



Διπλωματική εργασία

Αλεξόπουλος Αλέξανδρος

ΣΥΣΤΗΜΑ ΤΡΙΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΜΕ ΕJECTOR

Επιβλέπων: Κορωνάκη Ειρήνη Αν.Καθηγήτρια ΕΜΠ

Αθήνα, 23 Νοεμβρίου 2017

Περίληψη

Παρόλο που έχει πραγματοποιηθεί πολύ έρευνα για τον συνδυασμένο κύκλο ισχύος και ψύξης, τον συνδυασμένο κύκλο ψύξη εκβολέα-απορρόφησης και τον συνδυασμένο μετακρίσιμο κύκλο ψύξης εκβολέα για θέρμανση και ψύξη, μέχρι τώρα δεν έχει αναλυθεί ταυτόχρονα κανένας συνδυασμένος ARC , ERC και TRC για την παραγωγή ευρείας κλίμακας ψύξης χρησιμοποιώντας μίας μόνο πηγής βιομηχανικής απολεσθείσας θερμότητας.

Στην παρούσα μελέτη, προτείνεται μια νέα αξιολόγηση Θερμοδυναμικής απόδοσης ενός νέου βασισμένου σε απολεσθείσα θερμότητα κύκλου ψύξης τριπλής επίδρασης. Η παραμετρική ανάλυση, η εξεργειακή ανάλυση και η ενεργειακή ανάλυση πραγματοποιούνται για να εξεταστεί η επίδραση των θερμοδυναμικών παραμέτρων στην απόδοση του κύκλου και επίσης αξιολογείται η καταστροφή εξέργειας σε κάθε στοιχείο και προσδιορίζονται σημαντικές πηγές αναποτελεσματικότητας για περαιτέρω βελτίωση.

Περιεχόμενα

Περίληψη	2
Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή	5
1.1 Ενέργεια και Ενεργειακή Πολιτική.....	5
1.2 Ηλεκτροπαραγωγή σε Ελλάδα και Ευρωπαϊκή Ένωση	7
1.2.1 Στοιχεία ηλεκτρικού συστήματος	9
1.2.2 Ενεργειακό ισοζύγιο στην Ελλάδα:.....	11
1.2.2.1 Κατανάλωση Ενέργειας	11
1.2.2.2 Βιομηχανία και ενέργεια	11
1.2.2.3 Ενεργειακοί στόχοι της Ελλάδας	14
1.2.2.4 Προοπτικές.....	15
Κεφάλαιο 2 Κύκλοι Ψύξης – Εξέργεια	19
2.1 Εισαγωγή.....	19
2.2 Οργανικός κύκλος ORC.....	19
2.3 Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης	21
2.4 Συμπίεση ατμού με δέσμη ρευστού (διάταξη συγκλίνοντος- αποκλίνοντος ακροφυσίου).....	24

2.5 Ψύξη δι' απορροφήσεως	28
2.6 Εξέργεια.....	32
Κεφάλαιο 3. Ψυκτικά μέσα – Ψυκτικές Διατάξεις.....	35
3.1 Εξέλιξη των ψυκτικών μέσων	35
3.2 Κριτήρια Επιλογής ψυκτικού μέσου	40
3.3 Βιβλιογραφική ανασκόπηση	43
3.4 Βαθμός απόδοσης ψυκτικών μονάδων	45
3.5 Κόστος συστημάτων ψύξης.....	46
Κεφάλαιο 4. Περιγραφή και μοντελοποίηση του συστήματος τριπαραγωγής	52
4.1 Περιγραφή του συστήματος	52
4.2. Αναλογία ρευμάτων	56
4.3 Θερμοδυναμική ανάλυση	57
4.3.1. Θερμική απόδοση (η_{th})	58
4.3.2. Εξεργειακή απόδοση (η_{exergy}).....	61
Κεφάλαιο 5. Αποτελέσματα και Συμπεράσματα	64
5.1 Αλγόριθμος υπολογιστικής διαδικασίας.....	64
5.2 Παρουσίαση και αξιολόγηση Αποτελεσμάτων.....	67
5.3. Συμπεράσματα	76

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

1.1 Ενέργεια και Ενεργειακή Πολιτική

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 άγνωστες 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.

Βεβαίως, τα προβλήματα του περιβάλλοντος είναι γνωστά εδώ και δεκαετίες και οι επιπτώσεις της υποβάθμισής του και της εξάντλησης των φυσικών πόρων έχουν επισημανθεί. Δεδομένης της όξυνσης του προβλήματος η προστασία του περιβάλλοντος και η βιώσιμη ανάπτυξη (ισότιμη προώθηση της οικονομίας, της κοινωνίας και του περιβάλλοντος) φαινομενικά αποτελούν προτεραιότητες της διεθνούς κοινότητας. Η κατάσταση που διαμορφώνει η οικονομική κρίση δείχνει ότι τα ορυκτά καύσιμα, κυρίως το πετρέλαιο, ρίχνουν τις τιμές τους εμποδίζοντας για άλλη μια φορά, καθώς υπήρξαν κι άλλες προσπάθειες προώθησης των Α.Π.Ε. στο παρελθόν που καταποντίστηκαν λόγω αλλαγής των οικονομικών συνθηκών, την ζωτικής σημασίας για όλους μας ώθηση που χρειάζεται η πράσινη ενέργεια.

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.

1.2 Ηλεκτροπαραγωγή σε Ελλάδα και Ευρωπαϊκή Ένωση

Το 1889 κατασκευάστηκε (1) η πρώτη μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας ορυκτών καυσίμων και ο ηλεκτρισμός εισάγεται στην Ελλάδα, για να αντικαταστήσει τις έως τότε πηγές ηλεκτρισμού: τον ατμό, το πετρέλαιο και το φωταέριο. Η ηλεκτρική ενέργεια προσφέρει μεγάλη οικονομία, υψηλή ποιότητα, ασφάλεια και μικρότερη μόλυνση του περιβάλλοντος σε σχέση με τις προϋπάρχουσες μεθόδους. Τα τελευταία χρόνια έχουν εισαχθεί και νέοι τρόποι παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, βελτιωμένοι ως προς θέματα μόλυνσης τους περιβάλλοντος, οι οποίοι χρησιμοποιούν ανανεώσιμες πηγές ενέργειας που υπάρχουν στον περιβάλλον.

Έτσι, η ηλεκτροπαραγωγή χωρίζεται σε δύο κατηγορίες (2) ανάλογα με το είδος των πηγών ενέργειας που χρησιμοποιεί, την ηλεκτροπαραγωγή από συμβατικά καύσιμα και την ηλεκτροπαραγωγή από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.

- Ηλεκτροπαραγωγή από Συμβατικά Καύσιμα: ως πηγή ενέργειας χρησιμοποιούνται ορυκτά στερεά, υγρά ή αέρια καύσιμα. Τα καύσιμα αυτά, έχουν σχηματιστεί σε παλαιότερες γεωλογικές περιόδους και βρίσκονται αποθηκευμένα στο υπέδαφος, σε μικρότερα ή μεγαλύτερα βάθη σε πεπερασμένες, μη ανανεώσιμες ποσότητες.
- Ηλεκτροπαραγωγή από Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας: η οποία αντίθετα με την πρώτη, ως πηγή ενέργειας χρησιμοποιούνται διαχρονικές πηγές οι οποίες και δεν εξαντλούνται. Η Ηλεκτροπαραγωγή από Α.Π.Ε. είναι άμεσα συνδεδεμένη με τον ήλιο και τα φυσικά φαινόμενα και κατά συνέπεια

εξαρτάται από την περιοδικότητα ή την στοχαστικότητα αυτών των φαινομένων.

Φυσικά, κάθε χώρα έχει επιλέξει το δικό της μείγμα Τεχνολογιών Ηλεκτροπαραγωγής, δηλαδή τον κατάλληλο συνδυασμό συμβατικών και ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Σύμφωνα με στοιχεία του Υπουργείου Περιβάλλοντος και Ενέργειας (3), το μείγμα αυτό διαφέρει από χώρα σε χώρα γιατί καθορίζεται από τους εξής παράγοντες:

- Διαθέσιμοι Εγχώριοι Ενεργειακοί Πόροι
- Διεθνείς Συγκυρίες & Ενεργειακή Πολιτική
- Γεωλογικές, Γεωφυσικές, Γεωγραφικές και Κλιματολογικές Ιδιαιτερότητες.

Στο Σχήμα 1 φαίνεται αναλυτικά το ενεργειακό μείγμα διαφόρων χωρών της Ευρωπαϊκής Ένωσης, σύμφωνα με στοιχεία που δημοσιοποιήθηκαν για το 2011 από την Ευρωπαϊκή Επιτροπή. Είναι φανερό πως σε διαφορετικές χώρες, χρησιμοποιείται διαφορετικό ενεργειακό μείγμα, ανάλογα με τους παράγοντες που προαναφέρθηκαν παραπάνω.

Ακαθάριστη εγχώρια κατανάλωση στα κράτη μέλη της ΕΕ το 2011



Σχήμα 1: Ακαθάριστη εγχώρια κατανάλωση στα κράτη μέλη της Ευρωπαϊκής Ένωσης για το έτος 2011

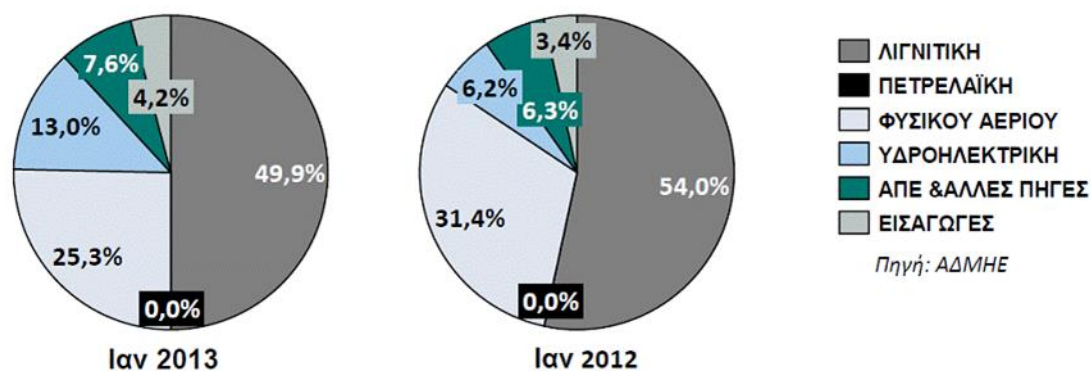
1.2.1 Στοιχεία ηλεκτρικού συστήματος

Η Δημόσια Επιχείρηση Ηλεκτρισμού (Δ.Ε.Η.) κατέχει κυρίαρχη θέση στην αγορά του ηλεκτρισμού καθώς φέρει το κύριο μέρος της παραγωγής

ηλεκτρικής ενέργειας. Τα τελευταία περίπου επτά χρόνια δραστηριοποιούνται και ιδιωτικές εταιρίες στον ανταγωνισμό της ελεύθερης αγοράς (Elpedison, Ήρων Θερμοηλεκτρική, Aegean Power, Energa, EFT Hellas κτλ). Οι γραμμές μεταφοράς έχουν συνολικό μήκος 12.000 χλμ και οι γραμμές διανομής σε όλη τη χώρα ανέρχονται σε περίπου 217.000 χλμ. Έτσι εξυπηρετούνται περίπου 7,5 εκατομμύρια πελάτες.

Για την καλύτερη κάλυψη των αναγκών της, η Ελλάδα συνδέεται με όμορες βαλκανικές χώρες (Αλβανία, Βουλγαρία, ΠΓΔΜ) οι οποίες μπορούν να καλύψουν και πάνω από το 7% των αναγκών της χώρας. Επί προσθέτως υποβρύχιο καλώδιο DC 400KV, με δυναμικότητα μεταφοράς 500 MW έχει συνδεθεί με την Ιταλία και λειτουργεί εμπορικά από το 2002.

Το μείγμα των τεχνολογιών ηλεκτροπαραγωγής για την Ελλάδα για τα έτη 2012 και 2013 φαίνεται στο Σχήμα 2. Είναι σημαντικό να παρατηρηθεί πως το ποσοστό που αντιστοιχεί στο πετρέλαιο αφορά τη λειτουργία μονάδων νησιωτικών συστημάτων, μη συνδεδεμένων με την ηπειρωτική χώρα. Ακόμα, οι εισαγωγές φυσικού αερίου προέρχονται κυρίως από τη Ρωσία και την Αλγερία. Στο Σχήμα 2 φαίνεται ακόμα η μεγάλη εξάρτηση της Ελλάδας από το λιγνίτη, ο οποίος υπολογίζεται σε 70 εκατομμύρια τόνους, καθώς και η προσπάθεια απεξάρτησης που γίνεται, η οποία αποτυπώνεται στην αύξηση του ποσοστού που έχουν οι ΑΠΕ, τα υδροηλεκτρικά και το φυσικό αέριο εις βάρος του λιγνίτη.



Σχήμα 2: Πηγές καυσίμου παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας

Σήμερα σύμφωνα με στοιχεία του ΛΑΓΗΕ η συνολική εγκατεστημένη ισχύς των ΑΠΕ στο σύστημα ανερχόταν σε 4.160,8 MW. Από αυτή, τα φωτοβολταϊκά παράγουν ισχύ 1.964,5 MW, χωρίς σε αυτά να συγκαταλέγονται τα φωτοβολταϊκά στις στέγες που φθάνουν στα 348 MW στο συνδεδεμένο και στο μη διασυνδεδεμένο σύστημα. Ακολουθούν τα αιολικά με συνολική καθαρή ισχύ 1.494,7 MW, τα μικρά υδροηλεκτρικά με 217,9 MW, η βιομάζα με 45,6 MW και η συμπαραγωγή με 90,1 MW.

1.2.2 Ενεργειακό ισοζύγιο στην Ελλάδα:

1.2.2.1 Κατανάλωση Ενέργειας

Σύμφωνα με εκτιμήσεις που πραγματοποιήθηκαν κατά το έτος 2010, για την ακαθάριστη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, προσδιορίστηκε η κατανάλωση σε 61 TWh συμπεριλαμβανομένων και 6% ιδιοκατανάλωση των μονάδων παραγωγής και 2,5% απώλειες του δικτύου μεταφοράς. Οι εκτιμήσεις αυτές κινούνται σε πολύ χαμηλότερα επίπεδα από το 68-72 TWh, το οποίο προβλεπόταν από τις προηγούμενες Εθνικές Εκθέσεις των προηγούμενων ετών, γεγονός το οποίο οφειλόταν στη μείωση της ζήτησης αλλά και στην αισθητή μείωση του προβλεπόμενου ρυθμού ανάπτυξης. Κατά συνέπεια, υπήρξε ανάγκη παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από Α.Π.Ε. (συμπεριλαμβανομένων των μεγάλων υδροηλεκτρικών) της τάξης των 12,26 TWh κατά το έτος 2010.

1.2.2.2 Βιομηχανία και ενέργεια

Σύμφωνα με στοιχεία του Υπουργείου Ανάπτυξης (2002) που αφορούν το ενεργειακό ισοζύγιο της χώρας, η συμμετοχή της βιομηχανίας στη συνολική κατανάλωση τελικής ενέργειας ανέρχεται στο 23%. Αντίστοιχα, η παραγωγή

της ενέργειας αυτής γίνεται μέσω συνδυασμού ηλεκτρισμού, συμβατικών καυσίμων και ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, όπως φαίνεται στον Πίνακα 1.

Πίνακας 1: Προφίλ παραγόμενης ενέργειας	
Ηλεκτρισμός 26,80%	
Συμβατικά καύσιμα	67,80%
Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας	5,40%

Η ενεργειακή ένταση, όρος που χρησιμοποιείται για την περιγραφή της κατανάλωσης ενέργειας ανά μονάδα παραγόμενου προϊόντος, που παρουσιάζει η ελληνική βιομηχανία είναι υψηλή σε σχέση με τις χώρες της Ευρωπαϊκής Ένωσης που εμφανίζουν παρεμφερή βιομηχανική δομή και ανάπτυξη. Πιο αναλυτικά, η κατανάλωση ενέργειας υλοποιείται με χαμηλό βαθμό απόδοσης ο οποίος οφείλεται κυρίως στην έλλειψη επεμβάσεων εξοικονόμησης ενέργειας, αλλά και τεχνολογικού εκσυγχρονισμού. Λόγω έλλειψης πληροφόρησης και κινήτρου, υπάρχει άγνοια των επιχειρήσεων για τις δυνατότητες εξοικονόμησης ενέργειας, το οποίο μπορεί να κυμανθεί από ένα απλό «ενεργειακό νοικοκύρεμα» έως ειδικά έργα με μεσοπρόθεσμη απόσβεση. Για το λόγο αυτό, ο ρόλος του ενεργειακού συμβούλου στις επιχειρήσεις αποκτά σημαντική σημασία ειδικά σε εποχές κρίσεις.

Προκειμένου να οριστεί ο βαθμός και ο τρόπος των επεμβάσεων, θα πρέπει να συγκροτηθεί ένα εργαλείο, η ενεργειακή επιθεώρηση. Στόχος της ενεργειακής επιθεώρησης είναι η εκτίμηση των πραγματικών καταναλώσεων ενέργειας σε ένα ενεργειακό σύστημα, των παραγόντων που τις επηρεάζουν καθώς και οι δυνατότητες εξοικονόμησης ενέργειας. Έτσι θα μπορέσει να υπάρξει μια σαφής εικόνα της κατάστασης στην οποία βρίσκεται η βιομηχανία, και παράλληλα θα γίνουν προσπάθειες για την εύρεση συλλογικών τρόπων βελτίωσης της κατάστασης.

Για παράδειγμα, σε μια βιομηχανία για την εξοικονόμηση ενέργειας θα μπορούσε να γίνει αντικατάσταση των κινητήρων με σύγχρονους υψηλού βαθμού απόδοσης κινητήρες, όπως επίσης και εκσυγχρονισμό των συστημάτων πεπιεσμένου αέρα.

Ακόμα, μερικά βήματα για την εξοικονόμηση ενέργειας στη βιομηχανία, θα ήταν η ρύθμιση, η συντήρηση, η αντικατάσταση λεβήτων, φούρνων, κλιβάνων, η θερμομόνωση αγωγών, δεξαμενών και άλλου εξοπλισμού, η σωστή, προληπτική συντήρηση των εγκαταστάσεων καθώς και η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας. Τέλος, στον τομέα του κλιματισμού του χώρου, θα μπορούσε να υποκατασταθεί ένα σύστημα ενεργειακής διαχείρισης, να υποκατασταθούν τα υγρά καύσιμα από φυσικό αέριο, όπως επίσης και να γίνει κάποια ανάκτηση θερμότητας όπου είναι δυνατό.

Με τέτοιες επεμβάσεις μια βιομηχανία θα είχε πολλαπλά οφέλη, όπως μείωση του κόστους παραγωγής του τελικού προϊόντος και κατ' επέκταση αύξηση της ανταγωνιστικότητας της βιομηχανίας, και όσον αφορά στο νομικό κομμάτι, μείωση των εκπομπών των αέριων ρύπων και προσαρμογή των βιομηχανιών στις υπό εφαρμογή σχετικές Κοινοτικές Οδηγίες. Πέραν από το οικονομικό όφελος της ίδιας της βιομηχανίας, θα ωφελούσε και το κράτος, συμβάλλοντας στο ενεργειακό ισοζύγιο, λόγω μείωσης της κατανάλωσης ενέργειας, μείωσης της εξάρτησης της χώρας από εισαγόμενα καύσιμα και της εξοικονόμησης συναλλάγματος. Ακόμα, η χώρα βρίσκεται πιο κοντά στην επίτευξη στόχων και δεσμεύσεων της, που έχουν τεθεί για τη μείωση των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου σε διεθνές επίπεδο. Τέλος, θα υπάρξουν κάποια ηθικά οφέλη, καθώς βοηθώντας στη βελτίωση της περιβαλλοντικής κρίσης, βελτιώνεται η εικόνα της εταιρίας προς τους καταναλωτές της.

Τα βήματα για την ενεργειακή διαχείριση τα οποία αποτελούν το κλειδί για την επίτευξη των στόχων σε μια επιχείρηση, διακρίνεται στα παρακάτω βήματα:

- Ενεργειακή Επιθεώρηση
- Ορισμός Ενεργειακού Υπευθύνου
- Δημιουργία αρχείου ενεργειακών καταναλώσεων και συνεχούς ενημέρωση του
- Σύνταξη ενεργειακών εκθέσεων προς την διοίκηση σε τακτά χρονικά διαστήματα
- Εφαρμογή νέων τεχνολογιών εξοικονόμησης ενέργειας (συμπαραγωγή, αυτοματισμοί, LED φωτισμός, BEMS κλπ)
- Ενημέρωση και ευαισθητοποίηση του προσωπικού σχετικά με τους στόχους του προγράμματος
- Εκπαίδευση του τεχνικού προσωπικού και συμμετοχή στην κοινή προσπάθεια

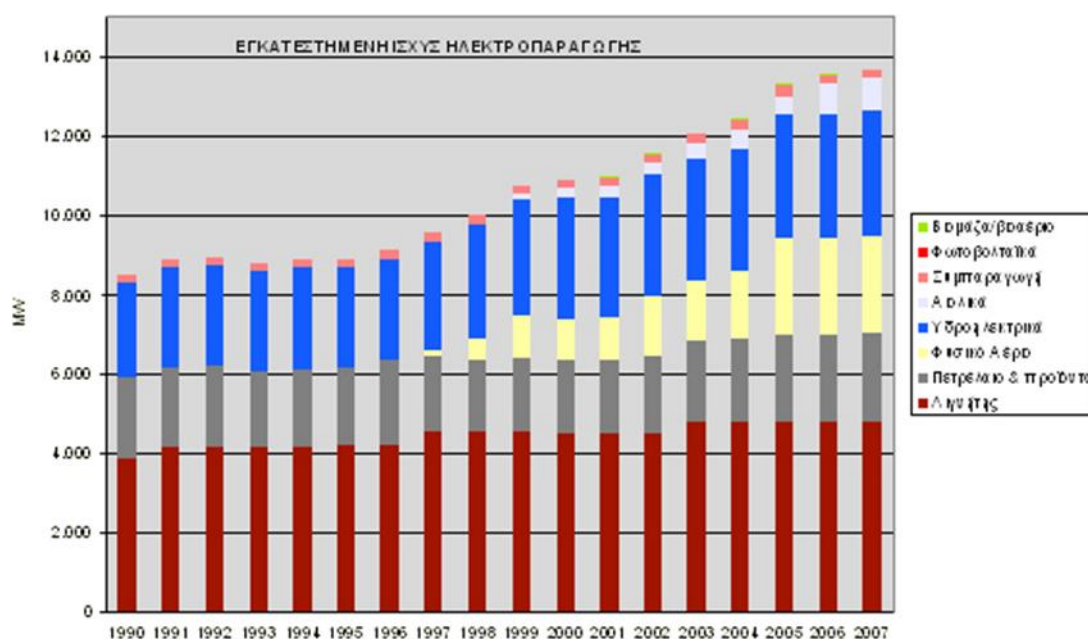
1.2.2.3 Ενεργειακοί στόχοι της Ελλάδας

Με την οδηγία 2001/77/ΕΚ «Για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από ανανεώσιμες πηγές στην εσωτερική αγορά ηλεκτρικής ενέργειας» προβλέπεται για την Ελλάδα ενδεικτικός στόχος συμμετοχής των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, περιλαμβανομένης της υδραυλικής ενέργειας των μεγάλων υδροηλεκτρικών έργων, σε ποσοστό 20,1% (4) της εγχώριας ακαθάριστης κατανάλωσης ενέργειας. Ο στόχος αυτός είναι συμβατός με τις διεθνείς δεσμεύσεις της χώρας που απορρέουν από το Πρωτόκολλο του Κυότο (Δεκέμβριος 2007).

Επιπλέον, η ψήφιση της οδηγίας 2009/29/ΕΚ3 η οποία τέθηκε για την εφαρμογή της Ενεργειακής Πολιτικής για την Ευρώπη ενέκρινε δεσμευτικό στόχο συνιστάμενο σε μερίδιο 20% συμμετοχής των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στη συνολική ενεργειακή κατανάλωση της ΕΕ έως το 2020, με το νέο στόχο για τη χώρα μας να ανέρχεται στο 18%.

Για την επίτευξη των ενεργειακών στόχων η Ελλάδα πρέπει να κινηθεί στις εξής δυο κατευθύνσεις:

- Την περαιτέρω διείσδυση των Α.Π.Ε.
- Την εξοικονόμηση ενέργειας και τη βελτίωση του ενεργειακού προφίλ όλων των εγκαταστάσεων (βιομηχανίες, οικίες κτλ)

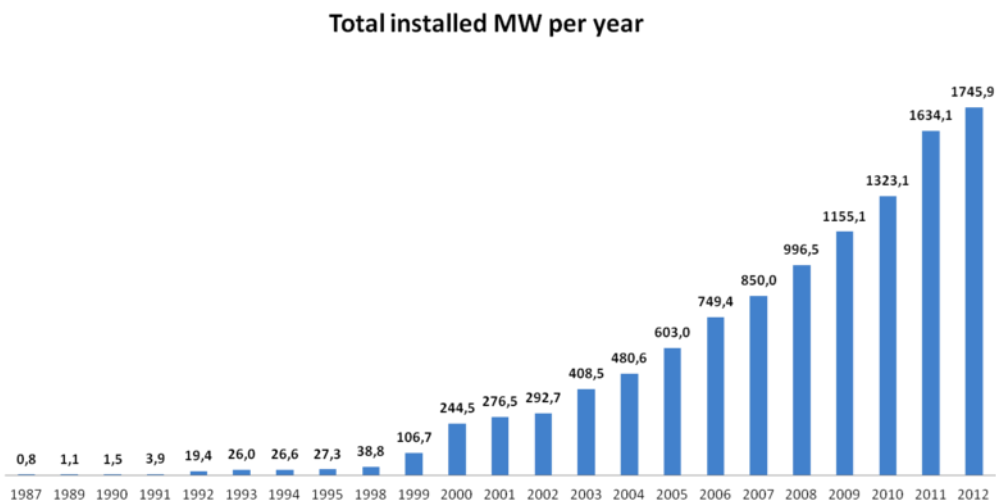


Σχήμα 3: Εγκατεστημένη ισχύς ηλεκτροπαραγωγής

1.2.2.4 Προοπτικές

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, υπάρχει ανάγκη για απεξάρτηση της χώρας από τα ορυκτά καύσιμα, είτε τα εγχώρια είτε τα εισαγόμενα, και η στροφή προς ΑΠΕ. Μάλιστα, οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας που διαθέτει η Ελλάδα είναι πολλές και με σωστό σχεδιασμό, προσέλκυση και αξιοποίηση επενδύσεων είναι βέβαιο πως η αντικατάσταση θα γίνει άμεσα.

Οι δυο βασικές πηγές πράσινης ενέργειας προς εκμετάλλευση είναι η αιολική και ηλιακή. Η αιολική ενέργεια έχει δει μεγάλη ανάπτυξη τα τελευταία χρόνια, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4, όπου είναι φανερή η αύξηση της συνολικής εγκατεστημένης ισχύος. Και στις δυο περιπτώσεις, αιολικής και ηλιακής ενέργειας, υπάρχουν πολλά περιθώρια περαιτέρω αξιοποίησης, γεγονός το οποίο θα έπαιζε καθοριστικό ρόλο στην αλλαγή του ενεργειακού προφίλ της χώρας.

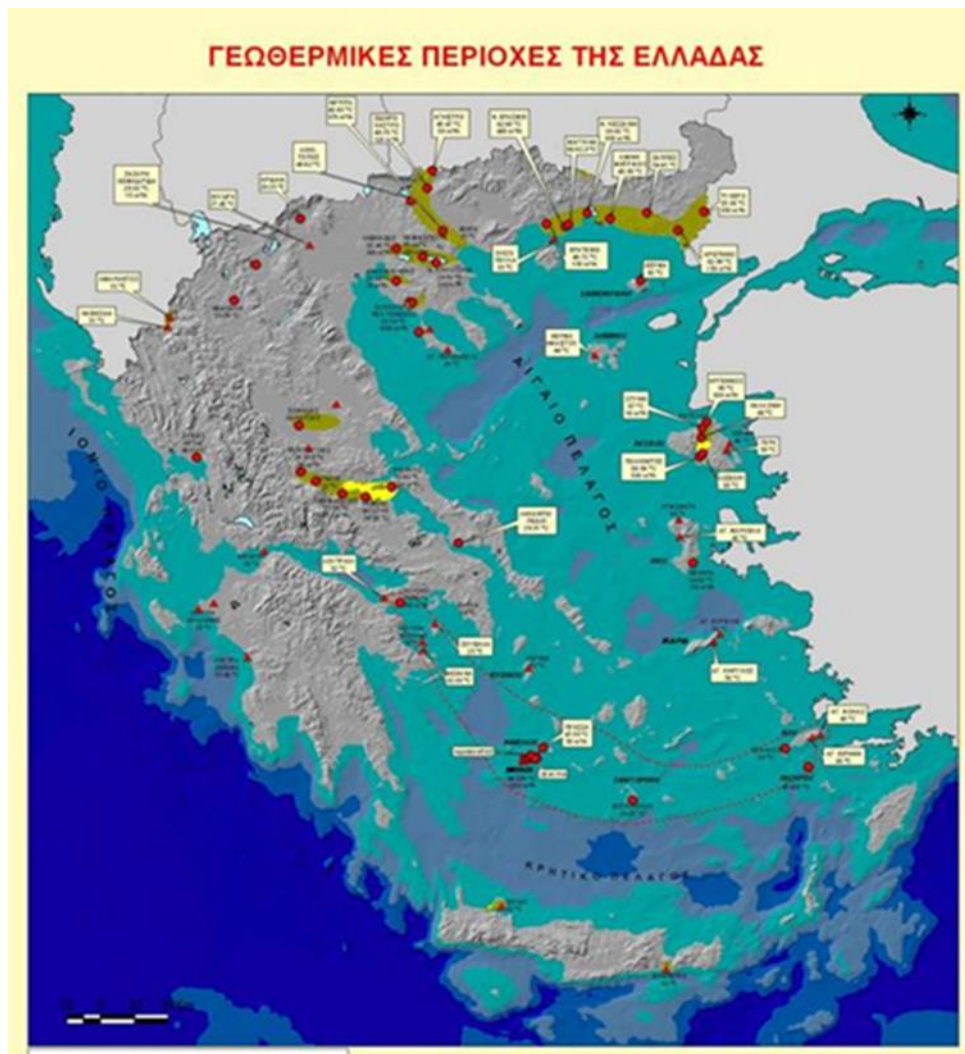


Σχήμα 4: Η συνολική εγκατεστημένη ισχύς των αιολικών πάρκων στην Ελλάδα ανά χρόνο (HWEA WIND Energy Statistics 2012)

Για την επίτευξη των στόχων, όπως αυτοί ορίζονται από τη νομοθεσία της Ευρωπαϊκής Ένωσης, αλλά και για την εξυγίανση της λειτουργίας του ενεργειακού συστήματος στην Ελλάδα χρειάζονται άμεσες νομοθετικές αλλαγές και τεχνολογικές παρεμβάσεις. Παρακάτω παρουσιάζονται κάποια μέτρα τα οποία είναι προγραμματισμένα προς τη σωστή κατεύθυνση. Προκειμένου να βελτιωθεί η ενεργειακή κατάσταση της χώρας, υπάρχει

ανάγκη πρόσθετων μέτρων και πολιτικών, τα οποία αποσκοπούν στην περαιτέρω εισαγωγή των Α.Π.Ε. στην παραγωγή ενέργειας.

Έχει δρομολογηθεί η ενίσχυση και η προώθηση υβριδικών συστημάτων στα νησιά, που θα οδηγήσει στην αυξημένη διείσδυση Α.Π.Ε. σε περιοχές με πλούσιο αιολικό δυναμικό, με πιο χαρακτηριστικό παράδειγμα το υβριδικό πάρκο στην Ικαρία. Χρειάζεται να αναπτυχθεί σύστημα μεταφοράς της ενέργειας από και προς τα νησιά, μέσω υποθαλασσιών γραμμών-καλωδίων και η εκμετάλλευση του ανέμου των νησιών με την εγκατάσταση αιολικών πάρκων. Πέρα από τους ανέμους, ενέργεια μπορεί να παράγει η θάλασσα. Υπάρχει ανάγκη για μελέτες εγκατάστασης Α.Π.Ε. είτε στις παράκτιες ζώνες είτε πιο βαθιά, για το κατά πόσο θα απέδιδαν ικανοποιητική ισχύς. Βέβαια, δεν γίνεται να αγνοηθεί και η ηλιακή ενέργεια που παράγεται από τα φωτοβολταϊκά. Στόχος είναι η άμεση αδειοδότηση αυτών των συστημάτων και η ταυτόχρονη ενθάρρυνση για επέκταση του προγράμματος φωτοβολταϊκών στις στέγες των κτιρίων καθώς δίνει επιπρόσθετα οφέλη.



Σχήμα 8: Γεωθερμικές περιοχές της Ελλάδας

Στο κομμάτι των τεχνολογικών και εμπορικών παρεμβάσεων έχει αποφασισθεί η διασύνδεση των Βορειοανατολικών Κυκλάδων με το ήδη διασυνδεδεμένο σύστημα της υπόλοιπης χώρας. Αναλυτικότερα, προβλέπεται η σύνδεση της Σύρου με το Λαύριο μέσω υποθαλάσσιου καλωδίου υψηλής τάσης (DC ή AC) και η ανάπτυξη δικτύου υψηλής τάσης αποκλειστικά μέσω υποθαλάσσιων καλωδίων. Η σύνδεση των νησιών αυτών θα επιτρέψει την διοχέτευση σημαντικής ποσότητας αιολικής και γεωθερμικής ενέργειας υψηλής ενθαλπίας στο σύστημα, το οποίο μπορεί να απορροφηθεί σε πολύ μικρό ποσοστό, αφού πρόκειται για αυτόνομα ασθενή δίκτυα.

Κεφάλαιο 2 Κύκλοι Ψύξης – Εξέργεια

2.1 Εισαγωγή

Με τον όρο ψύξη εννοούμε την χρήση μηχανών και θερμικά ενεργοποιούμενων μηχανισμών για την απομάκρυνση θερμότητας από έναν γεωμετρικά ορισμένο, πεπερασμένο χώρο ή ουσία την οποία και αποβάλλουμε σε έναν δεύτερο, με σκοπό την μείωση της θερμοκρασίας στον πρώτο και στην συνέχεια την διατήρηση της.

Χαρακτηριστικές εκφάνσεις αυτής είναι κυρίως ο κλιματισμός, η κρυογονική, η βαθιά κατάψυξη, η συντήρηση.

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται και αναλύονται θερμοδυναμικά οι τεχνικές ψύξης που βρίσκονται σε εφαρμογή σήμερα και αναλύεται η σημασία της εξέργεια στην υλοποίηση τέτοιων συστημάτων.

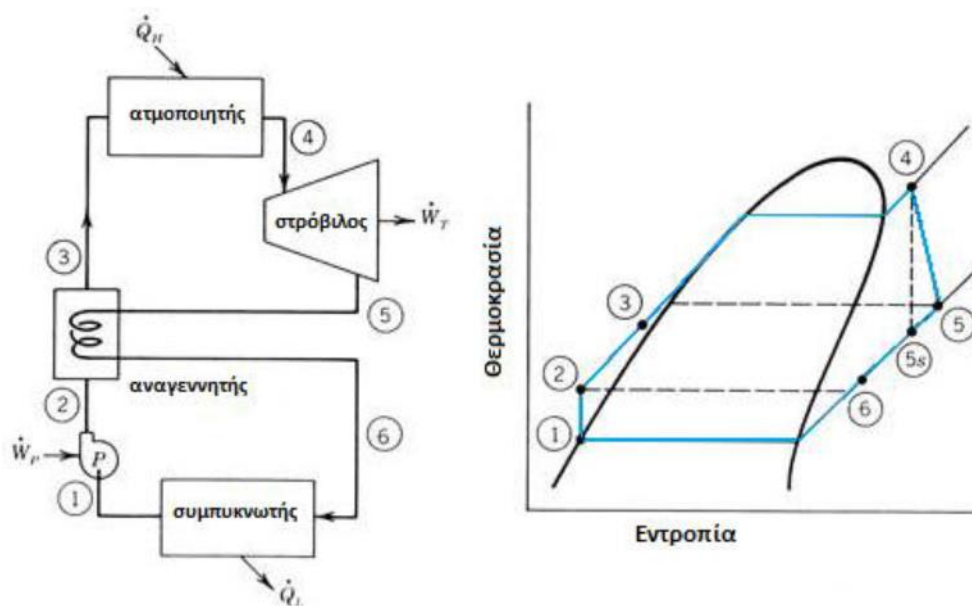
2.2 Οργανικός κύκλος ORC

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 (6). Ο ORC συνίσταται στην ατμοποίηση του οργανικού μέσου και κατόπιν την εκτόνωσή του σε στρόβιλο προς παραγωγή μηχανικού έργου. Η ροή χαμηλής

πίεσης η οποία εξέρχεται από το στρόβιλο 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 μιας 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 4.



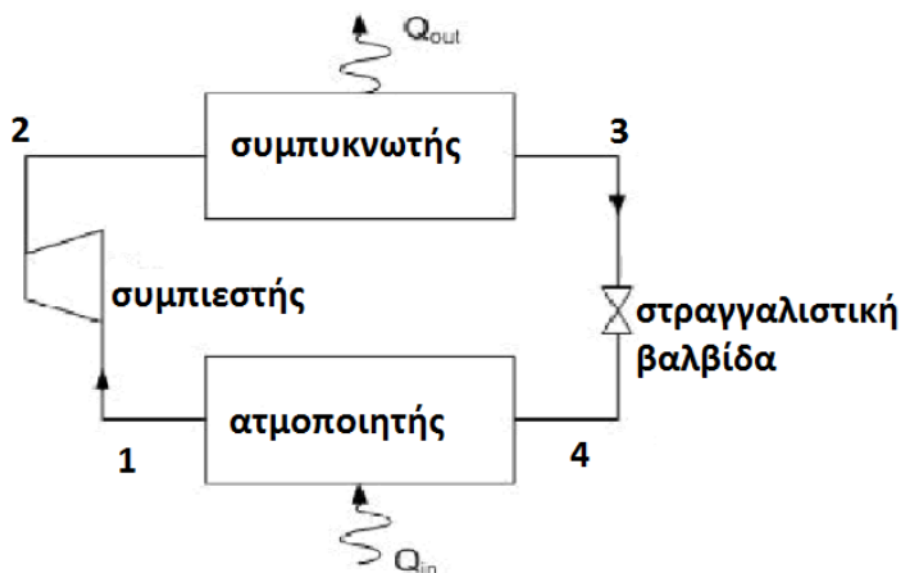
Εικόνα 4: Σχεδιάγραμμα τυπικής εγκατάστασης ORC και αντίστοιχο διάγραμμα T-s

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.

2.3 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 συμπίεση του μέσου, τη συμπύκνωση, τον στραγγαλισμό της πίεσης και την ατμοποίηση, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 5.



Εικόνα 5: 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.

Οι αναφορές της βιβλιογραφίας δείχνουν ότι οι αναλύσεις βασίζονται στο δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής, η έννοια της διαθεσιμότητας και της εξέργειας έχουν εισαχθεί, και διάφορες θεωρητικές και πειραματικές μελέτες με αντλίες θερμότητας έχουν δημοσιευθεί (5-11). Επιπλέον, το μη αναστρέψιμο αποτέλεσμα που σχετίζεται με τη μεταφορά θερμότητας από μια απόλυτη θερμοκρασιακή διαφορά σε θερμοδυναμικούς κύκλους έχει αναλυθεί και τα εργαλεία για την επεξήγηση των σχετικών ανεπαρειών και πιθανών βελτιώσεων έχουν αναπτυχθεί (7).

Άμεσα σχετικές θεωρητικές και πειραματικές μελέτες που αφορούν συστήματα αντλιών θερμότητας θα εξεταστούν εν συντομία στη συνέχεια. Οι θεωρητικές μελέτες που αφορούν την εξέργεια έχουν δημοσιευθεί από τους Nakanishi et al. και Hiharat (8). Οι Nakanishi et al. ερευνήσε 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 κάθε μετατροπή από την πλευρά της εξέργειας. Παρουσίασε τα στοιχεία με αναστρεψιμότητες και COP για διάφορα συστήματα αντλιών θερμότητας. Πειραματικές μελέτες και ανάλυση εξέργειας των στοιχείων έχουν παρουσιαστεί (5-11). Οι Akau και Schoenhals (9) μελέτησαν πειραματικά ένα σύστημα αντλίας θερμότητας χρησιμοποιώντας νερό ως πηγή και απαγωγέα θερμότητας, ανέλυσε δεδομένα χρησιμοποιώντας τον πρώτο και δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής. Επίσης συζήτησαν συντόμως την έννοια της θερμοδυναμικής διαθεσιμότητας. Έδειξαν τη σημασία και τις δυσκολίες για τον εντοπισμό και τη χρησιμοποίηση πειραματικών θερμοκρασιών δεξαμενής στον υπολογισμό του αντιστρόφου κύκλου Carnot. Οι Kaygusuz και Ayhan (10) μελέτησαν πειραματικώς ένα ηλιακό σύστημα

αντλίας θερμότητας, και αναλύθηκαν τα δεδομένα χρησιμοποιώντας την εξέργεια. Ο Torres-Reyes et al. (11) παρουσίασε μια πειραματική και βελτιστοποιημένη μελέτη με ηλιακό σύστημα αντλίας θερμότητας και πρότεινε μια μεθοδολογία για να προσδιορίσει βέλτιστες θερμοκρασίες ψυκτικού μέσου στο συμπυκνωτή και εξατμιστή σαν μια συνάρτηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των ψυκτικών μέσων.

Οι Torres-Reyes και Cervantes de Gortari (12) μελέτησαν πειραματικά το ίδιο ηλιακό σύστημα αντλίας θερμότητας στη προγενέστερη μελέτη τους 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.

Παρουσιάζονται η ανάλυση εξέργειας και η πειραματική μελέτη ενός συστήματος αντλίας θερμότητας (13). Το πειραματικό σύστημα ήταν Matsushita room air conditioner CS-XG28M. Ο πειραματικός και θεωρητικός βαθμός απόδοσης, ο COP βασίστηκε στον πρώτο νόμο θερμοδυναμικής, και το βέλτιστο βαθμό απόδοσης, ο COP_{max} έχει υπολογιστεί σαν συνάρτηση των φορτίων $Q' H$, $Q' L$, και ποσοστό θερμοδυναμικής θερμοκρασίας, κτλ. Η απόδοση εξέργειας και ο COPE για θέρμανση και ψύξη έχουν υπολογιστεί παρομοίως. Έχει βρεθεί ότι εξαιρώντας τη δύναμη που ξοδεύεται για τον ανεμιστήρα (i) ο πειραματικός COP κυμαίνεται σαν μια αντίστροφη συνάρτηση φορτίου από 7,4 μέχρι 3,85, (ii) ο COP μπορεί να βελτιωθεί από 20 μέχρι 30% όταν επιτυγχάνεται βέλτιστος σχεδιασμός, (iii) παρόμοια συμπεράσματα βρίσκονται όταν διάφοροι COP εξετάζονται σαν συνάρτηση του τ_c , (iv) η απόδοση εξέργειας η_E είναι μια μειούμενη συνάρτηση φορτίου, από 0,35 έως 0,22, (v) ο συντελεστής απόδοσης της εξέργειας COPE 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, (vi) η

καταστροφή εξέργειας του κύκλου για διάφορα στοιχεία, δηλαδή, ο συμπίεστης, οι εναλλάκτες θερμότητας, ο εκτονωτής και το σύστημα σωληνώσεων είναι περιορισμένα. Το ποσοστό της εξέργειας που χρησιμοποιήθηκε για τη λειτουργία της αντλίας θερμότητας κυμαίνεται από 39,7 έως 62,1% ανταποκρινόμενο στις συνθήκες.

Για τη βελτίωση της απόδοσης της αντλίας θερμότητας κάθε στοιχείο μπορεί να μελετηθεί περαιτέρω από τη χρήση εξέργειας και τα οικονομικά στοιχεία. Τελικά, η μελέτη βελτιστοποίησης των οικονομικών της εξέργειας ενός συστήματος μπορεί να πιστοποιήσει τη σημασία κάθε στοιχείου σε σχέση με τις συνθήκες λειτουργίας.

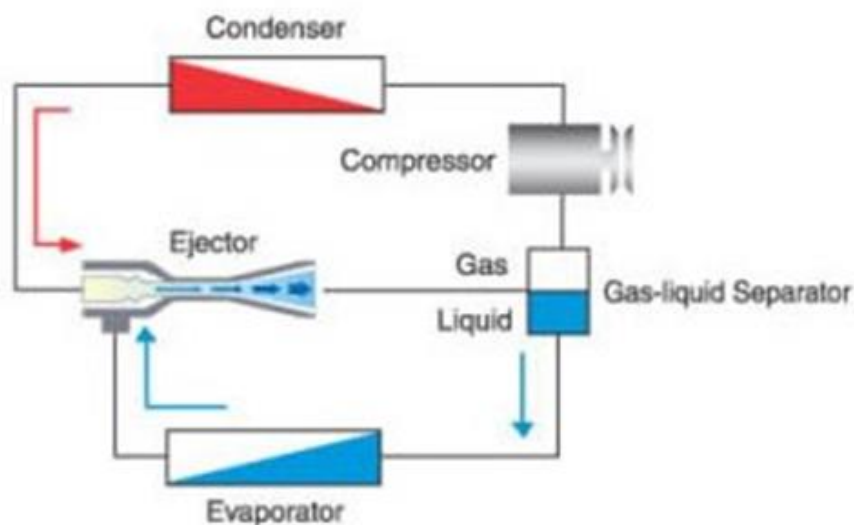
2.4 Συμπίεση ατμού με δέσμη ρευστού (διάταξη συγκλίνοντος- αποκλίνοντος ακροφυσίου)

Στις ψυκτικές εγκαταστάσεις με μηχανική συμπίεση ατμού η ενέργεια που απαιτείται σύμφωνα με το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος, προσφέρεται στο μηχανικό συμπίεστη 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).

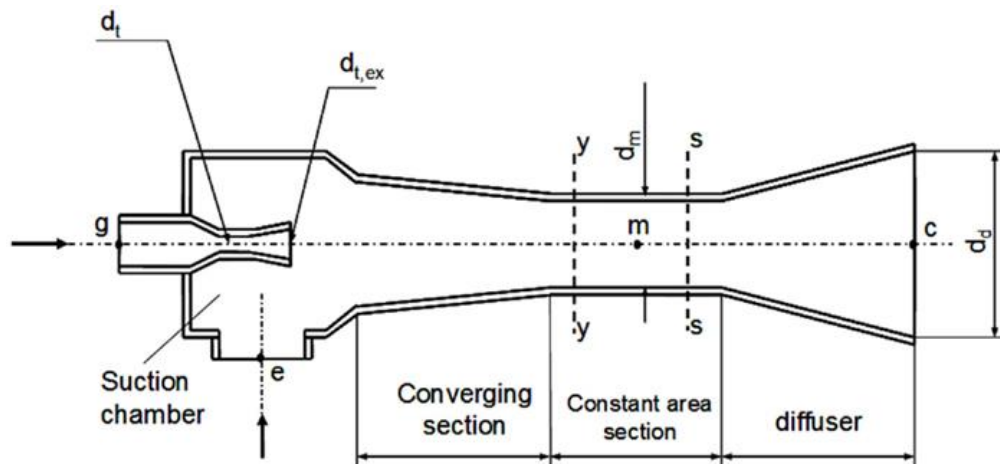
Ejector cycle



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 αξόπιστοι, 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 συμπύκνωσης από την ονομαστική τους τιμή, καθώς και ο χαμηλός θερμικός βαθμός απόδοσης.



Στη δημοσιευμένη εργασία των Jianyong Chen, Hans Havtun, Bjorn Palm (14) 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 εξεργειας στο σύστημα. Οι αμέσως μεγαλύτερες καταστροφές εξεργειας εμφανίζονται στον αναγεννητή και ανέρχονται στο 24.7% της συνολικής και τέλος στον συμπυκνωτή ίσως με 15,9% των συνολικών. Η καταστροφή εξεργειας που λαμβάνει χώρα στην στραγγαλιστική βαλβίδα, στην αντλία και στον εξατμιστή είναι μικρή και συγκεντρωτικά ανέρχεται στο 5.8% της συνολικά καταστρεφόμενης εξεργειας του συστήματος.

Επιπρόσθετα, το ακροφύσιο σύμφωνα με τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται εμφάνισε 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.

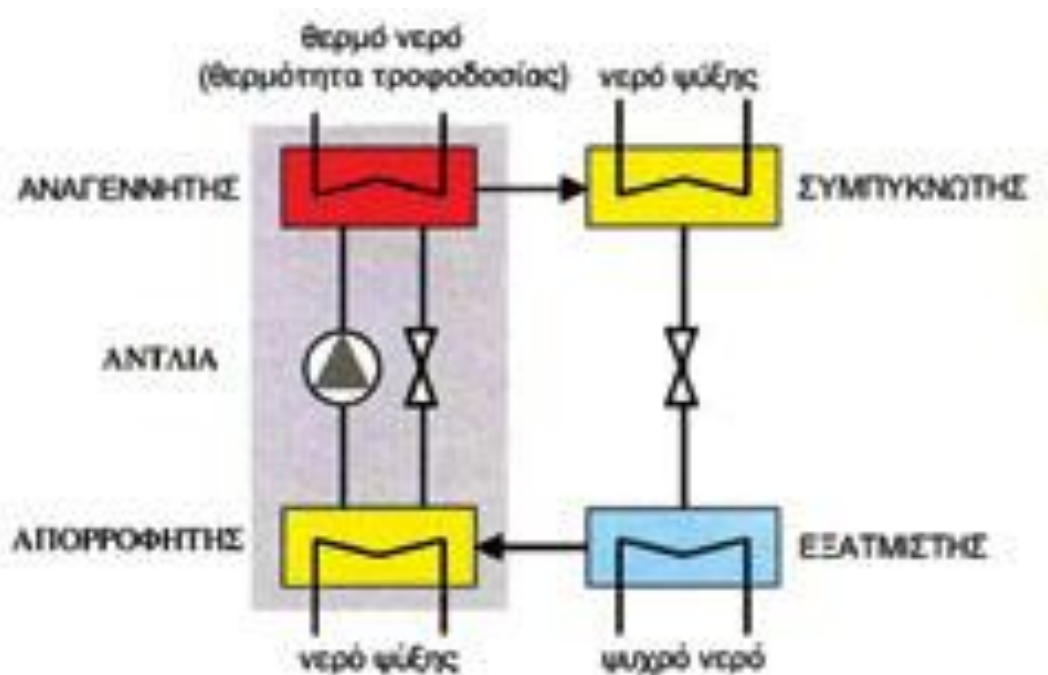
Η ανάλυση ευαισθησίας ως προς την επίδραση των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας στην απόδοση του συστήματος καταδεικνύει το συμπέρασμα ότι ανάμεσα στους τρεις εναλλάκτες η θερμοκρασιακή διάφορα στο συμπυκνωτή είναι εκείνη που επιδρά περισσότερο τόσο στην καταστροφή εξέργειας στον ίδιο τον συμπυκνωτή όσο 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 επιτευχτεί 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.

2.5 Ψύξη δι' απορρόφησης

Οι ψυκτικές διατάξεις δι' απορρόφησης χρησιμοποιούν 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 συμπίεσης 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 τελείως 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 θερμική ενέργεια που προσδίδεται προέρχεται είτε από υδρατμό, είτε από θερμό νερό είτε από καύση φυσικών αερίων ή υγρών καυσίμων. Εάν η πρόσδοση γίνεται από υδρατμό, που συνήθως έχει ήδη χρησιμοποιηθεί για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ή για θέρμανση ή για άλλους σκοπούς, τότε η θερμοκρασία στην οποία διατίθεται η θερμότητα είναι καθορισμένη από την πίεση του ατμού. Στην περίπτωση που η θερμότητα προέρχεται από καύση, ο περιορισμός αυτός δεν ισχύει και η θερμοκρασία διάθεσης της θερμότητας είναι αρκετά υψηλή.

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 πιητικό 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 ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)

Νερό - Διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$)

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



Εικόνα : Ψύκτης απορρόφησης ονομαστικής ισχύος 105 kW, του ξενοδοχείου Λετζάκης στην Κρήτη, που τροφοδοτείται με ζεστό νερό από 450 τ.μ. επίπεδων ηλιακών συλλεκτών

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 (15), κάτι που δεν ισχύει στα συστήματα ψύξης με μηχανική συμπίεση (16). 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 (17). Αυτά τα συστήματα απορρόφησης έχουν μελετηθεί και αναλυθεί εκτενώς. Έχει γίνει ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση, λαμβάνοντας υπόψη τη μόνιμη κατάσταση, χρησιμοποιώντας LiBr/H₂O, όπως επίσης και NH₃/H₂O. 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 (18). 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 (19). Παρά το ότι η χρήση ψυκτών απορρόφησης διπλασιάζεται σε συστήματα συμπαραγωγής, πολλές μελέτες διεξάγονται για τη βελτίωση των ενεργειακών και εξεργειακών αποδόσεων (20).

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 (21).

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 (22). 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 (23) συγκρίνει την ενεργειακή και οικονομική βελτίωση ενός σταθμού αερίου ή πετρελαίου σε ένα ψύκτη απορρόφησης LiBr-H₂O μονού αποτελέσματος.

2.6 Εξέργεια

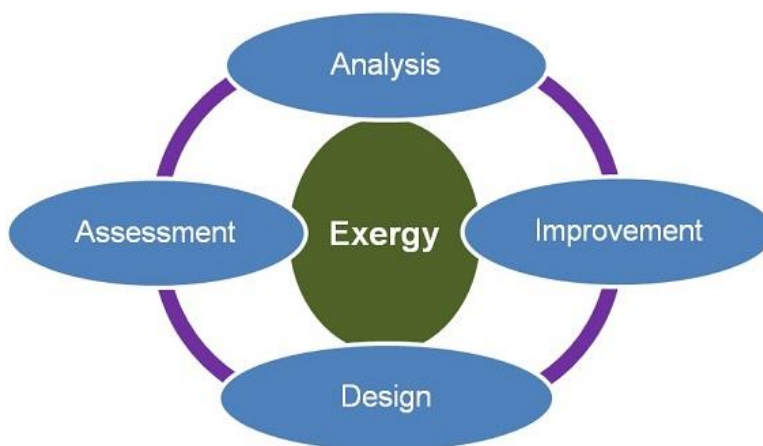
Όπου υπάρχει υπολογισμός ενεργειακών μεγεθών, υπάρχει παράλληλα μεγάλη σύγχυση στα μεγέθη που πρέπει να μετρηθούν και να εκτιμηθούν. Πολύ συχνά η λύση επιδιώκεται να δοθεί με νέες μονάδες μέτρησης όπως η Wh και οι τόνοι ισοδύναμου πετρελαίου (T.I.P.). Όμως και έτσι δημιουργούνται προβλήματα που έχουν 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 (5). 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.

$$\eta_{\text{exergy}} = \frac{\Delta\dot{E}_{E1} + \Delta\dot{E}_{E2} + \Delta\dot{E}_{E3}}{\dot{E}_1}$$

Κεφάλαιο 3. Ψυκτικά μέσα – Ψυκτικές Διατάξεις

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 κατάσταση 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.

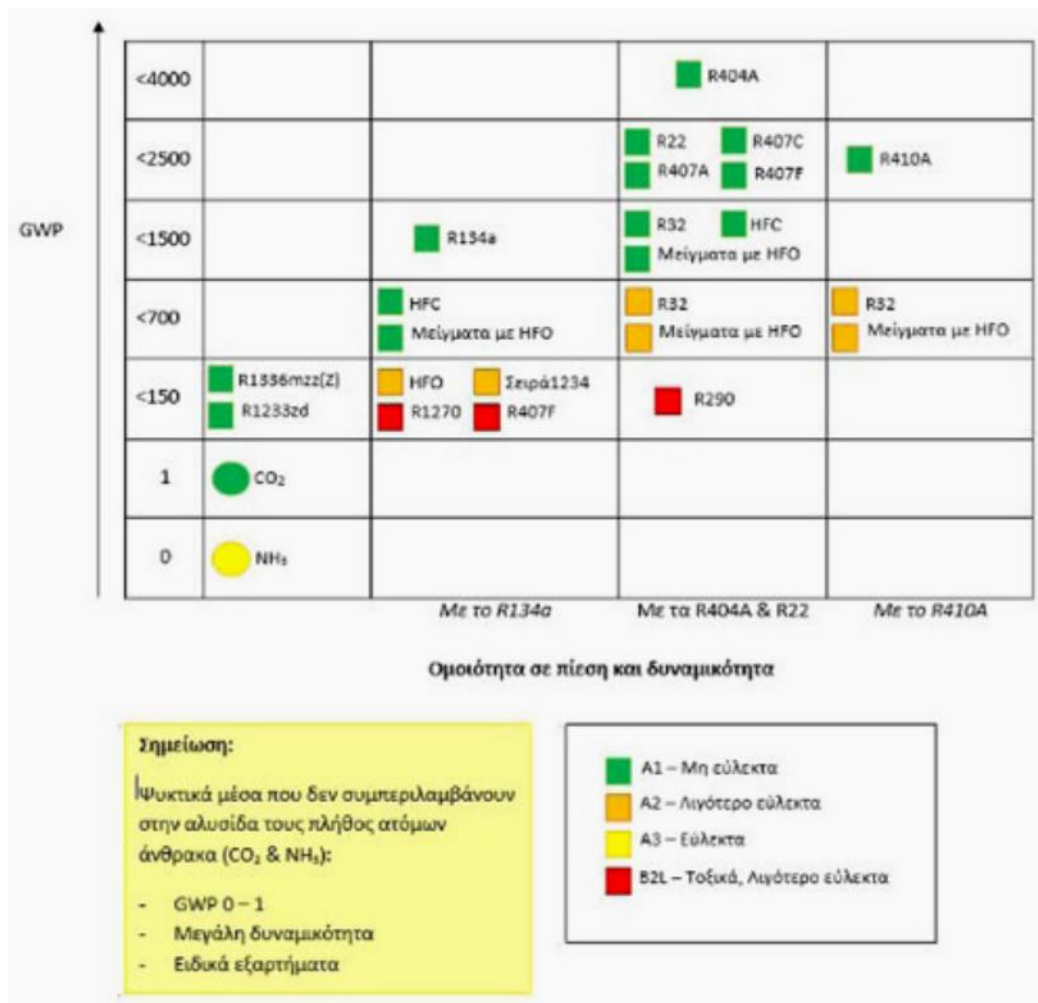
Προς τα τέλη της δεκαετίας του '60 παρατηρήθηκε από επιστήμονες ότι τα CFCs και η απελευθέρωσή τους στην ατμόσφαιρα, είχαν μεγάλη επίδραση στο

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 7: 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).

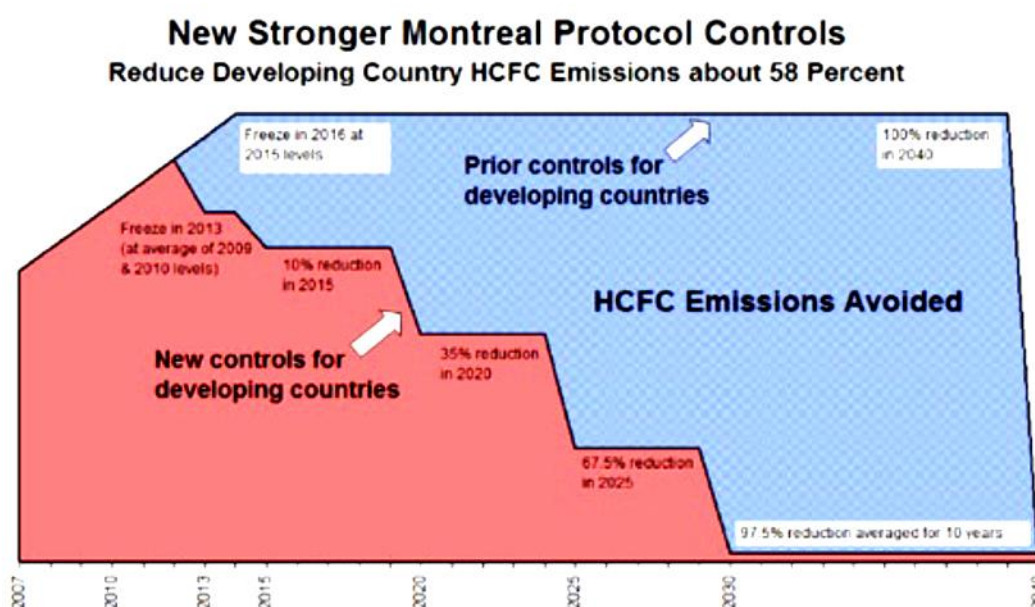
Σύμφωνα με τους νέους κανονισμούς που θεσπίστηκαν στην Ευρώπη και την Αμερική και τις νέες προτεινόμενες δράσεις για τα F-Gases, σταδιακά θα καταργηθούν και τα ψυκτικά μέσα HFCs (R404A, R507A, R134a, R407C, R410A, κ.α.) λόγω της μεγάλης επίδρασης που έχουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Άλλωστε, από 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 Ευρωκοινοβουλίου (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 \geq 2500 σε νέες εγκαταστάσεις ψύξης από 1/1/2016 (εξαιρούνται τα συστήματα που χρησιμοποιούν HFC σε εφαρμογές με θερμοκρασίες χαμηλότερες των -50 οC)

- Απαγόρευση χρήσης HFC σε νέες εγκαταστάσεις ψύξης από 1/1/2020 (εξαιρούνται τα συστήματα που χρησιμοποιούν HFC σε εφαρμογές με θερμοκρασίες χαμηλότερες των -50 οC)
- 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 8: 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 (27).

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 κνηνητό 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.

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 (28):

(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 συνδεδεμένα με την αλλαγή φάσης μπορεί να εμφανιστούν και στην περίπτωση των ξηρών και ισημερινικών ψυκτικών, όταν η θερμοκρασία κορεσμού είναι αρκετά κοντά στην κρίσιμη τιμή της και κατά συνέπεια, τέτοιες συνθήκες λειτουργίας πρέπει να αποφεύγονται.

3.3 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Πολλές βιομηχανικές εφαρμογές απαιτούν ταυτόχρονα μια ψύξη ευρείας κλίμακας, η οποία δεν μπορεί να επιτευχθεί από κανέναν μονό κύκλο. Ο προτεινόμενος κύκλος τριπλής παραγωγής (τριπλής επίδρασης) αποτελεί την καλύτερη προσπάθεια για την επίτευξη ψύξης ευρείας κλίμακας ταυτόχρονα, χρησιμοποιώντας βιομηχανική απολεσθείσα θερμότητα. Η αξιοποίηση της απολεσθείσας θερμότητας συμβάλλει επίσης στη μείωση των προβλημάτων που σχετίζονται με την υπερθέρμανση του πλανήτη και την εξάντληση του στρώματος του όζοντος.

Πολλοί ερευνητές επιχείρησαν να αξιοποιήσουν την απολεσθείσα θερμότητα και πρότειναν διαφορετικούς συνδυασμούς συνδυασμένου κύκλου ψύξης ισχύος και περιορισμένης εμβέλειας. Ένας καινοτόμος κύκλος ψύξης απορρόφησης εκβολέα προτάθηκε από τους Sun κ.ά. (1996). Αυτός ο συνδυασμένος κύκλος συγκεντρώνει τα πλεονεκτήματα του κύκλου ψύξης απορρόφησης και εκβολής και αποδίδει υψηλό συντελεστή θερμικής απόδοσης (COP) για ψύξη και κλιματισμό. Οι Wang κ.ά. (2009) παρουσίασαν ένα συνδυασμένο κύκλο ψύξης ισχύος και εκβολής και διαπίστωσαν ότι η μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας παρατηρείται στην ατμογεννήτρια ανάκτησης θερμότητας (HRVG) ακολουθούμενη από τον εκβολέα και τον στρόβιλο.

Οι Dai κ.ά. (2009) συνδύασαν τον κύκλο Rankine και τον κύκλο ψύξης εκβολέα, προσθέτοντας έναν στρόβιλο μεταξύ του λέβητα και του εκβολέα και διαπίστωσαν ότι η μεγαλύτερη απώλεια εξέργειας λόγω της μη αναστρεψιμότητας παρουσιάζεται στις διεργασίες προσθήκης θερμότητας ακολουθούμενων από τον εκβολέα. Οι Hong κ.α. (2011) πρότειναν έναν νέο συνδυασμένο κύκλο ψύξης απορρόφησης εκβολέα βασισμένο σε κύκλο ψύξης διπλής επίδρασης απορρόφησης παράλληλης ροής και διαπίστωσαν ότι ο COP του κύκλου είναι 30% υψηλότερος από εκείνον του συνδυασμένου κύκλου ψύξης απορρόφησης μονής επίδρασης.

Η επίδοση του μετακρίσιμου κύκλου ψύξης CO₂ / NO₂ έχει αναλυθεί από πολλούς ερευνητές. Σε αυτό το πλαίσιο, οι Bhattacharyya κ.α. (2009) παρουσίασαν ένα καταρτισμένο σύστημα βασισμένο σε ψυκτικό μέσο, με πρωτοξείδιο του αζώτου, ως το ρευστό χαμηλής θερμοκρασίας, και με διοξείδιο του άνθρακα, ως το ρευστό υψηλής θερμοκρασίας, και ανέλυσε για ταυτόχρονες εφαρμογές ψύξης και θέρμανσης. Οι Li και Groll (2005) υπολόγισαν το COP μετακρίσιμου κύκλου διοξειδίου του άνθρακα με εκβολέα και διαπίστωσαν ότι ο COP μετακρίσιμου κύκλου διοξειδίου του άνθρακα με εκβολέα θα παρήγαγε 16% περισσότερο από ότι με αξία στραγγαλισμού.

Πολλοί ερευνητές (Goswami και Xu, 1999, Hasan κ.α., 2002, Vijayaraghavan and Goswami, 2003, Tamm κ.ά., 2004, Martin and Goswami, 2006) διερεύνησαν τόσο θεωρητικά όσο και πειραματικά τον συνδυασμένο κύκλο ψύξης ισχύος και εκβολέα. Διαπιστώνεται ότι ο συνδυασμένος κύκλος που προτείνεται από τον Goswami μπορεί να αξιοποιήσει τις χαμηλές θερμοκρασίες πηγών θερμότητας αποτελεσματικά. Ωστόσο, η ικανότητα ψύξης του προτεινόμενου κύκλου είναι σχετικά μικρή, επειδή η φάση του ρευστού λειτουργίας δεν αλλάζει κατά τη διάρκεια της διεργασίας ψύξης. Άλλοι ερευνητές παρείχαν μερικές νέες διαμορφώσεις βάσει του συνδυασμένου κύκλου ψύξης ισχύος και απορρόφησης.

Οι Zhang και Lior (2007) πρότειναν τους συνδυασμένους κύκλους ισχύος και ψύξης και με παράλληλα συνδεδεμένες και με σε σειρά συνδεδεμένες

διαμορφώσεις. Ο κύκλος που περιγράφηκε από τους Zhang και Lior διαθέτει μεγάλη ψυκτική απόδοση. Ωστόσο, λειτουργεί σε μια θερμοκρασία περίπου 450°C, η οποία είναι εκτός του πεδίου πηγών θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας.

3.4 Βαθμός απόδοσης ψυκτικών μονάδων

Ο βαθμός απόδοσης των ψυκτικών μηχανών συνήθως αναφέρεται στο 100% του ονομαστικού φορτίου τους και αναφέρεται ως COP. Ο βαθμός COP είναι ίσος με την ωφέλιμη ψυκτική ισχύ της μονάδας προς την καταναλισκόμενη ηλεκτρική ή θερμική.

Ο πίνακας 1 συνοψίζει τους χαρακτηριστικούς βαθμούς COP ανά τύπο ψύκτη. Οι ψύκτες λειτουργούν το 99% του χρόνου σε off-design συνθήκες (όχι στο 100% της ονομαστικής ισχύος τους) για αυτό ο IPLV_{COP} basis (Integrated part-load value) είναι πολύ πιο σημαντικός από τον COP στο πλήρες φορτίο (100%) σε υπολογισμούς μεγέθους ψυκτικής μονάδας με βάση τη μέση ετήσια ζήτηση των μηνών του καλοκαιριού.

Πίνακας 6-1: Βαθμός απόδοσης ψυκτικών μονάδων

Τύπος μηχανήματος	COP ($KW_{cooling}/KW$)	
Απευθείας εκτόνωσης	Split Unit	2.50 – 3.20
	Packaged	2.00 – 2.50
Αερόψυκτος ψύκτης νερού	Σπειροειδής/Screw	2.50 – 3.20
Υδρόψυκτος ψύκτης νερού	Παλινδρομικός	3.00 – 4.00
	Σπειροειδής/Screw	4.00 – 5.00
	Φυγοκέντρισης	5.00 – 7.00
Ψύκτες απορρόφησης	Μονής Ενέργειας	0.60 – 0.80
	Διπλής Ενέργειας	1.00 – 1.40

3.5 Κόστος συστημάτων ψύξης

Οι ψύκτες απορρόφησης αποτελούν σημαντικό ποσοστό του κόστους επένδυσης ενός συστήματος τριπαραγωγής αλλά και του κόστους λειτουργίας και συντήρησης (O&M cost). Κοστίζουν από 200 έως 850 €/RT εγκατεστημένοι, αλλά κατά την διάρκεια της ωφέλιμης ζωής τους, 15 – 25 χρόνια, θα αποσβέσουν το κόστος εγκατάστασης από

την μείωση στην κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, από την υποκατάσταση αντίστοιχου μεγέθους ηλεκτρικού ή άμεσης καύσης φυσικού αερίου ψύκτη. Το αρχικό κόστος ψυκτών ανάλογα με την τεχνολογία τους παρουσιάζεται στον Πίνακα 2.

Πίνακας 6-2: Ποσοστιαία Συσχέτιση του αρχικού κόστους αγοράς ψυκτών διαφόρων τεχνολογιών

Τεχνολογία	Κόστος αγοράς
Ηλεκτροκίνητες σταθερής ταχύτητας Φυγοκεντρικές	Βάση
Ηλεκτροκίνητες μεταβλητής ταχύτητας Φυγοκεντρικές	25%
Μικροί Σπειροειδής/Screw	10%
Μεγάλοι Σπειροειδής/screw	+0%
Ηλεκτροκίνητα Split	-28%
Ψύκτες Απορρόφησης Μονής Ενέργειας	+35%
Ψύκτες Απορρόφησης Διπλής Ενέργειας	+220%
Ψύκτες Απορρόφησης Μονής Ενέργειας με Φυσ.Αέριο	+140%
Ψύκτες Απορρόφησης Διπλής Ενέργειας με Φυσ.Αέριο	+220%
Φυγοκεντρικές Ατμού	+185%
Φυγοκεντρικές Μεγάλοι Αεροστρόβιλοι	180%
Φυγοκεντρικές Μικροί Αεροστρόβιλοι	+100%

Γενικά στην περίπτωση ύπαρξης απορριπτόμενης ή φτηνής πηγής θερμότητας, η σειρά κατάταξης, ως προς την συνολική οικονομικότητα σε περίοδο 20 ετών, από την καλλίτερη τεχνολογία προς τη χειρότερη, είναι:

- Ψύκτης απορρόφησης διπλής ενεργείας εμμέσου καύσεως
- Ψύκτης απορρόφησης μονής ενεργείας εμμέσου καύσεως
- Ψύκτης απορρόφησης διπλής ενεργείας αμέσου καύσεως
- Ψύκτης απορρόφησης μονής ενεργείας αμέσου καύσεως
- Υδρόψυκτος ηλεκτροκίνητος ψύκτης
- Αερόψυκτος ηλεκτροκίνητος ψύκτης

Σε διαφορετική περίπτωση και με τους σημερινούς συνδυασμούς τιμών Φυσικού αερίου και ηλεκτρισμού οι ηλεκτροκίνητοι ψύκτες γίνονται περισσότερο ελκυστικοί

Συνήθως σε μεγάλες εγκαταστάσεις ο συνδυασμός τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης και ηλεκτροκίνητο ψύκτη, όπου ο τελευταίος αναλαμβάνει να καλύπτει το ψυκτικό φορτίο τις ώρες μη αιχμής όπου η τιμολόγηση του ηλεκτρικού ρεύματος είναι χαμηλή, παρουσιάζει τα καλλίτερα οικονομικά αποτελέσματα και μικρότερους χρόνους αποπληρωμής από ότι η 100% κάλυψη του ψυκτικού φορτίου από σύστημα τριπαραγωγής.

Σε ώρες αιχμής άρα και υψηλής χρέωσης ηλεκτρικής ενέργειας, ο ψύκτης απορρόφησης καλύπτει όλο το φορτίο του κτιρίου τους λιγότερο θερμούς μήνες του καλοκαιριού ή το βασικό φορτίο του κτιρίου τους θερμούς μήνες, Ιούλιο και Αύγουστο και οι ηλεκτροκίνητοι ψύκτες ή οι ψύκτες απορρόφησης αμέσου καύσης ή ο συνδυασμός αυτών αναλαμβάνουν να καλύψουν το υπόλοιπο ψυκτικό φορτίο.

Η υβριδική στρατηγική λειτουργίας εκμεταλλεύεται τα πλεονεκτήματα της σχέσης μεταξύ φορτίου και ωριαίων χρεώσεων ηλεκτρικής ενέργειας. Το προφίλ λειτουργίας είναι δυνατό να αλλάζει καθημερινά σε ανταπόκριση με τα ωριαία τιμολόγια ηλεκτρικής ενέργειας. Παρόλα αυτά η στρατηγική παραμένει η ίδια - λειτουργία του ψύκτη που παρουσιάζει την δεδομένη χρονική στιγμή το μικρότερο κόστος. Ένα σύστημα αυτοματισμού μπορεί με τα σημερινά δεδομένα της τεχνολογίας να παρακολουθεί τις τιμές χρέωσης ηλεκτρικού ρεύματος και να αποφασίζει για την πιο συμφέρουσα οικονομικά ακολουθία λειτουργίας εξασφαλίζοντας πάντα το χαμηλότερο κόστος λειτουργίας.

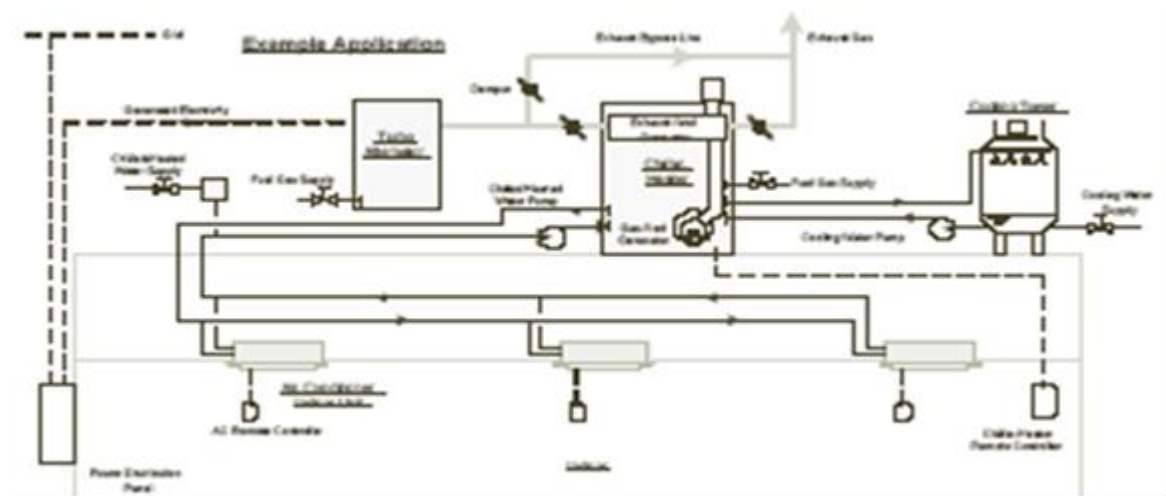
Παράγοντες που επηρεάζουν την οικονομικότητα της λειτουργίας ενός ψύκτη απορρόφησης είναι το υψηλό αρχικό κόστος επένδυσης ενός συστήματος τριπαραγωγής, το κόστος και κυρίως ο τρόπος τιμολόγησης της ηλεκτρικής ενέργειας, το κόστος φυσικού αερίου και οι αποδόσεις σε μερικό φορτίο των ψυκτών απορρόφησης και των ηλεκτροκίνητων ψυκτών. Άλλωστε, δυστυχώς

τα μέγιστα φορτία ψύξης εμφανίζονται πάντα σε περιόδους αιχμής του Συστήματος Ηλεκτρικής Ενέργειας.

Η μονής ενέργειας μπορούν να λειτουργήσουν με τροφοδοσία ζεστού νερού από 75 οC έως 100 οC, ενώ οι διπλής ενεργείας συνήθως απαιτούν ατμό (140 οC) για να λειτουργήσουν, γεγονός που θέτει περιορισμό στο πεδίο εφαρμογής τους λόγω περιπλοκότητας των διατάξεων ατμοπαραγωγής.

Αντίθετα σε Γυμναστήρια ή Κολυμβητήρια που έχουν σχεδόν 24-ωρη λειτουργία και διαθέσιμο τεχνικό προσωπικό αποτελούν ελκυστική λύση. Σύντομα τα συστήματα Συμπαγωγής σε μεγέθη άνω των 100 KWe θα είναι εφοδιασμένα με ψύκτες διπλής ενέργειας και θα παρουσιάζουν μεγάλη απόδοση στην χρήση αποβαλλόμενης ενέργειας αφού θα έχουν COP από 1 έως και 1.30.

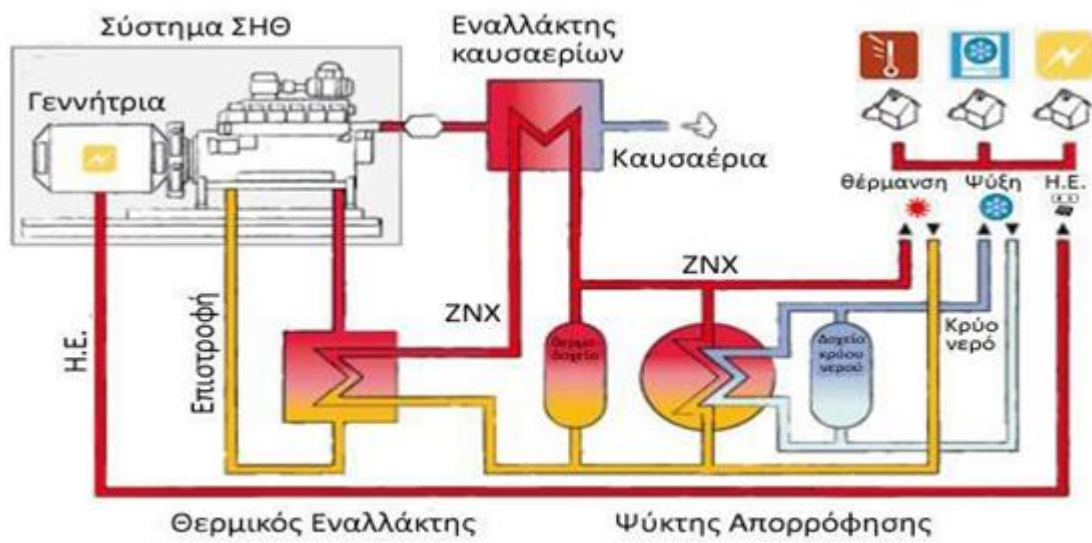
Η τριπαραγωγή με μηχανή μικροτουρμπίνα παρουσιάζει και ένα επιπλέον ενδιαφέρον, διότι ο ψύκτης απορρόφησης μπορεί να διοχετεύει την τυχόν περίσσια ψυκτικής ισχύ του τις ώρες μη αιχμής δροσισμού της εγκατάστασης στο να ψύχει τον αέρα εισόδου στην μικροτουρμπίνα, αυξάνοντας την απόδοσή της. Σε μεγάλα μεγέθη οι ψύκτες απορρόφησης έχουν την ανάγκη ύπαρξης ξεχωριστού πύργου ψύξεως όπως ενδεικτικά φαίνεται στην εικόνα 4.



Εικόνα 6-3: Τυπική εγκατάσταση δροσίσιμου κτιρίου με ψύκτη απορρόφησης και πύργο ψύξεως

Επειδή η ψύξη είναι εποχική λειτουργία και εμφανίζεται το καλοκαίρι όπου η τιμή του φυσικού αερίου, κύριο υποψήφιο καύσιμο σε συστήματα τριπαραγωγής, είναι χαμηλή λόγω χαμηλής ζήτησης ενώ η τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας λόγω ακριβώς της μεγάλης ζήτησης για την λειτουργία των ηλεκτροκίνητων κλιματιστικών μηχανημάτων, υψηλή, δημιουργεί το απαραίτητο χώρο για την εξάπλωση συστημάτων τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης.

Με την σημερινή εξέλιξη των μικροϋπολογιστών είναι δυνατόν να αποφασίζει ο χρήστης ή ο διαχειριστής του μικροδικτύου το σημείο λειτουργίας, ηλεκτρικό και θερμικό, ενός συστήματος DG-Tri, επιλέγοντας ανεξάρτητα όποια φόρτιση επιθυμεί και μάλιστα ανεξάρτητα για ηλεκτρική και θερμική παραγωγή όπως φαίνεται στη σχηματική διαταξη παρακάτω(εικόνα 6-4).



Εικόνα 6-4: Σύστημα ΣΗΘ σε συνδυασμό με ψύξη απορρόφησης

Κεφάλαιο 4. Περιγραφή και μοντελοποίηση του συστήματος τριπαραγωγής

4.1 Περιγραφή του συστήματος

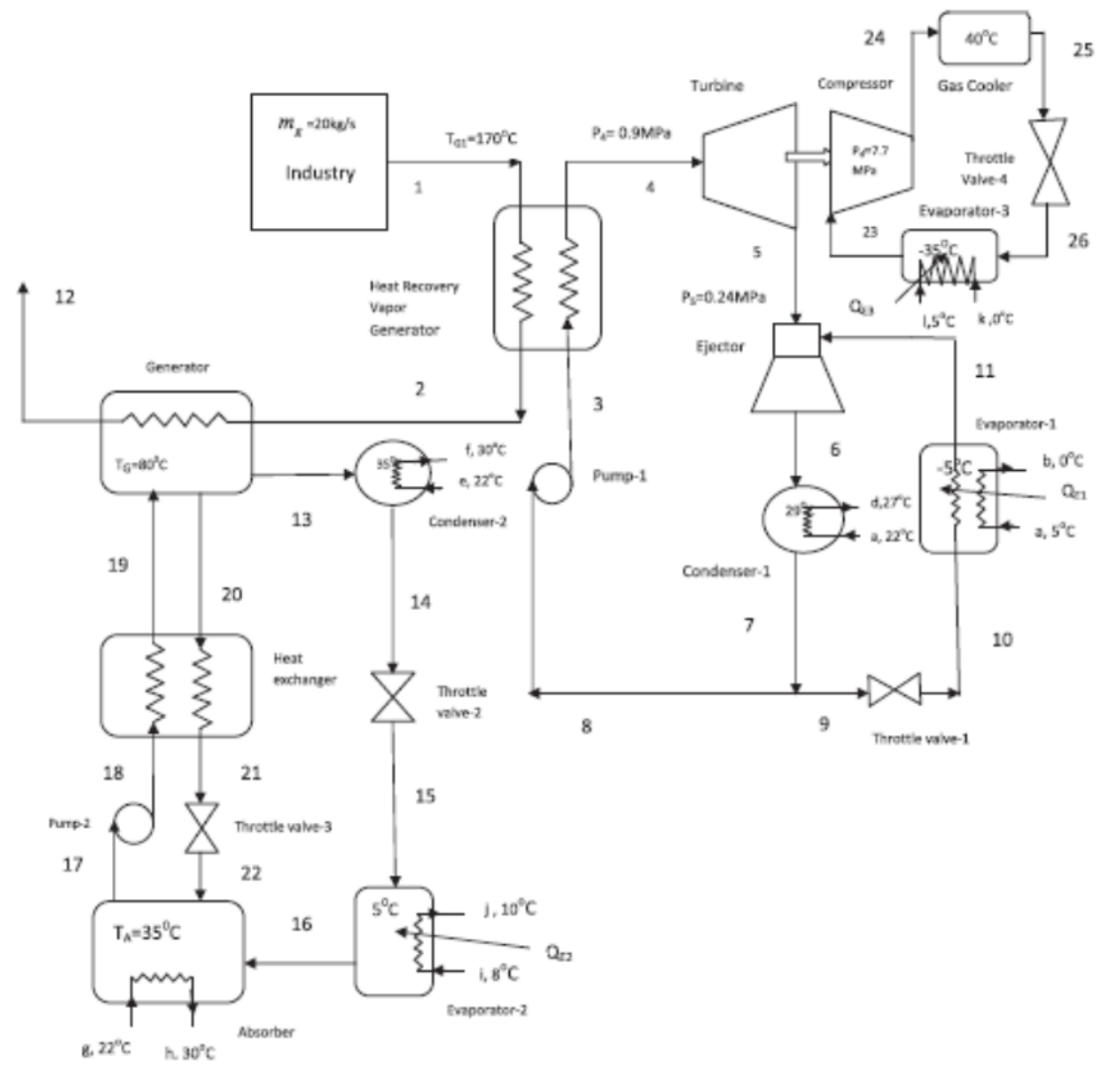
Η αποτελεσματική αξιοποίηση της περίσσειας απολεσθείσας ή χαμηλής θερμοκρασίας θερμότητας μπορεί να είναι επωφελής για δύο λόγους, οικονομικό καθώς επίσης και έναν περιβαλλοντολογικό. Οι συνδυασμένοι κύκλοι που τροφοδοτούνται από απολεσθείσα θερμότητα χρησιμοποιούνται σε διαφορετικές μηχανικές εφαρμογές και διαθέτουν διάφορα πλεονεκτήματα, όπως απλότητα στην κατασκευή, χαμηλό κόστος κεφαλαίου, υψηλή αξιοπιστία, πολύ χαμηλό κόστος συντήρησης, αθόρυβη λειτουργία και τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται σε κύκλο ψύξης τριπλής επίδρασης είναι φιλικά προς το περιβάλλον και διαθέτουν καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες για ψύξη.

Ο κύκλος εκβολέα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για απολεσθείσα ή χαμηλής θερμοκρασίας θερμότητα μέχρι θερμοκρασία 65°C και ο κύκλος απορρόφησης χρειάζεται απολεσθείσα θερμότητα σε θερμοκρασία άνω των 100°C . Στον προτεινόμενο κύκλο, υπάρχει διαθέσιμη απολεσθείσα θερμότητα στο εύρος θερμοκρασιών 160°C - 180°C . Αυτή η απολεσθείσα θερμότητα τροφοδοτείται στον κύκλο RC που χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του TRC. Στην έξοδο της HRVG και του στροβίλου διαθέτουν επαρκή ενέργεια στο εύρος λειτουργίας των ARC και ERC.

Έτσι, για την απαίτηση διαφορετικής ψύξης ταυτόχρονα και αποτελεσματικής αξιοποίησης της απολεσθείσας θερμότητας, ο προτεινόμενος κύκλος ψύξης

τριπλής επίδρασης θα είναι ο πιο κατάλληλος για εφαρμογές όπως βιομηχανίες συντήρησης τροφίμων που απαιτούν ψύξη μεταξύ 0°C και 10°C και βιομηχανίες όπως διατήρησης εμβολίων και οι φαρμακευτικές βιομηχανίες απαιτούν ψύξη στο εύρος των -20°C έως -80°C.

Το προτεινόμενο σύστημα τριπλής παραγωγής αποτελείται από κύκλο Rankine (RC), κύκλο ψύξης εκβολέα (ERC), κύκλο ψύξης απορρόφησης (ARC) και μετακρίσιμο κύκλο ψύξης N₂O (TRC) με μία μόνο πηγή θερμότητας. Η έξοδος ισχύος του κύκλου Rankine χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του συμπιεστή του TRC. Το διάγραμμα διεργασιών RC, ERC, ARC & TRC απεικονίζεται στην Εικ. 1.



Τα καυσαέρια βιομηχανικής απολεσθείσας θερμότητας (1, 2) χρησιμοποιούνται για τη λειτουργία του προτεινόμενου κύκλου και περνούν μέσω της HRVG και της γεννήτριας.

Ο υπερθερμασμένος ατμός ψυκτικού μέσου (R141b) (4) διαστέλλεται μέσα σε έναν στροβίλο για την παραγωγή μηχανικής εργασίας, η οποία χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του συμπιεστή του TRC.

Οι ατμοί εξάτμισης στροβίλου υψηλής πίεσης και υψηλής θερμοκρασίας (5) περνούν μέσα από συγκλίνων αποκλίνων υπερηχητικό ακροφύσιο του εκβολέα, το οποίο δημιουργεί πολύ υψηλό κενό στο θάλαμο ανάμιξης του εκβολέα, προκαλώντας ροές δευτερεύοντος ατμού (11) προς τον θάλαμο ανάμιξης με υψηλή ταχύτητα.

Αυτός ο δευτερέων ατμός δημιουργεί ψυκτική επίδραση στον εξατμιστή του κύκλου ERC (6, 7, 9, 10 και 11). Ο βασικός μετακρίσιμος κύκλος ψύξης (23, 24, 25 και 26) απεικονίζεται στην Εικ. 1. Ο κορεσμένος ή υπερθερμασμένος ατμός (23) συμπιέζεται από τον συμπιεστή στην υπερκρίσιμη κατάσταση (24) και κατόπιν ψύχεται σε έναν ψύκτη αερίου (25-26). Το υπερκρίσιμο ρευστό από τον ψύκτη αερίου διαστέλλεται σε μια βαλβίδα εκτόνωσης (25-26) και στη συνέχεια διέρχεται από τον εξατμιστή (26-23), όπου λαμβάνει χώρα η ψυκτική επίδραση χαμηλής θερμοκρασίας.

Ο βασικός κύκλος ψύξης απορρόφησης LiBr-H₂O απεικονίζεται στην Εικ. 1. Η κύρια πηγή οδήγησης ενέργειας για τη λειτουργία αυτού του κύκλου είναι αέρια βιομηχανικής απολεσθείσας θερμότητας, τα οποία τροφοδοτούνται στη γεννήτρια του ARC μέσω της HRVG του κύκλου RC. Ο κορεσμένος υδρατμός (13) ψύχεται στον συμπυκνωτή στο κορεσμένο υγρό (14) και στη συνέχεια διαστέλλεται σε μια στραγγαλιστική βαλβίδα για τη μείωση της πίεσης του σε συνθήκες εξατμιστή. Στη συνέχεια διέρχεται μέσω εξατμιστή (15-16), όπου πραγματοποιείται η ψυκτική επίδραση. Ο κορεσμένος ατμός (16) τροφοδοτείται στον απορροφητή, όπου αναμιγνύεται με ασθενές διάλυμα το οποίο προέρχεται από τη γεννήτρια· στη συνέχεια το μείγμα αντλείται πίσω στη γεννήτρια όπου οι ατμοί ψυκτικού νερού διαχωρίζονται ξανά.

Για την ανάλυση του προτεινόμενου κύκλου, έγιναν οι ακόλουθες παραδοχές:

- (1) Τα στοιχεία του κύκλου βρίσκονται σε μόνιμη κατάσταση.
- (2) Η πώση πίεσης στις σωλήνες και οι απώλειες θερμότητας στο περιβάλλον στην HRVG, τον στρόβιλο, τον συμπυκνωτή, τον συμπιεστή και τους εξατμιστές δεν λαμβάνονται υπόψη.
- (3) Η ροή διαμέσου της στραγγαλιστικής βαλβίδας είναι ισηνθαλπική.
- (4) Η κατάσταση εξόδου του εξατμιστή είναι κορεσμένος ατμός και η κατάσταση εξόδου του συμπυκνωτή είναι κορεσμένο υγρό.
- (5) Οι κινητικές, δυναμικές και χημικές εξέργειες των ουσιών δεν λαμβάνονται υπόψη και χρησιμοποιούνται μόνο φυσικές εξέργειες για την πηγή βιομηχανικής απολεσθείσας θερμότητας και τις ροές ατμών.
- (6) Τα διαλύματα βρωμιούχου λιθίου στη γεννήτρια και στον απορροφητή βρίσκονται σε κατάσταση ισορροπίας στην αντίστοιχη θερμοκρασία και πίεση τους.
- (7) Το ισχυρό διάλυμα που εξέρχεται από τον απορροφητή και το ασθενές διάλυμα που εξέρχεται από τη γεννήτρια είναι κορεσμένα.
- (8) Για να αποφευχθεί η κρυστάλλωση του διαλύματος, η θερμοκρασία του διαλύματος που εισέρχεται στη στραγγαλιστική βαλβίδα πρέπει να είναι τουλάχιστον $7-8^{\circ}\text{C}$ πάνω από τη θερμοκρασία κρυστάλλωσης.
- (9) Η ποσότητα ισχύος που καταναλώνεται από την αντλία ψυκτικού μέσου και την αντλία διαλύματος διαπιστώνεται ότι είναι αμελητέα, επομένως θεωρείται ότι είναι μηδενική.
- (10) Η διεργασία συμπίεσης είναι αδιαβατική αλλά μη ισηντροπική με δεδομένη απόδοση.
- (11) Η διεργασία στην εξάτμιση, ο ψύκτης αερίου, ο συμπυκνωτής και ο εσωτερικός εναλλάκτης θερμότητας είναι ισοβαρικοί

4.2. Αναλογία ρευμάτων

Ορίζεται ως ο λόγος ρυθμού ροής δευτερεύουσας μάζας (παρασυρόμενος ατμός) προς τον ρυθμό ροής πρωτεύουσας μάζας (κινητήριο ατμός). Είναι μια σημαντική παράμετρος για την περιγραφή της απόδοσης ενός εκβολέα. Η βασική αρχή του μοντέλου εισήχθη από τους Keenan κ.α. (1950) βάσει δυναμικής αερίων και διατυπώθηκε από τους Huang κ.α. (1999) και Ouzzane και Aidoun (2003). Η διατύπωση και η παραδοχή της αναλογίας παρασυρμού βασίζεται σε εξισώσεις μάζας, ορμής και ενέργειας που αναπτύχθηκαν πρόσφατα από τους Dai κ.α. (2009) και μπορεί να αναφέρεται ως

$$\mu = \sqrt{\eta_v \eta_m \eta_d (h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s'}) / (h_{mf,d.s'} - h_{mg,m})}$$

Οι αποδόσεις ακροφυσίου, θαλάμου ανάμειξης και διαχύτη αναφέρονται στον Πίνακα 1 και οι απαιτούμενες αξίες ενθαλπίας σε διάφορα σημεία κατάστασης του κύκλου εκβολέα, TRC και ARC για ένα δεδομένο ψυκτικό μέσο λαμβάνονται από την Βάση Δεδομένων Αναφοράς Προτύπων 23 του NIST (1998) και τους Chua κ.α. (2000). Για την ανάλυση, οι προδιαγραφές των κύκλων RC, ERC, ARC και TRC παρέχονται στον Πίνακα 1.

Τα εργαζόμενα μέσα που επιλέγονται για τον προτεινόμενο κύκλο τριπλής παραγωγής θα πρέπει όπως αναλύσαμε και παραπάνω να είναι φιλικά προς το περιβάλλον και να διαθέτουν καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες για ψύξη. Type equation here. Επιπρόσθετα θα πρέπει να είναι χημικά σταθερά, μη τοξικά, μη εκρηκτικά, μη διαβρωτικά, μηδενικής εξάντλησης του στρώματος όζοντος, χαμηλού δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη και θα πρέπει να είναι διαθέσιμα με όσο το δυνατόν χαμηλότερο κόστος.

Για την ικανοποίηση των ανωτέρω απαιτήσεων τα εργαζόμενα μέσα που επιλέχθηκαν για κάθε κύκλο είναι τα ακόλουθα:

Εργαζόμενα Ψυκτικά Μέσα	
Ψυκτικός Κύκλος Ejector (ERC)	R141b
Υπερκρίσιμος Ψυκτικός Κύκλος (TRC)	N ₂ O
Ψυκτικός κύκλος Απορρόφησης	LiBr - H ₂ O

4.3 Θερμοδυναμική ανάλυση

Για μια θερμοδυναμική ανάλυση είναι απαραίτητο να οριστούν ορισμένοι παράμετροι απόδοσης που θα είναι χρήσιμες για την ανάλυση ενός κύκλου τριπλής παραγωγής. Η πιο σχετική παράμετρος που μπορεί να χαρακτηρίσει τη χρησιμότητα του κύκλου, είναι η θερμική και εξεργειακή απόδοση.

Η ανάλυση εξέργειας καθορίζει την απόδοση του συστήματος βάσει της εξέργειας, η οποία ορίζεται ως η μέγιστη δυνατή αναστρέψιμη εργασία που επιτυγχάνεται για να έρθει η κατάσταση του συστήματος σε ισορροπία με εκείνη του περιβάλλοντος. Απουσία μαγνητικής, πυρηνικής, ηλεκτρικής επίδρασης επιφανειακής τάσης, και θεωρώντας ότι το σύστημα είναι σε κατάσταση ηρεμίας σε σχέση με το περιβάλλον, η συνολική εξέργεια σχετίζεται με το έργο που μπορεί να επιτευχθεί με την προσθήκη ενός ρεύματος ύλης από την αρχική του κατάσταση σε μία κατάσταση που βρίσκεται σε θερμική και μηχανική ισορροπία με το περιβάλλον.

$$E = m[(h - \dot{h}_0) - T_0(s - s_0)]$$

Σύμφωνα με τον Bejan (2002) η παραγωγή εντροπίας μέσω ενός όγκου ελέγχου για λειτουργία σταθερής κατάστασης δίνεται από

$$\dot{s}_{gen} = - \sum_{i=0}^n - \sum_{in} m_s + \sum_{out} m_s \geq 0$$

Σύμφωνα με το θεώρημα Gouy-Stodola, η καταστροφή εξέργειας και η παραγωγή εντροπίας σχετίζονται ως

$$\dot{I}_d = T_0 \dot{S}_{gen}$$

4.3.1. Θερμική απόδοση (η_{th})

Μπορεί να οριστεί ως ο λόγος της επιθυμητής επίδρασης ($\dot{Q}_{E1}, \dot{Q}_{E2}, \dot{Q}_{E3}$) στην ενέργεια της απαιτούμενης εισόδου (\dot{Q}_{in}). Η θερμική απόδοση του κύκλου τριπλής παραγωγής δίνεται από

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2} + \dot{Q}_{E3}}{\dot{Q}_{in}}$$

όπου Q_{in} είναι ο εισερχόμενος ρυθμός ενέργειας της βιομηχανικής απολεσθείσας θερμότητας στην HRVG

Η βασική εξίσωση που προκύπτει από το νόμο της διατήρησης ενέργειας στα στοιχεία των RC, ERC, TRC και ARC γράφεται ως εξής:

Για HRVG:

$$\dot{Q}_{in} = m_g(h_1 - h_{12})$$

Για στρόβιλο:

$$\dot{I}_{D,HRVG} = T_0[\dot{m}_g(s_2 - s_1) + (s_4 - s_3)]$$

Για αντλία:

$$\dot{I}_{D,T} = \dot{m}_{PF}[(h_{s4} - h_{s5}) - T_0(s_4 - s_5)]$$

Για εκβολέα:

$$I_{D,Eje} = T_0[\dot{m}_m(s_6) - \dot{m}_{pf}(s_5) - \dot{m}_m(s_6) - \dot{m}_{sf}(s_{11})]$$

Για συμπυκνωτή-1:

$$\dot{m}_{c1}h_c + (\dot{m}_{pf} + \dot{m}_{sf})h_6 = (\dot{m}_{pf} + \dot{m}_{sf})h_7 + \dot{m}_{c1}h_d$$

Για στραγγαλιστική βαλβίδα-1:

$$h_9 = h_{10}$$

Για εξατμιστήρα-1:

$$\dot{Q}_{EI} = \dot{m}_{sf}(h_{11} - h_{10}) = \dot{m}_a h_a - \dot{m}_b h_{1b}$$

Για γεννήτρια:

$$\dot{m}_g h_2 + \dot{m}_s = \dot{m}_g h_{12} + (\dot{m}_s - \dot{m}_r)h_{20} + \dot{m}_r h_{13}$$

Για συμπυκνωτή-2:

$$\dot{m}_r h_{13} + \dot{m}_{c2} h_e = \dot{m}_r h_{14} + \dot{m}_{c2} h_f$$

Για στραγγαλιστική βαλβίδα-2:

$$h_{14} = h_{15}$$

Για εξατμιστή-2:

$$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_r (h_{16} - h_{15}) = \dot{m}_i h_i - \dot{m}_j h_j$$

Για απορροφητή:

$$\dot{m}_r h_{16} + \dot{m}_A h_g + (\dot{m}_s - \dot{m}_r) h_{22} = \dot{m}_s h_{17} + \dot{m}_A h_h$$

Για αντλία -2:w

$$W_p = \dot{m}_s (h_{18} - h_{17})$$

Για εναλλάκτη θερμότητας:

$$\dot{m}_s h_{18} + (\dot{m}_s - \dot{m}_r) h_{20} = \dot{m}_s h_9 + (\dot{m}_s - \dot{m}_r) h_{21}$$

Για στραγγαλιστική βαλβίδα-3:

$$h_{21} = h_{22}$$

Για συμπιεστή:

$$W_{COMP} = \dot{m}_{n20} (h_{24} - h_{23})$$

Για εξατμιστή-3:

$$\dot{Q}_{E3} = \dot{m}_{n20} (h_{23} - h_{26}) = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_k h_k$$

Για ψύκτη αερίου:

$$\dot{m}_p h_p + \dot{m}_{n20} h_{24} = \dot{m}_q h_q + \dot{m}_{n20} h_{25}$$

Για ηοτραγγαλιστική βαλβίδα-4:

$$h_{24} = h_{25}$$

4.3.2. Εξεργειακή απόδοση (η_{exergy})

Αφού η εξέργεια είναι περισσότερο πολύτιμη από την ενέργεια σύμφωνα με τον δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής, είναι χρήσιμο να λαμβάνονται υπόψη και η έξοδος και η είσοδος όσον αφορά την εξέργεια. Η ποσότητα εξέργειας που παρέχεται στο προϊόν προς την ποσότητα εξέργειας που σχετίζεται με το καύσιμο είναι ακριβέστερη μέτρηση της θερμοδυναμικής απόδοσης του συστήματος, η οποία ορίζεται ως ο λόγος της εξέργειας που περιέχεται στο προϊόν προς την εξέργεια που σχετίζεται με την εισροή καυσίμου και η εξεργειακή απόδοση του συνδυσασμένου κύκλου μπορεί να αναφερθεί ως

όπου \dot{E}_1 είναι η εισερχόμενη εξέργεια με βιομηχανική απολεσθείσα θερμότητα στην HRVG, $\Delta\dot{E}_{E1}$ είναι η μεταβολή στην εξέργεια στον εξατμιστή εκβολέα του ERC και $\Delta\dot{E}_{E2}$ είναι η μεταβολή στην εξέργεια στον εξατμιστή του ARC και το $\Delta\dot{E}_{E3}$ είναι η μεταβολή στην εξέργεια στον εξατμιστή του TRC, οι οποίες ορίζονται ως

$$\Delta\dot{E}_{E1} = m_{sf}[(h_{11} - h_{10}) - T_0(S_{11} - S_{10})]$$

$$\Delta\dot{E}_{E2} = m_r[(h_{15} - h_{16}) - T_0(S_{15} - S_{16})]$$

$$\Delta\dot{E}_{E3} = m_{n20}[(h_{23} - h_{26}) - T_0(S_{23} - S_{26})]$$

$$\Delta\dot{E}_{in} = m_g[(h_1 - h_{12}) - T_0(s_1 - s_{12})]$$

Η βασική εξίσωση του ρυθμού καταστροφής εξέργειας στα στοιχεία των RC, ERC, TRC & ARC γράφεται ως ακολούθως:

Για HRVG:

$$\dot{I}_{D,HRVG} = T_0[m_g(s_2 - s_1) + m_{pf}(s_4 - s_3)$$

Για στρόβιλο:

$$\dot{I}_{D,T} = m_{pf}[(h_{s4} - h_{s5}) - T_o(s_4 - s_5)] - \dot{W}_T$$

Για εκβολέα:

$$I_{D,EJe} = T_0(m_m(s_6) - m_{pf}(s_5) - m_{sf}(s_{11}))$$

Για συμπυκνωτή-1:

$$I_{D,Cond,1} = T_0(m_{pf} + m_{sf})(s_7 - s_6)$$

Για στραγγαλιστική βαλβίδα-1:

$$\dot{I}_{D,TV1} = T_0 m_{sf}(s_{10} - s_9)$$

Για εξατμιστή-1:

$$\dot{I}_{D,E1} = T_0 m_{sf}(s_{11} - s_{10})$$

Για γεννήτρια:

$$\dot{I}_{D,Gen} = T_0[m_r(s_{13} - s_{20}) + m_s(s_{20} - s_{19})] + m_g T_0(s_{g,leavinggenerator} - s_2)$$

Για εναλλάκτη θερμότητας:

$$\dot{I}_{D,HE} = T_0[m_s(s_{19} - s_{18}) + (m_s - m_r)(s_{21} - s_{20})$$

Για αντλία-2:

$$\dot{I}_{D,P2} = T_0[m_s(s_{18} - s_{17})]$$

Για στραγγαλιστική βαλβίδα-3:

$$\dot{I}_{D,TV3} = T_0[(m_s - m_r)(s_{22} - s_{21})]$$

Για απορροφητή:

$$\dot{I}_{D,A} = T_0[m_r(s_{22} - s_{16}) + m_s(s_{17} - s_{22}) + m_A(s_f - s_e)]$$

Για συμπυκνωτή-2:

$$\dot{I}_{D,C2} = T_0[m_r(s_{14} - s_{13}) + m_c(s_f - s_3)]$$

Για εξατμιστή-2:

$$\dot{I}_{D,E2} = T_0[m_r(s_{16} - s_{15}) + m_{E2}(s_j - s_i)]$$

Για στραγγαλιστική βαλβίδα-2:

$$\dot{I}_{D,TV2} = T_0[m_r(s_{15} - s_{14})]$$

Για συμπιεστή:n20

$$\dot{I}_{D,Comp} = m_{n20}T_0(s_{24} - s_{23})$$

Για εξατμιστή-3:

$$\dot{I}_{D,E3} = m_{n20}[(T_0(s_{23} - s_{26}) - \dot{q}_3 \frac{T_0}{T_{ev3}})]$$

Για ψύκτη αέριο:

$$I_{D,gc} = m_{n20}[(h_{24}-h_{25}) - T_0(s_{24} - s_{25})]$$

Για στραγγαλιστική βαλβίδα-4:

$$I_{D,TV4} = m_{n20}T_0(s_{26} - s_{25})$$

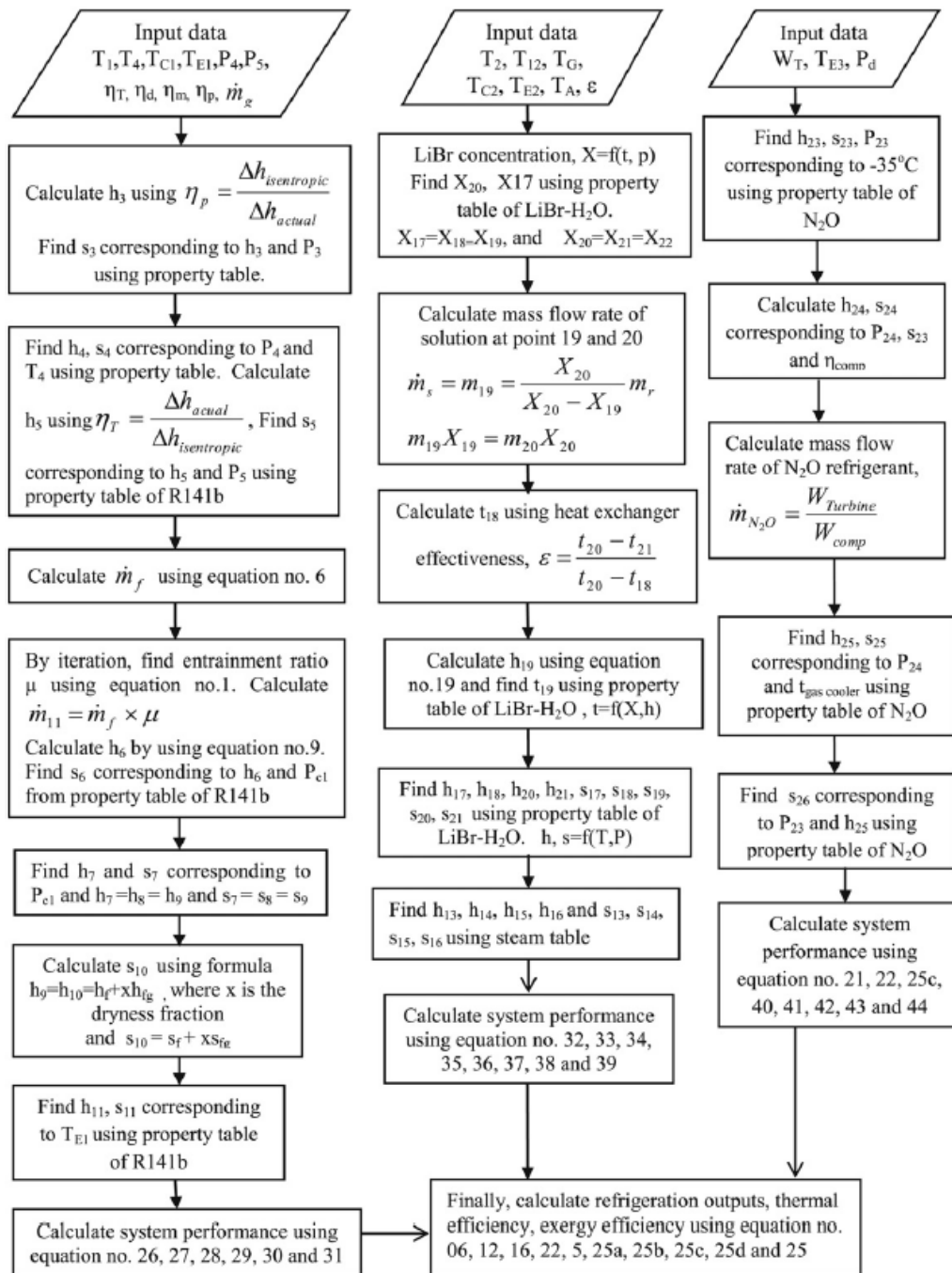
Κεφάλαιο 5. Αποτελέσματα και Συμπεράσματα

5.1 Αλγόριθμος υπολογιστικής διαδικασίας

Τα δεδομένα εισόδου παρέχονται στον Πίνακα 1 και οι ιδιότητες ψυκτικού μέσου λαμβάνονται από την Βάση Δεδομένων Αναφοράς Προτύπων 23 του NIST (1998) και από τους Chua κ.α. (2000).

Βασικά Δεδομένα Λειτουργίας του κυκλώματος	
Θερμοκρασία Περιβάλλοντος (°C)	15
Ατμοσφαιρική Πίεση (MPa)	0,10135
Εύρος Πιέσεων στην είσοδο του Στροβίλου (MPa)	0,9 - 1,7
Εύρος Θερμοκρασιών των Βιομηχανικών καυσαερίων (°C)	160 - 180
Σύσταση των καυσαερίων	96,16% N ₂ / 3,59% O ₂ / 0,23% H ₂ O / 0,02% NO+NO ₂
Εύρος Πιέσεων Εξόδου Στροβίλου (MPa)	0,22 - 0,3
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	85%
Εύρος θερμοκρασιών του ατμοποιητή ERC (°C)	-1 έως -9
Θερμοκρασία ατμοποιητή TRC (°C)	-35
Θερμοκρασία ατμοποιητή ARC (°C)	5
Θερμοκρασία Συμπυκνωτή (°C)	35
Θερμοκρασία αερίου ψύξης (°C)	40
Παροχή μάζας θερμών καυσαερίων (kg/s)	20
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	70%
Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη HRVG	100%
Ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά (°C)	10
Βαθμός απόδοσης ακροφυσίου	90%
Βαθμός απόδοσης θαλάμου καύσης	85%
Βαθμός απόδοσης διαχύτη	85%
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεσης	75%
Εύρος πιέσεων εισόδου συμπίεστη (MPa)	8,355 - 10,355

Το διάγραμμα ροής του κύκλου ψύξης τριπλής επίδρασης δίνεται στην Εικ. 12.



Παρέχει μεθοδολογία για τον υπολογισμό χαρακτηριστικών απόδοσης καθώς επίσης και δεδομένα σημείου κατάστασης, όπως θερμοδυναμικές ιδιότητες και ρυθμούς ροής μάζας ψυκτικού μέσου.

5.2 Παρουσίαση και αξιολόγηση Αποτελεσμάτων

Η ανάλυση του δεύτερου νόμου δείχνει την απομάκρυνση της πραγματικής διεργασίας από την ιδανική διεργασία και συνεπώς προτείνει πιθανή βελτίωση στους θερμοδυναμικούς κύκλους και διεργασίες. Αφού η ανάλυση εντοπίζει τις μη αναστρεψιμότητες στα διάφορα στοιχεία, θα πρέπει να ελαχιστοποιηθεί όσο το δυνατόν περισσότερο.

Ωστόσο, υπάρχουν και άλλοι παράγοντες, δηλαδή οικονομία, μέγεθος κ.λπ., για την επιλογή και το σχεδιασμό του οποιουδήποτε εξοπλισμού. Στην περίπτωση του συμπυκνωτή των ERC, HRVG RC, του εκβολέα του ERC και του ψύκτη αερίου του TRC, η διεργασία εναλλαγής θερμότητας θα είναι λιγότερο μη αναστρέψιμη εάν η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των δύο ρευστών διατηρείται μικρή. Ωστόσο, αυτό οδηγεί σε μεγαλύτερο μέγεθος στοιχείων. Επομένως, θα πρέπει να υπάρξει συμβιβασμός μεταξύ επιτρεπόμενης μη αναστρεψιμότητας, μεγέθους και κόστους.

Επομένως η ανάλυση μη αναστρεψιμότητας είναι ένα πολύ σημαντικό εργαλείο για τον σωστό σχεδιασμό στοιχείου, που ελαχιστοποιεί απώλειες και μεγιστοποιεί τη συνολική εξεργειακή απόδοση του συνδυασμένου κύκλου.

Ο Πίνακας 2 δείχνει το αποτέλεσμα που προέκυψε μετά την πραγματοποίηση της ανάλυσης πρώτου νόμου (προσέγγιση ενεργειακού ισοζυγίου) του προτεινόμενου κύκλου τριπλής παραγωγής. Διαπιστώνεται ότι το 19,1% της συνολικής ενέργειας εισόδου (100%) διατίθεται ως χρήσιμες έξοδοι ψύξης (άθροισμα εξόδων ψύξης TRC, ERC & ARC), 36,8% της ενέργειας εισόδου χάνεται σε διάφορα στοιχεία του συνδυασμένου κύκλου και το υπόλοιπο 44,1% της ενέργειας εισόδου χάνεται στο περιβάλλον μέσω απολεσθέντων καυσαερίων από τη γεννήτρια μέσω της HRVG.

Ο Πίνακας 3 δείχνει το αποτέλεσμα που προέκυψε μετά την πραγματοποίηση της ανάλυσης δεύτερου νόμου (ανάλυση εξέργειας) του προτεινόμενου κύκλου τριπλής παραγωγής. Διαπιστώνεται ότι το 5,9% της συνολικής εξέργειας εισόδου (100%) είναι διαθέσιμο ως χρήσιμη έξοδος εξέργειας (άθροισμα εξέργειας που σχετίζεται με την ψυκτική ικανότητα των TRC, ERC και ARC), το 20,3% της εξέργειας εισόδου χάνεται στο περιβάλλον και το υπολειπόμενο 73,8 της εξέργειας εισόδου χάνεται λόγω της μη αναστρεψιμότητας που εμφανίστηκε σε διάφορα στοιχεία του προτεινόμενου κύκλου τριπλής παραγωγής.

Περαιτέρω, παρατηρείται ότι η μέγιστη (54.7% της εξέργειας εισόδου) απώλεια μη αναστρεψιμότητας εμφανίζεται σε στοιχεία εναλλαγής θερμότητας όπως ο συμπυκνωτής των ERC, HRVG του RC, ο εκβολέας του ERC και ο ψύκτης αερίου του TRC.

Οι Εικ. 2 και 3 απεικονίζουν την επίδραση της θερμοκρασίας εξατμιστή εκβολέα στις εξόδους ψύξης, την θερμική και την εξεργειακή απόδοση των TRC, ERC και ARC. Διαπιστώνεται ότι η έξοδος ψύξης των TRC και ARC δεν ποικίλλει ανάλογα με την αυξανόμενη θερμοκρασία εξατμιστή επειδή δεν αλλάζουν η κατάσταση εισόδου και η κατάσταση εξόδου του συμπιεστή καθώς επίσης και της γεννήτριας. Περαιτέρω, παρατηρείται ότι αύξηση της θερμοκρασίας εξατμιστή εκβολέα προκαλεί αυξημένο ρυθμό ροής μάζας δευτερεύοντος ατμού από τον ERC και έτσι, αυξάνεται η έξοδος ψύξης του ERC. Αφού οι εξοδοί TRC και ARC είναι σταθερές και η έξοδος ERC αυξάνεται σημαντικά, ως εκ τούτου, η συνολική απόδοση, η θερμική απόδοση και η εξεργειακή απόδοση του κύκλου τριπλής παραγωγής αυξάνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας του εξατμιστή εκβολέα.

Οι Εικ. 4 και 5 απεικονίζουν την επίδραση της θερμοκρασίας βιομηχανικών καυσαερίων στις εξόδους ψύξης, στην θερμική και την εξεργειακή απόδοση των TRC, ERC και ARC. Διαπιστώνεται ότι η έξοδος ψύξης των TRC και ERC αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας βιομηχανικών καυσαερίων. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση της θερμοκρασίας των βιομηχανικών

καυσαερίων, οδηγεί σε καλύτερη ποιότητα ατμών ψυκτικού μέσου στην κατάσταση εισόδου/ εξόδου στροβίλου· έτσι η ισχύς εξόδου του στροβίλου αυξάνεται και έτσι υπάρχει περισσότερη διαθέσιμη ισχύς για τον συμπιεστή που αυξάνει το ρυθμό ροής μάζας του φυσικού ψυκτικού μέσου N_2O στον TRC, το οποίο προκαλεί μεγαλύτερη ψυκτική επίδραση στον TRC.

Παρατηρείται περαιτέρω ότι λόγω της βελτιωμένης ποιότητας του ατμού ψυκτικού μέσου στην έξοδο στροβίλου και λόγω της αυξημένης ταχύτητας του πρωτεύοντος ψυκτικού μέσου στην έξοδο ακροφυσίου του εκβολέα, η οποία δημιουργεί μεγαλύτερο κενό στην είσοδο δευτερεύοντος ατμού, προκαλείται μεγαλύτερος ρυθμός ροής δευτερεύουσας μάζας στον ERC και τέλος, παράγεται μεγαλύτερη ψυκτική επίδραση στον ARC.

Επίσης, διαπιστώνεται ότι η έξοδος ψύξης του ARC μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας των βιομηχανικών καυσαερίων. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση της θερμοκρασίας των βιομηχανικών καυσαερίων οδηγεί σε χαμηλότερη θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο της HRVG (είσοδος της γεννήτριας του ARC) επειδή, καθώς η θερμοκρασία των βιομηχανικών καυσαερίων αυξάνεται στην είσοδο της HRVG, η ποιότητα των καυσαερίων θα βελτιώνεται. Σημαίνει ότι η ενέργεια που περιέχεται στα καυσαέρια θα αυξηθεί.

Αυτή η βελτιωμένη ποιότητα καυσαερίων θα παράγει περισσότερους ατμούς στην HRVG και έτσι ο ρυθμός παραγωγής ατμών αυξάνεται στην HRVG και αντίστοιχα αυξάνεται ο ρυθμός ροής μάζας υγρού ψυκτικού μέσου στην HRVG. Αυτός ο αυξημένος ρυθμός ροής μάζας υγρού ψυκτικού μέσου θα αλληλεπιδρά με την εξερχόμενη απολεσθείσα θερμότητα μέσα στην HRVG και θα λαμβάνει περισσότερη θερμότητα από τα εξερχόμενα καυσαέρια και έτσι η θερμοκρασία του καυσαερίων εξόδου μειώνεται στην έξοδο της HRVG.

Αφού η ψύξη Απορρόφησης κυριαρχεί επί των εξόδων εκβολέα και ψύξης N_2O , ως εκ τούτου η συνολική έξοδος και η θερμική απόδοση μειώνονται, αλλά η εξεργειακή απόδοση αυξάνεται. Ο λόγος για αύξηση της εξεργειακής απόδοσης οφείλεται στο γεγονός ότι ποσότητα της εξέργειας που σχετίζεται με την εργασία ισχύος/ συμπιεστή στροβίλου και την έξοδο ψύξης εκβολέα είναι πολύ

μεγαλύτερη από την ποσότητα εξέργειας που σχετίζεται με τις εξόδους ψύξης απορρόφησης.

Τα Σχήματα 6 και 7 απεικονίζουν την επίδραση της πίεσης εισόδου στροβίλου στις εξόδους ψύξης, την θερμική και την εξεργειακή απόδοση των TRC, ERC και ARC.

Διαπιστώνεται ότι ο ρυθμός ροής μάζας ατμού ψυκτικού μέσου στον κύκλο RC μειώνεται με την αύξηση της πίεσης εισόδου και επομένως, η έξοδος ισχύος στροβίλου, ο ρυθμός ροής μάζας ψυκτικού μέσου N_2O στο TRC και ο ρυθμός ροής μάζας ατμού ψυκτικού μέσου στον ERC μειώνονται, κάτι το οποίο θα οδηγήσει σε μειωμένες εξόδους ψύξης των TRC και ERC. Περαιτέρω, παρατηρείται ότι ο ρυθμός ροής μάζας υδρατμού ψυκτικού μέσου στον ARC αυξάνεται το οποίο προκαλεί την αύξηση της ψυκτικής επίδρασης του ARC με την αυξανόμενη πίεση εισόδου. Λόγω της συνδυασμένης επίδρασης των εξόδων ψύξης στην απόδοση του συνδυασμένου κύκλου, η εξεργειακή απόδοση αυξάνεται οριακά ενώ η θερμική απόδοση αυξάνεται σημαντικά.

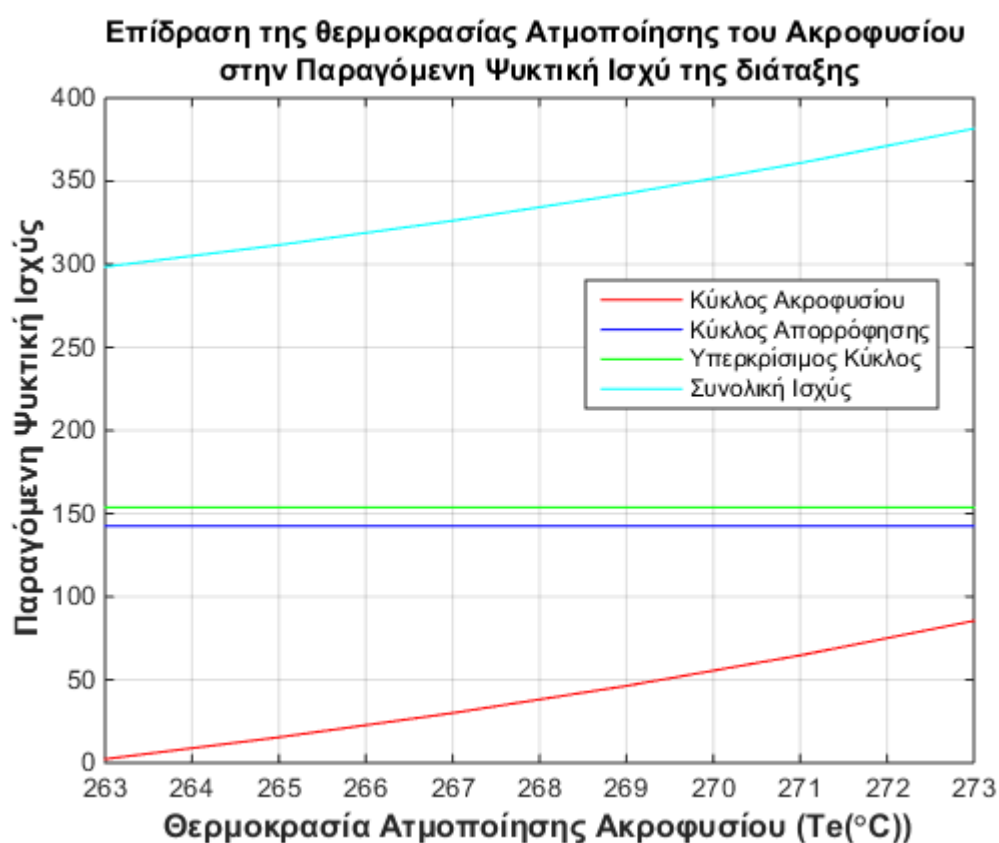
Τα σχήματα 8 και 9 απεικονίζουν την επίδραση της αντίθλιψης στροβίλου στις εξόδους ψύξης, τις θερμικές και εξεργειακές αποδόσεις των TRC, ERC και ARC. Διαπιστώνεται ότι καθώς αυξάνεται η αντίθλιψη στροβίλου, η έξοδος ισχύος στροβίλου μειώνεται και συνεπώς μειώνεται η διαθέσιμη εργασία συμπίεστη, κάτι που οδηγεί σε χαμηλότερο ρυθμό ροής μάζας στον TRC και λόγω αυτού η έξοδος ψύξης από τον TRC μειώνεται με την αυξανόμενη αντίθλιψη στροβίλου. Περαιτέρω, παρατηρείται ότι η έξοδος ψύξης από τον ERC αυξάνεται με αυξανόμενη αντίθλιψη στροβίλου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι καθώς αυξάνεται η αντίθλιψη στροβίλου, η ταχύτητα της πρωτεύουσας ροής του ατμού ψυκτικού μέσου αυξάνεται στο τμήμα του ακροφυσίου εκβολέα το οποίο δημιουργεί μεγάλο κενό στην είσοδο του δευτερεύοντος ατμού στον εκβολέα το οποίο προκαλεί αυξημένο ρυθμό ροής μάζας δευτερεύοντος ατμού ψυκτικού μέσου.

Παρατηρείται επίσης ότι δεν υπάρχει μεταβολή στην έξοδο ψύξης του ARC, επειδή η κατάσταση εισόδου και η κατάσταση εξόδου της γεννήτριας

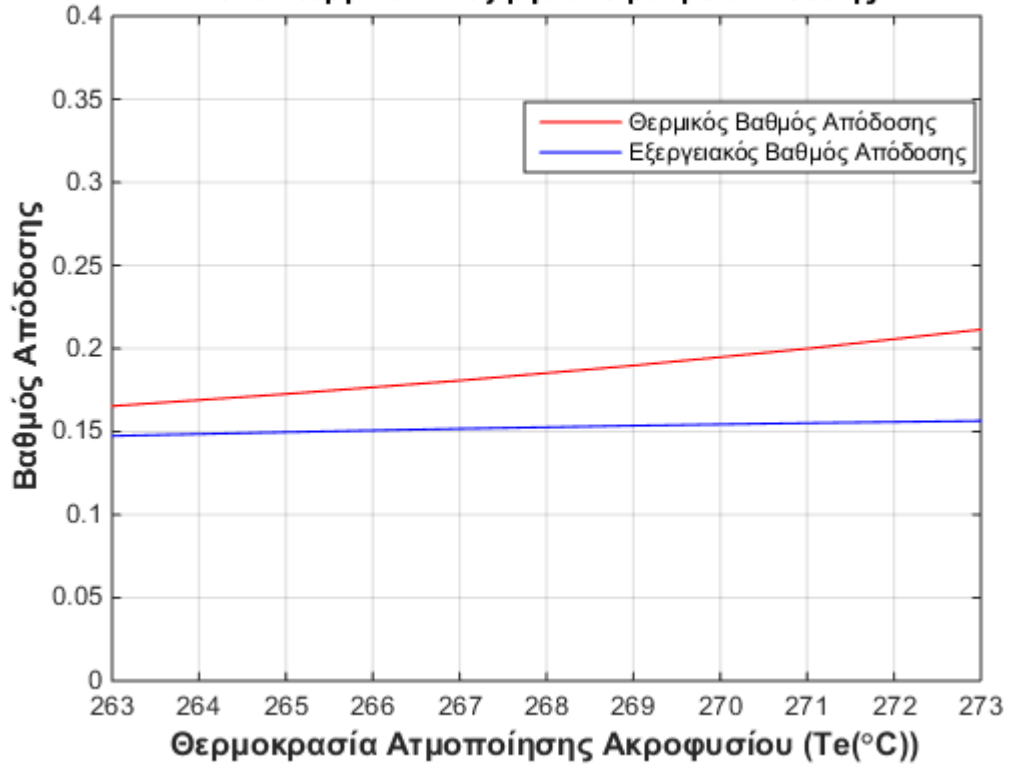
παραμένουν αμετάβλητες με την αυξανόμενη αντίθλιψη στροβίλου. Λόγω της συνδυασμένης επίδρασης των εξόδων ψύξης στην απόδοση του συνδυασμένου κύκλου, η εξεργειακή απόδοση είναι σχεδόν σταθερή ενώ η θερμική απόδοση αυξάνεται με την αυξανόμενη αντίθλιψη στροβίλου.

Οι Εικ. 10 και 11 απεικονίζουν την επίδραση της πίεσης κατάθλιψης συμπιεστή στις εξόδους ψύξης, τις θερμικές και εξεργειακές αποδόσεις των TRC, ERC και ARC. Είναι προφανές ότι η έξοδος ψύξης του TRC αυξάνεται πρώτα στο μέγιστο και ύστερα μειώνεται καθώς αυξάνεται η πίεση κατάθλιψης συμπιεστή. Αυτό οφείλεται στην αποκλίνουσα φύση των γραμμών διεργασίας συμπίεσης με τη θερμοκρασία εξατμιστή και στην φύση εξομάλυνσης της ισόθερμης με την θερμοκρασία εξόδου ψύκτη αερίου.

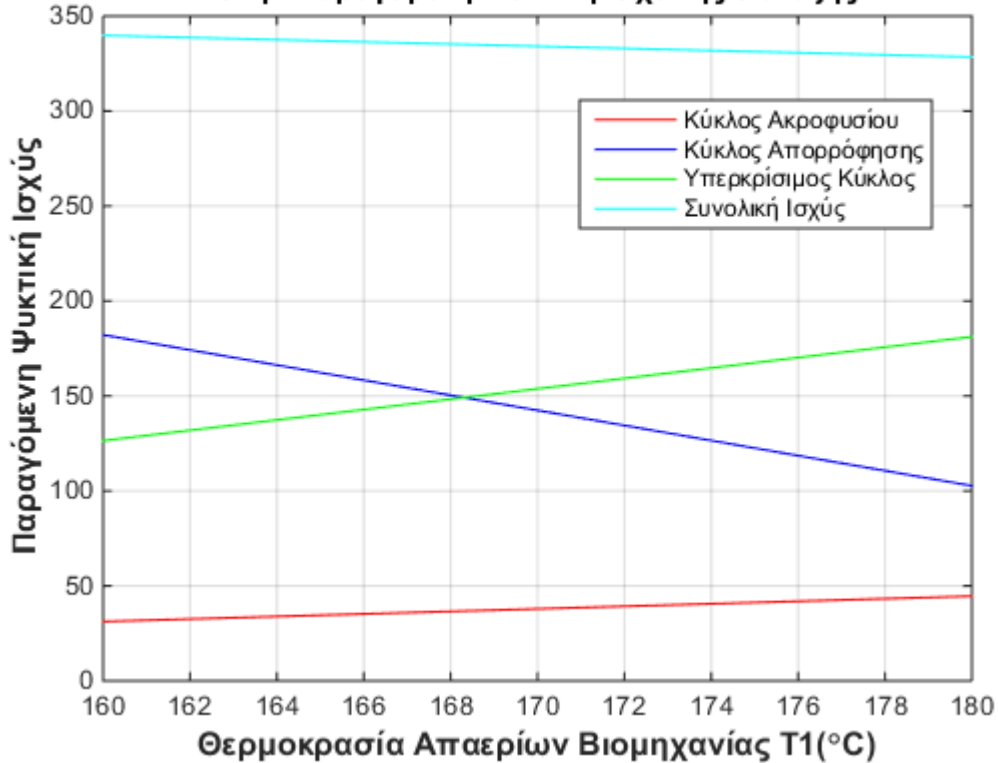
Περαιτέρω, παρατηρείται ότι η αυξανόμενη πίεση εκτόνωσης του συμπιεστή δεν έχει κανέναν αντίκτυπο στις εξόδους ψύξης των ERC και ARC. Λόγω της συνδυασμένης επίδρασης των εξόδων ψύξης στην απόδοση του συνδυασμένου κύκλου, η εξεργειακή απόδοση μεταβάλλεται οριακά, ενώ η θερμική απόδοση αυξάνεται πρώτα στο μέγιστο και ύστερα μειώνεται καθώς αυξάνεται η πίεση κατάθλιψης συμπιεστή.



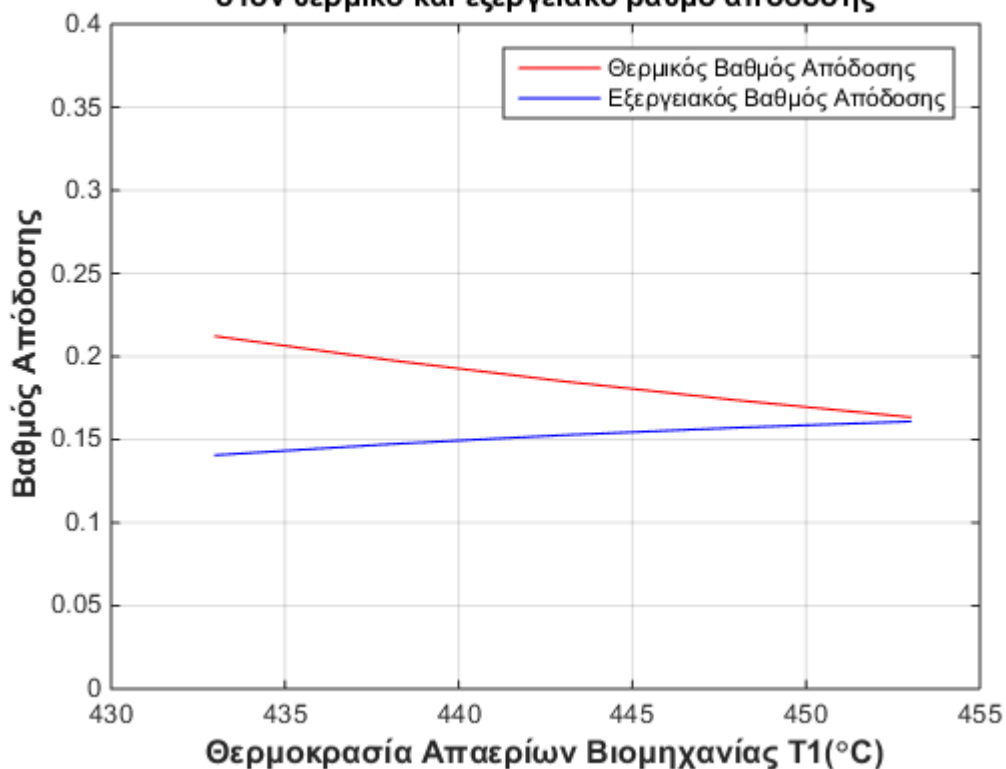
Επίδραση της θερμοκρασίας Ατμοποίησης του Ακροφυσίου στον θερμικό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης



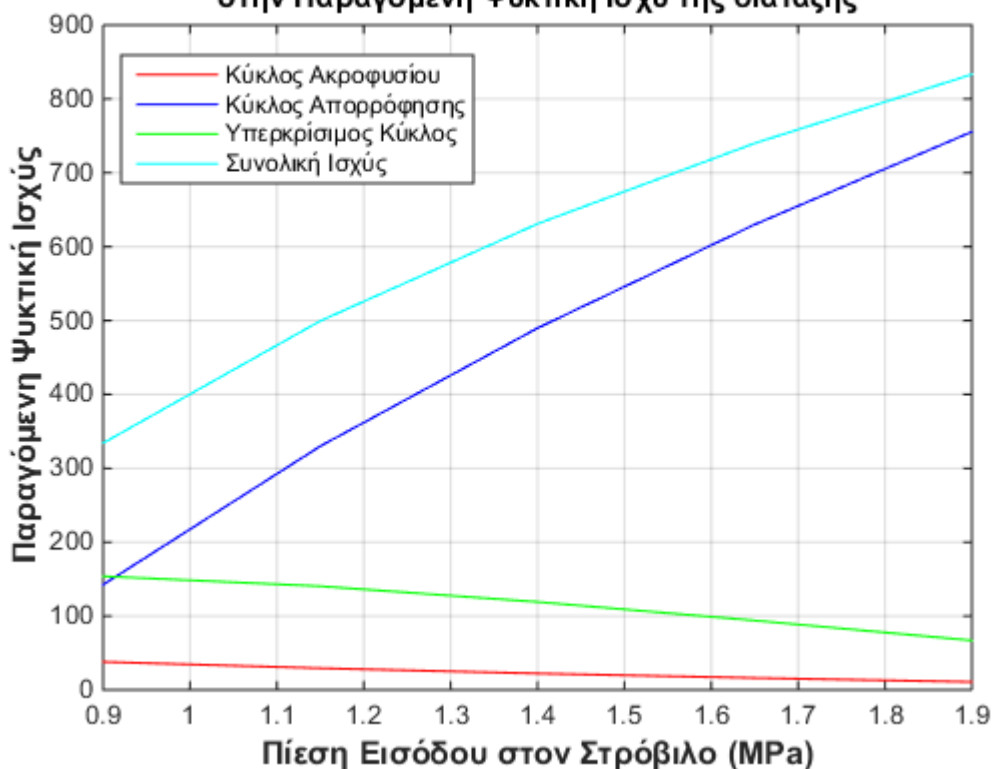
Επίδραση της θερμοκρασίας της Θερμικής Πηγής στην Παραγόμενη Ψυκτική Ισχύ της διάταξης



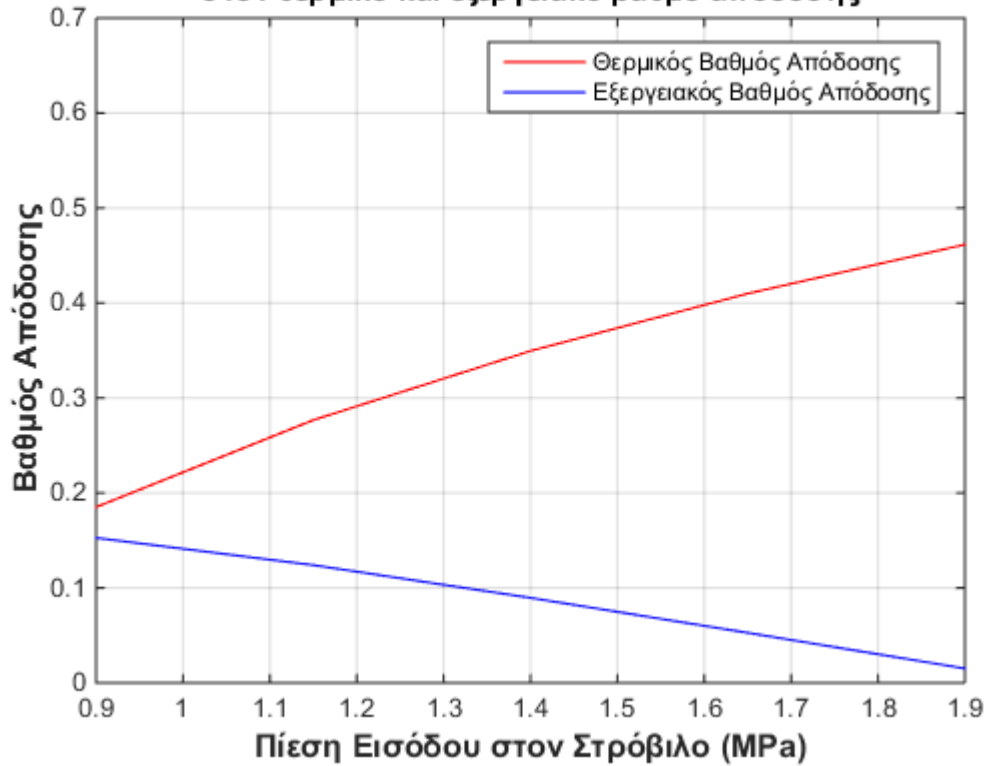
Επίδραση της θερμοκρασίας της Θερμικής Πηγής στον θερμικό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης



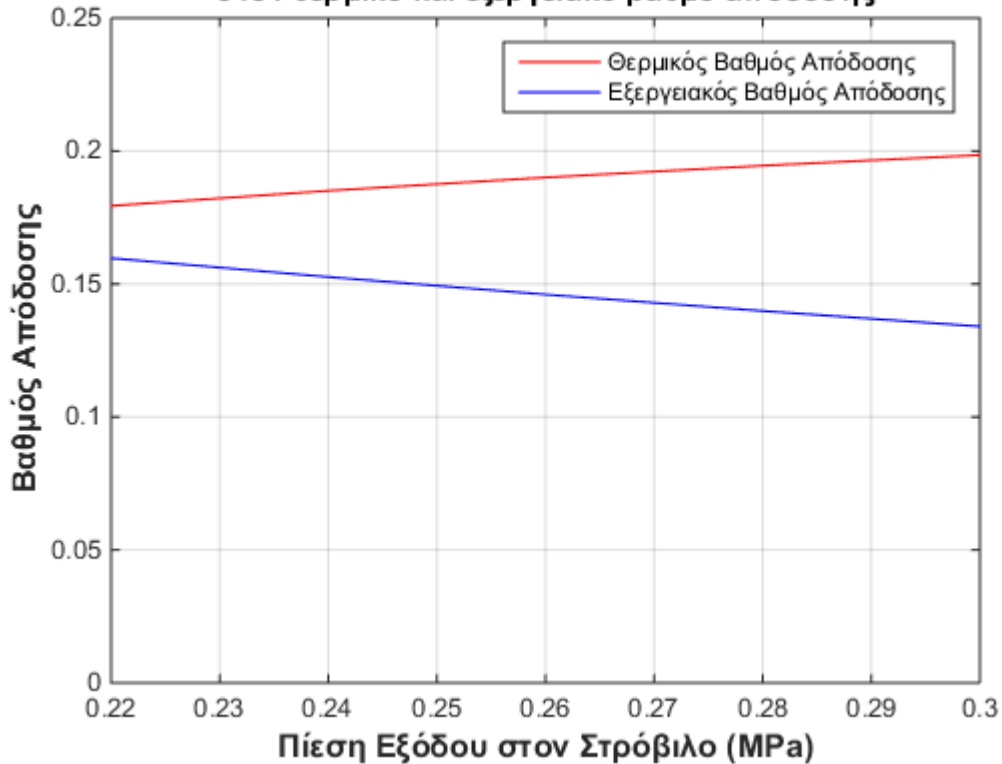
Επίδραση της Πίεσης Εισόδου στον Στρόβιλο στην Παραγόμενη Ψυκτική Ισχύ της διάταξης



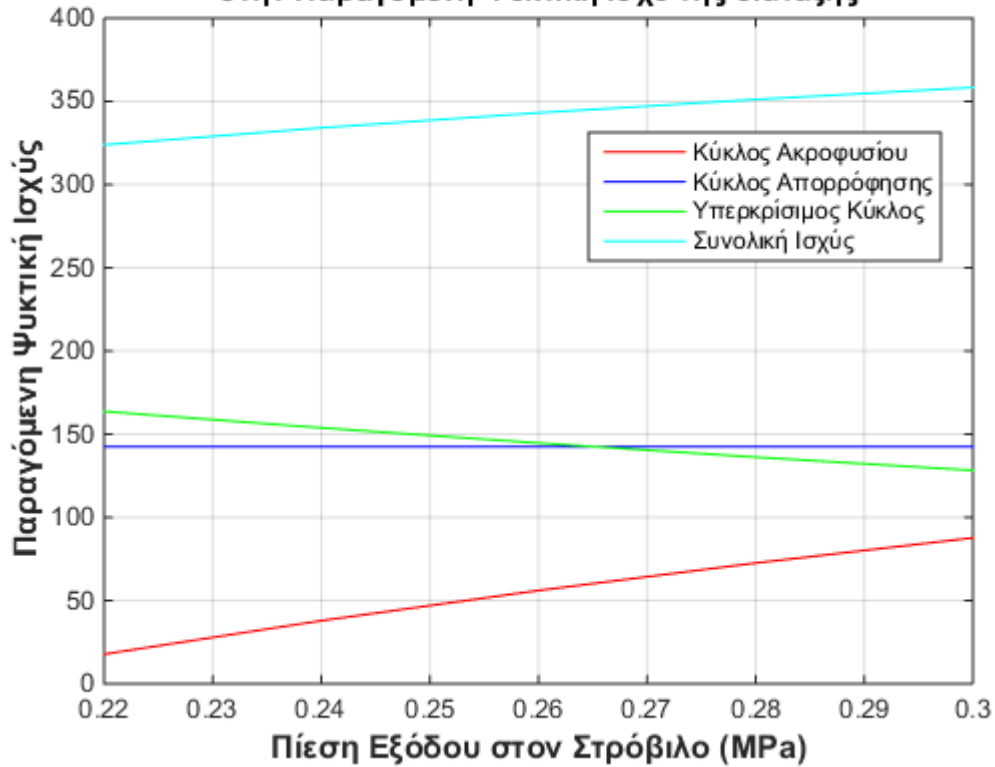
**Επίδραση της Πίεσης Εισόδου στον Στρόβιλο
στον θερμικό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης**



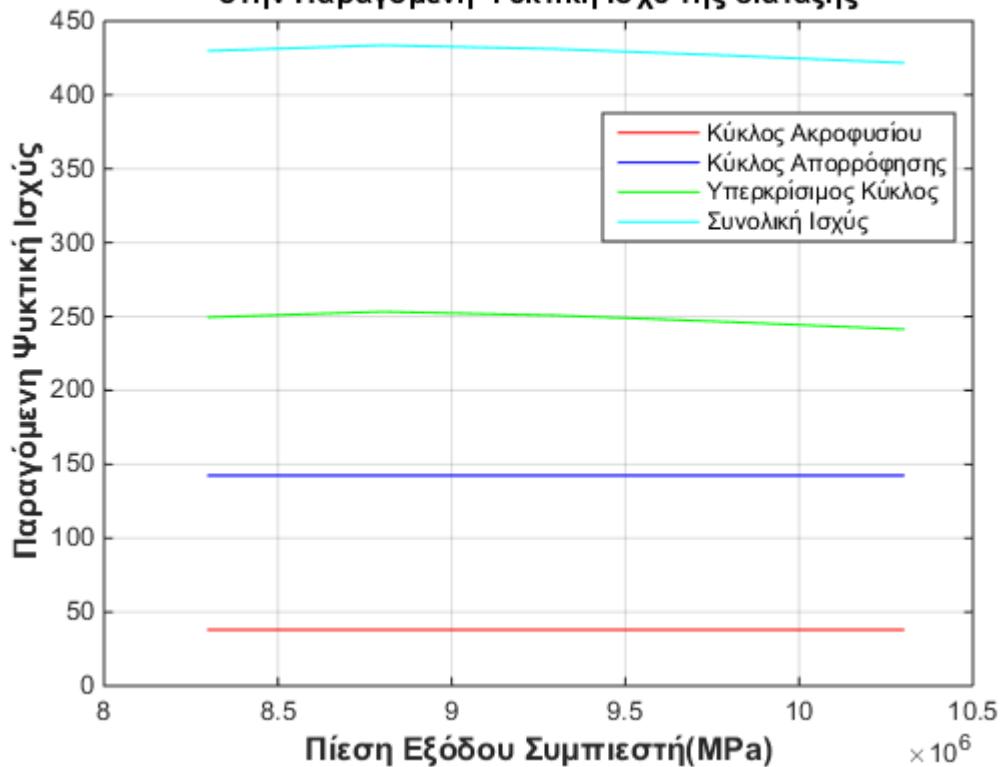
**Επίδραση της Πίεσης Εξόδου στον Στρόβιλο (MPa)
στον θερμικό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης**

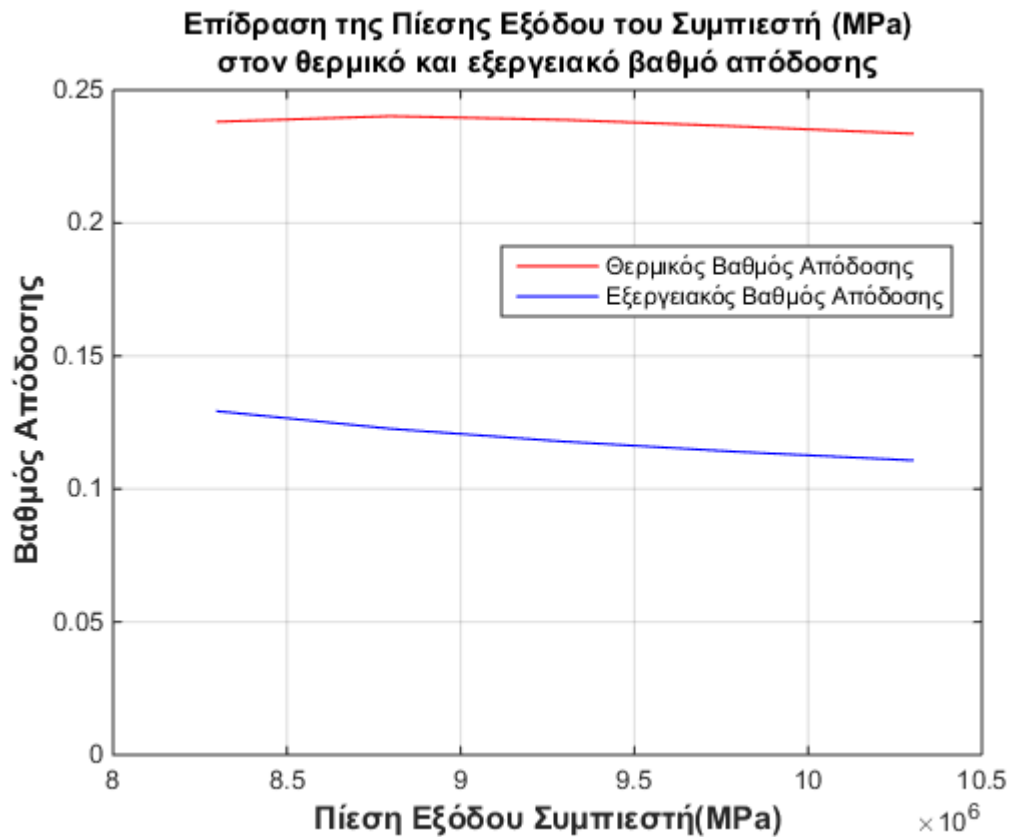


**Επίδραση της Πίεσης Εξόδου στον Στρόβιλο (MPa)
στην Παραγόμενη Ψυκτική Ισχύ της διάταξης**



**Επίδραση της Πίεσης Εξόδου του Συμπιεστή (MPa)
στην Παραγόμενη Ψυκτική Ισχύ της διάταξης**





5.3. Συμπεράσματα

Προτείνεται ένας νέος, βασισμένος σε απολεσθείσα θερμότητα, κύκλος ψύξης τριπλής επίδρασης, ο οποίος συνδυάζει τους RC, ERC, ARC και TRC. Πραγματοποιούνται παραμετρική ανάλυση, εξεργειακή ανάλυση και ενεργειακή ανάλυση για την εξέταση της επίδρασης των θερμοδυναμικών παραμέτρων στην καταστροφή εξέργειας σε κάθε στοιχείο.

Το κύριο συμπέρασμα από τη μελέτη αυτή μπορεί να συνοψιστεί ως ακολούθως:

1. Η μη αναστρεψιμότητα στον κύκλο ψύξης τριπλής επίδρασης είναι μέγιστη, λόγω του ψύκτη αερίου του εκβολέα, της HRVG και του συμπυκνωτή του ERC και αυτή θα μπορούσε να ελαχιστοποιηθεί με

καλύτερη μελέτη σχεδιασμού μαζί με τη μείωση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ δύο αλληλεπιδρώντων ρευστών.

2. Περίπου το 5,9% είναι διαθέσιμο ως χρήσιμη έξοδος εξέργειας ενώ το 19,1% είναι διαθέσιμο ως χρήσιμη έξοδος ενέργειας. Η έξοδος εξέργειας ήταν χαμηλή λόγω ψυκτικής επίδρασης χαμηλής θερμοκρασίας του TRC.
3. Και η θερμική και η εξεργειακή απόδοση αυξάνονται, αυξάνοντας οποιαδήποτε εκ των ακόλουθων παραμέτρων, δηλαδή αντίθλιψη στροβίλου, πίεση εισόδου στροβίλου, θερμοκρασία εξατμιστή εκβολέα και πίεση κατάθλιψης συμπιεστή, ενώ και η θερμική και η εξεργειακή απόδοση μειώνονται με αύξηση της θερμοκρασίας βιομηχανικής απολεσθείσας θερμότητας. Η βελτιστοποίηση των ανωτέρω παραμέτρων θα μπορούσε να επιτευχθεί με αυτήν την ανάλυση.
4. Η παραμετρική μελέτη δείχνει ότι η θερμοκρασία βιομηχανικής απολεσθείσας θερμότητας, η αντίθλιψη στροβίλου, η πίεση εισόδου στροβίλου, η θερμοκρασία εξατμιστή εκβολέα και η πίεση κατάθλιψης συμπιεστή έχουν σημαντικές επιπτώσεις στις εξόδους ψύξης.

Βάσει των επιτευχθέντων αποτελεσμάτων, μπορεί να αναφερθεί ότι ο προτεινόμενος κύκλος είναι ένας ελπιδοφόρος κύκλος ψύξης τριπλής επίδρασης για την παραγωγή ψύξης ευρείας κλίμακας ταυτόχρονα από θερμοδυναμική και τεχνική άποψη.