκτικού νερού λόγω της θέρμανσής του.

– **Τροφοδοτική αντλία (Μεταβολή 6-1):**

Η μεταβολή που πραγματοποιείται στην αντλία είναι μη ισεντροπική και επομένως, χαρακτηρίζεται από έναν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης $\eta_{is,p}$ ο οποίος ορίζεται ως:

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{1is} - h_6}{h_1 - h_6} \quad (2)$$

όπου με $1is$ συμβολίζεται το σημείο στην έξοδο της αντλίας, αν η μεταβολή σε αυτήν ήταν ισεντροπική.

Ωστόσο, οι κατασκευαστές των αντλιών δεν παρέχουν δεδομένα για τον $\eta_{is,p}$. Συνεπώς, πρέπει να αναπτυχθεί ένα μοντέλο υπολογισμού της μεταβολής αυτής. Σχετικά μοντέλα έχουν αναπτυχθεί για διαφραγματικές αντλίες [43,55]. Παρ' όλα αυτά, αναπτύσσεται ένα απλούστερο μοντέλο προκειμένου να υπολογιστεί ο βαθμός απόδοσης από τα δεδομένα των χαρακτηριστικών καμπύλων ισχύος-παροχής-πίεσης που παρέχουν οι κατασκευαστές. Συγκεκριμένα, η θεωρητική υδραυλική ισχύς της αντλίας είναι:

$$\dot{W}_{p,th} = \dot{V}_6 \Delta p_{th} \quad (3)$$

όπου \dot{V}_6 η παροχή όγκου στην είσοδο της αντλίας η οποία, θεωρώντας ασυμπίεστη τη ροή, ισούται με την παροχή εξόδου \dot{V}_1 και $\Delta p_{th} = p_1 - p_6$, η διαφορά πίεσης εκατέρωθεν της αντλίας.

Όμως, η αντλία εμφανίζει απώλειες λόγω τριβών στη ροή και γενικότερων αντιστρεψιμοτήτων, και ογκομετρικές απώλειες λόγω της διαφοράς πίεσης μεταξύ εξόδου-εισόδου. Συνεπώς, ορίζονται οι αντίστοιχοι βαθμοί απόδοσης, $\eta_{ir,p}$, $\eta_{vol,p}$. Σύμφωνα με το Σχήμα 24, η παροχή που διακινεί η αντλία δεν είναι η \dot{V}_6 (ή αντίστοιχα η παροχή μάζας \dot{m}), αλλά η παροχή αυτή προσαυξημένη κατά τις ογκομετρικές απώλειες. Αντίστοιχα, η αύξηση πίεσης που πραγματοποιεί η αντλία δεν ισούται με τη Δp_{th} , αλλά περιλαμβάνει και τις απώλειες εντός της αντλίας, όπως για παράδειγμα τις πτώσεις πίεσης στις βαλβίδες εισόδου-εξόδου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 24. Επομένως, η μηχανική ισχύς που φτάνει στην αντλία είναι:

$$\dot{W}_{m,p} = \frac{\dot{V}_6}{\eta_{vol,p}} \frac{\Delta p_{th}}{\eta_{ir,p}} \quad (4)$$

Τέλος, λαμβάνοντας υπόψη και τις μηχανικές απώλειες της αντλίας που εκφράζονται με το μηχανικό βαθμό απόδοσης $\eta_{m,p}$, η απαιτούμενη προσδιδόμενη ισχύς από τον κινητήρα είναι:

$$\dot{W}_{mot,p} = \frac{\dot{W}_{m,p}}{\eta_{m,p}} \quad (5)$$

Από τις εξισώσεις (3)-(5), προκύπτει:

$$\dot{W}_{mot,p} = \frac{\dot{W}_{p,th}}{\eta_{ir,p} \eta_{vol,p} \eta_{m,p}} \quad (6)$$

ή ισοδύναμα:

$$\dot{W}_{mot,p} = \frac{\dot{W}_{p,th}}{\eta_p} \quad (7)$$

όπου η_p ο συνολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας:

$$\eta_p = \eta_{ir,p} \eta_{vol,p} \eta_{m,p} \quad (8)$$

Επομένως, εφαρμόζοντας το ισοζύγιο ισχύος μεταξύ εισόδου και εξόδου της αντλίας, σύμφωνα με το Σχήμα 24, προκύπτει η ειδική ενθαλπία του Σημείου 1:

$$\dot{W}_{m,p} = \dot{m}(h_1 - h_6) \quad (9)$$

Επίσης:

$$\dot{V}_6 = \dot{m}v_6 \quad (10)$$

όπου v_6 ο ειδικός όγκος του ρευστού στην είσοδο της αντλίας.

Επιλύοντας την εξίσωση (9) ως προς την ειδική ενθαλπία του Σημείου 1, προκύπτει:

$$h_1 = h_6 + w_{m,p} \quad (11)$$

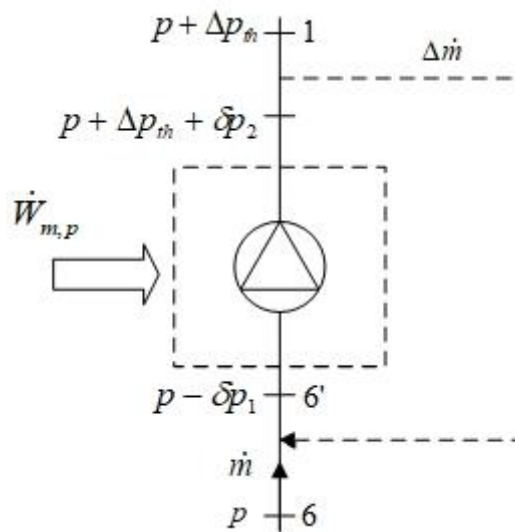
όπου:

$$w_{m,p} = \frac{W_{p,th}}{\eta_{ir,p} \eta_{vol,p}} \quad (12)$$

$$w_{p,th} = v_6 \Delta p_{th} \quad (13)$$

το ειδικό μηχανικό και θεωρητικό υδραυλικό έργο της αντλίας.

Αντικαθιστώντας την εξίσωση (11) στην εξίσωση (2) λαμβάνεται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας.



Σχήμα 24: Μοντέλο αντλίας.

Συνεπώς, γνωρίζοντας τη μηχανική ισχύ $\dot{W}_{mot,p}$ του κινητήρα η οποία δίνεται από τον κατασκευαστή και εφόσον είναι γνωστή η υδραυλική ισχύς $\dot{W}_{p,th}$, υπολογίζεται από την εξίσωση (7) ο βαθμός απόδοσης της

αντλίας η_p . Έτσι, αντικαθιστώντας στη σχέση (8) το μηχανικό βαθμό απόδοσης $\eta_{m,p}$ της αντλίας, προκύπτει το γινόμενο $\eta_{ir,p}\eta_{vol,p}$ το οποίο αντικαθίσταται στις εξισώσεις (11),(12) και έπειτα υπολογίζεται ο $\eta_{is,p}$ από την εξίσωση (2).

Τέλος, η ταχύτητα περιστροφής της αντλίας N_p προκύπτει από τον ανηγμένο όγκο της $V_{s,p} [cm^3/rev]$ και τη διακινούμενη παροχή από την επίλυση της ακόλουθης εξίσωσης:

$$\frac{\dot{V}_6}{\eta_{vol,p}} = N_p V_{s,p} \quad (14)$$

– **Ατμοποιητής (Μεταβολή 1-2):**

Όπως και για τον υποψύκτη, η μεταβολή αυτή θεωρείται ισόθλιπη. Αμελώντας εκ νέου τις απώλειες θερμότητας, το ισοζύγιο ισχύος εκφράζεται ως:

$$\dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}_h \Delta h_{evap} \quad (15)$$

όπου \dot{m}_h η παροχή νερού στον ατμοποιητή και Δh_{evap} η αύξηση της ειδικής ενθαλπίας του λόγω της ψύξης που υφίσταται.

– **Εκτονωτής (Μεταβολή 2-3):**

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, ο εκτονωτής είναι σπειροειδής. Η μεταβολή που πραγματοποιείται σε αυτόν είναι μη ισεντροπική και επομένως, χαρακτηρίζεται από έναν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης $\eta_{is,exp}$, για τον οποίον:

$$\eta_{is,exp} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3is}} \quad (16)$$

όπου με $3is$ συμβολίζεται το σημείο στην έξοδο του εκτονωτή, αν η μεταβολή σε αυτόν ήταν ισεντροπική.

Όμως, σε αντίθεση με την αντλία, δεν παρέχονται σχετικά στοιχεία από τους κατασκευαστές, ενώ συγχρόνως δε δίνονται χαρακτηριστικές καμπύλες ισχύος. Έτσι, πρέπει να χρησιμοποιηθεί κάποιο μοντέλο υπολογισμού. Το μοντέλο που χρησιμοποιείται, προκύπτει από το συνδυασμό δύο υφιστάμενων μοντέλων [56,57]. Συγκεκριμένα, εκφράζει το μέτρο των απωλειών υπο-εκτόνωσης ή υπερ-εκτόνωσης (Παράγραφος 2.4.2).

Ειδικότερα, η συνολική μεταβολή χωρίζεται σε δύο επιμέρους, την (2-in) και την (in-3) όπου με *in* συμβολίζεται το σημείο πριν την έξοδο του εκτονωτή. Επιπλέον, ορίζεται το σημείο *3id* το οποίο θα προέκυπτε στην έξοδο του εκτονωτή, αν δεν υπήρχαν απώλειες υπο-εκτόνωσης ή υπερ-εκτόνωσης. Αναλυτικότερα, η μεταβολή (2-in) είναι ισεντροπική, ενώ η (in-3) ισόογκη. Τα παραπάνω απεικονίζονται στο Σχήμα 25. Σύμφωνα με αυτά, ισχύουν τα εξής:

- Ειδικό έργο μεταβολής (2-in):

$$w_1 = h_2 - h_{in} \quad (17)$$

- Σημείο *in*:

$$h_{in} = h(s_2, p_{in}) \quad (18)$$

και λόγω της ισεντροπικής μεταβολής, η πίεση p_{in} προσδιορίζεται ως:

$$p_{in} = \frac{p_2}{\pi_V^k} \quad (19)$$

Ο ισεντροπικός εκθέτης k υπολογίζεται, θεωρώντας ροή τέλειου αερίου, ως [58]:

$$k = -\frac{v}{p} \frac{c_p}{c_v} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \quad (20)$$

- Ειδικό έργο μεταβολής ($in-3$):

$$w_2 = v_{in} (p_{in} - p_3) \quad (21)$$

Το έργο αυτό είναι θετικό αν συμβαίνει υπο-εκτόνωση και αρνητικό για υπερ-εκτόνωση.

- Σημείο 3:

Το σημείο αυτό έχει πίεση ίση με την πίεση συμπίκνωσης, ενώ η ειδική ενθαλπία του υπολογίζεται ως εξής: Θεωρώντας τη συνολική μεταβολή (2-3) αδιαβατική, το ειδικό θεωρητικό έργο του εκτονωτή είναι:

$$w_{exp,th} = w_1 + w_2 \quad (22)$$

Όμως, λόγω των αντιστρεψιμοτήτων που εμφανίζονται (εσωτερικές μεταφορές θερμότητας, πτώσεις πίεσης στη ροή και σε είσοδο-έξοδο) και των ογκομετρικών απωλειών τα οποία εκφράζονται μέσω των βαθμών απόδοσης $\eta_{ir,exp}$, $\eta_{vol,exp}$ αντίστοιχα, η πραγματική ισχύς του εκτονωτή είναι:

$$\dot{W}_{exp,real} = w_{exp,th} \cdot \eta_{ir,exp} \cdot (\dot{m} \eta_{vol,exp}) \quad (23)$$

Άρα, το ειδικό πραγματικό έργο είναι:

$$w_{exp,real} = w_{exp,th} \eta_{ir,exp} \eta_{vol,exp} \quad (24)$$

Επιπλέον, για αδιαβατική συνολική μεταβολή:

$$\dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{W}_{exp,real} \quad (25)$$

Επομένως, επιλύοντας την παραπάνω εξίσωση, προκύπτει η ειδική ενθαλπία του σημείου 3:

$$h_3 = h_2 - w_{exp,real} \quad (26)$$

Έτσι, μπορεί να υπολογιστεί ο $\eta_{is,exp}$ από την εξίσωση (16).

- Ειδικό μηχανικό έργο εκτονωτή:

Λαμβάνοντας υπόψη το μηχανικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή $\eta_{m,exp}$, το ειδικό μηχανικό έργο που φτάνει στη γεννήτρια είναι:

$$w_{m,exp} = w_{exp,real} \eta_{m,exp} \quad (27)$$

$$V_{s,exp} = \frac{V_{s,comp}}{\pi_V} \quad (29)$$

– **Συμπυκνωτής (Μεταβολή 3-4):**

Στην έξοδο του συμπυκνωτή (Σημείο 4) λαμβάνεται κορεσμένο υγρό. Το ισοζύγιο ισχύος εκφράζεται ως:

$$\dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}_{cond} \Delta h_{cond} \quad (30)$$

όπου \dot{m}_{cond} , Δh_{cond} η παροχή και η αύξηση της ειδικής ενθαλπίας του ψυκτικού νερού στο συμπυκνωτή.

– **Υπολογισμοί ισχύος:**

Έχοντας διατυπώσει τις βασικές εξισώσεις του κύκλου, πρέπει να προσδιοριστεί η παραγόμενη ισχύς του κύκλου καθώς και η παροχή του εργαζόμενου μέσου. Παραπάνω, προσδιορίστηκε το ειδικό έργο της αντλίας και του εκτονωτή. Ωστόσο, μεταξύ αυτών και του ηλεκτρικού δικτύου παρεμβάλλονται και άλλες διατάξεις. Όσον αφορά την αντλία, υπάρχει ο ηλεκτροκινητήρας και μια οδήγηση μεταβλητής συχνότητας (Variable Frequency Drive - VFD) με βαθμούς απόδοσης $\eta_{mot,p}$, $\eta_{inv,p}$ αντίστοιχα. Όσον αφορά τον εκτονωτή, υπάρχει η γεννήτρια και μία ακόμη οδήγηση, με βαθμούς απόδοσης η_{gen} , $\eta_{inv,exp}$ αντίστοιχα. Ο πρωταρχικός ρόλος των οδηγήσεων είναι η μεταβολή των στροφών των μηχανών μέσω της μεταβολής της συχνότητας του δικτύου. Περισσότερα αναφορικά με αυτούς, παρουσιάζονται στο Κεφάλαιο 4.

Συνεπώς, η ηλεκτρική ισχύς που λαμβάνεται από το δίκτυο για την κίνηση της αντλίας προσαυξάνεται λόγω των απωλειών του κινητήρα και της οδήγησής του, ενώ αντίστοιχα η ηλεκτρική ισχύς που παρέχεται στο δίκτυο από τη γεννήτρια είναι αυτή του εκτονωτή, αφαιρώντας τις απώλειες της γεννήτριας και της οδήγησής της. Έτσι, η ειδική ηλεκτρική ισχύς που απορροφάται και αποδίδεται στο δίκτυο είναι αντίστοιχα:

$$W_{inv,p} = \frac{W_{m,p}}{\eta_{mot,p} \eta_{inv,p}} \quad (31)$$

$$W_{inv,exp} = W_{m,exp} \eta_{gen} \eta_{inv,exp} \quad (32)$$

Δεδομένης της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος που είναι επιθυμητό να παραχθεί, προσδιορίζεται η παροχή του εργαζόμενου μέσου ως:

$$\dot{m} = \frac{P_{el,net}}{W_{inv,exp} - W_{inv,p}} \quad (33)$$

Επιπλέον, υπολογίζονται ο μικτός και καθαρός ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ως εξής:

$$\eta_{el,gross} = \frac{\dot{m} w_{inv,exp}}{\dot{m}_h \Delta h_{evap}} \quad (34)$$

$$\eta_{el,net} = \frac{P_{el,net}}{\dot{m}_h \Delta h_{evap}} \quad (35)$$

Τέλος, ορίζεται ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου που συγκρίνεται με το βαθμό απόδοσης του αντίστοιχου κύκλου Carnot. Αυτός ο βαθμός απόδοσης καθορίζεται από το καθαρό θερμοδυναμικό έργο του κύκλου:

$$\eta = \frac{\dot{m}(w_{exp,real} - \dot{w}_{m,p})}{\dot{m}_h \Delta h_{evap}} \quad (36)$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_6}{T_2} \quad (37)$$

Οι κώδικες υπολογισμού των παραπάνω μεγεθών, καθώς και αυτοί που ακολουθούν, συντάχθηκαν στο περιβάλλον του *Matlab* [59] και παρατίθενται στο Παράρτημα Α. Στους κώδικες αυτούς, τα θερμοδυναμικά μεγέθη ελήφθησαν με χρήση του λογισμικού *CoolProp* [60].

3. Σύζευξη ORC με ηλιακό σύστημα

Στόχος της παρούσας εργασίας είναι η αξιοποίηση της θερμότητας ηλιακών συλλεκτών για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε κατοικία. Συνεπώς, το θερμό τμήμα του κυκλώματος του ORC συνδέεται με κύκλωμα ηλιακών συλλεκτών. Ωστόσο, λόγω του χαμηλού βαθμού απόδοσης του ORC, απορρίπτεται μεγάλο ποσό θερμότητας (ενδεικτικά, για ηλεκτροπαραγωγή $1 kW_{el}$ και βαθμό απόδοσης 5 %, απορρίπτεται θερμότητα περίπου $20 kW_{th}$). Προκειμένου να αυξηθεί η απόδοση της εγκατάστασης, γίνεται εκμετάλλευση αυτής της θερμότητας για την κάλυψη των φορτίων της κατοικίας. Συνεπώς, η ψύξη του κυκλώματος γίνεται με νερό του συστήματος και όχι με αέρα. Κατ' αυτόν τον τρόπο, επιτυγχάνεται συγχρόνως μείωση του όγκου της εγκατάστασης, καθιστώντας την κατάλληλη για οικιακή εφαρμογή. Συμπερασματικά λοιπόν, η διάταξη του ORC συνδέεται αποκλειστικά με το υφιστάμενο ηλιακό σύστημα της κατοικίας.

3.1 Υφιστάμενο σύστημα

Σε μία κατοικία, τα βασικά θερμικά φορτία είναι η παραγωγή ζεστού νερού χρήσης (ZNX) και η θέρμανση του χώρου. Αναφορικά με τη θέρμανση του χώρου, οι δύο κύριες μέθοδοι είναι μέσω θερμαντικών σωμάτων και ενδοδαπέδιου συστήματος, οι οποίες διαφέρουν ως προς τη θερμοκρασία του νερού προσαγωγής. Συγκεκριμένα, τα θερμαντικά σώματα απαιτούν θερμοκρασία περί τους $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, ενώ η ενδοδαπέδια θέρμανση $35\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$, ανάλογα με την κλιματική ζώνη στην οποία βρίσκεται η κατοικία. Δεδομένου ότι το σύστημα των συλλεκτών είναι συμβατικής τεχνολογίας, αφού πρόκειται για οικιακό σύστημα, η θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας είναι χαμηλή (της τάξης των $80\text{ }^{\circ}\text{C}$). Έτσι, για την αποδοτικότητα του κύκλου απαιτείται όσο το δυνατόν χαμηλότερη θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας. Επομένως, αφού η θερμότητα απορρίπτεται στο σύστημα του νερού, απαιτείται η ύπαρξη συστήματος θέρμανσης χαμηλών θερμοκρασιών. Σύμφωνα με αυτό, το σύστημα ενδείκνυται για χρήση με ενδοδαπέδια θέρμανση.

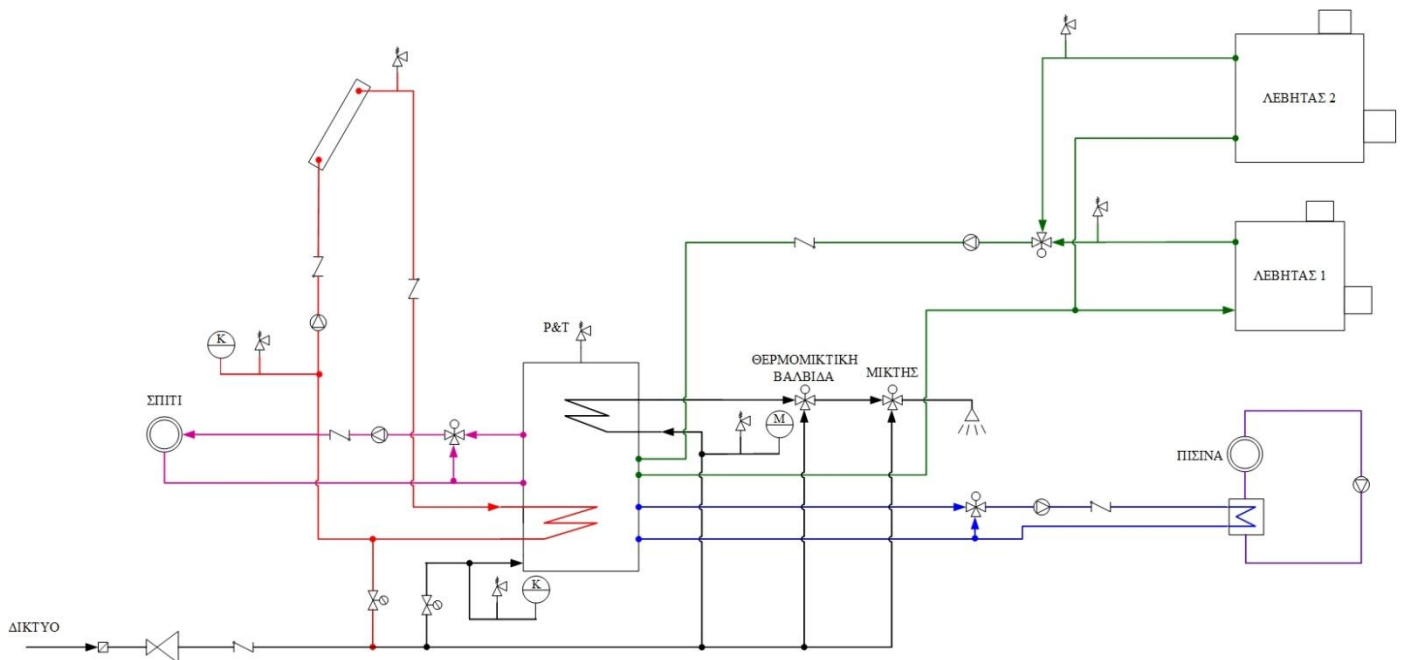
Ωστόσο, το φορτίο της θέρμανσης του χώρου δεν είναι σταθερό, διότι εξαρτάται από τις καιρικές συνθήκες. Στην περίπτωση μηδενικού φορτίου θέρμανσης, το ψυκτικό νερό του κύκλου δεν ψύχεται επαρκώς, με αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του κύκλου και τη μείωση της απόδοσής του. Συνεπώς, απαιτείται ένα επιπλέον φορτίο στο οποίο απορρίπτεται η πλεονάζουσα θερμότητα και το οποίο δύναται να τοποθετηθεί σε κατοικία. Οι κύριες εναλλακτικές επιλογές είναι η κολυμβητική δεξαμενή (πισίνα) και συστήματα θερμικής ψύξης, όπως η απορρόφηση και η προσρόφηση τα οποία όμως απορρίπτονται, λόγω της υψηλής θερμοκρασίας του νερού προσαγωγής τους ($90\text{ }^{\circ}\text{C}$ και $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ αντίστοιχα) [61].

Συνοψίζοντας, το αρχικό ηλιακό σύστημα περιλαμβάνει τα εξής θερμικά φορτία:

- ZNX
- Ενδοδαπέδια θέρμανση
- Πισίνα

Η κάλυψη των φορτίων αυτών γίνεται αφενός μέσω ηλιακών συλλεκτών και αφετέρου μέσω λέβητα. Πιο συγκεκριμένα, οι συλλέκτες παρέχουν θερμότητα σε δοχείο θερμικής αποθήκευσης (buffer tank) από το οποίο παραλαμβάνουν θερμότητα τα παραπάνω φορτία. Στο δοχείο αυτό παρέχει θερμότητα και ο λέβητας ώστε να καλύψει πλήρως τα εκάστοτε φορτία. Όπως αναλύεται στο Κεφάλαιο 5, το σύστημα περιλαμβάνει δύο λέβητες οι οποίοι λειτουργούν παράλληλα. Όσον αφορά το buffer, έχει διπλό εναλλάκτη θερμότητας (δοχείο διπλής σερπαντίνας) εκ των οποίων, ο ένας αφορά το κύκλωμα των συλλεκτών και ο άλλος το ZNX. Ο λόγος γι' αυτό είναι ο διαχωρισμός του πόσιμου νερού και του υγρού των συλλεκτών από τα υπόλοιπα ρεύματα ώστε, αφενός να διατηρείται η ποιότητα του νερού χρήσης και αφετέρου, διότι το υγρό των συλλεκτών δεν είναι καθαρό νερό, αλλά μίγμα γλυκόλης-νερού, όπως φαίνεται στη συνέχεια.

Το πλήρες κύκλωμα του υφιστάμενου συστήματος παρουσιάζεται στο Σχήμα 27, στο οποίο περιλαμβάνονται όλα τα απαραίτητα στοιχεία, όπως δοχεία διαστολής και βαλβίδες ασφαλείας για προστασία έναντι υπερπιέσεων, τρίοδες βαλβίδες ανάμιξης για κατάλληλη ανάμιξη ρευμάτων και βαλβίδες αυτόματης πλήρωσης για πλήρωση των κυκλωμάτων με νερό του δικτύου σε περίπτωση απώλειας πίεσης. Η ακριβής εκλογή των εξαρτημάτων αυτών γίνεται στο Κεφάλαιο 5.



Υπόμνημα Κυκλωμάτων

	Νερό χρήσης
	Ηλιακοί συλλέκτες
	Ενδοδαπέδια θέρμανση
	Λέβητες
	Θέρμανση πισίνας
	Πισίνα

ΥΠΟΜΝΗΜΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΝΕΡΟΥ

	ΚΥΚΛΟΦΟΡΗΤΗΣ		ΑΠΟΜΟΝΩΤΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ
	ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΝΤΕΠΙΣΤΡΟΦΗΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ - ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ
	ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΥΤΟΜΑΤΗΣ ΠΛΗΡΩΣΗΣ		ΔΟΧΕΙΟ ΔΙΑΣΤΟΛΗΣ ΝΕΡΟΥ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ
	ΘΕΡΜΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ		ΤΡΙΩΔΗ ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΝΑΜΕΣΗΣ		ΔΟΧΕΙΟ ΔΙΑΣΤΟΛΗΣ ΝΕΡΟΥ ΧΡΗΣΗΣ
	ΛΕΒΗΤΑΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΜΕΙΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ		
	ΔΟΧΕΙΟ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ		ΦΙΛΤΡΟ ΔΙΚΤΥΟΥ		

Σχήμα 27: Υφιστάμενο ηλιακό σύστημα.

3.2 Τροποποιημένο σύστημα

Μετά την εγκατάσταση του συστήματος ORC, το ηλιακό σύστημα διαφοροποιείται καθώς, εκτός από τα θερμικά φορτία, υπάρχει και το ηλεκτρικό φορτίο. Οι ενέργειες που γίνονται σχετικά με το υφιστάμενο σύστημα περιλαμβάνουν τη διατήρηση τμημάτων του, την αντικατάστασή τους από άλλα αντίστοιχα και την προσθήκη νέων. Κατά το σχεδιασμό του νέου συστήματος, γίνεται προσπάθεια διατήρησης όσο το δυνατόν περισσότερων στοιχείων του αρχικού, ενώ η λογική του σχεδιασμού αναλύεται παρακάτω. Συγκεκριμένα, για κάθε φορτίο του συστήματος ισχύουν τα εξής:

- **Ηλεκτρικό φορτίο:** Στόχος της εγκατάστασης δεν είναι η πλήρης κάλυψη της ζήτησης της κατοικίας, αλλά ενός μέρους της. Εφόσον το σύστημα σχεδιάζεται για χρήση με ηλιακό σύστημα, απορρίπτεται το ενδεχόμενο χρήσης του λέβητα για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Συνεπώς, ο ατμοποιητής του ORC τροφοδοτείται αποκλειστικά από τους ηλιακούς συλλέκτες.

Όπως τονίστηκε παραπάνω, η απόδοση του κύκλου αυξάνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον ατμοποιητή. Γι' αυτόν το λόγο, προτείνεται η απευθείας μετάδοση θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο των συλλεκτών στο εργαζόμενο μέσο του ORC και όχι μέσω ενδιάμεσου buffer. Σύμφωνα με αυτό, η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας λαμβάνει χώρα μόνο κατά τις ώρες ηλιοφάνειας και όταν αυτή επαρκεί. Τέλος, η παραγωγή ηλεκτρισμού γίνεται ανεξαρτήτως ζήτησης, οπότε η θερμότητα των συλλεκτών επαρκεί, καθώς γίνεται συμψηφισμός της με την καταναλισκόμενη μέσω του συστήματος ενεργειακού συμψηφισμού (net metering).

- **Θερμικά φορτία:** Σε αυτά περιλαμβάνονται το ZNX, η ενδοδαπέδια θέρμανση και η πισίνα. Τα φορτία αυτά παραλαμβάνουν τη θερμότητα που απορρίπτεται από το συμπυκνωτή και τον υποψύκτη. Τα ρεύματά τους δεν οδηγούνται απευθείας στους εναλλάκτες αυτούς, διότι τότε θα συνέβαινε ανάμιξη του πόσιμου νερού με τα άλλα δύο ρεύματα. Αντίθετα, προτείνεται η διέλευση του ψυκτικού νερού του κυκλώματος από buffer, όπου ψύχεται αποδίδοντας θερμότητα στα παραπάνω φορτία. Συγκεκριμένα, η θερμοκρασία προσαγωγής του ψυκτικού νερού στο buffer αυτό τίθεται ίση με 35 °C, επαρκής για ενδοδαπέδια θέρμανση και θέρμανση πισίνας, όπως σημειώθηκε στο Κεφάλαιο 2.

Ωστόσο, όταν δεν υπάρχει ηλεκτροπαραγωγή, αυτά παύουν να λαμβάνουν θερμότητα. Αυτό συμβαίνει σε περιόδους χαμηλής ηλιοφάνειας, όπου οι συλλέκτες δεν τροφοδοτούν τον ατμοποιητή. Σε αυτήν την περίπτωση, γίνεται χρήση των συλλεκτών και των λέβητων. Οι θερμοκρασίες αυτές δεν προσδίδονται στο buffer του ψυκτικού νερού, διότι έχουν θερμοκρασία προσαγωγής μεγαλύτερη των 35 °C και έτσι θα αυξανόταν η θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας με επακόλουθη μείωση της απόδοσης του συστήματος. Αντίθετα, προσδίδονται σε δεύτερο buffer, ώστε να αποθηκεύεται η δεσμευμένη από τους συλλέκτες θερμότητα. Πιο συγκεκριμένα, στο buffer αυτό οδηγούνται τα ρεύματα των συλλεκτών και του ενός λέβητα, ενώ ο άλλος λέβητας τροφοδοτεί μόνο την ενδοδαπέδια θέρμανση, όπως φαίνεται παρακάτω.

Τέλος, το buffer αυτό χρησιμοποιείται όταν δεν υπάρχει ηλεκτροπαραγωγή, αλλά και όταν υπάρχει πλεόνασμα ηλιοφάνειας, οπότε μόνο ένα μέρος της θερμότητας των συλλεκτών πηγαίνει στον ατμοποιητή, ενώ το υπόλοιπο κατευθύνεται σε αυτό.

Τα θερμικά φορτία αναλύονται εκτενέστερα παρακάτω:

- **ZNX:** Ως ZNX θεωρείται νερό θερμοκρασίας 45-60 °C. Ωστόσο, από το buffer του ψυκτικού νερού, η μέγιστη θερμοκρασία που μπορεί να λάβει είναι 35 °C. Γι' αυτόν το λόγο, μέρος του νερού χρήσης πηγαίνει στο buffer των συλλεκτών και του λέβητα ώστε να αυξηθεί η θερμοκρασία του. Τα δύο ρεύματα του νερού χρήσης έπειτα αναμιγνύονται κατάλληλα, επιτυγχάνοντας την επιθυμητή θερμοκρασία.
- **Ενδοδαπέδια θέρμανση:** Για την ευρύτερη περιοχή της Αθήνας, η θερμοκρασία προσαγωγής της είναι περίπου 35 °C [38], οπότε θεωρητικά επαρκεί το buffer του ψυκτικού νερού. Ωστόσο, η θέρμανση του χώρου γίνεται κυρίως τους χειμερινούς μήνες όπου ενδέχεται να μην υπάρχει ηλεκτροπαραγωγή. Το έλλειμμα θερμότητας που δημιουργείται καλύπτεται από το buffer των συλλεκτών και του ενός λέβητα ή/και από το δεύτερο λέβητα.
- **Πισίνα:** Η πισίνα αποτελεί το μεγαλύτερο απαγωγό θερμότητας από το ψυκτικό νερό. Η θέρμανσή της γίνεται μέσω εναλλάκτη θερμότητας. Το νερό θέρμανσης της πισίνας προέρχεται τόσο από το buffer του ψυκτικού νερού, όσο και από το buffer των συλλεκτών και του λέβητα, ανάλογα με τις θερμοκρασίες των δύο δοχείων. Τέλος, κατά την περίοδο του καλοκαιριού όπου δεν υπάρχει το φορτίο της ενδοδαπέδιας, η πισίνα λειτουργεί ως το μέσο ψύξης του ψυκτικού νερού του ORC και του δεύτερου buffer.

Βάσει των παραπάνω, το νέο σύστημα περιλαμβάνει δύο buffers, το buffer του ψυκτικού νερού (BUF1) και το buffer των συλλεκτών και του ενός λέβητα (BUF2), για τα οποία ισχύουν τα παρακάτω:

- **BUF1:** Πρόκειται για δοχείο με διπλό εναλλάκτη. Ο ένας διαρρέεται από το ζεστό νερό χρήσης ώστε αυτό να μην έρχεται σε επαφή με τα υπόλοιπα ρεύματα. Στον άλλον κατευθύνεται το νερό της ενδοδαπέδιας, διότι αυτή τροφοδοτείται και από το «μαύρο» νερό του ενός λέβητα. Έτσι, δε συγκεντρώνονται ακαθαρσίες στο ψυκτικό νερό του ORC, γεγονός που θα έβλαπτε τη λειτουργία των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας.
- **BUF2:** Ομοίως, φέρει διπλό εναλλάκτη, από τους οποίους ο ένας είναι για το ζεστό νερό χρήσης, ενώ ο άλλος για τους ηλιακούς συλλέκτες, με τη λογική που εφαρμόστηκε και στο αρχικό σύστημα. Το γεγονός ότι στο δοχείο αυτό οδηγείται και νερό ενός λέβητα δε δημιουργεί προβλήματα, διότι ο εναλλάκτης της πισίνας δεν είναι απαραίτητα πλακοειδής, καθώς συνήθως χρησιμοποιούνται εναλλάκτες κελύφους-σωλήνων.

Τέλος, εξετάζονται δύο εναλλακτικές διατάξεις σύνδεσης του συμπυκνωτή και του υποψύκτη με το buffer του ψυκτικού νερού. Συγκεκριμένα, διερευνάται η εν σειρά και παράλληλη σύνδεσή τους, οι οποίες χαρακτηρίζονται από τα εξής:

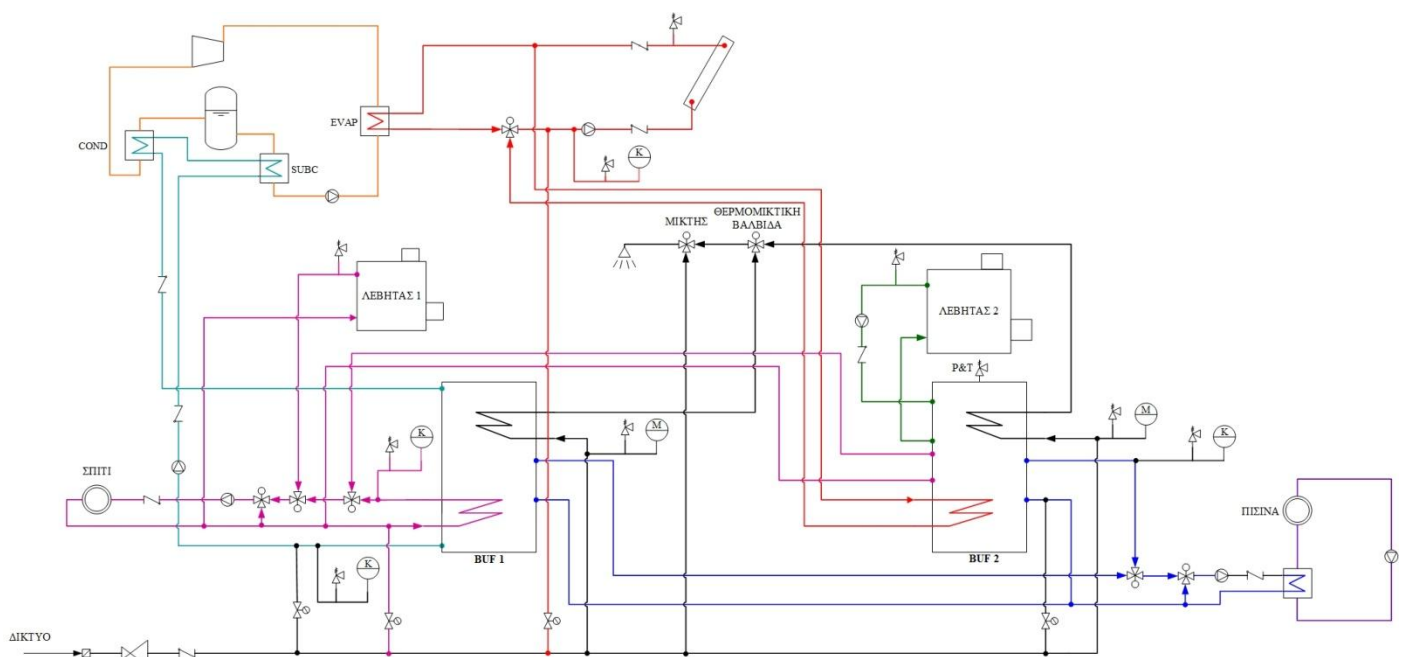
– **Εν σειρά σύνδεση:**

- Απλούστερη λειτουργία καθώς δεν απαιτείται επιπλέον τρίοδη βάννα.
- Αδυναμία ρύθμισης της υπόψυξης ανεξαρτήτως του συμπυκνωτή, λόγω της κοινής παροχής τους.
- Μεγάλη παροχή στον υποψύκτη με αποτέλεσμα, είτε την αύξηση της πτώσης πίεσης σε αυτόν, είτε την ανάγκη για μεγαλύτερο εναλλάκτη και συνεπώς μεγαλύτερο κόστος, ώστε να μειωθεί η πτώση πίεσης.

– **Παράλληλη σύνδεση:**

- Δυνατότητα ανεξάρτητης ρύθμισης της υπόψυξης.
- Μικρότερο μέγεθος υποψύκτη λόγω μικρότερης παροχής και επομένως μείωση κόστους.
- Πολυπλοκότερη λειτουργία και επιπρόσθετο κόστος λόγω της τρίοδης βάννας.

Η επιλογή της τελικής διάταξης γίνεται στο Κεφάλαιο 5, συγκρίνοντας το κόστος των εναλλακτών θερμότητας συμπυκνωτή και υποψύκτη, των κυκλοφορητών του ψυκτικού νερού και της τρίοδης βάννας για κάθε διάταξη. Τα μονογραμμικά διαγράμματα, ανάλογα με τη διάταξη συμπυκνωτή-υποψύκτη απεικονίζονται στα Σχήματα 28,29.



Υπόμνημα Κυκλωμάτων

	Νερό χρήσης
	Ηλιακοί συλλέκτες
	Ενδοδαπέδια θέρμανση
	Μεγάλος λέβητας
	Θέρμανση πισίνας
	Πισίνα
	Ψυκτικό νερό ORC
	ORC

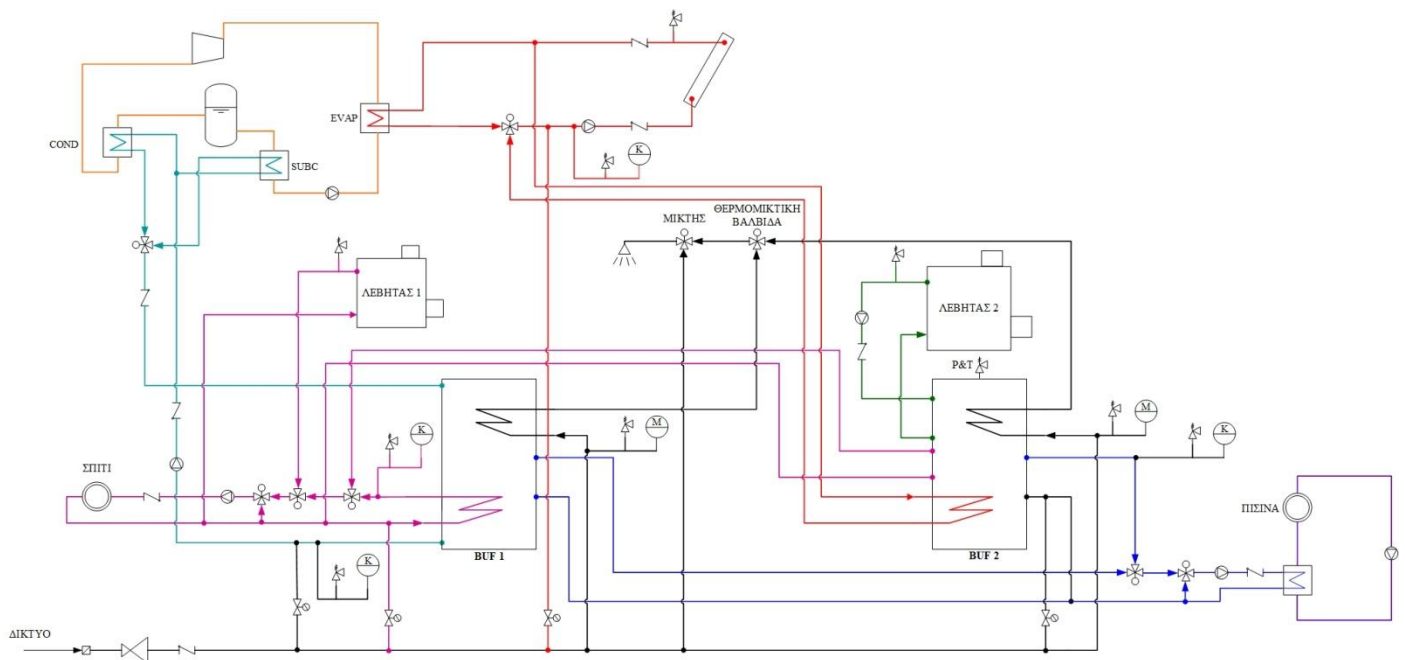
ΥΠΟΜΝΗΜΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ORC

	ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟ ΔΟΧΕΙΟ		ΑΝΤΛΙΑ
	ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ		ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ

ΥΠΟΜΝΗΜΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΝΕΡΟΥ

	ΚΥΚΛΟΦΟΡΗΤΗΣ		ΑΠΟΜΟΝΩΤΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ
	ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΝΤΕΠΙΣΤΡΟΦΗΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ - ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ
	ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΥΤΟΜΑΤΗΣ ΠΛΗΡΩΣΗΣ		ΔΟΧΕΙΟ ΔΙΑΣΤΟΛΗΣ ΝΕΡΟΥ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ
	ΘΕΡΜΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ		ΤΡΙΟΔΗ ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΝΑΜΙΞΗΣ		ΔΟΧΕΙΟ ΔΙΑΣΤΟΛΗΣ ΝΕΡΟΥ ΧΡΗΣΗΣ
	ΛΕΒΗΤΑΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΜΕΙΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ		
	ΔΟΧΕΙΟ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ		ΦΙΛΤΡΟ ΔΙΚΤΥΟΥ		

Σχήμα 28: Τροποποιημένο ηλιακό σύστημα με εν σειρά σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.



Υπόμνημα Κυκλωμάτων

	Νερό χρήσης
	Ηλιακοί συλλέκτες
	Ενδοδαπέδια θέρμανση
	Μεγάλος λέβητας
	Θέρμανση πισίνας
	Πισίνα
	Ψυκτικό νερό ORC
	ORC

ΥΠΟΜΝΗΜΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ORC

	ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟ ΔΟΧΕΙΟ		ΑΝΤΛΙΑ
	ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ		ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ

ΥΠΟΜΝΗΜΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΝΕΡΟΥ

	ΚΥΚΛΟΦΟΡΗΤΗΣ		ΑΠΟΜΟΝΩΤΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ
	ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΝΤΕΠΙΣΤΡΟΦΗΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ - ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ
	ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΥΤΟΜΑΤΗΣ ΠΛΗΡΩΣΗΣ		ΔΟΧΕΙΟ ΔΙΑΣΤΟΛΗΣ ΝΕΡΟΥ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ
	ΘΕΡΜΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ		ΤΡΙΟΔΗ ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΝΑΜΙΞΗΣ		ΔΟΧΕΙΟ ΔΙΑΣΤΟΛΗΣ ΝΕΡΟΥ ΧΡΗΣΗΣ
	ΛΕΒΗΤΑΣ		ΒΑΛΒΙΔΑ ΜΕΙΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ		
	ΔΟΧΕΙΟ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ		ΦΙΛΤΡΟ ΔΙΚΤΥΟΥ		

Σχήμα 29: Τροποποιημένο ηλιακό σύστημα με παράλληλη σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.

4. Εκλογή βασικών εξαρτημάτων κυκλώματος ORC

Ως βασικά εξαρτήματα του κυκλώματος του ORC ορίζονται η αντλία, ο εκτονωτής, οι εναλλάκτες θερμότητας, το τροφοδοτικό δοχείο, ο κινητήρας, η γεννήτρια και οι οδηγήσεις τους (VFDs). Για την εκλογή τους πρέπει πρώτα να προσδιοριστούν βασικά μεγέθη του κύκλου όπως παροχές, θερμοκρασίες και ισχύες. Συγκεκριμένα, η επιλογή αντλίας βασίζεται κυρίως στη διακινούμενη από αυτήν παροχή όγκου. Συνεπώς, πρέπει να γίνουν κάποιοι προκαταρκτικοί υπολογισμοί.

4.1 Αρχικός υπολογισμός κύκλου

Σύμφωνα με αυτά που παρουσιάστηκαν στην Παράγραφο 2.5, για τον υπολογισμό του κύκλου πρέπει να οριστούν τα χαρακτηριστικά απόδοσης της αντλίας, του εκτονωτή, των ηλεκτρικών μηχανών και των ρυθμιστών συχνότητας. Ωστόσο, οι ακριβείς τιμές αυτών των μεγεθών λαμβάνονται μετά την εκλογή τους. Επομένως, σε πρώτο στάδιο λαμβάνονται τυπικές τιμές της βιβλιογραφίας.

- **Αντλία:** Η απόδοση της αντλίας ορίζεται μέσω του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης, διότι προφανώς δεν υπάρχουν συγκεκριμένες χαρακτηριστικές καμπύλες προς επεξεργασία. Έτσι, λαμβάνεται $\eta_{is,p} = 0.60$ [57].
- **Εκτονωτής:** Τα χαρακτηριστικά απόδοσής του δόθηκαν στην Παράγραφο 2.5 και είναι:

$$\eta_{ir,exp} = 0.93$$

$$\eta_{vol,exp} = 0.78$$

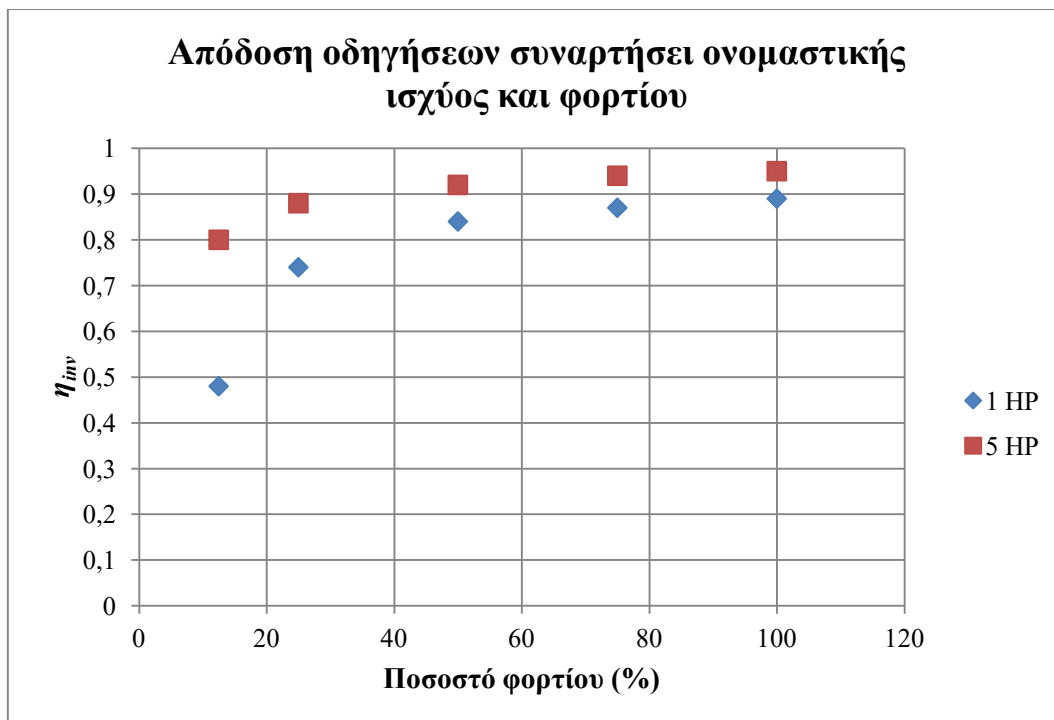
$$\eta_{m,exp} = 0.90.$$

- **Κινητήρας:** Κατατάσσοντάς τον στην κλάση απόδοσης IE3 του προτύπου IEC 60034-30-1:2014 [62] όπως δείχνει ο Πίνακας 8, για ονομαστική ισχύ 0.55 kW και 4 πόλους, λαμβάνεται $\eta_{mot,p} = 0.80$.
- **Γεννήτρια:** Δεδομένου ότι πρόκειται για επαγωγικό κινητήρα που λειτουργεί ως γεννήτρια, οι τιμές απόδοσης μπορούν να υποτεθούν εκ νέου από το πρότυπο IEC 60034-30-1:2014. Θεωρώντας και πάλι κλάση IE3, 4 πόλους και ονομαστική ισχύ 1.50 kW , λαμβάνεται: $\eta_{gen} = 0.85$.

Πίνακας 8: Απόδοση κινητήρων (%) κλάσης IE3 σύμφωνα με το πρότυπο IEC 60034-30-1:2014 [62].

Ονομαστική ισχύς (kW)	Πλήθος πόλων			
	2	4	6	8
0.25	69.7	73.5	68.6	64.1
0.37	73.8	77.3	73.5	69.3
0.40	74.6	78.0	74.4	70.1
0.55	77.8	80.8	77.2	73.0
0.75	80.7	82.5	78.9	75.0
1.10	82.7	84.1	81.0	77.7
1.50	84.2	85.3	82.5	79.7
2.20	85.9	86.7	84.3	81.9

- **Ηλεκτρονικά ισχύος:** Η απόδοσή τους μεταβάλλεται τόσο συναρτήσει της ονομαστικής τους ισχύος όσο και του ποσοστού του φορτίου στο οποίο λειτουργούν, όπως φαίνεται στο Σχήμα 30. Σύμφωνα με αυτό, υποθέτοντας λειτουργία στο ονομαστικό φορτίο, για ισχύ 0.75 kW , η απόδοση προσεγγίζει το 0.90 ενώ για 3.75 kW , το 0.95. Συνεπώς, αν ονομαστική ισχύς κινητήρα και γεννήτριας 0.55 και 1.5 kW αντίστοιχα, λαμβάνονται προσεγγιστικά: $\eta_{inv,p} = 0.90, \eta_{inv,exp} = 0.92$.



Σχήμα 30: Μεταβολή απόδοσης οδηγήσεων συναρτήσει ονομαστικής ισχύος και φορτίου [63].

Αναφορικά με τις θερμοκρασίες του κύκλου, ορίστηκαν στον Πίνακα 5. Τέλος, ορίστηκε καθαρή ηλεκτρική ισχύς κύκλου $1.2 kW_{el}$ και μηδενική υπόψυξη στην είσοδο της αντλίας. Όλα τα παραπάνω μεγέθη συνοψίζονται στον Πίνακα 9. Επισημαίνεται ότι η αύξηση της ζητούμενης καθαρής ισχύος από το $1 kW_{el}$ έγινε, ώστε να καλύπτονται και οι ιδιοκαταναλώσεις του κυκλοφορητή του ψυκτικού νερού. Αντίθετα, οι ιδιοκαταναλώσεις του κυκλοφορητή του νερού του ατμοποιητή δε λαμβάνονται υπόψη, γιατί προϋπήρχε της εγκατάστασης του συστήματος ORC.

Πίνακας 9: Τιμές μεγεθών για αρχικό υπολογισμό κύκλου.

Μέγεθος	Τιμή
Καθαρή ηλ. ισχύς (kW)	1.2
Θερμοκρασία ατμοποίησης ($^{\circ}C$)	75
Θερμοκρασία συμπύκνωσης ($^{\circ}C$)	40
Υπερθέρμανση ($^{\circ}C$)	5
Υπόψυξη ($^{\circ}C$)	0
$\eta_{is,p}$	0.60
$\eta_{ir,exp}$	0.93
$\eta_{vol,exp}$	0.78
$\eta_{m,exp}$	0.90
$\eta_{mot,p}$	0.80
η_{gen}	0.85
$\eta_{inv,p}$	0.90
$\eta_{inv,exp}$	0.92

Από τον υπολογισμό του κύκλου προκύπτουν η παροχή όγκου στην είσοδο της αντλίας, η απόλυτη πίεση εκατέρωθεν της αντλίας, η θερμοκρασία στην είσοδο της, η μηχανική ισχύς του κινητήρα και η ηλεκτρική ισχύς της γεννήτριας. Από αυτά τα στοιχεία εκλέγονται στη συνέχεια η αντλία, ο κινητήρας, η γεννήτρια και ο εκτονωτής. Τέλος, προκύπτει η παροχή όγκου, η θερμοκρασία και η απόλυτη πίεση στην είσοδο του εκτονωτή, καθώς επίσης και ο βέλτιστος λόγος εκτόνωσης π_V , για μεγιστοποίηση του καθαρού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης. Οι τιμές τους παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακα.

Πίνακας 10: Αποτελέσματα αρχικών υπολογισμών.

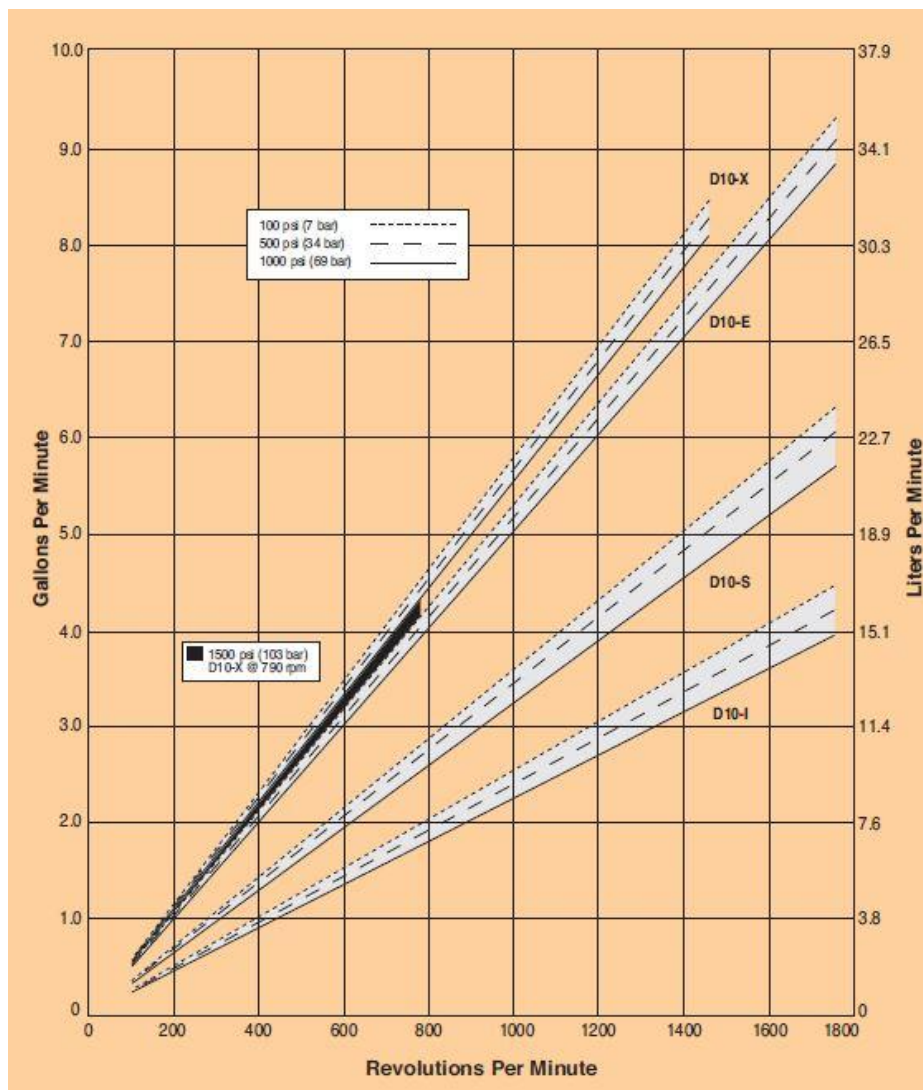
Μέγεθος	Τιμή
Παροχή όγκου αντλίας (<i>l/min</i>)	11.3
Θερμοκρασία εισόδου αντλίας ($^{\circ}\text{C}$)	40
Απόλυτη πίεση εισόδου αντλίας (<i>bar</i>)	10.17
Απόλυτη πίεση εξόδου αντλίας (<i>bar</i>)	23.64
Ισχύς εξόδου κινητήρα (<i>W</i>)	468.5
Ισχύς εξόδου γεννήτριας (<i>W</i>)	2011.6
Παροχή όγκου εισόδου εκτονωτή (<i>l/min</i>)	104.1
Θερμοκρασία εισόδου εκτονωτή ($^{\circ}\text{C}$)	80
Απόλυτη πίεση εισόδου εκτονωτή (<i>bar</i>)	23.64
Βέλτιστος λόγος εκτόνωσης εκτονωτή	2.66

4.2 Εκλογή αντλίας

Σύμφωνα με την Παράγραφο 2.4.1, η αντλία που επιλέγεται είναι τύπου διαφράγματος. Η αντλία είναι της εταιρίας Hydra-Cell [64]. Βάσει της ονομαστικής παροχής, επιλέγεται ο τύπος D10, ο οποίος αποτελεί αντλία τριπλού διαφράγματος υψηλής πίεσης και απεικονίζεται στο Σχήμα 31. Όσον αφορά το ακριβές μοντέλο, αυτό εκλέγεται λαμβάνοντας υπόψη τις τιμές του Πίνακα 10 που αφορούν την αντλία και κατόπιν ανάλυσης των χαρακτηριστικών καμπυλών του κατασκευαστή, προκειμένου να επιλεγεί η πλέον αποδοτική. Οι καμπύλες αυτές δίνονται στο Σχήμα 32. Εφόσον η παροχή, σύμφωνα με τον παραπάνω Πίνακα, είναι 11.3 l/min , προκρίνονται τα μοντέλα D10-I και D10-S, καθώς τα άλλα δύο προορίζονται για πολύ μεγαλύτερες παροχές. Επίσης, επιλέγεται μεταλλική κεφαλή η οποία έχει μέγιστη πίεση και θερμοκρασία λειτουργίας 69 bar και $121 \text{ }^{\circ}\text{C}$ αντίστοιχα. Τα βασικά χαρακτηριστικά των δύο αυτών αντλιών παρατίθενται στον Πίνακα 11.



Σχήμα 31: Αντλία D10 με ορειχάλκινη κεφαλή της εταιρίας Hydra-Cell.



Σχήμα 32: Χαρακτηριστικές καμπύλες αντλίας D10 της εταιρίας Hydra-Cell.

Πίνακας 11: Τεχνικά χαρακτηριστικά αντλιών D10-I, D10-S με μεταλλική κεφαλή.

Μέγεθος	Τιμή	
	Αντλία D10-I	Αντλία D10-S
Μέγιστη πίεση εισόδου (<i>bar</i>)	17	17
Μέγιστη πίεση κατάθλιψης (<i>bar</i>)	69	69
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας ($^{\circ}\text{C}$)	121	121
Μέγιστη παροχή στη μέγιστη πίεση κατάθλιψης (<i>l/min</i>)	15.0	22.7

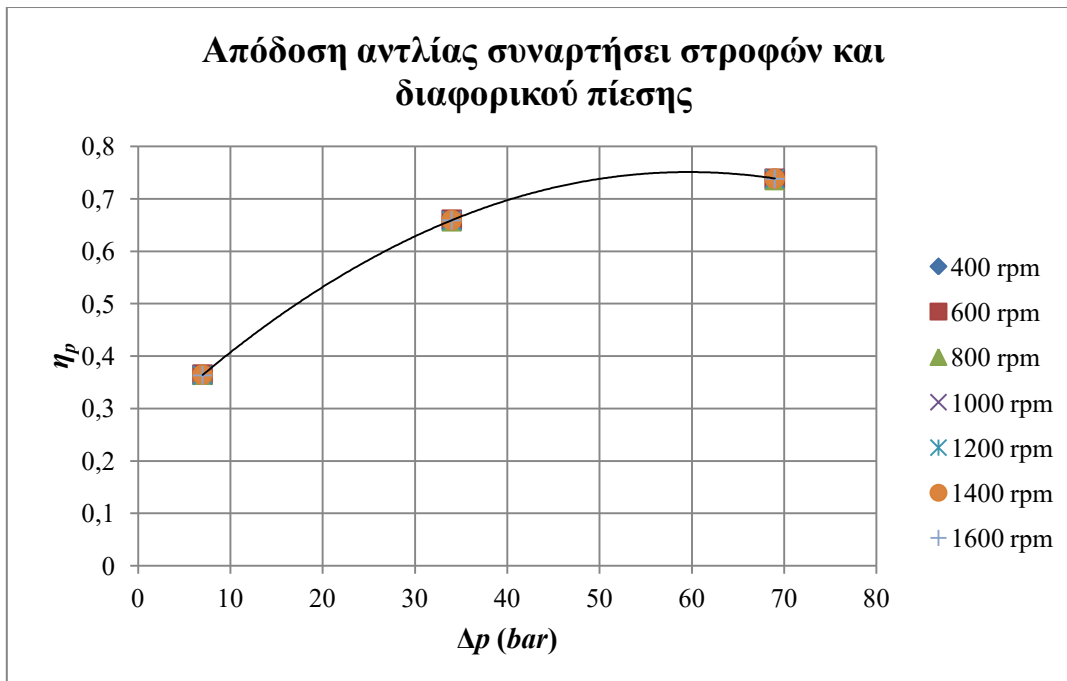
Η τελική επιλογή γίνεται με δύο κύρια κριτήρια. Αφενός τη μέγιστη απόδοση και αφετέρου τη συμπεριφορά της αντλίας έναντι σπηλαιώσης. Το δεύτερο κριτήριο τίθεται, διότι η αντιμετώπιση φαινομένων σπηλαιώσης μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση του μεγέθους της εγκατάστασης ή/και μείωση του βαθμού απόδοσης του κύκλου, όπως αναλύεται στο Κεφάλαιο 6. Στο σημείο αυτό, διερευνάται το πρώτο κριτήριο. Η διαδικασία που ακολουθείται είναι η εξής:

Ο κατασκευαστής παρέχει την εξίσωση της απαιτούμενης ηλεκτρικής ισχύος για την κίνηση της αντλίας, η οποία είναι:

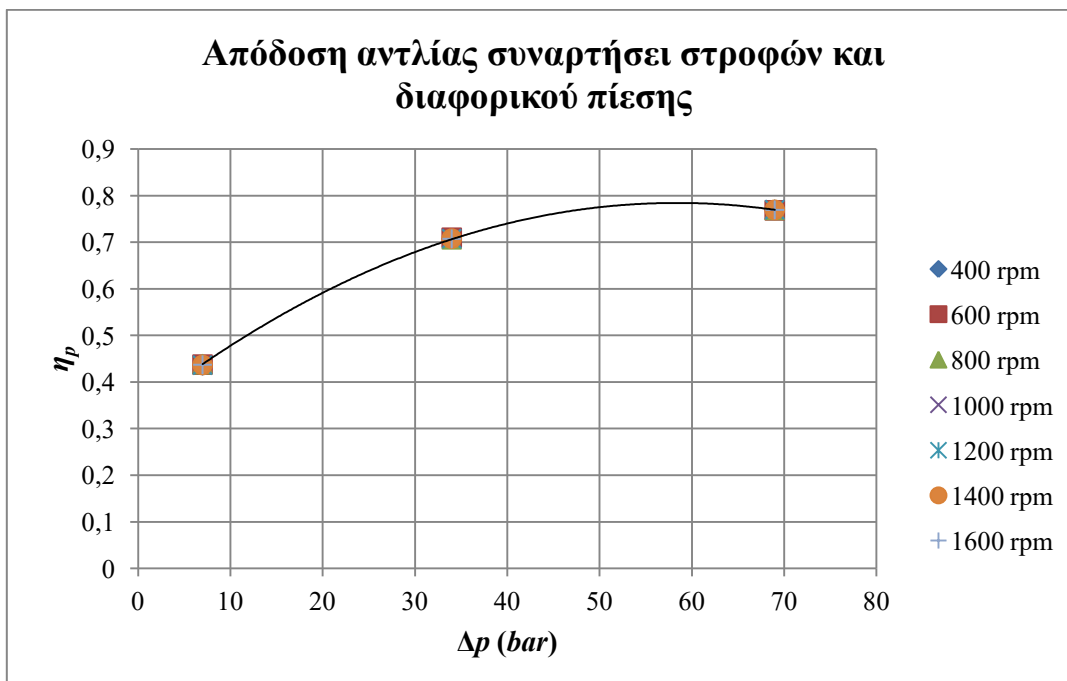
$$P_{el}[kW] = \frac{15 \cdot N[rpm]}{84428} + \frac{\dot{V}[l/min] \cdot \Delta p[bar]}{511} \quad (38)$$

Ωστόσο, επειδή δε δίνονται στοιχεία για τον κινητήρα και την οδήγησή του και προκειμένου να μην υπερεκτιμηθεί η απόδοση της αντλίας, γίνεται η υπόθεση ότι η ισχύς αυτή είναι η μηχανική στην είσοδο της αντλίας, δηλ. η $\dot{W}_{mot,p}$. Η ισχύς αυτή συνδέεται με την υδραυλική ισχύ $\dot{W}_{p,th}$ της αντλίας σύμφωνα την ανάλυση που έγινε στην

Παράγραφο 2.5. Συνεπώς, μπορούν να χαραχθούν καμπύλες βαθμού απόδοσης συναρτήσει των στροφών N_p της αντλίας και της αύξησης πίεσης Δp που συντελείται σε αυτήν. Οι καμπύλες αυτές παρατίθενται για τις αντλίες D10-I και D10-S στα Σχήματα 33,34 αντίστοιχα.



Σχήμα 33: Βαθμός απόδοσης αντλίας D10-I συναρτήσει στροφών και διαφορικού πίεσης.



Σχήμα 34: Βαθμός απόδοσης αντλίας D10-S συναρτήσει στροφών και διαφορικού πίεσης.

Από τα παραπάνω Σχήματα, εξάγεται το συμπέρασμα ότι η απόδοση της αντλίας είναι ουσιαστικά ανεξάρτητη της ταχύτητας περιστροφής της και ότι εξαρτάται μόνο από το διαφορικό της πίεσης. Επομένως, για $\Delta p = 13.5 \text{ bar}$, οι βαθμοί απόδοσης των δύο αντλιών είναι:

$$\eta_{p,I} = 0.46$$

$$\eta_{p,S} = 0.52.$$

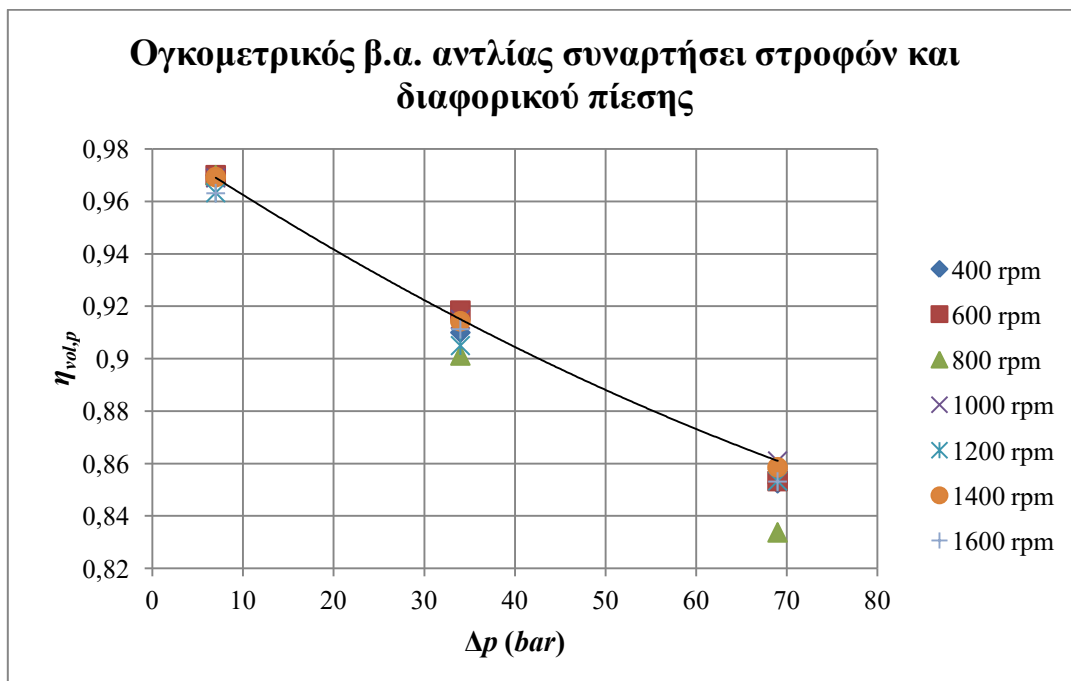
Εκτός όμως από το συνολικό βαθμό απόδοσης, ο υπολογισμός του θερμοδυναμικού κύκλου και των στροφών της αντλίας απαιτεί τη γνώση του γινομένου $\eta_{ir,p}\eta_{vol,p}$, του $\eta_{vol,p}$ και του ανηγμένου όγκου $V_{s,p}$, όπως φάνηκε στο Κεφάλαιο 2.

Πιο συγκεκριμένα, υποτίθεται μηχανικός βαθμός απόδοσης $\eta_{m,p} = 0.90$ [44]. Για τον υπολογισμό του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης, απαιτείται η γνώση του ανηγμένου όγκου. Ωστόσο, το στοιχείο αυτό δε δίνεται. Έτσι, εκτιμάται από τις καμπύλες του Σχήματος 32, ως η κλίση των ευθειών. Η εκτίμηση αυτή είναι περισσότερο ακριβής για διαφορικό πίεσης που τείνει στο μηδέν. Συνεπώς, υπολογίζεται από τις καμπύλες των 7 bar. Τέλος, έχοντας προσδιορίσει τον ανηγμένο όγκο, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης υπολογίζεται ως:

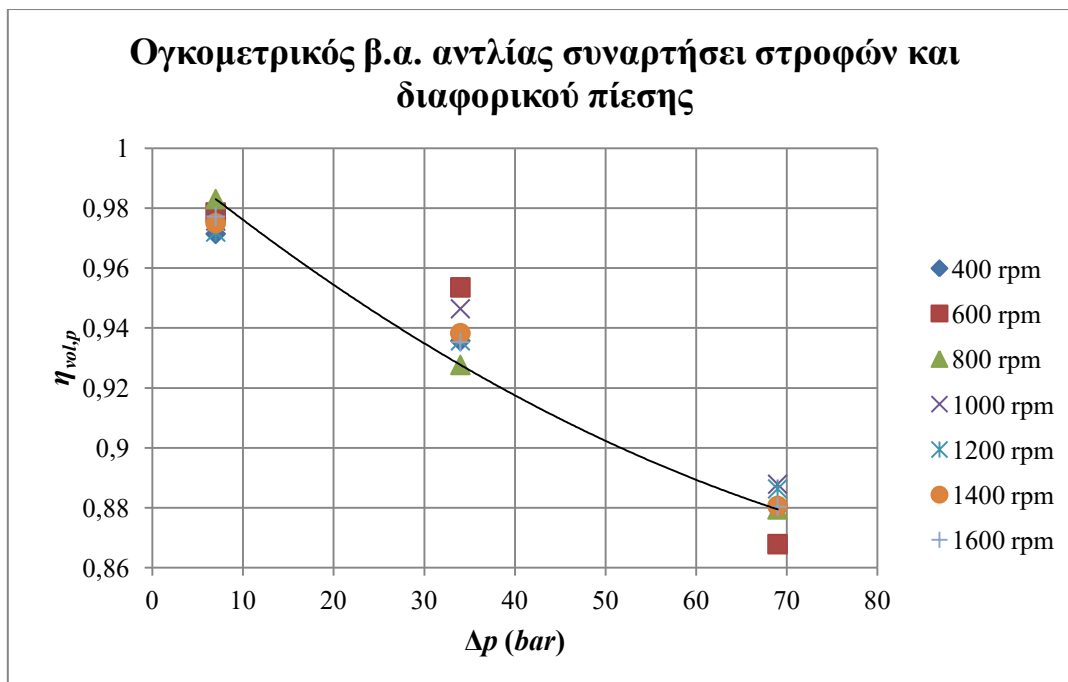
$$\eta_{vol,p} = \frac{\dot{V}}{V_s \cdot N_p} \quad (39)$$

Έτσι, χαράσσονται οι καμπύλες ογκομετρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει των στροφών και του διαφορικού πίεσης της αντλίας, όπως φαίνεται στα Σχήματα 35,36 και λαμβάνεται η τιμή τους για $\Delta p = 13.5 \text{ bar}$.

Συγκεντρωτικά, οι παραπάνω τιμές παρατίθενται στον Πίνακα 12.



Σχήμα 35: Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης αντλίας D10-I συναρτήσει στροφών και διαφορικού πίεσης.



Σχήμα 36: Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης αντλίας D10-S συναρτήσει στροφών και διαφορικού πίεσης.

Πίνακας 12: Τιμές βαθμών απόδοσης και ανηγμένου όγκου αντλιών D10-I, D10-S.

Μέγεθος	Τιμή	
	Αντλία D10-I	Αντλία D10-S
η_p	0.46	0.52
$\eta_{ir,p}\eta_{vol,p}$	0.51	0.58
$\eta_{vol,p}$	0.96	0.97
$V_{s,p}$ (cm^3/rev)	10	14

Επειδή, όπως επισημάνθηκε παραπάνω, η τελική επιλογή βασίζεται και στη συμπεριφορά έναντι σπηλαίωσης, η εκλογή του μοντέλου γίνεται στη συνέχεια. Συνεπώς, διερευνάται η χρήση και των δύο αντλιών κάνοντας χρήση των τιμών του Πίνακα 12.

4.3 Εκλογή κινητήρα

Δεδομένου ότι πρόκειται για εφαρμογή μικρής ισχύος με ελάχιστες απαιτήσεις συντήρησης και ταυτόχρονη απαίτηση εύκολης ρύθμισης στροφών και χαμηλού κόστους, επιλέγεται επαγωγικός (ασύγχρονος) κινητήρας. Ακόμη, εφόσον πρόκειται για εγκατάσταση με πρόσβαση στο τριφασικό (3Φ) δίκτυο, επιλέγεται 3Φ επαγωγικός κινητήρας. Τα κριτήρια επιλογής του ακριβούς μοντέλου είναι τα εξής:

- Μέγιστη απόδοση: Το κριτήριο αυτό προϋποθέτει τη λειτουργία του κινητήρα κοντά στο ονομαστικό του φορτίο. Σύμφωνα με τον Πίνακα 10, η ισχύς του κινητήρα είναι 468.5 W. Επομένως, αναζητούνται κινητήρες ονομαστικής ισχύος 0.55 ή 0.75 kW.
- Δυνατότητα τροφοδοσίας μεταβλητής συχνότητας: Όστε να μπορεί να ρυθμίζεται η παροχή του εργαζόμενου μέσου.
- Ονομαστικές στροφές κοντά στις στροφές λειτουργίας της αντλίας: Η απαίτηση αυτή τίθεται ώστε η απόδοση του κινητήρα να είναι όσο το δυνατόν πλησιέστερα στην παρεχόμενη από τον κατασκευαστή. Μεταβολή της απόδοσης οφείλεται στην εμφάνιση αρμονικών της συχνότητας εξόδου της οδήγησης λόγω της PWM διαμόρφωσης που πραγματοποιεί, όπως αναλύεται παρακάτω. Παρ' όλα αυτά, η απόδοση μπορεί να θεωρηθεί ίση με την αναγραφόμενη, κυρίως όταν το φορτίο του κινητήρα προσεγγίζει το ονομαστικό [65].
- Λειτουργία με συχνότητα δικτύου 50 Hz ή 50/60 Hz.

- Τάση τροφοδοσίας μικρότερη των 400 V, ώστε να μπορεί να τροφοδοτείται από το δίκτυο χαμηλής τάσης.
- Η ισχύς εξόδου να μην υπερβαίνει το γινόμενο $P_{rated} \cdot (SF)$, όπου P_{rated} η ονομαστική ισχύς του κινητήρα και (SF) το ποσοστό υπερφόρτωσης που μπορεί να υποστεί ο κινητήρας για μικρό χρονικό διάστημα για λειτουργία στην ονομαστική τάση και συχνότητα [66]. Η τιμή αυτή λαμβάνεται για τροφοδοσία από οδήγηση και όχι απευθείας από το δίκτυο, ώστε να είναι η ελάχιστη δυνατή.
- Κατάλληλη ροπή εκκίνησης για την κίνηση της αντλίας: Η ροπή αυτή δεν παρέχεται από τον κατασκευαστή της αντλίας. Έτσι, ακολουθείται η εξής διαδικασία: Στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων κατασκευάστηκε σύστημα τριπαραγωγής [49], όπου στο κύκλωμα του ORC τοποθετήθηκε η αντλία D10-X της εταιρίας Hydra-Cell. Για την κίνηση της αντλίας επιλέχθηκε κινητήρας με ροπή εκκίνησης 54 N·m. Δεδομένου ότι η αντλία αυτή είναι μεγαλύτερη των τύπων D10-I, D10-S (Σχήμα 32), αρκεί να ευρεθεί κινητήρας με ροπή εκκίνησης μεγαλύτερη από 54 N·m.
- Ελάχιστο κόστος.

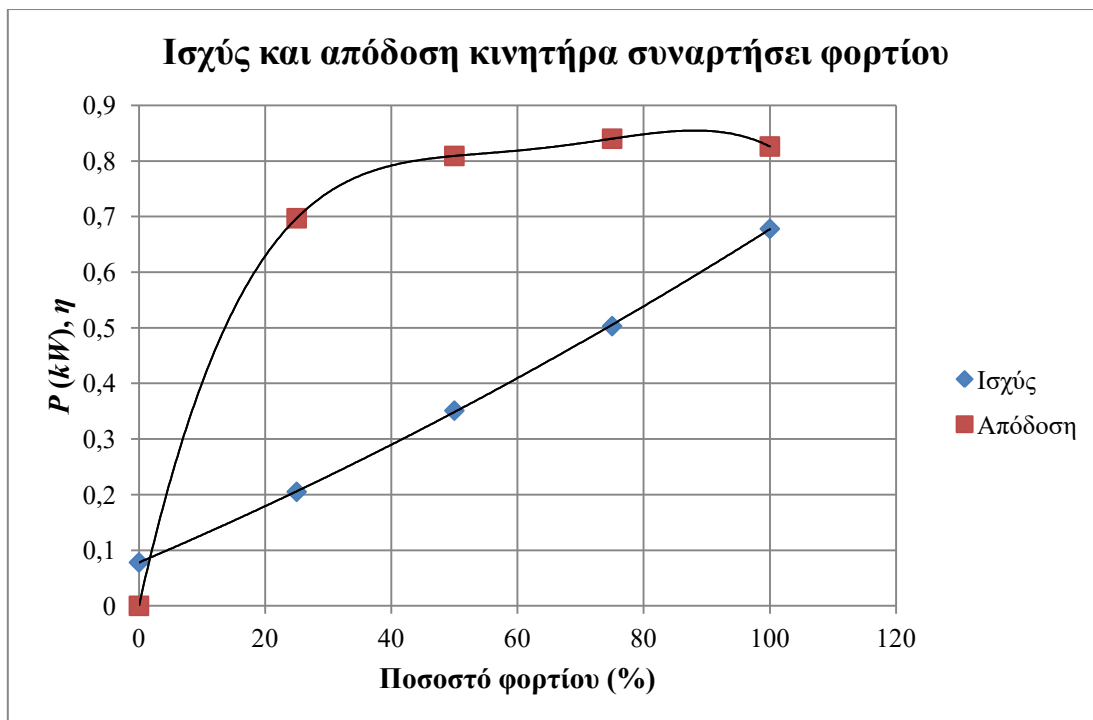
Έπειτα από την αξιολόγηση διάφορων μηχανών, εκλέγεται ο κινητήρας N412 της εταιρίας Marathon motors [67], ο οποίος απεικονίζεται στο Σχήμα 37. Ο κινητήρας είναι τύπου βραχυκυκλωμένου κλωβού, έχει τέσσερις πόλους και είναι σχεδιασμένος για λειτουργία σε δίκτυο 50/60 Hz. Τα βασικά τεχνικά του χαρακτηριστικά παρατίθενται στον παρακάτω Πίνακα, για λειτουργία με 50 Hz και τροφοδοσία 220 V. Στο Σχήμα 38 παρατίθενται η καμπύλη ισχύος και βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση του φορτίου, αλλά για λειτουργία με 60 Hz. Τέλος, επισημαίνεται ότι ο κατασκευαστής συνιστά εκκίνηση του κινητήρα από το δίκτυο και όχι από οδήγηση.



Σχήμα 37: Κινητήρας N412 της εταιρίας Marathon motors.

Πίνακας 13: Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα N412 για λειτουργία με 50 Hz και τροφοδοσία 220 V.

Μέγεθος	Τιμή
Τάση (V)	380-Y
Ονομαστική ισχύς (kW)	0.55
Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	1440
Ονομαστική ροπή (Nm)	48.8
Ονομαστική ένταση ρεύματος (A)	1.0
Βαθμός απόδοσης	0.825
Συντελεστής ισχύος (cosφ)	0.73
Ροπή εκκίνησης προς ονομαστική	3.2
Ρεύμα εκκίνησης προς ονομαστικό	8.1
Service Factor (SF)	1.0

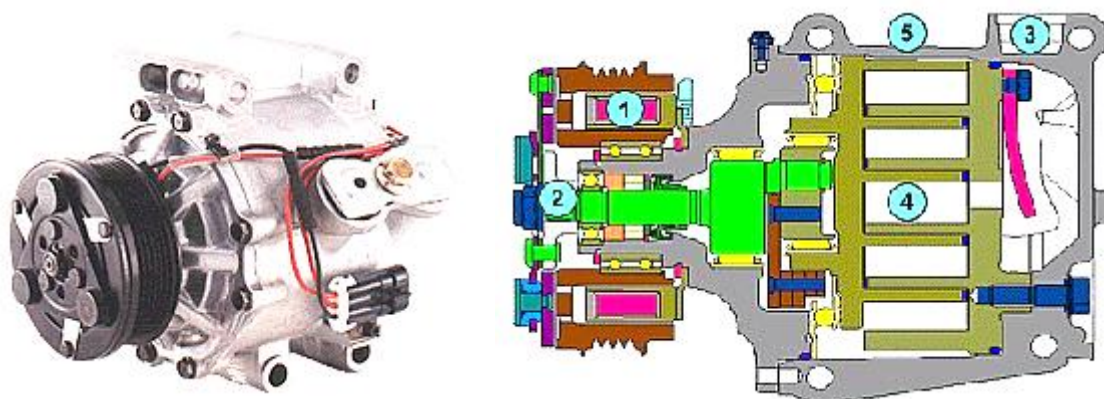


Σχήμα 38: Ισχύς και βαθμός απόδοσης κινητήρα συναρτήσει ποσοστού φορτίου για λειτουργία με 60 Hz.

Σύμφωνα με το παραπάνω Σχήμα, για ισχύ εξόδου 468.5 W και επειδή η απόδοσή του μειώνεται ελαφρώς για λειτουργία σε δίκτυο 50 Hz, λαμβάνεται προσεγγιστικά για τη συνέχεια $\eta_{mot,p} = 0.82$.

4.4 Εκλογή εκτονωτή

Όπως σημειώθηκε στην Παράγραφο 2.4.2, επιλέγεται σπειροειδής συμπιεστής ανοιχτού τύπου ψυκτικών εφαρμογών, ο οποίος στη συνέχεια τροποποιείται σε εκτονωτή. Τα κριτήρια για την επιλογή του είναι η συμβατότητά του με τη θερμοκρασία και πίεση στην είσοδό του, η απουσία εξωτερικών διαρροών και ο λόγος εκτόνωσής του να προσεγγίζει το βέλτιστο. Οι τιμές αυτών των μεγεθών δίνονται στον Πίνακα 10. Εν τέλει, επιλέγεται το μοντέλο TRSA12 της εταιρίας SANDEN [68] διότι, όπως μετρήθηκε, ο λόγος εκτόνωσής του είναι 2.6 [69] και συνεπώς προσεγγίζει πολύ το βέλτιστο 2.66, σύμφωνα με τον Πίνακα 10. Επιπλέον, ο συγκεκριμένος τύπος δίνει τη δυνατότητα εξωτερικού ελέγχου της σύμπλεξης του με τη γεννήτρια, όπως φαίνεται στην τομή του Σχήματος 39. Συγκεκριμένα, όταν το πηνίο 1 τροφοδοτηθεί με συνεχή τάση 12 V, οπλίζει τον οπλισμό 2 και έτσι επιτυγχάνεται η σύμπλεξη του άξονα της κινητής σπείρας 4 με την τροχαλία και επομένως τη γεννήτρια. Κατ' αυτόν τον τρόπο, εξαλείφονται οι εξωτερικές διαρροές. Αυτός ο τύπος συμπιεστή χρησιμοποιείται σε κυκλώματα κλιματισμού φορτηγών οχημάτων. Τα βασικά χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται στον Πίνακα 14.



Σχήμα 39: Σπειροειδής συμπιεστής TRSA12 της εταιρίας SANDEN.

Πίνακας 14: Τεχνικά χαρακτηριστικά συμπιεστή TRSA12.

Μέγεθος	Τιμή
Λόγος συμπίεσης	2.6
Ανηγμένος όγκος σε λειτουργία συμπιεστή (cm^3/rev)	121.1

Τέλος, οι τιμές των βαθμών απόδοσης του εκτονωτή είναι αυτές που προέκυψαν από την ανάλυση της Παραγράφου 2.5 και οι οποίες δίνονται στον Πίνακα 9.

4.5 Εκλογή γεννήτριας

Ομοίως με τους κινητήρες, οι κύριοι τύποι γεννήτριας εναλλασσόμενου ρεύματος είναι η σύγχρονη και η ασύγχρονη (επαγωγική). Από τους τύπους αυτούς, επιλέγεται η επαγωγική διότι έχει μικρότερο μέγεθος, κόστος, απαιτήσεις συντήρησης και ταυτόχρονα επιτρέπει τη διατήρηση της συχνότητας του παραγόμενου ρεύματος παρά τη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής της. Το τελευταίο χαρακτηριστικό είναι ιδιαίτερα σημαντικό, καθώς ο εκτονωτής, ως ογκομετρικός, μεταβάλλει τις στροφές του με οποιαδήποτε μεταβολή της παροχής όγκου του εργαζόμενου μέσου. Παρ' όλα αυτά, τονίζεται ότι για τη λειτουργία της επαγωγικής γεννήτριας απαιτείται η παροχή άεργου ισχύος για τη δημιουργία στρεφόμενου μαγνητικού πεδίου στο στάτη [70]. Η ισχύς αυτή, στην προκειμένη περίπτωση όπου υπάρχει πρόσβαση στο 3Φ δίκτυο, παρέχεται από το δίκτυο μέσω διατάξεων που αναλύονται παρακάτω.

Η επαγωγική γεννήτρια πρόκειται ουσιαστικά για επαγωγικό κινητήρα, ο οποίος όμως λειτουργεί με θετική ολίσθηση, δηλ. η ταχύτητα περιστροφής του είναι μεγαλύτερη από τη σύγχρονη ταχύτητα n_s . Η ταχύτητα αυτή καθορίζεται από τη συχνότητα f της παρεχόμενης άεργου ισχύος και το πλήθος p των πόλων της μηχανής, ως:

$$n_s [rpm] = \frac{120f [Hz]}{p} \quad (40)$$

Τα κριτήρια εκλογής του ακριβούς μοντέλου είναι αυτά που ισχύουν και για τον κινητήρα, με εξαίρεση την απαίτηση για συγκεκριμένη ροπή εκκίνησης. Όσον αφορά την απόδοση και τις στροφές της, ισχύουν τα εξής:

- Απόδοση: Σύμφωνα με τον Πίνακα 10, η ισχύς εξόδου της γεννήτριας είναι 2011.6 W. Επομένως, αναζητείται μηχανή ονομαστικής ισχύος 2.2 kW.
- Στροφές: Ο εκτονωτής που επιλέχθηκε διακινεί την παροχή όγκου στην είσοδό του στρεφόμενος περίπου με 1500 rpm. Επομένως, είναι προτιμότερη η εκλογή τετραπολικής μηχανής.

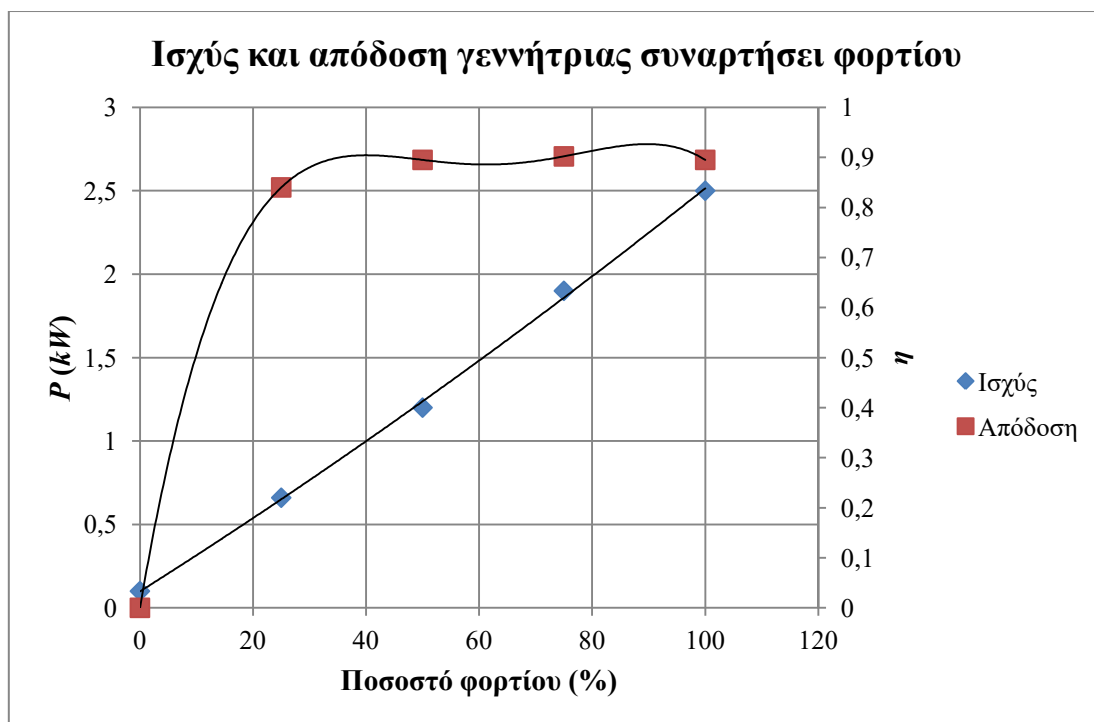
Τελικά, εκλέγεται το μοντέλο GT0010 της εταιρίας Marathon motors [67], ο οποίος είναι επίσης βραχυκυκλωμένο δρομέα και λειτουργεί σε δίκτυο 50/60 Hz. Απεικονίζεται στο Σχήμα 40, ενώ ορισμένα τεχνικά χαρακτηριστικά του παρατίθενται στον Πίνακα 15, για λειτουργία με 50 Hz και τροφοδοσία 220 V. Τέλος, στο Σχήμα 41 παρατίθενται η καμπύλη ισχύος και βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση του φορτίου, αλλά για λειτουργία με 60 Hz.



Σχήμα 40: Κινητήρας GT0010 της εταιρίας Marathon motors.

Πίνακας 15: Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα GT0010 για λειτουργία με 50 Hz και τροφοδοσία 220 V.

Μέγεθος	Τιμή
Τάση (V)	380-Y
Ονομαστική ισχύς (kW)	2.2
Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	1460
Ονομαστική ροπή (Nm)	33.9
Ονομαστική ένταση ρεύματος (A)	3.3
Βαθμός απόδοσης	0.885
Συντελεστής ισχύος (cosφ)	0.78
Ροπή εκκίνησης προς ονομαστική	2.8
Ρεύμα εκκίνησης προς ονομαστικό	9.0
Service Factor (SF)	1.0



Σχήμα 41: Ισχύς και βαθμός απόδοσης γεννήτριας συναρτήσει ποσοστού φορτίου για λειτουργία με 60 Hz.

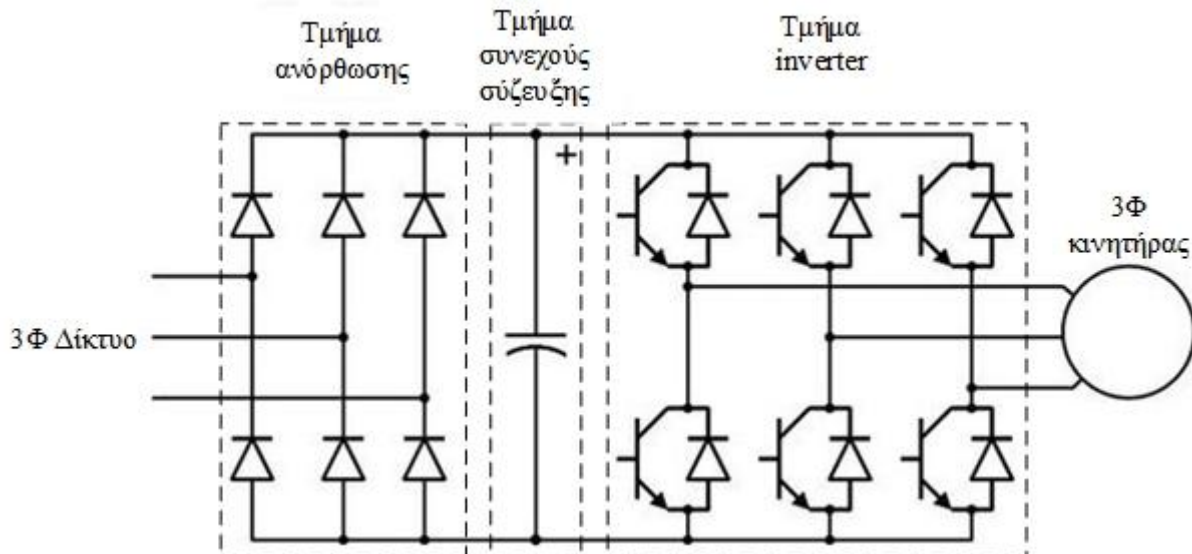
Ωστόσο, τα παραπάνω στοιχεία αφορούν τη λειτουργία κινητήρα. Η τιμή του βαθμού απόδοσης για λειτουργία γεννήτριας, μπορεί θεωρηθεί ίση με αυτή για κινητήρα, λόγω της υψηλής απόδοσης της μηχανής (κλάση IE3 σύμφωνα με τον Πίνακα 8) [71]. Για τη συνέχεια, για ισχύ περίπου 2 kW λαμβάνεται βαθμός απόδοσης γεννήτριας $\eta_{gen} = 0.89$, λίγο χαμηλότερος από την τιμή για λειτουργία με 60 Hz.

4.6 Εκλογή ηλεκτρονικών ισχύος

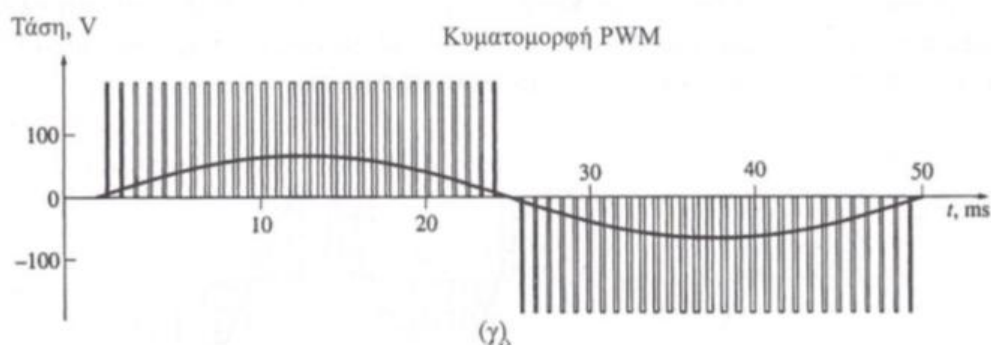
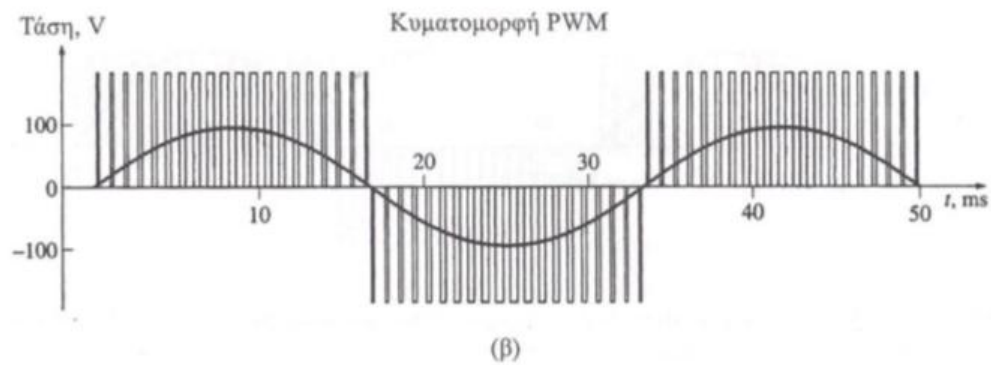
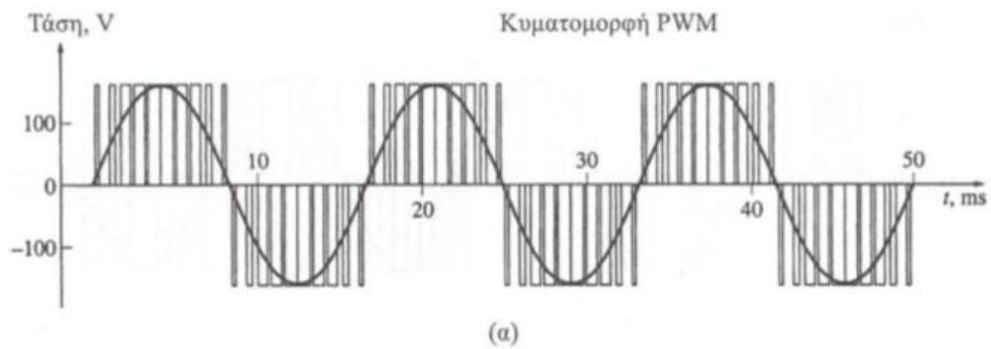
Σύμφωνα με όσα σημειώθηκαν παραπάνω, τα ηλεκτρονικά ισχύος που επιλέγονται αποσκοπούν αρχικά στη μεταβολή της συχνότητας και της τάσης του δικτύου, προκειμένου να γίνεται ρύθμιση των στροφών του κινητήρα και της γεννήτριας. Όσον αφορά τη γεννήτρια, εκτός από τη ρύθμιση της συχνότητας και της τάσης, είναι απαραίτητη η τροφοδοσία της με άεργο ισχύ και η διοχέτευση στο δίκτυο της παραγόμενης ενεργούς ισχύος. Τον επιπλέον αυτό ρόλο επιτελεί η οδήγησή της. Προκειμένου να είναι δυνατή η μεταβολή της συχνότητας και σε τιμές μεγαλύτερης της συχνότητας του δικτύου [72], αλλά και προκειμένου να είναι δυνατή η αμφίδρομη ροή ισχύος, ως οδήγηση επιλέγεται η χρήση μετατροπέων (converters) έναντι κυκλομετατροπέων (cycloconverters). Ο τρόπος λειτουργίας των οδηγήσεων του κινητήρα και της γεννήτριας είναι ο εξής:

- **Οδήγηση κινητήρα:** Σύμφωνα με το Σχήμα 42, η διάταξη του μετατροπέα περιλαμβάνει τα εξής τμήματα:
 - Τμήμα ανόρθωσης τάσης (rectifier): Οι διόδοι μετατρέπουν την εναλλασσόμενη τάση του δικτύου σε συνεχή.
 - Τμήμα συνεχούς σύζευξης (DC link): Ο πυκνωτής ομαλοποιεί την ανορθωμένη από τις διόδους τάση και λειτουργεί ως αποθήκη ενέργειας.
 - Τμήμα μετατροπής συνεχούς σε εναλλασσόμενη τάση (inverter). Τα διπολικά transistors μονωμένης θύρας (Insulated Gate Bipolar Transistors – IGBTs), ελεγχόμενα από τάση, λειτουργούν ως διακόπτες παράγοντας παλμούς σταθερού πλάτους ίσου με την τάση του δικτύου, αλλά διαφορετικού χρονικού εύρους παράγοντας έτσι σήμα το οποίο προσομοιάζει σε ημιτονοειδές. Το εύρος των παλμών καθορίζει το πλάτος και τη συχνότητα του σήματος της τάσης εξόδου. Η τεχνική αυτή ονομάζεται διαμόρφωση εύρους παλμού (Pulse Width Modulation – PWM), ένα παράδειγμα της οποίας παρουσιάζεται στο Σχήμα 43, όπου ο λόγος του πλάτους της τάσης προς τη συχνότητα του σήματος διατηρείται σταθερός και ίσος με 2. Τέλος, οι διόδοι υπάρχουν ώστε να επιτρέπουν τη διέλευση ρευμάτων αντίθετης φοράς που δημιουργούνται όταν τα IGBTs παύουν να άγουν.

Μεταβάλλοντας την τάση και τη συχνότητα της τροφοδοσίας, αλλάζει η μορφή της χαρακτηριστικής καμπύλης του κινητήρα και επιτυγχάνεται ρύθμιση των στροφών του.

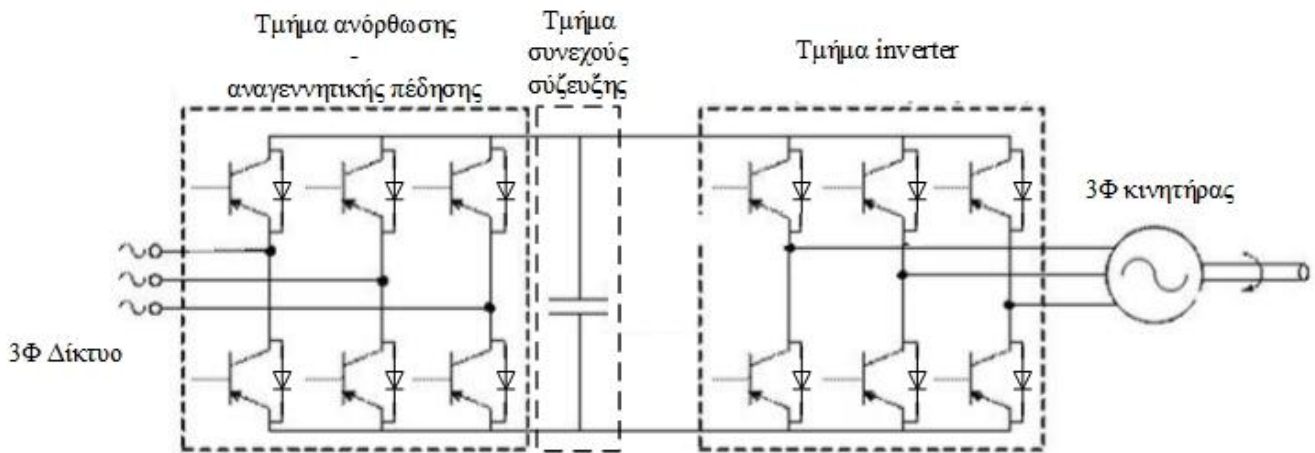


Σχήμα 42: Κύκλωμα οδήγησης κινητήρα.



Σχήμα 43: Κυματομορφή τάσης εξόδου μέσω PWM με πλάτος και συχνότητα: α) 120 V, 60 Hz, β) 60 V, 30 Hz, γ) 40 V, 20 Hz [73].

- **Οδήγηση γεννήτριας:** Η διάταξη ονομάζεται regenerative inverter. Όπως υποδεικνύει το Σχήμα 44, αποτελείται από τα ίδια τμήματα με την οδήγηση του κινητήρα με τη διαφορά ότι στο τμήμα του ανορθωτή, αντί για δίοδοι υπάρχουν επιπλέον IGBTs τα οποία επιτρέπουν τη ροή ισχύος και προς το δίκτυο (αναγεννητική πέδηση). Τέλος, περιλαμβάνει φίλτρα τα οποία αποκόπτουν τις αρμονικές συχνότητες της συχνότητας εξόδου που εμφανίζονται στην εφαρμογή PWM, εμποδίζοντας τη δημιουργία «θορύβου» στο δίκτυο. Τα φίλτρα αυτά δεν απεικονίζονται στο Σχήμα 44.



Σχήμα 44: Κύκλωμα οδήγησης γεννήτριας [73].

Όσον αφορά την επιλογή των ακριβών μοντέλων, η επιλογή γίνεται από την εταιρία Siemens [74], χρησιμοποιώντας τον configurator που παρέχεται από την εταιρία. Εισάγοντας τα τεχνικά χαρακτηριστικά των δύο μηχανών, του δικτύου και ορίζοντας αν υφίσταται ροή ισχύος και προς το δίκτυο, επιλέγονται τα εξής:

- **Οδήγηση κινητήρα:** Επιλέγεται ο τύπος SINAMICS V20 διότι, αφενός ενδείκνυται για την κίνηση αντλιών και αφετέρου, φέρει ενσωματωμένο κύκλωμα ελέγχου, οπότε δεν υπάρχει απαίτηση ξεχωριστής μονάδας ισχύος και συνεπώς μειώνεται το κόστος. Τέλος, η επιλογή του γίνεται υποθέτοντας την ύπαρξη ενός κεντρικού συστήματος ελέγχου, τύπου Προγραμματιζόμενου Λογικού Ελεγκτή (Programmable Logic Controller – PLC), οπότε τα πρωτόκολλα επικοινωνίας USS και Modbus RTU που υποστηρίζει είναι επαρκή. Αξίζει να σημειωθεί πως αν ο αυτοματισμός απαιτεί άλλα χαρακτηριστικά, η επιλογή αυτή οφείλει να επανεξεταστεί. Τέλος, για το ακριβές μοντέλο επιλέγεται η μη τοποθέτηση ενσωματωμένου φίλτρου. Έτσι, επιλέγεται το προϊόν με κωδικό 6SL3210-5BE17-5UV0 (Σχήμα 45), τα βασικά χαρακτηριστικά του οποίου συνοψίζονται στον επόμενο Πίνακα.

Πίνακας 16: Τεχνικά χαρακτηριστικά οδήγησης κινητήρα SINAMICS V20.

Μέγεθος	Τιμή
Πλήθος φάσεων	3
Τάση εισόδου (V)	380-480
Ονομαστική ισχύς εξόδου (kW)	0.75
Ονομαστικό ρεύμα εξόδου (A)	2.2
Συχνότητα εξόδου (Hz)	0-550
Βαθμός απόδοσης	0.98
Ψηφιακές εισοδοι	4
Ψηφιακές έξοδοι	2
Αναλογικές εισοδοι	2
Αναλογικές έξοδοι	1
Υπερφόρτωση ρεύματος για 60 s (%)	150
Πρωτόκολλα επικοινωνίας	USS, Modbus RTU

Παρότι η ονομαστική ισχύς του κινητήρα είναι 0.55 kW, η ισχύς της οδήγησης που επιλέγεται είναι 0.75 kW. Αυτό συμβαίνει διότι, σύμφωνα με το Σχήμα 38, στο πλήρες φορτίο η ακριβής ισχύς εξόδου του κινητήρα είναι 678 W. Τέλος, επισημαίνεται πως δεν τοποθετείται διάταξη ομαλής εκκίνησης (soft-starter), διότι ο κατασκευαστής του κινητήρα προτείνει εκκίνηση απευθείας από το δίκτυο.



Σχήμα 45: Οδήγηση SINAMICS V20 της εταιρίας Siemens.

- **Οδήγηση γεννήτριας:** Επιλέγεται ο τύπος SINAMICS G120, στον οποίον οι μονάδες ελέγχου και ισχύος αποτελούν διακριτά τμήματα και επομένως επιλέγονται ξεχωριστά.
 - Μονάδα ελέγχου (control unit): Η επιλογή καθορίζεται από τον τύπο της εφαρμογής, το πρωτόκολλο επικοινωνίας, το πλήθος εισόδων, εξόδων και το πλήθος ψηφιακών εξόδων προστασίας έναντι βλάβης (fail-safe). Στη συγκεκριμένη περίπτωση, πρόκειται για γενική εφαρμογή, ενώ επίσης επιλέγεται 1 fail-safe ψηφιακή έξοδος. Τέλος, υποτίθεται εκ νέου κεντρικό σύστημα ελέγχου. Βάσει όλων αυτών, επιλέγεται η μονάδα ελέγχου CU240E-2 και συγκεκριμένα ο κωδικός προϊόντος 6SL3244-0BB12-1BA1 (Σχήμα 46), τα χαρακτηριστικά του οποίου παρατίθενται στον Πίνακα 17.
 - Μονάδα ισχύος (power module): Η ισχύς της γεννήτριας στο πλήρες φορτίο προσεγγίζει τα 2.5 kW (Σχήμα 41). Επιπλέον, επιδιώκεται αμφίδρομη ροή ισχύος. Συνεπώς, εκλέγεται η μονάδα PM250 και συγκεκριμένα ο κωδικός 6SL3225-0BE25-5AA1 (Σχήμα 47), με βασικά χαρακτηριστικά αυτά του Πίνακα 18.

Τέλος, για τη συνέχεια οι αποδόσεις τους λαμβάνονται συντηρητικά, ίσες με τις αντίστοιχες τιμές του Πίνακα 9.



Σχήμα 46: Μονάδα ελέγχου CU240E-2 της εταιρίας Siemens.



Σχήμα 47: Μονάδα ισχύος PM250 της εταιρίας Siemens.

Πίνακας 17: Τεχνικά χαρακτηριστικά μονάδας ελέγχου CU240E-2 οδήγησης γεννήτριας.

Μέγεθος	Τιμή
Τάση τροφοδοσίας (<i>V</i>)	24 DC
Ψηφιακές εισοδοί	6
Ψηφιακές εξοδοί	2
Αναλογικές εισοδοί	2
Αναλογικές εξοδοί	2
Πρωτόκολλο επικοινωνίας	USS, Modbus RTU

Πίνακας 18: Τεχνικά χαρακτηριστικά μονάδας ισχύος PM250 οδήγησης γεννήτριας.

Μέγεθος	Τιμή
Πλήθος φάσεων	3
Τάση εισόδου (<i>V</i>)	380-480
Ονομαστική ισχύς εξόδου (<i>kW</i>)	7.5
Ονομαστικό ρεύμα εξόδου (<i>A</i>)	13.2
Συχνότητα εξόδου (<i>Hz</i>)	0-550
Βαθμός απόδοσης	0.95
Υπερφόρτωση ρεύματος για 57 s (%)	110

4.7 Τελικός υπολογισμός κύκλου

Προκειμένου να γίνει η συγκριτική μελέτη των δύο διατάξεων σύνδεσης του συμπυκνωτή με τον υποψύκτη, πρέπει να επιλεγούν οι εναλλάκτες θερμότητας και τα απαραίτητα στοιχεία για το ηλιακό σύστημα. Έτσι, γίνονται οι τελικοί υπολογισμοί. Πέρα από τα στοιχεία απόδοσης των διαφόρων στοιχείων, όπως αυτά καθορίστηκαν παραπάνω, πρέπει να οριστούν και στοιχεία για τους εναλλάκτες θερμότητας και το κύκλωμα του νερού. Συγκεκριμένα, ορίζονται τα εξής:

- **Ατμοποιητής:** Όπως σημειώθηκε και στο Κεφάλαιο 2, η θερμοκρασία του νερού προσαγωγής των συλλεκτών λαμβάνεται ίση με 85 °C, ενώ η σχετική πίεσή του ίση με 3 *bar*. Για το κύκλωμα του ORC, θεωρείται θερμοκρασία ατμοποίησης 75 °C με υπερθέρμανση 5 °C. Τέλος, θεωρείται Pinch Point στον εναλλάκτη ίσο με 5 °C.
- **Συμπυκνωτής, υποψύκτης:** Εδώ, ορίζονται οι θερμοκρασίες του νερού στην προσαγωγή και επιστροφή του δοχείου του ψυκτικού νερού (BUF1), ανεξαρτήτως διάταξης, ως 25 και 35 °C αντίστοιχα, σύμφωνα με αυτά που επισημάνθηκαν για τη σύζευξη του ORC με το ηλιακό σύστημα. Επίσης, η σχετική πίεσή του θεωρείται 2 *bar*. Σχετικά με την πλευρά του ORC, θεωρείται θερμοκρασία συμπύκνωσης 40 °C, ενώ λαμβάνεται υπόψυξη 3 °C, όπως φαίνεται στη συνέχεια για την προστασία έναντι σπηλαιώσης. Τέλος, για την παράλληλη διάταξη συμπυκνωτή-υποψύκτη, τίθεται στον υποψύκτη αύξηση θερμοκρασίας του ψυκτικού νερού ίση με 2 °C, ώστε η παροχή του να είναι εντός αποδεκτών ορίων για την επιλογή του εναλλάκτη.

Τα υπόλοιπα στοιχεία προκύπτουν από ισοζύγια μάζας και ισχύος στους εναλλάκτες. Συγκεκριμένα, αν $\dot{m}_{c,tank}, \dot{m}_{cond}, \dot{m}_{sbc}$ οι παροχές μάζας του ψυκτικού νερού στο BUF1, το συμπυκνωτή και τον υποψύκτη αντίστοιχα και με δείκτες *in*, *out* συμβολίζονται τα μεγέθη στην είσοδο και την έξοδο κάθε στοιχείου, ισχύουν τα εξής:

- Παροχή BUF1: Υπολογίζεται από ισοζύγιο ισχύος στον όγκο που περιβάλλει συμπυκνωτή και υποψύκτη:

$$\dot{m}_{c,tank} (h_{c,tank,out} - h_{c,tank,in}) = \dot{m}_{ORC} [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] \quad (41)$$

- Παροχή υποψύκτη:

- Εν σειρά σύνδεση: Η παροχή είναι αυτή του BUF1:

$$\dot{m}_{sbc} = \dot{m}_{c,tank} \quad (42)$$

- Παράλληλη σύνδεση: Υπολογίζεται από την εξίσωση (1), όπου η θερμοκρασιακή αύξηση του νερού έχει τεθεί ίση με 2 °C.

- Παροχή συμπυκνωτή:

- Εν σειρά σύνδεση: Ομοίως:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{c,tank} \quad (43)$$

- Παράλληλη σύνδεση: Υπολογίζεται από ισοζύγιο μάζας:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{c,tank} - \dot{m}_{sbc} \quad (44)$$

- Θερμοκρασίες νερού υποψύκτη: Η θερμοκρασία εισόδου ισούται με τη θερμοκρασία στην έξοδο του δοχείου, δηλ. 25 °C:

$$T_{sbc,in} = T_{c,tank,out} \quad (45)$$

Η θερμοκρασία εξόδου προκύπτει από ισοζύγιο ισχύος, μέσω της εξίσωσης (1).

- Θερμοκρασίες νερού συμπυκνωτή:

- Εν σειρά σύνδεση: Η θερμοκρασία εισόδου ισούται με τη θερμοκρασία στην έξοδο του υποψύκτη, δηλ.:

$$T_{cond,in} = T_{sbc,out} \quad (46)$$

Η θερμοκρασία εξόδου ισούται με τη θερμοκρασία στην είσοδο του δοχείου, δηλ. 35 °C:

$$T_{cond,out} = T_{c,tank,in} \quad (47)$$

- Παράλληλη σύνδεση: Η θερμοκρασία εισόδου ισούται με τη θερμοκρασία στην έξοδο του δοχείου, δηλ. 25 °C:

$$T_{cond,in} = T_{c,tank,out} \quad (48)$$

Η θερμοκρασία εξόδου προκύπτει από ισοζύγιο ισχύος στο συμπυκνωτή, μέσω της εξίσωσης (30).

Όλα τα μεγέθη που απαιτούνται για τον υπολογισμό παρατίθενται στον Πίνακα 19, ενώ στους Πίνακες 20,21 παρουσιάζονται βασικά αποτελέσματα των υπολογισμών, για κάθε αντλία και διάταξη συμπυκνωτή-υποψύκτη. Όπως φαίνεται, η απόδοση του κύκλου εξαρτάται αποκλειστικά από την επιλογή της αντλίας, ενώ η διάταξη συμπυκνωτή-υποψύκτη επηρεάζει μόνο το κύκλωμα του νερού. Ειδικότερα, η απόδοση του κύκλου είναι μεγαλύτερη για μοντέλο αντλίας D10-S λόγω της μεγαλύτερης απόδοσής της (Σχήματα 33,34), ενώ η παράλληλη διάταξη οδηγεί σε μικρότερες παροχές στους εναλλάκτες. Τέλος, τα μεγέθη του Πίνακα 10 έχουν αντίστοιχες τιμές στους Πίνακες 20,21 και συνεπώς η εκλογή των αντίστοιχων εξαρτημάτων δε χρειάζεται επανεξέταση.

Πίνακας 19: Τιμές μεγεθών για τελικό υπολογισμό κύκλου συναρτήσε μοντέλου αντλίας.

Μέγεθος	Τιμή	
	Αντλία D10-I	Αντλία D10-S
Καθαρή ηλ. ισχύς (kW)	1.2	
Θερμοκρασία ατμοποίησης ($^{\circ}C$)	75	
Θερμοκρασία συμπύκνωσης ($^{\circ}C$)	40	
Υπερθέρμανση ($^{\circ}C$)	5	
Υπόψυξη ($^{\circ}C$)	3	
Θερμοκρασία νερού συλλεκτών ($^{\circ}C$)	85	
Σχετική πίεση νερού συλλεκτών (bar)	3.0	
Pinch Point ατμοποιητή ($^{\circ}C$)	5	
Θερμοκρασία επιστροφής δοχείου ($^{\circ}C$)	35	
Θερμοκρασία προσαγωγής δοχείου ($^{\circ}C$)	25	
Σχετική πίεση δοχείου ψυκτικού νερού (bar)	2.0	
Θερμοκρασία εξόδου νερού υποψύκτη ($^{\circ}C$) (για παράλληλη σύνδεση)	27	
η_p	0.46	0.52
$\eta_{ir,p} \eta_{vol,p}$	0.51	0.58
$\eta_{vol,p}$	0.96	0.97
$\eta_{m,p}$	0.90	
$\eta_{ir,exp}$	0.93	
$\eta_{vol,exp}$	0.78	
$\eta_{m,exp}$	0.90	
$\eta_{mot,p}$	0.82	
η_{gen}	0.89	
$\eta_{inv,p}$	0.90	
$\eta_{inv,exp}$	0.92	
Ανηγμένος όγκος αντλίας (cm^3/rev)	10	14
Ανηγμένος όγκος εκτονωτή ως συμπιεστής (cm^3/rev)	121.1	
Λόγος εκτόνωσης εκτονωτή	2.6	

Πίνακας 20: Αποτελέσματα τελικού υπολογισμού για αντλία D10-I συναρτήσει διάταξης συμπυκνωτή-υποψύκτη.

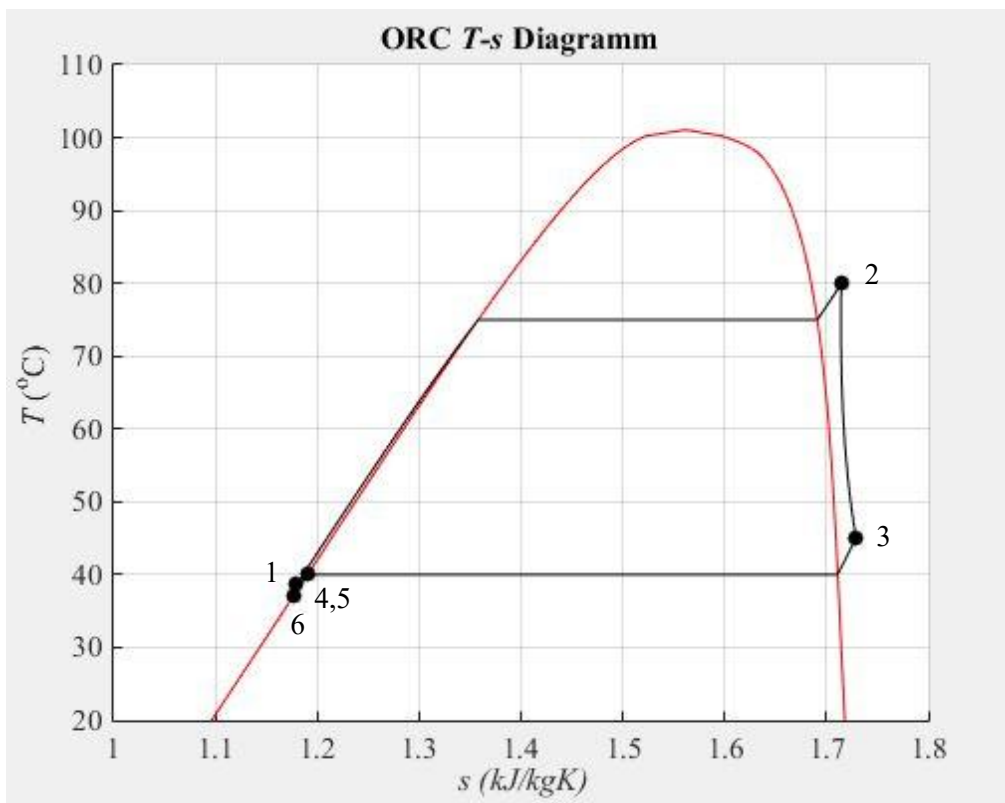
Μέγεθος	Τιμή	
	Εν σειρά	Παράλληλα
Θερμοδυναμική απόδοση κύκλου (%)	5.41	
Μικτή ηλεκτρική απόδοση κύκλου (%)	4.89	
Καθαρή ηλεκτρική απόδοση κύκλου (%)	3.03	
Απόδοση κύκλου Carnot (%)	12.18	
Παροχή μάζας R134a (kg/s)	0.216	
Παροχή μάζας νερού ατμοποιητή (kg/s)	1.275	
Ισχύς ατμοποιητή (kW)	39.614	
Παροχή μάζας ψυκτικού νερού δοχείου (kg/s)	0.897	
Παροχή μάζας νερού συμπυκνωτή (kg/s)	0.897	0.781
Ισχύς συμπυκνωτή (kW)	36.506	
Παροχή μάζας νερού υποψύκτη (kg/s)	0.897	0.116
Ισχύς υποψύκτη (kW)	0.966	
Ισχύς εξόδου γεννήτριας (W)	2109.2	
Ισχύς εξόδου κινητήρα (W)	546.5	
Ισεντροπικός β.α. εκτονωτή (%)	72.53	
Ισεντροπικός β.α. αντλίας (%)	50.97	
Παροχή όγκου αντλίας (l/min)	11.2	
Παροχή όγκου εισόδου εκτονωτή (l/min)	104.3	
Βέλτιστος λόγος εκτόνωσης εκτονωτή	2.66	
Ταχύτητα περιστροφής αντλίας (rpm)	1165.9	
Ταχύτητα περιστροφής εκτονωτή (rpm)	1745.9	

Πίνακας 21: Αποτελέσματα τελικού υπολογισμού για αντλία D10-S συναρτήσει διάταξης συμπυκνωτή-υποψύκτη.

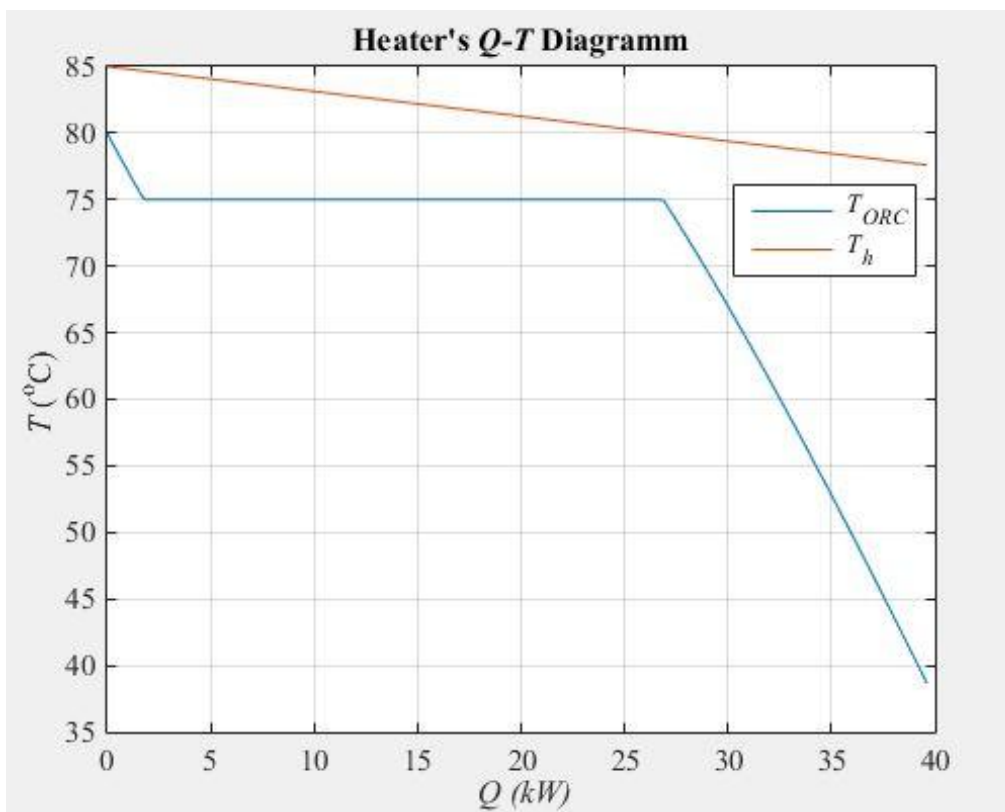
Μέγεθος	Τιμή	
	Εν σειρά	Παράλληλα
Θερμοδυναμική απόδοση κύκλου (%)	5.54	
Μικτή ηλεκτρική απόδοση κύκλου (%)	4.89	
Καθαρή ηλεκτρική απόδοση κύκλου (%)	3.24	
Απόδοση κύκλου Carnot (%)	12.18	
Παροχή μάζας R134a (kg/s)	0.202	
Παροχή μάζας νερού ατμοποιητή (kg/s)	1.192	
Ισχύς ατμοποιητή (kW)	37.034	
Παροχή μάζας ψυκτικού νερού δοχείου (kg/s)	0.837	
Παροχή μάζας νερού συμπυκνωτή (kg/s)	0.837	0.729
Ισχύς συμπυκνωτή (kW)	34.080	
Παροχή μάζας νερού υποψύκτη (kg/s)	0.837	0.108
Ισχύς υποψύκτη (kW)	0.902	
Ισχύς εξόδου γεννήτριας (W)	1969.0	
Ισχύς εξόδου κινητήρα (W)	451.3	
Ισεντροπικός β.α. εκτονωτή (%)	72.53	
Ισεντροπικός β.α. αντλίας (%)	57.62	
Παροχή όγκου αντλίας (l/min)	10.4	
Παροχή όγκου εισόδου εκτονωτή (l/min)	97.3	
Βέλτιστος λόγος εκτόνωσης εκτονωτή	2.66	
Ταχύτητα περιστροφής αντλίας (rpm)	769.4	
Ταχύτητα περιστροφής εκτονωτή (rpm)	1629.7	

Καταλήγοντας, στα Σχήματα 48-55 παρουσιάζονται αφενός οι μεταβολές του εργαζόμενου μέσου σε διάγραμμα $T-s$ και αφετέρου τα διαγράμματα θερμότητας-θερμοκρασίας ($Q-T$) των εναλλακτών θερμότητας συναρτήσει του μοντέλου της αντλίας και της διάταξης συμπυκνωτή-υποψύκτη.

– Αντλία D10-I:

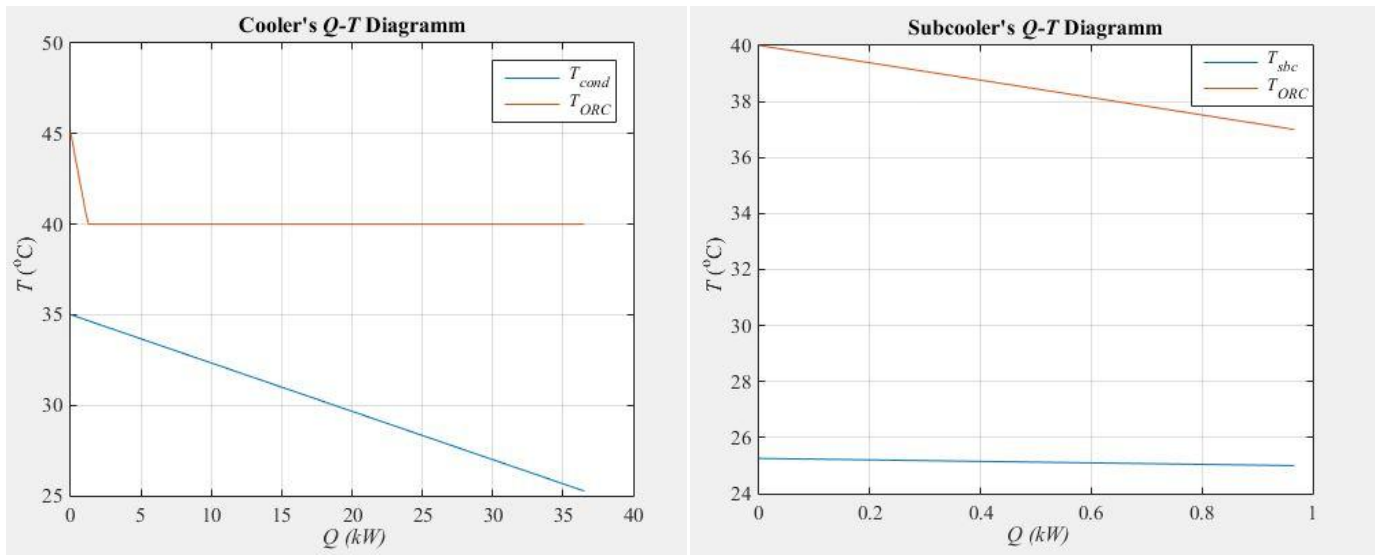


Σχήμα 48: Διάγραμμα T - s τελικού κύκλου για αντλία D10-I.



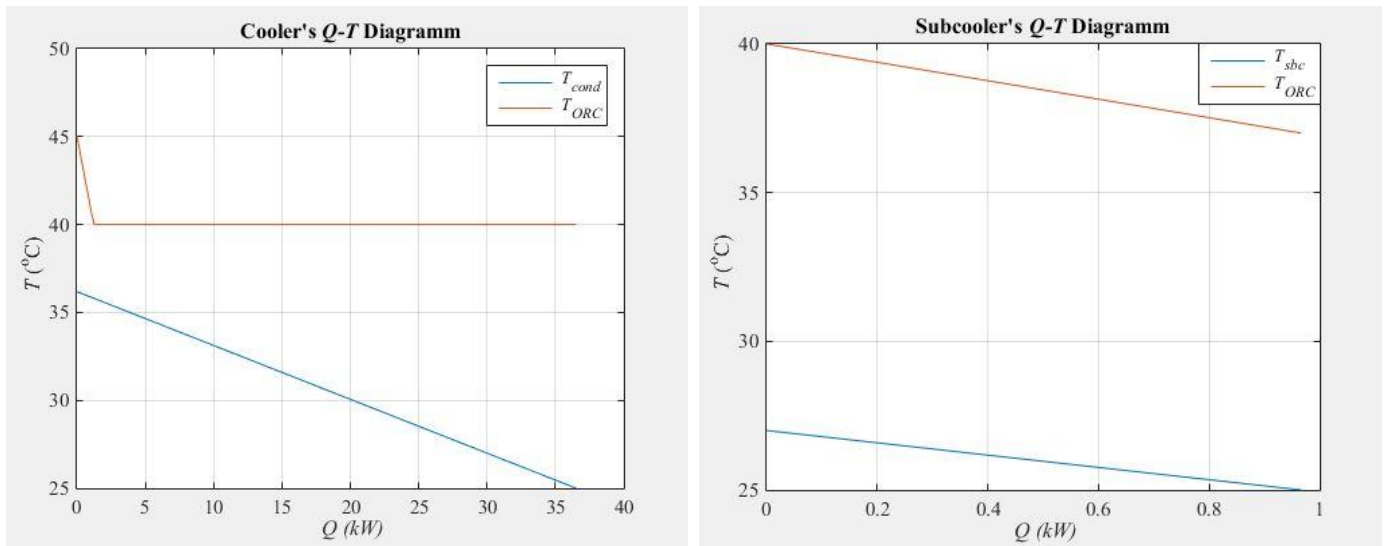
Σχήμα 49: Διάγραμμα Q - T ατμοποιητή για αντλία D10-I.

- Εν σειρά σύνδεση:



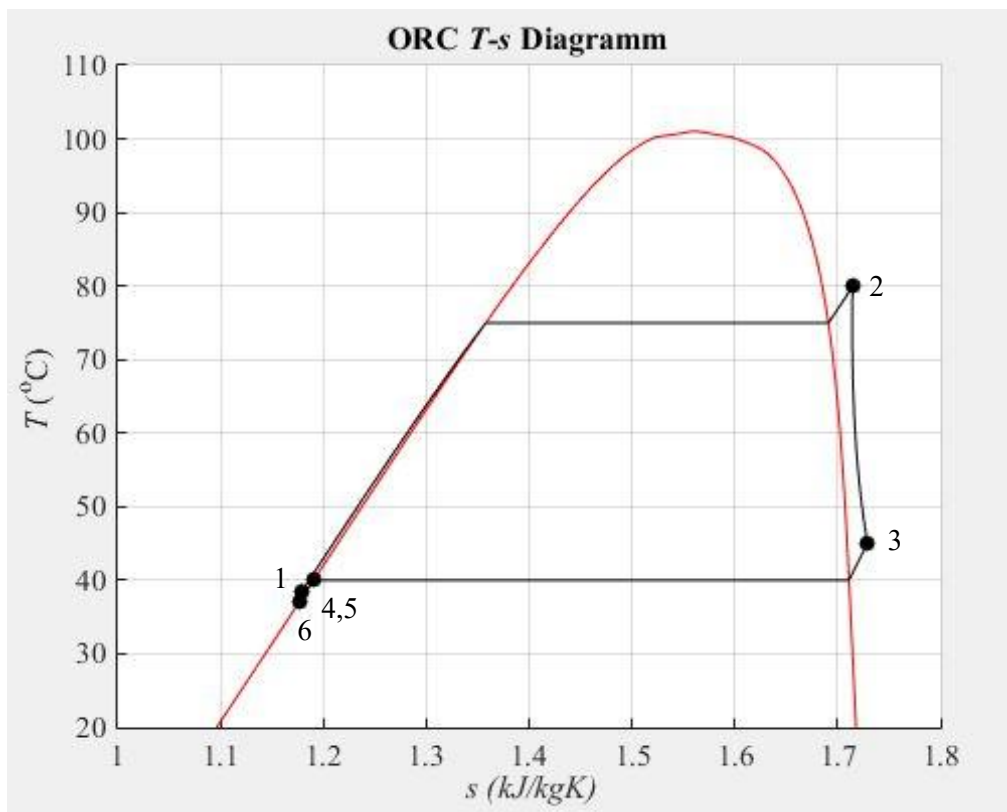
Σχήμα 50: Διαγράμματα Q - T συμπυκνωτή και υποψύκτη για αντλία D10-I και εν σειρά σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.

- Παράλληλη σύνδεση:

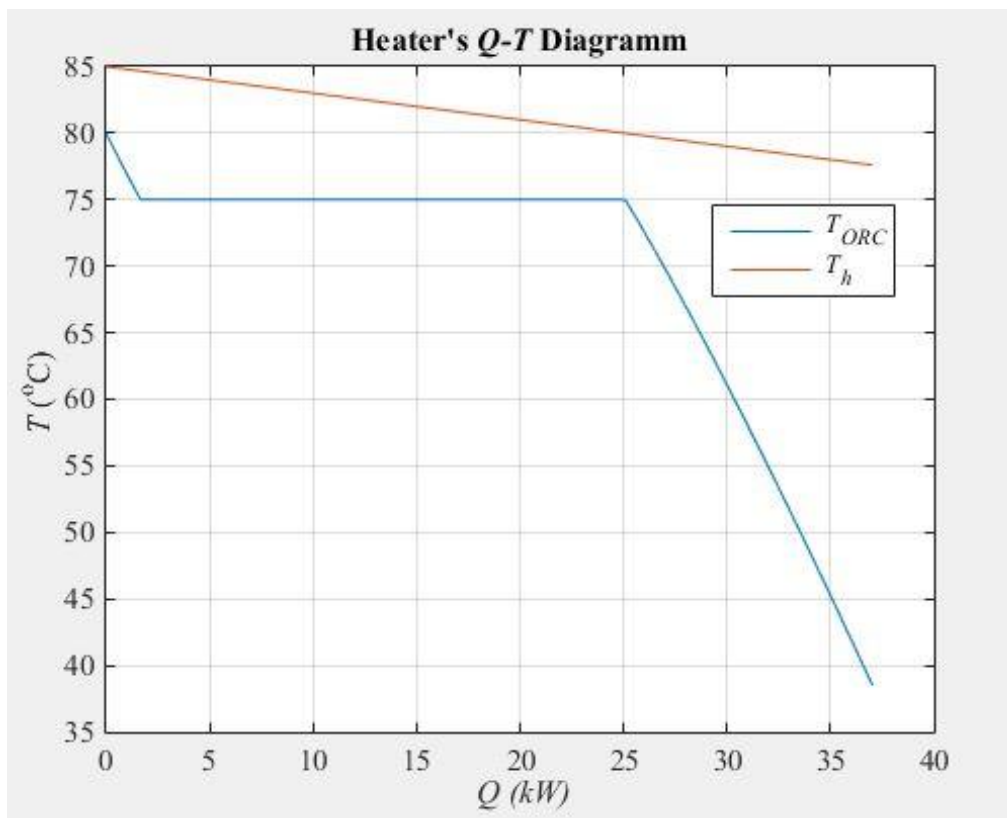


Σχήμα 51: Διάγραμμα Q - T συμπυκνωτή και υποψύκτη για αντλία D10-I και παράλληλη σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.

– Αντλία D10-S:

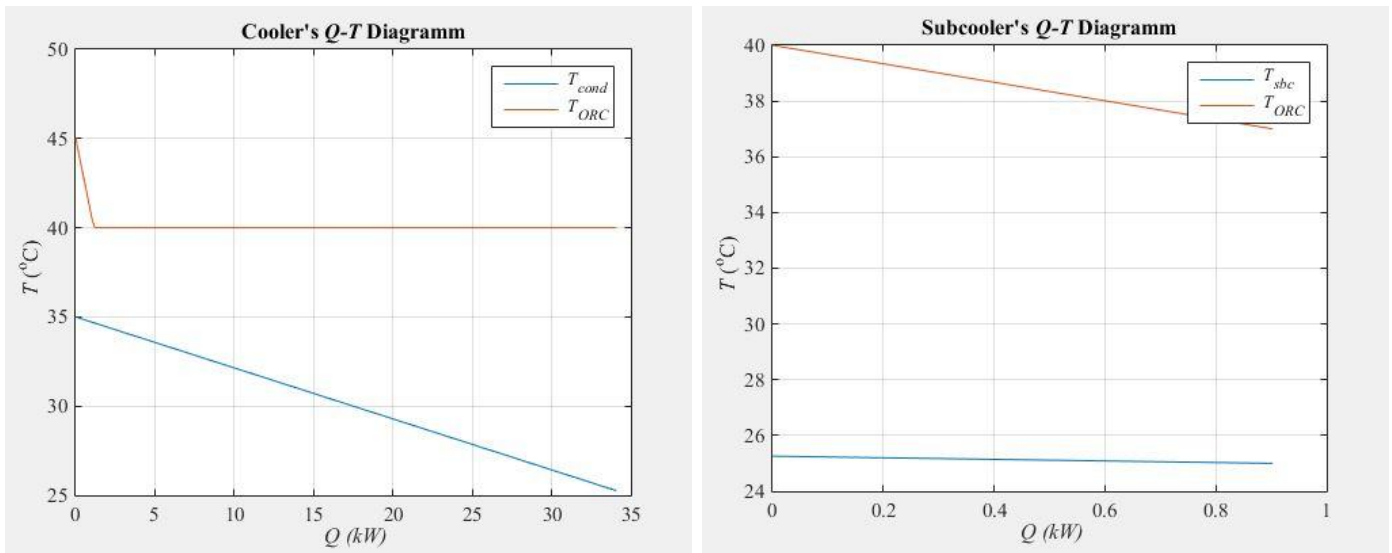


Σχήμα 52: Διάγραμμα T - s τελικού κύκλου για αντλία D10-S.



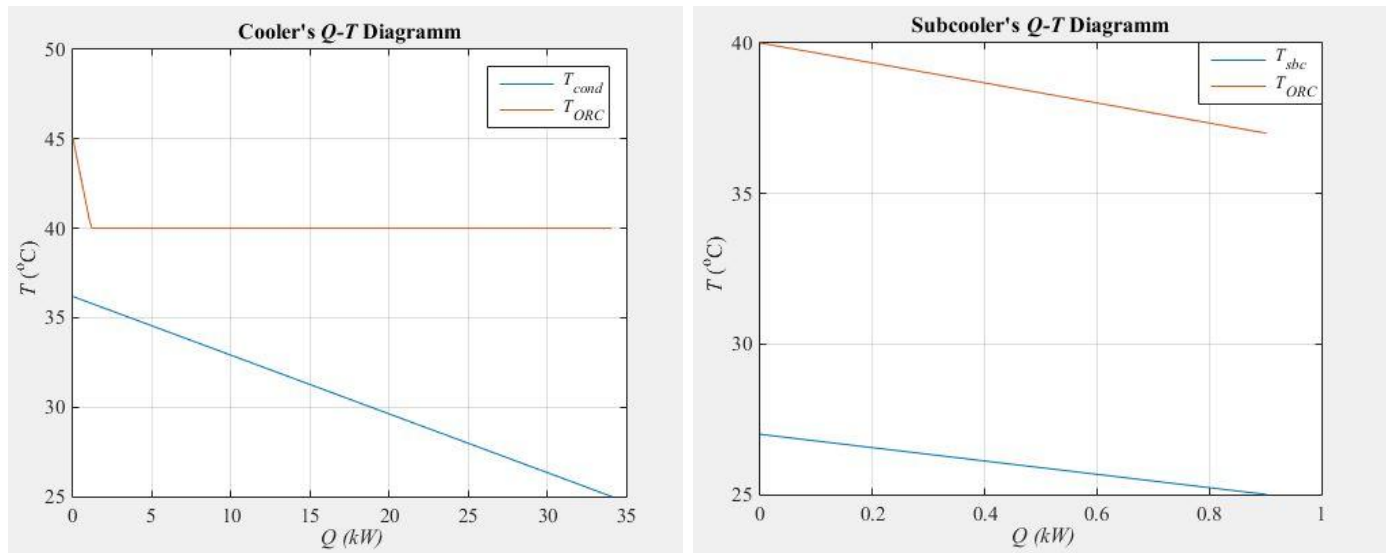
Σχήμα 53: Διάγραμμα Q - T ατμοποιητή για αντλία D10-S.

- Εν σειρά σύνδεση:



Σχήμα 54: Διάγραμμα Q - T συμπυκνωτή και υποψύκτη για αντλία D10-S και εν σειρά σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.

- Παράλληλη σύνδεση:



Σχήμα 55: Διάγραμμα Q - T συμπυκνωτή και υποψύκτη για αντλία D10-S και παράλληλη σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη.

4.8 Εκλογή εξαρτημάτων μηχανικής σύμπλεξης

Για τη μετάδοση της κίνησης από τον κινητήρα στην αντλία και από τον εκτονωτή στη γεννήτρια απαιτείται η σύμπλεξή τους. Ισχύουν τα εξής:

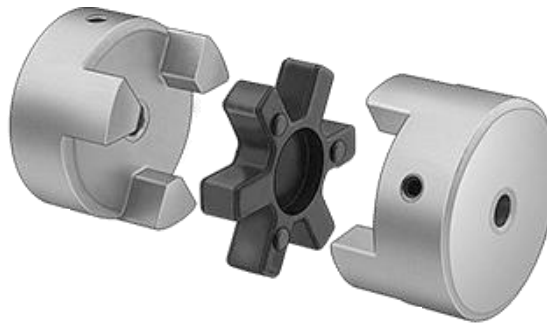
- **Κινητήρας – αντλία:** Η σύμπλεξη γίνεται απευθείας με ελαστικό σύνδεσμο (κόπλερ). Η επιλογή του κόπλερ συνίσταται στα εξής:
 - Μέγιστη ροπή: Όπως αναφέρθηκε και κατά την επιλογή του κινητήρα, η μέγιστη ροπή κυμαίνεται περί τα 54 Nm .
 - Μέγιστη δυνατή απευθυγράμμιση αξόνων: Λόγω πιθανών κραδασμών στην εγκατάσταση, πρέπει να υπάρχει ανοχή ως προς ενδεχόμενες απευθυγραμμίσεις. Έτσι, επιλέγεται εύκαμπτο (flexible) και όχι άκαμπτο (rigid) κόπλερ.

- Τρόπος σύνδεσης με τους άξονες: Εφόσον ο αισθητήρας στροφών εδράζεται στον άξονα της αντλίας (Παράγραφος 6.3.6), δεν είναι δυνατή η ύπαρξη σφήνας για την έδραση του κόπλερ στον άξονά της. Αντίθετα, η έδραση γίνεται μέσω κοχλιών (set screws).
- Ελάχιστο κόστος.

Σύμφωνα με αυτές τις προδιαγραφές, επιλέγεται κόπλερ τύπου αράχνης της εταιρίας McMaster-Carr [75], τα χαρακτηριστικά του οποίου φαίνονται στον επόμενο Πίνακα. Τα κόπλερ αυτού του τύπου αποτελούνται από τρία επιμέρους τμήματα, δύο πλήμνες που εδράζονται στους άξονες της αντλίας και του κινητήρα (κωδικός 6408K14), και έναν ενδιάμεσο σύνδεσμο (αράχνη) που συνδέει τις δύο πλήμνες (κωδικός 6408K95). Απεικόνιση αυτού του συνδέσμου δίνεται στο Σχήμα 56.

Πίνακας 22: Χαρακτηριστικά εξαρτημάτων κόπλερ κινητήρα – αντλίας της εταιρίας McMaster-Carr.

Διάμετροι πλημνών (")	5/8, 7/8
Υλικό πλημνών	Σίδηρος
Υλικό αράχνης	Hytrel
Μέγιστη ροπή (Nm)	45.2
Μέγιστη ταχύτητα περιστροφής (rpm)	3600
Μέγιστη παράλληλη απευθυγράμμιση (")	0.015
Μέγιστη γωνιακή απευθυγράμμιση (°)	0.5



Σχήμα 56: Σχηματική απεικόνιση κόπλερ τύπου αράχνης.

Όπως φαίνεται, η μέγιστη ροπή είναι ελαφρώς μικρότερη των 54 Nm. Ωστόσο, αυτό δεν αναμένεται να δημιουργήσει πρόβλημα, διότι η τιμή αυτή αφορά μεγαλύτερη αντλία, ενώ επίσης η εκκίνηση της αντλίας γίνεται παρακάμπτοντας τον εκτονωτή (Κεφάλαιο 6) και επομένως με μειωμένο φορτίο.

- **Εκτονωτής – γεννήτρια:** Ο εκτονωτής διαθέτει ενσωματωμένη τροχαλία η οποία όμως προκαλεί μηχανικές απώλειες. Ωστόσο, αφαιρώντας την τροχαλία, χάνεται η ηλεκτρομαγνητική σύμπλεξη με τη γεννήτρια και προκαλούνται εξωτερικές διαρροές από τον εκτονωτή. Επομένως, διατηρείται η τροχαλία του εκτονωτή και η σύμπλεξη του με τη γεννήτρια γίνεται μέσω ιμάντα. Άρα, αφενός πρέπει να εκλεγεί η τροχαλία της γεννήτριας και αφετέρου ο ιμάντας. Ειδικότερα:
 - Τροχαλία: Η τροχαλία που φέρει ο εκτονωτής χρησιμοποιείται για ιμάντα τύπου poly-V με 6 εξοχές διατομής K, όπως ενδεικτικά φαίνεται στο Σχήμα 57. Επομένως, η τροχαλία της γεννήτριας οφείλει να έχει τα ίδια χαρακτηριστικά. Η διάμετρος της επιλέγεται συναρτήσει της διαμέτρου της τροχαλίας του εκτονωτή, ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή σχέση μετάδοσης i η οποία, για διατομή εξοχής K, υπολογίζεται συναρτήσει των εξωτερικών διαμέτρων D_{out} των τροχαλιών ως [77]:

$$i = \frac{D_{out,max} + 3.2}{D_{out,min} + 3.2} \quad (49)$$

Σύμφωνα με τους Πίνακες 20,21 η ταχύτητα του εκτονωτή κυμαίνεται μεταξύ 1600,1750 rpm, ενώ επιπλέον η γεννήτρια είναι τετραπολική. Έτσι, επιδιώκεται η προσέγγιση των 1500 rpm και συνεπώς, η επιθυμητή σχέση μετάδοσης είναι:

$$i = \frac{1600 \div 1750}{1500} = 1.07 \div 1.17.$$

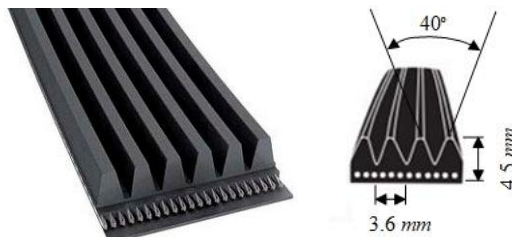
Άρα, από τη σχέση (49), για διάμετρο τροχαλίας εκτονωτή 118 mm, η εξωτερική διάμετρος της τροχαλίας της γεννήτριας πρέπει να είναι 126.5-138.6 mm. Ωστόσο, η τιμή αυτή είναι τυποποιημένη, με πλησιέστερες τιμές 125,132,140 mm. Συνεπώς, εκλέγεται διάμετρος 132 mm. Γι' αυτήν την τιμή της διαμέτρου, η σχέση μετάδοσης i ισούται με 1.116 και η ταχύτητα της γεννήτριας γίνεται, ανάλογα με τον τύπο της αντλίας και σύμφωνα με τα αποτελέσματα των Πινάκων 20,21:

- Αντλία D10-I: 1565.1 rpm
- Αντλία D10-S: 1461.0 rpm

Συγκεκριμένα, εκλέγεται από την εταιρία SIT S.p.A. [78] τροχαλία εξωτερικής διαμέτρου 132 mm, 6 εξοχών διατομής K και τύπο κώνου 2012 για έδραση στον άξονα μέσω κωνικού συνδέσμου.

Όσον αφορά τον κωνικό σύνδεσμο (Σχήμα 58) που συνδέει τον άξονα της γεννήτριας με την τροχαλία, εκλέγεται από την εταιρία McMaster-Carr [75]. Συγκεκριμένα, επιλέγεται ομοίως, τύπος κώνου 2012 και διάμετρος πλήμνης 1 1/8", ίση με τη διάμετρο του άξονα της γεννήτριας.

- Ιμάντας: Σύμφωνα με τα προηγούμενα, ο ιμάντας είναι τύπου poly-V 6 εξοχών διατομής K, τα χαρακτηριστικά της οποίας φαίνονται στο Σχήμα 57. Αναφορικά με το μήκος του, το οποίο μετράται από το σημείο έναρξης των εξοχών, προκειμένου να καταστεί εύκολη η συναρμολόγηση και συγχρόνως να μην αυξηθεί πολύ ο όγκος που καταλαμβάνουν εκτονωτής και γεννήτρια, επιλέγεται το τυποποιημένο μήκος των 884 mm από την εταιρία Hutchinson [79].



Σχήμα 57: Τομή ιμάντα poly-V 6 εξοχών διατομής K [76].



Σχήμα 58: Κωνικός σύνδεσμος για έδραση τροχαλίας σε άξονα.

4.9 Εκλογή εναλλακτών θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας που επιλέγονται είναι συγκολλητοί πλακοειδείς, όπως επισημάνθηκε στην Παράγραφο 2.4.3. Συγκεκριμένα, επιλέγονται εναλλάκτες της εταιρίας Kelvion (πρώην GEA) [80]. Οι βασικές παράμετροι για την εκλογή του ακριβούς μοντέλου είναι οι εξής:

- Εργαζόμενα μέσα των συναλασσόμενων ρευμάτων.
- Φάση ρευμάτων και εφαρμογή εναλλάκτη, π.χ. ατμοποιητής ή συμπυκνωτής.
- Παροχές μάζας ρευμάτων.
- Θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου ρευμάτων ή ισοδύναμα η θερμική ισχύς του εναλλάκτη.
- Μέγιστη πτώση πίεσης σε κάθε ρεύμα διαμέσου του εναλλάκτη.

Τα περισσότερα από τα παραπάνω μεγέθη προέκυψαν από τους παραπάνω υπολογισμούς. Όσον αφορά το συμπυκνωτή και τον υποψύκτη, η επιλογή γίνεται κάνοντας χρήση του διαθέσιμου λογισμικού της εταιρίας, Kelvion FlatPlateSelect [81] καταχωρώντας τα δεδομένα της εφαρμογής. Αντίθετα, η επιλογή του ατμοποιητή γίνεται χρησιμοποιώντας κώδικα υπολογισμού που μοντελοποιεί τον εναλλάκτη θερμότητας [49]. Συγκεκριμένα, ακολουθείται η εξής διαδικασία:

- **Συμπυκνωτής, υποψύκτης:** Το διαθέσιμο λογισμικό απαιτεί τον καθορισμό των παραμέτρων που αναφέρθηκαν παραπάνω, όπου για την περίπτωση του συμπυκνωτή, η μέγιστη πτώση πίεσης ορίζεται μόνο για το ψυκτικό νερό. Επισημαίνεται ότι οι εναλλάκτες εκλέγονται τόσο για τα δύο μοντέλα αντλίας όσο και για τις δύο διατάξεις συμπυκνωτή-υποψύκτη. Τα δεδομένα που εισάγονται για κάθε περίπτωση παρουσιάζονται στους Πίνακες 23,25 αντίστοιχα. Η μέγιστη πτώση πίεσης στο ρεύμα του νερού ορίζεται κάθε φορά ίση με 300 *mbar*, ώστε να μειωθεί η επιβάρυνση των αντίστοιχων κυκλοφορητών.
 - Συμπυκνωτής:

Πίνακας 23: Δεδομένα εκλογής συμπυκνωτή συναρτήσει μοντέλου αντλίας και διάταξης συμπυκνωτή-υποψύκτη.

Μέγεθος	Τιμή			
	Εν σειρά διάταξη		Παράλληλη διάταξη	
	D10-I	D10-S	D10-I	D10-S
Παροχή μάζας νερού (<i>kg/s</i>)	0.897	0.837	0.781	0.729
Θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου νερού (°C)	25.26/35.00	25.26/35.00	25.00/36.18	25.00/36.18
Μέγιστη πτώση πίεσης νερού (<i>mbar</i>)	300	300	300	300
Παροχή μάζας R134a (<i>kg/s</i>)	0.216	0.202	0.216	0.202
Θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου R134a (°C)	45.06/40.00	45.06/40.00	45.06/40.00	45.06/40.00

Από τα προτεινόμενα μοντέλα που προκύπτουν, επιλέγονται αυτά με την ελάχιστη επιφάνεια συναλλαγής διότι, όπως φαίνεται στη συνέχεια, το κόστος τους είναι ανάλογο της επιφάνειάς τους. Τα μοντέλα που επιλέγονται τελικά σε κάθε περίπτωση, το πλήθος των πλακών, καθώς και η επιφάνεια συναλλαγής τους συνομίζονται στον Πίνακα 24.

Πίνακας 24: Τελικά μοντέλα συμπυκνωτή, πλήθος πλακών και επιφάνεια συναλλαγής για κάθε περίπτωση.

Διάταξη και μοντέλο αντλίας	Μοντέλο	Πλήθος πλακών	Επιφάνεια συναλλαγής (<i>m²</i>)
Εν σειρά και D10-I	GBS 240H	50	1.8
Παράλληλα και D10-I	C10CG	20	2.2
Εν σειρά και D10-S	GBS 240H	50	1.8
Παράλληλα και D10-S	GBS 240H	50	1.8

- Υποψύκτης: Στην προκειμένη περίπτωση, πρέπει να τεθεί επιπλέον η μέγιστη πτώση πίεσης στο ρεύμα του οργανικού μέσου. Προκειμένου να καταστεί ευκολότερη η αποφυγή σπηλαίωσης, η τιμή αυτή τίθεται ίση με 50 *mbar*.

Πίνακας 25: Δεδομένα εκλογής υποψύκτη συναρτήσει μοντέλου αντλίας και διάταξης συμπυκνωτή-υποψύκτη.

Μέγεθος	Τιμή			
	Εν σειρά διάταξη		Παράλληλη διάταξη	
	D10-I	D10-S	D10-I	D10-S
Παροχή μάζας νερού (<i>kg/s</i>)	0.897	0.837	0.116	0.108
Θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου νερού (°C)	25.00/25.26	25.00/25.26	25.00/27.00	25.00/27.00
Μέγιστη πτώση πίεσης νερού (<i>mbar</i>)	300	300	300	300
Παροχή μάζας R134a (<i>kg/s</i>)	0.216	0.202	0.216	0.202
Θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου R134a (°C)	40.00/37.00	40.00/37.00	40.00/37.00	40.00/37.00
Μέγιστη πτώση πίεσης R134a (<i>mbar</i>)	50	50	50	50

Ακολουθώντας την ίδια λογική με το συμπυκνωτή, επιλέγονται τα αντίστοιχα μοντέλα για κάθε περίπτωση, τα οποία παρατίθενται στον επόμενο Πίνακα.

Πίνακας 26: Τελικά μοντέλα υποψύκτη, πλήθος πλακών και επιφάνεια συναλλαγής για κάθε περίπτωση.

Διάταξη και μοντέλο αντλίας	Μοντέλο	Πλήθος πλακών	Επιφάνεια συναλλαγής (m^2)
Εν σειρά και D10-I	FP5X12L	10	0.3
Παράλληλα και D10-I	FP5X12L	8	0.2
Εν σειρά και D10-S	FP5X12L	10	0.3
Παράλληλα και D10-S	FP5X12L	8	0.2

- **Ατμοποιητής:** Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, ο προσδιορισμός των μοντέλων γίνεται με χρήση κώδικα που μοντελοποιεί τον εναλλάκτη. Ο κώδικας αυτός, εκτός από τα παραπάνω δεδομένα, απαιτεί επιπλέον στοιχεία που αφορούν τα δύο ρεύματα, γεωμετρικά στοιχεία και προδιαγραφές των εναλλακτών. Ειδικότερα, τα επιπρόσθετα στοιχεία που πρέπει να καθοριστούν είναι τα εξής:

- Πιέσεις εισόδου των δύο ρευμάτων στον εναλλάκτη.
- Διάμετρος συνδέσεων εισόδου/εξόδου κάθε ρεύματος.
- Κατακόρυφη απόσταση συνδέσεων εισόδου/εξόδου.
- Πλάτος εναλλάκτη.
- Ελάχιστο και μέγιστο πλήθος πλακών εναλλάκτη, όπως αυτό ορίζεται από τον κατασκευαστή.
- Μέγιστη παροχή όγκου εναλλάκτη.
- Τέλος, ορίζονται προσεγγιστικά ορισμένα γεωμετρικά μεγέθη των πλακών:
 - Πάχος πλάκας: 0.7 mm
 - Γωνία αυλακώσεων πλάκας: 60°
 - Μήκος πλάκας και διακένου μεταξύ διαδοχικών πλακών: 2.5 mm
 - Συντελεστής μεγέθυνσης πλάκας: 1
 - Βήμα αυλάκωσης: 7 mm

Τα μοντέλα που εξετάζονται είναι της σειράς GBS της εταιρίας Kelvion, όπως ενδεικτικά φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα. Τα βασικά θερμοδυναμικά μεγέθη των ρευμάτων και οι μέγιστες επιτρεπτές πτώσεις πίεσης που εισάγονται ως δεδομένα εισόδου φαίνονται στον Πίνακα 27. Αξίζει να αναφερθεί ότι η επιλογή του ατμοποιητή εξαρτάται αποκλειστικά από το μοντέλο της αντλίας. Τελικά, επιλέγεται το μοντέλο GBS 400H, με 92 πλάκες για το μοντέλο αντλίας D10-I και 86 για την αντλία D10-S. Συγκεντρωτικά, τα στοιχεία τους παρουσιάζονται στον Πίνακα 28.



Σχήμα 59: Πλακοειδής εναλλάκτης της σειράς GBS της εταιρίας Kelvion.

Πίνακας 27: Δεδομένα εκλογής ατμοποιητή συναρτήσει μοντέλου αντλίας.

Μέγεθος	Τιμή	
	Αντλία D10-I	Αντλία D10-S
Παροχή μάζας νερού (kg/s)	1.275	1.192
Θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου νερού ($^{\circ}C$)	85.00/77.6	85.00/77.6
Σχετική πίεση εισόδου νερού (bar)	3.0	3.0
Μέγιστη πτώση πίεσης νερού ($mbar$)	300	300
Παροχή μάζας R134a (kg/s)	0.216	0.202
Θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου R134a ($^{\circ}C$)	38.65/80.00	38.65/80.00
Μέγιστη πτώση πίεσης R134a ($mbar$)	300	300
Απόλυτη πίεση εισόδου R134a (bar)	23.6	23.6

Πίνακας 28: Τελικά μοντέλα ατμοποιητών, πλήθος πλακών και επιφάνεια συναλλαγής για κάθε περίπτωση.

Μοντέλο αντλίας	Μοντέλο	Πλήθος πλακών	Επιφάνεια συναλλαγής (m^2)
D10-I	GBS 400H	92	3.8
D10-S	GBS 400H	86	3.5

4.10 Εκλογή τροφοδοτικού δοχείου

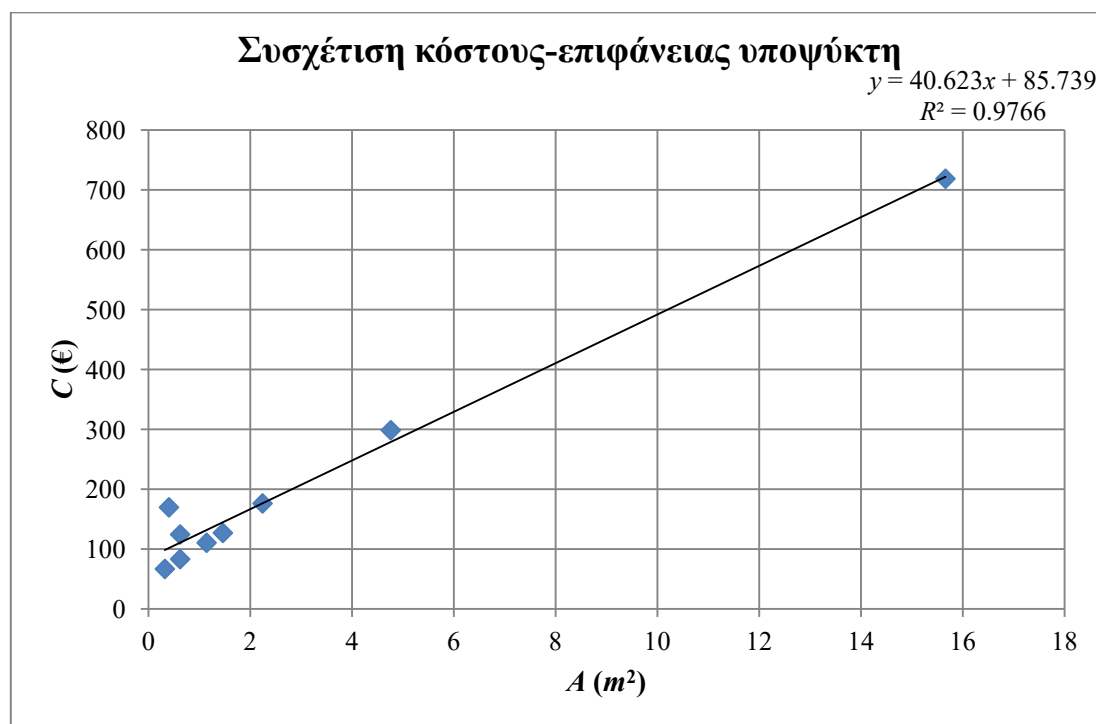
Η επιλογή του τροφοδοτικού δοχείου συνίσταται στη χωρητικότητά του και τη διάταξή του –οριζόντια ή κατακόρυφη. Αναφορικά με τη χωρητικότητα, αυτή εκλέγεται βάσει του όγκου του κυκλώματος του ORC, ενώ η διάταξη λαμβάνοντας υπόψη χωροταξικούς περιορισμούς. Επομένως, ο καθορισμός του επιβάλλει προηγουμένως το σχεδιασμό της τελικής διάταξης του κυκλώματος, ο οποίος παρουσιάζεται στο Κεφάλαιο 6, στο οποίο γίνεται και η επιλογή του τροφοδοτικού δοχείου.

4.11 Κοστολόγιο βασικών εξαρτημάτων

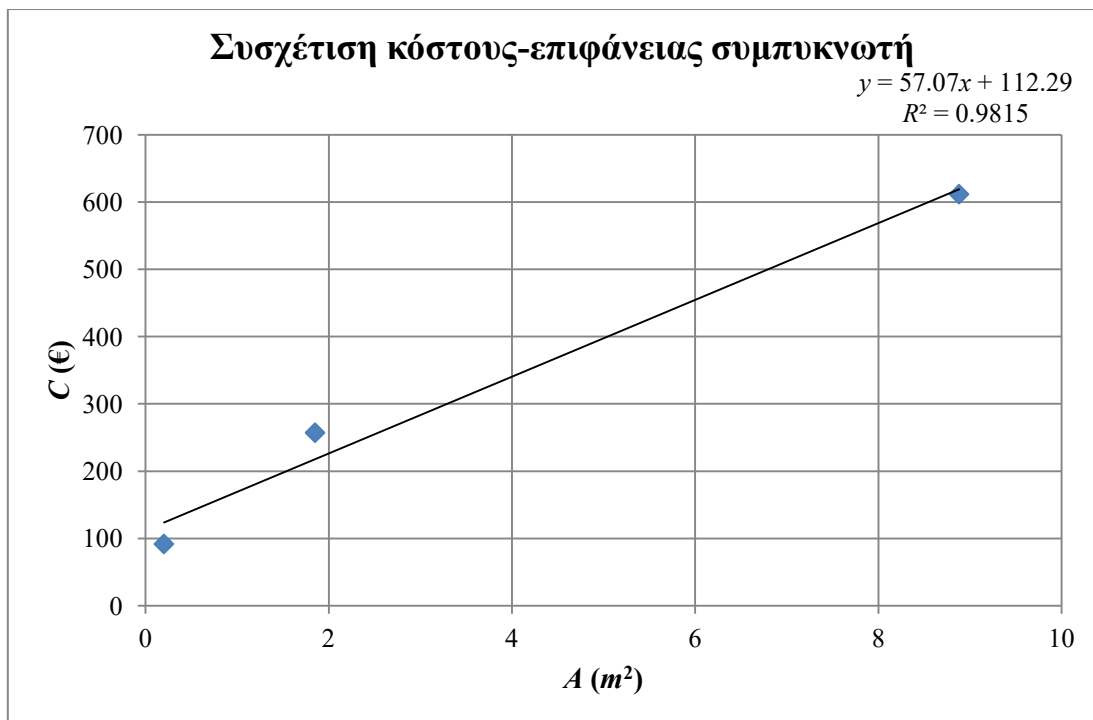
Το κόστος των παραπάνω εξαρτημάτων δίνεται από τους αντίστοιχους κατασκευαστές, με εξαίρεση αυτό των εναλλακτών θερμότητας. Έτσι, το κόστος τους προσεγγίζεται. Συγκεκριμένα, έχουν προταθεί διάφορες σχέσεις συσχέτισης του κόστους τους με τα χαρακτηριστικά τους [57,82,83]. Από αυτές, επιλέγεται η χρήση γραμμικής συσχέτισης μεταξύ κόστους C και επιφάνειας συναλλαγής A [57], δηλ.:

$$C[\text{€}] = \alpha_0 + \alpha_1 A[m^2] \quad (50)$$

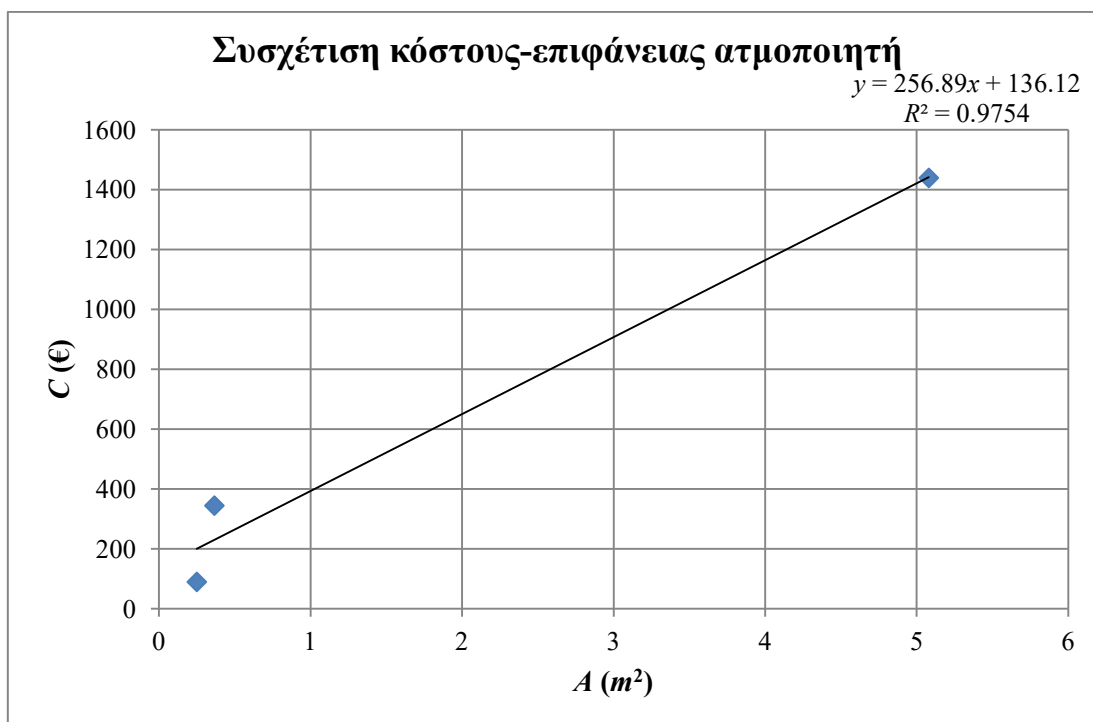
Όσον αφορά τους συντελεστές α_0, α_1 , οι τιμές τους προκύπτουν, για κάθε τύπο εναλλάκτη, βάσει προσφορών που έχει λάβει το Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων. Τα ζεύγη τιμών κόστους-επιφάνειας από τα οποία εξήχθησαν οι παραπάνω γραμμικές σχέσεις, καθώς και ο συντελεστής συσχέτισής τους R^2 για τον υποψύκτη, το συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή απεικονίζονται στα Σχήματα 60-62 αντίστοιχα.



Σχήμα 60: Συσχέτιση κόστους-επιφάνειας υποψύκτη.



Σχήμα 61: Συσχέτιση κόστους-επιφάνειας συμπυκνωτή.



Σχήμα 62: Συσχέτιση κόστους-επιφάνειας ατμοποιητή.

Επισημαίνεται ότι στην περίπτωση του ατμοποιητή, το κόστος είναι ιδιαίτερα υψηλό, διότι οι προσφορές που ελήφθησαν αφορούν εναλλάκτες θερμότητας της εταιρίας Alfa Laval [84], οι οποίοι είναι ιδιαίτερα ακριβοί. Συνεπώς, το πραγματικό τους κόστος αναμένεται χαμηλότερο από αυτό του μοντέλου.

Καταλήγοντας, στον παρακάτω Πίνακα παρουσιάζεται το κόστος όλων των παραπάνω εξαρτημάτων στο οποίο συμπεριλαμβάνεται Φόρος Προστιθέμενης Αξίας (Φ.Π.Α.) 24 %.

Πίνακας 29: Κόστος βασικών εξαρτημάτων ORC.

Εξάρτημα	Κόστος (€)
Αντλία Hydra-Cell D10-I	2108
Αντλία Hydra-Cell D10-S	2232
Κινητήρας Marathon N412	834
Κόπλερ McMaster-Carr 6408K14 – 6408K95	38
Συμπιεστής SANDEN TRSA12	588
Κινητήρας Marathon GT0010	588
Τροχαλία SIT poly-V-K6 132 mm	73
Κωνικός σύνδεσμος McMaster-Carr 2012 - 1 1/8"	26
Ιμάντας Hutchinson poly-V-K6 884 mm	7
Οδήγηση Siemens SINAMICS V20	389
Μονάδα ελέγχου Siemens CU240E-2	318
Μονάδα ισχύος Siemens PM250	1888
Εναλλάκτης Θερμότητας Kelvion FP5X12L-8	94
Εναλλάκτης Θερμότητας Kelvion FP5X12L-10	98
Εναλλάκτης Θερμότητας Kelvion GBS 240H-50	215
Εναλλάκτης Θερμότητας Kelvion GBS 400H-86	1045
Εναλλάκτης Θερμότητας Kelvion GBS 400H-92	1110

4.12 Τελική εκλογή αντλίας

Όπως φαίνεται από τον Πίνακα 29, η αντλία D10-S έχει ελαφρώς μεγαλύτερο κόστος (124 €) έναντι της D10-I, το οποίο ωστόσο είναι αμελητέο συγκριτικά με την αύξηση απόδοσης που επιφέρει στον κύκλο (Πίνακες 20,21) και η οποία οδηγεί σε μικρότερους και οικονομικότερους εναλλάκτες. Επιπλέον, όπως αποδεικνύεται στο Κεφάλαιο 6, η αντλία D10-S συμπεριφέρεται καλύτερα έναντι σπηλαιώσης και ελαττώνει τον όγκο της εγκατάστασης. Συνεπώς, επιλέγεται τελικά η αντλία D10-S.

Εντούτοις, εκτός από το μοντέλο της αντλίας, πρέπει να οριστούν και επιπλέον στοιχεία, όπως το υλικό της κεφαλής, το υλικό του διαφράγματος και των δακτυλίων και η λίπανσή της. Τα παραπάνω προκύπτουν κατόπιν επικοινωνίας με τον κατασκευαστή βάσει των απαιτήσεων που ορίζονται στους Πίνακες 10,21 και παρατίθενται στον Πίνακα 30.

Πίνακας 30: Τεχνικά χαρακτηριστικά τελικά εκλεγόμενης αντλίας.

Μοντέλο αντλίας	Hydra-Cell D10-S
Υλικό κεφαλής	Ορείχαλκος
Υλικό διαφράγματος	BUNA-B-XS
Υλικό δακτυλίων	BUNA-N-XS
Υλικό εδρών βαλβίδων	Ανοξειδωτος χάλυβας 17-4
Υλικό βαλβίδων	Ανοξειδωτος χάλυβας 17-4
Υλικό ελατηρίων	Elgiloy
Υλικό εδρών ελατηρίων	Celcon
Λίπανση	10W30

5. Εκλογή εξαρτημάτων ηλιακών συστημάτων

Τα στοιχεία που πρέπει να καθοριστούν απεικονίζονται στα Σχήματα 27-29 και είναι τα εξής:

- Ηλιακοί συλλέκτες
- Λέβητες
- Δοχεία θερμικής αποθήκευσης
- Δοχεία διαστολής
- Βαλβίδες ασφαλείας
- Βαλβίδες αυτόματης πλήρωσης
- Βαλβίδες αντεπιστροφής
- Τρίοδες βαλβίδες
- Κυκλοφορητές

Αξίζει να σημειωθεί ότι δε γίνεται μελέτη των εξαρτημάτων του δικτύου ούτε των επιμέρους εξαρτημάτων της ενδοδαπέδιας θέρμανσης και της πισίνας, διότι αυτά παρέχονται κατά την εγκατάσταση των αντίστοιχων συστημάτων και είναι ίδια, τόσο πριν όσο και μετά την τοποθέτηση του συστήματος ORC.

Όσον αφορά τα εξαρτήματα που μελετώνται, η εκλογή τους προϋποθέτει τον προσδιορισμό των φορτίων του συστήματος, το οποίο με τη σειρά του απαιτεί τον καθορισμό βασικών παραμέτρων της κατοικίας. Σε αυτό το πλαίσιο, λαμβάνεται υπόψη η ύπαρξη της πισίνας, γεγονός που οδηγεί στο συμπέρασμα για μεγάλη, πολυτελή κατοικία. Σύμφωνα με αυτό, γίνονται οι παραδοχές του παρακάτω Πίνακα.

Πίνακας 31: Παράμετροι κατοικίας.

Μέγεθος	Τιμή
Επιφάνεια θερμαινόμενων χώρων (m^2)	200
Πλήθος κατοίκων	4
Εμβαδόν πισίνας (m^2)	40
Ύψος πισίνας (m)	1.8

Με τα δεδομένα του παραπάνω Πίνακα υπολογίζονται στη συνέχεια τα φορτία του συστήματος:

- **ZNX (Domestic Hot Water – DHW):** Το φορτίο αυτό αντιστοιχεί στη θέρμανση του νερού του δικτύου σε μία καθορισμένη θερμοκρασία, μεταξύ 45 και 60 °C. Στην προκειμένη περίπτωση, η θερμοκρασία αυτή τίθεται ίση με 45 °C, ενώ η θερμοκρασία του δικτύου 10 °C, για τη χειμερινή περίοδο. Για τον υπολογισμό του φορτίου, απαιτείται ακόμη η παροχή κατανάλωσής του. Η ημερήσια κατανάλωση κατ' άτομο στους 45 °C είναι 40 l [85], από τα οποία το μεγαλύτερο μέρος καταναλώνεται σε διάστημα μίας ώρας. Συνεπώς, προκειμένου να μη γίνει υποδιαστασιολόγηση του συστήματος, γίνεται η παραδοχή ότι όλοι οι κάτοικοι καταναλώνουν ταυτόχρονα την παραπάνω ποσότητα νερού. Άρα, η παροχή ZNX είναι, στους 45 °C:

$$\dot{m}_{DHW} = 160 \text{ kg/h} .$$

Από τα παραπάνω, προκύπτει το φορτίο του ZNX:

$$\dot{Q}_{DHW} = \dot{m}_{DHW} c_{p,w} (T_{DHW,out} - T_{DHW,in}) \quad (51)$$

Αντικαθιστώντας, για θερμοχωρητικότητα νερού $c_{p,w} = 4.187 \text{ kJ/kgK}$:

$$\dot{Q}_{DHW} = 6.5 \text{ kW} .$$

- **Ενδοδαπέδια θέρμανση (Underfloor Heating – UFH):** Η ενδοδαπέδια θέρμανση χαρακτηρίζεται από το ανηγμένο φορτίο q_{UFH} , δηλ. την προσδιδόμενη θερμότητα ανά εμβαδόν δαπέδου. Το μέγεθος αυτό έχει τυποποιημένες τιμές 50,70 και 100 W/m^2 . Ο σχεδιασμός γίνεται για τη δυσμενέστερη περίπτωση, δηλ.

$$q_{UFH} = 100 \text{ W/m}^2 .$$

Επομένως, για επιφάνεια θερμαινόμενων χώρων 200 m^2 , προκύπτει:

$$\dot{Q}_{UFH} = 20 \text{ kW} .$$

Τέλος, η θερμοκρασία του νερού προσαγωγής για κατοικία στην Αθήνα, όπως σημειώθηκε προηγουμένως, είναι $35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Για την απόδοση του μέγιστου ανηγμένου φορτίου της ενδοδαπέδιας και γενικότερα την εύρυθμη λειτουργία της, ο κατασκευαστής [38] ορίζει μεγέθη όπως πλήθος κυκλωμάτων ανά εμβαδόν δαπέδου, πυκνότητα σωληνώσεων, βέλτιστη και μέγιστη παροχή ανά κύκλωμα, τα οποία παρουσιάζονται στον επόμενο Πίνακα.

Πίνακας 32: Τεχνικά χαρακτηριστικά ενδοδαπέδιας θέρμανσης [38].

Μέγεθος	Τιμή
Πυκνότητα κυκλωμάτων (κυκλώματα/ 100 m^2)	10
Πυκνότητα σωλήνωσης (m σωλήνα/ m^2)	7.5
Βέλτιστη παροχή ανά κύκλωμα (l/min)	1.5
Μέγιστη παροχή ανά κύκλωμα (l/min)	2.5
Διαστάσεις σωλήνα (mm)	$\text{Ø}17 \times 2$

- **Θέρμανση πισίνας:** Το φορτίο της πισίνας διακρίνεται σε δύο επιμέρους, το φορτίο για τη διατήρηση της θερμοκρασίας της στη μόνιμη κατάσταση και το φορτίο θέρμανσης της πισίνας μετά από περίοδο αχρηστίας (heat-up load). Η διαστασιολόγηση του συστήματος γίνεται με το μεγαλύτερο, δηλ. το φορτίο θέρμανσης της πισίνας και συγκεκριμένα κατά την περίοδο του χειμώνα. Για τον υπολογισμό, αγνοούνται οι θερμικές απώλειες και τα θερμικά κέρδη της πισίνας, όπως οι απώλειες ακτινοβολίας, εξάτμισης, συναγωγής με τον αέρα και το έδαφος και τα ηλιακά κέρδη αντίστοιχα. Έτσι, το θερμικό φορτίο της πισίνας υπολογίζεται ως:

$$\dot{Q}_p = \rho_w V_p c_{p,w} \frac{\Delta T_p}{\Delta t_{heat-up}} \quad (52)$$

όπου ρ_w η πυκνότητα του νερού, η οποία λαμβάνεται ίση 1000 kg/m^3 , V_p ο όγκος του νερού της πισίνας, ΔT_p η θερμοκρασιακή αύξηση της πισίνας και $\Delta t_{heat-up}$ το χρονικό διάστημα θέρμανσής της.

Όσον αφορά την αύξηση της θερμοκρασίας ΔT_p , οι συνθήκες θερμικής άνεσης ορίζουν θερμοκρασία νερού $25\text{-}28 \text{ }^\circ\text{C}$. Έτσι, υποτίθεται επιθυμητή θερμοκρασία $26 \text{ }^\circ\text{C}$. Επίσης, η διαστασιολόγηση γίνεται για χειμώνα, οπότε θεωρείται αρχική θερμοκρασία πισίνας ίση με $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Συνεπώς:

$$\Delta T_p = 16 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Το χρονικό διάστημα θέρμανσης της πισίνας τίθεται ίσο με 24 h για τη διαστασιολόγηση των λεβήτων και 48 h για τη διαστασιολόγηση των συλλεκτών, ώστε να μην αυξηθεί υπέρμετρα η συλλεκτική επιφάνεια.

Βάσει των παραπάνω και σύμφωνα με τα δεδομένα του Πίνακα 31:

$$\dot{Q}_p = 55.8 \text{ kW} , \text{ για τους λέβητες}$$

$$\dot{Q}_p = 27.9 \text{ kW} , \text{ για τους ηλιακούς συλλέκτες}$$

Τέλος, η θερμοκρασία του νερού προσαγωγής τίθεται ίση με $35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Οι παραπάνω τιμές των θερμικών φορτίων και των θερμοκρασιών προσαγωγής τους παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον ακόλουθο Πίνακα και βάσει αυτών γίνεται στη συνέχεια η διαστασιολόγηση των εξαρτημάτων του υφιστάμενου και του τροποποιημένου συστήματος (Σχήματα 27-29).

Πίνακας 33: Θερμικά φορτία και θερμοκρασίες προσαγωγής τους.

Φορτίο	Ισχύς (kW)	Θερμοκρασία προσαγωγής (°C)
ZNX	6.5	45
Ενδοδαπέδια θέρμανση	20.0	35
Πισίνα για λέβητες	55.8	35
Πισίνα για ηλιακούς συλλέκτες	27.9	35

5.1 Υφιστάμενο σύστημα

- **Ηλιακοί συλλέκτες:** Η επιλογή συνίσταται στην εκλογή τόσο της συλλεκτικής επιφάνειας όσο και του ακριβούς μοντέλου τους. Αναφορικά με την τεχνολογία του συλλέκτη, επιλέγονται συλλέκτες κενού, όπως επισημάνθηκε στο Κεφάλαιο 1. Συγκεκριμένα, επιλέγεται ο τύπος Vitosol 200-T SD2 της εταιρίας Viessmann [86], ο οποίος απεικονίζεται στο Σχήμα 63. Η συλλεκτική επιφάνεια του συλλέκτη επιλέγεται στη συνέχεια βάσει της συνολικής συλλεκτικής επιφάνειας του συστήματος, υποθέτοντας παράλληλη σύνδεση των συλλεκτών. Η συνολική συλλεκτική επιφάνεια $A_{c,ολ}$ υπολογίζεται έτσι ώστε να καλύπτεται το συνολικό θερμικό φορτίο το οποίο, σύμφωνα με τον Πίνακα 33, είναι:

$$\dot{Q}_{c,ολ} = 54.4 \text{ kW}.$$

Η $A_{c,ολ}$ υπολογίζεται, σύμφωνα με τους κατασκευαστές, για ανηγμένη ισχύ εξόδου $q_{c,out}$ ίση με 600 W/m^2 [85], τιμή η οποία αντιστοιχεί κυρίως σε ανοιξιάτικους και καλοκαιρινούς μήνες, με αποτέλεσμα να αποφεύγεται η υπερδιαστασιολόγηση των συλλεκτών. Συνεπώς, προκύπτει:

$$A_{c,ολ} = \frac{\dot{Q}_{c,ολ}}{q_{c,out}} = 90.67 \text{ m}^2.$$

Ωστόσο, ο τύπος που επιλέχθηκε διατίθεται σε τρία μοντέλα, 1,2 και 3 m^2 με συλλεκτική επιφάνεια $A_{c,1}$ ίση με 1.03, 2.05 και 3.07 m^2 αντίστοιχα. Για την ελαχιστοποίηση του πλήθους των συλλεκτών, επιλέγεται το μοντέλο των 3 m^2 , βασικά χαρακτηριστικά του οποίου δίνονται στον Πίνακα 34. Επομένως, προκύπτει η τελική συλλεκτική επιφάνεια και το πλήθος N_c των συλλεκτών:

$$A_{c,ολ} = 92.1 \text{ m}^2, N_c = 30.$$



Σχήμα 63: Ηλιακός συλλέκτης κενού Vitosol 200-T SD2, 2 m^2 της εταιρίας Viessmann.

Πίνακας 34: Τεχνικά χαρακτηριστικά ηλιακού συλλέκτη Vitosol 200-T SD2, 3 m^2 .

Μέγεθος	Τιμή
Πλήθος σωλήνων	30
Συλλεκτική επιφάνεια (m^2)	3.07
Οπτικός βαθμός απόδοσης	0.832
Συντελεστής θερμικών απωλειών ($\text{W/m}^2\text{K}$)	1.87
Χωρητικότητα (l)	6.2
Ρευστό	Tyfofor LS (45 % κ.ο. γλυκόλη)

- **Λέβητες:** Τα βασικά στοιχεία κατά την επιλογή τους είναι η ισχύς τους, η δυνατότητα ρύθμισής της, η απόδοσή και η πτώση πίεσης. Συγκεκριμένα, επιλέγονται τα εξής:
 - **Ισχύς:** Σύμφωνα με τον Πίνακα 33, το συνολικό φορτίο με το οποίο γίνεται η διαστασιολόγησή τους είναι 82.3 kW . Επομένως, η συνολική ωφέλιμη ισχύς των λέβητων πρέπει να υπερβαίνει αυτήν την τιμή. Επιπρόσθετα, επιλέγεται η τοποθέτηση δύο λέβητων οι οποίοι λειτουργούν παράλληλα και η ωφέλιμη ισχύς του ενός προσεγγίζει το $1/3$ της συνολικής. Η επιλογή αυτή γίνεται ώστε, όταν δεν υπάρχουν και τα 3 φορτία ή γενικότερα, όταν το φορτίο είναι χαμηλό, να λειτουργεί μόνο ο ένας λέβητας. Στην περίπτωση που υπήρχε μόνο ένας λέβητας μεγαλύτερης ισχύος, ενδέχεται το συνολικό φορτίο να είναι μικρότερο της ελάχιστης ισχύος λειτουργίας του λέβητα με αποτέλεσμα να μην είναι αποδοτική η λειτουργία του.
 - **Ρύθμιση ισχύος:** Προκειμένου να αυξηθεί η ευελιξία στη λειτουργία τους, επιλέγονται λέβητες με αναλογικό καυστήρα, ώστε η ισχύς εξόδου τους να ρυθμίζεται σύμφωνα με το φορτίο, εξασφαλίζοντας έτσι συνεχή και επομένως αποδοτικότερη λειτουργία τους.
 - **Απόδοση:** Για μεγαλύτερη απόδοση, επιλέγεται λέβητας συμπίκνωσης καυσαερίων. Γι' αυτόν το λόγο, δίνεται έμφαση σε λέβητες αερίου χαμηλών θερμοκρασιών.
 - **Πτώση πίεσης:** Επιλέγεται ο λέβητας με τη μικρότερη δυνατή πτώση πίεσης ώστε να προκύψει μικρό μέγεθος κυκλοφορητή.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, επιλέγεται ο τύπος Vitocrossal 300 της εταιρίας Viessmann [86] (Σχήμα 64) και ειδικότερα, τα μοντέλα CU3A-35 και CU3A-57 με ονομαστική ισχύ εξόδου 34.0 και 54.2 kW αντίστοιχα. Οι λέβητες αυτοί είναι λέβητες αερίου συμπίκνωσης με ανοξείδωτο εναλλάκτη θερμότητας και ενσωματωμένο αναλογικό καυστήρα.

Όσον αφορά τη συνδεσμολογία τους στο σύστημα, αυτή φαίνεται στο Σχήμα 27. Η ανάμιξη των ρευμάτων τους γίνεται με τέτοιο τρόπο ώστε, όταν και οι δύο λειτουργούν στο μέγιστό τους φορτίο, η παροχή κάθε λέβητα να μην υπερβαίνει τη μέγιστή του (3000 και 5200 l/h για CU3A-35 και CU3A-57 αντίστοιχα).



Σχήμα 64: Τομή λέβητα αερίου Vitocrossal 300 της εταιρίας Viessmann.

- **Δοχείο θερμικής αποθήκευσης:** Επιλέγεται ο τύπος Vitocell 340-M της εταιρίας Viessmann [86], ο οποίος παρουσιάζεται στο Σχήμα 65. Πρόκειται για δοχείο με διπλό εναλλάκτη θερμότητας, εκ των οποίων ο μικρότερος συνδέεται με τη θερμική πηγή (π.χ. ηλιακοί συλλέκτες), ενώ ο μεγαλύτερος είναι ανοξείδωτος, διαρρέεται από το νερό χρήσης και φέρει πτυχώσεις για αύξηση της επιφάνειας συναλλαγής του. Το δοχείο αυτό δεν είναι δοχείο διαστρωμάτωσης διότι, οι θερμοκρασίες προσαγωγής των φορτίων είναι πανομοιότυπες και χαμηλές ($35 \text{ }^\circ\text{C}$).

Σχετικά με τη χωρητικότητά του, αυτή εκλέγεται βάσει της επιφάνειας του εναλλάκτη των συλλεκτών. Αυτός ο τύπος δοχείου παρέχεται με χωρητικότητες 750 και 950 l, με επιφάνεια εναλλάκτη 1.8 και 2.1 m² αντίστοιχα. Η διαδικασία που εφαρμόζεται είναι η ακόλουθη:

Η θερμότητα που συναλλάσσεται στον εναλλάκτη μεταξύ του υγρού των συλλεκτών και του νερού του δοχείου υπολογίζεται ως:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (53)$$

όπου U ο συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, A η επιφάνεια του εναλλάκτη και ΔT_{lm} η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των συναλλασσόμενων ρευμάτων. Έπειτα, γίνονται οι εξής απλοποιήσεις, ώστε να προκύψουν σχέσεις αναλογίας:

- Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας περιλαμβάνει το συντελεστή συναγωγής του υγρού των συλλεκτών, ο οποίος λαμβάνεται προσεγγιστικά ανάλογος της παροχής \dot{V}_c και της θερμοκρασίας προσαγωγής T_c των συλλεκτών, δηλ.

$$U \propto \dot{V}_c \cdot T_c \quad (54)$$

- Θεωρώντας σταθερή διαφορά θερμοκρασίας στο υγρό των συλλεκτών εκατέρωθεν του δοχείου, η λογαριθμική διαφορά θεωρείται προσεγγιστικά ανάλογη της διαφοράς θερμοκρασίας στο δοχείο, δηλ.

$$\Delta T_{lm} \propto \Delta T_{\text{tank}} \quad (55)$$

Έτσι, για τον ίδιο εναλλάκτη, σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (δείκτες 1,2), η επιφάνεια συναλλαγής που απαιτείται προκύπτει από τα παραπάνω ως:

$$A_2 = A_1 \frac{\dot{V}_{c,1}}{\dot{V}_{c,2}} \frac{T_{c,1}}{T_{c,2}} \frac{\Delta T_{\text{tank},1}}{\Delta T_{\text{tank},2}} \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} \quad (56)$$

Η παραπάνω σχέση εξήχθη, διότι ο κατασκευαστής δεν παρέχει στοιχεία απόδοσης του εναλλάκτη των συλλεκτών συναρτήσει της παροχής και της θερμοκρασίας τους. Αντιθέτως, δίνονται στοιχεία για τον εναλλάκτη των συλλεκτών του δοχείου αποθήκευσης ZNX, Vitocell 100-B των 300 l της ίδιας εταιρίας. Συγκεκριμένα, δίνεται ότι για παροχή και θερμοκρασία προσαγωγής συλλεκτών 5 m³/h και 80 °C αντίστοιχα και αύξηση της θερμοκρασίας του δοχείου από 10 σε 45 °C, η ισχύς του εναλλάκτη είναι 44 kW, ενώ η επιφάνειά του είναι 1.5 m². Εφαρμόζοντας την εξίσωση (56), προκύπτει η απαιτούμενη επιφάνεια του εναλλάκτη και άρα η χωρητικότητα του δοχείου. Οι τιμές που εισάγονται είναι οι εξής:

- Παροχή: υπολογίζεται σύμφωνα με την ανηγμένη παροχή \dot{m}/A_c των συλλεκτών, η οποία λαμβάνει τιμές 0.01–0.02 kg/s · m². Έτσι, για $\dot{m}/A_c = 0.015 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$, $\rho_c = 1000 \text{ kg/m}^3$ και $A_c = 92.1 \text{ m}^2$, προκύπτει:

$$\dot{V}_{c,2} = 4.973 \text{ m}^3/\text{h}.$$

- Θερμοκρασία προσαγωγής $T_{c,2} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Θερμοκρασιακό εύρος δοχείου $\Delta T_{\text{tank},2} = 45 - 10 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Ισχύς εναλλάκτη ίση με το συνολικό φορτίο των συλλεκτών, δηλ. $\dot{Q}_{c,2} = 54.4 \text{ kW}$.

Συνεπώς, η επιφάνεια του εναλλάκτη των συλλεκτών είναι:

$$A_2 = 1.5 \frac{5.0}{4.973} \frac{80}{80} \frac{35}{35} \frac{54.4}{44.0} = 1.84 \text{ m}^2.$$

Η επιφάνεια αυτή αντιστοιχεί στο μοντέλο των 750 l, ο εναλλάκτης του οποίου έχει επιφάνεια 1.8 m². Συμπερασματικά, επιλέγεται το δοχείο Vitocell 340-M των 750 l.



Σχήμα 65: Τομή δοχείου θερμικής αποθήκευσης Vitocell 340-M της εταιρίας Viessmann.

- **Δοχεία διαστολής (expansion vessels):** Πρωταρχικός σκοπός του δοχείου διαστολής είναι η διατήρηση της πίεσης ενός κυκλώματος κάτω από μία μέγιστη τιμή, παραλαμβάνοντας τις διαστολές που υφίσταται το νερό λόγω της θέρμανσής του ή γενικότερα, λόγω αύξησης της πίεσης του κυκλώματος. Διακρίνονται δύο τύποι, αυτά που εγκαθίστανται σε κυκλώματα θέρμανσης, συλλεκτών και γενικότερα μη πόσιμου νερού και αυτά των κυκλωμάτων του νερού χρήσης. Τα πρώτα λειτουργούν με διάφραγμα, ενώ τα δεύτερα με φούσκα. Εκτός αυτών των διαφορών, διαφορές εντοπίζονται και στη διαστασιολόγησή τους, δηλ. τον καθορισμό της ελάχιστης χωρητικότητάς τους $V_{n,\min}$. Οι υπολογισμοί γίνονται σύμφωνα με το πρότυπο EN 12828 και είναι οι εξής για κάθε τύπο:

- Δοχεία κυκλωμάτων θέρμανσης:

$$V_{n,\min} = (e \cdot V_a + V_v) \frac{p_e}{p_e - p_a} \quad (57)$$

όπου:

- e ο συντελεστής θερμικής διαστολής του υγρού του εκάστοτε κυκλώματος στη μέγιστη θερμοκρασία του, ο οποίος δίνεται στον Πίνακα 35 συναρτήσει της θερμοκρασίας, τόσο για καθαρό νερό όσο και για μίγμα 50 % κ.ο. νερού-γλυκόλης.
- V_a ο όγκος του κυκλώματος.
- V_v ο αρχικός όγκος υγρού στο δοχείο, για τον οποίο:

$$V_v = 0.005 V_a \quad (58)$$

και $V_{v,\min} = 3 l$.

- p_a η απόλυτη αρχική πίεση στην πλευρά του αερίου, δηλ.

$$p_a = p_0 + 1 \quad (59)$$

όπου:

$$p_0 = p_{st} + 0.3 \text{ [bar]} \quad (60)$$

και p_{st} η υδροστατική πίεση που αντιστοιχεί στην υψομετρική διαφορά Δh_{st} μεταξύ του δοχείου διαστολής και του υψηλότερου σημείου του κυκλώματος, για την οποία προσεγγιστικά:

$$p_{st} = 0.1 \Delta h_{st} \quad (61)$$

- p_e η μέγιστη απόλυτη πίεση στην πλευρά του αερίου, η οποία προκύπτει από τη σχετική πίεση ρύθμισης της βαλβίδας ασφαλείας p_{sv} ως:

$$p_e = \begin{cases} (p_{sv} - 0.5) + 1, & p_{sv} \leq 5 \text{ bar} \\ 0.9 p_{sv} + 1, & p_{sv} > 5 \text{ bar} \end{cases} \text{ [bar]} \quad (62)$$

Από την εξίσωση (57) υπολογίζεται ο ελάχιστος όγκος του δοχείου διαστολής και έπειτα τυποποιείται στον όγκο V_n . Τα τυποποιημένα μεγέθη των δοχείων διαστολής για κυκλώματα θέρμανσης είναι 8, 12, 18, 25, 35, 50, 80, 100, 140, 200, 250, 300, 400, 500 και 600 l.

Γι' αυτήν την τιμή του όγκου, υπολογίζεται εν συνεχεία η σχετική αρχική πίεση του δοχείου σύμφωνα με τη σχέση:

$$p_{mi} = \frac{p_e}{1 + \frac{e \cdot V_a}{V_n} \frac{p_e}{p_a}} - 1 \quad (63)$$

Η πίεση αυτή πρέπει να ικανοποιεί τη συνθήκη:

$$p_{mi} \geq p_0 + 0.3 \quad (64)$$

Σε αντίθετη περίπτωση, επαναλαμβάνονται οι υπολογισμοί με την αμέσως μεγαλύτερη χωρητικότητα μέχρις ότου ικανοποιείται η σχέση (64).

Πίνακας 35: Συντελεστής θερμικής διαστολής (%) συναρτήσει θερμοκρασίας και τύπου υγρού [87].

Υγρό/Θερμοκρασία (°C)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Καθαρό νερό	0	0.1	0.2	0.4	0.8	1.2	1.7	2.3	2.9	3.6	4.3	5.2	6.0
50 % κ.ο. γλυκόζη	1.2	1.5	1.8	2.0	2.4	2.8	3.3	3.9	4.5	5.2	5.9	6.7	7.6

- Δοχεία ηλιακών συλλεκτών:

$$V_{n,\min} = (e \cdot V_a + V_v + V_{col}) \frac{p_e}{p_e - p'_a} \quad (65)$$

όπου V_{col} η συνολική χωρητικότητα των συλλεκτών και p'_a η απόλυτη αρχική πίεση στην πλευρά του αερίου, για την οποία:

$$p'_a = p_{st} + 0.2 + p_{sat,rel}(T_{\max}) + 1 \quad (66)$$

όπου $p_{sat,rel}$ η σχετική πίεση κορεσμού στη μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας του κυκλώματος, η οποία δίνεται στον Πίνακα 36, συναρτήσει της θερμοκρασίας, τόσο για καθαρό νερό όσο και για μίγμα 47 % κ.ο. νερού-γλυκόλης.

Πίνακας 36: Σχετική πίεση κορεσμού (*bar*) συναρτήσει θερμοκρασίας και τύπου υγρού [88].

Υγρό/Θερμοκρασία (°C)	106	110	120	130	140	150
Καθαρό νερό	0.25	0.43	0.99	1.70	2.62	3.76
47 % κ.ο. γλυκόλη	0.04	0.19	0.66	1.26	2.02	2.98

Τα δοχεία εκλέγονται με τον ίδιο τρόπο με τα δοχεία θέρμανσης, δηλ. ο όγκος να υπερβαίνει την ελάχιστη χωρητικότητα της εξίσωσης (65) και συγχρόνως να ικανοποιείται η συνθήκη (64). Τέλος, σημειώνεται ότι τα τυποποιημένα μεγέθη είναι ίδια με αυτά των δοχείων θέρμανσης που αναφέρθηκαν προηγουμένως.

- Δοχεία νερού χρήσης:

$$V_{n,\min} = e \cdot V_{sp} \frac{P_e}{P_e - P_a} \quad (67)$$

όπου:

$$\text{➤} \quad e = e(T_{DHW,out}) - e(T_{DHW,in}) \quad (68)$$

- V_{sp} ο όγκος του ZNX που αποθηκεύεται και ο οποίος στην προκειμένη περίπτωση αντιστοιχεί στον όγκο νερού στον εναλλάκτη ZNX του buffer, προσαυξημένο κατά τον όγκο των σωληνώσεων μέχρι την τελική χρήση, ο οποίος θεωρείται προσεγγιστικά ίσος με 20 l.

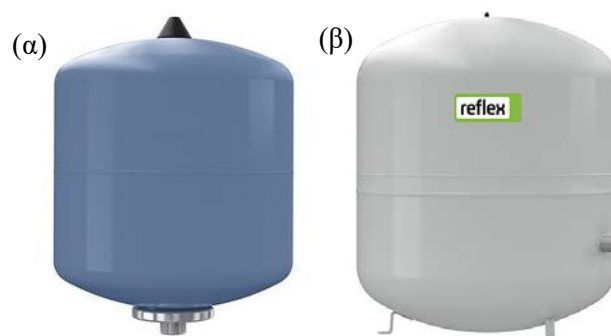
$$\text{➤} \quad p_a = p_{rv} + 1 \quad (69)$$

όπου p_{rv} η σχετική πίεση ρύθμισης της βαλβίδας μείωσης πίεσης.

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση (67), προσδιορίζεται ο ελάχιστος όγκος του δοχείου διαστολής ο οποίος τυποποιείται στις χωρητικότητες 8, 12, 18, 25, 33, 50, 60, 80, 100, 200, 300, 400 και 500 l που διατίθενται για κυκλώματα πόσιμου νερού.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, απαιτείται η γνώση του όγκου κάθε κυκλώματος. Ωστόσο, αυτό προϋποθέτει τη γνώση της πλήρους διάταξής του, η οποία δεν είναι γνωστή. Έτσι, ο όγκος κάθε κυκλώματος τίθεται ίσος με τον όγκο του κυρίου εξοπλισμού του, προσαυξημένος κατά 150 l τα οποία αντιστοιχούν σε σωληνώσεις και λοιπά στοιχεία.

Επιλέγονται δοχεία της εταιρίας Reflex [89] και συγκεκριμένα οι τύποι Refix DE για το νερό χρήσης και Reflex NG για τα κυκλώματα θέρμανσης και συλλεκτών, οι οποίοι φαίνονται στο επόμενο Σχήμα.



Σχήμα 66: Δοχεία διαστολής της εταιρίας Reflex. (α) Refix DE, (β) Reflex NG.

Στο αρχικό σύστημα τοποθετούνται ένα δοχείο θέρμανσης, ένα δοχείο συλλεκτών και ένα δοχείο νερού χρήσης. Οι τιμές που εισάγονται για τον προσδιορισμό του όγκου κάθε δοχείου, καθώς και τα δοχεία που εκλέγονται παρουσιάζονται στους επόμενους Πίνακες. Σημειώνεται ότι για το υγρό των συλλεκτών, το οποίο είναι μίγμα 45 % κ.ο. νερού-γλυκόλης, τιμές λαμβάνονται από τους Πίνακες 35,36 για 50 % και 47 % κ.ο. μίγμα νερού-γλυκόλης, αντίστοιχα.

Πίνακας 37: Προσδιορισμός δοχείων διαστολής κυκλωμάτων θέρμανσης και συλλεκτών υφιστάμενου συστήματος.

Κύκλωμα	Τύπος υγρού	T_{max} (°C)	p_{st} (bar)	p_{sv} (bar)	V_a (l)	p_{ini} (bar)	Δοχείο
Buffer	Καθαρό νερό	100	1.0	3.0	1499	1.65	Reflex NG 300
Συλλέκτες	45 % κ.ο. γλυκόλη	110	1.5	6.0	448	4.49	Reflex NG 400

Πίνακας 38: Προσδιορισμός δοχείου διαστολής κυκλώματος νερού χρήσης υφιστάμενου συστήματος.

Κύκλωμα	Τύπος υγρού	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	p_{sv} (bar)	p_{rv} (bar)	V_{sp} (l)	Δοχείο
Νερό χρήσης	Καθαρό νερό	10	60	6.0	4.0	50	Refix DE 8

- **Βαλβίδες ασφαλείας:** Κατά την εκλογή τους, πρέπει να οριστεί αφενός η πίεση ρύθμισής τους και αφετέρου η διατομή εξόδου, ώστε να μπορεί να απαχθεί η απαιτούμενη παροχή υγρού, σε περίπτωση υπέρβασης της μέγιστης πίεσης του κυκλώματος. Η διαστασιολόγηση γίνεται βάσει του προτύπου DIN 3320. Συγκεκριμένα, για εφαρμογές υγρών, όπως στην προκειμένη περίπτωση, η ελάχιστη διατομή εξόδου υπολογίζεται ως:

$$A_{o,\min} [mm^2] = \frac{0.621 \dot{m}_d [kg/h]}{\alpha_w \sqrt{\rho [kg/m^3] \cdot \Delta p [bar]}} \quad (70)$$

όπου:

- \dot{m}_d η απαγόμενη παροχή μάζας, η οποία υπολογίζεται ως εξής:
 - Στα κυκλώματα θέρμανσης και συλλεκτών όπου συμβαίνει θερμική διαστολή, θεωρείται ίση με την επιπλέον παροχή λόγω θερμικής διαστολής, δηλ.

$$\dot{m}_d = e \cdot \dot{m} \quad (71)$$

όπου e από τον Πίνακα 35 και \dot{m} η παροχή μάζας σχεδιασμού του εκάστοτε κυκλώματος.

- Στα κυκλώματα νερού χρήσης, η υπερπίεση δεν οφείλεται τόσο στη θερμική διαστολή, όσο στην αύξηση της πίεσης του δικτύου. Έτσι, η παροχή αυτή τίθεται αυθαίρετα ίση με το μισό της παροχής ZNX, δηλ.

$$\dot{m}_d = 0.5 \dot{m}_{DHW} \quad (72)$$

- α_w ο συντελεστής εκροής ο οποίος, για βαλβίδα ελατηρίου ισούται με 0.65[90].
- ρ η πυκνότητα του νερού (προσεγγιστικά 1000 kg/m^3).
- Δp η διαφορά πίεσης πλήρους ανοίγματος και πίεσης εξόδου. Για βαλβίδες ελατηρίου, η πίεση πλήρους ανοίγματος ισούται με $1.1 p_{sv}$ [91]. Επίσης, η έξοδος γίνεται στην ατμόσφαιρά, οπότε η πίεση εξόδου είναι μηδενική. Συνεπώς:

$$\Delta p = 1.1 p_{sv} \quad (73)$$

Επομένως, πρέπει να οριστούν οι ονομαστικές παροχές κάθε κυκλώματος, ενώ οι σχετικές πιέσεις p_{sv} ορίστηκαν κατά τη διαστασιολόγηση των δοχείων διαστολής. Ως ονομαστική παροχή θεωρείται η μέγιστη κάθε κυκλώματος, επομένως:

- Ενδοδαπέδια θέρμανση: Από τα δεδομένα του Πίνακα 32, προκύπτει:

$$\dot{m}_{UFH} = 10 \cdot \frac{200}{100} \cdot 2.5 \frac{1}{60} = 0.833 \text{ kg/s} .$$

- Λέβητες: Λαμβάνεται το άθροισμα των παροχών των λεβήτων για τη μέγιστη ισχύ εξόδου τους και διαφορά θερμοκρασίας 20 °C. Δηλ.:

$$\dot{m}_b = \sum_{i=1}^2 \dot{m}_{b,i} = \sum_{i=1}^2 \frac{\dot{Q}_{out,i} [kW]}{4.187 \cdot 20} \quad (74)$$

Αντικαθιστώντας τις ονομαστικές ισχύες 34.0, 54.2 kW προκύπτει:

$$\dot{m}_b = 1.053 \text{ kg/s}.$$

- Πισίνα: Ομοίως με τους λέβητες, με τη διαφορά ότι η ισχύς είναι 55.8 kW και η διαφορά θερμοκρασίας τίθεται ίση με 10 °C. Έτσι:

$$\dot{m}_p = 1.333 \text{ kg/s}.$$

- Συλλέκτες: Υπολογίζεται από τη μέγιστη ανηγμένη παροχή $\dot{m}/A_c = 0.02 \text{ kg/s} \cdot m^2$. Συνεπώς:

$$\dot{m}_c = 1.842 \text{ kg/s}.$$

- ZNX: Υπολογίστηκε στην αρχή του κεφαλαίου:

$$\dot{m}_{DHW} = 160 \text{ kg/h}.$$

Συγκεντρωτικά οι παραπάνω παροχές δίνονται στον Πίνακα 39, όπου συμπεριλαμβάνεται και το άθροισμα των παροχών της ενδοδαπέδιας, των λεβήτων και της πισίνας, ως η παροχή του buffer.

Πίνακας 39: Ονομαστικές παροχές μάζας κυκλωμάτων υφιστάμενου συστήματος.

Κύκλωμα	Παροχή (kg/s)
Ενδοδαπέδια θέρμανση	0.833
Λέβητες	1.053
Εναλλάκτης πισίνας	1.333
Buffer	3.219
Ηλιακοί συλλέκτες	1.842
ZNX	0.044

Στον Πίνακα 40 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των παραπάνω υπολογισμών για κάθε κύκλωμα του αρχικού συστήματος. Όπως φαίνεται, όλες οι βαλβίδες ασφαλείας μπορούν να έχουν διατομή εξόδου 1/2". Ωστόσο, στους συλλέκτες τοποθετείται βαλβίδα με διατομή εξόδου 3/4" λόγω συστάσεων του κατασκευαστή [85]. Ο λόγος για τον οποίον τοποθετούνται βαλβίδες ασφαλείας, εκτός από την είσοδο και στην έξοδο των συλλεκτών και των λεβήτων, είναι διότι, λόγω της θέρμανσης που υφίσταται το νερό, ενδέχεται να αυξηθεί τοπικά η πίεση δίχως να αντισταθμιστεί από το δοχείο διαστολής και τη βαλβίδα ασφαλείας στην είσοδό τους.

Επιλέγονται οι βαλβίδες ελατηρίου και διαφράγματος της εταιρίας Watts [92] και πιο συγκεκριμένα, ο τύπος MSV για τα κυκλώματα θέρμανσης και νερού χρήσης και οι τύποι SV και SVE-SOL για την είσοδο και την έξοδο των συλλεκτών αντίστοιχα. Οι βαλβίδες αυτές απεικονίζονται στο Σχήμα 67.

Πίνακας 40: Ελάχιστες διάμετροι εξόδου βαλβίδων ασφαλείας κυκλωμάτων υφιστάμενου συστήματος.

Κύκλωμα	Ελάχιστη διάμετρος (mm)
Buffer	3.25
Ηλιακοί συλλέκτες	2.58
ZNX	1.09

Τέλος, εγκαθίσταται και μία βαλβίδα ασφαλείας πίεσης-θερμοκρασίας (P&T) στο buffer (Σχήμα 68). Συγκεκριμένα, τοποθετείται βαλβίδα της εταιρίας ICMA S.p.A. [93] με πίεση και θερμοκρασία ανοίγματος 3 bar και 98 °C αντίστοιχα και διατομή 3/4" (κωδικός 91266AEAF).

Συγκεντρωτικά, οι βαλβίδες ασφαλείας του υφιστάμενου συστήματος παρατίθενται στον επόμενο Πίνακα.

Πίνακας 41: Βαλβίδες ασφαλείας υφιστάμενου συστήματος.

Περιγραφή	Ποσότητα
Watts MSV 1/2" 3 bar	3
Watts MSV 1/2" 6 bar	1
Watts SV 1/2" x 3/4" 6 bar	1
Watts SVE-SOL 1/2" x 3/4" 6 bar	1
ICMA P&T 3/4" 3 bar	1



Σχήμα 67: Βαλβίδες ασφαλείας της εταιρίας Watts. (α) MSV, (β) SV, (γ) SVE-SOL.



Σχήμα 68: Βαλβίδα ασφαλείας πίεσης-θερμοκρασίας της εταιρίας ICMA S.p.A..

- **Βαλβίδες αυτόματης πλήρωσης:** Ο ρόλος τους είναι η αναπλήρωση νερού στο κύκλωμα που έχουν τοποθετηθεί, ώστε η πίεση να διατηρηθεί πάνω από μία ελάχιστη τιμή. Η απώλεια πίεσης μπορεί να οφείλεται στο άνοιγμα κάποιας βαλβίδας ασφαλείας ή γενικότερα σε κάποια διαρροή του κυκλώματος. Τοποθετείται το μοντέλο ALIMAT ALM της εταιρίας Watts [92] (Σχήμα 69), το οποίο φέρει μανόμετρο, βαλβίδα αντεπιστροφής και έχει πίεση ρύθμισης έως 4 bar. Συγκεκριμένα, τοποθετείται μία στο κύκλωμα του buffer και μία στο κύκλωμα των συλλεκτών, με πιέσεις ρύθμισης 1.5 και 2 bar, αντίστοιχα.



Σχήμα 69: Βαλβίδα αυτόματης πλήρωσης ALIMAT ALM της εταιρίας Watts.

- **Βαλβίδες αντεπιστροφής:** Οι βαλβίδες αυτού του τύπου επιτρέπουν τη διέλευση του ρευστού μόνο προς μία κατεύθυνση. Συγκεκριμένα, τοποθετούνται στην κατάθλιψη των κυκλοφορητών για αποφυγή αντιστροφής της ροής σε αυτούς και επίσης στην έξοδο των συλλεκτών, ώστε να μη δημιουργηθεί κατά τις νυχτερινές ώρες ρεύμα προς τους συλλέκτες λόγω διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ buffer και συλλεκτών, γεγονός που θα μείωνε τη θερμοκρασία του buffer.

Η επιλογή τους γίνεται έτσι, ώστε η διατομή τους να ταυτίζεται με αυτήν της αντίστοιχης σωλήνωσης. Η διατομή της σωλήνωσης υπολογίζεται έτσι, ώστε η ταχύτητα ροής να μην υπερβαίνει μία μέγιστη τιμή, η οποία στην προκειμένη περίπτωση τίθεται ίση με 1 m/s. Η ταχύτητα υπολογίζεται μέσω της παροχής όγκου Q , η οποία με τη σειρά της προκύπτει από τις παροχές μάζας του Πίνακα 39, υποθέτοντας πυκνότητα νερού 1000 kg/m^3 :

$$V = \frac{Q}{A_{in}} \quad (75)$$

όπου A_{in} η εσωτερική διατομή του σωλήνα:

$$A_{in} = \frac{\pi D_{in}^2}{4} \quad (76)$$

Όσον αφορά τους σωλήνες, οι ακόλουθοι υπολογισμοί γίνονται για σωλήνες χαλκού και όχι σιδήρου, λόγω της μικρότερης τραχύτητας που παρουσιάζουν και της γενικά καλύτερης συμπεριφοράς τους. Ωστόσο, οι διαστάσεις των χαλκοσωλήνων εκφράζονται συναρτήσει της εξωτερικής διαμέτρου και του πάχους τους κατά το πρότυπο EN 1057, εκφρασμένων σε mm (\emptyset). Αντίθετα, οι διαστάσεις των βαλβίδων αντεπιστροφής, όπως και των βαλβίδων ασφαλείας, δίνονται σε διαστάσεις σιδηροσωλήνων, οι οποίες αφορούν μία μέση διάμετρο και δίνονται σε ίντσες (NPS – Nominal Pipe Size) ή mm (DN – Diameter Nominal). Η αντιστοιχία τους φαίνεται στον Πίνακα 42, από τον οποίον προκύπτουν και οι εσωτερικές διαμέτροι των χαλκοσωλήνων, σύμφωνα με τις οποίες γίνονται οι παραπάνω υπολογισμοί. Τα αποτελέσματα ανά κλάδο παρουσιάζονται στον Πίνακα 43, ενώ στον Πίνακα 44 παρουσιάζονται συνολικά οι βαλβίδες του αρχικού συστήματος.

Οι βαλβίδες που επιλέγονται είναι ο τύπος 7040 της εταιρίας APM [94], με εξαίρεση τη βαλβίδα στην έξοδο των συλλεκτών όπου επιλέγεται ο τύπος Cim 30 της εταιρίας Cimberio [95], λόγω της μεγαλύτερης θερμοκρασίας λειτουργίας της (110 έναντι 100 °C). Οι βαλβίδες αυτές λειτουργούν με ελατήριο και φαίνονται στο Σχήμα 70.

Πίνακας 42: Αντιστοίχιση χαλκοσωλήνων νερού και σιδηροσωλήνων [96].

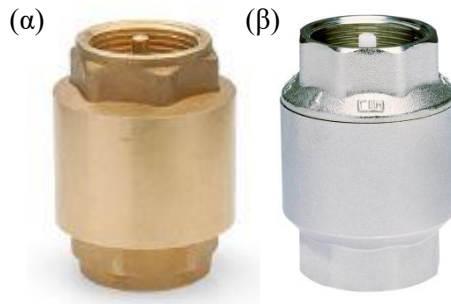
Χαλκοσωλήνας (mm)	Σιδηροσωλήνας	
	(")	(mm)
18 x 1.0	1/2	15
22 x 1.0	3/4	20
28 x 1.5	1	25
35 x 1.5	1 1/4	32
42 x 1.5	1 1/2	40
54 x 2.0	2	50
64 x 2.0	2 1/2	65
76.1 x 2.0	3	80
88.9 x 2.0	4	100
108 x 2.5	5	125

Πίνακας 43: Ελάχιστη διάμετρος σωλήνων και τυποποίηση βαλβίδων αντεπιστροφής υφιστάμενου συστήματος.

Κύκλωμα	Ελάχιστη διάμετρος (mm)	Τυποποίηση (")
Ενδοδαπέδια θέρμανση	32.6	1 1/2
Λέβητες	36.6	1 1/2
Εναλλάκτης πισίνας	41.2	2
Ηλιακοί συλλέκτες	48.4	2

Πίνακας 44: Βαλβίδες αντεπιστροφής υφιστάμενου συστήματος.

Περιγραφή	Ποσότητα
APM 7040 1 1/2"	2
APM 7040 2"	2
Cimberio Cim 30 2"	1



Σχήμα 70: Βαλβίδες αντεπιστροφής. (α) APM 7040, (β) Cim 30.

- **Τρίοδες βαλβίδες:** Όλες οι βαλβίδες πραγματοποιούν ανάμιξη και όχι διαχωρισμό της ροής. Για την εκλογή τους, πρέπει πρώτα να καθοριστεί ο τρόπος λειτουργίας τους, δηλ. αν είναι αναλογικές, οπότε κάνουν ανάμιξη των δύο ρευμάτων ή ψηφιακές, οπότε απομονώνουν το ένα από τα δύο ρεύματα. Συνεπώς, πρέπει να γίνει αναφορά σε κάθε βάνα ξεχωριστά.

Ένα επιπλέον χαρακτηριστικό τους, είναι η πτώση πίεσης που εισάγουν στην πλήρως ανοικτή θέση σε κάθε κλάδο. Το μέγεθος αυτό εξαρτάται από το συντελεστή παροχής $k_V [m^3/h]$ της βάνας ο οποίος συνδέει την παροχή και την πτώση πίεσης ως:

$$Q[m^3/h] = k_V \sqrt{\Delta p[bar]} \quad (77)$$

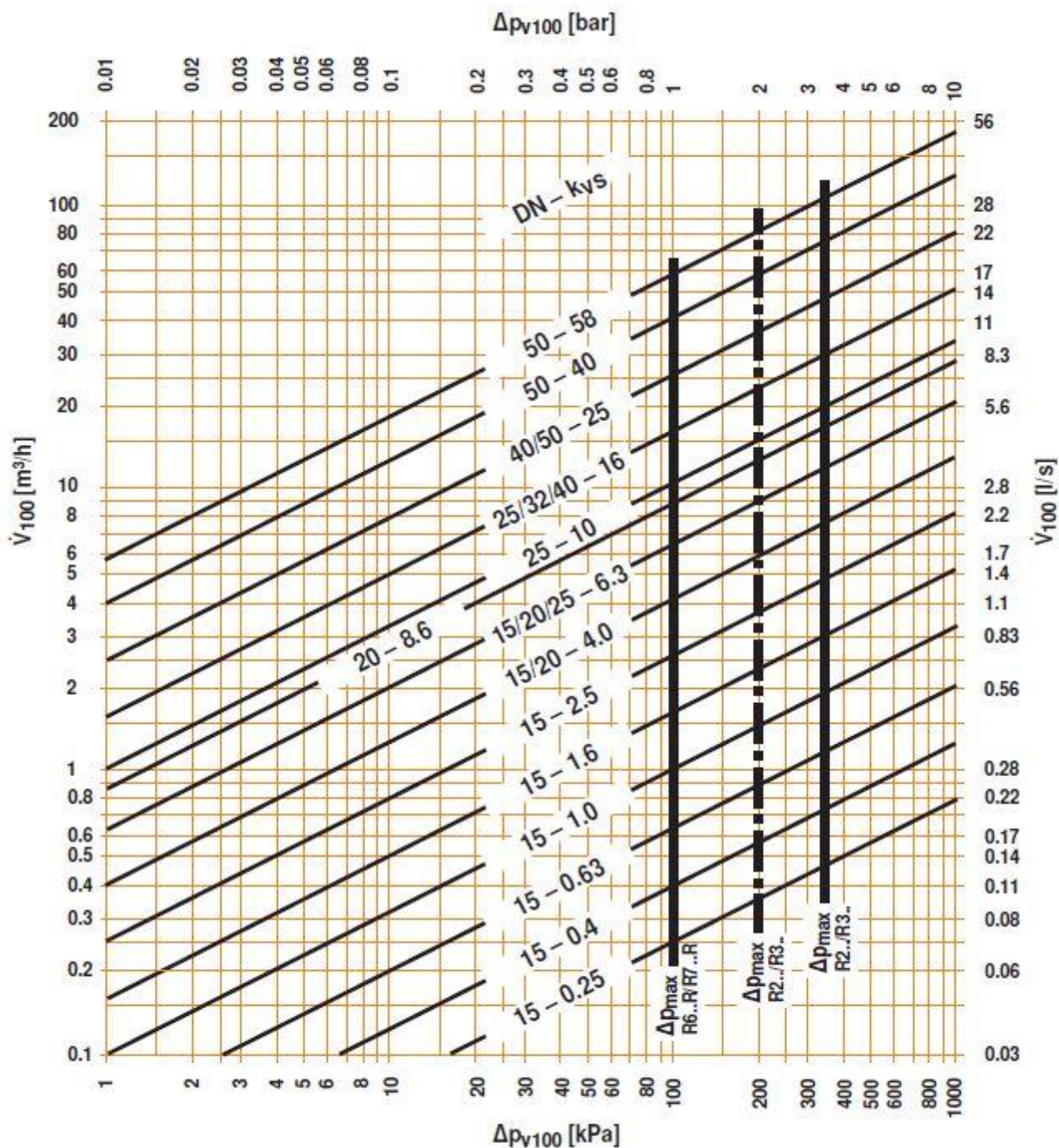
Γενικότερα, αύξηση του k_V μειώνει τις απώλειες πίεσης, αλλά ταυτόχρονα δυσχεραίνει τον έλεγχο της παροχής. Ο συμβιβασμός που γίνεται μεταξύ τους είναι η επιλογή του χαμηλότερου συντελεστή k_V θέτοντας μέγιστη πτώση πίεσης στον ευθύ κλάδο 0.1 bar.

Τέλος, από τις βάνες που ικανοποιούν τα παραπάνω, επιλέγεται αυτή με τη μικρότερη δυνατή διατομή για μείωση του κόστους.

Συνοψίζοντας, τα κριτήρια επιλογής τους είναι τα εξής:

- Τρόπος λειτουργίας: αναλογική ή ψηφιακή.
- Ελάχιστος συντελεστής παροχής k_V .
- Μέγιστη πτώση πίεσης ευθέως κλάδου 0.1 bar.
- Ελάχιστη δυνατή διατομή.

Οι βάνες που επιλέγονται είναι της εταιρίας BELIMO [97] και συγκεκριμένα, σφαιρικές βάνες με θηλυκά σπειρώματα. Πρόκειται για βάνες με στροφικό επενεργητή που λαμβάνει ηλεκτρική εντολή από το σύστημα ελέγχου. Η εκλογή γίνεται σύμφωνα με τα παραπάνω, κάνοντας χρήση του διαγράμματος του Σχήματος 71 που παρέχει ο κατασκευαστής και στο οποίο δίνεται η πτώση πίεσης συναρτήσει της παροχής και του συντελεστή παροχής k_{Vs} του ευθέως κλάδου. Οι τιμές των παροχών προκύπτουν, ομοίως, από τον Πίνακα 39. Οι κωδικοί των βανών φέρουν το πρόθεμα R30 και έπειτα τη διατομή (DN, Πίνακας 42) και το συντελεστή k_{Vs} , π.χ. R3025-10-S2 για τρίοδη βάνα με διατομές 1" και $k_{Vs} = 10 m^3/h$.

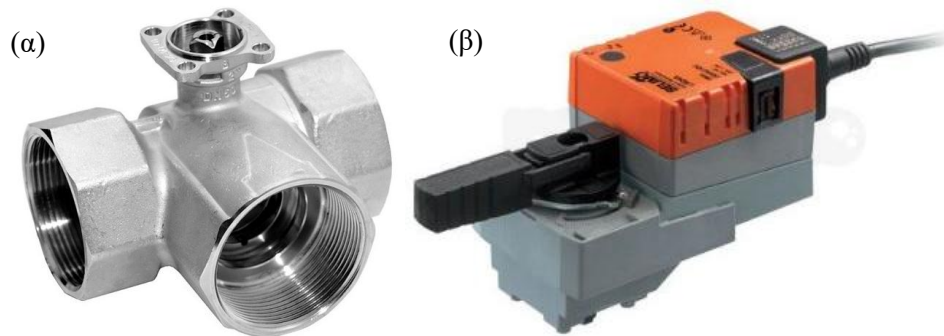


Σχήμα 71: Διάγραμμα παροχής-πτώσης πίεσης τριόδων βαλβίδων ανάμιξης της εταιρίας BELIMO.

Τέλος, εκτός από τη βάνα, πρέπει να εκλεγεί και ο επενεργητής της. Η επιλογή του συνίσταται στα εξής:

- Τρόπος λειτουργίας βάνας.
- Συμβατότητα με την επιλεγμένη βάνα.
- Τροφοδοσία: DC ή AC.
- Χρόνος πλήρους ανοίγματος από την κλειστή θέση.
- Ονομαστική ροπή.

Σύμφωνα με αυτά, από τους συμβατούς επενεργητές, επιλέγονται αυτοί με DC τροφοδοσία, χρόνο πλήρους ανοίγματος 90 s και με την ελάχιστη ροπή για μείωση του κόστους.



Σχήμα 72: Τρίοδη βάνα ανάμιξης R3032-16-S3 (α) και επενεργητής LR24A-SR (β) της εταιρίας BELIMO.

Βάσει όλων των παραπάνω, για τις βάνες κάθε κυκλώματος ισχύουν τα εξής:

- Ενδοδαπέδια θέρμανση: Ο ρόλος της είναι η ανάμιξη της προσαγωγής του δοχείου με την επιστροφή της ενδοδαπέδιας για ρύθμιση της θερμοκρασίας προσαγωγής της θέρμανσης. Συνεπώς, η λειτουργία της είναι αναλογική. Επίσης, η παροχή της ισούται με 0.833 l/s. Έτσι, επιλέγεται η βάνα R3025-10-S2 και ο επενεργητής LR24A-SR.
- Εναλλάκτης πισίνας: Ομοίως, πραγματοποιεί ανάμιξη, ενώ η παροχή είναι 1.333 l/s. Συνεπώς, επιλέγονται: R3032-16-S3 και NR24A-SR.
- Λέβητες: Ομοίως, αλλά με τη συνολική παροχή, δηλ. 1.053 l/s. Η επιλογή είναι ίδια με την πισίνα, R3032-16-S3 και NR24A-SR.
- ZNX: Η τρίοδη πριν το μίκτη (μπαταρία) ρυθμίζει τη θερμοκρασία του ζεστού νερού που προσάγεται στο μίκτη. Προκειμένου να αποφευχθεί επιπλέον αυτοματισμός, δεν τοποθετείται τρίοδη ηλεκτροβάνα, αλλά θερμομικτική βάνα η οποία ρυθμίζεται στην επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου και ρυθμίζει αυτόματα τις παροχές που οδηγούνται σε αυτήν. Συγκεκριμένα, τοποθετείται το μοντέλο 0518.1 διατομής 3/4" της εταιρίας Officine Rigamonti [98] (Σχήμα 73). Η βάνα αυτή φέρει ρακόρ, χωρίς ενσωματωμένη βαλβίδα αντεπιστροφής και έχει θερμοκρασία ρύθμισης 30-65 °C. Στην προκειμένη περίπτωση, ρυθμίζεται στους 45 °C.

Συνολικά, οι τρίοδες βάνες και οι επενεργητές του υφιστάμενου συστήματος δίνονται στον επόμενο Πίνακα.



Σχήμα 73: Θερμομικτική βαλβίδα 0518.1 της εταιρίας Officine Rigamonti.

Πίνακας 45: Τρίοδες βαλβίδες και επενεργητές υφιστάμενου συστήματος.

Περιγραφή	Ποσότητα
BELIMO R3025-10-S2 – LR24A-SR	1
BELIMO R3032-16-S3 – NR24A-SR	2
Officine Rigamonti 0518.1 3/4"	1

- **Κυκλοφορητές:** Ο ρόλος τους είναι η υπερνίκηση των απωλειών κάθε κυκλώματος, ώστε να διακινείται η επιθυμητή παροχή. Συγκεκριμένα, η εκλογή τους απαιτεί τον καθορισμό της παροχής Q και της πτώσης πίεσης H εκφρασμένης σε μανομετρικό ύψος. Η πτώση πίεσης εμφανίζεται στα εξής σημεία:
 - Σωληνώσεις και στοιχεία σωληνώσεων, λόγω της τραχύτητάς τους και της συνεκτικότητας του νερού
 - Ηλιακοί Συλλέκτες
 - Buffer
 - Λέβητες
 - Ενδοδαπέδια θέρμανση
 - Εναλλάκτης πισίνας
 - Τρίοδες βαλβίδες

Για κάθε ένα από αυτά, ισχύουν τα ακόλουθα:

- Σωληνώσεις: Οι γραμμικές απώλειες εκφράζονται συναρτήσει των χαρακτηριστικών του σωλήνα και της ροής ως:

$$H[m] = \lambda \frac{L}{D_{in}} \frac{V^2}{2g} \quad (78)$$

όπου λ ο συντελεστής γραμμικών απωλειών του σωλήνα, L , D_{in} το μήκος και η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα αντίστοιχα, V η ταχύτητα του νερού και g η επιτάχυνση της βαρύτητας (9.81 m/s^2).

Ο συντελεστής γραμμικών απωλειών προσδιορίζεται ικανοποιητικά από τη σχέση του Jain [99]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.14 - \log_{10} \left(\frac{21.25}{\text{Re}^{0.9}} + \frac{\varepsilon}{D_{in}} \right) \quad (79)$$

όπου Re ο αριθμός Reynolds και ε η απόλυτη τραχύτητα του σωλήνα η οποία, για καινούριο χαλκοσωλήνα, λαμβάνεται ίση με $1.5 \mu\text{m}$ [100]. Ο αριθμός Re ορίζεται ως:

$$\text{Re} = \frac{VD_{in}}{\nu} \quad (80)$$

όπου ν η κινηματική συνεκτικότητα του νερού, η οποία λαμβάνεται για θερμοκρασία $30 \text{ }^\circ\text{C}$, δηλ. $\nu = 8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$.

Όλα τα παραπάνω, αφορούν τις απώλειες στους σωλήνες. Ωστόσο, σε αυτές μπορούν να συμπεριληφθούν και οι απώλειες αλλαγών κατεύθυνσης (καμπύλες, ΤΑΦ) και βαλβίδων απομόνωσης και αντεπιστροφής. Συγκεκριμένα, τα στοιχεία αυτά μπορούν να εκφραστούν ως ισοδύναμο μήκος σωλήνα και να προστεθούν στο ήδη υπάρχον [101]. Οι τιμές αυτές για τα στοιχεία αυτά, συναρτήσει της ονομαστικής διαμέτρου των ισοδύναμων σιδηροσωλήνων, παρουσιάζονται στον επόμενο Πίνακα.

Πίνακας 46: Ισοδύναμο μήκος σωλήνα στοιχείων σωλήνωσης σε m σωλήνα [102].

Ονομαστική διάμετρος (")	Καμπύλη 90°	ΤΑΦ	Απομονωτική βαλβίδα	Βαλβίδα αντεπιστροφής
1/2	0.7	0.5	0.2	2.4
3/4	0.7	0.7	0.2	2.7
1	0.8	1.0	0.3	3.4
1 1/4	1.0	1.4	0.3	4.0
1 1/2	1.0	1.7	0.4	4.6
2	1.1	2.3	0.5	5.8
2 1/2	1.1	2.8	0.5	6.7
3	1.2	3.7	0.6	8.2
4	1.4	5.2	0.8	11.6

Συνεπώς, η εξίσωση (78) γίνεται:

$$H[m] = \lambda \frac{L_{eq}}{D_{in}} \frac{V^2}{2g} \quad (81)$$

όπου L_{eq} το συνολικό ισοδύναμο μήκος σωλήνωσης.

- Συλλέκτες: Από τα δεδομένα που παρέχει ο κατασκευαστής, εξάγεται η σχέση μεταξύ πτώσης πίεσης και παροχής στο συλλέκτη:

$$\log_{10} H[mbar] = -2.7464 + 1.7270 \log_{10} Q[l/h] \quad (82)$$

- Buffer: Οι πτώσεις πίεσης που απαιτούνται είναι στον εναλλάκτη των συλλεκτών και εντός του δοχείου. Οι αντίστοιχες σχέσεις είναι:

➤ Εναλλάκτης συλλεκτών:

$$\log_{10} H[mbar] = -3.9283 + 1.8380 \log_{10} Q[l/h] \quad (83)$$

➤ Δοχείο:

$$\log_{10} H[mbar] = -5.6960 + 1.9125 \log_{10} Q[l/h] \quad (84)$$

- Μικρός λέβητας:

$$\log_{10} H[m] = -1.3010 + 2.000 \log_{10} Q[m^3/h] \quad (85)$$

- Μεγάλος λέβητας:

$$\log_{10} H[m] = -1.6462 + 1.9122 \log_{10} Q[m^3/h] \quad (86)$$

- Ενδοδαπέδια: Ο κατασκευαστής ορίζει μέγιστη πτώση πίεσης ανά κύκλωμα:

$$H = 300 \text{ mbar} .$$

- Εναλλάκτης πισίνας: Λαμβάνονται δεδομένα από τον εναλλάκτη κελύφους-σωλήνων Vitotrans 200 WTT της εταιρίας Viessmann [86], ο οποίος προτείνεται για τοποθέτηση σε πισίνες. Προσεγγιστικά, τίθεται:

$$H = 50 \text{ mbar} .$$

- Τρίοδες βαλβίδες: Σύμφωνα με τον τρόπο επιλογής τους:

$$H = 100 \text{ mbar} .$$

Συνεπώς, για τη διαστασιολόγηση τίθεται αυθαίρετα σε κάθε κύκλωμα ένα μήκος σωλήνα και το πλήθος των στοιχείων του Πίνακα 46. Ακόμη, στους συλλέκτες τέθηκε επιπλέον μήκος σωλήνωσης διατομής $\varnothing 12 \times 0.7$ (ώστε ταχύτητα μικρότερη από 1 m/s), για την οποία τα μήκη του Πίνακα 46 είναι $0.6, 0.4, 0.1$ και 2.2 m αντίστοιχα [102]. Τα μήκη σωλήνων, όπως και το πλήθος καμπυλών, ΤΑΦ, βαλβίδων απομόνωσης και αντεπιστροφής που τέθηκαν για κάθε κύκλωμα φαίνονται στον Πίνακα 47. Όσον αφορά τους παράλληλους κλάδους, λαμβάνεται υπόψη αυτός με τη μέγιστη πτώση πίεσης. Οι παροχές και το μανομετρικό ύψος κάθε κυκλώματος παρατίθενται στον Πίνακα 48.

Πίνακας 47: Μήκος σωλήνων και πλήθος στοιχείων σωλήνωσης κυκλωμάτων υφιστάμενου συστήματος.

Κύκλωμα	Μήκος σωλήνα (m)	Καμπύλες 90°	ΤΑΦ	Βαλβίδες απομόνωσης	Βαλβίδες αντεπιστροφής
Συλλέκτες (Ø12)	10	5	30	5	0
Συλλέκτες σύνολο	35	8	2	4	2
Λέβητες	10	4	1	2	1
Ενδοδαπέδια	25	5	0	2	1
Πισίνα	20	4	1	2	1

Καταλήγοντας, επιλέγονται οι κυκλοφορητές της εταιρίας Wilo [103] (Σχήμα 74). Η επιλογή γίνεται βάσει των δεδομένων του Πίνακα 48 και χρησιμοποιώντας το διαθέσιμο λογισμικό της εταιρίας, Wilo-Select 4 Online [104], όπου καταχωρούνται η εφαρμογή του κυκλοφορητή (π.χ. ηλιακοί συλλέκτες), η παροχή, το μανομετρικό ύψος, ο τύπος του ρευστού και η θερμοκρασία του στη θέση του κυκλοφορητή. Τα μοντέλα που επιλέχθηκαν φαίνονται στον επόμενο Πίνακα, ενώ συνοψίζονται στον Πίνακα 49.

Πίνακας 48: Παροχή, μανομετρικό ύψος και μοντέλα κυκλοφορητών κυκλωμάτων υφιστάμενου συστήματος.

Κύκλωμα	Παροχή (l/s)	Μανομετρικό ύψος (m)	Μοντέλο κυκλοφορητή Wilo
Συλλέκτες	1.842	15.7	Stratos 40/1-16 PN 6/10
Λέβητες	1.053	1.7	Stratos 25/1-6 PN 10
Ενδοδαπέδια	0.833	4.6	Stratos-Z 25/1-8 PN 10
Πισίνα	1.333	2.1	Stratos 25/1-6 PN 10

Πίνακας 49: Κυκλοφορητές υφιστάμενου συστήματος.

Περιγραφή	Ποσότητα
Wilo Stratos 40/1-16 PN 6/10	1
Wilo Stratos 25/1-6 PN 10	2
Wilo Stratos-Z 25/1-8 PN 10	1



Σχήμα 74: Κυκλοφορητές νερού της εταιρίας Wilo. (α) Stratos 40/1-16, (β) Stratos 25/1-6, (γ) Stratos-Z 25/1-8, (δ) Yonos PICO 15/1-4.

Συνολικά, τα εξαρτήματα του υφιστάμενου ηλιακού συστήματος καθώς και το κόστος τους παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακα. Στις τιμές συμπεριλαμβάνεται Φ.Π.Α. 24 %.

Πίνακας 50: Κατάλογος και κοστολόγιο εξαρτημάτων υφιστάμενου ηλιακού συστήματος.

A/A	Περιγραφή	Μοναδιαίο κόστος (€/τμχ.)	Ποσότητα	Κόστος (€)
1	Ηλιακός συλλέκτης Viessmann Vitosol 200-T SD2, 3 m ²	2719.0	30	81570.0
2	Λέβητας Viessmann Vitocrossal 300 CU3A-35	5297.0	1	5297.0
3	Λέβητας Viessmann Vitocrossal 300 CU3A-57	7068.0	1	7068.0
4	Buffer Viessmann Vitocell 340-M 750 l	3532.0	1	3532.0
5	Δοχείο διαστολής Reflex Reflex NG 300	337.0	1	337.0
6	Δοχείο διαστολής Reflex Reflex NG 400	463.0	1	463.0
7	Δοχείο διαστολής Reflex Refix DE 8	49.0	1	49.0
8	Βαλβίδα ασφαλείας Watts MSV 1/2" 3 bar	5.6	3	16.8
9	Βαλβίδα ασφαλείας Watts MSV 1/2" 6 bar	5.6	1	5.6
10	Βαλβίδα ασφαλείας Watts SV 1/2" x 3/4" 6 bar	5.9	1	5.9
11	Βαλβίδα ασφαλείας Watts SVE-SOL 1/2" x 3/4" 6 bar	6.7	1	6.7
12	Βαλβίδα ασφαλείας ICMA P&T 3/4" 3 bar	21.2	1	21.2
13	Βαλβίδα αυτόματης πλήρωσης Watts ALIMAT ALM	22.8	2	45.6
14	Βαλβίδα αντεπιστροφής APM 7040 1 1/2"	16.5	2	33.0
15	Βαλβίδα αντεπιστροφής APM 7040 2"	24.2	2	48.4
16	Βαλβίδα αντεπιστροφής Cimberio Cim 30 2"	39.2	1	39.2
17	Τρίοδη βαλβίδα BELIMO R3025-10-S2 – LR24A-SR	269.0	1	269.0
18	Τρίοδη βαλβίδα BELIMO R3032-16-S3 – NR24A-SR	298.0	2	596.0
19	Θερμομικτική βαλβίδα Officine Rigamonti 0518.1 3/4"	67.0	1	67.0
20	Κυκλοφορητής Wilo Stratos 40/1-16 PN 6/10	2050.0	1	2050.0
21	Κυκλοφορητής Wilo Stratos 25/1-6 PN 10	644.0	2	1288.0
22	Κυκλοφορητής Wilo Stratos-Z 25/1-8 PN 10	951.0	1	951.0
Συνολικό κόστος				103759.4

5.2 Τροποποιημένο σύστημα

- **Ηλιακοί συλλέκτες:** Στο νέο σύστημα, η συλλεκτική επιφάνεια υπολογίζεται βάσει των απαιτήσεων του ατμοποιητή του ORC και όχι του συστήματος του νερού. Συγκεκριμένα, στον ατμοποιητή εισέρχεται το υγρό των συλλεκτών με παροχή 1.192 kg/s και θερμοκρασία 85 °C και εξέρχεται με 77.6 °C (Πίνακας 27). Επιδίωξη είναι η επίτευξη των παραπάνω για προσπίπτουσα ακτινοβολία G_T στους συλλέκτες που δεν υπερβαίνει τα 600 W/m² και ταυτόχρονα, η διατήρηση της ανηγμένης παροχής των συλλεκτών εντός των ορίων της (0.01 – 0.02 kg/s · m²).

Για την παραπάνω διερεύνηση απαιτούνται υπολογισμοί απόδοσης για τους συλλέκτες. Στο πρώτο στάδιο, υποτίθεται παράλληλη σύνδεση των συλλεκτών. Επομένως, οι υπολογισμοί ανάγονται σε έναν συλλέκτη. Ειδικότερα, η απόδοσή του η εκφράζει το ποσοστό μετατροπής της προσπίπτουσας στο επίπεδο του συλλέκτη ηλιακής ακτινοβολίας σε ωφέλιμη θερμότητα \dot{Q}_u , δηλ.:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{G_T A_c} \quad (87)$$

Για τους συλλέκτες Vitosol SD2 που επιλέχθηκαν, ο βαθμός απόδοσης εκφράζεται συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου T_i του υγρού και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος T_a ως:

$$\eta = \alpha_0 - \alpha_1 \frac{T_i - T_a}{G_T} \quad (88)$$

όπου α_0, α_1 ο οπτικός βαθμός απόδοσης και ο συντελεστής θερμικών απωλειών του συλλέκτη αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές λαμβάνονται από τον Πίνακα 34, όπως και άλλα χαρακτηριστικά του συλλέκτη.

Η ωφέλιμη θερμότητα \dot{Q}_u συνδέεται με τη θερμοκρασία εξόδου T_o από το συλλέκτη ως:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_1 c_p (T_o - T_i) \quad (89)$$

όπου \dot{m}_1 η παροχή σε κάθε συλλέκτη η οποία, για παράλληλη σύνδεση N_c συλλεκτών, υπολογίζεται από τη συνολική παροχή \dot{m} :

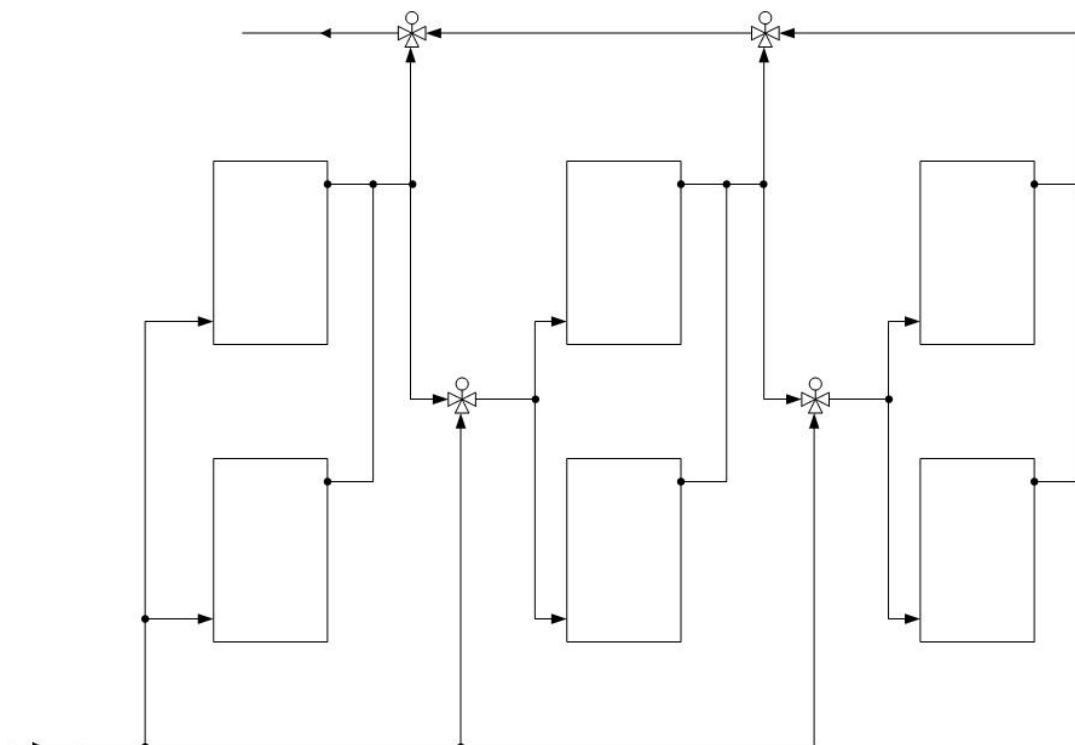
$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}}{N_c} \quad (90)$$

Στην παραπάνω σχέση, παρότι το υγρό του συλλέκτη δεν είναι καθαρό νερό αλλά μίγμα νερού-γλυκόλης, λαμβάνεται προσεγγιστικά $c_p = 4.187 \text{ kJ/kgK}$. Τέλος, οι υπολογισμοί γίνονται θεωρώντας θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Συνεπώς, για $\dot{m} = 1.192 \text{ kg/s}$, $T_i = 77.6 \text{ }^\circ\text{C}$, $A_{c,1} = 3.07 \text{ m}^2$ επιτυγχάνεται θερμοκρασία εξόδου $T_o = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ για 31 συλλέκτες, δηλ. $A_{c,ολ} = 95.17 \text{ m}^2$ και $\dot{m}/A_c = 0.0125 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$.

Προκειμένου, ωστόσο, να μην αυξηθεί το πλήθος των συλλεκτών σε σχέση με το υφιστάμενο σύστημα, επαναλαμβάνονται οι υπολογισμοί για 30 συλλέκτες. Έτσι, η επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου επιτυγχάνεται για $G_T = 610 \text{ W/m}^2$, με $\dot{m}/A_c = 0.0129 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$. Όπως φαίνεται, η αύξηση στην απαιτούμενη προσπίπτουσα ακτινοβολία είναι ανεπαίσθητη, συγκριτικά με το όριο των 600 W/m^2 . Επομένως, στο νέο σύστημα υφίστανται 30 συλλέκτες Vitosol SD2, 3 m^2 , όπως και στο αρχικό.

Τέλος, γίνεται διερεύνηση για σύστημα αλλαγής διάταξης των συλλεκτών για μεγαλύτερη αύξηση της θερμοκρασίας υπό την ίδια ακτινοβολία, ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου με μικρότερη ακτινοβολία. Η διάταξη που εξετάζεται περιλαμβάνει την τοποθέτηση συστοιχιών παράλληλων συλλεκτών με δυνατότητα σύνδεσής τους εν σειρά. Το πλήθος των εν σειρά συνδεδεμένων συστοιχιών καθορίζεται από τη θέση των τρίοδων βαλβίδων ανάμιξης, όπως ενδεικτικά φαίνεται στο Σχήμα 75, για 6 συλλέκτες και 3 συστοιχίες των 2 συλλεκτών. Σημειώνεται ότι για την παρακάτω διερεύνηση, αγνοείται ο περιορισμός της ανηγμένης παροχής.



Σχήμα 75: Σύστημα αλλαγής διάταξης ηλιακών συλλεκτών.

Αντίστοιχα με όσα σημειώθηκαν παραπάνω για ένα συλλέκτη, ορίζεται ο βαθμός απόδοσης $\eta_{\sigma\sigma\tau}$ των εν σειρά συστοιχιών ως:

$$\eta_{\sigma\sigma\tau} = \alpha_{0,\sigma\sigma\tau} - \alpha_{1,\sigma\sigma\tau} \frac{T_i - T_a}{G_T} \quad (91)$$

όπου $\alpha_{0,\sigma\sigma\tau}, \alpha_{1,\sigma\sigma\tau}$ ο οπτικός βαθμός απόδοσης και ο συντελεστής θερμικών απωλειών των εν σειρά συστοιχιών αντίστοιχα. Τα μεγέθη αυτά προκύπτουν από τα α_0, α_1 συναρτήσεων του πλήθους των εν σειρά συστοιχιών $N_{\sigma\sigma\tau}$, ως:

$$\alpha_{0,\sigma\sigma\tau} = \alpha_0 \left[\frac{1 - (1 - K)^{N_{\sigma\sigma\tau}}}{N_{\sigma\sigma\tau} K} \right] \quad (92)$$

$$\alpha_{1,\sigma\sigma\tau} = \alpha_1 \left[\frac{1 - (1 - K)^{N_{\sigma\sigma\tau}}}{N_{\sigma\sigma\tau} K} \right] \quad (93)$$

όπου:

$$K = \frac{A_{c,1} \alpha_1}{\dot{m}_1 c_p} \quad (94)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m} \frac{N_{\sigma\sigma\tau}}{N_c} \quad (95)$$

Εκτελώντας τους παραπάνω υπολογισμούς για $G_T = 610 \text{ W/m}^2$, $N_c = 30$, $T_i = 77.6 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, προκύπτουν οι παρακάτω θερμοκρασίες ανάλογα με την τιμή $N_{\sigma\sigma\tau}$:

- $N_{\sigma\sigma\tau} = 1$ (δηλ. παράλληλη σύνδεση συλλεκτών): $T_0 = 84.98 \text{ }^\circ\text{C}$.
- $N_{\sigma\sigma\tau} = 2$ (δηλ. 2 συστοιχίες των 15 συλλεκτών εν σειρά): $T_0 = 84.91 \text{ }^\circ\text{C}$.
- $N_{\sigma\sigma\tau} = 3$ (δηλ. 3 συστοιχίες των 10 συλλεκτών εν σειρά): $T_0 = 84.89 \text{ }^\circ\text{C}$.

Όπως φαίνεται, η εν σειρά σύνδεση δεν αυξάνει τη θερμοκρασία εξόδου. Αυτό συμβαίνει λόγω της μείωσης του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών εξαιτίας της αυξημένης θερμοκρασίας εισόδου τους. Το ίδιο συμπέρασμα εξάγεται και για άλλες τιμές των G_T, T_a . Συνεπώς, απορρίπτεται το παραπάνω σύστημα.

Καταλήγοντας λοιπόν, στο νέο σύστημα υφίστανται 30 συλλέκτες Vitosol SD2, 3 m^2 , παράλληλα συνδεδεμένοι.

- **Λέβητες:** Οι λέβητες είναι ίδιοι με αυτούς του υφιστάμενου συστήματος. Συγκεκριμένα, ο μικρός λέβητας (CU3A-35) έχει ονομαστική ισχύ εξόδου 34 kW . Επομένως, τοποθετείται βοηθητικά στο κύκλωμα της ενδοδαπέδιας, δεδομένου ότι η μέγιστη ισχύς της είναι 20 kW . Αυτό είναι δυνατό, διότι η μέγιστη παροχή της ενδοδαπέδιας (3000 l/h) δεν υπερβαίνει τη μέγιστη παροχή του μικρού λέβητα (επίσης 3000 l/h). Εξ' άλλου, η παροχή του λέβητα αναμένεται μικρότερη από αυτήν της ενδοδαπέδιας, λόγω των αναμιξεων που παρεμβάλλονται μεταξύ τους. Τέλος, ο δεύτερος λέβητας (CU3A-57) αξιοποιείται στο δοχείο των συλλεκτών (BUF2).
- **Δοχεία θερμικής αποθήκευσης:** Το σύστημα περιλαμβάνει δύο δοχεία, το δοχείο του ψυκτικού νερού (BUF1) και το δοχείο των συλλεκτών και του μεγάλου λέβητα (BUF2). Το BUF2 είναι το δοχείο Vitocell 340-M του αρχικού συστήματος. Όσον αφορά το BUF1, η λειτουργία του δεν είναι η συνηθισμένη, καθώς η θερμότητα δεν παρέχεται από τον εναλλάκτη των συλλεκτών, αλλά απευθείας στο δοχείο μέσω του συμπυκνωτή και του υποψύκτη. Συνεπώς, δεν εφαρμόζεται η μεθοδολογία εκλογής που ακολουθήθηκε στο

αρχικό σύστημα. Αντίθετα, η διαστασιολόγηση γίνεται βάσει του BUF2 και σύμφωνα με την ισχύ \dot{Q} και το θερμοκρασιακό εύρος ΔT των δοχείων. Συνεπώς:

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = \frac{V_1 \Delta T_1}{V_2 \Delta T_2} \quad (96)$$

όπου η θερμική ισχύς \dot{Q}_1 του BUF1 είναι το άθροισμα των φορτίων του συμπυκνωτή και του υποψύκτη. Άρα, από τον Πίνακα 21, $\dot{Q}_1 = 35.0 \text{ kW}$.

Επομένως, προκύπτει η χωρητικότητα V_1 του BUF1:

$$V_1 = 750 \frac{45 - 10}{35 - 25} \frac{35.0}{54.4} = 1689 \text{ l.}$$

Η χωρητικότητα αυτή τυποποιείται στα 2000 l. Συγκεκριμένα, επιλέγεται το δοχείο Calpak gse 1.5 Dt1/2000 l της εταιρίας Calpak [105], το οποίο φαίνεται στο επόμενο Σχήμα. Πρόκειται για δοχείο με διπλό εναλλάκτη θερμότητας κατ' αντιστοιχία με όσα αναφέρθηκαν για το δοχείο του αρχικού συστήματος (BUF2). Ομοίως, δεν είναι δοχείο διαστρωμάτωσης λόγω του πολύ μικρού θερμοκρασιακού του εύρους (25-35 °C).



Σχήμα 76: Δοχείο θερμικής αποθήκευσης Calpak gse 1.5 Dt1/2000 l της εταιρίας Calpak.

- **Δοχεία διαστολής:** Στο νέο σύστημα, δοχεία διαστολής τοποθετούνται στα δύο buffers, την ενδοδαπέδια, τους συλλέκτες και το νερό χρήσης. Συγκεκριμένα, κάθε buffer φέρει το δικό του δοχείο διαστολής, όπως και κάθε εναλλάκτης ZNX. Οι υπολογισμοί γίνονται όπως και για το αρχικό σύστημα, με κάποιες διαφοροποιήσεις, κυρίως ως προς τις μέγιστες θερμοκρασίες των κυκλωμάτων. Ειδικότερα, για το BUF2 η μέγιστη θερμοκρασία τίθεται ίση με 60 αντί για 100 °C, διότι λειτουργεί κυρίως τις ημέρες χαμηλής ηλιοφάνειας. Επιπρόσθετα, για το BUF1 ορίζεται μέγιστη θερμοκρασία 40 °C, καθώς το θερμοκρασιακό του εύρος είναι 25-35 °C. Τέλος, στην ενδοδαπέδια ορίζεται ίση με 60 °C, δεδομένου ότι η θερμοκρασία προσαγωγής της είναι 35 °C αλλά και ότι λαμβάνει θερμότητα και από το BUF2, για το οποίο ορίστηκε μέγιστη θερμοκρασία 60 °C. Οι τιμές υπολογισμού τους συνοψίζονται στους επόμενους Πίνακες, ενώ τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα στον Πίνακα 53.

Πίνακας 51: Προσδιορισμός δοχείων διαστολής κυκλωμάτων θέρμανσης και συλλεκτών νέου συστήματος.

Κύκλωμα	Τύπος υγρού	T_{max} (°C)	p_{st} (bar)	p_{sv} (bar)	V_a (l)	p_{ini} (bar)	Δοχείο
BUF1	Καθαρό νερό	40	1.0	3.0	2150	1.77	Reflex NG 100
BUF2	Καθαρό νερό	60	1.0	3.0	1420	1.77	Reflex NG 140
Ενδοδαπέδια	Καθαρό νερό	60	1.0	3.0	413	1.68	Reflex NG 35
Συλλέκτες	45 % κ.ο. γλυκόλη	110	1.5	6.0	448	4.49	Reflex NG 400

Πίνακας 52: Προσδιορισμός δοχείων διαστολής κυκλωμάτων νερού χρήσης νέου συστήματος.

Κύκλωμα	Τύπος υγρού	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	p_{sv} (bar)	p_{rv} (bar)	V_{sp} (l)	Δοχείο
Νερό χρήσης	Καθαρό νερό	10	60	6.0	4.0	50	Refix DE 8

Πίνακας 53: Δοχεία διαστολής νέου συστήματος.

Περιγραφή	Ποσότητα
Reflex NG 35	1
Reflex NG 100	1
Reflex NG 140	1
Reflex NG 400	1
Refix DE 8	2

- **Βαλβίδες ασφαλείας:** Η διαστασιολόγηση γίνεται όπως προηγουμένως, με τιμές παροχών αυτές του Πίνακα 54. Συγκεκριμένα, στο BUF1 περιλαμβάνονται οι παροχές του ψυκτικού νερού και του εναλλάκτη της πισίνας, ενώ στο BUF2 η παροχή του μεγάλου λέβητα, της ενδοδαπέδιας και του εναλλάκτη της πισίνας. Τέλος, στο BUF2 εγκαθίσταται εκ νέου βαλβίδα πίεσης-θερμοκρασίας, ενώ στο BUF1 όχι, λόγω των σημαντικά χαμηλότερων θερμοκρασιών που αναπτύσσονται σε αυτό. Οι ελάχιστες διαμέτροι εξόδου κάθε βαλβίδας ασφαλείας και τα ακριβή μοντέλα για το νέο σύστημα δίνονται στους Πίνακες 55,56.

Πίνακας 54: Ονομαστικές παροχές μάζας κυκλωμάτων νέου συστήματος.

Κύκλωμα	Παροχή (kg/s)
Ενδοδαπέδια-Μικρός λέβητας	0.833
Μεγάλος λέβητας	0.647
Εναλλάκτης πισίνας	1.333
Συμπυκνωτής-Υποψύκτης	0.837
BUF1	2.170
BUF2	2.813
Ηλιακοί συλλέκτες	1.842
ZNX	0.044

Πίνακας 55: Ελάχιστες διαμέτροι εξόδου βαλβίδων ασφαλείας κυκλωμάτων νέου συστήματος.

Κύκλωμα	Ελάχιστη διάμετρος (mm)
BUF1	1.15
BUF2	1.91
Ενδοδαπέδια θέρμανση	1.04
Ηλιακοί συλλέκτες	2.58
ZNX	1.09

Πίνακας 56: Βαλβίδες ασφαλείας νέου συστήματος.

Περιγραφή	Ποσότητα
Watts MSV 1/2" 3 bar	5
Watts MSV 1/2" 6 bar	2
Watts SV 1/2" x 3/4" 6 bar	1
Watts SVE-SOL 1/2" x 3/4" 6 bar	1
ICMA P&T 3/4" 3 bar	1

- **Βαλβίδες αυτόματης πλήρωσης:** Τοποθετούνται 4 βαλβίδες ALIMAT ALM, μία για κάθε buffer, μία στην ενδοδαπέδια και μία στους συλλέκτες με πιέσεις ρύθμισης 1.5, 1.5 και 2 bar, αντίστοιχα.
- **Βαλβίδες αντεπιστροφής:** Ομοίως, η ελάχιστη διάμετρος και η τυποποίηση των σωλήνων κάθε κυκλώματος που φέρει βαλβίδα αντεπιστροφής, όπως και το σύνολο των βαλβίδων αντεπιστροφής του νέου συστήματος φαίνονται στους επόμενους Πίνακες. Επισημαίνεται πως στην έξοδο του συμπυκνωτή και του υποψύκτη εγκαθίσταται βαλβίδα αντεπιστροφής, με την ίδια λογική που τοποθετείται και στην έξοδο των συλλεκτών.

Πίνακας 57: Ελάχιστη διάμετρος σωλήνων και τυποποίηση βαλβίδων αντεπιστροφής νέου συστήματος.

Κύκλωμα	Ελάχιστη διάμετρος (mm)	Τυποποίηση (")
Ενδοδαπέδια θέρμανση	32.6	1 1/2
Μεγάλος λέβητας	28.7	1 1/4
Εναλλάκτης πισίνας	41.2	2
Συμπυκνωτής-Υποψύκτης	32.6	1 1/2
Ηλιακοί συλλέκτες	48.4	2

Πίνακας 58: Βαλβίδες αντεπιστροφής νέου συστήματος.

Περιγραφή	Ποσότητα
APM 7040 1 1/4"	1
APM 7040 1 1/2"	3
APM 7040 2"	2
Cimberio Cim 30 2"	1

– **Τρίοδες βαλβίδες:** Όπως και για το αρχικό σύστημα, αναλύεται κάθε βάνα ξεχωριστά:

- **Ενδοδαπέδια θέρμανση:** Η παροχή είναι 0.833 l/s. Διαθέτει τρεις βάνες, μία μεταξύ προσαγωγής και επιστροφής της θέρμανσης, μία μεταξύ των BUF1, BUF2 και μία μεταξύ του BUF1 και του μικρού λέβητα.

Όσον αφορά τη βάνα ανάμιξης προσαγωγής και επιστροφής της θέρμανσης, ισχύουν τα ίδια με το υφιστάμενο σύστημα, οπότε επιλέγεται η βάνα R3025-10-S2 και ο επενεργητής LR24A-SR.

Ο ρόλος της βάνας μεταξύ των buffers είναι ο εξής: όταν υπάρχει ηλεκτροπαραγωγή απάγεται θερμότητα από το BUF1, ώστε να ψύχεται το ψυκτικό νερό. Ωστόσο, η θερμοκρασία του νερού που παραλαμβάνει η ενδοδαπέδια από το BUF1 μπορεί να μην επαρκεί. Σε αυτήν την περίπτωση, συμπληρώνεται νερό υψηλότερης θερμοκρασίας από το BUF2, ώστε να αποφευχθεί η έναυση του λέβητα. Κατ' αυτόν τον τρόπο, εξασφαλίζεται συνεχής απαγωγή θερμότητας από το BUF1 και ταυτόχρονα μειωμένη λειτουργία του λέβητα. Συνεπώς, η λειτουργία της βάνας είναι αναλογική και έτσι, επιλέγονται ομοίως R3025-10-S2 με LR24A-SR.

Τέλος, η βάνα μεταξύ του BUF1 και του λέβητα δίνει προτεραιότητα στο νερό των buffers. Στην περίπτωση που η θερμοκρασία των buffers δεν επαρκεί για την ενδοδαπέδια, μέρος της συνολικής παροχής περνά από το λέβητα και όχι η συνολική, ώστε να περιοριστεί η κατανάλωσή του. Επομένως, πραγματοποιεί ανάμιξη και άρα η επιλογή είναι ίδια με τις παραπάνω. Καταλήγοντας, όταν η βάνα αυτή κάνει ανάμιξη, η βάνα των buffers θα λειτουργεί ψηφιακά, προς διευκόλυνση του αυτοματισμού.

- **Εναλλάκτης πισίνας:** Η παροχή στον εναλλάκτη είναι 1.333 l/s και υπάρχουν δύο βάνες. Για τη βάνα ανάμιξης προσαγωγής-επιστροφής ισχύουν τα ίδια με το αρχικό σύστημα. Σχετικά με τη βάνα που τον συνδέει με τα δύο δοχεία, επισημαίνεται ότι, στην περίπτωση που η θερμοκρασία σε κάποιο από τα δύο δοχεία υπερβεί ένα προκαθορισμένο όριο, η πισίνα λειτουργεί ως δεξαμενή απόρριψης θερμότητας, ανεξάρτητα από το φορτίο της. Συνεπώς, αν και τα δύο δοχεία «υπερθερμανθούν», πρέπει να γίνει ανάμιξη των ρευμάτων τους ώστε να απάγεται θερμότητα και από τα δύο. Επίσης, ανάμιξη απαιτείται και για τη ρύθμιση της θερμοκρασίας προσαγωγής, όταν και τα δύο δοχεία έχουν αναπτύξει θερμοκρασία. Συνεπώς, επιλέγεται εκ νέου βάνα R3032-16-S3 με επενεργητή NR24A-SR.
- **Ηλιακοί συλλέκτες:** Η παροχή είναι 1.842 l/s. Η τρίοδη λειτουργεί ως εξής: σε περίπτωση μειωμένης ηλιοφάνειας, όπου η θερμοκρασία εξόδου των συλλεκτών δεν επαρκεί για ηλεκτροπαραγωγή, όλη η παροχή κατευθύνεται στο BUF2. Ωστόσο, όταν υπάρχει αυξημένη ηλιοφάνεια, οπότε η θερμοκρασία εξόδου ξεπερνά την ονομαστική (85 °C) για ηλεκτροπαραγωγή, μέρος της συνολικής παροχής των συλλεκτών οδηγείται και στο BUF2, όπως αναλύεται στην Παράγραφο 9.2. Συνεπώς, λειτουργεί αναλογικά και βάσει της παροχής, εκλέγεται R3040-25-S4 με SR24A-SR.
- **Συμπυκνωτής-υποψύκτης:** Για την επιλογή της διάταξης συμπυκνωτή-υποψύκτη πρέπει να προσδιοριστεί το κόστος ανάλογα με τη διάταξη και επομένως, το κόστος της τρίοδης για την παράλληλη διάταξή τους. Η βάνα αυτή προφανώς αναμιγνύει τα δύο ρεύματα, ενώ η συνολική παροχή είναι 0.837 l/s. Έτσι, επιλέγεται ομοίως R3025-10-S2 με LR24A-SR.

- ZNX: Ομοίως, για την ελαχιστοποίηση του αυτοματισμού, εγκαθίσταται πριν το μίκτη θερμομικτική βάνα η οποία ρυθμίζεται στους 40 °C, λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας του BUF1.

Οι τρίοδες βάνες και οι επενεργητές του νέου συστήματος, ανάλογα με τη διάταξη συμπτυκνωτή-υποψύκτη, δίνονται στους επόμενους Πίνακες.

Πίνακας 59: Τρίοδες βαλβίδες και επενεργητές νέου συστήματος με εν σειρά σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη.

Περιγραφή	Ποσότητα
BELIMO R3025-10-S2 – LR24A-SR	3
BELIMO R3032-16-S3 – NR24A-SR	2
BELIMO R3040-25-S4 – SR24A-SR	1
Officine Rigamonti 0518.1 3/4"	1

Πίνακας 60: Τρίοδες βαλβίδες και επενεργητές νέου συστήματος με παράλληλη σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη.

Περιγραφή	Ποσότητα
BELIMO R3025-10-S2 – LR24A-SR	4
BELIMO R3032-16-S3 – NR24A-SR	2
BELIMO R3040-25-S4 – SR24A-SR	1
Officine Rigamonti 0518.1 3/4"	1

- **Κυκλοφορητές:** Ο υπολογισμός γίνεται κατά τον ίδιο τρόπο, με τη διαφορά ότι πλέον, πτώση πίεσης εμφανίζεται και στους εναλλάκτες του ORC. Η τιμή αυτή λαμβάνεται ίση με τη μέγιστη που τέθηκε κατά την εκλογή τους, δηλ.

$$H = 300 \text{ mbar} .$$

Επιπλέον, επισημαίνεται ότι επιλέγεται διαφορετικός κυκλοφορητής ψυκτικού νερού, ανάλογα με τη διάταξη συμπτυκνωτή-υποψύκτη. Ομοίως, τα στοιχεία σωλήνωσης, καθώς και οι παροχές και το μανομετρικό ύψος κάθε κυκλώματος παρατίθενται στους Πίνακες 61,62, ενώ τα εκλεγόμενα μοντέλα στους Πίνακες 63,64 για εν σειρά και παράλληλη σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη αντίστοιχα.

Σημειώνεται ότι οι τιμές παροχής και μανομετρικού για τους συλλέκτες είναι εκτός της περιοχής λειτουργίας του επιλεγόμενου κυκλοφορητή. Ωστόσο, οι τιμές αυτές αντιστοιχούν στη μέγιστη παροχή και συνεπώς συναντώνται σπάνια. Η επιλογή αυτή έγινε ώστε να μην αντικατασταθεί ο κυκλοφορητής του υφιστάμενου συστήματος με έναν μεγαλύτερο, ακριβότερο και μεγαλύτερης κατανάλωσης (Wilo Stratos 50/1-16 PN 6/10).

Πίνακας 61: Μήκος σωλήνων και πλήθος στοιχείων σωλήνωσης κυκλωμάτων νέου συστήματος.

Κύκλωμα	Μήκος σωλήνα (m)	Καμπύλες 90°	ΤΑΦ	Βαλβίδες απομόνωσης	Βαλβίδες αντεπιστροφής	
Συλλέκτες (Ø12)	10	5	30	5	0	
Συλλέκτες σύνολο	45	8	2	4	2	
Μεγάλος λέβητας	5	4	0	2	1	
Ενδοδαπέδια	35	5	0	2	1	
Πισίνα	25	4	1	2	1	
Συμπτυκνωτής-Υποψύκτης	Εν σειρά	10	4	0	2	2
	Παράλληλα	10	4	1	2	2

Πίνακας 62: Παροχή, μανομετρικό ύψος και μοντέλα κυκλοφορητών κυκλωμάτων νέου συστήματος.

Κύκλωμα	Παροχή (l/s)	Μανομετρικό ύψος (m)	Μοντέλο κυκλοφορητή Wilo
Συλλέκτες	1.842	16.9	Stratos 40/1-16 PN 6/10
Μεγάλος λέβητας	0.647	0.5	Yonos PICO 15/1-4
Ενδοδαπέδια	0.833	9.6	Stratos 25/1-10 PN 10
Πισίνα	1.333	3.1	Stratos 25/1-6 PN 10
Συμπτυκνωτής-Υποψύκτης	Εν σειρά	0.837	Stratos 25/1-8 PN 10
	Παράλληλα	0.837	Stratos 25/1-6 PN 10

Πίνακας 63: Κυκλοφορητές νέου συστήματος με εν σειρά σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη.

Περιγραφή	Ποσότητα
Wilo Stratos 40/1-16 PN 6/10	1
Wilo Yonos PICO 15/1-4	1
Wilo Stratos 25/1-10 PN 10	1
Wilo Stratos 25/1-6 PN 10	1
Wilo Stratos 25/1-8 PN 10	1

Πίνακας 64: Κυκλοφορητές νέου συστήματος με παράλληλη σύνδεση συμπτυκνωτή-υποψύκτη.

Περιγραφή	Ποσότητα
Wilo Stratos 40/1-16 PN 6/10	1
Wilo Yonos PICO 15/1-4	1
Wilo Stratos 25/1-10 PN 10	1
Wilo Stratos 25/1-6 PN 10	2

5.3 Επιλογή διάταξης συμπτυκνωτή-υποψύκτη

Η επιλογή γίνεται ώστε να ελαχιστοποιείται το κόστος όσον αφορά το τμήμα του ψυκτικού νερού. Συγκεκριμένα, συγκρίνεται το κόστος της τρίοδης για την παράλληλη διάταξη με τη διαφορά κόστους κυκλοφορητών και συμπτυκνωτών, υποψυκτών. Τα κόστη αυτά για κάθε διάταξη φαίνονται στον Πίνακα 65. Συνεπώς, προκρίνεται η εν σειρά τοποθέτησή τους. Βέβαια, κατ' αυτόν τον τρόπο χάνεται η δυνατότητα ανεξάρτητης ρύθμισης της υπόψυξης, αλλά συγχρόνως απλοποιείται ο αυτοματισμός.

Συμπερασματικά λοιπόν, από τις δύο αντλίες και τις δύο διατάξεις που εξετάζονται, επιλέγεται η αντλία D10-S με εν σειρά τοποθέτηση συμπτυκνωτή και υποψύκτη.

Πίνακας 65: Κόστη κυκλώματος ψυκτικού νερού συναρτήσει διάταξης συμπτυκνωτή-υποψύκτη.

Εξάρτημα	Κόστος (€)	
	Εν σειρά	Παράλληλα
Συμπτυκνωτής	215	215
Υποψύκτης	98	94
Κυκλοφορητής νερού	628	644
Τρίοδη βαλβίδα	-	269
Σύνολο	941	1222

5.4 Τελικό σύστημα

Το τελικό ηλιακό σύστημα, εκτός από τα εξαρτήματα που περιγράφηκαν παραπάνω, περιλαμβάνει και εξαρτήματα που απαιτούνται για τη σύνδεσή του με τους εναλλάκτες του ORC. Τα εξαρτήματα αυτά εκλέγονται στην Παράγραφο 6.3.8 και συγκεκριμένα δίνονται στον Πίνακα 93. Στον Πίνακα που ακολουθεί, παρουσιάζεται ο συγκεντρωτικός κατάλογος και το κοστολόγιο των εξαρτημάτων του ηλιακού συστήματος μετά την τοποθέτηση του ORC. Στις τιμές συμπεριλαμβάνεται Φ.Π.Α. 24 %. Επισημαίνεται ότι οι σωληνώσεις και οι μονώσεις δίνονται με τα τυποποιημένα μήκη τους.

Πίνακας 66: Κατάλογος και κοστολόγιο εξαρτημάτων νέου ηλιακού συστήματος.

A/A	Περιγραφή	Μοναδιαίο κόστος (€/τμχ. ή €/m)	Ποσότητα (τμχ./m)	Κόστος (€)
1	Ηλιακός συλλέκτης Viessmann Vitosol 200-T SD2, 3 m ²	2719.0	30	81570.0
2	Λέβητας Viessmann Vitocrossal 300 CU3A-35	5297.0	1	5297.0
3	Λέβητας Viessmann Vitocrossal 300 CU3A-57	7068.0	1	7068.0
4	Buffer Viessmann Vitocell 340-M 750 l	3532.0	1	3532.0
5	Buffer Calpak gse 1.5 Dt1/2000 l	4582.0	1	4582.0
6	Δοχείο διαστολής Reflex NG 35	43.0	1	43.0
7	Δοχείο διαστολής Reflex NG 100	133.0	1	133.0
8	Δοχείο διαστολής Reflex Reflex NG 140	166.0	1	166.0
9	Δοχείο διαστολής Reflex Reflex NG 400	463.0	1	463.0
10	Δοχείο διαστολής Reflex Refix DE 8	49.0	2	98.0
11	Βαλβίδα ασφαλείας Watts MSV 1/2" 3 bar	5.6	5	28.0
12	Βαλβίδα ασφαλείας Watts MSV 1/2" 6 bar	5.6	2	11.2
13	Βαλβίδα ασφαλείας Watts SV 1/2" x 3/4" 6 bar	5.9	1	5.9
14	Βαλβίδα ασφαλείας Watts SVE-SOL 1/2" x 3/4" 6 bar	6.7	1	6.7
15	Βαλβίδα ασφαλείας ICMA P&T 3/4" 3 bar	21.2	1	21.2
16	Βαλβίδα αυτόματης πλήρωσης Watts ALIMAT ALM	22.8	4	91.2
17	Βαλβίδα αντεπιστροφής APM 7040 1 1/4"	11.9	1	11.9
18	Βαλβίδα αντεπιστροφής APM 7040 1 1/2"	16.5	3	49.5
19	Βαλβίδα αντεπιστροφής APM 7040 2"	24.2	2	48.4
20	Βαλβίδα αντεπιστροφής Cimberio Cim 30 2"	39.2	1	39.2
21	Τρίοδη βαλβίδα BELIMO R3025-10-S2 – LR24A-SR	269.0	3	807.0
22	Τρίοδη βαλβίδα BELIMO R3032-16-S3 – NR24A-SR	298.0	2	596.0
23	Τρίοδη βαλβίδα BELIMO R3040-25-S4 – SR24A-SR	409.0	1	409.0
24	Θερμομικτική βαλβίδα Officine Rigamonti 0518.1 3/4"	67.0	1	67.0
25	Wilo Stratos 40/1-16 PN 6/10	2050.0	1	2050.0
26	Wilo Yonos PICO 15/1-4	197.0	1	197.0
27	Wilo Stratos 25/1-10 PN 10	708.0	1	708.0
28	Wilo Stratos 25/1-6 PN 10	644.0	1	644.0
29	Wilo Stratos 25/1-8 PN 10	628.0	1	628.0
30	Σωλήνας TALOS Ø22 x 1.0	7.4	4	29.6
31	Σωλήνας TALOS Ø28 x 1.5	9.7	4	38.8
32	Σωλήνας TALOS Ø42 x 1.5	21.0	4	84.0
33	Σωλήνας TALOS Ø54 x 2.0	23.2	4	92.8
34	Μόνωση ISOPIPE TC Ø28 x 9	1.0	2	2.0
35	Μόνωση ISOPIPE TC Ø42 x 9	1.4	2	2.8
36	Μόνωση ISOPIPE TC Ø54 x 9	1.8	2	3.6
37	Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø22	1.7	4	6.8
38	Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø28	2.9	5	14.5
39	Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø42-22	16.6	1	16.6
40	Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø42-28	16.2	3	48.6
41	Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø54-42	20.9	2	41.8
42	Μαστός Θηλυκός Bänninger ACR 7/8" x 1"	39.4	1	39.4
43	Μαστός Θηλυκός Bänninger 1 1/8" x 1"	26.9	1	26.9
44	Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 1/2"	368.3	2	736.6
45	Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 2"	473.1	2	946.2
46	Βαλβίδα απομόνωσης Cimberio Cim 209 Ø22	20.4	1	20.4
Συνολικό κόστος				111615.4

6. Αναλυτική σχεδίαση κυκλώματος ORC και εκλογή λοιπών εξαρτημάτων

Τα κυκλώματα του ORC που παρουσιάστηκαν ως τώρα αφορούν μονογραμμικά διαγράμματα και περιλαμβάνουν μόνο τα βασικά εξαρτήματά του. Στο σημείο αυτό, γίνεται η μετατροπή των μονογραμμικών διαγραμμάτων σε πλήρες κύκλωμα στο χώρο, με την ταυτόχρονη προσθήκη επιπλέον στοιχείων σε αυτό.

6.1 Τροποποιημένο κύκλωμα ORC

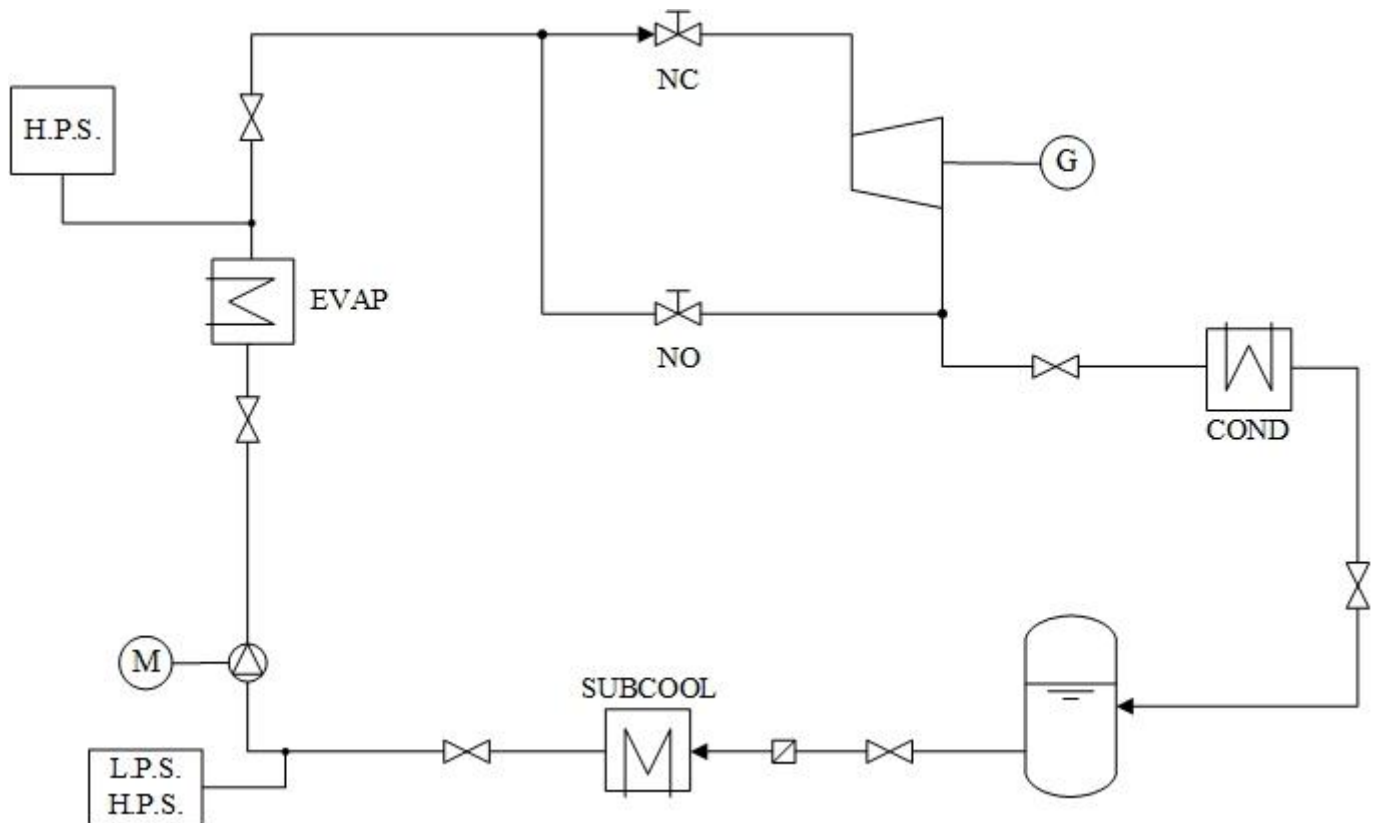
Το κύκλωμα του Σχήματος 9 περιλαμβάνει μόνο τα βασικά εξαρτήματα. Ωστόσο, στο κύκλωμα αυτό απαιτείται η προσθήκη επιπλέον εξαρτημάτων, ώστε να καταστεί πλήρως λειτουργικό και κατάλληλο για οικιακή εφαρμογή. Συγκεκριμένα, οι απαιτήσεις που πρέπει να πληροί το κύκλωμα συνοψίζονται στα εξής:

- Εύκολη συντήρηση.
- Δυνατότητα αυτοματοποίησης της λειτουργίας.
- Προστασία έναντι ακραίων καταστάσεων λειτουργίας.
- Προστασία εξοπλισμού από ακαθαρσίες και υγρασία στο οργανικό μέσο.

Σύμφωνα με αυτά, προτείνεται η τοποθέτηση των εξής:

- Απομονωτικές βαλβίδες (shut-off valves) εκατέρωθεν των βασικών εξαρτημάτων, ώστε κατά τη συντήρηση να μην αδειάζει μεγάλο μέρος του κυκλώματος.
- Ζεύγος ηλεκτρομαγνητικών (H/M) βαλβίδων (solenoid valves) στην αναρρόφηση του εκτονωτή εκ των οποίων, η μία τον παρακάμπτει και οδηγεί το οργανικό μέσο απευθείας στο συμπυκνωτή. Η βαλβίδα αυτή επιλέγεται να είναι ανοιχτή χωρίς την παροχή ρεύματος (Normally Open – NO), επιτρέποντας έτσι την απαγωγή θερμότητας από το ρευστό σε περίπτωση διακοπής της ηλεκτροδότησης. Αντίθετα, η άλλη βαλβίδα είναι κλειστή χωρίς την παροχή ρεύματος (Normally Closed – NC).
- Πιεσοστάτης (pressure switch – P.S.) υψηλής και χαμηλής πίεσης στην αναρρόφηση της αντλίας που θέτει την αντλία εκτός λειτουργίας, εφόσον η πίεση αναρρόφησης είναι εκτός προκαθορισμένων ορίων.
- Πιεσοστάτης υψηλής πίεσης (high P.S.) μετά τον ατμοποιητή που απενεργοποιεί την αντλία, όταν στην έξοδο του ατμοποιητή η πίεση υπερβεί μία μέγιστη τιμή.
- Φίλτρο πριν τον υποψύκτη και την αντλία, διότι οι πλακοειδείς εναλλάκτες παρουσιάζουν ευαισθησία έναντι στερεών σωματιδίων.

Στο Σχήμα που ακολουθεί, παρουσιάζεται το αρχικό κύκλωμα μαζί με τις παραπάνω τροποποιήσεις.



ΥΠΟΜΝΗΜΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

	ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟ ΔΟΧΕΙΟ		ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ		ΠΙΕΣΟΣΤΑΤΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ
	ΑΝΤΛΙΑ		ΓΕΝΗΗΤΡΙΑ		ΠΙΕΣΟΣΤΑΤΗΣ ΧΑΜΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ
	ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ		ΑΠΟΜΟΝΩΤΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ		
	ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ		ΗΛΕΚΤΡΟΜΑΓΝΗΤΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ		
			ΦΙΛΤΡΟ		

Σχήμα 77: Μονογραμμικό διάγραμμα ORC κατόπιν τροποποιήσεων.

Τέλος, για τη σωστή λειτουργία του αυτοματισμού και την παρακολούθηση της λειτουργίας του συστήματος, απαιτείται η τοποθέτηση επιπλέον μετρητικών οργάνων και αισθητηρίων σε διάφορες θέσεις. Περισσότερα στοιχεία σχετικά με αυτά δίνονται στη συνέχεια. Το τελικό κύκλωμα παρουσιάζεται στην Παράγραφο 6.3.7 και το Σχήμα 86, από το οποίο απουσιάζουν οι απομονωτικές βάνες πριν την αντλία και μετά τον ατμοποιητή για λόγους εξοικονόμησης χώρου και περιορισμού των απωλειών ενέργειας.

6.2 Σωληνώσεις και διάταξη εξαρτημάτων

Ο σχεδιασμός των σωληνώσεων και η τοποθέτηση των διάφορων εξαρτημάτων οφείλει να ικανοποιεί τις εξής απαιτήσεις:

- Περιορισμός απωλειών ενέργειας ώστε να μη μειωθεί το ειδικό έργο του συστήματος.
- Προστασία συστήματος έναντι σπηλαιώσης.
- Ομαλή εκκίνηση αντλίας.
- Εξασφάλιση φυσικής ροής στις σωληνώσεις υγρού.
- Εξασφάλιση επαρκούς λίπανσης στα κινούμενα μέρη του συστήματος και ιδιαίτερα στον εκτονωτή.
- Αθόρυβη λειτουργία.

Επιπρόσθετα, εφόσον το κύκλωμα διαρρέεται από οργανικό μέσο σε υψηλές πιέσεις, ο σχεδιασμός του γίνεται κατ' αντίστοιχο τρόπο με ψυκτικά κυκλώματα. Συνεπώς, ακολουθούνται συγκεκριμένοι κανόνες και πρακτικές που εφαρμόζονται σε αυτά.

6.2.1 Απώλειες ενέργειας

Οι απώλειες ενέργειας, αμελώντας τις απώλειες θερμότητας οι οποίες αντιμετωπίζονται με την τοποθέτηση μόνωσης, εκφράζονται μέσω της συνολικής πτώσης πίεσης που λαμβάνει χώρα στο κύκλωμα. Κατ' αντιστοιχία με όσα αναφέρθηκαν κατά την επιλογή των κυκλοφορητών, πτώση πίεσης συμβαίνει στα εξής σημεία:

- Σωλήνες (γραμμικές απώλειες).
- Αλλαγές κατεύθυνσης του ρευστού μέσω γωνιών, καμπυλών, ΤΑΦ κ.α..
- Αλλαγές διατομής του σωλήνα μέσω στενώσεων και διευρύνσεων.
- Εξαρτήματα που παρεμβάλλονται στη ροή, όπως βάνες και φίλτρα.

Η ποσοτικοποίηση των παραπάνω είναι απλούστερη σε ασυμπίεστες ροές. Ως ασυμπίεστη, μπορεί να θεωρηθεί μια ροή με αριθμό Mach $M < 0.3$ [106]. Η συνθήκη αυτή ικανοποιείται για την υγρή φάση, λόγω της χαμηλής συμπιεστότητας του υγρού, στις δεδομένες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας. Ωστόσο, για την αέρια φάση απαιτείται επιπλέον διερεύνηση. Ο αριθμός Mach ορίζεται ως ο λόγος της ταχύτητας προς την ταχύτητα του ήχου στο συγκεκριμένο μέσο, στις συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν, δηλ.:

$$M = \frac{V}{c} \quad (97)$$

Η ταχύτητα του ήχου στην αέρια φάση, δηλ. πριν και μετά τον εκτονωτή, προκύπτει από τον κώδικα ίση με 178 και 169 m/s αντίστοιχα. Συνεπώς, προκειμένου να υφίσταται συμπιεστή ροή, πρέπει η ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου να υπερβαίνει προσεγγιστικά τα 50 m/s. Ωστόσο, το γεγονός αυτό αποκλείεται, τόσο για λόγους απωλειών όσο και για λόγους θορύβου, όπως αναφέρεται στη συνέχεια. Επομένως, γίνεται η ασφαλής θεώρηση ότι σε όλο το κύκλωμα, η ροή του μέσου είναι ασυμπίεστη.

Όπως και για τους κυκλοφορητές, οι γραμμικές απώλειες εκφράζονται συναρτήσει των χαρακτηριστικών του σωλήνα και της ροής ως:

$$\Delta p_{fr} = \frac{1}{2} \lambda \frac{L}{D_{in}} \rho V^2 \quad (98)$$

όπου ο συντελεστής γραμμικών απωλειών προσδιορίζεται εκ νέου από την εξίσωση (79) και σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν κατά την επιλογή κυκλοφορητών.

Ομοίως, στις απώλειες των σωλήνων μπορούν να συμπεριληφθούν και οι υπόλοιποι τύποι απωλειών που αναφέρθηκαν προηγουμένως, εκφρασμένοι ως ισοδύναμο μήκος σωλήνα και να προστεθούν στο ήδη υπάρχον [101]. Οι τιμές αυτές για τα κυριότερα στοιχεία, συναρτήσει της ονομαστικής διαμέτρου των χαλκοσωλήνων, παρουσιάζονται στους επόμενους Πίνακες, εκφρασμένες σε ft σωλήνα.

Πίνακας 67: Ισοδύναμο μήκος σωλήνα στοιχείων αλλαγής κατεύθυνσης ροής σε ft σωλήνα [101,107,108].

Ονομαστική διάμετρος (")	Γωνία 90 °	Καμπύλη 90°	Ημιγωνία 45°	Γωνία 180°	Ευθύς κλάδος ΤΑΦ	Γωνιακός κλάδος ΤΑΦ
1/2	1.4	0.9	0.7	2.3	0.9	2.7
5/8	1.6	1.0	0.8	2.5	1.0	3.0
3/4	1.8	1.2	0.8	2.8	1.2	3.5
7/8	2.0	1.4	0.9	3.2	1.4	4.0
1 1/8	2.6	1.7	1.3	4.1	1.7	5.0
1 3/8	3.3	2.3	1.7	5.6	2.3	7.0
1 5/8	4.0	2.6	2.1	6.3	2.6	8.0
2 1/8	5.0	3.3	2.6	8.2	3.3	10.0

Πίνακας 68: Ισοδύναμο μήκος σωλήνα στοιχείων αλλαγής διαμέτρου σε ft σωλήνα [101,107,108].

Ονομαστική διάμετρος (")	Διεύρυνση 25 %	Διεύρυνση 50 %	Διεύρυνση 75 %	Στένωση 25 %	Στένωση 50 %	Στένωση 75 %
1/2	0.3	0.8	1.4	0.3	0.5	0.7
5/8	0.4	1.1	1.8	0.4	0.7	0.9
3/4	0.5	1.5	2.5	0.5	1.0	1.2
7/8	0.7	2.0	3.2	0.7	1.2	1.6
1 1/8	1.0	3.0	4.7	1.0	1.8	2.3
1 3/8	1.2	3.6	5.8	1.2	2.2	2.9
1 5/8	1.6	4.8	8.0	1.6	3.0	4.0
2 1/8	2.0	6.1	10.0	2.0	3.8	5.0

Πίνακας 69: Ισοδύναμο μήκος σωλήνα στοιχείων ελέγχου ροής σε ft σωλήνα [101,107,108].

Ονομαστική διάμετρος (")	Απομονωτική βαλβίδα	H/M βαλβίδα	Βαλβίδα αντεπιστροφής	Φίλτρο
1/2	0.6	17.0	5.0	12.0
5/8	0.7	18.0	6.0	15.0
3/4	0.8	20.0	7.0	18.0
7/8	0.9	29.0	8.0	21.0
1 1/8	1.0	38.0	10.0	26.0
1 3/8	1.5	43.0	14.0	35.0
1 5/8	1.8	55.0	16.0	-
2 1/8	2.3	69.0	20.0	-

Συνεπώς, η εξίσωση (98) γίνεται:

$$\Delta p_{fr} = \frac{1}{2} \lambda \frac{L_{eq}}{D_{in}} \rho V^2 \quad (99)$$

όπου L_{eq} το συνολικό ισοδύναμο μήκος σωλήνωσης.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, μείωση των απωλειών ενέργειας επιτυγχάνεται με την αύξηση των διαμέτρων των σωλήνων και την ελάττωση του ισοδύναμου μήκους τους, δηλ. του μήκους των σωλήνων και του πλήθους των εξαρτημάτων που φέρουν.

Τέλος, μεταβολή στη στατική πίεση προκαλείται επίσης λόγω της υψομετρικής διαφοράς Δz και της διαφορετικής ταχύτητάς δύο σημείων της ίδιας σωλήνωσης. Ειδικότερα, εφαρμόζεται η διατήρηση της ενέργειας για ασυμπίεστη ροή μεταξύ δύο σημείων. Έτσι, προκύπτει η στατική πίεση στο δεύτερο σημείο:

$$p_2 = p_1 - \frac{1}{2} \rho_1 (V_2^2 - V_1^2) - \rho_1 g (z_2 - z_1) - \Delta p_{fr} \quad (100)$$

Στην παραπάνω σχέση, ο δεύτερος όρος αφορά τη μεταβολή της κινητικής ενέργειας και επομένως μπορεί να αμεληθεί, θεωρώντας ότι ο σωλήνας έχει σταθερή διατομή στα άκρα του. Συνεπώς, η συνολική πτώση πίεσης στο σωλήνα και η πίεση στην έξοδό του είναι αντίστοιχα:

$$\Delta p = \Delta p_{fr} + \rho g (z_2 - z_1) \quad (101)$$

$$p_2 = p_1 - \Delta p \quad (102)$$

Καταλήγοντας, η πυκνότητα θεωρείται ίση με αυτήν του πρώτου σημείου εξαιτίας της παραδοχής ασυμπίεστης ροής.

Συνολικά, ο σχεδιασμός των σωληνώσεων γίνεται έτσι, ώστε σε κάθε τμήμα σωλήνα μεταξύ δύο κύριων εξαρτημάτων να εμφανίζεται πτώση πίεσης που αντιστοιχεί σε μεταβολή της θερμοκρασίας κορεσμού μικρότερη των 2 °F (περίπου 1.1 °C) [101], δηλ.:

$$T_{sat}(p_1) - T_{sat}(p_2) < 2 \text{ } ^\circ\text{F} \approx 1.1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (103)$$

Τέλος, για τον περιορισμό των απωλειών ορίζονται τα ακόλουθα ανώτερα όρια για την ταχύτητα στις σωληνώσεις υγρού [107,108,109]:

- 0.5 m/s στο τμήμα μεταξύ συμπυκνωτή και τροφοδοτικού δοχείου προκειμένου να μειωθεί η πιθανότητα ατμοποίησης.
- 1.5 m/s στις υπόλοιπες σωληνώσεις υγρού.

Ωστόσο, το δεύτερο όριο τίθεται τελικά ίσο με 0.6 m/s, με γνώμονα τις οδηγίες του κατασκευαστή της αντλίας (0.3-0.9 m/s) και κυρίως την αποφυγή σπηλαιώσης σε αυτήν, όπως φαίνεται παρακάτω. Άρα, τα παραπάνω όρια γίνονται τελικά:

- 0.5 m/s στο τμήμα μεταξύ συμπυκνωτή και τροφοδοτικού δοχείου.
- 0.6 m/s στις υπόλοιπες σωληνώσεις υγρού.

6.2.2 Σπηλαιώση

Σπηλαιώση ονομάζεται το φαινόμενο κατά το οποίο σχηματίζονται κατά τη ροή του υγρού θύλακες ατμού [43] και λαμβάνει χώρα κατά κύριο λόγο στην αναρρόφηση της αντλίας. Αιτία αυτού του φαινομένου είναι η πτώση της στατικής πίεσης σε τιμή μικρότερη της πίεσης κορεσμού που αντιστοιχεί στη δεδομένη θερμοκρασία του υγρού. Οι θύλακες αυτοί επανυγροποιούνται, μόλις ανακτηθεί η στατική πίεση. Συνεπώς, σύμφωνα και με όσα προηγήθηκαν, βασικοί παράγοντες που συμβάλλουν στην ανάπτυξη σπηλαιώσης στην αντλία είναι:

- Πτώση πίεσης στο σωλήνα αναρρόφησης, σύμφωνα με τα παραπάνω.
- Υψηλή στάθμη τοποθέτησης της αντλίας με αποτέλεσμα την ανεπαρκή ανάκτηση της δυναμικής πίεσης του ρευστού.
- Υψηλή θερμοκρασία στην είσοδό της με επακόλουθη αύξηση της πίεσης κορεσμού του μέσου.
- Επιτάχυνση της ροής στην είσοδό της [43].

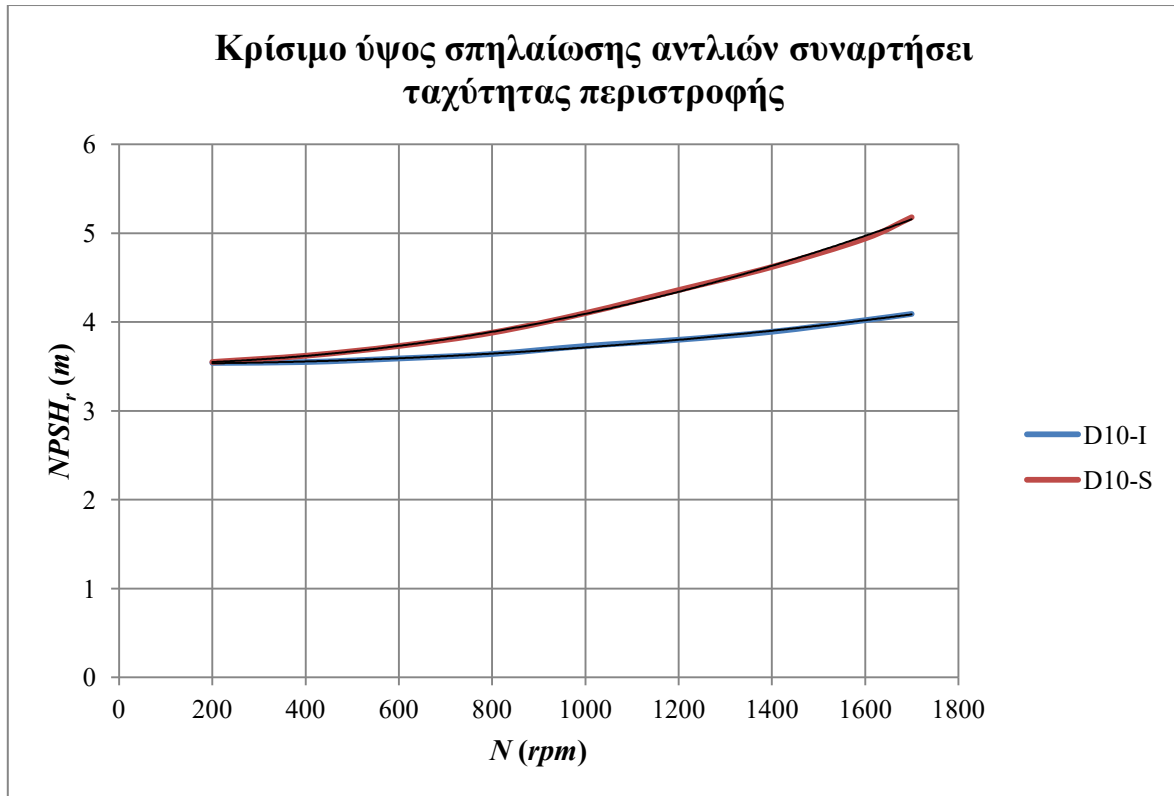
Όπως αναφέρθηκε, η σπηλαιώση συνοδεύεται από την επανυγροποίηση σχηματισμένων φυσαλίδων ατμού, η οποία οδηγεί στην ανάπτυξη τοπικά πολύ υψηλών πιέσεων. Συνολικά, οι επιπτώσεις της εντοπίζονται στα εξής [33,43]:

- Φθορά αντλίας και μείωση της απόδοσής της.
- Μείωση απόδοσης κύκλου.
- Μείωση διακινούμενης παροχής και πιέσεων κύκλου.
- Αυξημένο επίπεδο θορύβου.
- Ταλαντώσεις στην εγκατάσταση.

Επομένως, πρέπει να γίνει ανάλυση του φαινομένου προκειμένου να αποφευχθεί.

Η συμπεριφορά μίας αντλίας έναντι σπηλαιώσης εκφράζεται μέσω του κρίσιμου ύψους σπηλαιώσης (Net Positive Suction Head required – $NPSH_r$), το οποίο αντιστοιχεί στην ελάχιστη διαφορά της ολικής πίεσης στην αναρρόφηση της αντλίας από την πίεση κορεσμού, για την οποία δε συμβαίνει συστηματική σπηλαιώση. Η τιμή αυτή δίνεται από τους κατασκευαστές, εκφρασμένη σε μέτρα στήλης υγρού, συναρτήσει των στροφών της αντλίας, όπως φαίνεται στο Σχήμα 78 για τις αντλίες D10-I, D10-S που εξετάζονται. Συνεπώς, πρέπει η πραγματική διαφορά της ολικής πίεσης στην αναρρόφηση από την πίεση κορεσμού, δηλ. το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης (Net Positive Suction Head available – $NPSH_a$) να είναι μεγαλύτερο του $NPSH_r$. Συγκεκριμένα, ο κατασκευαστής των παραπάνω αντλιών συνιστά:

$$NPSH_a > NPSH_r + 0.6 \quad (104)$$



Σχήμα 78: Κρίσιμο ύψος σπηλαίωσης αντλιών D10-I, D10-S συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής τους.

Δεδομένου ότι η αντλία αναρροφά από το τροφοδοτικό δοχείο, το $NPSH_a$ μπορεί να εκφραστεί, μέσω διατήρησης της ενέργειας, ως:

$$NPSH_a = \left[p_{\text{tank}} + \rho g \Delta z_{\text{pump}} - \Delta p_{\text{fr}} - \Delta p_{\text{acc}} - p_{\text{sat}}(T_{\text{pump}}) \right] \frac{1}{\rho g} \quad (105)$$

όπου:

- p_{tank} η στατική πίεση στο τροφοδοτικό δοχείο.
- $\Delta z_{\text{pump}} = z_{\text{tank}} - z_{\text{pump}}$, η υψομετρική διαφορά τροφοδοτικού δοχείου και αντλίας.
- Δp_{fr} η πτώση πίεσης στο σωλήνα αναρρόφησης, σύμφωνα με την εξίσωση (99).
- Δp_{acc} η πτώση πίεσης λόγω επιτάχυνσης της ροής στην αναρρόφηση. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή, υπολογίζεται ως:

$$\Delta p_{\text{acc}} = \rho g H_{\text{acc}} \quad (106)$$

όπου:

$$H_{\text{acc}} [m] = \frac{c_1 L [m] V_{in} [m/s] N [rpm]}{g [m/s^2] K} \quad (107)$$

όπου:

- $c_1 = 0.066$, σταθερά για την αντλία D10.
 - L το μήκος του σωλήνα αναρρόφησης.
 - V_{in} η ταχύτητα στην είσοδο της αντλίας.
 - N η ταχύτητα περιστροφής της.
 - $K = 2.5$, σταθερά, για εργαζόμενο μέσο R134a.
- p_{sat} η πίεση κορεσμού που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία T_{pump} στην είσοδο της αντλίας.

Από τις εξισώσεις (105)-(107), προτείνονται οι εξής λύσεις για την αντιμετώπιση του φαινομένου [2]:

- Αύξηση της πίεσης του δοχείου μέσω της θερμοκρασίας συμπύκνωσης: Έτσι όμως, αυξάνεται και η ελάχιστη θερμοκρασία του κύκλου και άρα μειώνεται η απόδοση και η ειδική ισχύς του.
- Αύξηση της πίεσης του δοχείου δίχως μεταβολή της θερμοκρασίας συμπύκνωσης: Αυτό δύναται να επιτευχθεί με την προσθήκη μη συμπυκνόμενων αερίων, τα οποία συσσωρεύονται στο δοχείο και το συμπυκνωτή, αυξάνοντας την p_{tank} .
- Αύξηση της υψομετρικής διαφοράς μεταξύ δοχείου και αντλίας: Η λύση αυτή συνδέεται με χωροταξικούς περιορισμούς.
- Μείωση της θερμοκρασίας στην είσοδο της αντλίας (υπόψυξη): Κατ' αυτόν τον τρόπο, μειώνεται η πίεση κορεσμού. Ωστόσο, μειώνεται η απόδοση του κύκλου λόγω της επιπρόσθετης θερμότητας που απαιτείται για την ατμοποίηση του μέσου.
- Τοποθέτηση βοηθητικής αντλίας χαμηλού $NPSH_r$ πριν την τροφοδοτική: Η αντλία αυτή αυξάνει την πίεση σε τέτοιο βαθμό ώστε να ικανοποιείται η συνθήκη (104). Παρ' όλα αυτά, μειώνεται η απόδοση του κύκλου, λόγω αύξησης των ιδιοκαταναλώσεων.

Από τις παραπάνω λύσεις, προκρίνεται η μείωση της θερμοκρασίας στην είσοδο της αντλίας λόγω της μικρότερης πολυπλοκότητας, της ευελιξίας που προσφέρει στη ρύθμιση και της σημαντικά μικρότερης αύξησης που επιφέρει στον όγκο της εγκατάστασης. Συγκεκριμένα, τοποθετείται πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας (υποψύκτης) πριν την αντλία, ο οποίος τροφοδοτείται με νερό από το BUF1, σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν στο Κεφάλαιο 3. Γι' αυτόν το λόγο, στην εξίσωση (105) συμπεριλαμβάνεται τόσο η πτώση πίεσης Δp_{sbc} στον υποψύκτη, όσο και η συνολική πτώση πίεσης μεταξύ τροφοδοτικού δοχείου και αντλίας. Επομένως:

$$NPSH_a = \left[p_{tank} + \rho g \Delta z_{pump} - \Delta p_{ft} - \Delta p_{acc} - \Delta p_{sbc} - p_{sat}(T_{pump}) \right] \frac{1}{\rho g} \quad (108)$$

όπου $\Delta p_{sbc} = 50 \text{ mbar}$, σύμφωνα με αυτά που αναφέρθηκαν κατά την επιλογή του υποψύκτη (Παράγραφος 4.9).

Έπειτα από πλήθος δοκιμών με γνώμονα το μικρό ύψος της εγκατάστασης, επιλέγεται υπόψυξη 3 °C.

6.2.3 Εκκίνηση αντλίας

Η σωστή εκκίνηση και λειτουργία της αντλίας επιβάλλει τη συνεχή ύπαρξη υγρού στο σωλήνα αναρρόφησής της. Αυτό επιτυγχάνεται τοποθετώντας την αντλία χαμηλότερα από το τροφοδοτικό δοχείο και τον υποψύκτη, γεγονός που συμβάλλει και στην αποφυγή της σπηλαιώσεως.

6.2.4 Φυσική ροή σωληνώσεων υγρού

Η απαίτηση αυτή σχετίζεται με την αποφυγή ατμοποίησης και το διαχωρισμό του υγρού από τυχόν ατμούς που έχουν αναπτυχθεί [107], κυρίως του κορεσμένου υγρού πριν αυτό εισέλθει στο τροφοδοτικό δοχείο και τον υποψύκτη. Γι' αυτόν το λόγο, γίνονται τα εξής:

- Τοποθέτηση της εξόδου του συμπυκνωτή ψηλότερα από την είσοδο του τροφοδοτικού δοχείου.
- Τοποθέτηση της εξόδου του τροφοδοτικού δοχείου ψηλότερα ή στο ίδιο ύψος με την είσοδο του υποψύκτη.

Τέλος, συνήθη πρακτική αποτελεί η τοποθέτηση των σωλήνων με κλίση 10.4 mm/m σωλήνα [108], η οποία όμως δεν εφαρμόζεται λόγω του μικρού μεγέθους της εγκατάστασης.

6.2.5 Λίπανση

Τα εξαρτήματα του κυκλώματος που χρήζουν λίπανσης είναι αυτά που διαθέτουν κινούμενα μέρη, δηλ. η αντλία και ο εκτονωτής. Όσον αφορά την αντλία, η λίπανσή της επιτυγχάνεται άμεσα, διότι το μέσο που διακινεί βρίσκεται στην υγρή φάση και πληροί το όριο ελάχιστης συνεκτικότητας της αντλίας. Αντίθετα, το μέσο που διακινεί ο εκτονωτής

βρίσκεται σε υπέρθερμη κατάσταση και συνεπώς, η λίπανσή του δυσχεραίνεται. Επομένως, απαιτείται η προσθήκη λιπαντικού ελαίου σε κάποιο ποσοστό της μάζας του οργανικού μέσου του κυκλώματος.

Επιπλέον, απαιτείται προσοχή ώστε το λάδι να μεταφέρεται επιτυχώς στον εκτονωτή. Δεδομένου ότι στον εκτονωτή το λάδι βρίσκεται σε υγρή κατάσταση, ενώ το εργαζόμενο μέσο σε αέρια, δεν συμβαίνει ανάμιξή τους. Συνεπώς, για τη μεταφορά του λαδιού, πρέπει η ταχύτητα στους σωλήνες εκατέρωθεν του να υπερβαίνει μία ελάχιστη τιμή η οποία, σύμφωνα με κατασκευαστές, είναι [107,108,109]:

- 3.8 m/s για οριζόντια τμήματα σωλήνα.
- 5.0 m/s για κατακόρυφα τμήματα σωλήνα.

Συνολικά, επιλέγεται το ανώτερο όριο, δηλ. 5 m/s.

Τέλος, όπως και παραπάνω, συνήθης πρακτική είναι η κεκλιμένη τοποθέτηση του σωλήνα. Ωστόσο, δεν εφαρμόζεται.

6.2.6 Θόρυβος

Ο θόρυβος που προκαλείται από τη ροή είναι ανάλογος της ταχύτητάς της. Σύμφωνα με τα παραπάνω, στις σωληνώσεις υγρού η ταχύτητα δεν υπερβαίνει τα 0.6 m/s και επομένως δεν τίθεται θέμα θορύβου. Όσον αφορά τις σωληνώσεις αερίου, η ταχύτητα είναι σημαντικά μεγαλύτερη, λόγω του μεγαλύτερου ειδικού όγκου της αέριας φάσης. Συνεπώς, τίθεται ως όριο τα 15.2 m/s [110].

6.2.7 Διάμετρος σωληνώσεων

Συμπερασματικά λοιπόν, για τη μείωση του κόστους, επιλέγεται σε κάθε σωλήνα η ελάχιστη διάμετρος για την οποία η ταχύτητα βρίσκεται εντός των καθορισμένων ορίων για το συγκεκριμένο τμήμα και συγχρόνως ικανοποιείται η συνθήκη (103). Τα όρια σχεδιασμού που τίθενται φαίνονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω Πίνακα, όπου το κάτω όριο για τις σωληνώσεις υγρού τίθεται αυθαίρετα.

Πίνακας 70: Εύρος ταχυτήτων σχεδιασμού ανά τμήμα κυκλώματος.

Τμήμα κυκλώματος	Εύρος ταχύτητας (m/s)
Συμπυκνωτής – Τροφοδοτικό δοχείο	0.1-0.5
Λοιπές σωληνώσεις υγρού	0.1-0.6
Σωληνώσεις αερίου	5.0-15.2

Εκτελώντας τους παραπάνω υπολογισμούς για το κύκλωμα του Σχήματος 86 και λαμβάνοντας υπόψη τις αλλαγές κατεύθυνσης και διατομής της τελικής διάταξης (Σχήματα 88,89), προκύπτουν ανά τμήμα οι διάμετροι του Πίνακα 71. Επιπρόσθετα, στον Πίνακα 72 παρουσιάζονται η ταχύτητα ροής, η πτώση πίεσης και η μεταβολή (μείωση) της θερμοκρασίας κορεσμού ανά τμήμα του τελικού κυκλώματος, από τον οποίο φαίνεται ότι ικανοποιούνται οι απαιτήσεις που τέθηκαν παραπάνω. Τέλος, στην τελική διάταξη δε λαμβάνει χώρα το φαινόμενο της σπηλαίωσης, διότι ικανοποιείται η σχέση (104). Συγκεκριμένα, προκύπτει:

$$\Delta NPSH = NPSH_a - NPSH_r = 1.596.$$

Πίνακας 71: Ονομαστική διάμετρος σωλήνα ανά τμήμα κυκλώματος.

Τμήμα κυκλώματος	Ονομαστική διάμετρος (")
Τροφοδοτικό δοχείο – Υποψύκτης	7/8
Υποψύκτης – Αντλία	7/8
Αντλία – Ατμοποιητής	7/8
Ατμοποιητής – Εκτονωτής	7/8
Ατμοποιητής – Bypass εκτονωτή	7/8
Εκτονωτής – Συμπυκνωτής	7/8
Συμπυκνωτής – Τροφοδοτικό δοχείο	1 1/8

Πίνακας 72: Ταχύτητα ροής, πτώση πίεσης και μείωση θερμοκρασίας κορεσμού ανά τμήμα κυκλώματος.

Τμήμα κυκλώματος	Ταχύτητα (m/s)	Πτώση πίεσης (Pa)	Μείωση θερμοκρασίας κορεσμού (°C)
Τ.Δ. – Υποψύκτης	0.56	2374	0.09
Υποψύκτης – Αντλία	0.56	-1025	-0.04
Αντλία – Ατμοποιητής	0.56	9342	0.18
Ατμοποιητής – Εκτονωτής	5.19	35344	0.69
Εκτονωτής – Συμπυκνωτής	13.37	22006	0.81
Συμπυκνωτής – Τ.Δ.	0.33	-3342	-0.12

6.2.8 Ύψος τοποθέτησης τροφοδοτικού δοχείου

Τα παραπάνω αποτελέσματα προέκυψαν για την αντλία D10-S και εν σειρά σύνδεση συμπυκνωτή-υποψύκτη. Αναφορικά με το ύψος τοποθέτησης του τροφοδοτικού δοχείου για την αποφυγή σπηλαιώσης, η ελάχιστη υψομετρική διαφορά μεταξύ τροφοδοτικού δοχείου και αντλίας είναι, ανάλογα με τον τύπο της αντλίας:

- -0.71 m, για αντλία D10-S.
- -0.44 m, για αντλία D10-I.

Αυτό συμβαίνει λόγω της χαμηλότερης απόδοσης του κύκλου με την αντλία D10-I η οποία οδηγεί σε μεγαλύτερη παροχή εργαζόμενου μέσου και συνεπώς αυξημένες απώλειες πίεσης στην αναρρόφηση της αντλίας. Έτσι, εφόσον επιζητείται μεγαλύτερη ασφάλεια έναντι σπηλαιώσης, προτιμάται η αντλία D10-S, όπως εξάλλου επιλέχθηκε και στο Κεφάλαιο 4.

Τέλος, στην τελική διάταξη, η κατακόρυφη απόστασή του μέσου του τροφοδοτικού δοχείου από το μέσο της αντλίας είναι 0.29 m.

6.3 Εκλογή λοιπών εξαρτημάτων

Τα εξαρτήματα που επιλέγονται είναι εμπορικά διαθέσιμα και κατάλληλα για εφαρμογές αυτού του τύπου. Έτσι, εξασφαλίζεται η αξιόπιστη λειτουργία του συστήματος, μειώνεται το κόστος και καθίσταται ευκολότερη η αντικατάστασή τους σε περίπτωση βλάβης. Τα εξαρτήματα που εκλέγονται παρουσιάζονται παρακάτω.

6.3.1 Σωλήνες και εξαρτήματα σύνδεσης χαλκού

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, το εν λόγω κύκλωμα θεωρείται ψυκτικό κύκλωμα και επομένως, οι σωλήνες και τα εξαρτήματα που χρησιμοποιούνται είναι από χαλκό.

- **Σωλήνες:** Οι χαλκοσωλήνες χωρίζονται σε τρεις κύριες κατηγορίες, οι οποίες χαρακτηρίζονται από τα γράμματα L, M, K κατά το πρότυπο ASTM B 88 [111]. Οι σωλήνες αυτών των κατηγοριών έχουν κοινή εξωτερική διάμετρο, αλλά διαφορετικό πάχος και επομένως, διαφορετικές πιέσεις λειτουργίας. Συγκεκριμένα, ο τύπος M δε χρησιμοποιείται σε ψυκτικές εγκαταστάσεις λόγω του μικρού πάχους του, παρά μόνο σε εγκαταστάσεις θέρμανσης. Όσον αφορά τους άλλους τύπους, ο τύπος L χρησιμοποιείται σε μικρότερες πιέσεις από τον τύπο K. Η επιλογή καθορίζεται επίσης από τη διάμετρο του σωλήνα διότι, αυξανόμενης της διαμέτρου, ελαττώνεται η αντοχή του. Σύμφωνα με τον Πίνακα 71, η μέγιστη ονομαστική διάμετρος σωλήνα που χρησιμοποιείται είναι 1 1/8". Γι' αυτήν τη διάμετρο, ο τύπος L έχει μέγιστη απόλυτη πίεση λειτουργίας 29 bar στους 121 °C [111], η οποία υπερβαίνει τη μέγιστη πίεση του κύκλου (23.6 bar). Συνεπώς, επιλέγεται ο τύπος L.

Συγκεκριμένα, επιλέγεται ο τύπος TALOS ACR της εταιρίας ΧΑΛΚΟΡ [112] ο οποίος, σύμφωνα και με τον Πίνακα 73, είναι κατάλληλος για τις πιέσεις που αναπτύσσονται στον κύκλο. Όσον αφορά τις ονομαστικές διαμέτρους, αυτές αφορούν την εξωτερική διάμετρο και δίνονται σε ίντσες. Στον Πίνακα αυτόν, δίνονται επίσης οι εσωτερικές διαμέτρους του συγκεκριμένου τύπου χαλκοσωλήνα σύμφωνα με το πρότυπο ASTM B-280, από τις οποίες γίνεται η διαστασιολόγηση, σύμφωνα με όσα προηγήθηκαν. Τέλος, οι σωλήνες αυτοί διατίθενται τόσο σε ευθύγραμμα μήκη των 4 m, όσο και σε εύκαμπτους σωλήνες με μήκος, ακέραιο πολλαπλάσιο του 1 m και μέγιστη διάμετρο 7/8". Επιλέγονται οι σωλήνες σε ευθύγραμμα μήκη εκτός από περιπτώσεις όπου πρέπει να δοθεί συγκεκριμένο σχήμα σε κάποιο σωλήνα. Τα συνολικά μήκη σωλήνων και η διατομή τους ανά τμήμα και συνολικά παρουσιάζονται στους Πίνακες 74-79,80 αντίστοιχα, ενώ η αναγωγή τους στα τυποποιημένα μήκη της αγοράς γίνεται στο Κεφάλαιο 8.

Πίνακας 73: Διάμετροι και πιέσεις λειτουργίας ευθύγραμμων σωλήνων TALOS ACR κατά το πρότυπο ASTM B-280.

Ονομαστική διάμετρος (")	Εσωτερική διάμετρος (mm)	Απόλυτη πίεση λειτουργίας (bar)
3/8	8.00	89
1/2	10.90	78
5/8	13.84	71
3/4	16.91	62
7/8	19.95	56
1 1/8	26.04	48
1 3/8	32.13	44
1 5/8	38.24	40
2 1/8	50.42	36
2 5/8	62.62	33
3 1/8	74.80	31
3 5/8	87.00	30
4 1/8	99.20	29

- **Εξαρτήματα σωλήνων:** Τα εξαρτήματα αυτά εξυπηρετούν αλλαγές στην κατεύθυνση της ροής και τη διατομή των σωλήνων (Πίνακες 67,68), σύνδεση με κύρια εξαρτήματα, όπως η αντλία και οι εναλλάκτες θερμότητας, τα οποία φέρουν συνδέσεις σπειρώματος (μαστός) και σύνδεση τμημάτων σωλήνων μεταξύ τους (μούφα).

Οι δύο κύριοι τρόποι σύνδεσης των σωλήνων με τα εξαρτήματά τους σε ψυκτικές εγκαταστάσεις είναι με κόλληση (κυρίως ασημοκόλληση) ή με συνδέσεις εκχειλούμενων άκρων (flare). Από αυτούς, προτιμάται ο πρώτος, λόγω του μεγαλύτερου εύρους διαμέτρων στο οποίο συναντάται, σε αντίθεση με τον δεύτερο, ο οποίος έχει μέγιστη διάμετρο 3/4". Συγκεκριμένα, οι σωλήνες αποτελούν το αρσενικό τμήμα της σύνδεσης, ενώ τα υπόλοιπα εξαρτήματα το θηλυκό. Τα εξαρτήματα χαλκού ανά τμήμα σωλήνα και συνολικά παρουσιάζονται στους Πίνακες 74-79,80 αντίστοιχα.

Τα παραπάνω εξαρτήματα λαμβάνονται από την εταιρία Bänninger [113] και συγκεκριμένα ο τύπος ACR που χρησιμοποιείται σε ψυκτικά κυκλώματα, με μοναδική εξαίρεση τους μαστούς της αντλίας οι οποίοι λαμβάνονται από την εταιρία NIBCO [114]. Αυτό συμβαίνει, διότι οι συνδέσεις της αντλίας δεν έχουν ευθύ σπείρωμα BSPP (British Standard Parallel Pipe), αλλά κεκλιμένο σπείρωμα NPT (National Pipe Thread – NPT).

Πίνακας 74: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδου τροφοδοτικού δοχείου-υποψύκτη.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Ευθύγραμμος σωλήνας 1/2"	40
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 7/8" x 1/2"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	185
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	85
Βαλβίδα απομόνωσης 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	75
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 7/8" x 5/8"	2
Ευθύγραμμος σωλήνας 5/8"	40
Φίλτρο 5/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 5/8"	40
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	235
Μαστός Θηλυκός 7/8" x 1"	1
Μόνωση 1/2"	50
Μόνωση 5/8"	250
Μόνωση 7/8"	850

Πίνακας 75: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδου υποψύκτη-αντλίας.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Μαστός Θηλυκός 7/8" x 1"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	130
Μαστός Αρσενικός 7/8" x 1" NPT	1
Μόνωση 7/8"	150

Πίνακας 76: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδου αντλίας-ατμοποιητή.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Μαστός Αρσενικός 7/8" x 3/4" NPT	1
Καμπύλη 90° Αρσενική-Θηλυκή 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	40
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 7/8"	2
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	75
Βαλβίδα απομόνωσης 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	135
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	320
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1 1/8" x 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 1 1/8"	60
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 1 1/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 1 1/8"	70
Μόνωση 7/8"	950
Μόνωση 1 1/8"	250

Πίνακας 77: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδων ατμοποιητή-εκτονωτή-bypass εκτονωτή.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Ευθύγραμμος σωλήνας 1 1/8"	30
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1 1/8" x 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	100
ΤΑΦ 7/8"	2
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	80
Η/Μ βαλβίδα ΝΟ 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	120
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	105
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 7/8"	2
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	35
Η/Μ βαλβίδα ΝC 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	30
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	185
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 7/8" x 1/2"	1
Εύκαμπος σωλήνας 1/2"	80
Μόνωση 1/2"	100
Μόνωση 7/8"	1200
Μόνωση 1 1/8"	50

Πίνακας 78: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδων εκτονωτή-bypass εκτονωτή-συμπυκνωτή.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Εύκαμπος σωλήνας 5/8"	105
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 7/8" x 5/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	165
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	105
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	40
Βαλβίδα απομόνωσης 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	45
Μόνωση 5/8"	150
Μόνωση 7/8"	650

Πίνακας 79: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κλάδου συμπτυκνωτή-τροφοδοτικού δοχείου.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Εύκαμπτος σωλήνας 7/8"	160
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1 1/8" x 7/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 1 1/8"	90
Βαλβίδα απομόνωσης 1 1/8"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 1 1/8"	40
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1 1/8" x 1/2"	1
Ευθύγραμμος σωλήνας 1/2"	30
Μόνωση 1/2"	50
Μόνωση 7/8"	200
Μόνωση 1 1/8"	350

Πίνακας 80: Μήκη σωλήνων και εξαρτήματα χαλκού κυκλώματος ORC.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Εύκαμπτος σωλήνας 1/2"	80
Εύκαμπτος σωλήνας 5/8"	105
Εύκαμπτος σωλήνας 7/8"	160
Ευθύγραμμος σωλήνας 1/2"	70
Ευθύγραμμος σωλήνας 5/8"	80
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	2290
Ευθύγραμμος σωλήνας 1 1/8"	290
Καμπύλη 90° Αρσενική-Θηλυκή 7/8"	1
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 7/8"	6
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 1 1/8"	1
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 7/8" x 1/2"	2
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 7/8" x 5/8"	3
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1 1/8" x 1/2"	1
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1 1/8" x 7/8"	3
Μαστός Αρσενικός 7/8" x 3/4" NPT	1
Μαστός Αρσενικός 7/8" x 1" NPT	1
Μαστός Θηλυκός 7/8" x 1"	2
ΤΑΦ 7/8"	2
Βαλβίδα απομόνωσης 7/8"	3
Βαλβίδα απομόνωσης 1 1/8"	1
H/M βαλβίδα NO 7/8"	1
H/M βαλβίδα NC 7/8"	1
Φίλτρο 5/8"	1
Μόνωση 1/2"	200
Μόνωση 5/8"	400
Μόνωση 7/8"	4000
Μόνωση 1 1/8"	650

6.3.2 Θερμομόνωση

Προκειμένου να περιοριστούν οι θερμικές απώλειες του συστήματος, τοποθετείται μόνωση εξωτερικά των σωλήνων. Συγκεκριμένα, εκλέγεται μόνωση της εταιρίας ISOPIPE [115]. Με την παραδοχή της τοποθέτησης της διάταξης σε εσωτερικό χώρο και επομένως, την προστασία της από την ηλιακή και υπεριώδη ακτινοβολία, επιλέγεται ο τύπος ISOPIPE TC πάχους 9 mm, ο οποίος έχει μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας 110 °C. Τέλος, οι μονώσεις διατίθενται σε τμήματα μήκους 2 m. Το συνολικό μήκος της ανά διατομή για τους σωλήνες του κυκλώματος του ORC δίνεται στον παρακάτω Πίνακα, ενώ η αναγωγή τους στα τυποποιημένα μήκη γίνεται ομοίως, στο Κεφάλαιο 8.

Όσον αφορά τα υπόλοιπα εξαρτήματα, αυτά που απαιτούν μόνωση είναι οι εναλλάκτες θερμότητας και ιδιαίτερα ο ατμοποιητής, λόγω των μεγαλύτερων θερμοκρασιών που αναπτύσσονται σε αυτόν. Η μόνωσή του γίνεται τοποθετώντας εξωτερικό κάλυμμα με θερμομονωτικές ιδιότητες. Ωστόσο, επειδή αυτό παρέχεται από την εταιρία μαζί με τον εναλλάκτη, δε λαμβάνεται υπόψη ως επιπλέον εξάρτημα.

Πίνακας 81: Μήκη μόνωσης σωλήνων κυκλώματος ORC.

Διατομή (")	Μήκος (mm)
1/2 (Ø12 x 9)	200
5/8 (Ø15 x 9)	400
7/8 (Ø22 x 9)	4000
1 1/8 (Ø28 x 9)	650

6.3.3 Βαλβίδες

Οι βάνες που χρησιμοποιούνται είναι, σύμφωνα με τα προηγούμενα, απομονωτικές και ηλεκτρομαγνητικές. Τα κριτήρια επιλογής του ακριβούς τύπου τους είναι τα εξής:

- Πίεση και θερμοκρασία εντός του εύρους λειτουργίας της βάνας.
- Διατομή βάνας όσο το δυνατόν πλησιέστερα στην ονομαστική διάμετρο του συγκεκριμένου τμήματος (Πίνακας 71), ώστε να μη γίνει χρήση επιπλέον συστολών.
- Η πτώση πίεσης στη βάνα να μην υπερβαίνει ένα ανώτατο όριο, το οποίο τίθεται ίσο με 0.15 bar.

Οι βάνες που εξετάζονται είναι της εταιρίας Castel [116], οι οποίες φέρουν επίσης κολλητές συνδέσεις και οι οποίες απεικονίζονται στο Σχήμα 79. Αναφορικά με την τρίτη απαίτηση, η βάνα χαρακτηρίζεται από το συντελεστή παροχής $k_v [m^3/h]$, ο οποίος δίνεται για νερό πυκνότητας 1000 kg/m^3 και συνεπώς μπορεί να εκφραστεί και σε μονάδες $[kg/h]$. Η πτώση πίεσης Δp στη βάνα υπολογίζεται, συναρτήσει του τύπου της ροής, ως εξής [117]:

- Ροή υγρού:

$$Q [m^3/h] = k_v [m^3/h] \sqrt{\frac{\Delta p [bar]}{\rho [kg/l]}} \quad (109)$$

- Ροή ατμού:

$$\dot{m} [kg/h] = 31.62 k_v [kg/h] \sqrt{\Delta p [bar] \cdot \rho_2 [kg/m^3]} \quad (110)$$

όπου ρ_2 η πυκνότητα κατάντι της βάνας η οποία υπολογίζεται, θεωρώντας ισενθαλπική ροή στις βάνες (άεργη και αδιαβατική) και για πτώση πίεσης ίση με τη μέγιστη, 0.15 bar που τέθηκε παραπάνω.

Έτσι, για κάθε τύπο βάνας ισχύουν τα εξής:

- **Βαλβίδες απομόνωσης:** Οι βάνες είναι σφαιρικές με μέγιστη πίεση και θερμοκρασία λειτουργίας 45 bar και 150 °C αντίστοιχα. Δεδομένων των διαμέτρων του Πίνακα 71, εξετάζονται βάνες διατομής 7/8" και 1 1/8". Συγκεκριμένα, εξετάζονται οι βάνες με αριθμό καταλόγου 6570/7, 6570/9 και με τιμή k_v 29 και 51 m^3/h αντίστοιχα. Στον Πίνακα που ακολουθεί, υπολογίζεται η πτώση πίεσης στα τμήματα όπου υπάρχουν βάνες, στο τελικό κύκλωμα του Σχήματος 86. Όπως φαίνεται, οι πτώσεις πίεσης είναι αρκετά μικρότερες από το όριο των 150 mbar. Συνεπώς, οι βάνες αυτές πληρούν τις προϋποθέσεις και τελικά γίνονται δεκτές.

Πίνακας 82: Πτώση πίεσης απομονωτικών βαλβίδων ανά κλάδο κυκλώματος ORC.

Τμήμα κυκλώματος	Αρ. καταλόγου βάνας	Πτώση πίεσης (mbar)
Τ.Δ.- Υποψύκτης	6570/7	0.5
Υποψύκτης – Αντλία	-	-
Αντλία – Ατμοποιητής	6570/7	0.5
Ατμοποιητής – Εκτονωτής	-	-
Εκτονωτής – Συμπυκνωτής	6570/7	13.2
Συμπυκνωτής – Τ.Δ.	6570/9	0.2

- **Ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες:** Οι βάνες που επιλέγονται λειτουργούν με διάφραγμα το οποίο, ανάλογα με τον τύπο της βάνας (NO ή NC) και αν το πηνίο διαρρέεται από ρεύμα, επιτρέπει ή όχι τη διέλευση του εργαζόμενου μέσου. Επιπλέον, διαθέτουν πιλότο, ο οποίος ορίζει μία ελάχιστη διαφορά πίεσης εισόδου-

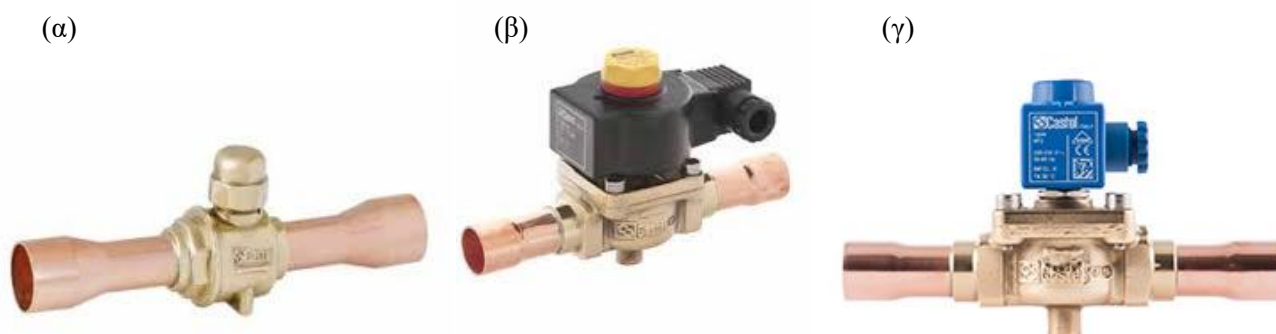
εξόδου για το άνοιγμα και το πλήρες κλείσιμο της βάνας. Η μέγιστη πίεση και θερμοκρασία λειτουργίας τους είναι 45 bar και 105 °C αντίστοιχα, ενώ το ελάχιστο διαφορικό πίεσης που ορίζει ο πιλότος είναι 0.05 bar.

Αναφορικά με τις ακριβείς βάνες που εξετάζονται, οι NC βάνες περιλαμβάνουν το πηνίο, ενώ οι NO όχι και επομένως, πρέπει να επιλεγεί ξεχωριστά. Οι βάνες που εξετάζονται έχουν αριθμό καταλόγου 1098/7 (NC) και 1198/7S (NO), με $k_v = 5.7 \text{ m}^3/h$. Η πτώση πίεσης που υπολογίζεται για αυτόν το συντελεστή ροής είναι 0.132 bar, δηλ. κάτω από το ανώτερο όριο και συνεπώς επιλέγονται. Όσον αφορά το πηνίο της NO βάνας, επιλέγεται το πηνίο 9120/RD2, για λειτουργία με 24 V DC.

Συμπερασματικά, οι βάνες και τα παρελκόμενά τους που τοποθετούνται στο κύκλωμα του ORC παρατίθενται στον Πίνακα 83.

Πίνακας 83: Βάνες και παρελκόμενα βανών κυκλώματος ORC.

Περιγραφή	Ποσότητα
Βαλβίδα απομόνωσης Castel 6570/7	3
Βαλβίδα απομόνωσης Castel 6570/9	1
H/M βαλβίδα NC Castel 1098/7	1
H/M βαλβίδα NO Castel 1198/7S	1
Πηνίο H/M βαλβίδας Castel 9120/RD2	1



Σχήμα 79: Βάνες της εταιρίας Castel. (α) Απομονωτική, (β) H/M NO, (γ) H/M NC.

6.3.4 Τροφοδοτικό δοχείο

Εκλέγεται από την εταιρία RefriComp [118]. Όπως αναφέρθηκε και στο Κεφάλαιο 4, ο καθορισμός του ακριβούς μοντέλου απαιτεί γνώση του κυκλώματος. Αυτό συμβαίνει διότι ο ρόλος του τροφοδοτικού δοχείου, εκτός από την παροχή κορεσμένου υγρού στην έξοδό του, είναι και η αποθήκευση του οργανικού μέσου κατά τις περιόδους που το σύστημα βρίσκεται εκτός λειτουργίας. Επομένως, η χωρητικότητά του πρέπει να είναι τέτοια, ώστε να μπορεί να συλλέξει τη μάζα του οργανικού μέσου όλου του κυκλώματος. Συγκεκριμένα, ο κατασκευαστής ορίζει ως ελάχιστη χωρητικότητα δοχείου, αυτή στην οποία ο όγκος που καταλαμβάνει η μάζα του οργανικού μέσου στους 30 °C, δεν υπερβαίνει το 90 % της χωρητικότητας V_{rec} του δοχείου, δηλ.:

$$m_{ολ} \leq 0.9 \rho_{30^\circ\text{C}} V_{rec} \quad (111)$$

όπου $\rho_{30^\circ\text{C}, R134a} = 1187.5 \text{ kg/m}^3$ και η μάζα του εργαζόμενου μέσου υπολογίζεται ως:

$$m_{ολ} = \sum_i \rho_i V_i \quad (112)$$

όπου V_i ο όγκος που καταλαμβάνει κάθε εξάρτημα-σωλήνας και ρ_i η πυκνότητα του οργανικού μέσου σε αυτό. Συγκεκριμένα, στον υπολογισμό λαμβάνονται υπόψη οι όγκοι των σωλήνων, των εναλλακτών θερμότητας (όσον αφορά την πλευρά του οργανικού μέσου), της αντλίας και του εκτονωτή. Προκειμένου να αποφευχθεί υποδιαστασιολόγησή του, ως πυκνότητα για τον υπολογισμό της μάζας στα εξαρτήματα λαμβάνεται η μέγιστη μεταξύ εισόδου και εξόδου. Για παράδειγμα, στον ατμοποιητή ως πυκνότητα λαμβάνεται αυτή του –υπόψυκτου– ρεύματος εισόδου.

Ωστόσο, προκειμένου τα αποτελέσματα να είναι πιο συντηρητικά, γίνεται η θεώρηση ότι σε όλο το κύκλωμα, το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται στην υγρή φάση, στους 30 °C. Επομένως, από τις παραπάνω σχέσεις, προκύπτει η ελάχιστη χωρητικότητα του δοχείου:

$$V_{rec,min} = \frac{V_{ORC}}{0.9} \quad (113)$$

όπου V_{ORC} ο συνολικός όγκος όλου του κυκλώματος.

Όμως, οι όγκοι των σωλήνων επηρεάζονται από το δοχείο που τοποθετείται. Έτσι, η εκλογή του μοντέλου γίνεται επαναληπτικά ως εξής:

- Αρχικά, σχεδιάζεται το κύκλωμα δίχως το δοχείο και υπολογίζεται ο όγκος του απαιτούμενου δοχείου από την εξίσωση (113), ανηγμένος στην αμέσως μεγαλύτερη τυποποιημένη χωρητικότητα.
- Έπειτα, τοποθετείται το δοχείο και επαναυπολογίζεται ο όγκος του δοχείου για το νέο κύκλωμα.
- Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται μέχρις ότου ο τυποποιημένος όγκος του δοχείου του νέου κυκλώματος συμπίπτει με αυτόν του προηγούμενου βήματος.

Αναφορικά με τη διάταξή του, προτιμάται η κατακόρυφη προκειμένου να μην αυξηθεί το μήκος ή το πλάτος της εγκατάστασης. Συνεπώς, εξετάζονται οι τύποι RDG-S, RDG οι οποίοι διαφέρουν μόνο ως προς το εύρος χωρητικότητας. Συγκεκριμένα, ο πρώτος διατίθεται σε χωρητικότητες μέχρι 20 l, ενώ ο δεύτερος σε μεγαλύτερες. Η μέγιστη πίεση και θερμοκρασία λειτουργίας των δοχείων αυτών είναι 30 bar και 120 °C αντίστοιχα.

Τελικά, ο όγκος του κυκλώματος προκύπτει, σύμφωνα με τον Πίνακα 84, ίσος με 6.71 l και συνεπώς, η χωρητικότητα του δοχείου που εκλέγεται είναι 8 l. Τέλος, για το ακριβές μοντέλο καθορίζονται ακόμη τα εξής:

- Σύνδεση εισόδου κολλητή.
- Σύνδεση εξόδου μέσω Rotalock βαλβίδας, ώστε να αποφευχθεί η χρήση γωνιών, καμπυλών.
- Έξοδος στο κάτω μέρος του δοχείου για καλύτερο διαχωρισμό των φάσεων στην έξοδο του δοχείου.
- Υποδοχή για βαλβίδα ασφαλείας στο πάνω μέρος του δοχείου.
- Δύο τζάμια, στο πάνω και το κάτω μέρος του δοχείου, για παρακολούθηση της στάθμης του.

Βάσει όλων αυτών, επιλέγεται το μοντέλο RDG-S 8 C ODS, το οποίο απεικονίζεται στο επόμενο Σχήμα.

Καταλήγοντας, σύμφωνα με τον Πίνακα 84, η συνολική μάζα του R134a στο κύκλωμα είναι 6.92 kg και συνεπώς η πλήρωση του κυκλώματος γίνεται με 7 kg οργανικού μέσου. Τέλος, εφαρμόζοντας τη σχέση (111), προκύπτει ελάχιστη χωρητικότητα δοχείου ίση με 6.47 l. Συνεπώς, η επιλογή είναι η ίδια.



Σχήμα 80: Τροφοδοτικό δοχείο της σειράς RDG-S C ODS της εταιρίας RefriComp.

Πίνακας 84: Όγκοι σωλήνων και εξαρτημάτων κυκλώματος ORC και αντίστοιχη μάζα εργαζόμενου μέσου.

Τμήμα	Χωρητικότητα (l)	Μάζα R134a (kg)
Τ.Δ. – Υποψύκτης	0.313	0.358
Υποψύκτης – Αντλία	0.047	0.054
Αντλία – Ατμοποιητής	0.429	0.500
Ατμοποιητής – Εκτονωτής	0.456	0.057
Εκτονωτής – Συμπυκνωτής	0.218	0.011
Συμπυκνωτής – Τ.Δ.	0.241	0.276
Ατμοποιητής	2.795	3.253
Συμπυκνωτής	1.750	2.001
Υποψύκτης	0.325	0.377
Αντλία	0.014	0.016
Εκτονωτής	0.121	0.015
Σύνολο	6.709	6.918

6.3.5 Φίλτρο

Όπως επισημάνθηκε προηγουμένως, ο ρόλος του φίλτρου είναι διττός [119]. Αφενός, συγκρατεί στερεά σωματίδια που συμπαρασύρονται από το εργαζόμενο μέσο, προστατεύοντας έτσι την αντλία και τον υποψύκτη, έναντι μηχανικής διάβρωσης και φραγής της ροής αντίστοιχα. Αφετέρου, δεσμεύει την υγρασία εντός του κυκλώματος, η οποία δύναται να αντιδράσει με το οργανικό μέσο δημιουργώντας οξέα που διαβρώνουν την εγκατάσταση.

Κριτήριο για την επιλογή του φίλτρου αποτελεί κυρίως η συγκράτηση της υγρασίας και ο τρόπος με τον οποίο αυτή πραγματοποιείται. Η δέσμευση της υγρασίας γίνεται με αφυγραντική ουσία. Οι πλέον χρησιμοποιούμενες είναι οι συνθετικοί ζεόλιθοι (molecular sieve), η ενεργός αλουμίνα (activated alumina) και το silica gel. Από αυτές, μεγαλύτερη συγκράτηση επιτυγχάνεται με τους συνθετικούς ζεόλιθους, οι οποίοι προτείνονται για χρήση σε σωληνώσεις υγρού [120].

Σύμφωνα με τα παραπάνω, επιλέγεται ο τύπος DML της εταιρίας Danfoss [121] (Σχήμα 81), ο οποίος χρησιμοποιεί αποκλειστικά συνθετικό ζεόλιθο για τη δέσμευση της υγρασίας, ενώ η μέγιστη πίεση και θερμοκρασία λειτουργίας του είναι 46 bar και 70 °C αντίστοιχα. Επίσης, επιλέγονται κολλητές συνδέσεις χαλκού, όπως σε όλα τα προηγούμενα εξαρτήματα. Τέλος, η επιλογή του ακριβούς μοντέλου συνίσταται στο μέγεθός του και τη διατομή των συνδέσεών του.

Αναφορικά με το μέγεθος, η διαστασιολόγηση γίνεται βάσει της μάζας του υγρού στο κύκλωμα στους 24 °C. Ομοίως, προκειμένου να αποφευχθεί τυχόν υποδιαστασιολόγηση, γίνεται η παραδοχή ότι όλο το κύκλωμα βρίσκεται στην υγρή φάση, στους 24 °C. Έτσι, η μάζα του υγρού, βάσει της οποίας εκλέγεται το μέγεθος του φίλτρου, είναι:

$$m_{liq} = \rho_{24^{\circ}\text{C}} V_{ORC} \quad (114)$$

όπου $\rho_{24^{\circ}\text{C}, \text{R134a}} = 1210.5 \text{ kg/m}^3$.

Σύμφωνα με τον Πίνακα 84, ο όγκος V_{ORC} του κυκλώματος είναι 6.71 l. Κάνοντας χρήση της παραπάνω εξίσωσης και προκειμένου οι συνδέσεις του να προσεγγίζουν τα 7/8" του κλάδου στον τοποθετείται (Πίνακας 71), εκλέγεται το μοντέλο DML 085s, το οποίο χρησιμοποιείται για μάζα υγρού μικρότερη των 12.6 kg.



Σχήμα 81: Φίλτρο της σειράς DML της εταιρίας Danfoss.

6.3.6 Αισθητήρες

Όπως τονίστηκε στην αρχή του κεφαλαίου, η εύρυθμη λειτουργία του συστήματος προϋποθέτει την τοποθέτηση αισθητήρων στο κύκλωμα. Οι δύο κύριες λειτουργίες που επιτελούν αφορούν την προστασία του κυκλώματος έναντι μη φυσιολογικών συνθηκών λειτουργίας και την παρακολούθηση και καταγραφή βασικών μεγεθών κατά μήκος του κυκλώματος, όπως πίεση, θερμοκρασία και παροχή.

Όσον αφορά την πρώτη λειτουργία, ελέγχονται τα εξής:

- Υποπίεση και υπερπίεση στην αναρρόφηση της αντλίας.
- Υπερπίεση στην έξοδο του ατμοποιητή.

Για το λόγο αυτό, τοποθετείται πιεσοστάτης χαμηλής και υψηλής πίεσης στην αναρρόφηση της αντλίας και πιεσοστάτης υψηλής πίεσης στην έξοδο του ατμοποιητή, σύμφωνα με όσα ειπώθηκαν στην αρχή του κεφαλαίου. Τα όρια της απόλυτης πίεσης στα οποία ρυθμίζονται προκύπτουν από τις πιέσεις του κύκλου (χαμηλή 10.2 bar και υψηλή 23.6 bar) και φαίνονται στον επόμενο Πίνακα.

Πίνακας 85: Απόλυτες πιέσεις ρύθμισης πιεσοστατών.

Θέση πιεσοστάτη	Τύπος πίεσης ρύθμισης	Πίεση ρύθμισης
Αναρρόφηση αντλίας	Χαμηλή	6
	Υψηλή	12
Έξοδος ατμοποιητή	Υψηλή	28

Όσον αφορά τη δεύτερη λειτουργία, τα μεγέθη και οι δείκτες που χρήζουν καταγραφής είναι:

- Υπόψυξη στην είσοδο της αντλίας, για έλεγχο σπηλαίωσης.
- Πίεση και θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή.
- Λόγος πίεσης εκτονωτή.
- Ταχύτητα γεννήτριας για κατάλληλη οδήγησή της.
- Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου.

Ωστόσο, η ακριβής μέτρηση της παροχής μάζας απαιτεί ακριβή και ογκώδη όργανα, όπως π.χ. παροχόμετρο Coriolis. Έτσι, προτείνεται ένας προσεγγιστικός τρόπος υπολογισμού της, μέσω της μέτρησης της ταχύτητας περιστροφής της αντλίας, στην οποία η παροχή όγκου παραμένει πρακτικά αμετάβλητη μεταξύ εισόδου και εξόδου. Συγκεκριμένα, η παροχή μάζας προκύπτει από την εξίσωση (14) ως:

$$\dot{m} = \rho_{p,in} V_{s,p} N_p \eta_{vol,p} \quad (115)$$

όπου η πυκνότητα $\rho_{p,in}$ στην είσοδο της αντλίας είναι συνάρτηση της πίεσης και της θερμοκρασίας στη θέση αυτή. Συνεπώς, απαιτείται μέτρηση των μεγεθών αυτών.

Σχετικά με την ταχύτητα της γεννήτριας, λόγω απουσίας χώρου και για περιορισμό του κόστους, δεν τοποθετείται επιπλέον μετρητής στροφών. Αντίθετα, οι στροφές της εκτιμώνται μέσω της ταχύτητας του εκτονωτή, η οποία υπολογίζεται από την παροχή μάζας και τη σχέση μετάδοσης εκτονωτή-γεννήτριας. Η παροχή μάζας υπολογίζεται, συναρτήσει των στροφών του εκτονωτή, από την εξίσωση (28) ως:

$$\dot{m} = \rho_{exp,in} N_{exp} V_{s,exp} \frac{1}{\eta_{vol,exp}} \quad (116)$$

Βάσει αυτών, τοποθετούνται τα εξής:

- Πιεσοστάτης χαμηλής και υψηλής πίεσης στην αναρρόφηση της αντλίας.
- Πιεσοστάτης υψηλής πίεσης στην έξοδο του ατμοποιητή.
- Μετρητικά πίεσης στην έξοδο του ατμοποιητή, την έξοδο του συμπυκνωτή, την έξοδο του υποψύκτη και την έξοδο του εκτονωτή.
- Μετρητικά θερμοκρασίας στην έξοδο του ατμοποιητή, την έξοδο του συμπυκνωτή και την έξοδο του υποψύκτη.
- Μετρητής στροφών στην αντλία.

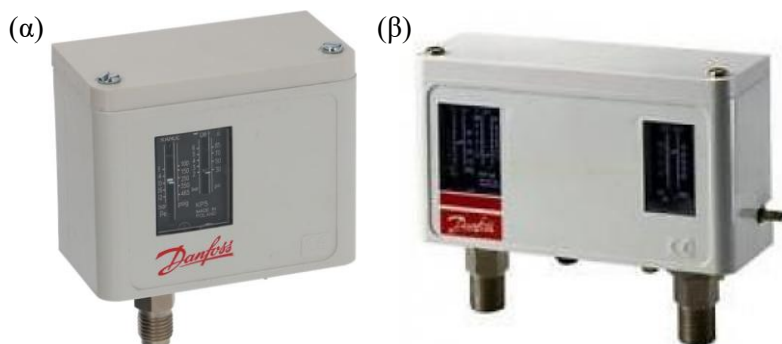
Συγκεκριμένα, εκλέγονται τα εξής:

- **Πιεσοστάτες:** Επιλέγονται οι μηχανικοί πιεσοστάτες της εταιρίας Danfoss [121]. Σύμφωνα με τις τιμές ρύθμισης του Πίνακα 85, επιλέγεται το μοντέλο KP15 με αυτόματο reset και συνδέσεις εκχειλούμενων άκρων (κωδικός 060-124166) για την αναρρόφηση της αντλίας και το μοντέλο KP5 με αυτόματο reset και σύνδεση εκχειλούμενων άκρων (κωδικός 060-117166) για την έξοδο του ατμοποιητή.
- **Μετρητικά πίεσης:** Εκλέγεται ο τύπος A-10 της εταιρίας WIKA [122]. Συγκεκριμένα, επιλέγονται τρεις με εύρος μέτρησης 0-16 *bar* (κωδικός A-10-BG-416) και ένας με εύρος 0-40 *bar* (κωδικός A-10-BG-440) για την έξοδο του ατμοποιητή. Τέλος, δεν ορίζονται στοιχεία σχετικά με την ηλεκτρική σύνδεση, διότι προϋποθέτουν τη γνώση του αυτοματισμού της εγκατάστασης.
- **Μετρητικά θερμοκρασίας:** Επιλέγεται ο τύπος MBT 3250 της εταιρίας Danfoss [121] με μήκος υποδοχής 50 *mm* και διατομή σύνδεσης 1/2" (κωδικός 084Z2446). Πρόκειται για αισθητήρα αντίστασης με μία αντίσταση λευκόχρυσου των 100 Ω στους 0 °C (αισθητήρας 1xPt100) και εύρος μέτρησης -50÷200 °C. Ο λόγος που προτιμάται αυτός ο τύπος αισθητήρα έναντι θερμοστοιχείου, είναι η μεγαλύτερη ακρίβεια μέτρησης στο εύρος θερμοκρασιών του κύκλου [123].
- **Μετρητής στροφών:** Οι πλέον ενδεδειγμένες μέθοδοι για μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής ενός άξονα είναι μέσω του φαινομένου του Hall ή μέσω οπτικής κωδικοποίησης. Η αποτελεσματικότητα της πρώτης μεθόδου προϋποθέτει την ύπαρξη εξαρτημάτων όπως γρανάζια, ώστε η μαγνητική ροή να μεταβάλλεται σημαντικά και έτσι να αυξάνεται η ακρίβεια της μέτρησης. Ωστόσο, δεν υφίστανται τέτοια εξαρτήματα στο σύστημα. Έτσι, επιλέγεται η δεύτερη μέθοδος και συγκεκριμένα ο αισθητήρας E6 της εταιρίας US Digital [124] με 1000 μετρήσεις ανά περιστροφή (Cycles per Revolution – CPR). Ο αισθητήρας αυτός εδράζεται στο σώμα της αντλίας και ομοαξονικά με την άτρακτό της, η οποία έχει διάμετρο 7/8". Καταλήγοντας λοιπόν, επιλέγεται ο αισθητήρας E6 με 1000 CPR και 7/8" (κωδικός E6-1000-875).

Συμπερασματικά, τα αισθητήρια όργανα που εγκαθίστανται παρατίθενται στον παρακάτω Πίνακα και απεικονίζονται στα Σχήματα 82-85.

Πίνακας 86: Αισθητήρες κυκλώματος ORC.

Περιγραφή	Ποσότητα
Πιεσοστάτης Danfoss KP15 auto-reset	1
Πιεσοστάτης Danfoss KP5 auto-reset	1
Αισθητήρας πίεσης WIKA A-10 0-16 <i>bar</i>	3
Αισθητήρας πίεσης WIKA A-10 0-40 <i>bar</i>	1
Αισθητήρας θερμοκρασίας Danfoss MBT 3250 50 <i>mm</i>	3
Μετρητής στροφών US Digital E6 1000 CPR 7/8"	1



Σχήμα 82: Πιεσοστάτες της εταιρίας Danfoss. (α) KP5, (β) KP15.



Σχήμα 83: Αισθητήρας πίεσης A-10 της εταιρίας WIKA.



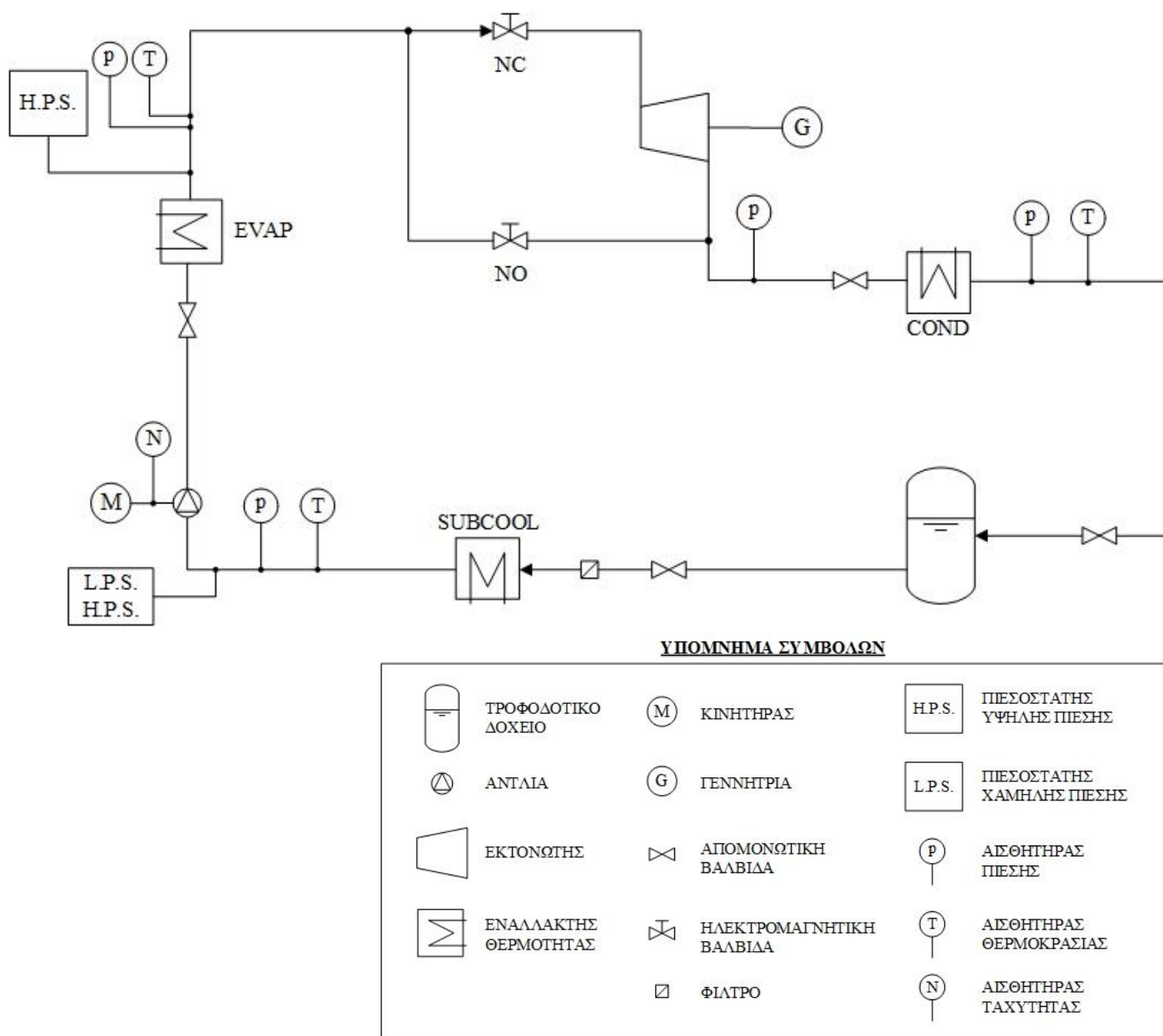
Σχήμα 84: Αισθητήρας θερμοκρασίας MBT 3250 της εταιρίας Danfoss.



Σχήμα 85: Αισθητήρας ταχύτητας περιστροφής E6 της εταιρίας US Digital.

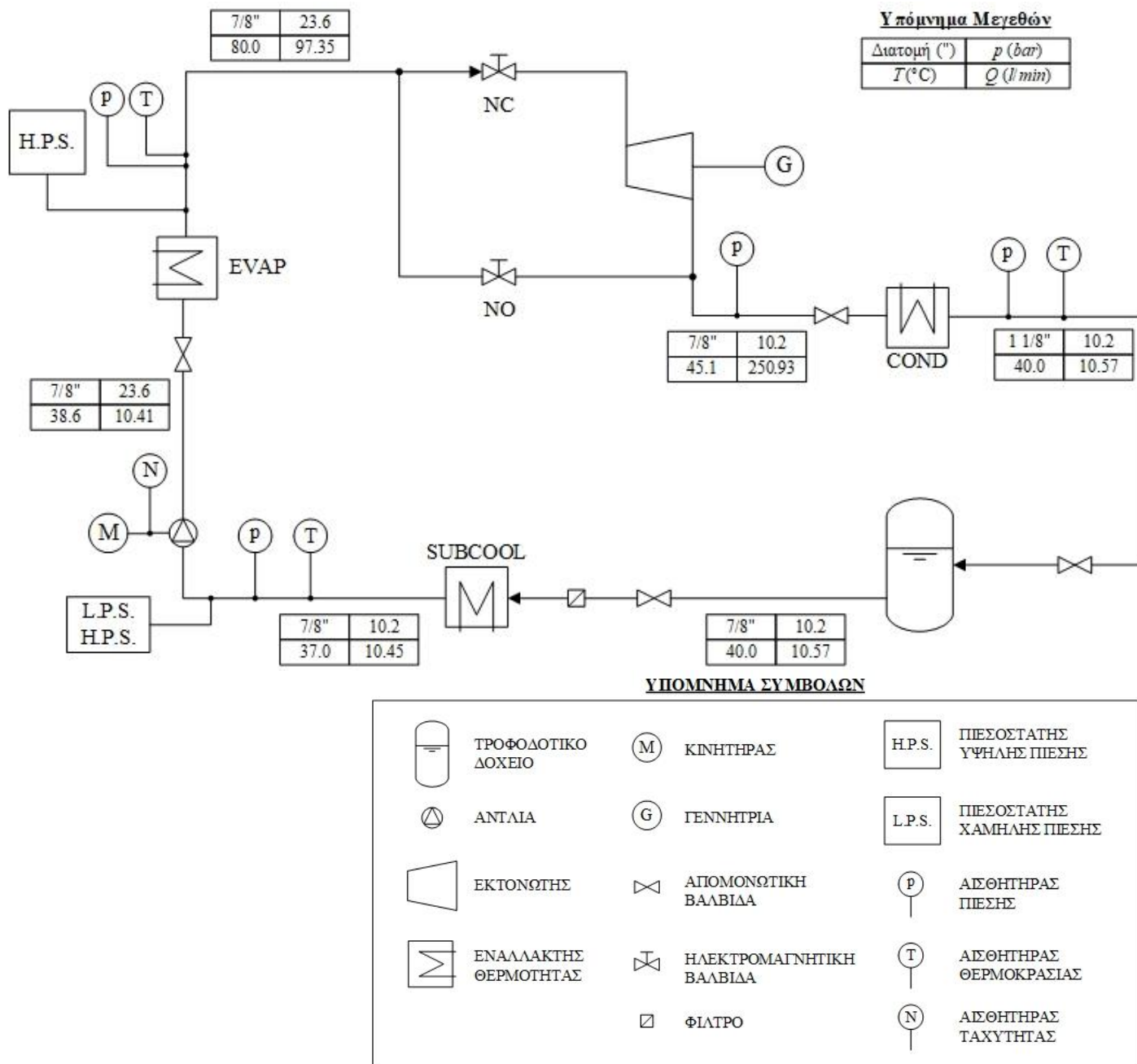
6.3.7 Τελικό κύκλωμα ORC

Έχοντας πλέον διερευνήσει και το ζήτημα των αισθητήρων, παρουσιάζεται στο ακόλουθο Σχήμα το τελικό κύκλωμα του ORC.



Σχήμα 86: Τελικό κύκλωμα ORC.

Καταλήγοντας, στο Σχήμα 87 παρουσιάζεται το τελικό κύκλωμα του ORC, στο οποίο παρουσιάζονται επίσης και τα βασικά μεγέθη σε κάθε διακριτή θέση του κυκλώματος, για λειτουργία σε μόνιμες συνθήκες (Process and Instrumentation Diagram – P&ID). Συγκεκριμένα, παρατίθεται η διατομή των σωλήνων και οι τιμές απόλυτης πίεσης, θερμοκρασίας και παροχής όγκου. Επισημαίνεται ότι οι τιμές αυτές προέκυψαν αμελώντας τις πτώσεις πίεσης στα διάφορα στοιχεία του κυκλώματος.



Σχήμα 87: Πλήρες P&ID κυκλώματος ORC.

6.3.8 Λοιπά εξαρτήματα νερού

Εκτός από τα εξαρτήματα που αφορούν το ευρύτερο ηλιακό σύστημα και τα οποία προσδιορίστηκαν στο Κεφάλαιο 5, απαιτούνται επιπλέον στοιχεία ώστε να γίνει η σύνδεσή του με τους εναλλάκτες θερμότητας του κυκλώματος του ORC. Τα εξαρτήματα αυτά είναι τα εξής:

- **Σωλήνες χαλκού:** Λαμβάνεται ο τύπος TALOS της εταιρίας της εταιρίας ΧΑΛΚΟΡ [112], ο οποίος χρησιμοποιείται σε συστήματα νερού. Οι σωλήνες που χρησιμοποιούνται διατίθενται σε μήκη των 4 m.
- **Εξαρτήματα χαλκού:** Λαμβάνονται εξαρτήματα για χρήση σε σωλήνες νερού από την εταιρία Bänninger [113]. Επίσης, τοποθετούνται εξαρτήματα της εταιρίας NIBCO [114], όπως αναλύεται παρακάτω.
- **Μόνωση σωλήνων:** Χρησιμοποιείται, όπως και στο κύκλωμα του ORC, ο τύπος ISOPIPE TC πάχους 9 mm της εταιρίας ISOPIPE [115]. Μόνωση τοποθετείται μόνο στους κλάδους του ατμοποιητή, όπου η θερμοκρασία του νερού είναι υψηλή.
- **Βάνες:** Λαμβάνονται από την εταιρία Cimberio [95].

Ειδικότερα, τα εξαρτήματα χαλκού αφορούν κυρίως συστολές και μαστούς, ώστε οι διατομές των σωλήνων του νερού να προσαρμόζονται στις συνδέσεις των εναλλακτών. Όπως φάνηκε και στο Κεφάλαιο 5, οι διάμετροι των χαλκοσωλήνων νερού εκφράζονται συναρτήσει της εξωτερικής διαμέτρου κατά το πρότυπο EN 1057, εκφρασμένης σε *mm*. Η αντιστοιχία τους με τις διαμέτρους των ψυκτικών χαλκοσωλήνων φαίνεται στον Πίνακα 87. Σύμφωνα με αυτό, για κάθε εναλλάκτη θερμότητας απαιτούνται τα εξής:

- Ατμοποιητής: Οι σωληνώσεις των συλλεκτών είναι διατομής Ø54, ενώ η σύνδεση με τον εναλλάκτη γίνεται με Ø28. Συνεπώς, απαιτείται συστολή Ø54-28. Ωστόσο, προκειμένου η αλλαγή διατομής να γίνει σταδιακά, τοποθετούνται διαδοχικά συστολές Ø54-42 και Ø42-28.
- Υποψύκτης – Συμπυκνωτής: Οι σωληνώσεις τους είναι διατομής Ø42 και συνδέονται εν σειρά, ενώ η σύνδεση στον υποψύκτη γίνεται μέσω σπειρώματος 1". Ωστόσο, δε διατίθεται μαστός Ø42 x 1", αλλά μαστός 1 1/8" x 1", όπως αυτός που χρησιμοποιήθηκε στο κύκλωμα του ORC. Έτσι, για το σωλήνα εισόδου στον υποψύκτη, σύμφωνα με τον Πίνακα 87, τοποθετείται συστολή Ø42-28 η οποία έπειτα συνδέεται με το μαστό 1 1/8" x 1".

Όσον αφορά το σωλήνα που συνδέει τους δύο εναλλάκτες, λόγω απουσίας χώρου μεταξύ των δύο εναλλακτών, δεν τοποθετείται κάποια συστολή. Έτσι, εφόσον η σύνδεση στο συμπυκνωτή γίνεται με διατομή Ø22, ο σωλήνας που τους συνδέει είναι διαμέτρου Ø22. Επίσης, η σύνδεση με τον υποψύκτη γίνεται μέσω μαστού σπειρώματος 1". Άρα, με την παραπάνω λογική και σύμφωνα με τον Πίνακα 87, στην έξοδο του υποψύκτη τοποθετείται μαστός 7/8" x 1". Τέλος, τοποθετείται και μία απομονωτική βαλβίδα χαλκού για χρήση κατά την περίοδο συντηρήσεων. Συγκεκριμένα, τοποθετείται η σφαιρική βάνα Cim 209 Ø22 της εταιρίας Cimberio [95].

Καταλήγοντας, στην έξοδο του συμπυκνωτή τοποθετείται συστολή Ø42-22.

Τέλος, δεδομένου ότι πρόκειται για διάταξη που προσαρτάται σε υφιστάμενο σύστημα, επιλέγεται η σύνδεση με το ηλιακό σύστημα να γίνεται μέσω φλαντζών, όπως συνηθίζεται. Συνεπώς, τοποθετούνται κολλητές ορειχάλκινες φλάντζες της εταιρίας NIBCO [114] και συγκεκριμένα, ο τύπος 771-LF. Ειδικότερα, επιλέγονται δύο φλάντζες διατομής 1 1/2" και δύο 2".

Πίνακας 87: Αντιστοίχιση χαλκοσωλήνων νερού και ψυκτικών χαλκοσωλήνων.

Σωλήνας νερού (<i>mm</i>)	Ψυκτικός σωλήνας (")
10	3/8
12	1/2
15	5/8
18	3/4
22	7/8
28	1 1/8
35	1 3/8
42	1 5/8
54	2 1/8
64	2 5/8
76.1	3 1/8
88.9	3 5/8
108	4 1/8

Συγκεντρωτικά, τα μήκη σωλήνων, μόνωσης και τα υπόλοιπα εξαρτήματα ανά τμήμα και συνολικά παρουσιάζονται στους Πίνακες 88-93. Αναγωγή των μηκών των σωλήνων και των μονώσεων στα τυποποιημένα μεγέθη τους γίνεται στα Κεφάλαια 5,8.

Πίνακας 88: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου εισόδου υποψύκτη.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 1/2"	1
Σωλήνας TALOS Ø42	90
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø42-28	1
Σωλήνας TALOS Ø28	80
Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø28	2
Σωλήνας TALOS Ø28	95
Σωλήνας TALOS Ø28	60
Μαστός Θηλυκός Bänninger ACR 1 1/8" x 1"	1

Πίνακας 89: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου υποψύκτη-συμπυκνωτή.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Μαστός Θηλυκός Bänninger ACR 7/8" x 1"	1
Σωλήνας TALOS Ø22	60
Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø22	3
Σωλήνας TALOS Ø22	45
Σωλήνας TALOS Ø22	110
Σωλήνας TALOS Ø22	65
Βαλβίδα απομόνωσης Cimberio Cim 209 Ø22	1
Σωλήνας TALOS Ø22	30

Πίνακας 90: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου εξόδου συμπυκνωτή.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Σωλήνας TALOS Ø22	80
Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø22	1
Σωλήνας TALOS Ø22	75
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø42-22	1
Σωλήνας TALOS Ø42	90
Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 1/2"	1

Πίνακας 91: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου εισόδου ατμοποιητή.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 2"	1
Σωλήνας TALOS Ø54	80
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø54-42	1
Σωλήνας TALOS Ø42	60
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø42-28	1
Σωλήνας TALOS Ø28	70
Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø28	1
Σωλήνας TALOS Ø28	35
Μόνωση ISOPIPE TC Ø28 x 9	200
Μόνωση ISOPIPE TC Ø42 x 9	100
Μόνωση ISOPIPE TC Ø54 x 9	100

Πίνακας 92: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδου εξόδου ατμοποιητή.

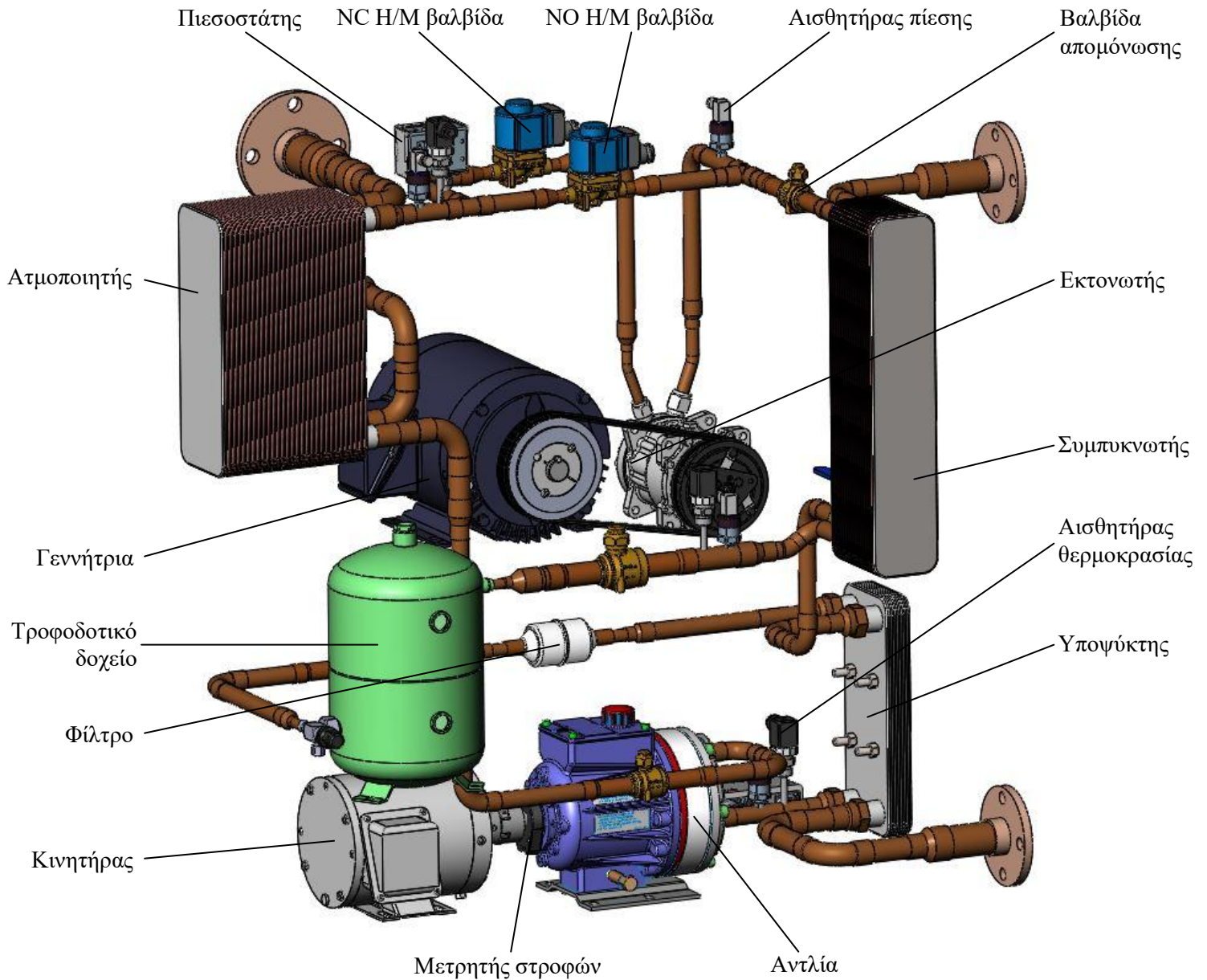
Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Σωλήνας TALOS Ø28	40
Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø28	2
Σωλήνας TALOS Ø28	45
Σωλήνας TALOS Ø28	65
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø42-28	1
Σωλήνας TALOS Ø42	60
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø54-42	1
Σωλήνας TALOS Ø54	150
Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 2"	1
Μόνωση ISOPIPE TC Ø28 x 9	350
Μόνωση ISOPIPE TC Ø42 x 9	100
Μόνωση ISOPIPE TC Ø54 x 9	200

Πίνακας 93: Μήκη σωλήνων, μόνωσης και εξαρτημάτων νερού κλάδων εναλλακτών θερμότητας.

Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)
Σωλήνας TALOS Ø22 x 1.0	465
Σωλήνας TALOS Ø28 x 1.5	490
Σωλήνας TALOS Ø42 x 1.5	300
Σωλήνας TALOS Ø54 x 2.0	230
Μόνωση ISOPIPE TC Ø28 x 9	550
Μόνωση ISOPIPE TC Ø42 x 9	200
Μόνωση ISOPIPE TC Ø54 x 9	300
Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø22	4
Καμπύλη Θηλυκή-Θηλυκή 90° Bänninger Ø28	5
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø42-22	1
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø42-28	3
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή Bänninger Ø54-42	2
Μαστός Θηλυκός Bänninger ACR 7/8" x 1"	1
Μαστός Θηλυκός Bänninger ACR 1 1/8" x 1"	1
Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 1/2"	2
Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 2"	2
Βαλβίδα απομόνωσης Cimberio Cim 209 Ø22	1

6.4 Τελική διάταξη ORC

Στο Σχήμα που ακολουθεί παρουσιάζεται η τελική διάταξη όπου, για λόγους ευκρίνειας, δεν απεικονίζεται ο σκελετός της εγκατάστασης. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο σχεδιασμός της διάταξης γίνεται παράλληλα με το σχεδιασμό του σκελετού της εγκατάστασης, η κατασκευή του οποίου αναλύεται παρακάτω. Επιπλέον, επισημαίνεται ότι για την αποτύπωση, ορισμένα στοιχεία, όπως οι βάνες, δεν είναι αυτά που εκλέχθηκαν παραπάνω, αλλά αντίστοιχα άλλων εταιριών των οποίων τα μοντέλα είναι διαθέσιμα. Παρ' όλα αυτά, οι διαστάσεις τους είναι πανομοιότυπες και συνεπώς η αποτύπωση είναι ιδιαίτερα ακριβής. Τέλος, δεν παρουσιάζονται οι μονώσεις, ώστε να φαίνονται ευκρινώς οι σωληνώσεις και οι συνδέσεις τους με τα διάφορα εξαρτήματα.



Σχήμα 88: Τριδιάστατη απεικόνιση τελικής διάταξης δίχως απεικόνιση του σκελετού.

7. Σκελετός εγκατάστασης και στοιχεία έδρασης

Ο σκελετός της εγκατάστασης αποτελεί το στοιχείο στο οποίο τοποθετούνται όλα τα παραπάνω εξαρτήματα. Ο σχεδιασμός του γίνεται παράλληλα με το σχεδιασμό των σωληνώσεων με γνώμονα την εύκολη συναρμολόγησή του, την εύκολη τοποθέτηση των εξαρτημάτων σε αυτόν και την προσβασιμότητα σε όλα τα σημεία της εγκατάστασης.

Η κατασκευή του γίνεται με κοιλοδοκούς τετραγωνικής διατομής, εξωτερικής πλευράς 20 mm και πάχους 2.6 mm, δηλ. τετραγωνικές κοιλοδοκούς 20 x 20 x 2.6, οι οποίες συγκολλούνται μεταξύ τους. Επιπλέον, για την έδραση των εξαρτημάτων στο σκελετό, χρησιμοποιούνται λάμες κατάλληλου πάχους και τυποποιημένων μεγεθών του εμπορίου, οι οποίες συγκολλούνται στο σκελετό. Η τοποθέτηση των εξαρτημάτων στις λάμες γίνεται μέσω κοχλιών, περικοχλιών και δακτυλίων. Επιπλέον, κατασκευάζονται στραντζαριστοί βραχίονες για τη στήριξη των εναλλακτών στο σκελετό. Τέλος, στο σκελετό τοποθετούνται πάνελ ακρυλικού γυαλιού πάχους 6 mm και κατάλληλης διαμόρφωσης για προστασία από εξωτερικούς παράγοντες. Τα πάνελ στερεώνονται μέσω σφιγκτήρων που εδράζονται στο σκελετό.

Στους Πίνακες που ακολουθούν, δίνονται τα στοιχεία έδρασης των διάφορων εξαρτημάτων και τα στοιχεία που απαρτίζουν το σκελετό, ενώ η αναγωγή των μηκών των δοκών και των λαμών στα τυποποιημένα τους μεγέθη γίνεται στο επόμενο Κεφάλαιο. Σημειώνεται ότι στους Πίνακες δε συμπεριλαμβάνονται στοιχεία όπως σφήνες και κοχλίες για την τοποθέτηση της τροχαλίας της γεννήτριας, του κωνικού συνδέσμου της και του μετρητή στροφών, διότι αυτά παρέχονται από τους κατασκευαστές. Τέλος, δε συμπεριλαμβάνονται τροχοί μεταφοράς, καθώς χρησιμοποιούνται μόνο κατά τη μεταφορά της διάταξης.

Πίνακας 94: Εξαρτήματα έδρασης αντλίας και κινητήρα.

Περιγραφή	Ποσότητα
Λάμα 5 x 200 – 550 mm	1
Λάμα 19.43 x 180 – 150 mm	1
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M10 x 25 – DIN EN 24017	4
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής 3/8"-24 x 3/8" x 3/8"	4
Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M10 – DIN EN 24035	4
Επίπεδος δακτύλιος 3/8" Τύπος Α – Στενός	4

Πίνακας 95: Εξαρτήματα έδρασης εκτονωτή και γεννήτριας.

Περιγραφή	Ποσότητα
Λάμα 6 x 320 – 450 mm	1
Λάμα 3 x 20 – 30 mm	4
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M10 x 30 – DIN EN 24017	4
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M10 x 25 – DIN EN 24017	8
Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M10 – DIN EN 24035	12

Πίνακας 96: Εξαρτήματα έδρασης τροφοδοτικού δοχείου.

Περιγραφή	Ποσότητα
Λάμα 5 x 220 – 320 mm	1
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M8 x 20 – DIN EN 24017	3
Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M8 – DIN EN 24035	3

Πίνακας 97: Εξαρτήματα έδρασης ατμοποιητή.

Περιγραφή	Ποσότητα
Λάμα 5 x 200 – 585 mm	1
Βραχίονας ατμοποιητή	2
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M8 x 20 – DIN EN 24017	4
Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M8 – DIN EN 24035	4

Πίνακας 98: Εξαρτήματα έδρασης συμπυκνωτή.

Περιγραφή	Ποσότητα
Λάμα 5 x 200 – 585 mm	1
Βραχίονας συμπυκνωτή	2
Κοιλίας εξαγωνικής κεφαλής M8 x 20 – DIN EN 24017	4
Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M8 – DIN EN 24035	4

Πίνακας 99: Εξαρτήματα έδρασης υποψύκτη.

Περιγραφή	Ποσότητα
Λάμα 5 x 200 – 585 mm	1
Βραχίονας υποψύκτη (οι ντίζες και τα περικόχλια περιλαμβάνονται με τον εναλλάκτη)	1
Κοιλίας εξαγωνικής κεφαλής M8 x 20 – DIN EN 24017	4
Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M8 – DIN EN 24035	4

Πίνακας 100: Εξαρτήματα σκελετού διάταξης.

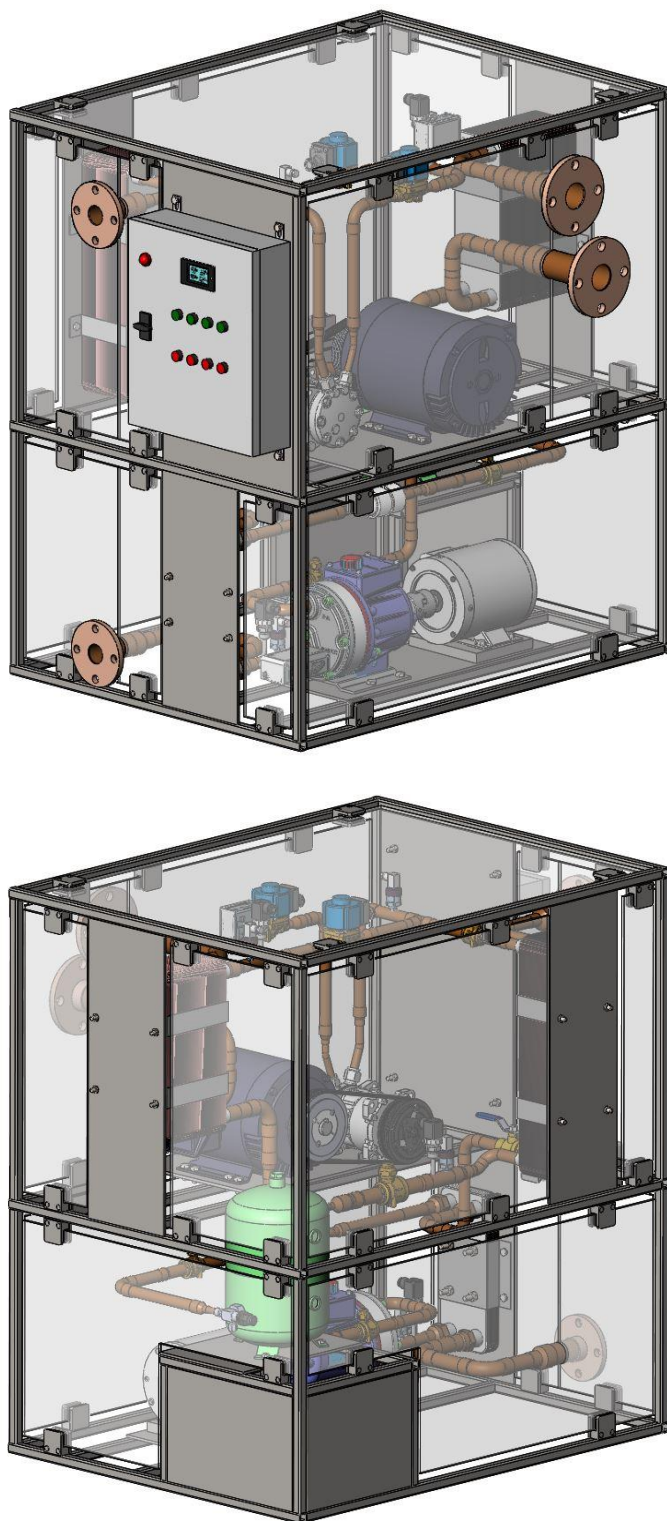
Περιγραφή	Ποσότητα
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 770 mm	6
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 950 mm	10
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 455 mm	4
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 585 mm	4
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 420 mm	1
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 223.8 mm	3
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 350 mm	1
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 370 mm	1
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 280 mm	1
Λάμα 3 x 280 – 223.8 mm	1
Λάμα 3 x 330 – 223.8 mm	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 645 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 85 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 250 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 110 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 650 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 280 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 170 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 320 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 250 x 420	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 115 x 420	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 125 x 420	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 710 x 420	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 930 x 420	2
Ακρυλικό πάνελ 6 x 695 x 930	1
Σφικτήρας πάνελ 6 mm	44

Πίνακας 101: Συγκεντρωτικός κατάλογος εξαρτημάτων σκελετού και έδρασης εξοπλισμού.

Περιγραφή	Ποσότητα
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 770 mm	6
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 950 mm	10
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 455 mm	4
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 585 mm	4
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 420 mm	1
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 223.8 mm	3
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 350 mm	1
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 370 mm	1
Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6 – 280 mm	1
Λάμα 3 x 20 – 30 mm	4
Λάμα 3 x 280 – 223.8 mm	1
Λάμα 3 x 330 – 223.8 mm	1
Λάμα 5 x 200 – 550 mm	1
Λάμα 5 x 200 – 585 mm	3
Λάμα 5 x 220 – 320 mm	1
Λάμα 6 x 320 – 450 mm	1
Λάμα 19.43 x 180 – 150 mm	1
Βραχίονας ατμοποιητή	2
Βραχίονας συμπυκνωτή	2
Βραχίονας υποψύκτη	1
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M8 x 20 – DIN EN 24017	15
Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M8 – DIN EN 24035	15
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M10 x 25 – DIN EN 24017	12
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M10 x 30 – DIN EN 24017	4
Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M10 – DIN EN 24035	16
Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής 3/8"-24 x 3/8" x 3/8"	4
Επίπεδος δακτύλιος 3/8" Τύπος Α – Στενός	4
Ακρυλικό πάνελ 6 x 645 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 85 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 250 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 110 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 650 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 280 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 170 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 320 x 550	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 250 x 420	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 115 x 420	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 125 x 420	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 710 x 420	1
Ακρυλικό πάνελ 6 x 930 x 420	2
Ακρυλικό πάνελ 6 x 930 x 695	1
Σφιγκτήρας πάνελ 6 mm	44

8. Τελικό προϊόν και κοστολόγηση

Στο Σχήμα 89 παρουσιάζεται η τελική διάταξη. Οι διαστάσεις του σκελετού είναι 770 x 990 x 1100 mm, ενώ το συνολικό βάρος της 240 kg εκ των οποίων, 110 kg ζυγίζει ο σκελετός και τα παρελκόμενά του. Τέλος, στη διάταξη έχει τοποθετηθεί και πίνακας αυτοματισμού για πληρέστερη απεικόνιση του τελικού προϊόντος. Οι διαστάσεις του πίνακα αυτού είναι προσεγγιστικές και προϋποθέτουν το σχεδιασμό του αυτοματισμού της εγκατάστασης. Αναλυτικά σχέδια της διάταξης και των μη τυποποιημένων εξαρτημάτων της παρατίθενται στο Παράρτημα Β.



Σχήμα 89: Τριδιάστατη απεικόνιση πλήρους διάταξης.

Στον Πίνακα 102 παρατίθεται ο κατάλογος των εξαρτημάτων της διάταξης, όπως αυτά λαμβάνονται από το εμπόριο, καθώς και η κοστολόγησή τους. Στο συνολικό κόστος προστίθεται και κόστος εγκατάστασης 30 %. Σύμφωνα με όλα αυτά, το κόστος της συσκευής ανέρχεται στις 16500 €. Τέλος, λαμβάνεται υπόψη και το κόστος των παρεμβάσεων που γίνονται στο κύκλωμα του νερού αφαιρώντας το κόστος των στοιχείων του που περιλαμβάνονται στη συσκευή,

διότι συμπεριλαμβάνονται στο κόστος της. Το κόστος αυτών είναι, σύμφωνα με το Κεφάλαιο 5, 2150 € και συνεπώς, το συνολικό κόστος της εγκατάστασης του συστήματος ORC φτάνει τις 22180 €. Επομένως, για καθαρή ηλεκτρική ισχύ 1.2 kW_{el}, το ανηγμένο κόστος του συστήματος είναι 18483 €/kW_{el}. Τα παραπάνω κόστη φαίνονται συγκεντρωτικά στον Πίνακα 103. Στις τιμές αυτές συμπεριλαμβάνεται Φ.Π.Α. 24 %.

Όπως φαίνεται, το κόστος είναι ιδιαίτερα υψηλό. Εκτός του αυξημένου κόστους ορισμένων εξαρτημάτων, αυτό οφείλεται και σε άλλες αιτίες. Αρχικά, για ορισμένα εξαρτήματα, όπως τους μαστούς της εταιρίας Bänninger, δεν παρέχεται τιμή από τον κατασκευαστή με αποτέλεσμα οι τιμές τους να θεωρηθούν ίσες με αυτές αντίστοιχων, ακριβότερων εξαρτημάτων, όπως τους μαστούς της εταιρίας NIBCO. Ακόμη, το κόστος των εναλλακτών θερμότητας δε δίνεται από τον κατασκευαστή, αλλά εκτιμάται από μοντέλο κόστους, σύμφωνα με την Παράγραφο 4.11. Έτσι, ο ατμοποιητής προκύπτει ιδιαίτερα ακριβός, διότι η τιμή του βασίζεται στους εναλλάκτες της Alfa Laval, οι οποίοι παρουσιάζουν αυξημένο κόστος. Επιπλέον, το κόστος των χαλκοσωλήνων υπολογίζεται με τυποποιημένα μήκη τους, παρότι τα πραγματικά απαιτούμενα μήκη είναι πολύ μικρότερα. Τέλος, στη διάταξη τοποθετούνται φλάντζες στο τμήμα του νερού, όπως επίσης και πάνελ και οι αντίστοιχοι σφιγκτήρες. Τα στοιχεία αυτά είναι πολύ ακριβά και επομένως μπορούν να αφαιρεθούν, δεδομένου ότι δε συμβάλλουν ουσιαστικά στη λειτουργικότητα της εγκατάστασης. Έτσι, το συνολικό κόστος γίνεται 19184 € και επομένως, το ανηγμένο κόστος 15987 €/kW_{el}, συμπεριλαμβανομένου Φ.Π.Α..

Πίνακας 102: Πλήρης κατάλογος εξαρτημάτων και κοστολόγιο συσκευής.

A/A	Περιγραφή	Μοναδιαίο κόστος (€/τμχ. ή €/m ή €/kg)	Ποσότητα (τμχ./m/kg)	Κόστος (€)
1	Τροφοδοτικό δοχείο RefriComp RDG-S 8 C ODS	83.5	1	83.5
2	Αντλία Hydra-Cell D10-S	2232.0	1	2232.0
3	Κινητήρας Marathon N412	834.0	1	834.0
4	Κόπλερ McMaster-Carr 6408K14 – 6408K95	38.0	1	38.0
5	Συμπιεστής SANDEN TRSA12	588.0	1	588.0
6	Κινητήρας Marathon GT0010	588.0	1	588.0
7	Τροχαλία SIT poly-V-K6 132 mm	73.0	1	73.0
8	Κωνικός σύνδεσμος McMaster-Carr 2012 - 1 1/8"	26.0	1	26.0
9	Ιμάντας Hutchinson poly-V-K6 884 mm	7.0	1	7.0
10	Οδήγηση Siemens SINAMICS V20	389.0	1	389.0
11	Μονάδα ελέγχου Siemens CU240E-2	318.0	1	318.0
12	Μονάδα ισχύος Siemens PM250	1888.0	1	1888.0
13	Υποψύκτης Kelvion FP5X12L-10	98.0	1	98.0
14	Συμπυκνωτής Kelvion GBS 240H-50	215.0	1	215.0
15	Ατμοποιητής Kelvion GBS 400H-86	1045.0	1	1045.0
16	Πιεσοστάτης Danfoss KP15 auto-reset	52.0	1	52.0
17	Πιεσοστάτης Danfoss KP5 auto-reset	43.0	1	43.0
18	Αισθητήρας πίεσης WIKA A-10 0-16 bar	87.0	3	261.0
19	Αισθητήρας πίεσης WIKA A-10 0-40 bar	87.0	1	87.0
20	Αισθητήρας θερμοκρασίας Danfoss MBT 3250 50 mm	40.0	3	120.0
21	Μετρητής στροφών US Digital E6 1000 CPR 7/8"	82.0	1	82.0
22	Εύκαμπτος χαλκοσωλήνας TALOS ACR 1/2"	3.8	1	3.8
23	Εύκαμπτος χαλκοσωλήνας TALOS ACR 5/8"	6.5	1	6.5
24	Εύκαμπτος χαλκοσωλήνας TALOS ACR 7/8"	11.7	1	11.7
25	Ευθύγραμμος χαλκοσωλήνας TALOS ACR 1/2"	3.8	4	15.2
26	Ευθύγραμμος χαλκοσωλήνας TALOS ACR 5/8"	4.0	4	16.0
27	Ευθύγραμμος χαλκοσωλήνας TALOS ACR 7/8"	8.3	4	33.2
28	Ευθύγραμμος χαλκοσωλήνας TALOS ACR 1 1/8"	11.2	4	44.8
29	Καμπύλη 90° Α-Θ Bänninger ACR 7/8"	2.6	1	2.6
30	Καμπύλη 90° Θ-Θ Bänninger ACR 7/8"	2.7	6	16.2
31	Καμπύλη 90° Θ-Θ Bänninger ACR 1 1/8"	5.5	1	5.5
32	Συστολή Θ-Θ Bänninger ACR 7/8" x 1/2"	2.6	2	5.2
33	Συστολή Θ-Θ Bänninger ACR 7/8" x 5/8"	2.1	3	6.3
34	Συστολή Θ-Θ Bänninger ACR 1 1/8" x 1/2"	4.6	1	4.6
35	Συστολή Θ-Θ Bänninger ACR 1 1/8" x 7/8"	2.8	3	8.4
36	Μαστός A NIBCO 7/8" x 3/4" NPT	9.1	1	9.1
37	Μαστός A NIBCO 7/8" x 1" NPT	34.3	1	34.3

38	Μαστός Θ Bänninger ACR 7/8" x 1"	39.4	3	118.2
39	Μαστός Θ Bänninger ACR 1 1/8" x 1"	26.9	1	26.9
40	ΤΑΦ Bänninger ACR 7/8"	3.3	2	6.6
41	Βαλβίδα απομόνωσης Castel 6570/7	25.0	3	75.0
42	Βαλβίδα απομόνωσης Castel 6570/9	48.0	1	48.0
43	Η/Μ βαλβίδα NC Castel 1098/7	50.0	1	50.0
44	Η/Μ βαλβίδα NO Castel 1198/7S	50.0	1	50.0
45	Πηνίο Η/Μ βαλβίδας Castel 9120/RD2	10.0	1	10.0
46	Φίλτρο Danfoss DML 085s	20.0	1	20.0
47	Οργανικό μέσο R134a	25.5	7	178.5
48	Χαλκοσωλήνας TALOS Ø22 x 1.0	7.4	4	29.6
49	Χαλκοσωλήνας TALOS Ø28 x 1.5	9.7	4	38.8
50	Χαλκοσωλήνας TALOS Ø42 x 1.5	21.0	4	84.0
51	Χαλκοσωλήνας TALOS Ø54 x 2.0	23.2	4	92.8
52	Καμπύλη Θ-Θ 90° Bänninger Ø22	1.7	4	6.8
53	Καμπύλη Θ-Θ 90° Bänninger Ø28	2.9	5	14.5
54	Συστολή Θ-Θ Bänninger Ø42-22	16.6	1	16.6
55	Συστολή Θ-Θ Bänninger Ø42-28	16.2	3	48.6
56	Συστολή Θ-Θ Bänninger Ø54-42	20.9	2	41.8
57	Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 1/2"	368.3	2	736.6
58	Φλάντζα NIBCO 771-LF 1 2"	473.1	2	946.2
59	Βαλβίδα απομόνωσης χαλκού Cimberio Cim 209 Ø22	20.4	1	20.4
60	Μόνωση ISOPIPE TC Ø12 x 9	0.6	2	1.2
61	Μόνωση ISOPIPE TC Ø15 x 9	0.7	2	1.4
62	Μόνωση ISOPIPE TC Ø22 x 9	0.8	4	3.2
63	Μόνωση ISOPIPE TC Ø28 x 9	1.0	2	2.0
64	Μόνωση ISOPIPE TC Ø42 x 9	1.4	2	2.8
65	Μόνωση ISOPIPE TC Ø54 x 9	1.8	2	3.6
66	Κοιλοδοκός 20 x 20 x 2.6	2.7	21	56.7
67	Λάμα 3 x 350	9.4	0.5	4.7
68	Λάμα 5 x 220	7.9	1.5	11.9
69	Λάμα 6 x 350	18.9	0.5	9.45
70	Λάμα 20 x 180	32.3	0.5	16.2
71	Βραχίονας ατμοποιητή	–	2	–
72	Βραχίονας συμπυκνωτή	–	2	–
73	Βραχίονας υποψύκτη	–	1	–
74	Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M8 x 20 – DIN EN 24017	0.4	15	6.0
75	Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M8 – DIN EN 24035	0.1	15	1.5
76	Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M10 x 25 – DIN EN 24017	0.7	12	8.4
77	Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής M10 x 30 – DIN EN 24017	0.7	4	2.8
78	Περικόχλιο εξαγωνικής κεφαλής M10 – DIN EN 24035	0.2	16	3.2
79	Κοχλίας εξαγωνικής κεφαλής 3/8"-24 x 3/8" x 3/8"	0.4	4	1.6
80	Επίπεδος δακτύλιος 3/8" Τύπος Α – Στενός	0.1	4	0.4
81	Ακρυλικό πάνελ 6 x 930 x 420	29.2	2	58.4
82	Ακρυλικό πάνελ 6 x 710 x 420	22.3	2	44.6
83	Ακρυλικό πάνελ 6 x 930 x 550	38.2	2	76.4
84	Ακρυλικό πάνελ 6 x 710 x 550	29.2	2	58.4
85	Ακρυλικό πάνελ 6 x 930 x 695	48.3	1	48.3
86	Σφιγκτήρας πάνελ 6 mm	6.8	44	299.2
Συνολικό κόστος				12673.0
Κόστος εγκατάστασης				3801.9
Τελικό κόστος				16474.9

Πίνακας 103: Κόστη ηλιακών συστημάτων και συσκευής ORC.

Περιγραφή	Κόστος (€)
Υφιστάμενο ηλιακό σύστημα	103759.4
Νέο ηλιακό σύστημα	111615.4
Εξαρτήματα νερού στη συσκευή	2151.4
Συσκευή	16474.9
Συσκευή και τροποποιήσεις ηλιακού συστήματος	22179.5

9. Στοιχεία ελέγχου

Στο σημείο αυτό παρουσιάζεται η λογική του ελέγχου, τόσο για το ηλιακό σύστημα όσο και το σύστημα του ORC, ορισμένα στοιχεία για τα οποία αναφέρθηκαν κατά τη διαστασιολόγησή τους. Συγκεκριμένα, δίνεται έμφαση στο σύστημα του ORC και το τελικό ηλιακό σύστημα.

9.1 Σύστημα ORC

Τα στοιχεία του που χρήζουν διερεύνησης είναι η αντλία με τον κινητήρα, ο εκτονωτής με τη γεννήτρια, οι Η/Μ βαλβίδες, οι πιεσοστάτες, καθώς και οι παροχές του νερού στους εναλλάκτες θερμότητας. Συγκεκριμένα, πραγματοποιείται ρύθμιση της παροχής του εργαζόμενου μέσου, της πίεσης και θερμοκρασίας ατμοποίησης, της υπερθέρμανσης, της πίεσης και θερμοκρασίας συμπύκνωσης και της υπόψυξης του στην είσοδο της αντλίας. Έτσι, γίνονται τα εξής:

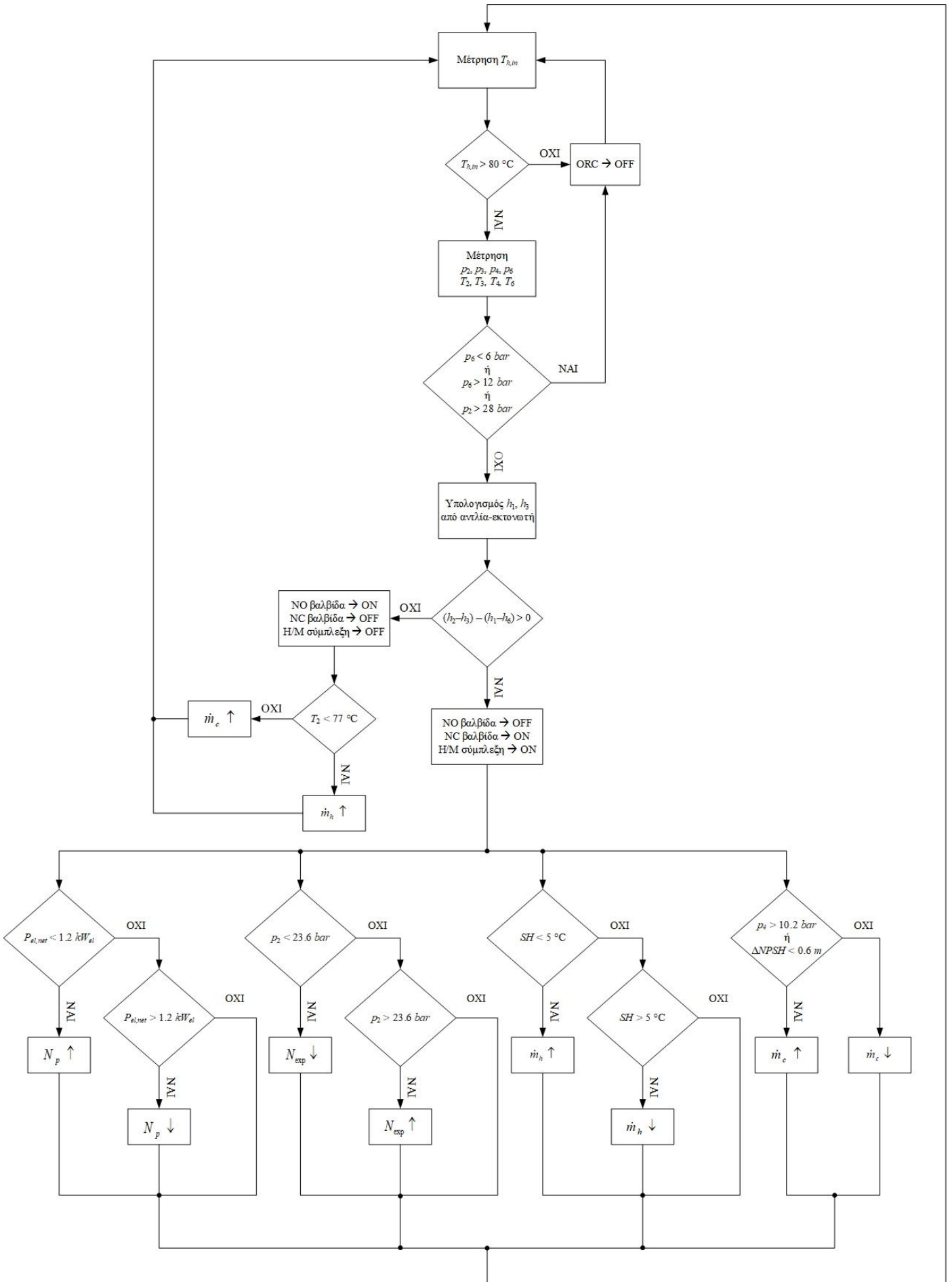
- **Παροχή μάζας:** Όπως φαίνεται από τις εξισώσεις (115),(116), είναι ευθέως ανάλογη των ταχυτήτων περιστροφής της αντλίας και του εκτονωτή και συνεπώς του κινητήρα και της γεννήτριας αντίστοιχα. Έτσι, δεδομένων των πυκνοτήτων στην είσοδό τους, ρύθμιση της παροχής επιτυγχάνεται μεταβάλλοντας τις ταχύτητες περιστροφής τους. Ωστόσο, όπως αναλύεται αμέσως παρακάτω, οι στροφές του εκτονωτή ρυθμίζονται με άλλο κριτήριο. Επομένως, η παροχή καθορίζεται αποκλειστικά από τις στροφές της αντλίας. Τέλος, η ρύθμισή της γίνεται έτσι, ώστε να παράγεται η επιθυμητή καθαρή ισχύς ($1.2 kW_{el}$), δεδομένων των συνθηκών του κύκλου. Για αύξηση της ισχύος, αυξάνεται η διακινούμενη παροχή και επομένως η ταχύτητα περιστροφής της αντλίας.
- **Πίεση/Θερμοκρασία ατμοποίησης:** Όπως φαίνεται από τη σχέση (116), για δεδομένη παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου, η ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή είναι αντιστρόφως ανάλογη με την πυκνότητα στην είσοδό του. Η πυκνότητα αυτή εξαρτάται από τη θερμοκρασία και την πίεση στην είσοδο του εκτονωτή, δηλ. την πίεση ατμοποίησης. Ειδικότερα, αύξηση της πίεσης επιφέρει αύξηση στην πυκνότητα. Επομένως, διατηρώντας σταθερή την παροχή μάζας, μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή (και άρα της γεννήτριας) οδηγεί σε μεταβολή της πυκνότητας στην είσοδό του και συνεπώς στην πίεση και τη θερμοκρασία ατμοποίησης. Γι' αυτόν το λόγο άλλωστε, τοποθετείται οδήγηση μεταβλητής συχνότητας στη γεννήτρια.
- **Υπερθέρμανση:** Έχοντας ορίσει τη θερμοκρασία ατμοποίησης σύμφωνα με τα παραπάνω, η υπερθέρμανση (SH) εξαρτάται από την παροχή του εργαζόμενου μέσου, καθώς και την παροχή και τη θερμοκρασία του νερού στον ατμοποιητή. Όσον αφορά την παροχή του εργαζόμενου μέσου, αυτή ρυθμίζεται με κριτήριο την παραγόμενη ισχύ. Έτσι, η υπερθέρμανση ρυθμίζεται αποκλειστικά από την παροχή νερού στον ατμοποιητή. Ειδικότερα, αύξηση της παροχής αυτής αυξάνει την υπερθέρμανση στην έξοδο του ατμοποιητή.
- **Πίεση/Θερμοκρασία συμπύκνωσης:** Τα μεγέθη αυτά καθορίζονται από το συμπυκνωτή και, αντίστοιχα με την υπερθέρμανση, από την παροχή του ψυκτικού νερού σε αυτόν. Αντίστοιχα, αύξηση της παροχής του μειώνει τη θερμοκρασία και πίεση συμπύκνωσης.
- **Υπόψυξη:** Η υπόψυξη ρυθμίζεται μέσω του υποψύκτη και με την ίδια λογική, μέσω της παροχής του ψυκτικού νερού. Η ρύθμισή της γίνεται έτσι, ώστε να μην αναπτύσσεται σπηλαίωση στην αναρρόφηση της αντλίας, σύμφωνα με την ανάλυση του Κεφαλαίου 6. Ωστόσο, η διάταξη συμπυκνωτή και υποψύκτη που επιλέχθηκε είναι η εν σειρά σύνδεσή τους. Επομένως, η παροχή του ψυκτικού νερού είναι κοινή και επομένως, ο έλεγχος της υπόψυξης δεν είναι ανεξάρτητος του ελέγχου της θερμοκρασίας συμπύκνωσης.

Τέλος, στο σύστημα περιλαμβάνονται και οι Η/Μ βαλβίδες, οι πιεσοστάτες και η ηλεκτρομαγνητική σύμπλεξη εκτονωτή-γεννήτριας. Η λειτουργία τους περιγράφηκε προηγουμένως και συνοψίζεται παρακάτω:

- **Η/Μ βαλβίδες:** Εγκαθίστανται στην αναρρόφηση του εκτονωτή, δίνοντας τη δυνατότητα παράκαμψής του, όταν το εργαζόμενο μέσο δεν έχει αποκτήσει τα επιθυμητά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά, όπως συμβαίνει για παράδειγμα κατά την εκκίνηση της εγκατάστασης. Η βαλβίδα παράκαμψης είναι NO οδηγώντας άμεσα το ρευστό στο συμπυκνωτή σε περίπτωση διακοπής της ηλεκτροδότησης, απάγοντας τη θερμότητα από το σύστημα. Αντίθετα, η έτερη βαλβίδα είναι NC και ανοίγει όταν κλείσει η βαλβίδα παράκαμψης. Τέλος, ως επιθυμητά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ορίζονται οι τιμές πίεσης και θερμοκρασίας στον κύκλο για τις οποίες παράγεται καθαρή ωφέλιμη ισχύς.

- **Πιεσοστάτης υψηλής και χαμηλής πίεσης:** Εγκαθίσταται στην αναρρόφηση της αντλίας που παύει τη λειτουργία του συστήματος, εφόσον η απόλυτη πίεση αναρρόφησης είναι εκτός των προκαθορισμένων ορίων, 6-12 *bar* στην προκειμένη περίπτωση.
- **Πιεσοστάτης υψηλής πίεσης:** Τοποθετείται μετά τον ατμοποιητή που απενεργοποιεί το σύστημα, όταν στην έξοδο του ατμοποιητή η απόλυτη πίεση υπερβεί τη μέγιστη τιμή των 28 *bar* που τέθηκε στην Παράγραφο 6.3.6.
- **Η/Μ σύμπλεξη εκτονωτή-γεννήτριας:** Ο εκτονωτής φέρει πηνίο το οποίο, όταν τροφοδοτηθεί με συνεχή τάση, επιτυγχάνεται σύμπλεξη του άξονα της κινητής σπείρας με την τροχαλία και επομένως τη γεννήτρια. Έτσι, ομοίως με τις Η/Μ βαλβίδες, γίνεται σύμπλεξη της γεννήτριας με τον εκτονωτή μόνο όταν το εργαζόμενο μέσο έχει αποκτήσει τα επιθυμητά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά.

Καταλήγοντας, το σύστημα του ORC τίθεται σε λειτουργία όταν το υγρό των συλλεκτών προσεγγίσει τη θερμοκρασία των 85 °C που ορίστηκε. Συγκεκριμένα, τίθεται σε λειτουργία εφόσον η θερμοκρασία του $T_{h,in}$ υπερβεί τους 80 °C και ανεξαρτήτως της ζήτησης σε ηλεκτρισμό. Η λογική της λειτουργίας του συστήματος περιγράφεται στο παρακάτω διάγραμμα ροής, όπου χρησιμοποιείται η αρίθμηση του Σχήματος 9.



Σχήμα 90: Διάγραμμα ροής λειτουργίας συστήματος ORC.

9.2 Ηλιακό σύστημα

Το ηλιακό σύστημα τροφοδοτεί τόσο το ORC, όσο και τα φορτία του ZNX, της ενδοδαπέδιας και της πισίνας. Η λογική λειτουργίας του περιγράφηκε στα Κεφάλαια 3,5. Στο σημείο αυτό αναλύεται ο τρόπος λειτουργίας των κυκλοφορητών και των λεβήτων του συστήματος, καθώς και των τριόδων βαλβίδων. Τέλος, παρουσιάζεται η λειτουργία συνολικά του συστήματος, ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας.

- **Λέβητες:** Οι καυστήρες των λεβήτων είναι αναλογικοί και συνεπώς, η ισχύς τους ρυθμίζεται συναρτήσει των απαιτήσεων των τροφοδοτούμενων φορτίων.
- **Κυκλοφορητές:** Οι κυκλοφορητές μπορούν να λειτουργήσουν με τους εξής τρόπους:
 - Λειτουργία σταθερών στροφών – on-off λειτουργία: Ο κυκλοφορητής λειτουργεί με σταθερές στροφές, δηλ. σε μία χαρακτηριστική καμπύλη πίεσης-παροχής. Χαρακτηρίζεται από εύκολο αυτοματισμό αλλά χαμηλή απόδοση, τόσο του κυκλοφορητή όσο και του συστήματος. Ενδεικνύται όταν η λειτουργία του αντίστοιχου κυκλώματος είναι εκ των προτέρων γνωστή και αμετάβλητη.
 - Λειτουργία διακριτών ταχυτήτων: Ομοίως, με τη διαφορά ότι ο κυκλοφορητής λαμβάνει περισσότερες από μία ταχύτητες περιστροφής, συνήθως τρεις.
 - Λειτουργία σταθερού μανομετρικού ύψους: Κατ' αυτόν τον τρόπο, επιδιώκεται η επίτευξη συγκεκριμένης πίεσης στην κατάθλιψη του κυκλοφορητή. Γι' αυτό, απαιτείται γνώση των απωλειών του αντίστοιχου κυκλώματος, ώστε το μανομετρικό του κυκλοφορητή να συμπίπτει πρακτικά με την πίεση κατάθλιψής του. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αυτής της εφαρμογής αποτελεί η ενδοδαπέδια θέρμανση.
 - Λειτουργία μεταβλητών στροφών – inverter: Οι στροφές του κυκλοφορητή και συνεπώς το σημείο λειτουργίας του μεταβάλλεται συνεχώς, ώστε να εξασφαλίζεται η βέλτιστη λειτουργία του συστήματος. Ωστόσο, απαιτεί σύνθετο αυτοματισμό, ιδίως για πολύπλοκα συστήματα.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, για τον κυκλοφορητή κάθε κυκλώματος του νέου συστήματος ισχύουν τα εξής:

- Κυκλοφορητής ενδοδαπέδιας θέρμανσης: Η ενδοδαπέδια θέρμανση λαμβάνει θερμότητα τόσο από τους τα buffers όσο και από το λέβητα, ανάλογα με τη θέση των τριόδων βαλβίδων. Κάθε ένα από τα στοιχεία αυτά εμφανίζει πολύ διαφορετικές απώλειες πίεσης. Επομένως, δεν είναι γνωστές οι απώλειες πίεσης του κυκλώματος με αποτέλεσμα η λειτουργία σταθερού μανομετρικού να μη εξασφαλίζει με ακρίβεια την κατάλληλη πίεση στην προσαγωγή της ενδοδαπέδιας. Γι' αυτόν το λόγο, προτιμάται λειτουργία inverter.
 - Κυκλοφορητής εναλλάκτη πισίνας: Ο εναλλάκτης δέχεται θερμότητα απευθείας από τα δύο buffers, οπότε οι απώλειες πίεσης είναι χαμηλές. Επίσης, ρύθμιση ισχύος στον εναλλάκτη επιτυγχάνεται μέσω της τριόδου βαλβίδας ανάμιξης μεταξύ προσαγωγής και επιστροφής. Βάσει αυτών, προς διευκόλυνση του αυτοματισμού επιλέγεται on-off λειτουργία.
 - Κυκλοφορητής μεγάλου λέβητα: Εφόσον ο καυστήρας του λέβητα είναι αναλογικός, η αποδιδόμενη στο buffer ισχύς μπορεί να ρυθμιστεί αποκλειστικά μέσω του καυστήρα διατηρώντας σταθερή την παροχή του λέβητα. Άρα, επιλέγεται ομοίως on-off λειτουργία.
 - Κυκλοφορητής ηλιακών συλλεκτών: Λόγω της μεταβλητότητας της ηλιοφάνειας, η παροχή των συλλεκτών πρέπει να μεταβάλλεται, ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή θερμοκρασία προσαγωγής στον ατμοποιητή, για την περίπτωση του ORC, ή η επιθυμητή προσδιδόμενη ισχύς στο buffer, για το ηλιακό σύστημα. Συνεπώς, πρόκειται για λειτουργία inverter.
 - Κυκλοφορητής ψυκτικού νερού: Όπως φάνηκε και παραπάνω, η παροχή του ψυκτικού νερού μεταβάλλεται διαρκώς ώστε αφενός να ρυθμίζεται η πίεση συμπίκνωσης και αφετέρου να μη συμβαίνει σπηλαιώση. Οπότε, λειτουργεί ως inverter.
- **Τρίοδες βαλβίδες:** Η λειτουργία τους αναλύθηκε διεξοδικά στην Παράγραφο 5.2.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, αναλύεται η λειτουργία κάθε κυκλώματος:

- **Κύκλωμα ηλιακών συλλεκτών:** Όταν η θερμοκρασία στην έξοδό τους υπερβεί τους 80 °C, τροφοδοτείται μόνο ο ατμοποιητής μέσω της κατάλληλης θέσης της τρίοδης βαλβίδας. Αν η θερμοκρασία αυτή αυξηθεί, π.χ. λόγω αυξημένης ηλιοφάνειας, και ξεπεράσει τους 85 °C, τότε η τρίοδη πραγματοποιεί ανάμιξη έτσι ώστε ένα μέρος της συνολικής παροχής να οδηγείται στο BUF2. Συγχρόνως, αυξάνεται η παροχή στους συλλέκτες προκειμένου η θερμοκρασία να μην ξεπεράσει τους 85 °C. Αυτό γίνεται, ώστε στον ατμοποιητή να πηγαίνει νερό με παροχή και θερμοκρασία ίσες με τις τιμές σχεδιασμού (1.192 kg/s και 85 °C αντίστοιχα), ενώ η πλεονάζουσα παροχή κατευθύνεται στο BUF2. Συγκεκριμένα, η παροχή στους συλλέκτες αυξάνεται μέχρι το ανώτατο όριο που ορίζει η ανηγμένη παροχή τους και το οποίο αντιστοιχεί σε παροχή 1.842 kg/s.

Αντίστοιχα, όταν η θερμοκρασία εξόδου είναι μικρότερη των 80 °C, η τρίοδη παρακάμπτει τον ατμοποιητή και διοχετεύει όλη την παροχή στο BUF2. Παρ' όλα αυτά, αν η θερμοκρασία εξόδου προσεγγίσει τους 78 °C, τότε μειώνεται η παροχή στους συλλέκτες και το BUF2, ώστε να αυξηθεί η θερμοκρασιακή διαφορά στους συλλέκτες και επομένως να επιτευχθεί η θερμοκρασία των 80 °C για τροφοδότηση του ατμοποιητή.

- **Κύκλωμα ψυκτικού νερού:** Η παροχή ρυθμίζεται βάσει της θερμοκρασίας του BUF1, των απαιτήσεων του συμπυκνωτή και της ανάπτυξης σπηλαιώσης, όπως φάνηκε στην προηγούμενη Παράγραφο.
- **Κύκλωμα ενδοδαπέδιας:** Η επιθυμητή θερμοκρασία προσαγωγής είναι 35 °C. Προτεραιότητα δίνεται στα buffers ώστε να ελαχιστοποιηθεί η χρήση του μικρού λέβητα και ειδικότερα, στο BUF1 ώστε να ψύχεται το ψυκτικό νερό. Συγκεκριμένα, αν η θερμοκρασία εντός του εναλλάκτη του BUF1 υπερβαίνει αυτήν την τιμή, τότε παρακάμπτεται το BUF2 και ο λέβητας, ενώ η τρίοδη στη συνέχεια ρυθμίζει με ακρίβεια τη θερμοκρασία προσαγωγής. Αντίθετα, αν η θερμοκρασία από το BUF1 δεν επαρκεί αλλά το ORC λειτουργεί, εκ νέου ένα μέρος της παροχής δίνεται από το BUF1 ώστε να ψυχθεί το ψυκτικό νερό, ενώ το υπόλοιπο συμπληρώνεται είτε από το BUF2, αν οι συλλέκτες το τροφοδοτούν, είτε από το μικρό λέβητα. Τέλος, αν δε λειτουργεί το ORC, παρακάμπτεται το BUF1 και η παροχή δίνεται από το BUF2 ή/και το λέβητα, ανάλογα με τη θερμοκρασία του BUF2 και συνεπώς την ηλιοφάνεια.

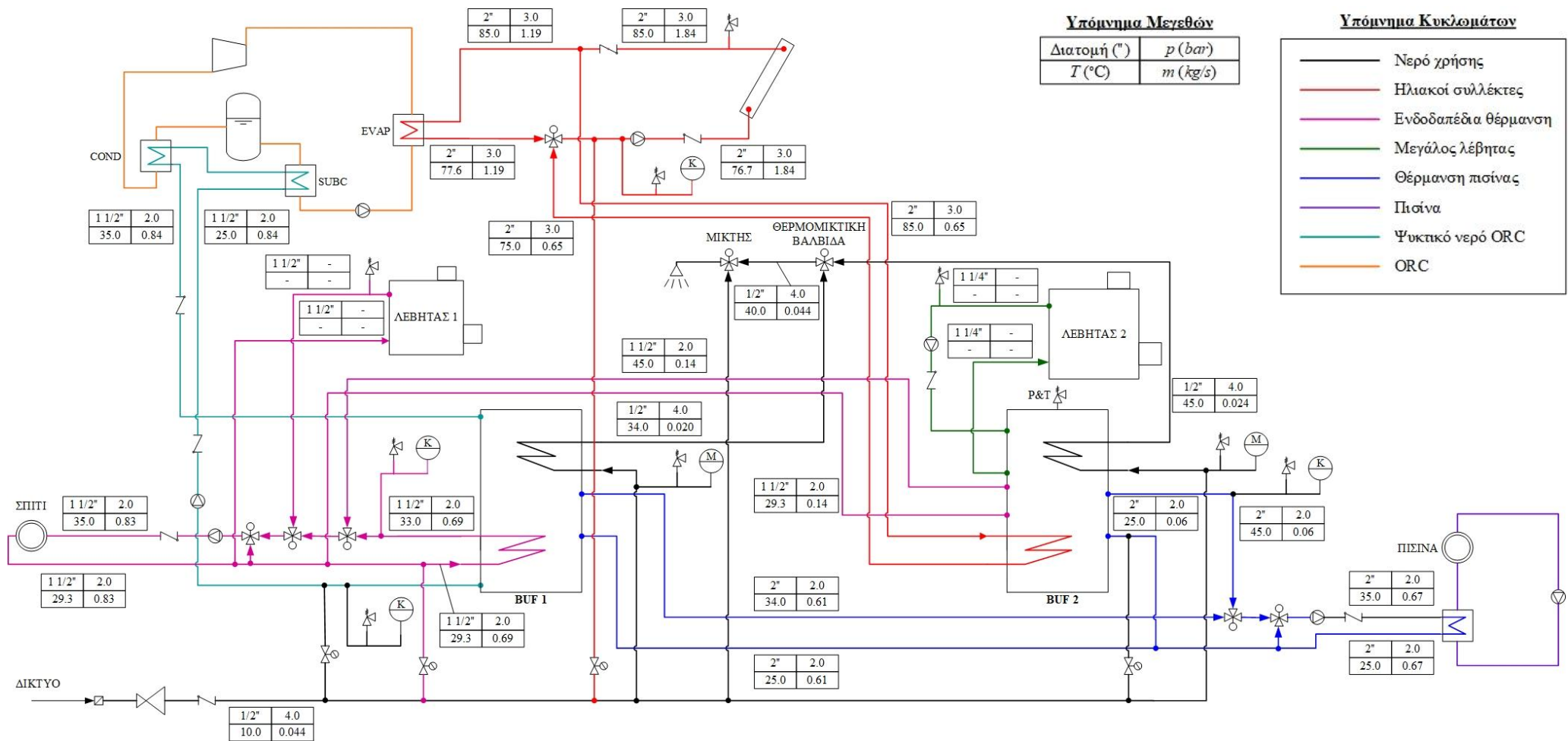
Σημειώνεται ότι, όπως αναφέρθηκε στην Παράγραφο 5.2, όταν η τρίοδη του λέβητα πραγματοποιεί ανάμιξη, η έτερη τρίοδη λειτουργεί ψηφιακά για απλοποίηση του αυτοματισμού. Σε αυτήν την περίπτωση, παρακάμπτεται το BUF2 ώστε να απαχθεί θερμότητα από το BUF1. Τέλος, αν δεν υπάρχει ζήτηση σε θερμότητα, ο κυκλοφορητής τίθεται εκτός λειτουργίας.

- **ZNX:** Η ανάμιξη των ρευμάτων των buffers πριν την μπαταρία, γίνεται με θερμομικτική βάνα, οπότε οι αντίστοιχες παροχές ρυθμίζονται αυτόματα.
- **Κύκλωμα εναλλάκτη πισίνας:** Η πισίνα τροφοδοτείται τόσο στην περίπτωση που υπάρχει ζήτηση όσο και προκειμένου να απαχθεί θερμότητα από τα buffers σε ενδεχόμενη υπερθέρμανσή τους. Η θερμοκρασία προσαγωγής της είναι 35 °C, όταν υπάρχει φορτίο. Προτεραιότητα δίνεται, ομοίως, στο BUF1 για την ψύξη του ψυκτικού νερού. Έτσι, όταν λειτουργεί το ORC, τουλάχιστον ένα μέρος της συνολικής παροχής προέρχεται από αυτό. Όταν το ORC δε λειτουργεί, όλη η παροχή δίνεται από το BUF2 οπότε ενδέχεται να τεθεί σε λειτουργία και ο μεγάλος λέβητας για κάλυψη των αναγκών, σε περίπτωση χαμηλής ηλιοφάνειας.

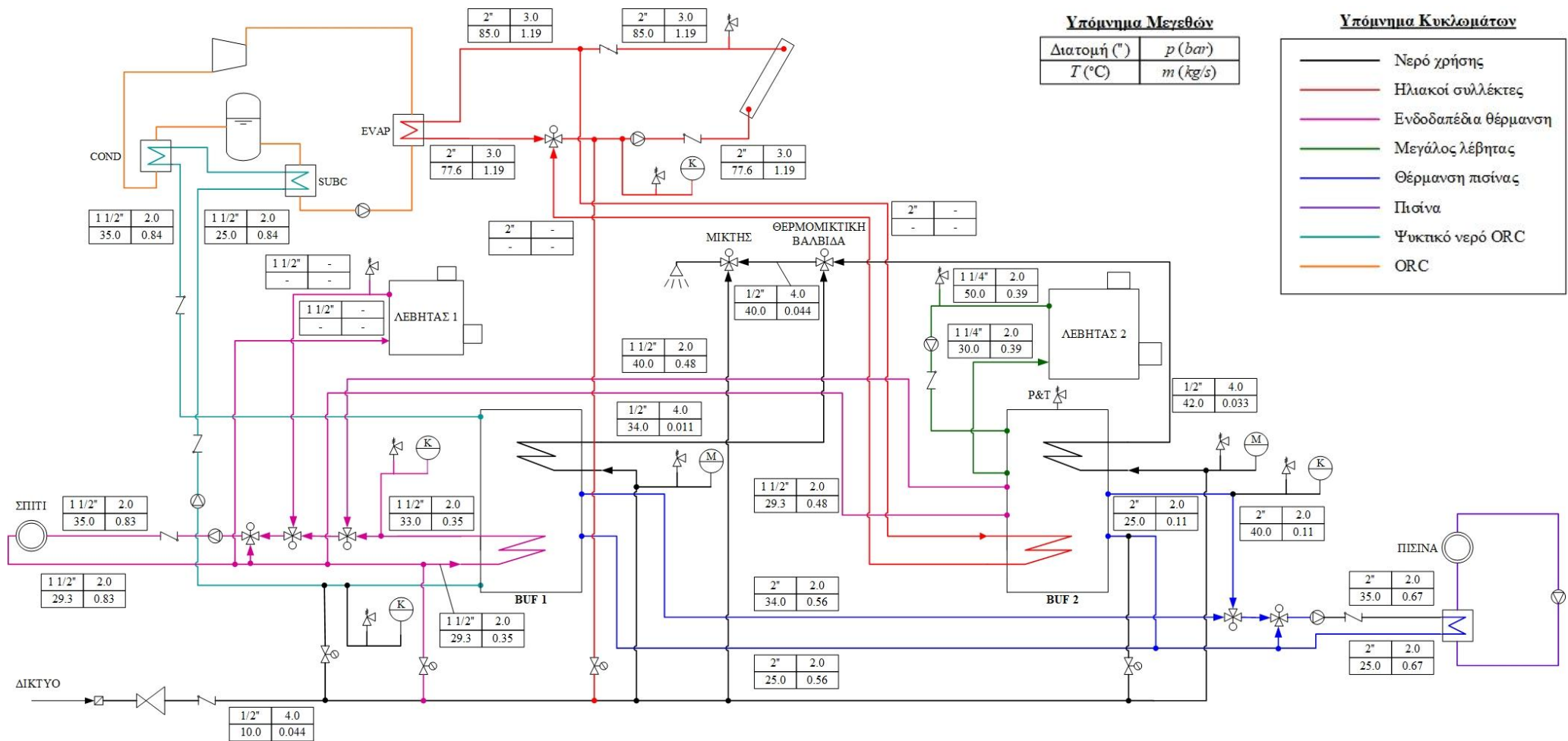
Τέλος, όταν το ORC λειτουργεί, αλλά η θερμοκρασία του ψυκτικού νερού που προσάγεται στο ORC υπερβεί ένα ανώτατο όριο, ενεργοποιείται η αντλία της πισίνας και στον εναλλάκτη οδηγείται νερό μόνο από το BUF1. Αυτό ενδέχεται να συμβεί για χαμηλά φορτία της ενδοδαπέδιας και της πισίνας, όπως για παράδειγμα κατά τη θερινή περίοδο. Το ανώτατο αυτό όριο θερμοκρασίας τίθεται στην προκειμένη περίπτωση ίσο με 37 °C.

Ενδεικτικά παραδείγματα λειτουργίας του συνολικού συστήματος δίνονται στα P&ID διαγράμματα των επόμενων Σχημάτων. Ειδικότερα, παρουσιάζονται οι ακόλουθες περιπτώσεις:

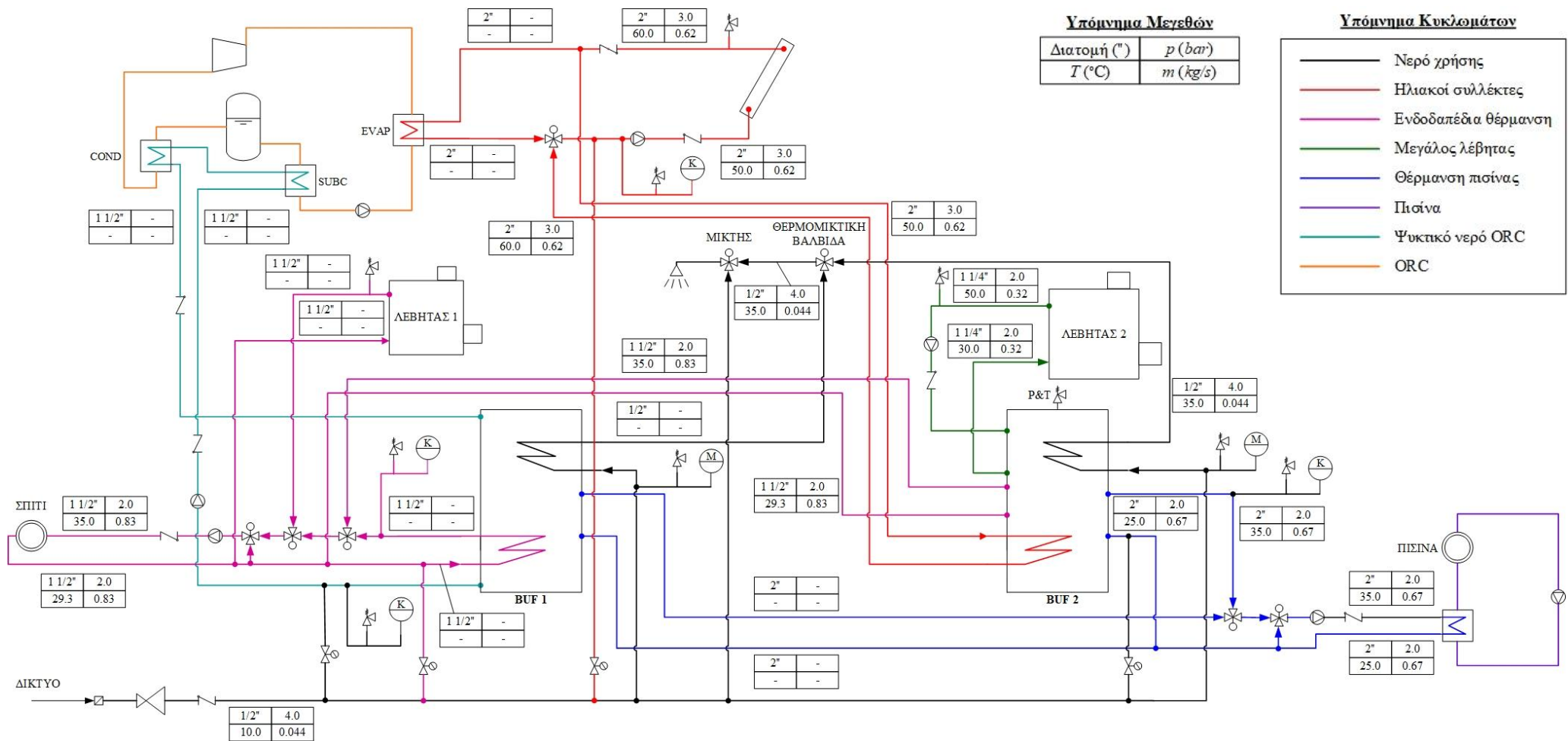
- Χειμώνας με υψηλή ηλιοφάνεια (1000 W/m²) και όλα τα φορτία (ZNX, ενδοδαπέδια, πισίνα).
- Χειμώνας με μέση ηλιοφάνεια (600 W/m²) και όλα τα φορτία.
- Χειμώνας με χαμηλή ηλιοφάνεια (400 W/m²) και όλα τα φορτία.
- Καλοκαίρι με υψηλή ηλιοφάνεια (1000 W/m²) και μόνο το φορτίο του ZNX.



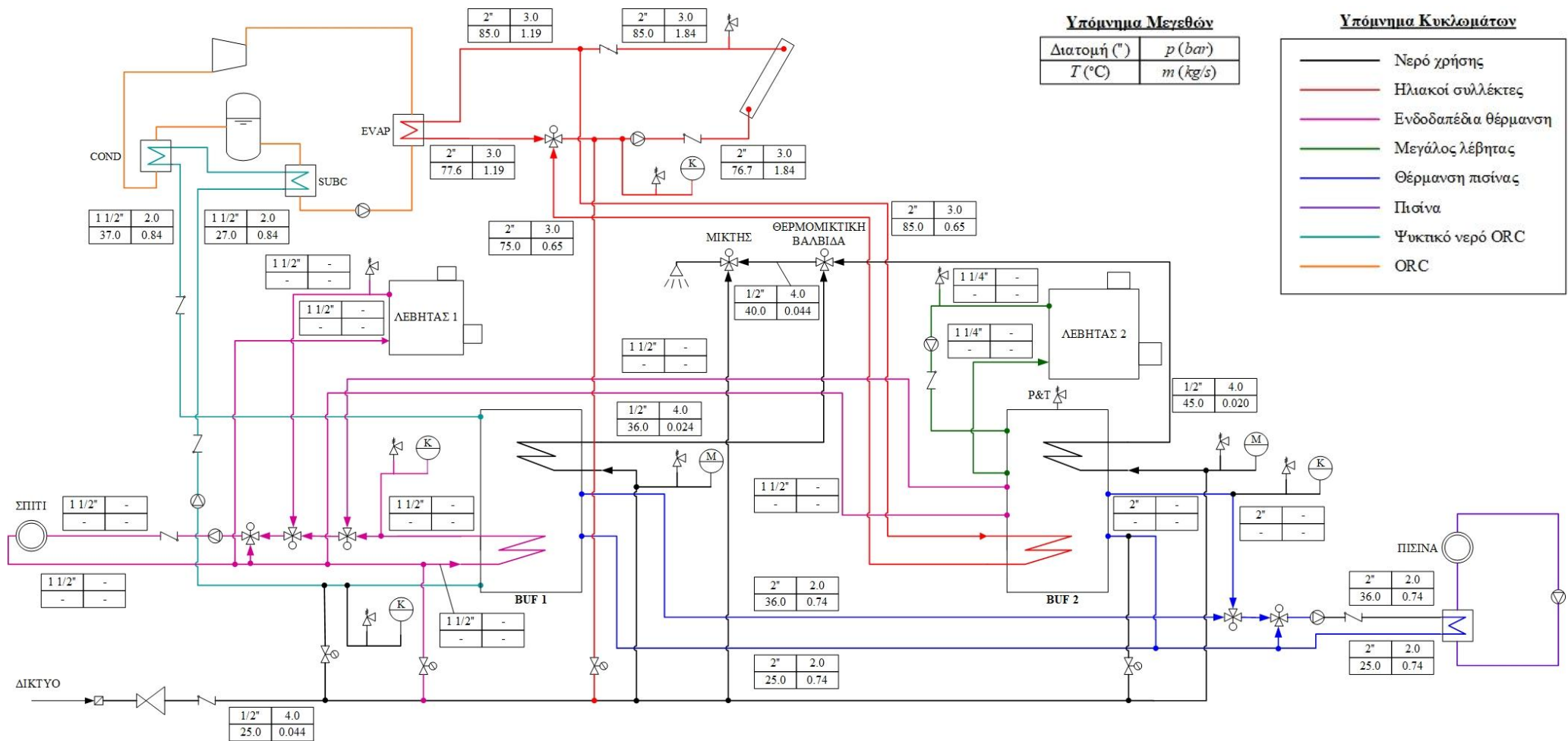
Σχήμα 91: P&ID διάγραμμα ηλιακού συστήματος για χειμώνα με υψηλή ηλιοφάνεια.



Σχήμα 92: P&ID διάγραμμα ηλιακού συστήματος για χειμώνα με μέση ηλιοφάνεια.



Σχήμα 93: P&ID διάγραμμα ηλιακού συστήματος για χειμώνα με χαμηλή ηλιοφάνεια.



Σχήμα 94: P&ID διάγραμμα ηλιακού συστήματος για καλοκαίρι με υψηλή ηλιοφάνεια.

10. Συμπεράσματα και προτάσεις περαιτέρω διερεύνησης

Ολοκληρώνοντας τη μελέτη, εξάγονται βασικά συμπεράσματα από την ανάλυση που προηγήθηκε, ενώ επιπλέον διατυπώνονται προτάσεις για μελλοντική έρευνα.

10.1 Συμπεράσματα

Αναφορικά με τον καθαρό βαθμό απόδοσης ηλεκτροπαραγωγής του συστήματος, αυτός είναι χαμηλός (3.24 %) Το γεγονός αυτό είναι αναμενόμενο, λόγω της φύσης της εφαρμογής, δεδομένου ότι οι οικιακοί ηλιακοί συλλέκτες αναπτύσσουν χαμηλές θερμοκρασίες. Εντούτοις, η χαμηλή αυτή απόδοση αντισταθμίζεται από τη συμπαραγωγή ηλεκτρισμού-θερμότητας που συντελείται και η οποία δύναται να καλύψει σε μεγάλο βαθμό τις θερμικές ανάγκες της κατοικίας. Επίσης, ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι 5.54 % έναντι 12.18 % του αντίστοιχου κύκλου Carnot. Ο λόγος τους ισούται με 45.5 %. Η τιμή αυτή κρίνεται ικανοποιητική, διότι βρίσκεται εντός του εύρους 44-50 % που συναντάται στην πλειονότητα των εγκαταστάσεων ORC [17].

Παρ' όλα αυτά, το συνολικό κόστος της διάταξης, με τις τροποποιήσεις στο υφιστάμενο ηλιακό σύστημα κρίνεται υψηλό, προσεγγίζοντας το ποσό των 18500 €/kW_{el}. Αυτό οφείλεται στη μικρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ, διότι το ανηγμένο κόστος των εξαρτημάτων και επομένως της διάταξης, αυξάνεται με τη μείωση της ονομαστικής τους ισχύος. Συνεπώς, κρίνεται συμφέρουσα η αύξηση της ισχύος του κύκλου. Όμως, σε αυτήν την περίπτωση αυξάνεται αντίστοιχα η απορριπτόμενη θερμότητα, η οποία πλέον υπερβαίνει τις ανάγκες της κατοικίας. Υπό αυτό το πρίσμα, η εγκατάσταση ενός τέτοιου συστήματος προτιμάται σε συστήματα με μεγάλες θερμικές ανάγκες, καθ' όλη τη διάρκεια του έτους, όπως ένα κολυμβητήριο ή ένα συγκρότημα κατοικιών.

Ωστόσο, το σύστημα που σχεδιάστηκε είναι κατάλληλο για οικιακή εφαρμογή, τόσο από άποψη όγκου, όσο και από άποψη συντήρησης. Συγκεκριμένα, η μικρότερη πλευρά της συσκευής δεν υπερβαίνει τα 800 mm (διάσταση θύρας) καθιστώντας έτσι δυνατή τη μεταφορά του διαμέσου των θυρών μίας οικίας. Επιπλέον, ο σχεδιασμός έγινε κατά τέτοιο τρόπο, ώστε να διευκολύνεται η συντήρηση, εξασφαλίζοντας άμεση και εύκολη πρόσβαση σε κάθε σημείο της εγκατάστασης. Στο γεγονός αυτό συμβάλλει και η χρήση τυποποιημένων εμπορικών εξαρτημάτων τα οποία είναι πλήρως εναλλάξιμα. Τέλος, η τοποθέτηση διαφανών πάνελ επιτρέπει τον οπτικό έλεγχο του συστήματος, ενώ ταυτόχρονα παρέχει προστασία από το περιβάλλον.

Επιπρόσθετα, έμφαση δίνεται στην ασφαλή λειτουργία, ενδεικτικό παράδειγμα της οποίας αποτελεί η αποφυγή σπληαίωσης. Ειδικότερα, το περιθώριο της διάταξης είναι πολύ μεγαλύτερο (1.6 έναντι 0.6 m) αυτού που προτείνει ο κατασκευαστής της αντλίας. Έτσι, αντισταθμίζεται μερικώς η αδυναμία ανεξάρτητης ρύθμισης της υπόψυξης που προέκυψε, λόγω της εν σειράς σύνδεσης του συμπυκνωτή με τον υποψύκτη.

Τέλος, χαρακτηρίζεται από εύκολη κατασκευή. Αυτό έγκειται στο γεγονός ότι όλα τα εξαρτήματα διατίθενται στην αγορά, ενώ οι τροποποιήσεις που απαιτούνται είναι ελάχιστες και περιορίζονται στη μετατροπή του συμπιεστή σε εκτονωτή.

10.2 Προτάσεις

Σύμφωνα με τα άνωθεν, υπάρχει μεγάλο περιθώριο όσον αφορά την αύξηση της απόδοσης και τη μείωση του κόστους της εγκατάστασης. Στο πλαίσιο αυτό, προτείνονται τα εξής:

- Αύξηση της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου, χρησιμοποιώντας ηλιακούς συλλέκτες διαφορετικής τεχνολογίας και μειώνοντας συγχρόνως την απαιτούμενη συλλεκτική επιφάνεια.
- Μείωση της ελάχιστης θερμοκρασίας του κύκλου, ψύχοντας το σύστημα με αέρα. Ωστόσο, έτσι χάνεται η δυνατότητα συμπαραγωγής και παράλληλα αυξάνεται ο όγκος της εγκατάστασης και η ιδιοκατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας.
- Σύνδεση αντλίας και εκτονωτή στον ίδιο άξονα, κινούμενες από τη γεννήτρια. Κατ' αυτόν τον τρόπο, μειώνονται οι απώλειες που εισάγει ο κινητήρας λόγω της χαμηλής ονομαστικής ισχύος του, όπως επίσης και οι μηχανικές απώλειες στον άξονά του. Ο συνδυασμός αυτού με την απαίτηση για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής τους δύναται να ικανοποιηθεί με το σχεδιασμό κατάλληλης διάταξης συνεχώς μεταβαλλόμενης σχέσης μετάδοσης, τύπου CVT (Continuous Variable Transmission).

- Εύρεση εξαρτημάτων καλύτερης απόδοσης και χαμηλότερου κόστους, τόσο για το εργαζόμενο μέσο όσο και για το νερό.

Ακόμη, για την καλύτερη αξιολόγηση του συστήματος, μπορεί να γίνει προσομοίωση της συμπεριφοράς του σύμφωνα με όσα περιγράφηκαν στο Κεφάλαιο 9, λαμβάνοντας υπόψη τις απαιτήσεις της κατοικίας. Έτσι, γνωρίζοντας την κατανομή των φορτίων κατά τη διάρκεια του έτους, μπορεί να υπολογιστεί η απόδοση της εγκατάστασης τόσο ετησίως, όσο και εποχιακά.

Επιπλέον, στο παρόν σύστημα τοποθετείται πισίνα η οποία, κυρίως κατά τη θερινή περίοδο, ενδέχεται να υπερθερμαίνεται ώστε να ψύξει το ψυκτικό νερό. Για την αντιμετώπιση αυτού του φαινομένου, μπορεί να διερευνηθεί η χρήση αερόψυκτου συμπυκνωτή και υποψύκτη κατά την περίοδο του θέρους. Επίσης, προτείνεται η μελέτη συστήματος θερμικής ψύξης, ώστε η απορριπτόμενη από το ORC θερμότητα να αξιοποιείται για την ψύξη της κατοικίας.

Επιπρόσθετα, στην εγκατάσταση χρησιμοποιείται ως εργαζόμενο μέσο το R134a, το οποίο όμως αναμένεται να τεθεί εκτός από την περιβαλλοντική νομοθεσία. Έτσι, προτείνεται η εκ νέου σχεδίαση του συστήματος με οργανικό μέσο το υποκατάστατό του R1234ze(E), το οποίο δεν παρουσιάζει προβλήματα ευφλεκτότητας όπως το R1234yf.

Τέλος, για την παραγωγή ενός ολοκληρωμένου προϊόντος, πρέπει να σχεδιαστεί πλήρως το σύστημα αυτοματισμού, τόσο του ORC όσο και του ηλιακού συστήματος. Σχετικά με αυτό, υπάρχει η δυνατότητα ύπαρξης ενός κεντρικού συστήματος ελέγχου ή επιμέρους συστημάτων τα οποία επικοινωνούν κατάλληλα μεταξύ τους.

Παράρτημα Α: Κώδικες υπολογισμού

Παρατίθενται οι κώδικες υπολογισμού στο περιβάλλον του *Matlab* [59].

A.1 Κυρίως πρόγραμμα

```
% ORC calculation

% Units:
% p=[bar], T=[K], h=[kJ/kg], s=cp=[J/kg*K], dens=[kg/m^3], v=[m^3/kg]

% Working fluids
ORCfluid='R134a'; % ORC fluid
HSfluid='Water'; % heat source fluid
CMfluid='Water'; % cooling medium

% Input
Pel_net=1.20; % desired net electrical power [kW]

% Pump model
Pump_type='D10-S'; % 'D10-I' or 'D10-S'

% Heat source
Thin=85.+273.15; % heat source inlet temperature [K]
DTh=7.4; % heat source temperature differential
Thout=Thin-DTh; % heat source outlet temperature [K]
ph=3.; % heat source pressure [bar]
HMODE=1; % HMODE: 1 if Thout is known, 2 if evaporator pinchpoint is known

% Cooling medium
% Cooling medium buffer tank temperatures
Tc_tank_in=35.+273.15; % buffer tank inlet
Tc_tank_out=25.+273.15; % buffer tank outlet
pc=2.; % cooling medium pressure [bar]

% Subcooler
Tsbcin=Tc_tank_out; % cooling medium inlet temperature [K]
Tsbcout=Tsbcin+2.; % cooling medium outlet temperature [K]
psbc=2.; % cooling medium pressure [bar]
SBCMODE=1; % SBCMODE: 1 if Tsbcout is known, 2 if subcooler pinch point is
known,
% 3 if subcooler and condenser in series

% Cycle's temperatures
Tevap=75.+273.15;
Tcond=40.+273.15;
Tevapcond=[Tevap,Tcond];

% Parameters
Pinchevap=5; % evaporator pinch point
Pinchsbc=5; % subcooler pinch point
DTsh=5.; % evaporator superheating
DTsbc=3.; % subcooling

% Efficiencies
% Expander, generator
effirexp=0.93; % expander irreversibilities "efficiency"
effvolexp=0.78; % expander volumetric efficiency
effmexp=0.90; % expander mechanical efficiency
effinvexp=0.92; % generator's regenerative inverter efficiency
```

```

effgen=0.89; % generator efficiency
           % Matrix formation
eff_exp=[efffirexp,effvolexp,effmexp,effinvexp,effgen];

           % Pump, motor
if (strcmp(Pump_type,'D10-I'))
    effpump=0.46; % pump efficiency
    effvolpump=0.96; % pump volumetric efficiency
elseif (strcmp(Pump_type,'D10-S'))
    effpump=0.52;
    effvolpump=0.97;
end
effmpump=0.90; % pump mechanical efficiency
effir_vol_pump=effpump/effmpump;
effmotpump=0.82; % pump's motor efficiency
effinvpump=0.90; % pump's motor inverter efficiency
           % Matrix formation
eff_pump=[effvolpump,effmpump,effpump,effir_vol_pump,effmotpump,effinvpump];

           % Swept volumes
Vswept_comp=121.1; % expander swept volume as compressor [cm^3/rev]
if (strcmp(Pump_type,'D10-I'))
    Vsweptpump=10.; % pump swept volume [cm^3/rev]
elseif (strcmp(Pump_type,'D10-S'))
    Vsweptpump=14.;
end
           % Matrix formation
Vswept=[Vswept_comp,Vsweptpump];

           % Transmission ratios (input/output, i.e. Nmot/Npump and Nexp/Ngen)
pump_mot_ratio=1.;
exp_gen_ratio=(132+3.2)/(118+3.2); % generator pulley pitch diameter/expander
pulley pitch diameter
           % Matrix formation
tr_ratio=[pump_mot_ratio,exp_gen_ratio];

           % Pipe sizing, pressure drop calculation, cavitation test
% 1: pump-evaporator, 2: evaporator-expander (by-pass excluded),
% 3: expander-condenser (by-pass excluded), 4: condenser-receiver
% 5: receiver-subcooler, 6: subcooler-pump
Length=[0.700,0.565,0.460,0.320,0.700,0.130]; % Straight pipe lengths between
parts
Flow_elements=[0,4,0,0,0,0,1,0,0,0,0,0,1,0,0,0;
               0,2,1,0,0,1,0,0,0,1,1,0,0,1,0,0;
               0,1,1,0,1,0,0,1,0,0,0,0,1,0,0,0;
               0,0,2,0,0,0,1,0,0,0,1,0,1,0,0,0;
               0,1,0,0,0,0,1,1,0,1,0,0,1,0,0,1;
               0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]; % Flow elements in each pipe
% Columns: 1: 90 degrees elbow, 2: 90 deg bend, 3: 45 deg elbow, 4: 180 deg
elbow
%           5: Tee line, 6: Tee branch, 7-9: Diameter enlargement 25,50,75
respectively,
%           10-12: Diameter reduction 25,50,75 respectively,
%           13: Shut-off valve, 14: Solenoid valve 15: Chevk valve,
%           16: Filter-drier

rough=1.5*10^(-6); % pipe absolute roughness [m]
z=[0,0.687,0.430,0.620,0.294,0.096]; % Parts' altitude [m]. 1: pump, 2:
evaporator, 3: expander, 4: condenser, 5: receiver, 6: subcooler
Dpsbc=50; % subcooler pressure drop[mbar]

```

```

%-----
% Objective function call for expander volume ratio optimization

options =
optimoptions('fmincon','Display','iter','Algorithm','sqp','TolX',0.05); %
optimization options
Objective_Function=@(rvexp)ORC_OBJ(ORCfluid,HSfluid,CMfluid,Thin,Thout,ph,HMODE
,Tc_tank_in,Tc_tank_out,pc,Tsbcin,Tsbcout,psbc,SBCMODE,Tevapcond,Pinchevap,Pinc
hsbc,DTsh,DTsbc,Pel_net,rvexp,eff_exp,eff_pump,Vswept,tr_ratio);
rvexp0=2.5; % optimization initialization
lb=1.5; % volume ratio lower bound for optimization
ub=4.5; % volume ratio upper bound for optimization
A=0; % optimization parameter
b=0; % optimization parameter
[rvexp_opt ,
FOBJ]=fmincon(Objective_Function,rvexp0,A,b,[],[],lb,ub,[],options); % optimum
volume ratio calculation
%-----

% Cycle calculation
PLOTS=1; % PLOTS: 0 for no plots, 1 for plots

rvexp=2.6; % real expander volume ratio

[
FOBJ,p,T,h,s,dens,dvisc,kvisc,Q,ss,state,mORC,VORC,Thout,Tcondin,Tcondout,Tsbcin
,Tsbcout,mh,mc_tank,mcond,msbc,Ngen,Nmot,pinch_evap_flag,pinch_sbc_flag,effise
xp,effispump,Pinvexp,Pinvpump,Pgen_out,Ppump_in,cycle_el_eff_net,cycle_el_eff_g
ross,cycle_eff,Din,Din_OD,Dp,DT,velocity,DNPSH
]=ORC_OBJ_ARG(ORCfluid,HSfluid,CMfluid,Thin,Thout,ph,HMODE,Tc_tank_in,Tc_tank_o
ut,pc,Tsbcin,Tsbcout,psbc,SBCMODE,Tevapcond,Pinchevap,Pinchsbc,DTsh,DTsbc,Pel_n
et,rvexp,eff_exp,eff_pump,Pump_type,Vswept,tr_ratio,Length,Flow_elements,rough,
z,Dpsbc,PLOTS);

%-----
% Heat exchangers loads [kW]
Qevap=mORC(1)*(h(2)-h(1)); % Evaporator load
Qcond=mORC(3)*(h(3)-h(4)); % Subcooler load
Qsbc=mORC(5)*(h(5)-h(6)); % Condenser load

% Temperatures conversion in [C] (index c)
Tevap_c=Tevap-273.15;
Tcond_c=Tcond-273.15;
Thin_c=Thin-273.15;
Tc_tank_in_c=Tc_tank_in-273.15;
Tc_tank_out_c=Tc_tank_out-273.15;
Thout_c=Thout-273.15;
Tcondin_c=Tcondin-273.15;
Tcondout_c=Tcondout-273.15;
Tsbcin_c=Tsbcin-273.15;
Tsbcout_c=Tsbcout-273.15;
T_c=T-273.15;

% Carnot efficiency
eff_carnot=1-(Tcond-DTsbc)/(Tevap+DTsh);

% Evaporator sizing
Dpc_max=300; % ORC medium maximum pressure drop [mbar]
Dph_max=300; % Heat source maximum pressure drop [mbar]

```

```
[k,Nt,Agiven_evap,Dp_c_all,Dp_h_all,oversize_percent,Qhex]=evap_siz_CP(ORCfluid
,HSfluid,ph*10^5,Thin,p(2)*10^5,T(1),T(2),mORC(1),mh,Dpc_max/10,Dph_max/10);
```

```
% Valves downstream density
Dp_valve=0.15; % valve's maximum pressure drop [bar]
for i=1:6
    dens_down(i)=CoolProp.PropsSI('D','P',(p(i)-
Dp_valve)*10^5,'H',h(i)*10^3,ORCfluid);
    if i==4 || i==5
        dens_down(i)=dens(i); % saturated points
    end
end
%-----
```

A.2 Συνάρτηση υπολογισμού βέλτιστου λόγου εκτόνωσης

```
%-----
function [ FOBJ ] = ORC_OBJ(
ORCfluid,HSfluid,CMfluid,Thin,Thout,ph,HMODE,Tc_tank_in,Tc_tank_out,pc,Tsbcin,T
sbcout,psbc,SBCMODE,Tevapcond,Pinchevap,Pinchsbc,DTsh,DTsbc,Pel_net,rvexp,eff_e
xp,eff_pump,Vswept,tr_ratio )

% Objective function calculation

% Units:
% p=[bar], T=[K], h=[kJ/kg], s=cp=[J/kg*K], dens=[kg/m^3], v=[m^3/kg]

% Evaporation, Condensation pressures
Tevap=Tevapcond(1);
Tcond=Tevapcond(2);
pevap=CoolProp.PropsSI('P','T',Tevap,'Q',0,ORCfluid)/10^5; % Evaporation
pressure [bar]
pcond=CoolProp.PropsSI('P','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid)/10^5; % Condensation
pressure [bar]

% Expander, generator, pump, motor

    % Expander efficiencies
effirexp=eff_exp(1); % Expander irreversibilities "efficiency"
effvolexp=eff_exp(2); % Expander volumetric efficiency
effmexp=eff_exp(3); % Expander mechanical efficiency
effinvexp=eff_exp(4); % Generator's regenerative inverter efficiency
effgen=eff_exp(5); % Generator efficiency

    % Pump efficiencies
effvolpump=eff_pump(1); % Pump volumetric efficiency
effmpump=eff_pump(2); % Pump mechanical efficiency
effpump=eff_pump(3); % Pump efficiency
effir_vol_pump=eff_pump(4);
effmotpump=eff_pump(5); % Pump's motor efficiency
effinvpump=eff_pump(6); % Pump's motor inverter efficiency

    % Swept volumes
Vsweptexp=Vswept(1)/rvexp; % Expander swept volume as expander [cm^3/rev]
Vsweptpump=Vswept(2); % Pump swept volume [cm^3/rev]

    % Transmission ratios (input/output)
pump_mot_ratio=tr_ratio(1);
exp_gen_ratio=tr_ratio(2);
```



```
%-----
```

```
% Calculations
```

```
    % Point 4 (Saturated liquid) (Condenser outlet - Receiver inlet)
```

```
p(4)=pcond;  
T(4)=Tcond;  
h(4)=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid)/10^3;  
s(4)=CoolProp.PropsSI('S','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid);  
dens(4)=CoolProp.PropsSI('D','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid);  
dvisc(4)=CoolProp.PropsSI('V','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid);  
kvisc(4)=dvisc(4)/dens(4);  
Q(4)=0;
```

```
    % Point 5 (Receiver outlet - Subcooler inlet)
```

```
p(5)=p(4);  
T(5)=T(4);  
h(5)=h(4);  
s(5)=s(4);  
dens(5)=dens(4);  
dvisc(5)=dvisc(4);  
kvisc(5)=kvisc(4);  
Q(5)=Q(4);
```

```
    % Point 6 (Subcooler liquid) (Subcooler outlet - Pump inlet)
```

```
p(6)=pcond;  
T(6)=T(5)-DTsbc;  
h(6)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid)/10^3;  
s(6)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid);  
dens(6)=CoolProp.PropsSI('D','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid);  
dvisc(6)=CoolProp.PropsSI('V','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid);  
kvisc(6)=dvisc(6)/dens(6);  
Q(6)=CoolProp.PropsSI('Q','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid);
```

```
    % Point 1 (Subcooled liquid) (Pump outlet - Evaporator inlet)
```

```
p(1)=pevap;  
wthpump=(1/dens(6))*(p(1)-p(6))*10^5/10^3; % Pump specific theoretical  
hydraulic work [kJ/kg]  
wmpump=wthpump/effir_vol_pump; % Pump specific mechanical work  
wmotpump=wmpump/effmpump; % Motor specific mechanical work  
winvpump=wmotpump/(effmotpump*effinvpump); % Motor's inverter specific work  
h(1)=h(6)+wmpump;
```

```
    % Point 1 calculation
```

```
T(1)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);  
s(1)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);  
Q(1)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);  
dens(1)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);  
dvisc(1)=CoolProp.PropsSI('V','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);  
kvisc(1)=dvisc(1)/dens(1);
```

```
    % Pump isentropic efficiency
```

```
hlis=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1)*10^5,'S',s(6),ORCfluid)/10^3;  
effispump=(hlis-h(6))/(h(1)-h(6));
```

```
    % Point 2 (Superheated vapor) (Evaporator - Expander)
```

```
p(2)=pevap;  
T(2)=Tevap+DTsh;  
h(2)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid)/10^3;  
s(2)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);  
Q(2)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);  
dens(2)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);  
dvisc(2)=CoolProp.PropsSI('V','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);
```

```

kvisc(2)=dvisc(2)/dens(2);

% Point index in (Before expander outlet)
cp=CoolProp.PropsSI('CPMASS','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);
cv=CoolProp.PropsSI('CVMASS','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);
kappa=-
(1/dens(2))/(p(2)*10^5)*cp/cv*CoolProp.PropsSI('d(P)/d(DMASS)|T','T',T(2),'P',p
(2)*10^5,ORCfluid)*(-dens(2)^2); % ideal gas isentropic exponent

pin=p(2)/rvexp^kappa;
hinis=CoolProp.PropsSI('H','P',pin*10^5,'S',s(2),ORCfluid)/10^3;
hin=hinis;
Tin=CoolProp.PropsSI('T','P',pin*10^5,'H',hin*10^3,ORCfluid);
densin=CoolProp.PropsSI('D','P',pin*10^5,'H',hin*10^3,ORCfluid);

% Point 3 (Expander - Condenser)
p(3)=pcond;

w1=h(2)-hin; % Isentropic process specific work[kJ/kg]
w2=(1/densin)*(pin-p(3))*10^5/10^3; % Constantt volume process specific work
[kJ/kg]
wthexp=w1+w2; % Expander ideal specific work [kJ/kg]
wexp_real=wthexp*effirexp*effvolexp; % Expander actual specific work [kJ/kg]

h(3)=h(2)-wexp_real;
wgexp=wexp_real*effmexp*effgen; % Generator specific electrical work
winvexp=wgexp*effinvexp; % Generator' inverter specific electrical work

T(3)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
s(3)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
Q(3)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
dens(3)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
dvisc(3)=CoolProp.PropsSI('V','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
kvisc(3)=dvisc(3)/dens(3);

% Expander isentropic efficiency
h3is=CoolProp.PropsSI('H','P',pcond*10^5,'S',s(2),ORCfluid)/10^3;
effisexp=(h(2)-h(3))/(h(2)-h3is);

% Mass flow rates [kg/s]
mORC(2)=Pel_net/(winvexp-winvpump); % [kg/s]

mORC(1)=mORC(2);
for i=3:6
    mORC(i)=mORC(2);
end

% Volume flow rates [m^3/s]
for i=1:6
    VORC(i)=mORC(i)/dens(i);
end

% Generator, motor and pump rotational speeds [rpm]
Ngen=(VORC(2)*effvolexp)/(Vsweptexp/10^6)*60/exp_gen_ratio;
Nmot=(VORC(6)/effvolpump)/(Vsweptpump/10^6)*60*pump_mot_ratio;
Npump=Nmot/pump_mot_ratio; % needed for cavitation calculations

% Power calculations
Pinvexp=mORC(2)*winvexp; % Generator's regenerative inverter power [kW]
Pinvpump=mORC(1)*winvpump; % Pump's motor inverter power [kW]

```

```

Pgen_out=mORC(2)*wgexp; % needed for generator sizing
Ppump_in=Pinvpump*effinvpump*effmotpump; % needed for motor sizing
%
%-----

%-----
% Heater

% Th,out calculaiton
hhin=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'T',Thin,HSfluid)/10^3;
pinch_evap_flag=0; % evaporator pinch point not achieved

if (HMODE==1) % Thout is known
    hhout=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'T',Thout,HSfluid)/10^3;
else % evaporator pinchpoint is known. Optimization process for minimization of
pinch point deviation from input pinch point
    Npart=100; % HEX number of parts
    Thoutmin=T(1)+0.01; % optimization lower bound
    Thoutmax=Thin-0.01; % optimization upperr bound
    Thout0=(Thoutmin+Thoutmax)/2; % optimization initialization
    options =
optimoptions('fmincon','Display','off','Algorithm','sqp','MaxFunEvals',50000);
% % optimization options

PPheatdev=@(Thout) abs(PINCHEVAPORATOR(Npart,ORCfluid,mORC(1),p(1),T(1),T(2),HSf
fluid,ph,Thin,Thout)-Pinchevap); % pinch point deviation
    Thout=fmincon(PPheatdev,Thout0,[],[],[],[],Thoutmin,Thoutmax,[],options);
    hhout=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'T',Thout,HSfluid)/10^3;
    pinch_evap_flag=0;
    if (PPheatdev(Thout)<0.1)
        pinch_evap_flag=1; % Th,out calculated properly and pinch point
achieved
    end
end
Thout1=Thout;

% Heat source mass flow rate
mh=mORC(1)*(h(2)-h(1))/(hhin-hhout);

%-----

%-----
% Subcooler

pinch_sbc_flag=0; % evaporator pinch point not achieved

hc_tank_in=CoolProp.PropsSI('H','P',pc*10^5,'T',Tc_tank_in,CMfluid)/10^3;
hc_tank_out=CoolProp.PropsSI('H','P',pc*10^5,'T',Tc_tank_out,CMfluid)/10^3;
mc_tank=(mORC(3)*(h(3)-h(4))+mORC(5)*(h(5)-h(6)))/(hc_tank_in-hc_tank_out); %
cooling medium buffer mass flow rate

Tsbcin=Tc_tank_out; % subcooler inlet
hsbcin=CoolProp.PropsSI('H','P',psbc*10^5,'T',Tsbcin,CMfluid)/10^3;

if (SBCMODE==3) % subcooler and condenser in series
    msbc=mc_tank;
    hsbcout=hsbcin+mORC(5)*(h(5)-h(6))/msbc;
    Tsbcout=CoolProp.PropsSI('T','P',psbc*10^5,'H',hsbcout*10^3,CMfluid);
else

```

```

pinch_sbc_flag=0;

if SBCMODE==1 % Tsbcout is known
    hsbcout=CoolProp.PropsSI('H','P',pc*10^5,'T',Tsbcout,CMfluid)/10^3;
else % subcooler pinch point is known. Same process with heater
    Npart=100;
    Tsbcoutmin=Tsbcin+0.01;
    Tsbcoutmax=T(5)-0.01;
    Tsbcout0=(Tsbcoutmin+Tsbcoutmax)/2;
    options =
optimoptions('fmincon','Display','off','Algorithm','sqp','MaxFunEvals',50000);
% kathysterei

PPsbcddev=@(Tsbcout)abs(QT(Npart,CMfluid,psbc,Tsbcin,Tsbcout,ORCfluid,mORC(5),p(
5),T(5),T(6),h(5),h(6))-Pinchsbcd);

Tsbcout=fmincon(PPsbcddev,Tsbcout0,[],[],[],[],Tsbcoutmin,Tsbcoutmax,[],options)
;
    hsbcout=CoolProp.PropsSI('H','P',psbc*10^5,'T',Tsbcout,CMfluid)/10^3;
    pinch_sbc_flag=0;
    if (PPsbcddev(Tsbcout)<0.1)
        pinch_sbc_flag=1;
    end
end
end
Tsbcout1=Tsbcout;
Tsbcin1=Tsbcin;

% Subcooler medium mass flow rate
msbc=mORC(5)*(h(5)-h(6))/(hsbcout-hsbcin);

%-----
%-----
% Condenser

if SBCMODE==3 % subcooler and condenser in series
    mcond=mc_tank;
    Tcin=Tsbcout;
    hcin=hsbcout;
else % subcooler and condenser in parallel
    mcond=mc_tank-msbc;
    Tcin=Tc_tank_out;
    hcin=CoolProp.PropsSI('H','P',pc*10^5,'T',Tcin,CMfluid)/10^3;
end
hcout=hcin+mORC(3)*(h(3)-h(4))/mcond;
Tcout=CoolProp.PropsSI('T','P',pc*10^5,'H',hcout*10^3,CMfluid);
Tcout1=Tcout;
Tcin1=Tcin;

% Condenser medium mass flow rate
mcond=mORC(1)*(h(3)-h(4))/(hcout-hcin);

%-----

% Cycle efficiencies
cycle_el_eff_net=(Pel_net/(mh*(hhin-hhout)));
cycle_el_eff_gross=(mORC(2)*winvexp)/(mh*(hhin-hhout));
cycle_eff=(mORC(2)*wexp_real-mORC(5)*wmpump)/(mh*(hhin-hhout)); % compared with
Carnot efficiency

```

```
FOBJ=1/cycle_el_eff_net;
```

```
end
```

```
%-----
```

A.3 Συνάρτηση υπολογισμού κύκλου

```
%-----
```

```
function [
FOBJ,p,T,h,s,dens,dvisc,kvisc,Q,ss,state,mORC,VORC,Thout1,Tcin1,Tcout1,Tsbcin1,
Tsbcout1,mh,mc_tank,mcond,msbc,Ngen,Nmot,pinch_evap_flag,pinch_sbc_flag,effisex
p,effispump,Pinvexp,Pinvpump,Pgen_out,Ppump_in,cycle_el_eff_net,cycle_el_eff_gr
oss,cycle_eff,Din,Din_OD,Dp,DT,velocity,DNPSH ] = ORC_OBJ_ARG(
ORCfluid,HSfluid,CMfluid,Thin,Thout,ph,HMODE,Tc_tank_in,Tc_tank_out,pc,Tsbcin,T
sbcout,psbc,SBCMODE,Tevapcond,Pinchevap,Pinchsbc,DTsh,DTsbc,Pel_net,rvexp,eff_e
xp,eff_pump,Pump_type,Vswept,tr_ratio,Length,Flow_elements,rough,z,Dpsbc,PLOTS
)
```

```
% Same as ORC_OBJ, but it also returns cycle's values into the main program
% and sizes pipes, calculates pressure drops and tests cavitation
```

```
% Units:
```

```
% p=[bar], T=[K], h=[kJ/kg], s=cp=[J/kg*K], dens=[kg/m^3], v=[m^3/kg]
```

```
% Evaporation, Condensation pressures
```

```
Tevap=Tevapcond(1);
```

```
Tcond=Tevapcond(2);
```

```
pevap=CoolProp.PropsSI('P','T',Tevap,'Q',0,ORCfluid)/10^5; % Evaporation
pressure [bar]
```

```
pcond=CoolProp.PropsSI('P','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid)/10^5; % Condensation
pressure [bar]
```

```
% Expander, generator, pump, motor
```

```
    % Expander efficiencies
```

```
effirexp=eff_exp(1); % Expander irreversibilities "efficiency"
```

```
effvolexp=eff_exp(2); % Expander volumetric efficiency
```

```
effmexp=eff_exp(3); % Expander mechanical efficiency
```

```
effinvexp=eff_exp(4); % Generator's regenerative inverter efficiency
```

```
effgen=eff_exp(5); % Generator efficiency
```

```
    % Pump efficiencies
```

```
effvolpump=eff_pump(1); % Pump volumetric efficiency
```

```
effmpump=eff_pump(2); % Pump mechanical efficiency
```

```
effpump=eff_pump(3); % Pump efficiency
```

```
effir_vol_pump=eff_pump(4);
```

```
effmotpump=eff_pump(5); % Pump's motor efficiency
```

```
effinvpump=eff_pump(6); % Pump's motor inverter efficiency
```

```
    % Swept volumes
```

```
Vsweptexp=Vswept(1)/rvexp; % Expander swept volume as expander [cm^3/rev]
```

```
Vsweptpump=Vswept(2); % Pump swept volume [cm^3/rev]
```

```
    % Transmission ratios (input/output)
```

```
pump_mot_ratio=tr_ratio(1);
```

```
exp_gen_ratio=tr_ratio(2);
```

```
%-----
```

```
% Calculations
```

```

    % Point 4 (Saturated liquid) (Condenser outlet - Receiver inlet)
p(4)=pcond;
T(4)=Tcond;
h(4)=CoolProp.PropsSI('H','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid)/10^3;
s(4)=CoolProp.PropsSI('S','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid);
dens(4)=CoolProp.PropsSI('D','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid);
dvisc(4)=CoolProp.PropsSI('V','T',Tcond,'Q',0,ORCfluid);
kvisc(4)=dvisc(4)/dens(4);
Q(4)=0;
state4='liquid_return'; % condenser to receiver

    % Point 5 (Receiver outlet - Subcooler inlet)
p(5)=p(4);
T(5)=T(4);
h(5)=h(4);
s(5)=s(4);
dens(5)=dens(4);
dvisc(5)=dvisc(4);
kvisc(5)=kvisc(4);
Q(5)=Q(4);
state5='liquid'; % receiver to subcooler

    % Point 6 (Subcooler liquid) (Subcooler outlet - Pump inlet)
p(6)=pcond;
T(6)=T(5)-DTsbc;
h(6)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid)/10^3;
s(6)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid);
dens(6)=CoolProp.PropsSI('D','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid);
dvisc(6)=CoolProp.PropsSI('V','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid);
kvisc(6)=dvisc(6)/dens(6);
Q(6)=CoolProp.PropsSI('Q','T',T(6),'P',p(6)*10^5,ORCfluid);
state6='liquid'; % subcooler to pump

    % Point 1 (Subcooled liquid) (Pump outlet - Evaporator inlet)
p(1)=pevap;
wthpump=(1/dens(6))*(p(1)-p(6))*10^5/10^3; % Pump specific theoretical
hydraulic work [kJ/kg]
wmpump=wthpump/effir_vol_pump; % Pump specific mechanical work
wmotpump=wmpump/effmpump; % Motor specific mechanical work
winvpump=wmotpump/(effmotpump*effinvpump); % Motor's inverter specific work
h(1)=h(6)+wmpump;
% Point 1 calculation
T(1)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);
s(1)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);
Q(1)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);
dens(1)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);
dvisc(1)=CoolProp.PropsSI('V','P',p(1)*10^5,'H',h(1)*10^3,ORCfluid);
kvisc(1)=dvisc(1)/dens(1);
state1='liquid'; % pump to evaporator
% Pump isentropic efficiency
hlis=CoolProp.PropsSI('H','P',p(1)*10^5,'S',s(6),ORCfluid)/10^3;
effispump=(hlis-h(6))/(h(1)-h(6));

    % Point 2 (Superheated vapor) (Evaporator - Expander)
p(2)=pevap;
T(2)=Tevap+DTsh;
h(2)=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid)/10^3;
s(2)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);
Q(2)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);
dens(2)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);

```

```

dvisc(2)=CoolProp.PropsSI('V','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);
kvisc(2)=dvisc(2)/dens(2);
state2='gas'; % evaporator to expander

    % Point index in (Before expander outlet)
cp=CoolProp.PropsSI('CPMASS','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);
cv=CoolProp.PropsSI('CVMASS','P',p(2)*10^5,'T',T(2),ORCfluid);
kappa=-
(1/dens(2))/(p(2)*10^5)*cp/cv*CoolProp.PropsSI('d(P)/d(DMASS)|T','T',T(2),'P',p
(2)*10^5,ORCfluid)*(-dens(2)^2); % ideal gas isentropic exponent

pin=p(2)/rvexp^kappa;
hinis=CoolProp.PropsSI('H','P',pin*10^5,'S',s(2),ORCfluid)/10^3;
hin=hinis;
Tin=CoolProp.PropsSI('T','P',pin*10^5,'H',hin*10^3,ORCfluid);
densin=CoolProp.PropsSI('D','P',pin*10^5,'H',hin*10^3,ORCfluid);

    % Point 3 (Expander - Condenser)
p(3)=pcond;

w1=h(2)-hin; % Isentropic process specific work[kJ/kg]
w2=(1/densin)*(pin-p(3))*10^5/10^3; % Constantt volume process specific work
[kJ/kg]
wthexp=w1+w2; % Expander ideal specific work [kJ/kg]
wexp_real=wthexp*effirexp*effvolexp; % Expander actual specific work [kJ/kg]

h(3)=h(2)-wexp_real;
wgexp=wexp_real*effmexp*effgen; % Generator specific electrical work
winvexp=wgexp*effinvexp; % Generator' inverter specific electrical work

T(3)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
s(3)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
Q(3)=CoolProp.PropsSI('Q','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
dens(3)=CoolProp.PropsSI('D','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
dvisc(3)=CoolProp.PropsSI('V','P',p(3)*10^5,'H',h(3)*10^3,ORCfluid);
kvisc(3)=dvisc(3)/dens(3);
state3='gas'; % expander to condenser

% Expander isentropic efficiency
h3is=CoolProp.PropsSI('H','P',pcond*10^5,'S',s(2),ORCfluid)/10^3;
effisexp=(h(2)-h(3))/(h(2)-h3is);

% State at each position with matrix formation (needed for pipe sizing and
pressure drop calculation)
state={state1,state2,state3,state4,state5,state6};

% Sound velocities
for i=1:6
ss(i)=CoolProp.PropsSI('A','T',T(i),'P',p(i),ORCfluid);
end

% Mass flow rates [kg/s]
mORC(2)=Pel_net/(winvexp-winvpump); % [kg/s]

mORC(1)=mORC(2);
for i=3:6
    mORC(i)=mORC(2);
end

% Volume flow rates [m^3/s]

```

```

for i=1:6
    VORC(i)=mORC(i)/dens(i);
end

% Generator, motor and pump rotational speeds [rpm]
Ngen=(VORC(2)*effvolexp)/(Vsweptexp/10^6)*60/exp_gen_ratio;
Nmot=(VORC(6)/effvolpump)/(Vsweptpump/10^6)*60*pump_mot_ratio;
Npump=Nmot/pump_mot_ratio; % needed for cavitation calculations

% Power calculations
Pinvexp=mORC(2)*winvexp; % Generator's regenerative inverter power [kW]
Pinvpump=mORC(1)*winvpump; % Pump's motor inverter power [kW]
Pgen_out=mORC(2)*wgexp; % needed for generator sizing
Ppump_in=Pinvpump*effinvpump*effmotpump; % needed for motor sizing
%
%-----

%-----
% T-s diagram
%
if (PLOTS==1)
    Tmin=20+273.15; % Plot minimum temperature
    [
Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,ORCfluid,Tmin);
    figure(2)
    subplot(2,3,1);
    title('ORC{\it T-s} Diagramm');
    xlabel('{\it s (kJ/kgK)}');
    ylabel('{\it T} (^{o}C)');
    grid on
    hold on
    plot(sLplot/10^3,Tplot-273.15,'red');
    plot(sGplot/10^3,Tplot-273.15,'red');
    Npart=200; % diagram number of points
    for i=1:5 % for each section
        h0=h(i);
        hf=h(i+1);
        dh=(hf-h0)/(Npart-1);
        p0=p(i);
        pf=p(i+1);
        dp=(pf-p0)/(Npart-1);
        for j=1:Npart
            hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
            pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);

TPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);

sPLOT(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
        end
        plot(sPLOT/10^3,TPLOT-273.15,'black')
        % Section 6-1
        h0=h(6);
        hf=h(1);
        dh=(hf-h0)/(Npart-1);
        p0=p(6);
        pf=p(1);
        dp=(pf-p0)/(Npart-1);
        for j=1:Npart

```



```

        hPLOT(j)=h0+dh*(j-1);
        pPLOT(j)=p0+dp*(j-1);

TPlot(j)=CoolProp.PropsSI('T','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
sPlot(j)=CoolProp.PropsSI('S','P',pPLOT(j)*10^5,'H',hPLOT(j)*10^3,ORCfluid);
    end
    plot(sPlot/10^3,TPlot-273.15,'black')
end
scatter(s/10^3,T-273.15,'black','filled') % cycle's points
hold off
end
%}
%-----

%-----
% Heater

% Th,out calculaiton
hhin=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'T',Thin,HSfluid)/10^3;
pinch_evap_flag=0; % evaporator pinch point not achieved

if (HMODE==1) % Thout is known
    hhout=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'T',Thout,HSfluid)/10^3;
else % evaporator pinchpoint is known. Optimization process for minimization of
pinch point deviation from input pinch point
    Npart=100; % HEX number of parts
    Thoutmin=T(1)+0.01; % optimization lower bound
    Thoutmax=Thin-0.01; % optimization upperr bound
    Thout0=(Thoutmin+Thoutmax)/2; % optimization initialization
    options =
optimoptions('fmincon','Display','off','Algorithm','sqp','MaxFunEvals',50000);
% % optimization options

PPheatdev=@(Thout) abs(PINCHEVAPORATOR(Npart,ORCfluid,mORC(1),p(1),T(1),T(2),HSf
luid,ph,Thin,Thout)-Pinchevap); % pinch point deviation
    Thout=fmincon(PPheatdev,Thout0,[],[],[],[],Thoutmin,Thoutmax,[],options);
    hhout=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'T',Thout,HSfluid)/10^3;
    pinch_evap_flag=0;
    if (PPheatdev(Thout)<0.1)
        pinch_evap_flag=1; % Th,out calculated properly and pinch point
achieved
    end
end
Thout1=Thout;

% Heat source mass flow rate
mh=mORC(1)*(h(2)-h(1))/(hhin-hhout);

% Q-T Diagrams
if (PLOTS==1)
    %
    % Npart defined above
    %
    figure(3)
        % Heater
    Thinheat=Thin; % calculated above
    Thoutheat=Thout;
    hhinheat=hhin;

```

```

hhoutheat=hhout;
[ PPheat, Tcheat, Thheat, Qheat
]=QT(Npart, ORCfluid, mORC(1), p(1), T(1), T(2), h(1), h(2), HSfluid, mh, ph, Thinheat, Thoutheat, hhinheat, hhoutheat);
subplot(2,3,2);
plot(Qheat, Tcheat-273.15, Qheat, Thheat-273.15)
legend({'\it T_{ORC}'}, {'\it T_{h}'});
title('Heater's\it Q-T Diagramm');
xlabel({'\it Q (kW)'});
ylabel({'\it T} (^{o}C)');
grid on
%

    % Preheater
%
T11=Tevap;
h11=CoolProp.PropsSI('H', 'T', T11, 'Q', 0, ORCfluid)/10^3;
hhinpreheat=hhout;
Thinpreheat=Thout;
hhoutpreheat=hhinpreheat+mORC(1)*(h11-h(1))/mh;

Thoutpreheat=CoolProp.PropsSI('T', 'P', ph*10^5, 'H', hhoutpreheat*10^3, HSfluid);
[ PPpreheat, Tcpreheat, Thpreheat, Qpreheat
]=QT(Npart, ORCfluid, mORC(1), p(1), T(1), T11, h(1), h11, HSfluid, mh, ph, Thoutpreheat, Thinpreheat, hhoutpreheat, hhinpreheat);
subplot(2,3,4);
plot(Qpreheat, Tcpreheat-273.15, Qpreheat, Thpreheat-273.15)
legend({'\it T_{ORC}'}, {'\it T_{h}'});
title('Preheater');
xlabel({'\it Q (kW)'});
ylabel({'\it T} (^{o}C)');
grid on
%

    % Evaporator
%
T12=Tevap;
h12=CoolProp.PropsSI('H', 'T', T12, 'Q', 1, ORCfluid)/10^3;
hhinevap=hhoutpreheat;
Thinevap=Thoutpreheat;
hhoutevap=hhinevap+mORC(1)*(h12-h11)/mh;
Thoutevap=CoolProp.PropsSI('T', 'P', ph*10^5, 'H', hhoutevap*10^3, HSfluid);
[ PPevap, Tcevap, Thevap, Qevap
]=QT(Npart, ORCfluid, mORC(1), p(1), T11, T12, h11, h12, HSfluid, mh, ph, Thoutevap, Thinevap, hhoutevap, hhinevap);
subplot(2,3,5);
plot(Qevap, Tcevap-273.15, Qevap, Thevap-273.15)
legend({'\it T_{ORC}'}, {'\it T_{h}'});
title('Evaporator');
xlabel({'\it Q (kW)'});
ylabel({'\it T} (^{o}C)');
grid on
%

    % Superheater
%
hhinsh=hhoutevap;
Thinsh=Thoutevap;
hhoutsh=hhin; % calculated above
Thoutsh=Thin;

```

```

    [ PPsh, Tcsh, Thsh, Qsh
]=QT(Npart, ORCfluid, mORC(1), p(1), T12, T(2), h12, h(2), HSfluid, mh, ph, Thoutsh, Thinsh
, hhoutsh, hhinsh);
    subplot(2, 3, 6);
    plot(Qsh, Tcsh-273.15, Qsh, Thsh-273.15)
    legend({'\it T_{ORC}'}, {'\it T_{h}}');
    title('Superheater');
    xlabel({'\it Q (kW)'});
    ylabel({'\it T (^{o}C)'});
    grid on
    %
end
%}
%-----

%-----
% Subcooler

pinch_sbc_flag=0; % evaporator pinch point not achieved

hc_tank_in=CoolProp.PropsSI('H', 'P', pc*10^5, 'T', Tc_tank_in, CMfluid)/10^3;
hc_tank_out=CoolProp.PropsSI('H', 'P', pc*10^5, 'T', Tc_tank_out, CMfluid)/10^3;
mc_tank=(mORC(3)*(h(3)-h(4))+mORC(5)*(h(5)-h(6)))/(hc_tank_in-hc_tank_out); %
cooling medium buffer mass flow rate

Tsbcin=Tc_tank_out; % subcooler inlet
hsbcin=CoolProp.PropsSI('H', 'P', psbc*10^5, 'T', Tsbcin, CMfluid)/10^3;

if (SBCMODE==3) % subcooler and condenser in series
    msbc=mc_tank;
    hsbcout=hsbcin+mORC(5)*(h(5)-h(6))/msbc;
    Tsbcout=CoolProp.PropsSI('T', 'P', psbc*10^5, 'H', hsbcout*10^3, CMfluid);
else
    pinch_sbc_flag=0;

    if SBCMODE==1 % Tsbcout is known
        hsbcout=CoolProp.PropsSI('H', 'P', pc*10^5, 'T', Tsbcout, CMfluid)/10^3;
    else % subcooler pinch point is known. Same process with heater
        Npart=100;
        Tsbcoutmin=Tsbcin+0.01;
        Tsbcoutmax=T(5)-0.01;
        Tsbcout0=(Tsbcoutmin+Tsbcoutmax)/2;
        options =
optimoptions('fmincon', 'Display', 'off', 'Algorithm', 'sqp', 'MaxFunEvals', 50000);
% kathysterei

PPsbcdev=@(Tsbcout) abs(QT(Npart, CMfluid, psbc, Tsbcin, Tsbcout, ORCfluid, mORC(5), p(
5), T(5), T(6), h(5), h(6))-Pinchsbc);

Tsbcout=fmincon(PPsbcdev, Tsbcout0, [], [], [], [], Tsbcoutmin, Tsbcoutmax, [], options)
;
    hsbcout=CoolProp.PropsSI('H', 'P', psbc*10^5, 'T', Tsbcout, CMfluid)/10^3;
    pinch_sbc_flag=0;
    if (PPsbcdev(Tsbcout)<0.1)
        pinch_sbc_flag=1;
    end
end
end
Tsbcout1=Tsbcout;

```

```

Tsbcin1=Tsbcin;

% Subcooler medium mass flow rate
msbc=mORC(5)*(h(5)-h(6))/(hsbcout-hsbcin);

% Q-T Diagrams
if (PLOTS==1)
    %
    % Npart defined above
    %
    figure(4)
        % Cooler
        Tsbcincool=Tsbcin;
        Tsbcoutcool=Tsbcout;
        hsbcincool=hsbcin;
        hsbcoutcool=hsbcout;
        [ PPcool, Tsbcool, Thcool, Qsbcool
]=QT(Npart, CMfluid, msbc, psbc, Tsbcincool, Tsbcoutcool, hsbcincool, hsbcoutcool, ORCf
luid, mORC(5), p(5), T(5), T(6), h(5), h(6));
        subplot(2,3,2);
        plot(Qsbcool, Tsbcool-273.15, Qsbcool, Thcool-273.15)
        legend({'\it T_{sbc}}', '\it T_{ORC}}');
        title('Subcooler's{\it Q-T} Diagramm');
        xlabel('\it Q (kW)');
        ylabel('\it T (^{o}C)');
        grid on
    %

end
%}
%-----

%-----
% Condenser

if SBCMODE==3 % subcooler and condenser in series
    mcond=mc_tank;
    Tcin=Tsbcout;
    hcin=hsbcout;
else % subcooler and condenser in parallel
    mcond=mc_tank-msbc;
    Tcin=Tc_tank_out;
    hcin=CoolProp.PropsSI('H', 'P', pc*10^5, 'T', Tcin, CMfluid)/10^3;
end
hcout=hcin+mORC(3)*(h(3)-h(4))/mcond;
Tcout=CoolProp.PropsSI('T', 'P', pc*10^5, 'H', hcout*10^3, CMfluid);
Tcout1=Tcout;
Tcin1=Tcin;

% Condenser medium mass flow rate
mcond=mORC(1)*(h(3)-h(4))/(hcout-hcin);

% Q-T Diagrams
if (PLOTS==1)
    %
    % Npart defined above
    %
    figure(5)

```

```

    % Cooler
    Tcincool=Tcin;
    Tcoutcool=Tcout;
    hcincool=hcin;
    hcoutcool=hcout;
    [ PPcool, Tccool, Thcool, Qcool
]=QT(Npart, CMfluid, mcond, pc, Tcincool, Tcoutcool, hcincool, hcoutcool, ORCfluid, mORC
(3), p(3), T(3), T(4), h(3), h(4));
    subplot(2, 3, 2);
    plot(Qcool, Tccool-273.15, Qcool, Thcool-273.15)
    legend({'\it T_{cond}', '\it T_{ORC}'});
    title('Cooler's{\it Q-T} Diagramm');
    xlabel('\it Q (kW)');
    ylabel('\it T (^{o}C)');
    grid on
    %

    % Desuperheater
    T31=Tcond;
    h31=CoolProp.PropsSI('H', 'T', T31, 'Q', 1, ORCfluid)/10^3;
    Tcouthsh=Tcout;
    hcouthsh=hcout;

    hcindhsh=hcouthsh-mORC(3)*(h(3)-h31)/mcond;
    Tcindhsh=CoolProp.PropsSI('T', 'P', pc*10^5, 'H', hcindhsh*10^3, CMfluid);
    [ PPdsh, Tcdsh, Thdsh, Qdsh
]=QT(Npart, CMfluid, mcond, pc, Tcindhsh, Tcouthsh, hcindhsh, hcouthsh, ORCfluid, mORC(3),
p(3), T(3), T31, h(3), h31);
    subplot(2, 3, 4);
    plot(Qdsh, Tcdsh-273.15, Qdsh, Thdsh-273.15)
    legend({'\it T_{cond}', '\it T_{ORC}'});
    title('Desuperheater');
    xlabel('\it Q (kW)');
    ylabel('\it T (^{o}C)');
    grid on
    %

    % Condenser

    Tcoutcond=Tcindhsh;
    hcoutcond=hcindhsh;
    Tcincond=Tcin;
    hcincond=hcin;

    [ PPcond, Tccond, Thcond, Qcond
]=QT(Npart, CMfluid, mcond, pc, Tcincond, Tcoutcond, hcincond, hcoutcond, ORCfluid, mORC
(3), p(3), T31, T(4), h31, h(4));
    subplot(2, 3, 6);
    plot(Qcond, Tccond-273.15, Qcond, Thcond-273.15)
    legend({'\it T_{cond}', '\it T_{ORC}'});
    title('Condenser');
    xlabel('\it Q (kW)');
    ylabel('\it T (^{o}C)');
    grid on
end
%}
%-----

% Cycle efficiencies
cycle_el_eff_net=(Pel_net/(mh*(hhin-hhout)));

```

```

cycle_el_eff_gross=(mORC(2)*winvexp)/(mh*(hhin-hhout));
cycle_eff=(mORC(2)*wexp_real-mORC(5)*wmpump)/(mh*(hhin-hhout)); % compared with
Carnot efficiency
FOBJ=1/cycle_el_eff_net;

% Pipe sizing and pressure drop calculation
% 1: pump-evaporator, 2: evaporator-expander (by-pass excluded),
% 3: expander-condenser (by-pass excluded), 4: condenser-receiver
% 5: receiver-subcooler, 6: subcooler-pump
for i=1:5 % sizing of each section
    [ Din(i),Din_OD(i),Dp(i),DT(i),velocity(i) ] =
pressure_drop_calculation(p(i),VORC(i),dens(i),kvisc(i),state(i),Length(i),Flow
_elements(i,:),rough,z(i),z(i+1),ORCfluid);
end
[ Din(6),Din_OD(6),Dp(6),DT(6),velocity(6) ] =
pressure_drop_calculation(p(6),VORC(6),dens(6),kvisc(6),state(6),Length(6),Flow
_elements(6,:),rough,z(6),z(1),ORCfluid);

% Cavitation test
DNPSH=cavitation(dens(6),p(5),Dp(5)+Dp(6)+Dpsbc*100,T(6),velocity(6),Length(5)+
Length(6),Npump,Pump_type,ORCfluid); % NPSHa-NPSHr-0.6 [m]. 0.6 recommended
from manufacturer

end
%-----

```

A.4 Συνάρτηση υπολογισμού μεγεθών κορεσμένων καταστάσεων

```

%-----
function [ P,hL,hG,hLG,sL,sG,sLG,TsGmax,PsGmax,sGmax,T ] = sat_calc(
pstep,Fluid,Tmin )

% Saturation points calculation

% pstep: number of calculation points

T=zeros(1,pstep);
P=zeros(1,pstep);
hL=zeros(1,pstep);
hG=zeros(1,pstep);
hLG=zeros(1,pstep);
sL=zeros(1,pstep);
sG=zeros(1,pstep);
sLG=zeros(1,pstep);
DS=zeros(1,pstep);
Tc=zeros(1,pstep);

p=1;
T(1)=Tmin;
P(1)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(1),'Q',0,Fluid)/10^5;
hL(1)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1),'Q',0,Fluid)/10^3;
hG(1)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(1),'Q',1,Fluid)/10^3;
hLG(1)=hG(1)-hL(1);
sL(1)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1),'Q',0,Fluid);
sG(1)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(1),'Q',1,Fluid);
sLG(1)=sG(1)-sL(1);

Tcrit=CoolProp.Props1SI('Tcrit',Fluid);
Tmax=Tcrit-0.000001;
dT=(Tmax-Tmin)/(pstep-1);

```

```

for p=1:pstep-1
    T(p+1)=T(p)+dT;
    P(p+1)=CoolProp.PropsSI('P','T',T(p+1),'Q',0,Fluid)/10^5;
    hL(p+1)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(p+1),'Q',0,Fluid)/10^3;
    hG(p+1)=CoolProp.PropsSI('H','T',T(p+1),'Q',1,Fluid)/10^3;
    hLG(p+1)=hG(p+1)-hL(p+1);
    sL(p+1)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(p+1),'Q',0,Fluid);
    sG(p+1)=CoolProp.PropsSI('S','T',T(p+1),'Q',1,Fluid);
    sLG(p+1)=sG(p+1)-sL(p+1);
end
sGmax=max(sG);
for p=1:pstep
    DS(p)=abs(sG(p)-sGmax);
    p=p+1;
end
DSmin=min(DS);
for p=1:pstep
    if DS(p)==DSmin;
        TsGmax=T(p);
        PsGmax=P(p);
    end
    p=p+1;
end
end
%-----

```

A.5 Συνάρτηση υπολογισμού διαγραμμάτων θερμότητας-θερμοκρασίας εναλλάκτη θερμότητας

```

%-----
function [ MITA,Tc,Th,Q ] = QT(
Npart,Cfluid,mc,pc,Tcin,Tcout,hcin,hcout,Hfluid,mh,ph,Thin,Thout,hhin,hhout)

% QT diagram points and pinch point calculation

% cin: cold stream low temperature, cout: cold stream high temperature
% hin: hot stream high temperature, hot stream low temperature
% Npart: number of calculation points
% Q: heat of each section

N=Npart;
hh=zeros(1,N);
hc=zeros(1,N);
Th=zeros(1,N);
Tc=zeros(1,N);
DT=zeros(1,N);
Q=zeros(1,N);

hh(1)=hhin;
hc(1)=hcout;
Th(1)=Thin;
Tc(1)=Tcout;
DT(1)=100;
dhh=(hhin-hhout)/(N-1);

Q(1)=0;
for i=1:N-1
    hh(i+1)=hh(i)-dhh;
    Th(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','P',ph*10^5,'H',hh(i+1)*10^3,Hfluid);

```

```

    hc(i+1)=hc(i)-mh/mc*(hh(i)-hh(i+1));
    Tc(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','P',pc*10^5,'H',hc(i+1)*10^3,Cfluid);
    DT(i+1)=Th(i+1)-Tc(i+1);
    Q(i+1)=Q(i)+mh*(hh(i)-hh(i+1));
end
    MITA=min(DT); % HEX Pinch point
end
%-----

```

A.6 Συνάρτηση υπολογισμού Pinch Point ατμοποιητή

```

%-----
function [ MITA ] = PINCHEVAPORATOR(
Npart,Cfluid,mc,pc,Tcin,Tcout,Hfluid,ph,Thin,Thout)

% Evaporator pinch point calculation

% cin: cold stream low temperature, cout: cold stream high temperature
% hin: hot stream high temperature, hot stream low temperature
% Npart: number of calculation points

N=Npart;
hh=zeros(1,N);
hc=zeros(1,N);
Th=zeros(1,N);
Tc=zeros(1,N);
DT=zeros(1,N);
Q=zeros(1,N);

Th(1)=Thin;
hh(1)=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'T',Th(1),Hfluid)/10^3;
Tc(1)=Tcout;
hc(1)=CoolProp.PropsSI('H','P',pc*10^5,'T',Tc(1),Cfluid)/10^3;
DT(1)=100;

hhout=CoolProp.PropsSI('H','P',ph*10^5,'T',Thout,Hfluid)/10^3;
hcin=CoolProp.PropsSI('H','P',pc*10^5,'T',Tcin,Cfluid)/10^3;
mh=(hc(1)-hcin)*mc/(hh(1)-hhout);
dhh=(hh(1)-hhout)/(N-1);

Q(1)=0; % heat of first section
for i=1:N-1
    hh(i+1)=hh(i)-dhh;
    Th(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','P',ph*10^5,'H',hh(i+1)*10^3,Hfluid);
    hc(i+1)=hc(i)-mh/mc*(hh(i)-hh(i+1));
    Tc(i+1)=CoolProp.PropsSI('T','P',pc*10^5,'H',hc(i+1)*10^3,Cfluid);
    if Tc(i+1)>CoolProp.PropsSI('T','P',pc*10^5,'Q',0,Cfluid); % pinch point
not tested in superheater
        DT(i+1)=100;
    else
        DT(i+1)=Th(i+1)-Tc(i+1);
    end
    Q(i+1)=Q(i)+mh*(hh(i)-hh(i+1));
end
    MITA=min(DT); % pinch point
end
%-----

```


A.7 Συνάρτηση διαστασιολόγησης σωλήνων και υπολογισμού πτώσεων πίεσης

```
%-----  
function [ Din,Din_OD,Dp,DT,v ] =  
pressure_drop_calculation(p,Q,dens,kvisc,state,L,Flow_elements,rough,z1,z2,fluid)  
  
% Pipe sizing and pressure drop calculation  
  
% Units  
% p=[bar], Q=[m^3/s], dens=[kg/m^3], kvisc=[m^2/s],  
% state='liquid','liquid_return','gas', L=[m], rough=[m]  
  
g=9.81; % gravity acceleration [m/s^2]  
  
% ASTM B-280 standard diameters  
Din_stand=[10.90,13.84,16.91,19.95,26.04,32.13,38.24,50.42,62.62,74.80,87.00]/1  
000; % internal diameter [m]  
Din_stand_OD={'1/2','5/8','3/4','7/8','1 1/8','1 3/8','1 5/8','2 1/8','2  
5/8','3 1/8','3 5/8'}; % Vazo mexri 3 5/8" giati mexri aytin ti diametro exo  
times gia ola ta megethi  
  
% Flow elements equivalent lengths [m]  
Leq_90_std=[1.4,1.6,1.8,2.0,2.6,3.3,4.0,5.0,6.0,7.5,9.0]*0.3048; % 90 deg elbow  
Leq_90_lrad=[0.9,1.0,1.2,1.4,1.7,2.3,2.6,3.3,4.1,5.0,5.9]*0.3048; % 90 deg bend  
Leq_45_std=[0.7,0.8,0.85,0.9,1.3,1.7,2.1,2.6,3.2,4.0,4.7]*0.3048; % 45 deg  
elbow  
Leq_180_std=[2.3,2.5,2.8,3.2,4.1,5.6,6.3,8.2,10.0,12.0,15.0]*0.3048; % 180 deg  
elbow  
Leq_Tee_Line=[0.9,1.0,1.2,1.4,1.7,2.3,2.6,3.3,4.1,5.0,5.9]*0.3048; % Tee line  
Leq_Tee_Branch=[2.7,3.0,3.5,4.0,5.0,7.0,8.0,10.0,12.0,15.0,18.0]*0.3048; % Tee  
branch  
Leq_Enl_25=[0.3,0.4,0.5,0.7,1.0,1.2,1.6,2.0,2.6,3.0,3.8]*0.3048; % 25% diameter  
enlargement  
Leq_Enl_50=[0.8,1.1,1.5,2.0,3.0,3.6,4.8,6.1,8.0,9.2,11.0]*0.3048; % 50%  
diameter enlargement  
Leq_Enl_75=[1.4,1.8,2.5,3.2,4.7,5.8,8.0,10.0,13.0,15.0,17.0]*0.3048; % 75%  
diameter enlargement  
Leq_Red_25=[0.3,0.4,0.5,0.7,1.0,1.2,1.6,2.0,2.6,3.0,3.8]*0.3048; % 25% diameter  
reduction  
Leq_Red_50=[0.5,0.7,1.0,1.2,1.8,2.2,3.0,3.8,4.9,6.0,6.8]*0.3048; % 50% diameter  
reduction  
Leq_Red_75=[0.7,0.9,1.2,1.6,2.3,2.9,4.0,5.0,6.5,7.7,9.0]*0.3048; % 75% diameter  
reduction  
Leq_Gate=[0.6,0.7,0.8,0.9,1.0,1.5,1.8,2.3,2.8,3.2,4.0]*0.3048; % Shut-off valve  
Leq_Solen=[17,18,20,22,29,38,43,55,69,84,100]*0.3048; % Solenoid valve  
Leq_Check=[5,6,7,8,10,14,16,20,25,30,35]*0.3048; % Check valve  
Leq_Filter=[12,15,18,21,26,35,50,50,50,50,50]*0.3048; % Filter-drier  
% Matrix formation  
Leq_values=[Leq_90_std;Leq_90_lrad;Leq_45_std;Leq_180_std;Leq_Tee_Line;Leq_Tee_  
Branch;Leq_Enl_25;Leq_Enl_50;Leq_Enl_75;Leq_Red_25;Leq_Red_50;Leq_Red_75;Leq_Ga  
te;Leq_Solen;Leq_Check;Leq_Filter];  
  
% Velocity range [m/s]  
if strcmp(state,'liquid')  
    vmax=0.6;  
    vmin=0.1;  
elseif strcmp(state,'liquid_return') % condenser to receiver  
    vmax=0.5;  
    vmin=0.1;
```

```

elseif strcmp(state, 'gas')
    vmin=5.0;
    vmax=15.2; % noise limit
end

% Appropriate diameter range
Ain_min=Q/vmax; % [m^2]
Ain_max=Q/vmin;
Din_min=sqrt(4*Ain_min/pi); % [m]
Din_max=sqrt(4*Ain_max/pi);
Din_avail=Din_stand(Din_stand>Din_min & Din_stand<Din_max); % standard
diameters in this range

% Test for saturation temperature differential starting from the minimum
% available diameter until DTsat < 2 degF = 1.1 degC
Tsat_bef=CoolProp.PropsSI('T', 'P', p*10^5, 'Q', 0, fluid); % Saturation temperature
at initial pressure

for i=1:numel(Din_avail)
    Din_test=Din_avail(i);
    Ain=pi*Din_test^2/4;
    v=Q/Ain; % velocity
    Re=v*Din_test/kvisc; % Reynolds number
    lamda=(1.14-log10(21.25/Re^0.9+rough/Din_test))^(-2); % pressure drop
coefficient
    pos=find(Din_stand==Din_test); % Din_test element position in Din_stand
matrix
    Leq_elements=Flow_elements*Leq_values(:,pos); % flow elements equivalent
length
    Leq=L+Leq_elements; % Total equivalent length [m]
    Dp_friction=0.5*lamda*Leq*dens*Q^2/(Din_test*Ain^2); % friction pressure
drop [Pa]
    Dp=Dp_friction+dens*g*(z2-z1); % Total static pressure drop (kinetic energy
differential excluded)
    Tsat_after=CoolProp.PropsSI('T', 'P', p*10^5-Dp, 'Q', 0, fluid); % Saturation
temperature at final pressure
    if (Tsat_bef-Tsat_after)<1.11 % [degC]
        Din=Din_test; % diameter found
        Din_OD=Din_stand_OD(find(Din_stand==Din));
        DT=Tsat_bef-Tsat_after; % [degC]
        break
    end
end
end
%-----

```

A.8 Συνάρτηση ελέγχου σπηλαιώσης

```

%-----
function [ DNPSH ] = cavitation(dens, ptank, Dp, Tpump, Vin, L, N, Pump_type, fluid)

% Tests if cavitation occurs

% NPSHr calculation vs rotational speed
if (strcmp(Pump_type, 'D10-I'))
    NPSHr=2.0598*10^(-7)*N^2-2.47598*10^(-5)*N+3.532697558; % [m]
elseif (strcmp(Pump_type, 'D10-S'))
    NPSHr=5.60309*10^(-7)*N^2+5.57547*10^(-6)*N+3.526551394;
end

g=9.81; % gravity acceleration [m/s^2]

```

```

psat=CoolProp.PropsSI('P','T',Tpump,'Q',0,fluid)/10^5; % saturation pressure
[bar]
C1=0.066; % constant
K=2.5; % constant
Dh_acc=C1*L*Vin*N/(g*K)*1; % acceleration head [m]
Dp_acc=dens*g*Dh_acc; % acceleraion pressure drop [Pa]
NPSHa=(ptank*10^5-Dp-Dp_acc-psat*10^5)/(dens*g); % [m]
DNPSH=NPSHa-NPSHr-0.6; % [m]. 0.6 recommended from manufacturer
%-----

```

A.9 Συνάρτηση διαστασιολόγησης ατμοποιητή [49]

```

%-----
function
[k,Nt,Agiven_evap,Dp_c_all,Dp_h_all,oversize_percent,Qhex]=evap_siz_CP(Fluidc,F
luidh,Phi,Thi,Pci,Tci,Tco,mc,mh,Dpc_max,Dph_max)

% Evaporator sizing for already known all exiting streams

% Units:
% T=[K],p=[Pa], m=[kg/s], Dp=[kPa]

help1=waitbar(0,'loop for specification of number of plates');

Tce=CoolProp.PropsSI('T','P',Pci,'Q',0,Fluidc);
hhi=CoolProp.PropsSI('H','T',Thi,'P',Phi,Fluidh);
hci=CoolProp.PropsSI('H','T',Tci,'P',Pci,Fluidc);
hcei=CoolProp.PropsSI('H','T',Tce,'Q',0,Fluidc);
holdcin=hci;
holdc=hcei;
hceo=CoolProp.PropsSI('H','T',Tce,'Q',1,Fluidc);
hco=CoolProp.PropsSI('H','T',Tco,'P',Pci,Fluidc);
holdcout=hco;

% hot side outlet calculation from energy equilibrium
hho=hhi-mc/mh*(hco-hci);
Qhex=mc*(hco-hci)/10^3; % [kW]
holdh=hho;
Tho=CoolProp.PropsSI('T','H',hho,'P',Phi,Fluidh);

% iter stands for the number of elements into which the modeling of
% two-phase heat transfer part will be divided. For the preheater and
% superheater part, there is not significant need for discretization
iter=10;
for k=1:11
%% Commercial PHEs (GEA-Kelvion)
% k parameters indicates the number of the commercial model tested
if k==1 % GBS 200
    Dp=0.02; % port diameter [m]
    Lp=0.182; % vertical plate length [m]
    Bp=0.090; % horizontal distance between nozzles [m]
    Ntmin=4; % min number of plates for this model
    Ntmax=50; % max number of plates for this model
    m_max=6.; % max flowrate for this model [m3/h]
elseif k==2 % GBS 220
    Dp=0.02;
    Lp=0.279;
    Bp=0.090;
    Ntmin=4;
    Ntmax=50;

```

```

    m_max=6.;
elseif k==3 % GBS 240
    Dp=0.02;
    Lp=0.415;
    Bp=0.090;
    Ntmin=4;
    Ntmax=50;
    m_max=6.;
elseif k==4 % GBS 400
    Dp=0.025;
    Lp=0.281;
    Bp=0.124;
    Ntmin=4;
    Ntmax=100;
    m_max=10.;
elseif k==5 % GBS 500
    Dp=0.025;
    Lp=0.478;
    Bp=0.124;
    Ntmin=4;
    Ntmax=100;
    m_max=10.;
elseif k==6 % GBS 700
    Dp=0.04;
    Lp=0.460;
    Bp=0.271;
    Ntmin=4;
    Ntmax=150;
    m_max=27.;
elseif k==7 % GBS 757
    Dp=0.06;
    Lp=0.460;
    Bp=0.282;
    Ntmin=4;
    Ntmax=160;
    m_max=50.;
elseif k==8 % GBS 760
    Dp=0.08;
    Lp=0.416;
    Bp=0.257;
    Ntmin=4;
    Ntmax=130;
    m_max=70.;
elseif k==9 % GBS 800
    Dp=0.065;
    Lp=0.421;
    Bp=0.271;
    Ntmin=4;
    Ntmax=260;
    m_max=70.;
elseif k==10 % GBS 900
    Dp=0.065;
    Lp=0.690;
    Bp=0.271;
    Ntmin=4;
    Ntmax=260;
    m_max=70.;
elseif k==11 % GBS 1000
    Dp=0.10;
    Lp=0.723;

```

```

Bp=0.386;
Ntmin=4;
Ntmax=360;
m_max=160.;
end
%% Plate Geometrical data and calculations
Np=1; % number of passes
t=0.7*(10^(-3)); % plate thickness
phetar=pi/3; % chevron angle
pitch=2.5*(10^(-3));
alpha=1*(10^(-3)); % plate amplitude
Lamda=0.007; % corrugation pitch
X=2*pi()*alpha/Lamda;
phi_p=1/6*(1+sqrt(1+X^2)+4*sqrt(1+(X^2)/2)); % enlargement factor
k_w=16.2; % thermal conductivity of the plate material
Ach=2*alpha*Bp; % channel surface
Aref=Lp*Bp; % heat transfer surface without corrugation
Ap=phi_p*Aref; % single plate heat transfer area (with corrugation)
de=4*alpha/phi_p; % hydraulic diameter
%% loop initialization
% assume first NO pressure drop
Pco=Pci;
Pho=Phi;
hho(1)=holdh;
hci(1)=holdcin;
%% iterations for number of plates

for i=Ntmin:Ntmax
m=1;
Nt=i;
Ne=Nt-2; % effective number of plates
Ncp=(Nt-1)/(2*Np); % number of channels per pass (per stream)
mh_ch=mh/Ncp; % mass flow per channel hot stream
mc_ch=mc/Ncp; % mass flow per channel cold stream
Gh_ch=mh_ch/Ach; % mass velocity hot stream
Gc_ch=mc_ch/Ach; % mass velocity cold stream
%-----
%-----preheating part calculations-----
% cold side outlet enthalpy of element i
hco(m)=holdc;
% hot side inlet enthalpy
hhi(m)=hho(m)-mc/mh*(hci(m)-hco(m));
Thi(m)=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hhi(m),Fluidh);
Tho(m)=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hho(m),Fluidh);
Tci(m)=CoolProp.PropsSI('T','P',Pci,'H',hci(m),Fluidc);
Tco(m)=CoolProp.PropsSI('T','P',Pco,'H',hco(m),Fluidc);
DT_lm=(Thi(m)-Tco(m)-Tho(m)+Tci(m))/log((Thi(m)-Tco(m))/(Tho(m)-Tci(m)));
DT_m=0.95*DT_lm;
% temperature estimations
T_meanhs(m)=(Thi(m)+Tho(m))/2; % mean temperature of preheating element hot
side
T_meancs(m)=(Tco(m)+Tci(m))/2; % mean temperature of preheating element
cold side
hmeans(m)=(hco(m)+hci(m))/2; % mean enthalpy of preheating element cold
side
T_plate(m)=(T_meanhs(m)+T_meancs(m))/2; % plate temperature of preheating
element
T_whs(m)=(T_plate(m)+T_meanhs(m))/2; % wall temperature of preheating
element hot side

```

```

T_wcs(m)=(T_plate(m)+T_meancs(m))/2; % wall temperature of preheating
element cold side
% calculation of the hot side heat transfer coefficient
Re_h(m)=Gh_ch*de/(CoolProp.PropsSI('V','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)); %
Reynolds number
Pr_h(m)=CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh); %
Prandtl number
if Re_h(m)<2000
    ex1(m)=597/Re_h(m)+3.85;
    ex0(m)=64/Re_h(m);
else
    ex1(m)=39/(Re_h(m)^0.289);
    ex0(m)=(1.8*log10(Re_h(m))-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor

ex(m)=(cos(phetar)/sqrt(0.18*tan(phetar)+0.36*sin(phetar)+ex0(m)/cos(phetar)))+(
1-cos(phetar))/(3.8*sqrt(ex1(m))))^(-2);
% Nusselt hot side
Nu_h=0.2875*(Pr_h(m)^(1/3))*(Re_h(m)^0.78);
% hot side heat transfer coefficient
a_h(m)=Nu_h*CoolProp.PropsSI('L','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)/de;
% calculation of the cold side heat transfer coefficient
Re_c(m)=Gc_ch*de/(CoolProp.PropsSI('V','T',T_meancs(m),'P',Pci,Fluidc)); %
Reynolds number
Pr_c(m)=CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',T_meancs(m),'P',Pci,Fluidc); %
Prandtl number
if Re_c(m)<2000
    ex1_c(m)=597/Re_c(m)+3.85;
    ex0_c(m)=64/Re_c(m);
else
    ex1_c(m)=39/(Re_c(m)^0.289);
    ex0_c(m)=(1.8*log10(Re_c(m))-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor

ex_c(m)=(cos(phetar)/sqrt(0.18*tan(phetar)+0.36*sin(phetar)+ex0_c(m)/cos(phetar
)))+(1-cos(phetar))/(3.8*sqrt(ex1_c(m))))^(-2);
% Nusselt cold side (Donowski and Kandlikar)
Nu_c=0.2875*(Pr_c(m)^(1/3))*(Re_c(m)^0.78);
% cold side heat transfer coefficient
a_c(m)=Nu_c*CoolProp.PropsSI('L','T',T_meancs(m),'P',Pci,Fluidc)/de;
% fouling resistances
Rfh=0.00017;
% lubrication oil
Rfc=0.00017;
% overall heat transfer coefficient
U(m)=(1/a_c(m)+1/a_h(m)+t/k_w+Rfh+Rfc)^(-1);
% preheater estimated Q,A
Q_pre=mc*(hco(m)-hci(m));
A_finite(m)=Q_pre/(DT_lm*U(m));
A_pre=A_finite(m);
%-----
%-----evaporating part calculations-----
% division of the evaporation part in iter elements, such that in each
element
% equal increase of the quality occurs in the cold stream, start at m=2
% exit of preheater=inlet of evaporator
hho(2)=hhi(1);
hci(2)=hco(1);

```

```

Qci(2)=0;
Qco=linspace(0,1,iter+1);
% loop to calculate heat transfer in each element i - evaporator part
for m=2:iter+1
    if m==iter+1
        Qco(m)=1;
    end
    % cold side outlet enthalpy of element i
    hco(m)=CoolProp.PropsSI('H','P',Pci,'Q',Qco(m),Fluidc);
    % hot side inlet enthalpy of element i
    % calculated from energy equilibrium
    hhi(m)=hho(m)-mc/mh*(hci(m)-hco(m));
    Thi(m)=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hhi(m),Fluidh);
    Tho(m)=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hho(m),Fluidh);
    Tci(m)=CoolProp.PropsSI('T','H',hci(m),'P',Pci,Fluidc);
    Tco(m)=CoolProp.PropsSI('T','H',hco(m),'P',Pco,Fluidc);
    DT_lm=(Thi(m)-Tco(m)-Tho(m)+Tci(m))/log((Thi(m)-Tco(m))/(Tho(m)-
Tci(m)));
    DT_m=0.95*DT_lm;
    % temperature estimations
    T_meanhs(m)=(Thi(m)+Tho(m))/2; % mean temperature of element m hot side
    T_meancs(m)=(Tco(m)+Tci(m))/2; % mean temperature of element m cold
side
    hmeancs(m)=(hco(m)+hci(m))/2; % mean enthalpy of element m cold side
    Qmeancs(m)=(Qco(m)+Qci(m))/2; % mean quality of element m cold side
    T_plate(m)=(T_meanhs(m)+T_meancs(m))/2; % plate temperature of element
m
    T_whs(m)=(T_plate(m)+T_meanhs(m))/2; % wall temperature of element m
hot side
    T_wcs(m)=(T_plate(m)+T_meancs(m))/2; % wall temperature of element m
cold side
    hfg(m)=hco(m)-hci(m);
    % calculation of the hot side heat transfer coefficient
    % single phase

Re_h(m)=Gh_ch*de/(CoolProp.PropsSI('V','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)); %
Reynolds number
Pr_h(m)=CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh); %
Prandtl number
if Re_h(m)<2000
    ex1(m)=597/Re_h(m)+3.85;
    ex0(m)=64/Re_h(m);
else
    ex1(m)=39/(Re_h(m)^0.289);
    ex0(m)=(1.8*log10(Re_h(m))-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor

ex(m)=(cos(phetar)/sqrt(0.18*tan(phetar)+0.36*sin(phetar)+ex0(m)/cos(phetar))+(
1-cos(phetar))/(3.8*sqrt(ex1(m))))^(-2);
% Nusselt hot side
Nu_h=0.2875*(Pr_h(m)^(1/3))*(Re_h(m)^0.78);
% hot side heat transfer coefficient
a_h(m)=Nu_h*CoolProp.PropsSI('L','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)/de;

% calculation of cold side heat transfer coefficient
% 2-phase calculations
% equivalent mass flux

```

```

Gc_cheq(m)=Gc_ch*(1-
Qco(m)+Qco(m)*sqrt(CoolProp.PropsSI('D','P',Pci,'Q',0,Fluidc)/CoolProp.PropsSI(
'D','P',Pci,'Q',1,Fluidc)));
% Reynolds equivalent
Re_ceq(m)=Gc_cheq(m)*de/(CoolProp.PropsSI('V','P',Pci,'Q',0,Fluidc));
% Reynolds equivalent for saturated liquid
Re_cL(m)=Gc_ch*de/(CoolProp.PropsSI('V','P',Pci,'Q',0,Fluidc));
% Prandtl cold side for saturated liquid
Pr_c(m)=CoolProp.PropsSI('PRANDTL','P',Pci,'Q',0,Fluidc);
% boiling number unknown at first --> need of loops to be determined
Uguess=1700;
for j=1:10000
% Estimation for heat flux
q(m)=DT_m*Uguess;
% Boiling number
Boeq(m)=q(m)/(Gc_cheq(m)*hfg(m));
% Nusselt cold side Yan and Lin
Nu_c=19.26*(Re_cL(m)^(0.5))*(Boeq(m)^(0.3))*(Pr_c(m)^(1/3));
% cold stream heat transfer coefficient
a_c(m)=Nu_c*CoolProp.PropsSI('L','P',Pci,'Q',0,Fluidc)/de;
% overall heat transfer coefficient
U(m)=(1/a_c(m)+1/a_h(m)+t/k_w+Rfh+Rfc)^(-1);
if abs(U(m)-Uguess)<50
break
else
Uguess=U(m);
end
end
% finite element theoretical Q,A
Q_finite(m)=mc*(hco(m)-hci(m));
A_finite(m)=Q_finite(m)/(DT_lm*U(m));

% preparation for next element calculations
% outlet conditions(m)=inlet condition(m+1)
if m<iter+1
hho(m+1)=hhi(m);
hci(m+1)=hco(m);
Qci(m+1)=Qco(m);
end
end
%-----
%-----superheater-----
hho(m+1)=hhi(m);
hci(m+1)=hco(m);
m=12;
% cold side outlet enthalpy of element i=outlet of entire hex
hco(m)=holdcout;
% hot side inlet enthalpy
hhi(m)=hho(m)-mc/mh*(hci(m)-hco(m));
Thi(m)=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hhi(m),Fluidh);
Tho(m)=CoolProp.PropsSI('T','P',Phi,'H',hho(m),Fluidh);
Tci(m)=CoolProp.PropsSI('T','H',hci(m),'P',Pci,Fluidc);
Tco(m)=CoolProp.PropsSI('T','H',hco(m),'P',Pco,Fluidc);
DT_lm=(Thi(m)-Tco(m)-Tho(m)+Tci(m))/log((Thi(m)-Tco(m))/(Tho(m)-Tci(m)));
DT_m=0.95*DT_lm;
% temperature estimations
T_means(m)=(Thi(m)+Tho(m))/2; % mean temperature of preheating element hot
side
T_means(m)=(Tco(m)+Tci(m))/2; % mean temperature of preheating element cold
side

```



```

hmeans(m)=(hco(m)+hci(m))/2; % mean enthalpy of preheating element cold
side
T_plate(m)=(T_meanhs(m)+T_means(m))/2; % plate temperature of preheating
element
T_whs(m)=(T_plate(m)+T_meanhs(m))/2; % wall temperature of preheating
element hot side
T_wcs(m)=(T_plate(m)+T_means(m))/2; % wall temperature of preheating
element cold side
% calculation of the hot side heat transfer coefficient
Re_h(m)=Gh_ch*de/(CoolProp.PropsSI('V','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)); %
Reynolds number
Pr_h(m)=CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh); %
Prandtl number
if Re_h(m)<2000
    ex1(m)=597/Re_h(m)+3.85;
    ex0(m)=64/Re_h(m);
else
    ex1(m)=39/(Re_h(m)^0.289);
    ex0(m)=(1.8*log10(Re_h(m))-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor

ex(m)=(cos(phetar)/sqrt(0.18*tan(phetar)+0.36*sin(phetar)+ex0(m)/cos(phetar)))+(
1-cos(phetar))/(3.8*sqrt(ex1(m))))^(-2);
% Nusselt hot side
Nu_h=0.2875*(Pr_h(m)^(1/3))*(Re_h(m)^0.78);
% hot side heat transfer coefficient
a_h(m)=Nu_h*CoolProp.PropsSI('L','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)/de;
% calculation of the cold side heat transfer coefficient
Re_c(m)=Gc_ch*de/(CoolProp.PropsSI('V','T',T_means(m),'P',Pci,Fluidc)); %
Reynolds number
Pr_c(m)=CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T',T_means(m),'P',Pci,Fluidc); %
Prandtl number
if Re_c(m)<2000
    ex1_c(m)=597/Re_c(m)+3.85;
    ex0_c(m)=64/Re_c(m);
else
    ex1_c(m)=39/(Re_c(m)^0.289);
    ex0_c(m)=(1.8*log10(Re_c(m))-1.5)^(-2);
end
% Darcy friction coefficient factor

ex_c(m)=(cos(phetar)/sqrt(0.18*tan(phetar)+0.36*sin(phetar)+ex0_c(m)/cos(phetar
)))+(1-cos(phetar))/(3.8*sqrt(ex1_c(m))))^(-2);
% Nusselt cold side
Nu_c=0.2875*(Pr_c(m)^(1/3))*(Re_c(m)^0.78);
% cold side heat transfer coefficient
a_c(m)=Nu_c*CoolProp.PropsSI('L','T',T_means(m),'P',Pci,Fluidc)/de;
% overall heat transfer coefficient
U(m)=(1/a_c(m)+1/a_h(m)+t/k_w+Rfh+Rfc)^(-1);
% superheater estimated Q,A
Q_sup=mc*(hco(m)-hci(m));
A_finite(m)=Q_sup/(DT_lm*U(m));
A_sup=A_finite(m);
% -----
% sum of all required surfaces
Atotal=sum(A_finite);
% -----
% preheater pressure drop
m=1;

```

```

    v_h=Gh_ch/CoolProp.PropsSI('D','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh); % fluid
velocity
    % pressure drop in hot stream

Dp_h(m)=ex(m)*Lp/de*CoolProp.PropsSI('D','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)*(v_h^2
)/2/1000;
    v_c=Gc_ch/CoolProp.PropsSI('D','T',T_meancs(m),'P',Pci,Fluidc); % fluid
velocity
    % pressure drop in cold stream

Dp_c(m)=ex_c(m)*Lp/de*CoolProp.PropsSI('D','T',T_meancs(m),'P',Pci,Fluidc)*(v_c
^2)/2/1000;
% pressure drop calculations
for m=2:iter+1
    % mean Reynolds cold equivalent already calculated before for each element
    if Re_cL(m)<750
        f_c=6.1*10^4*(Re_ceq(m)^(-1.25)); % Hsieh
    elseif (Re_cL(m)>=750)&&(Re_ceq(m)<6000)
        f_c=6.947*10^5*(Re_cL(m)^(-0.5))*(Re_ceq(m)^(-1.109));
    else
        f_c=31.21*(Re_cL(m)^(-0.5))*(Re_ceq(m)^0.04557);
    end

Dp_c(m)=f_c*Lp/de*Gc_cheq(m)^2/(CoolProp.PropsSI('D','P',Pci,'Q',0,Fluidc))/100
0;
    v_h=Gh_ch/CoolProp.PropsSI('D','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh); % fluid
velocity
    % pressure drop in hot stream

Dp_h(m)=ex(m)*Lp/de*CoolProp.PropsSI('D','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)*(v_h^2
)/2/1000;
    end
    m=12;
    % superheater pressure drop
    v_h=Gh_ch/CoolProp.PropsSI('D','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh); % fluid
velocity
    % pressure drop in hot stream

Dp_h(m)=ex(m)*Lp/de*CoolProp.PropsSI('D','T',T_meanhs(m),'P',Phi,Fluidh)*(v_h^2
)/2/1000;
    v_c=Gc_ch/CoolProp.PropsSI('D','T',T_meancs(m),'P',Pci,Fluidc); % fluid
velocity
    % pressure drop in cold stream

Dp_c(m)=ex_c(m)*Lp/de*CoolProp.PropsSI('D','T',T_meancs(m),'P',Pci,Fluidc)*(v_c
^2)/2/1000;
% for considered number of plates and model total surface is equal to
    Agiven_evap=Ap*Nt;
% test if it is sufficient
    waitbar(Nt/Ntmax,help1,[num2str([k, Nt, Agiven_evap-
Atotal,sum(Dp_c),sum(Dp_h)])])
    if ((Agiven_evap-Atotal)>=0)&&(sum(Dp_c)<Dpc_max)&&(sum(Dp_h)<Dph_max)
        Dp_c_all=sum(Dp_c);
        Dp_h_all=sum(Dp_h);
        oversize_percent=(Agiven_evap-Atotal)/Atotal*100; % surface oversize
percent
    return
end
end
end
end

```

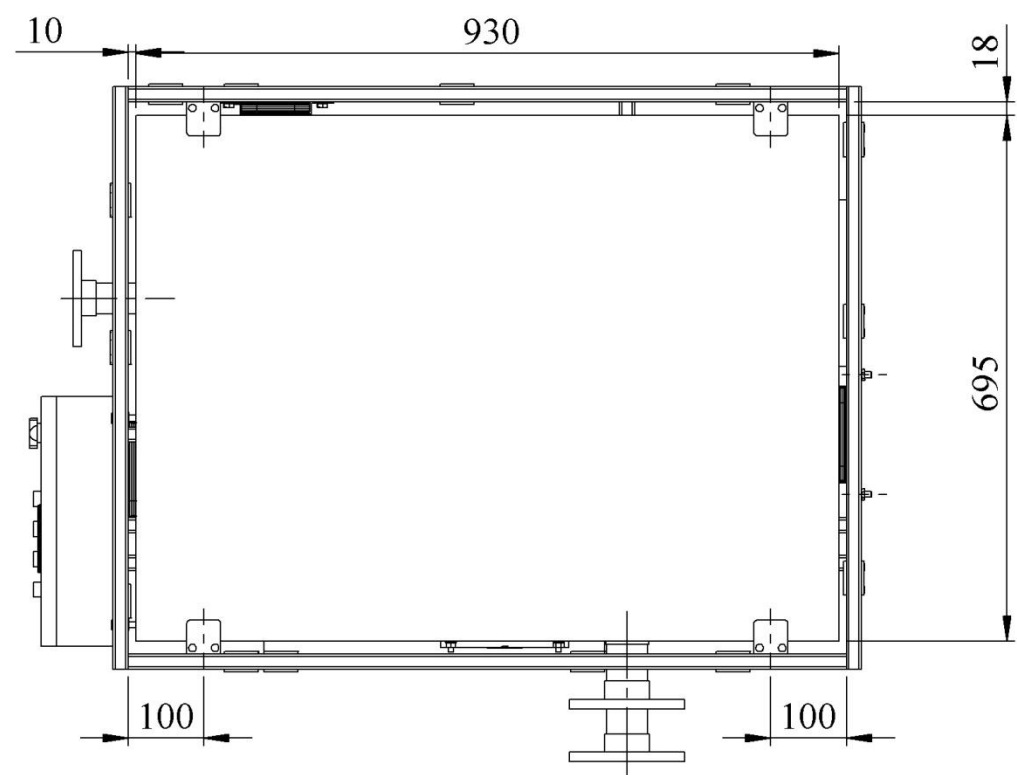
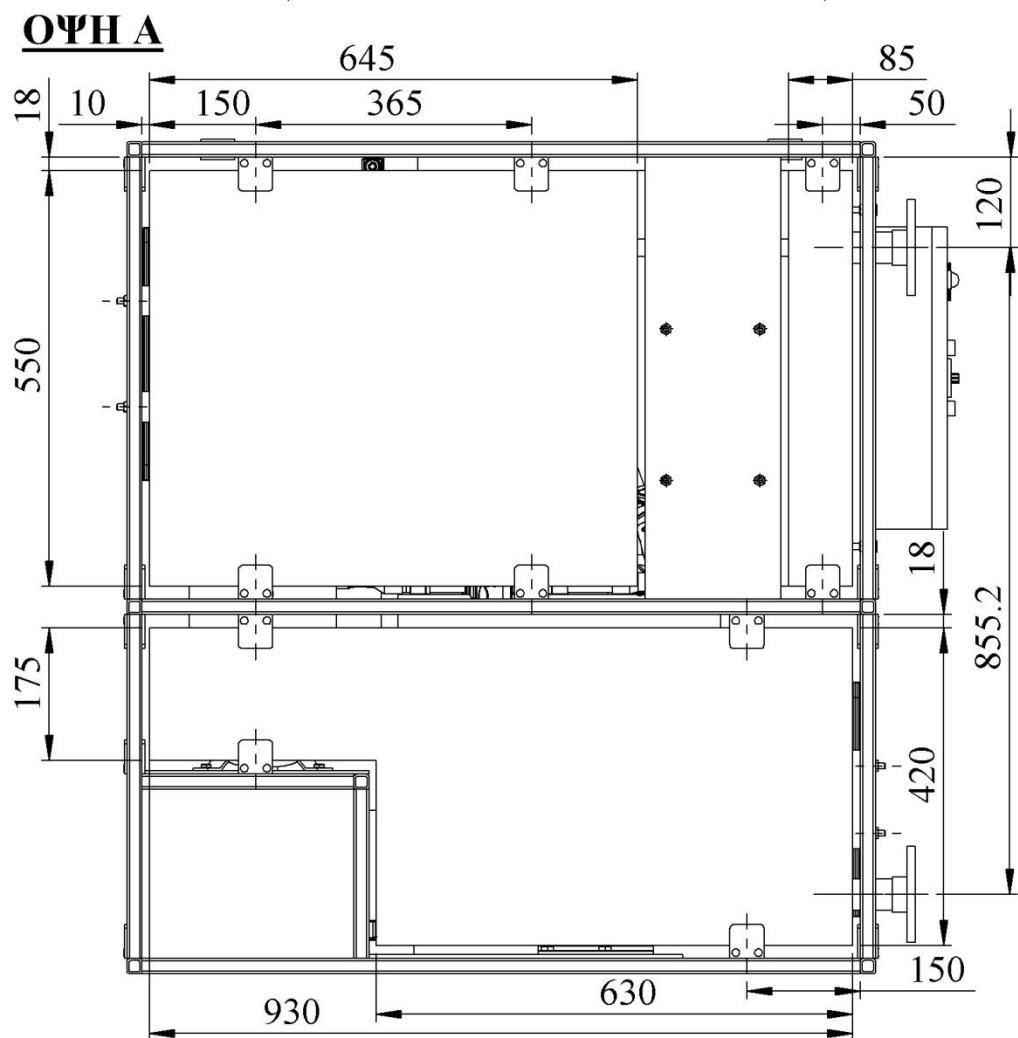
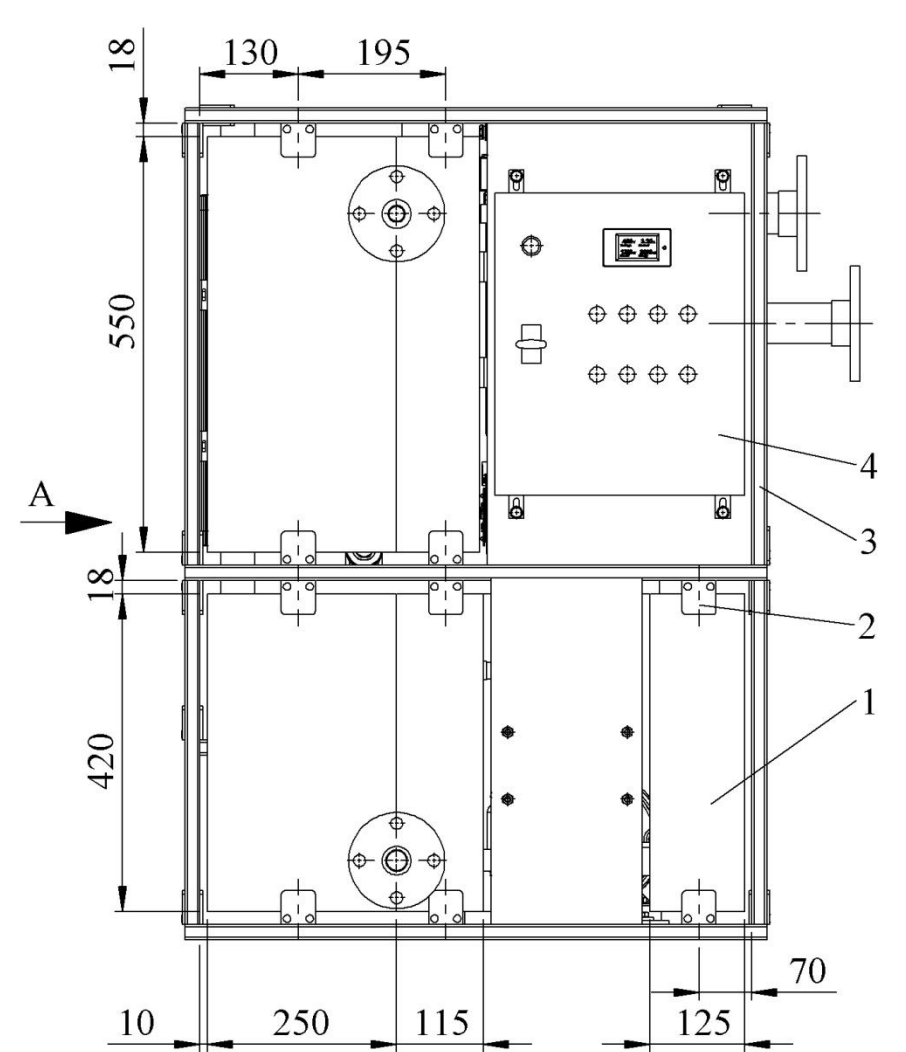
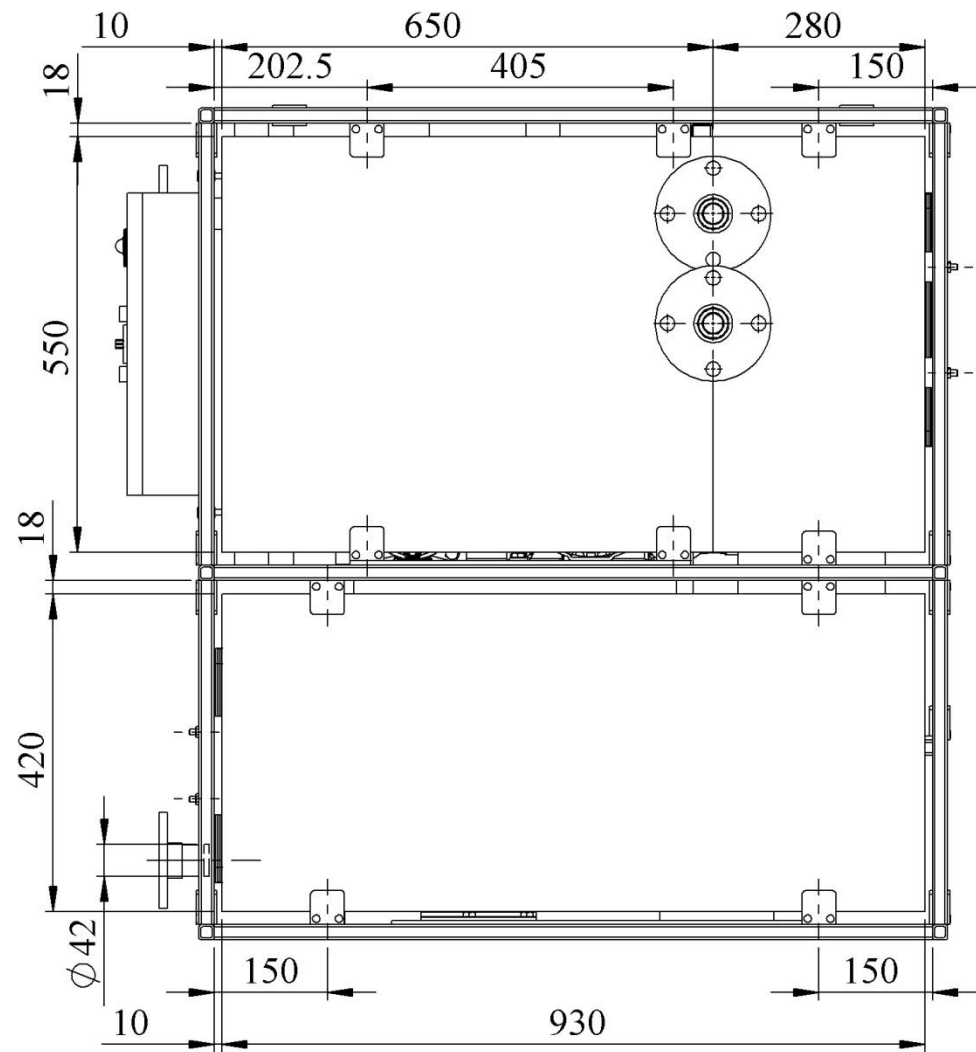
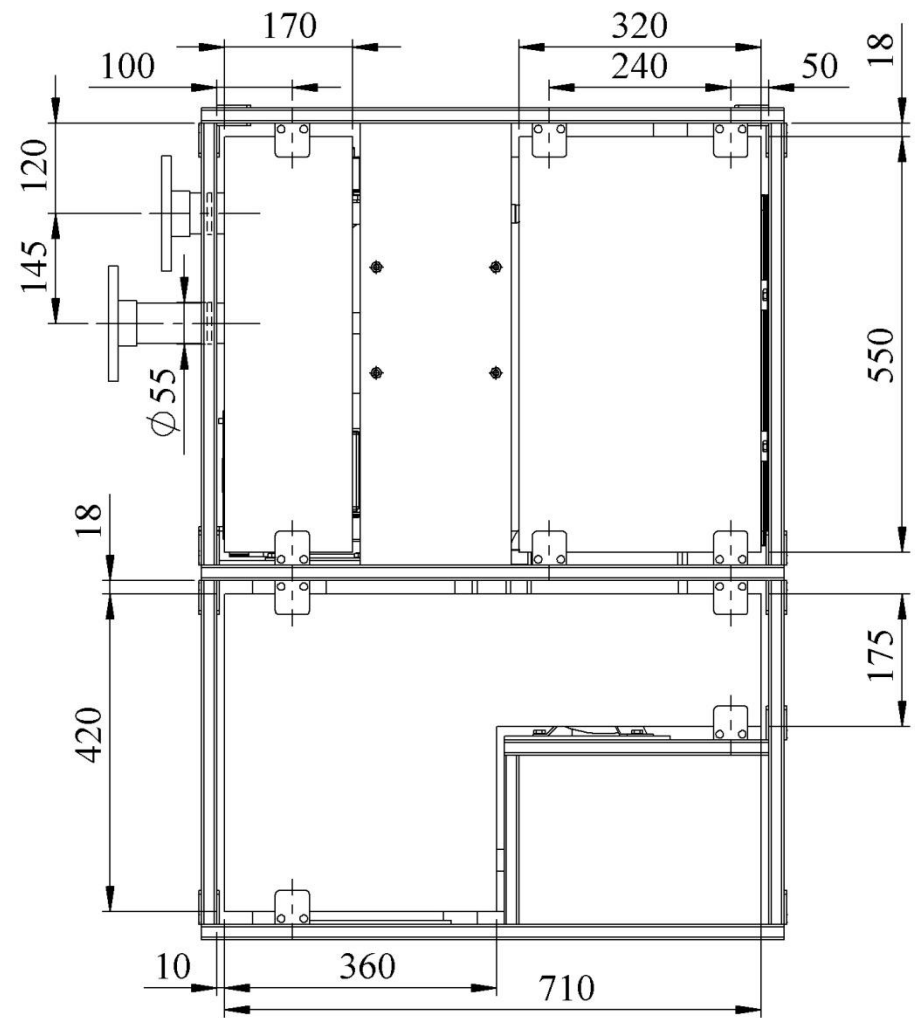
Παράρτημα Β: Κατασκευαστικά σχέδια

Παρατίθενται τα κατασκευαστικά σχέδια της γενικής διάταξης, επιμέρους συναρμολογημάτων και των μη τυποποιημένων εξαρτημάτων της συσκευής. Συγκεκριμένα, παρουσιάζεται η γενική διάταξη, η γενική διάταξη δίχως τα πάνελ και τους σφιγκτήρες τους, ο σκελετός της διάταξης, οι βραχίονες έδρασης των εναλλακτών θερμότητας και τα συναρμολογήματα αντλίας-κινητήρα και εκτονωτή-γεννήτριας.

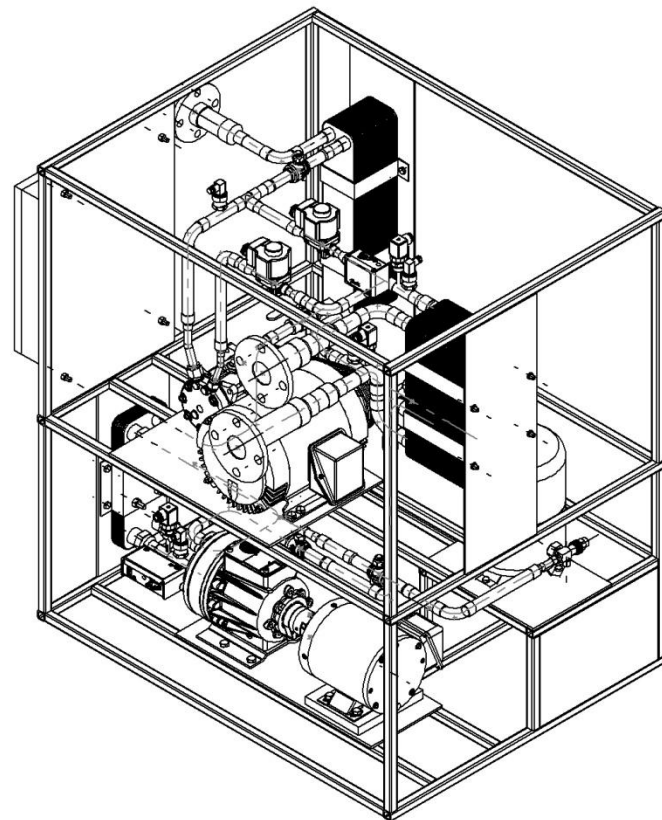
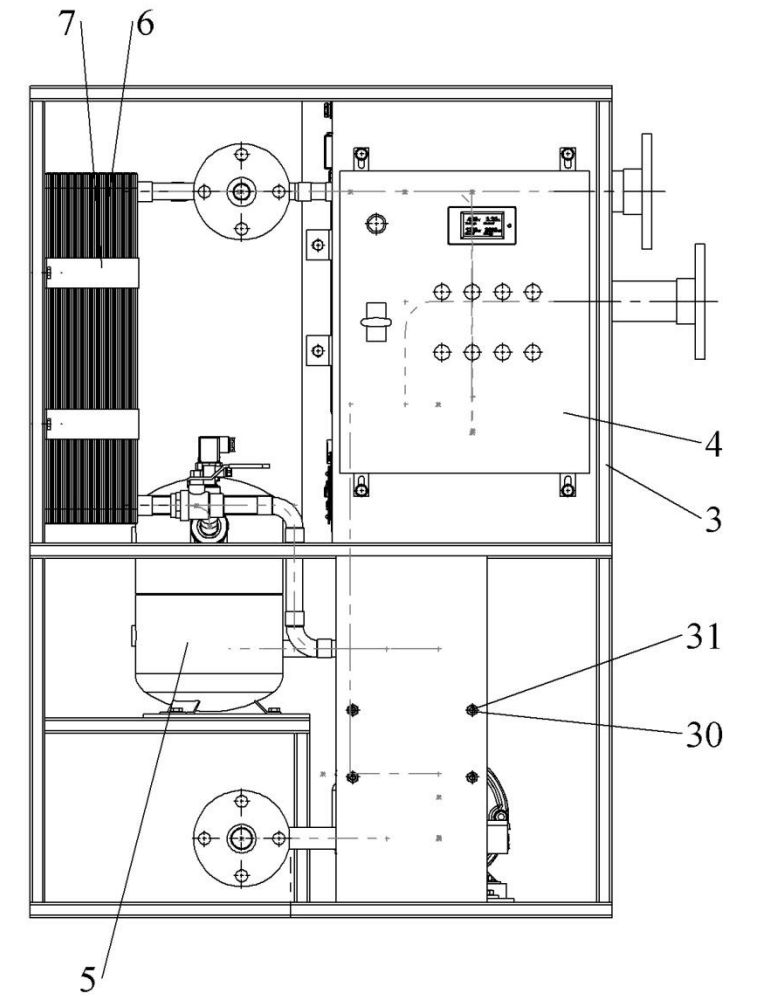
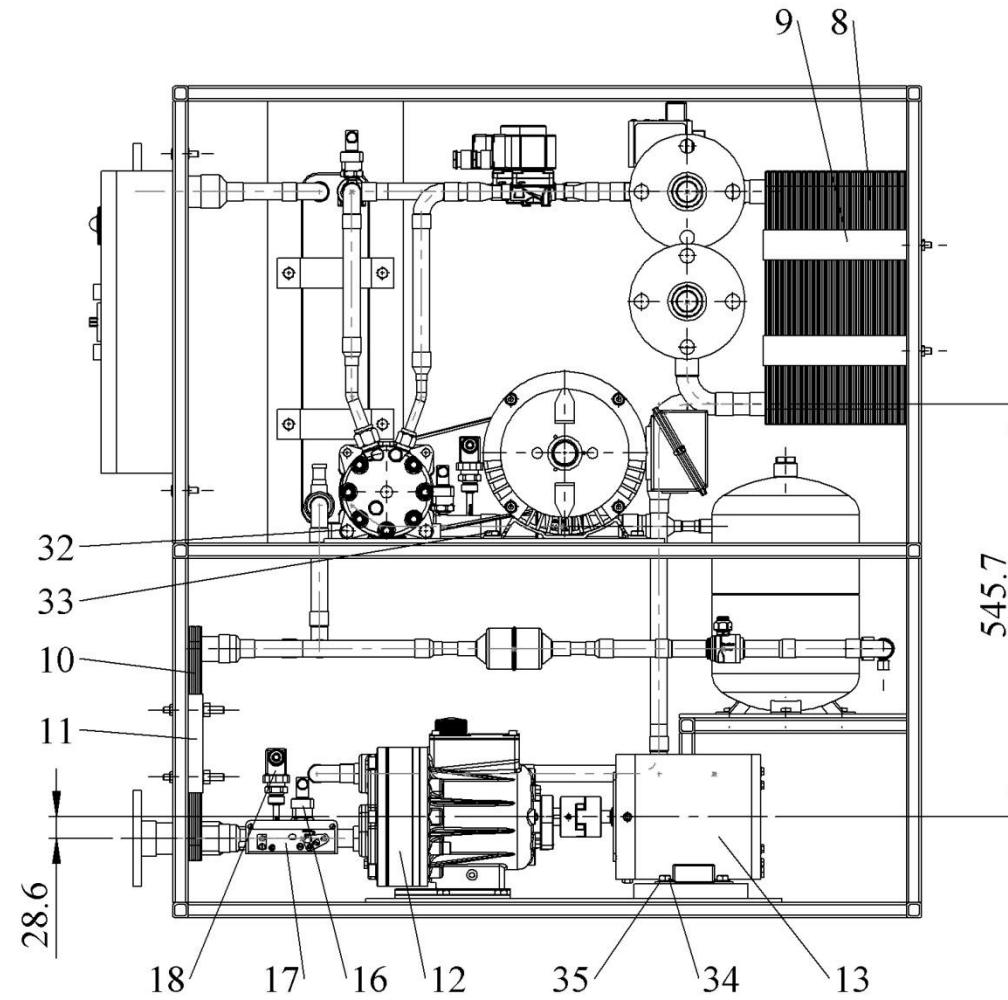
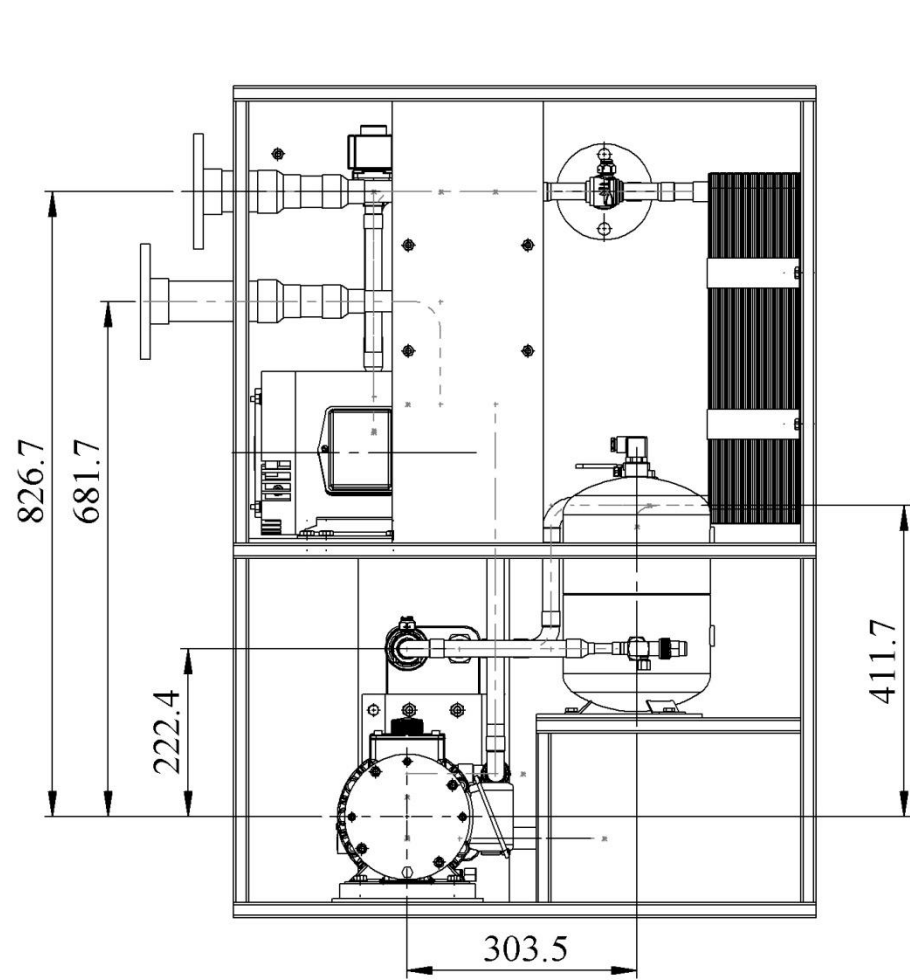
Στον επόμενο Πίνακα δίνεται το υπόμνημα των εξαρτημάτων των κατασκευαστικών σχεδίων. Επισημαίνεται ότι από αυτό απουσιάζουν οι σωληνώσεις, τα εξαρτήματά και οι μονώσεις τους διότι, αφενός δυσχεραίνουν την ευκρίνεια των σχεδίων και αφετέρου παρουσιάστηκαν εκτενώς στο Κεφάλαιο 6.

Πίνακας 104: Υπόμνημα εξαρτημάτων κατασκευαστικών σχεδίων.

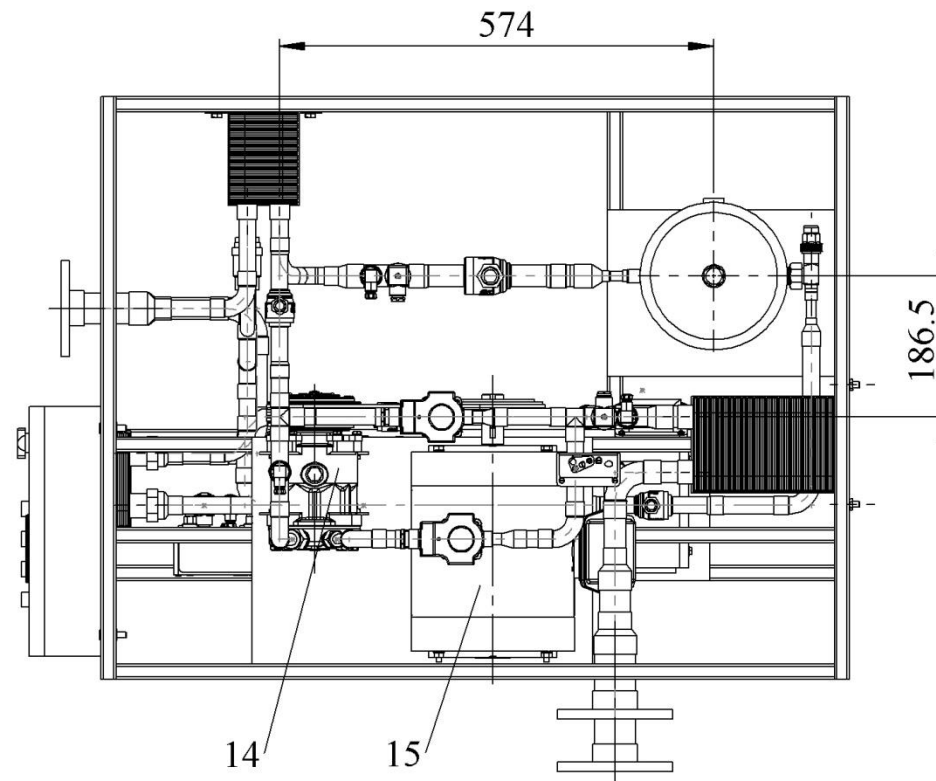
Α/Α	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ	ΠΟΣΟΤΗΤΑ	ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ
1	ΑΚΡΥΛΙΚΟ ΠΑΝΕΛ	15	ΠΑΧΟΥΣ 6 mm, ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΩΝ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ
2	ΣΦΙΓΚΤΗΡΑΣ ΠΑΝΕΛ	44	-
3	ΣΚΕΛΕΤΟΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ	1	ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΜΑ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΤΜΗΜΑΤΩΝ
4	ΠΙΝΑΚΑΣ ΑΥΤΟΜΑΤΙΣΜΟΥ	1	-
5	ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟ ΔΟΧΕΙΟ	1	-
6	ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	1	-
7	ΒΡΑΧΙΟΝΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ	1	-
8	ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗΣ	1	-
9	ΒΡΑΧΙΟΝΑΣ ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗ	1	-
10	ΥΠΟΨΥΚΤΗΣ	1	-
11	ΒΡΑΧΙΟΝΑΣ ΥΠΟΨΥΚΤΗ	1	-
12	ΑΝΤΛΙΑ	1	-
13	ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ	1	-
14	ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ	1	-
15	ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ	1	-
16	ΑΙΣΘΗΤΗΡΑΣ ΠΙΕΣΗΣ	4	ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΟΥ ΕΥΡΟΥΣ ΜΕΤΡΗΣΗΣ ΕΚΑΣΤΟΣ
17	ΠΙΕΣΟΣΤΑΤΗΣ	2	ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΚΑΣΤΟΣ
18	ΑΙΣΘΗΤΗΡΑΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ	3	-
19	ΜΕΤΡΗΤΗΣ ΣΤΡΟΦΩΝ	1	ΔΙΑΤΙΘΕΤΑΙ ΜΕ ΚΟΧΛΙΕΣ ΕΔΡΑΣΗΣ ΣΤΗΝ ΑΝΤΛΙΑ
20	ΠΛΗΜΝΗ ΚΟΠΛΕΡ	2	-
21	ΚΟΧΛΙΑΣ ΠΛΗΜΝΗΣ	2	ΔΙΑΤΙΘΕΤΑΙ ΜΕ ΠΛΗΜΝΗ
22	ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΣ ΣΥΝΔΕΣΜΟΣ ΚΟΠΛΕΡ	1	-
23	ΣΦΗΝΑ ΑΞΟΝΑ ΚΙΝΗΤΗΡΑ	1	ΔΙΑΤΙΘΕΤΑΙ ΜΕ ΚΙΝΗΤΗΡΑ
24	ΚΩΝΙΚΟΣ ΣΥΝΔΕΣΜΟΣ	1	-
25	ΚΟΧΛΙΑΣ ΚΩΝΙΚΟΥ ΣΥΝΔΕΣΜΟΥ	2	ΔΙΑΤΙΘΕΤΑΙ ΜΕ ΚΩΝΙΚΟ ΣΥΝΔΕΣΜΟ
26	ΤΡΟΧΑΛΙΑ ΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ	1	-
27	ΣΦΗΝΑ ΑΞΟΝΑ ΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ	1	ΔΙΑΤΙΘΕΤΑΙ ΜΕ ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ
28	ΤΡΟΧΑΛΙΑ ΕΚΤΟΝΩΤΗ	1	ΔΙΑΤΙΘΕΤΑΙ ΜΕ ΕΚΤΟΝΩΤΗ
29	ΙΜΑΝΤΑΣ	1	POLY-V, Κ6, ΜΗΚΟΣ 884 mm
30	ΚΟΧΛΙΑΣ Μ8 x 20	15	DIN EN 24017
31	ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟ Μ8	15	DIN EN 24035
32	ΚΟΧΛΙΑΣ Μ10 x 25	12	DIN EN 24017. ΦΕΡΟΥΝ ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟ Μ10
33	ΚΟΧΛΙΑΣ Μ10 x 30	4	DIN EN 24017. ΦΕΡΟΥΝ ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟ Μ10
34	ΚΟΧΛΙΑΣ 3/8"	4	ΤΥΠΟΥ Α - ΣΤΕΝΟΣ
35	ΕΠΙΠΕΔΟΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ 3/8"	4	3/8"-24 x 3/8" x 3/8"



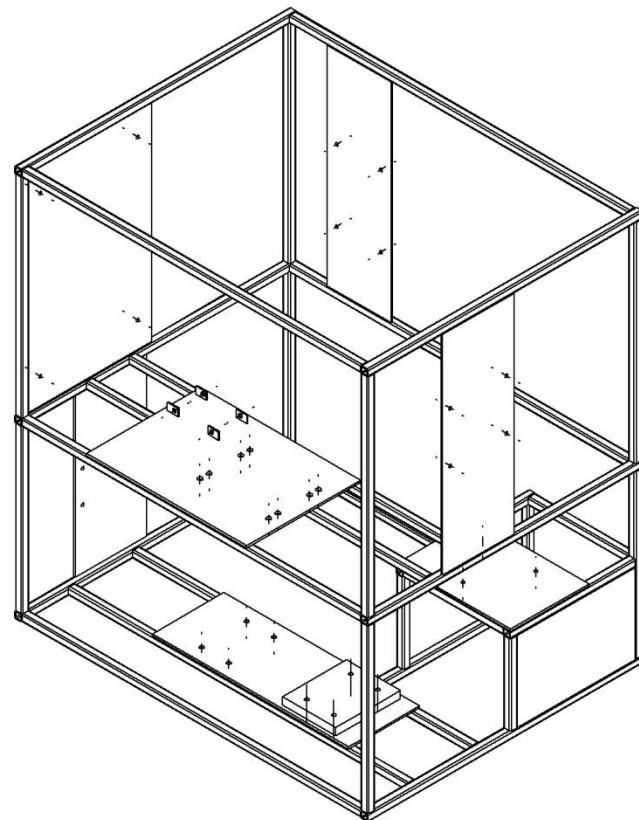
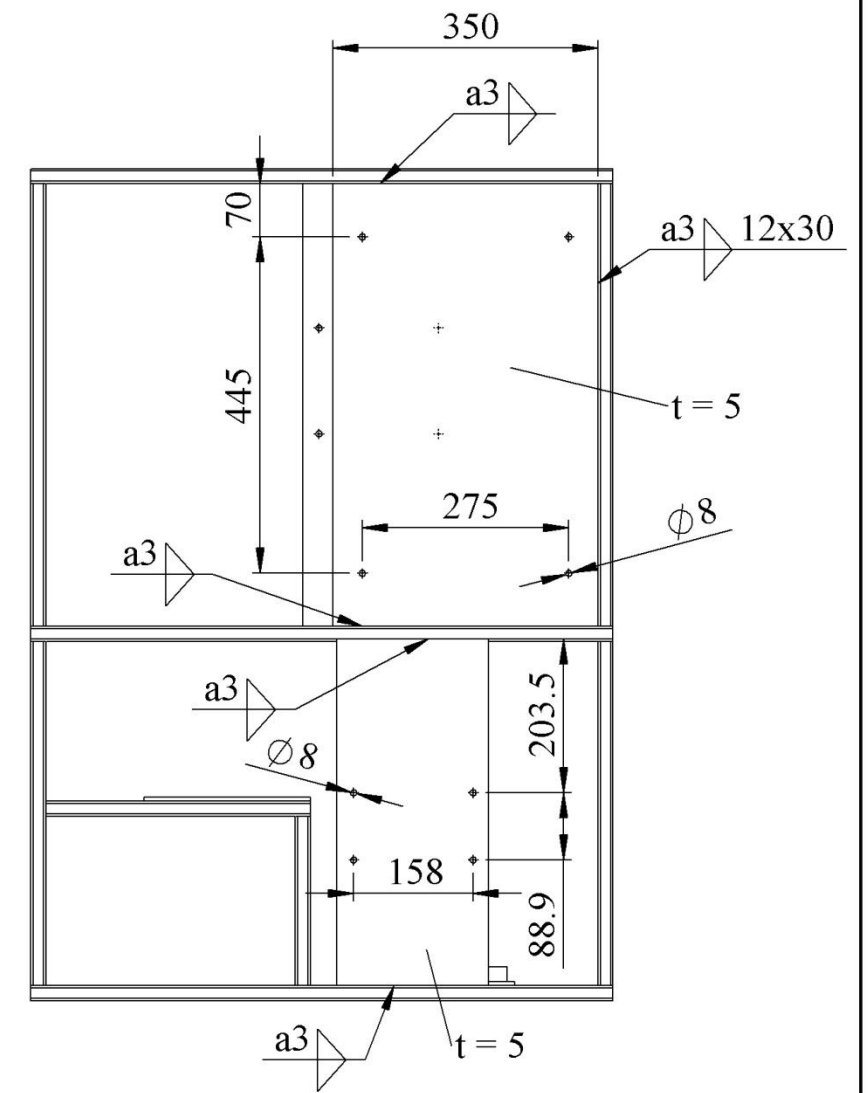
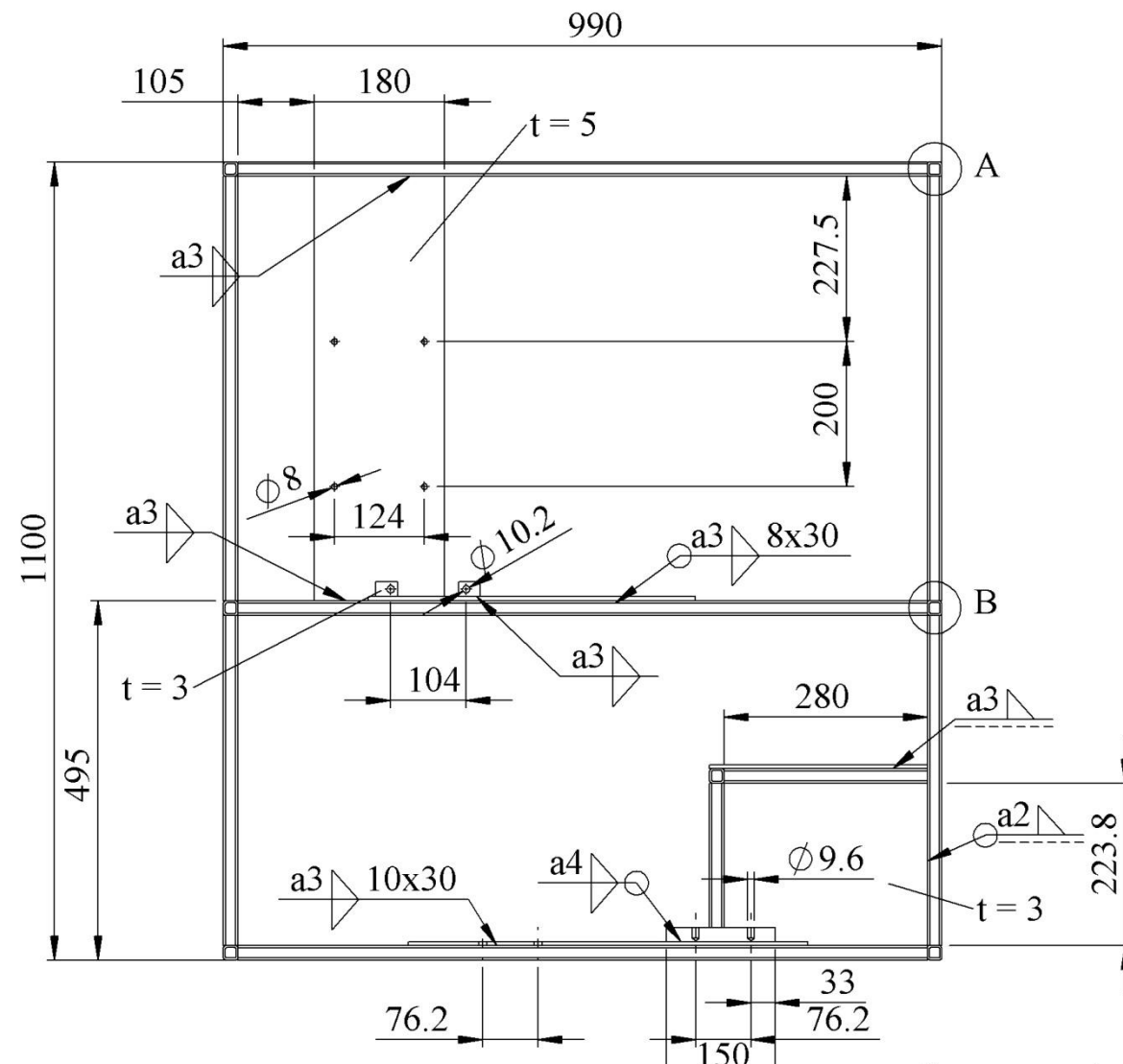
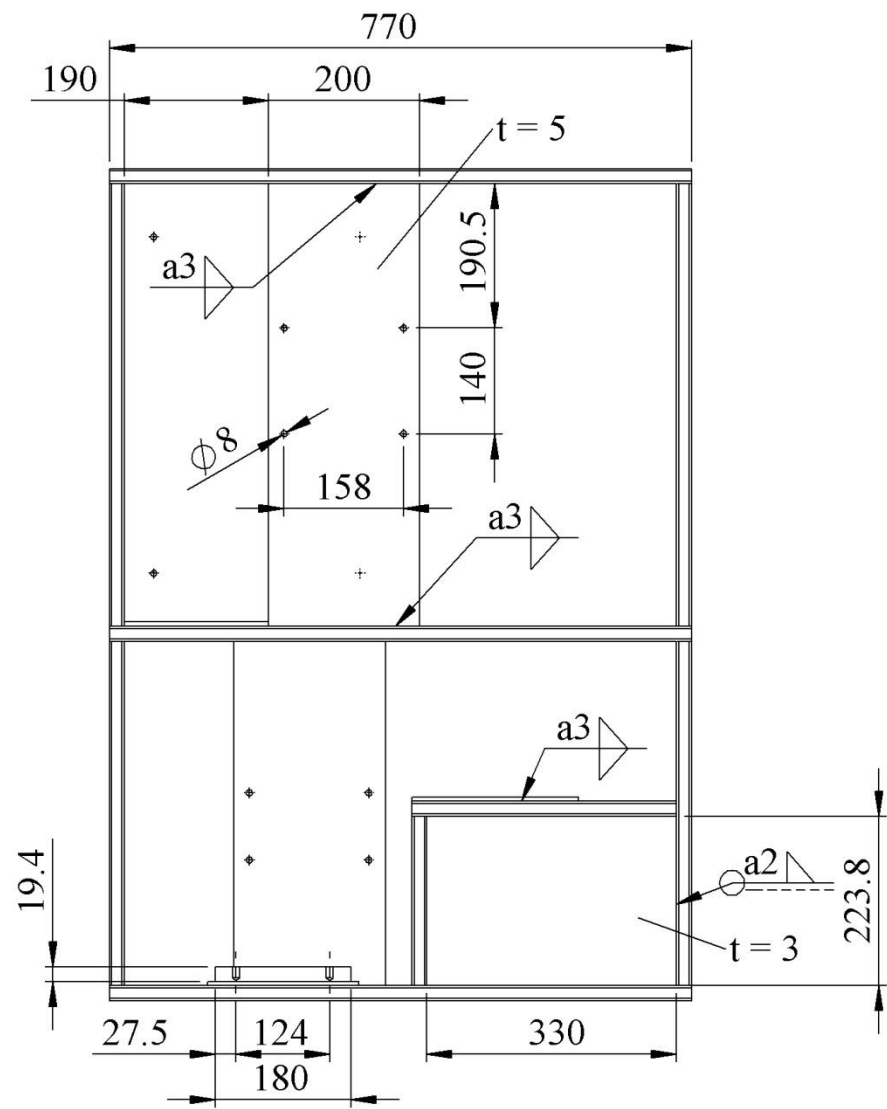
Ε.Μ.Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ ΧΑΡΑΛΑΜΠΙΔΗΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ	ΚΑΙΜΑΚΑ 1:10	ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ 28/9/2018
ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ	ΤΙΤΛΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ ΓΕΝΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ	ΓΕΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΟΧΩΝ ISO 286-1:2010 ISO 2768-mL	ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ 1



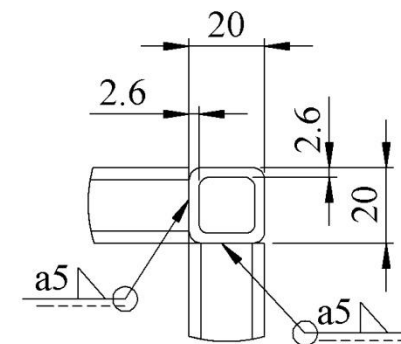
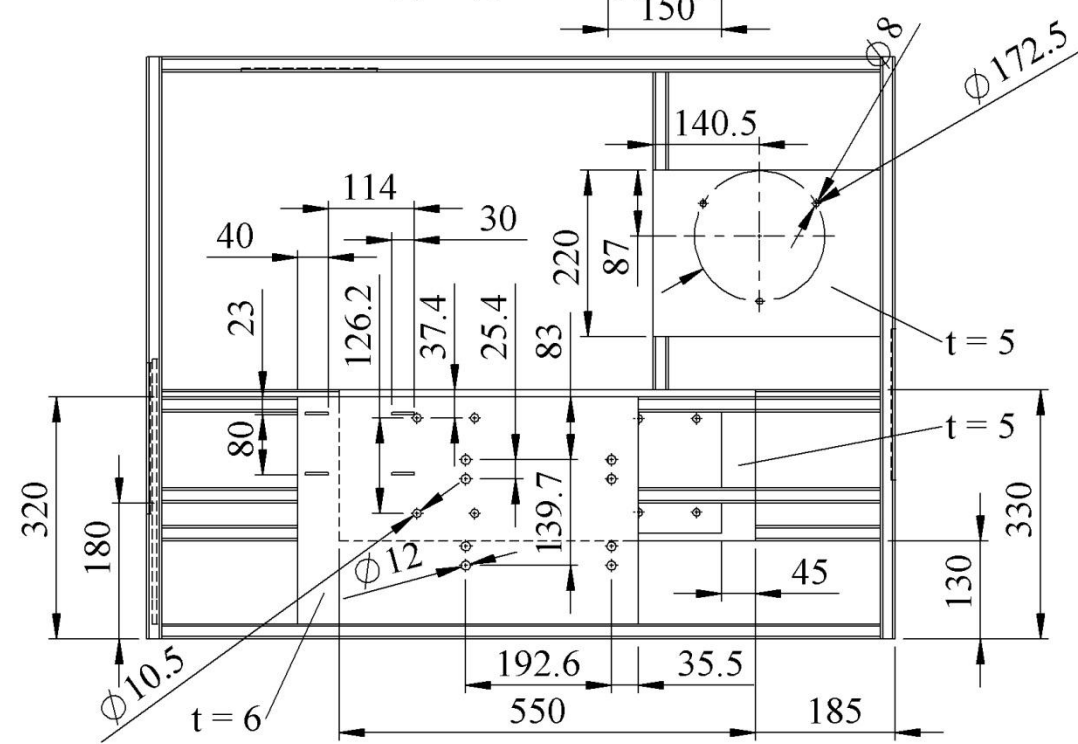
ΚΛΙΜΑΚΑ 1:15



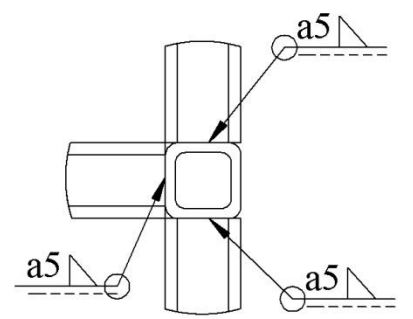
Ε.Μ.Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ ΧΑΡΑΛΑΜΠΙΔΗΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ	ΚΛΙΜΑΚΑ 1:10	ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ 28/9/2018
ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ	ΤΙΤΛΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ ΣΚΕΛΕΤΟΣ ΚΑΙ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ	ΓΕΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΟΧΩΝ ISO 286-1:2010 ISO 2768-mL	ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ 2



ΚΛΙΜΑΚΑ 1:15



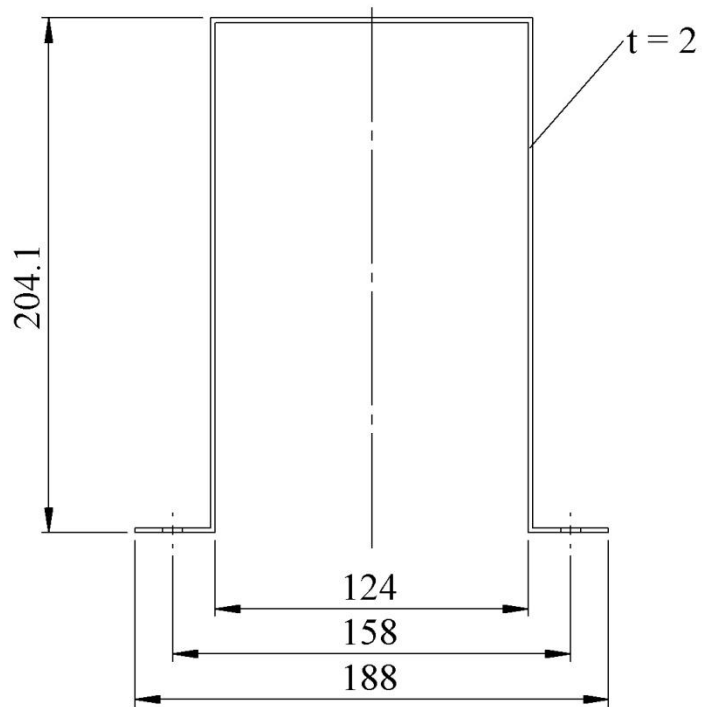
ΛΕΠΤΟΜΕΡΕΙΑ Α
ΚΛΙΜΑΚΑ 1:2



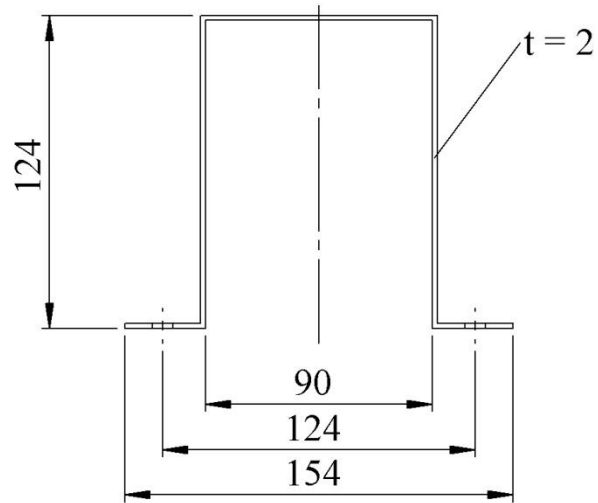
ΛΕΠΤΟΜΕΡΕΙΑ Β
ΚΛΙΜΑΚΑ 1:2

Ε.Μ.Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ ΧΑΡΑΛΑΜΠΙΔΗΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ	ΚΛΙΜΑΚΑ 1:10	ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ 28/9/2018
ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ	ΤΙΤΛΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ ΣΚΕΛΕΤΟΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ	ΓΕΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΟΧΩΝ ISO 286-1:2010 ISO 2768-mL	ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ 3

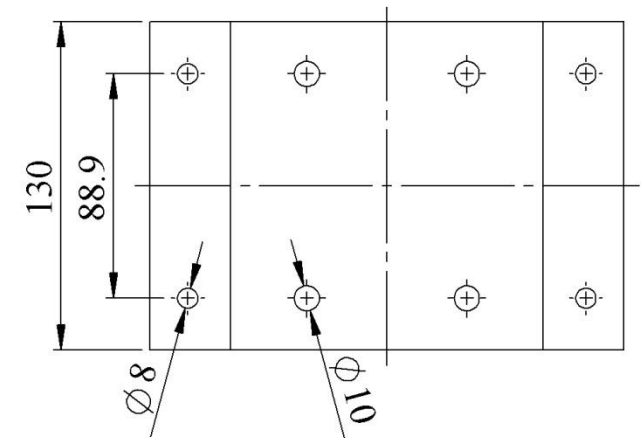
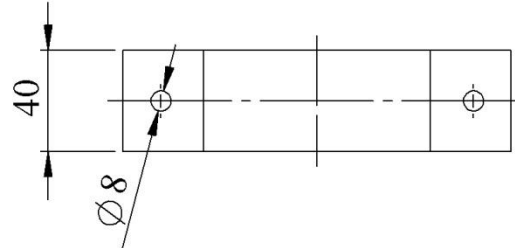
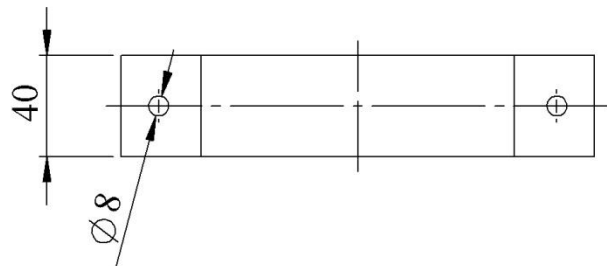
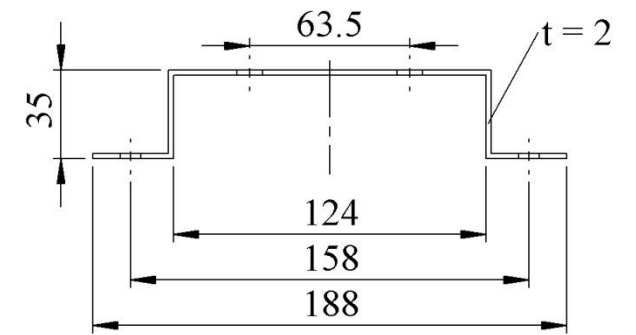
9. ΒΡΑΧΙΟΝΑΣ ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗ



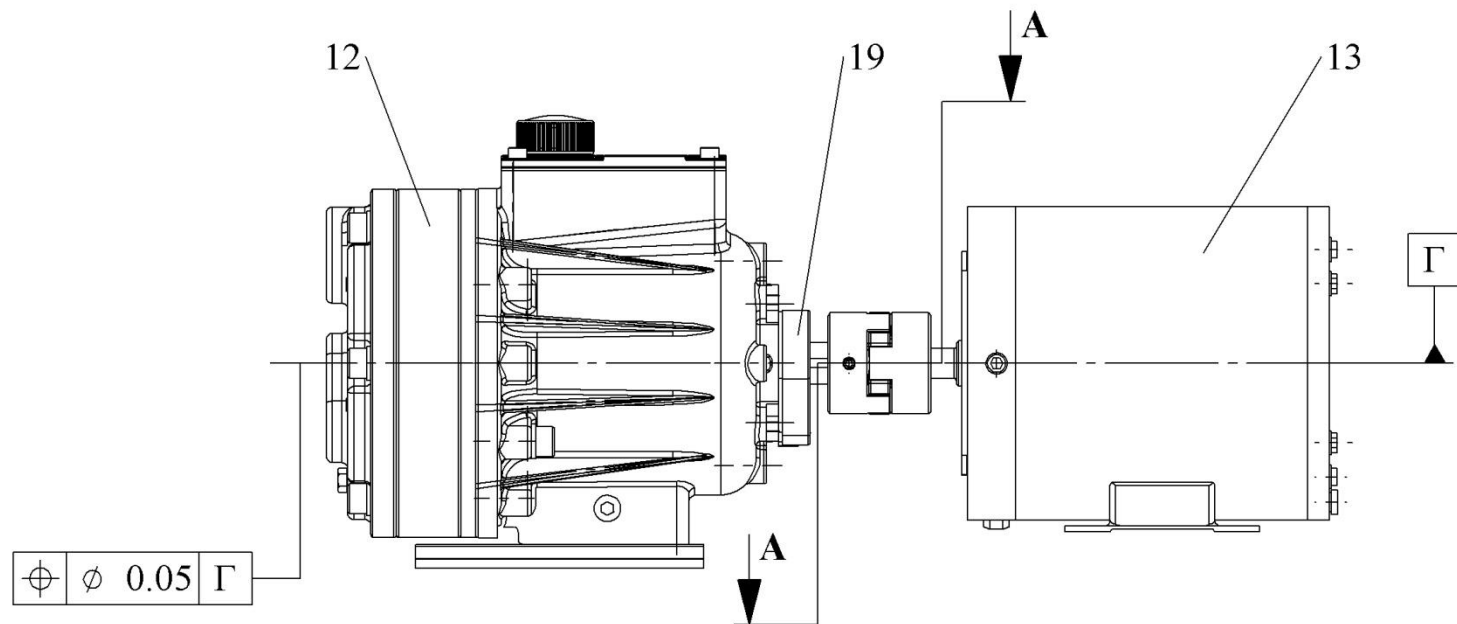
7. ΒΡΑΧΙΟΝΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ



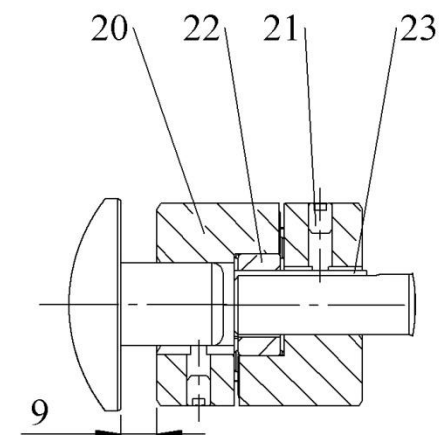
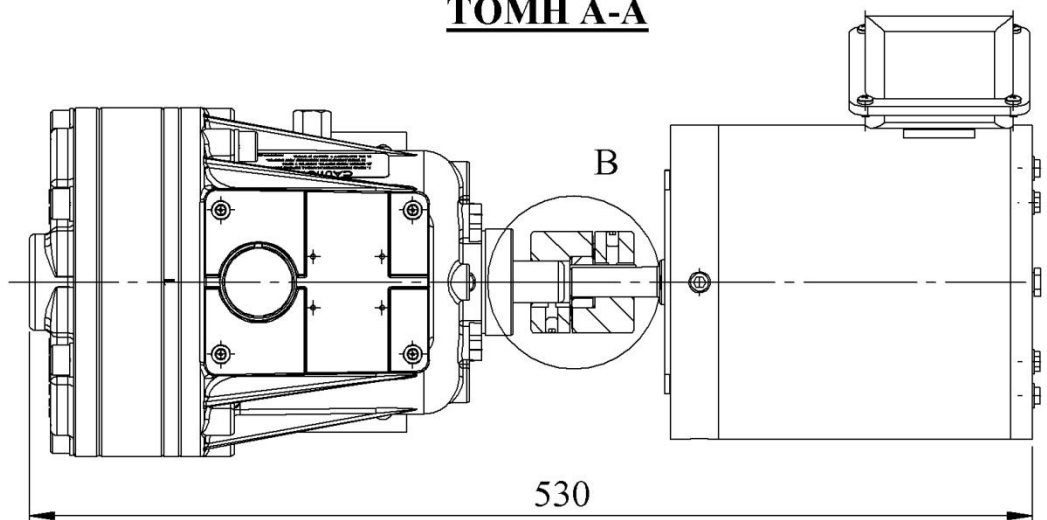
11. ΒΡΑΧΙΟΝΑΣ ΥΠΟΨΥΚΤΗ



Ε.Μ.Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ ΧΑΡΑΛΑΜΠΙΔΗΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ	ΚΑΙΜΑΚΑ 1:3	ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ 28/9/2018
ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ	ΤΙΤΛΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ ΒΡΑΧΙΟΝΕΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	ΓΕΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΟΧΩΝ ISO 286-1:2010 ISO 2768-mL	ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ 4



ΤΟΜΗ Α-Α



**ΛΕΠΤΟΜΕΡΕΙΑ Β
ΚΛΙΜΑΚΑ 1 : 2**

Ε.Μ.Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ ΧΑΡΑΛΑΜΠΙΔΗΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ	ΚΛΙΜΑΚΑ 1:4	ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ 28/9/2018
ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ	ΤΙΤΛΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ ΣΥΝΔΕΣΗ ΑΝΤΛΙΑΣ-ΚΙΝΗΤΗΡΑ	ΓΕΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΟΧΩΝ ISO 286-1:2010 ISO 2768-mL	ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ 5

Βιβλιογραφία

- [1] "Climate strategies & targets", *Climate Action - European Commission*, 2016. [Online]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies_en. [Accessed: 30- Aug- 2018].
- [2] S. Quoilin, M. Broek, S. Declaye, P. Dewallef and V. Lemort, "Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168-186, 2013.
- [3] Ε. Κακαράς και Σ. Καρέλλας, *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα*. Αθήνα: Εκδόσεις Τσότρα, 2015.
- [4] T. Tartière and M. Astolfi, "A world overview of the organic Rankine cycle market", *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 2-9, 2017.
- [5] H. Zhai, Q. An, L. Shi, V. Lemort and S. Quoilin, "Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 64, pp. 790-805, 2016.
- [6] S. Köhler, "Analysis of the combined heat and power plant Neustadt-Glewe," in *Geothermal energy: the domestic, renewable, green option: Proc of the World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, April 24-29, 2005*. Auckland: International Geothermal Association, 2005. pp. 3187-3190.
- [7] M. Aneke, B. Agnew and C. Underwood, "Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 10, pp. 1825-1832, 2011.
- [8] S. Canada, G. Cohen, R. Cable, D. Brosseau and H. Price, "Parabolic trough organic Rankine cycle solar power plant," in *Proc. of the 2004 DOE Solar Energy Technologies Program Review Meeting, 25-28 October 2004, Denver, USA* [Online]. Available: <http://www.nrel.gov>. [Accessed: 11 Jul. 2018].
- [9] M. Astolfi and E. Macchi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. Amsterdam: Woodhead Publishing, 2017.
- [10] B. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8, pp. 3963-3979, 2011.
- [11] I. Obernberger, P. Thonhofer and E. Reisenhofer, "Description and evaluation of the new 1,000 kW_{el} organic Rankine cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria", *Euroheat and Power*, vol. 10, no. 1, pp. 1-17, 2002.
- [12] I. Obernberger, "Biomass CHP plant based on an ORC process - realised EU-demonstration project in Admont/Austria", Broadbeach, Australia, 2000.
- [13] T. Engin and V. Ari, "Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems—A case study", *Energy Conversion and Management*, vol. 46, no. 4, pp. 551-562, 2005.
- [14] M. Ojan, "Solar Power and new concrete applications: a pilot plant in Morocco", Paris, 2015.
- [15] H. Zhang, E. Wang and B. Fan, "A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine", *Applied Energy*, vol. 102, pp. 1504-1513, 2013.
- [16] F. Vélez, J. Segovia, M. Martín, G. Antolín, F. Chejne and A. Quijano, "A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 6, pp. 4175-4189, 2012.
- [17] R. Beith, *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems*. Oxford: Woodhead Publishing, 2011.
- [18] J. Larjola, A. Uusitalo and T. Turunen-Saaresti, "Background and summary of commercial ORC development and exploitation", Lappeenranta University of Technology.
- [19] M. Kane, "Research, Development & Commercialization of ORC modules in Switzerland", Lucerne, 2014.

- [20] "Ormat Technologies Inc. - Ormat Technologies Inc. - Renewable Energy Expertise", *Ormat.com*. [Online]. Available: <https://www.ormat.com/en/home/a/main/>. [Accessed: 10- Jul- 2018].
- [21] "TURBODEN - Organic Rankine Cycle systems", *Turboden.com*. [Online]. Available: <https://www.turboden.com/>. [Accessed: 11- Jul- 2018].
- [22] "EXERGY - Organic rankine cycle with the Radial Outflow Turbine", *Exergy-orc.com*. [Online]. Available: <http://exergy-orc.com>. [Accessed: 13- Jul- 2018].
- [23] M. Kane, "Micro-cogénération à Turbine Scroll ENEFCOGEN®", Geneve, 2012.
- [24] M. Both, "Home - GMK - Gesellschaft für Motoren und Kraftanlagen mbH", *Gmk.info*. [Online]. Available: <http://www.gmk.info>. [Accessed: 13- Jul- 2018].
- [25] "Triogen - Triogen", *Triogen.nl*. [Online]. Available: <http://www.triogen.nl>. [Accessed: 13- Jul- 2018].
- [26] "ElectraTherm", *Electratherm.com*. [Online]. Available: <https://electratherm.com>. [Accessed: 13- Jul- 2018].
- [27] G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang and J. Ji, "Construction and dynamic test of a small-scale organic Rankine cycle", *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3215-3223, 2011.
- [28] E. Galloni, G. Fontana and S. Staccone, "Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid", *Energy*, vol. 90, pp. 768-775, 2015.
- [29] C. Bonk, C. Laux, M. Rödder and M. Neef, "Design of a 1 kW organic Rankine cycle for teaching and research issues", *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 931-938, 2017.
- [30] E. Georges, S. Declaye, O. Dumont, S. Quoilin and V. Lemort, "Design of a small-scale organic Rankine cycle engine used in a solar power plant", *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 8, no. 1, pp. i34-i41, 2013.
- [31] O. Dumont, S. Quoilin and V. Lemort, "Experimental investigation of a scroll unit used as a compressor and as an expander in a heat pump/ORC reversible unit," in *Proc. of the 15th International and Air Conditioning Conference, 14-17 July 2014, Purdue, USA* [Online]. Available: <http://docs.lib.purdue.edu>. [Accessed: 29 Dec. 2017].
- [32] T. Kaczmarczyk, E. Ichnatowicz, G. Żywica and J. Kiciński, "Experimental investigation of the ORC system in a cogenerative domestic power plant with a scroll expanders", *Open Engineering*, vol. 5, no. 1, pp. 411-420, 2015.
- [33] A. Leontaritis, P. Pallis, S. Karellas, A. Papastergiou, N. Antoniou, P. Vourliotis, N. Kakalis and G. Dimopoulos, "Experimental study on a low temperature ORC unit for onboard waste heat recovery from marine Diesel engines," in *ASME-ORC2015: Proc. of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems, ASME-ORC2015, Brussels, Belgium, October 12-14, 2015*, V. Lemort, S. Quoilin, M. De Paepe and M. van den Broek, Eds. Liège: University of Liège and Ghent University, 2015, pp. 660-669.
- [34] N. Zheng, L. Zhao, X. Wang and Y. Tan, "Experimental verification of a rolling-piston expander that applied for low-temperature Organic Rankine Cycle", *Applied Energy*, vol. 112, pp. 1265-1274, 2013.
- [35] T. Saitoh, N. Yamada and S. Wakashima, "Solar Rankine cycle system using scroll expander", *Journal of Environment and Engineering*, vol. 2, no. 4, pp. 708-719, 2007.
- [36] M. Orosz, "Small scale solar ORC system for distributed power in Lesotho," in *ISES Solar World Congress 2009. Renewable energy shaping our future: Proc. of the 29th ISES Biennial Solar World Congress 2009, Johannesburg, South Africa, October 11-14, 2009*, International Solar Energy Society. Congress Johannesburg, Eds. Freiburg: International Solar Energy Society, 2009, pp. 1042-1048.

- [37] S. Quoilin and M. Orosz, "Rural electrification through decentralized concentrating solar power: Technological and socio-economic aspects", *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, vol. 1, no. 3, pp. 199-212, 2013.
- [38] "Multibeton Hellas AE", *Multibeton.gr*. [Online]. Available: <https://www.multibeton.gr/products.php?id=4&prid=22&lang=gr>. [Accessed: 19- Jul- 2018].
- [39] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume and V. Lemort, "Working fluid selection and operating maps for organic Rankine cycle expansion machines," in *Proceedings of the 21st International Compressor Conference at Purdue: Proc. of the 21st International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue, USA, July 16-19, 2012*, E. Groll and W. Horton, Eds. Etats-Unis: Purdue University, 2012, pp. 1546-1555.
- [40] J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 325-342, 2013.
- [41] Council Regulation 517/2014/EC on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006, 2014 O.J. L 150/195.
- [42] National Refrigerants Ltd., "Safety data sheet refrigerant R1234yf", National Refrigerants Ltd., 2013.
- [43] S. Declaye, *Improving the performance of μ -ORC systems*. Liege, University of Liege, 2015.
- [44] C. Lin, *Feasibility of Using Power Steering Pumps in Small Scale Solar Thermal Electrical Systems*. Cambridge, MIT, 2015.
- [45] Θ. Κωστόπουλος, *Υδραυλικά και Πνευματικά Συστήματα*, 2^η έκδοση. Αθήνα: Εκδόσεις Συμείων, 2015.
- [46] "DELTA GEAR PUMP – Deltapump AS", *Deltapump AS*. [Online]. Available: <https://deltapump.no/en/our-gear-pumps/general-gearpump>. [Accessed: 20- Jul- 2018].
- [47] "Vane pump | mechanics | Britannica.com", *Encyclopedia Britannica*, 2018. [Online]. Available: <https://www.britannica.com/technology/vane-pump>. [Accessed: 20- Jul- 2018].
- [48] X. Wang, S. Lin, S. Wang, Z. He and C. Zhang, "Remaining useful life prediction based on the Wiener process for an aviation axial piston pump", *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 29, no. 3, pp. 779-788, 2016.
- [49] Τ. Ρουμπεδάκης, *Μελέτη της λειτουργίας και σχεδιασμός συστήματος τριπαραγωγής μικρής κλίμακας με χρήση υπερκρίσιμου κύκλου ORC*. Αθήνα, Ε.Μ.Π., 2014.
- [50] S. Quoilin, *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. Liege, University of Liege, 2011.
- [51] V. Lemort, L. Guillaume, A. Legros, S. Declaye and S. Quoilin, "A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale Rankine cycle systems," in *Proc. of the 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies in Buildings, MICROGEN III, 15-17 April 2013, Naples, Italy* [Online]. Available: <https://orbi.uliege.be>. [Accessed: 24 Nov. 2017].
- [52] P. Song, M. Wei, L. Shi, S. Danish and C. Ma, "A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems", *Applied Thermal Engineering*, vol. 75, pp. 54-64, 2015.
- [53] 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.
- [54] M. Imran, M. Usman, B. Park and D. Lee, "Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 57, pp. 1090-1109, 2016.

- [55] F. D'Amico, P. Pallis, A. Leontaritis, S. Karellas, N. Kakalis, S. Rech and A. Lazzaretto, "Semi-empirical model of a multi-diaphragm pump in an organic Rankine cycle (ORC) experimental unit", *Energy*, vol. 143, pp. 1056-1071, 2018.
- [56] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas and J. Lebrun, "Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle", *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 14-15, pp. 3094-3102, 2009.
- [57] S. Quoilin, S. Declaye, B. Tchanche and V. Lemort, "Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic Rankine cycles", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 14-15, pp. 2885-2893, 2011.
- [58] D. Kouremenos and K. Antonopoulos, "Isentropic exponents of real gases and application for the air at temperatures from 150 K to 450 K", *Acta Mechanica*, vol. 65, no. 1-4, pp. 81-99, 1987.
- [59] "MATLAB - MathWorks - MATLAB & Simulink", *Mathworks.com*. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>. [Accessed: 30- Jul- 2018].
- [60] "Welcome to CoolProp — CoolProp 6.1.0 documentation", *Coolprop.org*. [Online]. Available: <http://www.coolprop.org/>. [Accessed: 19- Jul- 2018].
- [61] K. Wang and E. Vineyard, "New opportunities for solar adsorption refrigeration", *ASHRAE Journal*, vol. 53, no. 9, pp. 14-24, 2011.
- [62] *Rotating electrical machines - Part 30-1: Efficiency classes of line operated AC motors (IE code)*, IEC 60034-30-1:2014, 2014.
- [63] SaskPower, "Variable Frequency Drives: Energy Efficiency Reference Guide", CEATI International, 2009.
- [64] "Heavy Duty Industrial Pumps from Hydra-Cell Pumps", *Heavy Duty Industrial Pumps from Hydra-Cell Pumps*. [Online]. Available: <http://www.hydra-cell.com/>. [Accessed: 26- Jun- 2018].
- [65] C. Burt, X. Piao, F. Gaudi, B. Busch and N. Taufik, "Electric Motor Efficiency under Variable Frequencies and Loads", Irrigation Training and Research Center, San Luis Obispo, 2006.
- [66] *Information Guide for General Purpose Industrial AC Small and Medium Squirrel-Cage Induction Motor Standards*, ANSI/NEMA MG 1-2011, 2011.
- [67] "Regal Beloit | Marathon", *Regalbeloit.com*. [Online]. Available: <https://www.regalbeloit.com/Brands/Marathon-Motors>. [Accessed: 24- Jul- 2018].
- [68] "Sanden USA", *Sanden.com*. [Online]. Available: <http://www.sanden.com/>. [Accessed: 23- Jun- 2018].
- [69] Δ. Μακροκόστας, *Τρισδιάστατη αναλυτική αποτύπωση πειραματικής εγκατάστασης παραγωγής ενέργειας με αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας από ΜΕΚ πλοίων μέσω της τεχνολογίας ORC*. Αθήνα, Ε.Μ.Π., 2016.
- [70] S. Chapman, *Electric Machinery Fundamentals*, 5th ed. New York: McGraw-Hill, 2012.
- [71] W. Deprez, A. Dexters, J. Driesen and R. Belmans, "Energy efficiency of small Induction machines; Comparison between motor and generator mode," in *Proceedings of the 17th International Conference on Electrical Machines, ICEM 2006: Proc. of the 17th International Conference on Electrical Machines 2006, Chania, Greece, September 2-5, 2006*, B. Chalmers, Eds. 2006, pp. 269-274.
- [72] Ε. Παπαδόπουλος, *Ηλεκτρομηχανικά Συστήματα Μετατροπής Ενέργειας*. Αθήνα: Εκδόσεις Φούντα, 2010.
- [73] Β. Τσεκούρας, *Ολοκλήρωση συστήματος ελέγχου και εποπτείας εγκατάστασης τριπαραγωγής με ORC και VCC*. Αθήνα, Ε.Μ.Π., 2017.
- [74] "Home - English - Siemens Global Website", *Siemens.com*. [Online]. Available: <https://www.siemens.com/global/en/home.html>. [Accessed: 25- Jul- 2018].

- [75] "McMaster-Carr", *Mcmaster.com*. [Online]. Available: <https://www.mcmaster.com/>. [Accessed: 01- Jul- 2018].
- [76] Axia Media, "PK668/263K K Section Poly V Belt Poly V Belts K Section - Bearing King", *Bearing-king.co.uk*. [Online]. Available: <https://www.bearing-king.co.uk/bearing/pk668-263k-k-section-poly-v-belt/16697>. [Accessed: 12- Aug- 2018].
- [77] *Hutchinson Belt Drives: Poly V® & Flexonic*, Hutchinson, 2004.
- [78] "Power Trasmissions | Technical applications | SIT S.p.A.", *Trasmissioni del moto | SIT S.p.A.*. [Online]. Available: <https://sitspa.com/>. [Accessed: 12- Aug- 2018].
- [79] "HUTCHINSON Belt Drive Systems | Power Transmission Components for Industry", *Hutchinsontransmission.com*. [Online]. Available: <https://www.hutchinsontransmission.com/>. [Accessed: 23- Jun- 2018].
- [80] "Heat Exchangers: Cooling & Heating Systems | Kelvion", *Kelvion.com*. [Online]. Available: <https://www.kelvion.com/>. [Accessed: 18- Jun- 2018].
- [81] "Login", *Flatplateselect.com*. [Online]. Available: <http://flatplateselect.com/site/pub/login.aspx?ReturnUrl=%2fsite%2fdefault.aspx>. [Accessed: 01- Aug- 2018].
- [82] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, S. De Schampheleire and M. De Paepe, "Part load based thermo-economic optimization of the organic Rankine cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system", *Applied Energy*, vol. 111, pp. 871-881, 2013.
- [83] F. Boyaghchi and P. Heidarnejad, "Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on organic Rankine cycle for domestic application", *Energy Conversion and Management*, vol. 97, pp. 224-234, 2015.
- [84] "Alfa Laval - Corporate", *Alfalaval.com*, 2018. [Online]. Available: <https://www.alfalaval.com/>. [Accessed: 13- Jun- 2018].
- [85] *Vitosol Technical Guide*, Viessmann, 2008.
- [86] "Heating systems | Industrial systems | Refrigeration systems", *Viessmann*, 2018. [Online]. Available: <https://www.viessmann.com/com/>. [Accessed: 18- Jun- 2018].
- [87] *Expansion Vessels: 556 – 558 – 5557 Series*, Caleffi, 2013.
- [88] *Technical Manual: Diaphragm Expansion Vessels*, Eder, 2018.
- [89] "Reflex Lösungen für Druck und Wasserqualität", *Reflex.de*. [Online]. Available: <http://www.reflex.de/>. [Accessed: 18- Jun- 2018].
- [90] *Pentair Pressure Relief Valve Engineering Handbook*, Pentair, 2012.
- [91] D. Crawl and S. Tipler, "Sizing Pressure-Relief Devices", *CEP*, pp. 68-76, 2013.
- [92] "Engineering plumbing Watts", *Wattswater.eu*. [Online]. Available: <http://wattswater.eu/>. [Accessed: 18- Jun- 2018].
- [93] "ICMA S.p.a. Home - Heating Technologies since 1974", *Icma S.p.A. - Heating Technologies since 1974*, 2018. [Online]. Available: <http://www.icmaspa.it/>. [Accessed: 18- Jun- 2018].
- [94] "APM - Componenti idrotermici: valvole, rubinetti e termoarredo", *APM*. [Online]. Available: <http://www.apm.cc/>. [Accessed: 19- Aug- 2018].
- [95] "Produzione di valvole e componentistica in ottone", *Cimberio.com*. [Online]. Available: <https://www.cimberio.com/>. [Accessed: 12- Aug- 2018].

- [96] *Τεχνικό Εγχειρίδιο*, 7^η έκδοση, Aquatherm, 2008.
- [97] BELIMO AG, "Actuators, Damper Actuators, Control Valves, Ball Valves, Sensors, VAV, Fire Protection, Smoke Extraction", *Belimo.eu*. [Online]. Available: <https://www.belimo.eu/ch/en/index.cfm>. [Accessed: 18-Jun-2018].
- [98] "Home", *Officinerigamonti.it*. [Online]. Available: <http://www.officinerigamonti.it/en/>. [Accessed: 10-Sep-2018].
- [99] Δ. Μαθιουλάκης, Ι. Αναγνωστόπουλος και Β. Ριζιώτης, *Εφαρμοσμένη Ρευστομηχανική (Σημειώσεις)*. Αθήνα: Εκδόσεις Ε.Μ.Π., 2015.
- [100] "Roughness of pipes", *Spray.com*. [Online]. Available: https://www.spray.com/calculators/Pressure_Drop_Calc/rauh.html. [Accessed: 05-Aug-2018].
- [101] *2006 ASHRAE Handbook: Refrigeration*, ASHRAE, Atlanta, 2006.
- [102] "Resistance and Fittings Equivalent Length in Hot Water Systems", *Engineeringtoolbox.com*. [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/resistance-equivalent-length-d_192.html. [Accessed: 17-Jun-2018].
- [103] "Wilo – Κατασκευάζουμε αντλίες από το 1872 | Wilo", *Wilo.com*. [Online]. Available: <https://wilo.com/gr/el/>. [Accessed: 18-Jun-2018].
- [104] "Wilo-Select 4", *Wilo-select.com*. [Online]. Available: <https://www.wilo-select.com/Region.aspx>. [Accessed: 20-Aug-2018].
- [105] "Calpak – Ηλιακοί θερμοσίφωνες | Ηλιακά συστήματα", *Calpak.gr*. [Online]. Available: <http://www.calpak.gr/el/>. [Accessed: 18-Jun-2018].
- [106] Κ. Παπαηλιού, Κ. Μαθιουλάκης και Κ. Γιαννάκογλου, *Εισαγωγή στις Θερμικές Στροβιλομηχανές*. Αθήνα: Εκδόσεις Ε.Μ.Π., 2000.
- [107] *Refrigerant Piping Handbook*, DuPont Canada Inc., Mississauga, Ontario, 2001.
- [108] *Refrigerant Piping Design Guide*, McQuay International, 2011.
- [109] *Refrigeration Installation 101*, Target, 2011.
- [110] *Refrigeration Manual: Part 4 – System Design*, Copeland, 1969.
- [111] *2004 ASHRAE Handbook: HVAC Systems And Equipment*, ASHRAE, Atlanta, 2004.
- [112] "- halcor.com", *Halcor.com*. [Online]. Available: <http://halcor.com>. [Accessed: 01-Jul-2018].
- [113] "Conex Banninger Media - Press - Exhibition stands - YouTube Fitting Videos", *Conexbanninger.com*. [Online]. Available: <http://www.conexbanninger.com/>. [Accessed: 10-Aug-2018].
- [114] "NIBCO.com - NIBCO INC. AHEAD OF THE FLOW", *Nibco.com*. [Online]. Available: <http://www.nibco.com/>. [Accessed: 13-Jun-2018].
- [115] "3i International Innovative Industries SA", *Isopipe.eu*. [Online]. Available: <http://www.isopipe.eu/>. [Accessed: 01-Jul-2018].
- [116] "Componenti per la refrigerazione e il condizionamento | Castel Srl", *Castel.it*. [Online]. Available: <http://www.castel.it/>. [Accessed: 26-Jun-2018].
- [117] *Application Notes: K_V coefficient – Valve sizing*, Samson AG, Frankfurt, 2012.

- [118] "Refricomp | Gökçeler İç ve Dış Tic. Soğutma Sis. A.Ş.", *Refricomp.com.tr*. [Online]. Available: <http://www.refricomp.com.tr/>. [Accessed: 24- Jun- 2018].
- [119] "A guide to understanding filter-drier functions and types", *ACHR News*, 2000. [Online]. Available: <https://www.achrnews.com/articles/83354-a-guide-to-understanding-filter-drier-functions-and-types>. [Accessed: 11- Aug- 2018].
- [120] *Catalog A-1, Filter-Driers*, Parker, 2015.
- [121] "Danfoss - Engineering Tomorrow | Danfoss", *Danfoss.com*. [Online]. Available: <https://www.danfoss.com/en/>. [Accessed: 04- Jul- 2018].
- [122] "Home - WIKA Instrument, LP", *Wika.us*. [Online]. Available: <https://www.wika.us/>. [Accessed: 03- Jul- 2018].
- [123] A. DeLancey, "Resistance Temperature Detector or Thermocouple? Choose Wisely - WIKA blog", *WIKI blog*, 2016. [Online]. Available: <https://blog.wika.us/products/temperature-products/rtd-thermocouple-choose-wisely-temperature-measurements/>. [Accessed: 11- Aug- 2018].
- [124] "US Digital®", *Usdigital.com*. [Online]. Available: <https://www.usdigital.com/>. [Accessed: 09- Jul- 2018].

