



---

**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων**

*Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών*

---

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

*«Ενεργειακή, εξεργειακή και  
τεχνοοικονομική σύγκριση τεχνολογιών  
θερμικής ψύξης από απορριπτόμενη  
θερμότητα»*

**Περίληψη εργασίας**

**Του Φοιτητή**

**Τζιρίτα Δημήτριου**

**Επιβλέπων**

**Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,  
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ**

**Αθήνα, Ιούλιος 2017**

## Ευχαριστίες

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κύριο Σωτήριο Καρέλλα για την εμπιστοσύνη του και για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα πολύ ενδιαφέρον θέμα, καθώς και για την καθοδήγησή του σε όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της εργασίας. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Κωνσταντίνο Μπραϊμάκη, για τις χρήσιμες υποδείξεις και την βοήθειά του καθ' όλη τη διάρκεια της εργασίας. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για τη στήριξη σε όλο το διάστημα εκπόνησης της εργασίας και γενικότερα σε όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

## Περίληψη

Σκοπός αυτής της εργασίας είναι η μελέτη και σύγκριση τεσσάρων τεχνολογιών θερμικής ψύξης από απορριπτόμενη θερμότητα. Στην εργασία έγινε ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση και σύγκριση των κύκλων. Οι τέσσερις τεχνολογίες που εξετάστηκαν είναι: οργανικός κύκλος Rankine συνδυασμένος με έναν ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ατμών (ORC-VCC), ψύκτης συμπίεσης ατμών με ακροφύσιο (ECC), ψύκτης απορρόφησης και ψύκτης προσρόφησης.

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται μια γενική περιγραφή του κάθε εξεταζόμενου συστήματος. Αρχικά, παρουσιάζονται οι βασικές αρχές λειτουργίας του κάθε συστήματος, τα πιο συνηθισμένα εργαζόμενα μέσα, κάποιες παραλλαγές του κύκλου και οι πιο βασικές εφαρμογές του. Τέλος, γίνεται μια βιβλιογραφική ανασκόπηση για κάθε κύκλο.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται η ανάλυση της μοντελοποίησης του συστήματος. Για τους τρεις πρώτους ψύκτες, η μοντελοποίηση και ο τρόπος υπολογισμού των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων επεξηγείται αναλυτικά. Επίσης, οι βασικές παραδοχές, οι μεταβλητές και οι παράμετροι για την αξιολόγηση της απόδοσης αναφέρονται για κάθε περίπτωση. Για τον ψύκτη προσρόφησης, για τον οποίο δεν έγινε αναλυτική μοντελοποίηση, παρουσιάζονται τα δεδομένα που βρέθηκαν από κατασκευαστές και επεξηγείται ο τρόπος υπολογισμού των υπολοίπων μεγεθών.

Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών. Αυτά είναι ο συντελεστής απόδοσης (COP), η παραγόμενη ψυκτική ισχύς και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης, για τα οποία παρουσιάζεται η διακύμανσή με την θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στον κύκλο. Τα αποτελέσματα δίνονται για τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού. Στη συνέχεια, γίνεται η σύγκριση μεταξύ των ψυκτών, ώστε να φανεί ποιος κύκλος μπορεί να επιτύχει την υψηλότερη απόδοση σε κάθε περίπτωση και για ποια θερμοκρασία.

Στο τέταρτο κεφάλαιο, παρουσιάζεται η οικονομική ανάλυση των συστημάτων. Αρχικά, γίνεται μια εκτίμηση του κόστους επένδυσης και του κόστους συντήρησης και λειτουργίας κάθε συστήματος. Στη συνέχεια, μελετάται μια πιθανή επένδυση για κάθε σύστημα, η οποία αφορά στην υποκατάσταση της χρήσης συμβατικού ψύκτη συμπίεσης, με βάση την καθαρή παρούσα αξία, τον εσωτερικό συντελεστή απόδοσης και την περίοδο αποπληρωμής.

Τέλος, στο κεφάλαιο πέντε, αναφέρονται τα συμπεράσματα της εργασίας και προτείνονται ιδέες για περαιτέρω μελέτη πάνω στο συγκεκριμένο θέμα.

## **Abstract**

The objective of this thesis is to compare four basic technologies for thermal cooling production powered by waste heat. The comparison is made from an energy, exergy and economic point of view. The four technologies compared are the combined Organic Rankine Cycle (ORC)-Vapor Compression Cycle (VCC) system, Ejector Compression Cycle (ECC) system, absorption chiller and adsorption chiller.

In the first chapter, a general description of each system is presented. More specifically, the principles of operation, the most usual working fluids, some usual configurations and the most common applications, as well as a literature review are presented. These justify the use of each system in that kind of application

In the second chapter, the modeling process is explained. For the three chillers, the analytical modeling and the process of calculating the thermodynamic values is explained, along with the most basic assumptions, the variables and the required outputs for each case. Finally, for the adsorption chiller, the acquired data from manufacturers are presented and the process of calculating the rest of the results is explained.

In the third chapter, the results of the calculations are presented. First, the results for each chiller are presented and namely the variation of the Coefficient of Performance (COP), the cooling power and the exergetic efficiency of the chillers with the heat source temperature. The results are given for three specific chilled water outlet temperatures. Then, a comparison among the chillers is made, to make clear which chillers achieve the highest efficiency in each case and at which temperature value.

In chapter four, an economic analysis is done. By estimating the investment and operational costs for each chiller, a possible investment to substitute the electrical powered cooling is evaluated, using the Net Present Value (NPV), the Internal Rate of Return (IRR) and the Payback Period (PBP) measures.

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

## Περιεχόμενα

Περίληψη.....	2
Abstract .....	3
Περιεχόμενα.....	4
1. Εισαγωγή.....	5
1.1 Απορριπτόμενη θερμότητα και παραγωγή ψύξης.....	5
1.2 Τεχνολογίες θερμικής ψύξης από απορριπτόμενη θερμότητα .....	5
1.2.1 Κύκλος ORC-VCC.....	6
1.2.2 Κύκλος ψύξης με συμπίεση μέσω ακροφυσίου .....	7
1.2.3 Κύκλος απορρόφησης.....	7
1.2.4 Ψύξη με προσρόφηση.....	9
1.3 Σκοπός εργασίας.....	10
2. Μοντελοποίηση των συστημάτων θερμικής ψύξης.....	11
2.1 Μοντελοποίηση της πηγής θερμότητας.....	12
2.2 Κύκλος ORC-VCC.....	12
2.3 Κύκλος ψύξης με ακροφύσιο .....	14
2.4 Ψύκτης απορρόφησης.....	16
2.5 Ψύκτης προσρόφησης .....	17
3. Αποτελέσματα .....	20
3.1 Αποτελέσματα για τον κύκλο ORC-VCC .....	20
3.2 Αποτελέσματα για τον κύκλο με ακροφύσιο .....	25
3.3 Αποτελέσματα για τον ψύκτη απορρόφησης.....	29
3.4 Αποτελέσματα για τον ψύκτη προσρόφησης .....	31
3.5 Σύγκριση μεταξύ των τεχνολογιών.....	33
4. Οικονομική αξιολόγηση .....	41
5. Συμπεράσματα.....	44

## 1. Εισαγωγή

### 1.1 Απορριπτόμενη θερμότητα και παραγωγή ψύξης

Στις μέρες μας, είναι επιτακτική η ανάγκη μείωσης των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, λόγω της συνεισφοράς τους στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Παράλληλα, είναι απαραίτητη και η μείωση της χρήσης ορυκτών καυσίμων, λόγω της μη ανανεωσιμότητάς τους. Οι δύο αυτές απαιτήσεις μπορούν να αντιμετωπιστούν με τον ίδιο τρόπο, καθώς η μείωση στη χρήση ορυκτών καυσίμων θα οδηγήσει και σε μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα. Ένας τρόπος επίτευξης αυτών είναι η χρήση απορριπτόμενης ενέργειας (συνήθως θερμότητας) από διεργασίες για την παραγωγή χρήσιμων προϊόντων από αυτή.

Γενικά, σαν απορριπτόμενη θερμότητα ορίζεται το ποσό της θερμότητας που προκύπτει σαν μη αξιοποιήσιμη έξοδος από μία διεργασία, είτε λόγω θερμοδυναμικών περιορισμών είτε λόγω της φύσης της διεργασίας. Σε πολλές βιομηχανίες (τσιμέντου, αλουμινίου, ατσαλιού, γυαλιού κλπ) υπάρχουν μεγάλα ποσά θερμότητας που απορρίπτονται στο περιβάλλον, συνήθως στη μορφή καυσαερίων ή ζεστού νερού. Σε πολλές περιπτώσεις, αυτά τα ρεύματα βρίσκονται σε θερμοκρασίες αρκετά υψηλές ώστε να είναι αξιοποιήσιμα και από αυτά μπορεί να προκύψουν χρήσιμα προϊόντα όπως θερμότητα, ηλεκτρικό ρεύμα ή ψύξη.

Γενικά, η παραγωγή ψύξης είναι μία αρκετά ενεργοβόρα διαδικασία, αφού παγκοσμίως καταναλώνονται μεγάλα ποσά ρεύματος για την παραγωγή της, η οποία βασίζεται κυρίως στον κύκλο ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμών. Την ίδια στιγμή, είναι γνωστές διάφορες τεχνολογίες θερμικής ψύξης, οι οποίες μπορούν να παράγουν ψύξη από θερμότητα.

Για όλα τα παραπάνω, η χρήση τεχνολογιών θερμικής ψύξης για την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας δείχνει να είναι μια πολύ ενδιαφέρουσα επιλογή για τη ταυτόχρονη μείωση της κατανάλωσης ρεύματος και άρα ορυκτών καυσίμων και εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα και εξοικονόμησης χρημάτων για μία βιομηχανία, καθώς έτσι παράγεται ψύξη από μία πηγή που διαφορετικά θα απορριπτόταν αχρησιμοποίητη στο περιβάλλον.

### 1.2 Τεχνολογίες θερμικής ψύξης από απορριπτόμενη θερμότητα

Η ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας για παραγωγή ψύξης μπορεί να πραγματοποιηθεί από πολλά συστήματα, τα οποία αντικαθιστούν τον συμπιεστή του κύκλου συμπίεσης ατμών με κάποια άλλη διάταξη για τη συμπίεση. Οι τεχνολογίες οι οποίες μελετήθηκαν σε αυτή την εργασία είναι:

- Συνδυασμένος οργανικός κύκλος Rankine (ORC) με κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών (ORC-VCC)
- Κύκλος ψύξης με συμπίεση μέσω ακροφυσίου (ejector) (ECC)
- Ψύξη με απορρόφηση

- Ψύξη με προσρόφηση

Στη συνέχεια θα γίνει μια περιγραφή της λειτουργίας του κάθε κύκλου.

### 1.2.1 Κύκλος ORC-VCC

Ο κύκλος αυτός αποτελείται ουσιαστικά από δύο επιμέρους συστήματα, τον οργανικό κύκλο Rankine και τον κύκλο συμπίεσης ατμών.

Ο ORC είναι ένας κύκλος με λειτουργία παρόμοια με αυτή του κύκλου Rankine ατμού-νερού, με τη διαφορά ότι χρησιμοποιεί οργανικά εργαζόμενα μέσα αντί για νερό. Ο λόγος είναι ότι αυτά μπορούν να ατμοποιηθούν σε χαμηλότερες θερμοκρασίες και με μικρότερα απαιτούμενα ποσά θερμότητας, χαρακτηριστικά που γενικά μπορεί να υπάρχουν σε περιπτώσεις ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας. Είναι ένα σύστημα που έχει μελετηθεί εκτενώς και υπάρχουν πολλά δεδομένα στη βιβλιογραφία. Επίσης, υπάρχουν αρκετές εφαρμογές του σε περιπτώσεις ανάκτησης θερμότητας ή χρήσης ηλιακής ενέργειας.

Η άλλη συνιστώσα του κύκλου είναι ένας συμβατικός ψύκτης συμπίεσης ατμών (VCC). Το σύστημα αυτό είναι το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο σύστημα ψύξης σε κάθε είδους εφαρμογή ψύξης. Η λειτουργία του έχει σαν απαραίτητο εξάρτημα το συμπιεστή, ο οποίος καταναλώνει ρεύμα κατά τη λειτουργία του. Στην περίπτωση αυτή, ο συμπιεστής τροφοδοτείται από τον στρόβιλο του ORC και άρα δεν έχουμε κατανάλωση ρεύματος. Το ίδιο ισχύει και για την αντλία του ORC. Έτσι, υπάρχουν ελάχιστες καταναλώσεις ρεύματος, σχετιζόμενες με δευτερεύουσες λειτουργίες του συστήματος (σύστημα ελέγχου κλπ). Έτσι, είναι δυνατή η ανάκτηση θερμότητας και η παραγωγή ψύξης. Οι δύο συνιστώσες συνδέονται μέσω του άξονα που συνδέει το στρόβιλο και τον συμπιεστή, καθώς δεν έχουμε παραγωγή ρεύματος. Επίσης, υπάρχει κοινός συμπυκνωτής για τα δύο συστήματα και άρα και κοινό εργαζόμενο μέσο.

#### 1.2.1.1 Αρχή λειτουργίας

Ο κύκλος ORC έχει αντίστοιχη αρχή λειτουργίας με τον κύκλο Rankine. Στην περίπτωση που μελετάται, θεωρήθηκε ότι υπάρχει ένας πρώτος εναλλάκτης για τη μεταφορά της θερμότητας μεταξύ του καυσαερίου και ενός κυκλώματος πεπιεσμένου νερού, καθώς η διάταξη αυτή προσφέρει συγκεκριμένα πλεονεκτήματα. Το πεπιεσμένο νερό μεταφέρει τη θερμότητά του στο οργανικό μέσο του κύκλου μέσω ενός δευτέρου εναλλάκτη (ατμοποιητής I). Το οργανικό μέσο λειτουργεί σε δύο επίπεδα πιέσεων, την υψηλή, στην οποία γίνεται η μετάδοση της θερμότητας από το κύκλωμα του νερού, και την χαμηλή, που είναι η πίεση συμπύκνωσης. Το οργανικό μέσο υπερθερμαίνεται στον ατμοποιητή I και στην συνέχεια εκτονώνεται στον στρόβιλο για την παραγωγή του ωφέλιμου έργου. Από την έξοδο του στρόβιλου περνάει στον συμπυκνωτή όπου συμπυκνώνεται υπό την πίεση του συμπυκνωτή. Τέλος, κατά την έξοδο από τον συμπυκνωτή, το μέσο σε υγρή μορφή συμπιέζεται με την αντλία στην υψηλή πίεση του συστήματος.

Ο κύκλος συμπίεσης ατμών λειτουργεί σε δύο επίπεδα πιέσεων, την πίεση συμπύκνωσης και την πίεση ατμοποίησης, που είναι η χαμηλή πίεση του κύκλου. Το μέσο διερχόμενο μέσω του ατμοποιητή ατμοποιείται, παίρνοντας έτσι τη θερμότητα από το νερό το οποίο ψύχεται στον ατμοποιητή. Στη συνέχεια, με τη βοήθεια του συμπιεστή, συμπιέζεται στην υψηλή πίεση του συστήματος, με την διεργασία αυτή να απαιτεί μια σχετικά μεγάλη ποσότητα ισχύος. Το μέσο μετά συμπυκνώνεται, ενώ τέλος διέρχεται μέσω μιας στραγγαλιστικής βαλβίδας, όπου η πίεσή του πέφτει στην πίεση του ατμοποιητή.

Οι δύο κύκλοι μπορούν να λειτουργήσουν με διάφορα εργαζόμενα μέσα. Λόγω των περιορισμών στη χρήση μέσων που είναι επιβλαβή για το περιβάλλον, στους κύκλους μπορούν να χρησιμοποιηθούν μέσα με φιλικές προς το περιβάλλον ιδιότητες, όπως οι υδρογονάνθρακες.

### **1.2.2 Κύκλος ψύξης με συμπίεση μέσω ακροφυσίου**

Ο κύκλος αυτός είναι παρόμοιος με τον κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών, με τη διαφορά ότι αντί για συμπιεστή, χρησιμοποιείται το ζεύγος αναγεννητή (generator) και ακροφυσίου (ejector) για τη συμπίεση του μέσου. Ο κύκλος αυτός είναι αρκετά απλός και θεωρείται αξιόπιστος. Γενικά έχει μελετηθεί αρκετά στη βιβλιογραφία αλλά δεν έχει γνωρίσει εμπορική εφαρμογή, λόγω της χαμηλής απόδοσής του.

#### **1.2.2.1 Αρχές λειτουργίας**

Σε αυτήν την περίπτωση θεωρήθηκε ξανά ότι υπάρχει ο πρώτος εναλλάκτης καυσαερίου νερού. Το σύστημα λειτουργεί μεταξύ τριών πιέσεων, την υψηλή, στην οποία γίνεται η μεταφορά θερμότητας, την χαμηλή, που είναι η πίεση του ατμοποιητή και την μέση που είναι η πίεση του συμπυκνωτή. Το εργαζόμενο μέσο θερμαίνεται στον αναγεννητή και στη συνέχεια εισέρχεται στο ακροφύσιο. Εκεί περνάει πρώτα μέσω ενός ακροφυσίου, όπου αυξάνεται η ταχύτητα του, φτάνοντας σε υπερηχητικές ταχύτητες, και μειώνεται η πίεσή του, σε μία πίεση λίγο χαμηλότερη της πίεσης του ατμοποιητή. Λόγω τη διαφοράς πίεσης, το ρεύμα του ατμοποιητή εισέρχεται στο ακροφύσιο και τα δύο ρεύματα αναμιγνύονται υπό σταθερή πίεση σε ένα χώρο σταθερής διατομής (θάλαμος ανάμιξης). Στο τέλος του, πραγματοποιείται ένα κύμα κρούσης, στο οποίο γίνεται πτώση της ταχύτητας σε υποηχητικές τιμές και αύξηση της πίεσης. Τέλος, ακολουθεί ένας διαχύτης, στον οποίο πραγματοποιείται ανάκτηση πίεσης και το ρεύμα εξέρχεται με στην πίεση του συμπυκνωτή (Εικόνα 3). Η υπόλοιπη διάταξη είναι όμοια με αυτή του κύκλου συμπίεσης ατμών, καθώς αποτελείται από τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή, μια στραγγαλιστική βαλβίδα για την μείωση της πίεσης από την πίεση συμπυκνωτή στην πίεση ατμοποιητή και μια αντλία για τη συμπίεση του εργαζόμενου μέσου από την μέση στην υψηλή πίεση.

Τα εργαζόμενα μέσα και σε αυτήν την περίπτωση είναι οργανικά μέσα και προτιμώνται αυτά που είναι φιλικά προς το περιβάλλον, όπως οι υδρογονάνθρακες.

### **1.2.3 Κύκλος απορρόφησης**



Ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης είναι ένας κύκλος ψύξης του οποίου η αρχή λειτουργίας είναι παρόμοια με αυτήν του συμβατικού κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών. Η βασική διαφορά των δύο κύκλων βρίσκεται στον τρόπο που γίνεται η συμπίεση του εργαζόμενου μέσου. Αντί για έναν συμπιεστή που τροφοδοτείται με ρεύμα, ο κύκλος απορρόφησης χρησιμοποιεί έναν θερμοσυμπιεστή, δηλαδή μια διάταξη η οποία έχει σαν είσοδο θερμότητα και εκμεταλλεύομενη διεργασίες ενός μίγματος, έχει σαν αποτέλεσμα την συμπίεση του εργαζόμενου μέσου. Εκτός αυτού, οι δύο κύκλοι είναι όμοιοι, καθώς και ο κύκλος απορρόφησης αποτελείται ακόμα από ένα συμπυκνωτή για την απόρριψη της θερμότητας, έναν ατμοποιητή για την ψύξη νερού όπου παράγεται το ψυκτικό αποτέλεσμα και μία στραγγαλιστική βαλβίδα για πτώση της πίεσης του μέσου μεταξύ συμπυκνωτή και ατμοποιητή. Τέλος, πρέπει να σημειωθεί ότι μια διαφορά των δύο κύκλων είναι ότι ενώ ο συμβατικός κύκλος δουλεύει μεταξύ δύο θερμοκρασιών (εξατμιστή και συμπυκνωτή), ο κύκλος απορρόφησης δουλεύει μεταξύ τριών θερμοκρασιών (εξατμιστή, συμπυκνωτή και γεννήτριας).

Η θερμότητα που εισέρχεται στον κύκλο μπορεί να προέλθει από πολλές πηγές. Μπορεί να προέρχεται από ένα ηλιακό σύστημα, δημιουργώντας ένα σύστημα ηλιακής ψύξης, από γεωθερμία ή από απορριπτόμενη θερμότητα, όπως σε αυτήν την εργασία. Βέβαια, υπάρχουν και περιπτώσεις ψυκτών απορρόφησης, με εμπορική εφαρμογή, η οποία χρησιμοποιούν θερμότητα από καύση. Παρόλα αυτά, η δυνατότητα τους να λειτουργούν σε χαμηλές θερμοκρασίες με θερμότητα από άλλες πηγές εκτός καύσης δίνει στους ψύκτες απορρόφησης ένα μεγάλο πλεονέκτημα έναντι των συμβατικών ψυκτών. Επίσης, έχει το πλεονέκτημα της λειτουργίας χωρίς ογκώδη και κινούμενα μηχανικά μέρη.

#### 1.2.3.1 Αρχή λειτουργίας

Ο κύκλος βασίζεται σε δύο βασικές διεργασίες προκειμένου να επιτύχει την συμπίεση του ψυκτικού μέσου, οι οποίες πραγματοποιούνται σε δύο δοχεία, τα οποία αποτελούν πολύ σημαντικά μέρη του συστήματος. Οι διεργασίες αυτές είναι:

##### Εκρόφηση (γεννήτρια)

Εκρόφηση είναι η διαδικασία κατά την οποία παράγεται ατμός από ένα μίγμα, δύο ή παραπάνω συστατικών, το οποίο βρισκόταν σε υγρή ή στερεά φάση. Ο όρος διαφέρει από τον όρο ατμοποίηση. Κατά την εκρόφηση, ο ατμός που παράγεται αποτελείται βασικά από μία συνιστώσα του μίγματος, ενώ στην ατμοποίηση όλες οι συνιστώσες του μίγματος ατμοποιούνται. Στην γεννήτρια, όπου λαμβάνει χώρα η εκρόφηση, εισάγεται το μίγμα σε υγρή μορφή και μετά τη διαδικασία της εκρόφησης εξέρχεται νερό σε υπέρθερμη κατάσταση και μίγμα με υψηλότερη συγκέντρωση. Επειδή η διαδικασία είναι ενδόθερμη, εισάγεται η απαιτούμενη θερμότητα από το ζεστό πεπεσμένο νερό. Τα δύο ρεύματα που εξέρχονται βρίσκονται σε υψηλότερη θερμοκρασία από το εισερχόμενο. Στον κύκλο βρωμιούχου λιθίου-νερού, λόγω του υψηλού σημείου ατμοποίησης του βρωμιούχου λιθίου, κατά την θέρμανση της γεννήτριας μόνο το νερό ατμοποιείται, ενώ το βρωμιούχο λίθιο παραμένει σε υγρή μορφή. Λόγω αυτού, στην έξοδο της γεννήτριας που εξέρχεται ο υπέρθερμος ατμός, η περιεκτικότητα σε βρωμιούχο λίθιο είναι μηδενική. Η γεννήτρια λειτουργεί στην υψηλή πίεση του συστήματος.

### Απορρόφηση (Απορροφητής)

Απορρόφηση είναι η διαδικασία κατά την οποία παράγεται μίγμα σε υγρή ή στερεά κατάσταση, από μια ουσία που βρισκόταν σε κατάσταση ατμού και μία ουσία που βρισκόταν σε κατάσταση υγρού. Ουσιαστικά, είναι όρος παρόμοιος με την συμπύκνωση, με τη διαφορά ότι κατά την απορρόφηση ένα τουλάχιστον συστατικό του μίγματος βρισκόταν ήδη σε υγρή κατάσταση. Στο κύκλο απορρόφησης, η απορρόφηση γίνεται στον απορροφητή. Σε αυτόν εισέρχεται το ψυκτικό μέσο σε κατάσταση ατμού μετά την έξοδο του από τον ατμοποιητή, καθώς και το μίγμα με την υψηλή συγκέντρωση που εξέρχεται από την στραγγαλιστική βαλβίδα σε υγρή κατάσταση. Από αυτόν εξέρχεται μίγμα στην χαμηλή συγκέντρωση και σε υγρή κατάσταση. Επειδή η διαδικασία είναι εξώθερμη, το δοχείο του απορροφητή πρέπει να ψύχεται. Ο απορροφητής λειτουργεί στην χαμηλή πίεση του συστήματος.

Κατά τα άλλα, ο κύκλος αποτελείται από τον συμπυκνωτή, την στραγγαλιστική βαλβίδα και τον εξατμιστή, όπως και ο συμβατικός κύκλος συμπίεσης ατμών. Επίσης, μεταξύ του απορροφητή και της γεννήτριας βρίσκονται μια αντλία και μια στραγγαλιστική βαλβίδα λόγω της διαφοράς πίεσης μεταξύ των δύο δοχείων. Τέλος, σε αρκετές περιπτώσεις, λόγω της συνεισφοράς του στην μείωση του απαιτούμενου από τη γεννήτρια φορτίου, υπάρχει και ένας εναλλάκτης μεταξύ του απορροφητή και της γεννήτριας, ο οποίος λειτουργεί στην υψηλή πίεση του συστήματος. Επίσης, ο εναλλάκτης βοηθάει στη μείωση του φορτίου του απορροφητή, μειώνοντας έτσι το φορτίο ψύξης του συστήματος.

Τέλος, σε ότι αφορά τα εργαζόμενα μέσα του κύκλου, οι πιο συνηθισμένοι συνδυασμοί απορροφητή-ψυκτικού μέσου είναι το βρωμιούχο λίθιο-νερό και το νερό-αμμωνία. Στην εργασία αυτή επιλέχθηκε το πρώτο μίγμα. Το μίγμα βρωμιούχου λιθίου-νερού χρησιμοποιείται ευρέως. Παρόλα αυτά, λειτουργεί σε πολύ χαμηλές πιέσεις. Λόγω της λειτουργίας με ψυκτικό μέσο το νερό, ο κύκλος απορρόφησης δουλεύει σε πολύ χαμηλές πιέσεις, από 1 έως περίπου 20 kPa. Αυτό το γεγονός δημιουργεί κάποια θέματα στο σχεδιασμό του κύκλου, όπως το ότι το σύστημα πρέπει να είναι ερμητικά κλειστό και απομονωμένο από το περιβάλλον. Επίσης, το γεγονός ότι το ψυκτικό μέσο είναι το νερό κάνει τον κύκλο να μην μπορεί να παράγει κρύο νερό κάτω από τους 0 °C, διότι το νερό σε αυτή τη θερμοκρασία παγώνει. Επίσης, αν ληφθεί υπόψη το γεγονός ότι το ψυκτικό μέσο πρέπει να είναι σε χαμηλότερη θερμοκρασία από το νερό που ψύχεται, φαίνεται ότι ο ψύκτης απορρόφησης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ψύξη νερού μέχρι το πολύ 3-4 °C. Τέλος, το μέσο αυτό παρουσιάζει το πρόβλημα της κρυσταλλοποίησης.

Η βασική διαφορά μεταξύ των δύο μιγμάτων είναι οι θερμοκρασίες νερού που μπορούν να αποδώσουν. Ο ψύκτης με βρωμιούχο λίθιο-νερό, λόγω του ότι έχει το νερό σαν ψυκτικό, δεν μπορεί να αποδώσει θερμοκρασίες χαμηλότερες από 3-4 °C, αφού σε χαμηλότερες θερμοκρασίες το νερό παγώνει. Αντίθετα, η αμμωνία που δεν αντιμετωπίζει παρόμοιο θέμα, μπορεί να δώσει που χαμηλές θερμοκρασίες. Επίσης, το COP του κύκλου με αμμωνία-νερό είναι γενικά χαμηλότερο.

#### **1.2.4 Ψύξη με προσρόφηση**

Η ψύξη με προσρόφηση πετυχαίνει τη συμπίεση του εργαζόμενου μέσου αξιοποιώντας το φαινόμενο της προσρόφησης. Αυτή η μέθοδος ψύξης είναι γνωστή εδώ και αρκετά χρόνια και έχει μελετηθεί εκτενώς. Επίσης, υπάρχουν και κάποιες εταιρίες που παράγουν

εμπορικούς ψύκτες προσρόφησης, παρόλα αυτά, η χρήση τους δεν είναι τόσο διαδεδομένη όσο των ψυκτών απορρόφησης. Γενικά, ένα μεγάλο πλεονέκτημά τους είναι ότι δεν έχουν κινούμενα ή περιστρεφόμενα μέρη και άρα απαιτούν μικρότερα κόστη συντήρησης, καθώς επίσης είναι πιο κατάλληλοι για εφαρμογές που προβλέπεται να υπάρχουν έντονοι κραδασμοί, όπως σε μεταφορικά μέσα. Τέλος, τα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται δεν αντιμετωπίζουν προβλήματα όπως η κρυσταλλοποίηση. Αντίθετα, το μεγάλο μειονέκτημα του ψύκτη είναι η χαμηλή απόδοση που μπορεί να φτάσει, καθώς και το ότι προς το παρόν οι εφαρμογές τέτοιων ψυκτών περιορίζονται σε σχετικά χαμηλές τιμές ισχύος.

#### 1.2.4.1 Αρχές λειτουργίας

Αυτός ο κύκλος ψύξης βασίζεται στο φαινόμενο της προσρόφησης. Στον κύκλο υπάρχει το προσροφητικό υλικό, που συνήθως είναι *silica gel*, ζεόλιθος ή ενεργός άνθρακας και το οποίο βρίσκεται στην προσροφητική κλίνη. Κατά το φαινόμενο της προσρόφησης, τα μόρια του ψυκτικού μέσου προσκολλώνται πάνω στην επιφάνεια του προσροφητή, με τη διαδικασία να είναι εξώθερμη. Η αντίθετη διαδικασία ονομάζεται εκρόφηση και κατά τη διάρκειά της, το εργαζόμενο μέσο εκροφάται από την προσροφητική ουσία. Η εκρόφηση είναι μια ενδόθερμη διαδικασία και εκεί αξιοποιείται η εισερχόμενη στον κύκλο θερμότητα.

Ο κύκλος έχει τέσσερα στάδια:

Πρώτη φάση ( αντίστοιχη με φάση συμπίεσης ) :

Ο προσροφητής ζεσταίνεται από μια εξωτερική πηγή και έτσι η πίεση και η θερμοκρασία του ανεβαίνει, μέχρι την πίεση συμπίκνωσης.

Δεύτερη φάση (αντίστοιχη με συμπίκνωση) :

Στη συνέχεια, ο προσροφητής συνδέεται με τον συμπυκνωτή . Όσο η θερμοκρασία του προσροφητή ανεβαίνει, το ψυκτικό μέσο εκροφάται από τον προσροφητή σε μορφή ατμού και συμπυκνώνεται.

Τρίτη φάση (αντίστοιχη με στραγγαλισμό) : Όταν όλη η ποσότητα εργαζόμενου μέσου έχει εκροφηθεί, ο προσροφητής αποσυνδέεται από τον συμπυκνωτή και αρχίζει να ψύχεται από εξωτερική πηγή. Έτσι πέφτει η πίεση και η θερμοκρασία του, μέχρι να φτάσει την θερμοκρασία του ατμοποιητή.

Τέταρτη φάση (αντίστοιχη με ατμοποίηση) : Ο προσροφητής συνδέεται με τον ατμοποιητή και καθώς συνεχίζει να ψύχεται, αρχίζει να προσροφά το ατμοποιημένο εργαζόμενο μέσο.

Γενικά, επειδή ο περιγραφόμενος κύκλος απαιτεί εναλλάξ θέρμανση και ψύξη του προσροφητή, η παραγωγή ψύξης δεν μπορεί να είναι συνεχόμενη. Αντίθετα, αν χρησιμοποιηθούν δύο ή παραπάνω προσροφητικές κλίνες, η ψύξη μπορεί να είναι συνεχόμενη.

### 1.3 Σκοπός εργασίας

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, η ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας είναι μια επιλογή που συνδυάζει τη μείωση του σχετιζόμενου με κατανάλωση ρεύματος κόστους παράλληλα με θετικά αποτελέσματα για το περιβάλλον. Στην περίπτωση της παραγωγής ψύξης, η χρήση της απορριπτόμενης θερμότητας μπορεί να εφαρμοστεί και να υποκαταστήσει τη συμβατικά παραγόμενη ψύξη και να μειώσει την κατανάλωση ρεύματος,

μειώνοντας έτσι τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα και τα έξοδα για την παραγωγή της ψύξης. Τα παραπάνω δείχνουν ότι θα είχε ενδιαφέρον η διερεύνηση της απόδοσης που μπορούν να επιτύχουν αυτά τα συστήματα, καθώς και αν μια πιθανή επένδυση για εγκατάστασή τέτοιου συστήματος θα ήταν αποδοτική.

Σε αυτήν την εργασία, γίνεται διερεύνηση της δυνατότητας παραγωγής ψύξης από απορριπτόμενη θερμότητα σε χαμηλές θερμοκρασίες. Οι τεχνολογίες που μελετήθηκαν ήταν ο συνδυασμένος οργανικός κύκλος Rankine (ORC) με κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών, ο κύκλος ψύξης με συμπίεση μέσω ακροφυσίου, η ψύξη με απορρόφηση και η ψύξη με προσρόφηση.

Σκοπός της εργασίας είναι ο υπολογισμός του COP, της ψυκτικής ισχύος και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης που μπορεί να πετύχει κάθε σύστημα για ένα εύρος θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού νερού στον κύκλο, ώστε να μπορέσει να γίνει μια σύγκριση μεταξύ των κύκλων και να βρεθεί ποιος μπορεί να φτάσει την υψηλότερη απόδοση. Επίσης, αξιολογείται η πιθανότητα εγκατάστασης ενός τέτοιου συστήματος, για να βρεθεί αν θα ήταν αποδοτικό το να υποκατασταθεί ένας συμβατικός κύκλος συμπίεσης ατμών που λειτουργεί με ρεύμα.

Για τον υπολογισμό της απόδοσης κάθε συστήματος, έγινε μοντελοποίηση του. Για τον κύκλο ORC-VCC, τον κύκλο με ακροφύσιο και τον ψύκτη απορρόφησης έγινε αναλυτική μοντελοποίηση σε περιβάλλον Matlab. Έτσι, υπολογίστηκαν καμπύλες μεταβολής του COP, της ψυκτικής ισχύος και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον κύκλο. Για τον κύκλο προσρόφησης, τέτοιες καμπύλες πάρθηκαν από δεδομένα δύο κατασκευαστών, μαζί με άλλα δεδομένα για τη λειτουργία των ψυκτών, όπως θερμοκρασιακές διαφορές και θερμοκρασίες εισόδου των ρευμάτων νερού, κατανάλωση ισχύος κλπ, τα οποία επέτρεψαν το σχεδιασμό αντίστοιχων καμπύλων, ώστε να μπορεί να γίνει σύγκριση μεταξύ των τεσσάρων τεχνολογιών. Τέλος, για την αξιολόγηση πιθανής επένδυσης, υπολογίστηκαν οι πιο βασικοί δείκτες αξιολόγησης, δηλαδή η καθαρή παρούσα αξία (NPV), ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR) και ο χρόνος αποπληρωμής (PBP). Αυτά υπολογίστηκαν για μία συγκεκριμένη περίπτωση ζήτησης ψύξης και ως έσοδα θεωρήθηκαν τα χρήματα που διαφορετικά θα καταναλώνονταν για την αγορά ηλεκτρικής ενέργειας.

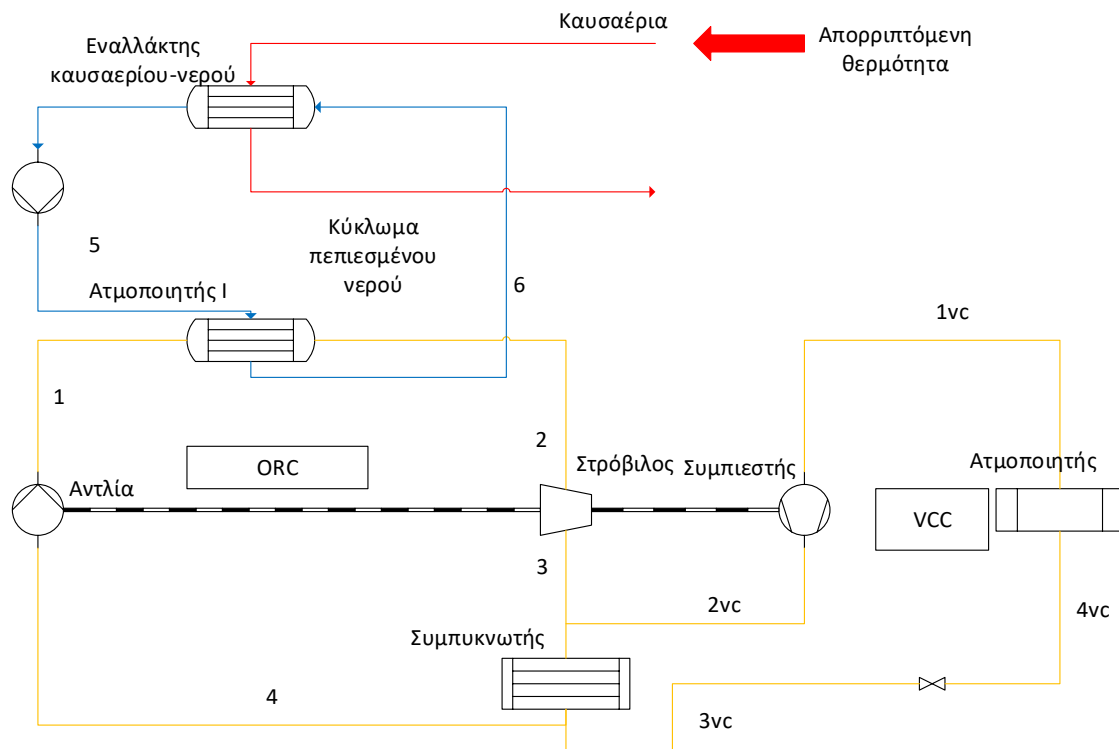
## **2. Μοντελοποίηση των συστημάτων θερμικής ψύξης**

Παρακάτω θα γίνει μια σύντομη περιγραφή της μεθοδολογίας μοντελοποίησης των συστημάτων. Για κάθε σύστημα, θα παρουσιαστεί ένα σχήμα της διάταξης του συστήματος, καθώς και πίνακες με τα δεδομένα. Τα δεδομένα χωρίζονται στις σταθερές του συστήματος, που είναι τα μεγέθη που είχαν μια σταθερή τιμή κατά τη διάρκεια των υπολογισμών, καθώς και οι μεταβλητές, που ήταν τα μεγέθη που κυμαίνονταν εντός ενός εύρους κατά τη διάρκεια των υπολογισμών.

## 2.1 Μοντελοποίηση της πηγής θερμότητας

Η πηγή θερμότητας θεωρήθηκε ότι είναι καυσαέρια από μια βιομηχανική διεργασία. Αυτά έχουν θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου από το σύστημα ψύξης 200 και 120 °C αντίστοιχα, ενώ συνολικά η ισχύς που ανακτάται είναι 1592 kW και είναι σταθερή σε κάθε περίπτωση. Τα καυσαέρια μοντελοποιήθηκαν σαν αέρας. Επίσης, σε όλα τα συστήματα θεωρήθηκε ότι υπάρχει ένας εναλλάκτης καυσαερίου-νερού και στη συνέχεια το νερό μεταφέρει τη θερμότητα στον κύκλο.

## 2.2 Κύκλος ORC-VCC



Εικόνα 1 : Διάταξη κύκλου ORC-VCC

Στον κύκλο αυτό εξετάστηκαν πέντε οργανικά μέσα για να φανεί πιο από αυτά μπορεί να επιτύχει την υψηλότερη απόδοση. Αυτά ήταν:

Πίνακας 1 : Εξεταζόμενα εργαζόμενα μέσα

	Tcrit(°C)	Pcrit (bar)	GWP	ODP	Safety Group
R1234ze	110	36	6	0	A2L
Isobutane	135	36	3	0	A3
Butane	152	38	4	0	A3

Isopentane	187	33	4	0	A3
Isohexane	225	30	-	-	-

Οι παραδοχές που έγιναν για τον κύκλο και τα μεγέθη που διατηρήθηκαν σταθερά φαίνονται παρακάτω, ξεχωριστά για τον κύκλο ORC και για τον VCC.

Πίνακας 2 : Παραδοχές για τον κύκλο ORC

Βαθμοί απόδοσης	
Ηανλίας	0,8
Ηστροβ	0,8
Ημηχανικός	0,98
Συμπυκνωτής	
Θερμοκρασία(°C)	40
Pinch point (K)	10
Θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού νερού (°C)	15
Υπόψυξη (K)	5
Εναλλάκτης καυσαερίου-νερού	
Pinch point (K)	20
Ατμοποιητής I	
Υπερθέρμανση (K)	2

Πίνακας 3 : Παραδοχές για τον κύκλο VCC

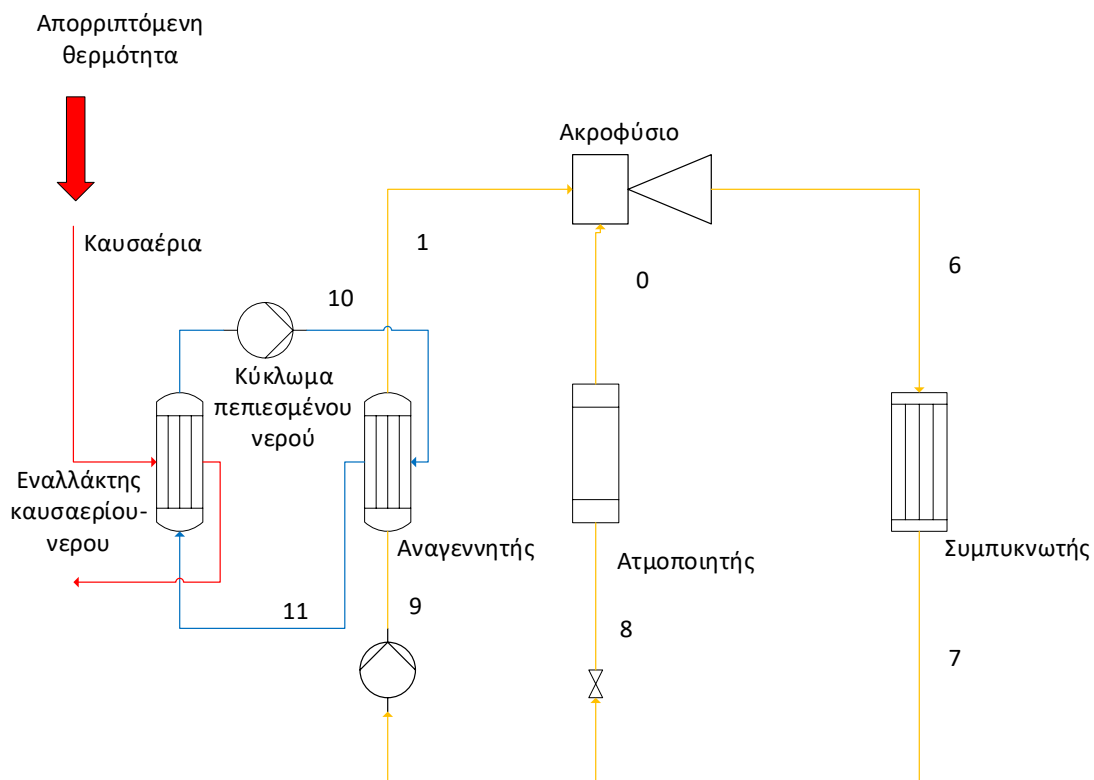
Βαθμοί απόδοσης	
Ησυμπίεστη	0,8
Συμπυκνωτής	
Θερμοκρασία (°C)	40
Pinch point (K)	10
Θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού νερού (°C)	15
Υπόψυξη (K)	5
Ατμοποιητής	
Υπερθέρμανση (K)	5
Θερμοκρασιακή διαφορά ψυχόμενου νερού (K)	5
Θερμοκρασία ατμοποίησης (K)	$T_{cw,out}-5$

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι μεταβλητές, δηλαδή τα μεγέθη των οποίων η τιμή μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια των υπολογισμών.

Πίνακας 4 :Μεταβλητές για τον κύκλο ORC-VCC

Μεταβλητή	Εύρος
Θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού (°C)	110-180
Πίεση ατμοποιητή Ι (bar)	$P_{sat}(T=50\text{ }^{\circ}\text{C})$ -30 bar
Θερμοκρασία εξόδου ψυχόμενου νερού (°C)	4,7,10

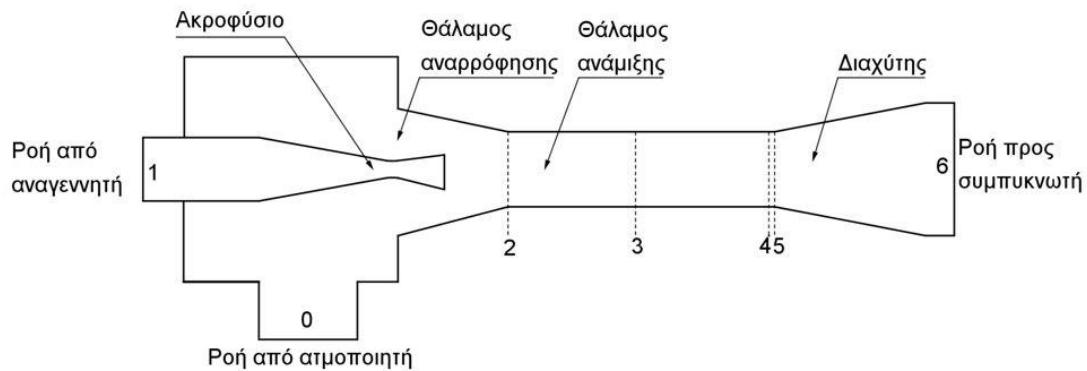
### 2.3 Κύκλος ψύξης με ακροφύσιο



Εικόνα 2 : Διάταξη κύκλου ψύξης με ακροφύσιο

Στον κύκλο αυτόν, ομοίως με προηγουμένως, εξετάστηκαν πέντε οργανικά μέσα για να φανεί πιο από αυτά μπορεί να επιτύχει την υψηλότερη απόδοση. Αυτά φαίνονται παραπάνω (Πίνακας 1).

Σε αυτήν την περίπτωση, ιδιαίτερη προσοχή δόθηκε στη μοντελοποίηση του ακροφυσίου (ejector), το οποίο αποτελεί βασικό μέρος του συστήματος. Η διάταξή του φαίνεται παρακάτω:



Εικόνα 3 : Διάταξη ακροφυσίου

Οι παραδοχές που αφορούν τα μεγέθη του ακροφυσίου φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 5 : Assumptions for the ejector modeling

$\gamma$	1,3
Υπερθέρμανση στον αναγεννητή (K)	5
Υπερθέρμανση στον ατμοποιητή (K)	5
$\eta_{\text{ακροφυσίου}}$ (%)	95
$\eta_{\text{ανάμιξης}}$ (%)	90
$\eta_{\text{διαχύτη}}$ (%)	90

Για τον υπολογισμό των τιμών των μεγεθών του κύκλου, πρέπει να υπολογιστεί η πίεση ανάμιξης και ο λόγος παροχής μάζας ατμοποιητή προς παροχή μάζας αναγεννητή για το ακροφύσιο. Αυτό γίνεται με δύο επαναληπτικές διαδικασίες, η οποίες τελικά δίνουν τις παραπάνω τιμές για τις οποίες το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει με βάση τις παραδοχές που έχουν γίνει για το ακροφύσιο.

Οι παραδοχές που αφορούν το συνολικό κύκλο φαίνονται παρακάτω:

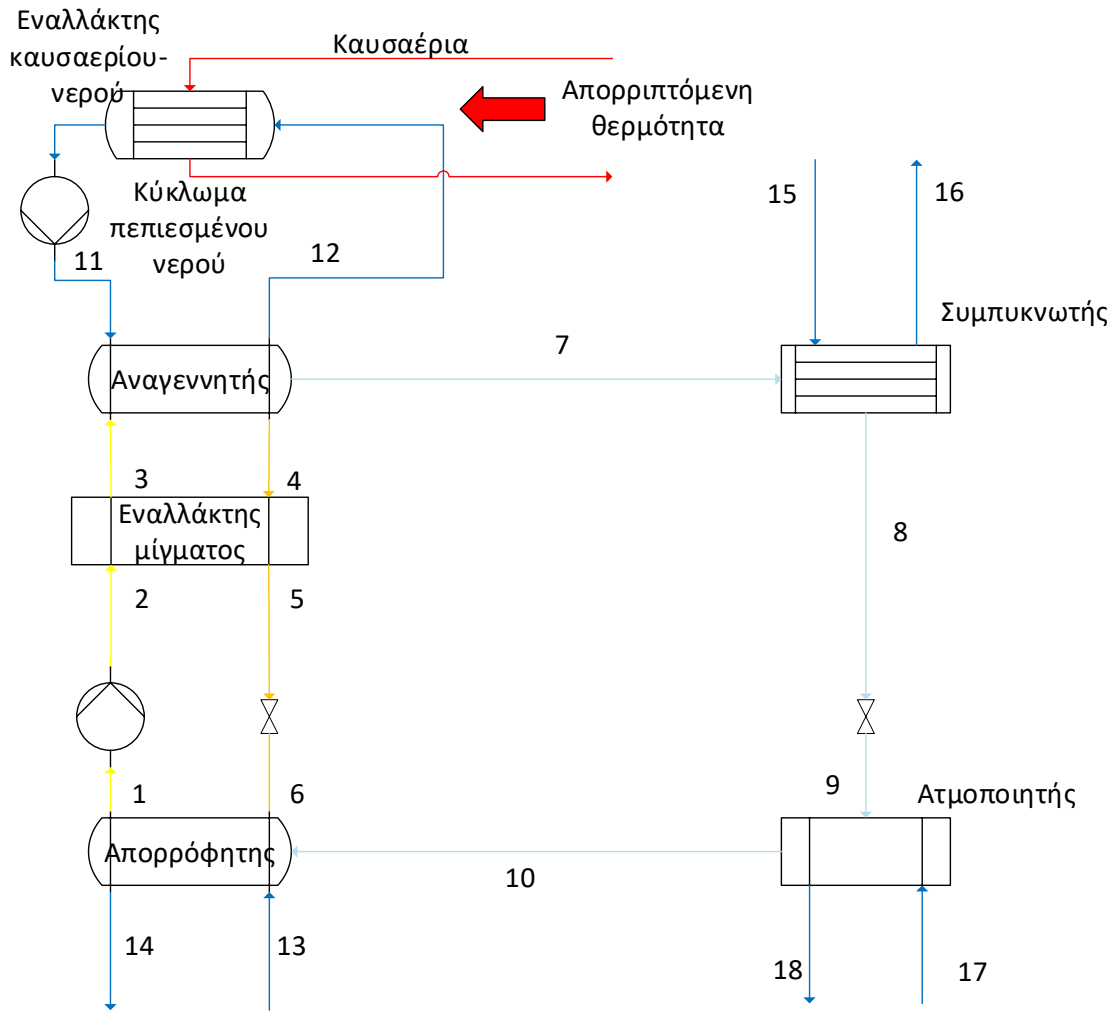
Πίνακας 6 : Παραδοχές για τον κύκλο ψύξης με ακροφύσιο

Αντλία	
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	0,8
Απόδοση κινητήρα	0.85
Συμπυκνωτής	
Θερμοκρασία (°C)	40
Pinch point (K)	10
Θερμοκρασιακή διαφορά ψυχόμενου νερού (°C)	15
Υπόψυξη (K)	5
Ατμοποιητής	
Υπερθέρμανση (K)	5
Θερμοκρασιακή διαφορά ψυχόμενου νερού	5
Θερμοκρασία ατμοποίησης (K)	$T_{\text{cw,out}}-5$



Οι μεταβλητές που αφορούν το συνολικό κύκλο είναι όμοιες με την προηγούμενη περίπτωση (Πίνακας 4).

## 2.4 Ψύκτης απορρόφησης



Εικόνα 4 : Διάταξη ψύκτη απορρόφησης

Για την μοντελοποίηση του κύκλου, αρχικά χρειάστηκε να υπολογιστούν οι ιδιότητες του μίγματος βρωμιούχου λιθίου-νερού. Οι βασικές παραδοχές που έγιναν για την μοντελοποίηση του κύκλου φαίνονται παρακάτω:

Πίνακας 7 : Παραδοχές για τον κύκλο απορρόφησης

Ατμοποιητής	
Θερμοκρασιακή διαφορά ψυχόμενου νερού (K)	5
Θερμοκρασία ατμοποίησης (K)	$T_{cw,out} - 5$
Υπερθέρμανση (K)	5
Συμπυκνωτής	
Pinch Point (K)	10
Θερμοκρασιακή διαφορά ψυχόμενου νερού (°C)	20
Υπόψυξη (K)	5
Αναγεννητής	
Θερμοκρασία (°C)	$T_{hw,in} - 10$
Θερμοκρασία εξόδου θερμού νερού (°C)	$T_{hw,in} - 7$
Αντλία (ισεντροπική)	
Απόδοση αντλίας (κινητήρα)	0.85
Εναλλάκτης μίγματος	
Αποδοτικότητα εναλλάκτη	0.6

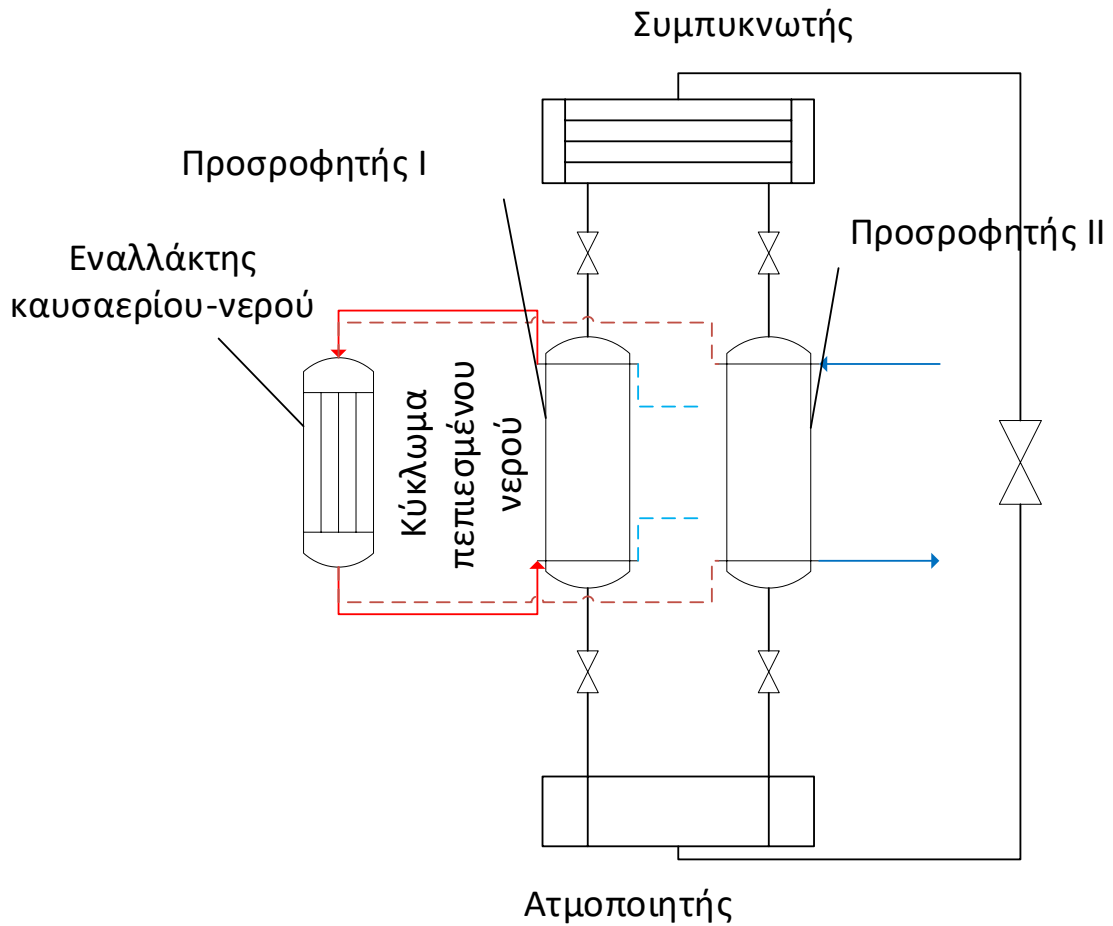
Στη συνέχεια, φαίνονται οι τιμές για τις μεταβλητές του κύκλου:

Πίνακας 8: Μεταβλητές για τον κύκλο απορρόφησης

Μεταβλητή	Εύρος
Θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού (°C)	95-120
Θερμοκρασία εξόδου ψυχόμενου νερού (°C)	4,7,10

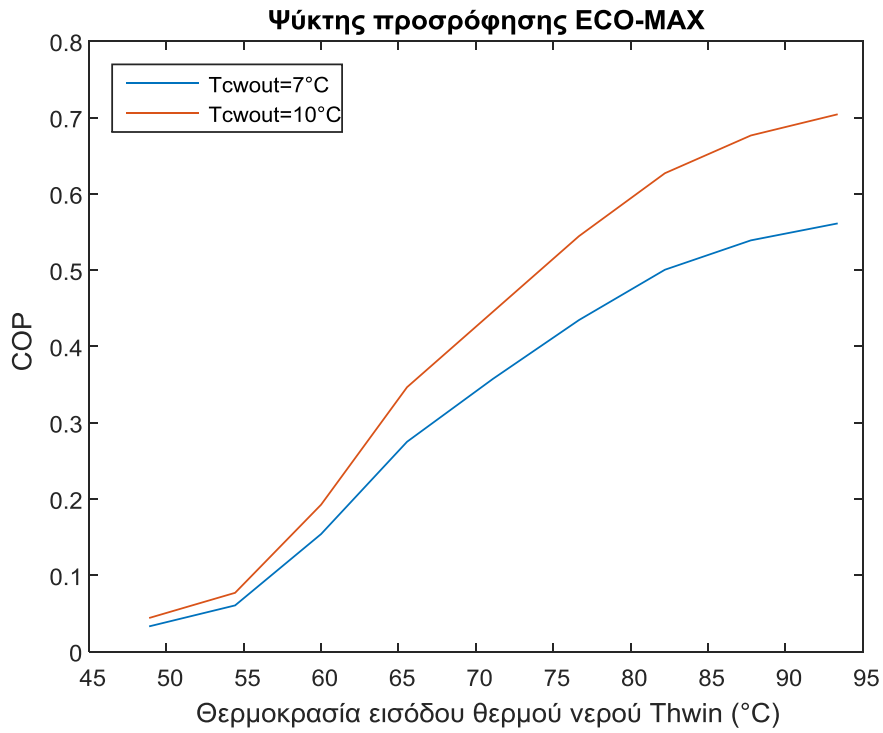
Ο λόγος που η θερμοκρασία εισόδου του νερού περιορίζεται σε ένα μικρό σχετικά εύρος είναι προβλήματα που σχετίζονται με το μίγμα (π.χ. κρυσταλλοποίηση).

## 2.5 Ψύκτης προσρόφησης

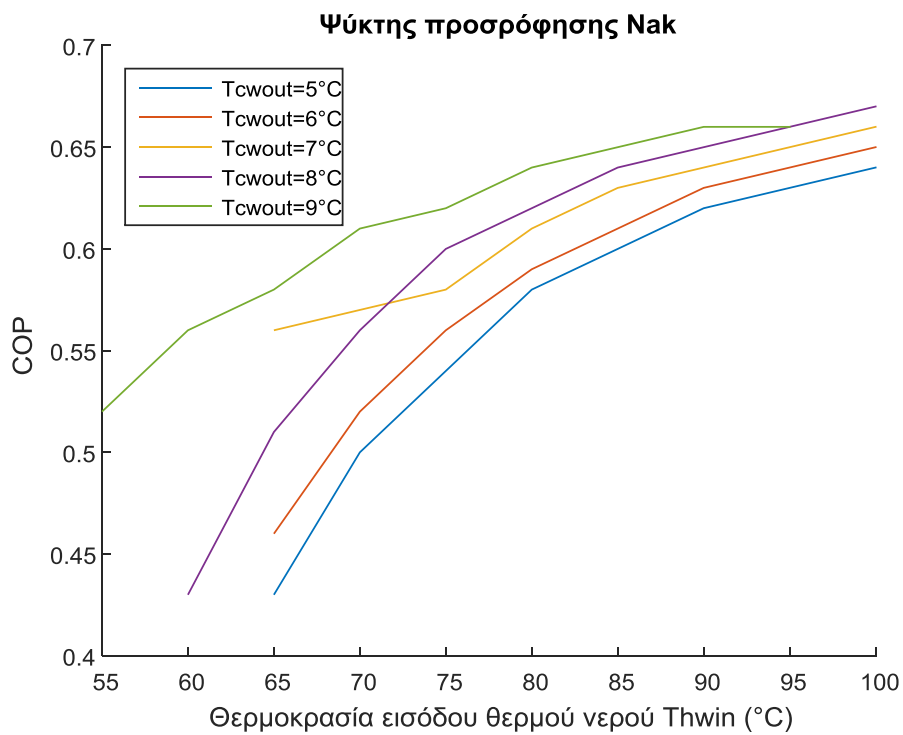


Εικόνα 5 : Διάταξη κύκλου προσρόφησης

Για τον ψύκτη προσρόφησης δεν έγινε αναλυτική μοντελοποίηση, αλλά πάρθηκαν από κατασκευαστές δεδομένα που δίνουν τη μεταβολή του COP του ψύκτη με τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον ψύκτη. Οι ψύκτες ήταν από δύο διαφορετικού κατασκευαστές (Nak, ECO-MAX), οι οποίοι κατασκευάζουν ψύκτες για ψυκτική ισχύ στο επίπεδο του 1 MW. Τα διαγράμματα φαίνονται παρακάτω:



Εικόνα 6: Μεταβολή COP με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τον ψύκτη προσρόφησης ECO-MAX [1]



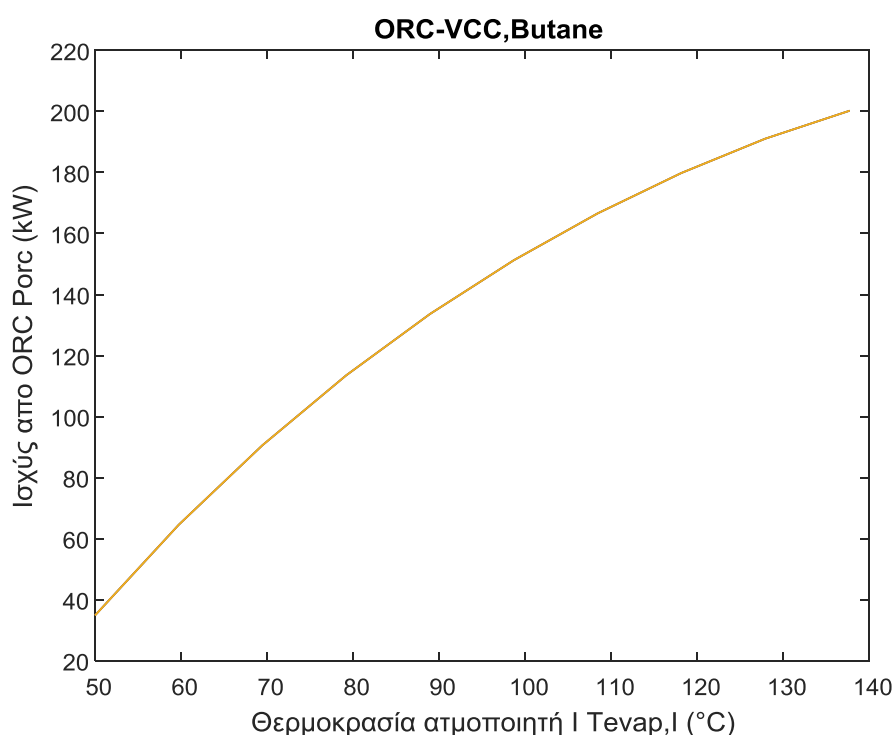
Εικόνα 7 : Μεταβολή COP με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τον ψύκτη προσρόφησης Nak

### 3. Αποτελέσματα

Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται αρχικά για κάθε κύκλο ξεχωριστά, ενώ στη συνέχεια γίνεται σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων από τους διάφορους κύκλους για τρεις περιπτώσεις θερμοκρασίας εξόδου του ψυχόμενου νερού από το σύστημα.

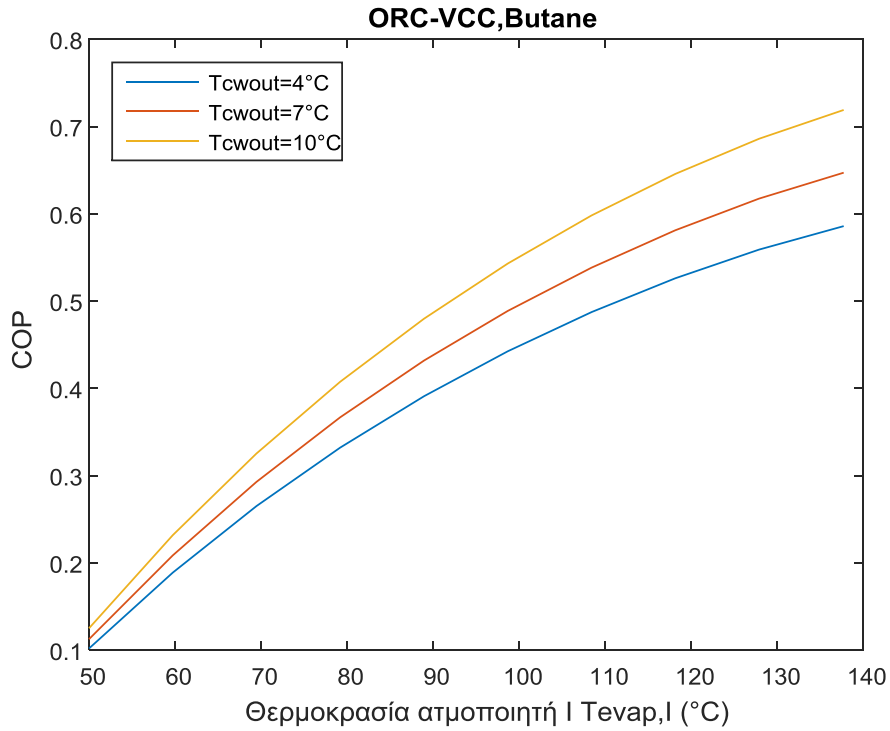
#### 3.1 Αποτελέσματα για τον κύκλο ORC-VCC

Αρχικά, φαίνεται η διακύμανση της παραγόμενης από τον ORC ισχύος και του COP του κύκλου με την αλλαγή στη θερμοκρασία του ατμοποιητή I, δηλαδή η εσωτερική βελτιστοποίηση του κύκλου (για το βουτάνιο).



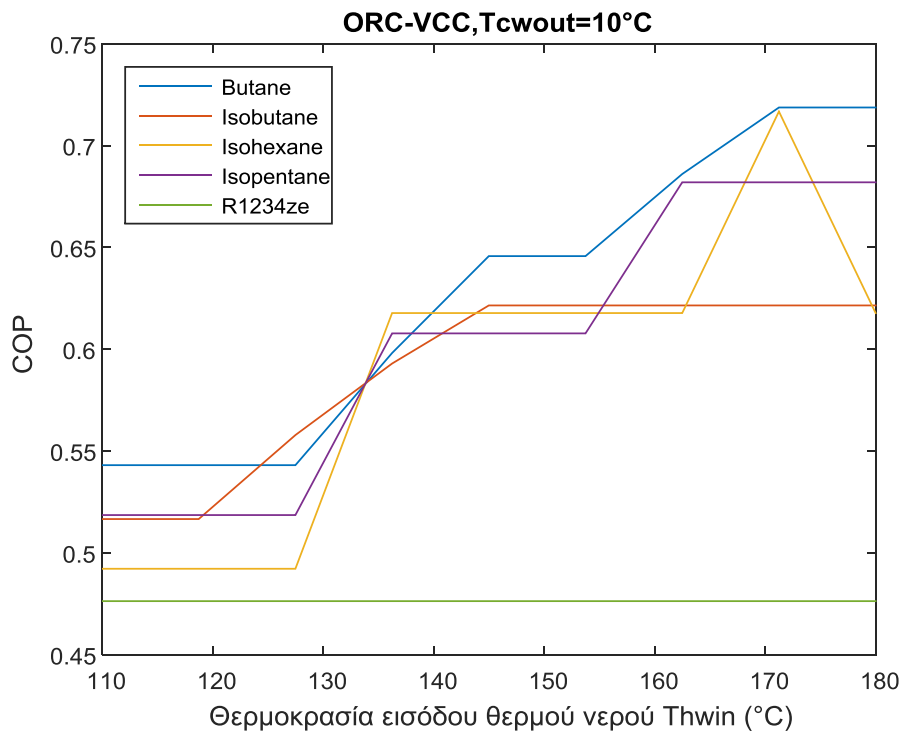
Εικόνα 8 : Διακύμανση παραγόμενης από τον ORC ισχύος με την θερμοκρασία του ατμοποιητή I

Αυτό που φαίνεται είναι ότι η παραγόμενη ισχύς από τον ORC αυξάνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του ατμοποιητή I, κάτι που αναμενόταν, από τη στιγμή που η μέγιστη πίεση του κύκλου αυξάνεται και άρα ο κύκλος μπορεί να παράγει περισσότερο έργο. Κατ'επέκταση, αυτό σημαίνει και αύξηση του COP, αφού η είσοδος ισχύος στον κύκλο VCC είναι μεγαλύτερη, πράγμα που αυξάνει το ψυκτικό αποτέλεσμα, ενώ η εισερχόμενη ισχύς είναι η ίδια.

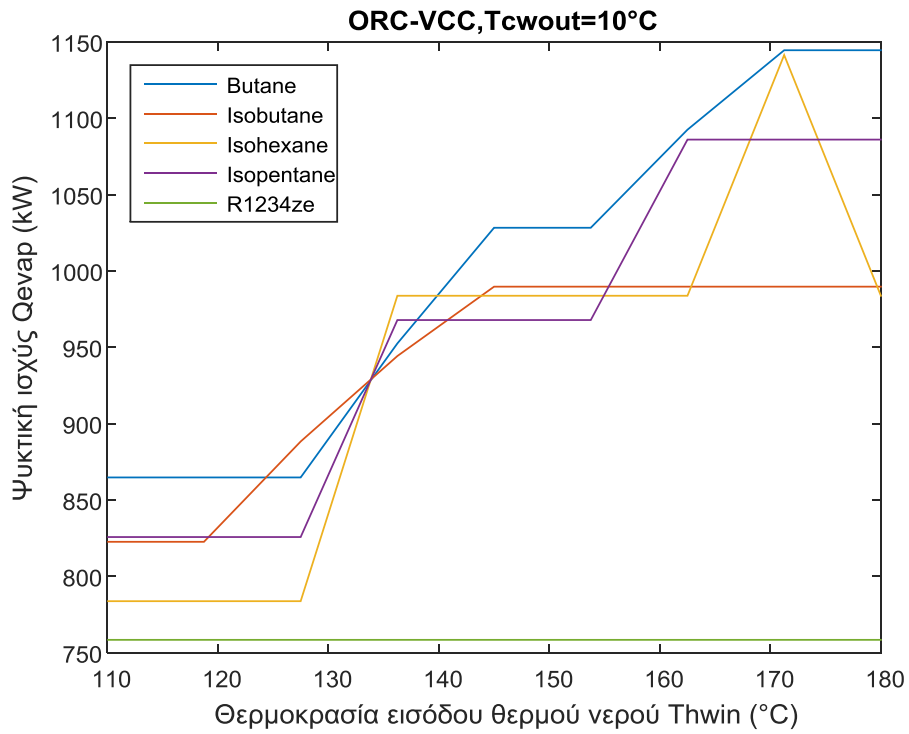


Εικόνα 9 : Διακύμανση COP με την θερμοκρασία του ατμοποιητή I

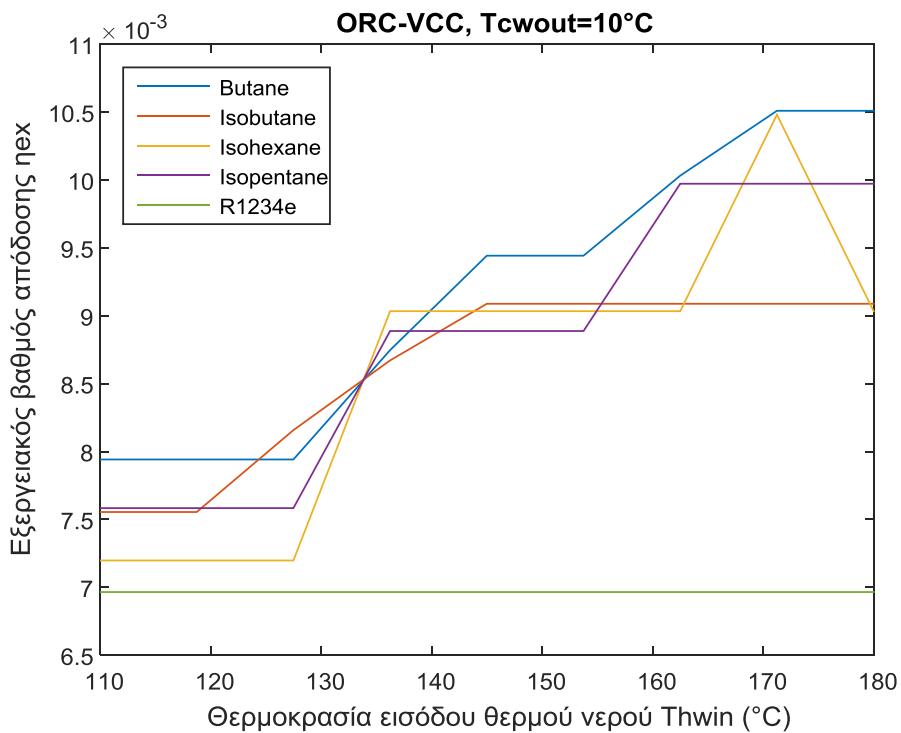
Στη συνέχεια, φαίνονται τα διαγράμματα μεταβολής του COP, της ψυκτικής ισχύος και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον κύκλο, για τα διάφορα εξεταζόμενα μέσα και για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού στους 10 °C .



Εικόνα 10 : Διακύμανση COP με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τον κύκλο ORC-VCC



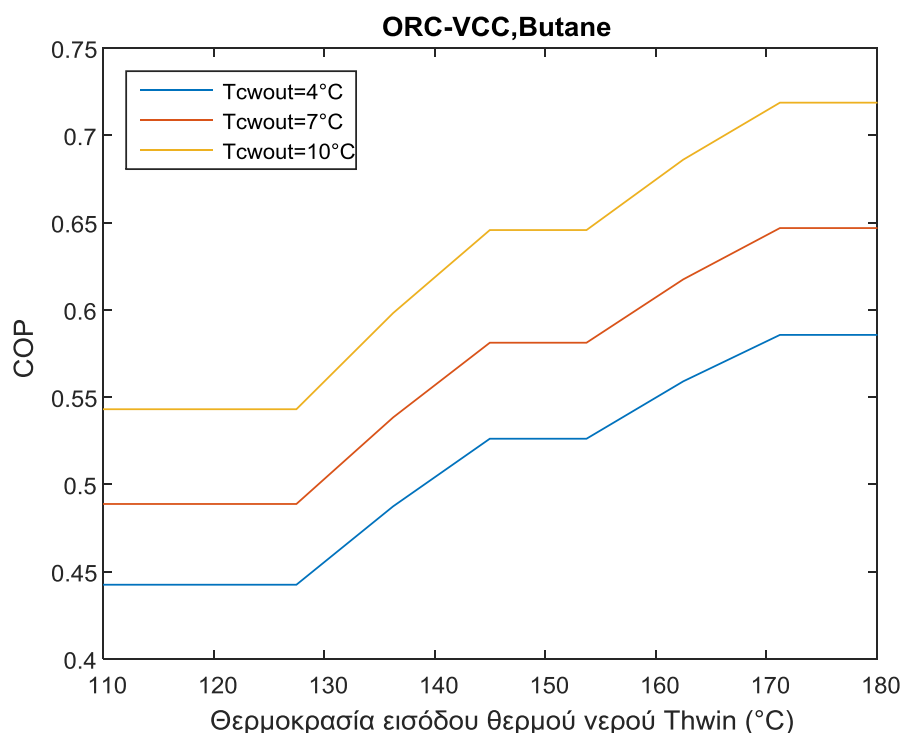
Εικόνα 11: Διακύμανση της ψυκτικής ισχύος με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τον κύκλο ORC-VCC



Εικόνα 12 : Διακύμανση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τον κύκλο ORC-VCC

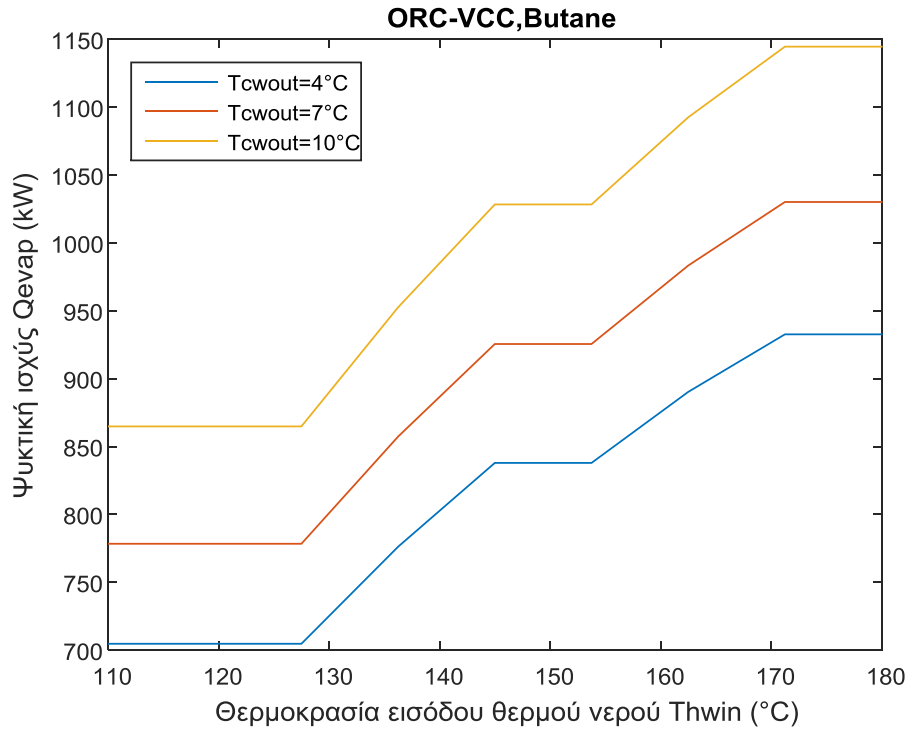
Γενικά, τα τρία διαγράμματα ταυτίζονται λόγω του ορισμού του COP και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Η μορφή των διαγραμμάτων οφείλεται στη μορφή των προηγούμενων διαγραμμάτων (Εικόνα 8, Εικόνα 9). Κάθε αύξηση στη θερμοκρασία ατμοποιητή οδηγεί σε μεγαλύτερο COP. Παρόλα αυτά, η μέγιστη τιμή που μπορεί να επιτευχθεί εξαρτάται από το αν είναι δυνατή η μετάδοση θερμότητας για τη δεδομένη θερμοκρασία εισόδου του νερού. Άρα, για κάθε θερμοκρασία εισόδου νερού, εντοπίζεται η μέγιστη θερμοκρασία ατμοποιητή I για την οποία είναι δυνατή η μεταφορά θερμότητας και η αντίστοιχη τιμή του COP εμφανίζεται στο διάγραμμα. Στις περιπτώσεις που για δύο διαδοχικές θερμοκρασίες νερού εμφανίζεται η ίδια τιμή για το COP, αυτό σημαίνει ότι η μεταφορά θερμότητας ήταν δυνατή μέχρι την ίδια τιμή θερμοκρασίας ατμοποιητή I, όμως με διαφορετικό pinch point, το οποίο όμως είναι μεγαλύτερο για την μεγαλύτερη θερμοκρασία εισόδου του νερού. Αυτό που μπορεί να παρατηρηθεί είναι ότι γενικά το βουτάνιο μπορεί να φτάσει τις υψηλότερες τιμές απόδοσης. Τα μέσα με μεγαλύτερη κρίσιμη θερμοκρασία δεν μπορούν να φτάσουν τη μέγιστη τιμή του COP λόγω της αδύνατης μεταφοράς θερμότητας. Αυτά με χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία φτάνουν την μέγιστη απόδοσή τους, αλλά αυτή είναι μικρότερη από του βουτανίου.

Τέλος, φαίνονται συγκριτικά διαγράμματα για την περίπτωση του βουτανίου, που δείχνουν τη μεταβολή της απόδοσης ανάλογα και με την μεταβολή στη θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού (δηλαδή τη θερμοκρασία ατμοποίησης).

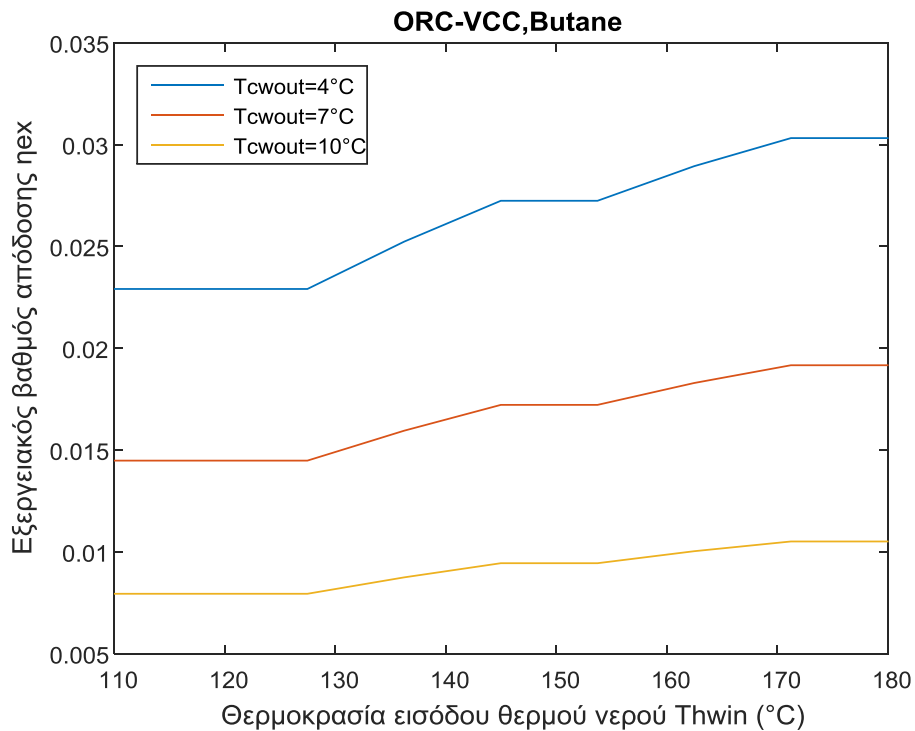


Εικόνα 13 : Διακύμανση COP με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον κύκλο ORC-VCC





Εικόνα 14 : Διακύμανση της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον κύκλο ORC-VCC

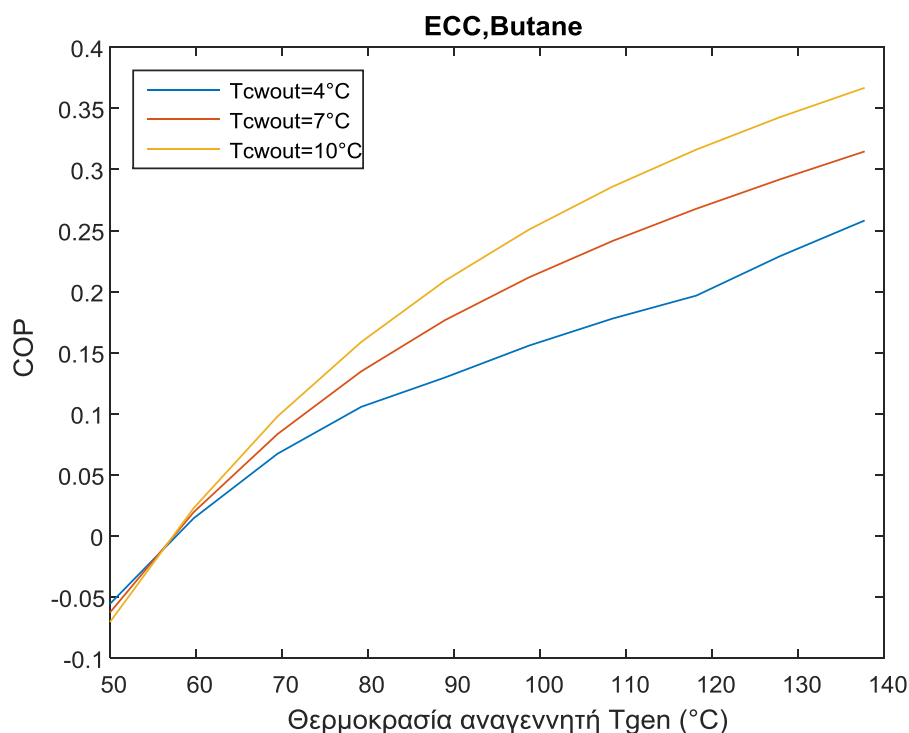


Εικόνα 15 : Διακύμανση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον κύκλο ORC-VCC

Από τα παραπάνω, φαίνεται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του νερού επιφέρει αύξηση στο COP και την παραγόμενη ψυκτική ισχύ, ενώ το αντίθετο ισχύει για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Για τα πρώτα, ο λόγος είναι ότι καθώς η διαφορά πίεσης μεταξύ συμπυκνωτή-ατμοποιητή μικραίνει, το COP του κύκλου και η ψυκτική ισχύς που παράγεται αυξάνονται. Αντίθετα, η εξέργεια του ρεύματος του νερού που εξέρχεται από το σύστημα είναι μεγαλύτερη όσο πιο χαμηλή είναι η θερμοκρασία του νερού, άρα και αυτό το αποτέλεσμα είναι αναμενόμενο.

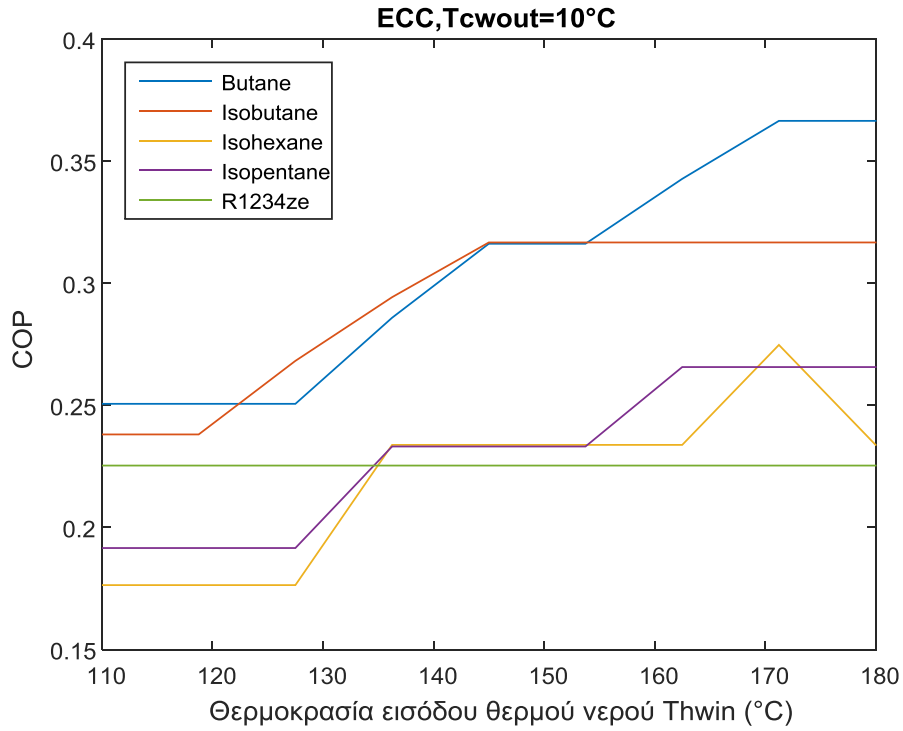
### 3.2 Αποτελέσματα για τον κύκλο με ακροφύσιο

Τα διαγράμματα για αυτήν την περίπτωση είναι όμοια με την προηγούμενη. Αρχικά φαίνονται τα διαγράμματα μεταβολής του COP ανάλογα με τη θερμοκρασία του αναγεννητή (για το βουτάνιο).

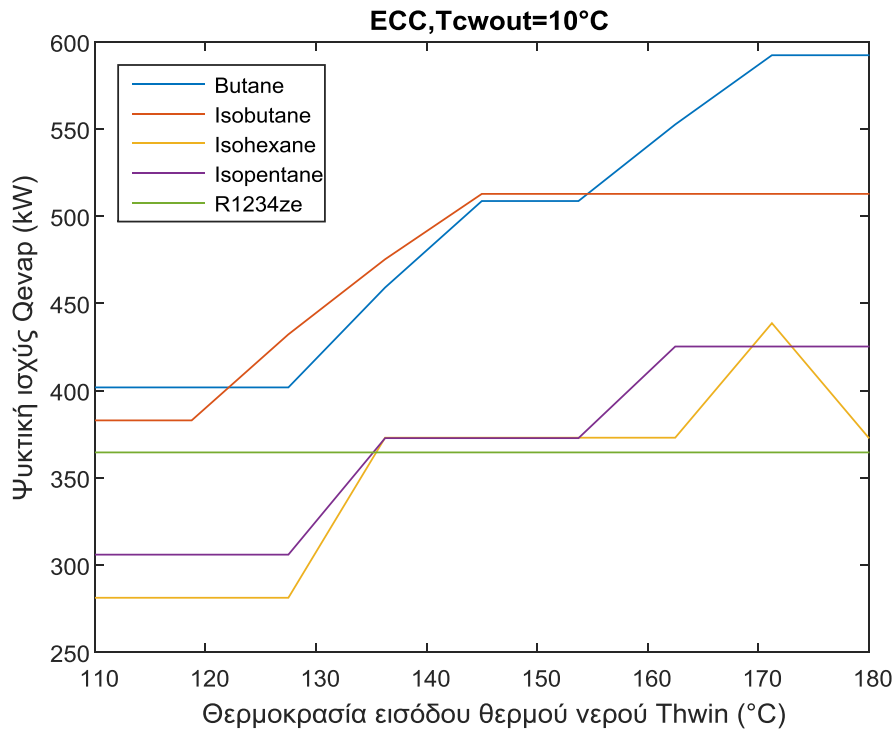


Εικόνα 16 : Διακύμανση COP με την θερμοκρασία του αναγεννητή

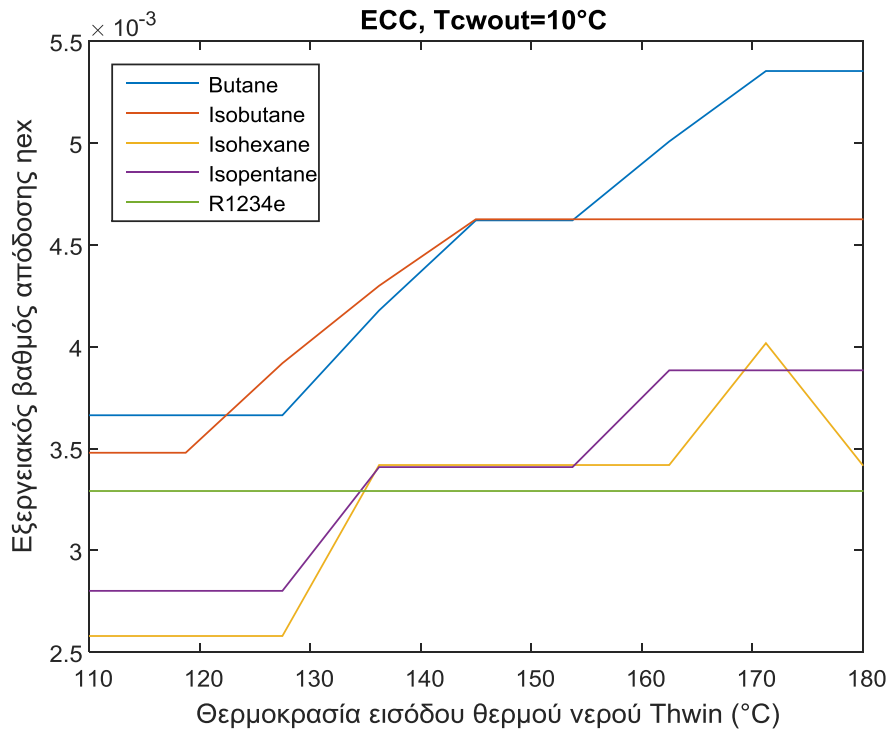
Στη συνέχεια, φαίνονται τα αντίστοιχα διαγράμματα μεταβολής του COP, της ψυκτικής ισχύος και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού.



Εικόνα 17 : Διακύμανση COP με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τον κύκλο με ακροφύσιο

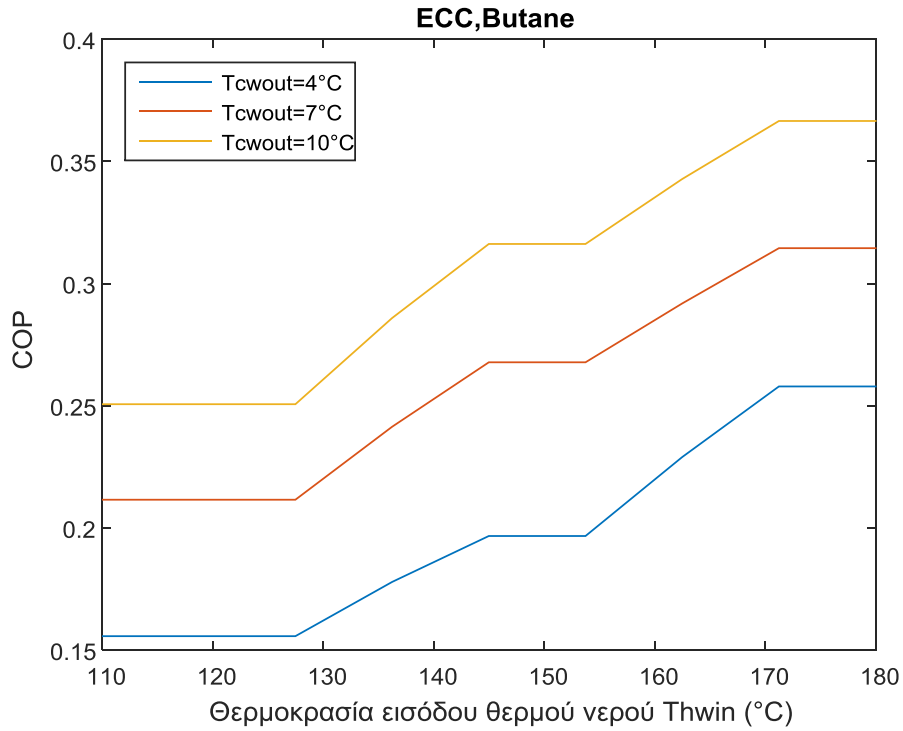


Εικόνα 18 : Διακύμανση της ψυκτικής ισχύος με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τον κύκλο με ακροφύσιο

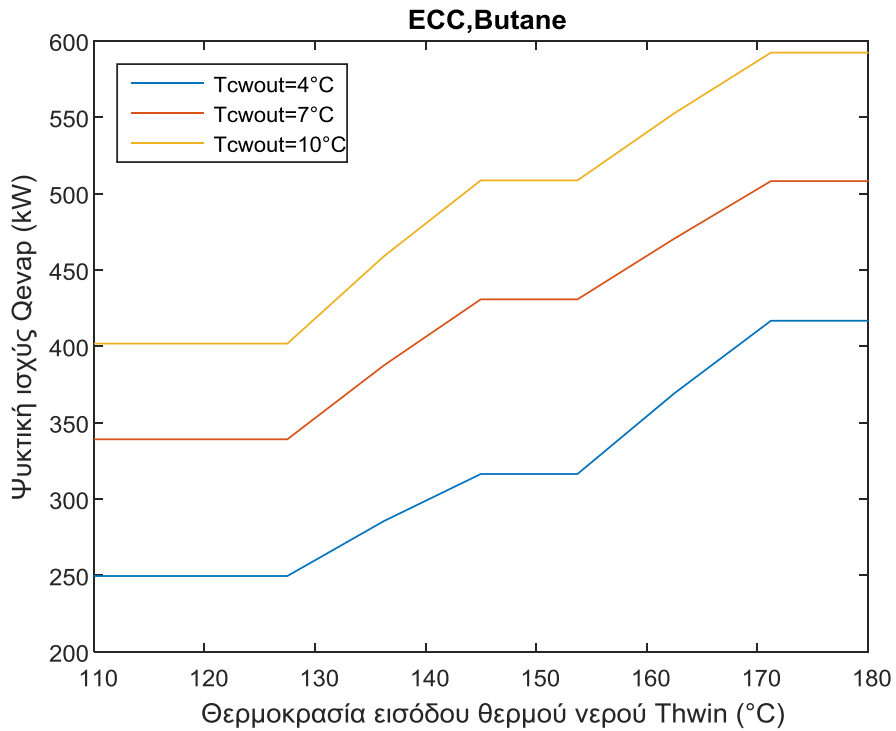


Εικόνα 19 : Διακύμανση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τον κύκλο με ακροφύσιο

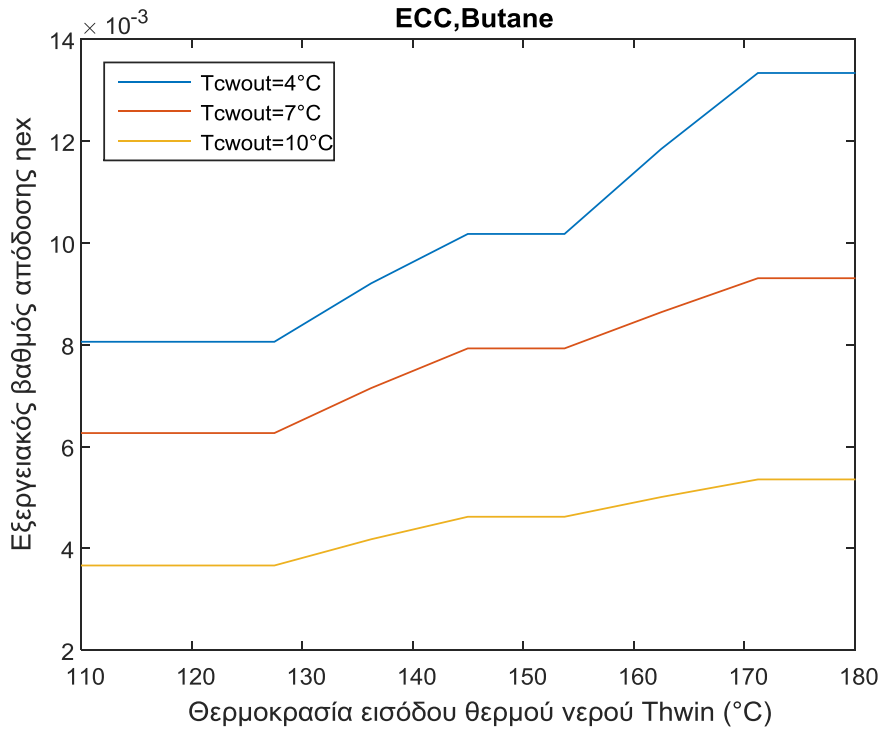
Για την περίπτωση αυτή φαίνεται ξανά ότι το βουτάνιο μπορεί να φτάσει την υψηλότερη απόδοση, ενώ και σε αυτήν την περίπτωση η μορφή των διαγραμμάτων είναι ίδια, λόγω του ότι η μοντελοποίηση έγινε με τον ίδιο τρόπο. Παρόλα αυτά, υπάρχει διαφορά στην απόδοση που μπορεί να επιτύχει κάθε μέσο σε σχέση με την περίπτωση του ORC-VCC, καθώς για παράδειγμα το R1234ze φτάνει σε αυτήν την περίπτωση υψηλότερες τιμές από το ισοπεντάνιο και το ισοεξάνιο για χαμηλές θερμοκρασίες. Επίσης, το ισοβουτάνιο σε αυτήν την περίπτωση φτάνει σε μεγαλύτερη απόδοση από το ισοπεντάνιο και το ισοεξάνιο. Τέλος, ακολουθούν τα διαγράμματα μεταβολής της απόδοσης με παράμετρο την θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού, για την περίπτωση του βουτανίου, που έχει την υψηλότερη απόδοση.



Εικόνα 20 : Διακύμανση COP με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον κύκλο με ακροφύσιο



Εικόνα 21 : Διακύμανση της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον κύκλο με ακροφύσιο

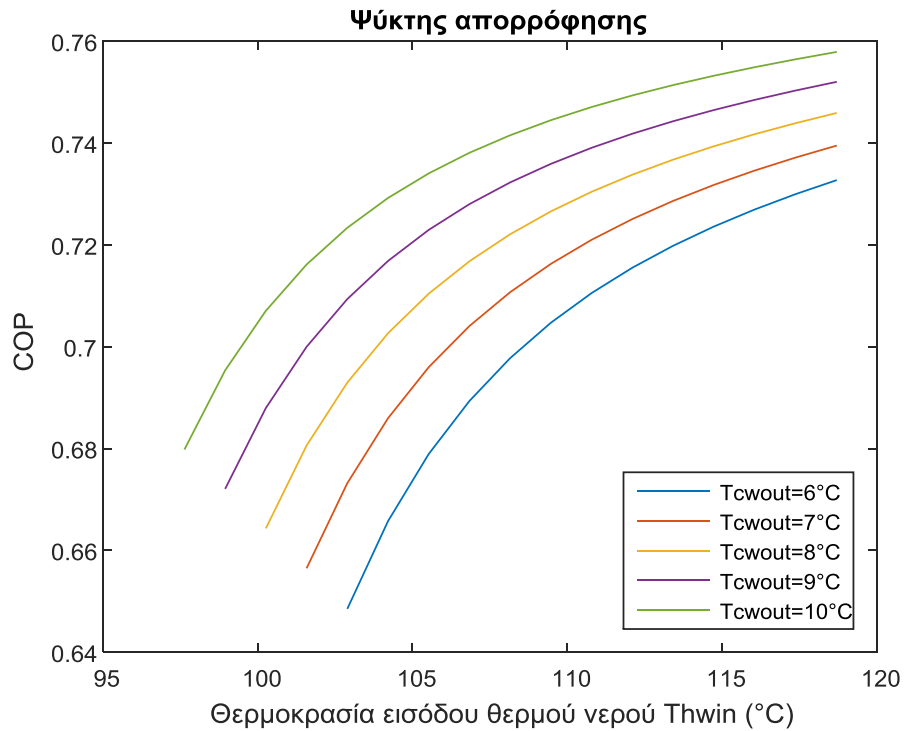


Εικόνα 22 : Διακύμανση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον κύκλο με ακροφύσιο

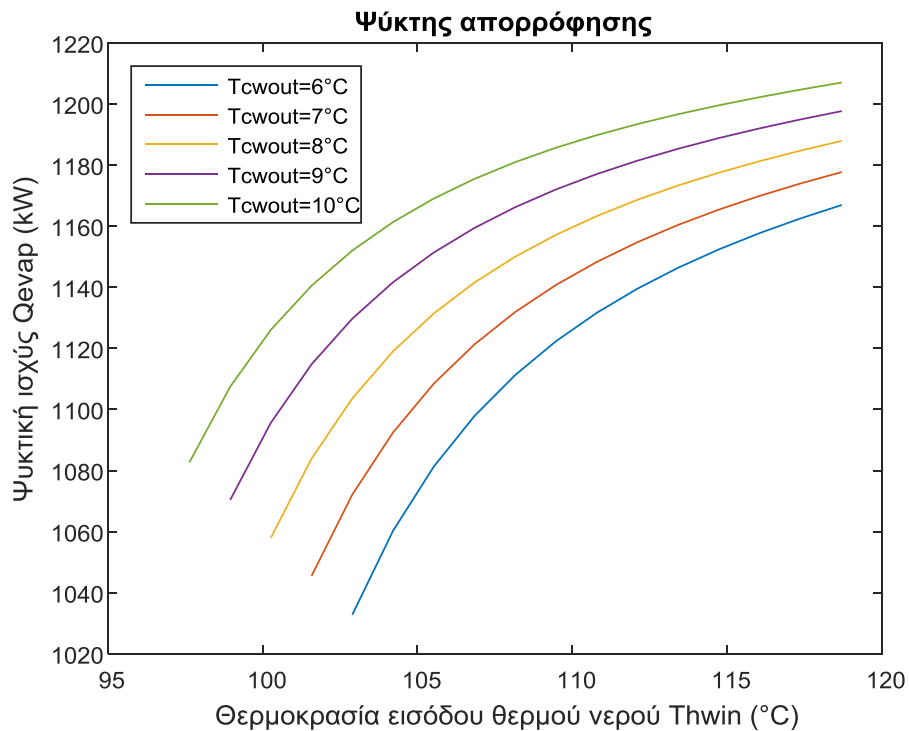
Από τα διαγράμματα φαίνεται ότι υπάρχει η αναμενόμενη διακύμανση σε καθένα από τα μεγέθη.

### 3.3 Αποτελέσματα για τον ψύκτη απορρόφησης

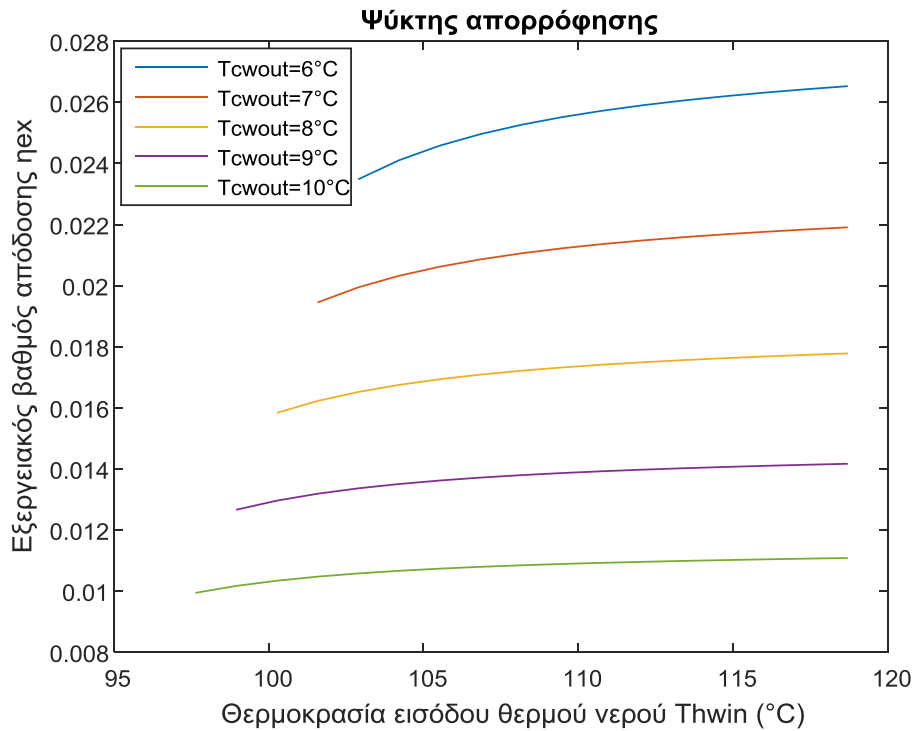
Στην περίπτωση αυτή δεν υπάρχει εσωτερική βελτιστοποίηση του κύκλου, καθώς κάθε θερμοκρασία εισόδου του νερού αντιστοιχεί σε μία θερμοκρασία γεννήτριας. Επίσης, χρησιμοποιήθηκε ένα μόνο εργαζόμενο μέσο (βρωμιούχο λίθιο-νερό). Τα διαγράμματα διακύμανσης της απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του νερού φαίνονται παρακάτω, για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού.



Εικόνα 23 : Διακύμανση COP με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον ψύκτη απορρόφησης



Εικόνα 24 : Διακύμανση ψυκτικής ισχύος με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον ψύκτη απορρόφησης

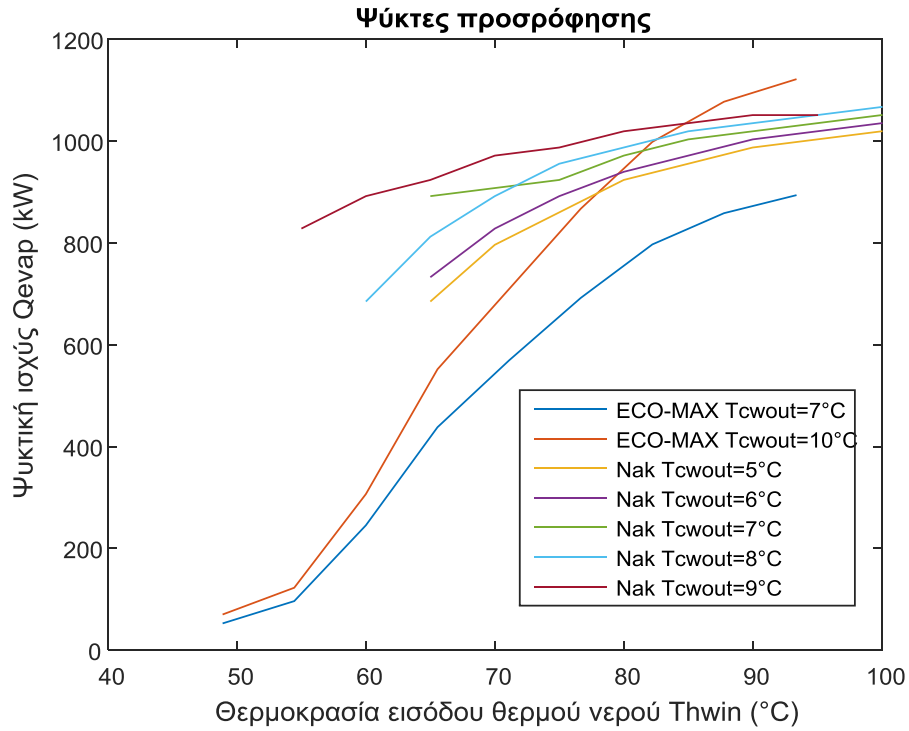


Εικόνα 25 : Διακύμανση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τον ψύκτη απορρόφησης

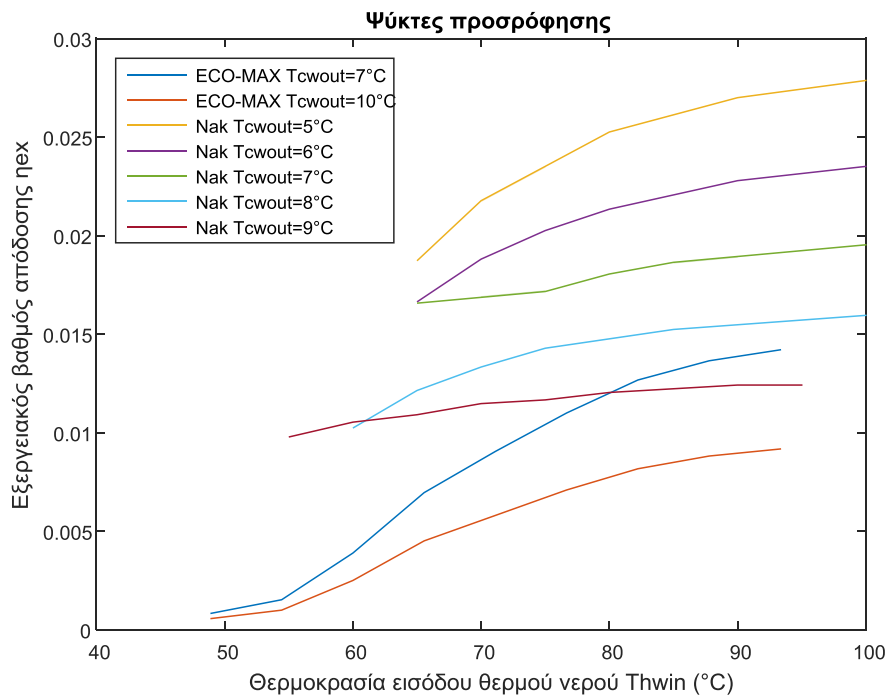
### 3.4 Αποτελέσματα για τον ψύκτη προσρόφησης

Για την περίπτωση αυτή, τα διαγράμματα μεταβολής του COP παρουσιάστηκαν στην παράγραφο 2.5. Παρακάτω φαίνονται τα διαγράμματα μεταβολής της ψυκτικής ισχύος και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, για τους δύο εξεταζόμενους ψύκτες.





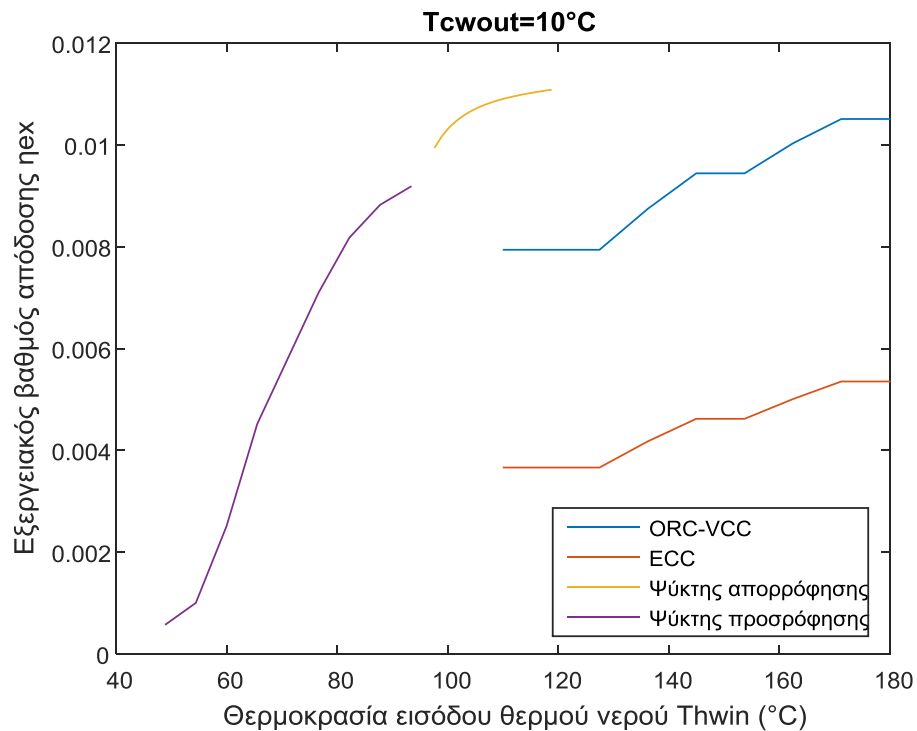
Εικόνα 26 : Διακύμανση ψυκτικής ισχύος με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τους ψύκτες προσρόφησης



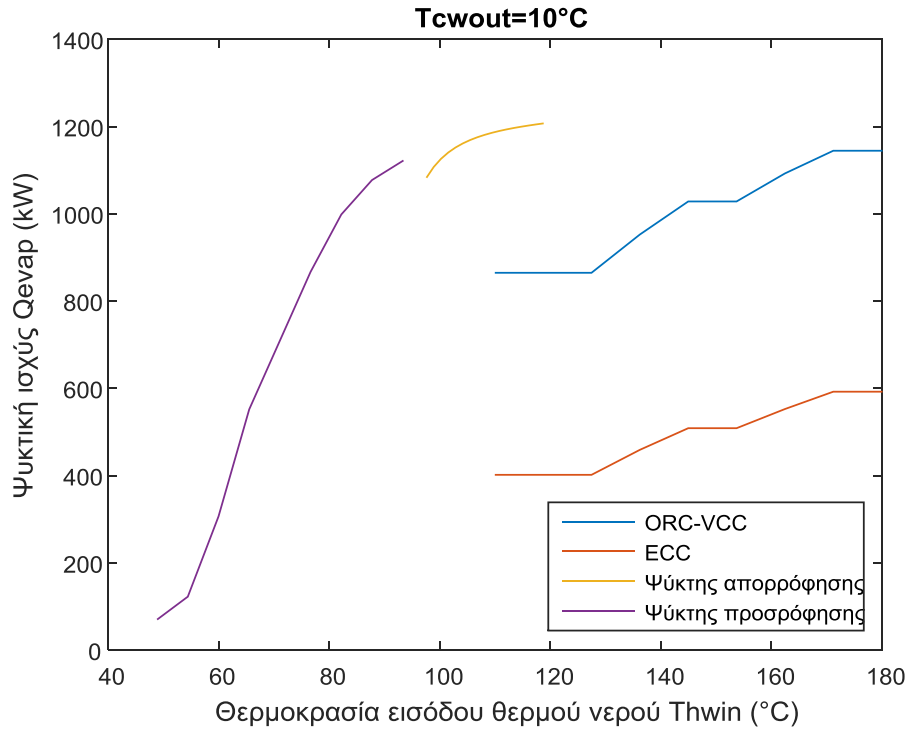
Εικόνα 27 : Διακύμανση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για τους ψύκτες προσρόφησης

### 3.5 Σύγκριση μεταξύ των τεχνολογιών

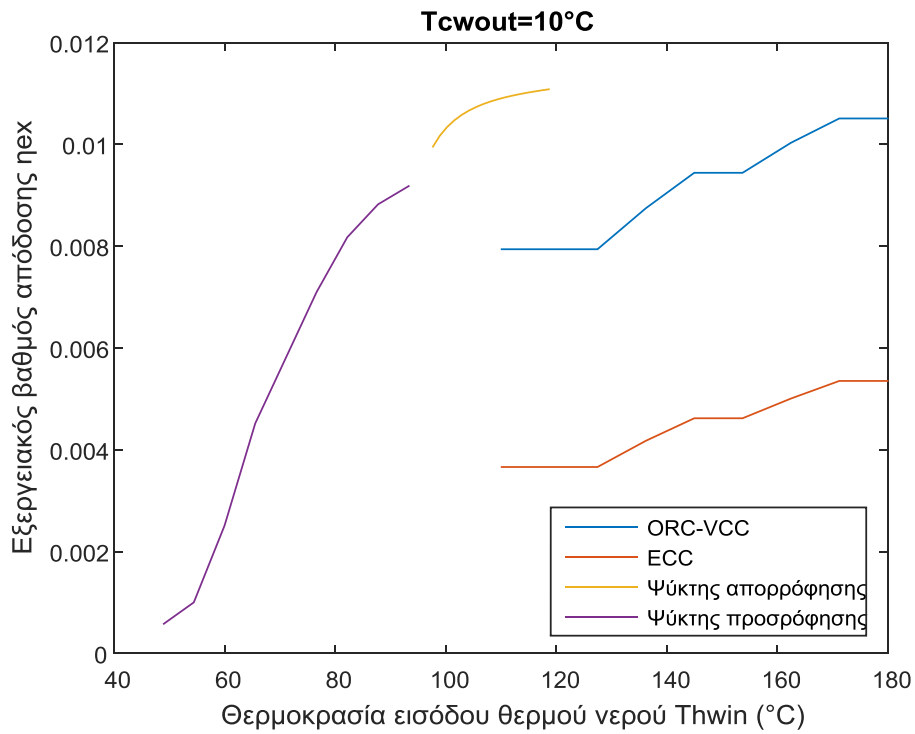
Η σύγκριση μεταξύ των τεχνολογιών έγινε για τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού, και συγκεκριμένα για 4,7 και 10 °C. Τα αποτελέσματα που θα παρουσιαστούν εδώ αφορούν τη θερμοκρασία των 10 °C, ενώ ομοίως έγιναν διαγράμματα για τις άλλες θερμοκρασίες, τα οποία φαίνονται στην άλλη έκδοση της εργασίας.



Εικόνα 28 : Διακύμανση του COP με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τις τέσσερις τεχνολογίες



Εικόνα 29 : Διακύμανση της ψυκτικής ισχύος με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τις τέσσερις τεχνολογίες



Εικόνα 30 : Διακύμανση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για τις τέσσερις τεχνολογίες

Για κάθε περίπτωση, έγινε αναλυτικός προσδιορισμός της καταστροφής εξέργειας στις διάφορες συνιστώσες του κύκλου. Οι πίνακες μαζί με τα διαγράμματα Grassman, καθώς και διαγράμματα Sankey για κάθε τεχνολογία φαίνονται παρακάτω, για τη θερμοκρασία εξόδου νερού που αναφέρθηκε πριν (10 °C), για την περίπτωση θερμοκρασίας εισόδου νερού που δίνει τη μέγιστη απόδοση.

#### Πίνακες εξέργειας

Πίνακας 9: Αποτελέσματα εξεργειακής ανάλυσης για τον κύκλο ORC-VCC (Βουτάνιο) για τη θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C

	Καταστροφή εξέργειας (kW)		Είσοδος εξέργειας (kW)	Έξοδος εξέργειας (kW)
Εναλλάκτης	79,7179	Εναλλάκτης	1469,6	939,2891
Ατμοποιητής Ι	72,4182	Ατμοποιητής Ι	557	106,4073
Συμπυκνωτής	147,5381	Συμπυκνωτής	0,7	75,1472
Ατμοποιητής	30,82	Ατμοποιητής	5,4	15,4449
Στρόβιλος	54,051			
Αντλία	4,0987			
Συμπιεστής	40,4106			
Βαλβίδα	15,3998			
Ανάμιξη	1,3816			
Σύνολο	445,8359			

Πίνακας 10 : Αποτελέσματα εξεργειακής ανάλυσης για τον κύκλο με ακροφύσιο (Βουτάνιο) για τη θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C

	Καταστροφή εξέργειας (kW)		Είσοδος εξέργειας (kW)	Έξοδος εξέργειας (kW)
Εναλλάκτης	79,7179	Εναλλάκτης	1469,6	939,2891
Αναγεννητής	72,4182	Αναγεννητής	557	106,4073
Συμπυκνωτής	124,3567	Συμπυκνωτής	0,6	65,1124
Ατμοποιητής	15,95	Ατμοποιητής	2,8	7,993
Ακροφύσιο	176,27	Αντλία	23,3462	
Αντλία	7,1957			
Βαλβίδα	7,9698			
Σύνολο	483,8783			

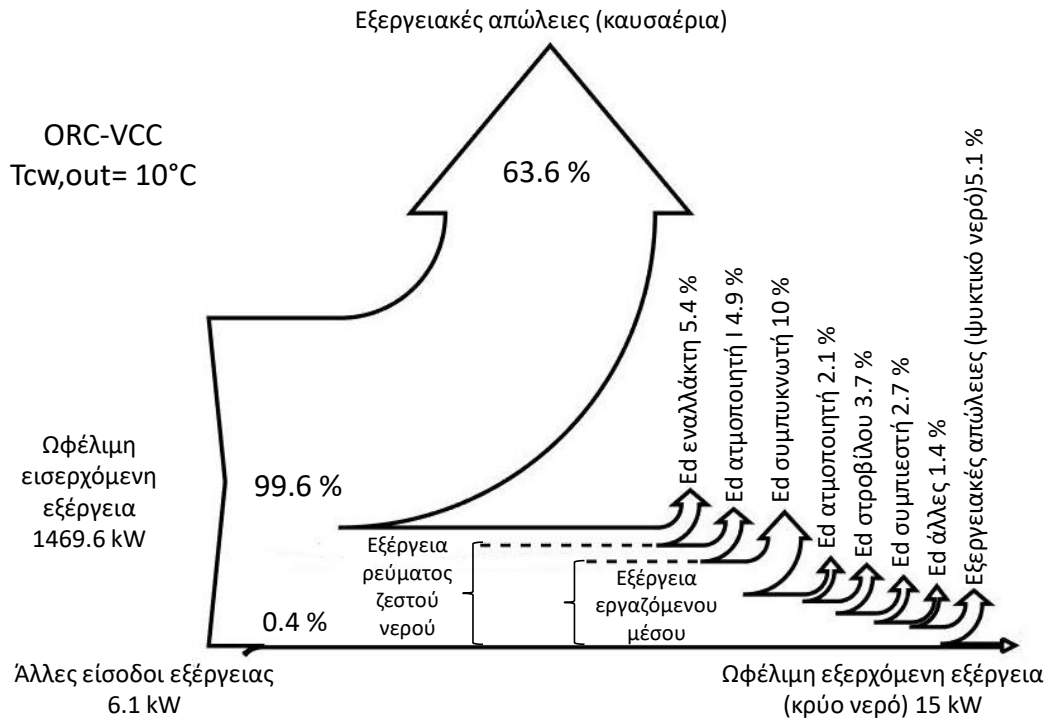
Πίνακας 11 : Αποτελέσματα εξεργειακής ανάλυσης για τον ψύκτη απορρόφησης για τη θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C

	Καταστροφή εξέργειας (kW)		Είσοδος εξέργειας (kW)	Έξοδος εξέργειας (kW)
Εναλλάκτης	119,4511	Εναλλάκτης	1469,6	939,3
Αναγεννητής	89,42	Αναγεννητής	3429,5	3018,7
Συμπυκνωτής	70,5604	Συμπυκνωτής	0,4	33,5
Ατμοποιητής	32,7523	Ατμοποιητής	5,7	16,3
Απορροφητής	116,4923	Απορροφητής	0,4	40,2
Εναλλάκτης μίγματος	14,7886	Αντλία	0,0141	
Αντλία	0,0126			
Βαλβίδα 5-6	0			
Βαλβίδα 8-9	3,3323			
Σύνολο	446,8096			

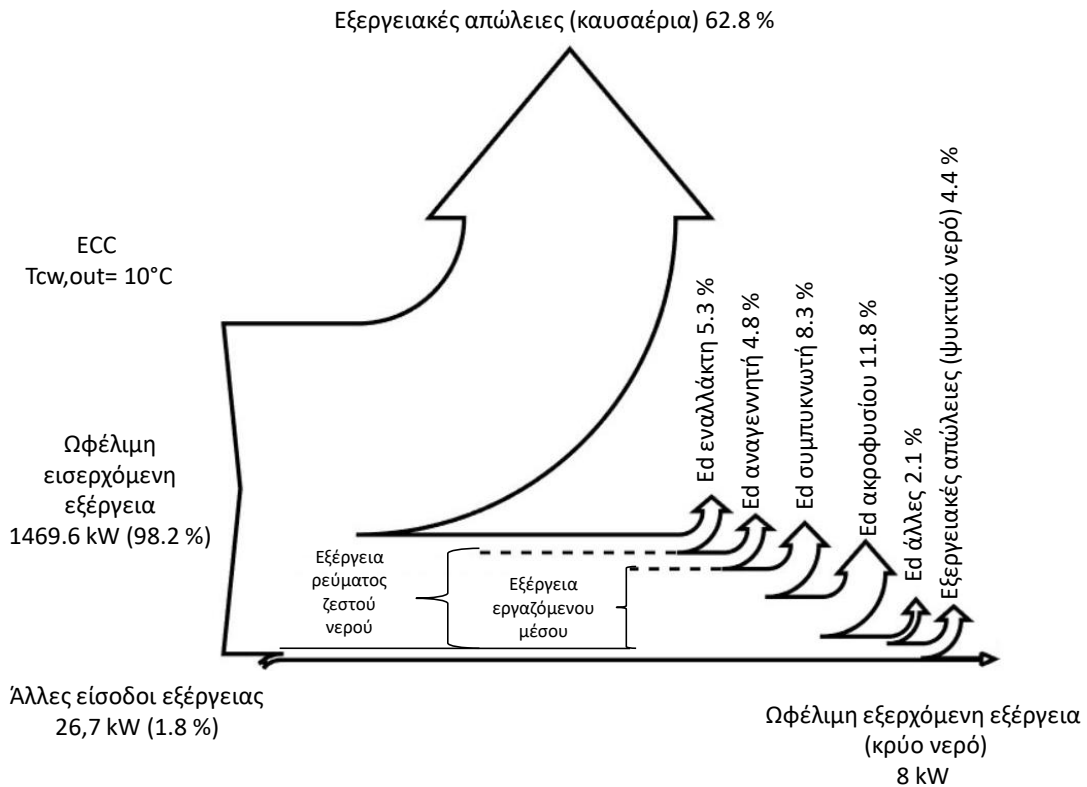
Πίνακας 12 : Αποτελέσματα εξεργειακής ανάλυσης για τον ψύκτη προσρόφησης (ECO-MAX) για τη θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C

	Καταστροφή εξέργειας (kW)		Είσοδος εξέργειας (kW)	Έξοδος εξέργειας (kW)
Εναλλάκτης	201,4659	Εναλλάκτης	1469,6	939,3
Άλλα	169,0616	Συμπυκνωτής	171,1	324,0324
Σύνολο	370,5275	Ατμοποιητής	4,8	13,5094
		Αντλία	1,8	

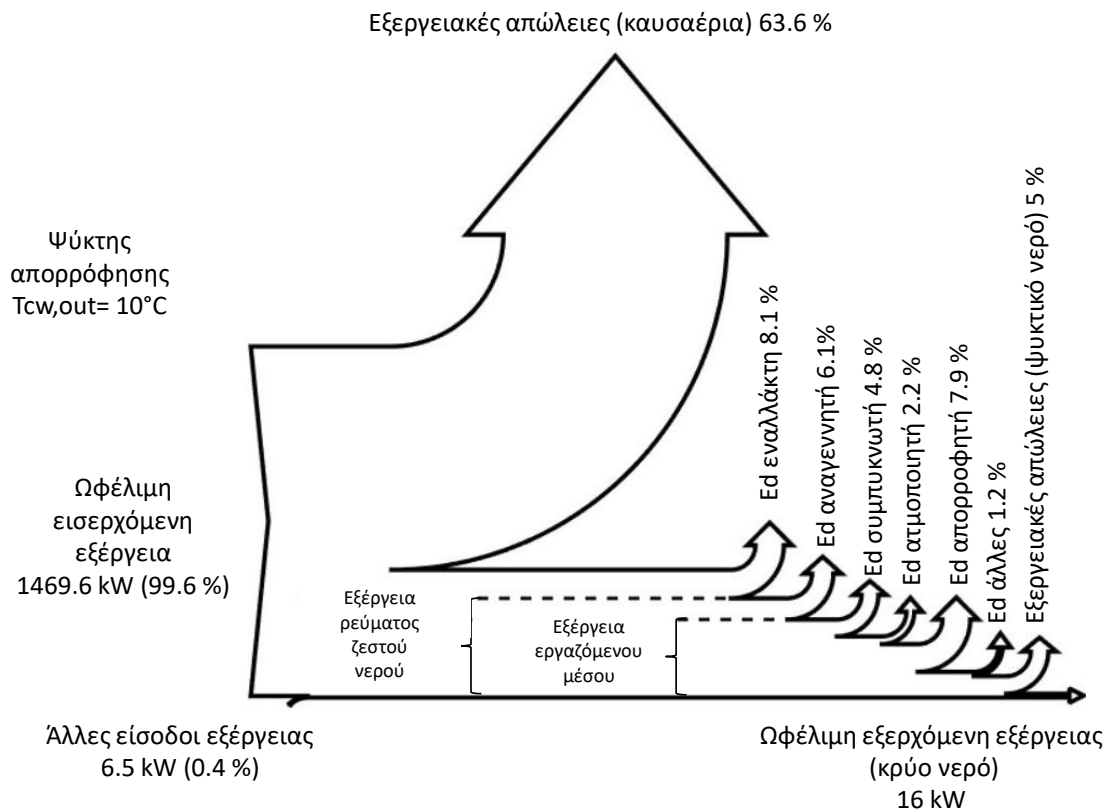
Διαγράμματα Grassman



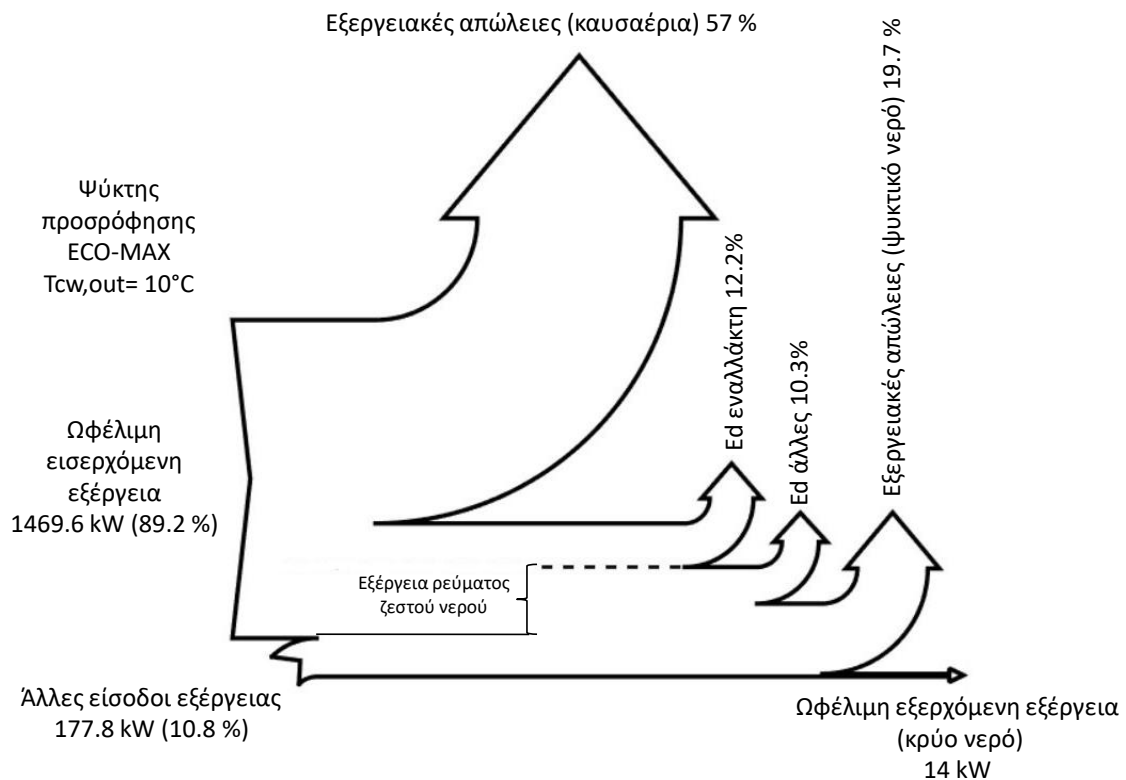
Εικόνα 31 : Διάγραμμα Grassman για τον κύκλο ORC-VCC για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C



Εικόνα 32 : Διάγραμμα Grassman για τον κύκλο με ακροφύσιο για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C

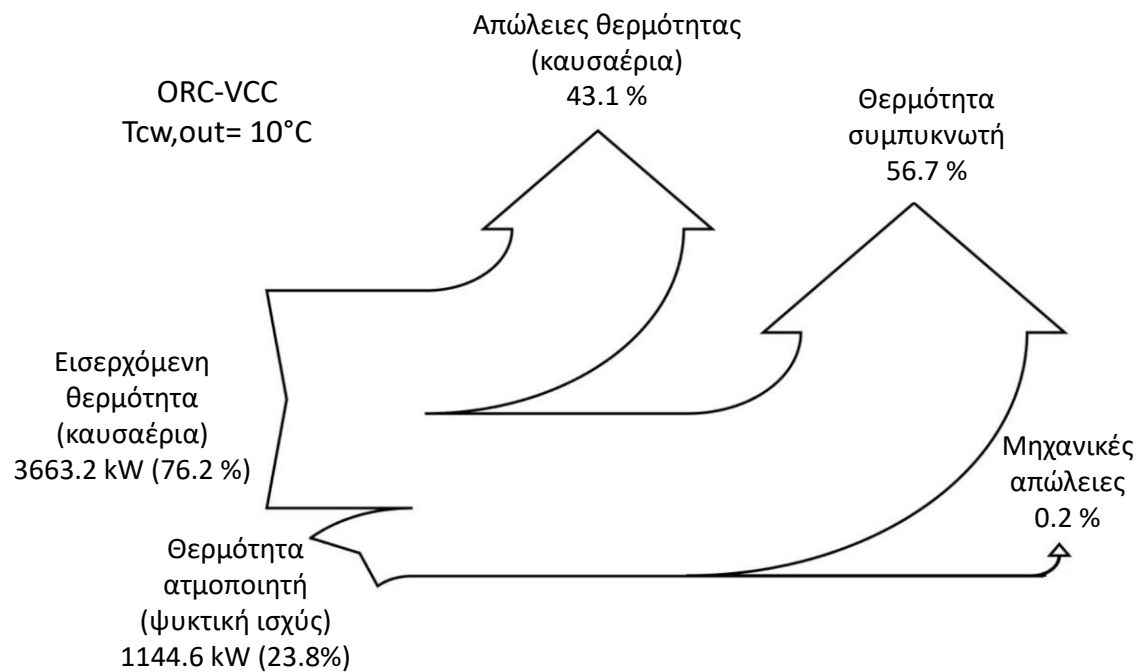


Εικόνα 33 : Διάγραμμα Grassman για τον ψύκτη απορρόφησης για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού  $10^{\circ}\text{C}$

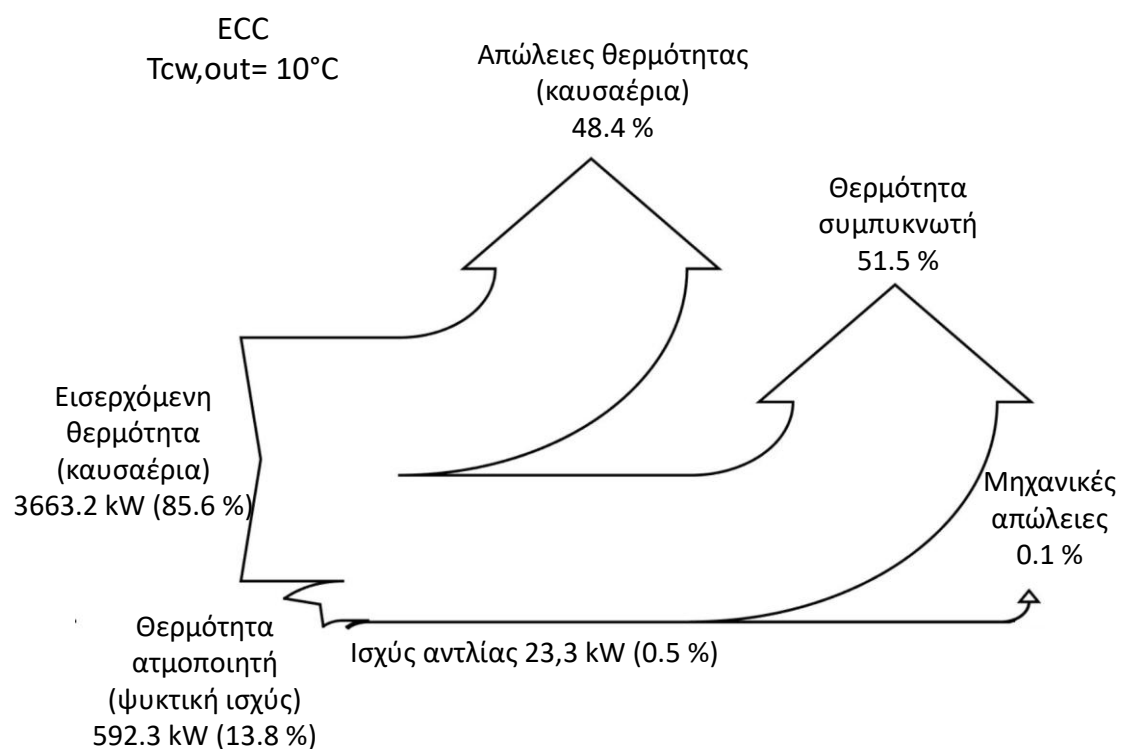


Εικόνα 34 : Διάγραμμα Grassman για τον ψύκτη προσρόφησης (ECO-MAX) για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού  $10^{\circ}\text{C}$

Διαγράμματα Sankey

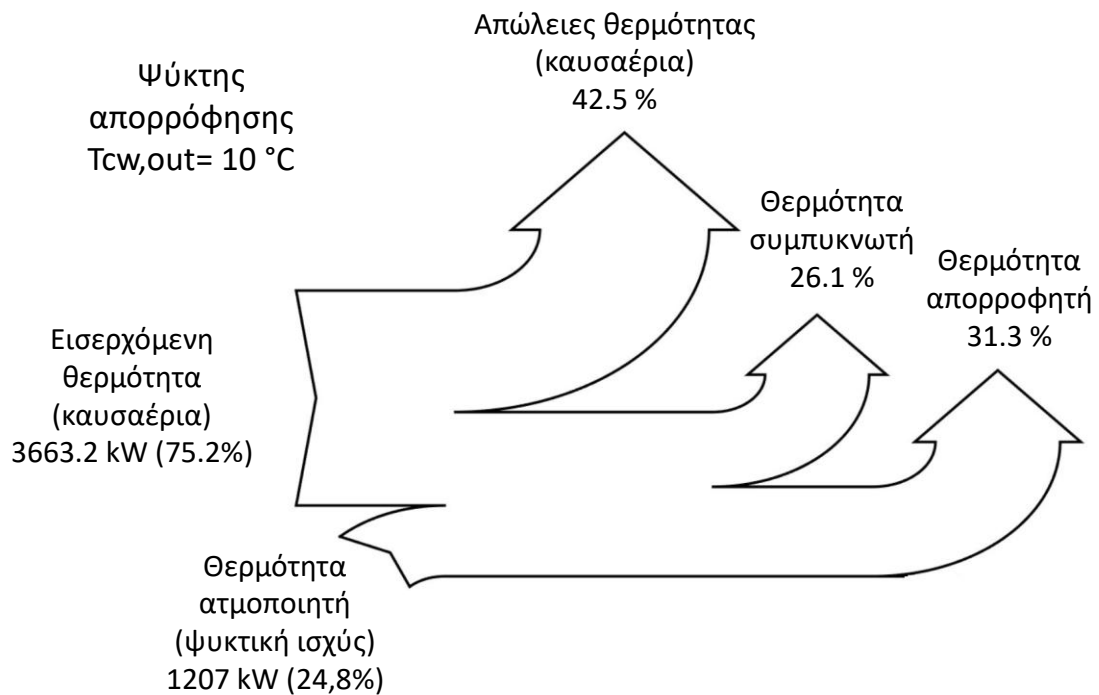


Εικόνα 35 : Διάγραμμα Sankey για τον κύκλο ORC-VCC για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C

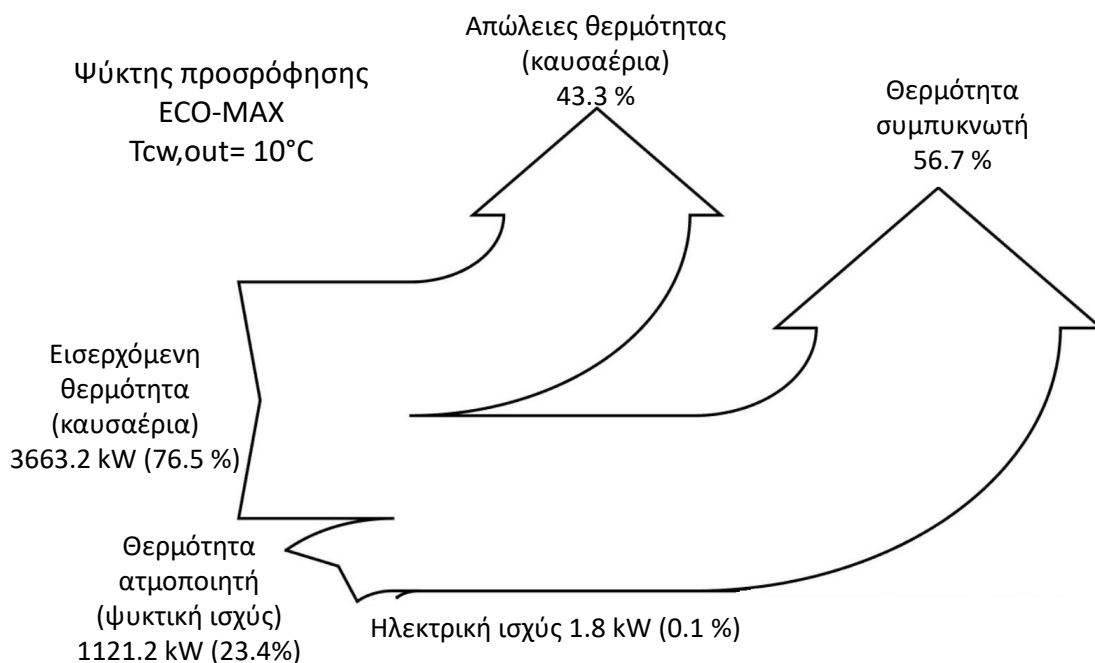


Εικόνα 36 : Διάγραμμα Sankey για τον κύκλο με ακροφύσιο για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C





Εικόνα 37 : Διάγραμμα Sankey για τον ψύκτη απορρόφησης για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C



Εικόνα 38 : Διάγραμμα Sankey για τον ψύκτη προσρόφησης (ECO-MAX) για θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού 10 °C

Από τα παραπάνω διαγράμματα, μπορούν να εξαχθούν δύο συμπεράσματα. Πρώτον, υπάρχουν μεγάλα ποσά θερμότητας που αποβάλλονται στο περιβάλλον μέσω του

συμπυκνωτή, τα οποία ενδεχομένως θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν για εφαρμογές θέρμανσης, παρόλο που βρίσκονται σε σχετικά χαμηλή θερμοκρασία ( $\approx 30-32$  °C). Το δεύτερο συμπέρασμα είναι ότι σε ότι αφορά το μεγαλύτερο ποσοστό καταστροφής εξέργειας, για τον κύκλο ORC-VCC βρίσκεται στον συμπυκνωτή, για τον κύκλο με ακροφύσιο στο ακροφύσιο, ενώ για τους ψύκτες απορρόφησης και προσρόφησης στον εναλλάκτη καυσαερίου-νερού, καθώς εκεί υπάρχουν μεγάλες διαφορές θερμοκρασίας μεταξύ των ρευμάτων.

#### 4. Οικονομική αξιολόγηση

Η οικονομική αξιολόγηση βασίστηκε στην αξιολόγηση μιας πιθανής επένδυσης για την υποκατάσταση ενός συμβατικού ψύκτη συμπίεσης ατμών, για την περίπτωση θερμοκρασίας εξόδου ψυχόμενου νερού στους 10 °C. Επίσης, για κάθε σύστημα, θεωρήθηκε η θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού για την οποία το σύστημα έχει την μέγιστη απόδοση. Τα κόστη εγκατάστασης, συντήρησης και λειτουργίας του κάθε συστήματος εκτιμήθηκαν με βάση τιμές από τη βιβλιογραφία και τιμές κατασκευαστών. Η επένδυση θεωρείται ότι έχει σαν έσοδο το ποσό που θα καταναλωνόταν για την αγορά ηλεκτρικού ρεύματος για τη λειτουργία του ψύκτη συμπίεσης ατμών, το οποίο πλέον δεν είναι απαραίτητο. Η επένδυση αξιολογήθηκε με βάση τις παρακάτω παραδοχές:

Πίνακας 13 : Παραδοχές οικονομικής ανάλυσης

Διάρκεια επένδυσης	20 χρόνια
Επιτόκιο	8 %
Κόστος ρεύματος	0,115 €/kWh
Ώρες λειτουργίας ανά χρόνο	5840
Θερμοκρασία εισόδου νερού για κάθε σύστημα	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ORC-VCC, Ακροφύσιο :180 °C</li> <li>• Ψύκτης απορρόφησης 119 °C</li> <li>• Ψύκτης προσρόφησης 94 °C</li> </ul>

Παρακάτω φαίνονται τα κόστη επένδυσης καθώς και τα κόστη συντήρησης και λειτουργίας για κάθε περίπτωση.

Πίνακας 14 : Κόστη επένδυσης για τις τέσσερις τεχνολογίες

	COP/ $\eta_{ORC}$	Q (kW)	Ανηγμένο κόστος (€/kW)	Ανηγμένο* συνολικό κόστος (€/kW)	Κόστος (€)
Κύκλος με ακροφύσιο	0,366	592,34	400	520	362551
Ψύκτης απορρόφησης	0,7579	1207	160,98	209,28	307139
Ψύκτης προσρόφησης	0,704	1121,2	349,11	453,854	563396
ORC-VCC	0,7187	1144,6	471,71	613,226	756432

ORC	0,1257	200,14	2000	2600	520364
VCC	5,719	1144,6	122	158,6	181534

\* Αναφέρεται στο κόστος αγοράς του εξοπλισμού μαζί με το κόστος εγκατάστασής του, που θεωρήθηκε ως το 30 % του κόστους αγοράς

Πίνακας 15 : Κόστη συντήρησης και λειτουργίας για τις τέσσερις τεχνολογίες

	Συντήρηση (€/a)	Ισχύς λειτουργίας (kW)	Κόστος λειτουργίας (€/a)	Συνολικό κόστος (€/a)
Κύκλος με ακροφύσιο	10876,52457	23,346	15679,3	26555,83
Ψύκτης απορρόφησης	20000	5,7	3828,12	23828.1
Ψύκτης προσρόφησης	5000	1,8	1208,88	6208.88
ORC-VCC	36694,6732	-	-	36694,7
ORC	26694,6732	-	-	26694,6
VCC	10000	-	-	10000

Το κόστος του ψύκτη απορρόφησης είναι αρκετά χαμηλό, λόγω του ότι είναι ένας εμπορικός ψύκτης. Ο ψύκτης προσρόφησης είναι επίσης εμπορικός, αλλά όχι τόσο εκτεταμένα χρησιμοποιούμενος και τιμή του είναι υψηλότερη. Ο κύκλος ORC-VCC έχει το υψηλότερο κόστος, λόγω της πολυπλοκότητάς του, αφού συνδυάζει δύο κύκλους (ORC,VCC). Τέλος, ο κύκλος με ακροφύσιο είναι αρκετά ακριβός, παρόλο που δεν αποτελείται από ιδιαίτερα πολύπλοκες συνιστώσες. Ο λόγος είναι ότι είναι μια πειραματική διάταξη και άρα το κόστος αγοράς των συνιστωσών είναι πολύ μεγαλύτερο από την ενδεχόμενη περίπτωση που θα παραγόταν εμπορικά.

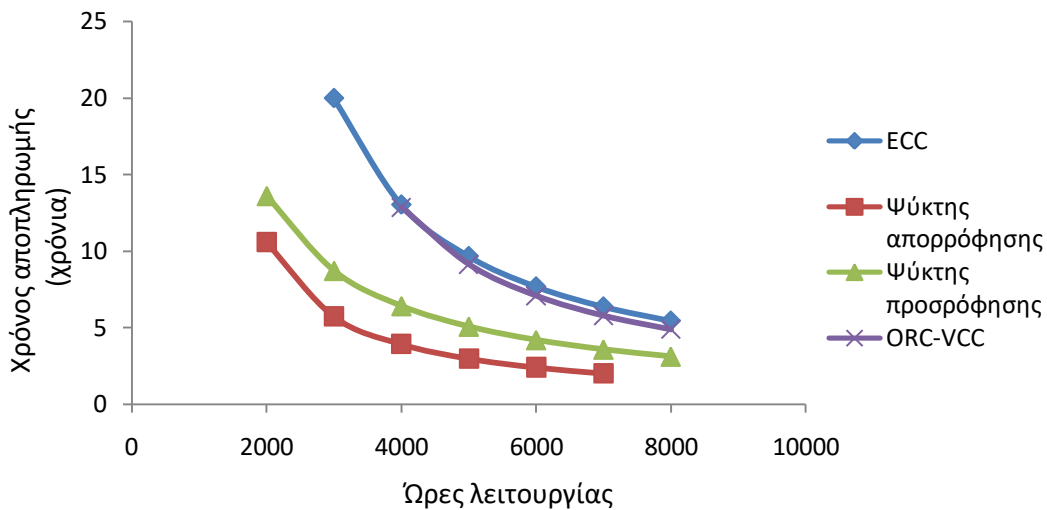
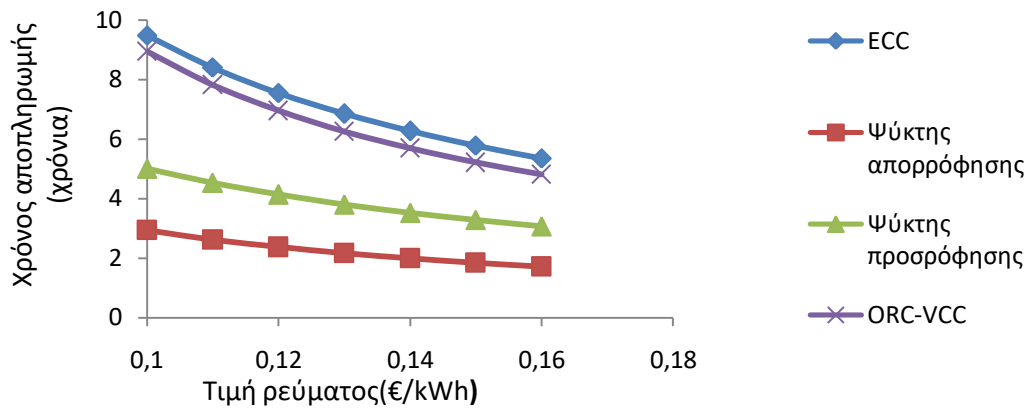
Με τα παραπάνω, έγινε υπολογισμός των τριών οικονομικών δεικτών (NPV, IRR, PBP).

Πίνακας 16: Οικονομικοί δείκτες για κάθε τεχνολογία

	NPV (€)	IRR (%)	PBT (χρόνια)
Κύκλος με ακροφύσιο	78740	11,02%	7,95
Ψύκτης απορρόφησης	835408	40,06%	2,49
Ψύκτης προσρόφησης	663308	22,75%	4,32
ORC-VCC	233338	12,23%	7,36

Από τα παραπάνω, φαίνεται ότι ο ψύκτης απορρόφησης μπορεί να επιτύχει τον χαμηλότερο χρόνο αποπληρωμής και υψηλότερα NPV και IRR, κάτι που αναμενόταν λόγω του χαμηλού του κόστους. Ο ψύκτης προσρόφησης έχει επίσης σχετικά ευνοϊκές τιμές, ενώ οι άλλες δύο διατάξεις έχουν χειρότερες τιμές.

Τέλος, έγινε μια ανάλυση ευαισθησίας με βάση τις ώρες λειτουργίας και την τιμή του ρεύματος. Σχετικά με αυτή, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για τον χρόνο αποπληρωμής:



Από την ανάλυση ευαισθησίας, φαίνεται ότι με βάση την τιμή του ρεύματος, οι ψύκτες απορρόφησης και προσρόφησης έχουν χαμηλές τιμές χρόνου αποπληρωμής, ενώ οι άλλες δύο διατάξεις αποκτούν καλές τιμές για μεγαλύτερες τιμές ρεύματος. Επίσης, με βάση τις ώρες λειτουργίας, φαίνεται ότι για όλα τα συστήματα η επένδυση γίνεται ευνοϊκή για μεγάλο αριθμό ωρών λειτουργίας ανά έτος, δηλαδή για εφαρμογές στη βιομηχανία και όχι για οικιακές ή εφαρμογές κλιματισμού.

## 5. Συμπεράσματα

Αυτή η εργασία είχε σαν σκοπό την μελέτη και σύγκριση τεσσάρων συστημάτων θερμικής ψύξης από απορριπτόμενη θερμότητα. Ως πηγή θερμότητας θεωρήθηκαν καυσαέρια σε σταθερή θερμοκρασία εισόδου και εξόδου και σταθερό ποσό εισερχόμενης θερμότητας. Για κάθε σύστημα, υπολογίστηκε η μεταβολή της απόδοσης, δηλαδή του COP, της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού στο σύστημα. Στη συνέχεια, έγινε μία σύγκριση μεταξύ των διαφόρων τεχνολογιών. Τέλος, έγινε αξιολόγηση μιας πιθανής επένδυσης για εγκατάσταση των παραπάνω τεχνολογιών, η οποία βασίστηκε στους τρεις βασικούς οικονομικούς δείκτες (NPV, IRR, PBP).

Από τα αποτελέσματα, φαίνεται ότι ο ψύκτης απορρόφησης μπορεί να επιτύχει την υψηλότερη απόδοση μεταξύ των τεχνολογιών, για κάθε περίπτωση θερμοκρασίας εξόδου του ψυχόμενου νερού. Το εύρος θερμοκρασιών θερμού νερού που μπορεί να λειτουργήσει είναι μικρό και η μέγιστη απόδοση επιτυγχάνεται στη μέγιστη θερμοκρασία εισόδου του νερού. Επίσης, δεν μπορεί να λειτουργήσει σε θερμοκρασίες χαμηλότερες των 6 °C, λόγω του ότι χρησιμοποιεί το νερό σαν ψυκτικό μέσο. Επίσης, αποτελεί την τεχνολογία με το μικρότερο κόστος επένδυσης, αφού είναι μια τεχνολογία με ευρεία εμπορική εφαρμογή, η οποία όμως απαιτεί ένα σχετικά μεγάλο κόστος συντήρησης. Από την οικονομική ανάλυση, βρέθηκε ότι μπορεί να αποτελέσει μια ευνοϊκή περίπτωση επένδυσης.

Οι ψύκτες προσρόφησης που εξετάστηκαν μπορούν επίσης να έχουν υψηλή απόδοση, ανάλογα βέβαια και με τη θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού. Η λειτουργία τους αφορά αρκετά χαμηλές θερμοκρασίες νερού (από 50 °C), κάτι που δεν συμβαίνει για τις άλλες περιπτώσεις ψυκτών. Το κόστος του είναι μεγαλύτερο από αυτό του ψύκτη απορρόφησης αλλά μικρότερο από των άλλων τεχνολογιών. Στην αξιολόγηση της πιθανής επένδυσης, ο ψύκτης φαίνεται να αποτελεί επίσης μια ενδιαφέρουσα επιλογή, καθώς οι οικονομικοί δείκτες του έχουν αρκετά καλές τιμές.

Ο κύκλος ORC-VCC βρέθηκε να έχει μια αρκετά υψηλή απόδοση, κοντά σε αυτή του ψύκτη απορρόφησης. Η λειτουργία του είναι δυνατή σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών, ενώ η μέγιστη απόδοση δίνεται για την μέγιστη δυνατή θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού σε αυτόν. Επίσης, για την περίπτωση των 4 °C, είναι η τεχνολογία που μπορεί να έχει την υψηλότερη απόδοση. Από τα εξεταζόμενα εργαζόμενα μέσα, το βουτάνιο βρέθηκε να έχει την καλύτερη απόδοση. Τέλος, ο ψύκτης βρέθηκε να έχει το υψηλότερο ανηγμένο κόστος, λόγω της πολυπλοκότητάς του. Έτσι, οι οικονομικοί δείκτες του δεν ήταν τόσο ευνοϊκοί. Παρόλα αυτά, με μία πιθανή εμπορική παραγωγή του συστήματος που θα έριχνε την τιμή αγοράς, οι δείκτες αυτοί θα είχαν σαφώς καλύτερες τιμές.

Τέλος, ο κύκλος με ακροφύσιο βρέθηκε να έχει την χαμηλότερη απόδοση μεταξύ των τεχνολογιών σε κάθε εξεταζόμενη περίπτωση. Η λειτουργία του είναι δυνατή σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών, ενώ η μέγιστη απόδοση δίνεται για την μέγιστη δυνατή θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού σε αυτόν. Από τα εξεταζόμενα εργαζόμενα μέσα, το βουτάνιο βρέθηκε αν έχει την καλύτερη απόδοση και για αυτή τη διάταξη. Τέλος, το ανηγμένο κόστος του είναι σχετικά υψηλό, λόγω του ότι είναι μια εξ' ολοκλήρου πειραματική διάταξη. Έτσι, οι οικονομικοί δείκτες του δεν είχαν αρκετά υψηλές τιμές. Βέβαια και σε αυτή την περίπτωση, μία πιθανή εμπορική παραγωγή του συστήματος που θα έριχνε την τιμή αγοράς, θα βελτίωνε τους οικονομικούς δείκτες του συστήματος.

Τέλος, άλλα θέματα που θα μπορούσαν να μελετηθούν σχετικά με αυτήν την εργασία είναι:

- Αναλυτική μοντελοποίηση του ψύκτη προσρόφησης
- Μελέτη της συνδυασμένης παραγωγής ψύξης και θερμότητας, ενδεχομένως με υψηλότερη θερμοκρασία στον συμπυκνωτή
- Θερμοοικονομική βελτιστοποίηση κάθε κύκλου