



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

***ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ
ΤΡΙΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΜΕ ΑΝΑΚΤΗΣΗ
ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΔΙΑΤΑΞΗ
ΣΥΓΚΛΙΝΟΝΤΟΣ-ΑΠΟΚΛΙΝΟΝΤΟΣ
ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ***

Του Φοιτητή

Πασακόπουλου Ευστασθίου

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Φεβρουάριος 2016

Περίληψη

Στην παρούσα εργασία αναλύεται θεωρητικά και μοντελοποιείται ένα κύκλωμα τριπαραγωγής με ακροφύσιο για παραγωγή ψύξης, θέρμανσης και ηλεκτρισμού. Συγκεκριμένα στο πρώτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα κύρια συστήματα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση θερμότητας, αναλύεται η ανάγκη για ανάκτηση θερμότητας και παρουσιάζονται βασικές εφαρμογές τριπαραγωγής. Στο τέλος του κεφαλαίου αναλύεται και η σημασία του όρου της εξέργειας στην αξιολόγηση συστημάτων παραγωγής ενέργειας. Στο δεύτερο κεφάλαιο περιγράφονται αναλυτικά τα συστήματα ψύξης με χρήση ακροφυσίου. Αναλύονται τα βασικά λειτουργικά χαρακτηριστικά των ακροφυσίων καθώς και τα μεγέθη που παραμετροποιούν την λειτουργία τους. Ιδιαίτερη έμφαση στο κεφάλαιο αυτό δίνεται και στα ψυκτικά που χρησιμοποιούνται ως εργαζόμενα μέσα σε τέτοια κυκλώματα καθώς οι ιδιότητές τους καθορίζουν σε μεγάλο βαθμό τις επιδόσεις των συστημάτων αυτών. Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η μοντελοποίηση του συστήματος τριπαραγωγής που μελετήθηκε. Περιγράφονται οι σχέσεις και οι ισολογισμοί που διέπουν την λειτουργία του και αναλύεται ο αλγόριθμος που χρησιμοποιήθηκε στον υπολογισμό των διαφόρων παραμέτρων του συστήματος. Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται και σχολιάζονται διεξοδικά τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την ανάλυση διαφόρων περιπτώσεων λειτουργίας του συστήματος τριπαραγωγής. Τέλος, στο πέμπτο κεφάλαιο συνοψίζονται τα συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Περιεχόμενα

Περίληψη.....	2
Περιεχόμενα Εικόνων.....	5
Περιεχόμενα Σχημάτων.....	5
Περιεχόμενα Πινάκων.....	6
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή.....	8
1.1 Ενεργειακό πρόβλημα και ανάγκη εξοικονόμησης ενέργειας.....	8
1.2 Ανάκτηση θερμότητας.....	9
1.2.1 Ανάκτηση θερμότητας από καυσαέρια.....	10
1.2.2 Ανάκτηση θερμότητας από δίκτυα ατμού.....	10
1.2.3 Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας από απόνερα.....	11
1.2.4 Σημασία της ανάκτησης θερμότητας.....	11
1.2 Τριπαραγωγή.....	12
1.3 Ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle-ORC).....	15
1.4 Τεχνολογίες ψύξης.....	17
1.4.1 Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης.....	17
1.4.2 Συμπίεση ατμού με δέσμη ρευστού (διάταξη συγκλίνοντος- αποκλίνοντος ακροφυσίου).....	20
1.4.3 Ψύξη δι' απορροφήσεως.....	22
1.5 Στόχος διπλωματικής εργασίας.....	25
Κεφάλαιο 2: Τριπαραγωγή με Ακροφύσιο (ejector).....	27
2.1 Περιγραφή κυκλωμάτων.....	27
2.2 Ακροφύσιο.....	30
2.2.1 Ιστορική Αναδρομή Παρούσα Κατάσταση.....	30
2.2.2 Περιγραφή της ροής στο ακροφύσιο.....	31
2.2.3 Παράμετροι λειτουργίας ενός συστήματος ακροφυσίου.....	33
2.2.4 Τύποι ακροφυσίου και εφαρμογές.....	34
2.3 Ψυκτικά μέσα.....	35
2.3.1 Εξέλιξη των ψυκτικών μέσων.....	35
2.3.2 Κριτήρια Επιλογής ψυκτικού μέσου.....	40
Κεφάλαιο 3: Μοντελοποίηση του συστήματος.....	42
3.1 Αλγόριθμος Υπολογισμού Ακροφυσίου.....	42
3.2 Παράμετροι εισόδου.....	46
3.3 Χαρακτηριστικές Παράμετροι Απόδοσης του κυκλώματος.....	48

3.3.1 Εξέργειακή ανάλυση	49
3.4 Υπολογισμός χαρακτηριστικών ιδιοτήτων των θέσεων του κυκλώματος.....	54
Κεφάλαιο 4: Αποτελέσματα	56
4.1 Αποτελέσματα ονομαστικού σημείου	57
Στα διαγράμματα που ακολουθούν φαίνονται η ψυκτική, θερμική και ηλεκτρική ισχύς για κάθε ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιήθηκε.	67
4.2 Αλληλεξάρτηση των μεταβλητών.....	69
4.3 Ερευνητικοί στόχοι της ανάπτυξης της τεχνολογίας του ακροφυσίου	89
4.4 Σύγκριση	89
Κεφάλαιο 5: Συμπεράσματα	92
Παράρτημα: Κώδικας υπολογισμών	94
1. Κώδικας τριπαραγωγής.....	94
2. Κώδικας ψύξης	102
3. Κώδικας ηλεκτρισμού	109
4. Υποπρόγραμμα υπολογισμού εξεργειών.....	114
Βιβλιογραφία	116

Περιεχόμενα Εικόνων

Εικόνα 1: Τριπαραγωγή.....	12
Εικόνα 2: Σχεδιάγραμμα τυπικής εγκατάστασης ORC και αντίστοιχο διάγραμμα T-s	16
Εικόνα 3: Σχεδιάγραμμα τυπικής ψυκτικής εγκατάστασης με μηχανική συμπίεση	18
Εικόνα 4: Συμπίεση ατμού με δέσμη ρευστού	20
Εικόνα 8: Κύκλωμα τριπαραγωγής	28
Εικόνα 9: Κύκλωμα ηλεκτρισμού	29
Εικόνα 10: Κύκλωμα ψύξης.....	29
Εικόνα 11: Θέσεις ακροφυσίου.....	30
Εικόνα 5: Ακροφύσιο.....	33
Εικόνα 6: Μεταβατικά ψυκτικά μέσα	37
Εικόνα 7: Πρόγραμμα κατάρτησης χρήσης HCFCs (Πηγή: EPA	39

Περιεχόμενα Σχημάτων

Σχήμα 1: Αλγόριθμος υπολογισμού ακροφυσίου.....	45
Σχήμα 2: Θερμοδυναμικός κύκλος για περίπτωση τριπαραγωγής με ψυκτικό μέσο R134a σε διάγραμμα T-s	56
Σχήμα 3: Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς για κάθε ψυκτικό μέσο	68
Σχήμα 4: Παραγόμενη ψυκτική ισχύς για κάθε ψυκτικό μέσο.....	68
Σχήμα 5: Παραγόμενη θερμική ισχύς για κάθε ψυκτικό μέσο	69
Σχήμα 6: Μεταβολή ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με λόγο παροχών w	70
Σχήμα 7: Μεταβολή της ψυκτικής ισχύος με λόγο παροχών w	71
Σχήμα 8: Μεταβολή βαθμού απόδοσης εξέργειας με λόγο μαζών w	72
Σχήμα 9: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς με λόγο μαζών w	73
Σχήμα 10: Μεταβολή ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με θερμοκρασία εξάτμισης του αναγεννητή.....	74
Σχήμα 11: Μεταβολή βαθμού απόδοσης εξέργειας με θερμοκρασία εξάτμισης του αναγεννητή.....	74
Σχήμα 12: Μεταβολή ηλεκτρικής ισχύος με θερμοκρασία εξάτμισης του αναγεννητή	75
Σχήμα 13: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς με θερμοκρασία εξάτμισης του αναγεννητή.....	76
Σχήμα 14: Μεταβολή ψυκτικής ισχύος με θερμοκρασία εξάτμισης εξατμιστή	77
Σχήμα 15: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς με θερμοκρασία εξάτμισης εξατμιστή....	78
Σχήμα 16: Μεταβολή ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή.....	79
Σχήμα 17: Μεταβολή ηλεκτρικής ισχύος με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή.....	79
Σχήμα 18: Μεταβολή ψυκτικής ισχύος με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή.....	80
Σχήμα 19: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή.....	81
Σχήμα 20: Μεταβολή βαθμού απόδοσης εξέργειας με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή.....	81
Σχήμα 21: Καταστροφή εξέργειας κάθε στοιχείου για R134a	82

Σχήμα 22: Καταστροφή εξέργειαs κάθε στοιχείου για R113	83
Σχήμα 23: Καταστροφή εξέργειαs κάθε στοιχείου για R227ea	83
Σχήμα 24: Καταστροφή εξέργειαs κάθε στοιχείου για R245fa.....	84
Σχήμα 25: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για τον αναγεννητή περίπτωση τριπαραγωγής	85
Σχήμα 26: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για το συμπυκνωτή περίπτωση τριπαραγωγής	86
Σχήμα 27: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για τον αναγεννητή περίπτωση ψύξης	86
Σχήμα 28: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για το συμπυκνωτή περίπτωση ψύξης	87
Σχήμα 29: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για τον αναγεννητή περίπτωση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας	87
Σχήμα 31: Διάγραμμα ροής ενέργειας (Sankey)	88
Σχήμα 30: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για το συμπυκνωτή περίπτωση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας	88

Περιεχόμενα Πινάκων

Πίνακας 1: Εφαρμογές τεχνολογιών ακροφυσίου	35
Πίνακας 2: Πίνακας σταθερών	46
Πίνακας 3: Παραδοχές μεγεθών	47
Πίνακας 4: Ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιήθηκαν	48
Πίνακας 5: Ιδιότητες R134a για τριπαραγωγή.....	57
Πίνακας 6: Ιδιότητες R134a για ψύξη	57
Πίνακας 7: Ιδιότητες R134a για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.....	58
Πίνακας 8: Ιδιότητες R113 για τριπαραγωγή.....	58
Πίνακας 9: Ιδιότητες R113 για ψύξη	58
Πίνακας 10: Ιδιότητες R113 για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.....	59
Πίνακας 11: Ιδιότητες R227ea για τριπαραγωγή.....	59
Πίνακας 12: Ιδιότητες R227ea για ψύξη	59
Πίνακας 13: Ιδιότητες R227ea για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.....	60
Πίνακας 14: Ιδιότητες R245fa για τριπαραγωγή.....	60
Πίνακας 15: Ιδιότητες R245fa για ψύξη	60
Πίνακας 16: Ιδιότητες R245fa για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.....	61
Πίνακας 17: Μεγέθη εξέργειαs R134a για τριπαραγωγή	61
Πίνακας 18: Μεγέθη εξέργειαs R134a για ψύξη	61
Πίνακας 19: Μεγέθη εξέργειαs R134a για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας	62
Πίνακας 20: Μεγέθη εξέργειαs R113 για τριπαραγωγή	62
Πίνακας 21: Μεγέθη εξέργειαs R113 για ψύξη	62
Πίνακας 22: Μεγέθη εξέργειαs R113 για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας	63
Πίνακας 23: Μεγέθη εξέργειαs R227ea για τριπαραγωγή	63
Πίνακας 24: Μεγέθη εξέργειαs R227ea για ψύξη	63
Πίνακας 25: Μεγέθη εξέργειαs R227ea για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας	64
Πίνακας 26: Μεγέθη εξέργειαs R245fa για τριπαραγωγή	64
Πίνακας 27: Μεγέθη εξέργειαs R245fa για ψύξη	64

Πίνακας 28: Μεγέθη εξέργειας R245fa για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.....	65
Πίνακας 29: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες τριπαραγωγής	65
Πίνακας 30: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας	65
Πίνακας 31: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες ψύξης	65
Πίνακας 32: Παράμετροι απόδοσης τριπαραγωγής	66
Πίνακας 33: Παράμετροι απόδοσης παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.....	66
Πίνακας 34: Παράμετροι απόδοσης ψύξης	66
Πίνακας 35: Θερμοδυναμικά μεγέθη καυσαερίου και βαθμός απόδοσης αναγεννητή για τριπαραγωγή	67
Πίνακας 36: Ισχείς και βαθμοί απόδοσης για τριπαραγωγή	67

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

1.1 Ενεργειακό πρόβλημα και ανάγκη εξοικονόμησης ενέργειας

Ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα που απασχολεί την παγκόσμια κοινότητα είναι το ενεργειακό. Η ενέργεια είναι καθοριστική για την ανάπτυξη και την ευζωία των κοινωνιών και παρουσιάζει σταθερά ανοδική πορεία από άποψη ζήτησης τα τελευταία χρόνια. Βασική αιτία είναι η παγκόσμια πληθυσμιακή έκρηξη η οποία μοιάζει ανεξέλεγκτη και η άνθηση μεγάλων οικονομιών (όπως Κίνα, Ινδία).

Η παραγωγή ενέργειας σήμερα στηρίζεται κυρίως σε ορυκτά καύσιμα ενώ υπάρχει και μια προσπάθεια για αύξηση του μεριδίου των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Ο κύριος λόγος είναι η κλιματική αλλαγή η οποία πλέον είναι φανερή. Κύρια αιτία της είναι οι τεράστιες ποσότητες CO₂ που παράγονται (30.000.000.000 τόνοι ετησίως), ποσότητες οι οποίες είναι πρωτόγνωρες για τη Γη εδώ και πάνω από 3.000.000 χρόνια. (Cosmos-NASA)

Σύμφωνα με τις τελευταίες εκτιμήσεις τα αποθέματα πετρελαίου, φυσικού αερίου και λιθάνθρακα επαρκούν για την κάλυψη των αναγκών 40, 70 και 200 χρόνια αντίστοιχα. Αυτό σημαίνει ότι αργά ή γρήγορα θα αναγκαστούμε να αλλάξουμε το μοντέλο παραγωγής ενέργειας. Το ζητούμενο είναι να αλλάξει πριν να είναι αργά καθώς οι επιστήμονες έχουν προειδοποιήσει ότι αλλάζοντας η σύσταση της ατμόσφαιρας η κατάσταση που θα διαμορφωθεί ίσως να είναι μη αντιστρεπτή.

Η παραγωγή, μεταφορά και διανομή ενεργειακών προϊόντων αποτελεί έναν από τους πιο σημαντικούς κλάδους της οικονομίας κάθε χώρας και ίσως ο πιο παγκοσμιοποιημένος τομέας. Η εξέλιξη της τεχνολογίας στον τομέα της ενέργειας καθορίζει τις συνέπειες της κλιματικής αλλαγής ανάλογα με την επιλογή της χρηματοδότησης των έργων υποδομής η οποία χρηματοδότηση φανερώνει την τάση των πολιτικών που επικρατούν παγκοσμίως. Σήμερα αυτό που χαρακτηρίζει την πολιτική στον ενεργειακό τομέα είναι η τάση για μεγέθυνση και απεξάρτηση από εθνικές πολιτικές. Έτσι η Ευρωπαϊκή Ένωση προσπαθεί να ασφαλίσει τον ενεργειακό εφοδιασμό, να μειώσει το φαινόμενο του θερμοκηπίου και να εξασφαλίσει την

ανταγωνιστικότητα μεταβαίνοντας σε αγορές ενέργειας ενοποιημένες περιφερειακά, απελευθερωμένες, ανταγωνιστικές και ευρύτερα παγκοσμιοποιημένες.

Το βέβαιο είναι ότι μετά την βιομηχανική επανάσταση που έφερε και την εποχή του άνθρακα το μοναδικό βήμα για την αποφυγή της κρίσης σε όλα τα επίπεδα είναι μια σύγχρονη ενεργειακή επανάσταση.

Δεδομένης της αυξανόμενης ζήτησης και της περιβαλλοντικής κρίσης υπάρχουν λύσεις με κυριότερες τη συμπαραγωγή, την τριπαραγωγή και την ανάκτηση θερμότητας οι οποίες αποτελούν το ενδιάμεσο σκαλοπάτι στην κατεύθυνση της τελικής απεξάρτησης από κάθε καύση ορυκτών.

1.2 Ανάκτηση θερμότητας

Ανάκτηση θερμότητας είναι η διαδικασία με την οποία επιτυγχάνεται αξιοποίηση μέρους της θερμότητας που αποβάλλεται από κάποια μονάδα παραγωγής θερμότητας. Η ανάκτηση γίνεται μέσω εναλλαγής θερμότητας μεταξύ ρευμάτων ρευστών που αποβάλλονται (π.χ. καυσαέρια, απόνερα κλπ) και ρευστών που συμμετέχουν στην παραγωγική διαδικασία (π.χ. αέρας καύσης, νερά διεργασιών κλπ). Η ανάκτηση θερμότητας από τα απορριπτόμενα θερμά ρεύματα επιτυγχάνεται με εναλλάκτες θερμότητας. Τα συστήματα παραγωγής θερμότητας παρουσιάζουν πάντοτε απώλειες. Παρ' όλο που οι απώλειες θερμότητας υφίστανται σε όλες τις παραγωγικές διαδικασίες, είναι πολύ σημαντικό να εκτιμηθεί σωστά το μέγεθός τους, προκειμένου, σε συνδυασμό με το απαιτούμενο κόστος, να αποφασισθεί εάν είναι ορθολογική μια επένδυση για την ανάκτηση μέρους αυτών των απωλειών.

Από τεχνική άποψη, ο σκοπός ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας είναι η αξιοποίηση της μεγαλύτερης δυνατής ποσότητας απορριπτόμενης θερμότητας με την απλούστερη τεχνικά λύση. Κάθε σύστημα αξιολογείται μεμονωμένα και η όποια εφαρμογή ανάκτησης θερμότητας επιλεγεί θα πρέπει να συνεπάγεται τις κατά το δυνατόν μικρότερες επεμβάσεις στο υπάρχον σύστημα.

Σε κάθε εγκατάσταση απαιτείται κατάλληλος και προσεκτικός υπολογισμός, με στόχο τη μεγιστοποίηση του αναμενόμενου οφέλους. Δεν είναι π.χ. σκόπιμο να χρησιμοποιηθεί σε μία εγκατάσταση ένας πολύ μεγάλος εναλλάκτης θερμότητας για

να ανακτηθεί σχεδόν όλο το ποσό θερμότητας που χάνεται, διότι αυτό θα έχει πολύ μεγάλο κόστος με δυσανάλογα μικρό όφελος.

Η ανακτώμενη θερμότητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την προθέρμανση του νερού ή του αέρα καύσης, αυξάνοντας έτσι τη συνολική απόδοση του συστήματος παραγωγής ενέργειας, καθώς και για την κάλυψη αναγκών της παραγωγικής διαδικασίας σε θερμό νερό ή θερμό αέρα.

1.2.1 Ανάκτηση θερμότητας από καυσαέρια

Οι απώλειες θερμότητας ενός λέβητα οφείλονται κυρίως στα καυσαέρια και είναι ανάλογες με την παροχή των καυσαερίων και της θερμοκρασίας τους. Τοποθετώντας έναν εναλλάκτη θερμότητας στο ρεύμα των καυσαερίων μπορεί να ανακτηθεί θερμότητα χρήσιμη για τις ανάγκες μιας μονάδας. Η ανακτώμενη θερμότητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή θερμού νερού, για την προθέρμανση αερίων, υγρών κλπ. Η θερμότητα αυτή, υπό κανονικές συνθήκες θα αποβαλλόταν στο περιβάλλον σαν απώλεια θερμότητας.

1.2.2 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.

1.2.3 Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας από απόνερα

Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας είναι δυνατόν να επιτευχθεί και από απόνερα που προκύπτουν από την παραγωγική διαδικασία της βιομηχανίας. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι τα απόνερα των βαφείων.

1.2.4 Σημασία της ανάκτησης θερμότητας

Σε βιομηχανικές και σε οικιακές εγκαταστάσεις όπου υφίσταται εξοπλισμός για θέρμανση, ψύξη, κλιματισμό, παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας κτλ. παράγονται μεγάλες ποσότητες θερμότητας, ως υποπροϊόν της λειτουργίας τους, η οποία όμως σπαταλιέται και διοχετεύεται ανεκμετάλλευτη στο περιβάλλον, σε ποσοστό το οποίο εκτιμάται ότι κυμαίνεται από 10 έως 50% (1).

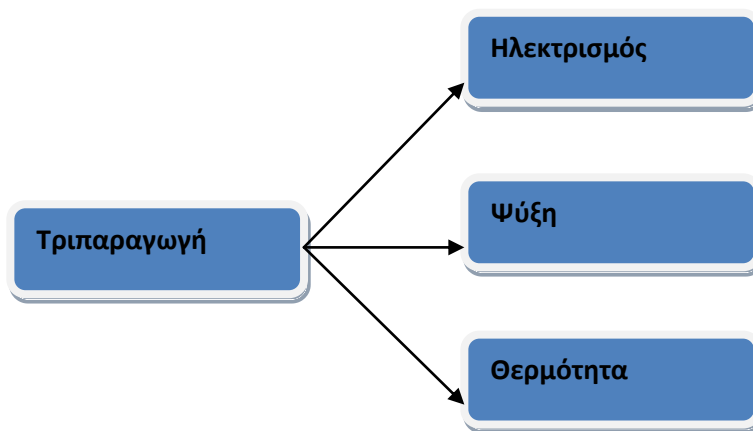
Σε ένα περιβάλλον όπου το κόστος της ενέργειας αυξάνεται συνεχώς σε συνδυασμό με τη δημιουργία ολοένα και περισσότερων ενεργειακών πολιτικών για τη μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (CO₂), η αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας – ενέργειας θεωρείται ευρέως ως ένας από τους πιο υποσχόμενους και παράλληλα αξιόπιστους τομείς.

Η απορριπτόμενη θερμότητα μπορεί να επανακτηθεί με μία συσκευή η οποία ονομάζεται εναλλάκτης θερμότητας. Συναντάμε διάφορους τύπους και μεγέθη εναλλακτών, ενώ η επιλογή του ιδανικού εναλλάκτη προκύπτει αφού λάβουμε υπ' όψην μας μια σειρά από οικονομοτεχνικά στοιχεία της εκάστοτε εγκατάστασης.

Με τον εναλλάκτη θερμότητας επιτυγχάνεται η αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας από ένα μέσο σε ένα άλλο (π.χ. από τα καυσαέρια στο νερό). Τα μέσα αυτά μπορούν να διαχωρίζονται στεγανά για να αποφεύγεται η ανάμειξη τους ή μπορεί να είναι σε άμεση επαφή. Η επανακτώμενη ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί στο πρωτεύον σύστημα παραγωγής θερμότητας αυξάνοντας έτσι τον βαθμό απόδοσής του ή να χρησιμοποιηθεί για την θέρμανση κάποιου χώρου του κτιρίου στο οποίο βρίσκεται ή ακόμα και να αξιοποιηθεί για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.

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.

1.2 Τριπαραγωγή



Εικόνα 1: Τριπαραγωγή

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. Το φυσικό αέριο είναι το πιο δημοφιλές λόγω της διαθεσιμότητάς του, του κόστους και της μικρότερης περιβαλλοντικής επίδρασης. Αυτά τα συστήματα συμπαραγωγής αποτελούν έναν από τους καλύτερους τρόπους εξοικονόμησης ενέργειας καθώς μπορούν να εκμεταλλευτούν μέρος της απορριπτόμενης θερμότητας για την παραγωγή ψύξης και θέρμανσης.

Ένα συνηθισμένο σύστημα συμπαραγωγής 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 Heat Recovery Steam Generator (HRSG). Σε αρκετές εφαρμογές η θερμότητα

αυτή χρησιμοποιείται για να τροφοδοτήσει ένα ψύκτη απορρόφησης όπως αναφέρεται και στη μελέτη των Mohammad Ameri, Ali Behbahaninia, Amir Abbas Tanha (38).

Η αξιολόγηση της απόδοσης για διάφορα συστήματα συμπαραγωγής κτιρίων έχει παρουσιαστεί από τους Kanoglu και Dincer (2). Συγκεκριμένα έχουν παρουσιάσει τις επιδράσεις μερικών θερμοδυναμικών παραμέτρων όπως της πίεσης του ατμού και της θερμοκρασίας στον βαθμό ενεργειακής αξιοποίησης καθώς και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Οι Wu και Wang (3) έχουν δημοσιεύσει έρευνες πάνω σε διάφορους τύπους συστημάτων συμπαραγωγής με διαφορετικές θερμικές πηγές στις οποίες παρουσιάζονται αναλυτικά όλα τα επιμέρους χαρακτηριστικά αυτών των συστημάτων ψύξης, θέρμανσης και ηλεκτρισμού. Ο Li et al. (4) έχουν προτείνει την εισαγωγή μιας τυπικής περίπτωσης λειτουργίας η οποία θα μπορεί να αποτελέσει την αναφορά για την αξιολόγηση της απόδοσης των συστημάτων τριπαραγωγής και παρουσίασαν μια μεθοδολογία υπολογισμού τόσο της αρχικής κατανάλωσης ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα από το οποίο θα ανακτηθεί η θερμότητα όσο και τις επιμέρους παραγωγές και τους αντίστοιχους βαθμούς απόδοσης του κυκλώματος της τριπαραγωγής.

Οι Kong και Wang (5) έχουν ερευνήσει πειραματικά την απόδοση της μικρο-συνδυασμένης ψύξης, θέρμανσης και ηλεκτρισμού (CCHP) μιας LPG και μηχανής φυσικού αερίου και με ένα νέο ψύκτη απορρόφησης. Επίσης, παρουσιάζεται η ενεργειακή ανάλυση του συστήματος micro-CCHP. Η αποδοτικότητα της ενέργειας δεν είναι αξιόπιστος παράγοντας για την αξιολόγηση του συστήματος CCHP καθώς τα παραγόμενα πόσα δεν είναι της ίδια μορφής ενέργειας. Συνεπώς, ο Rosen et al. (6) έχει υπολογίσει την εξεργειακή αποδοτικότητα εκτός της ενεργειακής κι έτσι έχει αξιολογήσει την απόδοση ενός τέτοιου συστήματος. Οι Khaliq και Kaushik (7) έχουν μελετήσει την απόδοση ενός CHP συστήματος με έναν αεριοστρόβιλο και αναθέρμανση. Έχουν χρησιμοποιήσει θερμοδυναμική μεθοδολογία και παρουσιάζει την επίδραση μερικών χαρακτηριστικών του ατμού όπως οι θερμοκρασίες των pinch point στην απόδοση του κύκλου.

Ο Minciuc et al. (8) έχει μελετήσει ένα σύστημα τριπαραγωγής με απορρόφηση. Για την αξιολόγηση της ενεργειακής απόδοσης του κύκλου εισήγαγαν τεχνικά κριτήρια όπως ο COP. Το σύστημα ψύξης με ακροφύσιο ατμού είναι πιο οικονομικό από τον ψύκτη απορρόφησης (9) οπότε, ο ψύκτης απορρόφησης μπορεί να αντικατασταθεί από ένα τέτοιο σύστημα. Ο Huang et al. έχει μελετήσει τα χαρακτηριστικά της

απόδοσης και έχει αναλύσει τις παραμέτρους σχεδιασμού των συστημάτων ψύξης με ακροφύσιο (10). Έχουν κατασκευάσει ένα χάρτη της λειτουργίας του ακροφυσίου από το οποίο έχει πραγματοποιηθεί η ανάλυση σχεδιασμού τέτοιων συστημάτων.

Ο Wang et al. (11) έχει προτείνει ένα σύστημα συνδυασμένης ψύξης και ηλεκτρισμού (CCP) για να παράγει ενέργεια και ψύξη με βάση τον κύκλο Rankine με σύστημα ψύξης με ακροφύσιο και έχει δημοσιεύσει τα αποτελέσματα της εξεργειακής ανάλυσης που πραγματοποιήθηκε για την μελέτη της απόδοσης του κύκλου. Επιπλέον, αξιολογούνται οι συνέπειες των λειτουργικών παραμέτρων του ηλεκτρισμού και της ψύξης. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται η πίεση εισόδου στο στρόβιλο, η πίεση αντίθλιψης του στροβίλου, η θερμοκρασία του συμπυκνωτή και του εξατμιστή έχουν σημαντικές επιδράσεις στην ενέργεια που αποδίδει ο στρόβιλος, η ψύξη και η εξεργειακή απόδοση.

Η λειτουργία ενός συστήματος τριπαραγωγής που βασίζεται σε ατμοστρόβιλο, με ψύξη με ακροφύσιο ερευνήθηκε από τον Alexis (9) ο οποίος παρουσίασε τα αποτελέσματα των λειτουργικών παραμέτρων της απόδοσης εν'ος τέτοιου κύκλου. Ο Boukhanouf et al. (12) έχει ερευνήσει το σχεδιασμό και τη θεωρητική ανάλυση ενός συστήματος τριπαραγωγής μικρής κλίμακας που συνίσταται από μια συνδυασμένη μονάδα θέρμανσης και ηλεκτρισμού (CHP) βασισμένο σε ένα αεριοστρόβιλο. Έχουν αναπτύξει ένα μοντέλο για την προσομοίωση όλων των στοιχείων του συστήματος σε μια δυναμική διαδικασία για την κατανόηση της επίδρασης διαφόρων λειτουργικών παραμέτρων στην απόδοση του συστήματος. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δείχνουν ότι είναι δυνατόν να επιτευχθεί εξοικονόμηση καυσαερίου της τάξης του 15% με χρήση κατάλληλων πηγών θερμότητας, ηλεκτρισμού και ψύξης.

Ο Godefroy et al. (13) έχουν παρουσιάσει το σχεδιασμό και την ανάλυση των πιθανών συστημάτων τριπαραγωγής βασισμένα σε μονάδα CHP με μηχανή αερίου (5,5 kWe) και ένα ψυκτικό κύκλο ακροφυσίου. Έχουν δείξει ότι συνολική απόδοση περίπου 50% επιτυγχάνεται με συστήματα σχεδιασμένα για εφαρμογές που απαιτούν ταυτόχρονη ψύξη και θέρμανση. Επίσης, έχουν υποστηρίξει ότι ενώ η χρησιμοποίηση του ηλεκτρισμού του CHP στον ψυκτικό κύκλο αυξάνει την ψύξη, δε βελτιώνει τη συνολική απόδοση και αυξάνει τις εκπομπές CO₂ του συστήματος. Οι μειωμένες εκπομπές σε παραδοσιακά συστήματα έχουν επιτευχθεί με βελτιώσεις στη μετάδοση θερμότητας από το CHP στον ψυκτικό κύκλο.

Οι Invernizzi και Iora (14) μελέτησαν ένα σύστημα τριπαραγωγής με σύστημα ανάκτησης των καυσαερίων ενός μικρού αεριοστρόβιλου και σύστημα ψύξης με

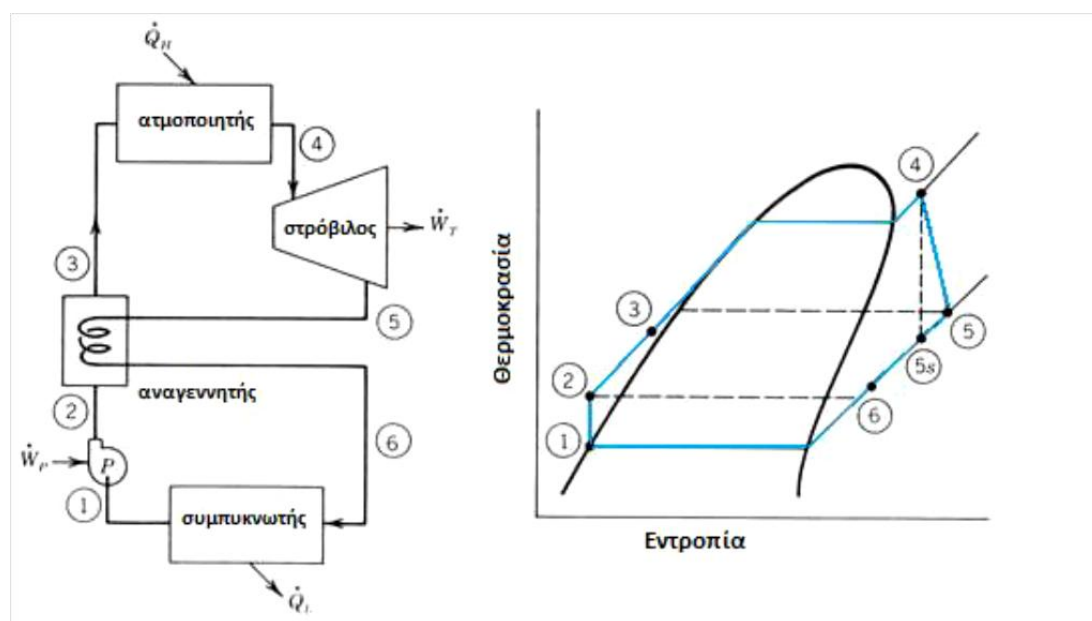
ακροφύσιο εξάτμισης. Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης του ακροφυσίου υπολογίστηκε 25%. Στην ανάλυση χρησιμοποιήθηκαν ως εργαζόμενα μέσα το μείγμα νερό-αμμωνίας και το R134a. Ο μέγιστος συντελεστής συμπεριφοράς για την ψύξη που επιτεύχθηκε με θερμοκρασία συμπύκνωσης 40°C είναι 0,3. Χρησιμοποιώντας έναν αεριοστρόβιλο ονομαστικής ισχύος 25kWe η ψυκτική ισχύς που παράγεται κυμαίνεται από 16 έως 20kWh ανάλογα με το ποσοστό ανάκτησης της θερμότητας ενώ παράγεται και ζεστό νερό περίπου 50°C. Στην δημοσίευση των Wang, J., Dai, Y. και Gao, L. (11) αναλύεται ένα ακόμα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και ψύξης στο οποίο συνδυάζεται ο κύκλος Rankine με τον ψυκτικό κύκλο του ακροφυσίου. Ως θερμική πηγή προτείνεται η χρήση είτε των καυσερίων ενός αεριοστροβίλου είτε γεωθερμία είτε οι θερμικές απώλειες μιας βιομηχανικής διαδικασίας. Χρησιμοποιώντας έναν γενετικό αλγόριθμο μελετήθηκε η επίδραση των διαφόρων παραμέτρων στην εξεργειακή απόδοση του συστήματος. Από τα αποτελέσματα προέκυψε το συμπέρασμα ότι οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης επιδρούν σε μεγάλο βαθμό στην απόδοση του συστήματος όπως επίσης και η πίεση στην είσοδο του στροβίλου. Ο βέλτιστος εξεργειακός βαθμός απόδοσης υπολογίστηκε ίσος με 27,1% για πίεση εισόδου στον στροβίλο 0,7852MPa θερμοκρασία ατμοποίησης 118°C και πίεση στην έξοδο του στροβίλου ίση με 0,1462MPa. Η μέγιστη καταστροφή εξέργειας παρατηρήθηκε στον εναλλάκτη θερμότητας που λαμβάνει χώρα η ανάκτηση θερμότητας.

1.3 Ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle-ORC)

Ο κύκλος ORC είναι παρόμοιος με τον απλό κύκλο Clausius-Rankine με τη βασική διαφορά να έγκειται στο εργαζόμενο μέσο όπου αντί να χρησιμοποιείται νερό-ατμός χρησιμοποιείται κάποιο οργανικό μέσο και είναι η πιο κατάλληλη τεχνική για την εκμετάλλευση διαθέσιμης θερμικής ενέργειας σε θερμοκρασίες κάτω των 200°C (16). Ο ORC συνίσταται στην ατμοποίηση του οργανικού μέσου και κατόπιν την εκτόνωσή του σε στροβίλο προς παραγωγή μηχανικού έργου. Η ροή χαμηλής πίεσης η οποία εξέρχεται από το στροβίλο συμπυκνώνεται και στην συνέχεια επιστρέφει με τη βοήθεια αντλίας στην ροή υψηλής πίεσης του κύκλου. Με βάση την παραπάνω

περιγραφή, είναι εύκολα κατανοητό ότι τα κύρια στοιχεία μιας τέτοιας εγκατάστασης είναι παρόμοια με μίας συμβατικής ατμοηλεκτρικής εγκατάστασης. Μια εξέλιξη του ίδιου συστήματος περιλαμβάνει και έναν αναγεννητή με σκοπό την αύξηση της απόδοσης της εγκατάστασης. Αναφορικά με την πολυπλοκότητά του το σύστημα ORC είναι απλούστερο από αυτό ενός κύκλου ατμού καθώς δεν υπάρχει η ανάγκη ύπαρξης τυμπάνου συνδεδεμένου με τον λέβητα, αντί αυτού αρκεί ένας μοναδικός εναλλάκτης θερμότητας για να υλοποιήσει τις τρεις φάσεις της θέρμανσης του εργαζόμενου μέσου. Έτσι, μία τυπική διάταξη που υλοποιεί τον οργανικό κύκλο Rankine φαίνεται στην Εικόνα 2.

Κατά το σχεδιασμό μιας εγκατάστασης ORC βασικές προτεραιότητες είναι η επιλογή του οργανικού μέσου και ο θερμοδυναμικός σχεδιασμός του κύκλου για μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης. Η επιλογή αυτή καθορίζεται κυρίως από τη θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον κύκλο και τις περιβαλλοντικές παραμέτρους του μέσου, όπως επίσης και από τη διαθεσιμότητα αυτού στο εμπόριο



Εικόνα 2: Σχεδιάγραμμα τυπικής εγκατάστασης ORC και αντίστοιχο διάγραμμα T-s

Τα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται στις περισσότερες εφαρμογές ORC είναι το R134a και το R245fa. Το R134a είναι κατάλληλο για λειτουργία με θερμικές πηγές κάτω των 100°C και μπορεί να επιτύχει θερμικούς βαθμούς απόδοσης περίπου 10% και να παράγει ειδικό έργο της τάξης των 15kJ/kg. Το R245fa είναι σε θέση να

εκμεταλλευτεί θερμικές πηγές έως 150°C και να παράγει ειδικό έργο της τάξης των 30kJ/kg με βαθμό απόδοσης 12% για θερμοκρασία ατμοποίησης περίπου 120°C (16).

1.4 Τεχνολογίες ψύξης

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.

Τα δυο βασικά μειονεκτήματα των οργανικών ρευστών έναντι του νερού είναι το υψηλότερο κόστος για την προμήθειά τους καθώς και ότι τα περισσότερα θεωρούνται επικίνδυνα οπότε απαιτείται κατάλληλος εξοπλισμός προστασίας.

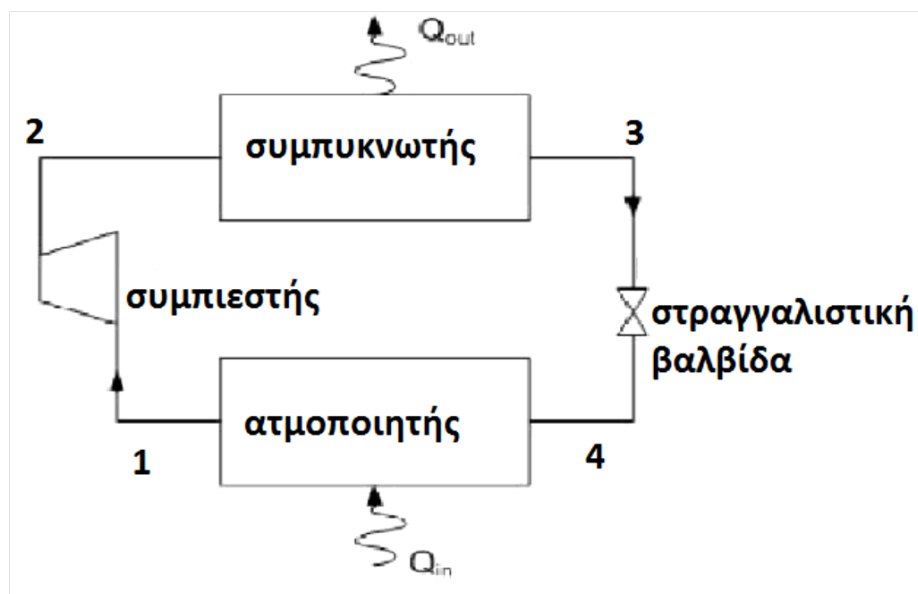
Η ισχύς των κύκλων ORC που έχουν αναπτυχθεί κυμαίνεται μεταξύ 2kW έως 10kW ενώ παρουσιάζουν χαμηλό ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης που κυμαίνεται από 10 έως 30% ανάλογα με την τεχνική που εφαρμόζεται και εξαρτάται κατά κύριο λόγο από τη θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμη η θερμότητα.

Το σημαντικό πλεονέκτημα αυτών των συστημάτων είναι ότι παράγουν επιπλέον ισχύ χωρίς την χρήση περισσότερου καυσίμου.

1.4.1 Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης

Η πλέον διαδεδομένη μέθοδος παραγωγής ψύξης βασίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσης ενός σώματος και των θερμικών συναλλαγών στα πλαίσια της μεταβολής αυτής. Με τον τρόπο αυτό, γίνεται αξιοποίηση της θερμότητας που απορροφάται κατά την ατμοποίηση του μέσου. Με δεδομένο ότι απαιτείται η συνεχής παροχή ψύξης, ο απλός ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης αποτελείται από την

συμπύεση του μέσου, τη συμπύκνωση, τον στραγγαλισμό της πίεσης και την ατμοποίηση, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 3.



Εικόνα 3: Σχεδιάγραμμα τυπικής ψυκτικής εγκατάστασης με μηχανική συμπίεση

Οι αντλίες θερμότητας για θέρμανση και κλιματισμό χώρου χρησιμοποιούνται ευρέως σε πολλές χώρες. Κατά τη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών, η αξιοπιστία και η απόδοση των αντλιών θερμότητας έχει βελτιωθεί σημαντικά, το οποίο φαίνεται στην εκτεταμένη οικιακή και οικονομική χρήση για κλιματισμό χώρου.

Από την επισκόπηση της διαθέσιμης βιβλιογραφίας παρατηρούμε ότι οι αναλύσεις που έχουν γίνει βασίζονται στο δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής, και παρουσιάζουν αποτελέσματα για την διαθεσιμότητα της ενέργειας και την εξέργεια σε διάφορες θεωρητικές και πειραματικές εγκαταστάσεις (15-21). Σε άλλη μελέτη (17) έχει αναλυθεί το μη αναστρέψιμο αποτέλεσμα που συνοδεύει τη μεταφορά θερμότητας για δεδομένη θερμοκρασιακή διαφορά και έχουν προταθεί τεχνικές για την βελτίωση της του συστήματος. Θεωρητικές μελέτες που αφορούν την εξέργεια σε κυκλώματα ψύξης με μηχανική συμπίεσης έχουν δημοσιευθεί από τους Nakanishi et al. και Hiharat (18).

Οι Nakanishi et al. ερεύνησε τον εξεργειακό COP διαφόρων αντλιών θερμότητας της αγοράς και καθόρισε δυνατά ανώτατα όρια για τις λεγόμενες υπερ-αντλίες θερμότητας. Ο Hiharat μελέτησε θεωρητικά συστήματα αντλιών θερμότητας και ανέλυσε εξεργειακά την απόδοση του κάθε επιμέρους στοιχείου της εγκατάστασης. Πειραματικές μελέτες συστημάτων ψύξης με μηχανική συμπίεση και εξεργειακές

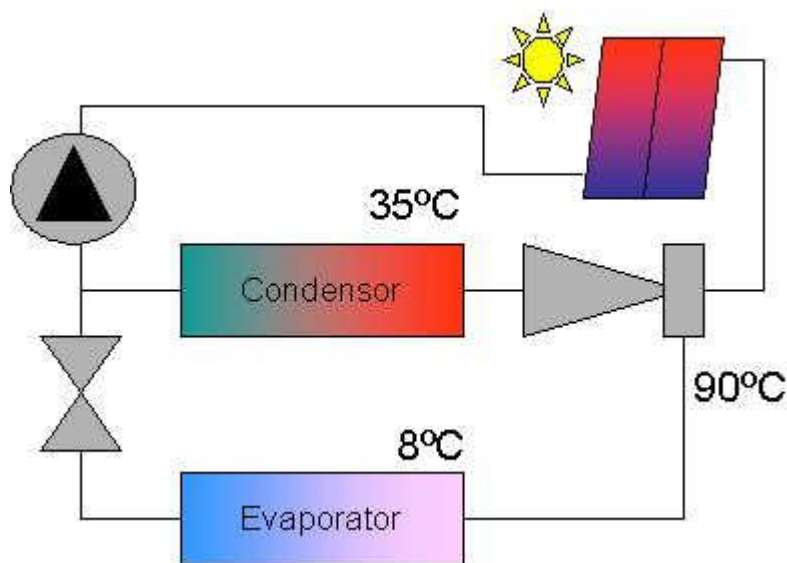
ανάλυσης του κύκλου έχουν παρουσιαστεί και σε άλλες δημοσιεύσεις (5-11). Οι Akai και Schoenhals (19) μελέτησαν πειραματικά ένα σύστημα αντλίας θερμότητας, ανέλυσαν τα πειραματικά δεδομένα χρησιμοποιώντας τον πρώτο και δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής, και παρουσίασαν την έννοια της θερμοδυναμικής διαθεσιμότητας. Έδειξαν τη σημασία και τις δυσκολίες για τον εντοπισμό και τη χρήση πειραματικών θερμοκρασιών δεξαμενής στον υπολογισμό του αντιστρόφου κύκλου Carnot.

Οι Kaygusuz και Ayhan (20) μελέτησαν πειραματικά ένα ηλιακό σύστημα αντλίας θερμότητας, και ανέλυσαν τα πειραματικά αποτελέσματα υπό το πρίσμα της εξέργειας. Ο Torres-Reyes et al. (21) παρουσίασε μια πειραματική μελέτη συνοδευόμενη από μια μελέτη βελτιστοποίησης ενός ηλιακού συστήματος αντλίας θερμότητας και πρότεινε μια μεθοδολογία για να προσδιοριστούν οι βέλτιστες θερμοκρασίες ψυκτικού μέσου στο συμπυκνωτή και εξατμιστή ως συνάρτηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των ψυκτικών μέσων. Οι Torres-Reyes και Cervantes de Gortari (22) μελέτησαν πειραματικά το ίδιο ηλιακό σύστημα αντλίας θερμότητας και παρουσίασαν την απόδοση του δεύτερου νόμου και το συντελεστή απόδοσης βασισμένοι στον πρώτο νόμο, και συγκρίνοντάς τα με τα αντίστοιχα θεωρητικά. Είναι εμφανές ότι ο COP των αντλιών θερμότητας έχει βελτιωθεί τις τελευταίες δυο δεκαετίες. Οι κατασκευαστές το έχουν πετύχει μέχρι τώρα λαμβάνοντας υπόψη μόνο τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο της θερμοδυναμικής, μηχανική διαίσθηση και τεχνογνωσία.

Σε άλλη δημοσίευση (23) παρουσιάζονται η ανάλυση εξέργειας και η πειραματική μελέτη ενός εμπορικού συστήματος αντλίας θερμότητας (Matsushita room air conditioner CS-XG28M). Για το σύστημα αυτό παρουσιάζονται βασισμένοι στον α θερμοδυναμικό νόμο ο πειραματικός και θεωρητικός βαθμός απόδοσης, ο COP καθώς και ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης, COP_{max} ως συνάρτηση των φορτίων $Q^{\cdot} H$, $Q^{\cdot} L$, και ποσοστό θερμοδυναμικής θερμοκρασίας, κτλ. Η απόδοση εξέργειας και ο COP για θέρμανση και ψύξη έχουν υπολογιστεί παρομοίως. Έχει βρεθεί ότι εξαιρώντας τη ισχύ που καταναλώνεται για τον ανεμιστήρα, ο πειραματικός COP κυμαίνεται σαν μια αντίστροφη συνάρτηση φορτίου από 7,4 μέχρι 3,85, ο COP μπορεί να βελτιωθεί από 20 μέχρι 30% όταν επιτυγχάνεται βέλτιστος σχεδιασμός, ενώ παρόμοια συμπεράσματα εξάγονται και όταν διάφοροι COP εξετάζονται σαν συνάρτηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης.

Επιπρόσθετα παρατηρήθηκε ότι η απόδοση εξέργειας η_E είναι μια μειούμενη συνάρτηση του φορτίου, από 0,3 έως 0,22, και ο συντελεστής απόδοσης της εξέργειας είναι μια μειούμενη συνάρτηση του τ_c για ρύθμιση θέρμανσης από 0,37 με 0,25, και μια αυξανόμενη συνάρτηση για ρύθμιση ψύξης από 0,13 μέχρι 0,34, ενώ η καταστροφή εξέργειας του κύκλου στα διάφορα επιμερους στοιχεία, είναι περιορισμένη. Το ποσοστό της εξέργειας που χρησιμοποιήθηκε για τη λειτουργία της αντλίας θερμότητας κυμαίνεται από 39,7 έως 62,1% ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας. Από τα αποτελέσματα της έρευνας πιστοποιήθηκε ότι η βελτιστοποίηση του κύκλου μπορεί να επιτευχθεί μόνο αν αναλυθεί εξεργειακά το κάθε στοιχείο της εγκατάστασης ώστε να καταστεί δυνατή η αξιολόγηση και η συνεισφορά του κάθε στοιχείου στην απόδοση του συστήματος.

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



Εικόνα 4: Συμπύεση ατμού με δέσμη ρευστού

Στις ψυκτικές εγκαταστάσεις με μηχανική συμπύεση ατμού η ενέργεια που απαιτείται σύμφωνα με το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος, προσφέρεται στο μηχανικό συμπιεστή υπό μορφή μηχανικού έργου, δηλαδή καταναλώνεται ενέργεια ευγενούς μορφής. Είναι δυνατό, όμως, αντί του μηχανικού

έργου, να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος κάθε μορφή ενέργειας, επομένως και η θερμότητα.

Η χρήση της θερμότητας επιβάλλεται στην πράξη και για λόγους ενεργειακής οικονομίας όταν σημαντικά ποσά θερμότητας απορρίπτονται ως παραπροϊόν διαφόρων τεχνικών εργασιών, οι οποίες ταυτόχρονα απαιτούν ψύξη. Υπάρχουν τρεις κύριες τεχνολογίες που χρησιμοποιούν τη θερμότητα για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος: οι ψύκτες απορρόφησης, οι ψύκτες προσρόφησης και οι συμπιεστές δια δέσμης ρευστού (ejector).

Οι συμπιεστές διά δέσμης ρευστού είναι μία απλή σχετικά διάταξη. Σε αντίθεση με άλλες διεργασίες, οι συμπιεστές αυτοί αποτελούνται από μία μόνο μονάδα που συνδέεται με διασωληνώσεις: αυτή της κινητήριας δέσμης του ατμού, αυτή της εισερχόμενης δέσμης και της εξερχόμενης δέσμης μετά την ανάμιξη. Επιπλέον, οι συμπιεστές δέσμης ρευστού δεν περιλαμβάνουν κινούμενα μέρη. Χάριν του απλού σχεδιασμού και της απουσίας κινούμενων μερών, αυτοί οι συμπιεστές είναι πολύ αξιόπιστοι, απαιτούν σχεδόν καμία συντήρηση και ένα σχετικά χαμηλό κόστος εγκατάστασης.

Εφόσον ο συμπιεστής διά δέσμης ρευστού λαμβάνει ισχύ μέσω χαμηλής ποιότητας ενέργειας, το κόστος λειτουργίας είναι προφανώς πολύ χαμηλότερο από αυτό των ηλεκτροκίνητων συμπιεστών. Από την άλλη πλευρά, τα κύρια μειονεκτήματα των συμπιεστών διά δέσμης ρευστού είναι η μεγάλη ευαισθησία τους κατά τη λειτουργία σε μεγαλύτερες θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ ατμοποίησης και συμπυκνώσεως από την ονομαστική τους τιμή, καθώς και ο χαμηλός θερμικός βαθμός απόδοσης.

Στη δημοσιευμένη εργασία των Jianyong Chen, Hans Havtun, Bjorn Palm (24) αναλύεται εξεργειακά ένα σύστημα ψύξης με ακροφύσιο το οποίο αποτελείται από τρεις εναλλάκτες, έναν αναγεννητή, έναν συμπυκνωτή, έναν εξατμιστή, ένα ακροφύσιο, μια στραγγαλιστική βαλβίδα καθώς και τρεις διαδρομές ρευστού. Όπως προκύπτει από τα δημοσιευμένα αποτελέσματα της ανάλυσης η μεγαλύτερη εξεργειακή καταστροφή λαμβάνει χώρα στο ακροφύσιο και ανέρχεται στο 53,6% της συνολικά καταστρεφόμενης εξέργειας στο σύστημα. Οι αμέσως μεγαλύτερες καταστροφές εξέργειας εμφανίζονται στον αναγεννητή και ανέρχονται στο 24,7% της συνολικής και τέλος στον συμπυκνωτή ίσες με 15,9% των συνολικών. Η καταστροφή εξέργειας που λαμβάνει χώρα στην στραγγαλιστική βαλβίδα, στην αντλία και στον

εξατμιστή είναι μικρή και συγκεντρωτικά ανέρχεται στο 5.8% της συνολικά καταστρεφόμενης εξέργειας του συστήματος.

Επιπρόσθετα, το ακροφύσιο σύμφωνα με τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται εμφάνιζε τον μικρότερο εξεργειακό βαθμό απόδοσης ($e_{EJ} = 29.2\%$), ενώ τα υπόλοιπα στοιχεία της εγκατάστασης εμφανίζουν να έχουν σχετικά υψηλούς εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης.

Από τον επιμερισμό της καταστρεφόμενης εξέργειας σε ενδογενή και εξωγενή προκύπτει ως συμπέρασμα ότι η βελτίωση των βαθμών απόδοσης του ακροφυσίου μειώνει σε μεγάλο βαθμό την καταστροφή εξέργειας σε αυτόν ενώ αντίθετα για την μείωση της καταστρεφόμενης εξέργειας στον αναγεννητή και στον συμπυκνωτή είναι απαραίτητη η βελτίωση όλων των υπολοίπων στοιχείων της εγκατάστασης. Συνεπώς προτείνεται η καταρχήν βελτίωση του ακροφυσίου στη συνέχεια του συμπυκνωτή και τέλος του αναγεννητή.

Η ανάλυση ευαισθησίας ως προς την επίδραση των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας στην απόδοση του συστήματος καταδεικνύει το συμπέρασμα ότι ανάμεσα στους τρεις εναλλάκτες η θερμοκρασιακή διάφορα στο συμπυκνωτή είναι εκείνη που επιδρά περισσότερο τόσο στην καταστροφή εξέργειας στον ίδιο τον συμπυκνωτή όσο και στην συνολική καταστροφή στο σύστημα. Σημαντική επίδραση στην καταστροφή της εξέργειας παρουσιάζει και ο βαθμός απόδοσης του ακροφυσίου. Στα πλαίσια των παραπάνω παρουσιάζεται και η εξεργειακή ανάλυση βελτιωμένων κυκλωμάτων τα αποτελέσματα της οποίας δείχνουν ότι με τις προτεινόμενες βελτιώσεις είναι δυνατόν να επιτευχθεί η μείωση της καταστρεφόμενης εξέργειας κατά 30,2% και παράλληλη αύξηση του βαθμού εξεργειακού βαθμού απόδοσης από 6,9 έως 9,5% .

Ο συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος είναι αρκετά χαμηλός και ανέρχεται σε 6,9% και ως συνέπεια το μεγαλύτερο ποσοστό της εξέργειας του καυσίμου καταστρέφεται (83,7%). Το γεγονός αυτό μπορεί κατά τον συγγραφέα να εξηγήσει και την περιορισμένη χρήση αυτών των συστημάτων στην ψύξη.

1.4.3 Ψύξη δι' απορροφήσεως

Οι ψυκτικές διατάξεις δι' απορροφήσεως χρησιμοποιούν για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος το φαινόμενο της ατμοποίησης, όπως και στις διατάξεις δια συμπίεσης ατμού

και επομένως για να έχουμε συνεχή λειτουργία με επαναχρησιμοποίηση του ψυκτικού μέσου, απαιτείται να γίνει χρήση και της αντίστοιχης συμπύκνωσης. Η διαφορά των διατάξεων δι' απορρόφησης έναντι των διατάξεων δια συμπύεσης ατμού έγκειται στη μη χρήση συμπιεστού ατμού ψυκτικού μέσου οποιουδήποτε είδους. Για τη μεταφορά του ψυκτικού μέσου από τη χαμηλή πίεση ατμοποίησης στην υψηλή πίεση συμπύκνωσης γίνεται χρήση του φαινομένου της απορρόφησης. Λόγω της απορρόφησης αυτής του ατμοποιηθέντος ψυκτικού μέσου υπό του μέσου απορρόφησης έχουμε στη χαμηλή πίεση υγρό διάλυμα και όχι ατμό, το οποίο πρέπει να μεταφερθεί στην υψηλή πίεση. Η μεταφορά αυτή γίνεται είτε με τη βοήθεια μηχανικής αντλίας, είτε δια χρήσης κατάλληλης θερμοσιφωνικής αντλίας. Στη δεύτερη περίπτωση, που εφαρμόζεται στις ψυκτικές εγκαταστάσεις δι' απορρόφησης με αδρανές αέριο, δεν απαιτείται ουδεμία μηχανική ενέργεια. Αυτό, εκτός των άλλων, συνεπάγεται την πλήρη έλλειψη κινούμενων μελών στις διατάξεις αυτές, που τις καθιστά τελειώς αθόρυβες κατά τη λειτουργία τους.

Στην περίπτωση που χρησιμοποιείται μηχανική αντλία στις διατάξεις δι' απορρόφησης, η απαιτούμενη μηχανική ενέργεια είναι, σε σύγκριση προς την αντίστοιχη των ψυκτικών εγκαταστάσεων με μηχανικό συμπιεστή, μηδαμινή.

Χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών διατάξεων δι' απορρόφησης είναι ότι απαιτούν ελάχιστη ή και καθόλου μηχανική ενέργεια και οτι παράγουν την ψυκτική ισχύ μόνο δια χρήσης 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.

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιεί δύο εργαζόμενα μέσα, το καθ' αυτό ψυκτικό μέσο και το μέσο απορρόφησης, όπως ήδη αναφέρθηκε. Τα επιθυμητά χαρακτηριστικά αυτών των δύο ουσιών είναι τα εξής:

- Η απουσία απορροφητή στερεού τύπου
- Ένα ψυκτικό που θα είναι περισσότερο πτητικό από τον απορροφητή, ώστε να διαχωρίζεται εύκολα από το απορροφητικό μέσο.
- Ένα απορροφητικό μέσο που δεν θα έχει συγγένεια με το ψυκτικό.

- Ένα ψυκτικό που θα έχει μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα.
- Μικρό βαθμό διάβρωσης και καθόλου τοξικότητα, για λόγους ασφαλείας.

Δύο κλασσικά ζεύγη τέτοιων μέσων είναι:

Αμμωνία – Νερό (NH_3/H_2O)

Νερό – Διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου ($H_2O /LiBr$)

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

Σε μια ευθεία σύγκριση μεταξύ ψύξης με συμπίεση και απορρόφηση, το δεύτερο έχει κάποια χαρακτηριστικά, για παράδειγμα, χαμηλότερη απόκριση, υψηλότερα κόστη και μικρότερο συντελεστή συμπεριφοράς (COP) τα οποία είναι μειονεκτήματα. Αυτά κάνουν τη χρήση τους μη ελκυστική. Αλλά το μεγάλο πλεονέκτημα των συστημάτων απορρόφησης είναι ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν με ολοκληρωμένο τρόπο σε συστήματα συμπαραγωγής.

Επιπλέον, όφελος μπορεί να υπάρξει από την απορριπτόμενη θερμότητα αυτών των συστημάτων, μειώνοντας την κατανάλωση ηλεκτρισμού για ψύξη (25), κάτι που δεν ισχύει στα συστήματα ψύξης με μηχανική συμπίεση (26). Οι ψύκτες απορρόφησης μπορούν επίσης να λειτουργήσουν έμμεσα παρέχοντας ζεστό νερό σε θερμοκρασιακό εύρος 70-95°C, το οποίο επιτυγχάνεται με συστήματα που χρησιμοποιούν ηλιακά συστήματα για θέρμανση νερού (27). Αυτά τα συστήματα απορρόφησης έχουν μελετηθεί και αναλυθεί εκτενώς. Έχει γίνει ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση, λαμβάνοντας υπόψη τη μόνιμη κατάσταση, χρησιμοποιώντας $LiBr/H_2O$, όπως επίσης και NH_3/H_2O . Παρομοίως πειραματικές τεχνικές έχουν αναπτυχθεί για την βελτίωση των μαθηματικών μοντέλων που σχετίζονται με τους ψύκτες απορρόφησης.

Η χρήση τεχνολογίας συμπαραγωγής συνδέεται με τα συστήματα απορρόφησης που χρησιμοποιούν θερμική ενέργεια για να παράγουν ψύξη (28). Αυτή χρησιμοποιείται

για κλιματισμό εξοικονομώντας μεγάλα ποσά ηλεκτρικής ενέργειας και βοηθώντας την οικονομία και το περιβάλλον. Αυτό έχει οδηγήσει στη χρήση νέων θερμικών συστημάτων με ψύκτες απορρόφησης (29). Παρά το ότι η χρήση ψυκτών απορρόφησης διπλασιάζεται σε συστήματα συμπαραγωγής, πολλές μελέτες διεξάγονται για τη βελτίωση των ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων (30).

Τα συστήματα ψυκτών απορρόφησης πλεονεκτούν όταν χρησιμοποιούνται με έναν έμμεσο τρόπο, π.χ. χρησιμοποιώντας απορριπτόμενη θερμότητα από άλλες διεργασίες. Υπάρχουν πολλές μελέτες οι οποίες στοχεύουν σε μονού, διπλού ακόμα και τριπλού αποτελέσματος ψύξης με εξοπλισμό απορρόφησης, οι οποίες περιορίζονται σε στατικές συνθήκες (31). Όμως, σε εμπορικές εφαρμογές, είναι απαραίτητο να ελεγχθεί η μετάβαση. Για την αναβάθμιση αυτών των μοντέλων και την κατανόηση της πραγματικής λειτουργίας είναι απαραίτητη η πειραματική ανάλυση σε εργαστήρια και/ή σε πραγματικά συστήματα. Κάποιες αναλύσεις έχουν πραγματοποιηθεί χρησιμοποιώντας χαρακτηριστικές εξισώσεις μονού και διπλού αποτελέσματος ψυκτών απορρόφησης με τη βοήθεια παλινδρομήσεων πολλαπλών μεταβλητών (32). Η μηχανική ψύξη μπορεί να αντικατασταθεί με ψύκτες απορρόφησης σε συμπαραγωγή. Οι αναφορές ερευνούν παραμέτρους όπως η ολική απόδοση των συστημάτων συμπαραγωγής, και οικονομική βιωσιμότητα. Μια άλλη αναφορά (33) συγκρίνει την ενεργειακή και οικονομική βελτίωση ενός σταθμού αερίου ή πετρελαίου σε ένα ψύκτη απορρόφησης LiBr-H₂O μονού αποτελέσματος.

1.5 Στόχος διπλωματικής εργασίας

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκε παραμετρικά ένα κύκλωμα τριπαραγωγής ψύξης-θέρμανσης-ηλεκτρισμού το οποίο εκμεταλλεύεται ανακτημένη θερμότητα από πηγή θερμοκρασίας μεγαλύτερης των 100°C.

Το κύκλωμα αποτελείται από έναν αναγεννητή ο οποίος ανακτά την απορριπτόμενη θερμότητα και αποτελεί τον κινητήριο μοχλό του συστήματος. Επίσης υπάρχει ένα ακροφύσιο αντί για συμπιεστή το οποίο είναι και ο νεωτερισμός του κυκλώματος, μια αντλία, βαλβίδα, συμπυκνωτή, εξατμιστή όπου διεξάγεται η ψύξη και ένα στρόβιλο.

Συγκεκριμένα αναλύεται η επίδραση της μεταβολής των παραμέτρων λειτουργίας (λόγος μαζών, χαρακτηριστικές θερμοκρασίες και ψυκτικό μέσο) στην απόδοση του κυκλώματος.

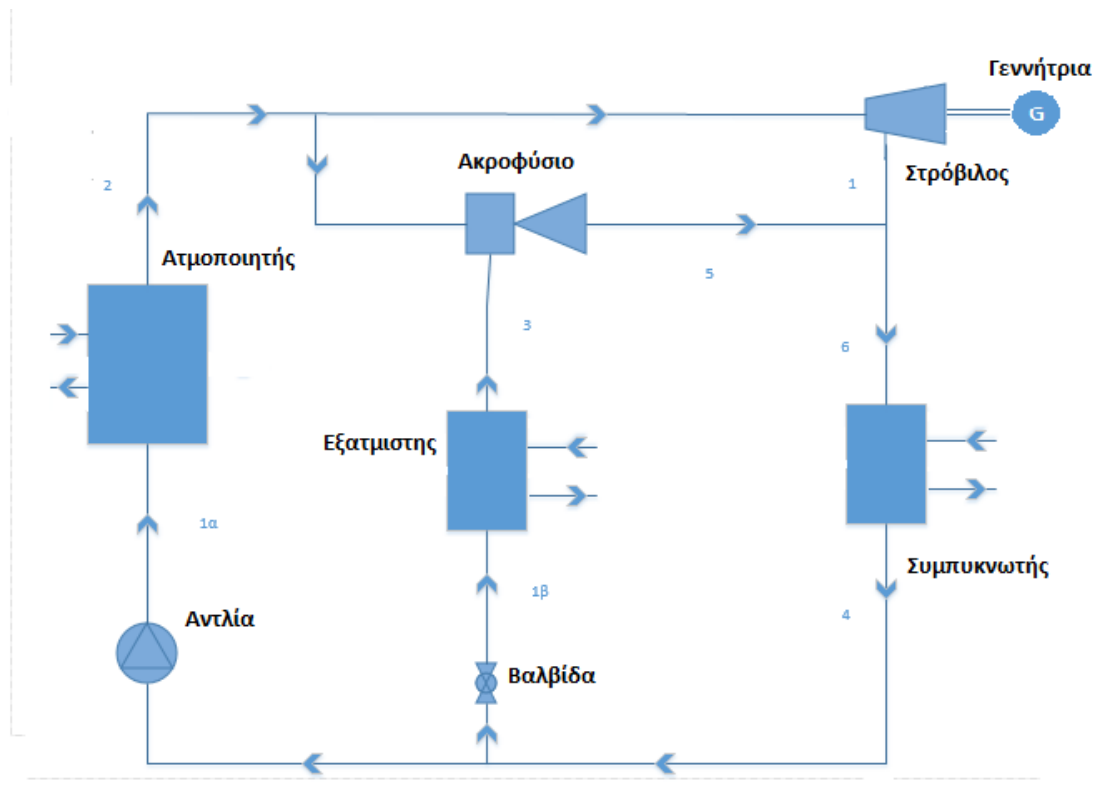
Ιδιαίτερη βαρύτητα δίνεται στην εξεργειακή ανάλυση του κυκλώματος και συγκεκριμένα στην κατανομή των εξεργειακών απωλειών στα διάφορα επιμέρους στοιχεία της εγκατάστασης.

Κεφάλαιο 2: Τριπαραγωγή με Ακροφύσιο (ejector)

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζεται το κύκλωμα που μελετήθηκε καθώς και δυο πιο απλοποιημένες μορφές του (αυτή της ψύξης και του ηλεκτρισμού όπου και απουσιάζει το ακροφύσιο) οι οποίες μελετήθηκαν με σκοπό τη σύγκριση των αποτελεσμάτων τους για την καλύτερη αξιολόγηση του κυκλώματος τριπαραγωγής. Επίσης, αναλύεται το ακροφύσιο και τα ψυκτικά μέσα αφού αφ' ενός ο τρόπος υπολογισμού του ακροφυσίου και αφ' ετέρου η επιλογή ψυκτικού μέσου επηρεάζουν σε πολύ μεγάλο βαθμό τα αποτελέσματα και τις ανάγκες του κυκλώματος.

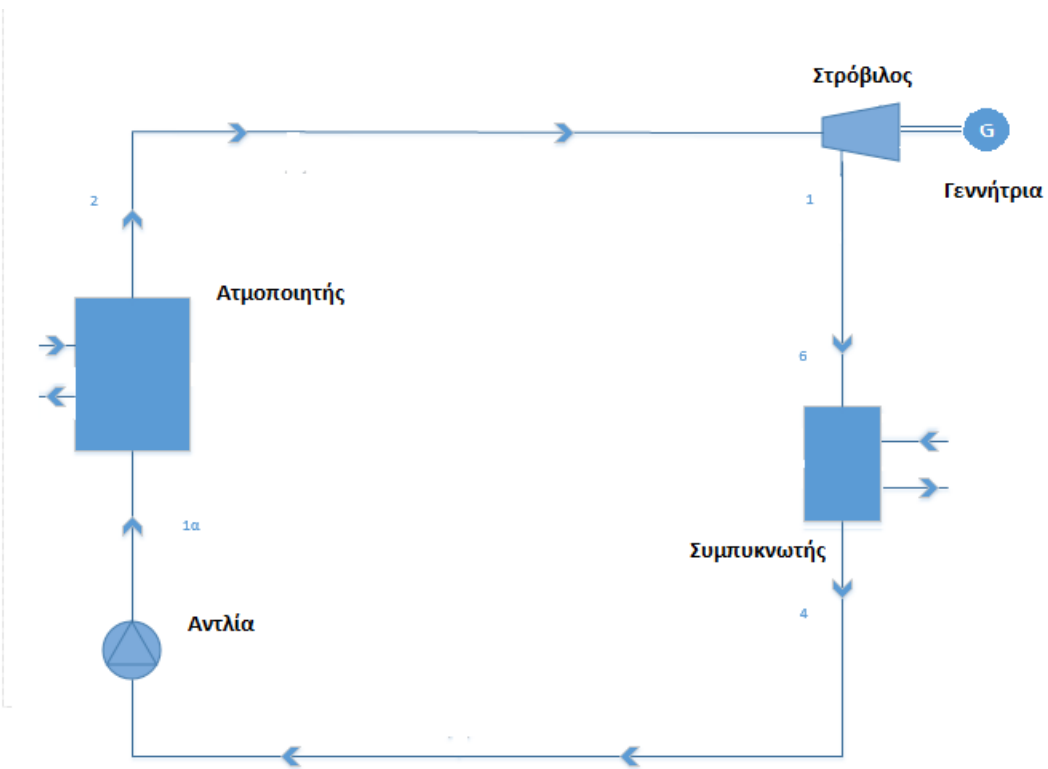
2.1 Περιγραφή κυκλωμάτων

Στην παρούσα ανάλυση θα μελετηθεί ένα εναλλακτικό κύκλωμα τριπαραγωγής στο οποίο η συμπίεση γίνεται χωρίς την χρήση του συμπιεστή αλλά με χρήση ενός ακροφυσίου. Το σκαρίφημα ενός τέτοιου συστήματος παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα στο οποίο έχει αντικατασταθεί ο συμπιεστής του από ακροφύσιο και η θερμότητα που του προσφέρεται προέρχεται από εξωγενείς διεργασίες (θερμικές πηγές, απορριπτόμενη θερμότητα) κι όχι από καύση. Η απουσία συμπιεστή μειώνει το κόστος εγκατάστασης και το κόστος συντήρησης αφού απουσιάζουν τα κινούμενα μέρη από το ακροφύσιο.

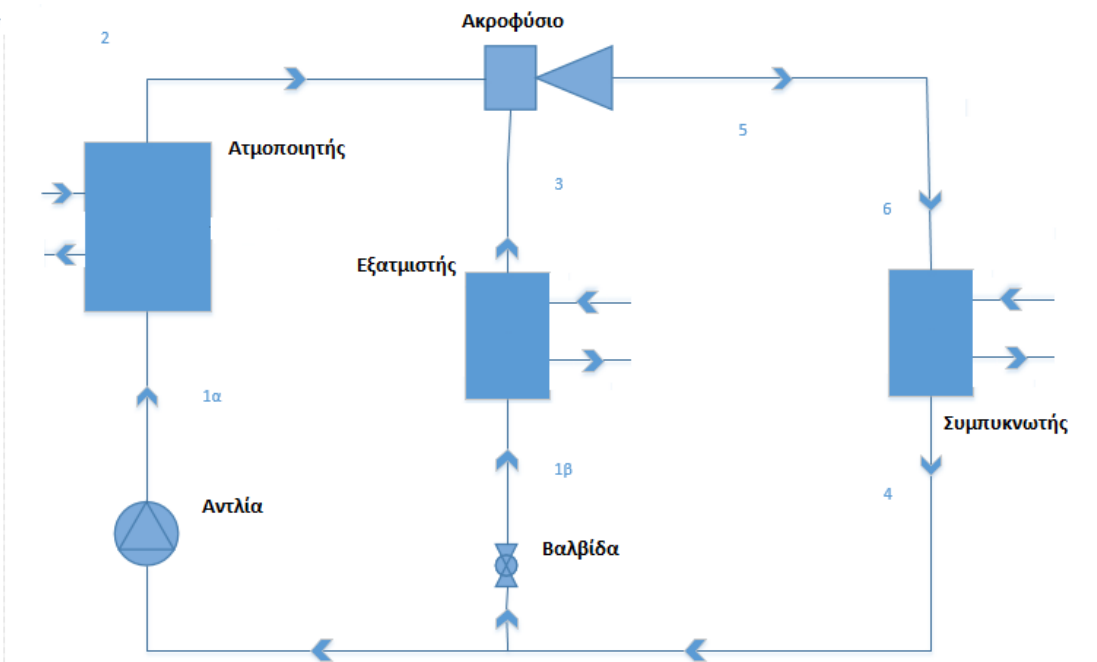


Εικόνα 5: Κύκλωμα τριπαραγωγής

Για την καλύτερη κατανόηση του κυκλώματος και των απαιτήσεών του υπολογίστηκαν και δυο απλούστερα κυκλώματα τα οποία προκύπτουν από χειρισμούς που επιβάλλονται στο κύριο. Το ένα παράγει μόνο ηλεκτρισμό διακόπτοντας όλες τις παροχές που περνάνε από το ακροφύσιο και το άλλο παράγει μόνο ψύξη διακόπτοντας την παροχή που περνάει από το στρόβιλο.

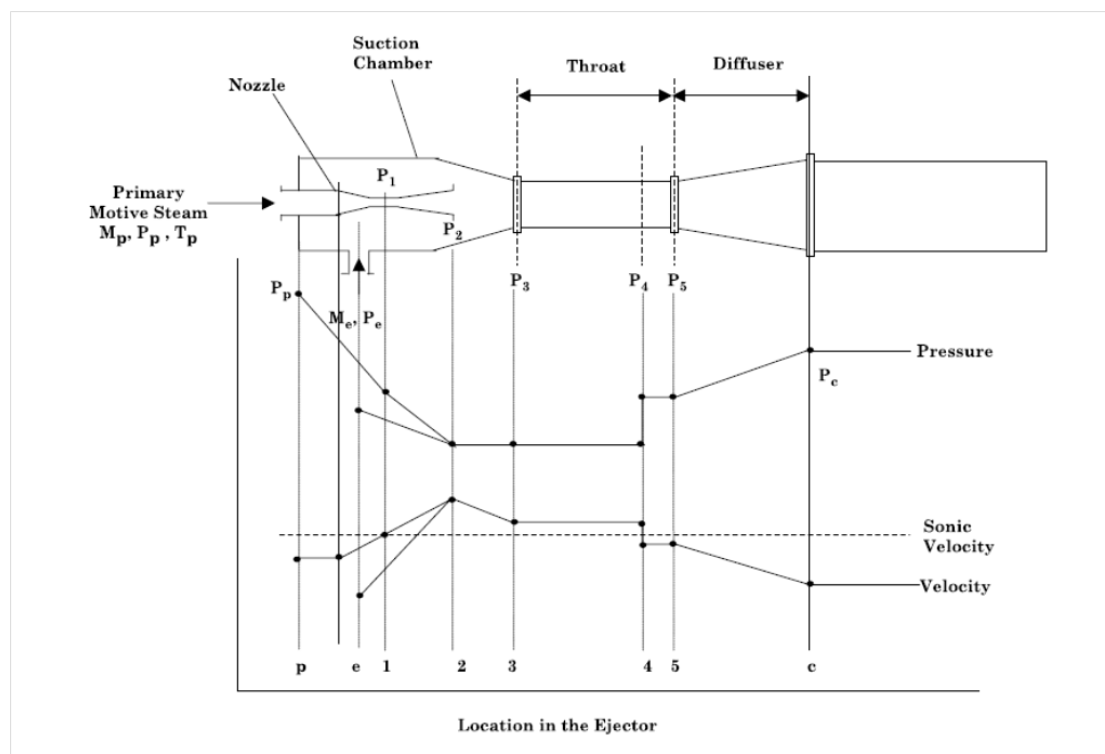


Εικόνα 6: Κύκλωμα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας



Εικόνα 7: Κύκλωμα ψύξης

Καθώς το ακροφύσιο είναι και το στοιχείο με τη μεγαλύτερη δυσκολία λόγω περιπλοκότητας υπολογισμών καθώς και ευαισθησίας όσον αφορά το θέσιμο αρχικών τιμών που να ικανοποιούν τις εξισώσεις του, οι υπολογισμοί του κυκλώματος έχουν ξεκινήσει από εκεί. Για να φανούν καλύτερα οι θέσεις του παρουσιάζεται το παρακάτω σχήμα.



Εικόνα 8: Θέσεις ακροφυσίου

2.2 Ακροφύσιο

2.2.1 Ιστορική Αναδρομή Παρούσα Κατάσταση

Το πρώτο κύκλωμα παραγωγής ψύξης με ακροφύσιο αναπτύχθηκε από τον Maurice Leblanc το 1910 και χρησιμοποιήθηκε ευρέως σε εφαρμογές κλιματισμού μέχρι την ανάπτυξη των τετραχλωρανθικών, την δεκαετία του 1930, και την χρήση τους σε

κυκλώματα μηχανικής συμπίεσης ατμού τα οποία παρουσίαζαν ιδιαίτερα υψηλούς βαθμούς απόδοσης, σε σχέση με τα κυκλώματα που βασίζονται στην θέρμανση. Ωστόσο, η έρευνα και η ανάπτυξη των συστημάτων ακροφυσίου συνεχίστηκε και βρήκε αρκετές εφαρμογές σε πολλούς βιομηχανικούς κλάδους κυρίως σε χημικές βιομηχανίες και σε εφαρμογές διεργασιών. Παρόλη την τεχνολογική ανάπτυξη, τέτοια συστήματα αν και μπορεί να παράγουν ψυκτική ισχύ από μερικά kW έως και 60.000 kW ο συντελεστής συμπεριφοράς τους, ο οποίος είναι οριζόμενος ως ο λόγος της ψυκτικής ισχύος ως προς την θερμότητα που παρέχεται στον ατμοποιητή, είναι εξαιρετικά μικρότερος στις περισσότερες εφαρμογές του 0.2.

Ένα σημαντικό επίσης μειονέκτημα των συστημάτων αυτών είναι η αισθητή πτώση του συντελεστή μεταφοράς για σημεία λειτουργίας εκτός του σημείου σχεδίασης. Με σκοπό την βελτίωση του βαθμού απόδοσης τα τελευταία χρόνια έχει μελετηθεί η χρήση του ακροφυσίου σε πιο περίπλοκα κυκλώματα όπως επίσης και ο συνδυασμός τους με συστήματα μηχανικής συμπίεσης ατμού και συστήματα απορρόφησης. Αξιοσημείωτες έρευνες έχουν πραγματοποιηθεί και στην χρήση του ακροφυσίου σε συστήματα ηλιακής ψύξης αλλά και στον τομέα των τροφίμων.

Η χρήση του ακροφυσίου στον τομέα των τροφίμων αφορά κατά κύριο λόγο εφαρμογές στις οποίες υπάρχει σημαντική θερμότητα εξόδου, η οποία μπορεί να ανακτηθεί.

Τέτοιες εφαρμογές υπάρχουν τόσο στην παραγωγική διαδικασία των βιομηχανιών τροφίμων και αφορούν στα κυκλώματα ψύξης των προϊόντων αλλά και στα κυκλώματα ψύξης των απαιτούμενων διεργασιών, όσο και κατά το στάδιο της μεταφοράς των τροφίμων. Άλλες πιθανές εφαρμογές τους είναι σε συστήματα τριπαραγωγής, όπου η παραγωγή ψύξης με την χρήση του ακροφυσίου συνδυάζεται με συστήματα συμπαραγωγής για να παρέχουν κλιματισμό.

2.2.2 Περιγραφή της ροής στο ακροφύσιο

Το ακροφύσιο είναι απλό στο σχεδιασμό του καθώς μια κύρια ροή εισάγεται αρχικά σε ένα πρώτο ακροφύσιο, επιταχύνεται και εκτονώνεται δημιουργώντας έτσι συνθήκες αναρρόφησης για μια δευτερεύουσα ροή η οποία εισάγεται από το θάλαμο αναρρόφησης. Η ροή αναμειγνύεται και τέλος διερχόμενη από ένα διαχύτη συμπιέζεται. Στην συνέχεια περιγράφονται αναλυτικότερα τόσο τα μέρη από τα οποία

αποτελείται το ακροφύσιο όσο και οι μεταβολές που λαμβάνουν χώρα σε κάθε τμήμα του.

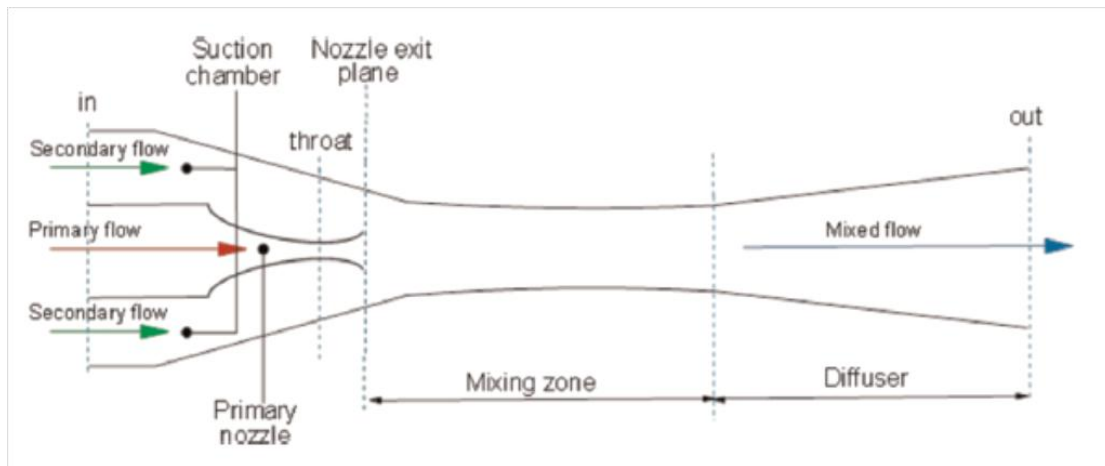
Η κύρια ροή εισάγεται στο συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο και λαμβάνει χώρα η μείωση της πίεσης και η ταυτόχρονη αύξηση της ταχύτητας στο συγκλίνον τμήμα. Η ροή γίνεται ηχητική στον λαιμό ενώ στο αποκλίνον τμήμα η αύξηση της ταχύτητας πάνω από την ηχητική δημιουργεί μείωση της πίεσης. Μια περιοχή χαμηλής πίεσης δημιουργείται έτσι στην έξοδο του ακροφυσίου (13).

Στον θάλαμο αναρρόφησης η διάφορα πίεσης που δημιουργείται ανάμεσα στο θάλαμο και την δευτερεύουσα ροή ωθεί την ροή στο εσωτερικό του ακροφυσίου. Στον θάλαμο ανάμιξης η κύρια ροή ρέει στο πρώτο της τμήμα χωρίς ανάμιξη με την δευτερεύουσα ροή δημιουργώντας ένα συγκλίνον τμήμα το οποίο συμπεριφέρεται σαν συγκλίνον ακροφύσιο για την δευτερεύουσα ροή.

Σε κάποια διατομή κατά μήκος του αγωγού αυτού η δευτερεύουσα ροή γίνεται ηχητική και εν συνεχεία ακολουθεί η ανάμιξη των δύο ροών η οποία καταλήγει σε μία ροή με μια μοναδική πίεση και ταχύτητα.

Ως συνέπεια της υπερηχητικής ροής στον θάλαμο ανάμιξης, δημιουργείται ένα κρουστικό κύμα το οποίο έχει ως αποτέλεσμα μια απότομη συμπίεση και μια αντίστοιχη μετάπτωση της ροής από υπερηχητική σε υποηχητική.

Η ροή του μείγματος των ροών στον διαχύτη μετατρέπει την κινητική ενέργεια σε πίεση με αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξηση της πίεσης και την μείωση της ταχύτητας (34).



Εικόνα 9: Ακροφύσιο

2.2.3 Παράμετροι λειτουργίας ενός συστήματος ακροφυσίου

Ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος εξαρτάται τόσο από την αναλογία μαζών όσο και από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου. Συνεπώς η επιλογή του ψυκτικού μέσου είναι καθοριστικής σημασίας για το κύκλωμα του ακροφυσίου. τα εργαζόμενα μέσα μπορούν να χαρακτηριστούν είτε ως ξηρά είτε ως υγρά είτε ως ισοτροπικά ρευστά. Τα ξηρά ρευστά είναι αυτά που προτιμούνται περισσότερο στα συμβατικά συστήματα ψύξης με ακροφύσια ενώ έρευνες δείχνουν ότι η χρήση μείγματος από ψυκτικά δεν βελτιώνει πάντα την απόδοση του συστήματος.

Οι παράμετροι που επιδρούν στην απόδοση του συστήματος είναι η θερμοκρασία του ατμοποιητή, στον οποίο γίνεται η ανακόμιση της 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.

Η επίτευξη του βέλτιστου συντελεστή συμπεριφοράς αφορά έναν αυστηρά καθορισμένο συνδυασμό των τιμών των παραμέτρων αυτών.

Στην πραγματικότητα, η βέλτιστη επίδοση και ο συντελεστής συμπεριφοράς εξαρτώνται από το εργαζόμενο μέσο, τις συνθήκες λειτουργίας και τις διαστάσεις του ακροφυσίου και όλες αυτές οι παράμετροι λειτουργίας αλληλεπιδρούν σε τέτοιο μεγάλο βαθμό ώστε να κάνουν εξαιρετικά δύσκολη την επίτευξη της βέλτιστης λειτουργίας.

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 T_c , ενώ σημαντική επίδραση στη μεταβολή του είναι και η θερμοκρασία της ανακόμισης T_p . 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 ενώ ακολουθούν η γωνία απόκλισης του ακροφυσίου και η γωνία σύγκλισης του θαλάμου ανάμειξης. Οι λιγότερο ευαίσθητες παράμετροι είναι το μήκος του τμήματος του θαλάμου ανάμειξης με την σταθερή διατομή καθώς και το μήκος του διαχύτη.

2.2.4 Τύποι ακροφυσίου και εφαρμογές

Ο σχεδιασμός και η γεωμετρία του στομίου επηρεάζει τη λειτουργία του ακροφυσίου. Συγκεκριμένα, το στόμιο μπορεί να είναι συγκλίνον και το ακροφύσιο να δουλεύει σε υποηχητικό καθεστώς μπορεί να φτάσει, το πολύ, σε ηχητική κατάσταση στην έξοδο της αναρρόφησης, ή μπορεί να είναι συγκλίνον-αποκλίνον, και η ροή μέσω του ακροφυσίου να φτάσει ηπερηχητική ταχύτητα. Η επιλογή μεταξύ των δυο τύπων ακροφυσίων εξαρτάται κυρίως από τις απαιτήσεις της κάθε εφαρμογής.

Τα υποηχητικά ακροφύσια δεν είναι σχεδιασμένα για σημαντική συμπίεση, αλλά εμφανίζουν στην λειτουργία τους μικρές απώλειες πίεσης. Στη βιομηχανία ενέργειας, βρίσκουν εφαρμογές σε εγκαταστάσεις εκτόνωσης αερίων, σε συστήματα κυψέλης καυσίμου (fuel cells), με μεμβράνη ηλεκτρολύτη από πολυμερή τα οποία χρησιμοποιούνται στην βιομηχανία των μεταφορών (PEMFC), σε εγκαταστάσεις παραγωγής ενέργειας με χρήση Κυκλικής Χημικής Καύσης (Chemical Looping Combustion, CLC), καθώς και σε κυκλώματα ψύξης με το CO_2 σε υπερκρίσιμη (TERS).

Τα υπερηχητικά ακροφύσια χρησιμοποιούνται όπου απαιτείται να καλύψουν μεγάλη διαφορά πίεσης.

Στην υποηχητική περιοχή, η πρωτεύουσα ροή, είναι σε θέση να αναρροφήσει μια μεγάλη ποσότητα από την δευτερεύουσα ροή λόγω της μεγάλης διαφοράς πίεσης.

Οι βασικές ενεργειακές εφαρμογές είναι στις κυψέλες καύσιμου ανακυκλοφορίας (fuel cell recirculation systems), κυψέλες καυσίμου τήγματος ανθράκων (molten carbonate fuel cells) και κυψέλες καυσίμου στερεών οξειδίων (solid oxide fuel cells), σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με μεταλλικό κάλυμμα και χρήση ακροφυσίου (ejector metal topping power plants), ORC με ακροφύσιο (ejector organic Rankine cycles) και παραγωγή ψύξης με ακροφύσιο (ejector refrigeration systems). Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται συνοπτικά οι κυριότερες εφαρμογές των τεχνολογιών ψύξης με ακροφύσιο (35):

Πίνακας 1: Εφαρμογές τεχνολογιών ακροφυσίου

<ul style="list-style-type: none"> • Εργοστάσιο παραγωγής τροφίμων • Εργοστάσιο αερίων • Ζυθοποιία • Βιομηχανίες επεξεργασίας καουτσούκ • Βιομηχανίες χαρτιού 	<ul style="list-style-type: none"> • Βιομηχανίες χρωμάτων • Φαρμακευτικές βιομηχανίες • Χημικές βιομηχανίες • Διυληστήρια πετρελαίου
--	--

2.3 Ψυκτικά μέσα

2.3.1 Εξέλιξη των ψυκτικών μέσων

Ο άνθρωπος από τα παλαιότερα χρόνια της ύπαρξής του, κλήθηκε να δώσει λύση σε ένα καίριο για την επιβίωσή του πρόβλημα. Την μεγαλύτερη δυνατή χρονική διατήρηση της τροφής του είτε ήταν ζωικής ή φυτικής προέλευσης. Σε μικρό σχετικά βάθος χρόνου (περίπου 100 χρόνια), τα συστήματα ψύξης εξελίχθηκαν σε πολύ μεγάλο βαθμό ώστε να μπορούμε να πούμε ότι αυτό το σοβαρό πρόβλημα έχει πλέον λυθεί σε ένα μεγάλο τμήμα του «πολιτισμένου κόσμου».

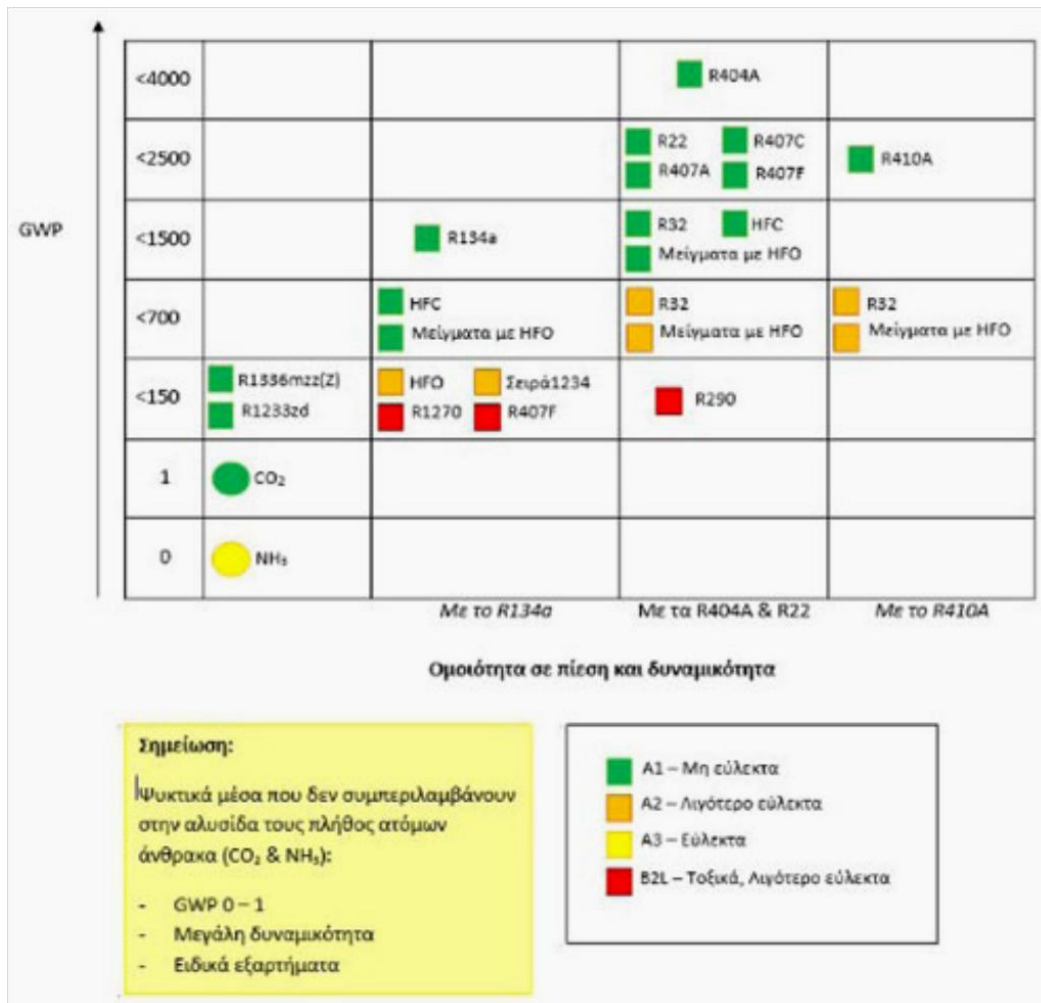
Ένα από τα κυριότερα συστατικά ενός οποιουδήποτε συστήματος ψύξης είναι το ψυκτικό μέσο, που εναλλάσσοντας την κατάστασή του (φάση) από αέριο σε υγρό (και αντίστροφα) κατά την διάρκεια του ψυκτικού κύκλου, παράγει το απαραίτητο έργο ώστε να ολοκληρωθεί η διαδικασία της ψύξης. Κατά την διάρκεια των

δεκαετιών '20 – '30 δημιουργήθηκαν από τις βιομηχανίες χημικών CFCs (χλωροφθοράνθρακες) που θα χρησιμοποιούνταν σαν ψυκτικά μέσα.

Προς τα τέλη της δεκαετίας του '60 παρατηρήθηκε από επιστήμονες ότι τα CFCs και η απελευθέρωσή τους στην ατμόσφαιρα, είχαν μεγάλη επίδραση στο φαινόμενο της διάσπασης της στοιβάδας του όζοντος (ODP = Ozone depletion potential). Εκείνη την περίοδο παίρνει μορφή και ο μετρήσιμος δείκτης ODP, μοναδικός για κάθε ψυκτικό μέσο. Προσπαθώντας να λύσουν αυτό το πρόβλημα οι βιομηχανίες χημικών δημιούργησαν την «νέα» για την εποχή γενιά ψυκτικών μέσων τα HCFCs (υδροχλωροφθοράνθρακες), με μικρότερο δείκτη ODP και αισθητά βελτιωμένες αποδόσεις.

Όπως αποδείχτηκε όμως ύστερα από εκτενείς έρευνες, τα «νέα» ψυκτικά μέσα, εκτός από το ότι δεν είχαν εξαλείψει εντελώς την επίδραση τους στο φαινόμενο της διάσπασης της στοιβάδας του όζοντος, παρουσίαζαν και ένα άλλο πρόβλημα, απελευθερώνοντας τα λεγόμενα F-gases στην ατμόσφαιρα, που ήταν υπεύθυνα για την υπερθέρμανση του πλανήτη μέσω του φαινομένου του θερμοκηπίου.

Τα F-gases είναι φθοριούχα αέρια που έχουν κατασκευαστεί από τον άνθρωπο και σε περίπτωση διαφυγής τους στην ατμόσφαιρα, μένουν εκεί ακόμα και για αιώνες συμβάλλοντας στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Για αυτόν ακριβώς τον λόγο, θεσπίστηκε ένας δείκτης επίδρασης του κάθε ψυκτικού μέσου με το συγκεκριμένο φαινόμενο, που ονομάστηκε GWP = Global Warming Potential. Σε μια πρωτόγνωρη για τα διεθνή δεδομένα συμφωνία, θεσμοθετήθηκε το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ (1987), στο οποίο αναφέρονταν ρητά οι ημερομηνίες στόχοι για την κατάργηση των CFC ψυκτικών μέσων (R11, R12, R13, κλπ). Το 1992, το πρωτόκολλο τροποποιήθηκε ώστε να συμπεριλάβει και την σταδιακή κατάργηση των HCFCs. Το 1996 καταργήθηκε η παραγωγή των CFC σε όλες τις ανεπτυγμένες χώρες, και το 2000 με την ντιρεκτίβα 2037/2000 απαγορεύτηκε η κυκλοφορία του πρωτογενούς R-22 από 1/1/2010 και επιτρεπόταν η κυκλοφορία ανακυκλωμένου R-22 έως το 2015, ημερομηνία πέραν της οποίας θα καταργείτο εντελώς.



Εικόνα 10: Μεταβατικά ψυκτικά μέσα

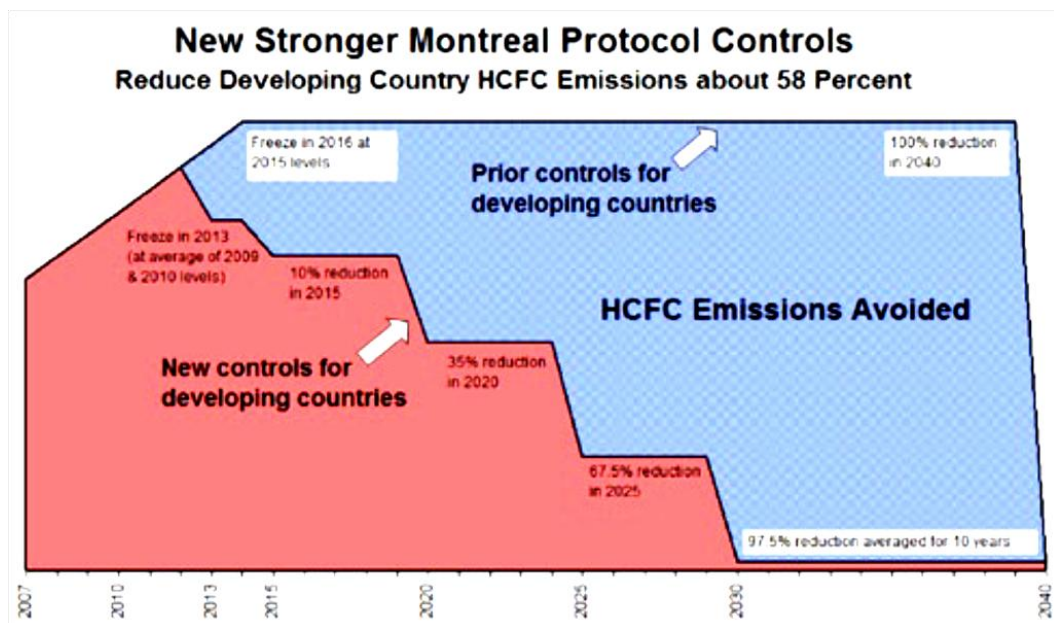
Παράλληλα, οι εταιρίες χημικών προσπαθώντας να ακολουθήσουν τις θεσμοθετημένες οδηγίες και νόμους, παρήγαγαν νέα ψυκτικά μέσα, τα HFCs (υδροφθοράνθρακες) τα οποία είχαν πλέον μηδενικό δείκτη ODP αλλά συνέχιζαν να έχουν επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Ορισμένα από αυτά είναι μεταβατικά (R407A, R407C, R407F) και αντικαθιστούν παλαιότερα ψυκτικά μέσα που καταργούνται έχουν όμως ιδιαιτερότητες (εύφλεκτα, υψηλό βαθμό GWP, κλπ). 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 μέσα HFCs (R404A, R507A, R134a, R407C, R410A, κ.α.) λόγω της μεγάλης επίδρασης που έχουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Άλλωστε, από το 2009, η EIA (Environmental Investigation Agency) έχει ταχθεί

σαφέστατα υπέρ της πλήρους κατάργησης των HFCs και την αποφυγή της χρήσης τους σε νέες εγκαταστάσεις.

Η Ευρωπαϊκή Ένωση, ακολουθώντας ένα πολύ φιλόδοξο περιβαλλοντικό σχεδιασμό (και συγχρόνως έναν από τους πιο αυστηρούς σε ολόκληρο τον κόσμο), θέσπισε τον κανονισμό 20 – 20 – 20 ο οποίος ουσιαστικά θα επιβάλει μείωση 20% των εκπομπών που επηρεάζουν το φαινόμενο του θερμοκηπίου μέχρι το 2020. Επιπλέον με τον κανονισμό ΕΕ 517/2014, η Ευρωπαϊκή Ένωση σχεδιάζει την μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου κατά 30 – 40% το 2030 και κατά 80 έως και 95% σε σχέση με τα επίπεδα εκπομπών του 1990 έως το έτος 2050 και την κατάργηση των HFCs στο βάθος χρόνου.

Σε πρόσφατο συνέδριο των χωρών G20 (8/6/2013) εκφράστηκε η ιδέα ότι η κατάργηση των HFCs θα αποτελέσει την πιο γρήγορη ενέργεια 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 Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου (ΕΕ 517/2014) με το οποίο η Ευρωπαϊκή Επιτροπή περιβάλλοντος επιβάλλει σαρωτικές αλλαγές στην χρήση ψυκτικών μέσων HFC στους τομείς της ψύξης και του κλιματισμού, όπως φαίνονται παρακάτω:

- Απαγόρευση χρήσης HFC με δείκτη GWP ≥ 2500 σε νέες εγκαταστάσεις ψύξης από 1/1/2016 (εξαιρούνται τα συστήματα που χρησιμοποιούν HFC σε εφαρμογές με θερμοκρασίες χαμηλότερες των $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$)
- Απαγόρευση χρήσης HFC σε νέες εγκαταστάσεις ψύξης από 1/1/2020 (εξαιρούνται τα συστήματα που χρησιμοποιούν HFC σε εφαρμογές με θερμοκρασίες χαμηλότερες των $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$)
- 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



Εικόνα 11: Πρόγραμμα κατάργησης χρήσης HCFCs (Πηγή: EPA)

Ακολουθώντας και πάλι τις εξελίξεις που επέφερε ο περιβαλλοντικός σχεδιασμός και η σχετική νομοθεσία της Ευρωπαϊκής Ένωσης, οι βιομηχανίες χημικών σχεδίασαν και κατασκεύασαν νέα ψυκτικά μέσα τα οποία έχουν μηδενικό ODP, πολύ μικρότερο βαθμό GWP και σχετικά καλύτερες ιδιότητες από τα ήδη υπάρχοντα. Τα νέα αυτά ψυκτικά μέσα (HFO) ανήκουν στην κατηγορία υδροφθορολεφίνες (36).

Όπως είδαμε από τα παραπάνω, οι εξελίξεις στον χώρο επιβάλλουν αλλαγή των παλαιότερων ψυκτικών μέσων με νεότερα, περισσότερο αποδοτικά και παράλληλα φιλικότερα προς το περιβάλλον.

Όλη η διαδικασία μεταξύ των βιομηχανιών παραγωγής χημικών και των περιβαλλοντικών οργανώσεων και θεσμών μοιάζει σαν ένα κυνηγητό γάτας – ποντικιού, με τους τελικούς χρήστες (ιδιοκτήτες εγκαταστάσεων) και τους εγκαταστάτες να έχουν ρόλο θεατή και να είναι πάντα εκτεθειμένοι σε ένα αβέβαιο περιβάλλον που αλλάζει καθημερινά.

Συνεπώς η σωστή επιλογή ψυκτικού μέσου σε μία νέα εγκατάσταση είναι ένα υπαρκτό και σοβαρό πρόβλημα που θα πρέπει να εξεταστεί πολύ προσεκτικά και να ληφθούν υπόψη πολλαπλές παράμετροι. Ακόμη μεγαλύτερη προσοχή και σπουδή χρειάζεται η περίπτωση αντικατάστασης σε μία υπάρχουσα ψυκτική εγκατάσταση

που λειτουργεί με «παλαιάς κοπής» ψυκτικό μέσο όπως το παλαιότερο R22, και τα νεότερα R404a, R507a, R407c, R410a, R134a.

2.3.2 Κριτήρια Επιλογής ψυκτικού μέσου

Στο παρελθόν το κυριότερο κριτήριο στην επιλογή του κατάλληλου ψυκτικού ήταν η μεγιστοποίηση της απόδοσης. Εντούτοις, τα τελευταία χρόνια λαμβάνονται υπόψη και άλλοι παράγοντες όπως η ασφάλεια, το κόστος κλπ. και η τελική επιλογή προκύπτει μετά και από την αξιολόγηση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων της χρήσης του κάθε ψυκτικού.

Το ψυκτικά μέσα με βάση την χημική του σύνθεση μπορούν να ταξινομηθούν στις παρακάτω τρεις βασικές κατηγορίες (37):

- (i) Αλογονάνθρακες (χλωροφθοράνθρακες (CFCs), υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs), υδροφθοράνθρακες (HFCs) και υδροφθοροολεφίνες (HFO) υδρογονάνθρακες (HC))
- (ii) οργανικά σύνθετα αποτελούμενα από υδρογόνο και άνθρακα (R290, R600, R600a)
- (iii) άλλα ψυκτικά όπως νερό, R718b, αμμωνία R717 και διοξείδιο άνθρακα R744.

Λαμβάνοντας υπόψη τις θερμοφυσικές ιδιότητες των ψυκτικών, το 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. Επίσης, οι πιέσεις δεν πρέπει να είναι πολύ υψηλές έτσι ώστε να περιορίζεται η κατανάλωση ενέργειας στην αντλία αλλά και για λόγους ασφαλείας του δοχείου.

Εξάλλου προκειμένου να βελτιστοποιηθεί η μετάδοση θερμότητας πρέπει να λαμβάνονται υπόψη η συνεκτικότητα και η θερμική αγωγιμότητα. Επιθυμητό, επίσης,

είναι το ψυκτικό που επιλέγεται να έχει όσο το δυνατόν υψηλότερο μοριακό βάρος γιατί με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται αύξηση του ω και του η .

Ωστόσο, κάτι τέτοιο απαιτεί ακροφύσια μικρών διαστάσεων και κατά συνέπεια με δυσκολίες στην κατασκευή τους για την ίδια αποδιδόμενη ψυκτική ισχύ και αρκετές απώλειες.

Επίσης, στην τελική επιλογή θα πρέπει να ληφθούν υπόψη οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις και όπως αυτές καθορίζονται από τον GWP(global warming potential) και ODP(ozone depletion potential).

Τα ψυκτικά μέσα, τέλος, δεν πρέπει να είναι εκρηκτικά, τοξικά και διαβρωτικά και να είναι χημικά σταθερά και όσο το δυνατό πιο οικονομικά.

Ανάλογα με την κλίση της καμπύλης κορεσμένου ατμού στο διάγραμμα T-s τα ψυκτικά μέσα μπορούν να ταξινομηθούν στις παρακάτω κατηγορίες:

- (i) Υγρός ατμός εάν η καμπύλη κορεσμένου ατμού έχει αρνητική κλίση
- (ii) Ισεντροπικός ατμός εάν η καμπύλη του κορεσμένου ατμού είναι περίπου κατακόρυφη.
- (iii) Ξηρός ατμός, εάν η καμπύλη του κορεσμένου ατμού έχει θετική κλίση.

Σε έναν ξηρό ή ισεντροπικό ατμό δεν είναι πιθανό να εμφανιστεί αλλαγή φάσης κατά την διάρκεια της εκτόνωσης εντός του αρχικού ακροφυσίου σε αντίθεση ένα τέτοιο φαινόμενο μπορεί να παρατηρηθεί σε ψυκτικά της κατηγορίας υγρού ατμού όπου σταγονίδια υγρού μπορούν να δημιουργηθούν κοντά στην έξοδο του ακροφυσίου.

Η παρουσία της μάζας του υγρού έχει ως συνέπεια την μείωση της ενεργής διατομής της ροής και οδηγεί το σύστημα σε ασταθή λειτουργία. Μια πιθανή λύση του προβλήματος αυτού είναι η υπερθέρμανση της κύριας ροής προτού εισέλθει στο ακροφύσιο αν και κάτι τέτοιο οδηγεί σε μείωση της απόδοσης τους συστήματος.

Πρέπει να σημειωθεί ότι ανάλογα προβλήματα συνδεόμενα με την αλλαγή φάσης μπορεί να εμφανιστούν και στην περίπτωση των ξηρών και ισεντροπικών ψυκτικών, όταν η θερμοκρασία κορεσμού είναι αρκετά κοντά στην κρίσιμη τιμή της και κατά συνέπεια, τέτοιες συνθήκες λειτουργίας πρέπει να αποφεύγονται.

Κεφάλαιο 3: Μοντελοποίηση του συστήματος

3.1 Αλγόριθμος Υπολογισμού Ακροφυσίου

Το μοντέλο υπολογισμού βασίστηκε στις εξής παραδοχές:

- Ο συμπίεζων και ο αναρροφούμενος ατμός είναι κορεσμένοι και η ταχύτητα με την οποία τα δύο ρεύματα εισέρχονται στον συμπίεστή, είναι αμελητέα.
- Η ταχύτητα με την οποία το συμπιεσμένο μίγμα εγκαταλείπει τον συμπίεστή, είναι επίσης αμελητέα ισεντροπικής εκτόνωσης, το γ είναι σταθερό και το ρευστό που διέρχεται από τον συμπίεστή 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 του συμπίεστή είναι μονοδιάστατη.

Ο λόγος πίεσης και ο αριθμός Mach κατά μήκος του συμπίεστή, υπολογίστηκαν εφαρμόζοντας τις αρχές διατήρησης της μάζας, ορμής και ενέργειας. Οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν σε αυτό το μοντέλο είναι οι εξής:

Ισοζύγιο μάζας

$$m_p + m_e = m_c \quad (\text{εξ. 1})$$

όπου είναι m η παροχή μάζας και οι δείκτες c , e και p προσδιορίζουν το συμπιεσμένο μίγμα, τον αναρροφούμενο ατμό και τον συμπιέζον ατμό, αντίστοιχα.

Λόγος αναρρόφησης

$$w = \frac{m_e}{m_p} \quad (\text{εξ. 2})$$

Ισεντροπική εκτόνωση του συμπιέζοντος ατμού στο συγκλίνων - αποκλίνων ακροφύσιο εισόδου δίδεται μέσω του αριθμού Mach

$$M_{p_2} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_p}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (\text{εξ. 3})$$

όπου M είναι ο αριθμός Mach, P είναι η πίεση και γ είναι ο εκθέτης ισεντροπικής εκτόνωσης. Στην παραπάνω εξίσωση, ο η_n είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του ακροφυσίου που εκφράζει την μείωση της ταχύτητας της ροής λόγω της τριβής. Τυπικές τιμές του η_n είναι μεταξύ 0,97 και 0,99. (ESDU 1986)

Ισεντροπική εκτόνωση του αναρροφούμενου ατμού στο θάλαμο αναρρόφησης

$$M_{e_2} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_e}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (\text{εξ. 4})$$

Η διαδικασία ανάμιξης εκφράζεται με τη βοήθεια της μονοδιάστατης εξίσωσης της συνέχειας και της αρχής διατήρησης ορμής και ενέργειας. Αυτές οι εξισώσεις συνδυάζονται για τον προσδιορισμό του κρίσιμου αριθμού Mach του μίγματος στο σημείο 5 συναρτήσει των κρίσιμων αριθμών Mach του συμπιέζοντος και του αναρροφούμενου ατμού στο σημείο 2:

$$M_4^* = \frac{\eta_m M_{p_2}^* + w M_{e_2}^* \sqrt{T_e/T_p}}{\sqrt{(1+w T_e/T_p)(1+w)}} \quad (\text{εξ. 5})$$

όπου M^* είναι ο λόγος ανάμεσα στην τοπική ταχύτητα και την ταχύτητα του ήχου σε κρίσιμες συνθήκες και η_m ο βαθμός απόδοσης της ανάμιξης.

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

$$M^* = \sqrt{\frac{M^2(\gamma-1)}{M^2(\gamma-1)+2}} \quad (\text{εξ. 6})$$

Στο σημείο λειτουργίας θεωρούμε ότι η εξέλιξη του κύματος κρούσης συμβαίνει προς το τέλος του λαιμού του διαχύτη, ανάμεσα στα σταθερά σημεία 4 και 5 (βλέπε Σχήμα). Επειδή, λοιπόν εξέλιξη αυτή 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:

$$M_5 = \frac{M_4^2 + \frac{2}{\gamma-1}}{\frac{2\gamma}{\gamma-1}M_4^2 - 1} \quad (\text{εξ. 7})$$

Η πίεση αυξάνει κατά μήκος του κύματος κρούσης στο σημείο 4

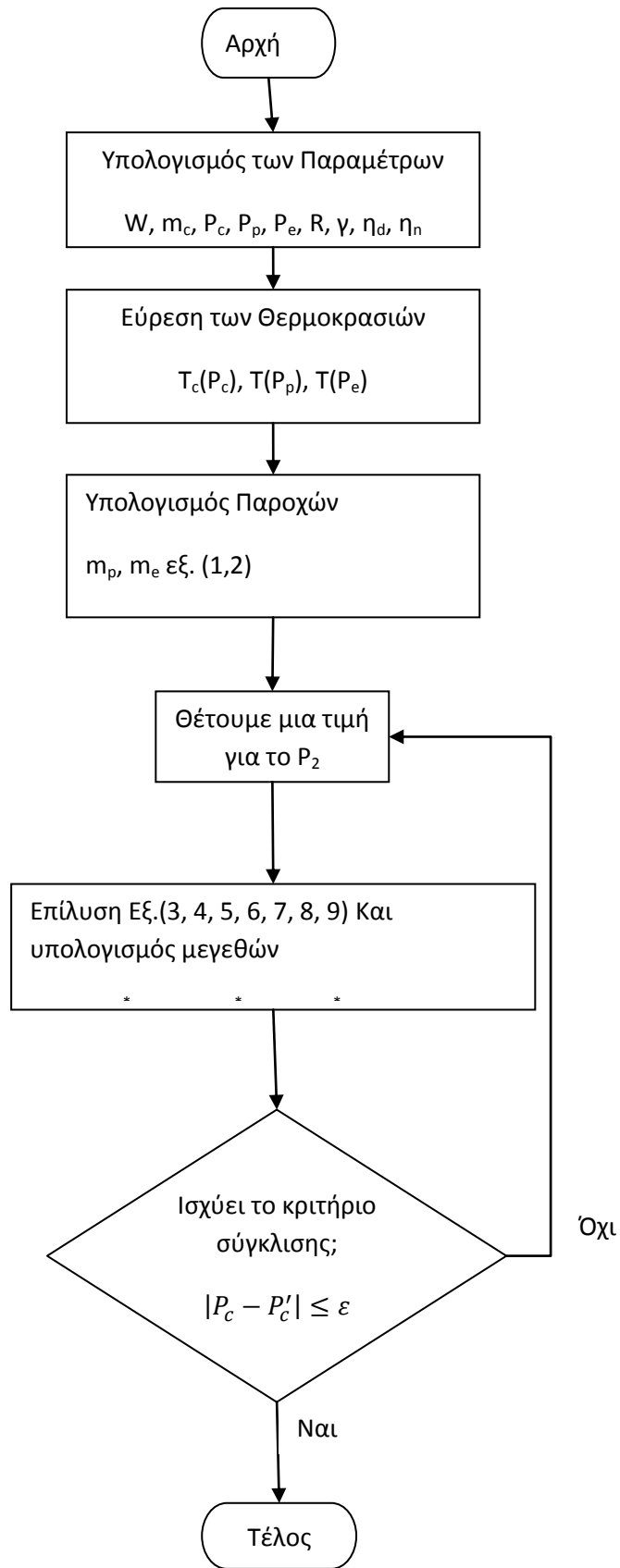
$$\frac{P_5}{P_4} = \frac{1+\gamma M_4^2}{1+\gamma M_5^2} \quad (\text{εξ. 8})$$

Στην παραπάνω ισότητα εφαρμόζεται η αρχή διατήρησης της ορμής κατά μήκος του κύματος κρούσης με την παραδοχή σταθερής πίεσης ανάμεσα στα σημεία 2 και 4, δηλαδή $P_2=P_3=P_4$ για είσοδο σταθερής πίεσης χωρίς τριβή των τοιχωμάτων.

Αύξηση πίεσης στον διαχύτη

$$\frac{P_c}{P_5} = \left[\frac{\eta_d(\gamma-1)}{2} M_5^2 + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{εξ. 9})$$

όπου το η_d είναι ο βαθμός απόδοσης του διαχύτη που εκφράζει την απώλεια της ολικής πίεσης διαμέσου του διαχύτη με τυπικές τιμές $0,9 \leq \eta_d \leq 0,96$ (ESDU 1986).



Σχήμα 1: Αλγόριθμος υπολογισμού ακροφυσίου

3.2 Παράμετροι εισόδου

Πίνακας 2: Πίνακας σταθερών

Όνομα μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης ακροφυσίου	η_n	98%
Βαθμός απόδοσης της ανάμιξης	η_m	90%
Βαθμός απόδοσης του διαχύτη	η_d	93%
Σταθερά αερίου	γ	1,4
Σταθερά αερίου (J/kg K)	R	287,03
Ειδική θερμοχωρητικότητα αέρα (J/kg K)	C_{p_a}	1240
Ειδική θερμοχωρητικότητα νερού (J/kg K)	C_{p_w}	4100
Θερμοκρασία περιβάλλοντος (K)	T_0	293
Πίεση περιβάλλοντος (Pa)	P_0	101300
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	N_{ip}	60%
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου	N_{it}	65%

Δεδομένου ότι βασική συνιστώσα του κυκλώματος που μελετάται είναι το ακροφύσιο τα μεγέθη που καθορίζουν την λειτουργία του είναι αυτά τα οποία χρησιμοποιήθηκαν ως παράμετροι στην ανάλυση των κυκλωμάτων που παρουσιάζονται στην συνέχεια. Συγκεκριμένα χρησιμοποιήθηκαν ως παραμέτροι τα παρακάτω μεγέθη τα οποία αποτελούν συγχρόνως και τις εισόδους στον αλγόριθμο του ακροφυσίου:

- w : Ο λόγος των παροχών που εισέρχονται στο ακροφύσιο
- T_{ps} (ή πίεση): Η θερμοκρασία/ πίεση εξάτμισης του αναγεννητή

- T_c (ή πίεση): Η θερμοκρασία/ πίεση εξάτμισης του εξατμιστή
- T_c (ή πίεση): Η θερμοκρασία/ πίεση συμπυκνώσεως

Στην ανάλυση των διαφόρων κυκλωμάτων και με προφανή σκοπό την συγκριτική τους αξιολόγηση κάποια από τα μεγέθη θεωρήθηκαν να έχουν σταθερές τιμές σε όλα τα σενάρια που εξετάζονται. Οι τιμές αυτές των σταθερών μεγεθών παρουσιάζονται στον πίνακα που ακολουθεί και επιλέχθηκαν εντός των αποδεκτών ορίων, με γνώμονα αφενός την ορθή λειτουργία του ακροφυσίου και αφετέρου την διασφάλιση σε κάθε περίπτωση της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς στους εναλλάκτες σε τιμές οριακά μεγαλύτερες από 2,5C.

Πίνακας 3: Παραδοχές μεγεθών

Όνομα	Σύμβολο	Τιμή
Παροχή νερού που συμπυκνώνει το εργαζόμενο μέσο στο συμπυκνωτή	m_w	15kg/s
Παροχή εργαζομένου μέσου που διέρχεται από το ακροφύσιο	m_c	1kg/s
Παροχή εργαζομένου μέσου που διέρχεται από το στρόβιλο	m_a	3kg/s
Παροχή αέρα που εξατμίζει και υπερθερμαίνει το εργαζόμενο μέσο	m_{hs}	6ks/s
Θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον εξατμιστή	T_{yi}	15°C
Θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον εξατμιστή	T_{yo}	10°C
Θερμοκρασία εισόδου του νερού στο συμπυκνωτή	T_{ci}	18°C
Υπερθέρμανση στον ατμοποιητή	-	15°C

Με σκοπό την αξιολόγηση της συμπεριφοράς των κυκλωμάτων με διαφορετικά ψυκτικά μέσα αναλύθηκε η λειτουργία του κάθε κυκλωματος με τεσσερα ευρείας χρήσεως τυπικά ψυκτικά μέσα όπως αυτά παρουσιάζονται στον πίνακα 4 που ακολουθεί.

Πίνακας 4: Ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιήθηκαν

Ψυκτικά	T _{cr} (°C)
R113	214,21
R134α	101,21
R227ea	101,9
R245fa	154,01

3.3 Χαρακτηριστικές Παράμετροι Απόδοσης του κυκλώματος

Ο τύπος της ανάμιξης για δυο σημεία(i,j) που αναμιγνύονται με ένα τρίτο (k).

$$m_i h_i + m_j h_j = m_k h_k \quad (\text{εξ. 10})$$

Η ισχύς του συμπυκνωτή είναι:

$$Q_c = (m_a + m_c)(h_6 - h_4) \quad (\text{εξ. 11})$$

Για την εύρεση της θερμοκρασίας εξόδου του νερού από το συμπυκνωτή:

$$T_{co} = \frac{Q_c}{c_{pw} m_w} + T_{ci} \quad (\text{εξ. 12})$$

Η ισχύς του αναγεννητή είναι:

$$Q_e = (m_a + m_p)(h_2 - h_{1a}) \quad (\text{εξ. 13})$$

Θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον αναγεννητή:

$$T_{hi} = T_{ho} + \frac{Q_e}{c_{pa} m_{hs}} \quad (\text{εξ. 14})$$

Ισχύς αντλίας:

$$W_p = (m_a + m_p)(h_3 - h_{1b}) \quad (\text{εξ. 15})$$

Ψυκτική ισχύς που παράγεται στον εξατμιστή:

$$Q_y = m_e (h_3 - h_{1b}) \quad (\text{εξ. 16})$$

Συντελεστής συμπεριφοράς:

$$COP = \frac{Q_y}{W_p + Q_e} \quad (\text{εξ. 17})$$

Παροχή αέρα που περνά από τον εξατμιστή:

$$m_{air} = \frac{Q_y}{c_{p_a}(T_{y1} - T_{y0})} \quad (\text{εξ. 18})$$

Παραγόμενος ηλεκτρισμός:

$$Q_{el} = m_a(h_2 - h_1) \quad (\text{εξ. 19})$$

Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης:

$$\eta_{el} = \frac{Q_{el} - W_p}{Q_e} \quad (\text{εξ. 20})$$

Βαθμός απόδοσης συμπαραγωγής:

$$\eta_{co} = \frac{Q_{el} + Q_y - W_p}{Q_e} \quad (\text{εξ. 21})$$

Βαθμός απόδοσης τριπαραγωγής:

$$\eta_{tot} = \frac{Q_{th} + Q_{el} + Q_y - W_p}{Q_e} \quad (\text{εξ. 22})$$

Βαθμός απόδοσης αναγεννητή:

$$\eta_{ge} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_a} \quad (\text{εξ. 23})$$

3.3.1 Εξέργειακή ανάλυση

Όπου υπάρχει υπολογισμός ενεργειακών μεγεθών, υπάρχει παράλληλα μεγάλη σύγχυση στα μεγέθη που πρέπει να μετρηθούν και να εκτιμηθούν. Πολύ συχνά η λύση επιδιώκεται να δοθεί με νέες μονάδες μέτρησης όπως η Wh και οι τόνοι ισοδύναμου πετρελαίου (T.I.P.). Όμως και έτσι δημιουργούνται προβλήματα που έχουν να κάνουν με τη σύγχυση που προκαλείται από τις διαφορετικές μονάδες που μετρούν το ίδιο μέγεθος. Επιπλέον υπάρχει διαφοροποίηση των μονάδων από χώρα σε χώρα ανάλογα με το σύστημα που χρησιμοποιείται. Για διεργασίες που αφορούν μετατροπές ενέργειας πολλές φορές προκύπτουν έννοιες απόδοσης λανθασμένες που δεν ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα.

Ο βασικός λόγος είναι ότι τέτοιες έννοιες δεν έχουν θεμελιώδη σύνδεση με το φυσικό περιβάλλον. Εντούτοις σε πολλές περιπτώσεις, όπως για παράδειγμα στη θέρμανση ενός χώρου, το περιβάλλον παίζει το καθοριστικό ρόλο.

Η εξέργεια ενός συστήματος σε συγκεκριμένο περιβάλλον είναι η ποσότητα του μέγιστου μηχανικού έργου που μπορεί να αποβληθεί από το σύστημα σε αυτό το περιβάλλον (38). Η εξέργεια είναι ένας όρος σχετικά πρόσφατος και είναι πιο συχνός στην τεχνική ορολογία. Ορίζεται ως το τμήμα της ενέργειας που είναι μετατρέψιμο σε όλες τις άλλες μορφές ενέργειας. Αποτελείται από δύο διακριτά τμήματα, την φυσική εξέργεια και το τμήμα της χημικής εξέργειας.

Αντιπροσωπεύει το διαθέσιμο προς εκμετάλλευση ποσό ενέργειας ενός συστήματος από το περιβάλλον, για παράδειγμα το ποσό του έργου που μπορεί να παράγει ένα μηχανικό σύστημα στο περιβάλλον του. Μερικά παραδείγματα τέτοιων συστημάτων είναι π.χ. συγκεκριμένη ποσότητα καυσίμου σε μια δεξαμενή ή ο θερμός αέρας που βρίσκεται μέσα σε ένα κτίριο το χειμώνα. Η έννοια της εξέργειας πηγάζει από την έννοια της εντροπίας.

Σε ένα σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με εξάτμιση ρευστού και κίνηση στροβίλου, υπάρχουν μεγάλες διαφορές στη μεταβολή της ενέργειας και της εξέργειας. Τέτοιες θεωρήσεις μπορούν να γενικευτούν ακόμη και για τις ενεργειακές μετατροπές σε μια κοινωνία.

Η ανθρώπινη κοινωνία σήμερα, εξαρτάται από τις ροές εξέργειας των πεπερασμένων αποθεμάτων εξέργειας που βρίσκονται στη Γη και πιο συγκεκριμένα, σε πετρώματα, καύσιμα, άλλα κυρίως στις ανανεώσιμες πηγές εξέργειας όπως τα δάση που μετατρέπουν και εκμεταλλεύονται την ηλιακή ενέργεια. Το κάθε άτομο, η κάθε ομάδα και όλη η κοινωνία εξαρτάται άμεσα από τις ροές αυτές.

Οι εξέργειες των σημείων βρέθηκαν ως εξής:

$$e_j = e_j^T + e_j^M = [(h_j - h_{jX}) - T_0(s_j - s_{jX})]_{P=const} + [(h_{jX} - h_{j0}) - T_0(s_{jX} - s_{j0})]_{T=const} \quad (\text{εξ. 24})$$

όπου e_j^T είναι η θερμική εξέργεια, e_j^M η μηχανική εξέργεια, ο συντελεστής j συμβολίζει την κάθε θέση του κυκλώματος, ο συντελεστής θ αναφέρεται στις συνθήκες αναφοράς T_0, P_0 και ο συντελεστής X αναφέρεται στην εκάστοτε πίεση των σημείων και τη θερμοκρασία αναφοράς.

Γνωρίζοντας τις εξέργειες του κάθε σημείου μπορούμε να υπολογίσουμε κάποια μεγέθη για κάθε στοιχείο του κυκλώματος καθώς και για συνολικά που θα μας βοηθήσει στην αξιολόγησή του (39).

Για τον αναγεννητή:

Η εξέργεια του καυσίμου:

$$E_{fge} = m_{hs}(ex_{hi} - ex_{ho}) \quad (\text{εξ. 25})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{pge} = (m_\alpha + m_p)(ex_2 - ex_{1\alpha}) \quad (\text{εξ. 26})$$

Για τον συμπυκνωτή:

Η εξέργεια του καυσίμου:

$$E_{fco} = (m_\alpha + m_p)(ex_6 - ex_4) \quad (\text{εξ. 27})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{pco} = m_w(ex_{co} - ex_{ci}) \quad (\text{εξ. 28})$$

Για τον εξατμιστή:

Η εξέργεια του καυσίμου:

$$E_{fev} = m_e(ex_3 - ex_{1b}) \quad (\text{εξ. 29})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{pev} = m_{air}(ex_{yi} - ex_{yo}) \quad (\text{εξ. 30})$$

Για το ακροφύσιο:

Η εξέργεια του καυσίμου:

$$E_{fej} = m_e(ex_2 - ex_5) \quad (\text{εξ. 31})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{pej} = m_e(ex_5 - ex_3) \quad (\text{εξ. 32})$$

Για την αντλία:

Η εξέργεια του καυσίμου:

$$E_{fpu} = W_p \quad (\text{εξ. 33})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{ppu} = (m_a + m_p)(ex_{1a} - ex_4) \quad (\text{εξ. 34})$$

Για το στρόβιλο:

Η εξέργεια του καυσίμου:

$$E_{ft} = m_a(ex_2 - ex_1) \quad (\text{εξ. 35})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{pt} = Q_{el} \quad (\text{εξ. 36})$$

Για τη στραγγαλιστική βαλβίδα:

Η εξέργεια του καυσίμου:

$$E_{ftv} = m_e(ex_4 - ex_{m1b}) \quad (\text{εξ. 37})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{ptv} = m_e(ex_{t1b}) \quad (\text{εξ. 38})$$

Για την ανάμιξη:

Η εξέργεια του καυσίμου:

$$E_{fmix} = m_a(ex_1 - ex_6) \quad (\text{εξ. 39})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{pmix} = m_c(ex_6 - ex_1) \quad (\text{εξ. 40})$$

Για το συνολικό:

Οι απώλειες:

$$E_{ltot} = E_{pc0} \quad (\text{εξ. 41})$$

Η εξέργεια του προϊόντος:

$$E_{ptot} = E_{pev} + E_{ft} \quad (\text{εξ.42})$$

Η καταστροφή της εξέργειας:

$$E_{dtot} = E_{dge} + E_{dco} + E_{dev} + E_{dej} + E_{dpu} + E_{dtn} + E_{dt} + E_{dmix} \quad (\text{εξ. 43})$$

Επιπλέον υπολογίστηκαν κάποια ακόμα μεγέθη των οποίων οι τύποι ισχύουν για όλα τα στοιχεία και οι τύποι τους φαίνονται παρακάτω:

Η καταστροφή της εξέργειας:

$$E_{dj} = E_{fj} - E_{pj} \quad (\text{εξ. 44})$$

όπου j το τυχαίο στοιχείο του κυκλώματος

Ο βαθμός απόδοσης της εξέργειας:

$$e_j = \frac{E_{pj}}{E_{fj}} \quad (\text{εξ. 45})$$

Ποσοστό εξεργειακής καταστροφής:

$$y_j = \frac{E_{dj}}{E_{ftot}} \quad (\text{εξ. 46})$$

$$y_j^* = \frac{E_{dj}}{E_{dtot}} \quad (\text{εξ. 47})$$

Για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων (h, s, p, T, v, u) των διαφόρων σημείων των κύκλων στην ανάλυση που πραγματοποιήθηκε καθώς και για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών των διαφόρων κυκλωμάτων που περιγράφηκαν πιο πάνω αναπτύχθηκε κώδικας στην Matlab στον οποίο εντάχθηκε κατάλληλα το εργαλείο CoolProp, ανάλογα με τα υπάρχοντα δεδομένα.

3.4 Υπολογισμός χαρακτηριστικών ιδιοτήτων των θέσεων του κυκλώματος

Σημείο 2: έξοδος από αναγεννητή/ είσοδος στο στρόβιλο

Έχουμε ορίσει υπερθέρμανση 15°C οπότε μπορούμε να βρούμε τη θερμοκρασία εξόδου του εργαζομένου μέσου. Γνωρίζουμε την πίεση του εξ' αρχής κι έτσι μπορούμε εύκολα να βρούμε την ενθαλπία και την εντροπία του. Τέλος, υπολογίζουμε και την εξέργειά του από τον τύπο.

Σημείο 1: έξοδος από στρόβιλο

Έχοντας ορίσει την πίεση (p_p) και θεωρώντας ότι ο στρόβιλος λειτουργεί ισεντροπικά ($s_2=s_1$) υπολογίζεται η ενθαλπία. Γνωρίζοντας την ενθαλπία και έχοντας θέσει τιμή για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του στρόβιλου μπορούμε να βρούμε την πραγματική ενθαλπία του σημείου. Από την ενθαλπία και την πίεση βρίσκεται η εντροπία και η θερμοκρασία. Με τη θερμοκρασία και την πίεση υπολογίζεται και η εξέργεια.

Σημείο 5: έξοδος από ακροφύσιο

Γνωρίζουμε την πίεση και από τον τύπο της ανάμιξης (εξ. 10) υπολογίζουμε και την ενθαλπία. Γνωρίζοντας ενθαλπία και πίεση βρίσκουμε θερμοκρασία και εντροπία. Επίσης από τη θερμοκρασία και την πίεση υπολογίζουμε και την εξέργεια.

Σημείο 6: είσοδος στο συμπυκνωτή

Η πίεση του σημείου είναι ίδια με των σημείων 1 και 5. Με τον τύπο της ανάμιξης (εξ. 10) βρίσκουμε την ενθαλπία και μετά μπορούμε να υπολογίσουμε τη θερμοκρασία και την εντροπία. Τέλος από τη θερμοκρασία και την πίεση υπολογίζουμε και την εξέργεια.

Σημείο 4: έξοδος από συμπυκνωτή/ είσοδος στη βαλβίδα/ είσοδος στην αντλία

Η πίεση είναι ίδια με την είσοδο του συμπυκνωτή επίσης είναι γνωστό ότι μετά το συμπυκνωτή υπάρχει κορεσμένο νερό επομένως βρίσκεται ενθαλπία, εντροπία, θερμοκρασία και υπολογίζεται η εξέργεια.

Σημείο 1b: έξοδος από βαλβίδα/ είσοδος σε εξατμιστή

Η βαλβίδα λειτουργεί ισενθαλπικά άρα η ενθαλπία είναι ίση με του σημείου 4. Με γνωστή την πίεση (p_e) και την ενθαλπία μπορούμε να βρούμε τη θερμοκρασία, την εντροπία και να υπολογίσουμε την εξέργεια.

Σημείο 3: έξοδος εξατμιστή/ είσοδος σε ακροφύσιο

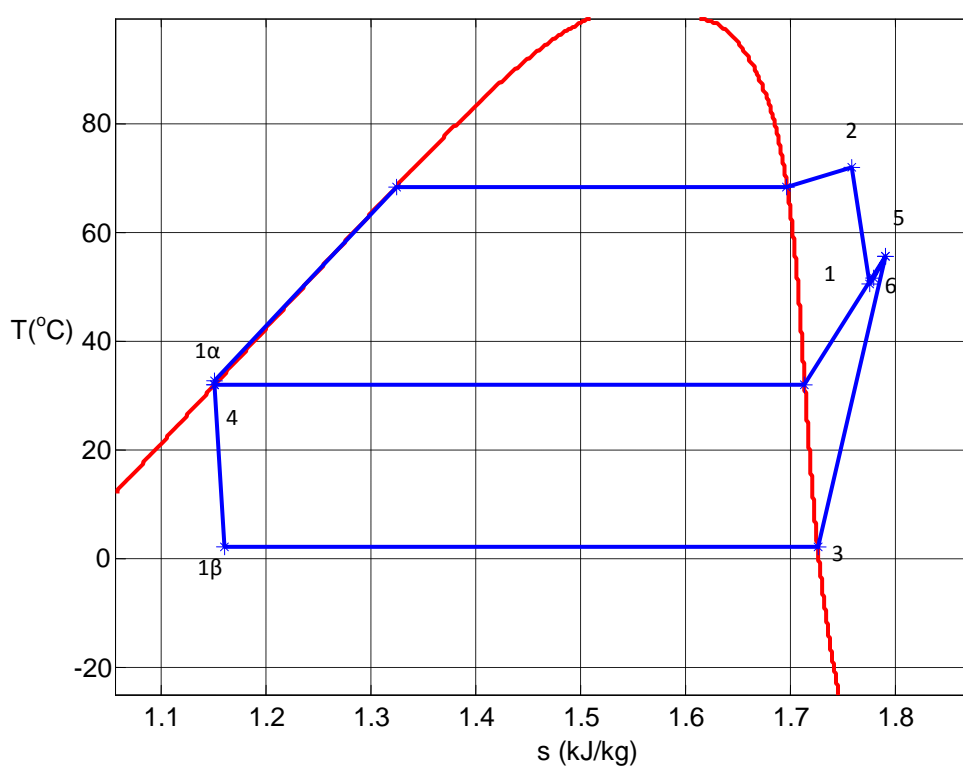
Γνωρίζουμε την πίεση η οποία είναι ίδια με του σημείου 1b και επίσης γνωρίζουμε ότι το εργαζόμενο μέσο μετά τον εξατμιστή είναι κορεσμένος αέρας άρα βρίσκουμε ενθαλπία, εντροπία και υπολογίζουμε την εξέργεια.

Σημείο 1a: έξοδος από αντλία/ είσοδος αναγεννητή

Η πίεση του σημείου είναι γνωστή (p_p) και υποθέτοντας ότι η μεταβολή στην αντλία είναι ισεντροπική γνωρίζουμε την εντροπία ($s_4=s_{1a}$) και άρα βρίσκουμε την ενθαλπία. Με γνωστή τιμή για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας (έχει ορισθεί) μπορούμε να βρούμε την τιμή της ενθαλπίας της πραγματικής μεταβολής. Τέλος, εύκολα βρίσκουμε τη θερμοκρασία και υπολογίζουμε την εξέργεια.

Κεφάλαιο 4: Αποτελέσματα

Στο Σχήμα 1 που ακολουθεί παρουσιάζονται στο διάγραμμα T-s τα χαρακτηριστικά σημεία του κύκλου και οι θερμοδυναμικές μεταβολές που προέκυψαν με την παραπάνω περιγραφείσα μεθοδολογία για την περίπτωση του κυκλώματος τριπαραγωγής με εργαζόμενο μέσο το R134a.



Σχήμα 2: Θερμοδυναμικός κύκλος για περίπτωση τριπαραγωγής με ψυκτικό μέσο R134a σε διάγραμμα T-s

Τα παραπάνω σημεία αντιστοιχούν στις χαρακτηριστικές θέσεις του κυκλώματος τριπαραγωγής. Τα κυκλώματα ηλεκτρισμού και ψύξης, όπως έχει εξηγηθεί παραπάνω προκύπτουν από το αρχικό συνεπώς και ο προσδιορισμός των ιδιοτήτων των σημείων τους είναι ανάλογος εκτός από εκείνα τα οποία δεν συμμετέχουν σε κάποιο κύκλωμα. Συγκεκριμένα στο κύκλωμα της αποκλειστικής ηλεκτροπαραγωγής αφενός δεν συμμετέχουν στον κύκλο τα σημεία 3, 1β και 5 του βασικού κυκλώματος και

αφετέρου ταυτίζονται τα σημεία 1 και 6 ενώ στο κύκλωμα παραγωγής ψύξης απουσιάζει το σημείο 1 και ταυτίζονται τα σημεία 5 και 6.

4.1 Αποτελέσματα ονομαστικού σημείου

Στους πίνακες που ακολουθούν παρουσιάζονται συγκεντρωτικοί πίνακες με τις ιδιότητες των ψυκτικών μέσων στις χαρακτηριστικές θέσεις του κάθε κυκλώματος όπως προέκυψαν ακολουθώντας την παραπάνω διαδικασία υπολογισμού καθώς επίσης και η αντίστοιχη παροχή μάζας τους. Για τα κυκλώματα τριπαραγωγής και ψύξης ο λόγος μαζών w είναι ίδιος 0,1. Οι πιέσεις που επιλέχθηκαν ως τιμές εισόδου θεωρούνται ονομαστικές καθώς έτσι ικανοποιούνται οι περιορισμοί του κυκλώματος (επαναληπτική διαδικασία ακροφυσίου, ελαχιστη θερμοκρασιακή διαφορά σε εναλλάκτες).

Πίνακας 5: Ιδιότητες R134a για τριπαραγωγή

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1	8,11	50,51	434,98	1,77	47,23	3
2	15,59	72	444,39	1,75	61,27	3,9
3	3,12	2	399,67	1,72	39,23	0,09
4	8,11	32	244,4	1,15	39,2	4
5	8,11	55,77	440,33	1,79	47,78	1
6	8,11	51,82	436,32	1,77	47,36	4
1α	8,11	32,75	245,45	1,15	39,85	3,9
1β	3,12	2	244,4	1,16	39,2	0,09

Πίνακας 6: Ιδιότητες R134a για ψύξη

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1 ^α	8,11	33,4	417,2	1,71	46	0,9
2	17,56	62	427,1	1,7	43,88	0,9
3	6,05	22	410,7	1,71	38,7	0,09

4	8,11	32	244,4	1,15	39,2	1
5	8,11	41,38	425,61	1,74	46,47	1
1β	6,05	41,38	425,61	1,74	46,47	0,09

Πίνακας 7: Ιδιότητες R134a για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1	9,33	56,34	438,75	1,77	50,48	5
2	30,4	102	455,1	1,74	74,76	5
4	9,33	37	251,73	1,17	39,64	5
1 ^α	9,33	39,2	254,74	1,17	41,52	5

Πίνακας 8: Ιδιότητες R113 για τριπαραγωγή

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1	0,65	57,94	395,74	1,63	8,83	3
2	1,16	67	401,16	1,63	16,85	3,9
3	0,22	9	364,12	1,58	0,14	0,09
4	0,65	35	231,76	1,1	0,31	4
5	0,65	60,9	397,79	1,64	9,07	1
6	0,65	58,68	396,26	1,64	8,89	4
1 ^α	0,65	35,04	231,82	1,1	0,35	3,9
1β	0,22	9	231,76	1,11	0,31	0,09

Πίνακας 9: Ιδιότητες R113 για ψύξη

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1α	0,54	42,6	385,51	1,61	5,5	0,9
2	1,36	57	393,73	1,6	2,04	0,9
3	0,2	7	362,9	1,58	0,21	0,09
4	0,54	30	227,13	1,09	0,12	1
5	0,54	50,63	390,93	1,63	5,96	1
1β	0,2	50,63	390,93	1,63	5,96	0,09

Πίνακας 10: Ιδιότητες R113 για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1	0,69	78,98	410,4	1,67	11,83	5
2	2,78	102	424,05	1,65	31,7	5
4	0,69	37	233,62	1,11	0,41	5
1 ^α	0,69	37,16	233,85	1,11	0,55	5

Πίνακας 11: Ιδιότητες R227ea για τριπαραγωγή

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1	6,7	65,62	373,91	1,56	27,48	3
2	14	82,51	380,52	1,55	37,18	3,9
3	2,7	9,14	330,21	1,46	13,5	0,09
4	6,7	38,43	244,68	1,15	18,84	4
5	6,7	67,79	375,95	1,56	27,76	1
6	6,7	66,16	374,42	1,56	27,55	4
1 ^α	6,7	39,23	245,6	1,15	19,41	3,9
1 ^β	2,7	9,14	244,68	1,15	18,84	0,09

Πίνακας 12: Ιδιότητες R227ea για ψύξη

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1 ^α	7,02	28,93	415,27	1,72	43,04	0,9
2	13,8	52	424,09	1,7	41,77	0,9
3	3,12	2	399,67	1,72	39,23	0,09
4	7,02	27	237,18	1,12	38,88	1
5	7,02	35,39	421,87	1,74	43,31	1
1 ^β	3,12	35,39	421,87	1,74	43,31	0,09

Πίνακας 13: Ιδιότητες R227ea για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1	6	59,56	369,21	1,55	25,49	5
2	17	85	378,21	1,53	38,79	5
4	6	34,52	239,91	1,13	18,53	5
1 ^α	6	35,67	241,26	1,13	19,37	5

Πίνακας 14: Ιδιότητες R245fa για τριπαραγωγή

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1	2,66	65,08	459,08	1,83	19,38	3
2	4,87	77	466,73	1,82	30,62	3,9
3	0,92	13	415,1	1,75	3,36	0,09
4	2,66	42	255,55	1,18	4,44	4
5	2,66	68,09	462,03	1,84	19,79	1
6	2,66	65,84	459,82	1,83	19,48	4
1α	2,66	42,17	255,84	1,18	4,62	3,9
1β	0,92	13	255,55	1,19	4,44	0,09

Πίνακας 15: Ιδιότητες R245fa για ψύξη

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1α	2,25	50,36	445,7	1,8	15,04	0,9
2	6,39	72	458,13	1,78	9,43	0,9
3	0,57	2	406,84	1,75	3,97	0,09
4	2,25	37	248,78	1,16	3,99	1
5	2,25	58,46	453,47	1,82	15,85	1
1β	0,57	58,46	453,47	1,82	15,85	0,09

Πίνακας 16: Ιδιότητες R245fa για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Θέση	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg)	ex (kW)	m (kg/s)
1	2,25	70,41	465,06	1,85	17,38	5
2	8,26	97	481,73	1,83	41,8	5
4	2,25	37	248,78	1,16	3,99	5
1α	2,25	37,45	249,54	1,16	4,46	5

Πίνακας 17: Μεγέθη εξέργειας R134a για τριπαραγωγή

Στοιχείο	E _f (kW)	E _p (kW)	E _d (kW)	E _i (kW)	e (%)	γ (%)	γ* (%)
Generator	125,9	83,73	42,2	0	0,66	32,44	45,87
Condenser	32,64	11,05	21,59	11,05	0,33	16,6	23,47
Evaporator	0,003	0,3	0,29	0	91,43	0,22	0,32
Ejector	12,26	0,77	11,49	0	0,06	8,83	12,48
Pump	4,12	2,54	1,58	0	0,61	1,21	1,71
Turbine	42,11	28,23	13,87	0	0,67	10,66	15,08
Throtting valve	1,21	1,21	1,58	0	1	1,21	1,7188
mix	0,38	0,41	0,02	0	1,07	0,02	0,03
Total	130,06	42,41	92	11,05	32,6	32,6	100

Πίνακας 18: Μεγέθη εξέργειας R134a για ψύξη

Στοιχείο	E _f (kW)	E _p (kW)	E _d (kW)	e (%)	E _i (kW)	γ (%)	γ* (%)
Generator	21,5	3,5	17,99	0,16	0	79,23	66,7
Condenser	7,27	0,12	7,14	0,01	0,12	31,44	26,47
Evaporator	0,04	0,32	0,27	7,05	0	1,21	1,02
Ejector	2,35	0,7	1,65	0,29	0	7,26	6,11
Pump	1,21	0,74	0,46	0,61	0	2,04	1,72
Throtting Valve	0,04	0,04	1,66*10 ¹⁵	1	0	7,29*10 ¹⁵	6,14*10 ¹⁵
Total	22,71	0,32	26,97	1,4	0,12	118,77	100

Πίνακας 19: Μεγέθη εξέργειας R134a για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	183,4	166,2	17,27	0,9	0	0,08	0,17
Condenser	54,18	17,68	36,49	0,32	17,68	0,18	0,36
Pump	15,07	9,4	5,66	0,62	0	0,02	0,05
Turbine	121,4	81,75	39,67	0,67	0	0,19	0,4
Total	198,5	81,75	99,1	41,17	17,68	0,49	1

Πίνακας 20: Μεγέθη εξέργειας R113 για τριπαραγωγή

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	101,3	64,5	36,82	0,63	0	36,26	51,33
Condenser	34,32	13,36	20,95	0,38	13,36	20,64	29,21
Evaporator	0,02	0,26	0,23	10,74	0	0,23	0,32
Ejector	7,05	0,82	6,22	0,11	0	6,13	8,68
Pump	0,21	0,13	0,08	0,61	0	0,08	0,11
Turbine	24,05	16,25	7,8	0,67	0	7,68	10,87
Throtting valve	0,42	0,42	0,08	1	0	0,08	0,11
mix	0,19	0,19	0,007	1,03	0	0,006	0,009
Total	101,54	24,31	71,73	23,94	13,36	70,64	100

Πίνακας 21: Μεγέθη εξέργειας R113 για ψύξη

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	19,2	1,69	17,51	0,088	0	90,79	69,87
Condenser	5,84	1,11	4,72	0,19	1,11	24,5	18,85
Evaporator	0,008	0,26	0,25	30,64	0	1,32	1,016
Ejector	3,56	0,52	3,04	0,14	0	15,79	12,15
Pump	0,08	0,049	0,031	0,61	0	0,16	0,12
Throtting Valve	0,67	0,67	$5,68 \cdot 10^{16}$	1	0	$2,94 \cdot 10^{15}$	$2,26 \cdot 10^{15}$
Total	19,28	0,26	25,06	1,36	1,11	129,93	100

Πίνακας 22: Μεγέθη εξέργειας R113 για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	179,747	155,7	24,04	0,86	0	13,29	26,16
Condenser	57,07	20,71	36,36	0,36	20,71	20,1	39,56
Pump	1,13	0,7	0,42	0,62	0	0,23	0,46
Turbine	99,33	68,27	31,06	0,68	0	17,17	33,8
Total	180,87	68,27	91,89	37,74	20,71	50,8	100

Πίνακας 23: Μεγέθη εξέργειας R227ea για τριπαραγωγή

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	76,57	69,50	7,07	0,91	0	8,82	13,83
Condenser	34,84	10,34	24,50	0,30	10,34	30,57	47,91
Evaporator	0,49	0,17	0,32	0,34	0	0,40	0,63
Ejector	8,57	1,3	7,27	0,15	0	9,08	14,22
Pump	3,57	2,23	1,34	0,62	0	1,67	2,62
Turbine	29,12	19,83	9,29	0,68	0	11,59	18,17
Throtting valve	0,5	0,5	1,34	1	0	1,67	2,62
mix	0,21	0,21	0	1,02	0	0,01	0,01
Total	80,14	29,29	51,13	0,04	10,34	63,81	100

Πίνακας 24: Μεγέθη εξέργειας R227ea για ψύξη

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	20,35	2,1	18,25	0,1	0	86,06	77,34
Condenser	4,42	0,15	4,26	0,035	0,15	20,11	18,07
Evaporator	0,031	0,31	0,28	9,85	0	1,33	1,19
Ejector	1,40033	0,37024	1,03009	0,26439	0	4,85709	4,36
Pump	0,85	0,52	0,33	0,61	0	1,57	1,41
Throtting Valve	1,18	1,18	$2,05 \cdot 10^{15}$	1	0	$9,65 \cdot 10^{15}$	$8,67 \cdot 10^{15}$
Total	21,2	0,31	23,59	1,48	0,15	111,2	100

Πίνακας 25: Μεγέθη εξέργειας R227ea για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	110,8	97,1	13,73	0,87	0	11,67	20,98
Condenser	34,79	7,17	27,62	0,2	7,17	23,48	42,19
Pump	6,78	4,2	2,57	0,62	0	2,19	3,94
Turbine	66,51	44,99	21,51	0,67	0	18,29	32,87
Total	117,6	44,99	65,45	38,25	7,17	55,64	100

Πίνακας 26: Μεγέθη εξέργειας R245fa για τριπαραγωγή

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	151,32	101,63	49,69	0,67	0	32,59	49,03
Condenser	60,18	28,25	31,93	0,47	28,25	20,95	31,5
Evaporator	0,1	0,31	0,21	3,17	0	0,14	0,21
Ejector	9,84	1,49	8,35	0,15	0	5,48	8,24
Pump	1,12	0,7	0,41	0,63	0	0,27	0,41
Turbine	33,70	22,93	10,77	0,68	0	7,06	10,63
Throtting valve	0,54	0,54	0,41	1,00	0	0,27	0,41
mix	0,3	0,31	0,01	1,03	0	0,01	0,01
Total	152,44	34,01	101,34	22,31	28,25	66,48	100

Πίνακας 27: Μεγέθη εξέργειας R245fa για ψύξη

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	26,32	4,64	21,67	0,17	0	80,86	60,05
Condenser	11,86	2,09	9,77	0,17	2,09	36,47	27,09
Evaporator	0,001	0,3	0,3	171,92	0	1,13	0,84
Ejector	5,84	1,08	4,76	0,18	0	17,76	13,19
Pump	0,48	0,29	0,18	0,62	0	0,67	0,5
Throtting Valve	1,25	1,25	$4,55 \cdot 10^{16}$	1	0	$1,7 \cdot 10^{15}$	$1,26 \cdot 10^{15}$
Total	26,8	0,3	36,08	1,14	2,09	134,64	100

Πίνακας 28: Μεγέθη εξέργειας R245fa για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Στοιχείο	E_f (kW)	E_p (kW)	E_d (kW)	e (%)	E_i (kW)	γ (%)	γ^* (%)
Generator	227,4	186,7	40,77	0,82	0	17,62	33,06
Condenser	66,96	24,67	42,29	0,36	24,67	18,28	34,29
Pump	3,83	2,38	1,44	0,62	0	0,62	1,17
Turbine	122,12	83,32	38,8	0,68	0	16,77	31,46
Total	231,31	83,32	123,32	36,02	24,67	53,31	100

Στους πίνακες που ακολουθούν παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές θερμοκρασίες λειτουργίας των κυκλωμάτων που αναλύθηκαν στις οποίες το καθένα από τα ψυκτικά που μελετήσαμε παρουσιάζει την καλύτερη συμπεριφορά για δεδομένες παροχές μάζας από το κάθε στοιχείο του κυκλώματος.

Πίνακας 29: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες τριπαραγωγής

	R113	R134a	R227ea	R245fa
T_{ps} (°C)	52	57	70,52	62
T_e (°C)	9	2	9,14	13
T_c (°C)	35	32	39	42
T_{hin} (°C)	134,01	147,27	120,13	162,97

Πίνακας 30: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας

	R113	R134a	R227ea	R245fa
T_{ps} (°C)	62	87	70	82
T_e (°C)	-	-	-	-
T_c (°C)	37	37	34,52526	37
T_{hin} (°C)	152,38	142,64	120,89	161,08

Πίνακας 31: Χαρακτηριστικές θερμοκρασίες ψύξης

	R113	R134a	R227ea	R245fa
T_{ps} (°C)	57	52	70,52	72

T_e (°C)	7	2	9,14	2
T_c (°C)	30	27	34,52	37
T_{hin} (°C)	86,47	82,37	76,55	91,18

Συγκρίνοντας, τα παραπάνω αποτελέσματα παρατηρούμε ότι χρησιμοποιώντας ως εργαζόμενο μέσο το R227ea μπορούμε να αξιοποιήσουμε θερμικές πηγές αισθητά χαμηλότερης θερμοκρασίας σε σχέση με τα υπόλοιπα μέσα.

Στους πίνακες που ακολουθούν παρουσιάζονται για τις ίδιες συνθήκες οι παράμετροι απόδοσης των κυκλωμάτων για την λειτουργία του κάθε ψυκτικού μέσου.

Πίνακας 32: Παράμετροι απόδοσης τριπαραγωγής

	R113	R134a	R227ea	R245fa
η_{el} (%)	2,47	3,2	3,1	2,64
COP	0,018	0,018	0,014	0,017
Q_{el} (kW)	16,25	28,23	19,83	22,93
Q_y (kW)	12,03	14,11	7,77	14,5
e_{tot} (%)	23,49	32,6	36,54	22,31

Πίνακας 33: Παράμετροι απόδοσης παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας

	R113	R134a	R227ea	R245fa
η_{el} (%)	7,06	6,65	5,58	6,84
COP	-	-	-	-
Q_{el} (kW)	68,27	81,75	44,99	83,32
Q_y (kW)	-	-	-	-
e_{tot} (%)	37,74	41,17	38,25	36,02

Πίνακας 34: Παράμετροι απόδοσης ψύξης

	R113	R134a	R227ea	R245fa
η_{el} (%)	-	-	-	-
COP	0,081	0,086	0,072	0,075

Q_{el} (kW)	-	-	-	-
Q_y (kW)	12,34	14,77	8,2	14,36
e_{tot} (%)	1,36	1,48	1,18	1,14

Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται η θερμοκρασία και η ενθαλπία εισόδου-εξόδου, η παροχή μάζας καυσαερίου και ο βαθμός απόδοσης του αναγεννητή για κάθε ψυκτικό μέσο για την περίπτωση τριπαραγωγής.

Πίνακας 35: Θερμοδυναμικά μεγέθη καυσαερίου και βαθμός απόδοσης αναγεννητή για τριπαραγωγή

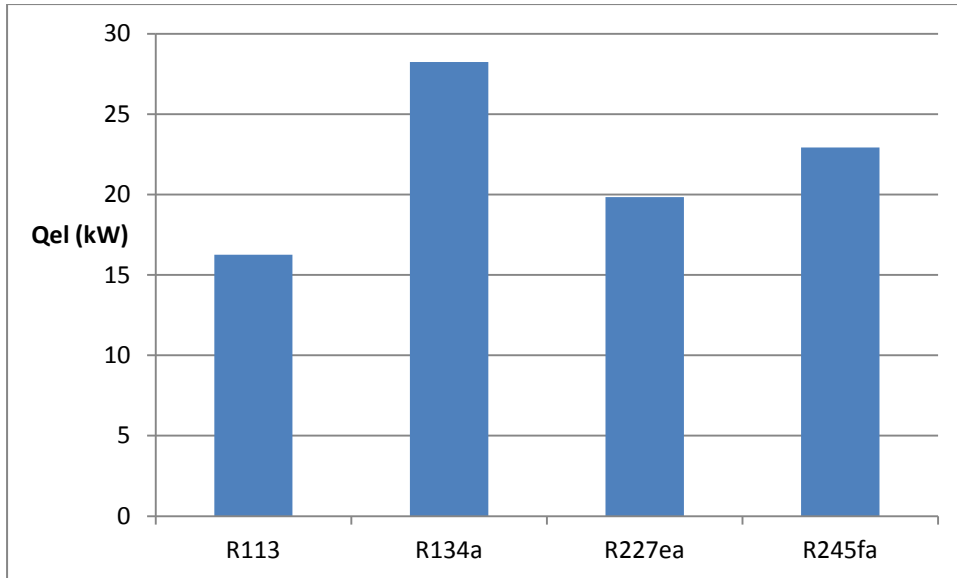
	R113	R134a	R227ea	R245fa
T_{hi} (C)	134	147	120	162
T_{ho} (C)	45	42	49	52
m (kg)	6	6	6	6
η_{ge} (%)	74,78992	79,54545	67,61905	74,82993
h_{in} (kJ/kg)	166,16	182,28	148,8	200,88
h_{out} (kJ/kg)	55,8	52,08	60,76	64,48

Ακολουθούν συγκεντρωτικοί πίνακες που φαίνονται οι ισχύεις και οι βαθμοί απόδοσης που αποδίδει το κύκλωμα τριπαραγωγής για κάθε ψυκτικό μέσο.

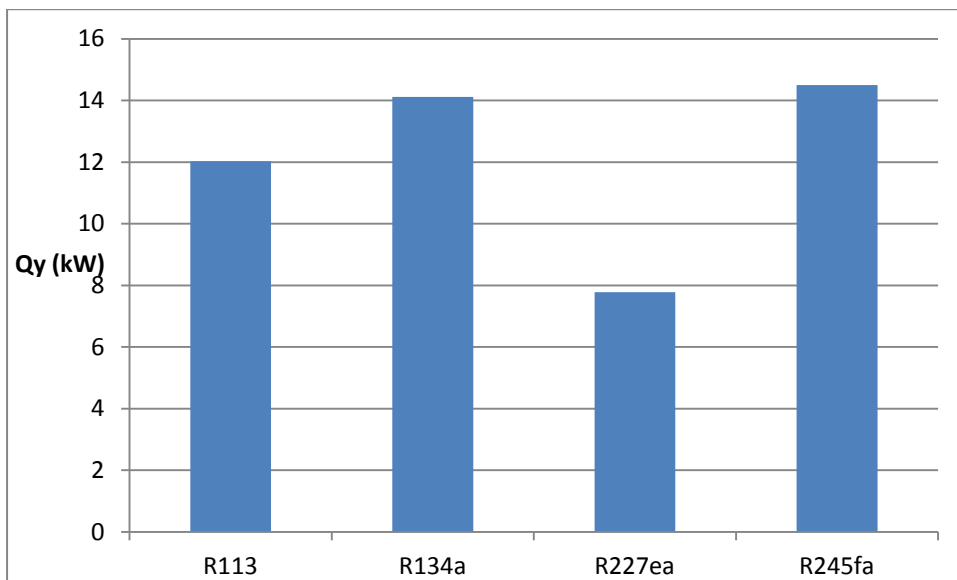
Πίνακας 36: Ισχύεις και βαθμοί απόδοσης για τριπαραγωγή

	R113	R134a	R227ea	R245fa
Q_{th} (kW)	657,973	767,68	518,959	817,077
Q_{el} (kW)	16,257	28,234	19,83	22,932
Q_y (kW)	12,032	14,115	7,774	14,504
η_{el} (%)	2,42	3,100468	2,646529	2,646529
COP	0,01817	0,018056	0,014642	0,01757
η_{co} (%)	4	4,9	4,5	4,4
η_{tot} (%)	103	103	102	103

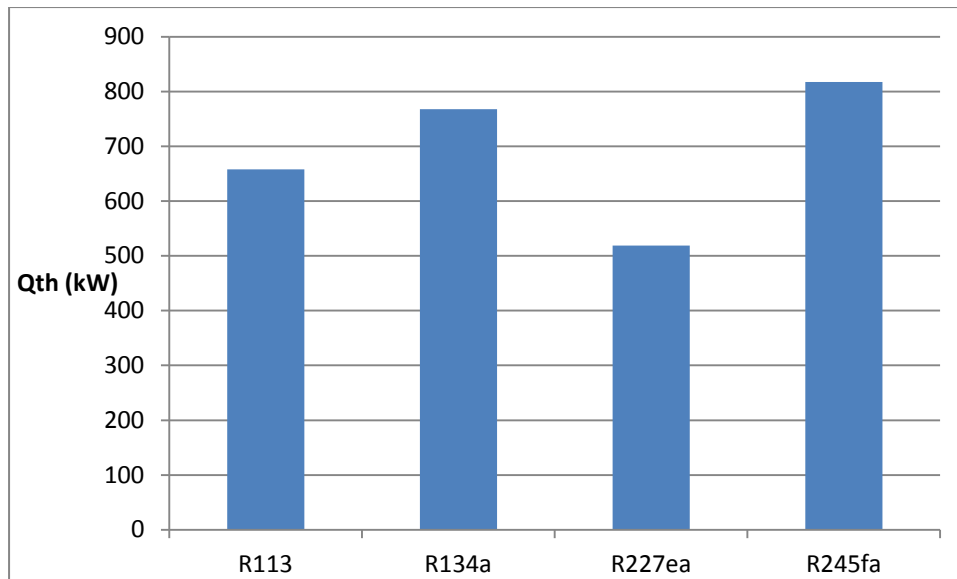
Στα διαγράμματα που ακολουθούν φαίνονται η ψυκτική, θερμική και ηλεκτρική ισχύς για κάθε ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιήθηκε.



Σχήμα 3: Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς για κάθε ψυκτικό μέσο



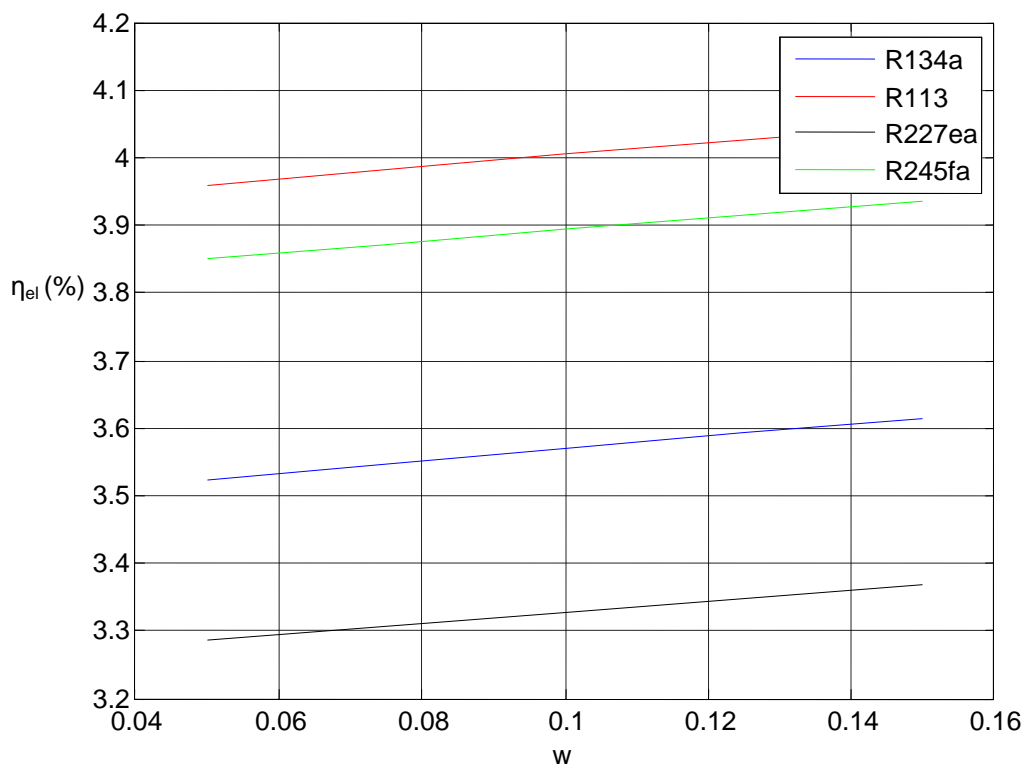
Σχήμα 4: Παραγόμενη ψυκτική ισχύς για κάθε ψυκτικό μέσο



Σχήμα 5: Παραγόμενη θερμική ισχύς για κάθε ψυκτικό μέσο

4.2 Αλληλεξάρτηση των μεταβλητών

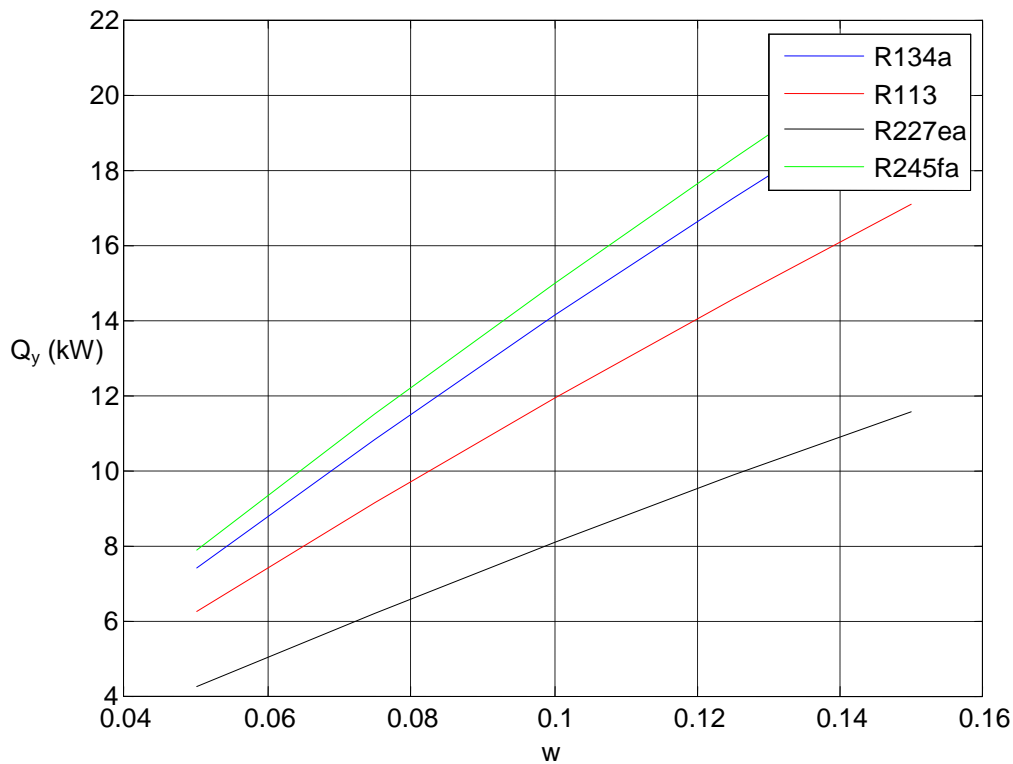
Για την πληρέστερη ανάλυση της λειτουργίας του κυκλώματος και την καλύτερη απεικόνιση της αλληλεξάρτησης των διαφόρων χαρακτηριστικών μεγεθών στην συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα που δημιουργήθηκαν για την μεταβολή των παραμέτρων απόδοσης και επίδοσης του κυκλώματος (συντελεστής συμπεριφοράς, ηλεκτρικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης, παραγομένη ψυκτική και ηλεκτρική ισχύς) για λειτουργία με διάφορα ψυκτικά μέσα σε σχέση με τις επιλεγμένες χαρακτηριστικές παραμέτρους λειτουργίας του κυκλώματος.



Σχήμα 6: Μεταβολή ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με λόγο παροχών w

Στο Σχήμα 5 παρουσιάζεται η μεταβολή του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης σε σχέση με το λόγο των μαζών για διάφορα εργαζόμενα μέσα. Είναι προφανής η σχεδόν γραμμική αύξηση του βαθμού απόδοσης με τον λόγο μαζών. Η παρατήρηση αυτή δικαιολογείται από την μείωση της παροχής μάζας που διέρχεται από την αντλία και τον αναγεννητή ως αποτέλεσμα της αύξησης του λόγου w με σταθερή την παροχή από τον στρόβιλο. Επιπρόσθετα μπορεί κανείς να παρατηρήσει από τις παραπάνω μεταβολές ότι τους υψηλότερους βαθμούς απόδοσης παρουσιάζει το κύκλωμα που χρησιμοποιεί ως εργαζόμενο μέσο το R113 ενώ τους χαμηλότερους αυτό με το R227ea.

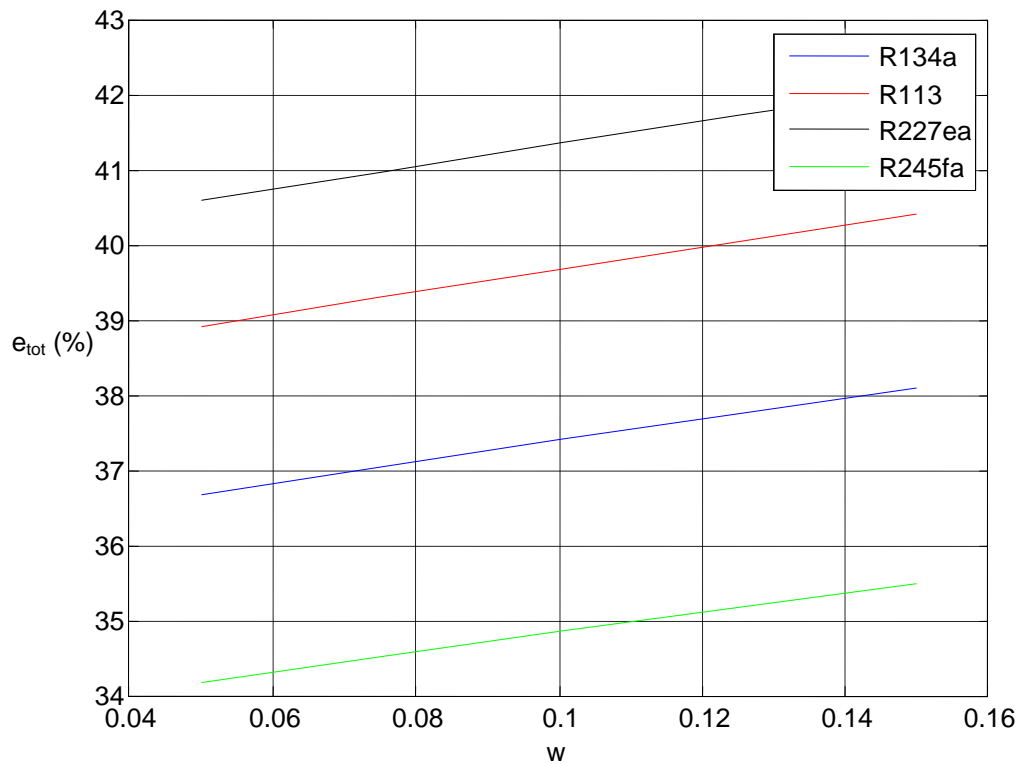
Η συσχέτιση της παραγομένης ψυκτικής ισχύος στον εξατμιστή ως συνάρτηση του λόγου μαζών που εισέρχονται στο ακροφύσιο, παρουσιάζεται στο σχήμα 6 που ακολουθεί χρησιμοποιώντας ως παράμετρο το είδος του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 7: Μεταβολή της ψυκτικής ισχύος με λόγο παροχών w

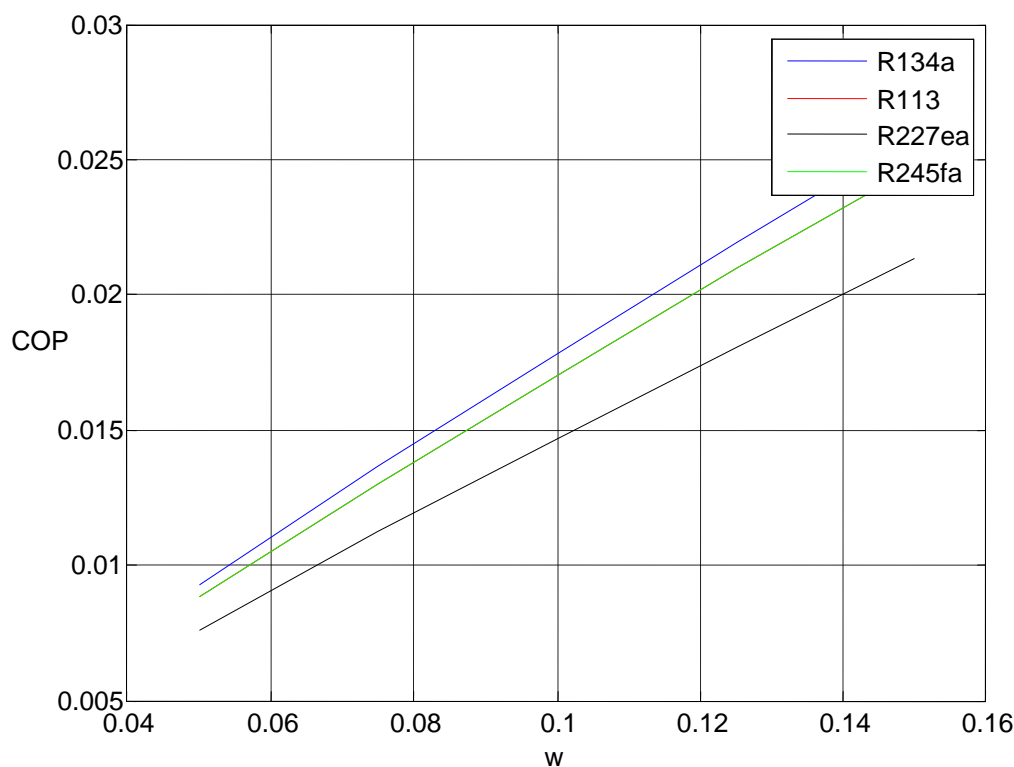
Δεδομένου ότι η παραγωγή της ψύξης εξαρτάται αναλογικά από την διερχόμενη παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου είναι δικαιολογημένη η παρατηρούμενη στο παραπάνω διάγραμμα αύξηση της ψυκτικής ισχύος με την αύξηση του λόγου μαζών. Από το υπόψη διάγραμμα προκύπτει εύκολα και το συμπέρασμα ότι το εργαζόμενο μέσο που παράγει την μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ για το δεδομένο εύρος θερμοκρασιών και πιέσεων είναι το R245fa ενώ την μικρότερη την παράγει το R227ea.

Στην συνέχεια στο σχήμα 7 που ακολουθεί παρουσιάζεται η εξάρτηση του εξεργειακού βαθμός απόδοσης από τον λόγο μαζών.



Σχήμα 8: Μεταβολή βαθμού απόδοσης εξέργειας με λόγο μαζών w

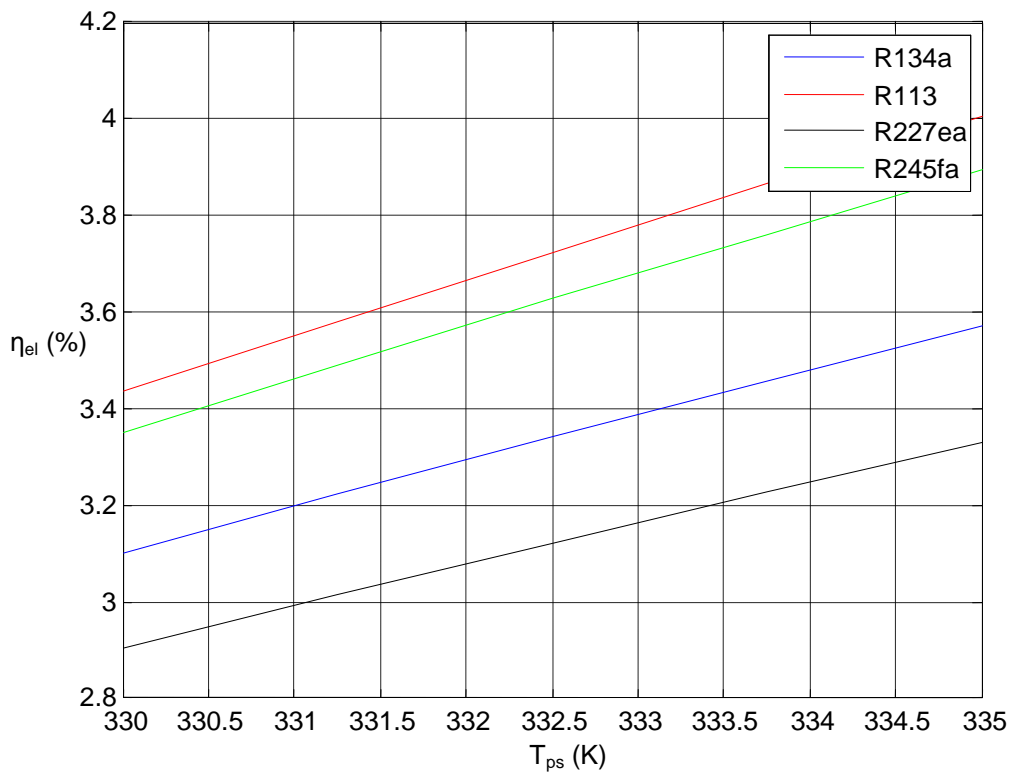
Η αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης οφείλεται στο ότι η αύξηση του λόγου μαζών αυξάνει την παροχή που διέρχεται από τον εξατμιστή σε σχέση με αυτή που διέρχεται από τον αναγεννητή. Αυτό βελτιώνει τον εξεργειακό βαθμό του συστήματος γιατί όπως παρουσιάζεται και στον πίνακα, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του εξατμιστή είναι υψηλότερος από αυτόν του αναγεννητή λόγω των μεγαλύτερων θερμοκρασιών που επικρατούν στον τελευταίο. Μπορεί επίσης κάποιος να παρατηρήσει ότι για τα δεδομένα εύρη τιμών τον καλύτερο εξεργειακό βαθμό απόδοσης τον παρουσίαζε το R227ea ενώ τον χαμηλότερο το R245fa.



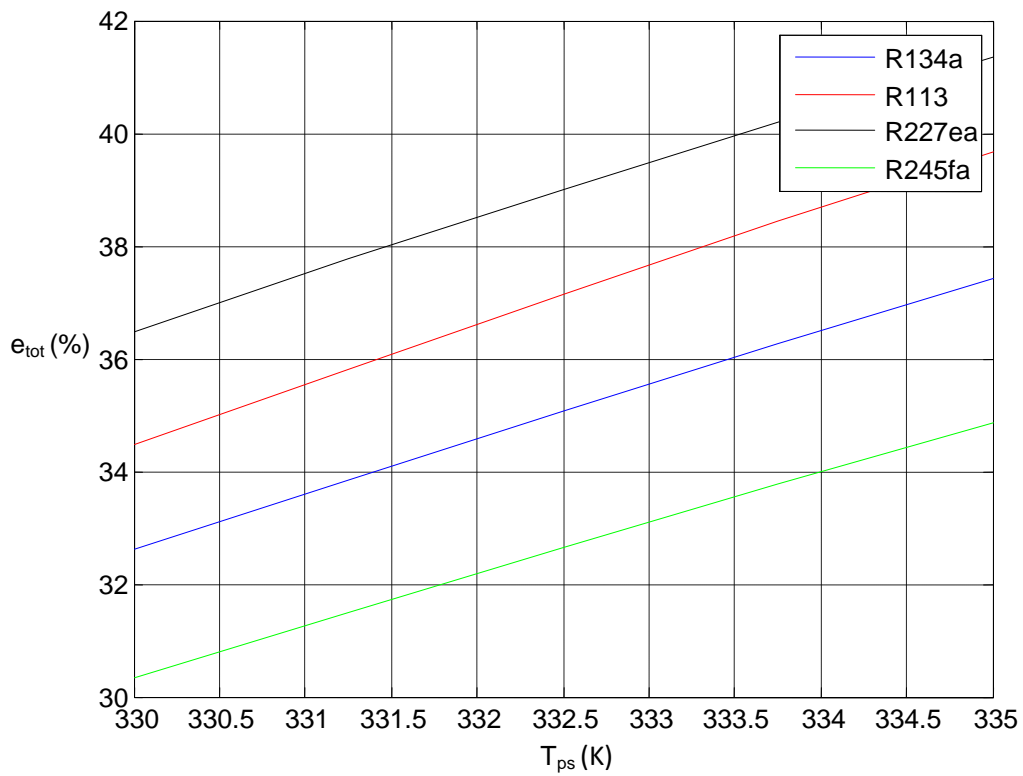
Σχήμα 9: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς με λόγο μαζών w

Όσον αφορά στην μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς του κυκλώματος με το λόγο μαζών (Σχήμα 8) μπορεί κανείς να παρατηρήσει ότι η αύξηση του λόγου των μαζών συνεπάγεται και αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς γεγονός που δικαιολογείται από την συνακόλουθη αύξηση και της ψυκτικής ισχύος.

Στα Σχήματα 9 και 10 που ακολουθούν παρουσιάζεται η μεταβολή του ηλεκτρικού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σχέση με την θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού μέσου. Μπορεί να παρατηρηθεί και στα δυο διαγράμματα η αύξηση του βαθμού απόδοσης με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης γεγονός που οφείλεται στο ότι η διαδικασία της πρόσδοσης θερμότητας λαμβάνει χώρα σε υψηλότερη μέση θερμοκρασία.

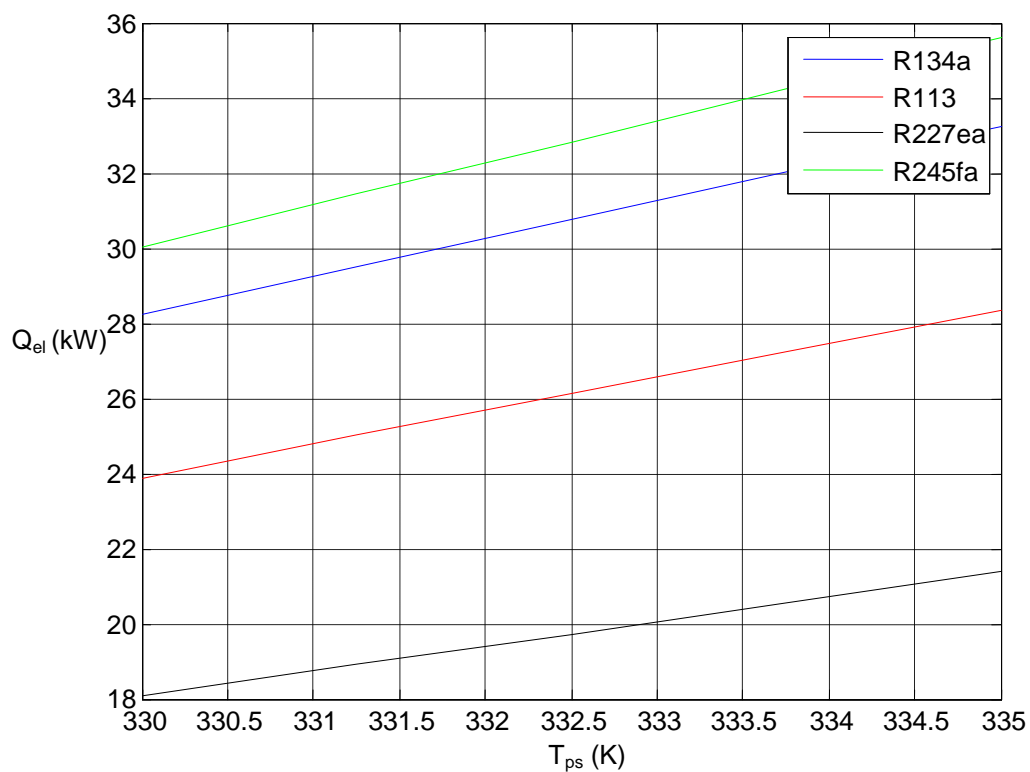


Σχήμα 10: Μεταβολή ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με θερμοκρασία εξάτμισης του αναγεννητή

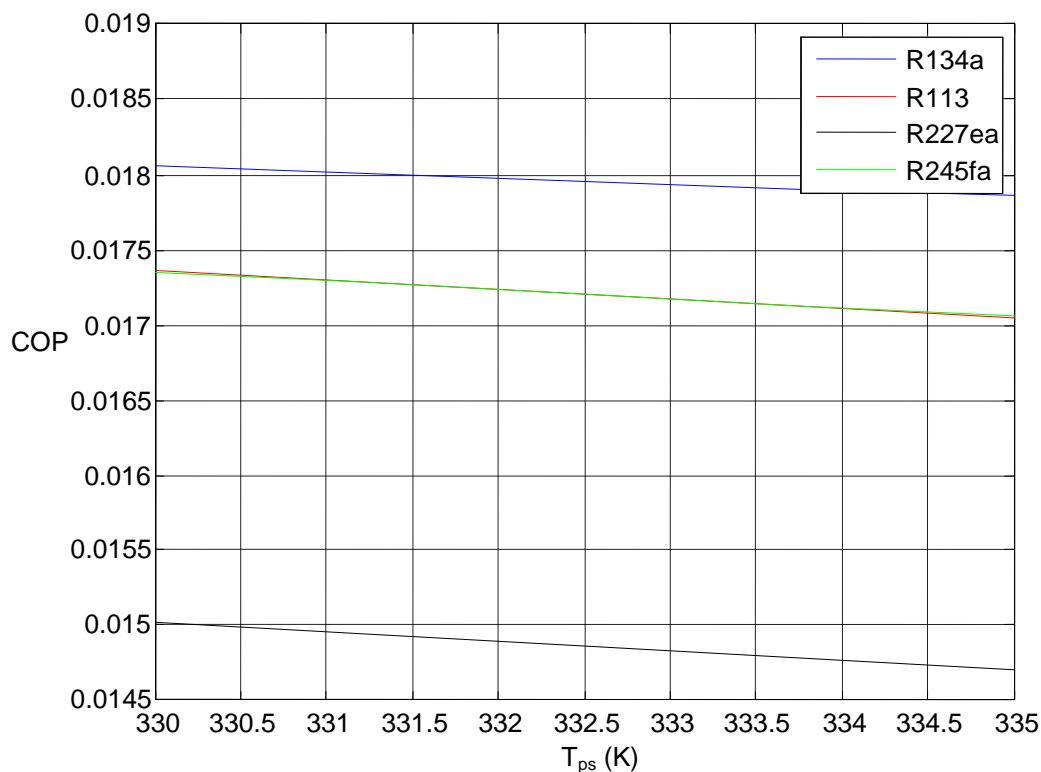


Σχήμα 11: Μεταβολή βαθμού απόδοσης εξέργειας με θερμοκρασία εξάτμισης του αναγεννητή

Η παραγωγή της ηλεκτρικής ισχύος όπως παρουσιάζεται στο αντίστοιχο διάγραμμα αυξάνεται με την θερμοκρασία ατμοποίησης αφού θεωρώντας σταθερή την θερμοκρασία λειτουργίας του συμπυκνωτή η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης συνεπάγεται αύξηση της διαθέσιμης ενεργείας του εργαζόμενου μέσου στον στρόβιλο.



Σχήμα 12: Μεταβολή ηλεκτρικής ισχύος με θερμοκρασία εξάτμισης του αναγεννητή



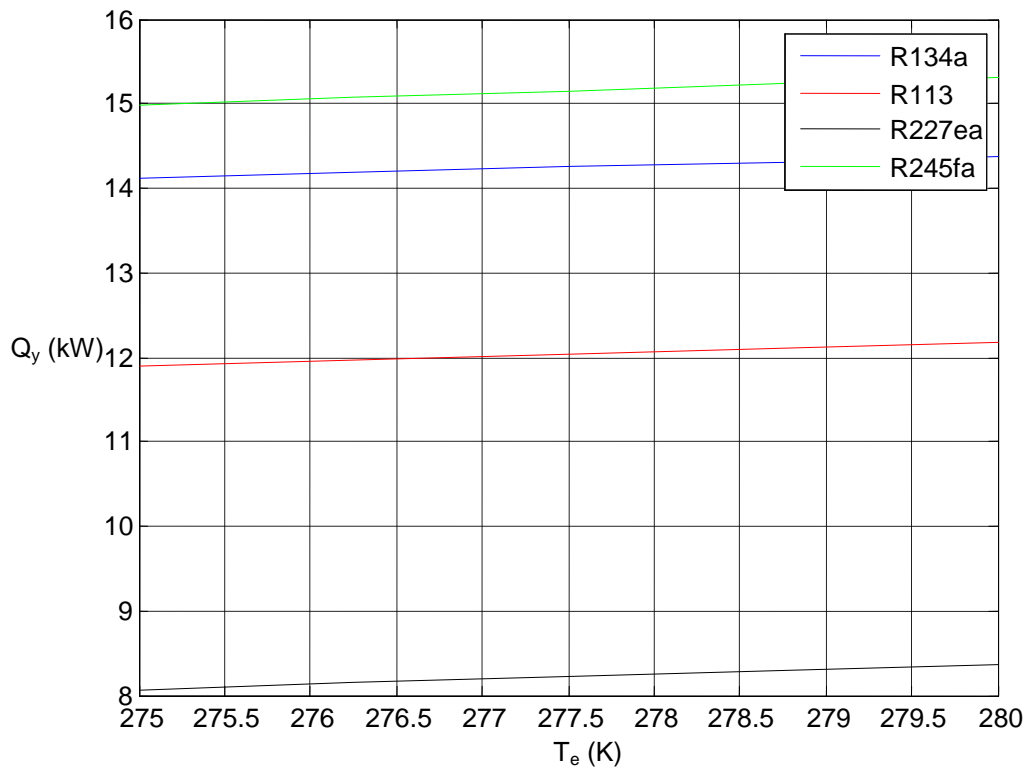
Σχήμα 13: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς με θερμοκρασία εξάτμισης του αναγεννητή

Στο Σχήμα 12 απεικονίζεται η μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς του κυκλώματος με την θερμοκρασία εξάτμισης στον αναγεννητή. Εύκολα φαίνεται ότι αυξάνοντας την τιμή της θερμοκρασίας εξάτμισης μειώνεται ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψυκτικού κύκλου γεγονός που δικαιολογείται αν ληφθεί υπόψη σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν παραπάνω δηλαδή με το ότι η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης οδηγεί σε αύξηση της προδιδόμενης θερμότητας ενώ παραγόμενη ψύξη παραμένει σταθερή. Όσον αφορά την σύγκριση του συντελεστή συμπεριφοράς για τα διάφορα μέσα από το συγκεκριμένο διάγραμμα μπορεί να παρατηρηθεί ότι την καλύτερη συμπεριφορά την παρουσιάζει το R134 ενώ την χειρότερη το R227ea.

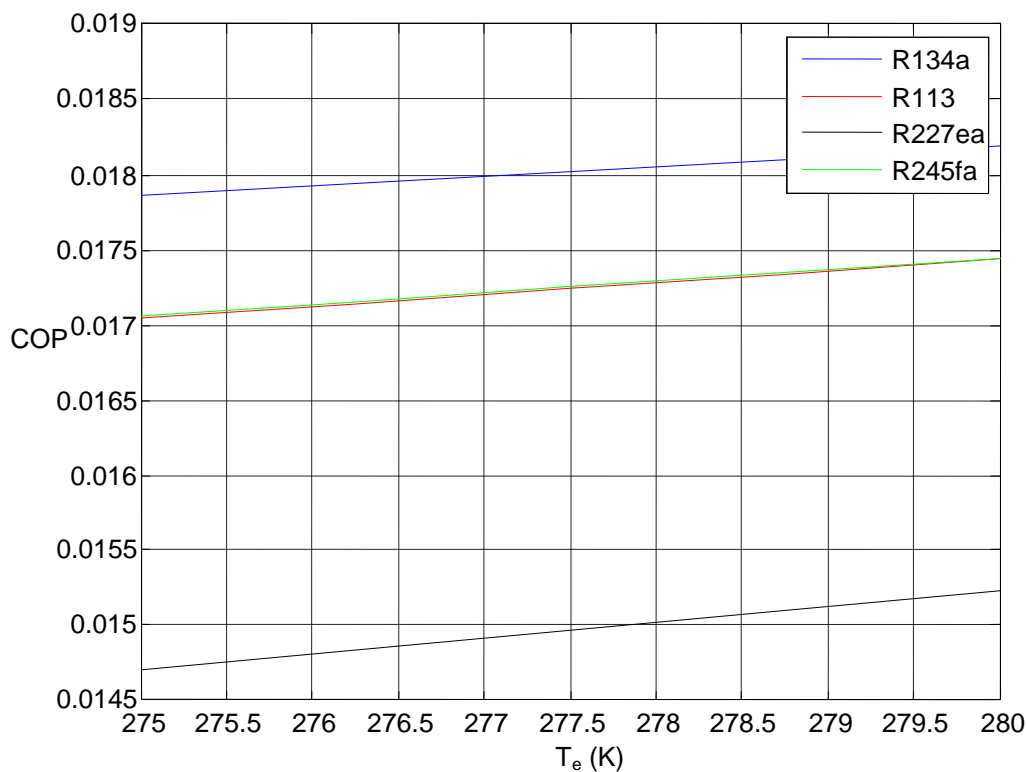
Στα Σχήματα 13 και 14 παρουσιάζονται οι μεταβολές της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος καθώς και του συντελεστή συμπεριφοράς ως συνάρτηση της θερμοκρασίας λειτουργίας του εξατμιστή για την περίπτωση διαφορετικών ψυκτικών μέσων.

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρούμε ότι η ψυκτική ισχύς Q_y και συνακόλουθα ο συντελεστής συμπεριφοράς επηρεάζονται αυξητικά από την αλλαγή

της θερμοκρασίας ατμοποίησης στον αναγεννητή. Συγκεκριμένα θεωρώντας όλες τις άλλες παραμέτρους λειτουργίας σταθερές όσο αυξάνεται η θερμοκρασία της ατμοποίησης στο εξατμιστή συναλλάσσεται μεγαλύτερο ποσό θερμότητας σε αυτόν με αποτέλεσμα την αύξηση τόσο της ψυκτικής ισχύος όσο και του συντελεστή συμπεριφοράς.



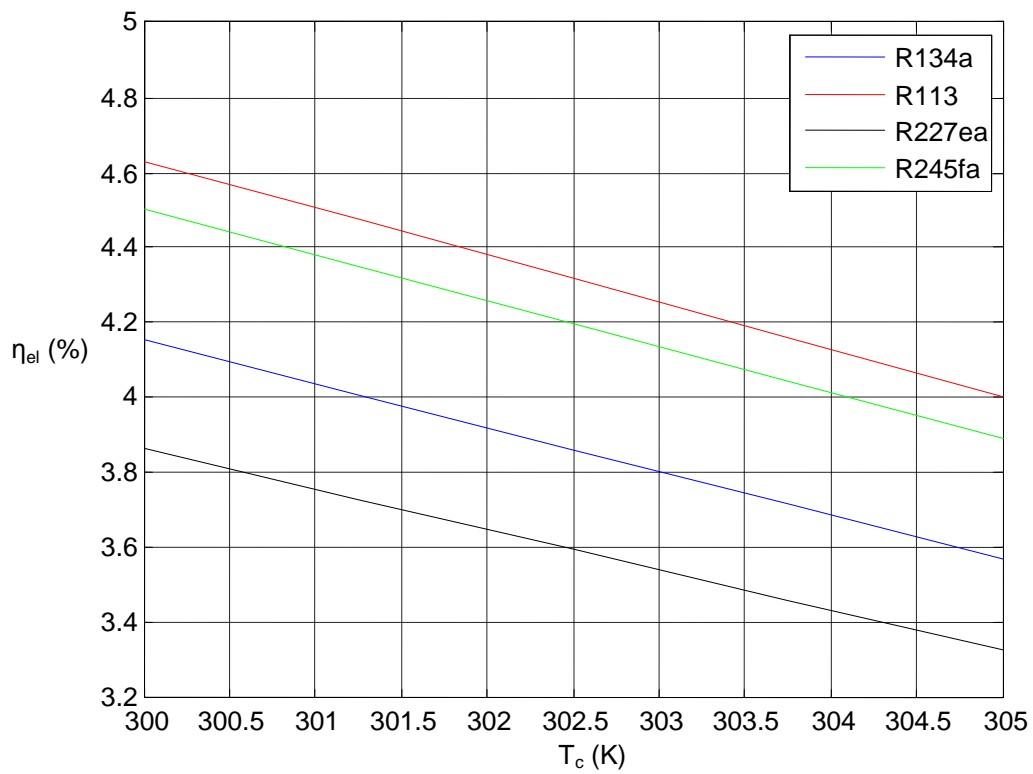
Σχήμα 14: Μεταβολή ψυκτικής ισχύος με θερμοκρασία εξάτμισης εξατμιστή



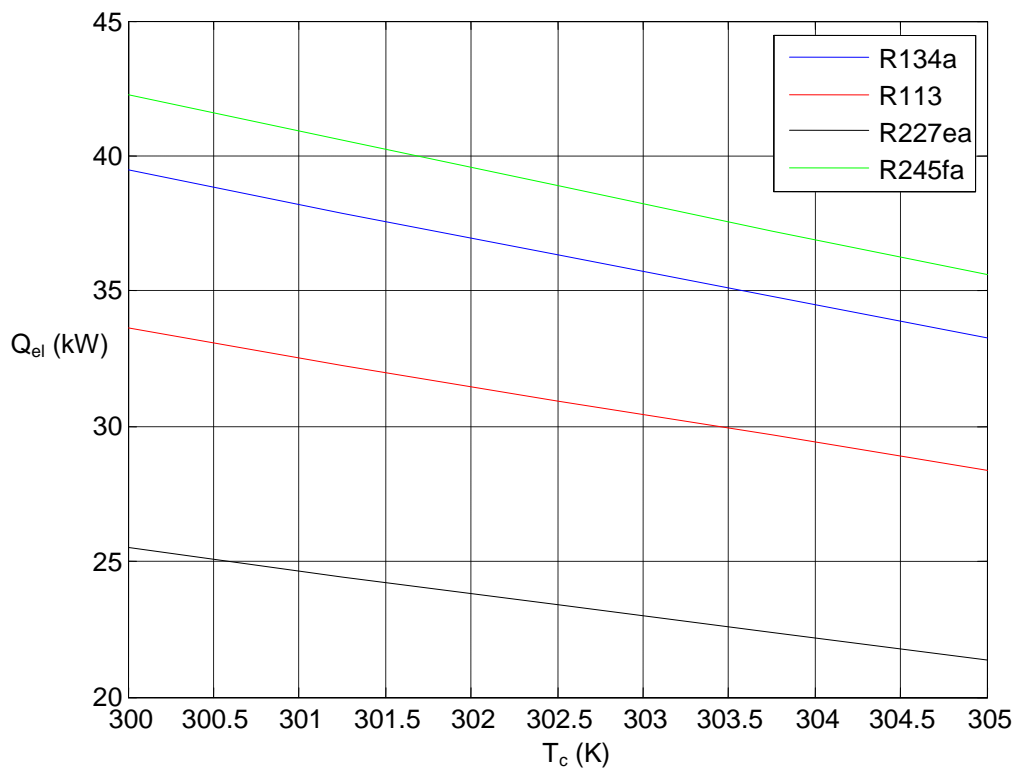
Σχήμα 15: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς με θερμοκρασία εξάτμισης εξατμιστή

Στην συνέχεια στα σχήματα που ακολουθούν απεικονίζεται η επίδραση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του εργαζομένου μέσου στα χαρακτηριστικά μεγέθη απόδοσης του κυκλώματος με παράμετρο το εργαζόμενο μέσο.

Στα Σχήματα 15 και 16 απεικονίζεται η σχέση μεταξύ του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και της ηλεκτρικής ισχύος ως συνάρτηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Όπως μπορεί να παρατηρήσει κανείς και τα δύο μεγέθη που συσχετίζονται με την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος μεταβάλλονται αντιστρόφως ανάλογα με την θερμοκρασία συμπύκνωσης.

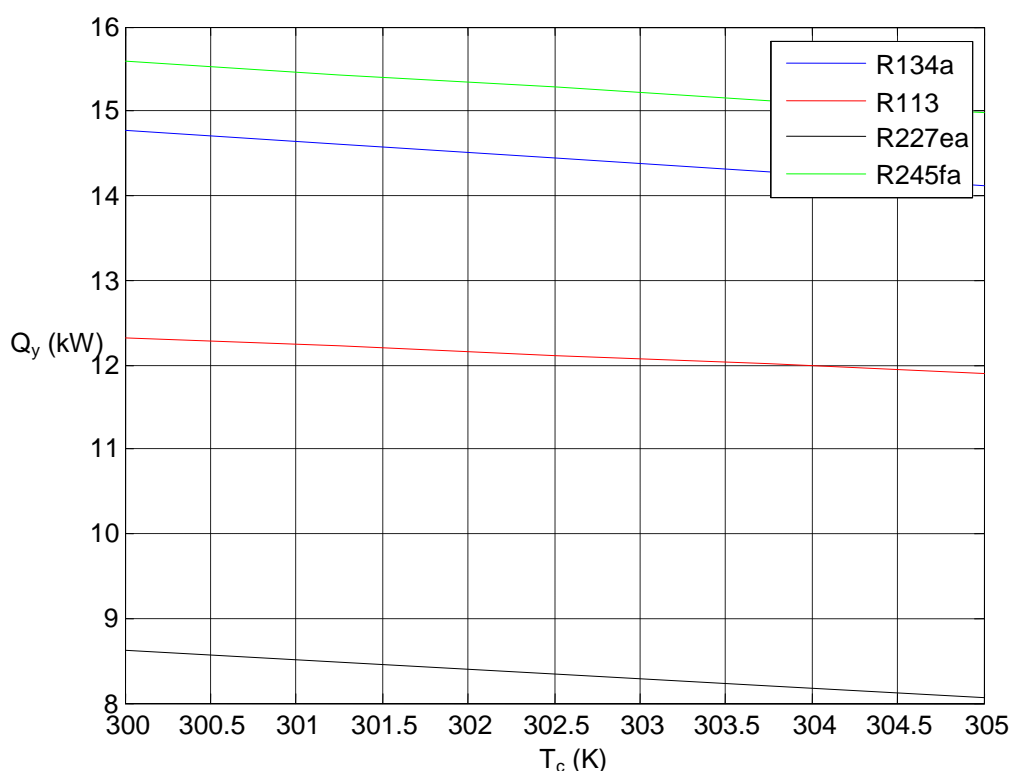


Σχήμα 16: Μεταβολή ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή



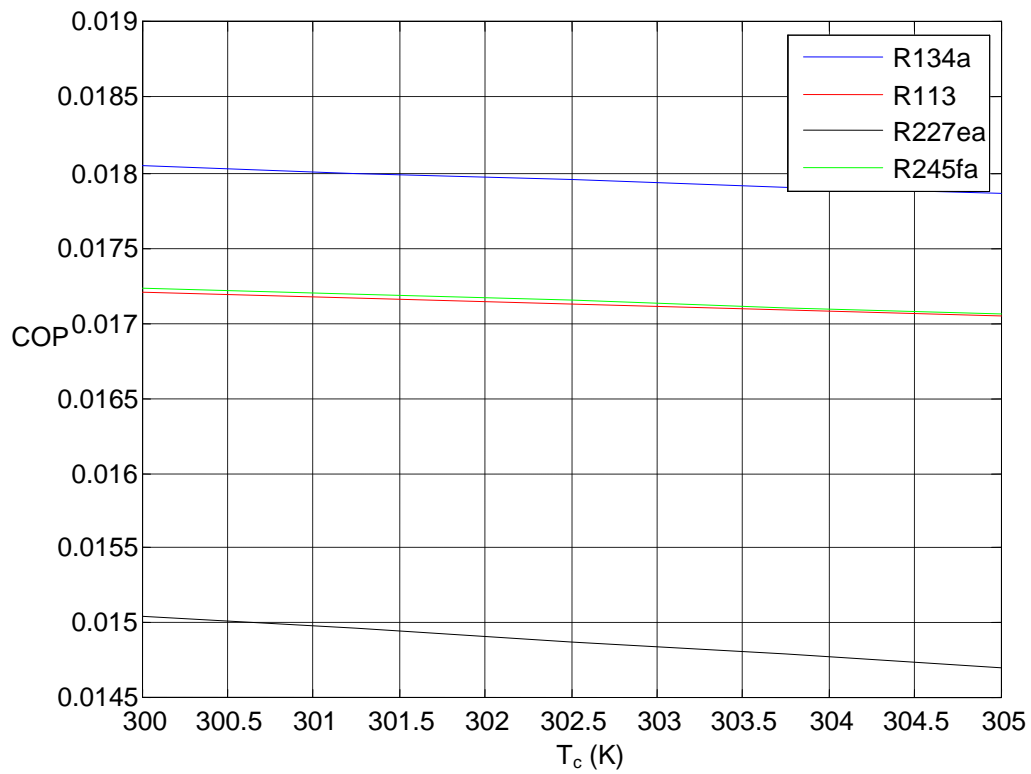
Σχήμα 17: Μεταβολή ηλεκτρικής ισχύος με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή

Η παρατήρηση αυτή είναι απολύτως δικαιολογημένη από το γεγονός ότι όσο μεγαλύτερη διαφορά πιέσεων υπάρχει μεταξύ του στροβίλου και του συμπυκνωτή τόσο μεγαλύτερη διαθέσιμη διαφορά ενθαλπίας υπάρχει στον στρόβιλο και συνεπώς τόσο μεγαλύτερη ηλεκτρική ενέργεια παράγεται. Επομένως η μείωση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης με σταθερά τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κυκλώματος οδηγεί σε αύξηση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος.

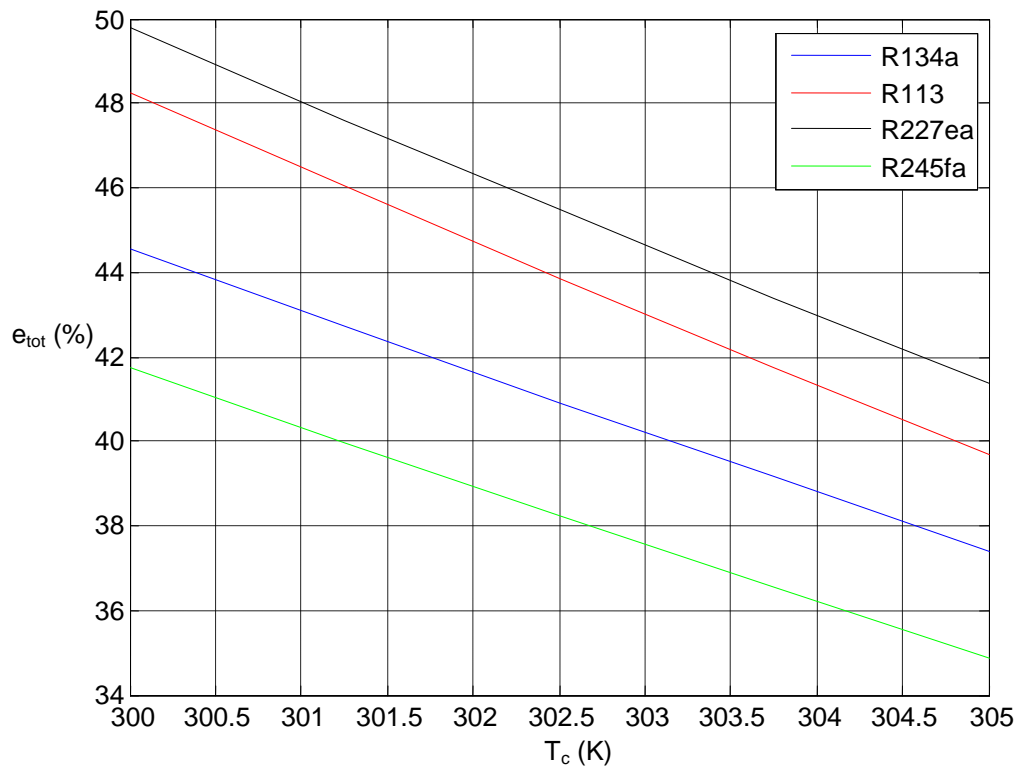


Σχήμα 18: Μεταβολή ψυκτικής ισχύος με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή

Παρατηρώντας το Σχήμα 17 διαπιστώνουμε ότι αυξανόμενης της θερμοκρασίας συμπυκνώσεως μειώνεται η ψυκτική ισχύς. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην αύξηση της ενθαλπίας στην είσοδο του εξατμιστή ως αποτέλεσμα της αύξησης της θερμοκρασίας συμπύκνωσης και συνεπώς στην μείωση της διαθέσιμης ενθαλπικής διαφοράς στα όρια του εξατμιστή. Άμεση συνέπεια της μείωσης της ψυκτικής ισχύος είναι και η μείωση του συντελεστή συμπεριφοράς που διαπιστώνεται στο διάγραμμα 18 ως αποτέλεσμα της αύξησης της θερμοκρασίας στο συμπυκνωτή.



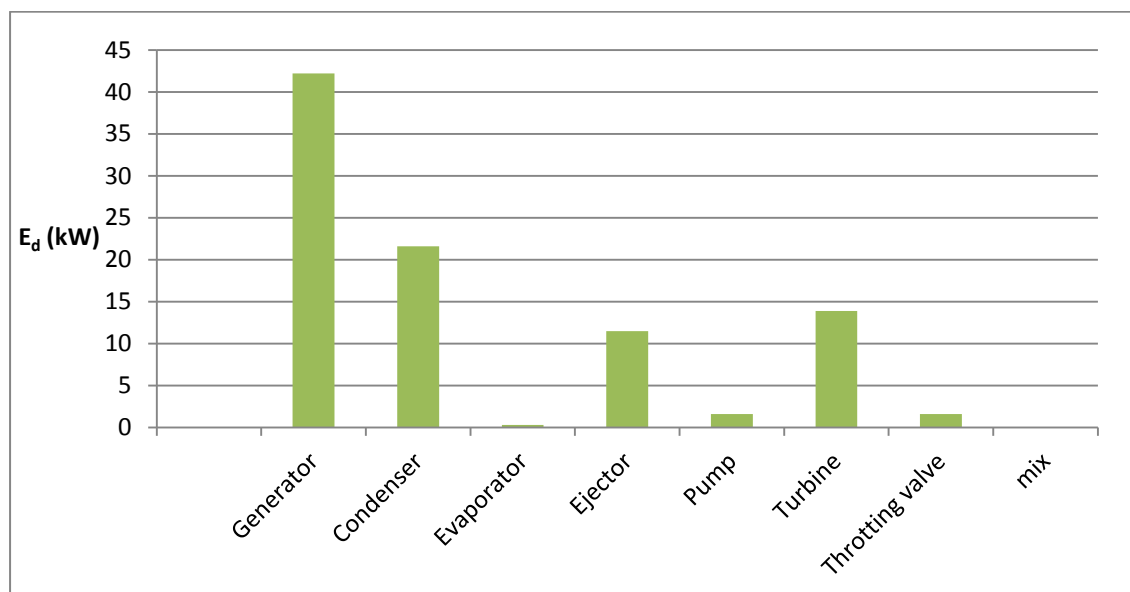
Σχήμα 19: Μεταβολή συντελεστή συμπεριφοράς με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή



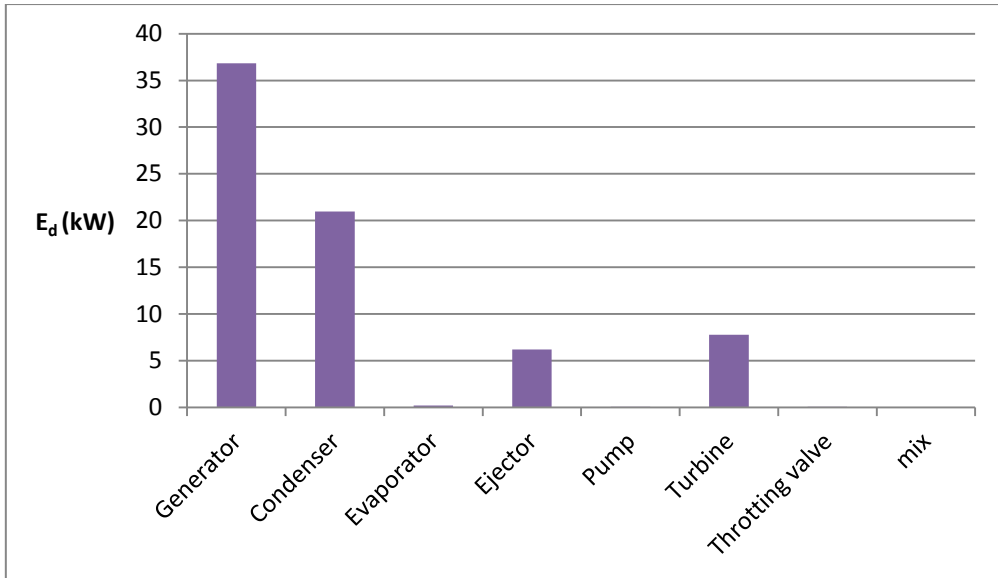
Σχήμα 20: Μεταβολή βαθμού απόδοσης εξέργειας με θερμοκρασία συμπύκνωσης συμπυκνωτή

Στο παραπάνω Σχήμα 19 εμφανίζεται η σημαντική μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπυκνώσεως γεγονός που απορρέει από την αύξηση των απωλειών εξέργειας στον συμπυκνωτή που ακολουθούν την αύξηση της θερμοκρασίας λειτουργίας του.

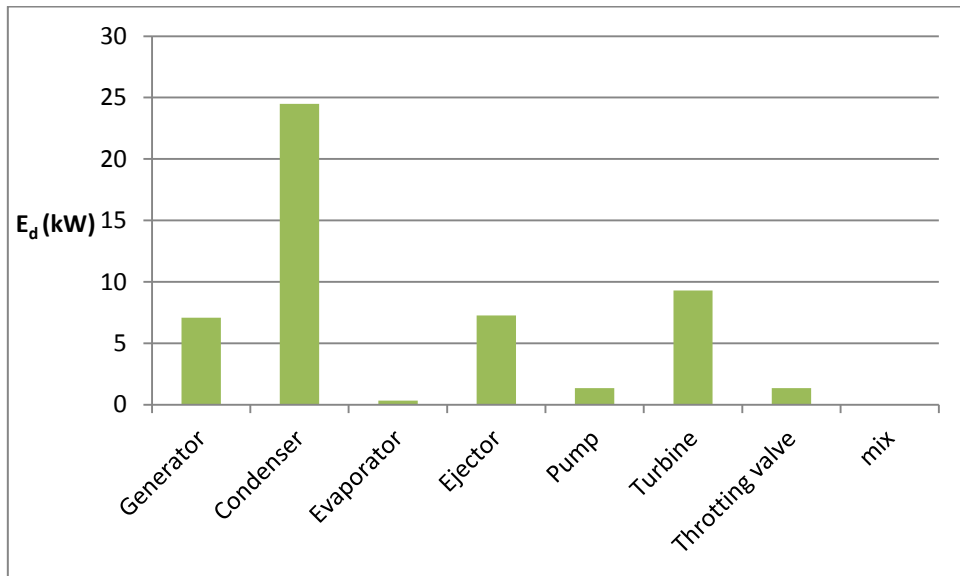
Η καταστροφή της εξέργειας σε κάθε στοιχείο του κυκλώματος της τριπαραγωγής παρουσιάζεται στους πίνακες που ακολουθούν για κάθε ψυκτικό μέσο όπως επίσης και στα Σχήματα 21 έως 24.



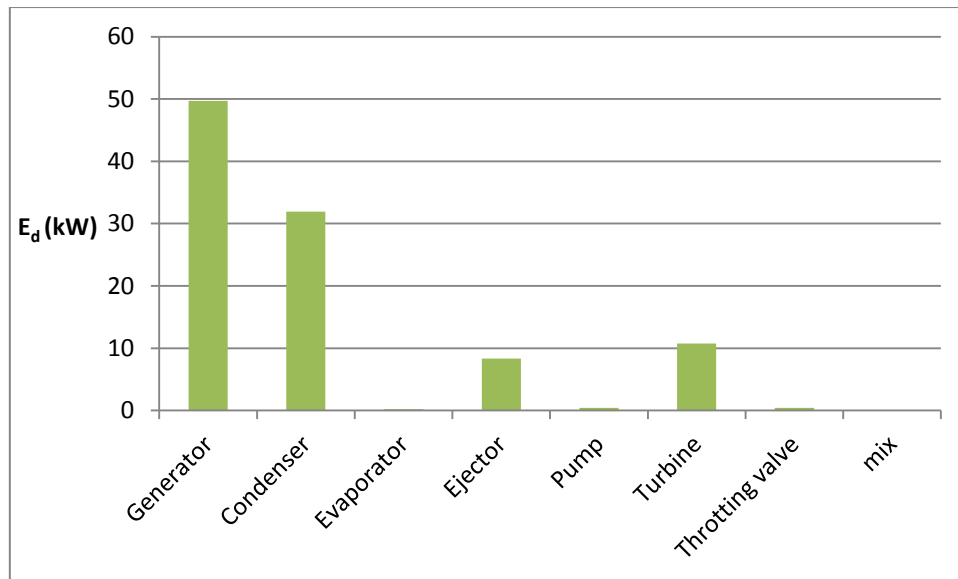
Σχήμα 21: Καταστροφή εξέργειας κάθε στοιχείου για R134a



Σχήμα 22: Καταστροφή εξέργειας κάθε στοιχείου για R113



Σχήμα 23: Καταστροφή εξέργειας κάθε στοιχείου για R227ea

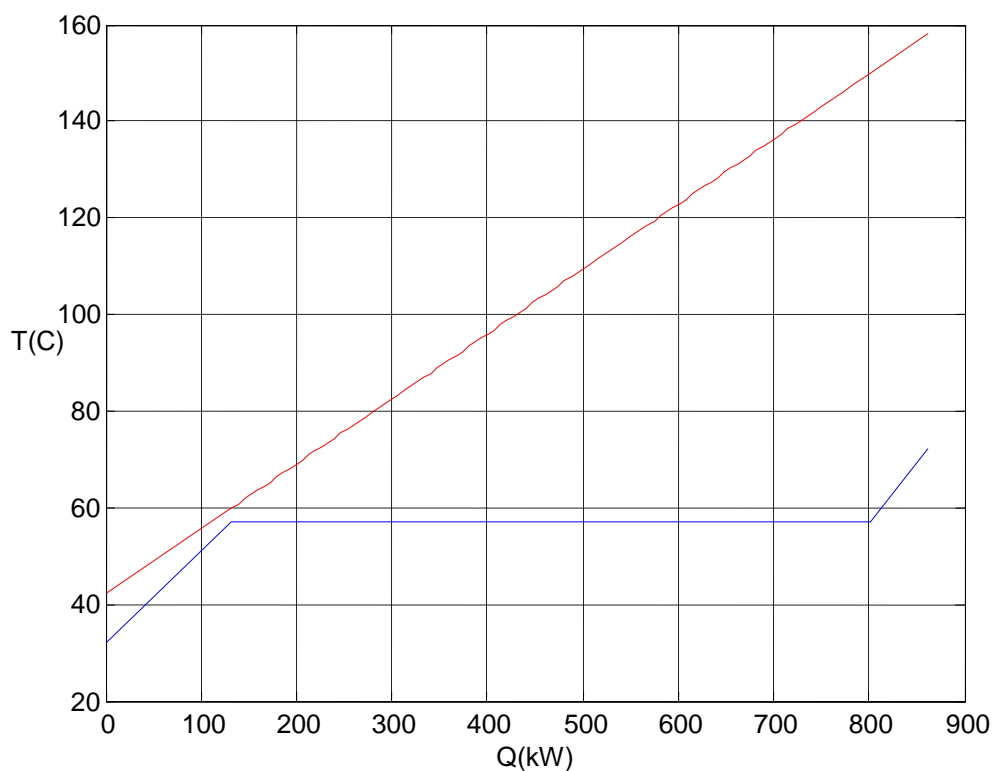


Σχήμα 24: Καταστροφή εξέργειας κάθε στοιχείου για R245fa

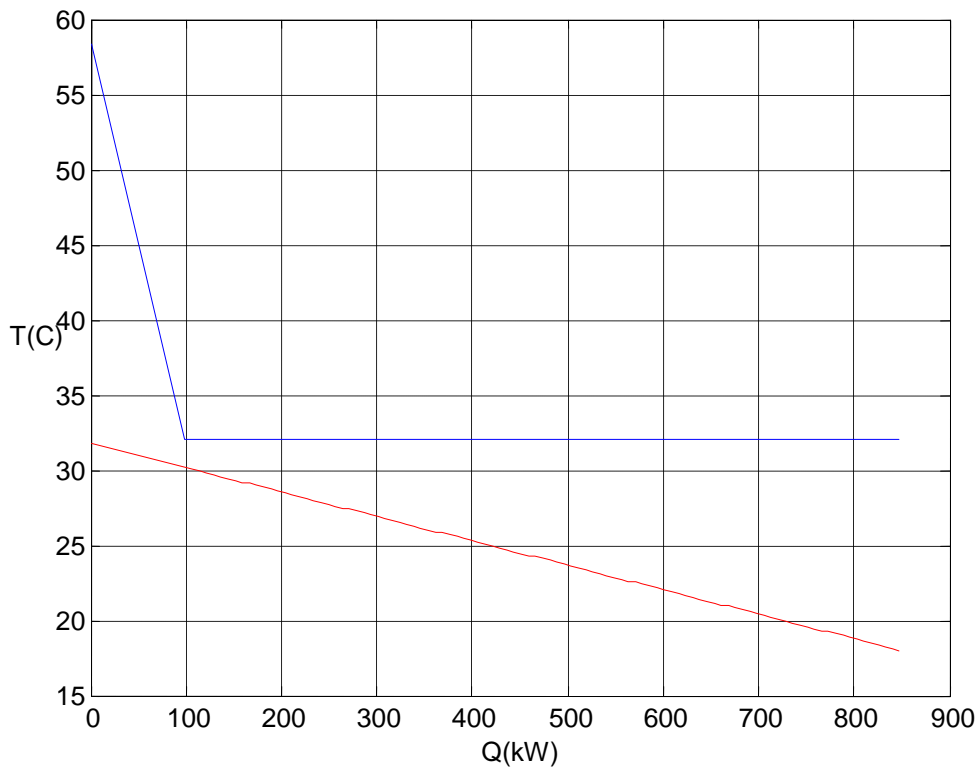
Η καταστροφή της εξέργειας στους θερμικούς εναλλάκτες αναγεννητή, εξατμιστή και συμπυκνωτή οφείλεται στην μεταφορά θερμότητας που λαμβάνει χώρα σε αυτούς λόγω της θερμοκρασιακής διαφοράς που επικρατεί και είναι ανάλογη με την ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά που επικρατεί σε αυτά (pinch temperatures). Η διαδικασία που λαμβάνει χώρα στο ακροφύσιο είναι ιδιαίτερα περίπλοκη και η καταστροφή της εξέργειας εκεί οφείλεται στις απώλειες τριβής ανάμιξης και στις απώλειες κρουστικού κύματος. Όσον αφορά την αντλία η καταστροφή της εξέργειας εκεί καθορίζεται από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης όπως άλλωστε και στον στρόβιλο. Η καταστροφή της εξέργειας εντός της στραγγαλιστικής βαλβίδας οφείλεται στην ισενθαλπική μείωση της πίεσης και της θερμοκρασίας.

Συγκρίνοντας τα διαγράμματα που παρουσιάζουν την καταστροφή της εξέργειας κατά μήκος του κυκλώματος παρατηρούμε ότι οι συγκριτικά μεγαλύτερες απώλειες σε κάθε περίπτωση εμφανίζονται στον αναγεννητή και στον συμπυκνωτή της εγκατάστασης. Αξιοσημείωτο είναι ότι για την περίπτωση της λειτουργίας με το R227ea η λειτουργία του αναγεννητή με χαμηλότερη θερμοκρασιακή διαφορά λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας εισόδου της θερμικής πηγής οδηγεί σε αισθητά χαμηλότερη καταστροφή εξέργειας σε αυτόν και συνεπώς σε καλύτερη συνολικά συμπεριφορά του κυκλώματος

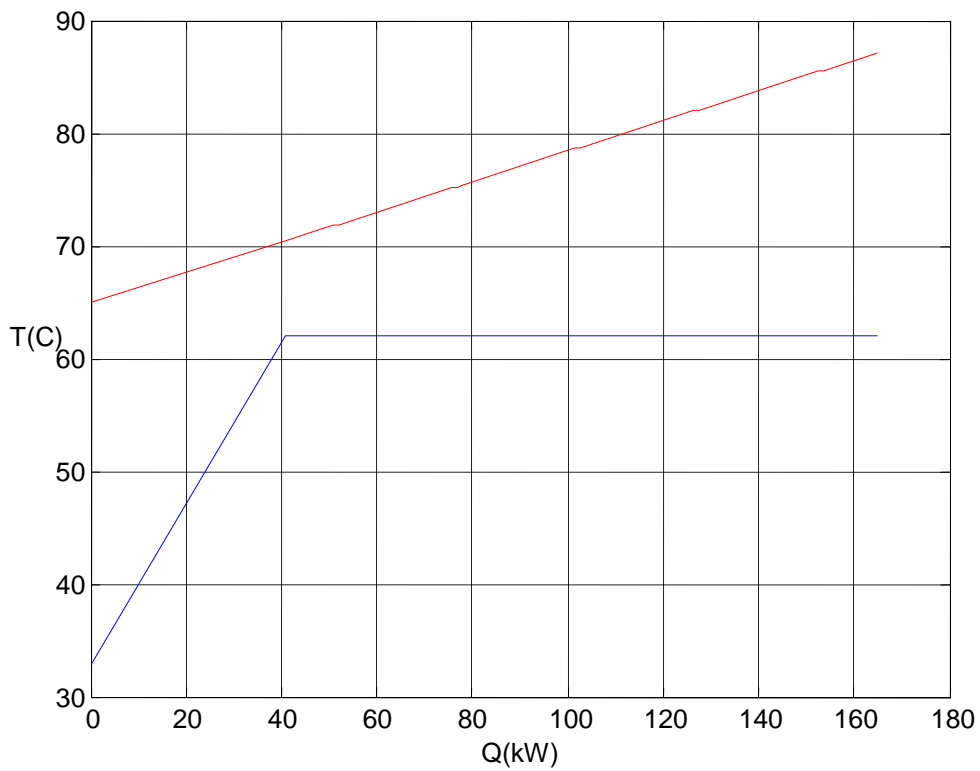
Τέλος, στα διαγράμματα που ακολουθούν παρουσιάζονται ενδεικτικές μεταβολές Q-T για τον εξατμιστή και τον συμπυκνωτή καθώς και το διάγραμμα της ροής ενέργειας (Sankey). Η παρατήρηση των υπόψη μεταβολών σε σχέση με τις αναμενόμενες από την θερμοδυναμική βεβαιώνει την ορθή επιλογή των παραμέτρων λειτουργίας των κυκλωμάτων (τριπαραγωγής, ψύξης και ηλεκτρισμού). Όσον αφορά το διάγραμμα ροής ενέργειας επιβεβαιώνεται αυτό που έχει φανεί παραπάνω με τους χαμηλούς βαθμούς απόδοσης ή χαμηλή, δηλαδή, αποδοτικότητα του κυκλώματος.



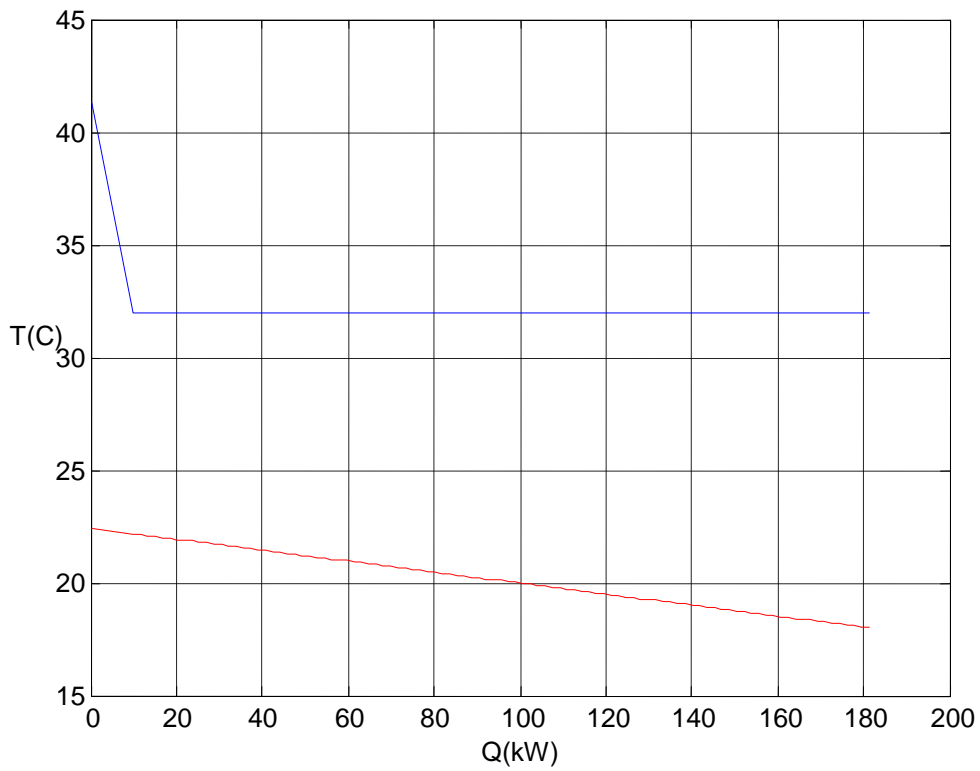
Σχήμα 25: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για τον αναγεννητή περίπτωση τριπαραγωγής



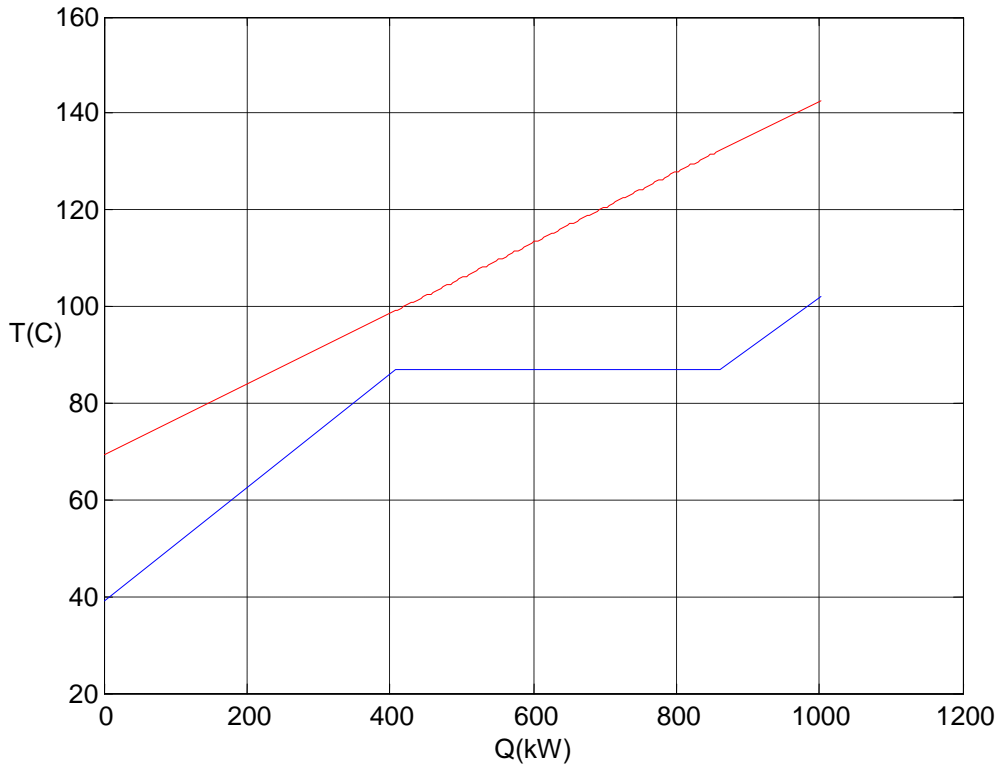
Σχήμα 26: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για το συμπυκνωτή περίπτωση τριπαραγωγής



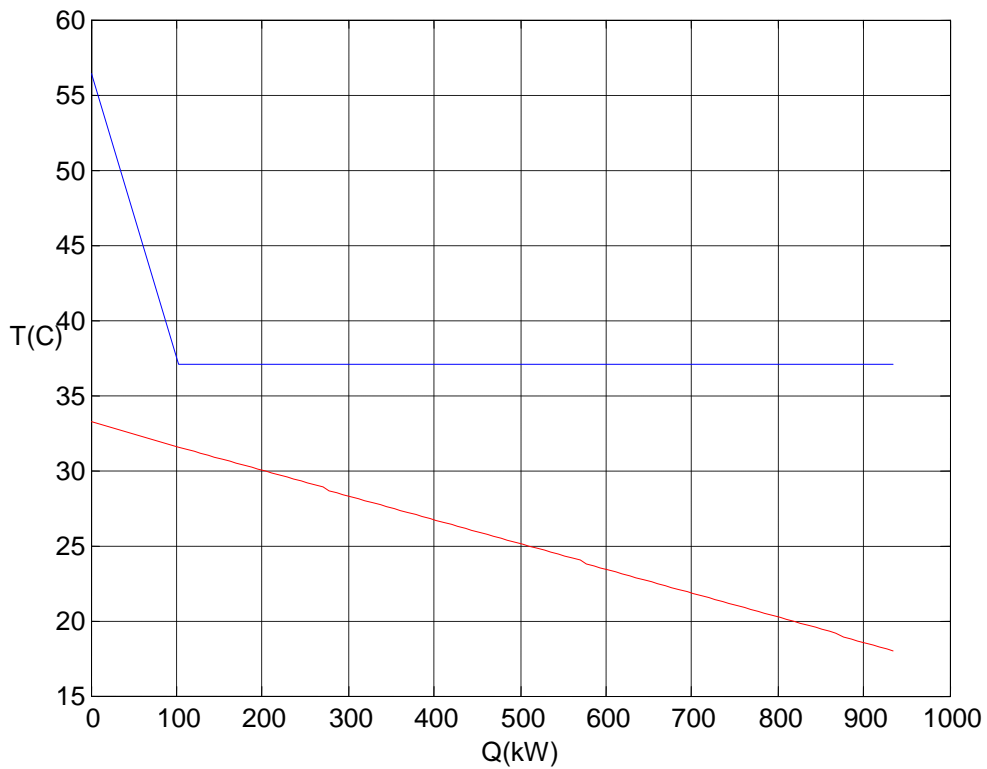
Σχήμα 27: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για τον αναγεννητή περίπτωση ψύξης



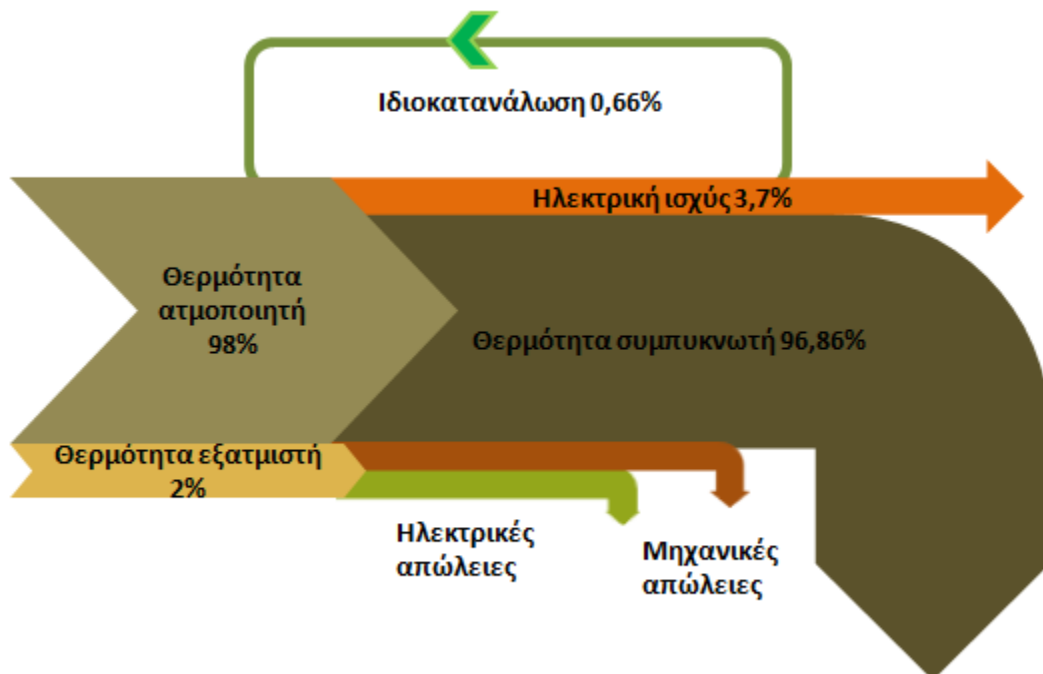
Σχήμα 28: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για το συμπυκνωτή περίπτωση ψύξης



Σχήμα 29: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για τον αναγεννητή περίπτωση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας



Σχήμα 30: Μεταβολή θερμοκρασίας με θερμότητα για το συμπυκνωτή περίπτωση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας



Σχήμα 31: Διάγραμμα ροής ενέργειας (Sankey)

Από τα αποτελέσματα που εμφανίζονται παραπάνω είναι σαφής η διαφοροποίηση της συμπεριφοράς της εγκατάστασης ανάλογα με το είδος του εργαζόμενου μέσου. Από τα διαθέσιμα εργαζόμενα μέσα της μελέτης μας την συγκριτικά καλύτερη συμπεριφορά για όλες τις περιπτώσεις την εμφανίζει το R134a το οποίο εμφανίζει σε όλες σχεδόν τις περιπτώσεις τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης και τον υψηλότερο εξεργειακό βαθμό.

4.3 Ερευνητικοί στόχοι της ανάπτυξης της τεχνολογίας του ακροφυσίου

Για να γίνουν πιο ελκυστικά και να βρουν περισσότερες εφαρμογές τα συστήματα ψύξης με ακροφύσιο απαιτείται περαιτέρω έρευνα και εξέλιξη στα παρακάτω:

- Αύξηση της αποτελεσματικότητας των ακροφυσίων σταθερής ροής, ιδιαίτερα σε λειτουργία εκτός του σημείου λειτουργίας.
- Ανάπτυξη εναλλακτικών τύπων εναλλακτών, όπως περιστροφικά ακροφύσια, οι οποίοι προσφέρουν μεγαλύτερες αποδόσεις.
- Ανάπτυξη ακροφυσίων που λειτουργούν με φυσικά ψυκτικά μέσα εκτός νερού, όπως CO₂ και υδρογάνθρακα, για την επέκταση του εύρους εφαρμογών κάτω των 0°C.
- Έρευνα για τη βελτιστοποίηση των κύκλων και την ενσωμάτωση των ακροφυσίων με συμβατική συμπίεση ατμού και συστημάτων απορρόφησης.

4.4 Σύγκριση

- Στην ψύξη με ακροφύσιο υψηλό επίπεδο αξιοπιστίας δίνει το γεγονός ότι η εγκατάσταση δεν έχει κινούμενα μέρη. Τα μηχανικά συστήματα βασίζονται κυρίως σε περίπλοκους παλινδρομικούς υψηλής ταχύτητας ή φυγόκεντρους

συμπιεστές για τη λειτουργία τους. Απαιτούν καθαριότητα, υψηλή ταχύτητα, αποτελεσματική λίπανση και η φθορά οδηγεί στην απαίτηση για εφεδρεία του συστήματος που σημαίνει περισσότερο κόστος

- Η αξιοπιστία επιτρέπει στα συστήματα ψύξης με ακροφύσιο να λειτουργούν και να διατηρούνται από το προσωπικό του εργοστασίου με ελάχιστη επίβλεψη.
- Δεν υπάρχει κίνδυνος διαρροής επικίνδυνου ψυκτικού και το κόστος είναι χαμηλό.
- Εξαιρετικά διαβρωτικά και τοξικά ψυκτικά καθιστούν το μηχανικό και απορροφητικό εξοπλισμό επικίνδυνο αν δε συντηρούνται και λειτουργούν σωστά. Το κύριο μειονέκτημα μιας απορροφητικής μονάδας είναι η δυσκολία συντήρησης του «σφιχτού» συστήματος με το πολύ διαβρωτικό βρωμιούχο λίθιο και μια λειτουργική πίεση 5toit στον απορροφητή και τον εξατμιστή.
- Δεν απαιτούνται ειδικά θεμέλια ή δομές στήριξης αφού το σύστημα ψύξης με ακροφύσιο έχει λίγες ή καθόλου δονήσεις χωρίς κινούμενα μέρη. Οι απαιτήσεις για χώρο είναι μισές από αυτές μιας απορροφητικής ή μηχανικής μονάδας.
- Οι μονάδες μηχανικής και απορροφητικής ψύξης απαιτούν πολλούς σωλήνες οι οποίοι μπορεί ν έχουν σφάλματα και απαιτούν περιστασιακό καθαρισμό. Συνεπώς, δεν είναι κατάλληλοι για εργοστασιακό νερό. Τα συστήματα ψύξης με ακροφύσιο συνεργάζονται με ένα ατμοσφαιρικό συμπυκνωτή και μπορούν να λειτουργούν έχοντας μέχρι και μια ίντσα μούχλας χωρίς να μειωθεί η απόδοσή τους. Εργοστασιακό νερό μπορεί να χρησιμοποιηθεί στο συμπυκνωτή όπως επίσης και θαλασσινό για εγκαταστάσεις κοντά στη θάλασσα για περαιτέρω μείωση του κόστους.
- Τα συστήματα ψύξης με ακροφύσιο δεν απαιτούν περίπλοκο εξοπλισμό ελέγχου. Η ενοργάνιση και ο έλεγχος είναι παρόμοια με αυτά των περισσοτέρων εργοστασίων. Οι μονάδες μηχανικής και απορροφητικής ψύξης απαιτούν πολλαπλούς ελέγχους που αυξάνουν το αρχικό κόστος, το κόστος εγκατάστασης και συντήρησης.
- Είναι ευέλικτο στη λειτουργία του δηλαδή η ψυκτική ισχύς μπορεί γρήγορα και εύκολα να αλλάξει.

- Αν η απαίτηση ψύξης είναι για ένα καινούργιο εργοστάσιο και για 24 ώρες κάθε μέρα, τότε η ψύξη με ακροφύσιο είναι η απάντηση. Το σύστημα δεν χρειάζεται συνεχή προσοχή ενός μηχανικού ή συστημάτων ελέγχου.
- Το σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο ατμού είναι πιο οικονομικό από το αντίστοιχο σύστημα με ψύκτη απορρόφησης.
- Ένα πλεονέκτημα της χρήσης των συστημάτων ακροφυσίου είναι η δυνατότητα τους να χρησιμοποιούν ως εργαζόμενα μέσα ένα μεγάλο φάσμα ψυκτικών μέσων.
- Συγκρινόμενο με εμπορικές διατάξεις απορρόφησης ένα σύστημα ακροφυσίου είναι σε θέση να εκμεταλλευτεί θερμότητα από πηγές χαμηλότερης θερμοκρασίας σε σχέση με τα συστήματα απορρόφησης. Το χαρακτηριστικό τους αυτό καθιστά τα συστήματα αυτά ως της καταλληλότερη διάταξη για την ανάκτηση θερμότητας από θερμικές πηγές χαμηλής θερμοκρασίας.

Κεφάλαιο 5: Συμπεράσματα

Η λειτουργία του ακροφυσίου επιβάλλει συγκεκριμένες συνθήκες στις εισόδους του εργαζομένου μέσου από τον αναγεννητή και τον εξατμιστή ανάλογα με το είδος του ψυκτικού μέσου γεγονός που περιορίζει το εύρος μεταβολής όλων των παραμέτρων λειτουργίας όλης της εγκατάστασης.

Από την άλλη η απαραίτητη ύπαρξη διαφοράς θερμοκρασίας καθόλη την διάρκεια της συναλλαγής θερμότητας-αλλαγής φάσης στα στοιχεία ατμοποίησης, συμπύκνωσης θέτει σε κάθε περίπτωση όρια στις θερμοκρασίες λειτουργίας των στοιχείων αυτών.

Κατά συνέπεια των δύο παραπάνω παραγόντων η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας δεν μπορεί να επιλεγεί ανεξάρτητα από τις υπόλοιπες παραμέτρους αλλά αντιθέτως επιβάλλεται από αυτές. Από την ανάλυση που προηγήθηκε παρατηρούμε ότι χρησιμοποιώντας ως εργαζόμενο μέσο το R227ea, μπορούμε να αξιοποιήσουμε θερμικές πηγες αισθητά χαμηλότερης θερμοκρασίας σε σχέση με τα υπόλοιπα μέσα.

Από την μελέτη που προηγήθηκε καθίσταται σαφής η διαφοροποίηση της συμπεριφοράς της εγκατάστασης ανάλογα με το είδος του εργαζόμενου μέσου.

Από τα διαθέσιμα εργαζόμενα μέσα της μελέτης μας την συγκριτικά καλύτερη συμπεριφορά για όλες τις περιπτώσεις την εμφανίζει το R134a το οποίο εμφανίζει σε όλες σχεδόν τις περιπτώσεις τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης και τον υψηλότερο εξεργειακό βαθμό.

Παρατηρούμε από το σύνολο των αποτελεσμάτων ότι τόσο για την τριπαραγωγή όσο και για τις μεμονωμένες χρήσεις του κυκλώματος για παραγωγή ψύξης ή ηλεκτρισμού οι συντελεστές απόδοσης είναι χαμηλοί. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του κυκλώματος είναι για την περίπτωση του ηλεκτρισμού και της τριπαραγωγής ανεκτός ενώ για την ψύξη αρκετά χαμηλός.

Οι δυο παραπάνω παρατηρήσεις μας οδηγούν στο συμπέρασμα ότι σημαντικό ρόλο στην αξιοποίηση ενός τέτοιου συστήματος παίζει το κόστος κτήσης και συντήρησης όσο και η διαθεσιμότητα της θερμική πηγής.

Τέλος, η βελτιστοποίηση των επιμέρους βαθμών απόδοσης της αντλίας του στροβίλου και του ακροφυσίου θα συνεισφέρει σημαντικά στην αύξηση των συντελεστών απόδοσης και στην καλύτερη αξιοποίηση της διαθέσιμης θερμότητας.

Παράρτημα: Κώδικας υπολογισμών

1. Κώδικας τριπαραγωγής

```
F_name='R227ea';
nn=0.98;
nm=0.9;
nd=0.93;
g=1.4;
R=287.03;
T0=293;
p0=101300;
%-----
w=0.1;
pp=1400000;
pe=270000;
pc=670000;
mc=1;
ma=3;
mhs=6;
mw=8;
%-----
%Tp=273+80;
Tps=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'Q',0,F_name)
Tp=Tps+15;
Te=CoolProp.PropsSI('T','P',pe,'Q',0,F_name);
Tcr=CoolProp.PropsSI(F_name,'TCRIT');

%ακροφυσιο
tol=1000;
dp2=100;
p22=pe;
e=100000;

while (e>tol )
p22=p22-dp2;
Mp2=((2*nn/(g-1))*(pp/p22)^((g-1)/g)-1)^0.5;
Mp22=(Mp2^2*(g+1)/(Mp2^2*(g-1)+2))^0.5;
Me2=((2/(g-1))*(pe/p22)^((g-1)/g)-1)^0.5;
Me22=(Me2^2*(g+1)/(Me2^2*(g-1)+2))^0.5;
M44=(nm*Mp22+w*Me22*(Te/Tp)^(0.5))/((1+w)*(1+w*Te/Tp))^(0.5);
F=@(M4)(M44-(M4^2*(g+1)/(M4^2*(g-1)+2))^0.5);
M4=fzero(F,0.7);
M5=(M4^2+2/(g-1))/(2*g*M4^2/(g-1)-1);
p55=p22*(1+g*M4^2)/(1+g*M5^2);
pc2=p55*(nd*(g-1)*M5^2/2+1)^(g/(g-1));
e=abs(pc-pc2);
end
x=p22;

%μαζες
```

```
p2=pp; p1=pc; pla=pp; p3=pe; p5=pc; p4=pc; p1b=pe;
T2=Tp; T3=Te;
```

```
%mc=mp+me;
%w=me/mp;
A=[1 -w;1 1];
b=[0;mc];
rref([A b]);
me=ans(1,3);
mp=ans(2,3);
```

```
%σημείο 2
```

```
h2=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'T',Tp,F_name);
s2=CoolProp.PropsSI('S','P',pp,'T',Tp,F_name);
T2=Tp;
ex2=exer(p2,T2,F_name);
```

```
ii=2;
prop(ii,1)=pp;
prop(ii,2)=T2;
prop(ii,3)=h2;
prop(ii,4)=s2;
prop(ii,5)=ex2;
prop(ii,6)=mp+ma;
```

```
%σημείο 3
```

```
h3=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'Q',1,F_name);
s3=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'Q',1,F_name);
T3=Te;
ex3=exer(p3,T3,F_name);
```

```
ii=3;
prop(ii,1)=pe;
prop(ii,2)=T3;
prop(ii,3)=h3;
prop(ii,4)=s3;
prop(ii,5)=ex3;
prop(ii,6)=me;
```

```
%σημείο 1
```

```
nit=0.65;
h11=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'S',s2,F_name);
h1=h2-nit*(h2-h11);
s1=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'H',h1,F_name);
T1=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h1,F_name);
ex1=exer(p1,T1,F_name);
```

```
ii=1;
prop(ii,1)=pc;
```

```

prop(ii,2)=T1;
prop(ii,3)=h1;
prop(ii,4)=s1;
prop(ii,5)=ex1;
prop(ii,6)=ma;

%σημείο 5
    %mp*h2+me*h3=mc*h5
h5=(mp*h2+me*h3)/mc;
s5=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'H',h5,F_name);
T5=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h5,F_name);
ex5=exer(p5,T5,F_name);

ii=5;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T5;
prop(ii,3)=h5;
prop(ii,4)=s5;
prop(ii,5)=ex5;
prop(ii,6)=mc;

%σημείο 6
    %ma*h1+mc*h5=(ma+mc)*h6
h6=(mc*h5+ma*h1)/(ma+mc);
s6=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'H',h6,F_name);
T6=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h6,F_name);
ex6=exer(pc,T6,F_name);

ii=6;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T6;
prop(ii,3)=h6;
prop(ii,4)=s6;
prop(ii,5)=ex6;
prop(ii,6)=mc+ma;

%σημείο 4
h4=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',0,F_name);
T4=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'Q',0,F_name);
s4=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
hj=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',0,F_name);
sj=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
hix=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'T',T0,F_name);
sji=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'T',T0,F_name);
hj0=CoolProp.PropsSI('H','P',p0,'T',T0,F_name);
sj0=CoolProp.PropsSI('S','P',p0,'T',T0,F_name);
ex4=(hj-hix)-T0*(sj-sji)+(hix-hj0)-T0*(sji-sj0);
ex4tre=exer(p4,T4,F_name);

ii=4;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T4;

```



```

prop(ii,3)=h4;
prop(ii,4)=s4;
prop(ii,5)=ex4;
prop(ii,6)=mc+ma;

%σημείο 1α
nip=0.6;
s1a=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
h11a=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'S',s1a,F_name);
h1a=h4+(h11a-h4)/nip;
T1a=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'H',h1a,F_name);
ex1a=exer(p1a,T1a,F_name);

ii=7;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T1a;
prop(ii,3)=h1a;
prop(ii,4)=s1a;
prop(ii,5)=ex1a;
prop(ii,6)=mp+ma;

%σημείο 1b
h1b=h4;
s1b=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'H',h1b,F_name);
T1b=CoolProp.PropsSI('T','P',pe,'H',h1b,F_name);
hj=h4;
hjx=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'T',T0,F_name);
sj=s4;
sjx=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'T',T0,F_name);
hj0=CoolProp.PropsSI('H','P',p0,'T',T0,F_name);
sj0=CoolProp.PropsSI('S','P',p0,'T',T0,F_name);
ext1b=(hj-hjx)-T0*(sj-sjx);
exmlb=(hjx-hj0)-T0*(sjx-sj0);
ex1b=ext1b+exmlb;

ii=8;
prop(ii,1)=pe;
prop(ii,2)=T1b;
prop(ii,3)=h1b;
prop(ii,4)=s1b;
prop(ii,5)=ex1b;
prop(ii,6)=me;

%συμπυκνωτής
dT=zeros(102,1);
Ta=zeros(102,1);
Tb=zeros(102,1);
thesi=zeros(102,1);
Qc=(ma+mc)*(h6-h4);
if T4>25+273
    Cpw=4100;

```

```

Tci=18+273;
Tco=Qc/Cpw/mw+Tci;
exci=exer(p0,Tci,'Water');
exco=exer(p0,Tco,'Water');
hsat=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',1,F_name);
Ta(1,1)=T6;
Tb(1,1)=Tco;
dT(1,1)=Ta(1,1)-Tb(1,1);
Q(1)=0;
thesi(1,1)=1;
if h6>hsat
dx=1/100;
x0=0;
x6=1;
hhi=hsat;

Tco_sh=Tco-(ma+mc)/mw/Cpw*(h6-hsat);
Q(2)=mw*Cpw*(Tco_sh-Tci);
Ta(2,1)=T4;
Tb(2,1)=Tco_sh;

dT(2,1)=Ta(2,1)-Tb(2,1);
thesi(2,1)=2;
Q(2)=mw*Cpw*(Tb(1,1)-Tb(2,1));
hco=Cpw*Tco_sh;

for i=1:100
x0=x6-i*dx;
hho=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',x0,F_name);
Tho=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'Q',x0,F_name);
hci=hco-(ma+mc)/mw*(hhi-hho);
hhi=hho;
hco=hci;
Ta(2+i,1)=Tho;
Tb(i+2,1)=hci/Cpw;
Q(i+2)=Q(i+1)+mw*Cpw*(Tb(i+1,1)-Tb(i+2,1));
dT(2+i,1)=Tho-hci/Cpw;
thesi(2+i,1)=i+2;
end
end
end

file=111;
figure(file)
plot(Q(:)/1000,(Tb(:,1)-273),'-r','linewidth',2);
hold on;
plot(Q(:)/1000,(Ta(:,1)-273),'-b','linewidth',2);
grid on;
xlabel('Q(kW)');
ylabel('T(C)');
title('Q-T condencer ')

```

```

%ατμοποίησητης
Qe=(ma+mp)*(h2-h1a);
Cpa=1240;
Tci=T1a;
Tho=Tci+10;
    dT1=zeros(100,1);
    Tc=zeros(100,1);
    Td=zeros(100,1);

Thi=Tho+Qe/Cpa/mhs;
exhi=exer(p0,Thi,'Air');
exho=exer(p0,Tho,'Air');
Tc(1)=Tho;
Td(1)=T1a;
QQ(1)=0;
dT1(1,1)=Tc(1)-Td(1);
he=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'Q',0,F_name);
dx=1/100;
x1=0;
x2=1;
hci=he;
Tho_ph=Tho+(ma+mp)/mhs/Cpa*(he-h1a);
hho=Cpa*Tho_ph;
for i=1:101;
    x3=x1+(i-1)*dx;
    hco=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'Q',x3,F_name);
    Tco=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'Q',x3,F_name);
    hhi=(ma+mp)/mhs*(hco-hci)+hho;
    Tc(1+i,1)=hhi/Cpa;
    Td(1+i,1)=Tco;
    QQ(1+i)=QQ(i)+mhs*Cpa*(Tc(i+1,1)-Tc(i,1));
    dT1(1+i,1)=hhi/Cpa-Tco;
    hco=hci;
    hhi=hho;
end
    Td(103,1)=T2;
    Tc(103,1)=Thi;
    QQ(103)=Qe;

file=2;
figure(file)
plot(QQ(:)/1000,(Tc(:,1)-273),'-r','linewidth',2); hold on;
plot(QQ(:)/1000,(Td(:,1)-273),'-b','linewidth',2);
grid on;
xlabel('Q(kW)');
ylabel('T(C)');
title('Q-T boiler ')

%αντίληψη
Wp=(ma+mp)*(h1a-h4);

```

```
%ατμοποιητης (ψυξη)
```

```
Qy=me*(h3-h1b);
```

```
COP=Qy/(Wp+Qe)
```

```
%evaporator
```

```
Tyi=15+273;
```

```
Tyo=10+273;
```

```
mair=Qy/Cpa/(Tyi-Tyo);
```

```
exyi=exer(p0,Tyi,'Air');
```

```
exyo=exer(p0,Tyo,'Air');
```

```
%παραγομενος ηλεκτρισμος
```

```
Qel=ma*(h2-h1);
```

```
n=(Qel-Wp)*100/Qe
```

```
%εξεργειες
```

```
Efge=mhs*abs(exhi-exho);
```

```
Epge=(ma+mp)*abs(ex2-ex1a);
```

```
Edge=Efge-Epge;
```

```
ege=Epge/Efge;
```

```
Efco=(ma+mc)*abs(ex6-ex4);
```

```
Epc0=mw*abs(exco-exci);
```

```
Edc0=Efco-Epc0;
```

```
eco=Epc0/Efco;
```

```
Efev=me*abs(ex3-ex1b);
```

```
Epev=mair*abs(exyi-exyo);
```

```
Edev=Efev-Epev;
```

```
eev=Epev/Efev;
```

```
Efej=mp*abs(ex2-ex5);
```

```
Epej=me*abs(ex5-ex3);
```

```
Edej=Efej-Epej;
```

```
eej=Epej/Efej;
```

```
Efpu=abs(Wp);
```

```
Eppu=(ma+mp)*abs(ex1a-ex4);
```

```
Edpu=Efpu-Eppu;
```

```
epu=Eppu/Efpu;
```

```
Eft=(ma)*abs(ex2-ex1);
```

```
Ept=abs(Qel);
```

```
Edt=Eft-Ept;
```

```
et=Ept/Eft;
```

```
Eftv=me*abs(ex4-exm1b);
```

```
Eptv=me*ext1b;  
Edtv=Efpu-Eppu;  
etv=Eptv/Eftv;
```

```
Efmix=ma*abs(ex1-ex6);  
Epmix=mc*abs(ex6-ex5);  
Edmix=Efmix-Epmix;  
emix=Epmix/Efmix;
```

```
Eftot=Efge+Wp;  
Eltot=Epc0;  
Eptot=Epev+Eft;  
Edtot=Edge+Edco+Edev+Edej+Edpu+Edtv+Edt+Edmix;  
etot=Eptot*100/Eftot
```

```
ykge=Edge/Eftot;  
ykco=Edco/Eftot;  
yev=Edev/Eftot;  
yej=Edej/Eftot;  
ypu=Edpu/Eftot;  
ytv=Edtv/Eftot;  
ykt=Edt/Eftot;
```

```
ykkge=Edge/Edtot;  
ykkco=Edco/Edtot;  
ykkev=Edev/Edtot;  
ykkej=Edej/Edtot;  
ykkpu=Edpu/Edtot;  
ykktv=Edtv/Edtot;  
ykkt=Edt/Edtot;
```

```
EXX(1,1)=Efge;  
EXX(1,2)=Epg0;  
EXX(1,3)=Edge;  
EXX(1,4)=ege;
```

```
EXX(2,1)=Efco;  
EXX(2,2)=Epc0;  
EXX(2,3)=Edco;  
EXX(2,4)=eco;
```

```
EXX(3,1)=Efev;  
EXX(3,2)=Epev;  
EXX(3,3)=Edev;  
EXX(3,4)=eev;
```

```
EXX(4,1)=Efej;  
EXX(4,2)=Epej;  
EXX(4,3)=Edej;  
EXX(4,4)=eej;
```

```
EXX(5,1)=Efpv;  
EXX(5,2)=Eppv;  
EXX(5,3)=Edpv;  
EXX(5,4)=epv;
```

```
EXX(6,1)=Eft;  
EXX(6,2)=Ept;  
EXX(6,3)=Edt;  
EXX(6,4)=et;
```

```
EXX(7,1)=Eftv;  
EXX(7,2)=Eptv;  
EXX(7,3)=Edtv;  
EXX(7,4)=etv;
```

```
EXX(8,1)=Efmix;  
EXX(8,2)=Epmix;  
EXX(8,3)=Edmix;  
EXX(8,4)=emix;
```

```
EXX(9,1)=Eftot;  
EXX(9,2)=Eltot;  
EXX(9,3)=Eptot;  
EXX(9,4)=Edtot;  
EXX(9,5)=etot;
```

2. Κώδικας ψύξης

```
F_name='R227ea';  
nn=0.98;  
nm=0.9;  
  
nd=0.93;  
g=1.4;  
R=287.03;  
T0=293;  
p0=101300;  
%-----  
w=0.1;  
pp=1500000;  
pe=270000;  
pc=600000;  
mc=1;  
mw=15;  
mhs=10;  
%-----  
Tp=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'Q',1,F_name);  
  
Te=CoolProp.PropsSI('T','P',pe,'Q',1,F_name);
```

Tecelciu=Te-273.15

```
%ακροφυσιο
tol=1000;
dp2=100;
p22=pe;
e=100000;

while (e>tol )
p22=p22-dp2;
Mp2=((2*nn/(g-1))*((pp/p22)^((g-1)/g)-1))^0.5;
Mp22=((Mp2^2*(g+1))/(Mp2^2*(g-1)+2))^0.5;
Me2=((2/(g-1))*((pe/p22)^((g-1)/g)-1))^0.5;
Me22=((Me2^2*(g+1))/(Me2^2*(g-1)+2))^0.5;
M44=(nm*Mp22+w*Me22*(Te/Tp)^0.5)/((1+w)*(1+w*Te/Tp))^0.5;
F=@(M4)(M44-(M4^2*(g+1)/(M4^2*(g-1)+2))^0.5);
M4=fzero(F,0.7);
M5=(M4^2+2/(g-1))/(2*g*M4^2/(g-1)-1);
p55=p22*(1+g*M4^2)/(1+g*M5^2);
pc2=p55*((nd*(g-1)*M5^2)/2+1)^(g/(g-1));
e=abs(pc-pc2);
end
x=p22;

%μαζεσ
p2=pp; p1=pc; pla=pp; p3=pe; p5=pc; p4=pc; p1b=pe;
T2=Tp; T3=Te;
%mc=mp+me;
%w=me/mp;
A=[1 -w;1 1];
b=[0;mc];
rref([A b]);
me=ans(1,3);
mp=ans(2,3);

%σημειο 2
h2=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'Q',1,F_name);
s2=CoolProp.PropsSI('S','P',pp,'Q',1,F_name);
T2=Tp;
ex2=exer(p2,T2,F_name);

ii=2;
prop(ii,1)=pp;
prop(ii,2)=T2;
prop(ii,3)=h2;
prop(ii,4)=s2;
prop(ii,5)=ex2;
prop(ii,6)=mp;

%σημειο 3
h3=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'Q',1,F_name);
s3=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'Q',1,F_name);
T3=Te;
```

```

ex3=exer(p3,T3,F_name);

ii=3;
prop(ii,1)=pe;
prop(ii,2)=T3;
prop(ii,3)=h3;
prop(ii,4)=s3;
prop(ii,5)=ex3;
prop(ii,6)=me;

%σημείο 1
nit=0.65;
h11=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'S',s2,F_name);
h1=h2-nit*(h2-h11);
s1=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'H',h1,F_name);
T1=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h1,F_name);
ex1=exer(p1,T1,F_name);
%σημείο 5
%mp*h2+me*h3=mc*h5
h5=(mp*h2+me*h3)/mc;
s5=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'H',h5,F_name);
T5=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h5,F_name);
ex5=exer(p5,T5,F_name);

ii=5;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T5;
prop(ii,3)=h5;
prop(ii,4)=s5;
prop(ii,5)=ex5;
prop(ii,6)=mc;

%σημείο 6
%ma*h1+mc*h5=(ma+mc)*h6
h6=h5;
s6=s5;
T6=T5;
ex6=exer(pc,T6,F_name);
%σημείο 4
h4=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',0,F_name);
T4=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'Q',0,F_name);
s4=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
hj=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',0,F_name);
sj=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
hJx=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'T',T0,F_name);
sJx=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'T',T0,F_name);
hJ0=CoolProp.PropsSI('H','P',p0,'T',T0,F_name);
sJ0=CoolProp.PropsSI('S','P',p0,'T',T0,F_name);
ex4=(hj-hJx)-T0*(sj-sJx)+(hJx-hJ0)-T0*(sJx-sJ0);
ex4tre=exer(p4,T4,F_name);

ii=4;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T4;
prop(ii,3)=h4;
prop(ii,4)=s4;

```



```

prop(ii,5)=ex4;
prop(ii,6)=mc;

%σημείο 1α
nip=0.6;
sla=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
h11a=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'S',sla,F_name);
h1a=h4+(h11a-h4)/nip;
T1a=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'H',h1a,F_name);
ex1a=exer(p1a,T1a,F_name);

ii=1;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T1;
prop(ii,3)=h1;
prop(ii,4)=s1;
prop(ii,5)=ex1;
prop(ii,6)=mp;

%σημείο 1b
h1b=h4;
s1b=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'H',h1b,F_name);
T1b=CoolProp.PropsSI('T','P',pe,'H',h1b,F_name);
hj=h4;
hjx=CoolProp.PropsSI('H','P',pe,'T',T0,F_name);
sj=s4;
sjx=CoolProp.PropsSI('S','P',pe,'T',T0,F_name);
hj0=CoolProp.PropsSI('H','P',p0,'T',T0,F_name);
sj0=CoolProp.PropsSI('S','P',p0,'T',T0,F_name);
ext1b=(hj-hjx)-T0*(sj-sjx);
exmlb=(hjx-hj0)-T0*(sjx-sj0);
ex1b=ext1b+exmlb;

ii=6;
prop(ii,1)=pe;
prop(ii,2)=T6;
prop(ii,3)=h6;
prop(ii,4)=s6;
prop(ii,5)=ex6;
prop(ii,6)=me;

%συμπυκνωτής
dT=zeros(102,1);
Ta=zeros(102,1);
Tb=zeros(102,1);
thesi=zeros(102,1);
Qc=(mc)*(h6-h4);
if T4>25+273
    Cpw=4100;
    Tci=18+273;
    Tco=Qc/Cpw/mw+Tci;
    exci=exer(p0,Tci,'Water');
    exco=exer(p0,Tco,'Water');
    hsat=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',1,F_name);
    Ta(1,1)=T6;
    Tb(1,1)=Tco;

```

```

    dT(1,1)= Ta(1,1)- Tb(1,1);
    Q(1)=0;
    thesi(1,1)=1;
if h6>hsat
    dx=1/100;
    x0=0;
    x6=1;
    hhi=hsat;

Tco_sh=Tco-(mc)/mw/Cpw*(h6-hsat);
    Q(2)= mw*Cpw*(Tco_sh-Tci);
Ta(2,1)=T4;
Tb(2,1)=Tco_sh;

dT(2,1)= Ta(2,1)- Tb(2,1);
thesi(2,1)=2;
Q(2)=mw*Cpw*(Tb(1,1)-Tb(2,1));
hco=Cpw*Tco_sh;

for i=1:100
    x0=x6-i*dx;
    hho=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',x0,F_name);
    Tho=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'Q',x0,F_name);
    hci=hco-(mc)/mw*(hhi-hho);
    hhi=hho;
    hco=hci;
    Ta(2+i,1)=Tho;
    Tb(i+2,1)=hci/Cpw;
    Q(i+2)=Q(i+1)+ mw*Cpw*(Tb(i+1,1)-Tb(i+2,1));
    dT(2+i,1)=Tho-hci/Cpw;
    thesi(2+i,1)=i+2;
end
end
end

file=11;
figure(file)
plot(Q(:)/1000,(Tb(:,1)-273),'-r','linewidth',2);
hold on;
plot(Q(:)/1000,(Ta(:,1)-273),'-b','linewidth',2);
grid on;
xlabel('Q(kW)');
ylabel('T(C)');
title('Q-T condencer ')

%ατμοποίησητης
Qe=(mp)*(h2-h1a);
Cpa=1240;
Tci=T1a;
Tho=Tci+32;
    dT1=zeros(100,1);
    Tc=zeros(100,1);
    Td=zeros(100,1);
Thi=Tho+Qe/Cpa/mhs;
exhi=exer(p0,Thi,'Air');

```

```

exho=exer(p0,Tho,'Air');
Tc(1)=Tho;
Td(1)=T1a;
QQ(1)=0;
dT1(1,1)=Tc(1)-Td(1);
he=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'Q',0,F_name);
dx=1/100;
x1=0;
x2=1;
hci=he;
Tho_ph=Tho+(mp)/mhs/Cpa*(he-h1a);
hho=Cpa*Tho_ph;
for i=1:101;
    x3=x1+(i-1)*dx;
    hco=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'Q',x3,F_name);
    Tco=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'Q',x3,F_name);
    hhi=(mp)/mhs*(hco-hci)+hho;
    Tc(1+i,1)=hhi/Cpa;
    Td(1+i,1)=Tco;
    QQ(1+i)=QQ(i)+mhs*Cpa*(Tc(i+1,1)-Tc(i,1));
    dT1(1+i,1)=hhi/Cpa-Tco;
    hco=hci;
    hhi=hho;
end
Td(103,1)=T2;
Tc(103,1)=Thi;
QQ(103)=Qe;

file=2;
figure(file)
plot(QQ(:)/1000,(Tc(:,1)-273),'-r','linewidth',2); hold on;
plot(QQ(:)/1000,(Td(:,1)-273),'-b','linewidth',2);
grid on;
xlabel('Q(kW)');
ylabel('T(C)');
title('Q-T boiler ')

%αντλία
Wp=(mp)*(h1a-h4);

%ατμοποιητήρας(ψυξη)
Qy=me*(h3-h1b);
COPtot=Qy/(Qe+Wp);
COP=Qy/Wp;

%evaporator
Tyi=15+273;
Tyo=10+273;
mair=Qy/Cpa/(Tyi-Tyo);
exyi=exer(p0,Tyi,'Air');
exyo=exer(p0,Tyo,'Air');

```

```

%εξεργείλες
Efge=mhs*abs(exhi-exho);
Epge=mp*abs(ex2-ex1a);
Edge=Efge-Epge;
ege=Epge/Efge;

Efco=(mc)*abs(ex6-ex4);
Epcu=mw*abs(exco-exci);
Edco=Efco-Epcu;
eco=Epcu/Efco;

Efev=me*abs(ex3-ex1b);
Epev=mair*abs(exyi-exyo);
Edev=Efev-Epev;
eev=Epev/Efev;

Efej=mp*abs(ex2-ex5);
Epej=me*abs(ex5-ex3);
Edej=Efej-Epej;
eej=Epej/Efej;

Efpu=abs(Wp);
Eppu=(mp)*abs(ex1a-ex4);
Edpu=Efpu-Eppu;
epu=Eppu/Efpu;

Eftv=me*abs(ex4-exm1b);
Eptv=me*abs(ext1b);
Edtv=Eftv-Eptv;
etv=Eptv/Eftv;

Eftot=Efge+Efpu;
Eltot=Epcu;
Eptot=Epev;
Edtot=Edge+Edco+Edev+Edej+Edpu+Edtv;
etot=Eptot*100/Eftot

ykge=Edge/Eftot;
ykco=Edco/Eftot;
yev=Edev/Eftot;
yej=Edej/Eftot;
ypu=Edpu/Eftot;
ytv=Edtv/Eftot;

ykkge=Edge/Edtot;
ykkco=Edco/Edtot;
ykkev=Edev/Edtot;
ykkej=Edej/Edtot;
ykkpu=Edpu/Edtot;
ykktv=Edtv/Edtot;

EXX(1,1)=Efge;
EXX(1,2)=Epge;
EXX(1,3)=Edge;
EXX(1,4)=ege;

```

```
EXX(2,1)=Efc0;  
EXX(2,2)=Epc0;  
EXX(2,3)=Edc0;  
EXX(2,4)=eco;
```

```
EXX(3,1)=Efev;  
EXX(3,2)=Epev;  
EXX(3,3)=Edev;  
EXX(3,4)=eev;
```

```
EXX(4,1)=Efej;  
EXX(4,2)=Epej;  
EXX(4,3)=Edej;  
EXX(4,4)=eej;
```

```
EXX(5,1)=Efpu;  
EXX(5,2)=Eppu;  
EXX(5,3)=Edpu;  
EXX(5,4)=epu;
```

```
EXX(6,1)=Eftv;  
EXX(6,2)=Eptv;  
EXX(6,3)=Edtv;  
EXX(6,4)=etv;
```

```
EXX(7,1)=Eftot;  
EXX(7,2)=Eltot;  
EXX(7,3)=Eptot;  
EXX(7,4)=Edtot;  
EXX(7,5)=etot;
```

3. Κώδικας ηλεκτρισμού

```
F_name='R227ea';  
nn=0.98;  
nm=0.9;  
nd=0.93;  
g=1.4;  
R=287.03;  
T0=293;  
p0=101300;  
%-----  
pp=1700000;  
pe=200000;  
pc=600000;  
ma=5;  
mw=15;  
mhs=10;  
%-----  
Tp=273+85;  
%Tp=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'Q',0,F_name)  
  
Te=CoolProp.PropsSI('T','P',pe,'Q',0,F_name);
```

```

%μαζεγ
p2=pp; p1=pc; pla=pp; p3=pe; p5=pc; p4=pc; plb=pe;
T2=Tp; T3=Te;

%σημείο 2
h2=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'T',Tp,F_name);
s2=CoolProp.PropsSI('S','P',pp,'T',Tp,F_name);
T2=Tp;
e2=exer(p2,T2,F_name);

ii=2;
prop(ii,1)=pp;
prop(ii,2)=T2;
prop(ii,3)=h2;
prop(ii,4)=s2;
prop(ii,5)=e2;
prop(ii,6)=ma;

%σημείο 1
nit=0.65;
h11=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'S',s2,F_name);
h1=h2-nit*(h2-h11);
s1=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'H',h1,F_name);
T1=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'H',h1,F_name);
e1=exer(p1,T1,F_name);

ii=1;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T1;
prop(ii,3)=h1;
prop(ii,4)=s1;
prop(ii,5)=e1;
prop(ii,6)=ma;

%σημείο 6
%ma*h1+mc*h5=(ma+mc)*h6
h6=h1;
s6=s1;
T6=T1;
e6=exer(pc,T6,F_name);

%σημείο 4
h4=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',0,F_name);
T4=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'Q',0,F_name);
s4=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
hj=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',0,F_name);
sj=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
hjx=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'T',T0,F_name);
sjx=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'T',T0,F_name);
hj0=CoolProp.PropsSI('H','P',p0,'T',T0,F_name);
sj0=CoolProp.PropsSI('S','P',p0,'T',T0,F_name);
e4=(hj-hjx)-T0*(sj-sjx)+(hjx-hj0)-T0*(sjx-sj0);
ex4tre=exer(p4,T4,F_name);

ii=3;
prop(ii,1)=pc;

```

```

prop(ii,2)=T4;
prop(ii,3)=h4;
prop(ii,4)=s4;
prop(ii,5)=e4;
prop(ii,6)=ma;

%σημείο 1α
nip=0.6;
sla=CoolProp.PropsSI('S','P',pc,'Q',0,F_name);
h1la=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'S',sla,F_name);
h1a=h4+(h1la-h4)/nip;
T1a=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'H',h1a,F_name);
e1a=exer(p1a,T1a,F_name);

ii=4;
prop(ii,1)=pc;
prop(ii,2)=T1a;
prop(ii,3)=h1a;
prop(ii,4)=sla;
prop(ii,5)=e1a;
prop(ii,6)=ma;

%συμπυκνωτής
T0=293;
p0=101300;
dT=zeros(102,1);
Ta=zeros(102,1);
Tb=zeros(102,1);
thesi=zeros(102,1);
Qc=(ma)*(h6-h4);
if T4>25+273
    Cpw=4100;
    Tci=18+273;
    Tco=Qc/Cpw/mw+Tci;
    ewi=exer(p0,Tci,'water');
    ewo=exer(p0,Tco,'water');
    hsat=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',1,F_name);
    Ta(1,1)=T6;
    Tb(1,1)=Tco;
    dT(1,1)=Ta(1,1)-Tb(1,1);
    Q(1)=0;
    thesi(1,1)=1;
if h6>hsat
    dx=1/100;
    x0=0;
    x6=1;
    hhi=hsat;

    Tco_sh=Tco-(ma)/mw/Cpw*(h6-hsat);
    Q(2)=mw*Cpw*(Tco_sh-Tci);
    Ta(2,1)=T4;
    Tb(2,1)=Tco_sh;

    dT(2,1)=Ta(2,1)-Tb(2,1);
    thesi(2,1)=2;

```

```

Q(2)=mw*Cpw*(Tb(1,1)-Tb(2,1));
hco=Cpw*Tco_sh;

for i=1:100
x0=x6-i*dx;
hho=CoolProp.PropsSI('H','P',pc,'Q',x0,F_name);
Tho=CoolProp.PropsSI('T','P',pc,'Q',x0,F_name);
hci=hco-(ma)/mw*(hhi-hho);
hhi=hho;
hco=hci;
Ta(2+i,1)=Tho;
Tb(i+2,1)=hci/Cpw;
Q(i+2)=Q(i+1)+mw*Cpw*(Tb(i+1,1)-Tb(i+2,1));
dT(2+i,1)=Tho-hci/Cpw;
thesi(2+i,1)=i+2;
end
end
end

file=11;
figure(file)
plot(Q(:)/1000,(Tb(:,1)-273),'-r','linewidth',2);
hold on;
plot(Q(:)/1000,(Ta(:,1)-273),'-b','linewidth',2);
grid on;
xlabel('Q(kW)');
ylabel('T(C)');
title('Q-T condencer ')

%ατμοποίησητης
Qe=(ma)*(h2-h1a);
Cpa=1240;
Tci=T1a;
Tho=Tci+30;
dT1=zeros(100,1);
Tc=zeros(100,1);
Td=zeros(100,1);

Thi=Tho+Qe/Cpa/mhs;
exhi=exer(p0,Thi,'Air');
exho=exer(p0,Tho,'Air');
Tc(1)=Tho;
Td(1)=T1a;
QQ(1)=0;
dT1(1,1)=Tc(1)-Td(1);
he=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'Q',0,F_name);
dx=1/100;
x1=0;
x2=1;
hci=he;
Tho_ph=Tho+(ma)/mhs/Cpa*(he-h1a);
hho=Cpa*Tho_ph;
for i=1:101;
x3=x1+(i-1)*dx;
hco=CoolProp.PropsSI('H','P',pp,'Q',x3,F_name);

```



```

Tco=CoolProp.PropsSI('T','P',pp,'Q',x3,F_name);
hhi=(ma)/mhs*(hco-hci)+hho;
Tc(1+i,1)=hhi/Cpa;
Td(1+i,1)=Tco;
QQ(1+i)=QQ(i)+mhs*Cpa*(Tc(i+1,1)-Tc(i,1));
dT1(1+i,1)=hhi/Cpa-Tco;
hco=hci;
hhi=hho;
end
Td(103,1)=T2;
Tc(103,1)=Thi;
QQ(103)=Qe;

file=2;
figure(file)
plot(QQ(:)/1000,(Tc(:,1)-273),'-r','linewidth',2); hold on;
plot(QQ(:)/1000,(Td(:,1)-273),'-b','linewidth',2);
grid on;
xlabel('Q(kW)');
ylabel('T(C)');
title('Q-T boiler')

%αντλία
Wp=(ma)*(h1a-h4);

%παραγόμενος ηλεκτρισμός
Qel=ma*(h2-h1);
n=(Qel-Wp)*100/Qe;

%εξεργειες
Efge=mhs*abs(exhi-exho);
Epge=(ma)*abs(e2-e1a);
Edge=Efge-Epge;
ege=Epge/Efge;

Efco=(ma)*abs(e6-e4);
Epc0=mw*abs(ewo-ewi);
Edco=Efco-Epc0;
eco=Epc0/Efco;

Efpu=abs(Wp);
Eppu=(ma)*abs(e1a-e4);
Edpu=Efpu-Eppu;
epu=Eppu/Efpu;

Eft=(ma)*abs(e2-e1);
Ept=abs(Qel);
Edt=Eft-Ept;
et=Ept/Eft;

Eftot=Efge+Wp
Eltot=Epc0
Eptot=Ept
Edtot=Edge+Edco+Edpu+Edt;

```

```
etot=Eptot*100/Eftot
```

```
ykge=Edge/Eftot;  
ykco=Edco/Eftot;  
ypu=Edpu/Eftot;  
ykt=Edt/Eftot;
```

```
ykkge=Edge/Edtot;  
ykkco=Edco/Edtot;  
ykkpu=Edpu/Edtot;  
ykkkt=Edt/Edtot;
```

```
EXX(1,1)=Efge;  
EXX(1,2)=Epge;  
EXX(1,3)=Edge;  
EXX(1,4)=ege;
```

```
EXX(2,1)=Efco;  
EXX(2,2)=Epc;  
EXX(2,3)=Edco;  
EXX(2,4)=eco;
```

```
EXX(3,1)=Efpu;  
EXX(3,2)=Eppu;  
EXX(3,3)=Edpu;  
EXX(3,4)=epu;
```

```
EXX(4,1)=Eft;  
EXX(4,2)=Ept;  
EXX(4,3)=Edt;  
EXX(4,4)=et;
```

```
EXX(5,1)=Eftot;  
EXX(5,2)=Eltot;  
EXX(5,3)=Eptot;  
EXX(5,4)=Edtot;  
EXX(5,5)=etot;
```

4. Υποπρόγραμμα υπολογισμού εξεργειών

```
function[ex] = exer(p,T,fluid)  
T0=293;  
p0=101300;  
Tsat=CoolProp.PropsSI('T','P',p,'Q',1,fluid);  
if abs(T-Tsat)>0.001  
hj=CoolProp.PropsSI('H','P',p,'T',T,fluid);  
sj=CoolProp.PropsSI('S','P',p,'T',T,fluid);  
elseif (T<Tsat)  
hj=CoolProp.PropsSI('H','P',p,'Q',0,fluid);  
sj=CoolProp.PropsSI('S','P',p,'Q',0,fluid);  
else
```

```
hj=CoolProp.PropsSI('H','P',p,'Q',1,fluid);
sj=CoolProp.PropsSI('S','P',p,'Q',1,fluid);
end
hJx=CoolProp.PropsSI('H','P',p,'T',T0,fluid);
sJx=CoolProp.PropsSI('S','P',p,'T',T0,fluid);
hJ0=CoolProp.PropsSI('H','P',p0,'T',T0,fluid);
sJ0=CoolProp.PropsSI('S','P',p0,'T',T0,fluid);
ex=(hj-hJx)-T0*(sj-sJx)+(hJx-hJ0)-T0*(sJx-sJ0);
end
```

Βιβλιογραφία

1. **Δέλλας, Βασίλης**. Energy Press. <http://energypress.gr/news/i-simasia-tis-anaktisis-aporriptomenis-thermotitas>. [Ηλεκτρονικό] 18 7 2014.
2. **Kanoglu, M. και Dincer, I.** Performance assessment of cogeneration plants. *Energy Conversion and Management*. Vol. 50, 2009, Τόμ. Ισ. 1, p. 76-81.
3. **Wu, D.W. και Wang, R.Z.** Combined cooling, heating and power: A review. *Progress in Energy and Combustion Science*. Vol.32, 2006, Τόμ. Ισ. 5-6, p. 459–495.
4. **Li, H., και συν.** Energy utilization evaluation of CCHP systems. *Energy and Buildings*. Vol. 38, 2006, Τόμ. Ισ. 3, p. 253–257.
5. **Kong, X.Q. και Wang, R.Z.** Experimental investigation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 28, 2005, Τόμ. Ισ. 7, p. 977-987.
6. **Rosen, M.A., Le, M.N. και Dincer, I.** Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 25, 2005, Τόμ. Ισ. 1, p. 147–159.
7. **Khaliq, A. και Kaushik, S.C.** Thermodynamic performance evaluation of combustion gas turbine cogeneration system with reheat. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 24, 2004, Τόμ. Ισ. 13, p. 1785–1795.
8. **Minciuc, E., και συν.** Thermodynamic analysis of tri-generation with absorption chilling machine. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 23, 2003, Τόμ. Ισ. 11, p. 1391–1405.
9. **Alexis, G.K.** Performance parameters for the design of a combined refrigeration and electrical power cogeneration system. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 30, 2007, Τόμ. Ισ. 6, p. 1097–1103.
10. **Huang, B.J., Jiang, C.B. και Hu, F.L.** Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System. *Journal of Engineering for Gas Turbines*. 1985, p. 792-802.
11. **Wang, J., Dai, Y. και Gao, L.** Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 29, 2009, Τόμ. Ισ. 10, p. 1983–1990.
12. **Boukhanouf, R., και συν.** Design and optimisation of a small-scale tri-generation system. *International Journal of Low Carbon Technologies*. Vol. 3, 2008, p. 32-43.
13. **Godefroy, J., Boukhanouf, R. και Riffat, S.** Design, testing and mathematical modelling of a small-scale CHP. *Applied Thermal Engineering*. 2006.

14. **Invernizzi, C. και Iora, P.** Heat recovery from a micro-gas turbine by vapour jet refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 25, 2005, Τόμ. Ισ. 8-9, p. 1233–1246.
15. **Karellas, Sotirios, Schuster, Andreas και Leontaritis, Aris-Dimitrios.** Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design. *Applied Thermal Engineering*. 2011.
16. **Galloni, E., Fontana, G. και Staccone, S.** Design and experimental analysis of a mini ORC.
17. **Nakanishi, S., Kawashima, Y. και Murai, K.** Thermodynamic Analyses of Performance of Heat Pumps and Refrigerators. *Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*. 2011.
18. **Akau, R.L. και Schoenhals, R.J.** The second law efficiency of a heat pump system. *Energy*. Vol. 5, 1980, Τόμ. Ισ. 8-9, p. 853-863.
19. **Kaygusuz, K. και Ayhan, T.** Exergy analysis of solar assisted heat pump systems for domestic heating. *Energy*. Vol. 18, 1993, Τόμ. Ισ. 10, p. 1077-1085.
20. **Torres-Reyes, E., Picon-Nunez, M. και Cervantes De Gortari, J.** Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump. *Energy*. Vol. 23, 1998, Τόμ. Ισ. 4, p. 337-344.
21. **Cervantes de Gortari, J. και Torres-Reyes, E.** Optimal performance of an irreversible solar-assisted heat pump. *Exergy, An International Journal*. Vol. 1, 2001, Τόμ. Ισ. 2, p. 107-111.
22. **Chen, Jianyong, Havtun, Hans και Palm, Bjorn.** Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration. *Applied Energy*. 2014.
23. **Kong, X.Q., και συν.** Optimal operation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine. *Energy Conversion and Management*. Vol. 50, 2009, Τόμ. Issue 3, p. 530-538.
24. **Vandewalle, J. και D'haeseleer, W.** The impact of small scale cogeneration on the gas demand at distribution level. *Energy Conversion and Management*. Vol. 78, 2014, Τόμ. p. 137-150.
25. **Çakira, U. και Çomakli, K.** The role of cogeneration systems in sustainability of energy. *Energy Conversion and Management*. Vol. 63, 2012, Τόμ. P. 196-202.
26. **al, Lin Fu et.** Performance study of an innovative natural gas CHP system. *Energy Conversion and Management*. Vol.52, 2011, Τόμ. Ισ.1, p. 321-328.
27. **Jing, X. και Zheng, D.** Effect of cycle coupling-configuration on energy cascade utilization for a new power and cooling cogeneration cycle. *Energy Conversion and Management*. Vol. 79, 2014, Τόμ. p. 58-64.

28. **Abusoglu, A. και Kanoglu, M.** First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems. *Energy Conversion and Management*. Vol.49, 2008, Τόμ. Ισ.8, p. 2026-2031.
29. **Gomri, R.** Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems. *Energy Convers Manage*. Vol. 51, 2010, Τόμ. p. 1629-1636.
30. **G., Gutiérrez-Uruetaa, και συν.** Extension of the characteristic equation to absorption chillers with adiabatic absorbers. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 35, 2012, Τόμ. Ισ. 3, p.709-718.
31. **Popli, S., Rodgers, P. και Eveloy, V.** Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 50, 2013, Τόμ. Ισ.1, p.918-931.
32. **Chen, Jianyong, και συν.** A review on versatile ejector applications in refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015.
33. **Shailvac.** <http://www.shailvac.com>.
http://www.shailvac.com/steam_jet_applications.html. [Ηλεκτρονικό] Shailvac.
34. **Παππάς, Γιώργος.** Επιλογή Ψυκτικού Μέσου. <http://www.opsiktikos.gr>. [Ηλεκτρονικό] 2015.
35. **Besagni, Giorgio, Mereu, Riccardo και Inzoli, Fabio.** Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015.
36. **Ameri, Mohammad, Behbahaninia, Ali και Tanha, Amir Abbas.** Thermodynamic analysis of a tri-generation system based on micro-gas turbine. *Energy*. 2010.
37. **Najafi, M., Javaherdeh, K. και Liravinia, B.** Exergy Analysis of a Trigeneration System Driven by an Internal Combustion Engine with a Steam Ejector refrigeration System. *Advanced Design and Manufacturing Technology*. Vol. 5, 2012, Τόμ. No. 3, June.
38. **Bejan, A.** Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 32, 1989, Τόμ. Ισ. 9, p. 1631-1639.
39. **Bilgen, E. και Takahashi, H.** Exergy analysis and experimental study of heat pump systems. *Exergy, an International Journal*. Vol. 2, 2002, p. 259–265.
40. **Horlock, J.H.** Heat recovery from a micro-gas turbine by vapour jet refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 25, 2005, Τόμ. Ισ. 8-9, p. 1233–1246.