



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**« ΤΕΧΝΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΤΡΙΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΠΟ
ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ »**

Της Φοιτήτριας

Ζητούνη – Πετρόγιαννη Αθηνά

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούλιος 2016

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η παρούσα Διπλωματική Εργασία εκπονήθηκε στα πλαίσια των σπουδών μου στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π., υπό την επίβλεψη του κ. Σωτήριου Καρέλλα, αναπληρωτή καθηγητή.

Ιδιαίτερες ευχαριστίες οφείλω στον κ. Σωτήριο Καρέλλα για την εμπιστοσύνη και την καθοδήγησή του στην εκπόνηση της διπλωματικής μου εργασίας. Με την ευκαιρία αυτή θα ήθελα, επίσης, να ευχαριστήσω τον Κωνσταντίνο Μπραϊμάκη για την πολύτιμη βοήθεια καθ' όλη τη διάρκεια συγγραφής της εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω και όλους εκείνους που με τον δικό τους τρόπο στάθηκαν και συμπαραστάθηκαν σε όλη αυτή τη διαδρομή.

*Αθήνα, Ιούλιος 2016
Ζητούνη – Πετρόγιαννη Αθηνά*

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει σαν αντικείμενο τη μελέτη ενός συστήματος με αυξημένη ενεργειακή απόδοση και ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας, με τρόπο ώστε να μειώνεται η ρύπανση της ατμόσφαιρας και παράλληλα το ενεργειακό κόστος. Ειδικότερα μελετάται και μοντελοποιείται ένα κύκλωμα τριπαραγωγής, ηλεκτρικής ενέργειας – θέρμανσης – ψύξης, το οποίο έχει σαν πηγή θερμότητας την απορριπτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια βιομηχανίας γυαλιού. Η συμπύεση που απαιτείται για το σύστημα ψύξης πραγματοποιείται μέσω διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου (με δέσμη ρευστού).

Πιο συγκεκριμένα, στο πρώτο κεφάλαιο πραγματοποιείται μία συνοπτική παρουσίαση της υφιστάμενης ενεργειακής και περιβαλλοντικής κρίσης και των αντίστοιχων περιβαλλοντικών πολιτικών και τάσεων.

Στο δεύτερο κεφάλαιο, αναλύεται η ανάγκη για ανάκτηση θερμότητας και παρουσιάζονται βασικές εφαρμογές συμπαραγωγής και τριπαραγωγής. Επίσης παρουσιάζεται η τεχνολογία και οι εφαρμογές του οργανικού κύκλου Rankine, καθώς και οι υπάρχουσες τεχνολογίες ψύξης. Αναλύονται τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της διάταξης του συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου, τα βασικά κριτήρια κατηγοριοποίησής του και τα μεγέθη που παραμετροποιούν τη λειτουργία του. Ιδιαίτερη αναφορά γίνεται στα ψυκτικά μέσα, τα οποία χρησιμοποιούνται σε τέτοια κυκλώματα και στα κριτήρια επιλογής τους σε συνδυασμό με τους περιορισμούς που έχουν τεθεί γύρω από τη χρήση τους.

Η λειτουργία του συστήματος τριπαραγωγής εφαρμόζεται ενδεικτικά στην περίπτωση υαλοφυτικής βιομηχανίας, αφού πρώτα έχει παρουσιαστεί συνοπτικά η λειτουργία και οι ενεργειακές απαιτήσεις αυτής στο τρίτο κεφάλαιο.

Στο τέταρτο κεφάλαιο αναλύεται η μοντελοποίηση του συστήματος τριπαραγωγής. Παρατίθενται οι εξισώσεις για τη θερμοδυναμική ανάλυση στο εσωτερικό του ακροφυσίου, καθώς και για τη διαστασιολόγησή του. Επίσης παρουσιάζονται οι σχέσεις και οι ισολογισμοί που διέπουν τη θερμοδυναμική λειτουργία του, αλλά και οι παράμετροι εισόδου και τα κριτήρια επιλογής των τιμών για τα συγκεκριμένα μεγέθη.

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την ανάλυση που πραγματοποιήθηκε δίνονται με αναλυτικό τρόπο στο πέμπτο κεφάλαιο, ενώ στο έκτο γίνεται η τελική επιλογή των τμημάτων της εγκατάστασης.

Στο έβδομο κεφάλαιο, παρουσιάζεται η οικονομική ανάλυση όλων των συντελεστών βιωσιμότητας της υπό μελέτη μονάδας.

Στο τελευταίο κεφάλαιο, υπάρχει μία αναφορά στα συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας και ιδέες για επιπλέον μελέτη της συγκεκριμένης μεθοδολογίας.

Abstract

The objective of this project is the analysis of a system, which combines increased energy efficiency and waste heat recovery, so as to reduce air pollution. Specifically, a CCHP (combined cooling, heating and power) system, exploiting the waste heat from a glass industry exhaust as a heat source, is studied. The compression required for the cooling system is carried out through the cooling ejector.

More specifically, in the first chapter, an overview of the current energy and environmental crisis is described, including the environmental policies, trends and restrictions.

The second chapter deals with the necessity of waste heat recovery and presents basic applications of cogeneration and trigeneration. In addition to, the technology and applications of ORC, as well as the existing cooling technology, are presented. The operation and the characteristics of the cooling ejector, in combination with the ejectors classification and performance parameters are analyzed. Emphasis is given to refrigerants, criteria of their selection and the restrictions in their use.

The third chapter describes the application of the CCHP system in the glass industry, after the brief presentation of the operation and energy requirements of the industry.

The fourth chapter deals with the modeling of the CCHP system, including the equations of the thermodynamic and sizing analysis in the interior of the ejector, as well as the relations and energy balance concerning the operation of the system. Input parameters and criteria of their selection are also described.

In the fifth chapter, the results from the analysis performed are presented and discussed in detail.

In the sixth chapter, the final selection of individual components of the system, such as piping, valves or heat exchangers, are presented.

The seventh chapter deals with an economic analysis and presents the appropriate financial factors in order to determine whether the investment of this system is advantageous or not for the glass industry.

Finally, the conclusions of this study are summarized, including some ideas for further study.

Πίνακας Περιεχομένων

Περίληψη	2
Abstract.....	3
Πίνακας Περιεχομένων	4
Περιεχόμενα Σχημάτων	7
Περιεχόμενα Διαγραμμάτων.....	8
Περιεχόμενα Πινάκων	9
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή.....	11
1.1 Ενεργειακό πρόβλημα και ανάγκη εξοικονόμησης ενέργειας	11
1.2 Το πρωτόκολλο του Κιότο και Περιβαλλοντικές πολιτικές	12
1.3 Στόχος Εργασίας	14
Κεφάλαιο 2: Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας και συστήματα πολυ-παραγωγής	15
2.1 Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας	15
2.1.1 Ανάκτηση θερμότητας από καυσαέρια.....	17
2.1.2 Ανάκτηση θερμότητας από δίκτυα ατμού.....	17
2.1.3 Ανάκτηση θερμότητας από απόνερα.....	18
2.2 Συστήματα Συμπααραγωγής - Τριπαραγωγής	19
2.2.1 Συστήματα Συμπααραγωγής (CHP)	19
2.2.2 Συστήματα Τριπαραγωγής (CCHP)	21
2.3 Τεχνολογίες και Εφαρμογές.....	23
2.3.1 Κύκλος Rankine.....	23
2.3.2 Τεχνολογίες Ψύξης.....	26
2.3.2α Ψύξη με Μηχανική Συμπίεση	26
2.3.2β Ψύξη με Απορρόφηση.....	27
2.3.2γ Ψύξη με Προσρόφηση	29
2.3.2δ Ψύξη με Αποξηραντικό Μέσο	30
2.3.2ε Συμπίεση ατμού με δέσμη ρευστού (διάταξη συγκλίνοντος- αποκλίνοντος ακροφυσίου)	31
2.4 Εργαζόμενα Μέσα	36
2.5 Το προτεινόμενο σύστημα.....	42
Κεφάλαιο 3: Εφαρμογή του συστήματος Τριπαραγωγής στην περίπτωση της Υαλουργικής βιομηχανίας	44
3.1 Υαλουργική βιομηχανία	44

3.1.1 Το Γυαλί.....	45
3.1.2 Εταιρία YIOULA Glassworks.....	45
3.1.3 Λειτουργία εργοστασίου ΠΙΟΥΛΑ.....	45
3.2 Εφαρμογή του συστήματος Τριπαραγωγής.....	51
3.2.1 Πηγή Ενέργειας.....	51
3.2.2 Παραγωγή Ψύξης.....	51
3.2.3 Παραγωγή θερμότητας.....	52
3.2.5 Εργαζόμενο Μέσο.....	53
Κεφάλαιο 4: Μοντελοποίηση συστήματος.....	55
4.1 Μοντελοποίηση διάταξης συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου.....	55
4.1.1 Διάταξη Ακροφυσίου.....	55
4.1.2 Μαθηματική Περιγραφή.....	57
4.1.2α Υπολογισμός Πιέσεων.....	57
4.1.2 β Υπολογισμός Ταχυτήτων – Ενθαλπιών.....	61
4.1.3 Διαστασιολόγηση ακροφυσίου.....	62
4.2 Μοντελοποίηση ολοκληρωμένου συστήματος Τριπαραγωγής.....	65
4.3 Μοντελοποίηση εναλλακτών.....	68
4.3.1 Ατμοποιητής.....	68
4.3.2 Εξατμιστής.....	70
4.3.3 Συμπυκνωτής.....	71
4.4 Παράμετροι εισόδου του μοντέλου.....	72
4.5 Διαδικασία Διαστασιολόγησης εναλλακτών.....	75
4.6 Παράμετροι απόδοσης του συστήματος.....	78
Κεφάλαιο 5: Θερμοδυναμικά Αποτελέσματα.....	81
5.1 Αποτελέσματα ολοκληρωμένου συστήματος.....	81
5.2 Αποτελέσματα διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου.....	85
5.3 Αποτελέσματα εναλλακτών.....	88
5.4 Παράμετροι απόδοσης.....	93
5.5 Παραμετρική Ανάλυση.....	96
5.5.1 Επίδραση παραμέτρων λειτουργίας στην απόδοση του συστήματος.....	96
5.5.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στη διαστασιολόγηση της διάταξης του ακροφυσίου.....	105
Κεφάλαιο 6: Τελική εγκατάσταση – Επιλογή εξαρτημάτων και μηχανών.....	110

6.1 Επιλογή βασικού εξοπλισμού	110
6.1.1 Επιλογή μηχανημάτων	110
6.1.2 Συναρμολόγηση ακροφυσίου – Μηχανολογικά Σχέδια	111
6.2 Σωληνώσεις.....	118
6.3 Τροφοδοτικό Δοχείο.....	122
6.4 Επιλογή δευτερεύοντος εξοπλισμού	122
6.4.1 Ρυθμιστής πίεσης (Pressure regulator)	122
6.4.2 Μανόμετρο (Pressure gauge)	124
6.4.3 Ρυθμιστής ροής ή ρυθμιστική βαλβίδα (Flow regulator)	125
6.4.4 Ροόμετρο (Flow meter)	126
6.4.5 Αντεπίστροφη βαλβίδα (Non-return valve).....	128
6.4.6 Θερμόμετρο.....	128
6.4.7 Ανιχνευτής αερίων.....	130
Κεφάλαιο 7: Οικονομική ανάλυση της εγκατάστασης.....	132
7.1 Κόστος Επένδυσης.....	132
7.2 Ετήσια κέρδη εγκατάστασης.....	136
7.3 Απόσβεση εγκατάστασης – Οικονομικοί δείκτες	139
7.4 Οικονομική Βελτιστοποίηση κύκλου	141
Κεφάλαιο 8: Συμπεράσματα και προτάσεις για επιπλέον μελέτη	147
Παράρτημα Α	149
Παράρτημα Β	157
Παράρτημα Γ	160
Βιβλιογραφία	174

Περιεχόμενα Σχημάτων

Σχήμα 1: Λειτουργία Ανάκτησης Θερμότητας.....	17
Σχήμα 2: Πηγή Φιερατέξ Α.Ε.....	18
Σχήμα 3: Διαδικασία παραγωγής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας (α) χωρίς συμπαραγωγή, (β) με συμπαραγωγή [13]	20
Σχήμα 4: Τριπαραγωγή ενέργειας	21
Σχήμα 5: Ιδανικός κύκλος Rankine	23
Σχήμα 6: Απλό κύκλωμα ORC	24
Σχήμα 7: Κύκλωμα ψύξης με μηχανική συμπίεση	27
Σχήμα 8: Κύκλωμα ψύξης με Απορρόφηση.....	28
Σχήμα 9: Αρχή λειτουργίας συστήματος ψύξης με Προσρόφηση	29
Σχήμα 10: Τυπικό ψυκτικό σύστημα με Αποξηραντικό μέσο ανοιχτού τύπου	30
Σχήμα 11: Διάταξη συμπιεστή με δέσμη ρευστού	31
Σχήμα 12: Κύκλωμα ψύξης με συμπίεση μέσω δέσμης ρευστού (cooling ejector).....	32
Σχήμα 13: Μεταβατικά ψυκτικά μέσα και ιδιότητες [69]	41
Σχήμα 14: Κύκλωμα Τριπαραγωγής με διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου	42
Σχήμα 15: Διαδικασία διαμόρφωσης γυάλινων δοχείων. Πηγή: British Glass	46
Σχήμα 16: Διαλογή δοχείων.....	47
Σχήμα 17: Διαδικασία παραγωγής γυάλινων δοχείων.....	47
Σχήμα 18: Κλίβανος	48
Σχήμα 19: Ενεργειακή ροή κλιβάνου.....	49
Σχήμα 20: Διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου και μεταβολές πίεσης και ταχύτητας κατά μήκος του	55
Σχήμα 21: Διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου	57
Σχήμα 22: Διάγραμμα ροής αλγορίθμου για την επίλυση της ροής στο εσωτερικό της διάταξης του ακροφυσίου	60
Σχήμα 23: Σύστημα ατμοποιητών και κύκλωμα λαδιού	69
Σχήμα 24: Διάταξη εξατμιστή	70
Σχήμα 25: Διάταξη συμπυκνωτή.....	71
Σχήμα 26: Κύκλωμα Τριπαραγωγής με ενδεικτικά θερμοδυναμικά μεγέθη	81
Σχήμα 27: Τυπικές θερμοκρασίες των ρευμάτων του Ατμοποιητή I & II	89
Σχήμα 28: Τυπικές θερμοκρασίες των ρευμάτων του Εξατμιστή	89
Σχήμα 29: Τυπικές θερμοκρασίες των ρευμάτων του Συμπυκνωτή	89
Σχήμα 30: Διάγραμμα Sankey της προς μελέτη εγκατάστασης	95
Σχήμα 31: Τρόποι συναρμολόγησης επιμέρους τμημάτων διάταξης ακροφυσίου (α) [88] και (β) [64] .	111
Σχήμα 32: Μηχανολογικό Σχέδιο διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου	113
Σχήμα 33: Τρισδιάστατη Αναπαράσταση διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου	114
Σχήμα 34: Τομές στη διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου	115
Σχήμα 35: Προσομοίωση ταχυτήτων του πρωτεύοντος ρεύματος στο εσωτερικό της διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου	116
Σχήμα 36: Προσομοίωση ταχυτήτων του δευτερεύοντος ρεύματος στο εσωτερικό της διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου	117
Σχήμα 37: Ταυ για διακλαδώσεις	121
Σχήμα 38: Συνδετικό μέσο για μεταβολή της διατομής.....	121

Σχήμα 39: Διάταξη ρυθμιστή πίεσης με διάφραγμα και ελατήριο	123
Σχήμα 40: Σύμβολο για ρυθμιστή πίεσης.....	124
Σχήμα 41: (α) Αναλογικός μετρητής πίεσης, (β) Ψηφιακός μετρητής πίεσης	125
Σχήμα 42: Σύμβολο για μετρητή πίεσης.....	125
Σχήμα 43: Ρυθμιστική βαλβίδα διαφράγματος.....	126
Σχήμα 44: Σύμβολο για ρυθμιστή ροής.....	126
Σχήμα 45: Σύμβολο για μετρητή ροής.....	127
Σχήμα 46: Αντεπίστροφη βαλβίδα	128
Σχήμα 47: Σύμβολο για αντεπίστροφη βαλβίδα	128
Σχήμα 48: Λειτουργία Θερμοστοιχείου	129
Σχήμα 49: Σύμβολο για θερμόμετρο	129
Σχήμα 50: Μονογραμμικό διάγραμμα εγκατάστασης	131

Περιεχόμενα Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1: Διάγραμμα Θερμοκρασίας T [K] – Εντροπίας s [J/kg*K]	82
Διάγραμμα 2: Διάγραμμα Πίεσης P [Pa] – Ενθαλπίας h [J/kg].....	83
Διάγραμμα 3: Πίεση p [Pa] – Μήκος L [mm]	86
Διάγραμμα 4: Ταχύτητα u [m/s] – Μήκος L [mm].....	87
Διάγραμμα 5: Q (kW) – T (K) για τον Συμπυκνωτή.....	90
Διάγραμμα 6: Q (kW) – T (K) για τον Εξατμιστή	91
Διάγραμμα 7: Q (kW) – T (K) για τον Ατμοποιητή I (καυσαερίων- λαδιού).....	91
Διάγραμμα 8: Q (kW) – T (K) για τον Ατμοποιητή II (λάδι - ισοπεντάνιο).....	92
Διάγραμμα 9: Μεταβολή της ψυκτικής και ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης....	96
Διάγραμμα 10: Μεταβολή της συναλλασσόμενης θερμότητας στον συμπυκνωτή σε σχέση με τον λόγο αναρρόφησης	97
Διάγραμμα 11: Μεταβολή ενθαλπίας στην έξοδο του ακροφυσίου συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης w	98
Διάγραμμα 12: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς COP και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του κύκλου σε σχέση με τον λόγο μαζών w	98
Διάγραμμα 13: Μεταβολή του βαθμού απόδοσης συμπαραγωγής και τριπαραγωγής σε σχέση με τον λόγο αναρρόφησης.....	99
Διάγραμμα 14: Μεταβολή της θερμότητας συναλλαγής στον ατμοποιητή II και της θερμικής ισχύος από τον συμπυκνωτή σε σχέση με την υψηλή πίεση	100
Διάγραμμα 15: Μεταβολή της ηλεκτρικής ισχύος και της ψυκτικής ισχύος συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης.....	101
Διάγραμμα 16: Μεταβολή του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του κύκλου και του συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης.....	102
Διάγραμμα 17: Μεταβολή των βαθμών απόδοσης συμπαραγωγής και τριπαραγωγής συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης	103
Διάγραμμα 18: Διάμετροι ακροφυσίου συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης w	105
Διάγραμμα 19: Μήκη ακροφυσίου συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης w	106
Διάγραμμα 20: Διάμετροι ακροφυσίου συναρτήσει της πίεσης του πρωτεύοντος ρεύματος p_p	107

Διάγραμμα 21: Μήκη ακροφυσίου συναρτήσει της πίεσης του πρωτεύοντος ρεύματος p_p	107
Διάγραμμα 22: Διάμετροι ακροφυσίου συναρτήσει της πίεσης του δευτερεύοντος ρεύματος p_e	108
Διάγραμμα 23: Μήκη ακροφυσίου συναρτήσει της πίεσης του δευτερεύοντος ρεύματος p_e	109
Διάγραμμα 24: Μεταβολή των ετών απόσβεσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης	143
Διάγραμμα 25: Μεταβολή των ετών απόσβεσης συναρτήσει της πίεσης εξάτμισης	144
Διάγραμμα 26: Μεταβολή των ετών απόσβεσης συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης w	145
Διάγραμμα 27: Μεταβολή του χρόνου απόσβεσης συναρτήσει του Pinch Point του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή.....	146
Διάγραμμα 28: Μεταβολή ηλεκτρικής, ψυκτικής και θερμικής ισχύος σε σχέση με την πίεση εξάτμισης	157
Διάγραμμα 29: Διάγραμμα του συντελεστή συμπεριφοράς και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης σε σχέση με την πίεση εξάτμισης.....	158
Διάγραμμα 30: Μεταβολή του βαθμού απόδοσης συμπαραγωγής και τριπαραγωγής σε σχέση με την πίεση εξάτμισης.....	159

Περιεχόμενα Πινάκων

Πίνακας 1: Ετήσια Απορριπτόμενη Θερμότητα από βιομηχανίες στην Ευρώπη [9]	16
Πίνακας 2: Παραγόμενη ενέργεια από ανάκτηση θερμότητας στη βιομηχανία της Ευρωπαϊκής Ένωσης [12].....	18
Πίνακας 3: Πλεονεκτήματα – Μειονεκτήματα Οργανικού κύκλου Rankine.....	25
Πίνακας 4: Βασικά χαρακτηριστικά συστημάτων ψύξης με συμπίεση μέσω δέσμης ρευστού (cooling ejector).....	34
Πίνακας 5: Εφαρμογές τεχνολογιών ψύξης με ακροφύσιο	35
Πίνακας 6: Ενεργειακές απαιτήσεις υαλοργιάς	44
Πίνακας 7: Τιμές του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U για διάφορα ρευστά	77
Πίνακας 8: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά κύκλου	84
Πίνακας 9: Χαρακτηριστικές πιέσεις κύκλου	84
Πίνακας 10: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά διάταξης ακροφυσίου	85
Πίνακας 11: Διάμετροι διάταξης ακροφυσίου	85
Πίνακας 12: Μήκη διάταξης ακροφυσίου	86
Πίνακας 13: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εναλλακτών.....	88
Πίνακας 14: Παραγόμενη ισχύς σε κάθε εναλλάκτη.....	90
Πίνακας 15: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά εναλλακτών	92
Πίνακας 16: Παράμετροι απόδοσης συστήματος	93
Πίνακας 17: Αντλίες κυκλοφορίας εναλλακτών	93
Πίνακας 18: Βαθμοί απόδοσης επιμέρους συστημάτων	94
Πίνακας 19: Χαρακτηριστικά μεγέθη σωληνώσεων ανά σημείο	118
Πίνακας 20: Τυποποιημένες διάμετροι χαλυβοδοσωλήνων	119
Πίνακας 21: Τελικές διάμετροι και εμβαδά διατομής ανά κλάδο	120
Πίνακας 22: Συνδετικά μέσα.....	121
Πίνακας 23: Χαρακτηριστικά μεγέθη τροφοδοτικού δοχείου	122
Πίνακας 24: Επιλογή ρυθμιστών πίεσης για την εγκατάσταση	123

Πίνακας 25: Επιλογή μανομέτρων για την εγκατάσταση.....	125
Πίνακας 26: Επιλογή ρυθμιστών ροής για την εγκατάσταση.....	126
Πίνακας 27: Επιλογή ροόμετρων για την εγκατάσταση.....	127
Πίνακας 28: Επιλογή αντεπίστροφης βαλβίδας για την εγκατάσταση.....	128
Πίνακας 29: Επιλογή θερμομέτρων για την εγκατάσταση.....	129
Πίνακας 30: Εξαρτήματα εγκατάστασης.....	130
Πίνακας 31: Συνολικά κόστη εξαρτημάτων.....	134
Πίνακας 32: Κόστη βασικών συνδετικών μέσων.....	135
Πίνακας 33: Συνολικά Κόστη μηχανολογικού εξοπλισμού.....	135
Πίνακας 34: Συνολικό Κόστος επένδυσης.....	136
Πίνακας 35: Ετήσια Έσοδα.....	137
Πίνακας 36: Ετήσια Έξοδα.....	138
Πίνακας 37: Τιμές ηλεκτρικής ενέργειας.....	138
Πίνακας 38: Ετήσια Κέρδη.....	138
Πίνακας 39: Οικονομικά μεγέθη.....	139

1.1 Ενεργειακό πρόβλημα και ανάγκη εξοικονόμησης ενέργειας

Σχεδόν κάθε ανθρώπινη δραστηριότητα εξαρτάται από την ενέργεια. Οι σύγχρονες κοινωνίες καταναλώνουν τεράστιες ποσότητες ενέργειας για τις εκάστοτε δραστηριότητές τους (μέσα μεταφοράς, θέρμανση, παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, λειτουργία βιομηχανιών κ.α.).

Η βελτίωση του βιοτικού επιπέδου και της οικονομίας εξαρτώνται κατά κύριο λόγο από την ενέργεια. Αλλά και αντίστροφα, με την πρόοδο αυτών καθώς και με την παγκόσμια πληθυσμιακή αύξηση, η ενεργειακή ζήτηση ολοένα και αυξάνεται.

Έχει πλέον διαπιστωθεί ότι ο ενεργειακός τομέας είναι ο βασικότερος υπεύθυνος για τη ρύπανση του περιβάλλοντος, καθώς σχεδόν το 95% της ατμοσφαιρικής ρύπανσης οφείλεται στην παραγωγή, το μετασχηματισμό και τη χρήση των συμβατικών καυσίμων.

Το ενεργειακό ζήτημα έχει καταλήξει να θεωρείται ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα που απασχολεί την παγκόσμια κοινότητα. [1]

Το μεγαλύτερο ποσοστό ενέργειας που χρησιμοποιείται προέρχεται από τις συμβατικές πηγές ενέργειας, οι οποίες είναι το πετρέλαιο, ο άνθρακας και το φυσικό αέριο. Το βασικό μειονέκτημα αυτών των πηγών ενέργειας είναι ότι η παραγωγή και χρήση ενέργειας από αυτές τις πηγές έχει σοβαρές περιβαλλοντικές επιπτώσεις, με χαρακτηριστικότερο παράδειγμα το φαινόμενο του θερμοκηπίου, καθώς και ότι είναι μη ανανεώσιμες πηγές.

Η κλιματική αλλαγή είναι πλέον εμφανής και οφείλεται κατά κύριο λόγο στις τεράστιες εκπομπές CO₂ (πάνω από 30,000,000,000 τόνοι ετησίως).[2]

Επίσης σύμφωνα με τις τελευταίες εκτιμήσεις τα αποθέματα πετρελαίου, λιθάνθρακα και φυσικού αερίου επαρκούν για την κάλυψη των αναγκών για 40, 200 και 70 χρόνια αντίστοιχα.

Επομένως αυτό συνεπάγεται την ανάγκη για αλλαγή του μοντέλου παραγωγής ενέργειας και μάλιστα σε χρονικό διάστημα τέτοιο ώστε η κατάσταση του πλανήτη να είναι αντιστρεπτή.

Από τα παραπάνω, είναι εμφανής η ανάγκη για μία βιώσιμη ενεργειακή ανάπτυξη (sustainable energy development). Για αυτόν τον λόγο, υπάρχει μία προσπάθεια ενίσχυσης της αξιοποίησης των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, αλλά και καλύτερης αξιοποίησης της παραγόμενης ενέργειας (ελαχιστοποίηση των απωλειών προς το περιβάλλον). Φυσικά σε όλο αυτό, παίζουν τεράστιο ρόλο οι πολιτικές που επικρατούν παγκοσμίως και τα κίνητρα, οικονομικά ή μη, που δίνονται προκειμένου να αναπτυχθούν οι μη συμβατικές πηγές ενέργειας και καινούργιες τεχνολογίες γύρω από αυτές. [3]

1.2 Το πρωτόκολλο του Κιότο και Περιβαλλοντικές πολιτικές

Η συνειδητοποίηση από πλευράς των κρατών της περιβαλλοντικής κρίσης, που υφίσταται ο πλανήτης, λόγω των τεράστιων εκπομπών και της υφιστάμενης ενεργειακής διαχείρισης, οδήγησε σε συνδιασκέψεις μεταξύ τους, μια εκ των οποίων και η συνθήκη του Κγγοτο, σκοπός των οποίων ήταν η θέσπιση μέτρων που σε βάθος χρόνου θα επιτύγχαναν μια βιώσιμη ενεργειακή ανάπτυξη, απαλλαγμένη από περιβαλλοντικές απειλές.

Η συνθήκη του Κιότο υπογράφηκε τον Δεκέμβρη του 1997 στο Κιότο, στην Ιαπωνία και στις 16 Φλεβάρη του 2005 ήρθε σε ισχύ: <<Το Πρωτόκολλο του Κιότο είναι μια νομική συμφωνία βάσει της οποίας οι βιομηχανικές χώρες δεσμεύονται να μειώσουν τις συλλογικές εκπομπές των αερίων που προκαλούν το φαινόμενο του θερμοκηπίου κατά 5,2% σε σύγκριση με το έτος 1990. Ο στόχος είναι η μείωση των συνολικών εκπομπών έξι αερίων: i. του διοξειδίου του άνθρακα, ii. του μεθανίου, iii. του υποξειδίου του αζώτου, iv. του εξαφθοριούχου θείου, v. των HFCs και vi. των PFCs. Οι εθνικοί στόχοι είναι: 8% μείωση για την Ευρωπαϊκή Ένωση, 7% για τις ΗΠΑ, 6% για την Ιαπωνία, 0% για τη Ρωσία, και επιτρεπόμενη αύξηση 8% για την Αυστραλία και 10% για την Ισλανδία.>>[4]

Ουσιαστικά είναι μία συνθήκη, η οποία υπογράφηκε με την παραδοχή ότι η υπερθέρμανση του πλανήτη που διαπιστώνεται έχει προκληθεί από την ανθρώπινη δραστηριότητα και τις εκπομπές CO₂ που είναι αποτέλεσμα αυτής.

Μέχρι τώρα υπάρχουν 192 μέλη. Το πρωτόκολλο βασίζεται στην αρχή των κοινών αλλά διαφοροποιημένων ευθυνών και θέτει την υποχρέωση προς τις ανεπτυγμένες χώρες να μειώσουν τις εκπομπές στη βάση ότι αυτές είναι ιστορικά υπεύθυνες για τα σημερινά επίπεδα ρύπων στην ατμόσφαιρα. [5]

Ειδικότερα, όσον αφορά την Ευρωπαϊκή Ένωση (Ε.Ε.), γίνεται προσπάθεια για ασφαλή ενεργειακό εφοδιασμό, να μειωθεί το φαινόμενο του θερμοκηπίου και να εξασφαλιστεί η ανταγωνιστικότητα μεταβαίνοντας σε αγορές ενέργειας ενοποιημένες περιφερειακά και παγκοσμιοποιημένες.

Σχετικά με την περιβαλλοντική πολιτική, η Ευρωπαϊκή Ένωση έχει καθορίσει τις υποχρεώσεις που πρέπει να τηρούνται από τις βιομηχανίες. Στόχος είναι να ελαχιστοποιηθούν οι εκπομπές των ρύπων στην ατμόσφαιρα, το νερό και το έδαφος, καθώς και οι εκπομπές αποβλήτων από βιομηχανικές και γεωργικές εγκαταστάσεις.

Σύμφωνα με την Οδηγία που εκδόθηκε το 2010, η οποία αφορά κυρίως τις βιομηχανίες με σοβαρά ποσά εκπομπών, κάθε βιομηχανική εγκατάσταση πρέπει να πληρεί ορισμένες βασικές υποχρεώσεις:

- Συγκεκριμένα μέτρα κατά της ρύπανσης
- Χρήση βέλτιστων διαθέσιμων τεχνολογιών
- Μείωση, ανακύκλωση ή απόρριψη της αποβαλλόμενης ενέργειας με τρόπο ώστε να μειώνεται η ρύπανση
- Μεγιστοποίηση ενεργειακής απόδοσης
- Αποφυγή ατυχημάτων και περιορισμός των επιπτώσεών τους [6]

Τα κράτη-μέλη οφείλουν να συγκροτούν ένα σύστημα περιβαλλοντικών επιθεωρήσεων των εν λόγω εγκαταστάσεων. Όλες οι εγκαταστάσεις θα πρέπει να καλύπτονται από ένα πλάνο περιβαλλοντικών επιθεωρήσεων, το οποίο πρέπει να είναι τακτικά αναθεωρημένο και ενημερωμένο.

Παράλληλα η Ευρωπαϊκή Ένωση έχει θέσει ενεργειακούς και κλιματικούς στόχους για το 2020, το 2030 και το 2050.

Ενδεικτικά οι στόχοι για το κλίμα και την ενέργεια με ορίζοντα το 2030, οι οποίοι συμφωνήθηκαν τον Οκτώβρη του 2014, είναι:

- Μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου κατά τουλάχιστον **40%** σε σύγκριση με τα επίπεδα του 1990
- Άντληση του **27%** της ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές
- Βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης κατά **27%**.

Επιπλέον η Ε.Ε. έχει δεσμευτεί για μείωση των εκπομπών της κατά 80-95% σε σχέση με τα επίπεδα του 1990, μέχρι το 2050. [7]

1.3 Στόχος Εργασίας

Κάνοντας μία ανασκόπηση σε όλα τα παραπάνω, αντιλαμβανόμαστε την αναγκαιότητα να αναπτυχθούν τεχνολογίες, οι οποίες θα προσαρμόζονται στις ανάγκες του πλανήτη για λιγότερες εκπομπές και καλύτερη ενεργειακή διαχείριση των υπάρχοντων πόρων. Κάτω από αυτή τη λογική, στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται μία προσπάθεια να αναπτυχθεί ένα σύστημα με αυξημένη ενεργειακή απόδοση, μειωμένες εκπομπές, και ανακόμιση απορριπτόμενης θερμότητας με τρόπο ώστε να μειώνεται η ρύπανση προς την ατμόσφαιρα.

Πιο συγκεκριμένα, μελετάται παραμετρικά ένα κύκλωμα τριπαραγωγής ψύξης – θέρμανσης – ηλεκτρικής ενέργειας, το οποίο εκμεταλλεύεται μέρος της απορριπτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια βιομηχανίας γυαλιού. Το κύκλωμα αποτελείται από έναν εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος αποδίδει τη θερμότητα από τα καυσαέρια στο σύστημα, έναν δεύτερο εναλλάκτη, ο οποίος παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα και έναν τρίτο, ο οποίος αποδίδει θερμότητα στο περιβάλλον. Η συμπίεση που απαιτείται για το σύστημα ψύξης γίνεται μέσω δέσμης ρευστού με διάταξη συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου, μία τεχνολογία η οποία συμβάλλει στην εξοικονόμηση ενέργειας. Ένας στρόβιλος, μία γεννήτρια και μία αντλία είναι τα υπόλοιπα βασικά τμήματα της εγκατάστασης.

Ειδικότερα, αναλύεται η επίδραση της μεταβολής των βασικών παραμέτρων λειτουργίας (λόγος μαζών στη διάταξη του ακροφυσίου, χαρακτηριστικές πιέσεις) στην απόδοση του κυκλώματος και στη διαστασιολόγηση της διάταξης του ακροφυσίου.

Έμφαση δίνεται στις προδιαγραφές των μηχανών και των εξαρτημάτων, όπως αυτές προκύπτουν από την ανάλυση του κυκλώματος, καθώς και στην τελική επιλογή αυτών. Βάσει αυτής της επιλογής, πραγματοποιείται η κοστολόγηση της εγκατάστασης και της συνολικής επένδυσης και μελετάται το σύστημα με τεchnοοικονομικά κριτήρια, προκειμένου να αποφασίσουμε αν μία τέτοια επένδυση μπορεί να είναι συμφέρουσα ή όχι.

Κεφάλαιο 2: Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας και συστήματα πολυ-παραγωγής

Δεδομένης της αυξανόμενης ενεργειακής ζήτησης και της περιβαλλοντικής κρίσης και κινούμενοι προς την κατεύθυνση της τελικής απεξάρτησης από τα ορυκτά καύσιμα, έχουν αναπτυχθεί “ενδιάμεσες” τεχνολογίες παραγωγής ενέργειας, όπως είναι η ανάκτηση θερμότητας, η συμπαραγωγή και η τριπαραγωγή.

2.1 Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας

Ο όρος *Απορριπτόμενη Θερμότητα* αναφέρεται στη θερμότητα που παράγεται από μία διεργασία καύσης ή άλλης χημικής αντίδρασης και στη συνέχεια αποβάλλεται στο περιβάλλον, χωρίς να αξιοποιείται με κάποιο τρόπο. Οι συμβατικοί σταθμοί παραγωγής ενέργειας, έχοντας χαμηλούς βαθμούς απόδοσης, απορρίπτουν στο περιβάλλον μεγάλα ποσά θερμότητας. Από οικονομικής απόψεως, η μεγάλη κατανάλωση και άρα το μεγάλο κόστος καυσίμου, αλλά και από περιβαλλοντικής, τα μεγάλα ποσά θερμότητας που αποβάλλονται στο περιβάλλον και η αυξημένη κατανάλωση ορυκτών καυσίμων, μετατρέπουν την απορριπτόμενη θερμότητα σε μείζον ζήτημα.

Οι μεγαλύτερες πηγές απορριπτόμενης θερμότητας από βιομηχανίες είναι καυσαέρια και θερμά αέρια, όπως αέρια υψηλής θερμοκρασίας από κλιβάνους ή αέρια χαμηλότερης θερμοκρασίας από εναλλάκτες θερμότητας, ξηραντές και ψυκτικούς κύκλους, ενώ σημαντικές πηγές απορριπτόμενης θερμότητας βρίσκουμε και στον κτιριακό τομέα, όπως είναι τα συστήματα θέρμανσης με λέβητα ή τα συστήματα ψύξης.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν τομείς της βιομηχανίας, όπως η τσιμεντοβιομηχανία, στην οποία το 40% της διαθέσιμης θερμότητας από την καύση, διαφεύγει στο περιβάλλον μέσω των καυσαερίων [8], ενώ η συνολική απορριπτόμενη θερμότητα για την υαλουργία ξεπερνά το 40 % και μόνο από τα καπναέρια το 20 %.

Παρακάτω παρουσιάζονται σε μορφή πίνακα (Πίνακας 1), τα συνολικά ποσά απορριπτόμενης ενέργειας από τον βιομηχανικό τομέα των χωρών της Ευρωπαϊκής Ένωσης.

Αντιλαμβανόμαστε, λοιπόν, ότι η ανάπτυξη τεχνολογιών που να μπορούν να αξιοποιήσουν αυτά τα ποσά απορριπτόμενης θερμότητας είναι εξαιρετικά σημαντική.

Πίνακας 1: Ετήσια Απορριπτόμενη Θερμότητα από βιομηχανίες στην Ευρώπη [9]

Χώρα	TWh
Κύπρος	1,1
Εσθονία	0,8
Λουξεμβούργο	1,1
Λετονία	0,3
Λιθουανία	5,8
Σλοβενία	1,1
Ιρλανδία	3,6
Δανία	3,6
Βουλγαρία	6,1
Ουγγαρία	7,5
Ελλάδα	15,6
Σλοβακία	14,2
Πορτογαλία	14,7

Χώρα	TWh
Ρουμανία	20,8
Δημοκρατία της Τσεχίας	17,8
Αυστρία	20,8
Βέλγιο	31,9
Φινλανδία	22,8
Σουηδία	21,1
Νορβηγία	44,4
Πολωνία	41,4
Ισπανία	62,8
Ηνωμένο Βασίλειο	70
Ιταλία	87,5
Γαλλία	110,0
Γερμανία	145,8

Ανάκτηση θερμότητας είναι η διαδικασία με την οποία επιτυγχάνεται αξιοποίηση μέρους αυτής της θερμότητας, η οποία αποβάλλεται από κάποια μονάδα παραγωγής. Τα θερμά αέρια μπορούν να αξιοποιηθούν με διάφορους τρόπους ώστε να βελτιωθεί η παραγωγική διαδικασία. Η ανάκτηση γίνεται μέσω εναλλαγής θερμότητας μεταξύ ρευστών που αποβάλλονται, όπως είναι τα καυσαέρια ή τα απόνερα, και ρευστών που συμμετέχουν στην παραγωγική διαδικασία, για παράδειγμα ο αέρας καύσης, το εργαζόμενο μέσο ενός κύκλου κλπ.

Υπολογίζεται ότι 750 MWe μπορούν να ανακτηθούν από βιομηχανίες στις Ηνωμένες Πολιτείες Αμερικής, ενώ στην Ευρώπη 3.000 MWe με τη Γερμανία να έχει τόσο μεγάλα ποσά απορριπτόμενης θερμότητας, ώστε να μπορεί να ανακτήσει 500 MW ηλεκτρικής ενέργειας.

Η ανακόμιση θερμότητας από τα απορριπτόμενα θερμά ρεύματα επιτυγχάνεται με εναλλάκτες θερμότητας. Ένας εναλλάκτης θερμότητας είναι μία συσκευή που χρησιμοποιείται για τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο ρευμάτων διαφορετικής θερμοκρασίας. Τα δύο ρεύματα μπορεί να διαχωρίζονται στεγανά προκειμένου να μην αναμιγνύονται (εναλλάκτες κλειστού τύπου) ή μπορεί να βρίσκονται σε άμεση επαφή (εναλλάκτες ανοιχτού τύπου). Υπάρχουν διάφοροι τύποι και μεγέθη εναλλακτών, ενώ η επιλογή του κατάλληλου για το σύστημα εναλλάκτη προκύπτει αφού λάβουμε υπ' όψιν μία σειρά από οικονομοτεχνικά στοιχεία της εγκατάστασης. Σε κάθε εγκατάσταση απαιτείται κατάλληλος υπολογισμός, με στόχο τη μεγιστοποίηση του οφέλους από τον εναλλάκτη. Χρειάζεται να υπάρχει, επομένως, η σωστή αναλογία ανάμεσα στο οικονομικό κέρδος και το ενεργειακό. Άλλωστε, όπως σε όλες τις επενδύσεις που αφορούν την εξοικονόμηση ενέργειας, έτσι και στην περίπτωση μιας εφαρμογής ανάκτησης θερμότητας σκοπός είναι το καθαρό κέρδος, οικονομικό αλλά και περιβαλλοντικό, με το μικρότερο δυνατό τίμημα.



Σχήμα 1: Λειτουργία Ανάκτησης Θερμότητας

2.1.1 Ανάκτηση θερμότητας από καυσαέρια

Οι απώλειες θερμότητας σε μεγάλες βιομηχανίες, αλλά και μικρότερες εγκαταστάσεις με καύση διάφορων καυσίμων (άνθρακα, φυσικό αέριο κ.τ.λ.), οφείλονται κυρίως στα καυσαέρια και είναι ανάλογες της παροχής των καυσαερίων και της θερμοκρασίας τους.

Τοποθετώντας έναν εναλλάκτη θερμότητας στο ρεύμα των καυσαερίων μπορεί να ανακτηθεί θερμότητα χρήσιμη για τις ανάγκες μιας μονάδας.

Σε πρώτο επίπεδο, στις εγκαταστάσεις οι οποίες διαθέτουν κλιβάνους όπου γίνεται καύση, τα παραγόμενα καυσαέρια, τα οποία έχουν πολύ υψηλές θερμοκρασίες, δύναται να αξιοποιηθούν για την προθέρμανση του αέρα καύσης μέσω εναλλακτών θερμότητας. Με αυτόν τον τρόπο η κατανάλωση του καυσίμου μπορεί να μειωθεί έως και 20 %. Πολλές βιομηχανίες χρησιμοποιούν μέρος της θερμότητας των καυσαερίων για προθέρμανση των πρώτων υλών ή του καυσίμου. Επιπλέον, τα καυσαέρια μιας βιομηχανίας μπορούν να χρησιμοποιηθούν από ένα σύστημα ανάκτησης θερμότητας με στόχο την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Πιο συγκεκριμένα, τα θερμά αέρια αποδίδουν τη θερμότητά τους σε ένα εργαζόμενο μέσο το οποίο εκτελεί έναν θερμοδυναμικό κύκλο προκειμένου να παραχθεί ενέργεια.

Η θερμότητα η οποία αξιοποιείται σε κάθε περίπτωση, υπό κανονικές συνθήκες θα αποβαλλόταν στο περιβάλλον ως απώλεια θερμότητας.

2.1.2 Ανάκτηση θερμότητας από δίκτυα ατμού

Τα συμπυκνώματα που δημιουργούνται στα δίκτυα ατμού αποτελούν μια σημαντική πηγή ενέργειας. Η θερμότητά τους είναι δυνατόν να αξιοποιηθεί με διάφορους τρόπους. Ο συνηθέστερος τρόπος είναι η συλλογή και χρησιμοποίησή τους ως νερό τροφοδοσίας στον ατμολέβητα.

Η απομάκρυνση των συμπυκνωμάτων από το δίκτυο διαμέσου των ατμοπαγίδων ή οποιασδήποτε άλλης συσκευής απομάστευσης, πραγματοποιείται με ταυτόχρονη εκτόνωσή τους. Τα συμπυκνώματα έχουν υψηλή θερμοκρασία, η οποία μπορεί να αξιοποιηθεί με τη συλλογή και επιστροφή τους στη δεξαμενή συμπυκνωμάτων για χρησιμοποίησή τους σαν νερό τροφοδοσίας. Σημαντική ανάκτηση θερμότητας μπορεί να επιτευχθεί με την εγκατάσταση συστήματος αυτόματου στρατσωνισμού στους ατμολέβητες.

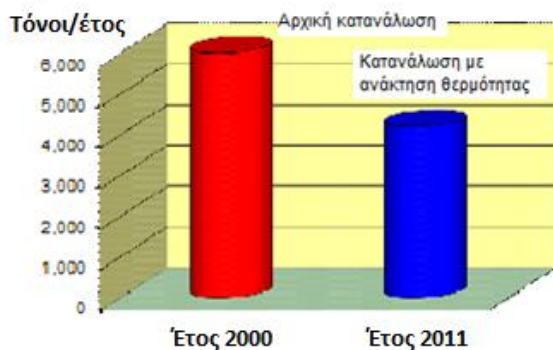
2.1.3 Ανάκτηση θερμότητας από απόνερα

Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας είναι δυνατόν να επιτευχθεί και από απόνερα που προκύπτουν από την παραγωγική διαδικασία της βιομηχανίας, όπως είναι τα απόνερα των βαφείων.[10]

Χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι η περίπτωση κλωστοϋφαντουργίας στην Ελλάδα, η οποία εκμεταλλεύεται τα απόβλητα από τα βαφεία, όγκου 4.500 m³ ανά ημέρα για παραγωγή ζεστού νερού.

Η ανακτώμενη ισχύς είναι 5 MW. [11]

Η εξοικονόμηση σε καύσιμο φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα:



Σχήμα 2: Πηγή Φιερατέξ Α.Ε.

Παρακάτω παρουσιάζονται ενδεικτικά τα ετήσια ποσά ανακτώμενης θερμότητας στον βιομηχανικό τομέα της Ευρωπαϊκής Ένωσης για βιομηχανίες με 5000 και 8000 ώρες λειτουργίας το χρόνο, μαζί με τις αντίστοιχες μειώσεις στις εκπομπές CO₂ λόγω της ανάκτησης.

Πίνακας 2: Παραγόμενη ενέργεια από ανάκτηση θερμότητας στη βιομηχανία της Ευρωπαϊκής Ένωσης [12]

ΤΟΜΕΙΣ	Ανακτώμενη θερμότητα [GWh/έτος]		Μειώσεις εκπομπών [10 ³ tnCO ₂ /έτος]	
	5000 ώρες	8000 ώρες	5000 ώρες	8000 ώρες
Υαλουργία	393	628	140	225
Τσιμεντοβιομηχανίες	2870	4592	1213	1940
Βιομηχανίες Παραγωγής Χάλυβα	3740	5984	1351	2162
Ατμοηλεκτρικοί Σταθμοί	5775	9240	2062	3299
Συνολικά EU 27	12778	20444	4766	7626

2.2 Συστήματα Συμπαραγωγής - Τριπαραγωγής

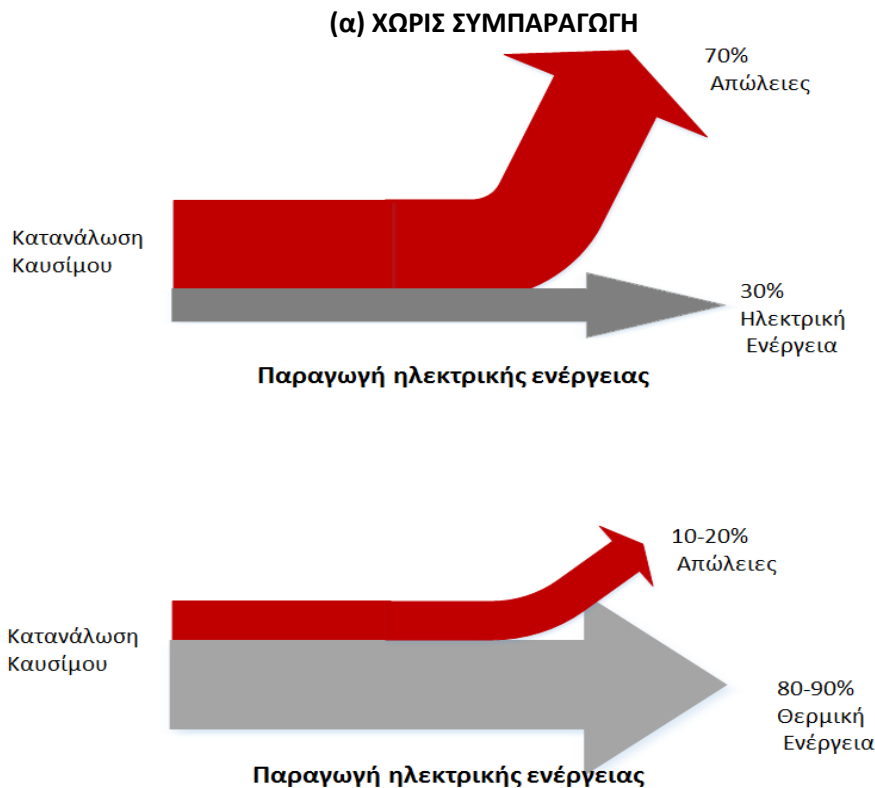
2.2.1 Συστήματα Συμπαραγωγής (CHP)

Συμπαραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας και Θερμότητας (ΣΗΘ) είναι η ταυτόχρονη παραγωγή θερμικής και ηλεκτρικής ή μηχανικής ενέργειας στο πλαίσιο μίας μόνο διαδικασίας.

Η μειωμένη απόδοση των συμβατικών συστημάτων ηλεκτροπαραγωγής, συνοδευόμενη με τεράστια ποσά θερμότητας, τα οποία απορρίπτονται στο περιβάλλον αναξιοποίητα, έδωσε το κίνητρο προκειμένου να αναπτυχθεί και να εξελιχθεί η ιδέα της συμπαραγωγής

Οι συμβατικοί σταθμοί παραγωγής ενέργειας έχουν ένα βαθμό απόδοσης της τάξης του 30-50%. Κατά τη λειτουργία των συμβατικών σταθμών παραγωγής ενέργειας, μεγάλα ποσά θερμότητας απορρίπτονται στο περιβάλλον. Στους σταθμούς συμπαραγωγής (CHP) αξιοποιείται μέρος αυτής της ενέργειας μέσω ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας φτάνοντας βαθμούς απόδοσης της τάξης του 80-90%.

Η συμπαραγωγή μπορεί να εφαρμοστεί σε οποιαδήποτε εγκατάσταση απαιτεί δύο ή περισσότερες ενεργειακές χρήσεις και η συνολική απόδοση του συστήματος προκύπτει από μία αλληλεπίδραση μεταξύ των μεμονωμένων βαθμών απόδοσης των συστημάτων ηλεκτροπαραγωγής και ανάκτησης θερμότητας. Το όλο σύστημα μπορεί να αντιμετωπισθεί ως δύο υποσυστήματα, το σύστημα ηλεκτρικής ισχύος (π.χ. μία Μ.Ε.Κ. ή ένας στρόβιλος) και το σύστημα ανάκτησης θερμότητας. Συγκριτικά με τους συμβατικούς σταθμούς παραγωγής ενέργειας, συμβάλλει στην εξοικονόμηση οικονομικών πόρων, καθώς και στη μείωση των εκπομπών CO₂.





Σχήμα 3: Διαδικασία παραγωγής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας (α) χωρίς συμπαραγωγή, (β) με συμπαραγωγή [13]

Η συμπαραγωγή πρωτοεμφανίστηκε στην Ευρώπη και στις Η.Π.Α. γύρω στα 1890. Κατά τις πρώτες δεκαετίες του 20^{ου} αιώνα, οι περισσότερες βιομηχανίες είχαν δικές τους μονάδες ηλεκτροπαραγωγής με ατμολέβητα-στρόβιλο, που λειτουργούσαν με άνθρακα. Πολλές από τις μονάδες αυτές ήταν συμπαραγωγικές. Αναφέρεται χαρακτηριστικά ότι περίπου το 58% του ηλεκτρισμού, που παραγόταν σε βιομηχανίες των Η.Π.Α. στις αρχές του αιώνα προερχόταν από μονάδες συμπαραγωγής. Κατόπιν ακολούθησε κάμψη για δύο λόγους: (α) ανάπτυξη των δικτύων μεταφοράς και διανομής ηλεκτρισμού, που προσέφεραν σχετικά φθηνή και αξιόπιστη ηλεκτρική ενέργεια, και (β) διαθεσιμότητα υγρών καυσίμων και φυσικού αερίου σε χαμηλές τιμές που έκανε τη λειτουργία των λεβήτων οικονομικά συμφέρουσα. Συνεχίζοντας με το παράδειγμα των Η.Π.Α, η βιομηχανική συμπαραγωγή μειώθηκε σημαντικά.

Η πορεία αυτή έχει πλέον αντιστραφεί παγκοσμίως από το 1973 και μετά. Η ανοδική πορεία στη διάδοση της συμπαραγωγής συνοδεύτηκε και από αξιοσημείωτη πρόοδο της σχετικής τεχνολογίας.

Οι βελτιώσεις και εξελίξεις συνεχίζονται και νέες τεχνικές αναπτύσσονται και δοκιμάζονται, αλλά ήδη η συμπαραγωγή έχει φθάσει σε επίπεδο ωριμότητας με αποδεδειγμένη αποδοτικότητα και αξιοπιστία. Μια μεγάλη ποικιλία συστημάτων, από πλευράς είδους, μεγέθους και λειτουργικών χαρακτηριστικών, είναι διαθέσιμη. [13]

Στην Ελλάδα, οι πρώτες σύγχρονες μονάδες ΣΗΘ εγκαταστάθηκαν σε μεγάλες ελληνικές βιομηχανίες στις αρχές της δεκαετίας του '70. Επίσης, ηλεκτροπαραγωγικές μονάδες της ΔΕΗ τροποποιήθηκαν κατάλληλα, ώστε να καλύψουν τις θερμικές ανάγκες αστικών περιοχών με δίκτυα τηλεθέρμανσης, όπως αυτά της Κοζάνης, της Πτολεμαΐδας, του Αμυνταίου και, τη δεκαετία του '90, αυτό της Μεγαλόπολης. Οι πρώτες Ελληνικές βιομηχανίες που εγκατέστησαν μονάδες ΣΗΘ ήταν η βιομηχανία ζάχαρης, χαρτοποιίας, χαλυβουργίας, καθώς και βιομηχανίες στον τομέα του πετρελαίου. Σήμερα, λειτουργούν μονάδες ΣΗΘ στη βιομηχανία, στον τριτογενή τομέα (κυρίως σε ιδιωτικά νοσοκομεία και ξενοδοχεία, κ) και σε κατοικίες. [14]

2.2.2 Συστήματα Τριπαραγωγής (CCHP)

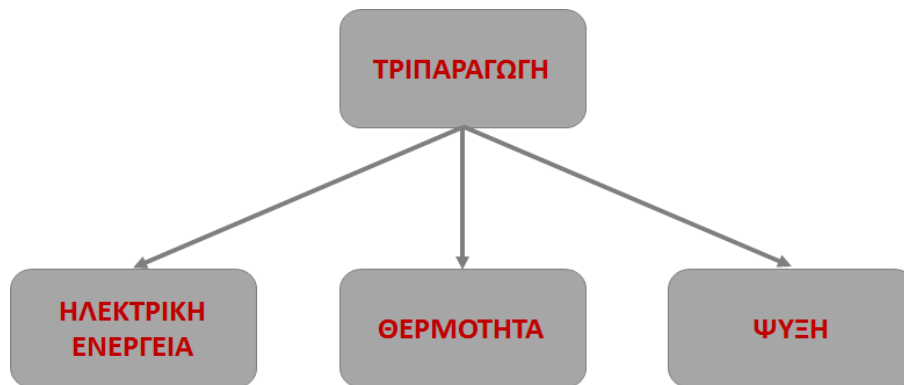
Ο όρος *Τριπαραγωγή* χρησιμοποιείται για την περιγραφή της ταυτόχρονης παραγωγής ηλεκτρισμού, ψύξης και θέρμανσης. Τα συστήματα CCHP (Combined Cooling, Heating & Power Generation) επιτρέπουν την ταυτόχρονη κάλυψη των αναγκών ηλεκτρισμού, ψύξης και θέρμανσης από μια πηγή ενέργειας, όπως πετρέλαιο, λιγνίτη, φυσικό αέριο, βιομάζα ή ήλιο. Ένα συνηθισμένο σύστημα τριπαραγωγής αποτελείται από ένα κινητήριο στοιχείο όπως ένα αεριοστρόβιλο, ένα ατμοστρόβιλο ή μια εμβολοφόρα μηχανή εσωτερικής καύσης. Η απορριπτόμενη θερμότητα στις περισσότερες περιπτώσεις ανακτάται σε ένα σύστημα Ανάκτησης Θερμότητας (Heat Recovery Steam Generator - HRSG).

Τα συγκεκριμένα συστήματα αποτελούν έναν από τους καλύτερους τρόπους εξοικονόμησης ενέργειας καθώς μπορούν να εκμεταλλευτούν μέρος της απορριπτόμενης θερμότητας για την παραγωγή ψύξης και θέρμανσης. Μπορούν να είναι μικρής κλίμακας (<20 kW), ενώ μπορεί να παράγουν μέχρι και αρκετά MW (μεγάλης κλίμακας). [15]

Ειδικά στην Ελλάδα, όπου οι απαιτήσεις για ψύξη είναι ιδιαίτερα υψηλές, τέτοια συστήματα μπορούν να βρουν πληθώρα εφαρμογών στον κτιριακό τομέα (νοσοκομεία, ξενοδοχεία, κτήρια γραφείων, εμπορικά κέντρα, κ.τ.λ.), αλλά και στη βιομηχανία.

Ένα συνηθισμένο σύστημα τριπαραγωγής αποτελείται από ένα κινητήριο στοιχείο όπως ένα αεριοστρόβιλο, ένα ατμοστρόβιλο ή μια εμβολοφόρα μηχανή εσωτερικής καύσης. Η απορριπτόμενη θερμότητα στις περισσότερες περιπτώσεις ανακτάται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, Heat Recovery Steam Generator (HRSG).

Σε σύγκριση με ένα σύστημα συμπαραγωγής, μια εγκατάσταση τριπαραγωγής μπορεί να επιτύχει μέχρι και 50 % καλύτερη απόδοση σε μια βιομηχανική εγκατάσταση ίδιου μεγέθους. [16]



Σχήμα 4: Τριπαραγωγή ενέργειας

Τα συστήματα τριπαραγωγής παρουσιάζουν μία σειρά από οφέλη, συμπεριλαμβανομένων:

1. Υψηλή απόδοση παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας
2. Μειωμένο ενεργειακό κόστος και κόστος καυσίμου
3. Μειωμένη κατανάλωση ηλεκτρισμού κατά τους καλοκαιρινούς μήνες που η ζήτηση είναι μέγιστη
4. Σημαντικές μειώσεις στις εκπομπές καυσαερίων και ρύπων
5. Βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης κτιρίων.[17]

Αντιλαμβανόμαστε, λοιπόν, ότι η συγκεκριμένη τεχνολογία μπορεί να επιφέρει πολύπλευρα κέρδη. Ωστόσο, προς το παρόν, οι εφαρμογές τέτοιων συστημάτων είναι περιορισμένες κυρίως στον κτηριακό τομέα, και ιδιαίτερα σε δημόσια κτήρια, όπως είναι πανεπιστήμια ή νοσοκομεία.

- Στο Τεχνολογικό Πανεπιστήμιο του Swinburne έχει εγκατασταθεί ένα σύστημα Τριπαραγωγής, 230 kW ηλεκτρικής ισχύος με καύσιμο φυσικό αέριο. Η συγκεκριμένη εγκατάσταση εκτός από τα 230 kW ηλεκτρικής ενέργειας, παράγει 358 kW θερμικής ενέργειας για κάλυψη των αναγκών του Πανεπιστημίου σε θερμότητα και 250 kW θερμικής ενέργειας για κάλυψη των αναγκών σε ψύξη, μέσω ψύξης με απορρόφηση. [18]
- Η Barts Health, η μεγαλύτερη ένωση νοσοκομείων στο Ηνωμένο Βασίλειο, εγκατέστησε σε ένα από τα νοσοκομεία της, ένα σύστημα παραγωγής ψύξης, θέρμανσης και ηλεκτρικής ενέργειας, το οποίο θα επιφέρει μείωση κατά 2.500 τόνους στις εκπομπές CO₂ (17% των συνολικών εκπομπών της περιοχής) και επομένως μείωση των φόρων για τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα κατά 54.000€ ετησίως, καθώς και κέρδος μέσω της εξοικονόμησης ενέργειας 675.000€. [19]

Βέβαια, παρά τα παραπάνω, χρειάζεται να σημειωθεί ότι η Τριπαραγωγή αποτελεί σημαντική λύση για πληθώρα εφαρμογών. Υπάρχουν πολλές επιπλέον δυνατότητες για την Τριπαραγωγή και τις εφαρμογές της σε όλους τους τομείς.

Για αυτόν τον λόγο, πολλές διαφορετικές μελέτες έχουν διεξαχθεί για το σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση ποικίλων συστημάτων τριπαραγωγής. Οι Mago και Chamra [20] προσπάθησαν να βελτιστοποιήσουν μία αντίστοιχη διάταξη από οικονομικής, ενεργειακής και περιβαλλοντικής πλευράς. Παρουσίασαν μία βελτιστοποιημένη λειτουργία όπου το σύστημα τριπαραγωγής ακολουθεί ένα υβριδικό ηλεκτροθερμικό φορτίο κατά τη λειτουργία του.

Ο Ebrahimi και η ομάδα του [21] μελέτησαν ένα αντίστοιχο σύστημα CCHP με ατμοστρόβιλο μικρής κλίμακας, ο οποίος καλύπτει τις ενεργειακές ανάγκες ενός κτιρίου κατοικιών.

Ο Rezaie [22] εξέτασε τρεις διαφορετικές τεχνολογίες με χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας και τρία διαφορετικά υβριδικά συστήματα για δύο παρόμοια κτίρια. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι τα υβριδικά συστήματα υπερτερούν ως προς την απόδοση έναντι των συμβατικών.

Ο Ahmadī και η ομάδα του [23] πρότειναν ένα ενεργειακό σύστημα, το οποίο θα βασίζεται σε έναν καυστήρα βιομάζας, έναν κύκλο ORC, έναν ψύκτη απορρόφησης, μία μεμβράνη ηλεκτρόλυσης ανταλλαγής πρωτονίων για την παραγωγή υδρογόνου και έναν οικιακό θερμοσίφωνα για την παραγωγή ζεστού νερού. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα, επεκτείνοντας το σύστημα χρησιμοποιώντας απορριπτόμενη θερμότητα, θα μπορούσε να αυξηθεί η απόδοση του συστήματος ως και 15%.

Οι Invernizzi και Iora [24] μελέτησαν ένα σύστημα τριπαραγωγής με σύστημα ανάκτησης των καυσαερίων ενός μικρού αεριοστρόβιλου και σύστημα ψύξης με ακροφύσιο εξάτμισης. Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης του ακροφυσίου υπολογίστηκε 25%. Στην ανάλυση χρησιμοποιήθηκαν ως εργαζόμενα μέσα το μίγμα νερό- αμμωνίας και το R134a. Ο μέγιστος συντελεστής συμπεριφοράς για την ψύξη που επιτεύχθηκε με θερμοκρασία συμπύκνωσης 40°C είναι 0,3 (30 %). Χρησιμοποιώντας έναν αεριοστρόβιλο ονομαστικής ισχύος 25 kWe (ηλεκτρική ισχύς), η ψυκτική ισχύς που παράγεται κυμαίνεται από 16 έως 20 kWth (θερμική ισχύς) ανάλογα με το ποσοστό ανάκτησης της θερμότητας, ενώ παράγεται και ζεστό νερό περίπου 50°C.

2.3 Τεχνολογίες και Εφαρμογές

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, τα συστήματα πολύ-παραγωγής (συμπαραγωγής και τριπαραγωγής), αποτελούνται από ένα κινητήριο στοιχείο, που παράγει έργο / ηλεκτρική ενέργεια, το οποίο μπορεί να είναι ένας στρόβιλος ή μία εμβολοφόρα μηχανή εσωτερικής καύσης, και ένα σύστημα ανάκτησης θερμότητας.

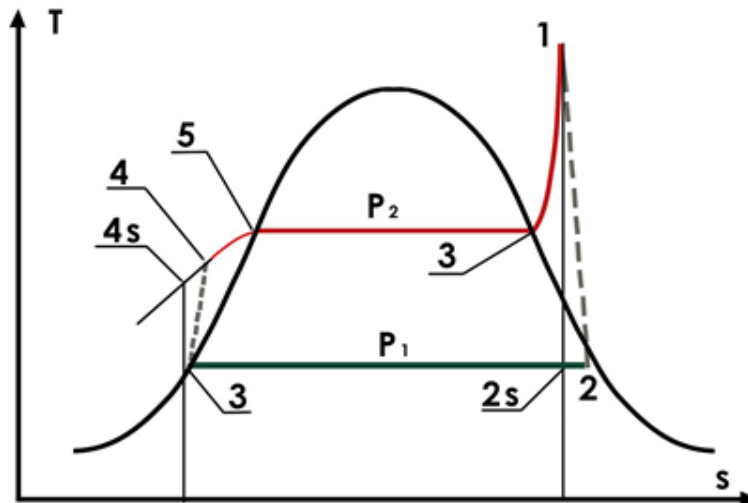
Έχουν αναπτυχθεί πολλές τεχνολογίες παραγωγής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας, προκειμένου να λειτουργούν ως κινητήρια στοιχεία σε συστήματα συμπαραγωγής και τριπαραγωγής. Αυτές οι τεχνολογίες μπορούν να διακριθούν σε δύο κατηγορίες: τις θερμομηχανικές τεχνολογίες με εργαζόμενο μέσο κάποιο ρευστό, όπως είναι ένας αεριοστρόβιλος, ένας ατμοστρόβιλος, μία Μ.Ε.Κ, ένας παλινδρομικός κινητήρας ή μία μονάδα κύκλου Rankine, και τις ηλεκτροχημικές όπως είναι οι κυψέλες καυσίμου (fuel cells).

Τα τελευταία χρόνια δίνεται ιδιαίτερη έμφαση στην ανάπτυξη εφαρμογών που αξιοποιούν τον κύκλο Rankine ως μία τεχνολογία με απλό σχεδιασμό και πολλές δυνατότητες παραγωγής ενέργειας με υψηλή απόδοση. Το γεγονός ότι είναι μία ευέλικτη τεχνολογία ως προς τις εφαρμογές της, την κάνει ιδιαίτερα δημοφιλή για συστήματα παραγωγής ενέργειας. Πλεονέκτημα του κύκλου είναι και η λειτουργία του σε χαμηλές πιέσεις και θερμοκρασίες, σε σύγκριση με τις υπόλοιπες τεχνολογίες. [15]

2.3.1 Κύκλος Rankine

Ο κύκλος Rankine αντιστοιχεί σε μια θερμική μηχανή με κύκλο ισχύος ατμού. Ο κύκλος συνιστάται από τέσσερις διεργασίες:

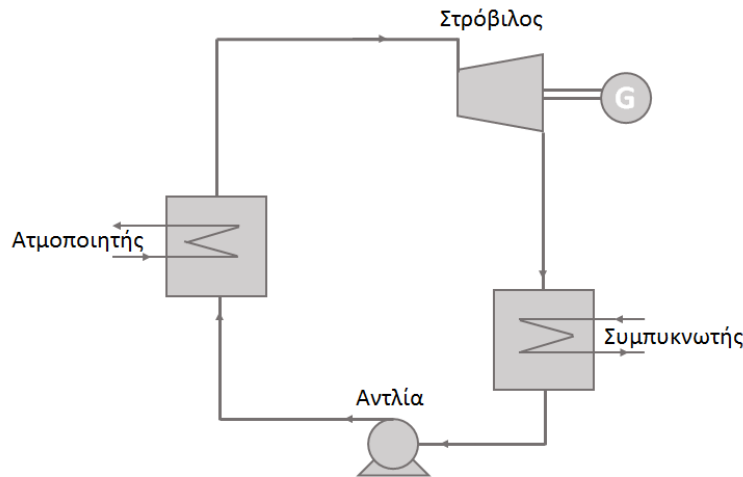
- 1 έως 2: Ισεντροπική εκτόνωση (αεριοστρόβιλος).
- 2 έως 3: Αποβολή της θερμότητας υπό σταθερή πίεση (συμπυκνωτής).
- 3 έως 4: Ισεντροπική συμπίεση (αντλία).
- 4 έως 1: Θέρμανση υπό σταθερή πίεση (λέβητας).



Σχήμα 5: Ιδανικός κύκλος Rankine

Το ρευστό εισέρχεται στην αντλία (κατάσταση 3) ως κορεσμένο υγρό και συμπιέζεται ισεντροπικά στην πίεση λειτουργίας του ατμοποιητή. Η θερμοκρασία του ρευστού αυξάνει ελάχιστα κατά τη διάρκεια της ισεντροπικής συμπίεσης εξαιτίας της μείωσης του ειδικού όγκου του μέσου. Το ρευστό εισέρχεται στον ατμοποιητή ως συμπιεσμένο υγρό (κατάσταση 4) και εξέρχεται ως υπέρθερμο αέριο (κατάσταση 1). Ο ατμοποιητής είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας, στον οποίο μεταφέρεται θερμότητα από διάφορες πηγές στο εργαζόμενο μέσο υπό σταθερή πίεση. Το υπέρθερμο αέριο εισέρχεται στον στρόβιλο, όπου εκτονώνεται ισεντροπικά και παράγει έργο περιστρέφοντας την άτρακτο, η οποία είναι συνδεδεμένη με ηλεκτρογεννήτρια. Κατά την διεργασία αυτή, η πίεση και θερμοκρασία του ρευστού μειώνονται (κατάσταση 2) και στη συνέχεια το μέσο εισέρχεται στον συμπυκνωτή. Το ρευστό συμπυκνώνεται υπό σταθερή πίεση και εξέρχεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Ο συμπυκνωτής είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας, ο οποίος απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον. Τέλος με τη βοήθεια της αντλίας επιστρέφει στην υψηλή πίεση του κύκλου και εισέρχεται στον ατμοποιητή.

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine δεν είναι τόσο υψηλός όπως αυτός του κύκλου Carnot, αλλά ο κύκλος αυτός παρουσιάζει λιγότερες πρακτικές δυσκολίες και είναι πιο οικονομικός. [25], [26]



Σχήμα 6: Απλό κύκλωμα ORC

Το εργαζόμενο μέσο ενός ιδανικού κύκλου Rankine είναι το νερό. Η βασική διαφορά του με τον Οργανικό κύκλο Rankine (ORC) έγκειται στο γεγονός ότι ο κύκλος ORC δεν χρησιμοποιεί ως εργαζόμενο μέσο νερό-ατμό, αλλά χρησιμοποιεί κάποιο οργανικό μέσο. Αυτά τα εργαζόμενα μέσα χρειάζεται να έχουν συγκεκριμένες ιδιότητες, όπως χαμηλότερο σημείο βρασμού, υψηλότερη πίεση ατμοποίησης, υψηλότερη μοριακή μάζα και μεγαλύτερη παροχή μάζας σε σχέση με το νερό. Αυτές οι ιδιότητες επιτρέπουν υψηλότερες αποδόσεις στρόβιλου σε σύγκριση με ένα κύκλο Rankine ατμού. Επίσης, ένας οργανικός κύκλος Rankine παρουσιάζει χαμηλότερες μέγιστες θερμοκρασίες, ενώ εκμεταλλεύεται ενέργεια από πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας και όχι υψηλών θερμοκρασιών, όπως ο αντίστοιχος ιδανικός. Ακόμη, το νερό παρουσιάζει μεγάλο ειδικό όγκο ως ρευστό και για αυτό τον λόγο απαιτεί μεγαλύτερες εγκαταστάσεις.

Η τεχνολογία ORC είναι μία πολλά υποσχόμενη και καλά δοκιμασμένη τεχνολογία και θεωρείται ως μία καλή λύση για ανάκτηση θερμότητας σε χαμηλές και μεσαίες θερμοκρασίες (μέχρι και 300°C) για

παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ενώ μπορεί να χρησιμοποιήσει ως πηγή θερμότητας ηλιακά συστήματα, γεωθερμία ή καύση βιομάζας. Η ονομαστική ισχύς ενός τέτοιου συστήματος μπορεί να κυμανθεί από 1 kW έως πολλά MW (πάνω από 250 MW). [15] Με λίγα λόγια, είναι μία τεχνολογία μετατροπής θερμότητας σε ηλεκτρική ενέργεια και οι εφαρμογές της είναι ευρέως διαδεδομένες σε συστήματα παραγωγής θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας στη βιομηχανία, αλλά και σε άλλους τομείς. Συνοπτικά, τα οφέλη αλλά και τα μειονεκτήματα που παρουσιάζει ένα σύστημα ORC παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα.

Πίνακας 3: Πλεονεκτήματα – Μειονεκτήματα Οργανικού κύκλου Rankine

Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Εκμετάλλευση πηγών θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών	Χαμηλός ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης
Υψηλή συνολική απόδοση	Ιδιαίτερη προστασία του οργανικού μέσου
Τεχνολογία φιλική προς το περιβάλλον	Εύφλεκτα εργαζόμενα μέσα σε περίπτωση διαρροής
Απλά συστήματα	
Μικρό μέγεθος εγκαταστάσεων	
Χαμηλό Κόστος	
Αποφυγή διαρροών λόγω χαμηλών πιέσεων λειτουργίας	

Υπάρχουν πολλές επιστημονικές μελέτες σχετικά με τεχνολογίες ORC σε συστήματα συμπαραγωγής ή τριπαραγωγής με ανακόμιση θερμότητας.

Ο Zhu και η ομάδα του [27] ερεύνησε θεωρητικά την θερμοδυναμική διεργασία ενός κύκλου Rankine για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας από την πλευρά της ενεργειακής και εξεργειακής ισορροπίας. Στα πλαίσια της συγκεκριμένης έρευνας κι ενώ επιλέχθηκαν για πηγή θερμότητας τα καυσαέρια, παρουσιάσθηκαν ένας χάρτης κατανομής της εξέργειας για ποιοτικές αναλύσεις των βασικών παραμέτρων λειτουργίας. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι τα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου, η πίεση ατμοποίησης και η θερμοκρασία υπερθέρμανσης είναι οι βασικοί παράγοντες που επηρεάζουν τη σχεδίαση και την απόδοση του συστήματος.

Ο Wei και η ομάδα του [28] μελέτησαν τη βελτιστοποίηση του κύκλου ORC με ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα, όσο το δυνατόν μεγαλύτερο ποσό της θερμότητας των καυσαερίων αξιοποιηθεί, τόσο καλύτερη απόδοση και ισχύ θα παρουσιάζει το σύστημα.

Ο B. Peris και η ομάδα του [29] μελέτησαν έναν οργανικό κύκλο Rankine για ανάκτηση θερμότητας χαμηλού βαθμού, σε βιομηχανία κεραμικών και κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι χρησιμοποιώντας ένα αντίστοιχο μοντέλο, η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας κατά τη διάρκεια ενός τυπικού χρόνου λειτουργίας έχει υπολογισθεί στις 115 MWh. Αυτή η εφαρμογή θα μπορούσε να εξοικονομήσει 237 MWh πρωτογενούς ενέργειας και να μειώσει τις εκπομπές CO₂ στην ατμόσφαιρα κατά 31 τόνους ετησίως. Επίσης, σύμφωνα με την οικονομική ανάλυση, μία τέτοια εγκατάσταση είναι οικονομικά συμφέρουσα, με απόσβεση γύρω στα 4,5 χρόνια.

Οι Uris, Linares και Arenas [30] ερεύνησαν τη βελτιστοποίηση μιας μονάδας συμπαραγωγής ή τριπαραγωγής, βασισμένη στον οργανικό κύκλο Rankine με βιομάζα και συνδεδεμένη με υπάρχον δίκτυο τηλεθέρμανσης στην Ισπανία. Οι υπολογισμοί έδειξαν ότι για πληθυσμό μεταξύ 10.000 και 20.000 κατοίκων, το μέγεθος της εγκατάστασης κυμαίνεται από 2 έως 9 MWe. Η κάλυψη των αναγκών

σε θέρμανση κυμαίνεται από 40 έως 80%. Σχετικά με το σύστημα τριπαραγωγής, το σύστημα ψύξης αποκτά αξία μόνο σε περιοχές με υψηλές θερμοκρασίες κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού και με ανάγκη για λειτουργία σε πλήρη φορτίο, που είναι η βέλτιστη λειτουργία.

Ο Hajabdollahi [31] μελέτησε τη λειτουργία ενός συστήματος τριπαραγωγής με κύκλο ORC λαμβάνοντας υπόψη τις απαιτήσεις φόρτισης. Προέκυψε ότι η καλύτερη απόδοση του κυκλώματος παρουσιάζεται στις υψηλότερες τιμές του φορτίου θέρμανσης, ενώ διερευνήθηκαν περιπτώσεις, στις οποίες ένα κύκλωμα τριπαραγωγής με ORC δεν είναι οικονομικά συμφέρον.

2.3.2 Τεχνολογίες Ψύξης

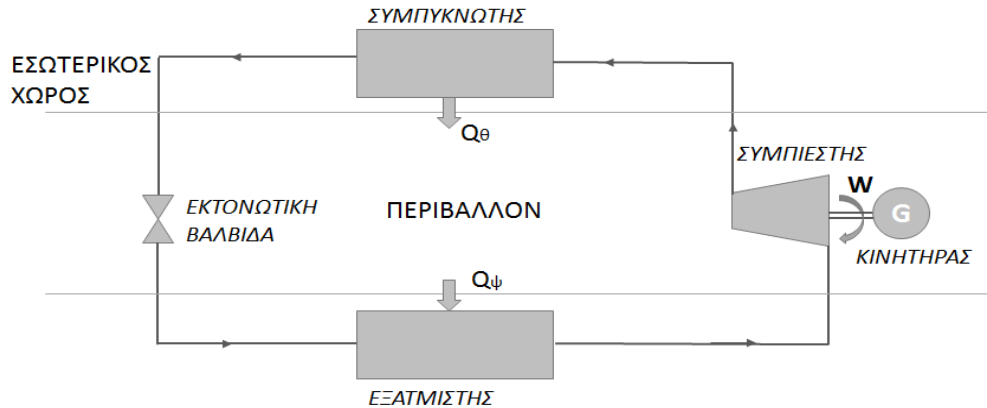
Η βασική μέθοδος παραγωγής ψύξης βασίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσης ενός μέσου, συνήθως πτητικού, και των συναλλαγών θερμότητας που συνοδεύουν τη μεταβολή αυτή. Η μετάβαση του πτητικού ρευστού από την υγρή στην αέρια φάση ονομάζεται ατμοποίηση και απαιτεί συγκεκριμένη πρόσδοση θερμότητας. Η αντίστροφη διεργασία ονομάζεται συμπύκνωση και συνεπάγεται αποβολή θερμότητας στο περιβάλλον. Η θερμότητα ατμοποίησης λαμβάνεται από το άμεσο περιβάλλον με αποτέλεσμα την ψύξη αυτού.

Το σύστημα λειτουργεί σε δύο πιέσεις, την πίεση συμπύκνωσης και την πίεση ατμοποίησης. Η πίεση συμπύκνωσης είναι πάντα μεγαλύτερη από την πίεση ατμοποίησης και γι' αυτό χρησιμοποιείται διάφορες διατάξεις για τη μεταφορά του εργαζόμενου μέσου από τη χαμηλή στην υψηλή πίεση και αντίστροφα.

Στην ανάπτυξη των τεχνολογιών ψύξης η απαίτηση για ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου σε όσο το δυνατόν χαμηλότερες θερμοκρασίες και με όσον το δυνατόν μεγαλύτερα λανθάνοντα ποσά θερμότητας οδήγησε στην εισαγωγή και χρήση των οργανικών μέσων σε αντικατάσταση του νερού ως εργαζόμενο μέσο. Η συζήτηση γύρω από τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στα διάφορα συστήματα είναι μεγάλη και συνεχώς εμπλουτίζεται με νέους περιβαλλοντικούς περιορισμούς, οι οποίοι τίθενται από τους διάφορους θεσμούς.

2.3.2α Ψύξη με Μηχανική Συμπίεση

Μία δυνατότητα για μεταφορά του ψυκτικού μέσου από τον ατμοποιητή προς το συμπυκνωτή είναι η χρησιμοποίηση ενός μηχανικού συμπιεστή. Οι κλασικές ψυκτικές διατάξεις, αποτελούνται από τέσσερα στοιχεία: το στοιχείο ατμοποίησης, το μηχανικό συμπιεστή, το στοιχείο συμπύκνωσης και τη στραγγαλιστική βαλβίδα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.



Σχήμα 7: Κύκλωμα ψύξης με μηχανική συμπίεση

Σε ένα τέτοιο σύστημα ψύξης, το ψυκτικό μέσο εξέρχεται από τον ατμοποιητή σε κορεσμένη κατάσταση. Στη συνέχεια οδηγείται στον συμπιεστή όπου φτάνει στην υψηλή πίεση του κύκλου. Το μέσο εισέρχεται στον συμπυκνωτή, όπου ψύχεται και συμπυκνώνεται με αποβολή θερμότητας προς το περιβάλλον. Η στραγγαλιστική βαλβίδα επιστρέφει το μέσο πάλι στην πίεση ατμοποίησης.

Ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) εκφράζει τον βαθμό απόδοσης μιας ψυκτικής εγκατάστασης και ορίζεται ως ο λόγος της παραγόμενης από την εγκατάσταση ψύξης προς το δαπανώμενο μηχανικό έργο που απαιτείται για την παραγωγή της ψύξης:

$$COP = \frac{Q_{\psi}}{W_{μηχ}} \quad (2.3.1)$$

Ο COP εξαρτάται από τη θερμοκρασία εξόδου από τον συμπυκνωτή. Όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος στο οποίο απορρίπτεται η θερμότητα για τη συμπύκνωση, τόσο υψηλότερη θα είναι η θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού από τον συμπυκνωτή και ο συντελεστής συμπεριφοράς θα μειώνεται.

2.3.2β Ψύξη με Απορρόφηση

Ο ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση είναι μια διαδικασία κατά την οποία το ψυκτικό αποτέλεσμα παράγεται μέσα από την χρήση δύο ρευστών και μιας ποσότητας θερμότητας σαν είσοδο στο σύστημα, αντί ηλεκτρικής ενέργειας που θα τροφοδοτούσε έναν μηχανικό συμπιεστή.

Η βασική διαφορά όμως των δύο παραπάνω (απορρόφηση και μηχανική συμπίεση) είναι ότι στην περίπτωση της μηχανικής συμπίεσης έχουμε την δημιουργία μιας διαφοράς πίεσης και άρα την κυκλοφορία ενός εργαζόμενου μέσου, ενώ στην περίπτωση της απορρόφησης έχουμε διάλυση (απορρόφηση) του εργαζόμενου μέσου σε ένα δεύτερο ρευστό, εν συνεχεία την μεταφορά του και τέλος την απομάκρυνση του, δηλαδή μία λειτουργία τριών σταδίων αντί ενός. Πιο αναλυτικά ενώ στον μηχανικό συμπιεστή δίνουμε ηλεκτρική ενέργεια για να κυκλοφορήσει το εργαζόμενο μέσο, στον ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση χρησιμοποιούμε ένα άλλο ρευστό που θα κάνει αυτήν την εργασία αλλά αναγκαστικά αυτό πραγματοποιείται σε τρία στάδια και απαιτείται η βοήθεια μιας μικρής αντλίας ανακυκλοφορίας.



Σχήμα 8: Κύκλωμα ψύξης με Απορρόφηση

Δύο κλασσικά ζεύγη εργαζόμενων μέσων για τέτοιους κύκλους είναι:

- i. Αμμωνία – Νερό ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$)
- ii. Νερό – Διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$)

Στην πρώτη περίπτωση το ψυκτικό μέσο είναι η αμμωνία και το μέσο απορρόφησης το νερό, ενώ στη δεύτερη περίπτωση το ψυκτικό μέσο είναι το νερό και το μέσο απορρόφησης το διάλυμα βρωμιούχου λιθίου.

Χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών διατάξεων με απορρόφηση είναι ότι απαιτούν ελάχιστη ή καθόλου μηχανική ενέργεια και ότι παράγουν την ψυκτική ισχύ μόνο με χρήση θερμικής ενέργειας. Η θερμική ενέργεια απαιτείται για τον εκ νέου διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου από το μέσο απορρόφησης στην υψηλή πίεση όπου βρίσκονται. Ο διαχωρισμός αυτός επιτυγχάνεται με βρασμό και κλασματική απόσταξη.

Μειονέκτημα τους είναι ότι, συγκριτικά με συστήματα ψύξης με μηχανική συμπίεση, παρουσιάζουν χαμηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς με ενδεικτικές τιμές από 0,73 έως 1,23.

Οι ψυκτικές μονάδες Νερού – Διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$), χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο για την ψύξη νερού κλιματιστικών εγκαταστάσεων. Επειδή το νερό λειτουργεί ως ψυκτικό μέσο, η θερμοκρασία παραγωγής ψυκτικής ισχύος δεν κατέρχεται συνήθως τους $+4^\circ\text{C}$, ενώ η ονομαστική τους ισχύς μπορεί να είναι από 0,5 MW έως 5,3 MW για μεγάλης κλίμακας εγκαταστάσεις, ή από 10 έως 88 kW για συστήματα μικρής ισχύος.

Όσον αφορά εγκαταστάσεις ψύξης Αμμωνίας – Νερού ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$), μπορούν να παράγουν ψυκτική ισχύ στους -45°C έως και στους -75°C , θερμοκρασίες που άλλες ψυκτικές εγκαταστάσεις δεν είναι εφικτό να πλησιάσουν. Τέτοιου είδους μονάδες κατασκευάζονται σε μεγέθη διαφόρων ψυκτικών ισχύων, από λίγες εκατοντάδες Watt μέχρι και 3 MW. [32]

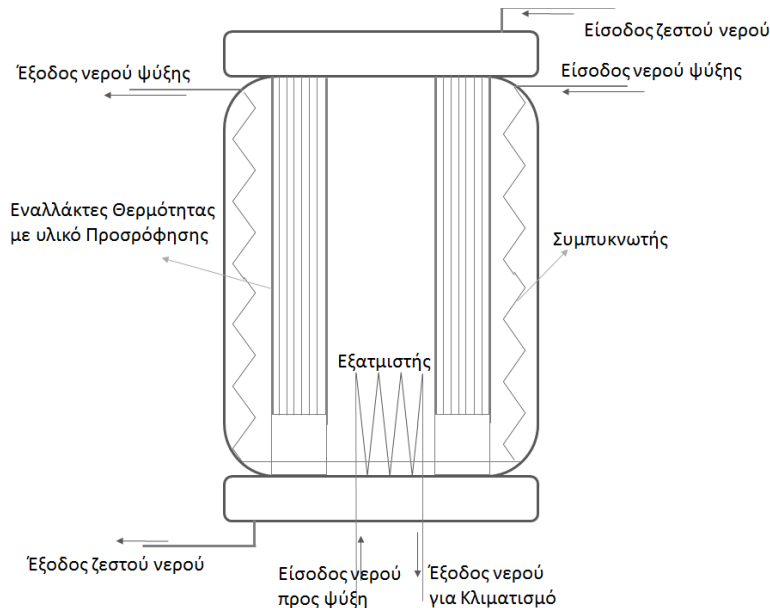
2.3.2γ Ψύξη με Προσρόφηση

Η χρήση στερεών υλικών για την απομάκρυνση ουσιών από αέρια ή υγρή φάση ήταν γνωστή από τις βιβλικές εποχές. Αυτή η διαδικασία γνωστή ως προσρόφηση περιλαμβάνει την επιλεκτική δέσμευση ποσότητας ουσίας από την αέρια ή την υγρή φάση στην επιφάνεια και μέχρι ένα πεπερασμένο υπόστρωμα της στερεής.

Πολλοί συγγραφείς έχουν εξηγήσει ότι η φυσική προσρόφηση είναι ένα επιφανειακό φαινόμενο που ενεργοποιείται κυρίως από τις δυνάμεις Van Der Waals όπως και από τις ηλεκτροστατικές δυνάμεις μεταξύ των μορίων του προσροφούμενου-ψυκτικού και των ατόμων που απαρτίζουν την επιφάνεια του προσροφητή, τους δεσμούς υδρογόνου του προσροφούμενου και άλλες δυνάμεις συνοχής. Η διαδικασία αυτή είναι πλήρως αντιστρεπτή με τα κατάλληλα ποσά θερμότητας.

Ο κλασικός κύκλος προσρόφησης ο οποίος έχει παρουσιασθεί αναλυτικά στην παγκόσμια βιβλιογραφία απαρτίζεται από δύο κύριες φάσεις. Αυτές είναι:

- Ψύξη του προσροφητή (adsorbent), με αποτέλεσμα την προσρόφηση του ψυκτικού μέσου (adsorbate) το οποίο εκείνη την στιγμή προέρχεται από τον εξατμιστή κι επομένως παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα. Η ψύξη αυτή χρειάζεται γιατί η προσρόφηση είναι μια ενδόθερμη διεργασία και συνεπώς εάν δεν ψυχθεί η τράπεζα (adsorption bed) το φαινόμενο θα έχει πολύ μικρές διαστάσεις.
- Θέρμανση του προσροφητή, με αποτέλεσμα την απομάκρυνση (desorption) του ψυκτικού από αυτόν το οποίο εκείνη την στιγμή οδεύει στον συμπυκνωτή άρα συμπυκνώνεται. Η θέρμανση αυτή χρειάζεται γιατί η αποβολή του προσροφητικού είναι μια ενδόθερμη διαδικασία και συνεπώς πρέπει με κάποιο τρόπο να προσφέρουμε ενέργεια στο σύστημα.



Σχήμα 9: Αρχή λειτουργίας συστήματος ψύξης με Προσρόφηση

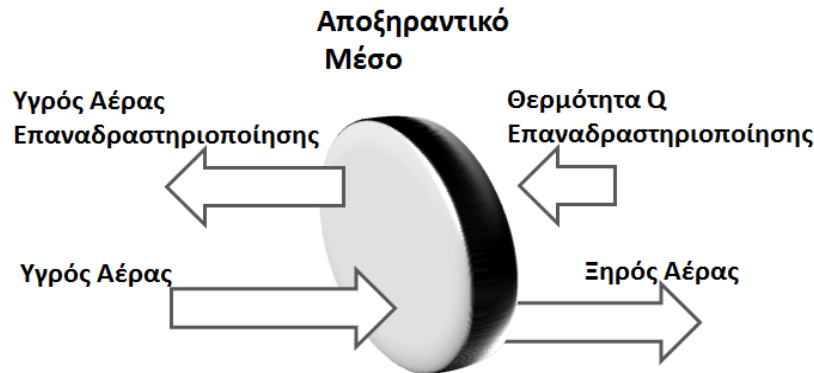
Βασικό μειονέκτημα των συστημάτων ψύξης με προσρόφηση είναι ο ιδιαίτερα χαμηλός συντελεστής συμπεριφοράς, ο οποίος κυμαίνεται στο 0,1 για απλούς κύκλους.

Βέβαια το γεγονός ότι ένας κύκλος τέτοιου είδους εργάζεται με πηγή θερμότητας άνω των 50°C, χαμηλότερη σε σύγκριση με άλλους ψυκτικούς κύκλους, τον κάνει ιδανικό να εργαστεί με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες. Η ψυκτική ικανότητα τέτοιων συστημάτων κυμαίνεται από 50 έως 500 kW. [33]

2.3.2δ Ψύξη με Αποξηραντικό Μέσο

Τα συστήματα αποξηραντικού μέσου χρησιμοποιούν θερμική ενέργεια για την επίτευξη του ψυκτικού αποτελέσματος. Όταν εφαρμόζονται κατάλληλα, τα συστήματα αποξηραντικού μέσου μπορούν να εξοικονομήσουν ενέργεια σε σύγκριση με τα παραδοσιακά συστήματα και παρουσιάζουν αρκετά οφέλη.

Ένα αποξηραντικό μέσο είναι στέρεο ή υγρό που στεγνώνει τον αέρα προσελκύνοντας μόρια νερού στη επιφάνεια του αποξηραντικού μέσου. Ο στεγνός αέρας κατόπιν ψύχεται με άμεση ή έμμεση εξάτμιση και αποστέλλεται στο χώρο κλιματισμού. Αφού το αποξηραντικό μέσο κορεστεί, θερμαίνεται για να απελευθερώσει την υγρασία που προσέλκυσε από τον αέρα. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται "επαναδραστηριοποίηση" του αποξηραντικού μέσου.



Σχήμα 10: Τυπικό ψυκτικό σύστημα με Αποξηραντικό μέσο ανοιχτού τύπου

Τα συστήματα αποξηραντικού μέσου αποτελούν τεχνολογία αφύγρανσης και ψύξης που ενεργοποιείται με θερμότητα. Με τις πρόσφατες εξελίξεις σε αυτή την τεχνολογία, τα συστήματα αποξήρανσης μπορούν να επιτύχουν συντελεστή συμπεριφοράς (COP) μεταξύ 1,3 και 2. Εξελίσσεται σε μια από τις σημαντικότερες εναλλακτικές στα συμβατικά συστήματα ψύξης.

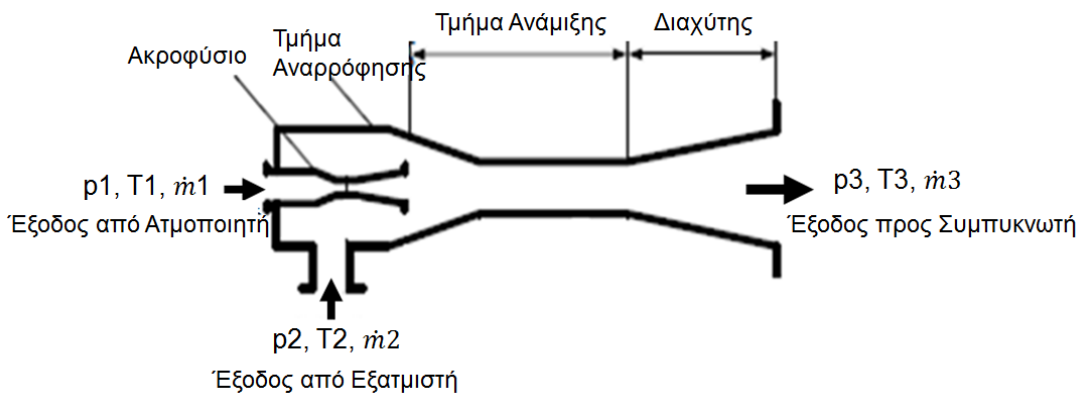
Δύο σημαντικά και πολύ γνωστά πλεονεκτήματα των συστημάτων ψύξης αποξηραντικού μέσου είναι ότι είναι ελεύθερα από χλωροφθοράνθρακες (CFC) και μπορούν να μειώσουν το φορτίο αιχμής ηλεκτρισμού. Ακόμα ένα σημαντικό πλεονέκτημα της τεχνολογίας αποξηραντικού μέσου είναι η δυνατότητα εξοικονόμησης της ενέργειας. Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, η μελέτη επιπτώσεων ενέργειας υποδηλώνει ότι σε οικιακό κλιματισμό είναι εφικτή μία εξοικονόμηση ενέργειας της τάξης του 13%, ενώ σε εμπορικό κλιματισμό είναι πιθανή εξοικονόμηση κατά 8%. [34]

Μεγάλο δυναμικό εξοικονόμησης ενέργειας υπάρχει επίσης στον βιομηχανικό τομέα, σε περίπτωση που η απορριπτόμενη θερμότητα της βιομηχανικής εγκατάστασης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την επαναδραστηριοποίηση του αποξηραντικού μέσου.

2.3.2ε Συμπύεση ατμού με δέσμη ρευστού (διάταξη συγκλίνοντος- αποκλίνοντος ακροφυσίου)

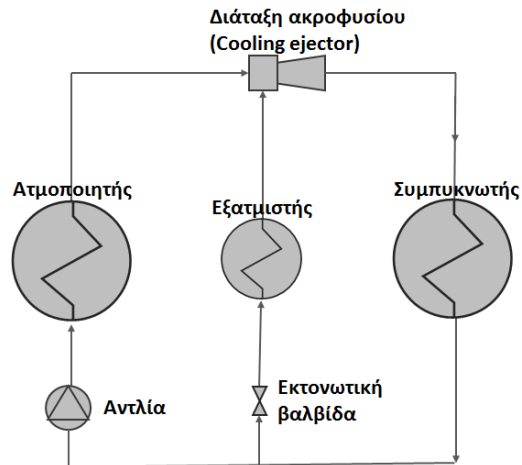
Στις ψυκτικές εγκαταστάσεις με συμπύεση ατμού μέσω δέσμης ρευστού, η συμπύεση των ατμών του ψυκτικού μέσου, από την πίεση ατμοποίησης στην πίεση συμπύκνωσης, γίνεται με τη βοήθεια ενός συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου (ejector), το οποίο λειτουργεί ως συμπιεστής με δέσμη ρευστού. Για να έχουμε λειτουργία κλειστού κυκλώματος και να μπορεί να γίνεται συνεχής επαναχρησιμοποίηση του ψυκτικού μέσου, πρέπει ο συμπιέζον και ο συμπιεζόμενος ατμός να είναι του ίδιου σώματος, δηλαδή του ίδιου ψυκτικού μέσου.

Σε τέτοιες ψυκτικές εγκαταστάσεις, ένα ρεύμα του ψυκτικού μέσου χαμηλής ταχύτητας και χαμηλής πίεσης εξατμίζεται προκειμένου να παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα και στη συνέχεια συμπιέζεται μέχρι την πίεση συμπύκνωσης μέσω της αλληλεπίδρασής του με ένα ρεύμα υψηλής πίεσης.



Σχήμα 11: Διάταξη συμπιεστή με δέσμη ρευστού

Οι συμπιεστές με δέσμη ρευστού είναι μία απλή διάταξη συγκριτικά με τις παραδοσιακές ψυκτικές διατάξεις με μηχανική συμπύεση. Παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον λόγω των φιλικών προς το περιβάλλον χαρακτηριστικών λειτουργίας τους. Το γεγονός ότι δεν περιλαμβάνουν βαλβίδες, ρότορες ή άλλα κινούμενα μέρη τους καθιστά ιδιαίτερα αξιόπιστους, ενώ δεν απαιτούν σχεδόν καμία συντήρηση και το κόστος εγκατάστασής τους είναι ιδιαίτερα χαμηλό. Επιπλέον αυτού του είδους οι συμπιεστές λαμβάνουν ισχύ μέσω χαμηλής ποιότητας ενέργειας και άρα το κόστος λειτουργίας τους είναι προφανώς πολύ χαμηλότερο από αυτό των ηλεκτροκίνητων συμπιεστών. Από την άλλη πλευρά, παρουσιάζουν κάποια μειονεκτήματα, με βασικά τον χαμηλό θερμικό βαθμό απόδοσης και χαμηλό συντελεστή συμπεριφοράς. Επιπλέον παρουσιάζουν μεγάλη ευαισθησία σε μεγαλύτερες θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ ατμοποίησης και συμπύκνωσης από την ονομαστική τους τιμή [35].



Σχήμα 12: Κύκλωμα ψύξης με συμπίεση μέσω δέσμης ρευστού (cooling ejector)

Το εργαζόμενο μέσο υψηλής πίεσης παράγεται στο εσωτερικό του ατμοποιητή (heater). Στο εσωτερικό του εξατμιστή (evaporator), το ρεύμα χαμηλής πίεσης εξατμίζεται προκειμένου να λάβει χώρα το ψυκτικό αποτέλεσμα. Στη συνέχεια τα δύο ρεύματα (της υψηλής και της χαμηλής πίεσης) εισέρχονται στο ακροφύσιο, αναμιγνύονται και εξέρχονται σε μία ενδιάμεση πίεση, την πίεση συμπίεσης. Στον συμπυκνωτή, το μέσο απορρίπτει μέρος της θερμότητάς του και επιστρέφει στην υγρή του μορφή. Ακολουθεί η αντλία, η οποία οδηγεί το ψυκτικό μέσο στον ατμοποιητή, αφού πρώτα αυξήσει την πίεση στην αρχική υψηλή πίεση, ενώ ένα μέρος οδηγείται στον εξατμιστή. Οι συνθήκες λειτουργίας του κύκλου καθορίζονται από τις πιέσεις και τις θερμοκρασίες του ατμοποιητή, του εξατμιστή και του συμπυκνωτή, οι οποίες ορίζονται από τον τύπο της πηγής θερμότητας, το είδος της ψυκτικής εγκατάστασης και τις περιβαλλοντικές συνθήκες της περιοχής.

Τα τελευταία χρόνια υπάρχει μία εκθετική αύξηση στο ενδιαφέρον γύρω από την τεχνολογία ψύξης με συγκλίνον – αποκλίνον ακροφύσιο, όπως φαίνεται από τη βιβλιογραφία, όπου ειδικά το 2015 έχουν γίνει πάρα πολλές δημοσιεύσεις σε σύγκριση με τα προηγούμενα χρόνια πάνω στο συγκεκριμένο θέμα. Οι Chunnanond και Aphornratana [36] το 2004, αλλά και οι Chen [37] το 2015 και Besagni [38] το 2016 μελέτησαν τις βασικές αρχές του ακροφυσίου και τη χρήση του σε κύκλους ανάκτησης θερμότητας. Σύμφωνα με τις παραπάνω μελέτες, η αποτόνωση της αρχικής ροής (συμπιέζοντας ρεύματος) κατά μήκος του ακροφυσίου μπορεί να θεωρηθεί κατά προσέγγιση ισητροπική, επειδή η ενθαλπία του μετατρέπεται σε κινητική ενέργεια στο αρχικό ακροφύσιο (nozzle) και στη συνέχεια μεταφέρεται στη δευτερεύουσα ροή (ρεύμα αναρρόφησης). Αυτό θεωρητικά επιτρέπει μία αντιστρεπτή αποτόνωση στο ακροφύσιο, κάτι το οποίο βελτιώνει την απόδοση του κύκλου σε σύγκριση με ισηθαλπική ή μη αντιστρεπτή αποτόνωση στην βαλβίδα εκτόνωσης.

Οι Elbel [39] και Sarkar [40] έχουν παρουσιάσει διάφορες μελέτες σχετικά με τη χρήση ακροφυσίου δύο φάσεων σε συστήματα ψύξης, συμπεριλαμβανομένων των χαρακτηριστικών λειτουργίας, της διαστασιολόγησης του ακροφυσίου, αλλά και των γεωμετρικών παραμέτρων.

Κι άλλοι ερευνητές έχουν ασχοληθεί με τη διαστασιολόγηση του ακροφυσίου, όπως είναι ο Saban Ünal [41] ή ο M. Dennis και η ομάδα του [42] και ο Tawatchai Jaruwongwittaya [43], οι οποίοι κατέληξαν σε μία σειρά συστημάτων εξισώσεων, για τον υπολογισμό των ταχυτήτων, των ενθαλπιών, αλλά και των απαραίτητων διαστάσεων του ακροφυσίου.

Επίσης οι Alejandro Gutiérrez [44], ο Paulo R. Pereira και η ομάδα του [45], ο B. Elhub [46], καθώς και ο Jia Yan με την ομάδα του [47] μελέτησαν τις γεωμετρικές παραμέτρους του ακροφυσίου, οι οποίες επηρεάζουν την απόδοση του συστήματος. Σύμφωνα με τις παραπάνω μελέτες, οι βασικές γεωμετρικοί παράμετροι είναι (α) η διάμετρος στο λαιμό του αρχικού ακροφυσίου, (β) η θέση του αρχικού ακροφυσίου σε σχέση με το τμήμα ανάμιξης του ακροφυσίου, (γ) το μήκος του σταθερού τμήματος (τμήμα ανάμιξης) και (δ) ο λόγος των εμβαδών του λαιμού στο αρχικό ακροφύσιο προς του σταθερού τμήματος.

Ο Ma με την ομάδα του [48] διεξήγαγε μία πειραματική έρευνα σχετικά με ένα ηλιακό σύστημα ψύξης με διάταξη συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου με μεταβλητή γεωμετρία. Η παροχή της πρωτεύουσας ροής στο ακροφύσιο ελέγχεται με τη βοήθεια μίας "βελόνας" με σκοπό τη βέλτιστη απόδοση του συστήματος. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι όταν το ακροφύσιο δουλεύει σε συνθήκες εκτός σημείου λειτουργίας, η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης δεν συνοδεύεται πάντα με βελτίωση της απόδοσης.

Επίσης θεωρητική μελέτη πραγματοποιήθηκε από τον Verga και την ομάδα του [49], οι οποίοι μελέτησαν ψυκτικούς κύκλους με ηλιακούς συλλέκτες ψυκτικής ικανότητας 5 kW. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα, για να επιτευχθούν αποδεκτές τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) πρέπει η θερμοκρασία του ατμοποιητή να είναι πάνω από 90°C και απαιτείται ηλιακός συλλέκτης με θερμοκρασία εξόδου του νερού στους 100°C. Παρόμοια θεωρητική μελέτη διεξήχθη από τον Ersoy [50] σχετικά με αντίστοιχο σύστημα ψύξης με ψυκτικό μέσο το R114. Η έρευνα έδειξε ότι για θερμοκρασία ατμοποίησης στους 85°C, συμπύκνωσης στους 30°C και εξατμίσεως στους 12°C, η μέγιστη ψυκτική ισχύς που μπορεί να παραχθεί ήταν 178,26 W/m² με συντελεστή συμπεριφοράς ίσο με 0,197 (19,7%).

Από την άλλη, ο Wang [51] παρουσίασε ένα συνδυασμένο κύκλο παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και ψύξης με εργαζόμενο μέσο νερό και αμμωνία, το οποίο οδηγεί σε καλύτερες αποδόσεις χωρίς να αυξηθεί ιδιαίτερα η πολυπλοκότητα του συστήματος. Ενώ ο Javan [52] μελέτησε ένα σύστημα τριπαραγωγής, πραγματοποιώντας ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση. Κατέληξε ότι η παραγωγή ψύξης από ανάκτηση θερμότητας είναι πιο συμφέρουσα από την αντίστοιχη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από πλευράς εξεργειακής απόδοσης, αλλά και κόστους. Επίσης, όσο υψηλότερη είναι η κρίσιμη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου, τόσο πιο αποδοτική γίνεται η ανάκτηση της θερμότητας και οι εφαρμογές αυτής.

Πίνακας 4: Βασικά χαρακτηριστικά συστημάτων ψύξης με συμπίεση μέσω δέσμης ρευστού (cooling ejector)

Πηγή	Ψυκτική Ικανότητα (kW)	Εργαζόμενο Μέσο	Θερμοκρασία Εξάτμισης (°C)	Θερμοκρασία Συμπύκνωσης (°C)	Θερμοκρασία Αναγεννητή (°C)	COP
Chummanond & Aphornratana [36]	3	Νερό	5-15	22-36	110-150	0,28-0,48
Selvaraju & Mani [53]	0,5	R134a	2-13	26-38	65-90	0,03-0,16
Sankarlal & Mani [54]	2	Αμμωνία	5-15	30-36	62-72	0,12-0,29
Chaiwongsa & Wongwises [55]	3	R134a	8-16	26,5-38,5	50-60	0,30-0,48
Yapici et al. [56]	2	R123	0-14	29-40	83-103	0,12-0,39
Gil & Kasperski [57]	-	Κυκλοπεντάνιο	10	40	80-200	0,15-0,35
	-	Κυκλοεξάνιο	10	40	80-200	0,05-0,15
Yan, Cai & Li [47]	2	R134a	11,5	32-35	68-72	0,06-0,19
Ünal [41]	14	R134a	12	45	-	2,00-3,00
	32	R134a	5	45	-	2,50-3,20
Jaruwongwittaya & Chen [43]	1	Νερό	5	54	100-200	0,30-0,90
AlexisGK [58]	100	Νερό	4-8	44-50	165	0,40-0,60
Boumaraf & Lallemand [59]	10	R142b	10	20-35	120-130	0,10-0,13
Riffat & Omer [60]	0,5	Μεθανόλη	(-2)-14	16-28	80-100	0,20-0,40
Alexis & Katsanis [61]	-	Μεθανόλη	(-5)-10	42-50	118-132,5	0,14-0,47

Οι εφαρμογές που μπορεί να έχει ένα σύστημα ψύξης με διάταξη συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου ποικίλουν.

Κυρίως, οι μελέτες και οι αντίστοιχες εφαρμογές που πραγματοποιούνται αφορούν οικιακά συστήματα κλιματισμού, όπως η μελέτη του Elhub και της ομάδας του [46], αλλά τέτοιες διατάξεις μπορούν να εφαρμοστούν σε πληθώρα συστημάτων ψύξης.

Ιδιαίτερα έρευνες γίνονται πάνω σε αντίστοιχες εφαρμογές στα συστήματα κλιματισμού οχημάτων, όπως παρουσιάζουν ο Worall και η ομάδα του [62] για συστήματα κλιματισμού διάφορων οχημάτων, αλλά και οι Jaruwongwittaya και Chen [43] ή ο Ünal [41] για όχημα λεωφορείου.

Σημαντικές μελέτες γίνονται ειδικά γύρω από τα ηλιακά συστήματα ψύξης με διάταξη ακροφυσίου ως συστήματα φιλικά προς το περιβάλλον, προσφέροντας μία βιώσιμη εναλλακτική λύση για συστήματα ψύξης, όπως στις μελέτες των Zeyghami [63] ή του Abdulateef και της ομάδας του [64].

Το εύρος των εφαρμογών της συγκεκριμένης τεχνολογίας δύναται να αλλάξει τα επόμενα χρόνια, ενώ είναι σημαντικό να διευρυνθούν οι μελέτες για καλύτερη λειτουργία και εφαρμογή του, λόγω της πολυπλοκότητας του εξοπλισμού. Σημαντικό πεδίο μελέτης, είναι η λειτουργία της διάταξης εκτός σημείου λειτουργίας (off-design), κάτι με το οποίο οι μέχρι τώρα έρευνες δεν έχουν ασχοληθεί ιδιαίτερα, αλλά είναι ιδιαίτερης σημασίας για τη διεύρυνση των εφαρμογών του συγκεκριμένου συμπιεστή.

Συνοπτικά οι εν δυνάμει εφαρμογές των τεχνολογιών ψύξης με διάταξη ακροφυσίου παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα [38]:

Πίνακας 5: Εφαρμογές τεχνολογιών ψύξης με ακροφύσιο

• Οικιακά συστήματα κλιματισμού	• Βιομηχανίες χρωμάτων
• Συστήματα κλιματισμού οχημάτων	• Φαρμακευτικές βιομηχανίες
• Ηλιακά συστήματα ψύξης	• Χημικές βιομηχανίες
• Βιομηχανία παραγωγής τροφίμων	• Διυληστήρια πετρελαίου
• Βιομηχανίες επεξεργασίας καουτσούκ	• Βιομηχανίες χαρτιού

Είδη ακροφυσίου

Μία διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου μπορεί να ταξινομηθεί ανάλογα με:

(α) τη θέση του αρχικού ακροφυσίου (primary nozzle), (β) το σχεδιασμό του αρχικού ακροφυσίου και (γ) τον αριθμό των φάσεων. [65]

(α) Όσον αφορά τη θέση του αρχικού ακροφυσίου, υπάρχουν δύο είδη. Στο πρώτο, η έξοδος του nozzle βρίσκεται στο σημείο όπου αναρροφάται το δευτερεύον ρεύμα (CPM), ενώ στο δεύτερο βρίσκεται στο σταθερό τμήμα της διάταξης (CAM). Τα ακροφύσια CPM είναι πιο διαδεδομένα χάρις στην ικανότητά τους να λειτουργούν σε μεγαλύτερες πιέσεις και τις υψηλότερες αποδόσεις τους αν και τα συστήματα CAM δίνουν καλύτερους λόγους παροχής μαζών ανάμεσα στα δύο ρεύματα.

(β) Η γεωμετρία της διάταξης παίζει επίσης σημαντικό ρόλο στην απόδοση του συστήματος. Ειδικότερα το αρχικό ακροφύσιο μπορεί να είναι συγκλίνον, με το εργαζόμενο μέσο να βρίσκεται σε υποηχητικές ταχύτητες ή οριακά ηχητικές ή να είναι συγκλίνον - αποκλίνον, όπου φθάνει και σε υπερηχητικές ταχύτητες. Η επιλογή αυτή γίνεται ανάλογα με τους σκοπούς κάθε εγκατάστασης. Τα υποηχητικά ακροφύσια δεν είναι σχεδιασμένα για συμπίεση μεγάλου βαθμού, αλλά εξασφαλίζουν

μικρές απώλειες πίεσεων. Αντίθετα, τα υπερηχητικά χρησιμοποιούνται όπου υπάρχει ανάγκη για υψηλή διαφορά πίεσης.

(γ) Ανάλογα με τις αρχικές συνθήκες της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής, η ροή στο εσωτερικό της διάταξης μπορεί να είναι μονοφασική (μόνο αέριο ή μόνο υγρό) ή διφασική. Οι διφασικές διατάξεις μπορεί να είναι δύο ειδών: (i) η πρωτεύουσα ροή να συμπυκνώνεται μέσα στο ακροφύσιο και (ii) η ροή στην έξοδο να είναι διφασική. Η μονοφασική διάταξη συναντιέται πολύ περισσότερο στη βιβλιογραφία, ενώ η έρευνα γύρω από τις διφασικές είναι σε αρχικό ακόμη στάδιο.

Παράμετροι λειτουργίας ενός συστήματος ακροφυσίου

Για να κρίνουμε την απόδοση ενός συστήματος ψύξης, χρειάζεται να εξετάσουμε τον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος (COP). Στο συγκεκριμένο σύστημα, ο COP εξαρτάται τόσο από την αναλογία των μαζών όσο και από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου. Συνεπώς η επιλογή του ψυκτικού μέσου είναι καθοριστικής σημασίας για το κύκλωμα του ακροφυσίου.

Η επίτευξη του βέλτιστου συντελεστή συμπεριφοράς εξαρτάται από το εργαζόμενο μέσο, τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος και τις διαστάσεις του ακροφυσίου. Η επίδραση όλων των παραπάνω παραμέτρων στην απόδοση του συστήματος και άρα στον συντελεστή συμπεριφοράς είναι τόσο μεγάλη, ώστε η επίτευξη της βέλτιστης λειτουργίας να είναι ιδιαίτερα δύσκολη.

Οι παράμετροι που επιδρούν στην απόδοση του συστήματος είναι η θερμοκρασία του ατμοποιητή, στον οποίο γίνεται η ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας, η θερμοκρασία του συμπυκνωτή, στον οποίο γίνεται η παραγωγή θερμότητας, η θερμοκρασία του εξατμιστή και οι υπερθερμάνσεις της κύριας και της δευτερεύουσας ροής, όπως επίσης και η γεωμετρία του ακροφυσίου.

Σε γενικές γραμμές ο λόγος διατομών του ακροφυσίου πρέπει να μεταβάλλεται με τις συνθήκες λειτουργίας. Η πιο σημαντική παράμετρος που επιδρά στο λόγο διατομών είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης και η θερμοκρασία ατμοποίησης. Την μικρότερη επίδραση στην επιλογή του βέλτιστου λόγου την έχει η θερμοκρασία του εξατμιστή.

Όσον αφορά τις γεωμετρικές παραμέτρους του ακροφυσίου, ο λόγος των διατομών και η θέση του ακροφυσίου εξόδου είναι περισσότερο ευαίσθητες στην μεταβολή του λόγου μαζών, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω.

2.4 Εργαζόμενα Μέσα

Το εργαζόμενο μέσο ενός συστήματος είναι μία από τις βασικές παραμέτρους λειτουργίας του, με σημαντική επίδραση στην απόδοση αλλά και το εύρος λειτουργίας και τις δυνατότητες του συστήματος. Επομένως η επιλογή του κατάλληλου μέσου επηρεάζει το σχεδιασμό, την απόδοση και το τελικό κόστος της εγκατάστασης. [66], [67]

Ψυκτικό Μέσο ονομάζεται μία ουσία ή μίγμα, συνήθως υγρό, το οποίο χρησιμοποιείται σε ψυκτικούς κύκλους και αντλίες θερμότητας. Στους περισσότερους κύκλους, πραγματοποιείται αλλαγή φάσης του μέσου, από υγρό σε αέριο και αντίστροφα.

Σε κυκλώματα αντίστοιχα με αυτά που μελετάμε εμείς, όπως είναι ένα σύστημα ORC με ψύξη, το εργαζόμενο μέσο ταυτίζεται με την έννοια του ψυκτικού μέσου.

Οι επιθυμητές ιδιότητες ενός ψυκτικού μέσου είναι:

1. Χημική ευστάθεια στο εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών που χρησιμοποιούνται
2. Μη διαβρωτικά για τα διάφορα μηχανικά εξαρτήματα της εγκατάστασης
3. Μη εύφλεκτα
4. Θερμοκρασία τήξεως χαμηλότερη της θερμοκρασίας λειτουργίας της ψυκτικής εγκατάστασης
5. Φιλικά προς το περιβάλλον και μη τοξικά
6. Μεγάλη θερμοκρασία ατμοποίησης
7. Να μην συμπυκνώνονται σε πολύ υψηλές πιέσεις
8. Να μην ατμοποιούνται σε πολύ χαμηλές πιέσεις

Η βελτιστοποίηση της λειτουργίας των διάφορων συστημάτων επιβάλλει σε κάθε περίπτωση τη χρήση εργαζόμενων μέσων ειδικών ιδιοτήτων. Συνέπεια αυτού είναι η χρήση πλήθους διαφορετικών ρευστών. Δεν υπάρχουν ιδανικά ψυκτικά μέσα που να πληρούν όλες τις απαιτήσεις. Γι' αυτό, σε κάθε περίπτωση θα πρέπει να γίνεται εκλογή του καταλληλότερου εργαζόμενου μέσου.

Ιστορική Αναδρομή

Ξεκινώντας από το 1950, οι βιομηχανίες χημικών δημιούργησαν τους **χλωροφθοράνθρακες (CFCs)**, οι οποίοι χρησιμοποιήθηκαν ως ψυκτικά μέσα. Οι CFCs είναι ανθρωπογενείς ουσίες που είναι σταθερές και μη-εύφλεκτες, άοσμες και άγευστες. Είναι υδρογονάνθρακες, των οποίων τα άτομα του υδρογόνου έχουν αντικατασταθεί πλήρως με αλογόνα χλωρίου και φθορίου ή ακόμα και βρωμίου σε μερικές περιπτώσεις. Χαρακτηριστικά παραδείγματα CFCs είναι τα: R11, R12, R13, R113.

Με την πάροδο του χρόνου, παρατηρήθηκε ότι η απελευθέρωση χλωροφθορανθράκων στην ατμόσφαιρα είχε μεγάλη επίδραση στο φαινόμενο της διάσπασης της στοιβάδας του όζοντος. Εκείνη την περίοδο αρχίζει να χρησιμοποιείται ως δείκτης μέτρησης της επίδρασης στην τρύπα του όζοντος ο ODP (Ozone depletion potential).

Προκειμένου να λυθεί αυτό το πρόβλημα, οι βιομηχανίες χημικών δημιούργησαν μια νέα γενιά οργανικών μέσων, τους **υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs)**. Οι HCFCs είναι μερικώς αλογονωμένοι χλωροφθοράνθρακες και χρησιμοποιούνται ως ψυκτικά, προωθητικά αέρα ή διαλύτες. Είναι ανθρωπογενείς ουσίες, χημικά σταθερές, μη εύφλεκτες, άοσμες και άγευστες. Είναι υδρογονάνθρακες, των οποίων τα άτομα του υδρογόνου έχουν μερικώς αντικατασταθεί από αλογόνα φθορίου ή χρωμίου. Συγκρινόμενοι με τους χλωροφθοράνθρακες (CFCs) είναι λιγότερο σταθεροί και έχουν χαμηλότερο δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP=0,02-0,06). Παραδείγματα HCFCs είναι τα: R 22, R 123, R 124, R 141b, R 142b.

Όμως με τη συνέχιση των ερευνών πάνω στα εργαζόμενα ρευστά, διαπιστώθηκε κι ένα επιπλέον πρόβλημα, το οποίο προκαλούνταν από την απελευθέρωση στην ατμόσφαιρα των F-gases. Τα F-gases ήταν υπεύθυνα για το φαινόμενο του θερμοκηπίου και άρα για την υπερθέρμανση του πλανήτη. Είναι φθοριούχα αέρια που έχουν κατασκευαστεί από τον άνθρωπο και σε περίπτωση διαφυγής τους στην ατμόσφαιρα, μένουν εκεί ακόμα και για αιώνες μετά, συμβάλλοντας στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Για αυτόν ακριβώς τον λόγο, θεσπίστηκε ένας καινούριος δείκτης επίδρασης του κάθε οργανικού μέσου στο συγκεκριμένο φαινόμενο, που ονομάστηκε GWP (Global Warming Potential).

Παράλληλα οι εταιρίες χημικών προσπαθούσαν να παράγουν νέα ψυκτικά μέσα, ακολουθώντας τις θεσμοθετημένες οδηγίες. Έτσι αρχίζουν να χρησιμοποιούνται οι **PFCs**, οι οποίοι πλέον δεν επιδρούν καθόλου στην καταστροφή του όζοντος (ODP=0), αλλά επειδή τα άτομα του υδρογόνου έχουν πλήρως

αντικατασταθεί με φθόριο, έχουν ιδιαίτερα υψηλή άμεση επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου (GWP = 5.820-12.010) και εξαιρετικά μεγάλη διάρκεια ζωής (3.200-50.000 χρόνια). Χαρακτηριστικά παραδείγματα αυτής της κατηγορίας ψυκτικών μέσων είναι τα : R 14, R 116, R 218.

Στη συνέχεια παράγονται οι **υδροφθοράνθρακες (HFCs)**. Οι μερικώς αλογονωμένοι φθοράνθρακες δεν έχουν δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP=0) και έχουν χαμηλότερη επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου (GWP=122-14.310) από τους PFCs, καθώς κι ένα σύντομο κύκλο ζωής (1,4 - 270 έτη). Παραδείγματα υδροφθορανθράκων είναι τα: R23, R125, R134a, R152a, R404A, R407C, R410A, R507A. Ένας από του υδροφθοράνθρακες, για τον οποίο γίνεται έντονα λόγος, είναι το **R32** ή διφλουορομεθάνιο, το οποίο παλαιότερα χρησιμοποιούνταν ως συστατικό σε ποικίλα μίγματα ψυκτικών ρευστών, όπως το R410a ή το R427a, αλλά τώρα η χρήση του ως αυτόνομο οργανικό μέσο διαδίδεται σε εφαρμογές που παλιότερα χρησιμοποιούσαν ως ψυκτικά μέσα το R22 ή το R410a. Θεωρείται φιλικό προς το περιβάλλον καθώς δεν έχει καμία επίδραση στην καταστροφή του όζοντος (ODP=0), αλλά έχει δείκτη GWP ίσο με 675. Παρουσιάζει κοινά χαρακτηριστικά με το R410a, όπως η κρίσιμη πίεση, το οποίο το καθιστά ενεργειακά αποδοτικό σε ψυκτικές εγκαταστάσεις, ενώ δεν είναι τοξικό. Βασικό του μειονέκτημα είναι ότι είναι εύφλεκτο, γεγονός το οποίο αυξάνει τους προϋποθέσεις, προκειμένου να εξασφαλίζεται η ασφάλεια των συστημάτων, στα οποία χρησιμοποιείται, χωρίς όμως αυτό να αποτελεί κρίσιμο πρόβλημα λόγω των υπάρχοντων κανονισμών ασφαλείας.

Τα τελευταία χρόνια έχουν αρχίσει πάλι να γίνονται αρκετά δημοφιλή τα φυσικά εργαζόμενα μέσα. Τα φυσικά ψυκτικά ρευστά χρησιμοποιούνται σε διάφορους τομείς πάνω από 130 χρόνια τώρα. Η ανάπτυξη της τεχνολογίας και των σύγχρονων καινοτομιών έχουν βοηθήσει προκειμένου να θεωρούνται πλέον μία οικονομική και ασφαλής λύση για ποικιλία εφαρμογών. Τέτοια φυσικά ρευστά είναι η αμμωνία και το διοξείδιο του άνθρακα, αλλά και οι υδρογονάνθρακες όπως το προπάνιο, το προπένιο και το ισοβουτάνιο.

Η **αμμωνία (NH₃)** χρησιμοποιείται με επιτυχία ως ψυκτικό μέσο στην βιομηχανία για πάνω από 130 χρόνια. Είναι ένα έγχρωμο αέριο, το οποίο υγροποιείται υπό πίεση και έχει έντονη οσμή. Δεν έχει καμία επίδραση στην καταστροφή του όζοντος (ODP=0) και καμία άμεση επίδραση στην υπερθέρμανση του πλανήτη (GWP=0). Χάρη στην υψηλή ενεργειακή απόδοσή της, η επίδρασή της στην έμμεση υπερθέρμανση του πλανήτη είναι επίσης χαμηλή. Η αμμωνία είναι εύφλεκτη και τοξική στο δέρμα και στους βλεννογόνους, όταν είναι υπό μεγάλη πίεση. Παρ' όλα αυτά, η ενέργεια ανάφλεξης είναι 50 φορές υψηλότερη από αυτήν του φυσικού αερίου και η αμμωνία δεν καίγεται χωρίς εξωτερική έναρξη εύφλεξης. Η αμμωνία είναι τοξική, αλλά έχει μία χαρακτηριστική, έντονη μυρωδιά, η οποία κάνει εμφανείς διαρροές πολύ χαμηλότερες από εκείνες που μπορεί να θέσουν σε κίνδυνο την υγεία.

Το **διοξείδιο του άνθρακα (CO₂)** έχει κι αυτό μία μακριά ιστορία στην ψύξη. Είναι ένα άχρωμο αέριο, το οποίο υγροποιείται υπό πίεση, με μια ελαφρώς ξινή οσμή και γεύση. Το διοξείδιο του άνθρακα δεν έχει καμία επίδραση στην καταστροφή του όζοντος (ODP=0) και αμελητέα άμεση επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου (GWP=1), όταν χρησιμοποιείται ως ψυκτικό σε κλειστό κύκλωμα. Δεν είναι εύφλεκτο, είναι χημικά αδρανές και βαρύτερο από τον ατμοσφαιρικό αέρα. Σε υψηλές συγκεντρώσεις είναι επιβλαβές για την ανθρώπινη υγεία. Επειδή το διοξείδιο του άνθρακα έχει χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία από άλλα μέσα, πρόσφατες έρευνες έχουν επικεντρωθεί κυρίως στη βελτιστοποίηση της χρήσης του στις μηχανολογικές εγκαταστάσεις, ενώ παράλληλα όλο πιο αποτελεσματικές ψυκτικές εγκαταστάσεις αναπτύσσονται για να καλύψουν αυτό το κενό. Το διοξείδιο του άνθρακα ως ψυκτικό μέσο είναι λιγότερο αποδοτικό από την αμμωνία, αλλά είναι πιο ασφαλές, κάτι το οποίο το καθιστά

κατάλληλο για μικρές εγκαταστάσεις. Τέλος είναι ένα ρευστό το οποίο βρίσκεται άφθονο στη φύση και δεν υπάρχει καμία ανάγκη για ανακύκλωσή του.

Εδώ και πολλά χρόνια έχουν τεθεί σε λειτουργία ψυκτικές εγκαταστάσεις που χρησιμοποιούν **υδρογονάνθρακες**, όπως το προπάνιο (R290, C₃H₈), το προπένιο (R1270, C₃H₆) και το ισο-βουτάνιο (R600a, C₄H₁₀). Οι υδρογονάνθρακες είναι άχρωμα και σχεδόν άοσμα αέρια, τα οποία υγροποιούνται υπό πίεση και δεν επηρεάζουν την καταστροφή του όζοντος (ODP = 0), ούτε σημαντικά το φαινόμενο του θερμοκηπίου (χαμηλό GWP). Χάρη στα εξαιρετικά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά τους, παρουσιάζουν ιδιαίτερα καλή ενεργειακή απόδοση ως ψυκτικό μέσο. Είναι εύφλεκτοι, αλλά με τους ισχύοντες κανονισμούς ασφαλείας οι απώλειες του συγκεκριμένου ρευστού είναι μηδαμινές. Οι υδρογονάνθρακες είναι εύκολα και φθηνά διαθέσιμοι σε όλο τον κόσμο. Τα βρίσκουμε πιο συχνά σε μικρές βιομηχανικές εγκαταστάσεις που οι ψυκτικές απαιτήσεις είναι χαμηλές.

Νομοθεσία και Κανονισμοί

Παράλληλα βέβαια με την προσπάθεια να παραχθούν πιο φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά μέσα, υπήρξαν και αρκετές θεσμοθετημένες οδηγίες και νόμοι προκειμένου να περιοριστεί σταδιακά η χρήση των πιο "επικίνδυνων" μέσων.

Αρχίζοντας από το 1987, θεσμοθετήθηκε το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, μία διεθνή συμφωνία, στην οποία αναφέρονταν ρητά οι ημερομηνίες στόχοι για την κατάργηση των CFC οργανικών μέσων. Το 1992, το πρωτόκολλο τροποποιήθηκε ώστε να συμπεριλάβει και τη σταδιακή κατάργηση των HCFCs. Σήμερα στην Ευρώπη, οι HCFC δεν επιτρέπονται ως εργαζόμενα μέσα σε νέες εγκαταστάσεις.

Το 1996 καταργήθηκε σε όλες τις ανεπτυγμένες χώρες η παραγωγή των CFCs και το 2000 με τον Κανονισμό 2037/2000 απαγορεύτηκε η κυκλοφορία του πρωτογενούς R-22 από 1/1/2010 και επιτρεπόταν μόνο η κυκλοφορία ανακυκλωμένου R-22 έως το 2015. Μετά το 2015 η χρήση του R-22 δεν επιτρέπεται.

Σύμφωνα με τους νέους κανονισμούς που θεσπίστηκαν στην Ευρώπη και την Αμερική και τις νέες προτεινόμενες δράσεις για τα F-Gases, σταδιακά θα καταργηθούν και τα ψυκτικά ρευστά HFCs (R404a, R507a, R134a, R407C, R410a, κ.α.), λόγω της μεγάλης επίδρασης που έχουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

Η ευρωπαϊκή οδηγία για τα φθοριούχα αέρια και το Πρωτόκολλο του Κυότο προσπαθούν να μειώσουν δραστικά τη χρήση των HFC. Η Ευρωπαϊκή Ένωση, ακολουθώντας ένα πολύ φιλόδοξο περιβαλλοντικό σχεδιασμό, με τον κανονισμό EE 517/2014, σχεδιάζει την μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου κατά 40% σε σχέση με τα επίπεδα του 1990 έως το 2030 και κατά 80 έως και 95% σε σχέση με τα επίπεδα εκπομπών του 1990 έως το έτος 2050 [6] και την κατάργηση των HFCs σε βάθος χρόνου.

Σε πρόσφατο συνέδριο των χωρών G20 (8/6/2013) εκφράστηκε η ιδέα ότι η κατάργηση των HFCs θα αποτελέσει την πιο γρήγορη και άμεση δράση για τον περιορισμό του προβλήματος του φαινομένου του θερμοκηπίου, αλλά και ένα παράδειγμα συνεργασίας όλων των χωρών για επίλυση σοβαρών προβλημάτων όπως αυτό της κλιματικής αλλαγής που υφίσταται ο πλανήτης τις τελευταίες δεκαετίες. Οι προτάσεις του συνεδρίου θα γίνουν πράξη με νομοσχέδιο του Ευρωκοινοβουλίου (EE 517/2014), με το οποίο η Ευρωπαϊκή επιτροπή περιβάλλοντος επιβάλλει σαρωτικές αλλαγές στην χρήση μέσων HFC στους τομείς της ψύξης και του κλιματισμού, όπως φαίνονται παρακάτω:

- Απαγόρευση χρήσης HFC με δείκτη GWP ≥ 2.500 σε νέες εγκαταστάσεις ψύξης από 1/1/2016 (εξαιρούνται τα συστήματα που χρησιμοποιούν HFC σε εφαρμογές με θερμοκρασίες χαμηλότερες των -50°C)
- Απαγόρευση χρήσης HFC σε νέες εγκαταστάσεις ψύξης από 1/1/2020 (εξαιρούνται τα συστήματα που χρησιμοποιούν HFC σε εφαρμογές με θερμοκρασίες χαμηλότερες των -50°C)
- Απαγόρευση της χρήσης HFC με βαθμό GWP ≥ 2150 σε νέες εγκαταστάσεις επαγγελματικής ψύξης από 1/1/2015 (αντί για 1/1/2017)
- Απαγόρευση της χρήσης HFC σε νέες εγκαταστάσεις επαγγελματικής ψύξης από 1/1/2018 (αντί για 1/1/2020)
- Απαγόρευση χρήσης των HFC σε συστήματα κλιματισμού εμπορικών πλοίων (cargo ships) από 1/1/2020
- Γενική απαγόρευση χρήσης των HFC σε συστήματα ψύξης κινητών μέσων (mobile refrigeration equipment) από 1/1/2025

Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου

Όσον αφορά την επιλογή εργαζόμενου μέσου σε ένα κύκλωμα, υπάρχει μια μεγάλη ποικιλία από οργανικά μέσα για κυκλώματα ORC και ψυκτικούς κύκλους καθώς και ένας μεγάλος αριθμός επιστημονικών μελετών που έχουν ασχοληθεί με την επιλογή του κατάλληλου μέσου. Ωστόσο δεν μπορεί να υπάρξει κάποιο ρευστό το οποίο να θεωρείται ιδανικό. Υπάρχουν όμως ορισμένα κριτήρια, βάση των οποίων επιλέγεται το καταλληλότερο οργανικό για την κάθε εγκατάσταση ξεχωριστά.

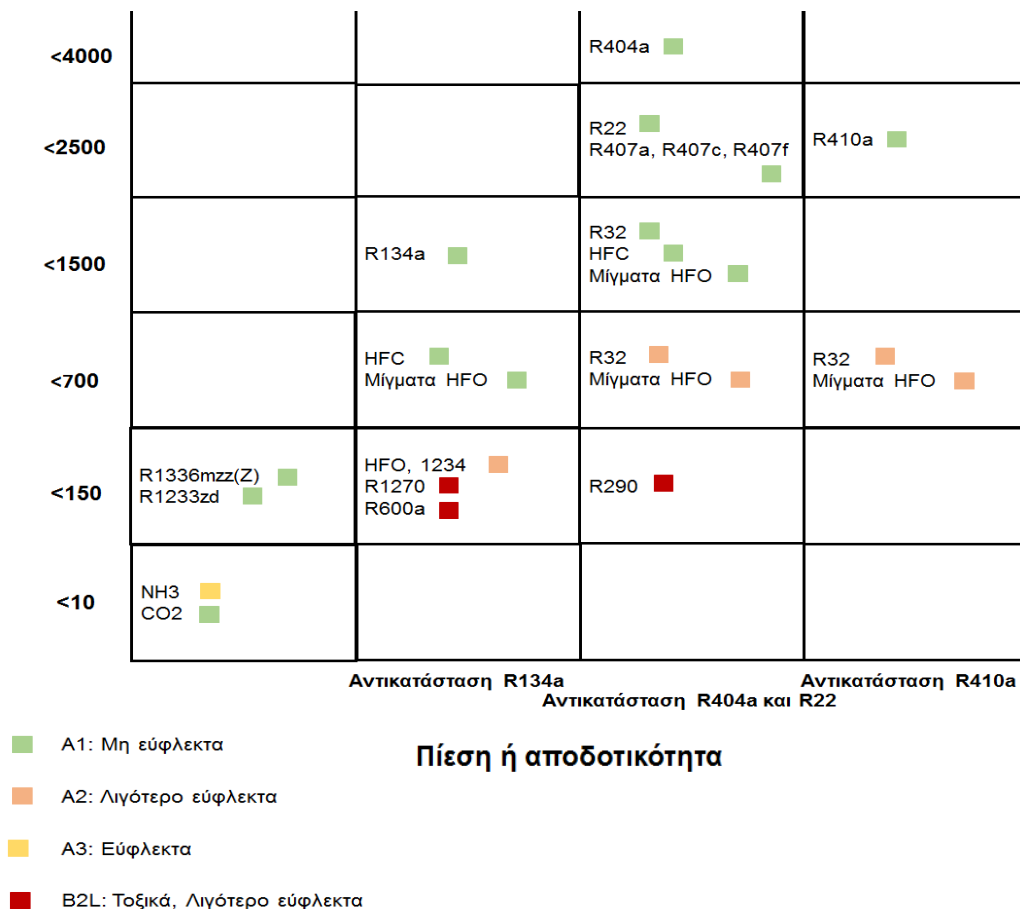
Παλαιότερα, το βασικό κριτήριο για την επιλογή ψυκτικού μέσου ήταν η μεγιστοποίηση της απόδοσης. Τα τελευταία χρόνια όμως, λαμβάνονται πολύ σοβαρά υπόψη κι άλλα κριτήρια, όπως είναι οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις, η ασφάλεια κλπ.

Δύο πολύ σημαντικές παράμετροι για έναν κύκλο είναι οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις λειτουργίας του, οι οποίες εξαρτώνται από τις αντίστοιχες κρίσιμες του εργαζόμενου μέσου που έχει επιλεγεί. Βασικό κριτήριο για την επιλογή ενός ψυκτικού είναι να έχει μεγάλο λανθάνον ποσό θερμότητας ατμοποίησης και υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία ώστε να αντισταθμίζει το εύρος λειτουργίας της θερμοκρασίας αναγέννησης. Ωστόσο, οι πιέσεις δεν πρέπει να είναι πολύ υψηλές έτσι ώστε να περιορίζεται η κατανάλωση ενέργειας στην αντλία αλλά και για λόγους ασφαλείας. Ιδιαίτερα η πίεση του σημείου δρόσου του στο σημείο συμπύκνωσης θα πρέπει να είναι το χαμηλότερο δυνατό, για να ελαχιστοποιηθεί το κόστος ανά μονάδα επιφάνειας του συμπυκνωτή, και μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής για την αποφυγή εισόδου αέρα στο σύστημα.

Πολύ βασικό κριτήριο για την επιλογή είναι οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις όπως αυτές καθορίζονται από τους δείκτες GWP (Global Warming Potential) και ODP (Ozone Depletion Potential) και τις ισχύουσες νομοθετικές διατάξεις. Σήμερα προτιμώνται ψυκτικά μέσα με μηδενικό ODP και χαμηλό GWP.

Η ασφάλεια των μέσων είναι μία ακόμη παράμετρος η οποία χρειάζεται να εξεταστεί. Σημαντική είναι η διαβρωτική ικανότητα των μέσων και σκοπός είναι να επιλέγονται όσο το δυνατόν μη διαβρωτικά ρευστά. Ένα δεύτερο χαρακτηριστικό, από το οποίο εξαρτάται η ασφάλεια είναι η τοξικότητα, η οποία πρέπει να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερη έως μηδενική προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν οι κίνδυνοι κατά το χειρισμό ή σε περίπτωση διαρροής. Ένα επιπλέον στοιχείο όσον αφορά την ασφάλεια είναι η ευφλεκτότητα. Είναι εμφανές ότι προτιμώνται τα μη εύφλεκτα ρευστά, προκειμένου να αποτρέπονται εκρήξεις ή πυρκαγιά σε περίπτωση ατυχήματος. Λόγω των υψηλών πιέσεων στις οποίες λειτουργεί ένα σύστημα ORC (το οποίο είναι αντικείμενο μελέτης στην παρούσα

εργασία), η ευφλεκτότητα και η τοξικότητα κρίνονται ως ιδιαίτερα σημαντικές ιδιότητες που χρειάζεται να ληφθούν υπ' όψιν. Αυτές οι δύο ιδιότητες συνήθως εκφράζονται από έναν δείκτη ασφαλείας ASHRAE. Ο δείκτης αυτός αποτελείται από ένα γράμμα, το οποίο αντιπροσωπεύει την τοξικότητα του ψυκτικού μέσου και έναν αριθμό, το οποίο εκφράζει την ευφλεκτότητα. Για παράδειγμα έναν μέσο με δείκτη "A1" είναι το πιο ασφαλές όσον αφορά αυτές τις ιδιότητες.[68] Ας σημειωθεί ότι είναι αναγκαίο το εργαζόμενο μέσο, το οποίο θα επιλεγεί, να συνοδεύεται με οδηγίες χειρισμού.



Σχήμα 13: Μεταβατικά ψυκτικά μέσα και ιδιότητες [69]

Επίσης εξετάζεται η χημική σταθερότητα του ρευστού στη μέγιστη αναμενόμενη θερμοκρασία, λόγω της χημικής αποσύνθεσης των μη σταθερών ρευστών σε υψηλές θερμοκρασίες. Η αγωγιμότητα του οργανικού μέσου ως υγρό ή ατμός θα πρέπει να είναι μεγάλες για να ελαχιστοποιηθεί η επιφάνεια συναλλαγής των εναλλακτικών, ενώ η συνεκτικότητα του εργαζόμενου μέσου ως υγρού ή ατμό θα πρέπει να είναι χαμηλή, ώστε να μειωθούν οι απώλειες πίεσης λόγω τριβών και αυξηθεί ο συντελεστής διαγωγιμότητας. [70], [71]

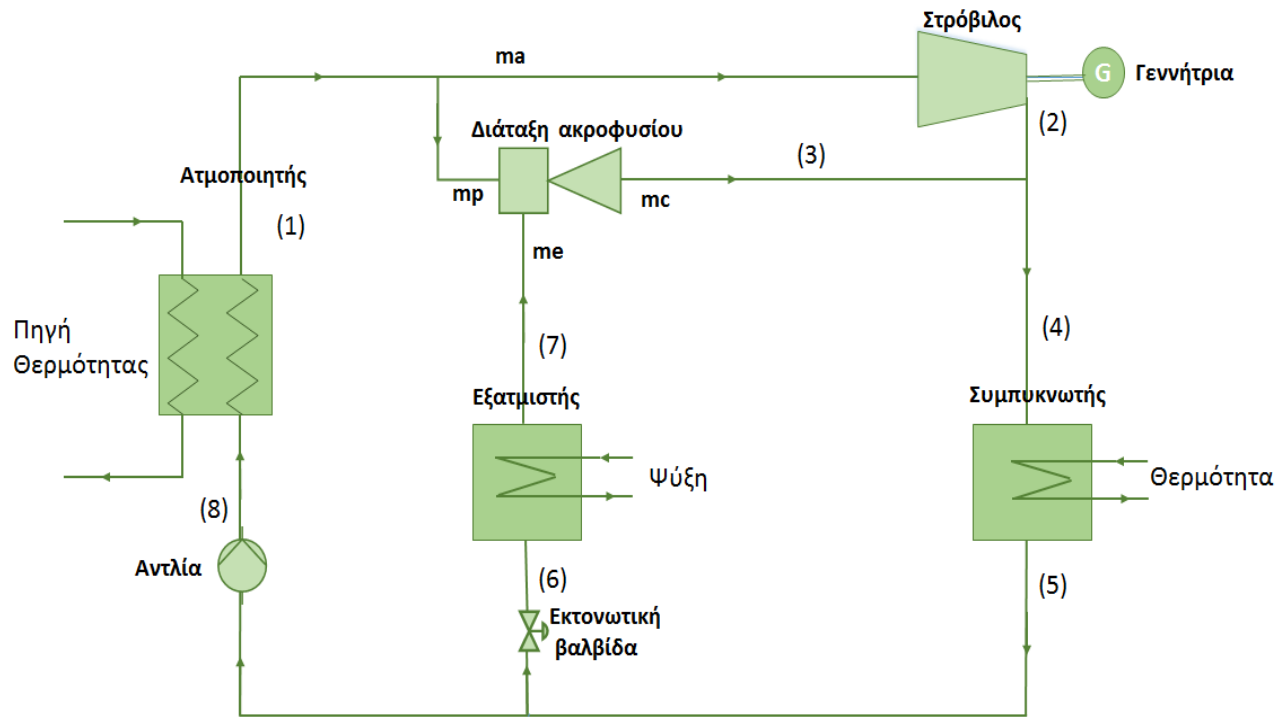
Είναι προφανές ότι παράγοντες όπως η διαθεσιμότητα και το κόστος του εργαζόμενου μέσου είναι ιδιαίτερα σημαντικοί. Ρευστά που χρησιμοποιούνται ευρέως σε εφαρμογές ψύξης ή στη βιομηχανία είναι ευκολότερο να αποκτηθούν και τείνουν να έχουν χαμηλότερο κόστος, λόγω της μαζικής παραγωγής τους. Μία κακή επιλογή μπορεί να αυξήσει το κόστος λειτουργίας και συντήρησης της

εγκατάστασης, αλλά και να δημιουργήσει σοβαρά προβλήματα αν δεν είναι άμεσα διαθέσιμο, για παράδειγμα σε περίπτωση διαρροής.

2.5 Το προτεινόμενο σύστημα

Στην παρούσα ανάλυση θα μελετηθεί ένα κύκλωμα τριπαραγωγής, το οποίο συνδυάζει έναν οργανικό κύκλο Rankine (ORC) με ένα κύκλο ψύξης, όπου η συμπίεση που απαιτείται για το σύστημα ψύξης γίνεται με δέσμη ρευστού μέσω ενός συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου, και όχι με τη χρήση μηχανικού συμπιεστή. Η θερμότητα που προσφέρεται στο κύκλωμα λειτουργεί ως κινητήριος μοχλός και μπορεί να προέρχεται από εξωγενείς διεργασίες (θερμικές πηγές, απορριπτόμενη θερμότητα) και όχι από καύση. Η απουσία μηχανικού συμπιεστή μειώνει το κόστος εγκατάστασης και το κόστος συντήρησης, αφού απουσιάζουν τα κινούμενα μέρη από τη διάταξη του ακροφυσίου. Επίσης ο συμπιεστής δια δέσμης ρευστού δεν απαιτεί επιπρόσθετη κατανάλωση έργου.

Το διάγραμμα ενός τέτοιου συστήματος παρουσιάζεται στο Σχήμα 14.



Σχήμα 14: Κύκλωμα Τριπαραγωγής με διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου

Συνοπτικά η εγκατάσταση, η οποία μελετάται, αποτελείται από:

- έναν εναλλάκτη (ατμοποιητή ή heater), στον οποίο το ρευστό του κυκλώματος απορροφά θερμότητα από την πηγή. Η θερμότητα που αποδίδεται στον εναλλάκτη λειτουργεί ως κινητήριος μοχλός του συστήματος.
- τον στρόβιλο και τη γεννήτρια για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας,
- έναν δεύτερο εναλλάκτη (εξατμιστή ή evaporator), ο οποίος παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα,
- τη διάταξη του συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου, η οποία παίζει τη ρόλο του συμπιεστή του συστήματος ψύξης,
- έναν εναλλάκτη (συμπυκνωτής ή condenser), ο οποίος αποδίδει θερμότητα,
- μία βαλβίδα που στραγγαλίζει το εργαζόμενο μέσο πριν τον εξατμιστή και
- μία αντλία για αύξηση της πίεσης πριν τον ατμοποιητή.

Κεφάλαιο 3: Εφαρμογή του συστήματος Τριπαραγωγής στην περίπτωση της Υαλουργικής βιομηχανίας

3.1 Υαλουργική βιομηχανία

Η βιομηχανία της Υαλουργίας είναι ένα βασικό τμήμα της “βαριάς” βιομηχανίας, με μεγάλες ενεργειακές απαιτήσεις.

Η απορριπτόμενη θερμότητα, η οποία προέρχεται κατά κύριο λόγο από τα καυσαέρια των κλιβάνων, μπορεί να αποτελέσει μία σημαντική πηγή θερμότητας ενός συστήματος, καθώς οι απώλειες σε υαλουργία ανέρχονται στην τάξη του **15 - 20 %** και μπορεί και παραπάνω. Επιπρόσθετα, θερμότητα, η οποία απορρίπτεται αναξιοποίητη στο περιβάλλον, υπάρχει και σε διάφορα άλλα σημεία της παραγωγής.

Τα ποσά ενέργειας, τα οποία καταναλώνονται στη βιομηχανία σε διάφορα στάδια της παραγωγικής διαδικασίας, είναι τέτοιου μεγέθους, ώστε να εξαρτάται όλη η λειτουργία από αυτά. Οι απαιτήσεις σε θερμότητα στα διάφορα σημεία της παραγωγής, όπως είναι ο κλίβανος, αλλά και για τη θέρμανση του χώρου του εργοστασίου και των γύρω χώρων είναι βασικό κομμάτι των ενεργειακών απαιτήσεων της υαλουργίας. Ενώ ιδιαίτερα σημαντικές είναι και οι απαιτήσεις σε ψύξη, όχι μόνο κατά τους θερινούς μήνες (κλιματισμός κτιρίων), αλλά και κατά τη διάρκεια όλου του έτους. [72]

Πίνακας 6: Ενεργειακές απαιτήσεις υαλουργίας

	Παροχή Ενέργειας (%)	MWh/έτος
Σύνολο Φυσικού Αερίου & Ηλεκτρικής Ενέργειας	100,0	200.000
Γυαλί	90,5	180.950
Μορφοποίηση	6,9	13.800
Χώροι θέρμανσης/ψύξης	1,9	3.750
Ψύξη αεριοσυμπιεστών	0,5	900
Φωτισμός	0,3	600

Αντιλαμβανόμαστε, λοιπόν, ότι η εφαρμογή ενός συστήματος Τριπαραγωγής, το οποίο μπορεί να καλύπτει τις ανάγκες σε ενέργεια μιας υαλουργίας, αλλά και να αξιοποιεί την απορριπτόμενη θερμότητα από αυτή, θα μπορούσε να είναι μία επένδυση με πολλά οφέλη. Σε αυτό το σημείο, είναι σημαντικό να κατανοήσουμε τη βασική παραγωγική διαδικασία του γυαλιού.

3.1.1 Το Γυαλί

Το γυαλί είναι υλικό στερεό. Προκύπτει από ένωση οξειδίων και λόγω της απουσίας κρυσταλλικότητας στη δομή του είναι άμορφο. Παρασκευάζεται με σύντηξη χαλαζιακής άμμου, η οποία ουσιαστικά αποτελεί τον διαμορφωτή ενός ή περισσότερων σταθεροποιητών προκειμένου να μην είναι εύθρυπτο και να μην αποσαθρώνεται από το νερό ή από χημική διάβρωση. Το κοινό γυαλί παρασκευάζεται με σύντηξη χαλαζιακής άμμου-οξείδιο του πυριτίου (SiO_2), ανθρακικού νατρίου - σόδα (Na_2CaO_3), οξειδίου του καλίου (K_2O), ανθρακικού ασβεστίου – μαρμάρου (CaCO_3), ανθρακικού μαγνησίου (MgCO_3) και οξειδίου του αργιλίου (Al_2O_3), οι οποίοι δρουν ως σταθεροποιητές. Ανάλογα με τον τύπο και το ποσοστό των συστατικών και των σταθεροποιητών λαμβάνονται και οι διάφοροι τύποι γυαλιού. [73] Πολλά ακόμη πρόσθετα μπορεί να χρησιμοποιηθούν για να προσθέσουν ιδιότητες στο γυαλί. Πέραν αυτών αξιοποιείται το υαλόθραυσμα που συλλέγεται από την ανακύκλωση. Το μίγμα όλων των παραπάνω πρώτων υλών μαζί με το υαλόθραυσμα από ανακύκλωση, τα οποία έχουν δοσομετρηθεί με μεγάλη ακρίβεια, οδηγείται σε αναμίκτη για ομογενοποίηση και τροφοδοτείται στον κλίβανο, όπου διασπώνται οι ανθρακικές και θεικές ενώσεις σε οξείδια και διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) και δημιουργείται υγρή υαλώδης μάζα. [74]

3.1.2 Εταιρία YIOULA Glassworks

Η Εταιρεία παραγωγής γυαλιού YIOULAA.E. δραστηριοποιείται σε δύο (2) τομείς παραγωγής γυαλιού, αυτόν του επιτραπέζιου είδους και αυτόν της συσκευασίας. Ο όμιλος αποτελείται από 6 μονάδες παραγωγής με 9 κλιβάνους τήξεως γυαλιού και 33 γραμμές σχηματοδότησης προϊόντων σε 4 χώρες, Ελλάδα, Βουλγαρία, Ρουμανία και Ουκρανία. Συνολικά παράγει πάνω από 2 δισεκατομμύρια φιάλες και βάζα, 125 εκατομμύρια επιτραπέζια είδη (ποτήρια, πιάτα, τασάκια κ.λπ.) και πάνω από 90 εκατομμύρια φιάλες για φαρμακευτική χρήση. [72]

3.1.3 Λειτουργία εργοστασίου ΓΙΟΥΛΑ

Στάδια της Παραγωγικής Διαδικασίας

Η μονάδα που εδράζεται στην Ελλάδα, στην περιοχή του Αιγάλεω, παράγει γυάλινα δοχεία και πιο συγκεκριμένα γυάλινες φιάλες και γυάλινα βάζα για βιομηχανική χρήση.

Διαθέτει έναν κλίβανο τήξεως γυαλιού, ο οποίος καταναλώνει φυσικό αέριο και ηλεκτρική ενέργεια με αναγέννηση θερμότητας, ισχύος 15 MWh φυσικού αερίου και 4 MWh ηλεκτρικής ενέργειας.

Επίσης στο εργοστάσιο λειτουργούν 4 γραμμές σχηματοδότησης προϊόντων συσκευασίας (γραμμές παραγωγής). Η συγκεκριμένη μονάδα λειτουργεί επί 24ώρου βάσεως και παράγει ετησίως πάνω από 400 εκατομμύρια τεμάχια φιαλών και βάζων.

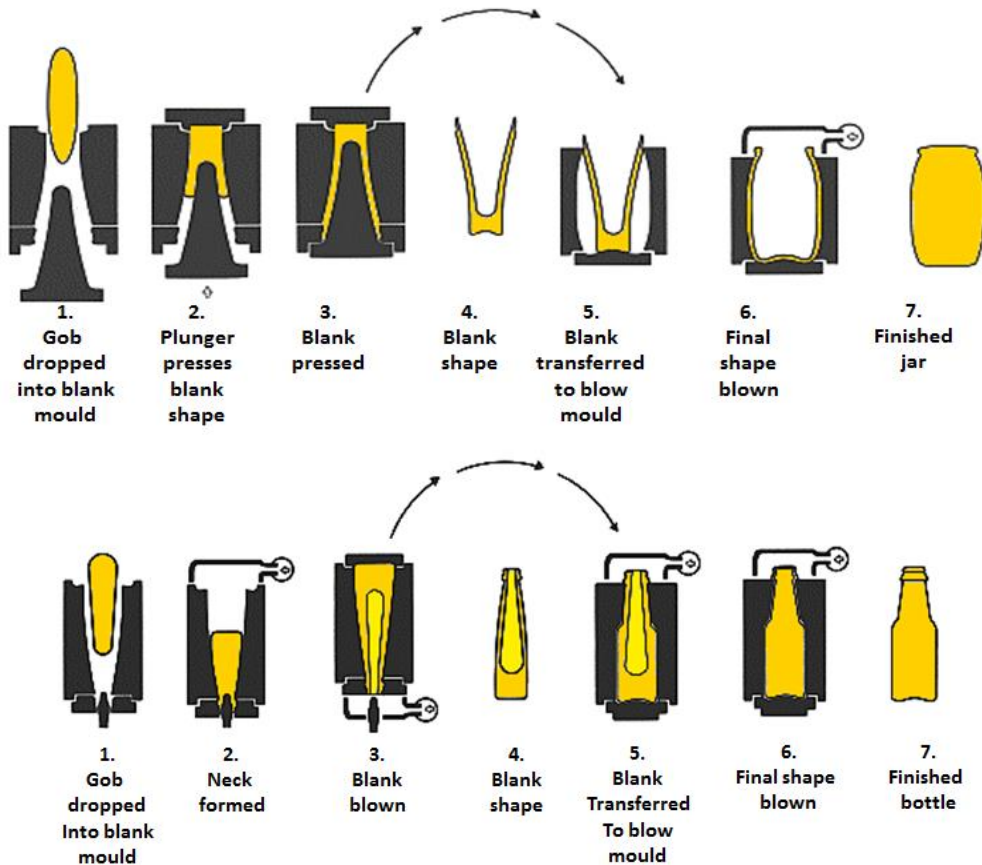
Η ροή της γραμμής παραγωγής του γυαλιού παρουσιάζεται συνοπτικά ακολούθως.

Οι **πρώτες ύλες** παραλαμβάνονται από τον κάθε προμηθευτή και αφού φτάσουν με φορτηγά στο χώρο του εργοστασίου, αποθηκεύονται στο υπόγειο του. Η προσθήκη υαλοθραύσματος είναι αναγκαία, γιατί διευκολύνει την τήξη του μίγματος, αφού το σημείο τήξης του είναι χαμηλότερο από αυτό των ακατέργαστων πρώτων υλών και μειώνει την απαιτούμενη ενέργεια, γιατί είναι έτοιμο γυαλί.

Επίσης δημιουργεί πολύ χαμηλότερες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα λόγω χαμηλότερης κατανάλωσης ενέργειας, αλλά και γιατί αντικαθιστά ανθρακικές ενώσεις.

Στη συνέχεια τα υλικά μεταφέρονται από το χώρο αποθήκευσής τους στο χώρο όπου ζυγίζονται ανάλογα με τη αντίστοιχη συνταγή και τελικά μεταφέρονται στο **αναμικτήριο**, όπου δημιουργείται το μίγμα, το οποίο οδηγείται στα σιλό τροφοδοσίας. Από τα σιλό μεταφέρεται στον κλίβανο, όπου το μίγμα τήκεται στους 1.570-1.590°C. Από τον κλίβανο το γυαλί, σε υγρή πλέον μορφή, οδηγείται μέσω των καναλιών διανομής γυαλιού στις τέσσερις μηχανές παραγωγής (A1, A2, A3, A4), προκειμένου να ακολουθήσει η διαμόρφωσή του.

Υπάρχουν δύο τύποι **μορφοποίησης**: φυσήματος/φυσήματος (blow/blow) και πρεσαρίσματος/φυσήματος (press/blow). Η πρώτη χρησιμοποιείται για φιάλες με στενό λαιμό (μπουκάλια), ενώ η δεύτερη για βάζα. Και στις δύο μεθόδους ροή τηγμένου γυαλιού κόβεται με ένα σύστημα διάτμησης (ψαλίδια) και σχηματίζει έναν στερεό κύλινδρο (σταγόνα). Η διαδικασία ξεκινάει με την πτώση της σταγόνας, η οποία οδηγείται από ολισθητήρες σε μεταλλικά διαιρούμενα καλούπια. Για τη μορφοποίηση του γυαλιού απαιτούνται δύο κύρια καλούπια, προφόρμα και φόρμα-τελικό καλούπι.



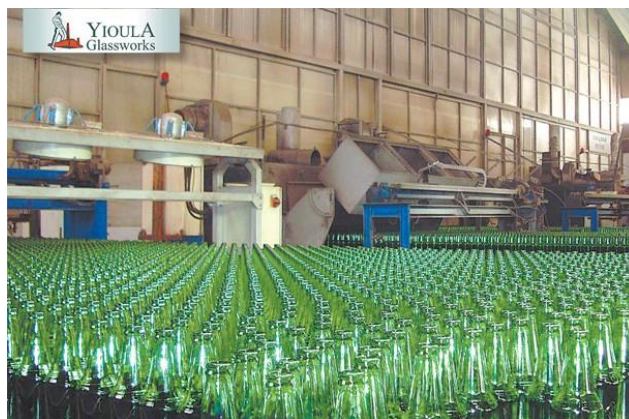
Σχήμα 15: Διαδικασία διαμόρφωσης γυάλινων δοχείων. Πηγή: British Glass

Μετά τη διαδικασία μορφοποίησης, όλα τα παραγόμενα προϊόντα, φιάλες και βάζα, επικαλύπτονται εξωτερικά με υλικό **θερμής επικάλυψης**, χλωριούχο κασίτερο, το οποίο δίνει αντοχή σε κρούση και τριβή στην επιφάνεια του γυαλιού.

Στη συνέχεια, έπεται η διαδικασία της **ανόπτησης**, κατά την οποία το γυαλί θερμαίνεται σε συγκεκριμένη θερμοκρασία (annealing temperature), ανάλογα με τη χημική του σύνθεση, ώστε να απομακρυνθούν οι εσωτερικές τάσεις που δημιουργήθηκαν κατά τη διαδικασία μορφοποίησης. Ακολουθεί **ψυχρός ψεκασμός**, με μίγμα πολυαιθυλενίου, για να μειωθεί η ένταση τριβής μεταξύ των φιαλών/ βάζων και τελικά να αποφευχθούν οι επιφανειακές γραμμές που μειώνουν την ανθεκτικότητα των γυάλινων προϊόντων.

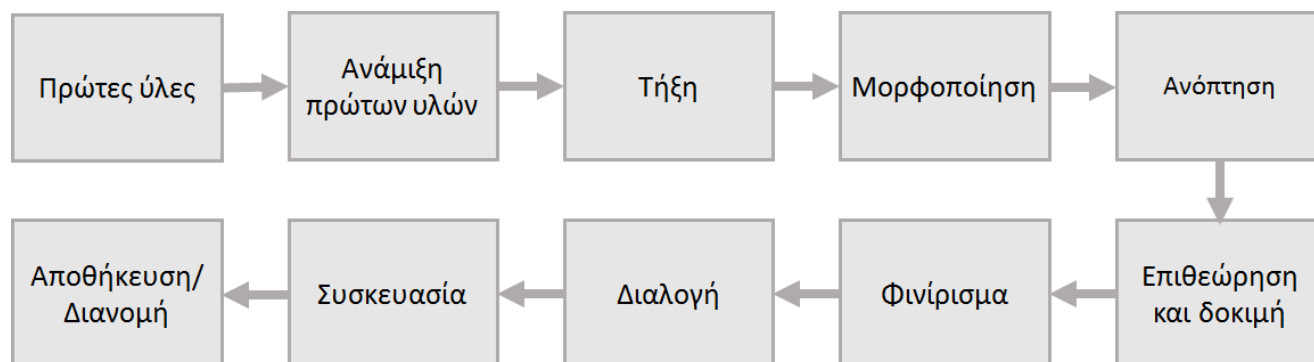
Ακολούθως, τα δοχεία περνάνε από τη **διαλογή**, όπου ελέγχονται για τυχόν ατέλειες. Τα προϊόντα που δεν συμμορφώνονται με τις προδιαγραφές που έχουν τεθεί, απορρίπτονται ως υαλόθραυσμα.

Τα υπόλοιπα προϊόντα οδηγούνται στο τμήμα **συσκευασίας**, όπου συσκευάζονται σε παλέτες και τέλος ακολουθεί η **αποθήκευση** και η **διανομή** των τελικών τεμαχίων.



Σχήμα 16: Διαλογή δοχείων

Συνοπτικά η διαδικασία παραγωγής γυαλιού φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα:



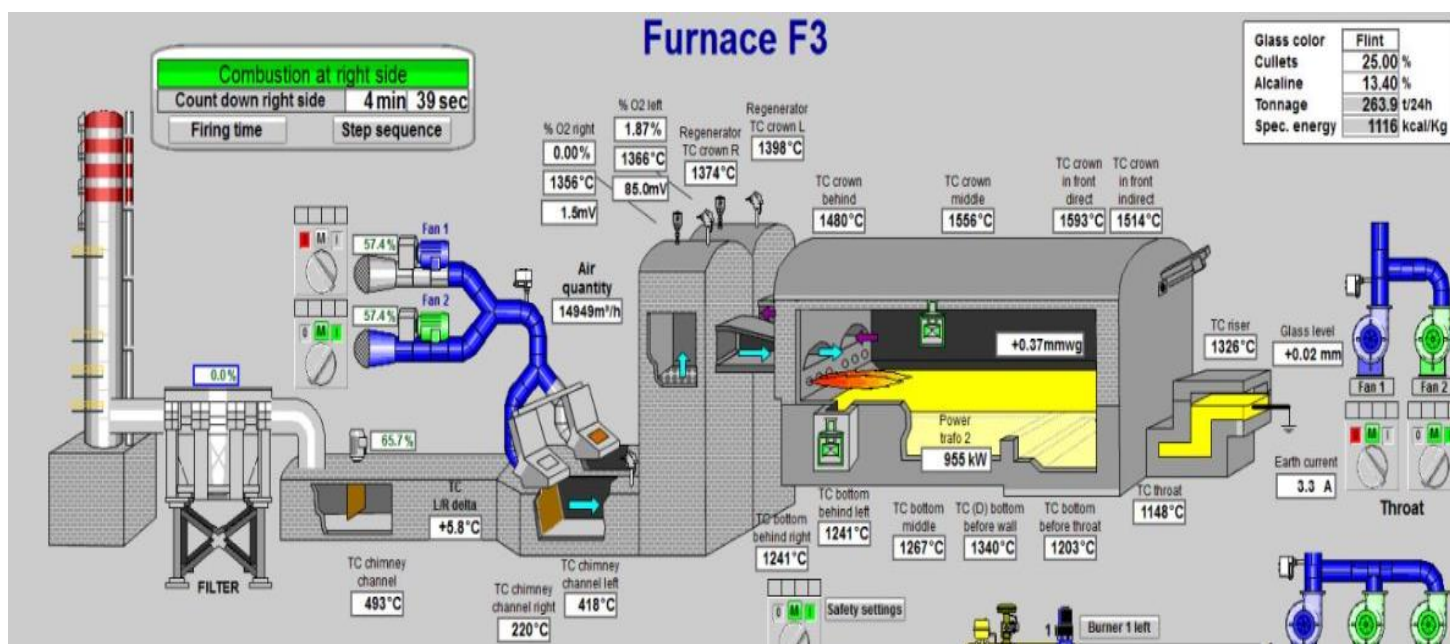
Σχήμα 17: Διαδικασία παραγωγής γυάλινων δοχείων

Κλίβανος

Στον κλίβανο το στερεό μίγμα από το αναμικτήριο μετατρέπεται σε υγρό γυαλί, χρησιμοποιώντας ως καύσιμο φυσικό αέριο, με καύση σε ειδικούς καυστήρες και ηλεκτρική ενέργεια, η οποία παρέχεται από ηλεκτρόδια στον πυθμένα του.

Ο συγκεκριμένος κλίβανος έχει ενεργή περιοχή 106 m² και στάθμη γυαλιού 1.440-2.050 mm και η ποσότητα γυαλιού που διαρκώς έχει στο εσωτερικό του είναι πάνω από 400.000 kg. Η μέγιστη παραγωγή γυαλιού που μπορεί να πετύχει ανά μέρα είναι 370 τόνοι, ενώ η πραγματική κυμαίνεται στους 290-350 ton/day εξαρτώμενη από το μίγμα των προϊόντων που παράγεται ταυτόχρονα. Η μέγιστη θερμοκρασία (η θερμοκρασία που μετράει θερμοστοιχείο στο θόλο του κλιβάνου) είναι κατά

μέσο όρο 1.580°C. Όλες οι θερμοκρασίες υπολογίζονται από θερμοστοιχεία που βρίσκονται σε διάφορα σημεία του κλιβάνου.



Σχήμα 18: Κλιβάνος

Το μίγμα από τα δύο σιλό παρέχεται στον κλιβάνο μέσα από τους αντίστοιχους **τροφοδότες** (δεξιά και αριστερά).

Ο κλιβάνος έχει 4 **καυστήρες** διάχυσης. Κάθε στιγμή λειτουργούν δύο καυστήρες και ανά 20 λεπτά η καύση αλλάζει πλευρά. Για παράδειγμα, σβήνουν οι δύο καυστήρες από τη δεξιά πλευρά του κλιβάνου και ξεκινάει η καύση στους άλλους δύο από την αριστερή. Ο λόγος αέρα-καύσης πρέπει να διατηρείται περίπου στο 10:1 (λόγος αέρα/καυσίμου) ώστε να έχουμε σωστή καύση, διότι περίσσεια αέρα (και άρα οξυγόνου) αυξάνει τις εκπομπές NO_x, ενώ η ατελής καύση δίνει άκαυστο αέριο στο σύστημα, με καταστροφικές επιπτώσεις στα πυρίμαχα του ανακομιστήρα.

Όλη η λειτουργία του κλιβάνου βασίζεται στις ροές που δημιουργούνται στο εσωτερικό του, αφήνοντας το θερμότερο και τηγμένο γυαλί να διέλθει προς τα κανάλια και οδηγώντας τα ψυχρότερα και άκαυστα κομμάτια πάλι πίσω προκειμένου να τηχθούν.

Για την αποφυγή της διέλευσης του ψυχρού γυαλιού, απευθείας στα κανάλια, υπάρχει ένα τοιχίο (barrier) πριν τη λεκάνη εργασίας που βοηθάει τη ροή των άκαυστων προς τα πίσω, ώστε να τηχθούν κι αυτά.

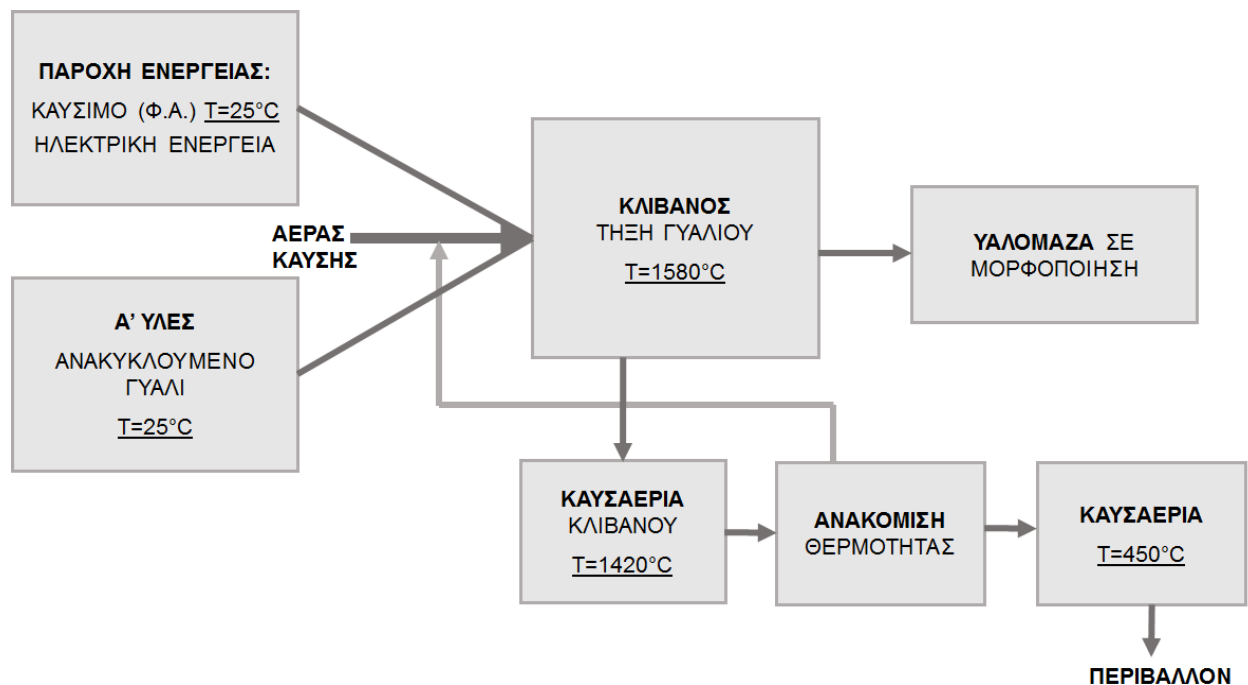
Να σημειώσουμε εδώ ότι η **πίεση του κλιβάνου** παίζει πολύ μεγάλο ρόλο και πρέπει να παραμένει σταθερή. Κι επομένως η αναρρόφηση του αέρα ρυθμίζεται έτσι ώστε να είναι σε αντιστοιχία με την έξοδο των καυσαερίων. Σε αντίθετη περίπτωση, θα είχαμε είτε υπερβολική συσσώρευση καυσαερίων, αν είχαμε χαμηλή αναρρόφηση αέρα, είτε περισσότερο αέρα καύσης και άρα και μεγαλύτερο από το επιθυμητό μήκος φλόγας. Και στις δύο περιπτώσεις δεν θα είχαμε την επιθυμητή καύση, ούτε θα πετυχαίναμε τις σωστές θερμοκρασίες.

Επιπλέον, όταν έχουμε μεγάλη παραγωγή γυαλιού ή γενικότερα όταν δεν μπορούμε να φτάσουμε τις επιθυμητές θερμοκρασίες μέσα στον κλιβάνο, δεν αρκεί η λειτουργία των καυστήρων για την αναγκαία μεταφορά θερμότητας και άρα τήξη του γυαλιού. Γι' αυτό το λόγο στον πυθμένα του

κλιβάνου υπάρχουν δύο συστήματα **ηλεκτροδίων**. Ένα σύστημα έξι ηλεκτροδίων στη μέση του κλιβάνου, πριν τον τοίχο, παρέχει ηλεκτρική ενέργεια ισχύος έως 1.200 kVa και ένα δεύτερο σύστημα αποτελείται από δέκα ηλεκτρόδια, τα οποία είναι εγκατεστημένα στο μισό πίσω τμήμα του κλιβάνου (μπροστά από τους καυστήρες) και παρέχει ισχύ έως και 2.000 kVa στον κλίβανο. Με αυτά τα δύο συστήματα αποφεύγεται η εισροή άκαυστων τμημάτων μίγματος στα κανάλια γυαλιού και άρα στις μηχανές παραγωγής. Επομένως μειώνονται οι πιθανότητες παραγωγής ελαττωματικών προϊόντων.

Πριν τον κλίβανο υπάρχουν και οι **ανακομιστήρες**. Οι συγκεκριμένοι ανακομιστήρες έχουν δύο διαδρομές με γόμωση και όγκο 166,1 m³ η πρώτη και 82,7 m³ η δεύτερη. Όταν η καύση πραγματοποιείται στο δεξιό τμήμα του κλιβάνου, ο αέρας καύσης παρέχεται στους καυστήρες μέσα από τον δεξί ανακομιστήρα και τα καυσαέρια διέρχονται από τον αριστερό αποβάλλοντας μέρος της θερμότητάς τους και βγαίνοντας στο περιβάλλον σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Έτσι, όταν η καύση "αλλάζει" πλευρά, ο αέρας εισέρχεται από τον ήδη θερμό ανακομιστήρα και άρα προθερμαίνεται. Τα καυσαέρια εισέρχονται στον ανακομιστήρα με θερμοκρασία περίπου 1.400°C και στην έξοδο τους έχουν θερμοκρασία 450-500°C.

Κατανοούμε ,λοιπόν, ότι παρά τη λειτουργία των ανακομιστήρων, η θερμοκρασία στην έξοδο των καυσαερίων συνεχίζει να είναι ιδιαίτερα υψηλή και άρα μπορεί να δοθεί η δυνατότητα για επιπλέον ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων. Ειδικότερα στον κλίβανο καταναλώνεται 15.000 kWh/h φυσικού αερίου και 1.500 kWh/h ηλεκτρικής ενέργειας προκειμένου να παραχθεί το γυαλί. Με τα καπναέρια να διαφεύγουν στην ατμόσφαιρα στους 450°C, το 15% της ενέργειας χάνεται. Επομένως το συγκεκριμένο ποσό απώλειας ενέργειας προσφέρει τη δυνατότητα να αξιοποιηθεί η παροχή των 25.000-30.000 Nm³/h καυσαερίων σε κανονικές συνθήκες στους 450°C ως μία πηγή θερμότητας για ποικίλα συστήματα.



Σχήμα 19: Ενεργειακή ροή κλιβάνου

Αεριοσυμπιεστές (Compressors)

Πολύ σημαντική είναι η λειτουργία των αεριοσυμπιεστών, διότι συμπιεσμένος αέρας χρειάζεται σε πάρα πολλά σημεία της παραγωγής, από το φύσημα του γυαλιού μέσα στο καλούπι μέχρι το πακετάρισμα των μπουκαλιών. Στο εργοστάσιο υπάρχουν δύο είδη συμπιεστών, οι φυγοκεντρικοί και οι κοχλιωτοί.

Οι **φυγοκεντρικοί** λειτουργούν με της βοήθεια μιας πτερωτής που συμπιέζει τον αέρα στα 2,5 bar. Στη συνέχεια ο αέρας ψύχεται. Υπάρχουν και διβάθμιοι φυγοκεντρικοί για μεγαλύτερη αύξηση της πίεσης (στα 7bar), ακόμη και τριβάθμιοι για πίεση έως και 10 bar.

Οι **κοχλιωτοί** συμπιέζουν τον αέρα κατά τη διέλευσή του ανάμεσα από δύο κοχλίες (στα 7bar). Για την καλύτερη κίνηση των δύο κοχλιών χρειάζεται η προσθήκη λιπαντικού λαδιού και γι' αυτό το λόγο χρειάζεται ο "καθαρισμός" του αέρα, δηλαδή ο διαχωρισμός του από το λάδι μετά τη συμπίεση.

Επίσης μετά τη συμπίεση ο αέρας διέρχεται από το ψυγείο προκειμένου να μειώσει τη θερμοκρασία του. Αυτή η απορριπτόμενη θερμότητα του συμπιεσμένου, από τους κοχλιωτούς αεριοσυμπιεστές, αέρα μεταφέρεται στο σύστημα θέρμανσης του εργοστασίου (θέρμανση γραφείων, καντίνας κ.τ.λ.), η οποία όμως δεν επαρκεί για τις ανάγκες της βιομηχανίας σε θέρμανση.

Η ψύξη του αέρα στους αεριοσυμπιεστές γίνεται με κύκλωμα νερού, το οποίο απορροφά τη θερμότητα του αέρα. Το νερό, με τη σειρά του, ψύχεται σε πύργους ψύξης, για να επαναχρησιμοποιηθεί στο κύκλωμα των αεριοσυμπιεστών. Η ποσότητα νερού, η οποία απαιτείται για την ψύξη, είναι 90 Nm³/h, ενώ είναι αναγκαία η χημική επεξεργασία του νερού, η οποία είναι μία ιδιαίτερα κοστοβόρα διαδικασία (χημικά αντικαθαλωτικά, αντιδιαβρωτικά, βακτηριοκτόνα και αλάτι αποσκλήρυνσης). *Οι απώλειες σε νερό λόγω εξατμίσεως στους πύργους ψύξης, οι οποίες είναι πάνω από 10 τόνους την ημέρα, αλλά και η ενέργεια που καταναλώνονται για το συγκεκριμένο είδος ψύξης (ανεμιστήρες, αντλίες ανακυκλοφορίας), η οποία είναι της τάξης των 47 kW, δημιουργούν ένα επιπρόσθετο ετήσιο κόστος για την εταιρεία της τάξεως των 70.000 €. Από αυτό κατανοούμε ότι η εύρεση μίας πιο οικονομικής λύσης για το σύστημα ψύξης των αεριοσυμπιεστών, θα ήταν ιδιαίτερα σημαντική για μία υαλοργία.*

Συνοπτικά:

Μελετώντας τη λειτουργία της συγκεκριμένης υαλοργίας, καταλήγουμε στις ακόλουθες παρατηρήσεις. Η βιομηχανία έχει:

• Απώλειες θερμικής ενέργειας από καυσάερα: T=450°C, όγκου 28.000 Nm ³ /h
• Ανάγκη για ψύξη νερού: από 40 στους 28°C, πίεσης 2,5 bar και παροχής 90 Nm ³ /h
• Ανάγκη για θέρμανση των εσωτερικών χώρων παραγωγής κατά τη διάρκεια όλου του έτους: από 60 έως 200 kW
• Ανάγκη για θέρμανση των γραφείων κατά τους χειμερινούς μήνες: 120 kW

Σημείωση: Όλες οι πληροφορίες και τα στοιχεία για την βιομηχανία της υαλοργίας και τη διαδικασία παραγωγής γυαλιού και γυάλινων δοχείων προέκυψαν μετά από την δίμηνη πρακτική μου άσκηση στην υαλοργία ΓΙΟΥΛΑ και με τη συνεισφορά των αντίστοιχων υπεύθυνων και μετά το πέρας της πρακτικής άσκησης.

3.2 Εφαρμογή του συστήματος Τριπαραγωγής

Επιλέγοντας να εφαρμόσουμε το κύκλωμα Τριπαραγωγής, το οποίο μελετάται, στην περίπτωση της υαλοφυγίας, καταλήγουμε σε ένα σύστημα, αντίστοιχο με αυτό του Σχήματος 14, το οποίο αποτελείται από:

- Τον ατμοποιητή (heater), στον οποίο το ρευστό του κυκλώματος (Ισοπεντάνιο) απορροφά θερμότητα από τα καυσαέρια της βιομηχανίας θερμοκρασίας 450°C, όγκου 28.000 Nm³/h, μέσω ενός κυκλώματος λαδιού (δεύτερος εναλλάκτης).
- Τον εξατμιστή (evaporator), όπου ψύχεται νερό για συγκεκριμένες απαιτήσεις ψύξης των αεριοσυμπιεστών της βιομηχανίας,
- Τη διάταξη του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου, μέσω της οποίας συμπιέζεται το ρευστό του κυκλώματος (\dot{m}_e) από τη δέσμη του ρευστού παροχής \dot{m}_p ,
- Τον συμπυκνωτή (condenser), ο οποίος αποδίδει θερμότητα στην υαλοφυγία.
- Τον στρόβιλο και τη γεννήτρια για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.
- Μία στραγγαλιστική βαλβίδα,
- Μία αντλία.

3.2.1 Πηγή Ενέργειας

Η θερμότητα που προσφέρεται στο παρόν σύστημα προέρχεται από ανάκτηση θερμότητας από τις απώλειες βιομηχανίας, δηλαδή όχι από καύση. Σήμερα, όπως έχει ήδη αναφερθεί, υπάρχουν πολλά συστήματα, τα οποία αποβάλλουν ενέργεια στην ατμόσφαιρα, μέρος της οποίας, υπό συνθήκες, μπορεί να ανακτηθεί. Στη συγκεκριμένη μελέτη, λήφθηκε ως πηγή θερμότητας τα καυσαέρια του κλιβάνου υαλοφυγίας (βιομηχανία ΓΙΟΥΛΑ).

Η συγκεκριμένη βιομηχανία, όπως περιγράφηκε, έχει ένα υψηλό ποσοστό απωλειών ενέργειας (15% της αρχικής ενέργειας που καταναλώνεται) μέσω των καπναερίων, ένα ποσοστό του οποίου δύναται να ανακτηθεί από το προς μελέτη σύστημα και να λειτουργήσει ως πηγή θερμότητας σε αυτό.

Πιο συγκεκριμένα, τα καπναέρια παροχής 28.000 m³/h σε κανονικές συνθήκες και θερμοκρασίας 450°C αποδίδουν ποσό της θερμότητάς τους μέσω εναλλάκτη θερμότητας (ατμοποιητής I) σε κύκλωμα λαδιού. Στη συνέχεια το θερμό, πλέον, λάδι μεταβαίνει σε ένα δεύτερο εναλλάκτη θερμότητας (ατμοποιητής II), όπου και αποδίδει τη θερμότητά του στο εργαζόμενο μέσο του κυκλώματος ORC, το οποίο έχει επιλεγεί να είναι το ισοπεντάνιο. Επομένως το ψυχρό ρεύμα σε αυτόν τον εναλλάκτη είναι το ισοπεντάνιο, το οποίο εξέρχεται του εναλλάκτη σε κατάσταση κορεσμένου ή υπέρθερμου αερίου. Το θερμό ρεύμα είναι λάδι, το οποίο μετά τη συναλλαγή θερμότητας με το ισοπεντάνιο επιστρέφει στον πρώτο εναλλάκτη λειτουργώντας ως ψυχρό ρεύμα.

3.2.2 Παραγωγή Ψύξης

Όπως αναφέραμε και παραπάνω, το εργοστάσιο της ΓΙΟΥΛΑ έχει συνεχή ζήτηση κατά τη διάρκεια όλου του έτους σε ψύξη, για τη λειτουργία των αεριοσυμπιεστών, οι οποίοι συμπιέζουν αέρα που χρησιμοποιείται σε διάφορα σημεία της παραγωγής. Υπάρχουν δύο ομάδες αεριοσυμπιεστών, μία πίεσης 2,5-3 bar και μία πίεσης 7 bar. Ο συμπιεσμένος αέρας πριν σταλθεί στις διάφορες μηχανές

χρειάζεται να ψυχθεί. Η ψύξη αυτή πραγματοποιείται με νερό. Επομένως απαιτείται συγκεκριμένη παροχή νερού θερμοκρασίας 25-28°C. Προκειμένου το νερό να επαναχρησιμοποιείται απαιτείται η ψύξη του ώστε να αποβάλλει τη θερμότητα που προσλαμβάνει από τον συμπιεσμένο αέρα. Γι' αυτό το λόγο, χρειάζεται συνεχής ψύξη του νερού από τους 40°C στους 28°C με πίεση την πίεση λειτουργίας των αεριοσυμπιεστών. Η παροχή του νερού που επιθυμούμε να ψύξουμε, πρέπει να είναι η μέγιστη βάση των δυνατοτήτων του συστήματος, ώστε να καλύπτει όσο το δυνατόν μεγαλύτερο βαθμό τις ανάγκες της βιομηχανίας.

Η ψύξη, λοιπόν, που παράγεται από την προς μελέτη εγκατάσταση αποδίδεται στο νερό της μίας ομάδας αεριοσυμπιεστών, με πίεση λειτουργίας 2,5 bar, και καλύπτει ένα ψυκτικό φορτίο, το οποίο σε διαφορετική περίπτωση, το εργοστάσιο καλείται να το καλύψει με τη χρήση πύργων ψύξης, ανεμιστήρων και αντλιών κυκλοφορίας.

Το βασικό πλεονέκτημα της συγκεκριμένης εγκατάστασης είναι ότι η ψύξη του νερού δεν επιφέρει επιπλέον κόστος για ενέργεια (μηχανικός συμπιεστής, αντλίες κ.τ.λ.), καθώς εκμεταλλευόμαστε τη θερμότητα από τα καυσαέρια, η οποία μέχρι τώρα αποβάλλεται στην ατμόσφαιρα. Επιπλέον, οι απώλειες σε νερό, οι οποίες μέχρι στιγμής είναι ιδιαίτερα υψηλές λόγω των πύργων ψύξης, ελαχιστοποιούνται. Αντίστοιχα μειώνεται και το κόστος για τον καθαρισμό του νερού συμπληρώματος. Σε δεύτερο επίπεδο, τα περιβαλλοντικά οφέλη λόγω μειωμένης θερμοκρασίας των καυσαερίων στην έξοδο τους είναι αρκετά μεγάλα.

3.2.3 Παραγωγή θερμότητας

Η βιομηχανία έχει μεγάλες απαιτήσεις σε θερμικά φορτία, τόσο για τη θέρμανση του ίδιου του χώρου του εργοστασίου, αλλά και τη θέρμανση των κτιρίων όπου στεγάζονται τα διάφορα γραφεία. Όσον αφορά το χώρο του εργοστασίου, απαιτούνται ποσά θερμότητας κατά τη διάρκεια όλου του έτους, για τη σωστή λειτουργία όλων των εγκαταστάσεων και μηχανών που βρίσκονται σε αυτό. Σχετικά με το χώρο των γραφείων, η ανάγκη για θέρμανση απαιτείται κυρίως κατά τους χειμερινούς μήνες.

Αυτή τη στιγμή, η βιομηχανία καλύπτει τα απαραίτητα θερμικά φορτία με τρεις τρόπους. Καταρχάς αξιοποιώντας την απορριπτόμενη θερμότητα από τους αεριοσυμπιεστές, η οποία όμως καλύπτει ένα μικρό ποσοστό των αναγκών για θέρμανση, κατά δεύτερον με φυσικό αέριο και τελευταίο καταναλώνοντας ηλεκτρική ενέργεια (π.χ. ηλεκτρικά σώματα). Το γεγονός αυτό μας οδηγεί στο συμπέρασμα ότι η παρούσα θέρμανση του εργοστασίου και των γύρω χώρων του είναι ιδιαίτερα κοστοβόρα για την εταιρία κι επομένως είναι σημαντικό να βρεθεί μία πιο οικονομική λύση.

Μία τέτοια λύση είναι η παραγωγή θερμότητας στον συμπυκνωτή του συστήματος τριπαραγωγής εκμεταλλευόμενοι τη θερμότητα από τα καυσαέρια. Τα ποσά θερμότητας που παράγονται από το συγκεκριμένο σύστημα είναι ιδιαίτερα σημαντικά για να καλύψουν τις ανάγκες της βιομηχανίας, καθώς η παροχή του εργαζόμενου μέσου στον συμπυκνωτή είναι ιδιαίτερα μεγάλη σε σχέση με τα υπόλοιπα σημεία του κύκλου. Αυτό ουσιαστικά σημαίνει την μη οικονομική επιβάρυνση για την κάλυψη των απαραίτητων θερμικών φορτίων.

Επιπλέον, στην περιοχή της βιομηχανίας λειτουργούν δύο σχολεία και ένα Τεχνικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα (Τ.Ε.Ι.), με μεγάλες απαιτήσεις σε θέρμανση κατά τους χειμερινούς μήνες. Επομένως, σε

περίπτωση παραγωγής θερμικών φορτίων μεγαλύτερων από αυτών που απαιτούνται για τη βιομηχανία, θα ήταν χρήσιμη η τηλεθέρμανση των συγκεκριμένων κτιριακών εγκαταστάσεων.

3.2.4 Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Ο στρόβιλος, ο οποίος υπάρχει στην υπό μελέτη εγκατάσταση, συνδέεται μέσω ατράκτου με ηλεκτρική γεννήτρια, η οποία παράγει ηλεκτρική ενέργεια. Η υαλουργία έχει σημαντικές απαιτήσεις σε ηλεκτρική ενέργεια (ηλεκτρόδια κλιβάνου, αντλίες, θέρμανση, ψύξη κ.τ.λ.). Παρ' όλα αυτά, δεδομένης της νομοθεσίας που ισχύει για την ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από συστήματα συμπαραγωγής και τριπαραγωγής, καταλήγουμε στο ότι είναι πιο συμφέρουσα η πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας στο δίκτυο από ότι η ιδιοκατανάλωση στη βιομηχανία.

Τα έσοδα από την πώληση της συγκεκριμένης ηλεκτρικής ενέργειας είναι και τα βασικά έσοδα από το παρόν σύστημα, μαζί με τη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας για θέρμανση και ψύξη. Συνεπώς, η οικονομική απόσβεση της εγκατάστασης και η απόφαση για το αν αυτή είναι οικονομικά συμφέρουσα ή όχι για την εταιρία εξαρτάται πλήρως από το ποσό της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται στην γεννήτρια μέσω του στρόβιλου, τον οποίο κινεί το εργαζόμενο μέσο του κυκλώματος ORC (ισοπεντάνιο).

3.2.5 Εργαζόμενο Μέσο

Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου

Όπως έχει ήδη αναφερθεί το εργαζόμενο μέσο ενός κυκλώματος είναι μία από τις βασικές παραμέτρους λειτουργίας του, καθώς επηρεάζει την απόδοση αλλά και τις δυνατότητες του συστήματος.

Βασικά κριτήρια για την επιλογή είναι οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις του κάθε ψυκτικού μέσου, καθώς απαιτείται μηδενικός δείκτης ODP και δείκτης GWP μικρότερος του 100. Επίσης είναι σημαντικό να μην περιορίζεται η χρήση του επιλεγόμενου εργαζόμενου μέσου από τις ισχύουσες νομοθετικές διατάξεις σε άμεσο ή έμμεσο μέλλον.

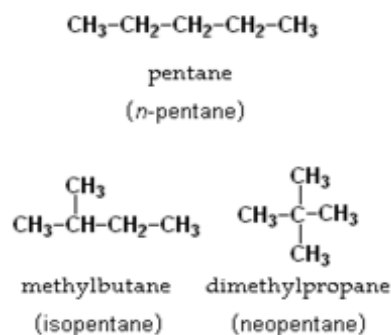
Επιπλέον μας ενδιαφέρει να έχει χαμηλή κρίσιμη πίεση, η οποία επηρεάζει άμεσα την πίεση ατμοποίησης. Ειδικότερα, για θερμοκρασία εξατμίσεως στους 11°C, επιθυμούμε μία σχετικά υψηλή πίεση εξατμίσεως, προκειμένου οι τρεις πιέσεις στις οποίες λειτουργεί το σύστημα να μην είναι πολύ χαμηλές, αλλά και να τηρείται η απαραίτητη αναλογία σε αυτές, λόγω της διάταξης του ακροφυσίου. Ακόμη χρειάζεται να λάβουμε υπ' όψιν τα κριτήρια επιλογής εργαζόμενου μέσου για κύκλο ORC, όπως αυτά αναφερθήκαν προηγουμένως.

Τελικά επιλέχθηκε το **ισοπεντάνιο** ως εργαζόμενο μέσο του κυκλώματος. Φυσικά το κύκλωμα θα μπορούσε να λειτουργήσει και με άλλα εργαζόμενα μέσα με παρόμοιες ιδιότητες με το ισοπεντάνιο, όπως είναι το κυκλοπεντάνιο ή το ισοεξάνιο. Ας σημειωθεί σε αυτό το σημείο, ότι στην αρχή της μελέτης χρησιμοποιήθηκε το κυκλοπεντάνιο ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου, το οποίο έχοντας μεγαλύτερη κρίσιμη πίεση, μείωνε την απόδοση του συστήματος, λόγω των χαμηλότερων πιέσεων στις οποίες λειτουργούσε.

Ισοπεντάνιο

Το ισοπεντάνιο, γνωστό επίσης ως μεθυλοβουτάνιο ή 2-μεθυλοβουτάνιο και με μοριακό τύπο C_5H_{12} , ανήκει στην οικογένεια των αλκανίων. Είναι ένα από τα μέλη που διατηρεί την εμπειρική του ονομασία ανεξάρτητα από τους κανόνες ονοματολογίας, ενώ διμεθυλοβουτάνιο είναι η επίσημη ονομασία του, η οποία συνιστάται από τη Διεθνή Ένωση Εφαρμοσμένης Χημείας (IUPAC). Το ισοπεντάνιο είναι ένα υποσύνολο της γενικότερης ομάδας των πεντανίων κι η χημική του δομή είναι $CH_2CH_2CH(CH_3)_2$.

Τα ισομερή του πεντανίου παρουσιάζονται παρακάτω:



Τα ισομερή αυτά παρόλο που έχουν ίδιο χημικό τύπο και μοριακό βάρος, έχουν διαφορετικές δομές και διαφορετικές ιδιότητες.

Το ισοπεντάνιο αναμειγνύεται πλήρως με υδρογονάνθρακες, και αιθέρες αλλά είναι αδιάλυτο στο νερό. Χρησιμοποιείται κυρίως ως διαλύτης και ενδιάμεση ένωση στη χημική βιομηχανία.

Το ισοπεντάνιο μαζί με το κυκλοπεντάνιο λειτουργούν πλέον ως ψυκτικά μέσα φιλικά προς το περιβάλλον και τείνουν να πάρουν τη θέση από παλαιότερα ψυκτικά, όπως R11, R22 και R141b. Το ισοπεντάνιο, με μηδενικό δείκτη καταστροφής του όζοντος (ODP=0) και ιδιαίτερο χαμηλό δείκτη για την υπερθέρμανση του πλανήτη (GWP=4), ανήκει στην κατηγορία των υδρογονανθράκων, των οποίων η χρήση, λόγω των τελευταίων νομοθετικών διεθνών και ευρωπαϊκών περιορισμών, διαδίδεται όλο και περισσότερο προκειμένου να αντικαταστήσουν παλαιότερα ψυκτικά μέσα, τα οποία είναι ιδιαίτερα επιβλαβή για το περιβάλλον.

Έχει κρίσιμη θερμοκρασία $187^\circ C$ και κρίσιμη πίεση 33 bar.

Το ισοπεντάνιο είναι ένα άχρωμο και πολύ πτητικό υγρό με ελαφριά οσμή. Είναι εξαιρετικά εύφλεκτο και γι' αυτό πρέπει να αποθηκεύεται σε καλά αεριζόμενο μέρος και μακριά από πηγές ανάφλεξης. Είναι τοξικό για τους υδρόβιους οργανισμούς και πρέπει να αποφεύγεται η απελευθέρωσή του στο περιβάλλον ή στην αποχέτευση. Τέλος, είναι επιβλαβές για τον άνθρωπο, σε περίπτωση κατάποσης μπορεί να προκαλέσει βλάβη στους πνεύμονες, ενώ η εισπνοή ατμών μπορεί να προκαλέσει υπνηλία και ζάλη. [75], [76]

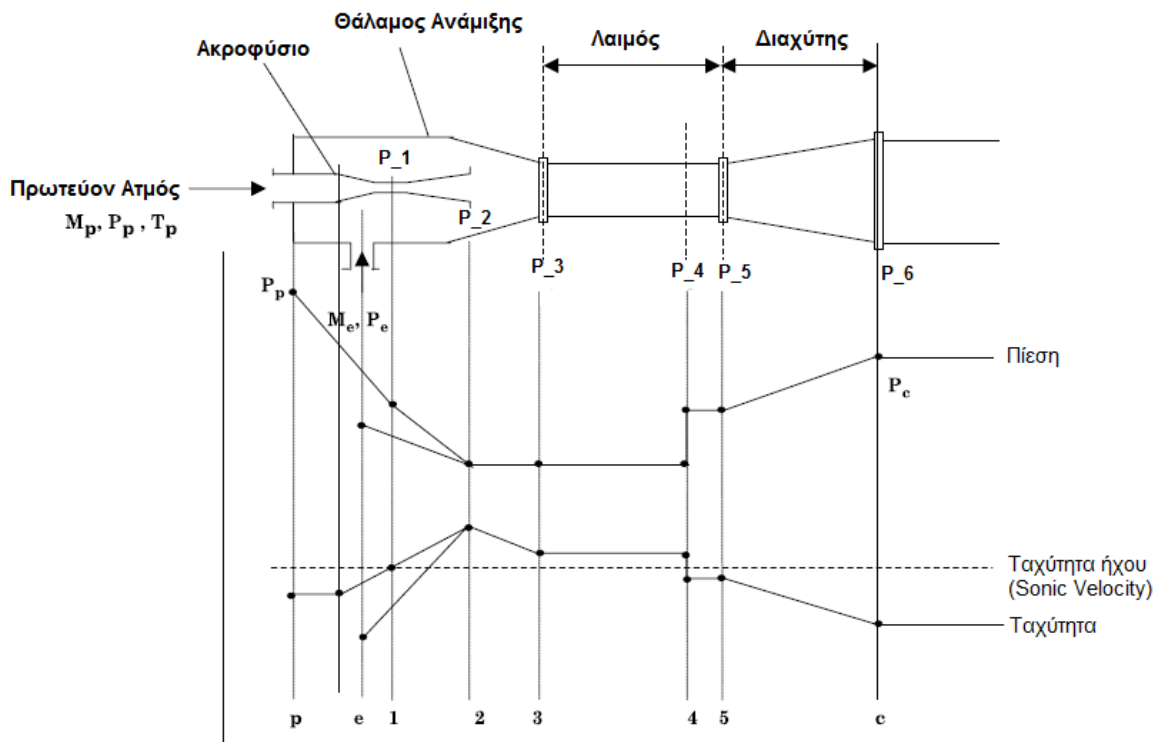
Κεφάλαιο 4: Μοντελοποίηση συστήματος

4.1 Μοντελοποίηση διάταξης συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου

4.1.1 Διάταξη Ακροφυσίου

Το ακροφύσιο είναι απλό στο σχεδιασμό του, καθώς μια κύρια ροή εισάγεται αρχικά σε ένα πρώτο ακροφύσιο (primary nozzle), επιταχύνεται και εκτονώνεται δημιουργώντας έτσι συνθήκες αναρρόφησης για μια δευτερεύουσα ροή, η οποία εισάγεται από το θάλαμο αναρρόφησης. Η ροή αναμιγνύεται και τέλος διερχόμενη από έναν διαχύτη συμπιέζεται. Παρακάτω περιγράφονται αναλυτικότερα τα μέρη από τα οποία αποτελείται η διάταξη του ακροφυσίου, αλλά και οι μεταβολές που λαμβάνουν χώρα σε κάθε τμήμα.

Η διάταξη ενός τυπικού συμπιεστή διά δέσμης ρευστού αποτελείται από τέσσερα κύρια τμήματα: (1) το αρχικό ακροφύσιο (nozzle), (2) τον θάλαμο αναρρόφησης, (3) τον θάλαμο ανάμιξης και (4) τον διαχύτη, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 20. Το αρχικό ακροφύσιο και ο διαχύτης έχουν τη γεωμετρία συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου (ακροφύσιο De Laval).



Σχήμα 20: Διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου και μεταβολές πίεσης και ταχύτητας κατά μήκος του

Οι μεταβολές στην ταχύτητα και στην πίεση του ρευστού συναρτῆσει της θέσης του μέσα στη διάταξη του ακροφυσίου ἔχουν ως ακολούθως:

1. Το συμπιέζον ρεύμα μάζας \dot{m}_p εισέρχεται στο συμπιεστή στο σημείο (p) με υποηχητική ταχύτητα. Το πρωτεύον ρεύμα ρέει στο αρχικό ακροφύσιο μειώνοντας την πίεση του και αυξάνοντας την ταχύτητά του. Η ροή γίνεται ηχητική στον λαιμό, ενώ στο αποκλίνον τμήμα η αύξηση της ταχύτητας πάνω από την ηχητική δημιουργεί μείωση της πίεσης.
2. Στον θάλαμο αναρρόφησης η διάφορα πίεσης που δημιουργείται ανάμεσα στον θάλαμο και την δευτερεύουσα ροή ωθεί την ροή στο εσωτερικό του ακροφυσίου. Ο αναρροφούμενος ατμός μάζας \dot{m}_e εισέρχεται στη διάταξη του ακροφυσίου στο σημείο (e) και η ταχύτητά του αυξάνει, ενώ η πίεση μειώνεται σε αυτήν του σημείου (2).
3. Στην έξοδο του ακροφυσίου, στο σημείο (2), θεωρούμε ότι ἔχουμε την ανάμιξη του συμπιέζοντος και του αναρροφούμενου ρεύματος.
4. Στο σταθερό τμήμα (λαιμό), το ρευστό , μάζας $\dot{m}_c = \dot{m}_p + \dot{m}_e$, ἔχει σταθερή ταχύτητα και πίεση, αλλά λίγο πριν τον διαχύτη λόγω της υπερηχητικής ροής στον θάλαμο ανάμιξης, ἔχουμε στιγμιαία αύξηση της πίεσης και μείωση της ταχύτητας, ενώ η ροή από υπερηχητική γίνεται υποηχητική. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται κύμα κρούσης.
5. Στη συνέχεια, στο διαχύτη και μέχρι την έξοδο του ρευστού από αυτόν, ἔχουμε αύξηση πίεσης μέχρι p_c και μείωση της ταχύτητας. Η πίεση του εξερχόμενου από τον διαχύτη ρευστού είναι ανάμεσα στην πίεση αναρροφούμενου p_e και στην πίεση του συμπιέζοντος ατμού p_p .

Υπάρχουν δύο βασικές προσεγγίσεις για την ανάλυση του συμπιεστή διά δέσμης ρευστού. Η μία περιλαμβάνει ανάμιξη συμπιέζοντος και αναρροφούμενου ατμού υπό *σταθερή πίεση*, ενώ η δεύτερη υπό *σταθερό όγκο*. Τα μοντέλα σχεδιασμού που περιλαμβάνουν την παραδοχή σταθερής πίεσης είναι πιο κοινά στη βιβλιογραφία, λόγω της καλύτερης απόδοσης την οποία φαίνεται να παρουσιάζουν οι συμπιεστές αυτοί, ενώ και οι υπολογισμοί είναι πιο κοντά στα πειραματικά δεδομένα και ἄρα πιο αξιόπιστοι. Η βάση για την μοντελοποίηση της υπό σταθερή πίεση μεθόδου αναπτύχθηκε αρχικά από τον Keenan [77]. Η μοντελοποίηση υπό σταθερή πίεση, ὅπως αναπτύσσεται παρακάτω, βασίζεται σε ἕνα πλήθος δημοσιευμένων μελετών [78-81].

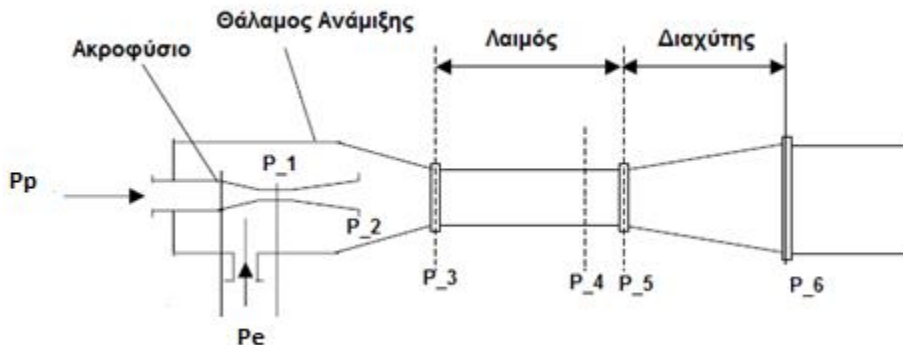
Επιπλέον παρατίθεται η διαδικασία υπολογισμού των ταχυτήτων και των ενθαλιών κατά μήκος της διάταξης του ακροφυσίου, αλλά και της διαστασιολόγησής της. Ο Saban Ünal [33], και οι Jaruwongwittaya και Chen [35] ασχολήθηκαν με τον υπολογισμό των διαμέτρων και των μηκών της διάταξης και των υπόλοιπων μεγεθών.

Παρακάτω παρουσιάζονται οι βασικές παραδοχές πάνω στις οποίες βασίζεται το παρόν μοντέλο:

- Ο συμπιέζων ατμός εκτονώνεται ισεντροπικά στο αρχικό ακροφύσιο. Επιπλέον, το μίγμα του συμπιέζοντος και του αναρροφούμενου ατμού συμπιέζεται ισεντροπικά στο διαχύτη.
- Η ταχύτητα με την οποία τα δύο ρεύματα (πρωτεύον και δευτερεύον) εισέρχονται στην διάταξη του ακροφυσίου, είναι αμελητέα.
- Η ταχύτητα με την οποία το συμπιεσμένο μίγμα εγκαταλείπει την διάταξη είναι επίσης αμελητέα.
- Ο εκθέτης ισεντροπικής εκτόνωσης γ είναι σταθερός και ίσος με 1,4 και το ρευστό που διέρχεται από το ακροφύσιο συμπεριφέρεται σαν τέλειο αέριο.
- Η διεργασία είναι αδιαβατική.
- Απώλειες όπως αυτές της τριβής, του οριακού στρώματος στο ακροφύσιο συμπίεσης κατά την ανάμιξη και στο ακροφύσιο επιβράδυνσης, εξαρτώνται από τους βαθμούς απόδοσης των παραπάνω τμημάτων, αντίστοιχα.
- Η ροή διαμέσου της διάταξης είναι μονοδιάστατη.

4.1.2 Μαθηματική Περιγραφή

4.1.2α Υπολογισμός Πιέσεων



Σχήμα 21: Διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου

Οι εξισώσεις που θα χρησιμοποιηθούν προκειμένου να υπολογιστούν οι αριθμοί Mach και οι πιέσεις στις διάφορες θέσεις κατά μήκος της διάταξης του ακροφυσίου είναι οι εξής:

- Ισοζύγιο μάζας: $\dot{m}_p + \dot{m}_e = \dot{m}_c$ (4.1.1)
 ,όπου \dot{m}_p η παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος, \dot{m}_e η παροχή μάζας του δευτερεύοντος ρεύματος και \dot{m}_c η παροχή μάζας στην έξοδο της διάταξης

- Λόγος αναρρόφησης: $w = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_p}$ (4.1.2)

- Ο αριθμός Mach του πρωτεύοντος ατμού στο σημείο (2) υπολογίζεται ως ακολούθως:

$$M_{p2} = \sqrt{\frac{2 * \eta_n}{\gamma - 1} * \left[\left(\frac{p_p}{p_2} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (4.1.3)$$

,όπου M είναι ο αριθμός Mach, p η πίεση και γ είναι ο εκθέτης ισεντροπικής εκτόνωσης (γ=1,4). Στην παραπάνω εξίσωση, ο η_n είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του ακροφυσίου που εκφράζει την μείωση της ταχύτητας της ροής λόγω της τριβής και δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_n = \frac{h_{tp} - h_{p2}}{h_{tp} - h_{p2, is}}$$

Τυπικές τιμές του η_n είναι μεταξύ 0,97 και 0,99 (ESDU 1986 [82]) . Εμείς θεωρούμε η_n=0,98.

- Ο αριθμός Mach του δευτερεύοντος ατμού στον θάλαμο αναρρόφησης υπολογίζεται ως εξής:

$$M_{e2} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} * \left[\left(\frac{p_e}{p_2} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (4.1.4)$$

- Η ανάμιξη στον συμπιεστή εκφράζεται με τη βοήθεια της μονοδιάστατης εξίσωσης της συνέχειας και τις αρχές διατήρησης ορμής και ενέργειας. Αυτές οι εξισώσεις συνδυάζονται για τον προσδιορισμό του κρίσιμου αριθμού Mach του μίγματος στο σημείο 5 συναρτήσεως των κρίσιμων αριθμών Mach του συμπιέζοντος και του αναρροφούμενου ατμού στο σημείο 2:

$$M_4^* = \frac{\eta_m * M_{p2}^* + w * M_{e2}^* \sqrt{\frac{T_e}{T_p}}}{\sqrt{(1+w) * (1+w * \frac{T_e}{T_p})}} \quad (4.1.5)$$

Στην παραπάνω εξίσωση, ο η_m είναι ο βαθμός απόδοσης της ανάμιξης, τον οποίο θεωρήσαμε ίσο με 0,9 και M* είναι ο κρίσιμος αριθμός Mach των αντίστοιχων σημείων, ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος ανάμεσα στην τοπική ταχύτητα και την ταχύτητα του ήχου σε κρίσιμες συνθήκες.

Η σχέση ανάμεσα στο M και στο M* σε οποιοδήποτε σημείο μέσα στον συμπιεστή δίνεται από την εξίσωση:

$$M^* = \sqrt{\frac{M^2 * (\gamma + 1)}{M^2 * (\gamma - 1) + 2}} \quad (4.1.6)$$

- Όπως έχει αναφερθεί, θεωρούμε ότι η εξέλιξη του κύματος κρούσης συμβαίνει στο τελευταίο τμήμα του λαιμού του διαχύτη, ανάμεσα στα σημεία 4 και 5, όπως φαίνεται και στο παραπάνω σχήμα (Σχήμα 21). Επειδή, λοιπόν, το φαινόμενο αυτό λαμβάνει χώρα σε μία πολύ μικρή απόσταση, μπορεί να θεωρηθεί αδιαβατική και η επιφάνεια ροής σταθερή. Ο αριθμός Mach της αναμεμιγμένης ροής μετά το κύμα κρούσης δίνεται ως:

$$M_5 = \frac{M_4^2 + \frac{2}{\gamma - 1}}{\frac{2 * \gamma}{\gamma - 1} * M_4^2 - 1} \quad (4.1.7)$$

- Η μεταβολή της πίεσης λόγω του κύματος κρούσης εκφράζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\frac{p_5}{p_4} = 1 + \frac{2 * \gamma}{\gamma + 1} * (M_4^2 - 1) \quad (4.1.8)$$

,όπου ισχύει p₂=p₃=p₄.

- Τέλος για την αύξηση της πίεσης στον διαχύτη ισχύει:

$$\frac{p_{.6}}{p_{.5}} = \left[\frac{\eta_d * (\gamma - 1)}{2} * M_5^2 + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4.1.9)$$

Ως η_d ορίζεται ο βαθμός απόδοσης του διαχύτη που εκφράζει την απώλεια της ολικής πίεσης στον διαχύτη και ορίζεται ως:

$$\eta_d = \frac{p_{t6}}{p_{t5}}$$

Ισχύει $0,90 < \eta_d < 0,96$ (ESDU 1986 [82]). Εμείς θεωρούμε $\eta_d = 0,93$.

Προκειμένου λοιπόν να υπολογίσουμε τις πιέσεις στα διάφορα σημεία του ακροφυσίου, επιλύουμε το παρακάτω μοντέλο:

- i. Προσδιορίζουμε τα μεγέθη w , p_p , p_c , T_e , γ , η_d , η_m , η_n .

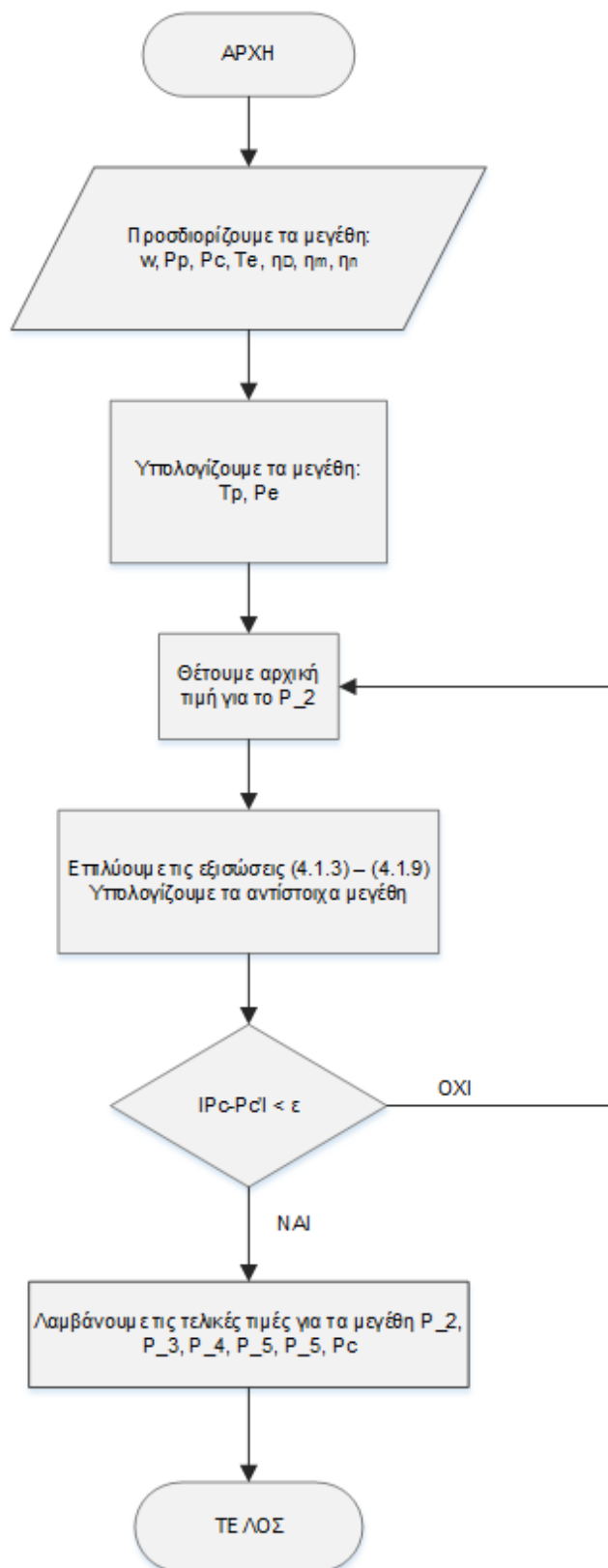
w	0,7
p_p	700.000 Pa
p_c	200.000 Pa
T_e	11°C
γ	1,4
η_d	93%
η_m	90%
η_n	98%

Η επιλογή των τιμών για τα συγκεκριμένα μεγέθη εξηγείται και αναλύεται σε επόμενη παράγραφο.

- ii. Υπολογίζουμε τη θερμοκρασία στο σημείο (1) (θερμοκρασία εισόδου στο συμπιεστή του πρωτεύοντος ρεύματος) για την παραπάνω πίεση p_p και για δεδομένο ότι έχουμε κορεσμένο ρευστό με υπερθέρμανση. Στη συνέχεια υπολογίζουμε την πίεση στο σημείο 7 (πίεση στην είσοδο του δευτερεύοντος ρεύματος στον συμπιεστή) για θερμοκρασία κορεσμού T_e και υπόψυξη 5 βαθμών.
- iii. Υποθέτουμε μία αρχική τιμή για την πίεση $p_{.2}$ (στο σημείο 2 του συμπιεστή) και επιλύουμε τις εξισώσεις (4.1.3)–(4.1.9) μέχρι το p_c , το οποίο θα προκύπτει από την εξίσωση (4.1.9), να προσεγγίζει την αρχική μας υπόθεση ($|p_c - p_c'| < e$, με $e \ll 1$).
- iv. Όταν θα σταματήσουν οι επαναλήψεις, θα έχουμε τις πιέσεις σε κάθε σημείο του ακροφυσίου $p_{.2}$, $p_{.5}$, $p_{.6} = p_{.c}$, καθώς και τους αριθμούς Mach στα διάφορα σημεία. Επίσης ισχύει ότι $p_{.2} = p_{.3} = p_{.4}$ και $p_{.6} = p_{.c}$.

Σημείωση: Τα σημεία του ακροφυσίου δηλώνονται με την κάτω παύλα (_).

Συνοπτικά, ο αλγόριθμος, με τον οποίο επιλύθηκε το παραπάνω σύστημα εξισώσεων, περιγράφεται στο επόμενο διάγραμμα ροής.



Σχήμα 22: Διάγραμμα ροής αλγορίθμου για την επίλυση της ροής στο εσωτερικό της διάταξης του ακροφυσίου

4.1.2 β Υπολογισμός Ταχυτήτων – Ενθαλπών

Στο δεύτερο κομμάτι των υπολογισμών, θα προσδιορίσουμε τις ταχύτητες και τις ενθαλπίες στα διάφορα σημεία της διάταξης του ακροφυσίου, προκειμένου να γνωρίζουμε την τελική ενθαλπία του ρευστού στην έξοδό του.

i. Αρχικό Ακροφύσιο:

Σημείο 1 του ακροφυσίου:

$$\eta_{n1} = \frac{h_1 - h_{1s}}{h_1 - h_{1is}} \quad (4.1.10)$$

$$\text{και } \eta_{n1} = \eta_n^{1/2}$$

,όπου το h_{1is} είναι η ενθαλπία για πίεση p_{1s} και εντροπία s_1 .

Από την ενεργειακή εξίσωση έχουμε:

$$h_1 = h_{1s} + \frac{u_1^2}{2} \Rightarrow u_1 = \sqrt{2 * (h_1 - h_{1s})} \quad (4.1.11)$$

δεδομένου ότι η ταχύτητα του ρευστού στην είσοδο του συμπιεστή θεωρείται αμελητέα.

Σημείο 2 του ακροφυσίου:

Από τον ορισμό του βαθμού απόδοσης του αρχικού ακροφυσίου έχουμε:

$$\eta_n = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_{2is}} \Rightarrow h_{2s} = h_1 - \eta_n * (h_1 - h_{2is}) \quad (4.1.12)$$

,όπου το h_{2is} είναι η ενθαλπία για πίεση p_{2s} και εντροπία s_1 .

Από την ενεργειακή εξίσωση προκύπτει:

$$h_1 = h_{2s} + \frac{u_2^2}{2} \Rightarrow u_2 = \sqrt{2 * (h_1 - h_{2s})} \quad (4.1.13)$$

ii. Τμήμα Ανάμιξης:

Για τον βαθμό απόδοσης της ανάμιξης ισχύει:

$$\eta_m = \frac{m_c * u_3^2}{m_p * u_2^2} \Rightarrow u_3 = \sqrt{\eta_m * u_2^2 * \frac{1}{w+1}} \quad (4.1.14)$$

Από τον τύπο της ανάμιξης έχουμε:

$$m_p * h_1 + m_e * h_7 = m_c * \left(h_{-3} + \frac{u_3^2}{2} \right) \Rightarrow h_{-3} = \frac{h_1 + w * h_7}{w+1} - \frac{u_3^2}{2} \quad (4.1.15)$$

Επίσης ισχύει $u_3 = u_4$ και $h_{-3} = h_{-4}$.

Σύμφωνα με την μηχανική των ρευστών, μετά το κύμα κρούσης έχουμε:

$$\frac{u_5}{u_4} = 1 - \frac{2}{\gamma+1} * \left(1 - \frac{1}{M_4^2} \right) \quad (4.1.16)$$

Από την εξίσωση της ενέργειας ,μεταξύ των σημείων (4) και (5) (πριν και μετά το κύμα κρούσης) έχουμε:

$$h_{-5} + \frac{u_5^2}{2} = h_{-4} + \frac{u_4^2}{2} \Rightarrow h_{-5} = \left(h_{-4} + \frac{u_4^2}{2} - \frac{u_5^2}{2} \right) \quad (4.1.17)$$

iii. Διαχύτης:

Από τον ορισμό του βαθμού απόδοσης του διαχύτη έχουμε:

$$\eta_d = \frac{h_{6is} - h_{-5}}{h_{-6} - h_{-5}} \Rightarrow h_{-6} = h_{-5} + \frac{h_{6is} - h_{-5}}{\eta_d} \quad (4.1.18)$$

Από την εξίσωση της ενέργειας ,μεταξύ των σημείων (5) και (6):

$$h_{-5} + \frac{u_5^2}{2} = h_{-6} + \frac{u_6^2}{2} \Rightarrow u_6 = \sqrt{2 * (h_{-5} - h_{-6}) + u_5^2} \quad (4.1.19)$$

iv. Έξοδος του ακροφυσίου

Από την εξίσωση ενέργειας μεταξύ του σημείου (6) και του σημείου εξόδου του ρευστού από το ακροφύσιο έχουμε:

$$h_{-c} = h_{-6} + \frac{u_6^2}{2} \quad (4.1.20)$$

Θεωρώντας ότι η ταχύτητα εξόδου του ρευστού από το ακροφύσιο είναι αμελητέα.

4.1.3 Διαστασιολόγηση ακροφυσίου

Το τελευταίο κομμάτι των υπολογισμών όσον αφορά τη διάταξη του συμπιεστή αφορά τις διαστάσεις του, οι οποίες και θα προσδιοριστούν με βάση τα μεγέθη που έχουμε υπολογίσει παραπάνω.

i. Αρχικό ακροφύσιο:

Προκειμένου να υπολογίσουμε το μήκος του αρχικού ακροφυσίου, το χωρίζουμε σε δύο τμήματα, πριν και μετά το λαιμό, ανάλογα με τη μεταβολή της πίεσης του ρευστού, έτσι ώστε: $\Delta P_n = \frac{p - p_2}{2}$.

Για κάθε ένα από τα δύο τμήματα ισχύει:

$$p_i = p_{i+1} - \Delta P_n$$

Για το σημείο (2) του συμπιεστή έχουμε ήδη υπολογίσει τα παραπάνω μεγέθη, οπότε μένει να υπολογίσουμε το σημείο (1) του ακροφυσίου.

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * m_p}{\pi * \rho_i * u_i}}$$
$$d_n = \frac{d_{n,i} + d_{n,i-1}}{2}$$
$$\rho_n = \frac{\rho_{n,i} + \rho_{n,i-1}}{2}$$
$$u_n = \frac{u_{n,i} + u_{n,i-1}}{2}$$
$$h_n = \frac{h_{n,i} + h_{n,i-1}}{2}$$
$$p_n = \frac{p_{n,i} + p_{n,i-1}}{2}$$

Το μήκος για το κάθε τμήμα του αρχικού ακροφυσίου υπολογίζεται τελικά από την σχέση:

$$DL_n = \frac{2 * d_n}{f_n} * \left(\frac{DP_n}{\rho_n * u_n^2} + \frac{Du_n}{u_n} \right) \quad (4.1.21)$$

$$\text{,όπου } \frac{1}{\sqrt{f_n}} = -1,8 * \log\left(\frac{6,9}{Re_n} + \left(\frac{e}{3,7d_n}\right)^{1,11}\right)$$

Για τον αριθμό Reynolds ισχύει: $Re_n = Re_l + Re_v * \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) * \sqrt{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)}$

,όπου μ η κινηματική συνεκτικότητα και ρ η πυκνότητα του ρευστού. Τα μεγέθη Re_l και Re_v είναι οι αριθμοί Reynolds στην υγρή και αέρια φάση του ρευστού αντίστοιχα και ορίζονται ως εξής:

$$Re_{n,l} = \frac{u_n * d_n * (1 - x_n)}{v_{n,l}} \quad \text{και} \quad Re_{n,v} = \frac{u_n * d_n * x_n}{v_{n,v}}$$

Για την παραπάνω εξίσωση έχουμε: $x_n = \frac{h_n - h_{nl}}{h_n - h_{nv}}$

$$\text{και } \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Τελικά το συνολικό μήκος του αρχικού ακροφυσίου είναι το άθροισμα το μηκών των δύο τμημάτων, στα οποία έχουμε χωρίσει το προς μελέτη τμήμα.

ii. Τμήμα ανάμιξης:

Για το συγκλίνον μέρος του τμήματος, όπου πραγματοποιείται η ανάμιξη των δύο ρευμάτων, αντίστοιχα με προηγουμένως, έχουμε:

$$\Delta P_{md} = \frac{p_2 - p_3}{2}$$

$$\Delta P_{ud} = \frac{u_2 - u_3}{2}$$

Παρακάτω παρουσιάζονται οι σχέσεις που δίνουν τα αναγκαία για τους υπολογισμούς μεγέθη:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 * m_e}{\pi * \rho_2 * u_2}} + d_2$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 * m_c}{\pi * \rho_3 * u_3}}$$

$$d_{md} = \frac{d_0 + d_3}{2}$$

$$\rho_{md} = \frac{\rho_2 + \rho_3}{2}$$

$$u_{md} = \frac{u_2 + u_3}{2}$$

$$h_{md} = \frac{h_2 + h_3}{2}$$

$$p_{md} = \frac{p_2 + p_3}{2}$$

Το μήκος για το κάθε τμήμα του αρχικού ακροφυσίου υπολογίζεται τελικά από την σχέση:

$$L_{md} = \frac{2 * d_{md}}{f_{md}} * \left(\frac{DP_{md}}{\rho_{md} * u_{md}^2} + \frac{Du_{md}}{u_{md}} \right) \quad (4.1.22)$$

,όπου $\frac{1}{\sqrt{f_{md}}} = -1,8 * \log\left(\frac{6,9}{Re_{md}} + \left(\frac{e}{d_{md}}\right)^{1,11}\right)$

Για τον αριθμό Reynolds ισχύει: $Re_{md} = Re_l + Re_v * \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) * \sqrt{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)}$

,όπου μ η κινηματική συνεκτικότητα και ρ η πυκνότητα του ρευστού. Τα μεγέθη Re_l και Re_v είναι οι αριθμοί Reynolds στην υγρή και αέρια φάση του ρευστού αντίστοιχα και ορίζονται ως εξής:

$$Re_{md,l} = \frac{u_n * m d d_{md} * (1 - x_{md})}{v_{md,l}} \text{ και } Re_{md,v} = \frac{u_{md} * d_{md} * x_{md}}{v_{md,v}}.$$

Για την παραπάνω εξίσωση έχουμε: $x_{md} = \frac{h_{md} - h_{mdl}}{h_{md} - h_{mdv}}$
και $v = \frac{\mu}{\rho}$.

Για το σταθερό τμήμα του τμήματος ανάμιξης ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 * m_C}{\pi * \rho_{.3} * u_3}}$$

$$d_4 = d_5 = d_3$$

$$d_m = \frac{d_3 + d_5}{2}$$

$$\rho_{.m} = \frac{\rho_{.3} + \rho_{.5}}{2}$$

$$h_{.m} = \frac{h_{.3} + h_{.5}}{2}$$

$$p_{.m} = \frac{p_{.3} + p_{.5}}{2}$$

Το μήκος του σταθερού τμήματος δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$L_m = \frac{8}{f_m} * \frac{m_C * (u_3 - u_5)}{\pi * d_3 * \rho_{.m} * u_m^2} \tag{4.1.23}$$

,όπου $\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -1,8 * \log\left(\frac{6,9}{Re_m} + \left(\frac{e/d_m}{3,7}\right)^{1,11}\right)$

Για τον αριθμό Reynolds ισχύει, όπως και πριν, ισχύει:

$$Re_m = Re_l + Re_v * \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) * \sqrt{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)}$$

,όπου μ η κινηματική συνεκτικότητα και ρ η πυκνότητα του ρευστού. Τα μεγέθη Re_l και Re_v είναι οι αριθμοί Reynolds στην υγρή και αέρια φάση του ρευστού αντίστοιχα και ορίζονται ως εξής:

$$Re_{m,l} = \frac{u_m * d_m * (1 - x_m)}{v_{m,l}} \text{ και } Re_{m,v} = \frac{u_m * d_m * x_m}{v_{m,v}}.$$

iii. Διαχύτης:

Για το τμήμα του διαχύτη ισχύει:

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 * m_C}{\pi * \rho_{.5} * u_5}}$$

$$d_d = \frac{d_5 + d_6}{2}$$

$$\rho_{.d} = \frac{\rho_{.5} + \rho_{.6}}{2}$$

$$h_{.d} = \frac{h_{.5} + h_{.6}}{2}$$

$$p_{.d} = \frac{p_{.5} + p_{.6}}{2}$$

$$\Delta P_d = p_{.6} - p_{.5}$$

$$\Delta u_d = u_5 - u_6$$

Το μήκος του διαχύτη δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$L_d = \frac{2 \cdot d_d}{f_d} * \left(\frac{DP_d}{\rho_d \cdot u_d^2} + \frac{Du_d}{u_d} \right) \quad (4.1.24)$$

$$\text{,όπου } \frac{1}{\sqrt{f_d}} = -1,8 * \log\left(\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{e/d_d}{3,7}\right)^{1,11}\right)$$

Για τον αριθμό Reynolds ισχύει, όπως και πριν, ισχύει:

$$Re_d = Re_l + Re_v * \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) * \sqrt{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)}$$

,όπου μ η κινηματική συνεκτικότητα και ρ η πυκνότητα του ρευστού. Τα μεγέθη Re_l και Re_v είναι οι αριθμοί Reynolds στην υγρή και αέρια φάση του ρευστού αντίστοιχα και ορίζονται

$$\text{ως εξής: } Re_{d,l} = \frac{u_d \cdot d_d \cdot (1-x_d)}{v_{d,l}} \text{ και } Re_{d,v} = \frac{u_d \cdot d_d \cdot x_d}{v_{d,v}}.$$

Είναι εμφανές ότι το συνολικό μήκος της διάταξης του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου προκύπτει από το άθροισμα των παραπάνω μηκών των επιμέρους τμημάτων:

$$L = L_n + L_{md} + L_m + L_d. \quad (4.1.25)$$

4.2 Μοντελοποίηση ολοκληρωμένου συστήματος Τριπαραγωγής

Σε αυτό το κεφάλαιο, περιγράφεται η διαδικασία, η οποία ακολουθείται προκειμένου να υπολογιστούν οι θερμοδυναμικές ιδιότητες κάθε σημείου του κυκλώματος, το οποίο μελετάται.

Σημείο 1: Έξοδος από Ατμοποιητή/ είσοδος στο ακροφύσιο/ είσοδος στον Στρόβιλο

Έχοντας θεωρήσει συγκεκριμένη τιμή για την πίεση στον Ατμοποιητή p_p , και άρα $p_1 = p_p$, η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου υπολογίζεται ως θερμοκρασία κορεσμένου αερίου στη συγκεκριμένη πίεση συνυπολογίζοντας μία υπερθέρμανση.

$$T_1 = T_{\text{κορ.αερίου}}(p_1) + \text{Υπερθέρμανση} \quad (4.2.1)$$

Αντίστοιχα, μπορούμε να υπολογίσουμε την ενθαλπία και την εντροπία στο συγκεκριμένο σημείο του κύκλου.

Προκειμένου να υπολογιστεί η θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή (Σημείο 1), χρειάζεται να υπολογιστεί πρώτα η αναγκαία υπερθέρμανση στον εναλλάκτη ανάλογα με την αντίστοιχη πίεση.

Υπερθέρμανση είναι η προσθήκη θερμότητας προς το ψυκτικό μέσο με αποτέλεσμα να αυξηθεί η θερμοκρασία του και να γίνει υπέρθερμο. Η υπερθέρμανση είναι επιθυμητή γιατί ατμοποιεί τυχόν σταγονίδια του ψυκτικού μέσου που θα αναρροφήσει ο στρόβιλος ή η διάταξη του ακροφυσίου με αποτέλεσμα να προκληθούν ανεπιθύμητες φθορές ή και σοβαρές βλάβες.

Χρειάζεται πρώτα να ελέγξουμε αν το εργαζόμενο μέσο, το οποίο χρησιμοποιούμε στον κύκλο, θεωρείται ξηρό (dry) ή υγρό (wet). Ξηρό είναι ένα μέσο, του οποίου η καμπύλη κορεσμού έχει θετική κλίση, ενώ υγρό είναι όταν η καμπύλη έχει αρνητική κλίση.

Σε έναν ξηρό ρευστό δεν είναι πιθανό να εμφανιστεί αλλαγή φάσης κατά την διάρκεια της εκτόνωσης, σε αντίθεση με τα υγρά ψυκτικά μέσα, όπου σταγονίδια υγρού μπορούν να δημιουργηθούν.

Για τον παραπάνω λόγο χρειάζεται να ελεγχθεί το είδος του ψυκτικού μέσου μέσω της σύγκρισης της πίεσης του αναγεννητή (p_p) με την πίεση που αντιστοιχεί στην μέγιστη εντροπία. Αν $p_p = p_{smax}$ τότε έχουμε υγρό ψυκτικό μέσο.

Θα υπολογίσουμε τώρα την υπερθέρμανση.

Σε υποκρίσιμο κύκλο, δηλαδή όταν όλη η καμπύλη βρίσκεται μέσα στην καμπάνα, αν το εργαζόμενο μέσο είναι ξηρό και η πίεση του αναγεννητή (p_p) είναι χαμηλότερη της πίεσης που αντιστοιχεί στην μέγιστη εντροπία, δεν απαιτείται υπερθέρμανση.

Αν όμως $p_p > p_{smax}$ απαιτείται υπερθέρμανση μέχρι την μέγιστη εντροπία.

Αν το ψυκτικό μέσο είναι υγρό, η υπερθέρμανση είναι αναγκαία μέχρι το σημείο όπου η εντροπία θα είναι ίση με την εντροπία συμπύκνωσης (στην έξοδο του συμπυκνωτή).

Σε υπερκρίσιμο κύκλο, όταν δηλαδή η μέγιστη πίεση του κύκλου είναι υψηλότερη από την κρίσιμη, υπολογίζουμε κατευθείαν τη μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου (θερμοκρασία στην έξοδο του αναγεννητή), η οποία πρέπει να ισούται με την θερμοκρασία που αντιστοιχεί στη μέγιστη εντροπία.

Σημείο 2: Έξοδος του Στροβίλου

Η πίεση στην έξοδο του στροβίλου έχει θεωρηθεί ίση με την πίεση συμπύκνωσης p_c και επομένως ισχύει $p_2 = p_c$.

Επίσης έχουμε θεωρήσει ισητροπικό βαθμό απόδοσης στροβίλου ίσο με 0,85 και άρα

$$\eta_{is,T} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,is}} \Rightarrow h_2 = h_1 - \eta_{is,T} * (h_1 - h_{2,is}) \quad (4.2.2)$$

,όπου $h_{2,is}$ η ενθαλπία για πίεση p_2 και εντροπία ίση με του σημείου 1.

Με γνωστές πλέον την πίεση και την ενθαλπία, υπολογίζουμε την θερμοκρασία και την εντροπία στο συγκεκριμένο σημείο.

Ας σημειώσουμε εδώ ότι τελικά ο ισητροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ($\eta_{is,T} = 0,85$) προκύπτει με επαναληπτικές διαδικασίες ανάλογα με το μέγεθος κι επομένως την κατηγορία του στροβίλου που απαιτείται για την παρούσα εγκατάσταση.

Σημείο 3: Έξοδος του ακροφυσίου

Η πίεση στην έξοδο του ακροφυσίου θεωρείται ίση με την πίεση συμπύκνωσης, δηλαδή $p_3 = p_c$.

Η ενθαλπία στο σημείο 3 προκύπτει από την ανάλυση της ροής μέσα στο ακροφύσιο, όπως παρουσιάζεται παραπάνω.

Κατ' αντιστοιχία προσδιορίζονται η θερμοκρασία και η εντροπία.

Σημείο 4: Είσοδος στον Συμπυκνωτή

Η πίεση συμπύκνωσης είναι μία από τις ελεύθερες μεταβλητές του συστήματος, όπως παρουσιάζεται και παρακάτω. Έχουμε $p_4=p_c$.

Στο συγκεκριμένο σημείο έχουμε ανάμιξη των ρευμάτων που εξέρχονται από το ακροφύσιο και το στρόβιλο και άρα σύμφωνα με τον τύπο της ανάμιξης έχουμε:

Ενεργειακό ισοζύγιο:

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 \Rightarrow h_4 = \frac{\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_4} \quad (4.2.3)$$

Ισοζύγιο μάζας:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_o + (\dot{m}_p + \dot{m}_e) = \dot{m}_o + \dot{m}_c \quad (4.2.4)$$

Όπου \dot{m}_p παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος στην είσοδο του συμπιεστή, \dot{m}_e παροχή του δευτερεύοντος ρεύματος που διέρχεται από τον εξατμιστή και \dot{m}_o η παροχή μάζας που διέρχεται από τον στρόβιλο.

Σημείο 5: Έξοδος του Συμπυκνωτή

Στον συμπυκνωτή θεωρούμε ότι η πτώση πίεσης που υπάρχει καλύπτεται με μία αντλία κυκλοφορίας, οπότε η πίεση στην έξοδο του συμπυκνωτή είναι ίση με την πίεση στην είσοδο του, δηλαδή $p_4=p_5=p_c$.

Η θερμοκρασία στο σημείο αυτό υπολογίζεται ως θερμοκρασία κορεσμένου υγρού στη συγκεκριμένη πίεση με μία υπόψυξη 5 βαθμών. Η υπόψυξη είναι επιθυμητή προκειμένου να εξασφαλιστεί ότι το εργαζόμενο μέσο θα φτάσει σε υγρή κατάσταση και για να αποφύγουμε πιθανή σπηλαιώση στην αντλία. Άρα:

Υπόψυξη: 5K

$$T_5 = T_{\text{κορ.υγρού}}(p_5) - \text{Υπόψυξη} \quad (4.2.5)$$

Και με δεδομένα την πίεση και τη θερμοκρασία, βρίσκουμε την ενθαλπία και την εντροπία του σημείου.

Σημείο 6: Είσοδος στον Εξατμιστή/ έξοδος από την βαλβίδα εκτόνωσης

Η τρίτη ελεύθερη μεταβλητή του συστήματος είναι η πίεση ατμοποίησης στον εξατμιστή p_e .

Κι έχουμε $p_6 = p_e$.

Επίσης στην βαλβίδα εκτόνωσης πραγματοποιείται ισενθαλπικός στραγγαλισμός της ροής και ισχύει ότι η ενθαλπία στην έξοδο της βαλβίδας είναι ίση με την ενθαλπία στην είσοδο της, η οποία ισούται με αυτήν στην έξοδο του συμπυκνωτή. Επομένως $h_6 = h_5$.

Στη συνέχεια υπολογίζεται η εντροπία και η θερμοκρασία για γνωστή πίεση κι ενθαλπία.

Σημείο 7: Έξοδος του Εξατμιστή/ είσοδος στο ακροφύσιο

Στον εναλλάκτη αυτό θεωρούμε αμελητέες τις απώλειες πίεσης και άρα η πίεση στην έξοδό του υπολογίζεται ίση με αυτήν στην είσοδό του, $p_7 = p_6 = p_e$.

Η θερμοκρασία υπολογίζεται ως θερμοκρασία κορεσμένου αερίου για δεδομένη πίεση, θεωρώντας υπερθέρμανση 5 βαθμών. Επομένως:

Υπερθέρμανση: 5K

$$T_7 = T_{\text{κορ.αερίου}}(p_7) + \text{Υπερθέρμανση} \quad (4.2.6)$$

Σημείο 8: Έξοδος της αντλίας/ είσοδος στον Ατμοποιητή

Στον συγκεκριμένο εναλλάκτη οι απώλειες πίεσης καλύπτονται με μία αντλία κυκλοφορίας και έτσι η πίεση στην είσοδό του (σημείο 8) θεωρείται ίση με την πίεση στην έξοδό του (σημείο 1), $p_8=p_1=p_p$. Όσον αφορά την αντλία του συστήματος, έχει επιλεγθεί φυγικοκεντρική αντλία, ενώ έχουμε θεωρήσει ισεντροπικό βαθμό αντλίας ίσο με 0,7 [83]. Επομένως:

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{8is}-h_5}{h_8-h_5} \Rightarrow h_8 = h_5 + \frac{h_{8is}-h_5}{\eta_{is,p}} \quad (4.2.7)$$

,όπου h_{8is} η ενθαλπία για πίεση p_8 και εντροπία ίση με του σημείου 5.

Με δεδομένα τα παραπάνω, υπολογίζεται η θερμοκρασία και η εντροπία του σημείου.

4.3 Μοντελοποίηση εναλλακτών

Στο σημείο αυτό διαπιστώνουμε ότι χρειάζεται να υπολογίσουμε τις παροχές μάζας του εργαζόμενου μέσου στα διάφορα τμήματα του κυκλώματος προκειμένου να υπολογίσουμε την ενθαλπία στην είσοδο του συμπυκνωτή, αλλά και να προχωρήσουμε στη διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας. Αυτό θα πραγματοποιηθεί μέσω της μελέτης των εναλλακτών, όπως παρουσιάζεται παρακάτω.

Το παρόν σύστημα έχει τρεις εναλλάκτες, τον Ατμοποιητή (heater), τον Εξατμιστή (evaporator), και τον Συμπυκνωτή (condenser), στους οποίους έχουμε συναλλαγή θερμότητας ανάμεσα στο εργαζόμενο μέσο του βασικού κύκλου (Ισοπεντάνιο) και του εξωτερικού μέσου που έχει επιλεγθεί για τον κάθε εναλλάκτη. Ειδικότερα μέσω του ατμοποιητή αποδίδεται η θερμότητα στο σύστημα έχοντας ως πηγή θερμότητας τα καυσαέρια από τη βιομηχανία. Επίσης στον συμπυκνωτή έχουμε την παραγωγή θερμότητας, ενώ στον εξατμιστή την απόδοση των απαραίτητων ψυκτικών φορτίων.

Επιπλέον, είναι σημαντικό να επιλεγθεί για κάθε εναλλάκτη το είδος του ρευστού, το οποίο έχει το ρόλο του δεύτερου ρεύματος, αφού το πρώτο έχει ήδη ορισθεί (ισοπεντάνιο). Το κατάλληλο μέσο μεταφοράς θερμότητας επιλέγεται βάση του θερμοκρασιακού εύρους στο οποίο καλείται να λειτουργήσει, αλλά και βάση των υπόλοιπων χαρακτηριστικών που παρουσιάζει, όπως είναι η θερμοχωρητικότητα ή θερμική αγωγιμότητα. Το νερό είναι το συνηθέστερο εργαζόμενο μέσο σε εναλλάκτες, αλλά για υψηλές θερμοκρασίες δεν προτιμάται ιδιαίτερα, λόγω χαμηλότερης θερμοχωρητικότητας και άρα λιγότερο αποδοτικής συναλλαγής θερμότητας.

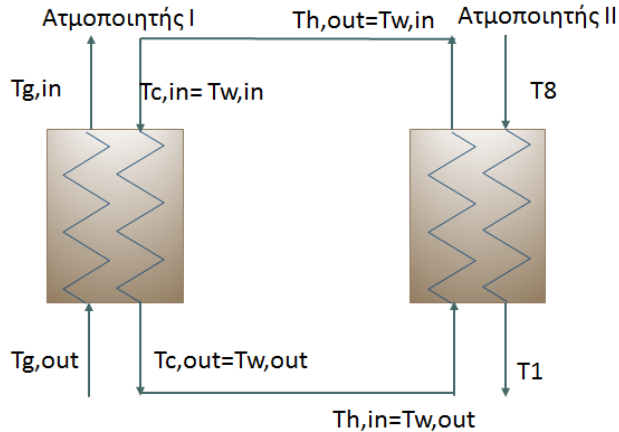
4.3.1 Ατμοποιητής

Στην παρούσα εγκατάσταση απαιτείται η χρήση δύο εναλλακτών στη θέση του ατμοποιητή. Ο πρώτος μεταφέρει τη θερμότητα των καυσαερίων σε κλειστό κύκλωμα λαδιού και μέσω του δεύτερου μεταφέρεται η θερμότητα από το θερμό πλέον έλαιο στο εργαζόμενο μέσο του κυκλώματος ORC, πριν το λάδι επαναχρησιμοποιηθεί στον πρώτο εναλλάκτη.

Στο παρόν σύστημα εναλλακτών (Ατμοποιητής I και II), επιλέχθηκε ως λιπαντικό μεταφοράς θερμότητας το λιπαντικό Therminol 66. Το συγκεκριμένο λάδι είναι συνθετικό ρευστό τερφαινόλης, προσφέροντας υψηλή θερμοκρασιακή απόδοση έως 345°C και εξαιρετική θερμική σταθερότητα χωρίς

την ανάγκη για υψηλή πίεση. Επίσης το υψηλό σημείο ανάφλεξης, το καθιστά ασφαλές μέσο, ενώ δεν είναι διαβρωτικό για τις μεταλλικές επιφάνειες των εναλλακτών.

Ας σημειωθεί σε αυτό το σημείο, ότι λόγω της αδυναμίας του υπολογιστικού περιβάλλοντος Matlab και για την ευκολία των υπολογισμών, το ρεύμα του λαδιού μοντελοποιήθηκε ως νερό και οι ιδιότητές του θεωρήθηκαν ίδιες με τις αντίστοιχες του νερού.



Σχήμα 23: Σύστημα ατμοποιητών και κύκλωμα λαδιού

Στον πρώτο ατμοποιητή, το θερμό ρεύμα είναι τα καυσαέρια θερμοκρασίας 450°C και παροχής 28.000 m³/h σε κανονικές συνθήκες και το ψυχρό ρεύμα είναι λάδι μεταφοράς θερμότητας.

Στον δεύτερο ατμοποιητή, το ψυχρό ρεύμα είναι το ρευστό του κυκλώματος ORC (ισοπεντάνιο), το οποίο εισέρχεται στον εναλλάκτη με θερμοκρασία T8 και εξέρχεται με θερμοκρασία T1, ενώ το θερμό ρεύμα είναι το λάδι. Η πίεση του λαδιού θεωρείται 1 bar πάνω από την πίεση ατμοποίησης του νερού στη θερμοκρασία εισόδου, η οποία έχει θεωρηθεί 120°C .

Δεδομένου ότι σε έναν εναλλάκτη μας ενδιαφέρει η χαμηλή τιμή του Pinch Point (δηλαδή της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των δύο ρευμάτων), ώστε η συναλλαγή θερμότητας να είναι αποδοτική, θεωρούμε το Pinch Point ίσο με 15. Με βάση τη συγκεκριμένη παραδοχή, υπολογίζουμε τη θερμοκρασία εξόδου του λαδιού.

Η παροχή μάζας του θερμού ρεύματος υπολογίζεται από τον ισολογισμό ενέργειας στον εναλλάκτη:

$$\dot{Q}_{heater} = \dot{m}_{cold} * (h_{cold_out} - h_{cold_in})$$

$$\dot{Q}_{heater} = \dot{m}_{hot} * (h_{hot_in} - h_{hot_out})$$

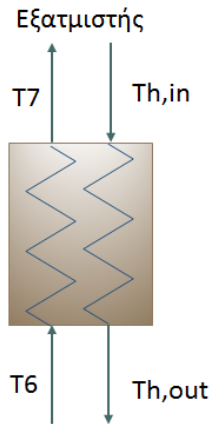
$$\text{Άρα } \dot{m}_{hot} = \dot{m}_{cold} * (h_{cold_out} - h_{cold_in}) / (h_{hot_in} - h_{hot_out}) \quad (4.3.1)$$

Στο συγκεκριμένο σημείο θεωρούμε $\dot{m}_{cold} = \dot{m}_1 = 6 \text{ kg/s}$

Από τον ισολογισμό ενέργειας στον πρώτο εναλλάκτη υπολογίζουμε τη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων, η οποία είναι ύψιστης σημασίας, από περιβαλλοντικής και όχι μόνο άποψης.

Στον συγκεκριμένο εναλλάκτη απαιτούνται δύο αντλίες κυκλοφορίας στα δύο ρεύματα προκειμένου να καλύψουν τις απώλειες πίεσης σε κάθε ρεύμα.

4.3.2 Εξατμιστής



Σχήμα 24: Διάταξη εξατμιστή

Στον εξατμιστή, το ψυχρό ρεύμα είναι το εργαζόμενο μέσο του κυκλώματος ORC (ισοπεντάνιο), το οποίο εισέρχεται στον εναλλάκτη με θερμοκρασία T_6 και εξέρχεται με θερμοκρασία T_7 . Το θερμό ρεύμα είναι νερό από τους αεριοσυμπιεστές της βιομηχανίας, αρχικής θερμοκρασίας 40°C και τελικής 28°C και πίεσης $2,5 \text{ bar}$, σύμφωνα με τις αντίστοιχες ανάγκες της σε ψυκτικά φορτία.

Η παροχή μάζας του ψυχόμενου ρεύματος έχει θεωρηθεί ίση με 5 kg/s προκειμένου να καλύπτει μεγάλο τμήμα των αναγκών της βιομηχανίας, ενώ η παροχή μάζας του ψυχρού ρεύματος (του ORC) υπολογίζεται από τον ισολογισμό ενέργειας στον εναλλάκτη:

$$\dot{Q}_{\text{evaporator}} = \dot{m}_{\text{cold}} * (h_{\text{cold_out}} - h_{\text{cold_in}})$$

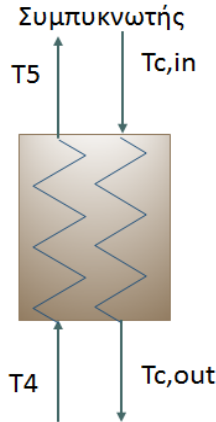
$$\dot{Q}_{\text{evaporator}} = \dot{m}_{\text{hot}} * (h_{\text{hot_in}} - h_{\text{hot_out}})$$

$$\text{Άρα } \dot{m}_{\text{cold}} = \dot{m}_{\text{hot}} * (h_{\text{hot_in}} - h_{\text{hot_out}}) / (h_{\text{cold_out}} - h_{\text{cold_in}}) \quad (4.3.2)$$

$$\text{και } \dot{m}_{\text{cold}} = \dot{m}_6$$

Στον εξατμιστή χρησιμοποιείται μία αντλία κυκλοφορίας στο θερμό ρεύμα προκειμένου να καλυφθεί η πτώση πίεσης που υφίσταται. Στο ψυχρό ρεύμα ισοπεντανίου λόγω χαμηλής πίεσης, θεωρούμε αμελητέες τις απώλειες πίεσης.

4.3.3 Συμπυκνωτής



Σχήμα 25: Διάταξη συμπυκνωτή

Στον συμπυκνωτή το θερμό ρεύμα είναι το ρευστό του κυκλώματος ORC (ισοπεντάνιο), το οποίο εισέρχεται στον εναλλάκτη με θερμοκρασία T4 και εξέρχεται με θερμοκρασία T5, ενώ το ψυχρό ρεύμα είναι νερό, αρχικής θερμοκρασίας 20°C και πίεσης 1,2 bar.

Με βάση την παραδοχή ότι το Pinch Point είναι 15 μονάδες, υπολογίζουμε τη θερμοκρασία εξόδου του νερού.

Τέλος, η παροχή μάζας του θερμαινόμενου ρεύματος υπολογίζεται από τον ισολογισμό ενέργειας στον εναλλάκτη.

$$\dot{Q}_{condenser} = \dot{m}_{cold} * (h_{cold_out} - h_{cold_in})$$

$$\dot{Q}_{condenser} = \dot{m}_{hot} * (h_{hot_in} - h_{hot_out})$$

$$\text{Άρα } \dot{m}_{cold} = \dot{m}_{hot} * (h_{hot_in} - h_{hot_out}) / (h_{cold_out} - h_{cold_in}) \quad (4.3.3)$$

Στον συμπυκνωτή χρησιμοποιούνται δύο αντλίες κυκλοφορίας, μία σε κάθε ρεύμα προκειμένου να καλυφθεί η πτώση πίεσης των δύο ρευμάτων.

Τελικά η **παροχή μαζών** στα διάφορα σημεία του κυκλώματος υπολογίζεται ως ακολούθως:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{cold,εξατμ} = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_a + \dot{m}_p = \dot{m}_1$$

$$w = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_p} \Rightarrow \dot{m}_p = \dot{m}_e / w$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_e + \dot{m}_p$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_1 - \dot{m}_p$$

Επομένως:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_a$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_c + \dot{m}_a$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_e$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 = \dot{m}_a + \dot{m}_p$$

4.4 Παράμετροι εισόδου του μοντέλου

Προκειμένου να συνεχίσουμε τη μοντελοποίηση του συστήματος, το οποίο μελετάται, χρειάζεται να προσδιοριστούν οι παράμετροι εισόδου. Αυτές χωρίζονται σε σταθερές και μεταβλητές.

Σταθερές ονομάζονται οι παράμετροι, των οποίων οι τιμές δεν πρόκειται να μεταβληθούν κατά την ανάλυση του κυκλώματος. Τέτοιες είναι είτε παγκόσμιες σταθερές, είτε βαθμοί απόδοσης καθορισμένοι από συγκεκριμένους κανονισμούς, είτε μεγέθη τα οποία καθορίζονται από τις υπάρχουσες συνθήκες, οι οποίες είναι σταθερές και δεδομένες (π.χ. συνθήκες περιβάλλοντος).

Μεταβλητές ονομάζονται τα μεγέθη, τα οποία δύναται να αλλάζουν κατά τη μελέτη του συστήματος. Τις μεταβλητές τις διακρίνουμε στις ελεύθερες και στις παραδοχές. *Ελεύθερες μεταβλητές* θεωρούνται οι βασικές μεταβλητές του συστήματος, οι οποίες είναι οι πιέσεις και ο λόγος αναρρόφησης στο συμπιεστή, από τις οποίες εξαρτάται κατά κύριο λόγο η απόδοση και η λειτουργία του, σύμφωνα με τη μελέτη που πραγματοποιείται στην παρούσα εργασία, αλλά και με προηγούμενες μελέτες, όπως έχει ήδη περιγραφεί. Παράλληλα όμως, χρειάζεται να προσδιοριστούν και άλλα, δευτερεύοντα μεγέθη προκειμένου να ολοκληρωθεί η μελέτη, τα οποία καλούνται ως *παραδοχές*.

1) Σταθερές:

Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης ακροφυσίου	$\eta_n = 98\%$
Βαθμός απόδοσης ανάμιξης	$\eta_m = 90\%$
Βαθμός απόδοσης διαχύτη	$\eta_d = 93\%$
Σταθερά αερίου	$\gamma = 1,4$
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	$\eta_p = 70\%$
Θερμοκρασία περιβάλλοντος	$T_0 = 293 \text{ K}$
Πίεση περιβάλλοντος	$p_0 = 101.300 \text{ Pa}$
Σταθερά αερίων	$R = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

2) Μεταβλητές:

Παρακάτω παρουσιάζονται οι ελεύθερες μεταβλητές του κυκλώματος, οι οποίες αποτελούν καθοριστικό παράγοντα για την απόδοση του συστήματος. Στην παρούσα εργασία, καθορίστηκαν οι τιμές των συγκεκριμένων μεταβλητών βάσει υπολογισμών, οι οποίοι περιγράφονται ακολούθως. Κριτήριο για την επιλογή τους ήταν η ορθότερη λειτουργία του συστήματος, ενώ το κύκλωμα θα μπορούσε να λειτουργήσει και σε διαφορετικά εύρη τιμών.

Επιπλέον, παρατίθενται οι παραδοχές, οι οποίες πραγματοποιήθηκαν για τα υπόλοιπα αναγκαία μεγέθη του συστήματος.

Ας σημειωθεί ότι για την επιλογή των μεταβλητών πραγματοποιήθηκε διαδικασία βελτιστοποίησης με κριτήριο την οικονομική απόσβεση της εγκατάστασης, η οποία περιγράφεται στο 7^ο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας μαζί με την αντίστοιχη οικονομική ανάλυση.

Ελεύθερες μεταβλητές

1. $p_e = 0,54 \text{ bar}$: Πίεση δευτερεύοντος ρεύματος στο ακροφύσιο/ Πίεση εξατμιστή

Προκύπτει προκειμένου να έχουμε θερμοκρασία εξατμίσεως στον εξατμιστή στους 11°C , ώστε να είναι εφικτή η ψύξη του δεύτερου ρευστού στον εναλλάκτη.

2. $p_p = 7 \text{ bar}$: Πίεση πρωτεύοντος ρεύματος/ Πίεση ατμοποιητή

Ο λόγος πιέσεων p_p/p_e θεωρήθηκε περίπου ίσος με 10, με κριτήριο τη σωστή αναλογία στη διαστασιολόγηση της διάταξης του ακροφυσίου. Μεγαλύτερες πιέσεις από αυτήν την τιμή, οδηγούσαν σε λάθος διαστασιολόγηση, ενώ μικρότερες περιόριζαν την απόδοση του συστήματος. Επίσης, η συγκεκριμένη τιμή επιλέχθηκε μετά από βελτιστοποίηση που πραγματοποιήθηκε με κριτήριο την οικονομική απόσβεση της μονάδας.

3. $p_c = 2 \text{ bar}$: Πίεση στην έξοδο του ακροφυσίου/ Πίεση συμπυκνωτή

Σύμφωνα με την ανάλυση αλλά και τον σκοπό της διάταξης του ακροφυσίου, ο οποίος είναι να συμπιέσει το ρεύμα από τον εξατμιστή στην πίεση του συμπυκνωτή, μέσω δέσμης ρευστού υψηλότερης πίεσης, πρέπει η τιμή της πίεσης συμπύκνωσης να βρίσκεται ανάμεσα στις τιμές των άλλων δύο πιέσεων, δηλαδή $p_e < p_c < p_p$. Επιπλέον, για τιμές μεγαλύτερες αυτής, υπερδιαστασιολογείται ο συμπυκνωτής και προκύπτει προγραμματιστικό πρόβλημα, ενώ για τιμές μικρότερες των 2 bar δεν μπορεί να μελετηθεί η ροή στο εσωτερικό της διάταξης του ακροφυσίου.

4. $w = 0,70$: Λόγος αναρρόφησης

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, ο λόγος αναρρόφησης κυμαίνεται από 0,25 έως 1,6 [84], [85]. Για το σύστημα που μελετάται, ο λόγος αναρρόφησης κυμάνθηκε από 0,25 έως 0,8, διότι για μεγαλύτερες τιμές του 0,80 προκύπτει υπολογιστικό πρόβλημα στη μελέτη στο εσωτερικό της διάταξης του ακροφυσίου. Τελικά σύμφωνα με τη βελτιστοποίηση που πραγματοποιήθηκε με κριτήριο τις διαστάσεις του ακροφυσίου, αλλά κυρίως την οικονομική απόσβεση για την εταιρεία επιλέχθηκε η παραπάνω τιμή.

Παραδοχές

Ατμοποιητής Λαδιού-Ισοπεντανίου

Thh_in	120 °C
Ph_hot	298.670 Pa
Pinch PointH	15 K

Συμπυκνωτής

Tcc_inC	20 °C
Pc_cool	120.000 Pa
Pinch PointC	15 K

$\dot{m}1$	6 kg/s
$\dot{m}_{hot, ev}$	5 kg/s
Υπόψυξη στον συμπυκνωτή	5 K
Υπερθέρμανση στον εξατμιστή	5 K

Ειδικότερα οι παραπάνω μεταβλητές επεξηγούνται παρακάτω:

Thh_in: Θερμοκρασία εισόδου του λαδιού στον ατμοποιητή.

Ph_hot: Πίεση λαδιού στον ατμοποιητή.

Θεωρείται ίση με την πίεση ατμοποίησης στην υψηλή θερμοκρασία του εναλλάκτη, προσαυξημένη κατά 1 bar προκειμένου να αποφευχθεί η αλλαγή της φάσης του ρευστού κατά τη συναλλαγή θερμότητας ανάμεσα στα δύο ρεύματα.

Pinch PointH: Η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρεύματα.

Προκύπτει ώστε η συναλλαγή θερμότητας στον εναλλάκτη να είναι ικανοποιητική και μετά από βελτιστοποίηση με οικονομικά κριτήρια.

Tcc_inC: Θερμοκρασία εισόδου νερού στον συμπυκνωτή.

Χρησιμοποιείται νερό σε θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Pc_cool: Πίεση νερού στο συμπυκνωτή.

Pinch PointC: Η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρεύματα

Προκύπτει ώστε η συναλλαγή θερμότητας στον εναλλάκτη να είναι ικανοποιητική και μετά από βελτιστοποίηση με οικονομικά κριτήρια.

$\dot{m}1$: Η παροχή μάζας του ισοπεντανίου στον ατμοποιητή II.

Πρέπει $\dot{m}1 > \dot{m}_p$, όπου $\dot{m}_p = \dot{m}_e / w$ και \dot{m}_e προκύπτει από τον ισολογισμό στον εξατμιστή. Επίσης πρέπει η παροχή στον στρόβιλο ($\dot{m}_a = \dot{m}1 - \dot{m}_p$) να είναι ικανοποιητικό μέγεθος, ώστε η ηλεκτρική ισχύς που θα παράγεται να φέρει ικανοποιητικό κέρδος. Παρ' όλα αυτά, για τιμές άνω των 6 kg/s, προκύπτει προγραμματιστικό πρόβλημα στη διαστασιολόγηση των εναλλακτών.

$\dot{m}_{\text{hot, ev}}$: Η παροχή μάζας του νερού στον εξατμιστή.

Η τιμή της παροχής μάζας του θερμού ρεύματος στον εξατμιστή $\dot{m}_{\text{hot, ev}}$, επιλέγεται προκειμένου να καλύπτει όσο το δυνατόν μεγαλύτερο μέρος των αναγκών της βιομηχανίας. Ωστόσο, για τιμές μεγαλύτερες των 5 kg/s υπερδιαστασιολογείται η διάσταση του ακροφυσίου, κάτι το οποίο δεν είναι επιθυμητό.

4.5 Διαδικασία Διαστασιολόγησης εναλλακτών

Προκειμένου να επιλεχθεί ο κατάλληλος εναλλάκτης για κάθε συναλλαγή θερμότητας στο σύστημα και να γίνει η κοστολόγησή του, χρειάστηκε να γίνει η διαστασιολόγηση των τεσσάρων εναλλακτών.

Ο κύριος στόχος στη θερμική ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας είναι ο υπολογισμός της αναγκαίας επιφάνειας για τη συναλλαγή θερμότητας με δεδομένες θερμοκρασίες και παροχές των δύο ρευμάτων.

Χρειάζεται να επιλέξουμε το είδος του κάθε εναλλάκτη, προτού συνεχίσουμε τη διαδικασία διαστασιολόγησης. Με δεδομένες τις πιέσεις και τις θερμοκρασίες για τα δύο ρεύματα σε κάθε εναλλάκτη θερμότητας, επιλέξαμε *πλακοειδείς* εναλλάκτες (plate heat exchangers) για τον συμπυκνωτή, τον εξατμιστή και τον ατμοποιητή II (λαδιού-ισοπεντανίου) του συστήματος, ενώ επιλέξαμε σωληνοειδή εναλλάκτη (shell & tube heat exchanger) για τον ατμοποιητή καυσαερίων – λαδιού, λόγω της υψηλής θερμοκρασίας των καυσαερίων στο ένα ρεύμα (450°C). Γενικά, οι σωληνοειδείς εναλλάκτες επιλέγονται για πίεσης ρεύματος μεγαλύτερη των 40 bar, ή θερμοκρασία μεγαλύτερη των 350°C.

Η θεμελιώδης σχέση για τον υπολογισμό του ρυθμού μετάδοσης θερμότητας, \dot{q} , είναι η εξής:

$$\dot{q} = U * A * \Delta T_{lm} \quad (4.5.1)$$

$$\Rightarrow A = \frac{\dot{q}}{U * \Delta T_{lm}}$$

Όπου A η αναγκαία επιφάνεια για τη συναλλαγή θερμότητας και ΔT είναι η μέση θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρεύματα για ολόκληρο τον εναλλάκτη.

Η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά για εναλλάκτη αντιρροής υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (4.5.2)$$

Οι δείκτες h, c εκφράζουν το θερμό και το ψυχρό ρεύμα αντίστοιχα τα στον εναλλάκτη.

U είναι ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (overall heat transfer coefficient), η χρήση του οποίου συμβάλει στον υπολογισμό της αναγκαίας επιφάνειας συναλλαγής.

Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας U είναι αναλόγως αντίστροφος του αθροίσματος των θερμικών αντιστάσεων, ο οποίος για τη διαστασιολόγηση των εναλλακτών του παρόντος συστήματος υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{\ell}{k_w} + 0,000025} \quad (4.5.3)$$

Για τους πλακοειδείς εναλλάκτες της εγκατάστασης (συμπυκνωτής, εξατμιστής, ατμοποιητής II), ακολουθήθηκε μια συγκεκριμένη διαδικασία με επαναλήψεις για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U , χρησιμοποιώντας τα θερμοδυναμικά στοιχεία για κάθε ρεύμα, κάθε εναλλάκτη. Πιο εξειδικευμένα, η ακριβής διαδικασία διαστασιολόγησης, η οποία ακολουθήθηκε, περιγράφεται στο Παράρτημα Α της παρούσας εργασίας.

Όσον αφορά τον τέταρτο εναλλάκτη θερμότητας της εγκατάστασης, ο οποίος είναι ο ατμοποιητής καυσαερίων – λαδιού, η διαδικασία διαστασιολόγησης παρουσιάζει μία ιδιαιτερότητα, η οποία σχετίζεται με το ρευστό μέσω του οποίου συναλλάσσεται η θερμότητα. Η ιδιαιτερότητα αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι τα καυσαέρια αποτελούνται από ένα σύνολο ρευστών και σωματιδίων και ο υπολογισμός των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων τους (ενθαλπίας, εντροπίας, πίεσης κ.λπ.) δεν είναι εφικτός, είτε γίνεται μόνο προσεγγιστικά. Ένας τρόπος, λοιπόν, προκειμένου να διαστασιολογηθεί ο συγκεκριμένος εναλλάκτης είναι να γίνει προσομοίωση των καυσαερίων με ρευστό του οποίου οι θερμοδυναμικές ιδιότητες προσεγγίζουν τις αντίστοιχες των καυσαερίων και υπολογίζονται στο προγραμματιστικό περιβάλλον της Matlab ή με άλλη γνωστή μέθοδο (π.χ. διαγράμματα Mollier). Με αυτόν τον τρόπο συνεχίζει η διαστασιολόγηση του εναλλάκτη, σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράφηκε παραπάνω.

Ένας δεύτερος τρόπος, ο οποίος και τελικά επιλέχθηκε, είναι ο υπολογισμός της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας κατά τα γνωστά:

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

Στη συνέχεια επειδή ακριβώς ο υπολογισμός του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U απαιτεί τις θερμοδυναμικές ιδιότητες των ρευστών των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη και άρα δεν είναι δυνατόν να γίνει, θεωρούμε συγκεκριμένη τιμή του συγκεκριμένου συντελεστή σύμφωνα με τη βιβλιογραφία.

Ο πίνακας 7 δίνει προσεγγιστικές τιμές του U για κάποια κοινά ρευστά. [86], [87]

Πίνακας 7: Τιμές του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U για διάφορα ρευστά

Ρευστό	U [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]
Λάδι με λάδι	170-312
Οργανικό μέσο με οργανικό μέσο	57-340
Ατμός με:	
Υδατικά διαλύματα	567-3400
Ορυκτέλαιο, Βαρύ	57-170
Ορυκτέλαιο, Ελαφρύ	170-340
Αέρια	28-284
Νερό	993-3.400
Νερό με:	
Αλκοόλη	284-850
Άλμη	567-1.135
Πεπιεσμένο αέρα	57-170
Συμπυκνωμένη αλκοόλη	255-680
Συμπυκνωμένη αμμωνία	850-1.420
Συμπυκνούμενο Freon-12	454-850
Βενζίνη	340-510
Οργανικού διαλύτες	284-850
Νερό	850-1.700
Καυσαέρια	28-102

Κατά τον πίνακα 1, για εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων – νερού οι τυπικές τιμές του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας είναι $28-102 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ [87]. Τελικά επιλέξαμε $U=80 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

4.6 Παράμετροι απόδοσης του συστήματος

Η θερμική ισχύς που παράγεται από το σύστημα είναι αυτή που παράγεται στον συμπυκνωτή του συστήματος (Condenser):

$$Q_{con} = (m_c + m_a) * (h_4 - h_5) \quad (4.6.1)$$

Η ψυκτική ισχύς παράγεται στον εξατμιστή του συστήματος και ισούται με:

$$Q_{ev} = m_e * (h_7 - h_6) \quad (4.6.2)$$

Η θερμότητα που αποδίδεται στο σύστημα, αποδίδεται μέσω του ατμοποιητή του συστήματος από τα καυσαέρια:

$$Q_{heater} = (m_p + m_a) * (h_1 - h_8) \quad (4.6.3)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται στη γεννήτρια του συστήματος υπολογίζεται ως εξής:

$$Pel = \eta_m * \eta_G * m_a * (h_1 - h_2) \quad (4.6.4)$$

,όπου η_m ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου και η_G ο βαθμός απόδοσης της γεννήτριας. Για την παρούσα εγκατάσταση έχει θεωρηθεί $\eta_m = 0,99$ και $\eta_G = 0,98$.

Το έργο που καταναλώνει η αντλία του κύκλου ισούται με:

$$Wp = (m_a + m_p) * (h_8 - h_5) \quad (4.6.5)$$

Επίσης υπολογίζονται τα έργα που καταναλώνουν οι αντλίες κυκλοφορίας στον ατμοποιητή, στον συμπυκνωτή και στον εξατμιστή, από τον τύπο:

$$Wp, circ = \frac{m * \Delta P}{\rho} \quad (4.6.6)$$

Όπου ΔP η πτώση πίεσης, η οποία προκύπτει από την αντίστοιχη ανάλυση του κάθε ρεύματος στον κάθε εναλλάκτη και ρ η πυκνότητα του ρευστού στην είσοδο του εναλλάκτη.

Τελικά η καθαρή ηλεκτρική ισχύς που αποδίδει το σύστημα υπολογίζεται ως:

$$Pel, net = Pel - \frac{Wp}{\eta_p} - (Wp, circ_{cond} + Wp, circ_{heater}) \quad (4.6.7)$$

Όσον αφορά την απόδοση του συστήματος, υπολογίζονται ορισμένοι βαθμοί απόδοσης.

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ORC ορίζεται ως:

$$\eta_{el,ORC} = \frac{Pel - \left(\frac{Wp}{\eta_p} + Wp_{circ_{cond}} + Wp_{circ_{heater}}\right)}{Q_{heater}} \quad (4.6.8)$$

Επίσης εξετάζεται ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του συστήματος:

$$\eta_{el,sys} = \frac{Pel}{\dot{Q}_{max}} \quad (4.6.9)$$

Για τη παραπάνω σχέση έχουμε:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{hot} * (h_{in_{hot}} - h_{ref_{hot}})$$

,όπου \dot{m}_{hot} παροχή μάζας του λαδιού στον ατμοποιητή, $h_{in_{hot}}$ η ενθαλπία εισόδου του στον εναλλάκτη και $h_{ref_{hot}}$ η ενθαλπία για θερμοκρασία $T_{h_ref} = 15 + 273,15$ K και πίεση την πίεση του θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη.

Ακόμη, ορίζεται ο παρακάτω βαθμός απόδοσης, προκειμένου να εξετασθεί το ποσοστό της ενέργειας των καυσαερίων το οποίο είναι εκμεταλλεύσιμο από το προς μελέτη σύστημα.

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{Q}_{heater}}{\dot{m}_G * Cp_G * (T_{G,in} - T_{ref_{G,out}})} \quad (4.6.10)$$

,όπου $T_{ref_{G,out}}$ είναι η ιδανική θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τον εναλλάκτη θερμότητας, η οποία είναι στους 15°C.

Ο βαθμός απόδοσης της συμπαραγωγής ισούται με:

$$\eta_{CHP} = \frac{Pel + Q_{con} - \left(\frac{Wp}{\eta_p} + Wp_{circ_{cond}} + Wp_{circ_{heater}}\right)}{Q_{heater}} \quad (4.6.11)$$

Ο βαθμός απόδοσης της τριπαραγωγής υπολογίζεται ως εξής:

$$\eta_{CCHP} = \frac{Pel + Q_{con} + Q_{ev} - \left(\frac{Wp}{\eta_p} + Wp_{circ_{cond}} + Wp_{circ_{heater}}\right)}{Q_{heater}} \quad (4.6.12)$$

Όσον αφορά το σύστημα ψύξης, η απόδοση ενός τέτοιου συστήματος συνήθως υπολογίζεται από τον συντελεστή συμπεριφοράς, ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης ψυκτικής ισχύος που παράγεται στον εξατμιστή προς την ενέργεια που χρειάζεται να προσδοθεί στο σύστημα προκειμένου να παράγουμε την ψυκτική ισχύ. Χρειάζεται να ληφθεί βέβαια υπ' όψιν ότι ένα σύστημα ψύξης με συμπίεση δια δέσμης ρευστού χρησιμοποιεί μία μηχανική αντλία και ένα εναλλάκτη θερμότητας για να προσδώσει την απαραίτητη ενέργεια και όχι έναν μηχανικό συμπιεστή, όπως οι συνήθεις ψυκτικές εγκαταστάσεις, κι επομένως έχει ως είσοδο το μηχανικό έργο που καταναλώνει η αντλία και τη θερμότητα που προσδίδει ο εναλλάκτης στο σύστημα.

Τελικά, και με βάση τη βιβλιογραφία η οποία βρέθηκε ([43], [61], [85]), ορίζουμε τον συντελεστή συμπεριφοράς του συγκεκριμένου συστήματος ψύξης ως το πηλίκο της ψυκτικής ισχύος προς τη συνολική ενέργεια που εκμεταλλεύεται το σύστημα:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{W_p + \dot{Q}_{gen}} \quad (4.6.13)$$

Ένας άλλος τρόπος υπολογισμού της απόδοσης, σύμφωνα με τον Chen και την ομάδα του [62], είναι ο ορισμός δύο ξεχωριστών συντελεστών του συστήματος ψύξης, ενός θερμικού κι ενός μηχανικού, προκειμένου να αποφύγουμε το άθροισμα ψυκτικής ισχύος και μηχανικού έργου:

$$COP_{therm} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{gen}} \quad \text{και} \quad COP_{mech} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{W_p}$$

Επειδή το σύστημα το οποίο μελετάται είναι σύστημα τριπαραγωγής με ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας, ορίζεται και ένας επιπλέον συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος ψύξης ως προς τη συνολική προσδιδόμενη ενέργεια στο σύστημα, και όχι ως προς την εκμεταλλεύσιμη από το σύστημα ενέργεια.

Από τον παραπάνω ορισμό προκύπτει η σχέση:

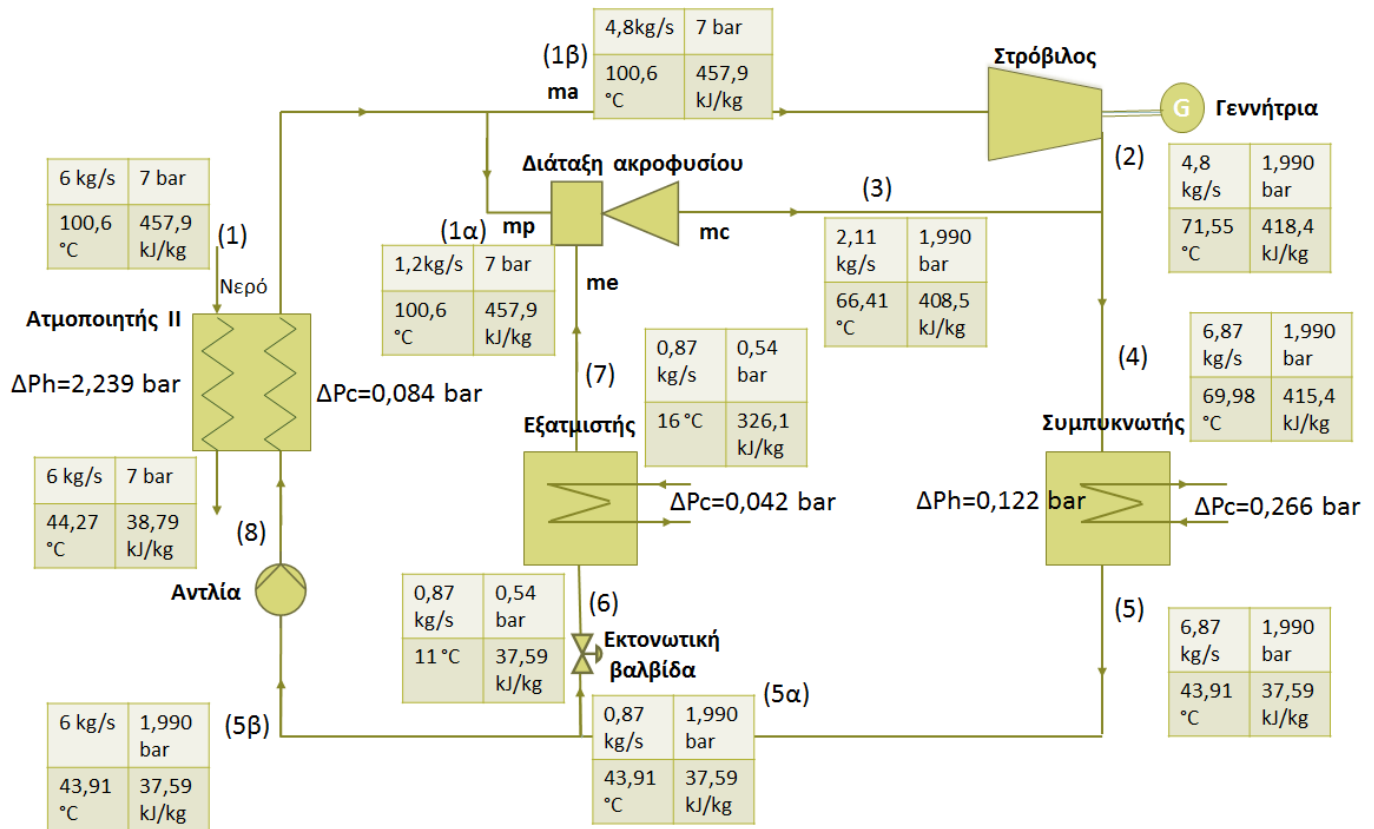
$$COP_{sys} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{W_p + \dot{Q}_G} \quad (4.6.14)$$

, όπου $\dot{Q}_G = \dot{m}_G * C_{pG} * (T_{G,in} - T_{refG,out})$, με $T_{refG,out} = 15^\circ C$

Κεφάλαιο 5: Θερμοδυναμικά Αποτελέσματα

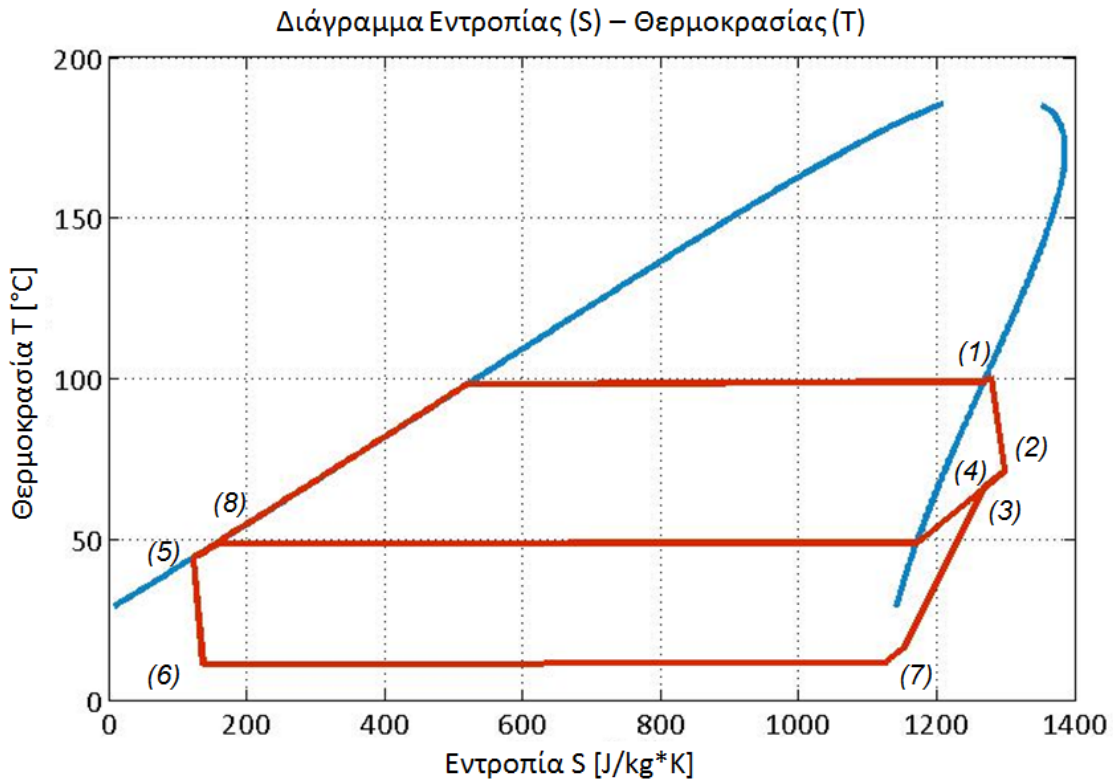
5.1 Αποτελέσματα ολοκληρωμένου συστήματος

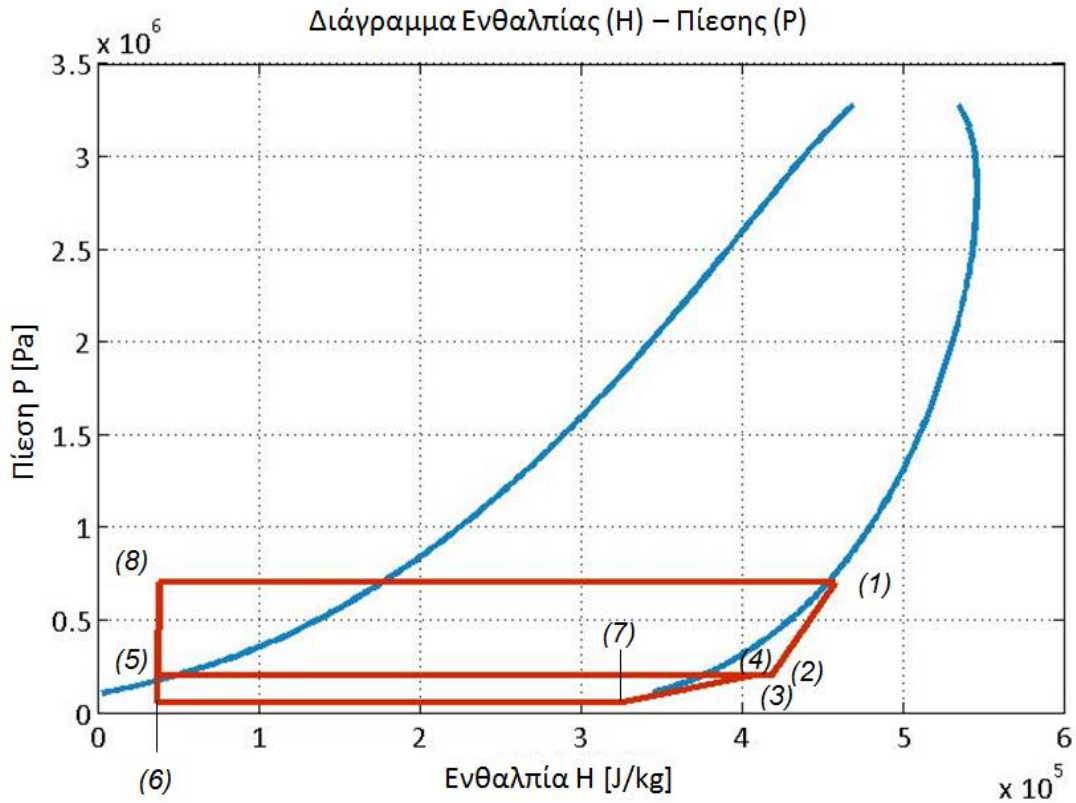
Στο Σχήμα 26, το οποίο παρατίθεται παρακάτω, παρουσιάζονται συνοπτικά οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις αντίστοιχα σε κάθε σημείο του συστήματος τριπαραγωγής, με συμπίεση μέσω δέσμης ρευστού και εργαζόμενο μέσο το ισοπεντάνιο:



Σχήμα 26: Κύκλωμα Τριπαραγωγής με ενδεικτικά θερμοδυναμικά μεγέθη

Παρακάτω παρουσιάζονται στα διαγράμματα T-s και p-h τα χαρακτηριστικά σημεία του κύκλου και οι θερμοδυναμικές μεταβολές που έχουν προκύψει από την παραπάνω διαδικασία, όπως έχει περιγραφεί για το προς μελέτη κύκλωμα.





Παρατηρούμε ότι τα σημεία του κύκλου στο διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας βρίσκονται αρκετά χαμηλά στην καμπάνα και αυτό συμβαίνει διότι η χαμηλή πίεση p_e στον εξατμιστή, ο οποίος παράγει την ψύξη, “υποχρεώνει” όλο το σύστημα να λειτουργεί σε χαμηλές πιέσεις λόγω της διάταξης του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου, το οποίο απαιτεί συγκεκριμένους λόγους πιέσεων για να εξασφαλίσει σωστή λειτουργία, σε ρεαλιστικά μεγέθη.

Στους πίνακες που ακολουθούν παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ψυκτικού μέσου στις διάφορες θέσεις του κυκλώματος, όπως προέκυψαν από την διαδικασία που περιγράφηκε παραπάνω. Η διαδικασία αυτή υλοποιήθηκε από κώδικα, ο οποίος αναπτύχθηκε στο προγραμματιστικό περιβάλλον της Matlab και παρατίθεται στο παράρτημα της παρούσας εργασίας (Παράρτημα Γ).

Οι πιέσεις που επιλέχθηκαν ως τιμές εισόδου (ελεύθερες μεταβλητές) θεωρούνται ως ονομαστικές και ικανοποιούν τους περιορισμούς του κυκλώματος. Συνοπτικά, όπως έχει ήδη αναφερθεί οι βασικότεροι περιορισμοί αυτοί είναι η *διαστασιολόγηση του ακροφυσίου* και των *εναλλακτών* και η *παραγωγή σημαντικού ποσού ηλεκτρικής ενέργειας*.

Πίνακας 8: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά κύκλου

Σημείο	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	m (kg/s)
1	7,00	100,56	457,86	1,279	6,0000
2	1,99	71,55	418,39	1,299	4,7586
3	1,99	66,41	408,53	1,270	2,1103
4	1,99	69,98	415,36	1,290	6,8690
5	1,99	43,91	37,59	0,121	6,8690
6	0,54	11,00	37,59	0,136	0,8690
7	0,54	16,00	326,15	1,152	0,8690
8	7,00	44,27	38,79	0,122	6,0000

Πίνακας 9: Χαρακτηριστικές πιέσεις κύκλου

	Χαρακτηριστικές Πιέσεις Τριπαραγωγής
p_p (bar)	7,00
p_e (bar)	0,54
p_c (bar)	1,99

5.2 Αποτελέσματα διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου

Ο πίνακας 10 περιλαμβάνει τις θερμοδυναμικές ιδιότητες, τις ταχύτητες και τις αντίστοιχες παροχές μάζας σε κάθε χαρακτηριστικό σημείο της διάταξης του ακροφυσίου.

Πίνακας 10: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά διάταξης ακροφυσίου

Σημείο	P (bar)	h (kJ/kg)	u (m/s)	m (kg/s)
0	7,00	457,86	0,00	1,2414
1	3,72	434,88	214,40	1,2414
2	0,43	358,55	445,68	1,2414
3	0,43	351,05	324,28	2,1103
4	0,43	351,05	324,28	2,1103
5	1,84	395,75	125,49	2,1103
6	1,99	398,73	99,01	2,1103
c (έξοδος)	1,99	408,53	0,00	2,1103

Ακολούθως παρουσιάζονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της διάταξης, όπως προκύπτουν από τη διαδικασία διαστασιολόγησης που έχει ήδη περιγραφεί.

Πίνακας 11: Διάμετροι διάταξης ακροφυσίου

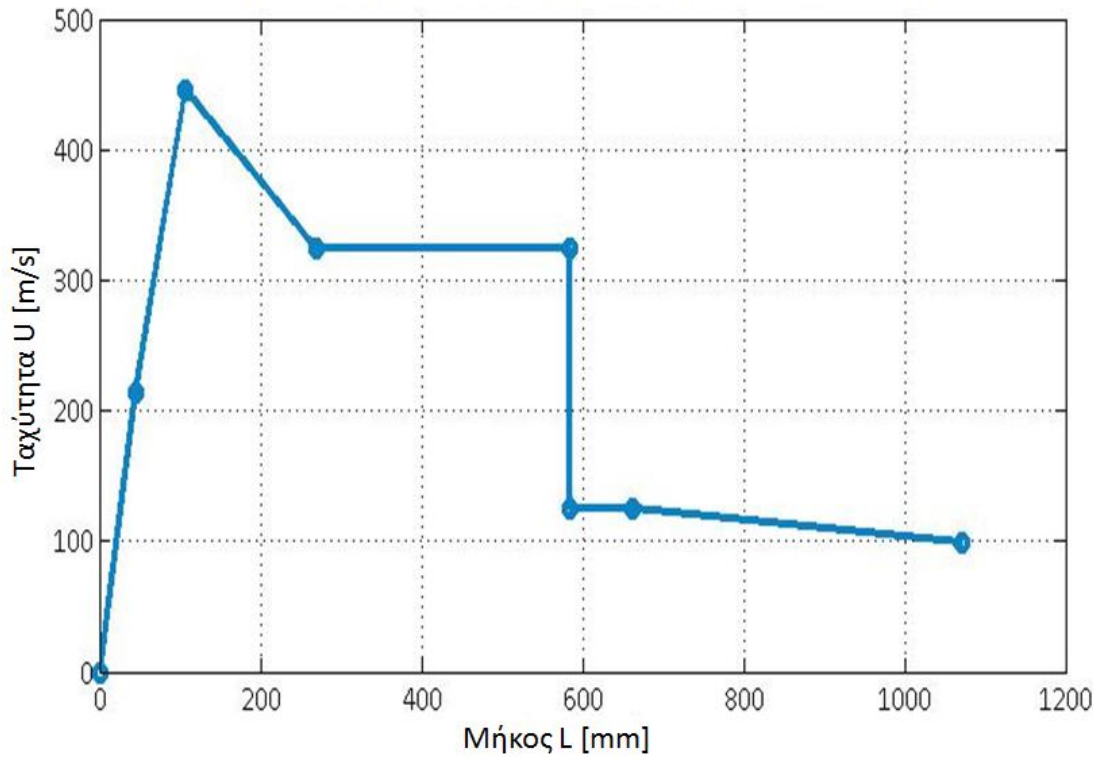
Σημείο	Διάμετρος d (mm)
0	98,10
1	26,10
2	53,40
3	80,99
4	80,99
5	80,99
6	89,56

Πίνακας 12: Μήκη διάταξης ακροφυσίου

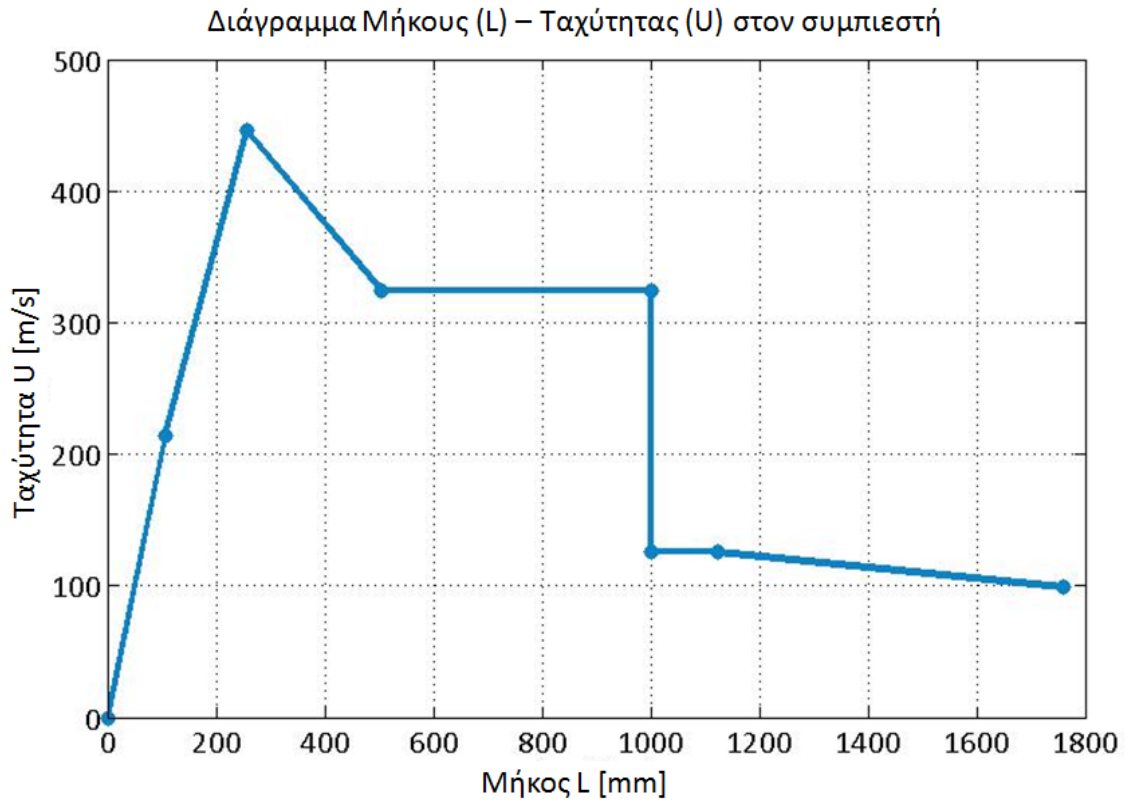
Μήκη	L (mm)	Συνολικό L (mm)
Συγκλίνον τμήμα αρχικού ακροφυσίου (0-1)	44,97	44,97
Αποκλίνον τμήμα αρχικού ακροφυσίου (1-2)	61,91	106,88
Τμήμα ανάμιξης-Συγκλίνον τμήμα (2-3)	161,88	268,76
Τμήμα ανάμιξης-Σταθερό τμήμα (3-5)	393,59	662,35
Διαχύτης (5-6)	399,40	1061,75

Παρατίθενται τα τελικά διαγράμματα της πίεσης αλλά και της ταχύτητας κατά μήκος του ακροφυσίου:

Διάγραμμα Μήκους (L) – Ταχύτητας (U) στον συμπιεστή



Διάγραμμα 3: Πίεση p [Pa] – Μήκος L [mm]



Διάγραμμα 4: Ταχύτητα u [m/s] – Μήκος L [mm]

Παρατηρούμε ότι οι μεταβολές της πίεσης και της ταχύτητας κατά μήκος της διάταξης του ακροφυσίου, όπως παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 3 και 4, αντιστοιχούν με την αρχική εκτίμηση για τις αντίστοιχες μεταβολές κατά μήκος του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία και το Σχήμα 20.

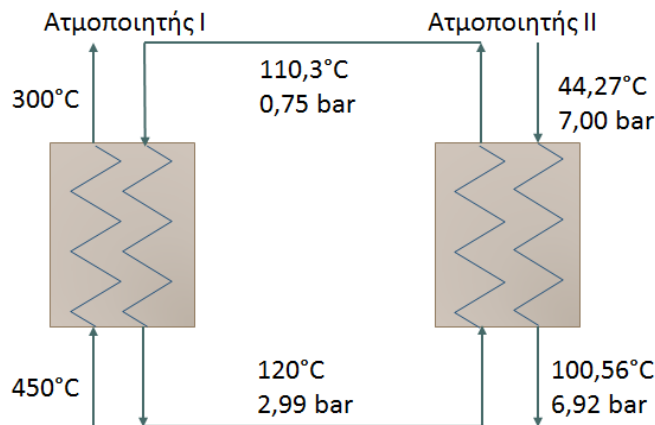
5.3 Αποτελέσματα εναλλακτών

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα βασικά αποτελέσματα για τους τέσσερις εναλλάκτες του συστήματος, όπως αυτά έχουν προκύψει από τους υπολογισμούς που έχουν ήδη περιγραφεί.

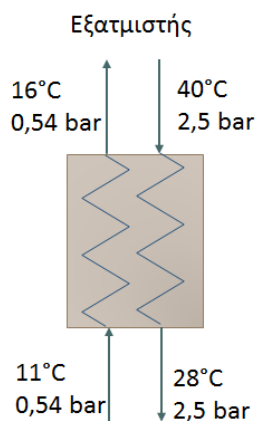
Πίνακας 13: Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εναλλακτών

ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ	Πίεση (bar)		Θερμοκρασία (°C)		Εργαζόμενο μέσο	Παροχή (kg/s)
	in	out	in	out		
<u>ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ</u>						
Θερμό ρεύμα	1,99	1,88	70,0	44,0	Ισοπεντάνιο	6,869
Ψυχρό ρεύμα	1,20	0,94	20,0	36,0	Νερό	39,000
<u>ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗΣ I</u>						
Θερμό ρεύμα			450,0	300,0	Καυσαέρια	10,100
Ψυχρό ρεύμα	2,99	0,75	110,3	120,0	Νερό	61,300
<u>ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗΣ II</u>						
Θερμό ρεύμα	2,99	0,75	120,0	110,3	Νερό	61,300
Ψυχρό ρεύμα	7,00	6,92	44,3	100,6	Ισοπεντάνιο	6,000
<u>ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΣ</u>						
Θερμό ρεύμα	2,5	2,48	40,0	28,0	Νερό	5,000
Ψυχρό ρεύμα	0,54	0,54	11,0	16,0	Ισοπεντάνιο	0,869

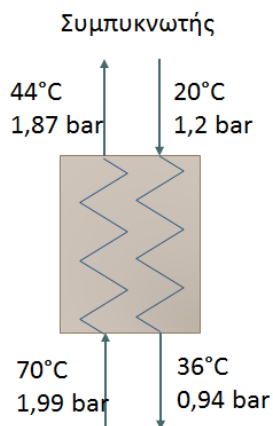
Σχηματικά τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των ρευμάτων του κάθε εναλλάκτη αποτυπώνονται στα Σχήματα 27 έως 29.



Σχήμα 27: Τυπικές θερμοκρασίες των ρευμάτων του Ατμοποιητή I & II



Σχήμα 28: Τυπικές θερμοκρασίες των ρευμάτων του Εξατμιστή



Σχήμα 29: Τυπικές θερμοκρασίες των ρευμάτων του Συμπυκνωτή

Όπως έχει σημειωθεί προηγουμένα, οι πτώσεις πίεσης που παρατηρούνται σε κάθε ρεύμα των εναλλακτών καλύπτονται με αντίστοιχες αντλίες κυκλοφορίας. Στην περίπτωση του ψυχρού ρεύματος του εξατμιστή, όπου η πίεση είναι ιδιαίτερα χαμηλή (0,54 bar), θεωρούμε αμελητέες πτώσεις πίεσης.

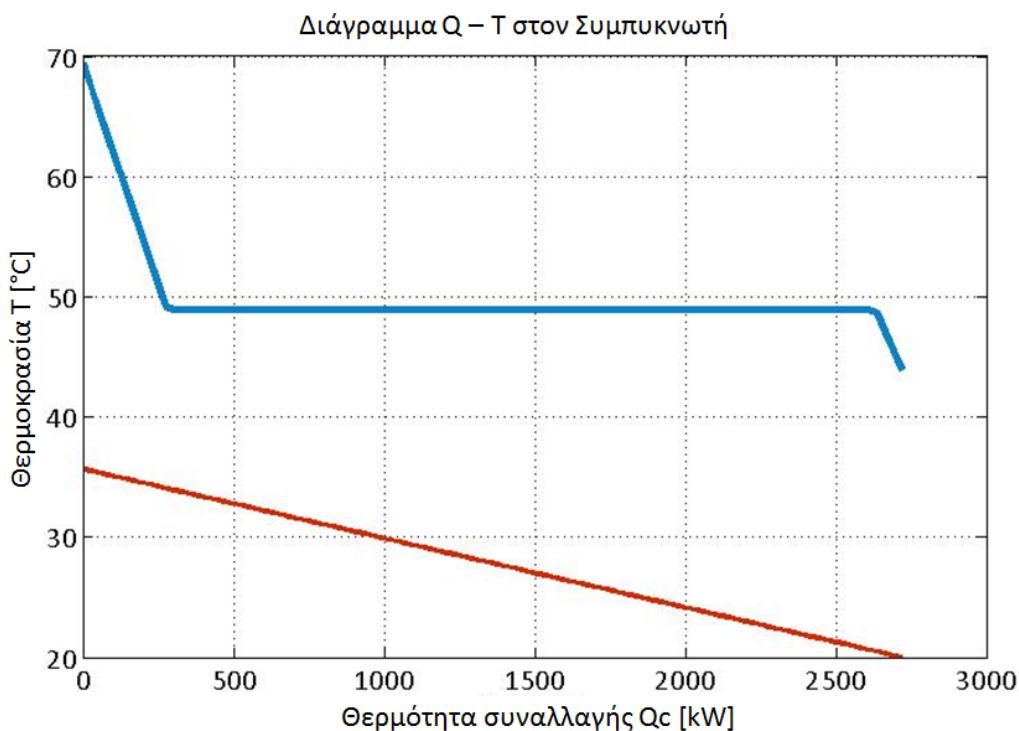
Πίνακας 14: Παραγόμενη ισχύς σε κάθε εναλλάκτη

ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ	Συναλασσόμενη Ενέργεια (MW)	Είδος
ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	2,60	plate
ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗΣ I	2,50	shell & tubes
ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗΣ II	2,50	plate
ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΣ	0,25	plate

Όπως διαπιστώνεται παραπάνω, τα ποσά θερμότητας που εκλύονται από τον συμπυκνωτή είναι ιδιαίτερα μεγάλα και άρα θα ήταν χρήσιμη η εκμετάλλευση της θερμότητας πέραν της θέρμανσης των χώρων του εργοστασίου και των γραφείων. Έχει ήδη περιγραφεί ότι στην περιοχή γύρω από την υαλοργία λειτουργούν δύο σχολεία και ένα Τ.Ε.Ι. , τα οποία θα μπορούσαν να αξιοποιήσουν μέρος της παραγόμενης θερμότητας μέσω τηλεθέρμανσης. Ωστόσο, η συγκεκριμένη εκμετάλλευση της θερμότητας δεν αποτελεί αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας.

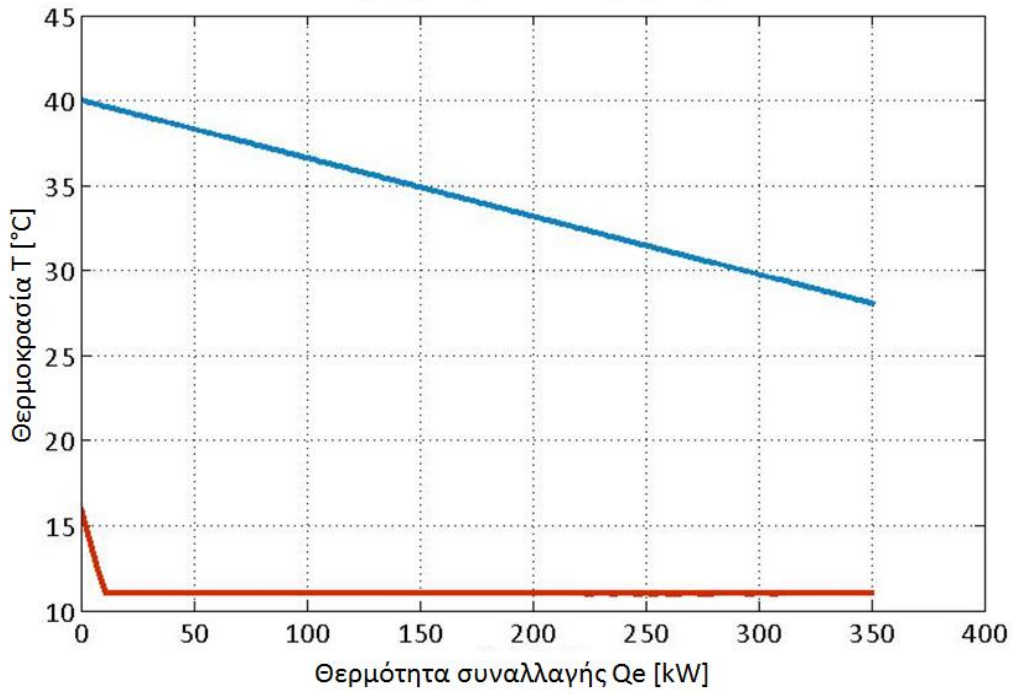
Το είδος του εναλλάκτη, πλακοειδής (plate) ή σωληνοειδής (shell&tubes), επιλέγεται με κριτήριο τις μέγιστες θερμοκρασίες και πιέσεις των ρευμάτων του κάθε εναλλάκτη.

Τα διαγράμματα $\dot{Q} - T$ για τον κάθε εναλλάκτη είναι τα εξής:



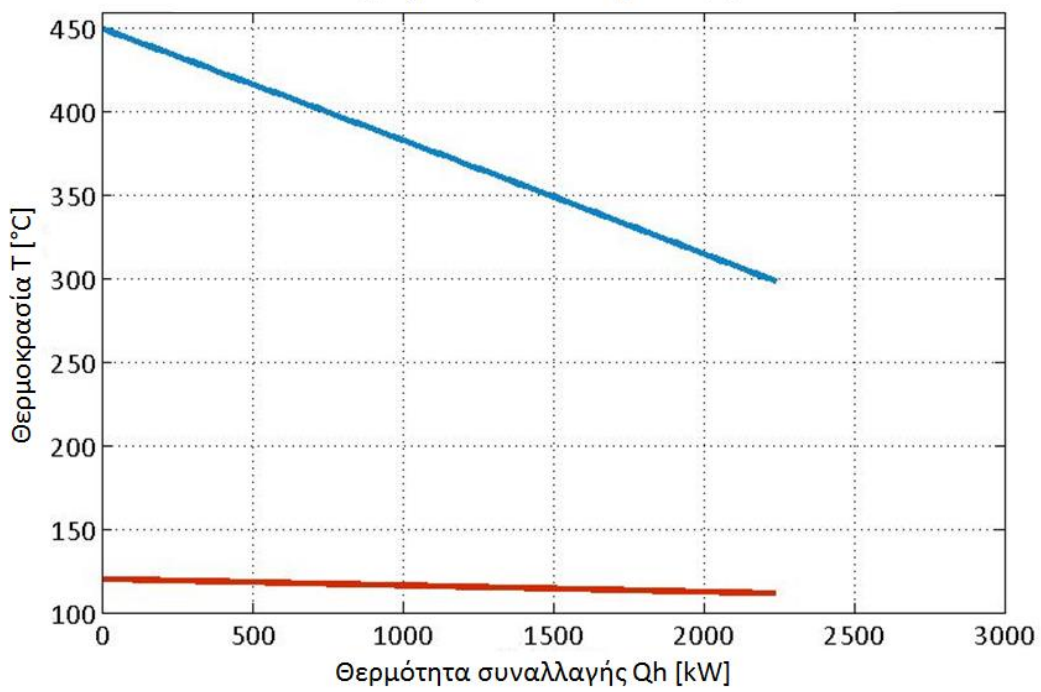
Διάγραμμα 5: \dot{Q} (kW) – T (K) για τον Συμπυκνωτή

Διάγραμμα Q – T στον Εξατμιστή

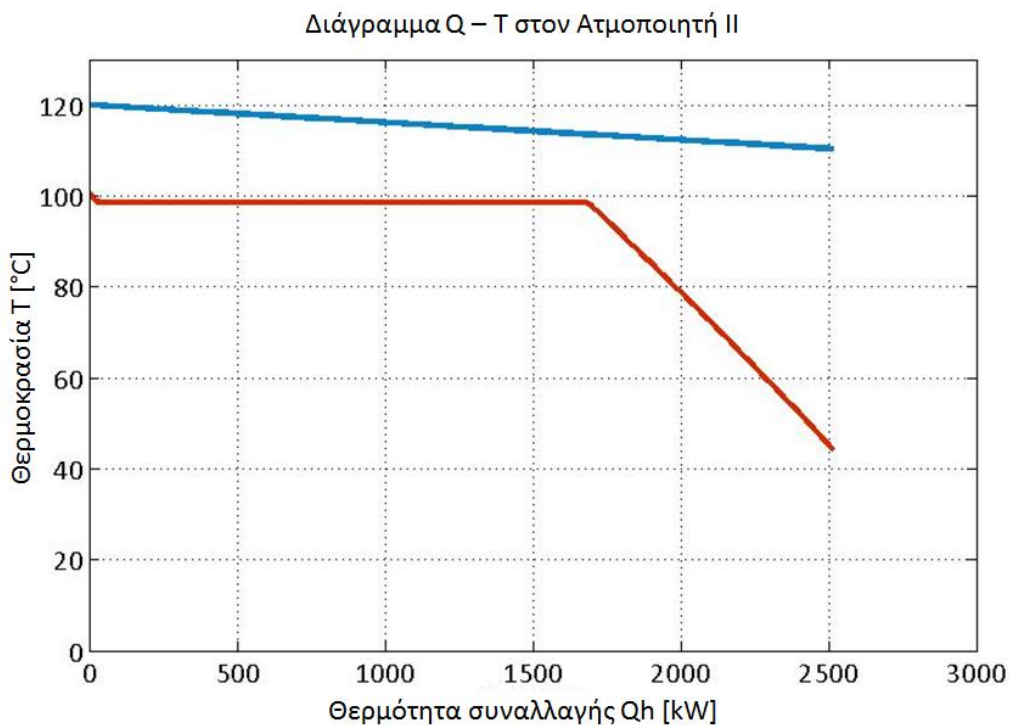


Διάγραμμα 6: \dot{Q} (kW) – T (K) για τον Εξατμιστή

Διάγραμμα Q – T στον Ατμοποιητή I



Διάγραμμα 7: \dot{Q} (kW) – T (K) για τον Ατμοποιητή I (καυσαερίων- λαδιού)



Διάγραμμα 8: \dot{Q} (kW) – T (K) για τον Ατμοποιητή II (λάδι - ισοπεντάνιο)

Ακολουθεί ο πίνακας 15 με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των τριών εναλλακτών, τα οποία προέκυψαν από τη διαστασιολόγηση που υλοποιήθηκε μέσω συναρτήσεων στο περιβάλλον της Matlab. Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα, για τον εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων-λαδιού η επιφάνεια συναλλαγής δεν υπολογίστηκε με τη διαδικασία που διαστασιολογήθηκαν οι υπόλοιποι εναλλάκτες, αλλά επιλέχθηκε να γίνει ένας πιο απλός υπολογισμός της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας.

Πίνακας 15: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά εναλλακτών

ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ	Επιφάνεια συναλλαγής (m ²)	Αριθμός πλακών	Μήκος (m)	Πλάτος (m)	U ($\frac{W^2}{m^2 \cdot K}$)
ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ	982,14	112	5,00	2,00	190,2
ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗΣ II	69,70	40	1,50	1,40	877,3
ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΣ	13,80	117	0,54	0,25	1.712,6

Για τον ατμοποιητή καυσαερίων-λαδιού, η επιφάνεια συναλλαγής προκύπτει 125 m², για ενδεικτική τιμή του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για εναλλάκτη καυσαερίων-νερού $U=80 \frac{W^2}{m^2 \cdot K}$ από βιβλιογραφία και υπολογισμό της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας όπως στους υπόλοιπους εναλλάκτες.

5.4 Παράμετροι απόδοσης

Παρακάτω παρατίθενται πίνακες με τα ποσά ενέργειας που συναλλάσσει η εγκατάσταση. Πιο συγκεκριμένα παρουσιάζονται τα ποσά ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας και ψύξης που παράγει το παρόν σύστημα, αλλά και το ποσό θερμότητας που χρειάζεται η εγκατάσταση για να λειτουργήσει (ανακόμιση καυσαερίων) και το έργο που καταναλώνουν οι υφιστάμενες αντλίες.

Πίνακας 16: Παράμετροι απόδοσης συστήματος

	Παράμετροι Απόδοσης (kW)
PeI	182,63
Qev	250,75
Qcon	2.590,00
Qheater	2.514,00
Wp	7,20

Πίνακας 17: Αντλίες κυκλοφορίας εναλλακτών

	Αντλίες κυκλοφορίας Wp (kW)		
	Συμπυκνωτής	Ατμοποιητής	Εξατμιστής
Θερό ρεύμα	15,60	0,08	0,01
Ψυχρό ρεύμα	1,57	14,58	-

Οι αντίστοιχοι βαθμοί απόδοσης των επιμέρους κύκλων (ψυκτικού, παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας), αλλά και του συνολικού κυκλώματος παρουσιάζονται στον επόμενο πίνακα:

Πίνακας 18: Βαθμοί απόδοσης επιμέρους συστημάτων

	Βαθμοί Απόδοσης (%)
$\eta_{el,sys}$	0,56
$\eta_{el,ORC}$	5,70
COP	10,72
COP_{sys}	4,19
η_{CHP}	108,84
η_{CCHP}	118,81
η_{sys}	42,10

Παρατηρούμε ότι ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του κυκλώματος $\eta_{el,ORC} = 5,7 \%$ είναι ιδιαίτερα χαμηλός, αλλά αυτό συμβαίνει διότι από το συνολικό ποσό θερμότητας που έχουμε ως είσοδο στο σύστημα, ένα μέρος μόνο αξιοποιείται από το στρόβιλο και τη γεννήτρια για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ενώ παράλληλα παράγεται θερμότητα και ψύξη.

Σε αυτό το σημείο χρειάζεται να σκεφτούμε ότι όλο το σύστημα λειτουργεί με κινητήρια δύναμη τη θερμότητα των καυσαερίων από τη συγκεκριμένη βιομηχανία, τα οποία σε διαφορετική περίπτωση αποβάλλονται στο περιβάλλον με σοβαρές συνέπειες για αυτό. Αυτό ουσιαστικά δηλώνει ότι δεν υπάρχει κάποια επιπλέον οικονομική επιβάρυνση για τη λειτουργία του, όπως για παράδειγμα η χρήση κάποιου καυσίμου, αλλά εκμεταλλευόμαστε ποσά θερμότητας τα οποία μέχρι τώρα μένουν εντελώς αναξιοποίητα.

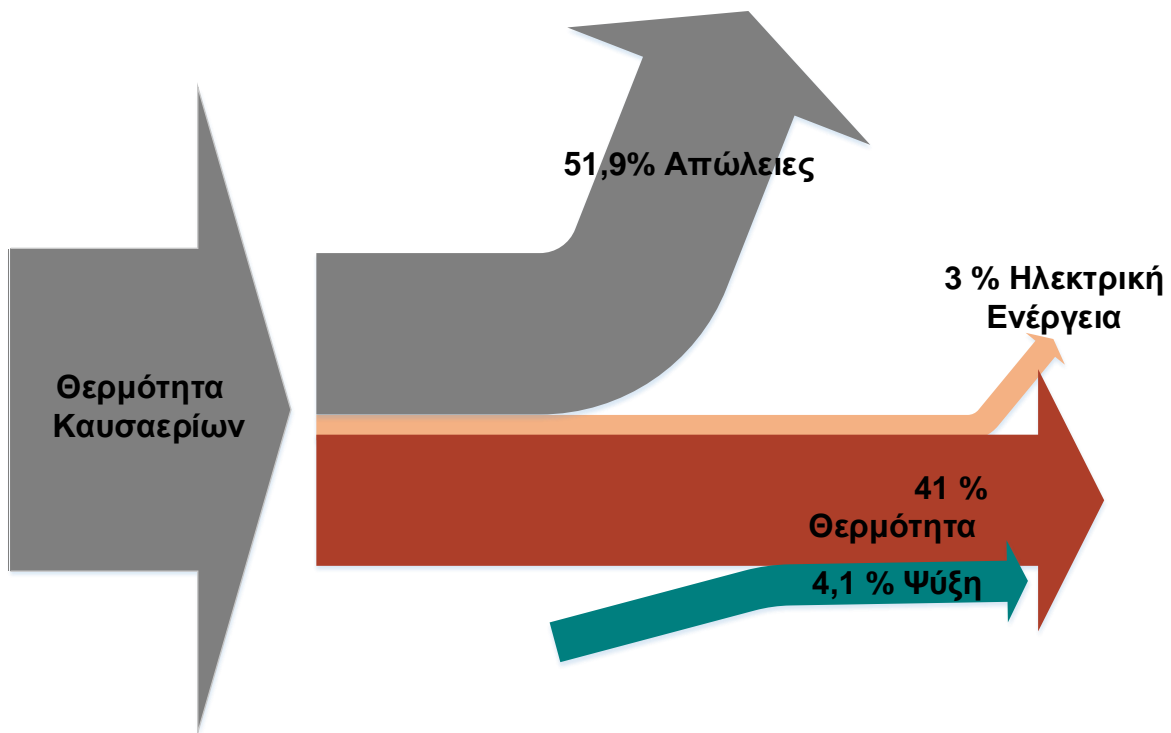
Επιπλέον διαπιστώνουμε ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς της ψυκτικής εγκατάστασης $COP = 10,61 \%$ είναι ένας χαμηλός συντελεστής, ο οποίος δηλώνει μία χαμηλή σχετικά απόδοση του κύκλου ψύξης, αλλά αυτό σε έναν βαθμό εξηγείται πάλι από την ιδιαιτερότητα του συστήματος τριπαραγωγής που αναφέρθηκε προηγουμένως, καθώς και από την ιδιαιτερότητα του συμπιεστή της εγκατάστασης, η τεχνολογία του οποίου παρουσιάζει χαμηλότερους συντελεστές συμπεριφοράς σε σχέση με άλλα συστήματα ψύξης.

Οι βαθμοί απόδοσης συμπαραγωγής η_{CHP} και τριπαραγωγής η_{CCHP} προκύπτουν μεγαλύτεροι της μονάδας, κάτι το οποίο είναι θέμα ορισμού του ίδιου του βαθμού απόδοσης. Οι παρακάτω ορισμοί είναι αυτοί που χρησιμοποιούνται στη βιβλιογραφία για συστήματα παρόμοια με το προς μελέτη.

$$\eta_{CHP} = \frac{Pel + Qcon - \left(\frac{Wp}{\eta_p} + Wp, circ_{cond} + Wp, circ_{heater}\right)}{Qheater}$$

$$\eta_{CCHP} = \frac{Pel + Qcon + Qev - \left(\frac{Wp}{\eta_p} + Wp, circ_{cond} + Wp, circ_{heater}\right)}{Qheater}$$

Τέλος, μελετώντας τον βαθμό εκμεταλλευσιμότητας του συστήματος, με $\eta=42,10\%$, καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι η θερμική ενέργεια που μεταφέρουν τα καυσαέρια είναι μεγαλύτερη του ποσού της θερμικής ενέργειας που εκμεταλλεύεται το παρόν σύστημα τριπαραγωγής. Επομένως, η βιομηχανία συνεχίζει να απορρίπτει μεγάλα ποσά θερμότητας προς το περιβάλλον, μέσω των καυσαερίων του κλιβάνου. Το γεγονός αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα ότι επιπλέον αξιοποίηση της συγκεκριμένης ενέργειας, μέσω ανάκτησής της, θα ήταν ωφέλιμη για το περιβάλλον και πιθανόν θα μπορούσε να επιφέρει επιπλέον κέρδη για την εταιρεία. Στην εγκατάσταση που μελετάται, αυτό δεν μπορεί να υλοποιηθεί λόγω των περιορισμών που θέτει η διάταξη του ακροφυσίου στα όρια λειτουργίας του συστήματος.



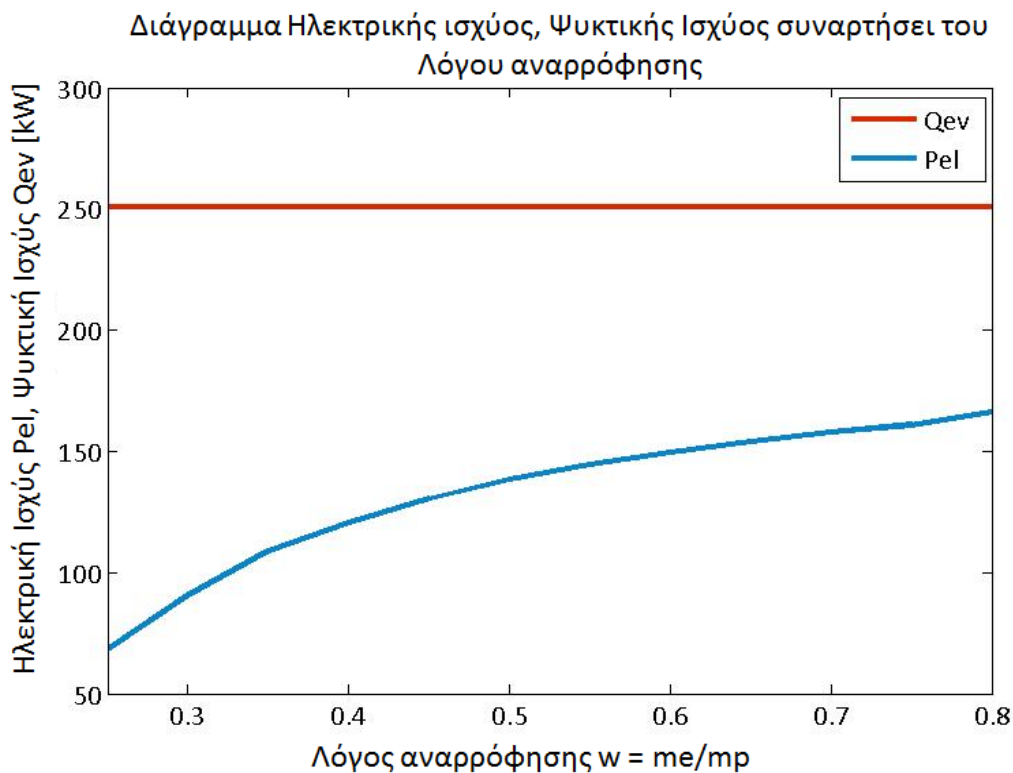
Σχήμα 30: Διάγραμμα Sankey της προς μελέτη εγκατάστασης

5.5 Παραμετρική Ανάλυση

5.5.1 Επίδραση παραμέτρων λειτουργίας στην απόδοση του συστήματος

Για την πληρέστερη ανάλυση της λειτουργίας του κυκλώματος και την καλύτερη απεικόνιση της αλληλεξάρτησης των διαφόρων χαρακτηριστικών μεγεθών καθώς και του εύρους λειτουργίας της εγκατάστασης, παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα που αποτυπώνουν τις μεταβολές των παραμέτρων απόδοσης (βαθμοί απόδοσης και ισχείς που παράγει το σύστημα) συναρτήσει των ελεύθερων μεταβλητών του συστήματος, δηλαδή των χαρακτηριστικών παραμέτρων λειτουργίας. Ειδικότερα μελετάται η απόδοση του συστήματος ψύξης, του συστήματος θέρμανσης, του στροβίλου, αλλά και του συνολικού συστήματος τριπαραγωγής. Οι μεταβλητές συναρτήσει των οποίων μεταβάλλονται τα παραπάνω μεγέθη είναι η πίεση εξατμίσεως p_e , η πίεση ατμοποίησης p_p και ο λόγος αναρρόφησης στη διάταξη του ακροφυσίου w .

5.5.1α Μεταβολή του λόγου μαζών w

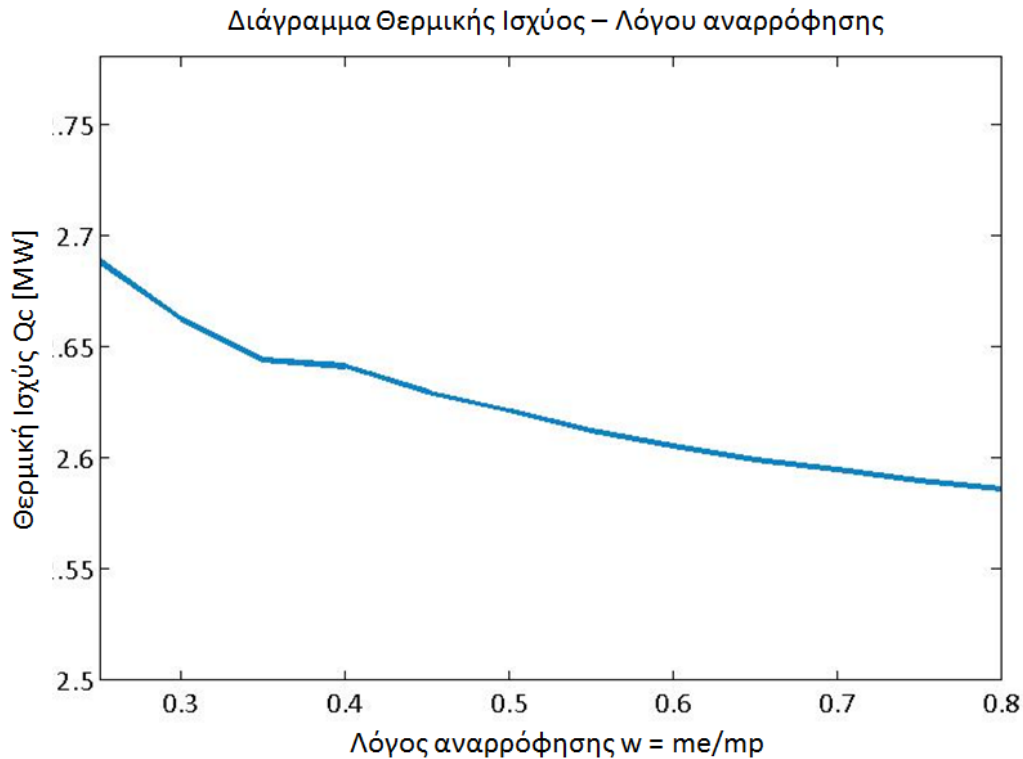


Διάγραμμα 9: Μεταβολή της ψυκτικής και ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης

Γνωρίζουμε ότι η θερμότητα που συναλλάσσει ο εξατμιστής παραμένει σταθερή για οποιαδήποτε μεταβολή άλλων μεγεθών στο σύστημα, διότι καθορίζεται από τις ανάγκες της βιομηχανίας σε ψύξη, οι οποίες είναι δεδομένες.

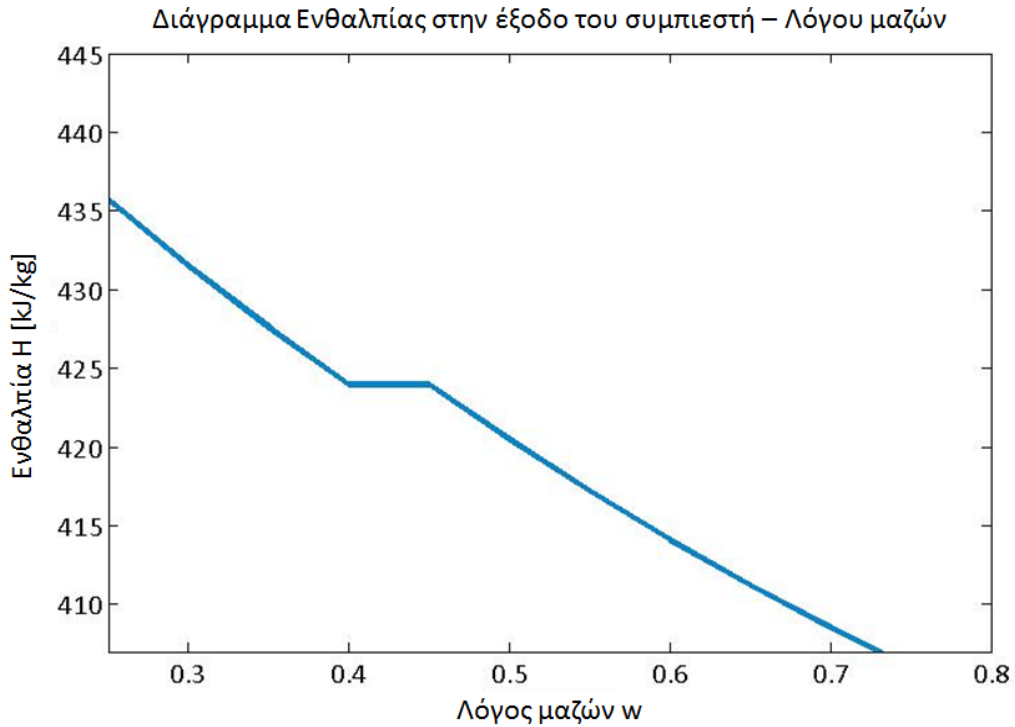
Παράλληλα, αυξάνοντας τον λόγο αναρρόφησης στη διάταξη του ακροφυσίου και με σταθερά τα υπόλοιπα μεγέθη, μειώνεται η παροχή μάζας που οδηγείται στην είσοδο του ακροφυσίου (είσοδος

πρωτεύοντος ρεύματος) και άρα αυξάνεται η παροχή μάζας στο στρόβιλο. Επομένως αυξάνεται η αποδιδόμενη ενέργεια από το στρόβιλο στη γεννήτρια και άρα η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 9.

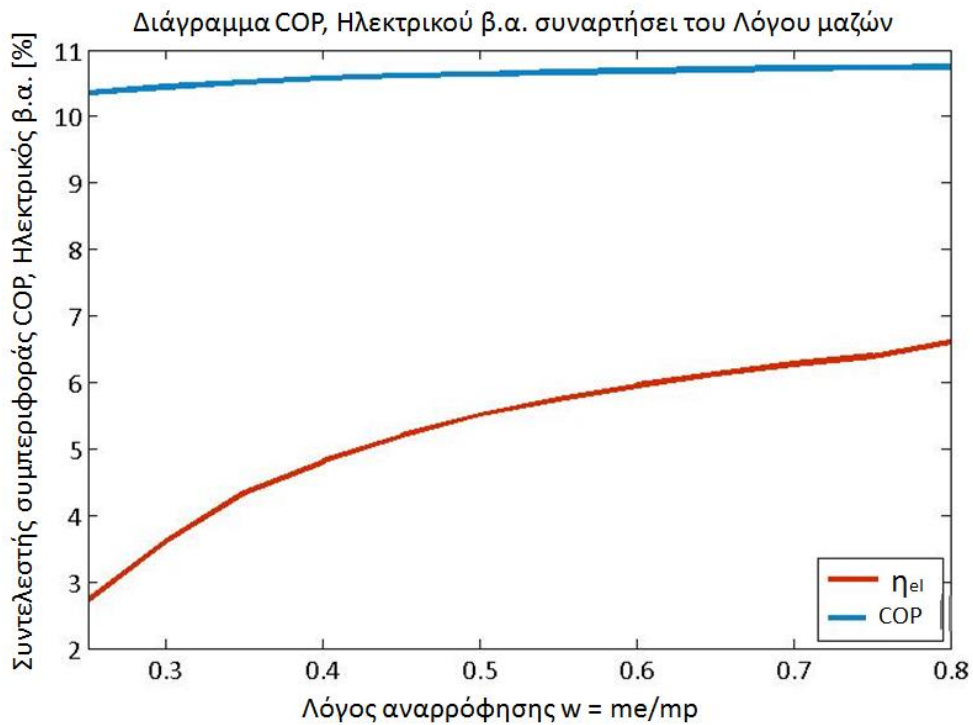


Διάγραμμα 10: Μεταβολή της συναλλασσόμενης θερμότητας στον συμπυκνωτή σε σχέση με τον λόγο αναρρόφησης

Στο Διάγραμμα 10, περιγράφεται η μεταβολή της συναλλασσόμενης θερμότητας, αυξανόμενου του λόγου αναρρόφησης στη διάταξη του ακροφυσίου. Παρατηρείται, λοιπόν, ότι η παραγόμενη θερμική ισχύς μειώνεται, όταν μειώνεται η παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος στη διάταξη του ακροφυσίου. Γενικά η παραγόμενη θερμότητα εξαρτάται από την ενέργεια του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο της διάταξης του ακροφυσίου και την ενέργεια του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του στρόβιλου. Γνωρίζουμε ότι για τις παραπάνω συνθήκες, έχουμε αύξηση της παροχής στον στρόβιλο και άρα το ρευστό εξέρχεται από αυτόν με μεγαλύτερη ενέργεια, αλλά έχουμε και σημαντική μείωση της ενέργειας στην έξοδο του ακροφυσίου, λόγω μειωμένης παροχής του πρωτεύοντος ρεύματος σε αυτόν, όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 11. Τελικά, το Διάγραμμα 10 δηλώνει ότι η μείωση της ενέργειας στην έξοδο της διάταξης του ακροφυσίου είναι αρκετά μεγαλύτερη της αντίστοιχης μείωσης στην έξοδο του στρόβιλου, και αυτό συνεπάγεται την μείωση της παραγόμενης θερμότητας από τον συμπυκνωτή.



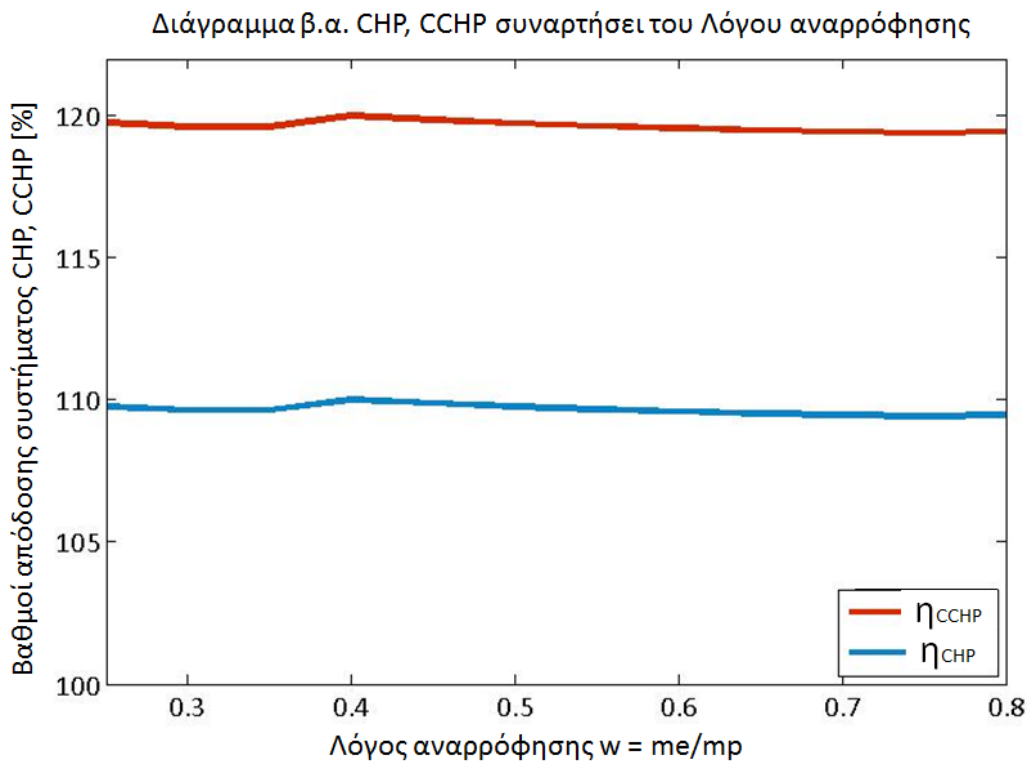
Διάγραμμα 11: Μεταβολή ενθαλπίας στην έξοδο του ακροφυσίου συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης w



Διάγραμμα 12: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς COP και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του κύκλου σε σχέση με τον λόγο μαζών w

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η αύξηση του λόγου αναρρόφησης συνεπάγεται αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Επομένως, για σταθερά όλα τα υπόλοιπα μεγέθη, έχουμε αύξηση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του κύκλου ORC, όπως φαίνεται και στο παραπάνω διάγραμμα.

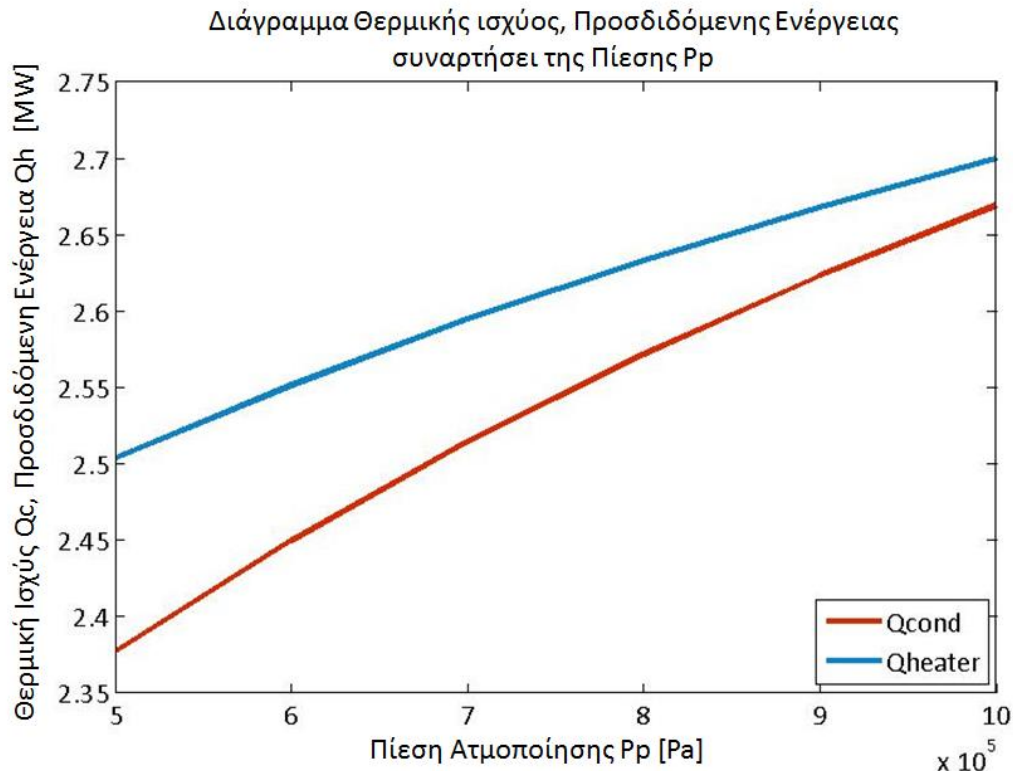
Μελετώντας επιπλέον το Διάγραμμα 12, διαπιστώνουμε ότι η αύξηση του λόγου μαζών του δευτερεύοντος προς το πρωτεύον ρεύμα στη διάταξη του συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου επηρεάζει σε έναν βαθμό τον συντελεστή συμπεριφοράς COP. Ο συγκεκριμένος βαθμός απόδοσης του συστήματος ψύξης, για σταθερή ψυκτική ισχύ και σταθερή προσδιδόμενη ενέργεια στο σύστημα, με τη μείωση της παροχής μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος στη διάταξη του ακροφυσίου, παρουσιάζει μικρή αύξηση. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι για σταθερά όλα τα υπόλοιπα μεγέθη του συστήματος, μειώνοντας την παροχή μάζας που οδηγείται στο ακροφύσιο, αυξάνεται η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από τη γεννήτρια. Η αύξηση είναι μικρότερη σε σχέση με την αύξηση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης, διότι ο τελευταίος αποτελεί έναν μόνο από τους όρους του συντελεστή συμπεριφοράς.



Διάγραμμα 13: Μεταβολή του βαθμού απόδοσης συμπαραγωγής και τριπαραγωγής σε σχέση με τον λόγο αναρρόφησης

Τέλος, παρατηρείται ότι η μεταβολή του λόγου αναρρόφησης δεν επηρεάζει σημαντικά την απόδοση του συστήματος συμπαραγωγής ή τριπαραγωγής. Αυτό σημαίνει ότι η μείωση της παραγόμενης θερμότητας εξισορροπείται από την αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας και τελικά το άθροισμά τους παραμένει σταθερό. Μικρές μεταβολές παρουσιάζονται μόνο στο διάστημα γύρω από την τιμή 0,4, όπου η αύξηση της ηλεκτρικής ενέργειας υπερβαίνει, σε μικρό βαθμό βέβαια, τη μείωση της θερμικής ισχύος.

5.5.16 Μεταβολή της πίεσης ατμοποίησης p_p

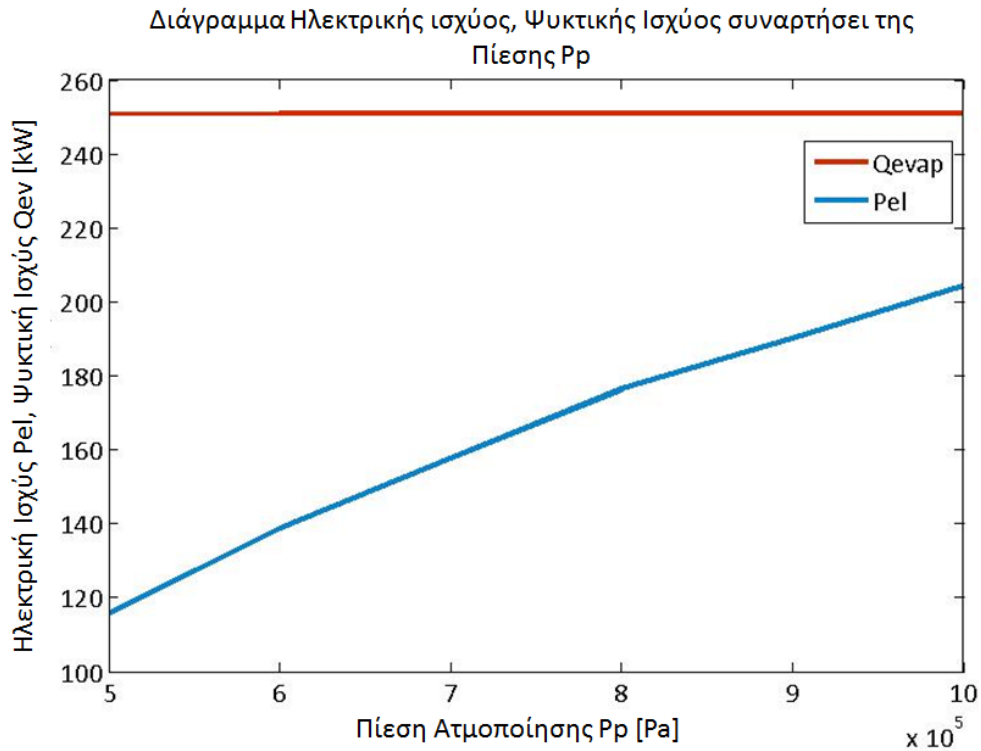


Διάγραμμα 14: Μεταβολή της θερμότητας συναλλαγής στον ατμοποιητή II και της θερμικής ισχύος από τον συμπυκνωτή σε σχέση με την υψηλή πίεση

Στο Διάγραμμα 14 παρουσιάζονται οι μεταβολές της προσδιδόμενης θερμότητας στο σύστημα και της συναλλασσόμενης θερμότητας στον συμπυκνωτή, σε σχέση με την πίεση Ατμοποίησης p_p .

Ειδικότερα, αυξάνοντας την υψηλή πίεση του συστήματος και άρα τη θερμοκρασία ατμοποίησης, αυξάνεται το ποσό θερμότητας, το οποίο απορροφά το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC, δηλαδή το ισοπεντάνιο, από τα καυσαέρια. Επομένως αυξάνεται η προσδιδόμενη θερμότητα στο σύστημα.

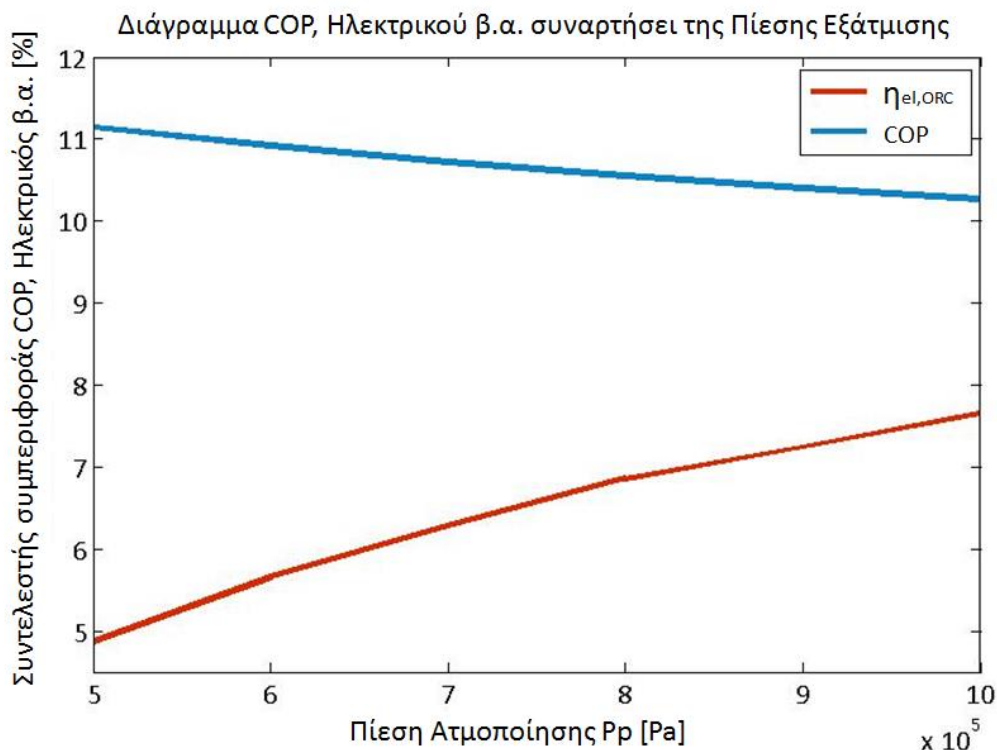
Επίσης αυξανόμενη της συναλλασσόμενης θερμότητας στον ατμοποιητή, αυξάνεται η προσδιδόμενη ενέργεια στο στρόβιλο, αλλά και στη διάταξη του ακροφυσίου αντίστοιχα, και επομένως η ενέργεια του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο του συμπυκνωτή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, ο παρόν εναλλάκτης να δύναται να αποδώσει μεγαλύτερα ποσά θερμότητας στο σύστημα.



Διάγραμμα 15: Μεταβολή της ηλεκτρικής ισχύος και της ψυκτικής ισχύος συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, αυξάνοντας την προσδιδόμενη ενέργεια στο σύστημα, μέσω της αύξησης της πίεσης ατμοποίησης, και με σταθερές τις υπόλοιπες μεταβλητές του συστήματος, αυξάνεται η ενέργεια του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο του στροβίλου και τελικά η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από το σύστημα στροβίλου – γεννήτριας.

Αντίθετα, όπως έχει ήδη σημειωθεί, η ψυκτική ισχύς που παράγεται δεν εξαρτάται από την υψηλή πίεση του συστήματος, παρά μόνο από τις ανάγκες της βιομηχανίας.

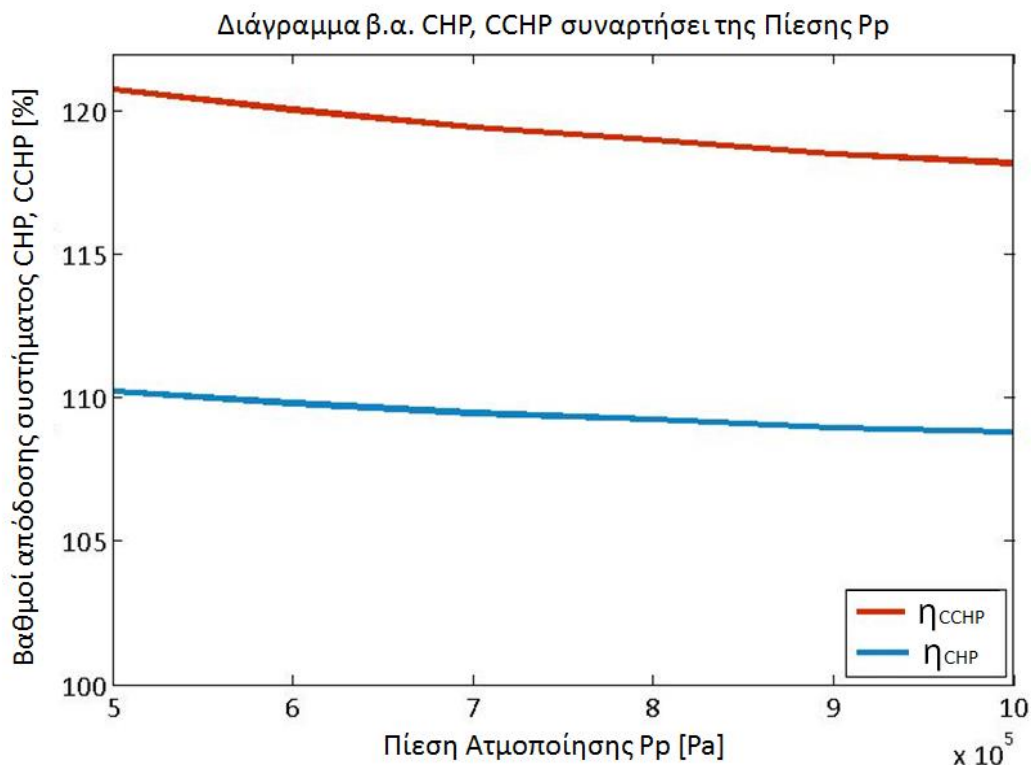


Διάγραμμα 16: Μεταβολή του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του κύκλου και του συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης

Στο Διάγραμμα 16 παρατηρούμε τη σχέση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του κύκλου ORC, αλλά και συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος ψύξης, με την πίεση ατμοποίησης p_p .

Μελετώντας το προηγούμενο διάγραμμα (Διάγραμμα 15), κατανοούμε ότι η αύξηση της πίεσης p_p σημαίνει αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Αποτέλεσμα αυτής της μεταβολής είναι και η αύξηση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης.

Παράλληλα, διαπιστώνουμε ότι η αύξηση της υψηλής πίεσης του συστήματος επηρεάζει σε μικρό βαθμό τον συντελεστή συμπεριφοράς COP, ο οποίος για σταθερή ψυκτική ισχύ και αυξανόμενη προσδιδόμενη θερμότητα στο σύστημα από τα καυσαέρια του κλιβάνου παρουσιάζει τάση μείωσης, κάτι το οποίο είναι λογικό αν σκεφτούμε τον ορισμό του συγκεκριμένου συντελεστή.



Διάγραμμα 17: Μεταβολή των βαθμών απόδοσης συμπαραγωγής και τριπαραγωγής συναρτήσεϊ της πίεσης ατμοποίησης

Παρατηρείται ότι ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος τριπαραγωγής μειώνεται με την αύξηση της πίεσης του ατμοποιητή, το οποίο εκφράζει ότι αυξανόμενης της ενέργειας που προσδίδεται στο σύστημα (μέσω του ατμοποιητή), δεν υπάρχει αντίστοιχη αύξηση των ποσών ενέργειας που αποδίδει το σύστημα (ψυκτική, θερμική και ηλεκτρική ισχύς) και γι αυτό έχουμε, αν και μικρή, μία τάση μείωσης του βαθμού απόδοσης.

Αντίστοιχη μεταβολή διαπιστώνεται και στον βαθμό απόδοσης του συστήματος συμπαραγωγής, το οποίο είναι λογικό διότι ο μόνος όρος που διαφοροποιεί τους δύο βαθμούς είναι η ψυκτική ισχύς, η οποία παραμένει σταθερή.

Από τα παραπάνω διαγράμματα, προκύπτει το συμπέρασμα, ότι η πίεση ατμοποίησης παίζει βασικό ρόλο στη λειτουργία του συστήματος και αν ξεπερνούσαμε τους περιορισμούς που θέτει η διάταξη του ακροφυσίου, θα ήταν σκόπιμο να αυξηθεί η τιμή της για καλύτερη αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων. Παρ' όλα αυτά, παρατηρούμε ότι η αύξηση αυτή δεν συνεπάγεται την αύξηση της συνολικής απόδοσης του συστήματος, και άρα ο μεγαλύτερος βαθμός εκμεταλλευσιμότητας της θερμότητας των καυσαερίων αυξάνει τα μεγέθη του κυκλώματος, αυξάνοντας παράλληλα το αντίστοιχο κόστος, χωρίς να επιφέρει μεγάλη αύξηση των εσόδων. Αυτό αναλύεται και σε επόμενο κεφάλαιο, όπου πραγματοποιείται η οικονομική ανάλυση της εγκατάστασης.

5.5.1γ Μεταβολή της πίεσης εξατμίσεως p_e

Όσον αφορά την εξάρτηση του συστήματος τριπαραγωγής από την πίεση στον εξατμιστή p_e , δεν παρατηρούνται έντονες μεταβολές στην απόδοση του κυκλώματος, (συντελεστής συμπεριφοράς συστήματος ψύξης, ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης και συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{CCHP}). Η πίεση εξατμίσεως είναι κομβικής σημασίας για το σύστημα, γιατί ο ατμοποιητής λειτουργεί προκειμένου να συμπιέσει το ρεύμα που εξέρχεται από τον εξατμιστή. Αν θεωρήσουμε ότι οι υπόλοιποι παράμετροι του συστήματος παραμένουν σταθερές όμως, η μεταβολή της χαμηλής πίεσης απλά βελτιώνει τη λειτουργία της διάταξης του ακροφυσίου. Αν όμως θεωρήσουμε σταθερό λόγο πιέσεων στη διάταξη του ακροφυσίου κι επομένως η αύξηση της χαμηλής πίεσης σημαίνει αύξηση της υψηλής (p_p), τότε έχουμε σημαντική επίδραση στην απόδοση του συστήματος, αντίστοιχη με τις μεταβολές που αναλύθηκαν παραπάνω.

Για πληρότητα, τα διαγράμματα που παρουσιάζουν τις συγκεκριμένες μεταβολές, για σταθερή πίεση ατμοποίησης, παρατίθενται στο Παράρτημα Β της παρούσας εργασίας.

5.5.1.δ Μεταβολή της πίεσης συμπύκνωσης p_c

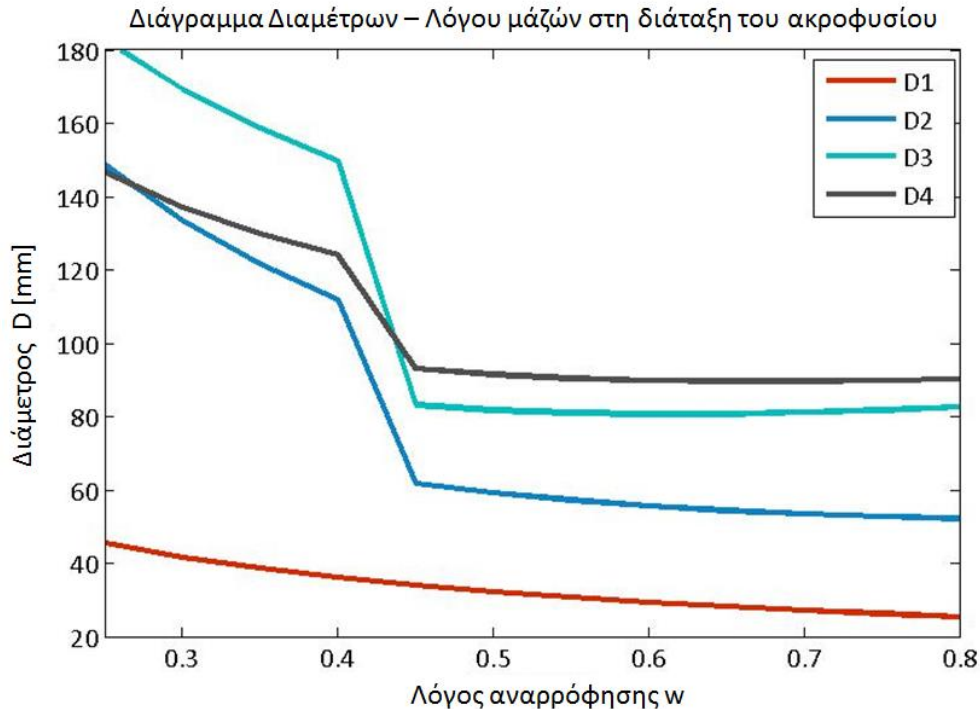
Χρειάζεται να επισημανθεί ότι κατά την ανάλυση του προς μελέτη κυκλώματος, αλλά και της διάταξης του συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου, τα όρια λειτουργίας του κύκλου είναι περιορισμένα όσον αφορά τη μεταβολή της πίεσης του συμπυκνωτή p_c . Πιο συγκεκριμένα, για μεγαλύτερες πιέσεις συμπύκνωσης, έχουμε υπερδιαστασιολόγηση του ακροφυσίου και του συμπυκνωτή, σε βαθμό που να μην είναι ούτε οικονομικά συμφέρον για την επένδυση, ούτε ρεαλιστικό για μια τέτοιου είδους εγκατάσταση. Επιπλέον, για μικρότερες πιέσεις συμπύκνωσης, προκύπτει υπολογιστικό πρόβλημα στη λειτουργία του ακροφυσίου και στον υπολογισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών της διάταξης του ακροφυσίου.

Το γεγονός αυτό περιορίζει το εύρος λειτουργίας του συστήματος και πιθανώς τη λειτουργία του εκτός του ονομαστικού σημείου (σημείο λειτουργίας).

5.5.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στη διαστασιολόγηση της διάταξης του ακροφυσίου

Παρακάτω αναλύεται η εξάρτηση των γεωμετρικών μεγεθών του ακροφυσίου από τις ελεύθερες μεταβλητές του συστήματος. Ειδικότερα, παρατίθενται τα διαγράμματα, που παρουσιάζουν τη σχέση μεταξύ των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της διάταξης του ακροφυσίου (διάμετροι και μήκη) από τη μία και του λόγου αναρρόφησης ή της πίεσης του πρωτεύοντος και δευτερεύοντος ρεύματος από την άλλη.

5.5.2α Εξάρτηση γεωμετρικών χαρακτηριστικών από λόγο αναρρόφησης

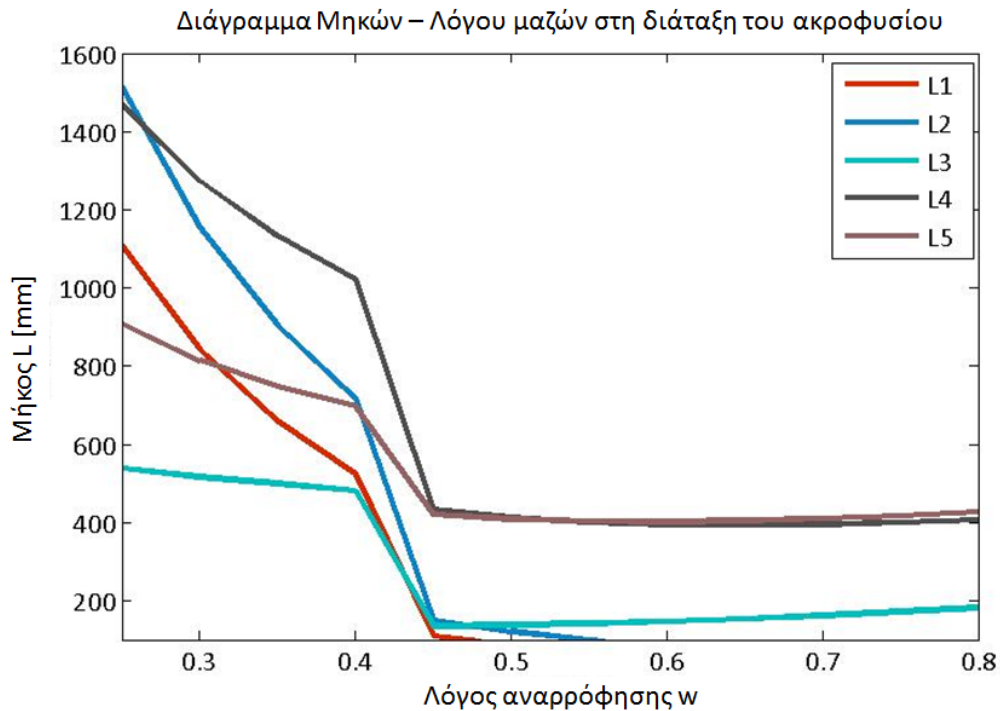


Διάγραμμα 18: Διάμετροι ακροφυσίου συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης w

Παρατηρούμε ότι αυξανόμενου του λόγου αναρρόφησης στο ακροφύσιο, παρουσιάζεται πτωτική τάση στις διάφορες διαμέτρους της διάταξης, με σημαντικότερη μείωση στη διάμετρο του σταθερού τμήματος και λιγότερο σημαντική στη διάμετρο του λαιμού του αρχικού ακροφυσίου. Με σταθερά τα υπόλοιπα μεγέθη του κυκλώματος, η αύξηση του λόγου μάζων σημαίνει μείωση της μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος ($w = \frac{m_e}{m_p}$), αφού η μάζα του δευτερεύοντος ρεύματος είναι σταθερή και ανάλογη με τις ανάγκες της βιομηχανίας. Επομένως είναι λογικό η μείωση στην παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος και άρα και στη συνολική παροχή στη διάταξη του ακροφυσίου, να σημαίνει μείωση των διαμέτρων αυτής. Η ιδιαιτερότητα των μεταβολών στις διαμέτρους οφείλεται στην πολυπλοκότητα των υπολογισμών των διάφορων μεγεθών στο εσωτερικό της διάταξης του ακροφυσίου.

Αντίστοιχα μειώνονται και τα επιμέρους μήκη της διάταξης, όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 19.

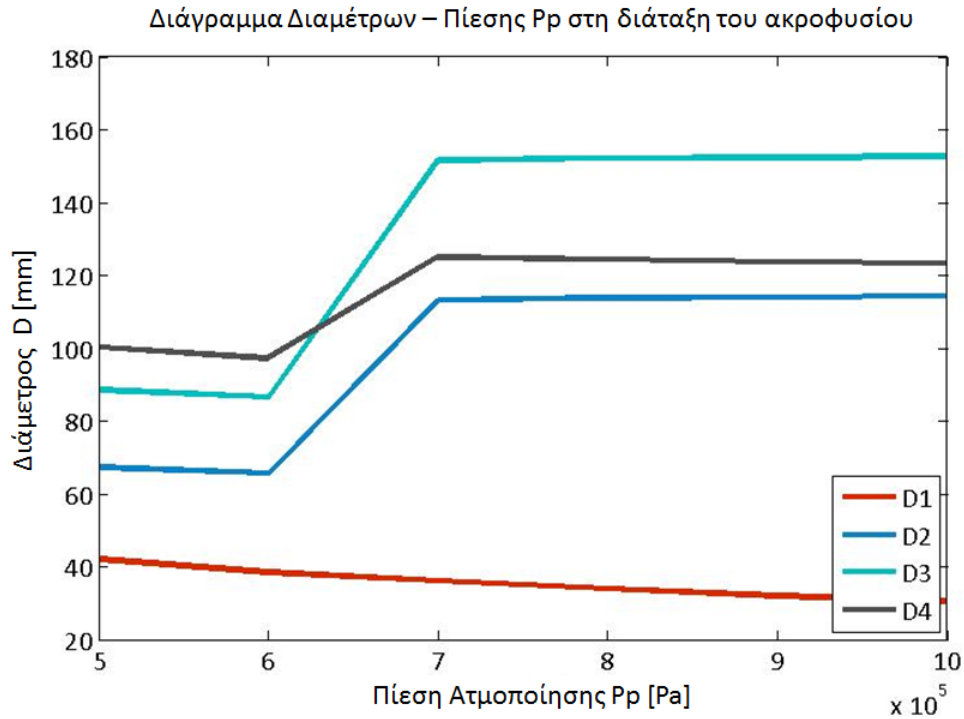
Και για τα δύο γεωμετρικά μεγέθη διαπιστώνεται ότι για μεταβολή του λόγου μαζών από 0,4 έως 0,45 και άρα για συγκεκριμένες τιμές της παροχής μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος, η μείωση των τιμών τους είναι ιδιαίτερα έντονη σε σχέση με τις υπόλοιπες τιμές του w .



Διάγραμμα 19: Μήκη ακροφυσίου συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης w

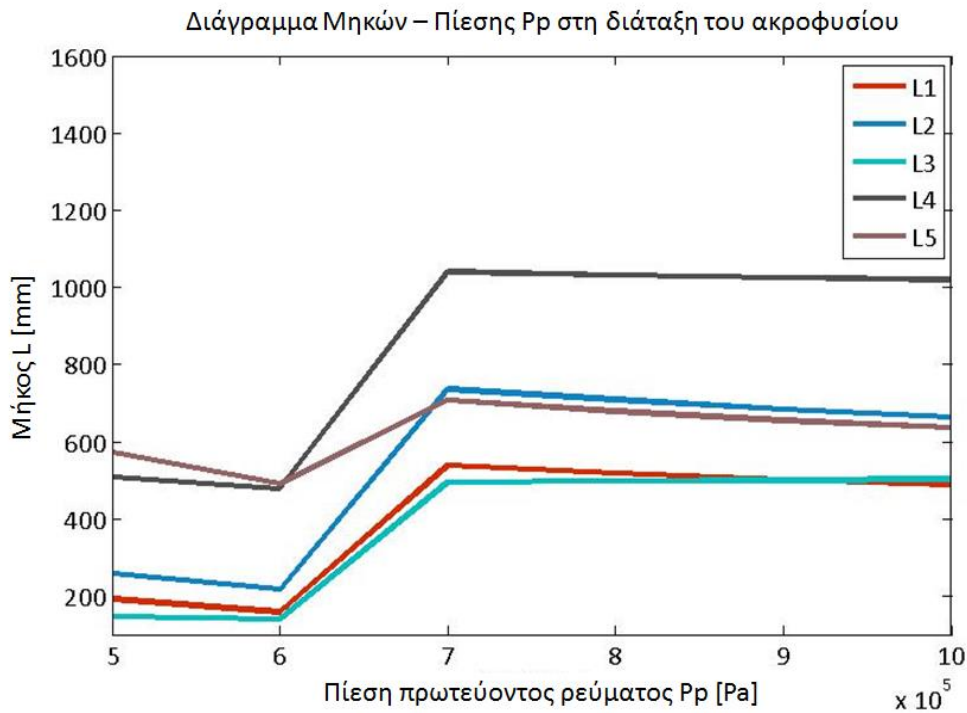
5.5.2.β Εξάρτηση γεωμετρικών χαρακτηριστικών από υψηλή πίεση

Σύμφωνα με το Διάγραμμα 20, η αύξηση της πίεσης του πρωτεύοντος ρεύματος στη διάταξη του ακροφυσίου μέχρι τα 6 bar, συνεπάγεται μία μικρή μείωση στις διαμέτρους της διάταξης. Κι ενώ όσο αυξάνεται η συγκεκριμένη πίεση, συνεχίζει η μείωση της διατομής στο λαμό του αρχικού ακροφυσίου, οι υπόλοιπες διαμέτροι αυξάνονται, με μεγαλύτερη τάση αύξησης μέχρι τα 7 bar. Σχετικά με την πρώτη διάμετρο, είναι λογική αυτή η μείωση, προκειμένου να εξισορροπήσει την αυξανόμενη πίεση μιας συγκεκριμένης ποσότητας ρευστού. Αντίθετα, η αύξηση της πίεσης πάνω από τα 7 bar δεν επηρεάζει τις υπόλοιπες διαμέτρους, η τιμή των οποίων εξαρτάται από την πίεση εξόδου του ρευστού (πίεση συμπυκνωτή), την οποία επιθυμούμε.



Διάγραμμα 20: Διάμετροι ακροφυσίου συναρτήσει της πίεσης του πρωτεύοντος ρεύματος p_p

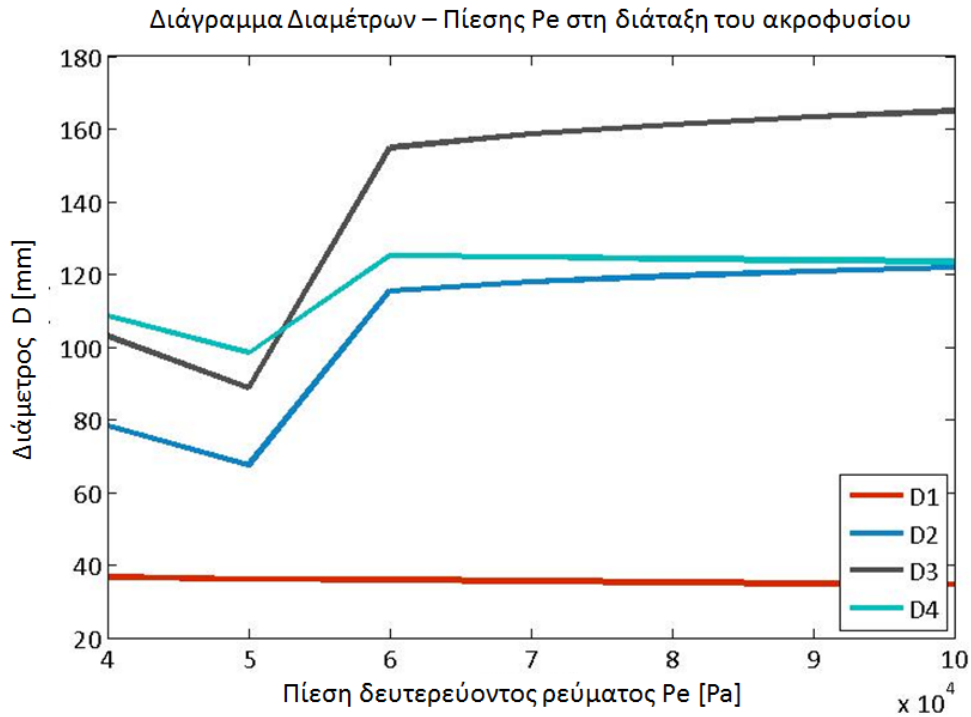
Αντίστοιχα η αύξηση της υψηλής πίεσης του κυκλώματος, συνεπάγεται αύξηση των επιμέρους μηκών της διάταξης μόνο για πιέσεις από 6 έως 7 bar.



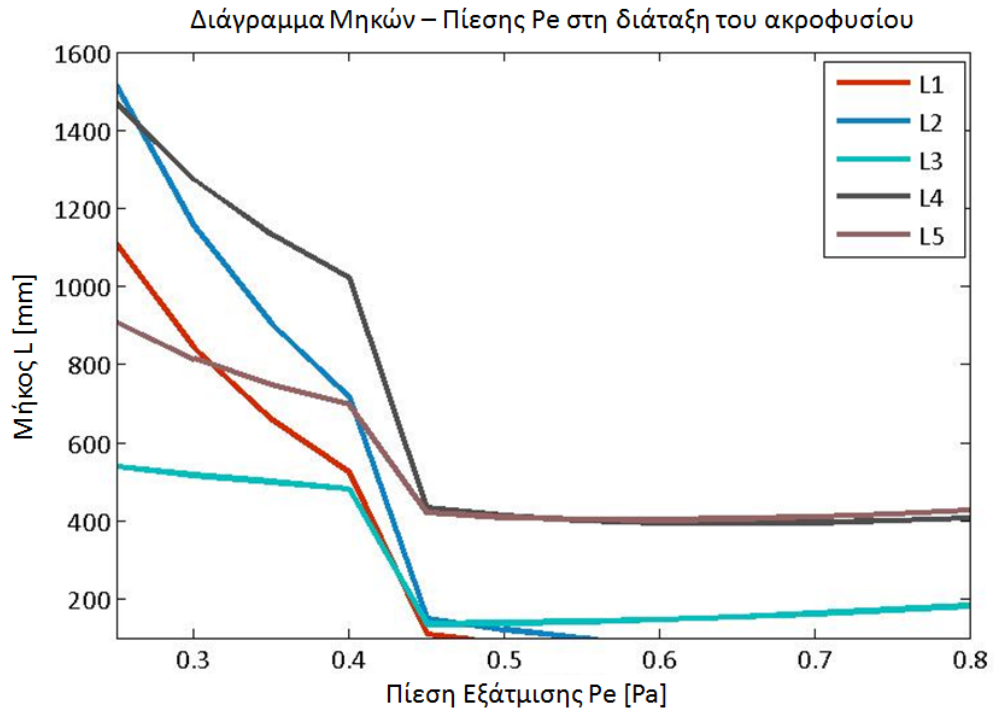
Διάγραμμα 21: Μήκη ακροφυσίου συναρτήσει της πίεσης του πρωτεύοντος ρεύματος p_p

5.5.2γ Εξάρτηση γεωμετρικών χαρακτηριστικών από χαμηλή πίεση

Η αύξηση της πίεσης του δευτερεύοντος ρεύματος δεν επηρεάζει τη διάμετρο του λαιμού του αρχικού ακροφυσίου, αφού το δευτερεύον ρεύμα δεν διέρχεται από αυτό. Αντίθετα οι υπόλοιπες διαμέτροι εξαρτώνται από τη χαμηλή πίεση του κυκλώματος, όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 22. Αντίστοιχη μεταβολή παρουσιάζουν και τα διάφορα μήκη της διάταξης (Διάγραμμα 23).



Διάγραμμα 22: Διάμετροι ακροφυσίου συναρτήσει της πίεσης του δευτερεύοντος ρεύματος p_e



Διάγραμμα 23: Μήκη ακροφυσίου συναρτήσει της πίεσης του δευτερεύοντος ρεύματος p_e

Κεφάλαιο 6: Τελική εγκατάσταση – Επιλογή εξαρτημάτων και μηχανών

Προκειμένου να γίνει η τελική διαστασιολόγηση και κοστολόγηση της εγκατάστασης που μελετάται, χρειάζεται να εκτιμηθεί και να επιλεγεί ο ακριβής εξοπλισμός αυτής, δηλαδή οι απαραίτητες μηχανές, όπως έχουν ήδη αναφερθεί (εναλλάκτες, στρόβιλος κ.τ.λ.), αλλά και ο δευτερεύον εξοπλισμός, δηλαδή τα υπόλοιπα εξαρτήματα, τα οποία είναι απαραίτητα για τη σωστή λειτουργία του συστήματος (π.χ. μανόμετρα και ρυθμιστές πίεσης) και οι διαστάσεις των σωληνώσεων.

Επομένως, πέρα από την επιλογή του βασικού εξοπλισμού, ο οποίος έχει περιγραφεί παραπάνω, είναι αναγκαίο να εξετασθεί το σύστημα σωληνώσεων, καθώς και το “δευτερεύον” σύστημα οργάνων και εξαρτημάτων, το οποίο απαιτείται και χωρίς το οποίο δεν μπορεί να υλοποιηθεί και να τεθεί σε εφαρμογή το σύστημα τριπαραγωγής που μελετάται.

6.1 Επιλογή βασικού εξοπλισμού

6.1.1 Επιλογή μηχανημάτων

Τα βασικά χαρακτηριστικά του κύριου εξοπλισμού έχουν υπολογιστεί από την θερμοδυναμική ανάλυση που έχει προηγηθεί. Σύμφωνα με αυτά, πραγματοποιήθηκε μία έρευνα αγοράς για τον απαραίτητο εξοπλισμό και τις απαραίτητες προδιαγραφές, βάση της οποίας προέκυψε και η αντίστοιχη κοστολόγηση.

Ειδικότερα για το σύστημα **στροβίλου - γεννήτριας** επιλέχθηκε:

Γεννήτρια	Ασύγχρονη μηχανή υψηλής ταχύτητας
Μονοβάθμιος στρόβιλος	180 kW και ταχύτητας περιστροφής 2.800 rpm
Ρουλεμάν	Υδροδυναμικής λίπανσης
Προτεινόμενο λιπαντικό	Toluene

Όσον αφορά τις **αντλίες** έχουμε:

Αντλία ισοπεντανίου ανοξειδωτη	10,0 kW παροχής 6 kg/s
Αντλία ισοπεντανίου ανοξειδωτη (θερμού ρεύματος συμπακνωτή)	19,5 kW παροχής 7 kg/s
Αντλία ισοπεντανίου ανοξειδωτη (ψυχρού ρεύματος ατμοποιητή)	19,5 kW παροχής 6 kg/s
Αντλία νερού (ψυχρού ρεύματος συμπακνωτή)	1,5 kW παροχής 39 kg/s
Αντλία νερού (θερμού ρεύματος εξατμιστή)	1,5 kW παροχής 5 kg/s
Αντλία λαδιού(θερμού ρεύματος ατμοποιητή)	1,5 kW παροχής 6 kg/s

Οι ισχύεις που αναγράφονται για τις αντλίες είναι οι ονομαστικές ισχύεις, βάση των οποίων επιλέχθηκαν, διότι ο κινητήρας των αντλιών δεν δύναται να λειτουργεί πάνω από το 80% της ονομαστικής ισχύος του, συνυπολογίζοντας και τις απώλειες που υπάρχουν στη σύνδεσή τους (στο κόπλερ).

Για το ισοπεντάνιο επιλέχθηκαν ανοξειδωτες αντλίες προκειμένου να αποφεύγεται η διάβρωση της αντλίας, λόγω των ιδιοτήτων του συγκεκριμένου ρευστού.

Τέλος για τους εναλλάκτες επιλέχθηκε:

Εναλλάκτης I (συμπυκνωτής)	ισοπεντανίου – νερού	2,60 MW
Εναλλάκτης II (εξατμιστής)	νερού – ισοπεντανίου	0,25 MW
Εναλλάκτης III (ατμοποιητής II)	λαδιού – ισοπεντανίου	2,50 MW
Εναλλάκτης IV (ατμοποιητής I)	καυσαερίων – λαδιού	2,50 MW

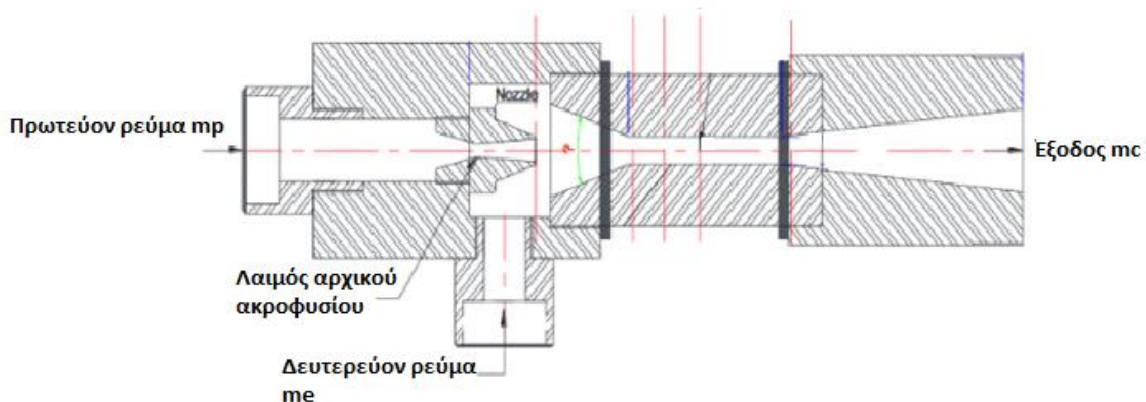
6.1.2 Συναρμολόγηση ακροφυσίου – Μηχανολογικά Σχέδια

Στην όλη διαδικασία επιλογής μηχανών και εξαρτημάτων για την εγκατάσταση η οποία μελετάται, απαραίτητη είναι και η κατασκευή της διάταξης του ακροφυσίου, καθώς μία διάταξη τέτοιου είδους δεν είναι διαθέσιμη στην αγορά ως έχει.

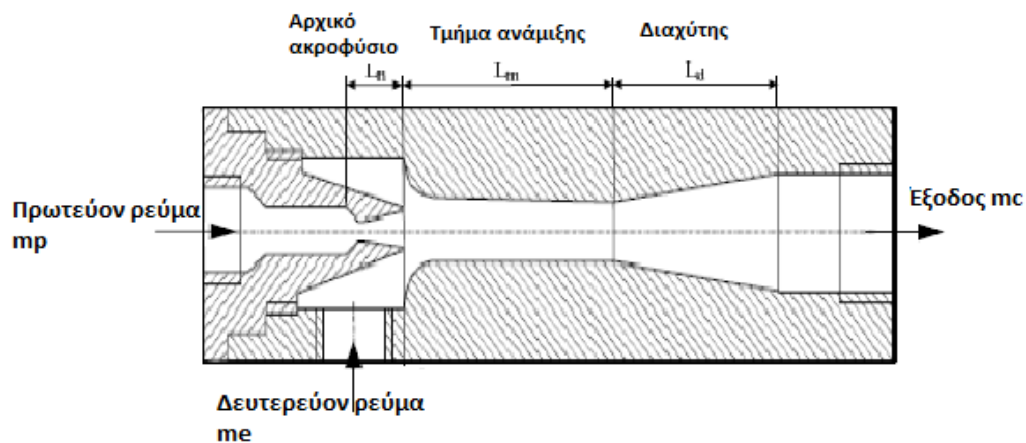
Το υλικό από το οποίο παρασκευάζεται το ακροφύσιο είναι ανοξείδωτος χάλυβας. Άλλα υλικά που μπορούν να χρησιμοποιηθούν στην παρούσα κατασκευή είναι κράμα νικελίου ή κοινός χάλυβας. Τα κυριότερα μέρη της διάταξης συνδέονται με κοχλίες.

Δύο τυπικοί τρόποι συναρμολόγησης των επιμέρους τμημάτων της συγκεκριμένης διάταξης παρουσιάζονται παρακάτω:

(α)



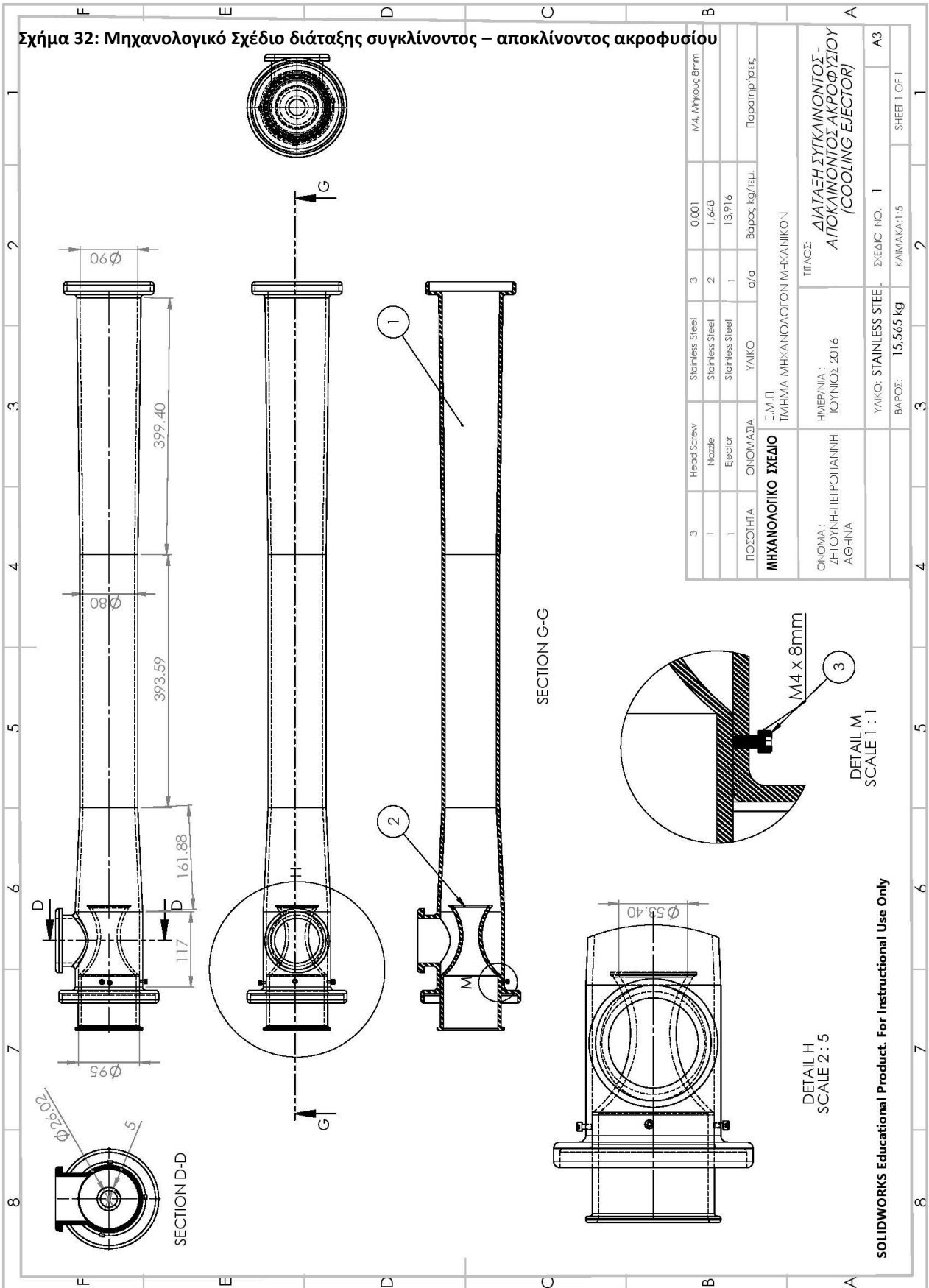
(β)



Σχήμα 31: Τρόποι συναρμολόγησης επιμέρους τμημάτων διάταξης ακροφυσίου (α) [88] και (β) [64]

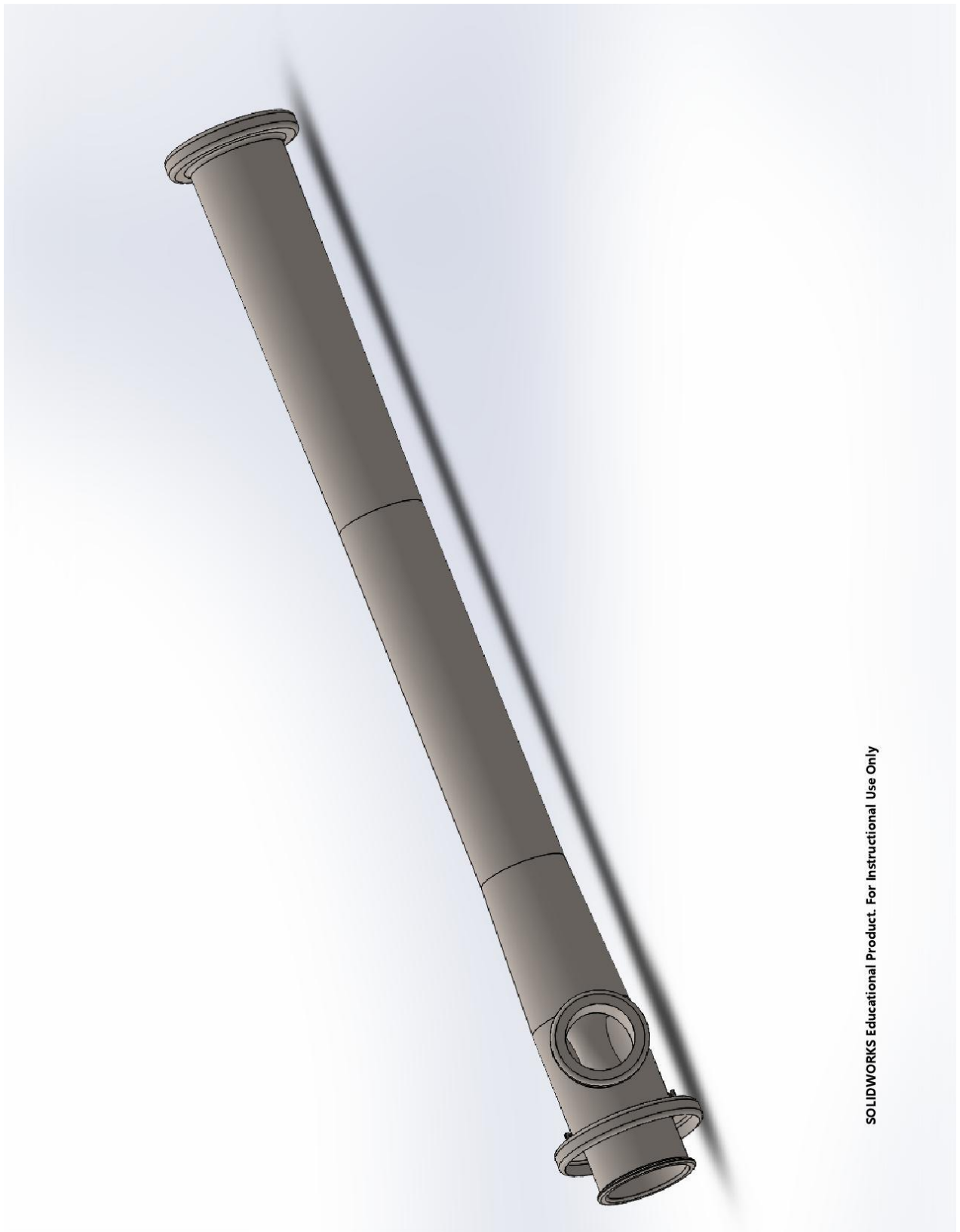
Επιπλέον, σύμφωνα με τα αποτελέσματα, τα οποία παρουσιάστηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο, σχετικά με τη διαστασιολόγηση του συμπιεστή της εγκατάστασης, δηλαδή της διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου (cooling ejector), προκύπτουν τα μηχανολογικά σχέδια της διάταξης. Τα μηχανολογικά και τα τρισδιάστατα (3D) σχέδια, τα οποία παρουσιάζονται παρακάτω, αναπτύχθηκαν μέσω του σχεδιαστικού προγράμματος SOLIDWORKS.

Σχήμα 32: Μηχανολογικό Σχέδιο διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου



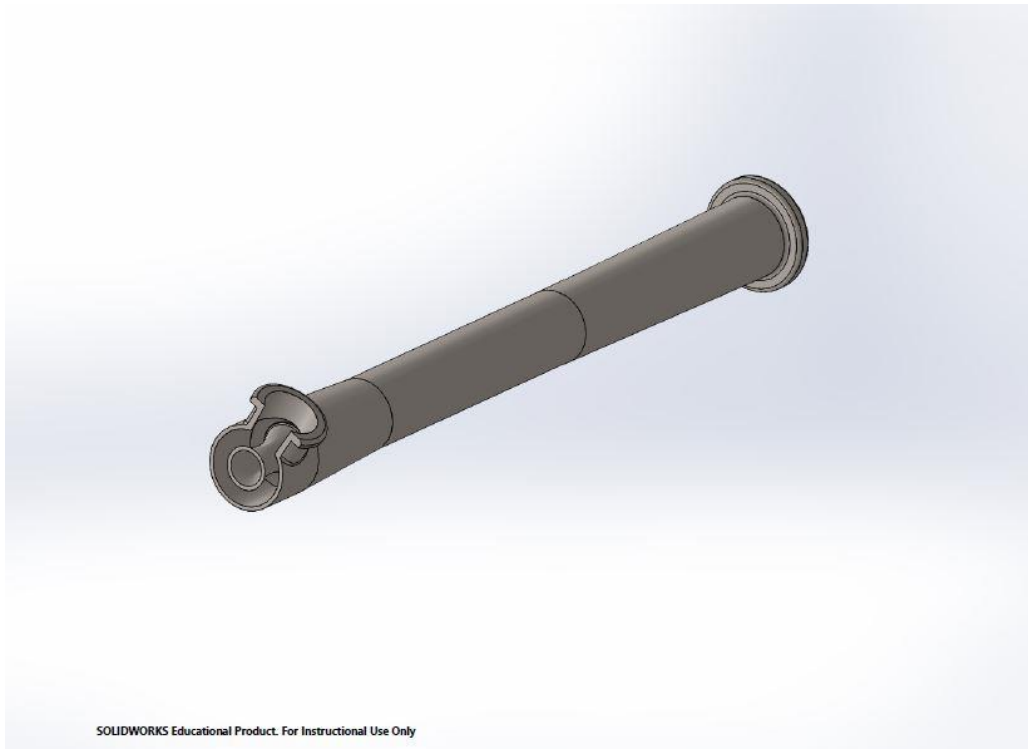
3	Head Screw	Stainless Steel	3	0,001	M4, Μήκος 8mm
1	Nozzle	Stainless Steel	2	1,648	
1	Ejector	Stainless Steel	1	13,916	
ΠΟΣΟΤΗΤΑ		ΟΝΟΜΑΣΙΑ	ΥΛΙΚΟ	α/α	Βάρος kg/τεμ.
ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟ ΣΧΕΔΙΟ		Ε.Μ.Π.	ΠΑΡΑΡΤΗΡΗΣΕΙΣ		
ΟΝΟΜΑ : ΖΗΤΟΥΝΗ-ΠΕΤΡΟΠΙΑΝΝΗ ΑΘΗΝΑ		ΗΜΕΡΑ/ΙΑ : ΙΟΥΝΙΟΣ 2016	ΤΙΤΛΟΣ : ΔΙΑΤΑΞΗ ΣΥΓΚΛΙΝΟΝΤΟΣ- ΑΠΟΚΛΙΝΟΝΤΟΣ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ (COOLING EJECTOR)		
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ		ΥΛΙΚΟ : STAINLESS STEEL	ΣΧΕΔΙΟ NO. : 1	A3	
		ΒΑΡΟΣ : 15,565 kg	ΚΑΜΜΑΚΑ:1:5	SHEET 1 OF 1	

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

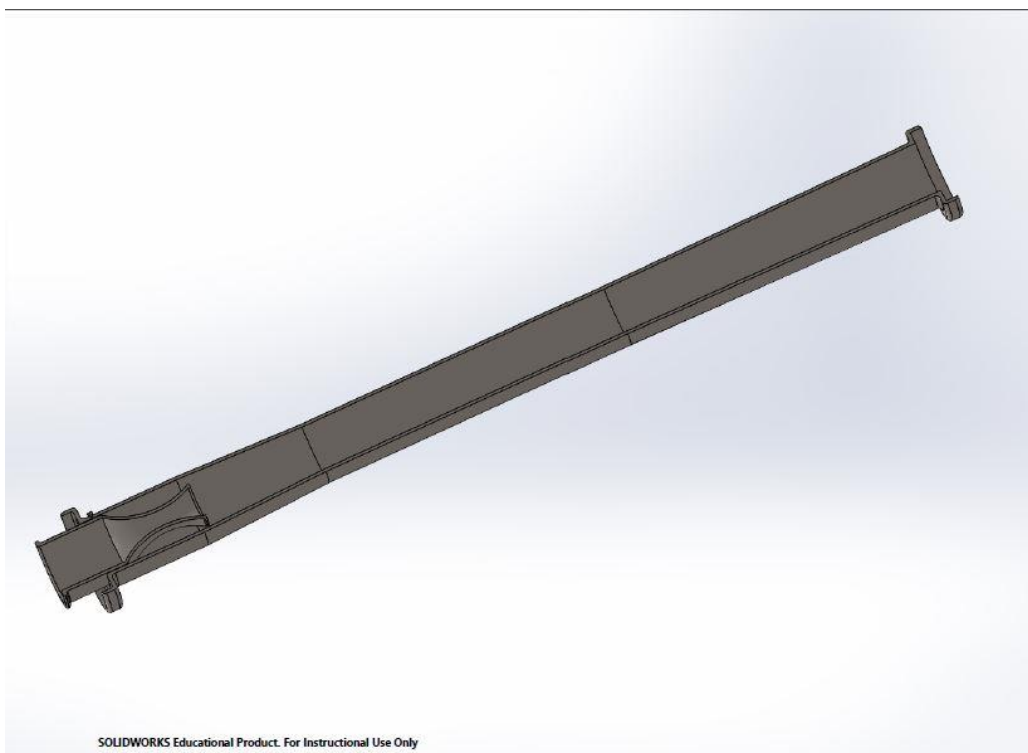


SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

Σχήμα 33: Τρισδιάστατη Αναπαράσταση διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου



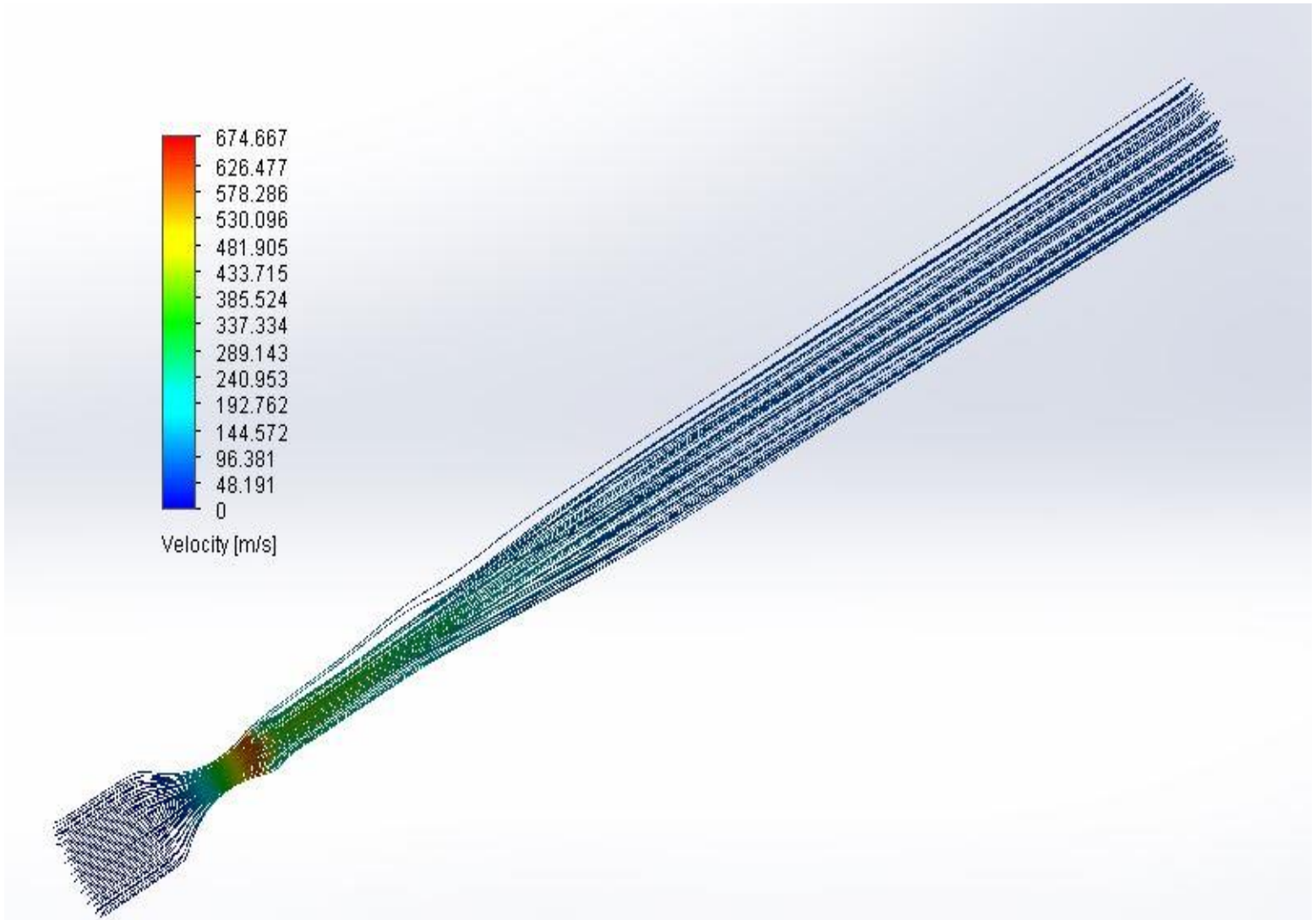
(α)



(β)

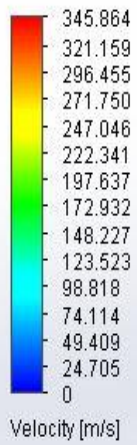
Σχήμα 34: Τομές στη διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου

Παρακάτω παρουσιάζεται η προσομοίωση, η οποία πραγματοποιήθηκε σε περιβάλλον Matlab, για την κύρια ροή στο εσωτερικό της διάταξης του ακροφυσίου, και η οποία παρουσιάζει τις τιμές της ταχύτητας κατά μήκος της διάταξης.



Σχήμα 35: Προσομοίωση ταχυτήτων του πρωτεύοντος ρεύματος στο εσωτερικό της διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου

Αντίστοιχα για τη δευτερεύουσα ροή της διάταξης:



Σχήμα 36: Προσομοίωση ταχυτήτων του δευτερεύοντος ρεύματος στο εσωτερικό της διάταξης συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου

6.2 Σωληνώσεις

Κατά τη διαδικασία διαστασιολόγησης της εγκατάστασης, η οποία μελετάται, είναι απαραίτητη η επιλογή σωληνώσεων και επομένως ο υπολογισμός και η εκλογή των διαμέτρων τους. Το υλικό των σωληνώσεων για εγκατάσταση με εργαζόμενο μέσο το ισοπεντάνιο επιλέγεται να είναι χάλυβας.

Για την ταχύτητα ρευστού σε σωλήνωση ισχύει η σχέση: $u = \frac{\dot{V}}{A}$ (6.2.1)

Επίσης ισχύει: $\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$ (6.2.2)

και $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ (6.2.3)

Τελικά από τις εξισώσεις (7.1.1), (7.1.2) και (7.1.3) έχουμε: $d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot u \cdot \rho}}$ (6.2.4)

Οι παροχές μάζας είναι γνωστές για κάθε κλάδο και η πυκνότητα του ρευστού υπολογίζεται με γνωστή την πίεση και τη θερμοκρασία σε κάθε σημείο του κύκλου.

Για την ταχύτητα του ρευστού λαμβάνουμε ορισμένες τιμές, προκειμένου να μην υπάρχει πρόβλημα θορύβου στην εγκατάσταση. Έτσι ενδεικτικά θεωρούμε:

$u = 20 \text{ m/s}$ για εργαζόμενο μέσο σε αέρια φάση

$u = 2 \text{ m/s}$ για εργαζόμενο μέσο σε υγρή φάση

Ακολουθεί ο πίνακας με την εκάστοτε ταχύτητα και διάμετρο για κάθε κλάδο των σωληνώσεων:

Πίνακας 19: Χαρακτηριστικά μεγέθη σωληνώσεων ανά σημείο

Κλάδος/ Σημείο	Φάση εργ.μέσου	Ταχύτητα (m/s)	Παροχή (kg/s)	Πυκνότητα (kg/m ³)	Διάμετρος (mm)
1 ($\dot{m}_p + \dot{m}_a$)	αέρια	20	6,0000	19,50	140,0
1α (\dot{m}_a)	αέρια	20	4,5786	19,50	124,6
1β (\dot{m}_p)	αέρια	20	1,2414	19,50	63,7
2 (\dot{m}_a)	αέρια	20	4,7586	5,35	238,0
3 (\dot{m}_c)	αέρια	20	2,1103	5,26	159,8
4 ($\dot{m}_c + \dot{m}_a$)	αέρια	20	6,8689	5,31	287,0
5 ($\dot{m}_c + \dot{m}_a$)	υγρή	2	6,8689	595,00	85,7
5α (\dot{m}_e)	υγρή	2	0,8690	595,00	30,5
5β ($\dot{m}_p + \dot{m}_a$)	υγρή	2	6,0000	595,00	80,1
6 (\dot{m}_e)	υγρή	2	0,8690	600,00	30,4
7 (\dot{m}_e)	αέρια	20	0,8690	1,69	180,9
8 ($\dot{m}_p + \dot{m}_a$)	υγρή	2	6,0000	595,40	80,1

Η τελική επιλογή πραγματοποιείται βάση των τυποποιημένων εσωτερικών διαμέτρων του εμπορίου για χαλυβδοσωλήνες χωρίς ραφή (TUBO), οι πιο βασικές από τις οποίες παρουσιάζονται στον Πίνακα 20. [89], [90]

Πίνακας 20: Τυποποιημένες διαμέτροι χαλυβδοσωλήνων

Διάμετρος		Πάχος τοιχώματος (mm)
(in)	(mm)	
1/2"	15	2,3
3/4"	20	2,6
1"	25	2,9
1 1/4"	32	2,9
1 1/2"	40	2,9
2"	50	3,2
2 1/2"	65	3,6
3"	80	3,6
3 1/2"	90	4,0
4"	100	4,0
5"	125	5,0
6"	150	5,0
8"	200	6,3
10"	250	7,1
12"	300	8,0
14"	350	8,8
16"	400	11,0

Τελικά, λαμβάνοντας υπόψη τις υπολογισμένες διαμέτρους για κάθε κλάδο, αλλά και τις τυποποιημένες τιμές για διαμέτρους σωληνώσεων που κυκλοφορούν στο εμπόριο, αφήνοντας περιθώριο ασφαλείας και αποφεύγοντας μεγάλες μεταβολές μεταξύ διατομών όταν αυτό δεν απαιτείται, επιλέχτηκαν οι κάτωθι διατομές ανά κλάδο:

Πίνακας 21: Τελικές διαμέτροι και εμβαδά διατομής ανά κλάδο

Κλάδος/Σημείο	Διάμετρος (mm)	Διάμετρος (in)	Εμβαδόν (mm ²)	Πάχος τοιχώματος (mm)
1	150	6"	17671,46	5,00
1α	150	6"	17671,46	5,00
1β	150	6"	17671,46	5,00
2	300	12"	70685,83	8,00
3	200	8"	31415,93	6,30
4	300	12"	70685,83	8,00
5	90	3 1/2'	6361,73	4,00
5α	90	3 1/2'	6361,73	4,00
5β	90	3 1/2'	6361,73	4,00
6	90	3 1/2'	6361,73	4,00
7	200	8"	31415,93	6,30
8	90	3 1/2'	6361,73	4,00

Για την σύνδεση των σωληνώσεων απαιτούνται κάποια συνδετικά εξαρτήματα. Απαιτείται, λοιπόν, ένα ταυ για την ανάμιξη των δύο ρευμάτων πριν τον συμπυκνωτή, καθώς και άλλα δύο ταυ στις δύο διακλαδώσεις, μετά τον ατμοποιητή και μετά τον συμπυκνωτή. Πριν το ταυ για την ανάμιξη, απαιτείται ένα συνδετικό μέσο αύξησης της διατομής για ένωση του κλάδου στην έξοδο της διάταξης του ακροφυσίου, ο οποίος έχει μικρότερη διατομή (200mm), με το ταυ. Επιπλέον τοποθετείται ένα συνδετικό μέσο για μείωση της διατομής στις δύο εισόδους της διάταξης του ακροφυσίου, προκειμένου να συνδεθούν οι σωληνώσεις με αυτήν.



Σχήμα 37: Ταυ για διακλαδώσεις



Σχήμα 38: Συνδετικό μέσο για μεταβολή της διατομής

Πίνακας 22: Συνδετικά μέσα

ΣΥΝΔΕΤΙΚΑ ΜΕΣΑ	Θέση	Διατομή (mm)	Διατομή (in)
A. Ταυ	Διακλάδωση 1-1α-1β	150	6
	Διακλάδωση 2-3-4	300	12
	Διακλάδωση 5-5α-5β	90	3 1/2
B. Ρυθμιστής διατομής	Είσοδος ακροφυσίου 1α	150	6
	Είσοδος ακροφυσίου 7	200	8
	Έξοδος ακροφυσίου 3	300	3 1/2

6.3 Τροφοδοτικό Δοχείο

Σύμφωνα με τον επίσημο ορισμό που δίδει η ASHRAE [91], ως τροφοδοτικό δοχείο (refrigerant liquid receiver) ορίζεται ένα δοχείο ενός συστήματος ψύξης το οποίο εξασφαλίζει την διαρκή διαθεσιμότητα επαρκούς υγρής ποσότητας οργανικού μέσου για την ορθή λειτουργία του συστήματος, καθώς και για την αποθήκευση του οργανικού όταν το σύστημα είναι εκτός λειτουργίας.

Ουσιαστικά, το τροφοδοτικό δοχείο είναι ένα δοχείο αποθήκευσης του οργανικού μέσου, μέσα στο οποίο δεν υπάρχει κυκλοφορία του μέσου και η χρησιμότητά του έγκειται στο γεγονός ότι εντός αυτού διαχωρίζεται φυσικά το αέριο τμήμα, από το υγρό και έτσι το ρεύμα που παραλαμβάνεται από την έξοδο του τροφοδοτικού είναι κορεσμένο υγρό. Επίσης, το τροφοδοτικό δοχείο χρησιμεύει σαν αποθηκευτικός χώρος για το οργανικό μέσο σε περιόδους που το σύστημα βρίσκεται εκτός λειτουργίας αλλά και σε περιπτώσεις συντήρησης του συστήματος. [92] Για τον λόγο αυτό, το τροφοδοτικό δοχείο θα πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο σε διαστάσεις ώστε να μπορεί να αποθηκεύσει το σύνολο της ποσότητας του οργανικού μέσου που διακινείται στην εγκατάσταση.

Ως ζητούμενη χωρητικότητα, αφού λήφθηκε υπόψη και ένας συντελεστής ασφάλειας, επιλέχθηκαν τα 500 L. Ο συνολικός όγκος του ρευστού υπολογίστηκε από το άθροισμα της χωρητικότητας των τριών εναλλακτών, προσαυξημένο με έναν συντελεστή της τάξης του 30%.

Τελικά επιλέχθηκε γαλβανισμένο αεροφυλάκιο, πίεσης λειτουργίας 16 bar.

Πίνακας 23: Χαρακτηριστικά μεγέθη τροφοδοτικού δοχείου

ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟ ΔΟΧΕΙΟ	Τιμή Μεγεθών
Χωρητικότητα	500 L
Πίεση λειτουργίας	16 bar

6.4 Επιλογή δευτερεύοντος εξοπλισμού

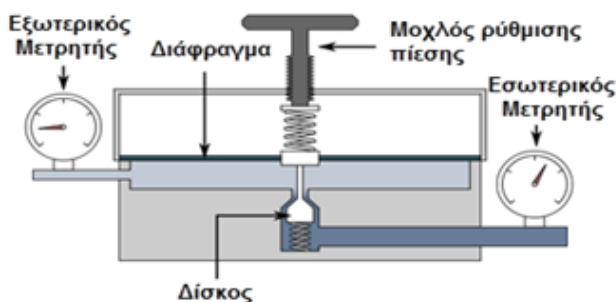
6.4.1 Ρυθμιστής πίεσης (Pressure regulator)

Ένας ρυθμιστής πίεσης λειτουργεί ως μία βαλβίδα, η οποία διακόπτει αυτόματα τη ροή ενός υγρού ή αερίου σε μία ορισμένη πίεση. Οι συγκεκριμένοι ρυθμιστές χρησιμοποιούνται προκειμένου να ελέγχεται η πίεση σε γραμμές παροχής ρευστού. Οι ρυθμιστές πίεσης αερίου χρησιμοποιούνται για ρύθμιση πίεση του αερίου και δεν χρησιμοποιούνται για τη ρύθμιση της ροής, αντίθετα με τους ρυθμιστές πίεσης υγρού. Για να ρυθμιστεί η ακριβής ποσότητα ροής ενός αερίου επιλέγονται ροόμετρα ή άλλα όργανα που θα αναλυθούν παρακάτω.

Η κύρια λειτουργία του είναι να "ταιριάζει" τη ροή του αερίου που διέρχεται από το ρυθμιστή με τη ζήτηση από το σύστημα. Εάν η ροή μειώνεται, τότε η ροή του ρυθμιστή πρέπει να μειωθεί επίσης, ενώ εάν η ροή αυξάνεται, τότε η ροή του ρυθμιστή πρέπει να αυξηθεί, προκειμένου να διατηρηθεί ελεγχόμενη η πίεση από μειώσεις λόγω περιορισμένης παροχής στο σύστημα.

Το συγκεκριμένο όργανο περιλαμβάνει ένα στοιχείο μείωσης πίεσης ή περιοριστικό στοιχείο, ένα στοιχείο δύναμης αναφοράς και ένα στοιχείο μέτρησης. Το πρώτο στοιχείο είναι μία βαλβίδα, η οποία μπορεί να παρέχει μεταβλητά όρια ροής, αντίστοιχα με μία βαλβίδα πεταλούδα. Το στοιχείο φόρτισης είναι ένα μέρος, το οποίο μπορεί να εφαρμόσει την αναγκαία δύναμη στο προηγούμενο στοιχείο. Αυτή η δύναμη μπορεί να προέρχεται από ένα ελατήριο ή ένα βάρος, ενώ συνηθέστερα από ένα πιστόνι ή ένα διάφραγμα. Τέλος, η λειτουργία του στοιχείου μέτρησης ή αισθητήριου στοιχείου είναι να ελέγχει αν η ροή εισόδου ισούται με τη ροή εξόδου. Το ίδιο το διάφραγμα χρησιμοποιείται συχνά ως ένα στοιχείο μέτρησης [93].

Κατά τη λειτουργία, η δύναμη αναφοράς που παράγεται από το ελατήριο ανοίγει τη βαλβίδα. Το άνοιγμα αυτό εφαρμόζει πίεση στο αισθητήριο στοιχείο, το οποίο με τη σειρά του κλείνει τη βαλβίδα μέχρι το σημείο που να μπορεί οριακά να διατηρήσει την πίεση στην επιθυμητή τιμή. Στο Σχήμα 39 παρουσιάζεται ένας ρυθμιστής πίεσης με διάφραγμα και ελατήριο.

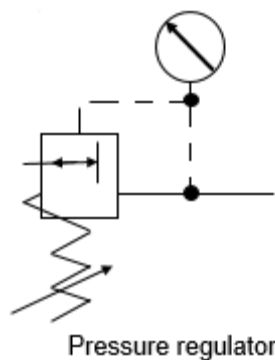


Σχήμα 39: Διάταξη ρυθμιστή πίεσης με διάφραγμα και ελατήριο

Στην προς μελέτη εγκατάσταση, απαιτούνται ρυθμιστές πίεσης στις διακλαδώσεις, στις οποίες επιθυμείται η ροή να διαχωρίζεται σε δύο ρεύματα υπό σταθερή πίεση, περιορίζοντας τυχόν απώλειες. Πιο συγκεκριμένα, χρειάζεται ένας ρυθμιστής πίεσης στα 7 bar πριν το στρόβιλο και ένας δεύτερος επίσης στα 7 bar στη διακλάδωση πριν τη διάταξη του ακροφυσίου. Επίσης θα τοποθετηθεί ένας ρυθμιστής πριν την αντλία σε πίεση λειτουργίας στα 2 bar. Ως αποτέλεσμα, περιορίζεται οποιαδήποτε πιθανή μεταβολή στην πίεση στις συγκεκριμένες διακλαδώσεις, η οποία θα οδηγούσε σε ασταθή λειτουργία του κυκλώματος και επιβάρυνση της ίδιας της εγκατάστασης. Επιπλέον χρειάζεται ένας ρυθμιστής πίεσης πριν το εξατμιστή, ο οποίος πρέπει να ρυθμίζει την πίεση από τα 2 bar στα 0,54 bar, δηλαδή από την πίεση συμπύκνωσης στην πίεση εξατμίσεως.

Πίνακας 24: Επιλογή ρυθμιστών πίεσης για την εγκατάσταση

ΡΥΘΜΙΣΤΕΣ ΠΙΕΣΗΣ	Θέση	Πίεση εισόδου (bar)	Πίεση εξόδου (bar)	Διάμετρος Διατομής (mm)	Φάση εργαζ. μέσου	Παροχή (kg/s)
1	Σημείο 1α	7,00	7,00	150	αέρια	4,7586
2	Σημείο 1β	7,00	7,00	150	αέρια	1,2414
3	Σημείο 5β	1,99	1,99	90	υγρή	6,0000
4	Σημείο 5α	1,99	0,54	90	υγρή	0,8690



Pressure regulator

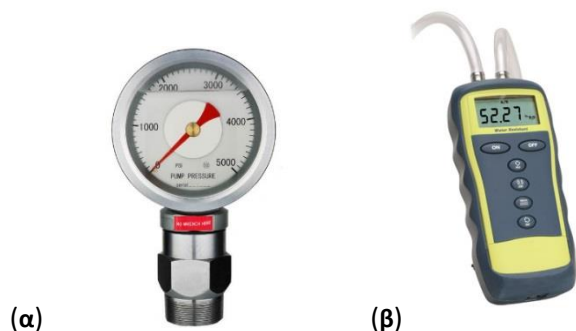
Σχήμα 40: Σύμβολο για ρυθμιστή πίεσης

6.4.2 Μανόμετρο (Pressure gauge)

Πολλές εφαρμογές έχουν αναπτυχθεί για τη μέτρηση της πίεσης. Τα όργανα που χρησιμοποιούνται για τη μέτρηση της πίεσης ονομάζονται μανόμετρα. Ένα μανόμετρο είναι ένα όργανο που χρησιμοποιεί μία στήλη υγρού για τη μέτρηση της πίεσης, αν και σήμερα ο συγκεκριμένος όρος αναφέρεται σε οποιοδήποτε όργανο μέτρησης πίεσης.

Για τα περισσότερα εργαζόμενα μέσα, σε περίπτωση ρευστού σε κλειστά κυκλώματα, επικρατούν οι αναλογικοί μετρητές πίεσης, οι οποίοι αναφέρουν τις πιέσεις σε σχέση με την τρέχουσα ατμοσφαιρική πίεση. Οι διαφορικές πιέσεις χρησιμοποιούνται συνήθως σε βιομηχανικά συστήματα που απαιτείται μεγαλύτερη ακρίβεια. Οι διαφορικοί μετρητές πίεσης έχουν δύο θύρες εισόδου, η καθεμία από τις οποίες συνδέεται με καθένα από τους όγκους που πρέπει να παρακολουθούνται. Στην πραγματικότητα, ένας τέτοιος μετρητής εκτελεί τη μαθηματική πράξη της αφαίρεσης με μηχανικά μέσα, αποφεύγοντας έτσι τη χρήση δύο ξεχωριστών οργάνων και τον καθορισμό της διαφοράς από τις ενδείξεις που προκύπτουν. Σημαντικό πλεονέκτημα των τελευταίων, είναι ότι μπορούν να συνδέονται με κέντρα ελέγχου, απομακρυσμένα από το σημείο μέτρησης, για τον καλύτερο έλεγχο της ασφαλούς λειτουργίας του συστήματος.

Επίσης τα μανόμετρα διακρίνονται σε ατμού και γλυκερίνης, ανάλογα με το εύρος θερμοκρασιών που δουλεύουν και τη σταθερότητα ή μη της πίεσης του ρευστού. Τα μανόμετρα ατμού χρησιμοποιούνται σε υψηλότερες θερμοκρασίες ρευστού και είναι πιο αξιόπιστα. Τα μανόμετρα γλυκερίνης χρησιμοποιούνται για απόσβεση των κραδασμών της βελόνας με συνέπεια την εύκολη ανάγνωση της ένδειξης, αλλά για χαμηλότερες θερμοκρασίες από τα ατμού.



Σχήμα 41: (α) Αναλογικός μετρητής πίεσης, (β) Ψηφιακός μετρητής πίεσης

Στο παρόν σύστημα, επιλέγουμε διαφορικούς μετρητές πιέσεις ατμού στα τμήματα του κυκλώματος, στα οποία υφίσταται μεταβολή πίεσης, για την αποφυγή ακραίων τιμών στις πιέσεις λειτουργίας, κάτω από οποιοδήποτε συνθήκες και επομένως για την ασφαλή λειτουργία του συστήματος. Ειδικότερα μανόμετρα χρειάζονται στην έξοδο της αντλίας, στην έξοδο του στροβίλου, καθώς και του ακροφυσίου, όπως επίσης στις διακλαδώσεις του συστήματος. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, στους κλάδους, όπου ρυθμίζεται η πίεση με ειδικό όργανο, το μανόμετρο είναι ενσωματωμένο στον αντίστοιχο ρυθμιστή πίεσης κι επομένως δεν απαιτείται ξεχωριστό όργανο.

Πίνακας 25: Επιλογή μανομέτρων για την εγκατάσταση

ΜΑΝΟΜΕΤΡΑ	Θέση	Πίεση λειτουργίας (bar)	Φάση εργαζόμενου μέσου
1	Σημείο 1	7,00	αέρια
2	Σημείο 2	1,99	αέρια
3	Σημείο 3	1,99	αέρια
4	Σημείο 5	1,99	υγρή
5	Σημείο 8	7,00	υγρή



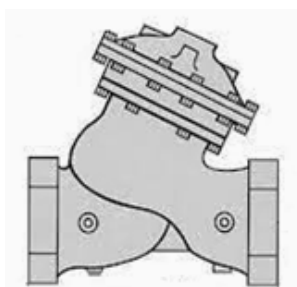
Pressure gauge

Σχήμα 42: Σύμβολο για μετρητή πίεσης

6.4.3 Ρυθμιστής ροής ή ρυθμιστική βαλβίδα (Flow regulator)

Ρυθμιστική βαλβίδα ονομάζεται ο μηχανισμός με τον οποίο γίνεται η διαχείριση της ροής σε διάφορα σημεία ενός κυκλώματος, όπως κάποια διακλάδωση. Οι βαλβίδες ελέγχου ροής είναι εφοδιασμένες με ρυθμιστές θέσης. Βαλβίδες, οι οποίες ενεργοποιούνται πνευματικά, ή βαλβίδες διαφράγματος είναι

ευρέως διαδεδομένες σήμερα. Ρυθμιστές ροής που εκμεταλλεύονται τη στρέψη κινούμενων τμημάτων, όπως είναι μία σφαίρα ή πεταλούδα, συνεχίζουν να βρίσκουν πολλές εφαρμογές.



Σχήμα 43: Ρυθμιστική βαλβίδα διαφράγματος

Στην παρούσα εγκατάσταση, μετά τον Ατμοποιητή, ο οποίος μεταφέρει τη θερμότητα από τα καυσαέρια στο κύκλωμα, απαιτείται ο διαχωρισμός της ροής σε δύο ρεύματα, ένα προς στον στρόβιλο και ένα προς το ακροφύσιο. Για τη σταθερή και ασφαλή λειτουργία του κύκλου, απαιτείται συγκεκριμένη παροχή μάζας στο κάθε τμήμα. Για αυτήν τη ρύθμιση, δηλαδή για το ποσοστό της αρχικής παροχής που θα κατευθυνθεί προς το κάθε τμήμα, απαιτείται μία ρυθμιστική βαλβίδα. Ειδικότερα θα τοποθετηθούν ρυθμιστικές βαλβίδες διαφράγματος.

Στη δεύτερη διακλάδωση του συστήματος, η οποία βρίσκεται μετά την έξοδο του συμπυκνωτή, δεν απαιτείται ξεχωριστό όργανο για τη έλεγχο της ροής, διότι οι ρυθμιστές πίεσης που έχουν τοποθετηθεί λειτουργούν και ως ρυθμιστές ροής δεδομένου ότι το εργαζόμενο μέσο είναι σε υγρή μορφή, και όχι σε αέρια, στην συγκεκριμένη περιοχή.

Πίνακας 26: Επιλογή ρυθμιστών ροής για την εγκατάσταση

ΡΥΘΜΙΣΤΕΣ ΡΟΗΣ	Θέση	Παροχή (kg/s)	Πίεση λειτουργίας (bar)	Διάμετρος Διατομής (mm)	Φάση εργαζόμενου μέσου
1	Σημείο 1α	4,7586	7,00	150	αέρια
2	Σημείο 1β	1,2414	7,00	150	αέρια



Flow regulator

Σχήμα 44: Σύμβολο για ρυθμιστή ροής

6.4.4 Ροόμετρο (Flow meter)

Ένας μετρητής ροής είναι μία συσκευή που χρησιμοποιείται για τη μέτρηση του ρυθμού ροής ή της ποσότητας ενός ρευστού που κινείται μέσω ενός σωλήνα. Ουσιαστικά η μέτρηση της ροής είναι η ποσοτικοποίηση της ροής ή κίνησης ενός ρευστού. Αυτό μπορεί να πραγματοποιηθεί με ποικίλους τρόπους. Οι μετρητές ροής θετικής μετατόπισης συγκεντρώνουν έναν όγκο ρευστού και στη συνέχεια μετράνε τον αριθμό των φορών που ο όγκος συμπληρώθηκε για τη μέτρηση. Άλλες μέθοδοι βασίζονται

στις δυνάμεις που αναπτύσσονται από το ρευστό, υπολογίζοντας έμμεσα την παροχή της ροής. Η ροή μπορεί επίσης να υπολογισθεί με τη μέτρηση της ταχύτητας του ρευστού σε δεδομένη περιοχή.

Η ροή μετράται συνήθως σε κυβικά μέτρα το δευτερόλεπτο (m^3/sec). Για τα υγρά μπορούν να χρησιμοποιηθούν και άλλες μονάδες μέτρησης, όπως είναι τα γαλόνια ανά λεπτό (Η.Π.Α.) ή τα λίτρα ανά λεπτό. Το αέριο παρουσιάζει μία ιδιαιτερότητα σχετικά με τις μονάδες μέτρησης, διότι είναι συμπιεστό ρευστό και ο όγκος του μεταβάλλεται με τη μεταβολή της πίεσης ή της θερμοκρασίας. Ένας όγκος αερίου υπό συγκεκριμένες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας δεν είναι ισοδύναμος με τον όγκο του ίδιου αερίου κάτω από διαφορετικές συνθήκες. Γι' αυτό το λόγο, γίνεται αναγωγή οποιασδήποτε μέτρησης όγκου υπό συγκεκριμένες συνθήκες στον αντίστοιχο όγκο σε συνθήκες αναφοράς. Οι συνθήκες αναφοράς που συνήθως χρησιμοποιούνται είναι πίεση περιβάλλοντος ίση με $1,013 \cdot 10^2 N/m^2$ και θερμοκρασία 273,15 Κ. Βέβαια ο ρυθμός ροής μάζας του αερίου μπορεί να μετρηθεί άμεσα, ανεξάρτητα της επίδρασης της πίεσης και της θερμοκρασίας, με μετρητές θερμικής μάζας ροής, μετρητές μάζας Coriolis ή ελεγκτές ροής μάζας.

Στο σύστημα τριπαραγωγής που μελετάται, χρειάζεται να τοποθετηθούν ροόμετρα στις δύο διακλαδώσεις, όπου η ροή διαχωρίζεται σε δύο ρεύματα, συγκεκριμένης παροχής μάζας το καθένα. Έτσι χρειάζεται ένας μετρητής μάζας στην έξοδο του ατμοποιητή, ένας πριν την είσοδο στο στρόβιλο κι ένας πριν την είσοδο στο ακροφύσιο. Επίσης απαραίτητα είναι τρία ακόμα ροόμετρα, ένα στην έξοδο του συμπυκνωτή, ένα πριν την είσοδο στην αντλία και ένα πριν τον εναλλάκτη που παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα (εξατμιστής).

Πίνακας 27: Επιλογή ροόμετρων για την εγκατάσταση

ΡΟΟΜΕΤΡΑ	Θέση	Παροχή (kg/s)	Φάση ρευστού	Διάμετρος Διατομής (mm)
1	Σημείο 1	6,0000	αέρια	150
2	Σημείο 1α	4,7586	αέρια	150
3	Σημείο 1β	1,2414	αέρια	150
4	Σημείο 5	6,8690	υγρή	90
5	Σημείο 5α	0,8690	υγρή	90
6	Σημείο 5β	6,0000	υγρή	90



Flowmeter

Σχήμα 45: Σύμβολο για μετρητή ροής

6.4.5 Αντεπίστροφη βαλβίδα (Non-return valve)

Η αντεπίστροφη βαλβίδα είναι μία βαλβίδα ελέγχου, η οποία επιτρέπει στο ρευστό να ρέει προς μία μόνο κατεύθυνση. Τοποθετείται για να εξασφαλίσει ότι το εργαζόμενο μέσο θα ρέει προς στη σωστή κατεύθυνση μέσα σε ένα σωλήνα, όπου διαφορετικά οι συνθήκες πίεσης μπορούν να προκαλέσουν αντιστροφή της ροής. Έχει δύο ανοίγματα, ένα για την είσοδο του ρευστού και ένα δεύτερο για την έξοδο του ρευστού από αυτήν. Λειτουργεί αυτόματα, το οποίο σημαίνει ότι δεν χρειάζεται κάποιος έλεγχος της λειτουργίας τους. Μία σημαντική έννοια για το συγκεκριμένο είδος βαλβίδας είναι η πίεση ρωγμής (cracking pressure), δηλαδή η ελάχιστη πίεση στην οποία λειτουργεί. Οι αντεπίστροφες βαλβίδες κατηγοριοποιούνται κι επιλέγονται βάσει της συγκεκριμένης πίεσης.

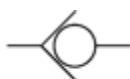


Σχήμα 46: Αντεπίστροφη βαλβίδα

Στην προς κατασκευή εγκατάσταση, λοιπόν, χρειάζεται μία αντεπίστροφη βαλβίδα στην έξοδο της διάταξης του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου, προκειμένου να εξασφαλιστεί ότι το ρευστό θα αναμιγνύεται με το ρεύμα από το στρόβιλο και θα κινείται μόνο προς τον συμπυκνωτή και όχι αντίθετα.

Πίνακας 28: Επιλογή αντεπίστροφης βαλβίδας για την εγκατάσταση

ΑΝΕΠΙΣΤΡΟΦΗ ΒΑΛΒΙΔΑ	Θέση	Πίεση (bar)	Διάμετρος Διατομής (mm)	Παροχή (kg/s)
1	Σημείο 3	2	150	2,1103



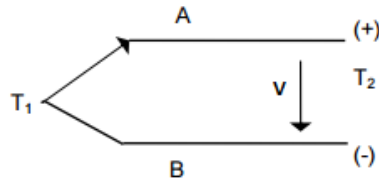
Non return valve

Σχήμα 47: Σύμβολο για αντεπίστροφη βαλβίδα

6.4.6 Θερμόμετρο

Για τον έλεγχο της σωστής λειτουργίας του συστήματος τριπαραγωγής, χρειάζεται να ελέγχεται η θερμοκρασία σε κάθε κλάδο του συστήματος. Ειδικότερα απαιτούνται αισθητήρες θερμοκρασίας στα διάφορα σημεία του κυκλώματος, με διακριτή θερμοκρασία. Ακριβέστερα, η μέτρηση της θερμοκρασίας πραγματοποιείται με θερμοστοιχεία. Το θερμοστοιχείο είναι ένα ηλεκτρονικό θερμόμετρο, το οποίο αποτελείται από ένα ζεύγος αγωγών, οι οποίοι συνδέονται σε δύο διαφορετικές θερμοκρασίες. Ένα θερμοστοιχείο παράγει μία τάση V, η οποία εξαρτάται από τη θερμοκρασία και οφείλεται στο θερμοηλεκτρικό φαινόμενο, δηλαδή στην μετακίνηση ηλεκτρονίων από τον έναν αγωγό

στον άλλο. Με τη μέτρηση της συγκεκριμένης τάσης, υπολογίζεται η θερμοκρασία σε κάθε σημείο, με μεγάλη ακρίβεια.



Σχήμα 48: Λειτουργία Θερμοστοιχείου

Με την τοποθέτηση θερμομέτρων, οποιαδήποτε μεταβολή εκτός των θερμοκρασιακών ορίων που έχουν τεθεί, θα προλαμβάνεται άμεσα, μέσα από την γρήγορη διόρθωση συγκεκριμένων παραμέτρων, έτσι ώστε το κύκλωμα να επανέρχεται στην επιθυμητή λειτουργία και απόδοση, καθώς και να αποφεύγονται βλάβες και επιπρόσθετη καταπόνηση της εγκατάστασης.

Πίνακας 29: Επιλογή θερμομέτρων για την εγκατάσταση

ΘΕΡΜΟΜΕΤΡΑ	Θέση	Θερμοκρασία λειτουργίας (°C)	Πίεση (bar)
1	Σημείο 1	100,56	7,00
2	Σημείο 1α	100,56	7,00
3	Σημείο 1β	100,56	7,00
4	Σημείο 2	71,51	1,99
5	Σημείο 3	66,41	1,99
6	Σημείο 4	69,98	1,99
7	Σημείο 5	43,91	1,99
8	Σημείο 5α	43,91	1,99
9	Σημείο 5β	43,91	1,99
10	Σημείο 6	11,00	0,54
11	Σημείο 7	16,00	0,54
12	Σημείο 8	44,27	7,00



Thermometer

Σχήμα 49: Σύμβολο για θερμομέτρο

6.4.7 Ανιχνευτής αερίων

Ένας ανιχνευτής αερίου είναι μία συσκευή που ανιχνεύει την παρουσία αερίων σε μία περιοχή, μέσω των αισθητήρων. Συνήθως είναι μέρος ενός συστήματος ασφαλείας και συνδέεται με το αντίστοιχο σύστημα ελέγχου. Οι αισθητήρες συνήθως χρησιμοποιούν έναν ηχητικό συναγερμό για ειδοποίηση. Αισθητήρες υπερύθρων ή υπερήχων, αισθητήρες ηλεκτροχημικών αερίων και αισθητήρες ημιαγωγών χρησιμοποιούνται σε ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών και ιδιαίτερα σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις.

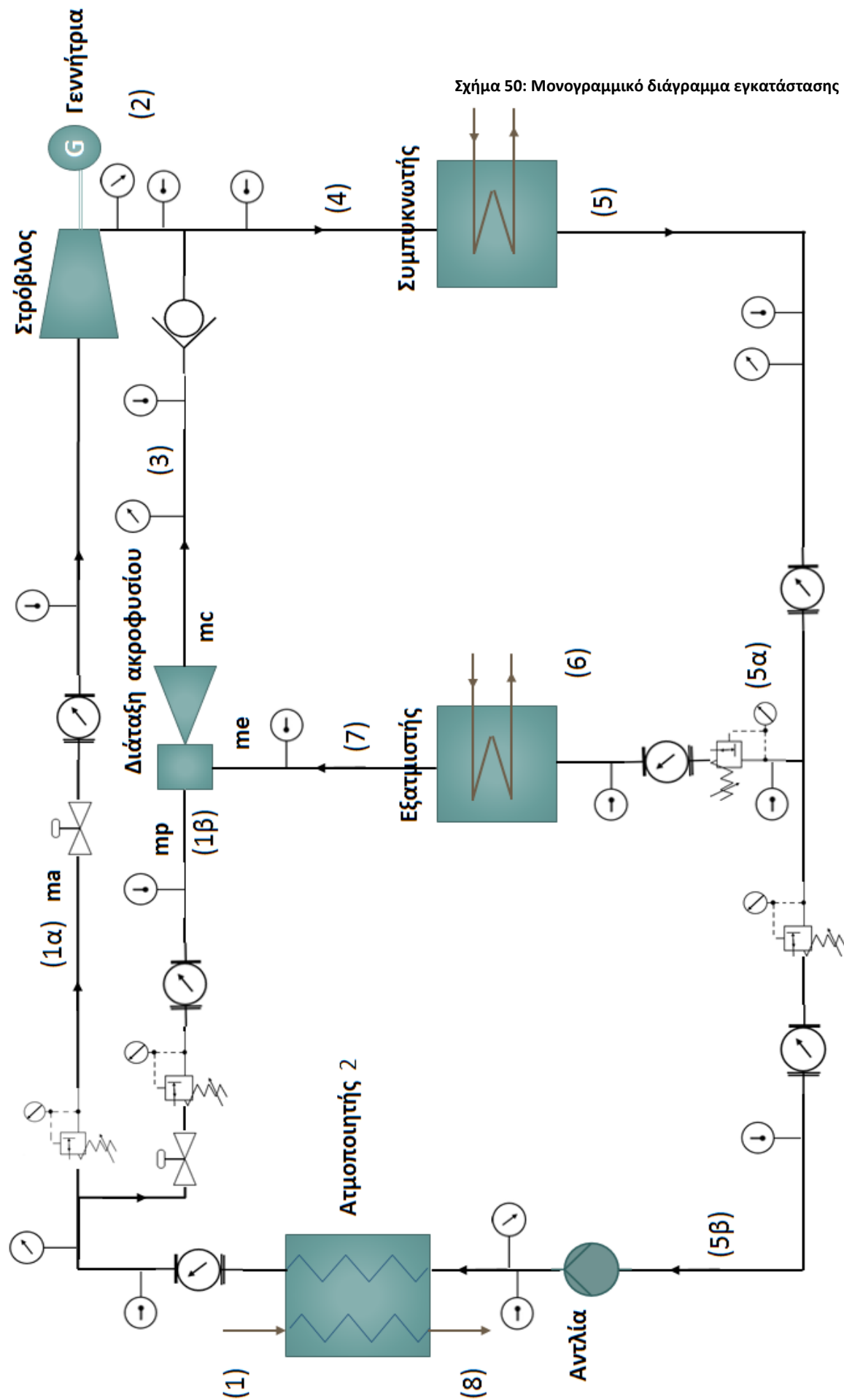
Στο παρόν σύστημα, για την αποφυγή οποιασδήποτε διαρροής στο σύστημα και δεδομένου ότι το εργαζόμενο μέσο το οποίο έχει επιλεχθεί είναι ιδιαίτερα εύφλεκτο, τοξικό και επιβλαβές για τον άνθρωπο σε περίπτωση διαρροής, απαιτείται η τοποθέτηση ανιχνευτών αερίων στο χώρο της εγκατάστασης. Ειδικότερα, θα τοποθετηθούν δύο ανιχνευτές στα σημεία, όπου έχουμε μεγάλη μεταβολή πίεσης, ένας στην περιοχή γύρω από τον στρόβιλο και το ακροφύσιο και ένας δεύτερος κοντά στην αντλία.

Συγκεντρωτικά τα εξαρτήματα και ο αριθμός των αντίστοιχων τεμαχίων, που χρειάζονται για το προς μελέτη σύστημα, παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα.

Πίνακας 30: Εξαρτήματα εγκατάστασης

α/α	Είδος εξαρτήματος	Τεμάχια
1	Ρυθμιστής πίεσης	4
2	Μανόμετρο	5
3	Ρυθμιστής ροής	2
4	Ροόμετρο	6
5	Αντεπίστροφη βαλβίδα	1
6	Θερμόμετρο	12
7	Ανιχνευτής αερίων	2

Παρακάτω παρατίθεται το μονογραμμικό διάγραμμα (Σχήμα 50) της εγκατάστασης με απεικόνιση και των εξαρτημάτων που έχουν αναλυθεί σε αυτό το κεφάλαιο. Οι έννοιες των συμβόλων περιγράφονται παραπάνω, στις αντίστοιχες παραγράφους.



Σχήμα 50: Μονογραμμικό διάγραμμα εγκατάστασης

Κεφάλαιο 7: Οικονομική ανάλυση της εγκατάστασης

7.1 Κόστος Επένδυσης

Η οικονομική αξιολόγηση μίας τέτοιας επένδυσης είναι απαραίτητη ώστε να αξιολογηθεί η επένδυση ως συμφέρουσα ή όχι. Προκειμένου, λοιπόν, να γίνει η οικονομική ανάλυση του συστήματος που έχει μελετηθεί παραπάνω, χρειάζεται καταρχάς να υπολογίσουμε το μέγεθος της αρχικής επένδυσης που απαιτείται, δηλαδή το αρχικό κόστος εγκατάστασης του συστήματος.

Το συνολικό κόστος του μηχανολογικού εξοπλισμού υπολογίζεται ως άθροισμα του κόστους των επιμέρους τμημάτων.

$$\begin{aligned} \text{Κόστος Μηχανολογικού Εξοπλισμού} &= \\ &= \text{Κόστος Στροβίλου/Γεννήτριας} + \text{Κόστος Εναλλακτών} + \text{Κόστος Αντλιών} \\ &+ \text{Κόστος Συμπιεστή} + \text{Κόστος Τροφ. δοχείου} + \text{Κόστος Εξ. Αερίων} \\ &+ \text{Κόστος Συνδ. Μέσων} + \text{Κόστος Σωληνώσεων} \end{aligned}$$

Οι τιμές για το κάθε τμήμα συλλέχθηκαν μετά από έρευνα αγοράς για τον κάθε εξοπλισμό ξεχωριστά.

Τα τμήματα τα οποία κοστολογήθηκαν παρουσιάζονται παρακάτω:

1. Το σύστημα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας
2. Εναλλάκτες θερμότητας
3. Αντλία
4. Αντλίες κυκλοφορίες στους εναλλάκτες
5. Διάταξη συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου
6. Τροφοδοτικό δοχείο
7. Λοιπά εξαρτήματα
8. Σωληνώσεις

Πιο αναλυτικά έχουμε τα ακόλουθα ενδεικτικά κόστη :

- Σύστημα στροβίλου – γεννήτριας:
Σύμφωνα με την κατασκευάστρια εταιρεία, το συνολικό κόστος του συστήματος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας (στροβίλου – γεννήτριας) ανέρχεται στα 600.000 €, συμπεριλαμβανομένων και των απαραίτητων ρουλεμάν για τη σύνδεση των δύο μηχανών.¹
- Εναλλάκτες συστήματος:
Με βάση τις προσφορές, οι οποίες ζητήθηκαν από διάφορες κατασκευάστριες εταιρείες εναλλακτών, και σύμφωνα με τις απαραίτητες προδιαγραφές, επιλέχθηκαν οι τέσσερις εναλλάκτες, με την εξής κοστολόγηση²:
Κόστος συμπυκνωτή: 38.190 €
Κόστος εξατμιστή: 22.914 €
Κόστος ατμοποιητή I: 71.478 €
Κόστος ατμοποιητή II: 32.776 €
- Αντλία συστήματος:
Το κόστος της αντλίας του συστήματος, για εργαζόμενο μέσο ισοπεντάνιο, ανέρχεται στα 3.500 €, σύμφωνα με την προσφορά που ζητήθηκε από την αντίστοιχη εταιρεία³.
- Αντλίες κυκλοφορίας εναλλακτών:
Για την ορθή λειτουργία του συστήματος, όπως έχει ήδη αναφερθεί, απαιτούνται αντλίες κυκλοφορίας στους εναλλάκτες που παρουσιάζουν πτώση πίεσης των ρευμάτων. Τα υπολογισμένα κόστη για τις συγκεκριμένες αντλίες είναι⁴:
Αντλία κυκλοφορίας θερμού ρεύματος συμπυκνωτή: 500 €
Αντλία κυκλοφορίας ψυχρού ρεύματος συμπυκνωτή: 4.500 €
Αντλία κυκλοφορίας θερμού ρεύματος ατμοποιητή II: 4.500 €
Αντλία κυκλοφορίας ψυχρού ρεύματος ατμοποιητή II: 500 €
Αντλία κυκλοφορίας θερμού ρεύματος εξατμιστή: 500 €
- Διάταξη ακροφυσίου:
Ως συμπιεστής της εγκατάστασης λειτουργεί η διάταξη συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου. Η συγκεκριμένη διάταξη δεν υπάρχει αυτούσια στην αγορά, επομένως επιλέγουμε να τη σχεδιάσουμε από την αρχή. Επιπλέον η κοστολόγηση της γίνεται ενδεικτικά, σύμφωνα με τη σχετική βιβλιογραφία για την ψυκτική ισχύ του παρόντος συστήματος ψύξης. Τελικά το κόστος της υπολογίζεται στα 41.401 €. [94]

¹ Εταιρία TRIOGEN [95]

² Εταιρία TRANTER [96]

³ Εταιρία LOWARA [97]

⁴ Εταιρία LOWARA

- Τροφοδοτικό δοχείο:
Για τις προδιαγραφές που περιγράφηκαν παραπάνω (χωρητικότητα και πίεση) επιλέγεται τροφοδοτικό δοχείο της εγκατάστασης με κόστος 2.000 €⁵
- Γενικός εξοπλισμός αερίων:
Μετά από έρευνα αγοράς για τα κόστη για ρυθμιστές πίεσης, ρυθμιστές ροής, μανόμετρα, ροόμετρα, θερμόμετρα, αντεπίστροφη βαλβίδα και ανιχνευτές αερίων, προκύπτει ο ακόλουθος πίνακας⁶.

Πίνακας 31: Συνολικά κόστη εξαρτημάτων

ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ	Διατομή (mm)	Αρ. Τεμαχίων	Συνολική τιμή (€)	Τιμή για κάθε εξάρτημα (€)
Ρυθμιστές πίεσης	150	2	7.800	3.900
	90	2	3.900	1.950
Ρυθμιστές ροής	150	2	8.550	4.275
Μανόμετρα	-	2	68	34
Ροόμετρα	150	3	10.575	3.525
	90	3	5.850	1.950
Αντεπίστροφη βαλβίδα	150	1	240	240
Θερμόμετρα	-	12	316	26
Ανιχνευτής αερίων	-	2	358	179
Συνολικό Κόστος εξαρτημάτων			37.656	

- Συνδεδειγμένα μέσα:
Σύμφωνα με τη μελέτη για τα βασικά συνδεδειγμένα μέσα τα οποία χρειάζονται και βάση των τιμών αγοράς, λαμβάνουμε τον παρακάτω πίνακα, ο οποίος παρουσιάζει την τιμή για κάθε μέσο ξεχωριστά, ανάλογα το είδος του και τη διατομή του ⁷.

⁵ Εταιρία ΒΑΜΒΑΚΑΣ, Βιομηχανικά Είδη [98]

⁶ Εταιρία ΧΡΥΣΑΦΙΔΗΣ Α.Ε. [90]

⁷ Εταιρία ΧΡΥΣΑΦΙΔΗΣ Α.Ε.

Πίνακας 32: Κόστη βασικών συνδετικών μέσων

ΣΥΝΔΕΤΙΚΑ ΜΕΣΑ	Διατομή (mm)	Διατομή (in)	Κόστος (€)
Ταυ	150	6	190
	300	12	1.102
	90	3 1/2	49
Ρυθμιστής διατομής	150	6	47
	200	8	75
	300	3 1/2	17
Συνολικό Κόστος			1.480

▪ Σωληνώσεις:

Το συνολικό κόστος των σωληνώσεων της εγκατάστασης υπολογίζεται ως το 10% του συνολικού κόστους της εγκατάστασης. Σε αυτό το νούμερο μπορεί να γίνει μία προσαύξηση, της τάξης του 3% προκειμένου να συνυπολογιστούν συνδετικά μέσα των σωληνώσεων, όπως είναι οι γωνίες, τα οποία δεν μπορούν να επιλεγθούν ακριβώς στο συγκεκριμένο επίπεδο της έρευνας.

Τα συνολικά κόστη σχετικά με τον μηχανολογικό εξοπλισμό της εγκατάστασης παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα:

Πίνακας 33: Συνολικά Κόστη μηχανολογικού εξοπλισμού

ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ	Κόστος (€)
Στρόβιλος-Γεννήτρια	600.000
Συμπυκνωτής	38.190
Εξατμιστής	22.914
Ατμοποιητής 1	71.478
Ατμοποιητής 2	32.776
Αντλία	3.500
Αντλία κυκλοφορίας θερμού ρεύματος συμπυκνωτή	500
Αντλία κυκλοφορίας ψυχρού ρεύματος συμπυκνωτή	4.500
Αντλία κυκλοφορίας θερμού ρεύματος ατμοποιητή	4.500
Αντλία κυκλοφορίας ψυχρού ρεύματος ατμοποιητή	500
Αντλία κυκλοφορίας θερμού ρεύματος εξατμιστή	500
Διάταξη ακροφυσίου	41.400
Τροφοδοτικό δοχείο	2.000
Λοιπά εξαρτήματα	37.656
Συνδετικά μέσα	1.480
Σωληνώσεις	86.189
Συνολικός Μηχανολογικός Εξοπλισμός	948.084

Τελικά το συνολικό κόστος της επένδυσης ισούται με το άθροισμα του συνολικού κόστους του μηχανολογικού εξοπλισμού, όπως υπολογίστηκε παραπάνω, του κόστους του εργαζόμενου μέσου, του κόστους εργασίας, του κόστους του Hardware και του συστήματος ελέγχου που απαιτούνται .

Πιο συγκεκριμένα, το κόστος του εργαζόμενου μέσου υπολογίζεται ενδεικτικά για τιμή ισοπεντανίου 84,93 €/lt. Θεωρούμε ότι η συνολική ποσότητα του εργαζόμενου μέσου που απαιτείται, ισούται με τον συνολικό όγκο των τριών εναλλακτών (συμπυκνωτή, εξατμιστή και ατμοποιητή II) από τον οποίο διέρχεται το ισοπεντάνιο, προσαυξημένο κατά 10%.

Στη συνέχεια το κόστος εργασίας θεωρείται ίσο με το 30% του συνολικού κόστους του μηχανολογικού εξοπλισμού.

Τέλος, για την ορθή λειτουργία του συστήματος, χρειάζεται ειδικό Hardware και αντίστοιχο σύστημα ελέγχου, το οποίο σε συνδυασμό με τα επιμέρους όργανα που θα τοποθετηθούν εξασφαλίζουν την ασφαλή λειτουργία του κυκλώματος. Το κόστος του Hardware και του συστήματος ελέγχου υπολογίζεται ίσο με το 7% του κόστους του μηχανολογικού εξοπλισμού.

Πίνακας 34: Συνολικό Κόστος επένδυσης

	Κόστος (€)
Μηχανολογικός Εξοπλισμός	948.084
Εργαζόμενο Μέσο	30.900
Εργασία	284.425
Hardware & Control System	66.336
Συνολική Επένδυση	1.329.775

Τελικά το Συνολικό κόστος Επένδυσης (Overall Investment Cost ή OIC) ανέρχεται στα 1.329.775 € , ενώ το Συνολικό κόστος ανά παραγόμενη kWh ανέρχεται στα 350 €/kWh.

7.2 Ετήσια κέρδη εγκατάστασης

Για να υπολογίσουμε την απόσβεση της εγκατάστασης και άρα να αποφασίσουμε για το αν και κατά πόσο η συγκεκριμένη επένδυση είναι οικονομικά συμφέρουσα για την εταιρία, χρειάζεται να προσδιορίσουμε τα ετήσια κέρδη, υπολογίζοντας τα ετήσια έσοδα και έξοδα του παρόντος συστήματος.

Ως άμεσα έσοδα θεωρούνται τα έσοδα από την πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας, που παράγεται, στο δίκτυο της ΔΕΗ. Χρειάζεται όμως να συνυπολογίσουμε τα έμμεσα έσοδα, τα οποία αποτελούν την εξοικονόμηση της εταιρείας σε σύγκριση με τα έξοδα που είχε μέχρι τώρα για την κάλυψη των αναγκών σε ψύξη και θέρμανση.

Υπολογίζουμε, λοιπόν, την ετήσια παραγόμενη ενέργεια σε kWh, την ενέργεια δηλαδή που παράγεται στη γεννήτρια του συστήματος. Αυτή προκύπτει από τη σχέση:

$$E[kWh/year] = P_{el}[kW] * 24 [h/day] * 365 \left[\frac{day}{year} \right] \quad (7.2.1)$$

Επίσης πρέπει να γνωρίζουμε την τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας (kWh), από συστήματα τριπαραγωγής με ανάκτηση θερμότητας, προς το δίκτυο. Σύμφωνα με τον Νόμο 3851, ο οποίος έχει δημοσιευθεί στην ΕΦΗΜΕΡΙΔΑ ΤΗΣ ΚΥΒΕΡΝΗΣΕΩΣ, Αριθμός φύλλου 85 το 2010 (Ν.3851/2010/ΦΕΚ.Α'85) και αφορά την ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από Παραγωγό ή Αυτοπαραγωγό μέσω σταθμού χρήσης ΑΠΕ -εκτός Φωτοβολταϊκών- ή μέσω ΣΗΘΥΑ ή από υβριδικό σταθμό και απορροφάται από το Σύστημα ή το Δίκτυο [99], η τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας, για συστήματα ΣΥΘΗΑ υπολογίζεται από τη σχέση $87,85 * \Sigma P$, όπου ΣP ο συντελεστής Ρήτρας Φυσικού Αερίου. Εφαρμογές τριπαραγωγής δεν υπάρχουν αυτή τη στιγμή στην Ελλάδα καθώς και η αντίστοιχη νομοθεσία, επομένως η τιμή για την πώληση ηλεκτρικής ενέργειας από αντίστοιχο σύστημα προς το Δίκτυο υπολογίζεται προσεγγιστικά ίση με 105,5 €, λαμβάνοντας υπόψη την παραπάνω σχέση και ενδεικτικά τον αντίστοιχο συντελεστή.

Τα έως τώρα ετήσια έξοδα της βιομηχανίας για θέρμανση υπολογίζονται στα 100.000 €, ενώ το ποσό που καταναλώνει η εταιρεία για την παραγωγή ψυκτικών φορτίων ίσων με αυτών που παράγει το σύστημα τριπαραγωγής που μελετάται αντιστοιχεί σε 30.000 €. Ας σημειωθεί ότι το συνολικό κόστος για την παραγωγή ψύξης είναι πολύ μεγαλύτερο, αλλά η παρούσα μονάδα θα καλύψει ένα ποσοστό του 40-45 % των αναγκών.

Τελικά τα ετήσια έσοδα δίνονται από τη σχέση:

$$Ετήσια Έσοδα = E[kWh] * C_f * \left(\frac{105,5}{1000} \right) \left[\frac{€}{kWh} \right] + 100.000 + 30.000 \quad (7.2.2)$$

Ως C_f ορίζεται ο συντελεστής διαθεσιμότητας της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας και θεωρείται ίσος με 85 %.

Πίνακας 35: Ετήσια Έσοδα

	(€)
Έσοδα από ηλεκτρική ενέργεια	168.783
Έσοδα από θερμότητα	100.000
Έσοδα από ψύξη	30.000
Συνολικά Ετήσια Έσοδα	298.783

Από την άλλη πλευρά, στην ετήσια χρηματοροή της εγκατάστασης θα πρέπει να υπολογίσουμε και το κόστος λειτουργίας του συστήματος. Η λειτουργία του συστήματος απαιτεί την χρήση αντλίας, η οποία καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια, ενώ αντίστοιχα η λειτουργία των εναλλακτών απαιτούν πέντε αντλίες κυκλοφορίας για την κάλυψη της πτώσης πίεσης. Το κόστος της ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνεται για την λειτουργία των παραπάνω αντλιών είναι το κύριο τμήμα των ετήσιων εξόδων της εγκατάστασης. Η τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας από το δίκτυο της ΔΕΗ για βιομηχανία είναι 85 €/MWh και με αυτήν την τιμή υπολογίζονται τα ετήσια έξοδα της εγκατάστασης. Ακόμη χρειάζεται να συνυπολογιστεί το ετήσιο κόστος συντήρησης του συστήματος, το οποίο θεωρείται ίσο με το 2 % του αρχικού κόστους του μηχανολογικού εξοπλισμού.

Τελικά τα ετήσια έξοδα του συστήματος υπολογίζονται ως εξής:

$$\text{Ετήσια Έξοδα} = (W_p + W_{p, circ}) [kW] * 24 * 365 [h] * \left(\frac{85}{1000}\right) \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}}\right] * C_f + 0,02 * C_{M\eta\chi E\xi} \quad (7.2.3)$$

Πίνακας 36: Ετήσια Έξοδα

	(€)
Κόστος αντλίας	5.361
Κόστος αντλιών κυκλοφορίας	23.449
Κόστος συντήρησης	18.962
Συνολικά Ετήσια Έξοδα	47.772

Τα ετήσια κέρδη της εγκατάστασης υπολογίζονται από τη σχέση:

$$\text{Ετήσια Κέρδη} [\text{€}] = \text{Ετήσια Έσοδα} [\text{€}] - \text{Ετήσια Έξοδα} [\text{€}] \quad (7.2.4)$$

Σύμφωνα με τα όσα αναλύθηκαν παραπάνω, τα κέρδη από την παρούσα επένδυση για την εταιρεία ανέρχονται στα 242.628 € το χρόνο.

Πίνακας 37: Τιμές ηλεκτρικής ενέργειας

Τιμές Ηλεκτρικής Ενέργειας	€/MWh
Αγορά Ηλεκτρικής Ενέργειας από βιομηχανία	85,0
Πώληση Ηλεκτρικής Ενέργειας από μονάδες τριπαγωγής	105,5

Πίνακας 38: Ετήσια Κέρδη

	(€)
Ετήσια Έσοδα	298.783
Ετήσια Έξοδα	47.772
Ετήσια Κέρδη	251.011

7.3 Απόσβεση εγκατάστασης – Οικονομικοί δείκτες

Προκειμένου να γίνει αναλυτικά η οικονομική ανάλυση της εγκατάστασης, χρειάζεται να υπολογιστούν ορισμένοι οικονομικοί δείκτες, αλλά και τα έτη απόσβεσης της επένδυσης. Για να πραγματοποιηθεί αυτό, πρέπει να γίνουν ορισμένες παραδοχές σε οικονομικά μεγέθη. Πιο συγκεκριμένα, θεωρούμε ότι όλο το αρχικό κεφάλαιο δίνεται από ίδια κεφάλαια, με μηδενική φορολόγηση των κερδών. Αυτή η υπόθεση γίνεται δεδομένου ότι η παρούσα εγκατάσταση αποτελεί τμήμα μίας βιομηχανίας και επομένως δεν μπορεί να διαχωριστεί η επένδυση και η φορολόγηση από την υπόλοιπη βιομηχανία. Επίσης θεωρούμε ότι δεν υπάρχει κάποιου είδους κρατική επιδότηση, αν και τέτοιου είδους εγκαταστάσεις κατά κύριο λόγο επιδοτούνται, θέλοντας να εξετάσουμε ένα συντηρητικό σενάριο. Οι παραδοχές που γίνονται φαίνονται στον ακόλουθο πίνακα.

Πίνακας 39: Οικονομικά μεγέθη

Οικονομικό Μέγεθος	Τιμή
Επιτόκιο i	6%
Ετήσιο Κόστος συντήρησης	2%
Ετήσιος Ρυθμός απόσβεσης	10%
Ιδία κεφάλαια	100%
Επιχορήγηση	0%
Δάνειο	0%
Φόρος	0%

Τα μεγέθη, τα οποία θα εξετασθούν, είναι η καθαρή παρούσα αξία NPV, ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης της επένδυσης IRR και η περίοδος επανείσπραξης της επένδυσης PBP.

Η Καθαρή Παρούσα Αξία (Net Present Value ή NPV) μίας επένδυσης ορίζεται ως ακολούθως:

$$NPV = -\text{Συνολικό Κόστος Επένδυσης} + \sum_{t=1}^{20} \frac{R_t}{(1+i)^t} \quad (7.3.1)$$

Στην παραπάνω σχέση, i είναι το επιτόκιο αναγωγής, το οποίο εκφράζει την επιθυμητή απόδοση των ιδίων κεφαλαίων και θεωρείται ίσο με 6 % [100]. Ο χρόνος ζωής t εκτιμάται ίσος με 20 χρόνια, ο οποίος αντιστοιχεί σε ενεργειακά έργα τέτοιου μεγέθους. R_t είναι τα ετήσια κέρδη, όπως υπολογίστηκαν παραπάνω.

Εάν $NPV > 0$ => συμφέρουσα επένδυση

Εάν $NPV = 0$ => οριακή αποδοτικότητα

Εάν $NPV < 0$ => μη συμφέρουσα επένδυση

Το έτος, το οποίο η καθαρή παρούσα αξία γίνεται θετική, εκφράζει τον χρόνο απόσβεσης της επένδυσης. Η περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης (Payback Period ή PBP) εκφράζει τον ακριβή χρόνο απόσβεσης. Το συγκεκριμένο μέγεθος υπολογίζεται με τη μέθοδο των τριών, ανάμεσα στο τελευταίο έτος που έχουμε αρνητική σχέση εσόδων – αρχικού κόστους επένδυσης και στο πρώτο έτος που η σχέση αυτή είναι θετική.

Υπολογίζοντας την καθαρή παρούσα αξία για διαφορετικές τιμές επιτοκίου αναγωγής, υπολογίζουμε το επιτόκιο για το οποίο μηδενίζεται ο παραπάνω συντελεστής. Το μοναδικό αυτό επιτόκιο ονομάζεται Εσωτερικός Συντελεστής Απόδοσης της επένδυσης (Internal Rate of Return ή IRR).

Εάν $IRR > i \Rightarrow$ συμφέρουσα επένδυση

Εάν $IRR = i \Rightarrow$ οριακή αποδοτικότητα

Εάν $IRR < i \Rightarrow$ μη συμφέρουσα επένδυση

Όπου i το άθροισμα του επιτοκίου του ταμειυτηρίου και της προσαύξησης λόγω ρίσκου.

Μετά από τους απαραίτητους υπολογισμούς σε περιβάλλον excel, προκύπτουν τα ακόλουθα αποτελέσματα:

- 1) Η καθαρή παρούσα αξία υπολογίστηκε **NPV=1.549.307 €**, το οποίο προκύπτει θετικό μετά από 6 χρόνια λειτουργίας της μονάδας και συνεπώς η επένδυση δείχνει να είναι συμφέρουσα.
- 2) Η περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης είναι **PBP=6,38** το οποίο σημαίνει ότι η επένδυση αρχίζει να βγάζει καθαρό κέρδος μετά από 6 χρόνια και περίπου 4 μήνες (4 μήνες και 17 ημέρες).
- 3) Ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης της επένδυσης είναι **IRR=18%**, που είναι μεγαλύτερο από το άθροισμα του επιτοκίου του ταμειυτηρίου (4%) και της προσαύξησης λόγω ρίσκου (3%). Επομένως συμπεραίνουμε ότι η επένδυση είναι συμφέρουσα.

7.4 Οικονομική Βελτιστοποίηση κύκλου

Στην ενότητα αυτή, παρουσιάζεται η διαδικασία βελτιστοποίησης, η οποία πραγματοποιήθηκε με σκοπό τη συγκριτική αξιολόγηση των διάφορων κυκλωμάτων από πλευράς ετήσιου κέρδους της εγκατάστασης και των ετών απόσβεσης αυτής. Από αυτή τη βελτιστοποίηση, προέκυψαν οι τελικές τιμές των ελεύθερων μεταβλητών αλλά και των Pinch Points του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή.

Η συγκεκριμένη διαδικασία βασίστηκε στην οικονομική ανάλυση, όπως έχει περιγραφεί στις παραπάνω ενότητες. Ωστόσο, προκειμένου να υπολογιστεί το συνολικό κόστος επένδυσης, χρησιμοποιήθηκαν ορισμένες εξισώσεις, οι οποίες σχετίζονται με την κοστολόγηση του βασικού εξοπλισμού, πριν πραγματοποιηθεί η τελική επιλογή αυτού, όπως προέκυψε από την έρευνα αγοράς. Τελικά, το κόστος βάση αυτής της "δεύτερης" ανάλυσης προκύπτει μικρότερο, καθώς δεν έχει συνυπολογιστεί ο "δευτερεύον" εξοπλισμός. Η διαδικασία της βελτιστοποίησης όμως δεν παύει να είναι αξιόπιστη και επομένως είναι σημαντικό να τη λάβουμε υπόψη μας.

Τα κόστη του βασικού εξοπλισμού υπολογίστηκαν από το ακόλουθο σύστημα εξισώσεων, από την σχετική βιβλιογραφία:

Κόστος στροβίλου [101]:

$$C_{turb} = 2237 * P_{el}^{0,41} \quad (7.4.1)$$

P_{el} σε kW

Κόστος γεννήτριας [102]:

$$C_{gen} = C_0 * \frac{P_{el}^{0,67}}{P_0} \quad (7.4.2)$$

Όπου $C_0 = 2 * 10^5$ €
 $P_0 = 5000$ kW και P_{el} σε kW

Κόστος συμπυκνωτή (πλακοειδής εναλλάκτης) [103]:

$$C_{cond} = 235 * Q_{con}^{0,75} \quad (7.4.3)$$

Q_{con} σε kW

Κόστος εξατμιστή (πλακοειδής εναλλάκτης) [104]:

$$C_{evap} = (190 + 310 * A_{ev}) \quad (7.4.4)$$

Όπου A_{ev} είναι η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, όπως έχει προκύψει από τη διαστασιολόγηση του εναλλάκτη.

Κόστος ατμοποιητή I (σωληνοειδής εναλλάκτης) [104]:

$$\text{Εάν } A_{heater1} < 100 \text{ τότε } C_{heater1} = 3256,9 * A_{heater1}^{0,4792} \quad (7.4.5)$$

$$\text{Εάν } A_{heater1} \geq 100 \text{ τότε } C_{heater1} = 796,75 * A_{heater1}^{0,7759} \quad (7.4.6)$$

Κόστος ατμοποιητή II (πλακοειδής εναλλάκτης) [104]:

$$C_{heater2} = (190 + 310 * A_{heater2}) \quad (7.4.7)$$

Αντίστοιχα με πριν, $A_{heater2}$ είναι η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, όπως έχει προκύψει από τη διαστασιολόγηση του συγκεκριμένου εναλλάκτη.

Κόστος αντλίας [101]:

$$C_{pump} = C_0 * \frac{Wp}{Wp_0}^{0,67} \quad (7.4.8)$$

Όπου $C_0 = 14000 \text{ €}$

$Wp_0 = 200 \text{ kW}$ και Wp σε kW

Κόστος αντλιών κυκλοφορίας στους εναλλάκτες [104]:

$$C_{circ.pump} = 500 * \frac{m * DP^{0,25}}{300 * \rho} \quad (7.4.9)$$

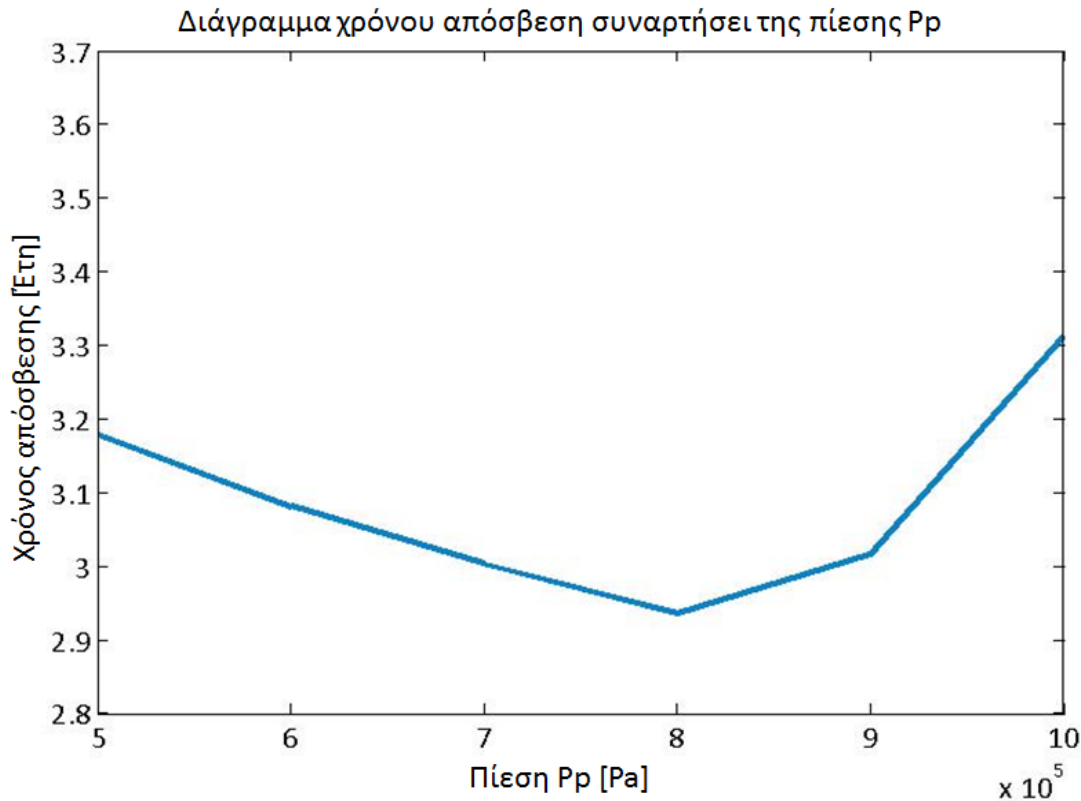
Κόστος τροφοδοτικού δοχείου [104]:

$$C_{receiver} = 31,5 * (16 * V_{fluid}) \quad (7.4.10)$$

V_{fluid} σε λίτρα

Το κόστος της διάταξης του ακροφυσίου, των σωληνώσεων, του Hardware και του συστήματος ελέγχου καθώς και το κόστος εργασίας και το κόστος του εργαζόμενου μέσου υπολογίστηκαν όπως περιγράφεται στην υποενότητα 7.1.

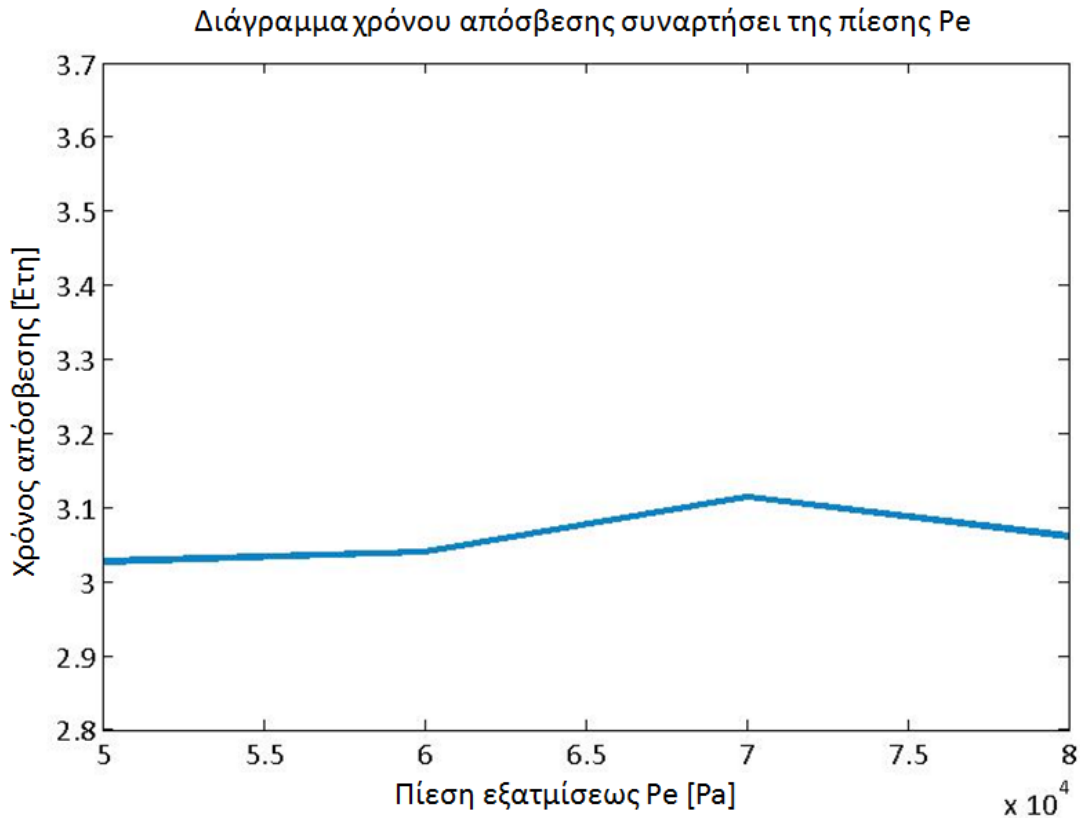
Σύμφωνα με την παραπάνω ανάλυση υπολογίστηκε ο χρόνος απόσβεσης της εγκατάστασης και βάση της διαδικασίας βελτιστοποίησης προέκυψαν τα ακόλουθα διαγράμματα:



Διάγραμμα 24: Μεταβολή των ετών απόσβεσης συναρτήσει της πίεσης ατμοποίησης

Διαπιστώνεται ότι για υψηλή πίεση του κύκλου ίση με 8 bar, τα έτη απόσβεσης της επένδυσης ελαχιστοποιούνται, ενώ για πίεση μεγαλύτερη των 8 bar έχουμε αύξηση του χρόνου απόσβεσης της εγκατάστασης. Παρ' όλα αυτά, για πίεση πρωτεύοντος ρεύματος στο ακροφύσιο ίση των 8 bar προκύπτει υπερδιαστασιολόγηση της διάταξης του ακροφυσίου. Τελικά επιλέγεται η πίεση των 7 bar, για την οποία τα έτη απόσβεσης συνεχίζουν να είναι εξίσου χαμηλά.

Ειδικότερα στο Διάγραμμα 24, κάτω των 7 bar έχουμε μειωμένη απόδοση του συστήματος, το οποίο για χαμηλές πιέσεις του ατμοποιητή παράγει μικρότερα ποσά ηλεκτρικής ενέργειας μέσω του στροβίλου. Η πώληση αυτής της ενέργειας είναι βασικό τμήμα των εσόδων από την επένδυση κι επομένως μείωση της είναι οικονομικά μη συμφέρουσα αν δεν συνδυάζεται με μειωμένο μέγεθος και άρα κόστος εναλλακτών. Αντίθετα, για πίεση άνω των 8 bar, ενώ αυξάνεται η προστιδόμενη ενέργεια στο σύστημα και η παραγόμενη ηλεκτρική και θερμική ενέργεια, αυξάνεται σημαντικά το μέγεθος των εναλλακτών και του στροβίλου, προκειμένου να πραγματοποιηθούν οι απαραίτητες διεργασίες κι επομένως το κόστος τους, σε σημείο που η αύξηση του κόστους να είναι αρκετά μεγαλύτερη από την αύξηση των εσόδων.

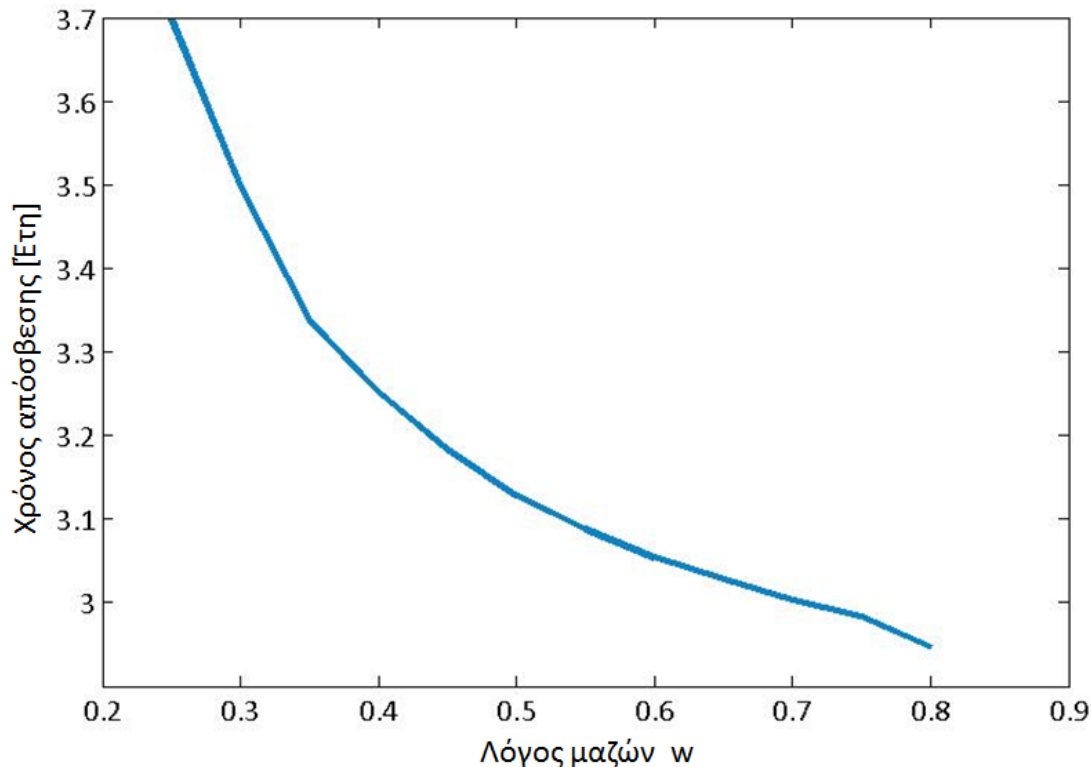


Διάγραμμα 25: Μεταβολή των ετών απόσβεσης συναρτήσει της πίεσης εξατμίσεως

Σύμφωνα με το Διάγραμμα 25, οι μεταβολές στον χρόνο απόσβεσης συναρτήσει της πίεσης εξατμίσεως δεν είναι ιδιαίτερα σημαντικές. Το γεγονός αυτό είναι επόμενο της παραμετρικής ανάλυσης που έχει προηγηθεί, βάση της οποίας, η πίεση εξατμίσεως δεν επηρεάζει σημαντικά τα παραγόμενα προϊόντα και την απόδοση του συστήματος.

Για την συγκεκριμένη πίεση, έως τώρα έχουμε επιλέξει συγκεκριμένη τιμή για θερμοκρασία εξατμίσεως στους 11°C, η οποία είναι στα 0,54 bar. Οικονομικά βλέπουμε ότι μας καλύπτει η συγκεκριμένη τιμή, η οποία είναι και η τελική μας τιμή. Χαμηλότερες τιμές από αυτήν, υποχρεώνουν συνολικά το σύστημα να λειτουργεί σε πολύ χαμηλές πιέσεις, λόγω του προκαθορισμένου λόγου πιέσεων στη διάταξη του ακροφυσίου, και άρα μειώνουν την απόδοση του συστήματος.

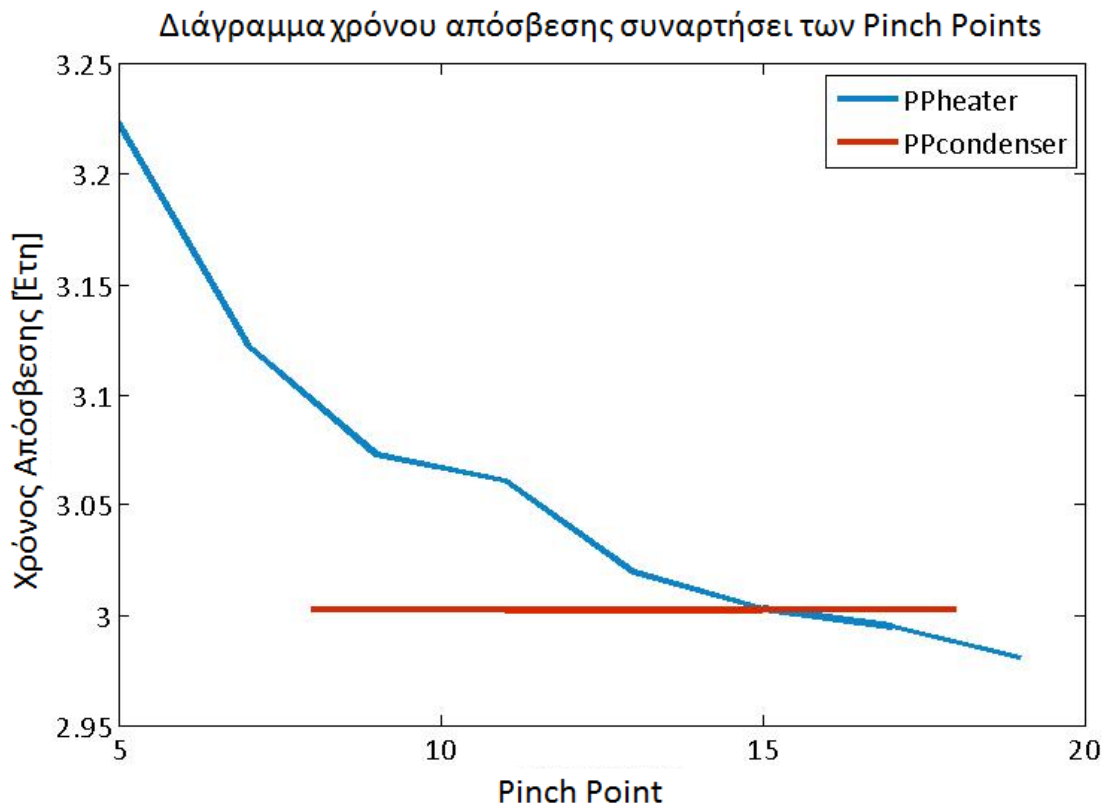
Διάγραμμα χρόνου απόσβεσης συναρτήσει του λόγου μαζών



Διάγραμμα 26: Μεταβολή των ετών απόσβεσης συναρτήσει του λόγου αναρρόφησης w

Παρατηρείται ότι η καλύτερη απόσβεση της επένδυσης γίνεται για λόγο αναρρόφησης στο ακροφύσιο ίσο με 0,8. Για την καλύτερη διαστασιολόγηση, όμως, της διάταξης του ακροφυσίου, λαμβάνεται λόγος αναρρόφησης ίσος με 0,7.

Για μικρότερους λόγους αναρρόφησης και άρα μεγαλύτερη παροχή του πρωτεύοντος ρεύματος στη διάταξη του ακροφυσίου, δεδομένου ότι όλα τα υπόλοιπα μεγέθη παραμένουν σταθερά, μειώνεται σημαντικά η παροχή μάζας στο στρόβιλο. Αυτό οδηγεί στην παραγωγή μικρότερων ποσών ηλεκτρικής ενέργειας στο στρόβιλο, με σημαντική μείωση στα έσοδα της εγκατάστασης.



Διάγραμμα 27: Μεταβολή του χρόνου απόσβεσης συναρτήσει του Pinch Point του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή

Μελετώντας την τιμή του Pinch Point του ατμοποιητή, διαπιστώνουμε ότι καθώς αυξάνεται, έχουμε πιο ικανοποιητική απόσβεση. Αν και η μεταβολή δεν είναι ιδιαίτερα έντονη, προκύπτει το συμπέρασμα ότι για μικρότερα Pinch Point και άρα καλύτερη συναλλαγή θερμότητας, χρειάζεται να επιλεγεί εναλλάκτης μεγαλύτερου μεγέθους, με μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής και άρα μεγαλύτερο κόστος. Η επιλογή αυτή αυξάνει το κόστος του μηχανολογικού εξοπλισμού και άρα το συνολικό κόστος επένδυσης.

Τελικά επιλέγεται Pinch Point ίσο με 15, προκειμένου να έχουμε μία αποδοτική συναλλαγή θερμότητας, αλλά και μία χαμηλή οικονομική απόσβεση.

Τέλος, για να προσδιορίσουμε το Pinch Point του συμπυκνωτή, δεν χρειάζεται να λάβουμε υπόψη μας την οικονομική ανάλυση του συστήματος, διότι σύμφωνα με το Διάγραμμα 27, ο συμπυκνωτής και η ποιότητα της συναλλαγής θερμότητας σε αυτόν δεν επηρεάζει οικονομικά την εγκατάσταση. Ειδικότερα, το ποσό θερμικής ισχύος που παράγεται στον συμπυκνωτή είναι καθορισμένο από τις υπόλοιπες παραμέτρους του συστήματος και δεν επηρεάζεται από τη μεταβολή του Pinch Point, η οποία επηρεάζει όμως το ψυχρό ρεύμα στον εναλλάκτη. Το μέγεθος και το κόστος του συγκεκριμένου εναλλάκτη εξαρτάται πλήρως από το ποσό της παραγόμενης θερμότητας.

Πα' όλα αυτά, παρατηρείται μία μείωση στον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης με την αύξηση του Pinch Point του συμπυκνωτή. Συνοπλογίζοντας τη διαστασιολόγηση του συγκεκριμένου εναλλάκτη και για να περιοριστούμε σε ρεαλιστικά μεγέθη, τελικά επιλέγουμε την τιμή 15 για την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρεύματα του συμπυκνωτή.

Κεφάλαιο 8: Συμπεράσματα και προτάσεις για επιπλέον μελέτη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, μελετήθηκε ένα σύστημα Τριπαραγωγής, ηλεκτρικής ενέργειας – θερμότητας – ψύξης, με κύκλο ORC και διάταξη συγκλίνοντος - αποκλίνοντος ακροφυσίου για Υαλουργική βιομηχανία. Ως πηγή θερμότητας χρησιμοποιήθηκε η απορριπτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια της βιομηχανίας, ενώ η παραγόμενη ψύξη και θερμότητα ικανοποιούν συγκεκριμένες ανάγκες της. Τελικά το παρόν σύστημα παράγει 180 kW ηλεκτρικής ενέργειας με ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης 5,7 % και 2,5 MW θερμικής ενέργειας, ενώ αποδίδει 250 kW ψύξης με συντελεστή συμπεριφοράς 10,72 %. Η θερμότητα που ανακτά από τα καυσαέρια είναι της τάξης των 2,5 MW. Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος τριπαραγωγής ισούται με 118,81 %, συνυπολογίζοντας την παραγόμενη ψύξη.

Η συγκεκριμένη επιλογή του εξοπλισμού της μονάδας, μετά από αντίστοιχη έρευνα αγοράς, οδήγησε σε οικονομική ανάλυση. Τα έσοδα της παρούσας εγκατάστασης χωρίζονται στα έσοδα από την πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας, που παράγεται στη γεννήτρια, προς το Δίκτυο, και στα έσοδα από την εξοικονόμηση σε σύγκριση με τα έξοδα που είχε μέχρι τώρα η βιομηχανία για την κάλυψη των αναγκών σε ψύξη και θέρμανση. Ως έξοδα θεωρούνται το κόστος λειτουργίας των αντλιών του συστήματος και το ετήσιο κόστος συντήρησης.

Τελικά συμπεραίνουμε ότι η εγκατάσταση ενός τέτοιου συστήματος αποτελεί ενδιαφέρουσα επένδυση, με συνολικό κόστος επένδυσης (Overall Investment Cost ή OIC) 1.549.307 €. Ο χρόνος αποπληρωμής των δαπανών της είναι κάτω των 7 χρόνων και εσωτερικό συντελεστή απόδοσης ίσο με 18 %.

Η ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια αποτελεί σημαντικό παράγοντα, δεδομένου ότι μέχρι τώρα η συγκεκριμένη θερμότητα αποβαλλόταν αναξιοποίητη στο περιβάλλον με σοβαρές συνέπειες για αυτό. Σε αυτό το σύστημα, μέρος αυτής της θερμότητας ανακτάται και χρησιμοποιείται ως κινητήριος μοχλός για τη λειτουργία του κύκλου (πηγή θερμότητας). Έτσι δεν υπάρχει κάποια επιπλέον οικονομική επιβάρυνση, όπως θα είχαμε σε περίπτωση καύσης. Επιπλέον, μετά την ανάκτηση, το ποσοστό των απωλειών μειώνεται σημαντικά και η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων στην ατμόσφαιρα μειώνεται από τους 450°C στους 300°C. Το γεγονός αυτό μας δείχνει ότι η ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας στον τομέα της βιομηχανίας, αποτελεί μία συμφέρουσα λύση εξοικονόμησης ενέργειας και πόρων, με χαρακτηριστικά φιλικά προς το περιβάλλον.

Μελετώντας τη λειτουργία της υαλουργίας και τις διάφορες ενεργειακές της απαιτήσεις σε θέρμανση και ψύξη, διαπιστώνουμε ότι αντίστοιχα συστήματα τριπαραγωγής θα ήταν σε κάθε περίπτωση ωφέλιμα, προκειμένου να καλυφθούν οι συγκεκριμένες ανάγκες.

Όσον αφορά τη διάταξη του συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου, αποτελεί μία καλή λύση για συστήματα ψύξης, με χαμηλό κόστος λειτουργίας και απλή και οικονομική εγκατάσταση. Αυτού του είδους οι συμπιεστές είναι αξιόπιστοι, δεδομένου ότι δεν περιλαμβάνουν κινούμενα μέρη, και συμβάλλουν στην εξοικονόμηση ενέργειας, αφού η λειτουργία τους δεν απαιτεί επιπλέον κατανάλωση ενέργειας.

Πρέπει να σημειωθεί όμως, ότι το σύστημα ψύξης παρουσιάζει ένα χαμηλό συντελεστή συμπεριφοράς, για τον οποίο ευθύνεται η διάταξη του ακροφυσίου. Επίσης χαμηλός είναι και ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του συστήματος. Αν και η βελτίωση των δύο βαθμών θα μπορούσε να αποτελέσει πεδίο

επιπλέον μελέτης, το γεγονός ότι αξιοποιούν ένα ποσό ενέργειας, το οποίο παράγεται αλλά αποβάλλεται αναξιοποίητο, χωρίς επιπλέον οικονομική επιβάρυνση, καθιστά συμφέρουσα και βιώσιμη μία τέτοια εγκατάσταση, παρά τους χαμηλούς βαθμούς απόδοσης.

Σε αυτό το σημείο, διαπιστώνουμε ότι η διάταξη του συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου περιορίζει τα όρια λειτουργίας του συστήματος. Θεωρώντας συγκεκριμένη τιμή για την πίεση εξατμίσεως, η οποία είναι χαμηλή προκειμένου να μπορεί να παράγει το επιθυμητό ψυκτικό αποτέλεσμα, θέτουμε περιορισμούς και στις υπόλοιπες πιέσεις στις οποίες λειτουργεί το σύστημα (πίεση ατμοποιητή και συμπυκνωτή).

Ειδικότερα, η εκμετάλλευση μεγαλύτερου ποσού της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων θα ήταν επιθυμητή, μειώνοντας έτσι κι άλλο τη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων στην ατμόσφαιρα, δεδομένου ότι συνεχίζουμε να έχουμε ένα σημαντικό ποσό απορριπτόμενης θερμότητας. Ωστόσο, ο λόγος της υψηλής προς την χαμηλή πίεση κυμαίνεται σε συγκεκριμένα όρια για τη σωστή λειτουργία της διάταξης του ακροφυσίου. Το γεγονός αυτό περιορίζει τον βαθμό εκμεταλλευσιμότητας της θερμότητας των καυσαερίων, ο οποίος θα μπορούσε να αυξηθεί, αν αυξανόταν η πίεση ατμοποίησης και άρα η θερμότητα που θα μπορούσε να απορροφήσει το ισοπεντάνιο στον ατμοποιητή. Βέβαια, το κέρδος με τα υπάρχοντα δεδομένα είναι ήδη ικανοποιητικό και η ανάγκη για μεγαλύτερους εναλλάκτες σε περίπτωση μεγαλύτερης εκμετάλλευσης της θερμότητας των καυσαερίων, επιφέρει ένα δυσανάλογο κόστος για την επένδυση. Επίσης η λειτουργία του κυκλώματος σε υψηλότερες θερμοκρασίες αυξάνει συνολικά τις λειτουργικές απαιτήσεις και τις δυσκολίες της μονάδας.

Επιπρόσθετα, τα όρια της πίεσης συμπύκνωσης είναι ιδιαίτερα περιορισμένα, λόγω υπερδιαστασιολόγησης του ακροφυσίου για μεγαλύτερες τιμές και υπολογιστικού προβλήματος σε μικρότερες. Το γεγονός αυτό, περιορίζει τις δυνατότητες λειτουργίας του κυκλώματος σε σημεία εκτός του ονομαστικού, μετατρέποντας το σε ένα στατικό σύστημα. Αυτό χρειάζεται να ληφθεί σοβαρά υπόψη, γιατί τα ποσά θερμότητας που εκλύονται από τον συμπυκνωτή, δεν θα μπορούν να αξιοποιηθούν, ιδιαίτερα κατά τους καλοκαιρινούς μήνες, αν το σύστημα δεν μπορεί να λειτουργεί παραμετρικά και ανάλογα με το φορτίο θέρμανσης.

Για την πληρότητα της μελέτης της συγκεκριμένης διάταξης προτείνονται τα εξής θέματα για επιπλέον έρευνα:

- Σχεδιασμός συστήματος τριπαραγωγής με διάταξη συγκλίνοντος – αποκλίνοντος ακροφυσίου για οικιακή χρήση ή άλλα συστήματα μικρότερης κλίμακας
- Εξεργειακή ανάλυση του συστήματος τριπαραγωγής
- Μελέτη για επιπλέον αξιοποίηση της θερμότητας του συμπυκνωτή ή αποθήκευση της θερμότητας με χρήση υλικού αλλαγής φάσης (PCM).
- Αναπροσαρμογή του συστήματος για λειτουργία εκτός του σημείου λειτουργίας
- Μελέτη κυκλώματος τριπαραγωγής με διαφορετικά τεχνολογίες ψύξης και σύγκριση με τον παρόν σύστημα για την περίπτωση υαλοθέρμανσης.

Παράρτημα Α

Διαδικασία διαστασιολόγησης ατμοποιητή λαδιού – ισοπεντανίου και εξατμιστή

Για τη διαστασιολόγηση των δύο εναλλακτών που προσδίδουν θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο, δηλαδή τον ατμοποιητή (heater) και τον εξατμιστή (evaporator) ακολουθήθηκε η ίδια διαδικασία. Κατασκευάστηκε μία συνάρτηση η οποία έχει σαν δεδομένα εισόδου τα θερμοδυναμικά στοιχεία (θερμοκρασίες σε βαθμούς Kelvin, πιέσεις σε bar, ενθαλπίες σε kJ/kg) του ψυχρού και του θερμού ρεύματος. Στους μαθηματικούς τύπους που χρησιμοποιήθηκαν κατά τη διαδικασία, χρησιμοποιήθηκε το γράμμα c ως δείκτης για το ψυχρό ρεύμα και το γράμμα h για το θερμό. Ως δεδομένα της συνάρτησης χρησιμοποιήθηκαν επιπλέον οι παροχές των δύο ρευμάτων σε kg/s και τα είδη των δύο ρευστών.

Η διαδικασία των υπολογισμών που γίνονται σε αυτήν τη συνάρτηση αναπτύσσεται για κάθε σημείο του εναλλάκτη, στα πλαίσια δύο επαναληπτικών διαδικασιών. Για κάθε πλάτος της επιφάνειας συναλλαγής της πλάκας και κάθε ύψος της αντίστοιχης επιφάνειας, γίνονται συγκεκριμένοι υπολογισμοί, με τη βοήθεια επιπλέον συναρτήσεων, προκειμένου να βρεθεί ο μικρότερος εναλλάκτης που μπορεί να υλοποιήσει την αναγκαία συναλλαγή θερμότητας.

Πλάτος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας: L_w . Το πλάτος της επιφάνειας συναλλαγής της πλάκας μεταβάλλεται για κάθε επανάληψη από την ελάχιστη ως την μέγιστη τιμή, οι οποίες έχουν θεωρηθεί ενδεικτικά: $L_{w_{min}}=0,10$ m και $L_{w_{max}}=2$ m.

Ύψος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας: $L_p=L_v-D_p$ με $L_v=L_{tot}-D_p$

Όπου L_{tot} το συνολικό ύψος της επιφάνειας συναλλαγής για κάθε επανάληψη, το οποίο για κάθε πλάτος L_w μεταβάλλεται σε μία επαναληπτική διαδικασία ξεκινώντας από μία αρχική τιμή συναρτήσει του αντίστοιχου πλάτους L_w μέχρι την μέγιστη τιμή, η οποία πάλι εξαρτάται από το πλάτος ως εξής: $L_{tot_{min}}=L_w*1,1$ και $L_{tot_{max}}=L_w*2,5$.

Διάμετρος στομίων εισόδου: D_p . Προσδιορίζεται ανάλογα με το πλάτος και το μήκος σε κάθε σημείο του εναλλάκτη, όπως προκύπτουν για κάθε επαναληπτική διαδικασία.

Τα υπόλοιπα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών λαμβάνονται όπως παρουσιάζεται παρακάτω:

Πάχος πλάκας: $b=0,8$ mm

Γωνία αυλακώσεων πλάκας: 60°

Απόσταση μεταξύ των καναλιών: $d=2,2$ mm

Συντελεστής μεγέθυνσης: $\phi=1,25$

Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού της πλάκας: $k_w=16,5 \frac{W}{m \cdot K}$

Επιφάνεια ροής ρευστού ανά αυλάκωση: $A_{ch}=d \cdot L_w$

Επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας ανά πλάκα: $A_{lp}=L_w \cdot L_p$

Υδραυλική διάμετρος: $D_h = \frac{4 \cdot d \cdot L_w}{2 \cdot (d + L_w \cdot \phi)}$

Γνωρίζοντας τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των δύο ρευμάτων υπολογίζουμε τη μέση λογαριθμική θερμοκρασία ΔT_{lm} ή LMTD:

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

Αφού υπολογίσουμε τη μέση θερμοκρασία σε κάθε ρεύμα T_h, T_c , υπολογίζουμε τη μέση θερμοκρασία της πλάκας ως τον μέσο όρο των θερμοκρασιών των δύο ρευμάτων:

$$T_{plate} = \frac{T_h + T_c}{2}$$

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

$$T_{wall,hot} = \frac{T_h + T_{plate}}{2} \quad \text{και} \quad T_{wall,cold} = \frac{T_c + T_{plate}}{2}$$

Έχοντας γνωστά τα απαραίτητα μεγέθη για το κάθε ρεύμα, και διαμερίζοντας τον εναλλάκτη σε N τμήματα, ξεκινάμε επαναλήψεις κατά μήκος του.

Προκειμένου να προσδιοριστεί ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του θερμού ρεύματος, για κάθε διαμέριση υπολογίζονται τα παρακάτω μεγέθη για το θερμό ρεύμα:

- Η ισοδύναμη παροχή μάζας: $G_{h,eq} = G_h * [1 - x + x * (\frac{\rho_f}{\rho_g})^{\frac{1}{2}}]$

,όπου x η ξηρότητα, ρ_f η πυκνότητα του κορεσμένου υγρού για δεδομένη πίεση, ρ_g η πυκνότητα του κορεσμένου αερίου στην ίδια πίεση και G_h η παροχή μάζα ανά κανάλι και ανά m^2 για το θερμό ρεύμα.

- Αριθμός Reynolds: $Re_h = \frac{G_h * D_h}{\mu_h}$
- Αριθμός Prandtl: $Pr_h = \frac{Cp_h * \mu_h}{\lambda_h}$
- Αριθμός Nusselt:

Σύμφωνα με τον Martin [105] ο συντελεστής τριβής ξ υπολογίζεται για τους πλακοειδείς εναλλάκτες ως εξής:

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

$$\text{Όπου } \xi_0 = 64/Re \quad \text{για } Re < 2.000$$

$$\xi_0 = (1,8 * \log Re - 1,5)^{-2} \quad \text{για } Re > 2.000$$

$$\text{και } \xi_1 = 597/Re + 3,85 \quad \text{για } Re < 2.000$$

$$\xi_1 = 39/Re^{0,289} \quad \text{για } Re > 2.000$$

Χρησιμοποιώντας τη σχέση που προέκυψε από την παραπάνω μελέτη, ο αριθμός Nusselt ισούται με:

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

,με $\eta_{wall,h}$ την δυναμική συνεκτικότητα που αντιστοιχεί σε θερμοκρασία $T_{wall,hot}$

Τώρα μπορούμε να προσδιορίσουμε τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του θερμού

$$\text{ρεύματος: } \alpha_h = \frac{Nu_h * \lambda_h}{D_h}$$

Αντίστοιχα υπολογίζουμε και τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή για το ψυχρό ρεύμα, με τη διαφορά ότι εδώ έχουμε διφασική ροή.

Η διαφορά αυτή επηρεάζει τον αριθμό Nusselt, ο οποίος σε αυτήν την περίπτωση προκύπτει από τον τύπο:

$$Nu_c = Ge_1 * (Re_{eq,c})^{Ge_2} * Bo_{eq}^{0,3} * Pr^{0,4}$$

,όπου για τους παραπάνω συντελεστές ισχύει:

$$Ge_1 = 2,81 * \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{-0,041} * \beta^{-2,83}$$

$$Ge_2 = 0,746 * \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{-0,082} * \beta^{0,61}$$

$Bo_{eq} = \frac{q}{G_{c,eq} * h_{fg}}$, με h_{fg} την ενθαλπία ατμοποίησης για κάθε πεπερασμένο στοιχείο.

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

$$\alpha_c = \frac{Nu_c * \lambda_c}{D_h}$$

Επομένως ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{t}{k_w} + 0,000025}$$

Η θερμότητα συναλλαγής για κάθε πεπερασμένο στοιχείο ισούται με:

$$Q = m_c * (h_{c,o} - h_{c,i})$$

Τελικά η απαιτούμενη στοιχειώδης επιφάνεια είναι ίση με:

$$A_i = \frac{Q}{\Delta T_{im} * U}$$

Για να περάσουμε στο επόμενο πεπερασμένο στοιχείο χρησιμοποιούμε τις σχέσεις:

$$h_{h,o}(i) = h_{h,i}(i+1) \quad \text{και} \quad h_{c,i}(i) = h_{c,o}(i+1)$$

Στο τέλος της επαναληπτικής διαδικασίας για N επαναλήψεις, η συνολική απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής για τον κάθε εναλλάκτη είναι ίση με το άθροισμα των επιμέρους στοιχειωδών επιφανειών:

$$A_{total} = \sum_{i=1}^N A_i$$

Επιπλέον χρειάζεται να υπολογίσουμε την πτώση πίεσης για κάθε ρεύμα. Για αυτόν το σκοπό, έχοντας ήδη υπολογίσει τις μέσες θερμοκρασίες της πλάκας και των δύο ρευμάτων, προσδιορίζουμε για το θερμό ρεύμα την ταχύτητα ανά κανάλι: $v_h = \frac{G_h}{\rho_h}$

Η πτώση πίεσης στο θερμό ρεύμα είναι ίση με:

$$\Delta P_h = \frac{\xi * L_v}{D_h} * \frac{\rho * v_h^2}{2}$$

Αντίστοιχα για το ψυχρό ρεύμα η ταχύτητα ανά κανάλι ισούται με: $v_c = \frac{G_c}{\rho_c}$

Ο συντελεστής τριβής για διφασική ροή προκύπτει: $f = Ge_3 * Re_{eq,c}^{Ge_4}$

Όπου: $Ge_3 = 64710 * \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{-5,27} * \beta^{-3,03}$ και $Ge_4 = -1,314 * \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{-0,62} * \beta^{-0,47}$

Τελικά η πτώση πίεσης στο ψυχρό ρεύμα είναι ίση με:

$$\Delta P_c = \frac{\xi \cdot L_v}{D_h} * \frac{G_{c,eq}^2}{\rho_f}$$

Ακόμη μας ενδιαφέρει η απαιτούμενη μεταφορά θερμότητας να πραγματοποιηθεί με τον ελάχιστο αριθμό πλακών. Έτσι ξεκινάει μία επαναληπτική διαδικασία μέχρι να βρεθεί ο αριθμός πλακών ο οποίος θα εξασφαλίζει την απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και παράλληλα θα ικανοποιεί τη συνθήκη της πτώσης πίεσης, η οποία έχει τεθεί να μην ξεπερνά τα 10 kPa.

Διαδικασία διαστασιολόγησης συμπυκνωτή

Η διαδικασία που ακολουθήθηκε προκειμένου να διαστασιολογηθεί ο συμπυκνωτής (condenser) είναι παρεμφερής με την διαδικασία που περιγράφηκε παραπάνω για τον ατμοποιητή και τον εξατμιστή. Και σε αυτήν την περίπτωση δημιουργήθηκε μία συνάρτηση με δεδομένα εισόδου τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά (θερμοκρασίες σε βαθμούς Kelvin, πιέσεις σε bar, ενθαλπίες σε kJ/kg) των δύο ρευμάτων, τα είδη των ρευστών που χρησιμοποιήθηκαν και οι παροχές μάζας σε kg/s για το κάθε ρεύμα.

Η διαδικασία των υπολογισμών που γίνονται σε αυτήν τη συνάρτηση αναπτύσσεται στα πλαίσια δύο επαναληπτικών διαδικασιών, όπως και στην περίπτωση των δύο προηγούμενων εναλλακτών. Για κάθε πλάτος της επιφάνειας συναλλαγής της πλάκας και κάθε ύψος της αντίστοιχης επιφάνειας, γίνονται συγκεκριμένοι υπολογισμοί, με τη βοήθεια επιπλέον συναρτήσεων, προκειμένου να βρεθεί ο μικρότερος εναλλάκτης που μπορεί να υλοποιήσει την αναγκαία συναλλαγή θερμότητας.

Πλάτος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας: L_w . Το πλάτος της επιφάνειας συναλλαγής της πλάκας μεταβάλλεται για κάθε επανάληψη από την ελάχιστη ως την μέγιστη τιμή, οι οποίες έχουν θεωρηθεί ενδεικτικά: $L_{w_{min}}=0,10$ m και $L_{w_{max}}=2$ m.

Ύψος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας: $L_p=L_v-D_p$ με $L_v=L_{tot}-D_p$

Όπου L_{tot} το συνολικό ύψος της επιφάνειας συναλλαγής για κάθε επανάληψη, το οποίο για κάθε πλάτος L_w μεταβάλλεται σε μία επαναληπτική διαδικασία ξεκινώντας από μία αρχική τιμή συναρτήσει του αντίστοιχου πλάτους L_w μέχρι την μέγιστη τιμή η οποία πάλι εξαρτάται από το πλάτος ως εξής: $L_{tot_{min}}=L_w*1,1$ και $L_{tot_{max}}=L_w*2,5$.

Διάμετρος στομών εισόδου: D_p . Προσδιορίζεται ανάλογα με το πλάτος και το μήκος σε κάθε σημείο του εναλλάκτη, όπως προκύπτουν για κάθε επαναληπτική διαδικασία.

Τα υπόλοιπα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συμπυκνωτή λαμβάνονται ως ακολούθως:

Πάχος πλάκας: $b=0,8$ mm

Γωνία αυλακώσεων πλάκας: 60°

Απόσταση μεταξύ των καναλιών: $d=2,2$ mm

Συντελεστής μεγέθυνσης: $\phi=1,25$

Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού της πλάκας: $k_w=16,5 \frac{W}{m \cdot K}$

Επιφάνεια ροής ρευστού ανά αυλάκωση: $A_{ch}=d \cdot L_w$

Επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας ανά πλάκα: $A_{lp}=L_w \cdot L_p$

$$\text{Υδραυλική διάμετρος: } Dh = \frac{4*d*Lw}{2*(d+Lw*\varphi)}$$

Γνωρίζοντας τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των δύο ρευμάτων υπολογίζουμε τη μέση λογαριθμική θερμοκρασία ΔT_{lm} ή LMTD:

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

Συνήθως στην περίπτωση των συμπυκνωτών, το θερμό ρεύμα δεν εισέρχεται κορεσμένο στον εναλλάκτη, αλλά μεσολαβεί ένα τμήμα μεταφοράς θερμότητας που φέρει το οργανικό μέσο από κατάσταση υπέρθερμου αερίου σε κατάσταση κορεσμού και στη συνέχεια ακολουθεί η συμπύκνωση. Ως εκ τούτου, για να προσδιοριστεί με ακρίβεια η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας θα ληφθεί υπ' όψιν και το τμήμα που απαιτείται για τη συγκεκριμένη λειτουργία. Στο τμήμα αυτό και οι δύο ροές είναι μονοφασικές, οπότε η μελέτη είναι παρόμοια με τη μελέτη που προηγήθηκε για το θερμό ρεύμα των δύο παραπάνω εναλλακτών.

Έχοντας γνωστά τα απαραίτητα μεγέθη για το κάθε ρεύμα, και διαμερίζοντας τον εναλλάκτη σε N τμήματα, ξεκινάμε επαναλήψεις κατά μήκος του.

Προκειμένου να προσδιοριστεί ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του θερμού ρεύματος, για κάθε διαμέριση, όπως και προηγουμένως, υπολογίζονται τα παρακάτω μεγέθη για κάθε ρεύμα:

- Αριθμός Reynolds: $Re_h = \frac{G_h * Dh}{\mu_h}$ και $Re_c = \frac{G_c * Dh}{\mu_c}$
- Αριθμός Prandtl: $Pr_h = \frac{Cp_h * \mu_h}{\lambda_h}$ και $Pr_c = \frac{Cp_c * \mu_c}{\lambda_c}$
- Αριθμός Nusselt:

Ο συντελεστής τριβής ξ υπολογίζεται για τους πλακοειδείς εναλλάκτες ως εξής [105]:

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

$$\text{Όπου } \xi_0 = 64/Re \quad \text{για } Re < 2000$$

$$\xi_0 = (1,8 * \log Re - 1,5)^2 \quad \text{για } Re > 2000$$

$$\text{και } \xi_1 = 597/Re + 3,85 \quad \text{για } Re < 2000$$

$$\xi_1 = 39/Re^{0,289} \quad \text{για } Re > 2000$$

Χρησιμοποιώντας τη σχέση που προέκυψε από την παραπάνω μελέτη [105] ο αριθμός Nusselt ισούται με:

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

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

Τώρα μπορούμε να προσδιορίσουμε τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή: $\alpha_h =$

$$\frac{Nu_h * \lambda_h}{D_h} \quad \text{και} \quad \alpha_c = \frac{Nu_c * \lambda_c}{D_h}$$

Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{t}{k_w} + 0,000025}$$

Η θερμότητα συναλλαγής για κάθε τμήμα ισούται με:

$$Q_{\tau\mu} = m_c * (h_{c,o} - h_{c,i})$$

Τελικά η απαιτούμενη επιφάνεια για το συγκεκριμένο τμήμα είναι ίση με:

$$A_{\tau\mu} = \frac{Q_{\tau\mu}}{\Delta T_{lm} * U}$$

Ακολουθούν οι υπολογισμοί για το τμήμα που πραγματοποιείται η συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου. Θεωρούμε ότι δεν έχουμε πτώση πίεσης στον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη.

Γνωρίζοντας τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των δύο ρευμάτων υπολογίζουμε τη μέση λογαριθμική θερμοκρασία ΔT_{lm} ή LMTD:

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

Αφού υπολογίσουμε τη μέση θερμοκρασία σε κάθε ρεύμα T_h, T_c , υπολογίζουμε τη μέση θερμοκρασία της πλάκας ως τον μέσο όρο των θερμοκρασιών των δύο ρευμάτων:

$$T_{plate} = \frac{T_h + T_c}{2}$$

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

$$T_{wall,hot} = \frac{T_h + T_{plate}}{2} \text{ και } T_{wall,cold} = \frac{T_c + T_{plate}}{2}$$

Έχοντας γνωστά τα απαραίτητα μεγέθη για το κάθε ρεύμα, και διαμερίζοντας τον εναλλάκτη σε N τμήματα, ξεκινάμε επαναλήψεις κατά μήκος του.

Προκειμένου να προσδιοριστεί ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του θερμού ρεύματος, για κάθε διαμέριση υπολογίζονται τα παρακάτω μεγέθη για το θερμό ρεύμα:

- Η ισοδύναμη παροχή μάζας: $G_{h,eq} = G_h * [1 - x + x * (\frac{\rho_f}{\rho_g})^{\frac{1}{2}}]$

,όπου x η ξηρότητα, ρ_f η πυκνότητα του κορεσμένου υγρού για δεδομένη πίεση, ρ_g η πυκνότητα του κορεσμένου αερίου στην ίδια πίεση και G_h η παροχή μάζα ανά κανάλι και ανά m^2 για το θερμό ρεύμα.

- Αριθμός Reynolds: $Re_h = \frac{G_h * D_h}{\mu_h}$
- Αριθμός Prandtl: $Pr_h = \frac{Cp_h * \mu_h}{\lambda_h}$
- Αριθμός Nusselt: $Nu_h = Ge_1 * (Re_{eq,h})^{Ge_2} * Pr^{1/3}$

Όπου για τους παραπάνω συντελεστές ισχύει:

$$Ge_1 = 11,22 * \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{-2,83} * \beta^{-4,5}$$

$$Ge_2 = 0,35 * \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,23} * \beta^{1,48}$$

Τελικά ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του θερμού ρεύματος ισούται με:

$$\alpha_h = \frac{Nu_h * \lambda_h}{D_h}$$

Αντίστοιχα υπολογίζουμε και τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή για το ψυχρό ρεύμα, με τη διαφορά ότι εδώ έχουμε διφασική ροή.

Η διαφορά αυτή επηρεάζει τον αριθμό Nusselt, ο οποίος σε αυτήν την περίπτωση προκύπτει από την ακόλουθη διαδικασία :

Ο συντελεστής τριβής ξ υπολογίζεται για τους πλακοειδείς εναλλάκτες ως εξής:

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

,όπου $\xi_0=64/Re$ για $Re<2000$
 $\xi_0=(1,8*\log Re-1,5)^2$ για $Re>2000$
 και $\xi_1=597/Re+3,85$ για $Re<2000$
 $\xi_1=39/Re^{0,289}$ για $Re>2000$

Ο αριθμός Nusselt ισούται με:

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

,με $\eta_{wall,c}$ την δυναμική συνεκτικότητα που αντιστοιχεί σε θερμοκρασία $T_{wall,cold}$.

Τελικά προσδιορίζουμε τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του ψυχρού ρεύματος:

$$\alpha_c = \frac{Nu_c * \lambda_c}{D_h}$$

Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{t}{k_w} + 0,000025}$$

Η θερμότητα συναλλαγής για κάθε πεπερασμένο στοιχείο ισούται με:

$$Q = m_c * (h_{c,o} - h_{c,i})$$

Τελικά η απαιτούμενη στοιχειώδης επιφάνεια είναι ίση με:

$$A_i = \frac{Q}{\Delta T_{lm} * U}$$

Για να περάσουμε στο επόμενο πεπερασμένο στοιχείο χρησιμοποιούμε τις σχέσεις:

$$h_{h,o}(i) = h_{h,i}(i+1) \text{ και } h_{c,i}(i) = h_{c,o}(i+1) \text{ και } x_{h,o} = x_{h,i}(i+1)$$

Στο τέλος της επαναληπτικής διαδικασίας για N επαναλήψεις, η συνολική απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής για τον κάθε εναλλάκτη είναι ίση με το άθροισμα των επιμέρους στοιχειωδών επιφανειών:

$$A_{total} = \sum_{i=1}^N A_i + A_{\tau\mu}$$

Επιπλέον χρειάζεται να υπολογίσουμε την πτώση πίεσης για κάθε ρεύμα. Για αυτόν το σκοπό, έχοντας ήδη υπολογίσει τις μέσες θερμοκρασίες της πλάκας και των δύο ρευμάτων και την ισοδύναμη παροχή μάζας, προσδιορίζουμε για το θερμό ρεύμα την ταχύτητα ανά κανάλι: $v_h = \frac{G_h}{\rho_h}$

Ο συντελεστής τριβής για διφασική ροή προκύπτει: $f = Ge_3 * Re_{eq,h}^{Ge_4}$

Όπου: $Ge_3 = 3521,1 * \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{4,17} * \beta^{-7,75}$ και $Ge_4 = -1,024 * \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,0925} * \beta^{-1,3}$

Τελικά η πτώση πίεσης στο θερμό ρεύμα είναι ίση με:

$$\Delta P_h = \frac{f * L_v}{D_h} * \frac{G_{h,eq}^2}{\rho_f}$$

Η πτώση πίεσης στο ψυχρό ρεύμα είναι ίση με:

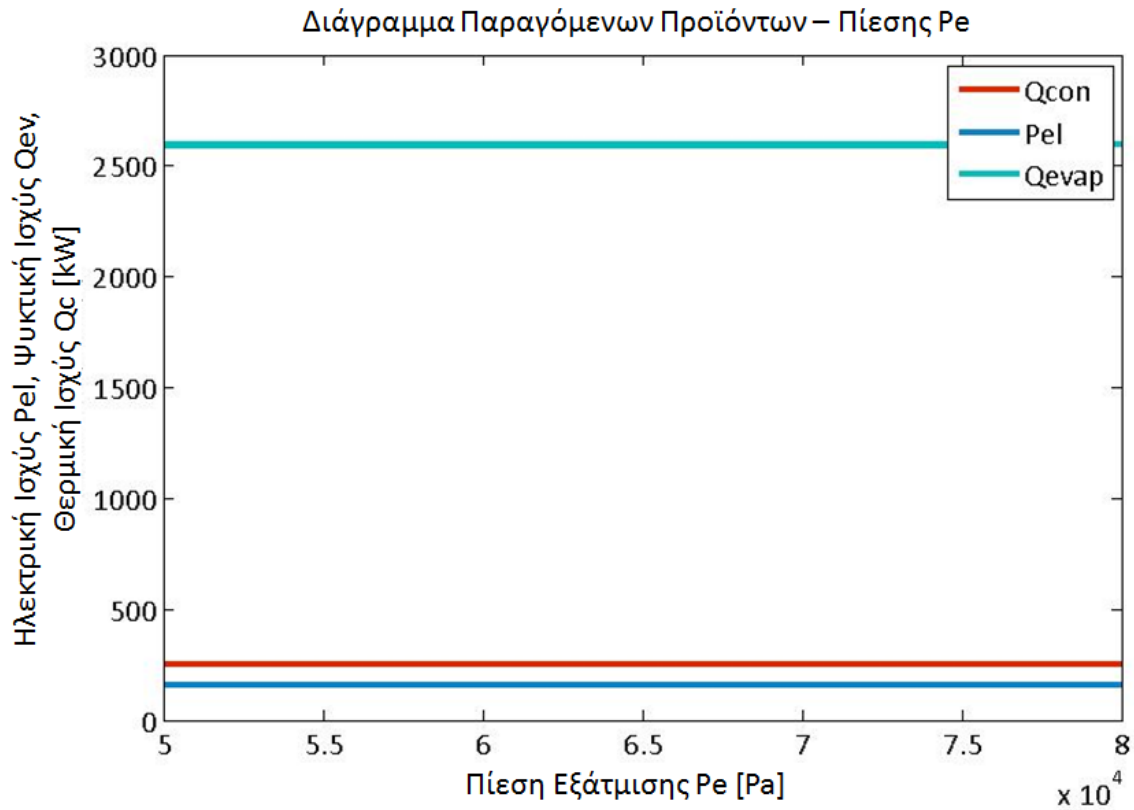
$$\Delta P_c = \frac{\xi * L_v}{D_h} * \frac{\rho * v_c^2}{2}$$

,όπου η ταχύτητα ανά κανάλι ισούται με: $v_c = \frac{G_c}{\rho_c}$

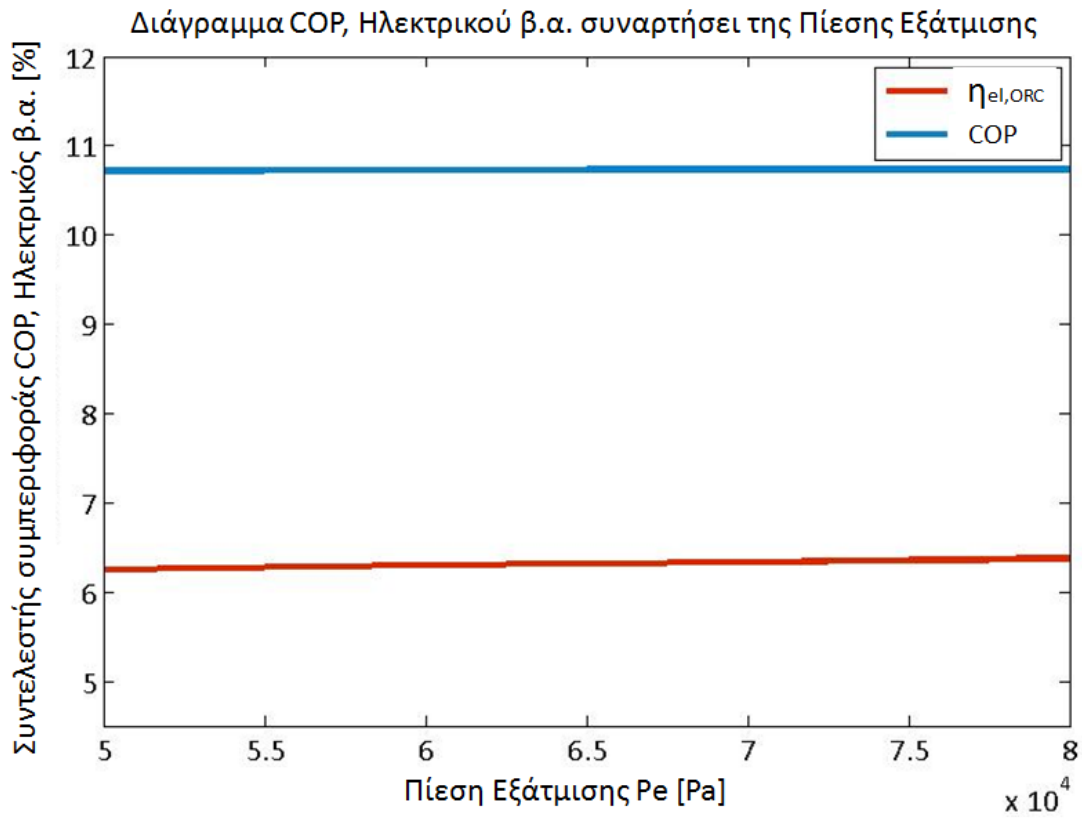
Ακόμη μας ενδιαφέρει η απαιτούμενη μεταφορά θερμότητας να πραγματοποιηθεί με τον ελάχιστο αριθμό πλακών. Έτσι ξεκινάει μία επαναληπτική διαδικασία μέχρι να βρεθεί ο αριθμός πλακών, ο οποίος θα εξασφαλίζει την απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και παράλληλα θα ικανοποιεί τη συνθήκη της πτώσης πίεσης, η οποία έχει τεθεί να μην ξεπερνά τα 50 kPa.

Παράρτημα Β

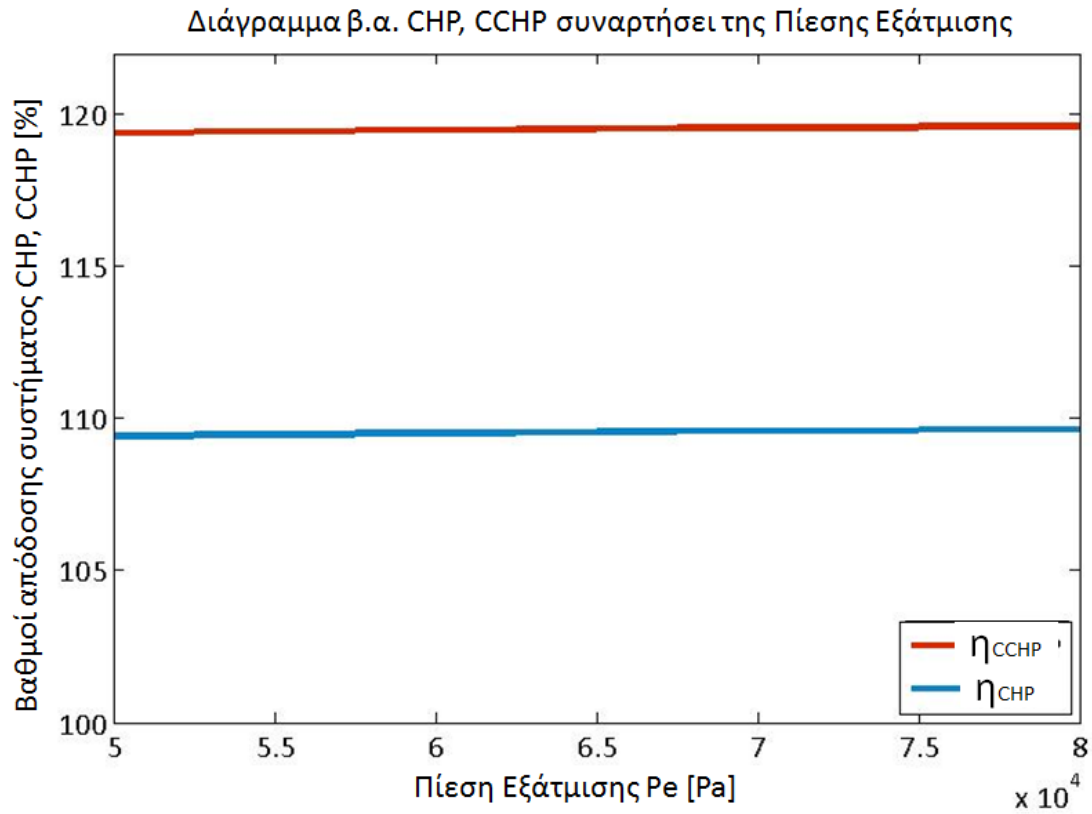
Στο Παράρτημα Β, παρουσιάζονται οι μεταβολές των παραμέτρων απόδοσης συναρτήσει της χαμηλής πίεσης του συστήματος p_e , συμπληρωματικά με το κυρίως κείμενο.



Διάγραμμα 28: Μεταβολή ηλεκτρικής, ψυκτικής και θερμικής ισχύος σε σχέση με την πίεση εξάτμισης



Διάγραμμα 29: Διάγραμμα του συντελεστή συμπεριφοράς και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης σε σχέση με την πίεση εξάτμισης



Διάγραμμα 30: Μεταβολή του βαθμού απόδοσης συμπαραγωγής και τριπαραγωγής σε σχέση με την πίεση εξάτμισης

Παράρτημα Γ

Στο παράρτημα Γ παρατίθεται ο κώδικας υπολογισμών για το σύστημα Τριπαραγωγής, ο οποίος υλοποιήθηκε σε προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab.

```
%ΣΥΣΤΗΜΑ ΤΡΙΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

Fluid='Isopentane';
nn=0.98; %β.α ακροφυσίου
nm=0.9; %β.α. ανάμιξης
nd=0.93; %α.α. διαχύτη
g=1.4; %γάμα
R=287.03; %J/kg*K
Cpa=1240; %J/kg*K
Cpw=4100; %J/kg*K
T0=293.15; %θερμοκρασία περιβάλλοντος 20oC
p0=101325; %Pa

%Λόγος μαζών
w=0.7;

%Πίεση εξατμίσεως
pe=CoolProp.PropsSI('P','T',11+273.15,'Q',0,Fluid); Pa
%Πίεση ατμοποίησης
pp=7*10^5; Pa
%Πίεση συμπυκνώσεως
pc=200000; Pa

%Λόγος συμπίεσης
Cr=pc/pe;

%Λόγος εκτόνωσης
Er=pp/pe;
%


---


% Υποκρίσιμος - Υπερκρίσιμος Κύκλος, Υπολογισμός Υπερθέρμανσης

Tcond=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'Q',0,Fluid);
Tcrit=CoolProp.PropsSI(Fluid,'Tcrit');
Pcrit=CoolProp.PropsSI(Fluid,'Pcrit');
Tevap=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'Q',1,Fluid);

% Υπολογισμός smax, T(smax), P(smax) και TPHSPLOT
[Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot]
=fTPHSLOT5( Fluid,Tcond-20 );
TplotC=Tplot-273.15;

% Έλεγχος για υγρό ή ξηρό ρευστό
if PsGmax==pc
    fluidstate='wet';
else
    fluidstate='dry';
end
```

```

if pp<Pcrit % ΥΠΟΚΡΙΣΙΜΟΣ
    if strcmp(fluidstate,'dry')==1
        DTshmin=2;
        if pp<PsGmax
            DTuper=DTshmin;
        else
            Tmaxdev=@(Tf)abs(CoolProp.PropsSI('S','P',pp,'T',Tf,Fluid)-sGmax);
            Tmax=fminsearch(Tmaxdev,Tcond);
            DTuper=max((Tmax-Tevap),DTshmin);
        end
    else
        sGcond=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',1,Fluid);
        Tmaxdev=@(Tf)abs(CoolProp.PropsSI('S','P',pp,'T',Tf,Fluid)-sGcond);
        Tmax=fminsearch(Tmaxdev,Tcond);
        DTshmin=1;
        DTuper=max((Tmax-Tevap),DTshmin);
    end

else % ΥΠΕΡΚΡΙΣΙΜΟΣ
    % Υπολογισμός Tpseudo και Tmax
    [ Tpseudo,Tmax ] = fSUPERCRITICAL5( sGmax,Fluid,pp );
    TmaxC=Tmax-273.15;
    TpseudoC=Tpseudo-273.15;
    Tmax=Tmax;
    Tsc=Tmax;
end
%


---


%ΑΡΧΙΚΗ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ ΣΗΜΕΙΩΝ ΚΥΚΛΟΥ

%Σημείο 1
p1=pp;
if pp<Pcrit
    Tvsat1=CoolProp.PropsSI('T','P',p1,'Q',1,Fluid);
    T1=Tvsat1+DTuper;
else
    T1=Tmax;
end
T1_C=T1-273.15;
h1=CoolProp.PropsSI('H','P',p1,'T',T1,Fluid);
s1=CoolProp.PropsSI('S','P',p1,'T',T1,Fluid);

%Σημείο 2
n_is_T=0.8519;
p2=pc;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p2,'S',s1,Fluid);
h2=h1-n_is_T*(h1-h2is);
s2=CoolProp.PropsSI('S','P',p2,'H',h2,Fluid);
T2=CoolProp.PropsSI('T','P',p2,'H',h2,Fluid);
T2_C=T2-273.15;

%Σημείο 7
p7=pe;
DTuper7=5;
Tvsat7=CoolProp.PropsSI('T','P',pe,'Q',1,Fluid);
T7=Tvsat7+DTuper7;

```

```

T7_C=T7-273.15;
h7=CoolProp.PropsSI('H','P',p7,'T',T7,Fluid);
s7=CoolProp.PropsSI('S','P',p7,'T',T7,Fluid);
%
%ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ
p_2=pe; %Στο σημείο 2 του ακροφυσίου
e=10000;
dp2=100;

while (e>1000)
    p_2=p_2-dp2;
    Mp_2=(2*nn*((pp/p_2)^(g-1/g))-1)/(g-1)^0.5;
    Mp_22=((Mp_2^2*(g+1))/(Mp_2^2*(g-1)+2))^0.5;
    Me_2=(2*((pe/p_2)^(g-1/g))-1)/(g-1)^0.5;
    Me_22=((Me_2^2*(g+1))/(Me_2^2*(g-1)+2))^0.5;
    %Στο σημείο 4 του ακροφυσίου για κρίσιμες συνθήκες (*)
    M_44=(nm*Mp_22+(w*Me_22*(T7/T1)^0.5))/(((1+w)*(1+w*T7/T1))^0.5);
    F=@(M4)(M_44-((M4^2*(g+1))/(M4^2*(g-1)+2))^0.5);
    M4=fzero(F,1);
    p_4=p_2;
    %Στο σημείο 5 του ακροφυσίου
    M_5=(M4^2+2/(g-1))/(2*g*(M4^2)/(g-1)-1);
    p_5=p_4*(1+2*(g/(g+1))*(M4^2-1));
    %Στην έξοδο του ακροφυσίου
    p_c2=p_5*((nd*(g-1)*(M_5^2)/2)+1)^(g/(g-1));
    e=abs(pc-p_c2);
end
pc=p_c2;

%Ταχύτητες - Ενθαλπίες
%Nozzle section
h_2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p_2,'S',s1,Fluid);
% nn=(h1-h_2)/(h1-h_2is);
h_2=h1-nn*(h1-h_2is);
u2=(2*(h1-h_2))^0.5;
%Mixing section
% nm*mp*u2=mc*u3;
u3=(nm*(u2^2)/(w+1))^0.5;
% Τύπος ανάμιξης: mp*h1+me*h7=mc*(h_3+(u3^2/2)) , u1=u7=0
h_3=((h1+w*h7)/(w+1))-((u3^2)/2);
p_3=p_2;
u4=u3;
p_4=p_3;
h_4=h_3;
%Κύμα κρούσης (4-5:
u5=u4*(1-(2*(1-(1/(M4^2)))/(g+1)));
% Ενεργειακή εξίσωση: h_5+(u5^2/2)=h_4+(u4^2/2)
h_5=h_4+(u4^2/2)-(u5^2/2);
%Diffuser section
p_6=pc;
s_5=CoolProp.PropsSI('S','H',h_5,'P',p_5,Fluid);
h_6is=CoolProp.PropsSI('H','S',s_5,'P',p_6,Fluid);
h_6=h_5+(h_6is-h_5)/nd;

```

```

    % Ενεργειακή εξίσωση μεταξύ (5) και (6):
    u6=(2*(h_5-h_6)+((u5^2)))^0.5;
    % Ενεργειακή εξίσωση θεωρώντας uc=0:
    h_c=h_6+(u6^2);
%
%ΤΕΛΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ ΣΜΕΙΟΥ ΚΥΚΛΟΥ

%Σημείο 1
p1=pp;
if pp<Pcrit
    Tvsat1=CoolProp.PropsSI('T','P',p1,'Q',1,Fluid);
    T1=Tvsat1+DTuper;
else
    T1=Tmax;
end
T1_C=T1-273.15;
h1=CoolProp.PropsSI('H','P',p1,'T',T1,Fluid);
s1=CoolProp.PropsSI('S','P',p1,'T',T1,Fluid);

%Σημείο 2
p2=pc;
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p2,'S',s1,Fluid);
h2=h1-n_is_T*(h1-h2is);
s2=CoolProp.PropsSI('S','P',p2,'H',h2,Fluid);
T2=CoolProp.PropsSI('T','P',p2,'H',h2,Fluid);
T2_C=T2-273.15;

%Σημείο 7
p7=pe;
DTuper7=5;
Tvsat7=CoolProp.PropsSI('T','P',pe,'Q',1,Fluid);
T7=Tvsat7+DTuper7;
T7_C=T7-273.15;
h7=CoolProp.PropsSI('H','P',p7,'T',T7,Fluid);
s7=CoolProp.PropsSI('S','P',p7,'T',T7,Fluid);

%Σημείο 3
p3=p_c2;
h3=h_c;
T3=CoolProp.PropsSI('T','P',p3,'H',h3,Fluid);
T3_C=T3-273.15;
s3=CoolProp.PropsSI('S','P',p3,'H',h3,Fluid);

%Σημείο 5
p5=pc;
DTupo5=5;
Twsat5=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'Q',0,Fluid);
T5=Twsat5-DTupo5;
T5_C=T5-273.15;
h5=CoolProp.PropsSI('H','P',p5,'T',T5,Fluid);
s5=CoolProp.PropsSI('S','P',p5,'T',T5,Fluid);

```

```

%Σημείο 6
p6=pe;
h6=h5;
T6=CoolProp.PropsSI('T','P',p6,'H',h6,Fluid);
T6_C=T6-273.15;
s6=CoolProp.PropsSI('S','P',p6,'H',h6,Fluid);

%Σημείο 8
p8=pp;
n_is_p=0.7;
h8is=CoolProp.PropsSI('H','P',p8,'S',s5,Fluid);
h8=h5+(h8is-h5)/n_is_p;
T8=CoolProp.PropsSI('T','P',p8,'H',h8,Fluid);
T8_C=T8-273.15;
s8=CoolProp.PropsSI('S','P',p8,'H',h8,Fluid);
%


---


Npart=100;

% Ατμοποιητής II
PinchPointHeat2=15;
HFluid='water';
Thh_inC2=120;
Thh_in2=Thh_inC2+273.15;
Ph_hotsat=CoolProp.PropsSI('P','T',Thh_in2,'Q',0,HFluid);
Ph_hot=Ph_hotsat+100000;
hhh_in2=CoolProp.PropsSI('H','P',Ph_hot,'T',Thh_in2,HFluid);
mch2=6;
PPheat2=@(Thh_out2)abs(PPHEATER2(Npart,Fluid,mch2,pp,T8,T1,h8,h1,HFluid,Ph_ho
t,Thh_in2,Thh_out2,hhh_in2)-PinchPointHeat2);
Thhout_min=T1+PinchPointHeat2+0.01;
Thhout_max=Thh_in2-0.01;
Thhout_avg2=(Thhout_min+Thhout_max)/2;
Thh_out2=fminsearch(PPheat2,Thhout_avg2);
Thh_outC2=Thh_out2-273.15;
hhh_out2=CoolProp.PropsSI('H','P',Ph_hot,'T',Thh_out2,HFluid);
mhh2=mch2*(h1-h8)/(hhh_in2-hhh_out2); % kg/s
[PPheater2]=PPHEATER2(Npart,Fluid,mch2,pp,T8,T1,h8,h1,HFluid,Ph_hot,Thh_in2,T
hh_out2,hhh_in2);

% Ατμοποιητής I
PinchPointHeat=10;
Thh_inC1=450;
Thh_in1=Thh_inC1+273.15;
Cpg_in=(0.75*1.03693+0.05*0.902430+0.20*0.828204+0.16*1.85042)+(1/2)*(0.75*0.
278472*(10^(-4))+0.05*0.361332*(10^(-3))+0.2*0.981404*(10^(-
3))+0.16*0.288423*(10^(-3)))*Thh_inC1+(1/3)*(0.75*0.392958*(10^(-6))-
0.05*0.164362*(10^(-6))-0.2*0.79052*(10^(-6))+0.16*0.714063*(10^(-
6)))*(Thh_inC1^2)+(1/4)*(-0.75*0.313739*(10^(-9))+0.05*0.216244*(10^(-
10))+0.20*0.328413*(10^(-9))-0.16*0.478786*(10^(-
9)))*(Thh_inC1^3)+(1/5)*(0.75*0.720044*(10^(-13))+0.05*0.354211*(10^(-
14))+0.20*0.546602*(10^(-13))+0.16*0.943951*(10^(-13)))*(Thh_inC1^4);
hhh_in1=Cpg_in*Thh_in1*1000;
%Κανονικές συνθήκες:
Pn=1.013*10^2; %N/m2
Rn=0.2852; %J/kg*K

```

```

Tn=273.15; %K
dn=Pn/(Rn*Tn);
Vgn=28000; % m^3/h
mhh1=Vgn*dn/3600; % kg/s
HCfluid1='water';
Thc_in1=Thh_out2;
Thc_inC1=Thc_in1-273.15;
Thc_out1=Thh_inC2+273.15;
Thc_outC1=Thc_out1-273.15;
Ph_coldsat=CoolProp.PropsSI('P','T',Thc_out1,'Q',0,HCfluid1);
ph_cold1=Ph_coldsat+100000;
hhc_in1=CoolProp.PropsSI('H','P',ph_cold1,'T',Thc_in1,HCfluid1);
hhc_out1=CoolProp.PropsSI('H','P',ph_cold1,'T',Thc_out1,HCfluid1);
mch1=mhh2;
hhh_out1=hhh_in1-mch1*(hhc_out1-hhc_in1)/mhh1;
FF=@(Thh_outC1)(hhh_out1-
1000*(Thh_outC1+273.15)*(0.75*1.03693+0.05*0.902430+0.20*0.828204+0.16*1.8504
2)+(1/2)*(0.75*0.278472*(10^(-4))+0.05*0.361332*(10^(-3))+0.2*0.981404*(10^(-
3))+0.16*0.288423*(10^(-3)))*Thh_outC1+(1/3)*(0.75*0.392958*(10^(-6))-
0.05*0.164362*(10^(-6))-0.2*0.79052*(10^(-6))+0.16*0.714063*(10^(-
6)))*(Thh_outC1^2)+(1/4)*(-0.75*0.313739*(10^(-9))+0.05*0.216244*(10^(-
10))+0.20*0.328413*(10^(-9))-0.16*0.478786*(10^(-
9)))*(Thh_outC1^3)+(1/5)*(0.75*0.720044*(10^(-13))+0.05*0.354211*(10^(-
14))+0.20*0.546602*(10^(-13))+0.16*0.943951*(10^(-13)))*(Thh_outC1^4));
Thh_outC1=fzero(FF,300);
Thh_out1=Thh_outC1+273.15;
PPheat1=PPHEATER_kausaeria13(Npart,HCfluid1,mch1,ph_cold1,Thc_in1,Thc_out1,hh
c_in1,hhc_out1,mhh1,Thh_in1,Thh_out1,hhh_in1);

% Εξατμιστής
EFluid='water';
Teh_inC=40;
Teh_in=Teh_inC+273.15;
Pe_hot=2.5*(10^5); % Pa
heh_in=CoolProp.PropsSI('H','P',Pe_hot,'T',Teh_in,EFluid);
Teh_outC=28;
Teh_out=Teh_outC+273.15;
heh_out=CoolProp.PropsSI('H','P',Pe_hot,'T',Teh_out,EFluid);
mhe=10;
Vhe=mhe*3600/CoolProp.PropsSI('D','P',Pe_hot,'H',heh_out,EFluid); % m3/h
mce=(heh_in-heh_out)*mhe/(h7-h6);
PPEvap=PPEVAPORATOR_kausaeria2(Npart,Fluid,mce,pe,T6,T7,h6,h7,EFluid,mhe,Pe_h
ot,Teh_in,Teh_out,heh_in);

% Ισοζύγιο μάζας:
me=mce;
M=mch2; % M=ma+mp
% w=me/mp:
mp=me/w;
mc=me+mp;
ma=M-mp;

```

```

%Σημείο 4
p4=p_c2;
m4=mc+ma;
    % Τύπος ανάμιξης : m2*h2+m3*h3=m4*h4:
h4=(ma*h2+mc*h3)/m4;
T4=CoolProp.PropsSI('T','P',p4,'H',h4,Fluid);
T4_C=T4-273.15;
s4=CoolProp.PropsSI('S','P',p4,'H',h4,Fluid);

% Μάζες:
m1=ma+mp;
m2=ma;
m3=mc;
m4=mc+ma;
m5=m4;
m6=me;
m7=me;
m8=ma+mp;
%

```

```

% Συμπυκνωτής
PinchPointCond=15;
CFluid='water';
Pc_cool=1.2e05;
Tcc_inC=20;
Tcc_in=Tcc_inC+273.15;
hcc_in=CoolProp.PropsSI('H','P',Pc_cool,'T',Tcc_in,CFluid);
    Tccout_min=Tcc_in;
    Tccout_max=T4-PinchPointCond-0.01;
    Tccout_avg=(Tccout_min+Tccout_max)/2;
PPcond=@(Tcc_out)abs(PPCONDENSER(Npart,CFluid,Pc_cool,Tcc_in,Tcc_out,hcc_in,Fluid,m4,pc,T4,T5,h4,h5)-PinchPointCond);
    Tcc_out=fminsearch(PPcond,Tccout_avg);
    Tcc_outC=Tcc_out-273.15;
    hcc_out=CoolProp.PropsSI('H','P',Pc_cool,'T',Tcc_out,CFluid);
    mcc=(h4-h5)*m4/(hcc_out-hcc_in); % kg/s
[PPcond]=PPCONDENSER(Npart,CFluid,Pc_cool,Tcc_in,Tcc_out,hcc_in,Fluid,m4,pc,T4,T5,h4,h5);
%

```

```

% ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ

% Διαστασιολόγηση Ακροφυσίου:

% Μήκη

%Αρχικό Ακροφύσιο:
DPn=(pp-p_2)/2;
Dun=(u2-0)/2;
p_1=p_2+DPn;
h_1is=CoolProp.PropsSI('H','P',p_1,'S',s1,Fluid);
h_1=h1-((nn)^0.5)*(h1-h_1is);
    % Ενερργειακή εξίσωση
u1=(2*(h1-h_1))^0.5;
r_1=CoolProp.PropsSI('D','H',h_1,'P',p_1,Fluid);

```

```

d1=(4*mp/(pi*r_1*u1))^0.5;
r_2=CoolProp.PropsSI('D','H',h_2,'P',p_2,Fluid);
d2=(4*mp/(pi*r_2*u2))^0.5;
r1=CoolProp.PropsSI('D','H',h1,'P',p1,Fluid);
%Lnc
r_nc=(r1+r_1)/2;
unc=(u1+u2)/2;
dnc=(d2+d1)/2;
h_nc=(h1+h_1)/2;
p_nc=(p_1+p1)/2;
%Renc:
h_nlc=CoolProp.PropsSI('H','P',p_nc,'Q',0,Fluid);
h_nvc=CoolProp.PropsSI('T','P',p_nc,'Q',1,Fluid);
xnc=(h_nc-h_nlc)/(h_nc-h_nvc);
% Ιξώδη [Pa/s]=[kg/(m*s)]
m_nlc=CoolProp.PropsSI('V','P',p_nc,'Q',0,Fluid);
m_nvc=CoolProp.PropsSI('V','P',p_nc,'Q',1,Fluid);
% Πυκνότητες [kg/m^3]
r_nlc=CoolProp.PropsSI('D','P',p_nc,'Q',0,Fluid);
r_nvc=CoolProp.PropsSI('D','P',p_nc,'Q',1,Fluid);
% Κινηματική συνεκτικότητα [m^2/sec]
v_nlc=m_nlc/r_nlc;
v_nvc=m_nvc/r_nvc;
% Αριθμός Reynolds
Ren_vc=unc*dnc*xnc/v_nvc;
Ren_lc=unc*dnc*(1-xnc)/v_nlc;
Renc=Ren_lc+Ren_vc*((m_nvc/m_nlc)*((r_nlc/r_nvc)^0.5));
fnc=(1/(-1.8*log((6.9/Renc)+((0.1/dnc)/3.7)^1.11)))^2;
DLnc=(2*dnc/fnc)*(DPn/(r_nc*(unc^2))+Dun/unc);
Lnc=DLnc;

%Lnd
r_n=(r_2+r_1)/2;
un=(u2+u1)/2;
dn=(d2+d1)/2;
h_n=(h_2+h_1)/2;
p_n=(p_1+p_2)/2;
%Ren:
h_nl=CoolProp.PropsSI('H','P',p_n,'Q',0,Fluid);
h_nv=CoolProp.PropsSI('T','P',p_n,'Q',1,Fluid);
xn=(h_n-h_nl)/(h_n-h_nv);
m_nl=CoolProp.PropsSI('V','P',p_n,'Q',0,Fluid);
m_nv=CoolProp.PropsSI('V','P',p_n,'Q',1,Fluid);
r_nl=CoolProp.PropsSI('D','P',p_n,'Q',0,Fluid);
r_nv=CoolProp.PropsSI('D','P',p_n,'Q',1,Fluid);
v_nl=m_nl/r_nl;
v_nv=m_nv/r_nv;
Ren_v=un*dn*xn/v_nv;
Ren_l=un*dn*(1-xn)/v_nl;
Ren=Ren_l+Ren_v*((m_nv/m_nl)*((r_nl/r_nv)^0.5));
fn=(1/(-1.8*log((6.9/Ren)+((0.1/dn)/3.7)^1.11)))^2;
DLn=(2*dn/fn)*(DPn/(r_n*(un^2))+Dun/un);
Lnd=DLn;

```



```

%Τμήμα ανάμιξης:
%Συγκλίνον τμήμα
DPmd=(p_2-p_3)/2;
Dumd=(u2-u3)/2;
r_3=CoolProp.PropsSI('D','H',h_3,'P',p_3,Fluid);
d3=(4*mc/(pi*r_3*u3))^0.5;
r_2=CoolProp.PropsSI('D','H',h_2,'P',p_2,Fluid);
d7=(4*me/(pi*r_2*u2))^0.5+d2;
%Lmd
r_md=(r_2+r_3)/2;
umd=(u2+u3)/2;
dmd=(d7+d3)/2;
h_md=(h_2+h_3)/2;
p_md=(p_3+p_2)/2;
%Ren:
h_md1=CoolProp.PropsSI('H','P',p_md,'Q',0,Fluid);
h_mdv=CoolProp.PropsSI('T','P',p_md,'Q',1,Fluid);
xmd=(h_md-h_md1)/(h_md-h_mdv);
m_md1=CoolProp.PropsSI('V','P',p_md,'Q',0,Fluid);
m_mdv=CoolProp.PropsSI('V','P',p_md,'Q',1,Fluid);
r_md1=CoolProp.PropsSI('D','P',p_md,'Q',0,Fluid);
r_mdv=CoolProp.PropsSI('D','P',p_md,'Q',1,Fluid);
v_md1=m_md1/r_md1;
v_mdv=m_mdv/r_mdv;
Remd_v=umd*dmd*xmd/v_mdv;
Remd_l=umd*dmd*(1-xmd)/v_md1;
Remd=Remd_l+Remd_v*((m_mdv/m_md1)*((r_md1/r_mdv)^0.5));
fmd=(1/(-1.8*log((6.9/Remd)+((0.1/dmd)/3.7)^1.11)))^2;
DLmd=(2*dmd/fmd)*(DPmd/(r_md*(umd^2))+Dumd/umd);
Lmd=DLmd;
%Σταθερό τμήμα
um=(u3+u5)/2;
r_3=CoolProp.PropsSI('D','H',h_3,'P',p_3,Fluid);
r_5=CoolProp.PropsSI('D','H',h_5,'P',p_5,Fluid);
r_m=(r_3+r_5)/2;
d3=(4*mc/(pi*r_3*u3))^0.5;
d4=d3;
d5=d3;
dm=(d3+d5)/2;
h_m=(h_3+h_5)/2;
p_m=(p_3+p_5)/2;
%Rem:
h_ml=CoolProp.PropsSI('H','P',p_m,'Q',0,Fluid);
h_mv=CoolProp.PropsSI('T','P',p_m,'Q',1,Fluid);
xm=(h_m-h_ml)/(h_m-h_mv);
m_ml=CoolProp.PropsSI('V','P',p_m,'Q',0,Fluid);
m_mv=CoolProp.PropsSI('V','P',p_m,'Q',1,Fluid);
r_ml=CoolProp.PropsSI('D','P',p_m,'Q',0,Fluid);
r_mv=CoolProp.PropsSI('D','P',p_m,'Q',1,Fluid);
v_ml=m_ml/r_ml;
v_mv=m_mv/r_mv;
Rev_m=um*dm*xm/v_mv;
Rel_m=um*dm*(1-xm)/v_ml;
Rem=Rel_m+Rev_m*((m_mv/m_ml)*((r_ml/r_mv)^0.5));
fm=(1/(-1.8*log((6.9/Rem)+((0.1/dm)/3.7)^1.11)))^2;
Lm=(8/fm)*(mc*(u3-u5))/(pi*d3*r_m*(um^2));

```

```

% Διαχύτης:
DPd=(pc-p_5);
Dud=(u5-u6);
r_6=CoolProp.PropsSI('D','H',h_6,'P',p_6,Fluid);
d6=(4*mc/(pi*((r_3+r_6)/2)*u6))^0.5;
dd=(d5+d6)/2;
ud=(u5+u6)/2;
r_d=(r_5+r_6)/2;
h_d=(h_5+h_6)/2;
p_d=(p_5+p_6)/2;
%Red:
h_dl=CoolProp.PropsSI('H','P',p_d,'Q',0,Fluid);
h_dv=CoolProp.PropsSI('T','P',p_d,'Q',1,Fluid);
xd=(h_d-h_dl)/(h_d-h_dv);
m_dl=CoolProp.PropsSI('V','P',p_d,'Q',0,Fluid);
m_dv=CoolProp.PropsSI('V','P',p_d,'Q',1,Fluid);
r_dl=CoolProp.PropsSI('D','P',p_d,'Q',0,Fluid);
r_dv=CoolProp.PropsSI('D','P',p_d,'Q',1,Fluid);
v_dl=m_dl/r_dl;
v_dv=m_dv/r_dv;
Red_v=ud*dd*xd/v_dv;
Red_l=ud*dd*(1-xd)/v_dl;
Red=Red_l+Red_v*((m_dv/m_dl)*((r_dl/r_dv)^0.5));
fd=(1/(-1.8*log((6.9/Red)+((0.1/dd)/3.7)^1.11)))^2;
Ld=(2*dd/fd)*((DPd/(r_d*(ud^2)))+(Dud/ud));
a=atan((d6-d5)/(2*Ld));

```

```

%Τελικά:
L1=DLn+DLnc;
L2=Lmd;
L3=Lm;
L4=Ld;
L=L1+L2+L3+L4;
%

```

```

% Διαστασιολόγηση Εναλλακτών

```

```

CPROP='COOLPROP';
HPROP='COOLPROP';

```

```

% ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ

```

```

Cfluid=CFluid;
Tcin=Tcc_in;
Tcout=Tcc_out;
hcin=hcc_in/1000;
hcout=hcc_out/1000;

```

```

Hfluid=Fluid;
ph=pc/(10^5);
Thin=T4;
Thout=T5;
hhin=h4/1000;
hhout=h5/1000;
mh=m4;

```

```

[A_cooler_min,Plates_cooler_min,L_cooler_min,w_cooler_min,Uo_cooler,LMTD_cooler,Thick_cooler_min,DPC_cooler_min,DPh_cooler_min,n_hex_cooler,A_cooler_module
]=fplate_cooler_design_opt(Cfluid,mcc,Pc_cool/(10^5),Tcin,Tcout,hcin,hcout,Hfluid,mh,ph,Thin,Thout,hhin,hhout,HPROP,CPROP);
V_cooler=(Plates_cooler_min-2)/2*w_cooler_min*(2.2/1000)*n_hex_cooler;

% ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΣ:
[A_evap_min,Plates_evap_min,L_evap_min,w_evap_min,Uo_evap_min,Thick_evap_min,DPC_evap_min,DPh_evap_min,n_hex_evap,A_evap_module,b_evap
]=fplate_heater_design_opt2(Fluid,m6,pe/(10^5),T6,T7,h6/1000,h7/1000,EFluid,mhe,Pe_hot/(10^5),Teh_in,Teh_out,heh_in/1000,heh_out/1000);
V_evap=(Plates_evap_min-2)/2*w_evap_min*(2.2/1000)*n_hex_evap;

% ΑΤΜΟΠΟΙΗΣΗ ΙΙ:
Cfluid=Fluid;
Tcin=T8;
Tcout=T1;
hcin=h8/1000;
hcout=h1/1000;

Hfluid=HFluid;
ph=Ph_hot/(10^5);
Thin=Thh_in2;
Thout=Thh_out2;
hhin=hhh_in2/1000;
hhout=hhh_out2/1000;
mh=mhh2;

[A_heater_min,Plates_heater_min,L_heater_min,w_heater_min,Uo_heater,LMTD_heater,Thick_heater_min,DPC_heater_min,DPh_heater_min,n_hex_heater,A_heater_module
]=fplate_heater_design_opt(Cfluid,m1,pp/(10^5),Tcin,Tcout,hcin,hcout,Hfluid,mh,ph,Thin,Thout,hhin,hhout,HPROP,CPROP);
V_heater=(Plates_heater_min-2)/2*w_heater_min*(2.2/1000)*n_hex_heater;

% ΑΤΜΟΠΟΙΗΣΗ Ι:
Qtot1=mhh1*(hhh_in1-hhh_out1);
DTc=Thh_out1-Thc_in1;
DTh=Thh_in1-Thc_out1;
if DTc>DTh
    LMTDcf=(DTc-DTh)/log(DTc/DTh);
else
    LMTDcf=(DTh-DTc)/log(DTh/DTc);
end
F=1;
LMTD=LMTDcf*F;
U=80;% Τυπικό Όριο:5-18 Btu/h*ft2degF=28-102W/m2/K
A_heater2=Qtot1/(LMTD*U);

%
%
```

```

% ΑΠΟΔΟΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ:

% Αντλία
Wp=(mp+ma)*(h8-h5); %W
np=0.8;

% Αντλίες κυκλοφορίας στον Συμπυκνωτή
rCh=CoolProp.PropsSI('D','P',p4,'T',T4,Fluid);
WpCh=m4*DPh_cooler_min*1000/rCh;
rCc=CoolProp.PropsSI('D','P',Pc_cool,'T',Tcc_in,'water');
WpCc=mcc*DPC_cooler_min*1000/rCc;
WpC=WpCh+WpCc;

% Αντλίες κυκλοφορίας στον Ατμοποιητή
rHc=CoolProp.PropsSI('D','P',p8,'T',T8,Fluid);
WpHc=m1*DPC_heater_min*1000/rHc;
rHh=CoolProp.PropsSI('D','P',Ph_hot,'T',Thh_in2,'water');
WpHh=mhh2*DPh_heater_min*1000/rHh;
WpH=WpHh+WpHc;

% Αντλίες κυκλοφορίας στον Εξατμιστή
rEh=CoolProp.PropsSI('D','P',Pe_hot,'T',Teh_in,'water');
WpE=mhe*DPh_evap_min*1000/rE

% Ατμοποιητής II
% Θερμική προσδιδόμενη Ισχύς (από καυσάεργια)
Qh=(mp+ma)*(h1-h8);

% Εξατμιστής
% Ψυκτική Ισχύς
Qev=me*(h7-h6); %W

% Συμπυκνωτής
% Θερμική Ισχύς
Qc=(mc+ma)*(h4-h5);

% Γεννήτρια
% Βαθμός απόδοσης γεννήτριας
nG=0.98;
% Μηχανικός Βαθμός απόδοσης στροβίλου
nmT=0.99;
% Ηλεκτρική Ισχύς
Pel=nmT*nG*ma*(h1-h2); %W
% Καθαρή Ηλεκτρική Ισχύς
Pel_net=Pel-Wp/np-(WpC+WpH); %W

%ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ:
COP=(Qev)/(Wp+Qh-Pel);
COP_therm=(Qev)/(Qh-Pel);
COP_mech=(Qev)/Wp;
COPsys=Qev/(Wp+(mhh1*1000*Cpg_in*(450-15)))
% Ηλεκτρικός β.α. ORC
n_el_orc=(Pel-((Wp/np)+WpC+WpH))/Qh;
href=CoolProp.PropsSI('H','T',15+273.15,'P',Ph_hot,Fluid);
Qmax=mhh2*(h_hh_in2-href);

```

```

% Ηλεκτρικός β.α. συστήματος
n_el_sys=Pel/Qmax;

% Θερμικός β.α.
n_th=Qc/(Wp+WpC+WpH+Qh)
% Β.α. Συμπαράγωγής
n_CHP=(Pel+Qc-((Wp/np)+WpC+WpH))/Qh;
% Β.α. Τριπαράγωγής
n_CCHP=(Pel+Qc-((Wp/np)+WpC+WpH)+Qev)/(Qh);

% Βαθμός εκμεταλλευσιμότητας θερμότητας καυσαερίων
Cpg_out=(Thh_outC1+273.15)*(0.75*1.03693+0.05*0.902430+0.20*0.828204+0.16*1.8
5042)+(1/2)*(0.75*0.278472*(10^(-4))+0.05*0.361332*(10^(-
3))+0.2*0.981404*(10^(-3))+0.16*0.288423*(10^(-
3)))*Thh_outC1+(1/3)*(0.75*0.392958*(10^(-6))-0.05*0.164362*(10^(-6))-
0.2*0.79052*(10^(-6))+0.16*0.714063*(10^(-6)))*(Thh_outC1^2)+(1/4)*(-
0.75*0.313739*(10^(-9))+0.05*0.216244*(10^(-10))+0.20*0.328413*(10^(-9))-
0.16*0.478786*(10^(-9)))*(Thh_outC1^3)+(1/5)*(0.75*0.720044*(10^(-
13))+0.05*0.354211*(10^(-14))+0.20*0.546602*(10^(-13))+0.16*0.943951*(10^(-
13)))*(Thh_outC1^4);
n=Qh/(mhh1*1000*Cpg_in*(Thh_inC1-15))
%
%

% ΚΟΣΤΗ

% Κόστος Στροβίλου
[ Ct1, Ct2, Ct3, Ct4, Ct5, Ct6 ] = fturbine_cost( p2, T1, h1, h2, h2is, m1, n_is_T, Fluid );

% Κόστος ηλεκτρικής γεννήτριας
[ Cg1, Cg2 ] = fgenerator_cost( Pel );

% Κόστος διάταξης ακροφυσίου
[ Cce ] = fcooling_ejector_cost( Qev );

% Κόστος Ατμοποιητή II (plate)
type = 'evaporator';
UA_heater = Uo_heater * A_heater_min;
[ Cheat1, Cheat2, Cheat3 ] = fplate_hx_cost( A_heater_min, UA_heater, type );

% Κόστος Ατμοποιητή I (shell & tubes)
[ Cheater2 ] = fshelltube_hx_cost( A_heater2 );

% Κόστος Εξατμιστή (plate)
type = 'evaporator';
UA_evap = Uo_evap_min * A_evap_min;
[ Cevap1, Cevap2, Cevap3 ] = fplate_hx_cost( A_evap_min, UA_evap, type );

% Κόστος Συμπυκνωτή (plate)
[ Ccond1, Ccond2, Ccond3, Ccond4, Ccond5, Ccond6 ] = fcondenser_cost( A_cooler_min, Qc );

% Κόστος Αντλίας
[ Cpump1, Cpump2, Cpump3, Cpump4 ] = fpump_cost( Wp, p8 );

```

```

% Κόστος Αντλιών κυκλοφορίας
conv=0.89/0.70*1.08;
%Συμπυκνωτής
CcircCond1=conv*500*((m4*DPh_cooler_min/(300*rCh))^0.25);
CcircCond2=conv*500*((mcc*DPC_cooler_min/(300*rCc))^0.25);
%Ατμοποιητής
CcircHeat1=conv*500*((m1*DPC_heater_min/(300*rHc))^0.25);
CcircHeat2=conv*500*((mhh2*DPh_heater_min/(300*rHh))^0.25);
%Εξατμιστής
CcircEvap=conv*500*((mhe*DPh_evap_min/(300*rEh))^0.25);

% Κόστος εργαζόμενου μέσου
PriceFluid=84.93*1000; % Euros/(m^3)
Cfluid=Vfluid*PriceFluid;

% Συνολικό Κόστος Μηχανολογικού εξοπλισμού
Total_CostMech=C_exp6+Cg1+Cce+Cheat1+Cheater2+Cevap1+Ccond5+Cpump3+Crec+Ccirc
Cond1+CcircHeat1+CcircCond2+CcircHeat2+CcircEvap;

% Κόστος 2 βαλβίδων και ενός μίκτη: 1% του συνολικού κόστους
% Κόστος Σωληνώσεων: 10% του συνολικού κόστους
Total_Cost=Total_CostMech+0.010*Total_CostMech+0.1*Total_CostMech;
% Clabor: Κόστος εργασίας (μηχανολογικής μελέτης + τοποθέτησης + μεταφοράς)
Clabor=0.3*Total_Cost;
% Κόστος Hardware και Control System
Ccontrol=0.07*Total_Cost;

% Συνολικό κόστος επένδυσης
OIC=(0.3+1+0.07)*(Total_Cost)+Cfluid
%


---


%ΕΣΟΔΑ - ΕΞΟΔΑ

%Τιμές ηλεκτρικής ενέργειας
PricePwl=87.85*1.2/1000; % euro/kWh => Πώληση
PriceAg=85/1000;

% Ετήσια Κέρδη
EthsiaE3oda=0.02*Total_Cost+((Wp+WpC+WpH)/1000)*PriceAg*24*365;
EthsiaEsoda=(Pel/1000)*PricePwl*24*365+90000+30000;
EthsiaKerdh=EthsiaEsoda-EthsiaE3oda;
%


---


% Χρόνος Απόσβεσης
Years1=OIC/EthsiaKerdh;
%


---



```

Βιβλιογραφία

- [1]: **Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών και Εξοικονόμησης Ενέργειας:**
www.cres.gr/kape/energeia_politis/energeia_politis.htm
- [2]: **Παυλίνα Κούση:** Οι Ενεργειακές απαιτήσεις και ο κύκλος του άνθρακα. Διαθέσιμες εναλλακτικές λύσεις με βάση τις τεχνολογικές και οικονομικές διαστάσεις της αειφόρου ανάπτυξης, Ε.Μ.Π. (Νοέμβριος 2001), pp.45-53
- [3]: **ArturWyrwa:** Faculty of Energy and Fuels, AGH University of Science and Technology, Course of Sustainable energy development
- [4]: **Πρωτόκολλο του Κιότο:** www.kyotoprotocol.com
- [5]: www.en.wikipedia.org/wiki/Kyoto_Protocol
- [6]: **JanGorski:** Faculty of Energy Engineering in Thermal and Flow Machinery, AGH University of Science and Technology, Course of Energy and Environment
- [7]: **Ευρωπαϊκή Ένωση:** Επίσημος ιστότοπος www.europa.eu/pol/ener/index_el.htm
- [8]: **S. Quoilin, M.V.D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort:** Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, Renewable Sustainable Energy Reviews, 22 (2013), pp. 168–186
- [9]: **Laia Miro, Sarah Brucher, Luisa F.Cabeza:** Mapping and discussing Industrial Waste Heat (IWH) potentials for different countries, Ren. Sust. En. Rev., 51(2015), pp.847-855
- [10]: **Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών και Εξοικονόμησης Ενέργειας:**
www.cres.gr/energy_saving/biomixania/paragogiki_diadikasia_anaktisi_thermotitas.htm
- [11]: **Κάργας Δημήτρης:** ΑΠΟΛΛΩΝ Α.Ε., Τεχνολογίες εξοικονόμησης ενέργειας και προστασίας του περιβάλλοντος, με σύντομο χρόνο αποπληρωμής
- [12]: **EU Paper:** ORC waste heat recovery in European energy intensive industries
- [13]: **Φραγκόπουλος Χρίστος:** Συμπαράγωγή Ηλεκτρισμού & Θερμότητας κα, ΕΛΚΕΠΑ, 1993
- [14]: **Υπουργείο Περιβάλλοντος Ενέργεια και Κλιματικής Αλλαγής:** Ειδική Γραμματεία Επιθεώρησης Περιβάλλοντος και Ενέργειας, Ειδική Υπηρεσία Επιθεωρητών Ενέργειας, Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδας
- [15]: **M.Jradi, S.Riffat:** Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies, Ren. Sust. En. Rev., 32 (2014), pp.396-415
- [16]: **Marinko Stojkov, Emil Hnatko, Milan Kljajin, Marija Živić, Krunoslav Hornung:** CHP and CCHP Systems Today, Int. Journal (2011)
- [17]: **Clarke Energy:** www.clarke-energy.com/gas-engines/trigeneration
- [18]: **Simons Green Energy:** www.simonsgreenenergy.com.au/projects/#Project-1-378-kW-Trigeneration-133
- [19]: **Barts Health:** <file:///C:/Users/student/Downloads/nhs-trust-uk.pdf>

- [20]: **P.J. Mago, L.M. Chamra:** Analysis and optimization of CCHP systems based on energy, economical and environmental considerations, 41, Issue 10 (2009), pp.1099-1106
- [21]: **M. Ebrahimi, A. Keshavarz, A. Jamali:** Energy and exergy analysis of a micro-steam CCHP cycle for a residential building, 45 (2012), pp.202-210
- [22]: **B. Rezaie, I. Dincer, E. Esmailzadeh:** Energy options for residential buildings assessment, Energy Convers. Manag., 65 (2013), pp.637-646
- [23]: **P. Ahmadi, I. Dincer, M.A. Rosen:** Development and assessment of an integrated biomass-based multi-generation energy system, 56 (July 2013), pp. 155-166
- [24]: **Invernizzi C., Iora P.:** Heat recovery from a micro-gas turbine by vapour jet refrigeration systems, Applied Thermal Engineering (2005), pp. 1233–1246
- [25]: **Μαύρου Πασχαλιά:** Σχεδιασμός ολοκληρωμένου συστήματος ηλιακού συλλέκτη-Οργανικού κύκλου Rankine, Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης (2013)
- [26]: **Ευρωπαϊκή Επιτροπή:** Οδηγός Συστημάτων Συμπαράγωγής και Θερμότητας (ΚΑΠΕ)
- [27]: **S. Zhu, K. Deng, S. Qu:** Energy and exergy analyses of a bottoming Rankine cycle for engine exhaust heat recovery, Energy, 58 (2013), pp. 448–457
- [28]: **D. Wei, X. Lu, Z. Lu, J. Gu:** Performance analysis and optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery, Energy Convers. Manag., 48 (2007), pp. 1113–1119
- [29]: **Bernardo Peris , Joaquín Navarro-Esbría , Francisco Moles, Manuel Gonzalez b , Adrian Mota-Babiloni:** Experimental characterization of an ORC (organic Rankine cycle) for power and CHP (combined heat and power) applications from low grade heat sources, Energy, 82 (2015), pp. 269-276
- [30]: **Maria Uris, Jose Ignacio Linares, Eva Arenas:** Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant CHP/CCHP based on Organic Rankine Cycle for a district network in Spain, Energy, 88 (2015), pp. 935-945
- [31]: **Hassan Hajabdollahi:** Investigating the effects of load demands on selection of optimum CCHP-ORC plant, Appl. Thermal Eng., 87 (2015), pp.547-558
- [32]: **Ε.Δ. Ρογδάκης:** Σημειώσεις του μαθήματος Λογισμικό Θερμοδυναμικής της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.
- [33]: **Fatih Bouzeffour, Benyoucef Khelidj, Miloud Tahar abbes:** Experimental investigation of a solar absorption refrigeration system working with silicagel/water pair: A case study for Bou-Ismaïl solar data, Solar Energy, 131 (2016), pp.165-175
- [34]: **Ε.Ν. Ξηράκης:** Συστήματα Ψύξης με ηλιακή ενέργεια, Διπλωματική Εργασία, Επιβλέπων: Χ.Τζιβανίδης
- [35]: **Σ.Χατζηδάκης:** Σημειώσεις Ψύξης Α και Β Μέρος, ΕΜΠ (2003), pp. 35
- [36]: **Chunnanond K., Aphornratana S.:** Ejectors: applications in refrigeration technology. Renew. Sustain. Energy Rev., 8 (2004), pp.129-155
- [37]: **Chen J., Jarall S., Havtun H., Palm B.:** A review on versatile ejector applications in refrigeration systems. Renew. Sustain. Energy Rev., 49 (2015), pp. 67–90

- [38]: **Besagni G., Mereu R., Inzoli F.:** Ejector refrigeration: a comprehensive review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 53 (2016), pp.373–407
- [39]: **Elbel S.:** Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air, *Intern, Journal of Ref.*, 34 (2011), pp.1545-1561
- [40]: **Sarkar J.:** Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems – a review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (2012), pp.6647–6659
- [41]: **Saban Ünal:** Determination of the ejector dimensions of a bus air-conditioning system using analytical and numerical methods, *Applied Thermal Eng.*, 90 (2015), pp.110-119
- [42]: **M. Dennis, T. Cochrane, A. Marina:** A prescription for primary nozzle diameters for solar driven ejectors, *Solar Energy*, 115 (2014), pp.187-197
- [43]: **Tawatchai Jaruwongwittaya, Guangming Chen:** Application of Two Stage Ejector Cooling System in a Bus, *Energy Procedia*, 14(2012), pp.5-7
- [44]: **Alejandro Gutiérrez, Noel León:** Conceptual development and CFD evaluation of a high efficiency – variable geometry ejector for use in refrigeration applications, *Energy Procedia*, 57 (2014), pp.2544-2553
- [45]: **Paulo R. Pereira, Szabolcs Varga, Joao Soares, Armando C. Oliveira, Antonio M. Lopes, Fernando G. de Almeida, Joao F. Carneiro:** Experimental results with a variable geometry ejector using R600a as working fluid, *Int. Journal of Ref.*, 46 (2014), pp.77-85
- [46]: **B.Elhub, Mohamed Azly Abdul Aziz, Mohd Khairul Anuar Bin Shrif Sohif Mat:** Review of ejector design parameters and geometry for refrigeration and air conditioning application, *University Kebangsaan Malaysia, MALAYSIA* (2014)
- [47]: **Jia Yan, Wenjian Cai, Yanzhong Li:** Geometry parameters effect for air-cooled ejector cooling systems with R134a refrigerant, *Ren. Energy*, 46 (2012), pp.155-163
- [48]: **Ma X, Zhang W, Omer SA, Riffat SB:** Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications, *Appl. Therm.*, 30 (2010), pp.1320-1325
- [49]: **Varga S, Oliveira A, Diaconu B.:** Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning, *Int. J Low-Carbon Technology* (2009)
- [50]: **Ersoy HK, Yalcin S, Yapici R, Ozgoren M.:** Performance of a solar ejector cooling system in the southern region of Turkey, *Applied Energy*, 84 (2007), pp. 971-983
- [51]: **Wang J, Dai Y, Gao L.:** Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle, *Appl. Energy*, 85 (2008), pp. 1071-1085
- [52]: **Saeed Javan, Vahid Mohamadi, Pouria Ahmadi, Pedram Hanafizadeh:** Fluid selection optimization of a combined cooling, heating and power (CCHP) system for residential applications, *Appl. Thermal*, 96 (2015), pp.26-36
- [53]: **A. Selvaraju and A. Mani:** Experimental investigation on R134a vapor ejector refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006), pp. 1160-1166
- [54]: **T. Sankarlal and A. Mani:** Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia, *Renewable Energy*, 32 (2007), pp. 1403-1413

- [55]: **P. Chaiwongsa and S. Wongwises**: Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device, *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008), pp. 467-477
- [56]: **R. Yapici**: Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123, *Energy Conversion and Management*, 49 (2008), pp. 953-961
- [57]: **Bartosz Gil, Jacek Kasperski**: Efficiency analysis of alternative refrigerants for ejector cooling cycles, *Energy Conv. Manag.*, 94 (2015), pp.12-18
- [58]: **Alexis GK**: Exergy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid, *Int.J Energy Res.* (2005), pp.95–105
- [59]: **Boumaraf L., LallemandA.**: Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimension in gand off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a, *Appl. Therm. Eng.* (2009), pp29-265
- [60]: **Xiailo Ma, Wei Zhang, Riffat SB, Omer SA**: Experimental investigation fan ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *Applied Therm. Eng.*, 30 (2010), pp. 1320-1325
- [61]: **AlexisGK, Katsanis JS**: Performance characteristics of a methanol ejector refrigeration unit, *Energy Conv. Manag.*, 45(2004), pp.2729-2744
- [62]: **Xiangjie Chen, Mark Worall, Siddig Omer, Yuehong Su, Saffa Riffat**: Theoretical studies of a hybrid ejector CO₂compression cooling system for vehicles and preliminary experimental investigations of an ejector cycle, *Appl.Energy*, 102 (2013), pp.931-942
- [63]: **Mehdi Zeyghami, D. Yogi Goswami, Elias Stefanakos**: A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods, *Ren. Sust. En. Rev.*, 51(2015), pp.1428-1445
- [64]: **J. M. Abdulateef, Nurul Muiz Murad, M. A. Alghoul, A. Zaharim and K. Sopian**: Experimental Study on Combined Solar-Assisted Ejector Absorption Refrigeration System, Malaysia, pp.162-166
- [65]: **Giorgio Besagni n, Riccardo Mereu, FabioInzoli**: Ejector refrigeration: A comprehensive review, *Ren. Sust. En. Rev.*, 53 (2016), pp.373-407
- [66]: **Schuster A, Karellas S, Kakaras E, Spliethoff H**: Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 29, Issues 8-9 (2009), pp. 18099-1817
- [67]: **Stoppato A**: Energetic and economic investigation of the operation management of an Organic Rankine Cycle cogeneration plant, *Energy*, 41 (2012), pp.3-9
- [68]: **American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers**: Designation and Safety Classification of Refrigerants (2013), pp. 10-14
- [69]: **Danfoss**: Refrigerants for Loweing the GWP: www.refrigerants.danfoss.com/refrigerants-for-lowering-the-gwp
- [70]: **Vankeirsbilck I., Vanslambrouck B., Gusev S., De Paepe M.**: Organic Rankine Cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation (2011)
- [71]: **H. H. West J. M. Patton**: Selection of working fluids for Organic Rankine Cycle University of Oklahoma Norman
- [72]: **YIOULA Glassworks**: www.yioula.gr

- [73]: **Werner Vogel**: "Glass Chemistry", Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH & Co. K (November 1994)
- [74]: **Ζούρου Κυριακή**: Διπλωματική εργασία με θέμα "Τεχνοοικονομική μελέτη συστήματος ανάκτησης θερμότητας στη βιομηχανία γυαλιού" (2013), pp. 10-13
- [75]: www.en.wikipedia.org/wiki/Isopentane
- [76]: **Cameo Chemicals**: cameochemicals.noaa.gov/chris/IPT.pdf
- [77]: **J.H. Keenan, E.P Neumann**: A simple ejector, J.Appl.Mech.64 (1942), pp. 85-91
- [78]: **I.W. Eames, S. Aphornaratana, H. Haider**: A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, Int. J. Refrig. 18 (1995), pp. 378–385
- [79]: **D.W. Sun, I.W. Eames**: Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycle, Int. J. Energy Res. 19 (1996), pp. 172-180
- [80]: **N.H. Aly, A. Karmeldin, M.M. Shamloul**: Modelling and simulation of steam jet ejectors, Desalination 123 (1999), pp. 1–8
- [81]: **B.J. Huang, J.M.Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko**: A 1-D analysis of ejector performance, Int. J. Refrig. 22 (1999), pp. 354–364
- [82]: **ESDU (1986)**: Ejectors and Jet Pumps, Design for Steam Driven Flow, Engineering Science Data Item 86030, London
- [83]: Handbook of pumps and pumping by Nesbitt, Brian, 2006
- [84]: **Bourhan Tashtoush, Aiman Alshare, Saja Al-Rifai**: Performance study of ejector cooling cycle at critical mode under superheated primary flow, Enregy Conv. Manag., 94 (2015), pp.300-310
- [85]: **Raul Roman, Jorge I. Hernandez**: Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants, Int. Journal Ref., 34 (2011), pp.1707-1716
- [86]: **John E. Edwards**: Design and rating shell and tube heat exchangers (2008), pp.24
- [87]: **Θ.Καραπάντσιος**: Σημειώσεις στους Εναλλάκτες Θερμότητας, Α.Π.Θ.
www.eng.auth.gr/~chemtech/foititika/fd/heat_exchangers/ch05_enallaktes_A4.pdf
- [88]: **Azher M.Abed, M.A. Alghoul, K. Sopian**: Performanse evaluation of flash tank-absorption cooling cycle using two ejectors, Applied Thermal Engineering, (2016), pp.47-60
- [89]: www.en.wikipedia.org/wiki/Nominal_Pipe_Size
- [90]: **Χρυσ αφίδης Α.Ε.**: Επίσημος Κατάλογος προϊόντων
- [91]: http://www.ari.org/App_Content/ahri/files/standards%20pdfs/ANSI%20standards%20pdfs/ANSI.AHRI%20495-2005-.pdf
- [92]: www.herculesvanbodies.com/Refrigeration-Mannual.pdf
- [93]: **Beswick engineering**: www.beswick.com/basics-pressure-regulators

- [94]: **B.J. Huang, J.H. Wua, R.H. Yen, J.H. Wang, H.Y. Hsu, C.J. Hsia, C.W. Yen, J.M. Chang:** System performance and economic analysis of solar-assisted cooling/heating system, *Solar Energy* 85 (2011), pp.2802-2810
- [95]: **Εταιρία Triogen,** Power and Heat: www.triogen.nl/about/company
- [96]: **Εταιρία Tranter,** Heat Exchangers: www.tranter.com
- [97]: **Εταιρία Lowara,** a Xylem brand: www.lowara.com
- [98]: **Εταιρία Βαμβακάς,** Βιομηχανικός Εξοπλισμός: www.vamvacas.gr
- [99]: **ΛΑΓΗΕ (Λειτουργός Αγοράς Ηλεκτρικής Ενέργειας):** www.lagie.gr/systimaegyymenon-timon/ape-sithya/adeidotiki-diadikasia-kodikopoiisi-nomothesis-ape/periechomena/times-energeias-apo-ape-sithya-plin-fb
- [100]: **Στ. Παπαθανασίου:** Σημειώσεις Οικονομικής Αξιολόγησης Επενδύσεων Ηλεκτροπαραγωγής από ΑΠΕ, Μάθημα: Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας, Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Μηχανικών Υπολογιστών, Ε.Μ.Π.
- [101]: **Cesar Giovanni Gutierrez-Arriaga, Faissal Abdelhady, Hisham S. Bamufleh, Medardo Serna-Gonzalez, Mahmoud M. El-Halwagi, Jose Maria Ponce-Ortega:** Industrial waste heat recovery and cogeneration involving organic Rankine cycles, *Clean Techn. Environ. Policy* 17 (2015), pp. 767–779
- [102]: **M. Astolfi:** Techno-economic optimization of low temperature CSP systems based on ORC with screw expanders, *Energy Procedia* 69 (2015), pp. 1100 – 1112
- [103]: **Carlo Carcasci, Beniamino Pacifici, Lorenzo Winchler, Lorenzo Cosi, Riccardo Ferraro:** Thermo-economic Analysis of a One-Pressure Level Heat Recovery Steam Generator Considering Real Steam Turbine Cost, *Energy Procedia* 82 (2015), pp. 591 – 598
- [104]: **Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye, Bertrand F. Tchanche, Vincent Lemort:** Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles, *Applied Thermal Eng.* 31 (2011), pp. 2885-2893
- [105]: **WalravenP., LaenenB., D’haeseleerW.:** Optimum Configuration of Plate Heat Exchangers for the Use in ORCs for Low Temperature Geothermal Heat Sources, *Energy Conv. Manag.*, 83 (2014), pp.177-187