



Θερμοδυναμική και τεχνο-οικονομική αξιολόγηση συστήματος τριπαραγωγής, οργανικού κύκλου Rankine-ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου, τροφοδοτούμενου από πηγή απορριπτόμενης θερμότητας

Thermodynamic and technoeconomic assessment of a waste heat recovery trigeneration system based on Organic Rankine Cycle and ejector cooling cycle

**Τομέας: Θερμότητας**

**Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων**

**Επιβλέπων: Σωτήριος Καρέλλας, Καθηγητής ΕΜΠ**

**Αθήνα 2022**

## Ευχαριστίες

Παραδίδοντας την παρούσα διπλωματική εργασία, ολοκληρώνονται οι σπουδές μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π., γι' αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους εκείνους τους ανθρώπους που με βοήθησαν σε όλη τη διάρκεια της φοίτησής μου.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή, κύριο Καρέλλα Σωτήριο για την ευκαιρία που μου έδωσε να εκπονήσω τη διπλωματική μου εργασία σε πεδίο έρευνάς του εργαστηρίου του. Στο πλαίσιο αυτό θα ήθελα να αναφερθώ, ειδικά, και στον διδάκτορα Μπραϊμάκη Κωσταντίνο, μέλος του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων για την πολύτιμη και άμεση καθοδήγησή του σε ότι και αν χρειάστηκα σε όλα τα στάδια της διπλωματικής εργασίας μου.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς μου, Βαγγέλη και Ευαγγελία, και την αδερφή μου Γεωργία για όλη τη στήριξή τους στη διάρκεια των σπουδών μου. Επιπλέον, ευχαριστώ την Άννα-Μαρία για την βοήθεια και τις συμβουλές της τόσο στην διπλωματική μου εργασία αλλά και σε όλη την διάρκεια των σπουδών μας. Τέλος, θέλω να αναφερθώ στους συμφοιτητές μου Σωτήρη, Γιάννη, Στάθη και Αναστασία για τα πολύ όμορφα αυτά 5 χρόνια!

**Περιεχόμενα**

1.	Εισαγωγή.....	14
1.1	Οργανικός κύκλος Rankine.....	14
1.2	Θερμικοί ψυκτικοί κύκλοι.....	15
1.3	Οργανικός κύκλος Rankine- Ψυκτικός κύκλος ακροφυσίου .....	18
1.4	Αντικείμενο μελέτης .....	24
2.	Θερμοδυναμική ανάλυση.....	25
2.1	Γενική περιγραφή.....	25
2.2	Επιλογή εργαζόμενου μέσου.....	26
2.3	Πηγή απορριπτόμενης θερμότητας .....	26
2.4	Μελέτη κύκλου ORC .....	27
2.4.1	Περιγραφή.....	27
2.4.2	Μαθηματική ανάλυση.....	29
2.5	Μελέτη κύκλου ECC.....	30
2.5.1	Περιγραφή.....	30
2.5.2	Μαθηματική ανάλυση.....	31
2.6	Ανάλυση ακροφυσίου .....	32
2.6.1	Απόδοση ακροφυσίου .....	33
2.6.2	Μαθηματική μοντελοποίηση.....	33
2.6.3	Επίδραση θερμοκρασία αναγεννητή .....	37
2.6.4	Επίδραση θερμοκρασία ατμοποίησης ECC .....	39
2.6.5	Επίδραση θερμοκρασίας συμπύκνωσης.....	41
2.7	Αξιολόγηση συστήματος.....	43
2.7.1	Ενεργειακοί βαθμοί απόδοσης .....	43
2.7.2	Εξεργειακή ανάλυση και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης.....	44
2.8	Παράμετροι σχεδιασμού εγκατάστασης .....	47
2.9	Θερμοδυναμική βελτιστοποίηση .....	49
3.	Διαστασιολόγηση & οικονομική ανάλυση .....	50
3.1	Εναλλάκτες θερμότητας.....	50
3.1.1	Ατμοποιητής ORC.....	52
3.1.2	Συμπυκνωτής ORC & ECC.....	61
3.1.3	Αναγεννητής.....	65
3.1.4	Εναλλάκτης παραγωγής ωφέλιμης θερμότητας.....	67
3.1.5	Ατμοποιητής ECC.....	69
3.2	Αντλία ORC & ECC .....	71
3.3	Εκτονωτής.....	77
3.4	Ακροφύσιο .....	82
3.5	Εκτονωτική βαλβίδα .....	84
3.6	Κόστος εγκατάστασης.....	85
3.7	Οικονομική αξιολόγηση.....	88
4.	Αποτελέσματα.....	90
4.1	Αποτελέσματα θερμοδυναμικής βελτιστοποίησης .....	90
4.1.1	Συγκεντρωτικά αποτελέσματα .....	90

4.1.2	Παραμετρική διερεύνηση της απόδοσης του ORC.....	92
4.1.3	Παραμετρική διερεύνηση της απόδοσης του ECC .....	95
4.1.4	Βαθμοί απόδοσης συστήματος.....	102
4.2	Αποτελέσματα διαστασιολόγησης .....	106
4.2.1	Εναλλάκτες.....	106
4.2.2	Αντλίες .....	114
4.2.3	Εκτονωτής .....	116
4.2.4	Ακροφύσιο .....	118
4.3	Αποτελέσματα οικονομικής αξιολόγησης.....	124
4.3.1	Βέλτιστοι συνδυασμοί.....	124
4.3.2	Θερμοκρασία πηγής 250°C .....	128
4.3.3	Θερμοκρασία πηγής 200°C .....	129
4.3.4	Θερμοκρασία πηγής 150°C .....	131
4.3.5	Κατανομή κόστους.....	132
5.	Συμπεράσματα .....	135
5.1	Σχόλια.....	135
5.2	Προτάσεις για μελέτη.....	138
5.2.1	Υπορουτίνα ΕΘΔ αναγεννητή.....	148
5.2.2	Υπορουτίνα σχεδιασμού ακροφυσίου.....	150
5.2.3	Υπορουτίνα εξεργειακής ανάλυσης .....	154
5.2.4	Συνοπτικό διάγραμμα ροής.....	155
6.	Αναφορές .....	160

## Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 1.1 : Μονογραμμικό διάγραμμα και θερμοδυναμικές μεταβολές κύκλου ORC.....	14
Εικόνα 1.2 : Μονογραμμικό διάγραμμα και θερμοδυναμικές μεταβολές ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου (ECC) [16].....	16
Εικόνα 1.3 : Διατάξεις ψυκτικών κύκλων ακροφυσίου (ECC) a) με διπλό ακροφύσιο, b) με ενδιάμεσο συμπιεστή (SIEVCC) και c) συνδυασμός ECC-VCC.....	18
Εικόνα 1.4 : Σύζευξη κυκλώματος ORC-ECC μεγάλης κλίμακας με στρόβιλο και απομάστευση σε ενδιάμεση βαθμίδα, τροφοδοτούμενο από ηλιακούς παραβολικούς συλλέκτες [21].....	19
Εικόνα 1.5 : Σύζευξη συστήματος ORC-ECC με εκτονωτή-ακροφύσιο συνδεδεμένους σε σειρά, τροφοδοτούμενο από πηγή χαμηλής θερμοκρασίας επίπεδων ηλιακών συλλεκτών [22].....	20
Εικόνα 1.6 : Σύζευξη συστήματος ORC-ECC με δύο συμπυκνωτές, τροφοδοτούμενο από πηγή απορριπτόμενης θερμότητας [23].....	21
Εικόνα 1.7 : Καινοτόμα διάταξη κύκλου ORC-ECC τροφοδοτούμενο από γεωθερμική πηγή, με δυνατότητα ρύθμισης της δευτερεύουσας ροής του ακροφυσίου [24].....	22
Εικόνα 1.8 : Σύζευξη κύκλου ORC-ECC, με εκτονωτή και ακροφύσιο σε παράλληλη σύνδεση.....	23
Εικόνα 1.9 : Γεωθερμικά τροφοδοτούμενος κύκλος ORC με δύο στρόβιλους, εκ των οποίων ο δεύτερος είναι συνδεδεμένος σε σειρά με το ακροφύσιο του κύκλου ECC [25].....	23
Εικόνα 2.1 : Μονογραμμικό διάγραμμα μελετώμενης διάταξης.....	25
Εικόνα 2.2 : Μελετώμενη διάταξη κύκλου ORC.....	27
Εικόνα 2.3 : Θερμοδυναμικές μεταβολές κύκλου ORC με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης 180 και 30°C αντίστοιχα.....	28
Εικόνα 2.4 : Μελετώμενη διάταξη κύκλου ECC.....	30
Εικόνα 2.5 : Θερμοδυναμικές μεταβολές με εργαζόμενο μέσο το R1234ze(E) θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή, συμπυκνωτή και ατμοποιητή ίσες με 83,30 και 5°C.....	31
Εικόνα 2.6 : Μεταβολές και διεργασίες του εργαζόμενου μέσου εντός του ακροφυσίου.....	32
Εικόνα 2.7 : Επίδραση της θερμοκρασίας του αναγεννητή a) στον λόγο αναρρόφησης και b) στον συντελεστή συμπεριφοράς και ψυκτικό φορτίο [31].....	38
Εικόνα 2.8 : Καμπύλες απόδοσης του ejector-επίδραση της πίεσης εξόδου στον λόγο αναρρόφησης.....	38
Εικόνα 2.9 : Αποτελέσματα θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή - λόγου αναρρόφησης υπολογιστικού εργαλείου.....	39
Εικόνα 2.10 : Επίδραση της θερμοκρασίας αναγεννητή και ψύξης στον λόγο αναρρόφησης του ακροφυσίου [32].....	39
Εικόνα 2.11 : Επίδραση μικρών μεταβολών θερμοκρασίας συμπύκνωσης για διάφορες τιμές θερμοκρασίας ψύξης ακροφυσίου στο λόγο αναρρόφησης [31].....	40
Εικόνα 2.12 : Αποτελέσματα υπολογιστικού εργαλείου-λόγος αναρρόφησης σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή για διάφορες τιμές θερμοκρασίας ψύξης για τα ρευστά a) R1234ze(E), b) R1234yf, c) βουτάνιο, d) προπάνιο και e) R1233zd(E).....	41
Εικόνα 2.13 : Επίδραση της θερμοκρασίας αναγεννητή στο λόγο αναρρόφησης για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας συμπύκνωσης [31].....	42

Εικόνα 2.14 : Αποτελέσματα υπολογιστικού εργαλείου-Λόγος αναρρόφησης σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία του αναγεννητή για διάφορες τιμές θερμοκρασίας συμπύκνωσης για τα ρευστά a) R1234ze(E), b) R1234yf, c) βουτάνιο, d) προπάνιο και e) R1233zd(E).....	43
Εικόνα 3.1 : Εναλλάκτες ομορροής & αντιρροής [37].....	50
Εικόνα 3.2 : Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας [38] .....	51
Εικόνα 3.3 : Χαρακτηριστικές διαστάσεις πλάκας εναλλάκτη.....	52
Εικόνα 3.4 : Τυπικό διάγραμμα συναλλασσόμενης ισχύος-θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων του ατμοποιητή ORC.....	61
Εικόνα 3.5 : Τυπικό διάγραμμα συναλλασσόμενης ισχύος-θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων του συμπυκνωτή ORC.....	65
Εικόνα 3.6 : Τυπικό διάγραμμα συναλλασσόμενης ισχύος-θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων του αναγεννητή.....	67
Εικόνα 3.7 : Τυπικό διάγραμμα συναλλασσόμενης ισχύος-θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη ωφέλιμης θερμότητας .....	69
Εικόνα 3.8 : Διάγραμμα μεταβολής της θερμοκρασίας του ρευστού του κύκλου ECC στον ατμοποιητή.....	71
Εικόνα 3.9 : Τυπική μορφή διαφραγματικής αντλίας.....	72
Εικόνα 3.10 : Περιγραφή φάσεων λειτουργίας διαφραγματικής αντλίας.....	73
Εικόνα 3.11 : Χάρτης λειτουργίας αντλιών σειράς a) M03 και b) D10 .....	75
Εικόνα 3.12 : Τύποι ογκομετρικών μηχανών που χρησιμοποιούνται ως συμπιεστές [52] .....	77
Εικόνα 3.13 : Εύρος λειτουργίας ογκομετρικών μηχανών [54] .....	78
Εικόνα 3.14 : Χαρακτηριστικό εύρος θερμοκρασιών εισόδου-εξόδου του εργαζόμενου μέσου στα διάφορα είδη εκτονωτών.....	80
Εικόνα 3.15 : Βασικά γεωμετρικά μεγέθη ακροφυσίου .....	82
Εικόνα 3.16 : Εκτονωτική βαλβίδα [60].....	85
Εικόνα 4.1 : Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης ORC, για θερμοκρασία πηγής 250°C και ΕΘΔ 10°C.....	93
Εικόνα 4.2 : Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης ORC, για θερμοκρασία πηγής 200°C και ΕΘΔ 10°C.....	94
Εικόνα 4.3 : Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης ORC, για θερμοκρασία πηγής 150°C και ΕΘΔ 10°C.....	94
Εικόνα 4.4 : Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 250°C και για μέγιστη ηλεκτρική ισχύ (αναγράφεται) .....	96
Εικόνα 4.5 : Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 200°C και για μέγιστη ηλεκτρική ισχύ (αναγράφεται) .....	97
Εικόνα 4.6 : Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 150°C και για μέγιστη ηλεκτρική ισχύ (αναγράφεται) .....	97
Εικόνα 4.7 : Παραγόμενη θερμική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 250°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ .....	98
Εικόνα 4.8 : Παραγόμενη θερμική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 200°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ .....	99
Εικόνα 4.9 : Παραγόμενη θερμική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 150°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ .....	99

Εικόνα 4.10 : Συναλλασσόμενη θερμική ισχύς στον αναγεννητή συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησής του για θερμοκρασία πηγής 250°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ....	100
Εικόνα 4.11 : Συναλλασσόμενη θερμική ισχύς στον αναγεννητή συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησής του για θερμοκρασία πηγής 200°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ....	101
Εικόνα 4.12 : Συναλλασσόμενη θερμική ισχύς στον αναγεννητή συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησής του για θερμοκρασία πηγής 150°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ....	101
Εικόνα 4.13 : Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου για τα εργαζόμενα ρευστά του ECC συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή.....	102
Εικόνα 4.14 : Βαθμοί απόδοσης συστήματος συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 250°C a) συμπαραγωγικός (ηλεκτρικός-ψυκτικός) και b) τριπαραγωγικός .....	103
Εικόνα 4.15 : Βαθμοί απόδοσης συστήματος συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C a) συμπαραγωγικός (ηλεκτρικός-ψυκτικός) και b) τριπαραγωγικός .....	103
Εικόνα 4.16 : Βαθμοί απόδοσης συστήματος συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 150°C a) συμπαραγωγικός (ηλεκτρικός-ψυκτικός) και b) τριπαραγωγικός .....	104
Εικόνα 4.17 : Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 250°C .....	105
Εικόνα 4.18 : Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C .....	105
Εικόνα 4.19 : Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 150°C .....	106
Εικόνα 4.20 : Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας εναλλακτών συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 250°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), b) ν-Πεντάνιο/R1234yf, c) ν-Πεντάνιο/βουτάνιο, d) ν-Πεντάνιο/προπάνιο, e) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E), f) Βουτάνιο/βουτάνιο και g) Βουτάνιο/R1233zd(E) .....	108
Εικόνα 4.21 : Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας εναλλακτών συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), b) ν-Πεντάνιο/R1234yf, c) ν-Πεντάνιο/βουτάνιο, d) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και e) Βουτάνιο/R1233zd(E).....	112
Εικόνα 4.22 : Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας εναλλακτών συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και b) Βουτάνιο/ R1233zd(E) .....	113
Εικόνα 4.23 : Βασικές διαστάσεις ακροφυσίου συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 250°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), b) ν-Πεντάνιο/R1234yf, c) ν-Πεντάνιο/βουτάνιο, d) ν-Πεντάνιο/προπάνιο, e) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E), f) Βουτάνιο/βουτάνιο και g) Βουτάνιο/R1233zd(E).....	121
Εικόνα 4.24 : Βασικές διαστάσεις ακροφυσίου συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), b) ν-Πεντάνιο/R1234yf, c) ν-Πεντάνιο/βουτάνιο, d) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και e) Βουτάνιο/R1233zd(E).....	123

Εικόνα 4.25 : Βασικές διαστάσεις ακροφυσίου συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και b) Βουτάνιο/R1233zd(E) .....	123
Εικόνα 4.26 : Κατανομή κόστους επιμέρους στοιχείων του κυκλώματος για θερμοκρασία πηγής 250°C a) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και b)Βουτάνιο/R1233zd(E) .....	133
Εικόνα 4.27 : Κατανομή κόστους επιμέρους στοιχείων του κυκλώματος για θερμοκρασία πηγής 200°C a) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και b)Βουτάνιο/R1233zd(E) .....	134
Εικόνα 4.28 : Κατανομή κόστους επιμέρους στοιχείων του κυκλώματος για θερμοκρασία πηγής 150°C a) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και b)Βουτάνιο/R1233zd(E) .....	134
Εικόνα 5.1 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας σχεδιασμού κύκλου ORC .....	142
Εικόνα 5.2 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας ΕΘΔ ατμοποιητή κύκλου ORC .....	145
Εικόνα 5.3 : Διάγραμμα ροής σχεδιασμού κύκλου ECC.....	148
Εικόνα 5.4 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας ΕΘΔ αναγεννητή .....	150
Εικόνα 5.5 : Διάγραμμα επίλυσης της ροής εντός του ακροφυσίου.....	153
Εικόνα 5.6 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας υπολογισμού βασικών διαστάσεων του ακροφυσίου .....	154
Εικόνα 5.7 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας εξεργειακής ανάλυσης.....	155
Εικόνα 5.8 : Συνολικό διάγραμμα ροής υπολογιστικού εργαλείου .....	158



## Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 2.1 : Εργαζόμενα ρευστά.....	26
Πίνακας 2.2 : Συνολικό ποσό θερμότητας ως προς συνθήκες αναφοράς σε kW .....	27
Πίνακας 2.3 : Παράμετροι σχεδιασμού συνολικού συστήματος ORC-ECC.....	48
Πίνακας 3.1 : Γεωμετρικές διαστάσεις πλάκας εναλλάκτη .....	52
Πίνακας 3.2 : Βασικά χαρακτηριστικά μοντέλων απο πλακοειδείς εναλλάκτες της 'Alpha Laval' .....	53
Πίνακας 3.3 : Βασικά χαρακτηριστικά μοντέλων σειράς 'M03' Hydra Cell .....	73
Πίνακας 3.4 : Βασικά χαρακτηριστικά μοντέλων σειράς 'D10' Hydra Cell.....	74
Πίνακας 3.5 : Υπολογισμός συντελεστών για την απόδοση αντλίας .....	75
Πίνακας 3.6 : Τελική επιλογή τύπου εκτονωτή συναρτήσει της θερμοκρασίας πηγής.....	80
Πίνακας 3.7 : Μοντέλα ελικοειδών εκτονωτών εταιρείας 'Copeland' [55] .....	81
Πίνακας 3.8 : Τυπικές τιμές γωνιών ακροφυσίου από βιβλιογραφική έρευνα.....	83
Πίνακας 3.9 : Τυπικές τιμές μήκους περιοχής ανάμειξης ακροφυσίου από βιβλιογραφική έρευνα .....	83
Πίνακας 3.10 : Τυπικές τιμές μήκους θαλάμου ανάμειξης από βιβλιογραφική έρευνα.....	84
Πίνακας 3.11 : Βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας μοντέλων σειράς '3S0' της εταιρείας Castel .....	84
Πίνακας 3.12 : Σταθερές εξίσωσης Turton για υπολογισμό κόστους αντλιών.....	86
Πίνακας 3.13 : Κόστος εργαζόμενων ρευστών ανά λίτρο .....	87
Πίνακας 3.14 : Παραδοχές οικονομικής αξιολόγησης .....	89
Πίνακας 4.1 : Βέλτιστα σημεία λειτουργίας συστήματος για θερμοκρασία πηγής 150°C.....	90
Πίνακας 4.2 : Βέλτιστα σημεία λειτουργίας συστήματος για θερμοκρασία πηγής 200°C.....	90
Πίνακας 4.3 : Βέλτιστα σημεία λειτουργίας συστήματος για θερμοκρασία πηγής 250°C.....	91
Πίνακας 4.4 : Μέγεθος εγκατάστασης για κάθε θερμοκρασία πηγής και εργαζόμενο μέσο κύκλου ORC .....	93
Πίνακας 4.5 : Διαστασιολόγηση εναλλακτών στο βέλτιστο θερμοδυναμικά σημείο λειτουργίας για θερμοκρασία πηγής 250°C.....	109
Πίνακας 4.6 : Διαστασιολόγηση εναλλακτών στο βέλτιστο θερμοδυναμικά σημείο λειτουργίας για θερμοκρασία πηγής 200°C.....	112
Πίνακας 4.7 : Διαστασιολόγηση εναλλακτών στο βέλτιστο θερμοδυναμικά σημείο λειτουργίας για θερμοκρασία πηγής 150°C.....	114
Πίνακας 4.8 : Επιλογή αντλιών και σημείου λειτουργίας τους για θερμοκρασία πηγής 250°C.....	114
Πίνακας 4.9 : Επιλογή αντλιών και σημείου λειτουργίας τους για θερμοκρασία πηγής 200°C.....	115
Πίνακας 4.10 : Επιλογή αντλιών και σημείου λειτουργίας τους για θερμοκρασία πηγής 150°C .....	116
Πίνακας 4.11 : Διάταξη και χαρακτηριστικά εκτονωτών για θερμοκρασία πηγής 250°C στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας .....	117
Πίνακας 4.12 : Διάταξη και χαρακτηριστικά εκτονωτών για θερμοκρασία πηγής 250°C στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας .....	117
Πίνακας 4.13 : Διάταξη και χαρακτηριστικά εκτονωτών για θερμοκρασία πηγής 150°C στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας .....	118

Πίνακας 4.14 : Οικονομικά αποτελέσματα βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 250°C .....	124
Πίνακας 4.15 : Κεφάλαιο επένδυσης και έσοδα από εξοικονόμηση ενέργειας βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 250°C .....	125
Πίνακας 4.16 : Οικονομικά αποτελέσματα βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 200°C .....	126
Πίνακας 4.17 : Κεφάλαιο επένδυσης και έσοδα από εξοικονόμηση ενέργειας βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 200°C .....	126
Πίνακας 4.18 : Οικονομικά αποτελέσματα βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 150°C .....	127
Πίνακας 4.19 : Κεφάλαιο επένδυσης και έσοδα από εξοικονόμηση ενέργειας βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 150°C .....	127
Πίνακας 4.20 : Οικονομικά αποτελέσματα συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 250°C a) NPV, b) IRR και c)PBP .....	129
Πίνακας 4.21 : Οικονομικά αποτελέσματα συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 200°C a) NPV, b) IRR και c)PBP .....	131
Πίνακας 4.22 : Οικονομικά αποτελέσματα συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 150°C a) NPV, b) IRR και c)PBP .....	132
Πίνακας 5.1 : Αποτελέσματα υπολογιστικού εργαλείου .....	157

## Κατάλογος νομολογιών

$A$	Επιφάνεια	$[m^2]$
$a$	Ηχητική ταχύτητα	$[m/s]$
$Bo$	Αριθμός Boiling	$[-]$
$C$	Κόστος	$[€]$
$COP$	Συντελεστής συμπεριφοράς	$[-]$
$C_p$	Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση	$[J/kgK]$
$D$	Διάμετρος	$[m]$
$dT$	Θερμοκρασιακή διαφορά	$[K]$
$\dot{E}$	Εξέργεια	$[kW]$
$f$	Παράγοντας τριβής	$[-]$
$G$	Παροχή μάζας ανά μονάδα επιφάνειας	$[kg/m^2s]$
$Ge$		
$h$	Ειδική ενθαλπία	$[kJ/kg]$
$H_u$	Κατώτερη θερμογόνος ικανότητα	$[kJ/kg]$
$\dot{I}$	Καταστροφή εξέργειας	$[kW]$
$i$	Συντελεστής επικαιροποίησης,	$[\%]$
$k$	Θερμική αγωγιμότητα	$[W/mK]$
$K_1, K_2$	Σταθερές στη σχέση του Turton	$[-]$
$k_v$	Συντελεστής παροχής βαλβίδας	
$l$	Μήκος	$[m]$
$M$	Μάζα	$[kg]$
$\dot{m}$	Παροχή μάζας	$[kg/s]$
$Mach$	Αριθμός Mach	$[-]$
$N_{years}$	Έτη	$[-]$

$N_p$	Αριθμός περασμάτων	[–]
$Nu$	Αριθμός Nusselt	[–]
$NXP$	Απόσταση ακροφυσίου-περιοχής ανάμειξης	[mm]
$P$	Ηλεκτρική ισχύς	[kW]
$Pr$	Αριθμός Prandtl	[–]
$p$	Πίεση	[bar]
$\dot{Q}$	Συναλλασσόμενη θερμότητα	[kW]
$R$	Παγκόσμια σταθερά αερίων	[kJ/kgK]
$r_p$	Λόγος πιέσεων	[–]
$Re$	Αριθμός Reynolds	[–]
$R_f$	Θερμική αντίσταση	[m <sup>2</sup> K/W]
$s$	Ειδική εντροπία	[kJ/kgK]
$SS$	Ηχητική ταχύτητα	[m/s]
$T$	Θερμοκρασία	[°C]
$U$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας	[W/m <sup>2</sup> K]
$u$	Ταχύτητα	[m/s]
$\dot{V}$	Παροχή όγκου	[lt/min]
$x$	Ξηρότητα	[–]
$W$	Έργο	[kW]
CCHP	Συνδυασμένη παραγωγή ηλεκτρισμού, θερμότητας και ψύξης	
CAPEX	Κεφάλαιο επένδυσης	
CAS	Περιοχή ανάμειξης ακροφυσίου	
CCHP	Συνδυασμένη παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας	
CCP	Συνδυασμένη παραγωγή ηλεκτρισμού και ψύξης	
ECC	Ψυκτικός κύκλος ακροφυσίου	
GWP	Global warming potential	

HEX	Εναλλάκτης θερμότητας
HFO	Υδροφθορολεφίνες
INC	Έσοδα
IRR	Συντελεστής εσωτερικής απόδοσης
NPV	Καθαρή παρούσα αξία
ODP	ozone depletion potential
OPEX	Λειτουργικό κεφάλαιο
ORC	Οργανικός κύκλος Rankine
PBP	Περίοδος αποπληρωμής
ref	Εργαζόμενο μέσο
WHS	Πηγή απορριπτόμενης θερμότητας
A/Θ	Αντλία θερμότητας
MEK	Μηχανή εσωτερικής καύσης

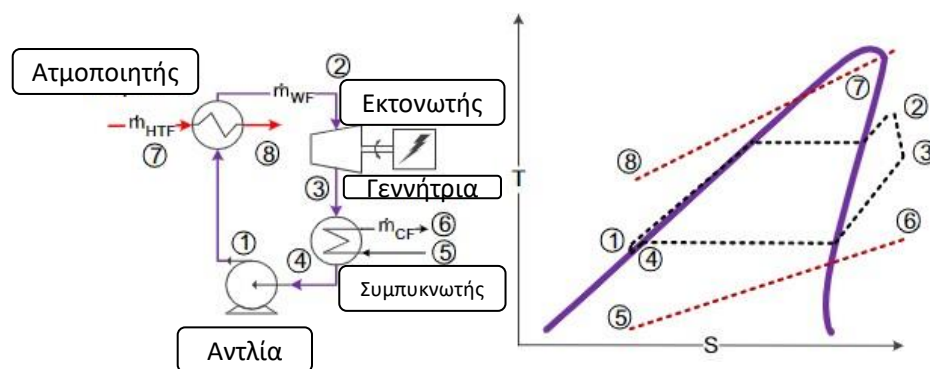
## 1. Εισαγωγή

### 1.1 Οργανικός κύκλος Rankine

Ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC) αποτελεί μία ταχέως αναπτυσσόμενη τεχνολογία για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος, κυρίως από πηγές χαμηλής θερμοκρασίας ( $<300^{\circ}\text{C}$ ) και μικρότερης κλίμακας (μερικά  $\text{kW}_e$  μέχρι και  $10 \text{ MW}_e$  [1], [2]), όπως απορριπτόμενη θερμότητα [3], γεωθερμία [4], ηλιακοί συλλέκτες [5] και βιομάζα [6]. Ανάμεσα στους πολλούς τύπους εφαρμογών που χρησιμοποιούνται, οι κύκλοι ORC που αξιοποιούν την απορριπτόμενη θερμότητα είναι ιδιαίτερα ελκυστικοί, λόγω του υψηλού ενεργειακού περιεχομένου της, καθώς παράγεται σε πληθώρα σε όλο τον κόσμο [7], [8], με πολλά συστήματα να έχουν ήδη εγκατασταθεί παγκοσμίως [9]. Η τεχνολογία ORC διαθέτει σημαντικά πλεονεκτήματα έναντι του συμβατικού κύκλου Rankine νερού-ατμού τα οποία συνοψίζονται ως εξής [10]:

- Δυνατότητα λειτουργίας σε χαμηλές θερμοκρασίες και κλίμακες ισχύος
- Μη αναγκαιότητα εκτεταμένης υπερθέρμανσης του οργανικού ρευστού λόγω της θετικής κλίσης της καμπύλης κορεσμένου ατμού πολλών οργανικών ρευστών και άρα μη αναγκαιότητα ύπαρξης τυμπάνου και σύνθετου ατμοποιητή.
- Σπονδυλωτή δομή και απλός σχεδιασμός
- Εύκολη συντήρηση και λειτουργία

Στην Εικόνα 1.1 απεικονίζεται το μονογραμμικό διάγραμμα ενός κύκλου ORC [11] και στη συνέχεια περιγράφονται όλες οι μεταβολές που τον απαρτίζουν.



**Εικόνα 1.1 :** Μονογραμμικό διάγραμμα και θερμοδυναμικές μεταβολές κύκλου ORC

Οι μεταβολές που λαμβάνουν χώρα στο κύκλωμα είναι οι εξής:

1→2: Ισοβαρής θέρμανση του υπόψυκτου υγρού (που εξέρχεται από την αντλία) στον ατμοποιητή του κυκλώματος έως την κατάσταση υπέρθερμου ατμού στην έξοδό του. Ο εναλλάκτης αυτός τροφοδοτείται με θερμότητα από την εκάστοτε πηγή του κύκλου.

2→3: Εκτόνωση του υπέρθερμου ατμού στον εκτονωτή στη χαμηλή πίεση του κύκλου, ο οποίος είναι συνδεδεμένος με μία γεννήτρια για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Και σε αυτή τη περίπτωση στον ιδανικό κύκλο η μεταβολή είναι ισεντροπική, ενώ για την εκτίμηση των απωλειών χρησιμοποιείται ο ισεντροπικός βαθμός εκτόνωσης.

3→4: Αποβολή της θερμότητας του ατμού στο συμπυκνωτή της εγκατάστασης, μέσω ενός ρεύματος συνήθως ψυκτικού νερού υπό σταθερή πίεση (την χαμηλή του κύκλου).

4→1: Κατάθλιψη του υπόψυκτου υγρού από τη χαμηλή στην υψηλή πίεση του κύκλου μέσω της αντλίας. Η μεταβολή στον ιδανικό κύκλο είναι ισεντροπική, ενώ για να ληφθούν υπόψη οι απώλειες χρησιμοποιείται ένας ισεντροπικός βαθμός απόδοσης.

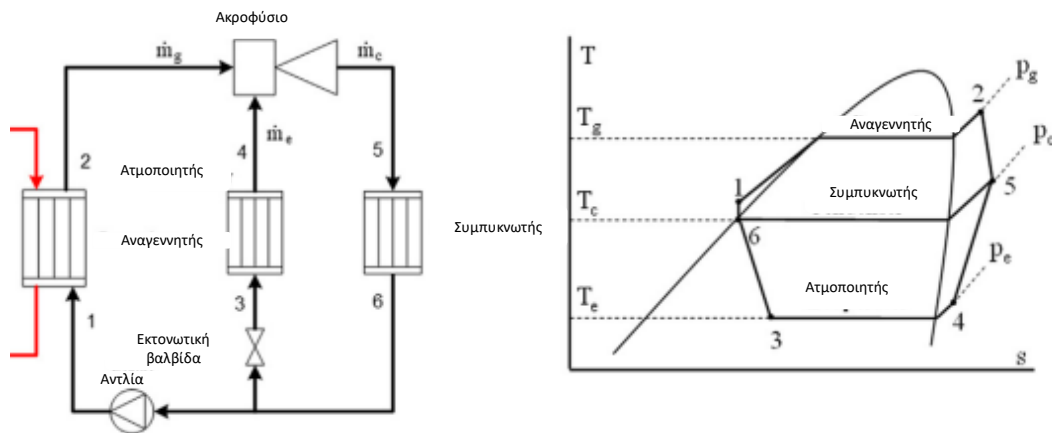
Εξαιτίας του χαμηλού βαθμού απόδοσης (<25% [10]) των συστημάτων ORC που οφείλεται στη χαμηλή θερμοκρασία λειτουργίας τους, ένας τρόπος για την αύξηση του συνολικού βαθμού απόδοσής τους είναι η αξιοποίηση της θερμότητας που αποβάλλεται κατά την ψύξη και συμπύκνωση του εργαζόμενου ρευστού που εξέρχεται από τον εκτονωτή. Η θερμότητα αυτή μπορεί είτε να αξιοποιηθεί άμεσα για την παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας, ή, μεταξύ άλλων, να χρησιμοποιηθεί για την οδήγηση συστημάτων θερμικής ψύξης, σε συστήματα συμπαραγωγής και τριπαραγωγής.

## 1.2 Θερμικοί ψυκτικοί κύκλοι

Η πιο διαδεδομένη τεχνολογία ψύξης είναι ο κύκλος συμπίεσης ατμού (Vapor compression cycle-VCC), μέσω του οποίου καταναλώνεται ηλεκτρική ισχύς για την παραγωγή ψύξης. Οι τεχνολογίες θερμικής ψύξης, που βασίζονται στην απορρόφηση, την προσρόφηση καθώς και τον κύκλο ακροφυσίου, παρέχουν τη δυνατότητα άμεσης αξιοποίησης θερμότητας για την παραγωγή ψύξης. Είναι ιδιαίτερα ελκυστικές στην περίπτωση της ύπαρξης «δωρεάν» πηγών θερμότητας, όπως η απορριπτόμενη θερμότητα, η γεωθερμία αλλά και η θερμότητα από ηλιακούς συλλέκτες. Σε αυτή την περίπτωση μπορούν να εξασφαλίσουν χαμηλό λειτουργικό κόστος σε συνδυασμό με μειωμένο περιβαλλοντικό αποτύπωμα.

Μεταξύ των τριών αυτών τεχνολογιών η πιο ώριμη είναι η ψύξη με απορρόφηση, η οποία παρουσιάζει σχετικά υψηλό συντελεστή συμπεριφοράς και είναι καταλληλότερη για λειτουργία σε υψηλότερες θερμοκρασίας οδηγούσας θερμότητας. Παράλληλα τα τελευταία χρόνια βρίσκει εμπορική εφαρμογή και η τεχνολογία της προσρόφησης, η οποία έχει τη δυνατότητα αξιοποίησης θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας αλλά ταυτόχρονα παρουσιάζει μειωμένο συντελεστή συμπεριφοράς. Το κύριο μειονέκτημα των δύο αυτών τεχνολογιών είναι το υψηλό κόστος επένδυσής τους.

Ως εκ τούτου, τα τελευταία χρόνια παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον η τεχνολογία ψύξης κύκλου ακροφυσίου (ejector cooling cycle-ECC) [12], [13]. Η βασική αρχή λειτουργίας του παραπάνω κύκλου βασίζεται στην ανάμειξη ενός ρεύματος ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας (καλείται πρωτεύουσα ροή) με ένα ρεύμα ατμού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (καλείται δευτερεύουσα ροή) που μόλις έχει εξέλθει από τον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου. Η ανάμειξη λαμβάνει χώρα εντός μίας συσκευής που είναι γνωστή ως ακροφύσιο και βασικό του πλεονέκτημα σε σχέση με τον κλασικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών (VCC) που αναλύθηκε παραπάνω είναι η έλλειψη ύπαρξης συμπιεστή, άρα και οι εμφανώς λιγότερες καταναλώσεις ηλεκτρικής ενέργειας. Παρά τον χαμηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς (COP), οι κύκλοι ECC απαιτούν μικρότερο αρχικό κεφάλαιο επένδυσης σε σχέση με του ψύκτες απορρόφησης [14], Η βασική αρχή λειτουργίας του παραπάνω κύκλου βασίζεται στην ανάμειξη ενός ρεύματος ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας (καλείται πρωτεύουσα ροή) με ένα ρεύμα ατμού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (καλείται δευτερεύουσα ροή) που μόλις έχει εξέλθει από τον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου. Η ανάμειξη λαμβάνει χώρα εντός μίας συσκευής που είναι γνωστή ως ‘ejector’ και βασικό του πλεονέκτημα σε σχέση με τον κλασικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών (VCC) που αναλύθηκε παραπάνω είναι η έλλειψη ύπαρξης συμπιεστή, άρα και οι εμφανώς λιγότερες καταναλώσεις ηλεκτρικής ενέργειας. Παρά τον χαμηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς, οι κύκλοι ECC απαιτούν μικρότερο αρχικό κεφάλαιο επένδυσης σε σχέση με του ψύκτες απορρόφησης [15].

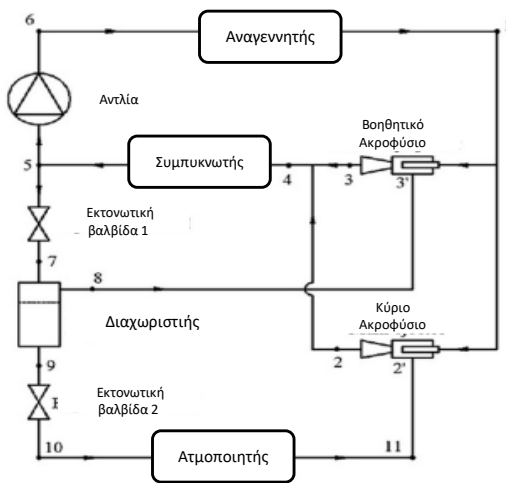


Εικόνα 1.2 : Μονογραμμικό διάγραμμα και θερμοδυναμικές μεταβολές ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου (ECC) [16]

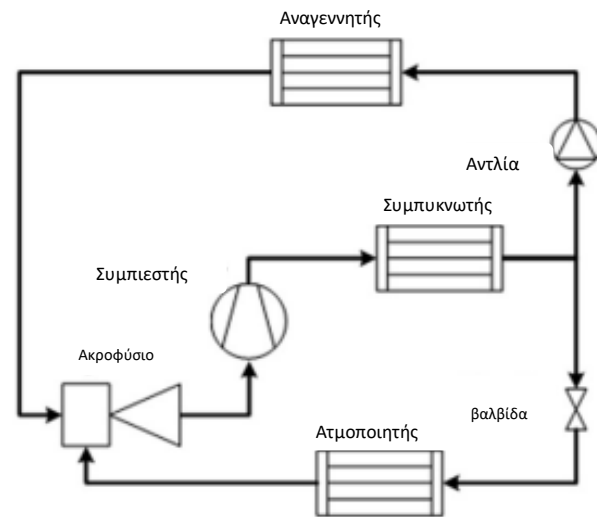


Στην παράγραφο αυτή, αναλύονται κάποιες ενδεικτικές διατάξεις ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου που έχουν εξεταστεί στη βιβλιογραφία. Στην Εικόνα 1.3α φαίνεται η δομή ενός ενισχυμένου ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου. Ο υπέρθερμος ατμός που εξέρχεται από τον αναγεννητή διαχωρίζεται σε δύο ρεύματα: το πρώτο εισέρχεται στο βοηθητικό ακροφύσιο όπου αναμειγνύεται με τη δευτερεύουσα είσοδο, προερχόμενη από το δοχείο αποθήκευσης. Το άλλο ρύμα αναρροφάται από το κύριο ακροφύσιο, συναντώντας το ρεύμα που μόλις έχει εξέλθει από τον ατμοποιητή. Οι δύο εξερχόμενες ροές αναμειγνύονται, αποβάλλουν θερμότητα στον συμπυκνωτή και εκτονώνονται στην πρώτη εκτονωτική βαλβίδα για να καταλήξουν στο δοχείο αποθήκευσης. Από εκεί, ένα μέρος οδηγείται στο βοηθητικό ακροφύσιο ως δευτερεύουσα είσοδος και το άλλο ρεύμα εκτονώνεται περαιτέρω και καταλήγει στον ατμοποιητή [17]. Η διάταξη αυτή οδηγεί σε βελτιωμένου συντελεστές συμπεριφοράς με τα ρευστά R134a και R600a κατά 10.7% και 9.9% σε σχέση με τον κλασικό κύκλο, ενώ η μέγιστη τιμή του φτάνει το 45%.

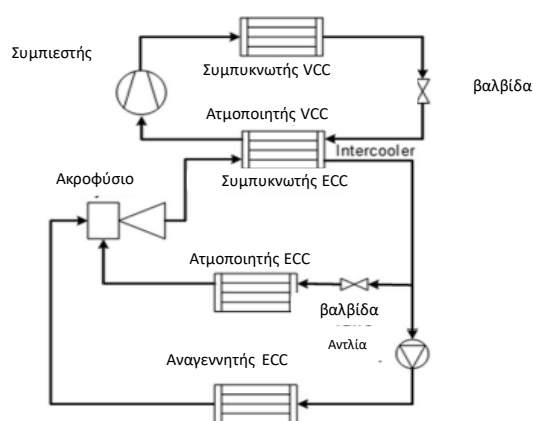
Άλλη μία διάταξη που έχει διερευνηθεί είναι αυτή των ψυκτικών κύκλων ακροφυσίου συνδυασμένη με μηχανική συμπίεση ατμών (SIEVCC) [1]. Η διαφορά της σε σχέση με τον απλό κύκλο παρατηρείται στην προσθήκη ενός συμπιεστή μετά την έξοδο του ακροφυσίου. Σημειώνεται ότι μπορεί να παρατηρηθεί αύξηση έως και 15.3% στον συντελεστή συμπεριφοράς σχέση με τον κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών. Παραλλαγή αυτής είναι αυτή που συνδυάζει τον κύκλο μηχανικής συμπίεσης με τον ψυκτικό κύκλο ακροφυσίου (SCEVCC), μέσω ενός κοινού εναλλάκτη που είναι ταυτόχρονα ο συμπυκνωτής του ECC και ο ατμοποιητής του VCC, βελτιωμένο σε σχέση με τον κύκλο VCC κατά 45.8%.



(a) [17]



(b) [16]



(c) [16]

Εικόνα 1.3 : Διατάξεις ψυκτικών κύκλων ακροφυσίου (ECC) α) με διπλό ακροφύσιο, β) με ενδιάμεσο συμπιεστή (SIEVCC) και γ) συνδυασμός ECC-VCC

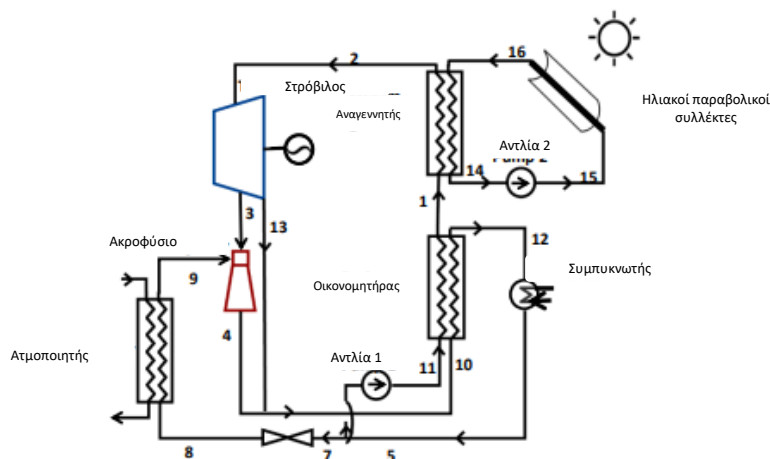
### 1.3 Οργανικός κύκλος Rankine- Ψυκτικός κύκλος ακροφυσίου

Οι τεχνολογίες ORC και ECC μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας με στόχο την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και ψύξης, αντίστοιχα. Παράλληλα, ενδιαφέρον παρουσιάζει ο συνδυασμός των τεχνολογιών αυτών για τη συνδυασμένη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και ψύξης αλλά και θερμότητα, δεδομένου του υψηλού συνολικού βαθμού απόδοσης των συστημάτων συμπαραγωγής και τριπαραγωγής.

Στην πλειοψηφία των εφαρμογών που συνδυάζουν κύκλο ORC και ECC, ο υπέρθερμος ατμός που εξέρχεται από τον εκτονωτή ή απομαστεύεται σε κάποιο ενδιάμεσο στάδιο και χρησιμοποιείται απευθείας ως πρωτεύουσα ροή για το ακροφύσιο [18][19][20]. Κατ' αυτό τον τρόπο, το ίδιο ρευστό χρησιμοποιείται και στους δύο κύκλους. Η επιλογή αυτή είναι εφικτή, αν χρησιμοποιηθούν ρευστά με σχετικά χαμηλή θερμοκρασία κορεσμού (στο διάγραμμα εντροπίας-θερμοκρασίας) που είναι γνωστά με την ορολογία 'dry fluids'. Παρά την απλότητα της διάταξης αυτής, η απευθείας σύνδεση των δύο παραπάνω κύκλων σε ένα ενιαίο κύκλωμα, εισάγει περιορισμούς στη λειτουργία του, οπότε απαιτείται η από κοινού σχεδίαση των δύο κύκλων, λαμβάνοντας υπόψη τα χαρακτηριστικά της πηγής. Επιπλέον, ρευστά με υψηλότερες κρίσιμες θερμοκρασίες που είναι αρκετά αποδοτικά για τους κύκλους ORC, η πίεσή τους είναι υπό της ατμοσφαιρικής σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος, γεγονός που εισάγει τεχνικές δυσκολίες κατά τη χρήση τους σε ψυκτικούς κύκλους, προκειμένου να αποτρέπονται οι διαρροές αέρα στο εσωτερικό του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή.

Ακολουθεί μία βιβλιογραφική επισκόπηση μελετών που επικεντρώνονται στο συνδυασμό ORC-ECC. Σύμφωνα με τη μελέτη του Elakhdar [21], όπως φαίνεται στην Εικόνα 1.4, το σύστημα παραλαμβάνει θερμότητα από ηλιακούς παραβολικούς συλλέκτες, μέσω ενός κυκλώματος που

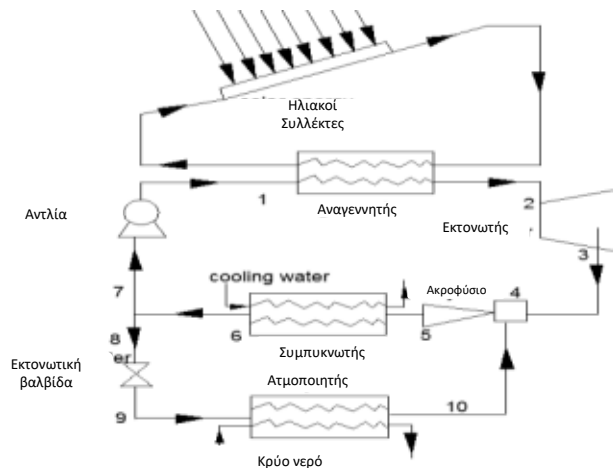
κυκλοφορεί ένα θερμό ρευστό για να μεταφέρει τη θερμότητα στον ατμοποιητή του ORC. Το εργαζόμενο μέσο αφού εξέλθει σε μία ενδιάμεση βαθμίδα του στρόβιλου, ένα μέρος του εισέρχεται στο ακροφύσιο, όπου συναντά το ρεύμα που μόλις έχει εξέλθει από τον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου. Το υπόλοιπο εκτονώνεται πλήρως και συναντά το πλήρως αναμειγμένο ρεύμα του ακροφυσίου. Η βέλτιστη απόδοση του συστήματος προκύπτει με εργαζόμενο μέσο το R601a, όπου εισέρχονται στον ατμοποιητή 1343kW και παράγονται 223kW υδραυλικής ισχύος στον στρόβιλο και 45kW ψύξης, επιτυγχάνοντας 20% βαθμό απόδοσης κατά τη μέση ημέρα του μήνα Ιουνίου. Όσον αφορά την απόδοση του ψυκτικού κύκλου, ο συντελεστής συμπεριφοράς και ο λόγος αναρρόφησης του ακροφυσίου ισούνται με 17% και 16% αντίστοιχα. Στην ίδια μελέτη, για εργαζόμενο μέσο το R123 υπολογίζεται υδραυλικό έργο στρόβιλου ίσο με 119kW, ψυκτική ισχύς 21kW και συντελεστής συμπεριφοράς 15.13%. Μάλιστα, λόγω των μεταβολών στη λειτουργία του συστήματος κατά τη διάρκεια της ημέρας, προέκυψε ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς και ο λόγος αναρρόφησης του ακροφυσίου λαμβάνουν τις μέγιστες τιμές τους τις πρωινές και τις απογευματινές ώρες της ημέρας, ξεπερνώντας το 30%. Ο λόγος που συμβαίνει αυτό είναι η απότομη αύξηση του έργου του στρόβιλου κατά το μεσημέρι, όπου εκεί η εισερχόμενη στο σύστημα θερμότητα είναι μέγιστη και δίνεται έμφαση στην παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος αλλά και οι μεγαλύτερες ανάγκες για ψύξη. Το μηχανικό έργο του στρόβιλου έχει άμεση εξάρτηση με τη θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου, διότι από αυτόν απομαστεύεται η πρωτεύουσα ροή του ακροφυσίου. Όσο μικρότερη είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης τόσο υψηλότερο πρέπει να είναι το ενεργειακό περιεχόμενο της πρωτεύουσας ροής προκειμένου να καταθλίψει την δευτερεύουσα και να επιτευχθεί η επιθυμητή πίεση εξόδου από το ακροφύσιο. Ενδεικτικά, για θερμοκρασία ψύξης  $-2^{\circ}\text{C}$ ,  $2^{\circ}\text{C}$  και  $7^{\circ}\text{C}$  η μέγιστη τιμή του έργου (μεσημέρι) είναι 350kW, 220kW και 170kW αντίστοιχα.



**Εικόνα 1.4 : Σύζευξη κυκλώματος ORC-ECC μεγάλης κλίμακας με στρόβιλο και απομάστευση σε ενδιάμεση βαθμίδα, τροφοδοτούμενο από ηλιακούς παραβολικούς συλλέκτες [21]**

Μία από τις προσπάθειες που έχουν γίνει να μελετηθεί ο συνδυασμός των δύο κύκλων φαίνεται στην Εικόνα 1.3. Σύμφωνα με τον Wang [22] ο ατμοποιητής του κύκλου ORC τροφοδοτείται από ένα κύκλωμα ηλιακών συλλεκτών, με αποτέλεσμα το εργαζόμενο μέσο να οδηγείται στον

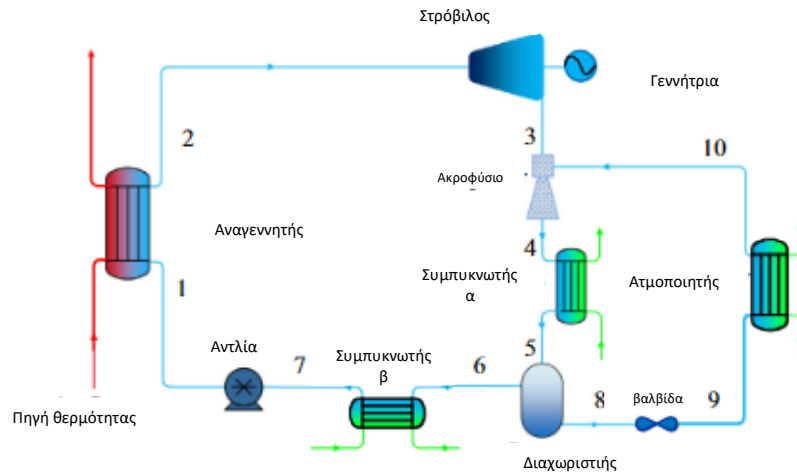
εκτονωτή και στη συνέχεια οδηγείται στη κύρια είσοδο του ακροφυσίου, όπου και αναμειγνύεται με το ρεύμα που μόλις έχει παράξει ψύξη στον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου. Η συνολική ροή αποβάλλει θερμότητα στο συμπυκνωτή και στη συνέχεια διακλαδίζεται σε δύο ρεύματα. Αυτό που ταυτίζεται με την πρωτεύουσα ροή, το οποίο καταθλίβεται στην αντλία, ενώ το εναπομείναν εργαζόμενο μέσο εκτονώνεται στην εκτονωτική βαλβίδα για να οδηγηθεί στον ατμοποιητή. Η πηγή εισέρχεται σε ατμοσφαιρική πίεση θερμοκρασίας  $150^{\circ}\text{C}$  και παροχής μάζας  $20\text{kg/s}$ . Η ηλεκτρική ισχύς μειώνεται με την άνοδο της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή (από  $110^{\circ}\text{C}$  έως  $130^{\circ}\text{C}$ ) από  $210\text{kW}$  έως  $130\text{kW}$ . Η ψυκτική ισχύς επηρεάζεται από τη θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού κύκλου. Στους  $7^{\circ}\text{C}$  η παραγόμενη ψύξη είναι  $180\text{kW}$ , ενώ στους  $10^{\circ}\text{C}$  υπερβαίνει τα  $216\text{kW}$ .



**Εικόνα 1.5 :** Σύζευξη συστήματος ORC-ECC με εκτονωτή-ακροφύσιο συνδεδεμένους σε σειρά, τροφοδοτούμενο από πηγή χαμηλής θερμοκρασίας επίπεδων ηλιακών συλλεκτών [22]

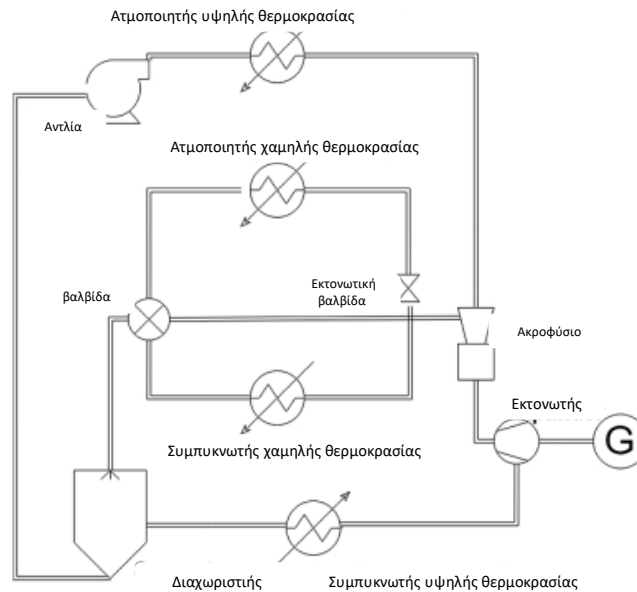
Επιπλέον, ο Yang [23] μελέτησε την περίπτωση που το ακροφύσιο είναι σε σειρά συνδεδεμένο με την έξοδο του στροβίλου, από τον οποίο αναρροφά τον ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Η δευτερεύουσα είσοδος προέρχεται και πάλι από τον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου. Το σύστημα αποτελείται από δύο συμπυκνωτές: στον πρώτο αποβάλλεται θερμότητα από τον υπέρθερμο ατμό που εξέρχεται από το ακροφύσιο και το ρεύμα οδηγείται στο δοχείο όπου και διαχωρίζεται σε υγρό-αέριο, ενώ στο δεύτερο η παροχή μάζας του κύκλου ORC αποβάλλει περαιτέρω ποσό θερμότητας για να εισέλθει ως υπόψυκτο υγρό στην αντλία. Η θερμοκρασία πηγής είναι  $150^{\circ}\text{C}$  με παροχή μάζας  $20\text{kg/s}$  και ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC θεωρείται μείγμα ισοβουτανίου και πεντανίου. Μάλιστα, η ακριβής σύστασή του, δηλαδή το κλάσμα μάζας του ισοβουτανίου, είναι μια παράμετρος που μεταβάλλεται για να μελετηθεί η παραγόμενη ηλεκτρική και ψυκτική ισχύς. Προέκυψε ότι η μέγιστη ηλεκτρική ισχύς επιτυγχάνεται για κλάσμα μάζας  $0.4$  και έχει τιμή περίπου  $44\text{kW}$ . Για μικρές τιμές του κλάσματος η ηλεκτρική ισχύς αυξάνεται με την αύξησή του, ενώ για τιμές μεγαλύτερες του  $0.4$  μειώνεται. Ωστόσο, η μέγιστη ψυκτική ισχύς παρατηρείται για κλάσμα μάζας  $0.6$  και ισούται με  $75\text{kW}$  (θερμοκρασία ψύξης  $26^{\circ}\text{C}$ ), και η συνολική μορφή της καμπύλης έχει παρόμοια μορφή με αυτήν της ηλεκτρικής ισχύος. Το σημείο μεγιστοποίησης του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου

υπολογίζεται για κλάσμα μάζας 0.7 με μία τιμή που ξεπερνάει το 10%, ενώ ο μεγαλύτερος εξεργειακός βαθμός είναι στο ίδιο σημείο με την μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ και ισούται με 10.3%. Τέλος, η απόδοση του συστήματος βελτιώνεται για χαμηλές θερμοκρασίες συμπίκνωσης, ενώ ο ψυκτικός κύκλος λειτουργεί αποτελεσματικά σε μεγάλες τιμές της θερμοκρασίας του αναγεννητή (μεγαλύτερες των 115°C).



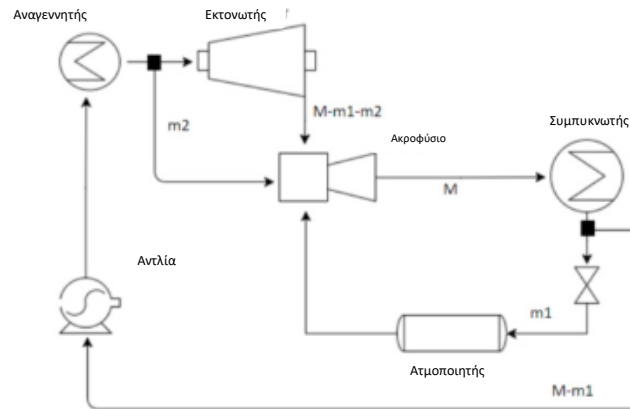
**Εικόνα 1.6 : Σύζευξη συστήματος ORC-ECC με δύο συμπυκνωτές, τροφοδοτούμενο από πηγή απορριπτόμενης θερμότητας [23]**

Ακόμα μία καινοτόμα διάταξη που μελετήθηκε απεικονίζεται στην Εικόνα 1.7 [24]. Το υψηλής πίεσης ρεύμα του ατμοποιητή της πηγής αναμειγνύεται με αυτό της χαμηλής πίεσης του ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου και το συνολικό ρεύμα οδηγείται στον εκτονωτή. Η εγκατάσταση τροφοδοτείται από πηγή γεωθερμίας με θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού από 70°C έως 95°C και παροχή μάζας 40t/h. Τις μεγαλύτερες τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς και εξεργειακής απόδοσης είχαν τα μείγματα R141b/R134a, R141b/R152a και R123/R152a, που οδηγούν την διάταξη να εμφανίζει συντελεστές συμπεριφοράς στα διαστήματα 1.25÷1.30, 1.20÷1.22 και 1.13÷1.15 αντίστοιχα. Με τους ίδιους συνδυασμούς παράγονται και τα μεγαλύτερα ποσά ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος. Η πρώτη μεγιστοποιείται στις μεγαλύτερες θερμοκρασίες ατμοποίησης του κύκλου και κυμαίνεται στο εύρος από 60kW έως 90kW. Η ψυκτική ισχύς μειώνεται με την αύξηση της παραπάνω με τις μέγιστες τιμές της να ξεπερνούν τα 400kW. Η δεύτερη Το πλεονέκτημα αυτής της μονάδας είναι η δυνατότητα ρύθμισης των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων της δευτερεύουσας ροής του ακροφυσίου μέσω της βαλβίδας. Κατ' αυτό τον τρόπο, πίεση της δευτερεύουσας ροής μπορεί να αυξηθεί σε περίπτωση που εισέλθει κάποιο μέρος από τον συμπυκνωτή υψηλής πίεσης, ενώ αντίθετα στις περιπτώσεις που απαιτείται η ροή να έχει όσο το δυνατόν χαμηλότερη πίεση, η δευτερεύουσα ροή μάζας προέρχεται εξ' ολοκλήρου από τον ατμοποιητή χαμηλής πίεσης.



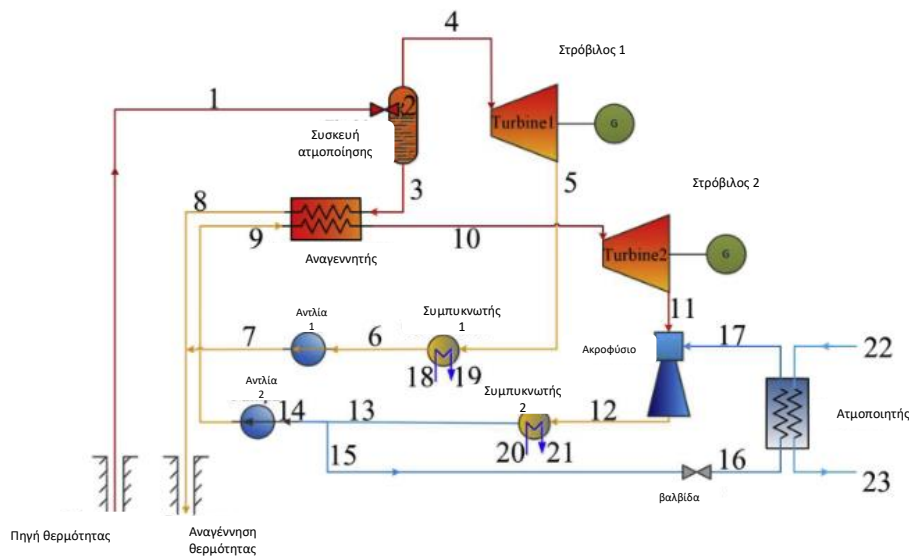
**Εικόνα 1.7 : Καινοτόμα διάταξη κύκλου ORC-ECC τροφοδοτούμενο από γεωθερμική πηγή, με δυνατότητα ρύθμισης της δευτερεύουσας ροής του ακροφυσίου [24]**

Ακόμα μία εναλλακτική διάταξη, στην οποία πλέον ο εκτονωτής και το ακροφύσιο βρίσκονται σε παράλληλη σύνδεση φαίνεται στην Εικόνα 1.8. Ο υπέρθερμος ατμός που εξέρχεται από τον αναγεννητή διαχωρίζεται και εισέρχεται στον εκτονωτή και το ακροφύσιο (πρωτεύουσα είσοδος). Το συγκεκριμένο ακροφύσιο έχει δύο δευτερεύουσες εισόδους: η πρώτη είναι έξοδος του εκτονωτή και η δεύτερη η έξοδος του ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου. Η συνολική ροή αποβάλλει θερμότητα στον συμπυκνωτή και στη συνέχεια διαχωρίζεται ξανά στα δύο ρεύματα του κύκλου ORC και του ψυκτικού. Η συνολική παραγωγή ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος για πηγή ζεστού νερού θερμοκρασίας  $65^{\circ}\text{C}$  και παροχής  $70\text{m}^3/\text{h}$ , ξεπερνά τα  $15\text{kW}$ , με χρήση εργαζόμενων μέσων ισοβουτάνιο, R600 και R245fa.



**Εικόνα 1.8 :** Σύζευξη κύκλου ORC-ECC, με εκτονωτή και ακροφύσιο σε παράλληλη σύνδεση

Τέλος, αναφέρεται ακόμα μία σύνθετη διάταξη που τροφοδοτείται από γεωθερμική πηγή. Σύμφωνα με τον Zhao [25] το ζεστό νερό από τη γεωθερμία εισέρχεται με ένα δοχείο, όπου μέσω ενός κυκλώνα διαχωρίζεται σε υγρό και αέριο μέρος, καθώς επιταχύνεται μέσω μιας βαλβίδας ελέγχου της ροής. Το αέριο μέρος του εργαζόμενου μέσου οδηγείται στον στρόβιλο υψηλής πίεσης, ενώ το υγρό μέρος θερμαίνει έναν εναλλάκτη, που είναι σε άμεση σύνδεση με τον στρόβιλο χαμηλής πίεσης. Ο τελευταίος οδηγεί τη ροή στο ακροφύσιο (πρωτεύουσα είσοδο), ενώ η άλλη είσοδος προέρχεται από τον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου. Η θερμοκρασία του νερού της πηγής λαμβάνεται ίση με 170°C με παροχή 30kg/s. Η μέγιστη παραγόμενη ψύξη φτάνει τα 345kW, ενώ η ηλεκτρική ισχύς ξεπερνά τα 1000kW.



**Εικόνα 1.9 :** Γεωθερμικά τροφοδοτούμενος κύκλος ORC με δύο στρόβιλους, εκ των οποίων ο δεύτερος είναι συνδεδεμένος σε σειρά με το ακροφύσιο του κύκλου ECC [25]

## 1.4 Αντικείμενο μελέτης

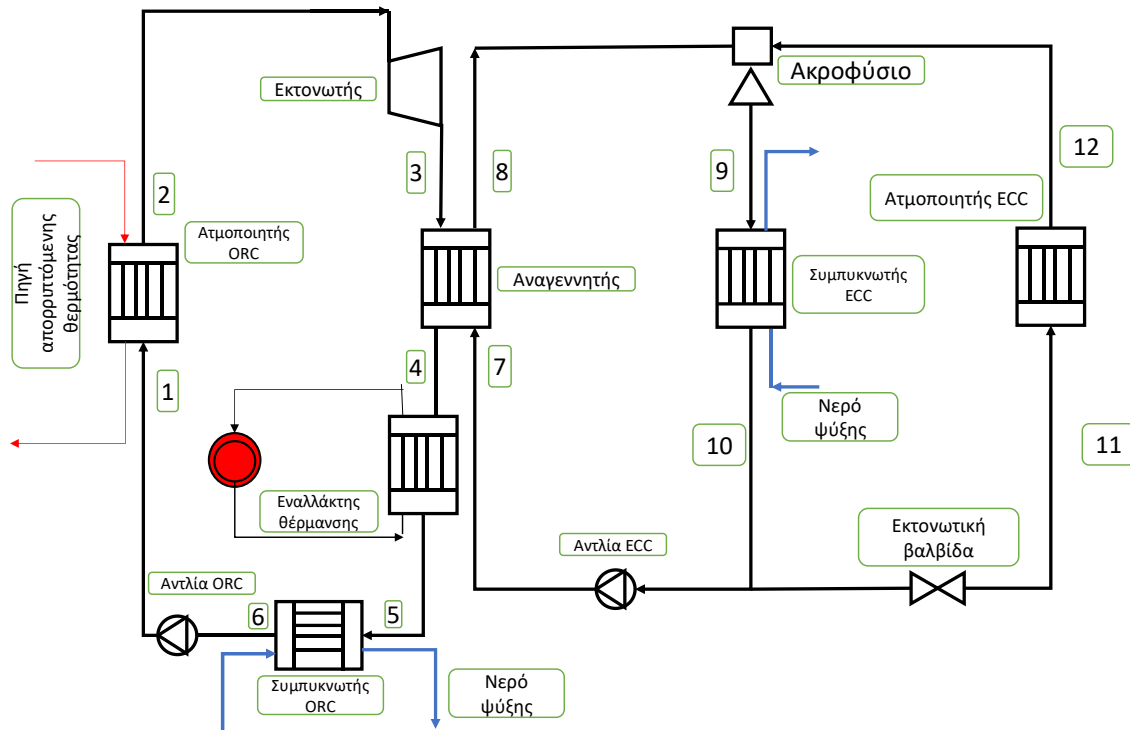
Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω προκύπτει ότι υπάρχουν αρκετές διατάξεις που υπάρχει τεχνολογικό ενδιαφέρον προς μελέτη. Στην παρούσα εργασία μελετάται και σχεδιάζεται μια καινοτόμα κλιμακωτή διάταξη που ενσωματώνει τον κύκλο ORC που συνδέεται με τον κύκλο ECC μέσω ενός κοινού εναλλάκτη. Στη διάταξη αυτή οι δύο κύκλοι δεν είναι άμεσα συνδεδεμένοι, επομένως είναι δυνατή η λειτουργία τους με διαφορετικά εργαζόμενα μέσα, δίνοντας περισσότερες για βελτιστοποίηση της απόδοσης του συστήματος. Αυτό τροφοδοτείται από πηγή απορριπτόμενης θερμότητας για τρεις διαφορετικές τιμές θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων, ίσων με 150, 200 και 250°C. Φυσικοί υδρογονάνθρακες με υψηλές κρίσιμες θερμοκρασίες, όπως το πεντάνιο και το βουτάνιο χρησιμοποιούνται ως εργαζόμενα μέσα για τον κύκλο ORC, ενώ τα εξεταζόμενα ρευστά για τον κύκλο ECC ανήκουν στην κατηγορία των υδροφθορολεφινών και είναι τα R1233zd, R1234ze και R1234yf που είναι φιλικές προς το περιβάλλον (χαμηλό GWP). Επιπλέον, μελετάται και η χρήση του προπάνιου, παρόλο που ανήκει στους υδρογονάνθρακες. Για κάθε θερμοκρασία εισόδου πηγής, ο κύκλος ORC σχεδιάζεται προκειμένου να παράγεται η μέγιστη δυνατή ηλεκτρική ισχύς. Για τον βέλτιστο θερμοδυναμικά κύκλο ORC, το κύκλωμα του ECC μελετάται ώστε να παράγεται η μέγιστη ψύξη. Τέλος, γίνεται μια διαστασιολόγηση των επιμέρους στοιχείων της εγκατάστασης καθώς και μια οικονομική αξιολόγηση, για να αποφασιστεί αν είναι οικονομικά βιώσιμη.



## 2. Θερμοδυναμική ανάλυση

### 2.1 Γενική περιγραφή

Στην Εικόνα 2.1 απεικονίζεται το μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης.



Εικόνα 2.1 : Μονογραμμικό διάγραμμα μελετώμενης διάταξης

Αυτή απαρτίζεται από δύο υποσυστήματα: το κύκλωμα του οργανικού κύκλου ‘Rankine’ (Organic Rankine Cycle - ORC) και το κύκλωμα του ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου (Ejector Cooling Cycle – ECC). Το κύκλωμα του ‘ORC’ συμπεριλαμβάνει τον ατμοποιητή (ORC evaporator), τον εκτονωτή (ORC expander), τον αναγεννητή (generator), τον εναλλάκτη παραγωγής θερμότητας, τον συμπυκνωτή (ORC condenser) και την τροφοδοτική αντλία (ORC pump). Το κύκλωμα του ‘ECC’ αποτελείται από τον αναγεννητή (κοινό στοιχείο με το κύκλωμα του ORC), την τροφοδοτική αντλία (ECC pump), την εκτονωτική βαλβίδα (ECC expansion valve), τον ατμοποιητή (ECC cooler), τον συμπυκνωτή του ψυκτικού κύκλου (ECC condenser) και το ακροφύσιο. Ο αναγεννητής είναι ο κοινός εναλλάκτης θερμότητας που συνδέει μεταξύ τους τα δύο κυκλώματα. Συγκεκριμένα, το θερμό ρεύμα του είναι το ρευστό του κύκλου ‘ORC’, ενώ το ψυχρό ρεύμα του που παραλαμβάνει θερμότητα είναι αυτό του ‘ECC’.

## 2.2 Επιλογή εργαζόμενου μέσου

Τα εξεταζόμενα εργαζόμενα μέσα και οι ιδιότητές τους αναφέρονται στον Πίνακα 2.1. Επιλέγονται λόγω του χαμηλού περιβαλλοντικού αποτυπώματός τους (μικρή ενίσχυση του φαινομένου του θερμοκηπίου (GWP) και χαμηλή ικανότητα παραγωγής όζοντος (ODP), έχοντας συμμορφωθεί πλήρως με τα πρωτόκολλα του Μόντρεαλ [26] και του Κυότο [27] τόσο και με τους κανονισμούς για τα αέρια τύπου ‘F’ [28]). Για τον κύκλο ORC εξετάζεται η χρήση φυσικών υδρογονανθράκων με υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία, εξαιτίας της ικανοποιητικής απόδοσής τους όταν τροφοδοτούνται από πηγές υψηλής θερμοκρασίας [2]. Από την άλλη, για τον κύκλο ‘ECC’ χρησιμοποιούνται οργανικές φθοριούχες ενώσεις με χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία, καθώς η χρήση τους σε ψυκτικούς κύκλους είναι συνυφασμένη με βελτιωμένους συντελεστές συμπεριφοράς (COP) και πιέσεις μεγαλύτερες της ατμοσφαιρικής, ενισχύοντας την ευκολότερη χρήση τους.

Πίνακας 2.1 : Εργαζόμενα ρευστά

Εργαζόμενο μέσο	$T_{crit}$ (°C)	$p_{crit}$ (bar)	ODP	GWP	ASHRAE safety group
v-Πεντάνιο (ORC)	196.6	33.7	0	4	A3
Βουτάνιο (ORC, ECC)	152.0	38.0	0	4-6.5	A3
R1233zd(E) (ECC)	165.5	35.7	0	1	A1
R1234ze(E) (ECC)	109.4	33.4	0	6	A2L
R1234yf (ECC)	94.7	33.8	0	4	A2L
Προπάνιο (ECC)	97	42	0	3.3	A3

## 2.3 Πηγή απορριπτόμενης θερμότητας

Στην παρούσα εργασία θεωρείται ότι η εγκατάσταση τροφοδοτείται από ρεύμα αερίου απορριπτόμενης θερμότητας. Κατά την είσοδό του στον ατμοποιητή έχει επαρκή θερμοκρασία, άρα υψηλό ενεργειακό περιεχόμενο, προκειμένου να τροφοδοτήσει τον κύκλο ORC. Μοντελοποιείται ως ξηρός ατμοσφαιρικός αέρας με σύσταση 79%  $N_2$ , 21%  $O_2$  και ατμοσφαιρική πίεση ισοδύναμη με 1.013 bar. Επιπλέον, μελετώνται οι περιπτώσεις που η θερμοκρασία εισόδου του ρεύματος είναι 150 °C, 200 °C και 250 °C [29]. Το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται και το συνολικό ποσό θερμότητας με βάση τις συνθήκες αναφοράς, υπολογίζονται ως εξής:

$$Q_{WHS} = \dot{m}_{WHS} \cdot (h_{WHS}^{in} - h_{WHS}^{out}) \quad [2.1]$$

$$Q_{WHS,total} = \dot{m}_{WHS} \cdot (h_{WHS}^{in} - h(1.013bar, 20^\circ C)) \quad [2.2]$$

Στον Πίνακα 2.2 καταγράφεται το συνολικό ποσό θερμότητας σε kW με βάση τις συνθήκες αναφοράς για τα δύο εργαζόμενα μέσα του κύκλου ORC.

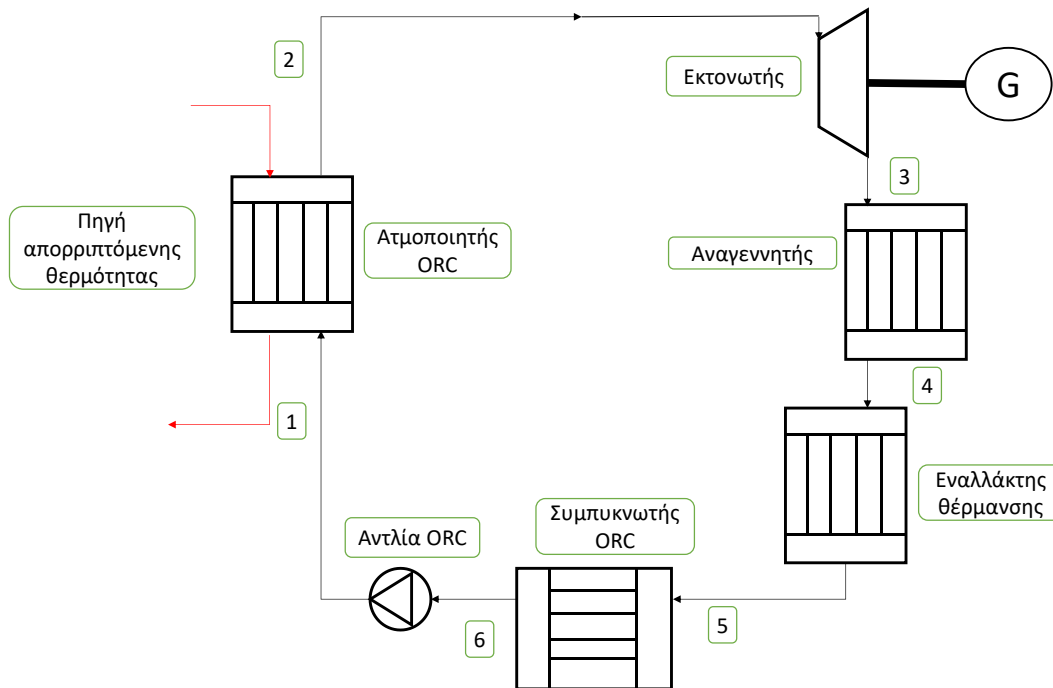
**Πίνακας 2.2 : Συνολικό ποσό θερμότητας ως προς συνθήκες αναφοράς σε kW**

Θερμοκρασία πηγής (°C)	ν-Πεντάνιο	Βουτάνιο
250	432.4	251.6
200	369.2	187.7
150	310.9	128.7

## 2.4 Μελέτη κύκλου ORC

### 2.4.1 Περιγραφή

Στην Εικόνα 2.2 φαίνεται η διάταξη του κυκλώματος ORC της εγκατάστασης.

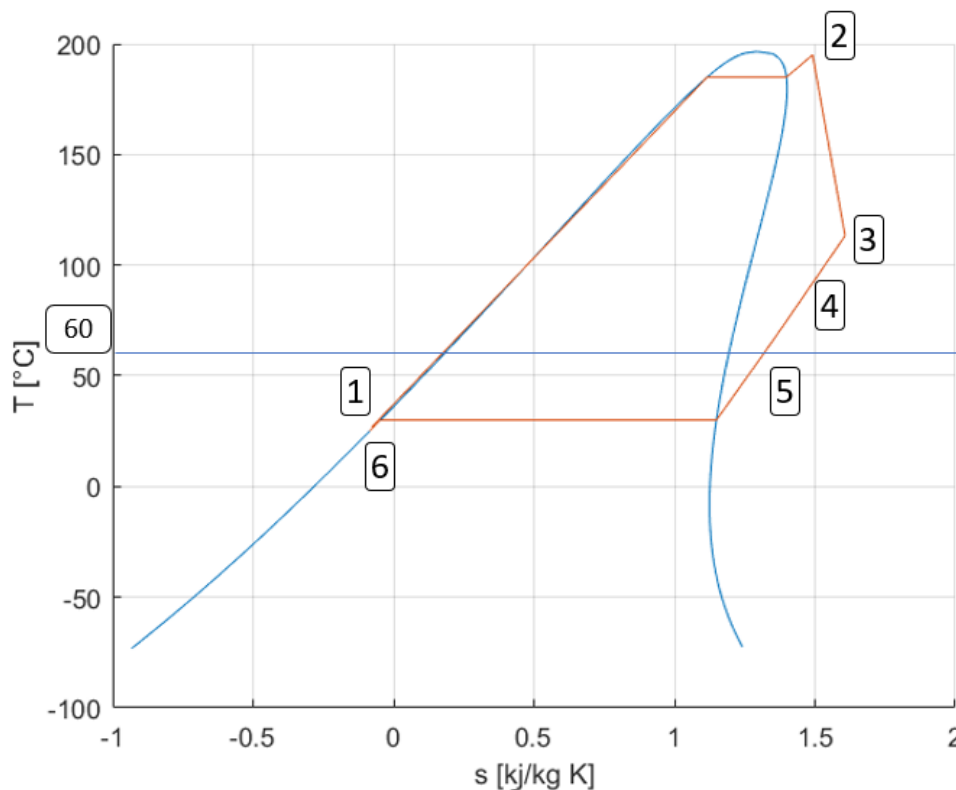


**Εικόνα 2.2 : Μελετώμενη διάταξη κύκλου ORC**

Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον ατμοποιητή της εγκατάστασης (Σημείο 1) ως υπόψυκτο υγρό με υψηλή πίεση, όπου παραλαμβάνει θερμότητα από το ρεύμα απορριπτόμενης θερμότητας και εξέρχεται από αυτόν σε υπέρθερμη ατμώδη κατάσταση (Σημείο 2). Ακολούθως, εισέρχεται στον εκτονωτή του κυκλώματος και εξέρχεται από αυτόν (Σημείο 3), επίσης σε κατάσταση

υπέρθερμου ατμού χαμηλής πίεσης, έχοντας παράξει ηλεκτρική ισχύ. Στη συνέχεια το εργαζόμενο μέσο διέρχεται από τον αναγεννητή όπου τροφοδοτεί με θερμότητα τον ψυκτικό κύκλο ακροφυσίου και εξέρχεται ευρισκόμενο σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού (Σημείο 4). Το εργαζόμενο μέσο αποβάλλει θερμότητα στον συμπυκνωτή και στην έξοδό του είναι, πλέον, υπόψυκτο υγρό (Σημείο 6). Σε αυτή την κατάσταση καταθλίβεται μέσω της αντλίας για να οδηγηθεί ξανά στον ατμοποιητή. Μάλιστα, αξίζει να αναφερθεί ότι σε περίπτωση που το ρευστό εξέλθει από τον αναγεννητή, έχοντας μία θερμοκρασία μεγαλύτερη από μία τιμή αναφοράς, τότε πριν διέλθει από τον συμπυκνωτή, περνάει από έναν εναλλάκτη θερμότητας που είναι συνδεδεμένος με ένα δίκτυο τηλεθέρμανσης, όπου σε αυτόν παράγεται ωφέλιμη θερμότητα, και ειδικότερα επιτυγχάνεται η παραγωγή ζεστού νερού χρήσης (Σημείο 5). Προφανώς, αν δεν υπάρχει παραγωγή θερμότητας τα Σημεία 4 και 5 ταυτίζονται.

Στην Εικόνα 2.3 παρουσιάζονται οι θερμοδυναμικές μεταβολές στον κύκλο.



**Εικόνα 2.3 : Θερμοδυναμικές μεταβολές κύκλου ORC με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης 180 και 30°C αντίστοιχα**

### 2.4.2 Μαθηματική ανάλυση

Τα ποσά θερμότητας στο κύκλωμα του οργανικού κύκλου Rankine υπολογίζονται ως εξής:

Αρχικά, η θερμότητα που συναλλάσσεται στον ατμοποιητή είναι ίση με αυτή του ρεύματος απορριπτόμενης θερμότητας:

$$Q_{WHS} = Q_{ORC, \text{evap}} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_{WHS} \cdot (h_{in}^{WHS} - h_{out}^{WHS}) \quad [2.3]$$

Ακολουθώς για τον αναγεννητή ισχύει:

$$Q_{ORC, \text{gen}} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_{ECC} \cdot (h_8 - h_7) \quad [2.4]$$

Στην περίπτωση που δεν υπάρχει παραγωγή θερμότητας το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται στον συμπυκνωτή ισούται με:

$$Q_{ORC, \text{cond}} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_5) \quad [2.5]$$

Σε αντίθετη περίπτωση, δηλαδή αυτής που υπάρχει παραγωγή θερμότητας, το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται από τον αναγεννητή σε μία θερμοκρασία μεγαλύτερη από μία αναφοράς. Αυτή τίθεται ίση με:

$$T_{ref} = 60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [2.6]$$

Τότε η παραγόμενη και αποβαλλόμενη θερμότητα είναι αντίστοιχα:

$$Q_{ORC, \text{HEX-heat}} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h(p_{ORC, \text{low}}, T_{ref})) \quad [2.7]$$

$$Q_{ORC, \text{cond}} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h(p_{ORC, \text{low}}, T_{ref}) - h_5) \quad [2.8]$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ορίζεται ως:

$$\eta_{is_{\text{pump}, ORC}} = \frac{h_{ORC, \text{pump is}} - h_5}{h_1 - h_5} \quad [2.9]$$

Το ισεντροπικό σημείο βρίσκεται διότι έχει την υψηλή πίεση του κύκλου και την ίδια εντροπία με το Σημείο 5 της εισόδου της αντλίας, δηλαδή:

$$h_{ORC, \text{pump is}} = h(p_{ORC, \text{high}}, s_5) \quad [2.10]$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή ορίζεται ως:

$$\eta_{is_{\text{expander}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{ORC, \text{expander is}}} \quad [2.11]$$

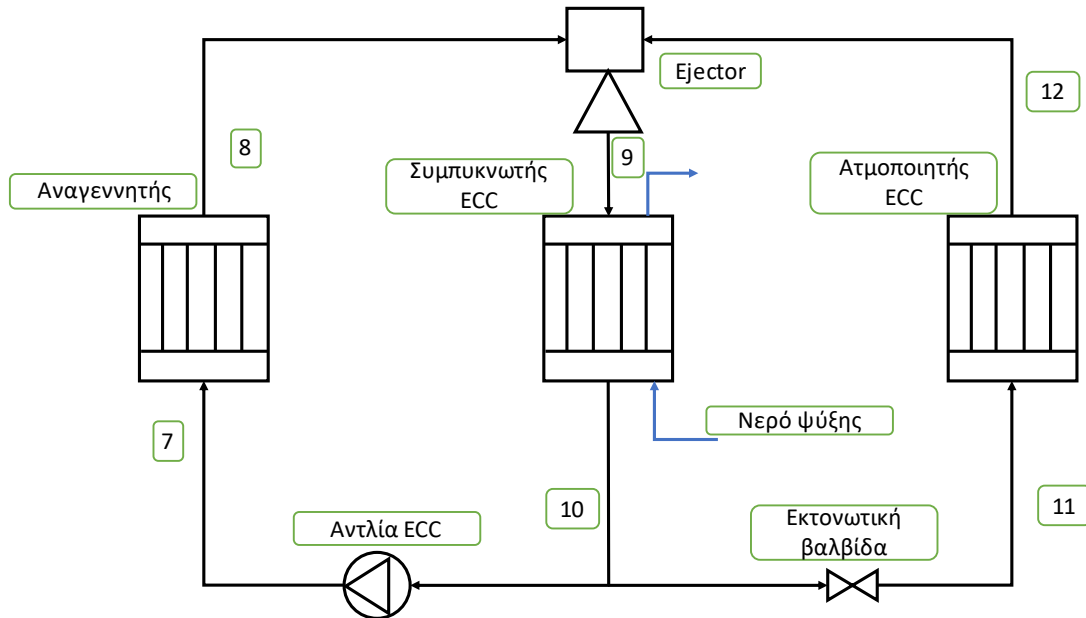
Το ισεντροπικό σημείο βρίσκεται διότι έχει την χαμηλή πίεση του κύκλου και την ίδια εντροπία με το Σημείο 2 της εισόδου του εκτονωτή, δηλαδή:

$$h_{ORC, \text{expander is}} = h(p_{ORC, \text{low}}, s_2) \quad [2.12]$$

## 2.5 Μελέτη κύκλου ECC

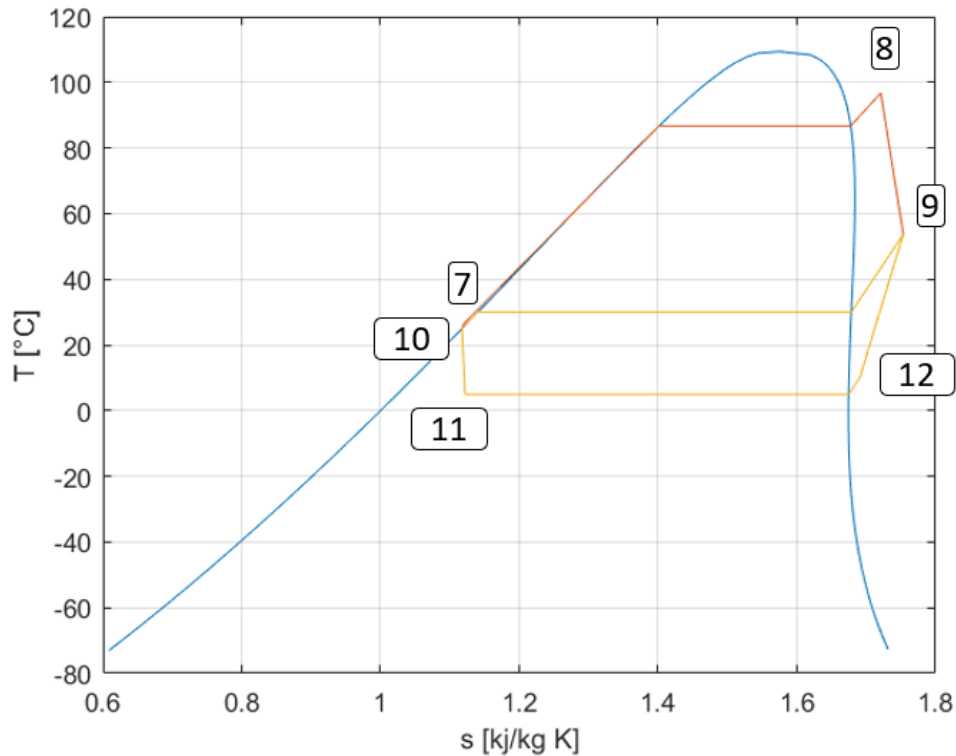
### 2.5.1 Περιγραφή

Στην Εικόνα 2.4 απεικονίζεται το μονογραμμικό διάγραμμα του ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου.



Εικόνα 2.4 :Μελετώμενη διάταξη κύκλου ECC

Το κύκλωμα αυτό απαρτίζεται από δύο ρεύματα παροχής μάζας, το πρωτεύον και το δευτερεύον, τα οποία ενώνονται στον κοινό κλάδο. Το πρωτεύον ρεύμα καταθλίβεται στην αντλία και εισέρχεται στον αναγεννητή σε υψηλή πίεση (Σημείο 7). Αφού παραλάβει τη θερμότητα από το θερμότερο ρευστό του κύκλου ‘ORC’, μετατρέπεται σε υπέρθερμο ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας (Σημείο 8). Σε αυτή την κατάσταση εισέρχεται στην πρωτεύουσα είσοδο του ακροφυσίου. Το δευτερεύον ρεύμα εκτονώνεται μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας στην χαμηλή πίεση του κύκλου (Σημείο 11), ενώ παράλληλα βρίσκεται σε διφασική κατάσταση. Στη συνέχεια, διέρχεται από τον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου της εγκατάστασης όπου παραλαμβάνει θερμότητα και εξέρχεται από αυτόν ως ατμός χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (Σημείο 12) που οδηγείται στο ακροφύσιο (στην δευτερεύουσα είσοδό του). Τα δύο ρεύματα αναμειγνύονται και το συνολικό ρεύμα που προκύπτει στην έξοδο του ακροφυσίου είναι ατμός ενδιάμεσης πίεσης και θερμοκρασίας (Σημείο 9). Το ενιαίο ρεύμα αποβάλλει θερμότητα στο συμπυκνωτή του ψυκτικού κύκλου και αφού διέλθει από αυτόν (Σημείο 10), διακλαδίζεται είτε προς την αντλία (πρωτεύον ρεύμα), είτε προς την εκτονωτική βαλβίδα (δευτερεύον ρεύμα). Στην Εικόνα 2.5 απεικονίζονται οι θερμοδυναμικές μεταβολές του κύκλου.



Εικόνα 2.5 : Θερμοδυναμικές μεταβολές με εργαζόμενο μέσο το R1234ze(E) θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή, συμπυκνωτή και ατμοποιητή ίσες με 83,30 και 5°C

### 2.5.2 Μαθηματική ανάλυση

Στο παρόν δίνονται όλες οι μαθηματικές σχέσεις για την επίλυση του κύκλου.

Τα ποσά θερμότητας στο κύκλωμα του ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου υπολογίζονται ως εξής:

Όπως και στην περίπτωση του κυκλώματος του ORC για τον αναγεννητή ισχύει:

$$Q_{ECC,gen} = Q_{ORC,gen} = \dot{m}_{ECC,p} \cdot (h_8 - h_7) \quad [2.13]$$

Η παραγόμενη ψύξη υπολογίζεται:

$$Q_{ECC,cooler} = \dot{m}_{ECC,s} \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad [2.14]$$

Η θερμότητα που αποβάλλεται στον συμπυκνωτή ισούται:

$$Q_{ECC,condenser} = (\dot{m}_{ECC,p} + \dot{m}_{ECC,s}) \cdot (h_{10} - h_9) \quad [2.15]$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ορίζεται ως:

$$n_{is_{pump},ECC} = \frac{h_{ECC,pump\ is} - h_{10}}{h_7 - h_{10}} \quad [2.16]$$

Το ισεντροπικό σημείο βρίσκεται διότι έχει την υψηλή πίεση του κύκλου και την ίδια εντροπία με το Σημείο 5 της εισόδου της αντλίας, δηλαδή:

$$h_{ECC,pump\ is} = h(p_{ECC,high}, s_{10}) \quad [2.17]$$

Στην εκτονωτική βαλβίδα θεωρείται ότι το εργαζόμενο μέσο του κύκλου υφίσταται μια ισενθαλπική μεταβολή κατά την οποία η πίεσή του ελαττώνεται. Ισχύει:

$$h_{12} = h_{11} \quad [2.18]$$

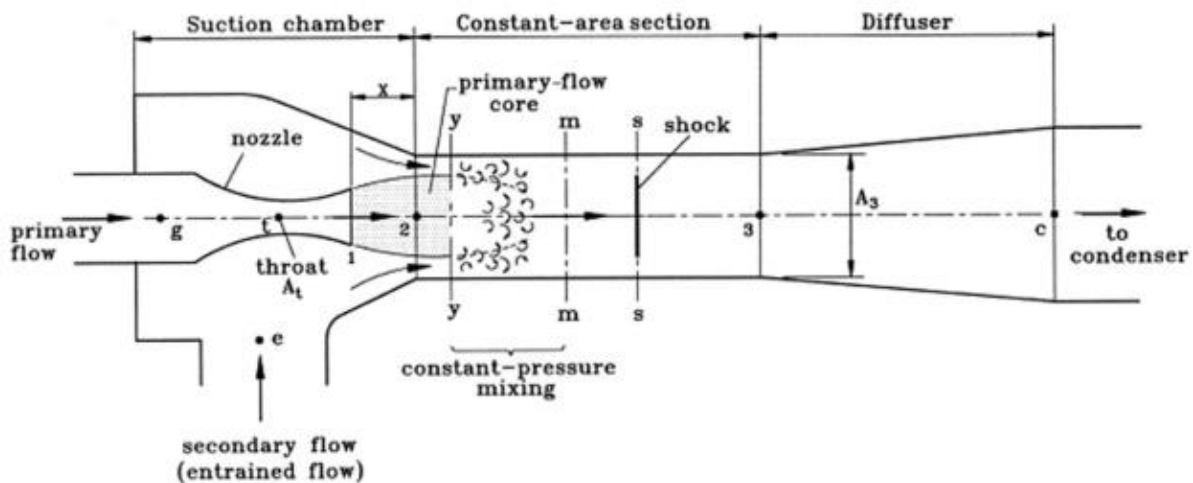
Αν μάλιστα θεωρηθεί και τέλεια, αδιαβατική ανάμειξη των δύο ρευμάτων στο ακροφύσιο, χωρίς απώλειες ενέργειας, η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας γράφεται ως εξής:

$$\dot{m}_{ECC,p} \cdot h_8 + \dot{m}_{ECC,s} \cdot h_{12} = (\dot{m}_{ECC,p} + \dot{m}_{ECC,s}) \cdot h_9 \quad [2.19]$$

## 2.6 Ανάλυση ακροφυσίου

Τα ακροφύσια είναι συσκευές με δύο εισόδους και μία έξοδο που οδηγούν το κύριο ρεύμα ατμού υψηλής πίεσης να εισχωρήσει στο δευτερεύον ρεύμα χαμηλής πίεσης και αυτά να αναμειχθούν πλήρως σε μία ενδιάμεση πίεση, γνωστή και ως ‘backpressure’. Η αποτελεσματική ανάμειξη εξασφαλίζεται μέσω της επιτάχυνσης του κύριου ρεύματος από ένα συγκλίνον-αποκλίνον (ΣΑ) ακροφύσιο. Σε γενικές γραμμές ένα υπερηχητικό ακροφύσιο αποτελείται από τα εξής στοιχεία: το ΣΑ ακροφύσιο, τον θάλαμο αναρρόφησης, τον θάλαμο ανάμειξης και τον διαχύτη [15].

Στην Εικόνα 2.6 δίνεται ένα λεπτομερές σχεδιάγραμμα ενός ακροφυσίου.



Εικόνα 2.6 : Μεταβολές και διεργασίες του εργαζόμενου μέσου εντός του ακροφυσίου

Η κύρια ροή εισέρχεται από το σημείο ‘g’ στο ΣΑ ακροφύσιο σε υποηχητική κατάσταση. Σε αυτό επιταχύνεται και φτάνει στην ηχητική κατάσταση στο λαιμό του (Σημείο ‘t’). Στην συνέχεια περνά στην υπερηχητική κατάσταση μέχρι την έξοδό του (Σημείο 1). Καθ’ όλη τη διάρκεια της διεργασίας η πίεση του πρωτεύοντος ρεύματος ελαττώνεται, καθώς μετατρέπεται σε κινητική



ενέργεια. Η δευτερεύουσα ροή εισέρχεται στο θάλαμο αναρρόφησης, επίσης σε υποηχητική κατάσταση στο Σημείο ‘ε’ της Εικόνας 2.6. Η ανάμειξη των δύο ρευμάτων ξεκινά στην έξοδο του ΣΑ ακροφυσίου, αρχικά στην συγκλίνουσα περιοχή που οριοθετείται από τα Σημεία ‘1-2’, ενώ συνεχίζεται και κατά μήκος του θαλάμου ανάμειξης. Σύμφωνα με το μοντέλο του ‘Huang’ [30] γίνεται η υπόθεση ότι η ανάμειξη ξεκινά στον υποθετικό λαιμό ‘y-y’, που βρίσκεται εντός του θαλάμου ανάμειξης και σε αυτόν οι πιέσεις της κύριας και δευτερεύουσας ροής εξισορροπούνται. Η πλήρης ανάμειξη ολοκληρώνεται στη διατομή ‘m-m’. Ακολούθως, στη διατομή ‘s-s’, η ροή υφίσταται μια απότομη αύξηση της πίεσης και μείωση της ταχύτητας (κατάσταση ‘shock’), για να εισέλθει στον διαχύτη (Σημείο 3) όπου η ταχύτητα και η πίεση σταδιακά μειώνεται και αυξάνεται, αντίστοιχα. Τέλος, στο Σημείο ‘c’ η συνολική ροή εξέρχεται από τον διαχύτη σε μια ενδιάμεση πίεση [16].

### 2.6.1 Απόδοση ακροφυσίου

Η αξιολόγηση της απόδοσης του ακροφυσίου γίνεται με δύο βασικούς δείκτες [16]. Ο πρώτος ονομάζεται λόγος αναρρόφησης (‘entrainment ratio’) και ουσιαστικά πρόκειται για το λόγο της παροχής μάζας της δευτερεύουσας προς τη πρωτεύουσα ροή. Περιγράφεται από την εξίσωση:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad [2.20]$$

Ο δεύτερος δείκτης είναι ο λόγος πιέσεων εξόδου προς αυτήν της εισόδου της δευτερεύουσας ροής. Ορίζεται ως εξής :

$$\Gamma_p = \frac{p_9}{p_{12}} \quad [2.21]$$

Έχουν γίνει αρκετά πειράματα για να μελετηθούν όλες οι παράμετροι που επηρεάζουν τη λειτουργία ενός ακροφυσίου. Σύμφωνα με τις μελέτες των Ruangtrakoon [31] και Thongtip [32] οι τρεις αυτές βασικές παράμετροι είναι: η θερμοκρασία του αναγεννητή, η θερμοκρασία του ψύκτη και η θερμοκρασία συμπύκνωσης στην έξοδο. Επιπλέον, μια βασική παράμετρος σχεδιασμού ενός ακροφυσίου αποτελεί σύμφωνα με αρκετές μελέτες ο λόγος του εμβαδού διατομής του θαλάμου ανάμειξης προς το εμβαδόν της διατομής του λαιμού του ακροφυσίου, δηλαδή:

$$A_{ratio} = \frac{A_{CAS}}{A_t} \quad [2.22]$$

### 2.6.2 Μαθηματική μοντελοποίηση

Για την μαθηματική μοντελοποίηση του ακροφυσίου χρησιμοποιείται το μοντέλο της μονοδιάστατης ανάλυσης του Huang [30]. Οι κύριες υποθέσεις που γίνονται συνοψίζονται στα εξής:

- Το εργαζόμενο μέσο θεωρείται ιδανικό αέριο με σταθερή ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση ( $C_p$ ) και σταθερό συντελεστή αδιαβατικής μεταβολής ( $\gamma$ ).

- Η ροή εντός του ακροφυσίου θεωρείται σταθερή και μονοδιάστατη.
- Η κινητική ενέργεια των ρευμάτων στις δύο εισόδους και την έξοδο θεωρείται αμελητέα.
- Οι απώλειες τριβών και ανάμειξης εντός του ακροφυσίου και του θαλάμου ανάμειξης περιγράφονται από εμπειρικούς πειραματικά προσδιοριζόμενους συντελεστές που σχετίζονται με τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης και εισάγονται σε ορισμένες σχέσεις του μοντέλου.
- Η πρωτεύουσα ροή εξέρχεται από το ακροφύσιο και δεν αναμειγνύεται κατευθείαν με τη δευτερεύουσα. Αυτό γίνεται στην διατομή ‘y-y’ εντός του θαλάμου ανάμειξης, όπου εκεί θεωρείται ότι σχηματίζεται ο υποθετικός λαιμός και η δευτερεύουσα ροή βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού.
- Η ανάμειξη γίνεται υπό ενιαία πίεση πριν η συνολική ροή υποστεί κατάσταση ‘shock’ στην διατομή ‘s-s’.
- Τα εσωτερικά τοιχώματα είναι αδιαβατικά.

ΣΑ ακροφύσιο

Για δεδομένη πίεση και θερμοκρασία εισόδου στο κύριο ακροφύσιο του ακροφυσίου ( $P_{high}, T_2$ ) η παροχή μάζας της κύριας ροής υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{m}_P = \frac{P_{ECC,gen} \cdot A_t}{\sqrt{T_8}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \cdot \sqrt{n_P} \quad [2.23]$$

Για τον υπολογισμό των μεγεθών του αριθμού *Mach*, του εμβαδού της διατομής και της πίεσης ( $Mach_{p1}, A_{p1}, P_{p1}$ ) στην έξοδο του ακροφυσίου χρησιμοποιούνται οι σχέσεις της αδιαβατικής ροής:

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2 \approx \frac{1}{Mach_{p1}^2} \cdot \left[\frac{2}{\gamma+1} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Mach_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}\right] \quad [2.24]$$

$$\frac{P_{ECC,gen}}{P_{p1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Mach_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [2.25]$$

Μελέτη πυρήνα κύριας ροής μετά το κύριο ακροφύσιο

Ο αριθμός *Mach* της κύριας ροής στην διατομή  $y - y$  βρίσκεται, προσεγγιστικά, μέσω των ισεντροπικών σχέσεων:

$$\frac{P_{py}}{P_{p1}} \approx \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Mach_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Mach_{py}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad [2.26]$$

Για τον υπολογισμό του εμβαδού του πυρήνα της κύριας ροής στην συγκεκριμένη διατομή (υποθετικός λαιμός) χρησιμοποιείται η εξής σχέση:

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\frac{\varphi_p}{Mach_{py}} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} Mach_{py}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\frac{1}{Mach_{p1}} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} Mach_{py}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad [ 2.27 ]$$

Ο συντελεστής  $\varphi_p$  χρησιμοποιείται για να συμπεριλάβει τις απώλειες της ροής της κύριας ροής από την έξοδο του ακροφυσίου μέχρι και την διατομή ‘y-y’. Οι απώλειες αυτές οφείλονται στη συνεκτικότητα μεταξύ των δύο ροών στο σύνορο τους και προκαλούν τη μείωση της διατομής  $A_{py}$ .

Δευτερεύουσα ροή από την είσοδο της μέχρι την διατομή ‘y-y’. Γίνεται η παραδοχή ότι η δευτερεύουσα στραγγαλίζεται μέχρι την διατομή ‘y-y’ και φτάνει μέχρι την ηχητική κατάσταση, οπότε:

$$Mach_{sy} = 1 \quad [ 2.28 ]$$

Για δεδομένη πίεση και θερμοκρασία στην είσοδο της δευτερεύουσας ροής (σημείο  $e$ ) του ακροφυσίου ( $P_{high}, T_2$ ):

$$\frac{P_{ECC,cooler}}{P_{sy}} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Mach_{sy}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [ 2.29 ]$$

Η παροχή μάζας της κύριας ροής υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{m}_s = \frac{P_{ECC,cooler} \cdot A_{sy}}{\sqrt{T_{12}}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R} \cdot \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \cdot \sqrt{n_s} \quad [ 2.30 ]$$

όπου με  $n_p$  συμβολίζεται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για την δευτερεύουσα ροή. Στην διατομή ‘y-y’ το συνολικό εμβαδόν ( $A_3$ ) ισούται με το συνολικό άθροισμα της επιφάνειας που καταλαμβάνει η κύρια και η δευτερεύουσα ροή.

$$A_{yy} = A_{py} + A_{sy} \quad [ 2.31 ]$$

Για τη θερμοκρασία των δύο ρευμάτων στην περιοχή αυτή ισχύει:

$$\frac{T_8}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Mach_{py}^2 \quad [ 2.32 ]$$

$$\frac{T_{12}}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Mach_{sy}^2 \quad [ 2.33 ]$$

Μελέτη ροής στη διατομή ‘m-m’

Τα δύο ρεύματα ξεκινούν την ανάμειξή τους στην διατομή ‘y-y’ και θεωρείται ότι τα δύο ρεύματα έχουν αναμειχθεί πλήρως στην διατομή ‘m-m’, ενώ στη συνέχεια στη διατομή ‘s-s’ το ροή

υφίσταται το ‘shock’. Εφαρμόζοντας την εξίσωση ορμής από τη διατομή ‘y-y’ έως την ‘m-m’ προκύπτει:

$$\varphi_m \cdot [\dot{m}_p \cdot V_{py} + \dot{m}_s \cdot V_{sy}] = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \cdot V_m \quad [2.34]$$

όπου με  $V_m$  συμβολίζεται η ταχύτητα της συνολικής ροής. Ο συντελεστής ροής σχετίζεται με τις απώλειες τριβής. Με όμοιο τρόπο γράφεται και η εξίσωση ενέργειας.

$$\dot{m}_p \cdot \left( C_p \cdot T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \cdot \left( C_p \cdot T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \cdot \left( C_p \cdot T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad [2.35]$$

όπου με  $V_{py}, V_{sy}$  συμβολίζονται οι ταχύτητες της κύριας και δευτερεύουσας ροής, αντίστοιχα, στην διατομή ‘y-y’.

$$V_{py} = Mach_{py} \cdot a_{py}, \text{ με } a_{py} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{py}} \quad [2.36]$$

$$V_{sy} = Mach_{sy} \cdot a_{sy}, \text{ με } a_{sy} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{sy}} \quad [2.37]$$

Ο αριθμός  $Mach$  στην διατομή ‘m-m’ υπολογίζεται ως εξής:

$$Mach_m = \frac{V_m}{a_m}, \text{ με } a_m = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_m} \quad [2.38]$$

Μελέτη σύνθετης ροής από διατομή ‘m-m’ έως 3 – 3

Στην περιοχή αυτή θα λάβει χώρα ένα υπερηχητικό ‘shock’, που θα προκαλέσει απότομη αύξηση της πίεσης και την αλλαγή της ταχύτητας από υπερηχητική σε υποηχητική. Θεωρώντας ότι η ροή μετά το ‘shock’ είναι ισηντροπική, μετά την διατομή ‘s-s’ αποκτά μια ενιαία πίεση ( $P_{3-3}$ ) [30]. Ισχύει:

$$\frac{P_{3-3}}{P_m} = 1 + \frac{2 \cdot \gamma}{\gamma + 1} \cdot (Mach_m^2 - 1) \quad [2.39]$$

$$Mach_{3-3}^2 = \frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Mach_m^2}{\gamma \cdot Mach_m^2 - \frac{\gamma - 1}{2}} \quad [2.40]$$

Μελέτη ροής στον διαχύτη

Η ροή και σε αυτό κομμάτι θεωρείται ότι ακολουθεί τις σχέσεις της ισηντροπικής ροής. Στο τέλος αυτής της μεταβολής η πίεση εξόδου ( $P_c$ ) από το ακροφυσίου είναι ίση με την ενδιάμεση πίεση του κυκλώματος.

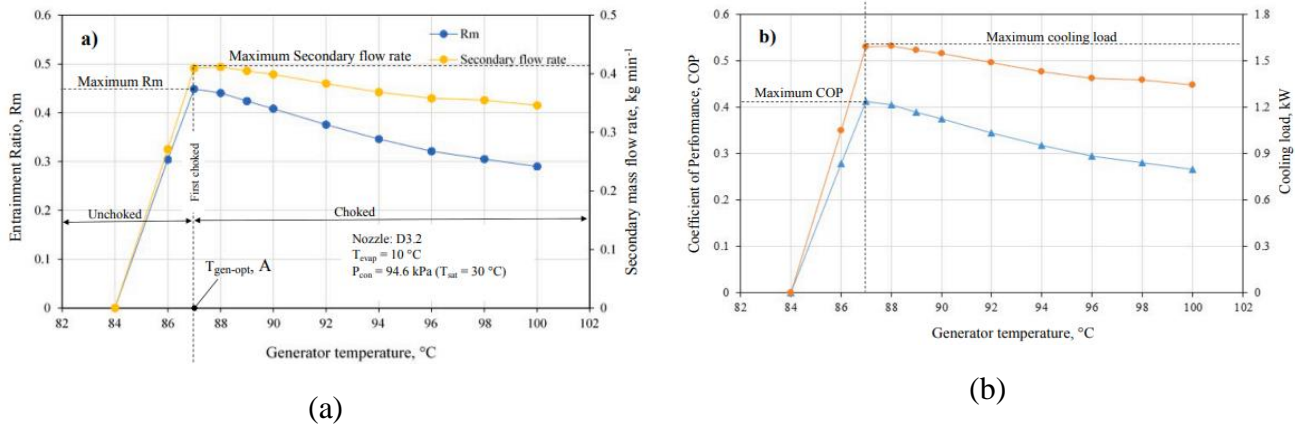
$$\frac{P_c}{P_{3-3}} = \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Mach_{3-3}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad [2.41]$$

### 2.6.3 Επίδραση θερμοκρασία αναγεννητή

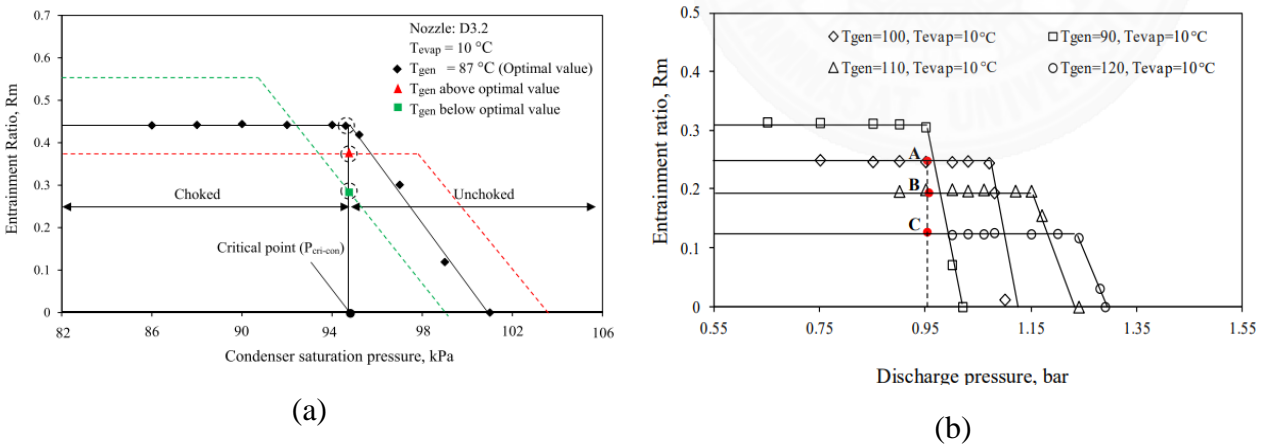
Ο λόγος που πρέπει να δίνεται ιδιαίτερη έμφαση στην θερμοκρασία του αναγεννητή είναι διότι δημιουργεί τις απαιτούμενες συνθήκες για την μετέπειτα ανάμειξη, συντελώντας στην δημιουργία ενός ικανοποιητικού λόγου αναρρόφησης. Ο Ruangtrakoon [31] προσδιορίζει πειραματικά τη βέλτιστη θερμοκρασία αναγεννητή για ένα ψυκτικό κύκλο ακροφυσίου λαιμού ίσου με 3.2mm και για σταθερή θερμοκρασία συμπύκνωσης και θερμοκρασία ψύκτη ίση με 10°C. Τα αποτελέσματα της μελέτης φαίνονται στην Εικόνα 2.7a.

Από τα αποτελέσματα προκύπτει ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας του αναγεννητή η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής αυξάνεται μέχρι να φτάσει μια μέγιστη τιμή (που είναι και το βέλτιστο σημείο λειτουργίας) και στη συνέχεια αρχίζει να μειώνεται. Παρόμοια είναι και η συμπεριφορά του συντελεστή συμπεριφοράς ('COP') και του ψυκτικού φορτίου (Εικόνα 2.7b). Αν επιπλέον μελετηθεί η συμπεριφορά του ακροφυσίου θεωρώντας τη βέλτιστη θερμοκρασία του αναγεννητή και μικρές μεταβολές της πίεσης συμπύκνωσης προκύπτουν οι συμβατικές καμπύλες απόδοσης που καταγράφουν την σχέση του λόγου των μαζών συναρτήσει της πίεσης του συμπυκνωτή [31], όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.8. Παρόμοια είναι και τα αποτελέσματα από την μελέτη του Thongtip [32].

Όπως είναι εμφανές μία αύξηση της θερμοκρασίας του αναγεννητή, επιφέρει αυξημένες πιέσεις στην έξοδο του ακροφυσίου, αλλά σε χαμηλότερους λόγους μαζών [32]. Παρατηρείται ότι η κρίσιμη κατάσταση λειτουργίας, εκεί δηλαδή που εμφανίζεται η 'μύτη' στο διάγραμμα, ταυτίζεται με το βέλτιστο σημείο λειτουργίας. Στο σημείο αυτό η δευτερεύουσα ροή έρχεται σε κατάσταση κορεσμού εντός του θαλάμου ανάμειξης και το ακροφύσιο παρουσιάζει την βέλτιστη απόδοση. Μάλιστα, όσο η πίεση συμπύκνωσης είναι μικρότερη από αυτή που θεωρήθηκε για τον υπολογισμό του βέλτιστου σημείου εξασφαλίζεται ότι η δευτερεύουσα θα επέλθει σε κατάσταση κορεσμού, που σημαίνει ότι η πρωτεύουσα ροή που προκύπτει από την βέλτιστη τιμή της θερμοκρασίας αναγεννητή είναι επαρκής. Ωστόσο, μία αύξηση της θερμοκρασίας αναγεννητή δεν θα επιφέρει κάποιο πλεονέκτημα, καθώς θα οδηγήσει σε ελαφριά μείωση της δευτερεύουσας ροής και κατ' επέκταση του συντελεστή συμπεριφοράς. Από την άλλη αν η θερμοκρασία του αναγεννητή μειωθεί σε χαμηλότερη τιμή από την βέλτιστη τότε, από την καμπύλη της Εικόνας 2.8b, η δευτερεύουσα ροή δεν φτάνει σε κατάσταση κορεσμού και η πρωτεύουσα ροή δεν είναι επαρκής για να καταφέρει να καταθλίψει τη δευτερεύουσα στην επιθυμητή πίεση εξόδου [31].

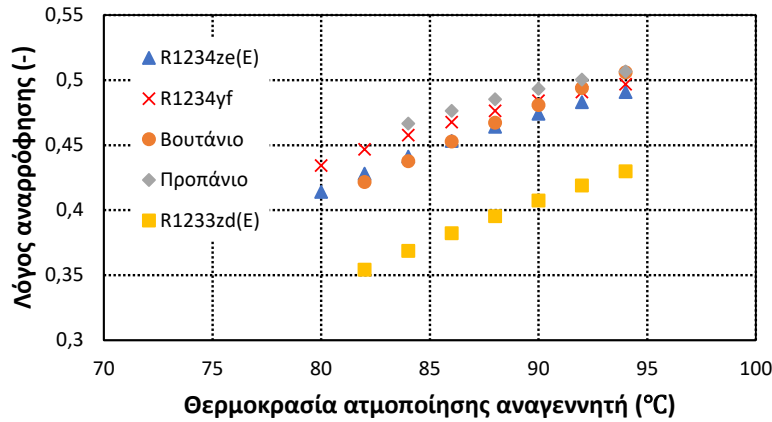


Εικόνα 2.7 : Επίδραση της θερμοκρασίας του αναγεννητή α) στον λόγο αναρρόφησης και β) στον συντελεστή συμπεριφοράς και ψυκτικό φορτίο [31]



Εικόνα 2.8 : Καμπύλες απόδοσης του ejector-επίδραση της πίεσης εξόδου στον λόγο αναρρόφησης

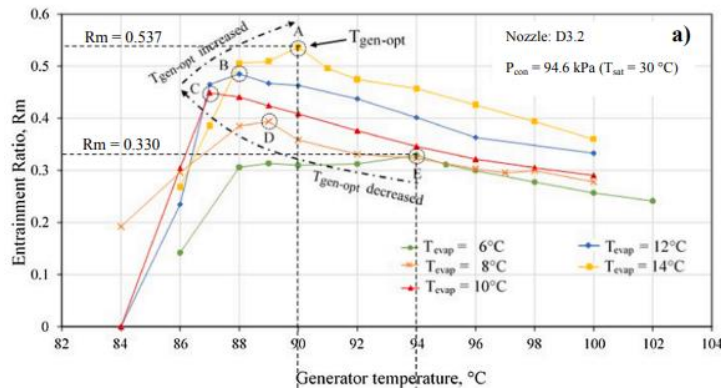
Στην Εικόνα 2.9 παρουσιάζεται η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή στον λόγο αναρρόφησης για όλα τα ρευστά του κύκλου ECC, για σταθερή παροχή μάζας της πρωτεύουσας ροής. Το προπάνιο και το R1234yf είναι τα ρευστά με τις μεγαλύτερες τιμές του ανωτέρω λόγου, φτάνοντας έως και 0.5. Ακολουθεί το βουτάνιο και το R1234ze(E), με ελαφρώς χαμηλότερες τιμές, ενώ σημαντικά χαμηλότερες του λόγου αναρρόφησης παρουσιάζει το R1233zd(E). Ο λόγος αναρρόφησης αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, γεγονός που δείχνει την ικανότητα του ακροφυσίου να δεχτεί μεγαλύτερη ποσότητα δευτερεύουσας ροής όταν αυξάνεται το ενεργειακό περιεχόμενο της πρωτεύουσας.



Εικόνα 2.9 : Αποτελέσματα θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή - λόγου αναρρόφησης υπολογιστικού εργαλείου

### 2.6.4 Επίδραση θερμοκρασία ατμοποίησης ECC

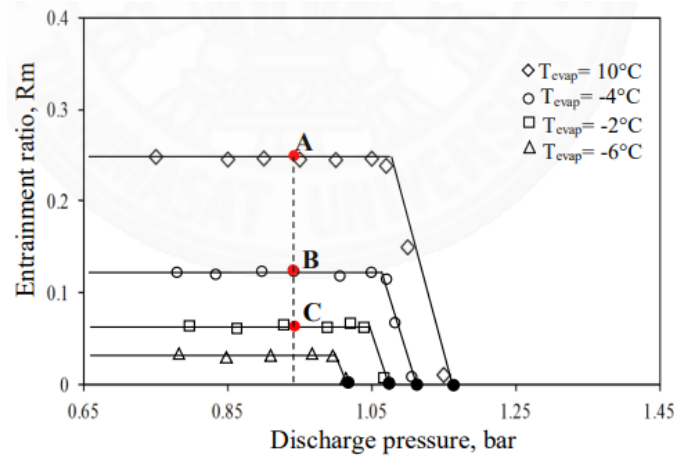
Στην Εικόνα 2.10 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της πειραματικής μελέτης για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας του ατμοποιητή του κύκλου ECC. Παρατηρείται ότι για τιμές μικρότερες των 10°C η βέλτιστη θερμοκρασία του αναγεννητή μειώνεται, ενώ για τιμές μεγαλύτερες των 10°C αυτή αυξάνεται. Μια πιθανή εξήγηση είναι η διαφορετική μορφή του πυρήνα της υπερηχητικής δέσμης στην έξοδο του ΣΑ ακροφυσίου όταν μεταβάλλονται ταυτόχρονα η θερμοκρασία του ατμοποιητή και του αναγεννητή [32].



Εικόνα 2.10 : Επίδραση της θερμοκρασίας αναγεννητή και ψύξης στον λόγο αναρρόφησης του ακροφυσίου [32]

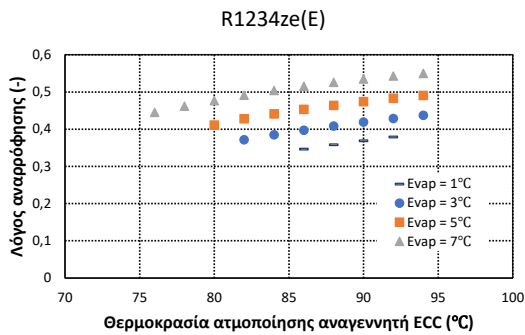
Η Εικόνα 2.11 περιγράφει τις τυπικές καμπύλες της απόδοσης του ακροφυσίου και πως αυτή επηρεάζεται από τη θερμοκρασία του ατμοποιητή. Από το διάγραμμα είναι εμφανές ότι η αύξηση της θερμοκρασίας του οδηγεί σε μεγαλύτερες τιμές της πίεσης κατάθλιψης και αυξημένες τιμές του λόγου μαζών [32]. Η αλλαγές αυτές μεταβάλλουν και τον λόγο πιέσεων του αναγεννητή προς

τον ατμοποιητή που με τη σειρά του αποτελεί ένα σημαντικό μέγεθος για τον τρόπο που θα δημιουργηθεί το κύμα εκτόνωσης της ροής [31]. Το τελευταίο και οι διάφορες μορφές του αναλύονται σε επόμενη παράγραφο.

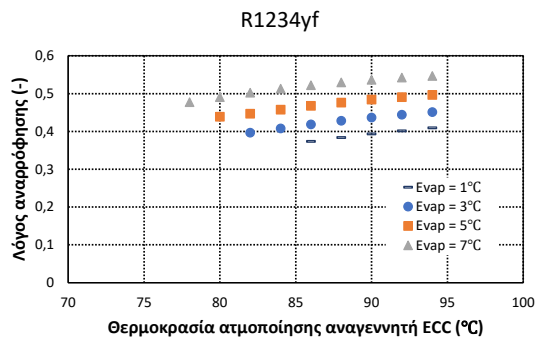


Εικόνα 2.11 : Επίδραση μικρών μεταβολών θερμοκρασίας συμπύκνωσης για διάφορες τιμές θερμοκρασίας ψύξης ακροφυσίου στο λόγο αναρρόφησης [31]

Στην Εικόνα 2.12 παρουσιάζονται οι τιμές του λόγου αναρρόφησης για όλα τα ρευστά σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή, για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας ψύξης. Αυτός αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας ψύξης, ενώ παράλληλα μεγαλώνει και το εύρος λειτουργίας του ακροφυσίου. Οι μεγαλύτερες τιμές του παρατηρούνται για το βουτάνιο, ενώ και πάλι το R1233zd(E) παρουσιάζει τις μικρότερες.

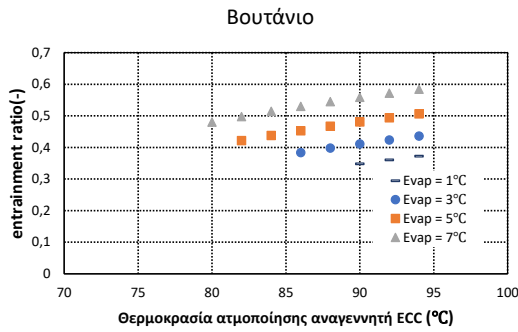


(a)

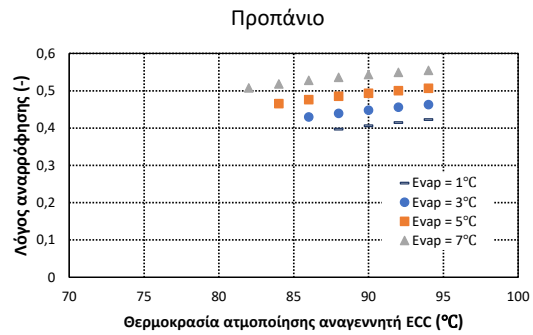


(b)

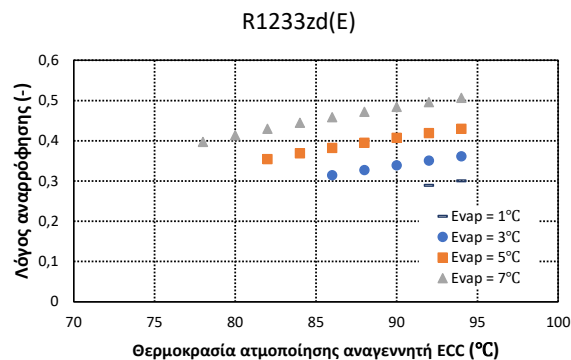




(c)



(d)

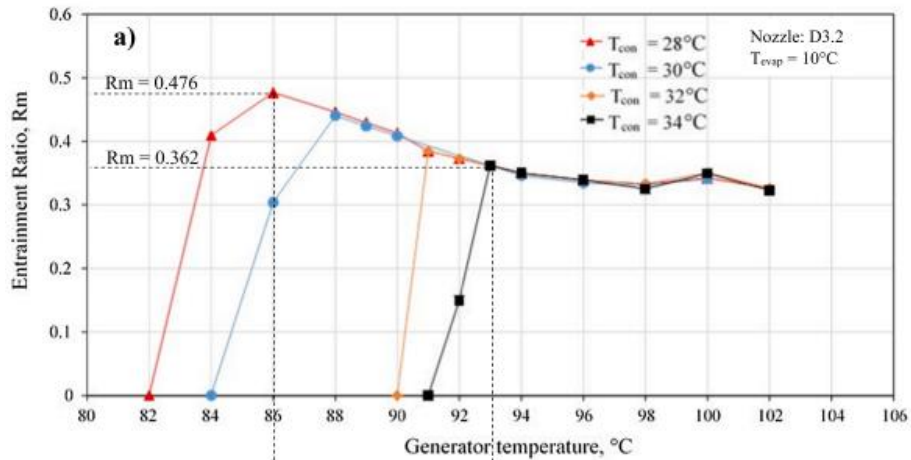


(e)

Εικόνα 2.12 : Αποτελέσματα υπολογιστικού εργαλείου-λόγος αναρρόφησης σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή για διάφορες τιμές θερμοκρασίας ψύξης για τα ρευστά a) R1234ze(E), b) R1234yf, c) βουτάνιο, d) προπάνιο και e) R1233zd(E)

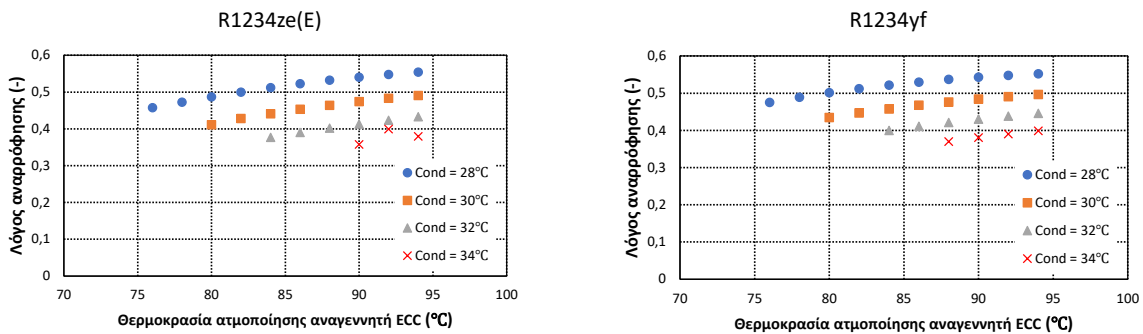
### 2.6.5 Επίδραση θερμοκρασίας συμπύκνωσης

Η Εικόνα 2.13 αναπαριστά την επίδραση της πίεσης συμπύκνωσης στη λειτουργία του ακροφυσίου. Αύξηση της τιμής της πίεσης συμπύκνωσης επιφέρει μεγαλύτερες τιμές της βέλτιστης θερμοκρασίας του αναγεννητή. Μία αύξηση της πίεσης συμπύκνωσης προκαλεί την ύπαρξη κύματος κρούσης κοντά στην είσοδο του θαλάμου ανάμειξης και ως αποτέλεσμα διαταράσσει την ομαλή ανάμειξη των δύο ρευμάτων, καθώς η δευτερεύουσα ροή δεν μπορεί να έρθει σε κατάσταση κορεσμού σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες αναγεννητή. Είναι γνωστό ότι μία αύξηση στη βέλτιστη θερμοκρασία του αναγεννητή επιφέρει μια αντίστοιχη μείωση στον λόγο μαζών, διότι με αυτό τον τρόπο ενισχύεται η είσοδος παροχής μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος. Ωστόσο, η τιμή του λόγου μαζών στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας αναγνωρίζεται ως η μέγιστη δυνατή και έτσι εξασφαλίζεται η βέλτιστη απόδοση του ακροφυσίου για δεδομένη πίεση συμπύκνωσης [31].



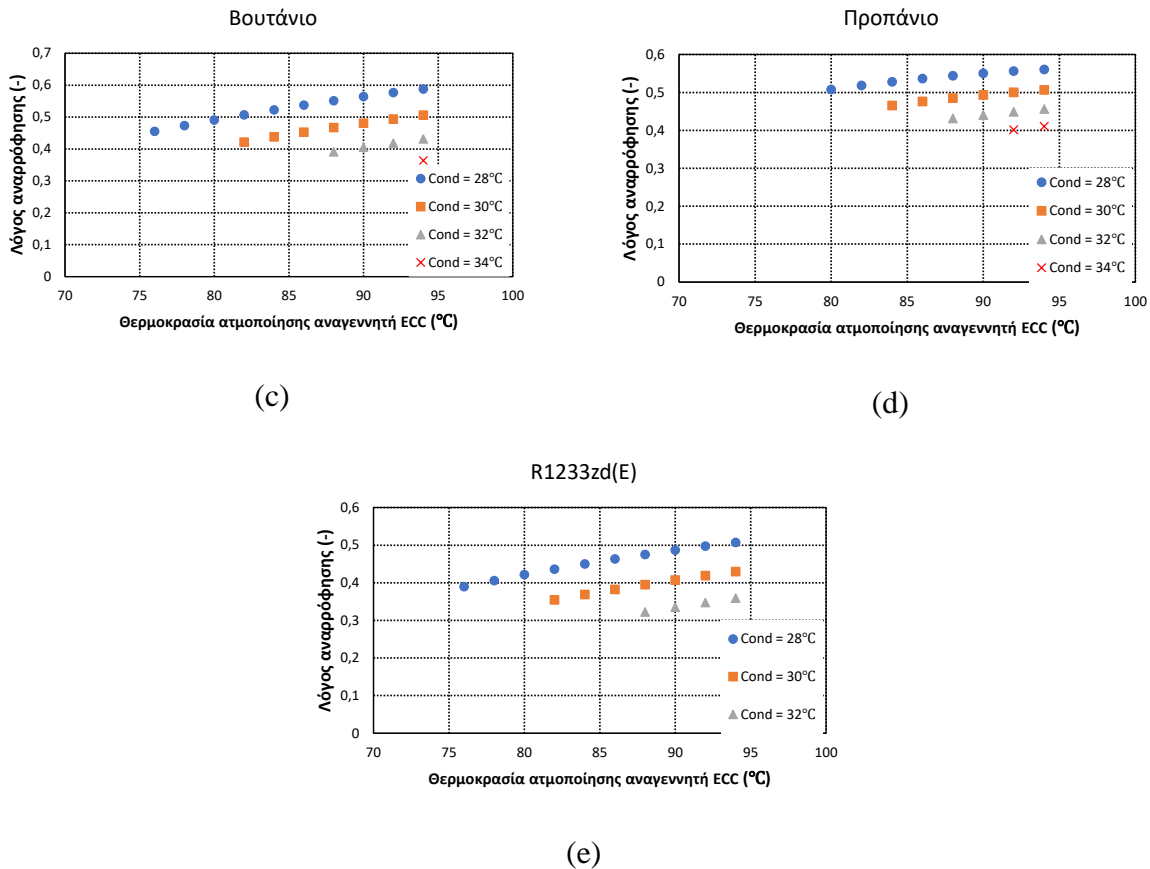
Εικόνα 2.13 :Επίδραση της θερμοκρασίας αναγεννητή στο λόγο αναρρόφησης για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας συμπύκνωσης [31]

Στην Εικόνα 2.14 δείχνεται η μεταβολή των τιμών του λόγου αναρρόφησης για τα εργαζόμενα μέσα του ακροφυσίου με την μεταβολή της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, που ταυτόχρονα μεταβάλλει την πίεση εξόδου του ακροφυσίου. Προφανώς, όσο η θερμοκρασία συμπύκνωσης αυξάνει, αυτό επιφέρει αντίστοιχη αύξηση στην πίεση εξόδου. Όπως είναι αναμενόμενο, η αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης επιφέρει μείωση του λόγου αναρρόφησης, διότι η συνολική ροή πρέπει να εξέλθει σε μεγαλύτερη πίεση. Συνεπώς, η πρωτεύουσα ροή έχει την ικανότητα πλέον να καταθλίψει μικρότερη ποσότητα της δευτερεύουσας.



(a)

(b)



**Εικόνα 2.14 :** Αποτελέσματα υπολογιστικού εργαλείου-Λόγος αναρρόφησης σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία του αναγεννητή για διάφορες τιμές θερμοκρασίας συμπύκνωσης για τα ρευστά a) R1234ze(E), b) R1234yf, c) βουτάνιο, d) προπάνιο και e) R1233zd(E)

## 2.7 Αξιολόγηση συστήματος

### 2.7.1 Ενεργειακοί βαθμοί απόδοσης

Για την αξιολόγηση της απόδοσης του συστήματος χρησιμοποιούνται οι εξής δείκτες:

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ORC. Αυτός ορίζεται ως το καθαρό ποσό ηλεκτρικής ενέργειας που μπορεί να αποδοθεί προς το ποσό θερμότητας με το οποίο απορροφά ο ατμοποιητής. Το καθαρό ποσό ηλεκτρικής ισχύος του κύκλου είναι το παραγόμενο έργο του εκτονωτή μειωμένο κατά τις ιδιοκαταναλώσεις, που στη συγκεκριμένη εργασία θεωρείται το έργο κίνησης της κάθε αντλίας (ORC και ECC).

$$n_{el,ORC} = \frac{P_{el}}{Q_{evap}} = \frac{Q_{expander} - Q_{pump,ORC} - Q_{pump,ECC}}{Q_{evap}} \quad [ 2.42 ]$$

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του συστήματος, που είναι ο λόγος της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος προς τη διαθέσιμη θερμότητα ( $Q_{available}$ ) που θεωρητικά θα μπορούσε να συναλλάξει η πηγή (καυσαέρια) αν έφτανε σε μία θερμοκρασία αναφοράς. Στη συγκεκριμένη εργασία η θερμοκρασία αναφοράς λαμβάνεται ίση με 20°C. Μαθηματικά αυτή εκφράζεται:

$$Q_{available} = \dot{m}_{WHS} \cdot (h_{in,WHS} - h(p_{atm}, 20^{\circ}\text{C})) \quad [2.43]$$

Τότε:

$$n_{el,system} = \frac{P_{el}}{Q_{available}} \quad [2.44]$$

Ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης του συστήματος, που είναι ο λόγος της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος προς τη διαθέσιμη θερμότητα:

$$n_{cool,system} = \frac{Q_{cool}}{Q_{available}} \quad [2.45]$$

Ο ηλεκτρικός και ψυκτικός βαθμός απόδοσης του συστήματος, που είναι ο λόγος της παραγόμενης ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος προς τη διαθέσιμη θερμότητα:

$$n_{CCP,system} = \frac{P_{el} + Q_{cool}}{Q_{available}} \quad [2.46]$$

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος ορίζεται ως το άθροισμα της ηλεκτρικής, ψυκτικής και θερμικής ισχύος που παράγεται προς την διαθέσιμη θερμότητα των καυσαερίων:

$$\eta_{CCHP,system} = \frac{P_{el} + Q_{cool} + Q_{heat}}{Q_{available}} \quad [2.47]$$

Τέλος, για την αξιολόγηση του ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου χρησιμοποιείται ο δείκτης ‘COP’ ή συντελεστής συμπεριφοράς που είναι το κλάσμα της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος προς την θερμότητα που συναλλάσσεται στον αναγεννητή.

$$COP = \frac{Q_{cool}}{Q_{gen}} \quad [2.48]$$

## 2.7.2 Εξεργειακή ανάλυση και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης

Οι εξεργειακοί δείκτες αποτελούν και αυτοί με τη σειρά τους μια σημαντική ένδειξη για την αξιολόγηση του συστήματος. Προβάλλουν πληροφορίες για την ενέργεια και την ποιότητα αυτής, ενώ χρησιμοποιούνται για την εκτίμηση της απόδοσης πολλών βιομηχανικών εφαρμογών [33].

Η εξέργεια της πηγής δίνεται από την εξίσωση 2.49 και ουσιαστικά πρόκειται για το εξεργειακό περιεχόμενό τους κατά την είσοδο στον ατμοποιητή συγκρινόμενο ως προς αυτό στις ατμοσφαιρικές συνθήκες:

$$\dot{E}_{WHS} = \dot{m}_{WHS} \cdot (h_{in,WHS} - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_{in,WHS} - s_{ref})) \quad [2.49]$$

Η εξέργεια της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος είναι ίση με την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ:

$$\dot{E}_{el} = P_{el} \quad [2.50]$$

Η εξέργεια της παραγόμενης ψύξης ισούται με:

$$\dot{E}_{cool} = Q_{cool} \cdot \frac{T_{ref} - T_{cool}}{T_{cool}} \quad [2.51]$$

Η εξέργεια της παραγόμενης θερμότητας ισούται με την διαφορά των εξεργειακών τιμών της εισόδου με της εξόδου του εναλλάκτη θερμότητας σε περίπτωση που υπάρχει ο εναλλάκτης θέρμανσης. Η τιμή της εξέργειας στην είσοδο του εναλλάκτη θερμότητας είναι:

$$\dot{E}_{heat,in} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_4 - s_{ref})) \quad [2.52]$$

Η αντίστοιχη τιμή στην έξοδο είναι:

$$\dot{E}_{heat,out} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_5 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_5 - s_{ref})) \quad [2.53]$$

Τέλος, η τιμή της εξέργειας για τον εναλλάκτη θερμότητας ισούται [34]:

$$\dot{E}_{heat} = \dot{E}_{heat,in} - \dot{E}_{heat,out} \quad [2.54]$$

### Εξεργειακοί δείκτες

Ορίζονται τρεις εξεργειακοί δείκτες για την αξιολόγηση του συστήματος.

Ο πρώτος είναι ο εξεργειακός ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης που ορίζεται ως η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς προς την εξέργεια της πηγής:

$$\eta_{ex,el} = \frac{P_{el}}{\dot{E}_{WHS}} \quad [2.55]$$

Ο δεύτερος είναι ο εξεργειακός συμπαραγωγικός (ηλεκτρικός και θερμικός) βαθμός απόδοσης που ορίζεται ως η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς και εξέργεια του εναλλάκτη θερμότητας προς την εξέργεια της πηγής:

$$\eta_{ex,CHP} = \frac{P_{el} + \dot{E}_{heat}}{\dot{E}_{WHS}} \quad [2.56]$$

Ο τρίτος είναι ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος ως εξής [34]:

$$\eta_{ex,CHP} = \frac{P_{el} + \dot{E}_{cool} + \dot{E}_{heat}}{\dot{E}_{WHS}} \quad [2.57]$$

### Καταστροφή εξέργειας

Για τον υπολογισμό της καταστροφής της εξέργειας γίνεται ο διαχωρισμός ανάμεσα στα δύο κυκλώματα. Στον κύκλο ORC καταστροφή εξέργειας παρατηρείται με τη σειρά στον ατμοποιητή, τον εκτονωτή, τον αναγεννητή, τον συμπυκνωτή και την αντλία. Για όλους τους εναλλάκτες η

τιμή της καταστραμμένης εξέργειας υπολογίζεται ως η διαφορά στην τιμή της από την είσοδο στην έξοδο. Έτσι για τον ατμοποιητή ισχύει [34]:

$$\begin{cases} \dot{E}_{evap,in} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_1 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_1 - s_{ref})) \\ \dot{E}_{evap,out} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_2 - s_{ref})) \\ \dot{I}_{evap} = \dot{E}_{evap,in} - \dot{E}_{evap,out} \end{cases} \quad [2.58]$$

Για τον αναγεννητή:

$$\begin{cases} \dot{E}_{gen,in} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_3 - s_{ref})) \\ \dot{E}_{gen,out} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_4 - s_{ref})) \\ \dot{I}_{gen} = \dot{E}_{gen,in} - \dot{E}_{gen,out} \end{cases} \quad [2.59]$$

Για τον συμπυκνωτή:

$$\begin{cases} \dot{E}_{cond,ORC,in} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_5 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_5 - s_{ref})) \\ \dot{E}_{cond,ORC,out} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_6 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_6 - s_{ref})) \\ \dot{I}_{cond,ORC} = \dot{E}_{cond,ORC,in} - \dot{E}_{cond,ORC,out} \end{cases} \quad [2.60]$$

Για τον εκτονωτή η τελική τιμή της καταστροφής είναι ίδια με τους εναλλάκτες με τη διαφορά ότι αφαιρείται επιπλέον η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς:

$$\begin{cases} \dot{E}_{expander,in} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_2 - s_{ref})) \\ \dot{E}_{expander,out} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_3 - s_{ref})) \\ \dot{I}_{expander} = (\dot{E}_{expander,in} - \dot{E}_{expander,out}) - P_{el} \end{cases} \quad [2.61]$$

Τέλος, για την αντλία του κύκλου ORC η καταστροφή της εξέργειας είναι:

$$\begin{cases} \dot{E}_{pump,ORC,in} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_6 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_6 - s_{ref})) \\ \dot{E}_{pump,ORC,out} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_1 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_1 - s_{ref})) \\ \dot{I}_{expander} = (\dot{E}_{expander,in} - \dot{E}_{expander,out}) + \dot{m}_{ORC} \cdot (h_1 - h_6) \end{cases} \quad [2.62]$$

Όσον αφορά τον κύκλο ECC καταστροφή εξέργειας παρατηρείται κατά σειρά στο άλλο ρεύμα του αναγεννητή, τον συμπυκνωτή, την αντλία, το ακροφύσιο και την εκτονωτική βαλβίδα. Στους εναλλάκτες και την αντλία οι εξισώσεις είναι όμοιες μορφής με του κύκλου ORC.

Για το ακροφύσιο η καταστροφή εξέργειας υπολογίζεται λαμβάνοντας υπόψη το συνολικό εξεργειακό περιεχόμενο της εισόδου που αποτελείται από το άθροισμα των εξεργειών των δύο ρευμάτων.

$$\begin{cases} \dot{E}_{ejector,in} = \dot{m}_{p,ECC} \cdot (h_8 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_8 - s_{ref})) + \dot{m}_{s,ECC} \cdot (h_{12} - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_{12} - s_{ref})) \\ \dot{E}_{ejector,out} = \dot{m}_{s,ECC} \cdot (h_9 - h_{ref} - T_{ref} \cdot (s_9 - s_{ref})) \\ \dot{I}_{expander} = \dot{E}_{ejector,in} - \dot{E}_{ejector,out} \end{cases} \quad [2.63]$$

Για την εκτονωτική βαλβίδα, η καταστροφή εξέργειας υπολογίζεται με τον ίδιο τρόπο με τους εναλλάκτες θερμότητας.

## 2.8 Παράμετροι σχεδιασμού εγκατάστασης

Η μοντελοποίηση των δύο συστημάτων ORC και ECC είναι ευρέως μελετημένη στη σχετική βιβλιογραφία. Στην παρούσα εργασία παρουσιάζονται μόνο οι σημαντικότερες πτυχές που είναι σχετικές για το σχεδιασμό της εγκατάστασης. Αρχικά, κατά το θερμοδυναμικό σχεδιασμό θεωρούνται μηδενικές απώλειες πίεσης και θερμότητας τόσο στις σωληνώσεις όσο και στα επιμέρους στοιχεία της εγκατάστασης [35]. Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες της πηγής απορριπτόμενης θερμότητας και των εργαζόμενων μέσων λαμβάνονται από το υπολογιστικό εργαλείο του ‘REFPROP’ [36]. Τόσο για τον κύκλο ‘ORC’ όσο και για τον κύκλο ‘ECC’ θεωρείται μια κοινή θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με 30°C, ενώ η υπόψυξη και στους δύο συμπυκνωτές είναι της τάξης των 5°C. Από την άλλη, η ατμοποίηση του ατμοποιητή του κύκλου ‘ORC’ και του αναγεννητή του ‘ECC’ ισούται με 10°C. Για τις δύο αντλίες θεωρείται ένας κοινός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, καθώς και κοινός βαθμός απόδοσης του ηλεκτρικού κινητήρα που τις κινεί. Τέλος, η υπερθέρμανση στον ατμοποιητή του κύκλου ‘ECC’ είναι 5°C. Οι επιπλέον υποθέσεις που χρησιμοποιούνται κατά το σχεδιασμό του κύκλου καταγράφονται στον Πίνακα 2.2.

**Πίνακας 2.3 : Παράμετροι σχεδιασμού συνολικού συστήματος ORC-ECC**

Μεταβλητή	Τιμή
<b>ORC</b>	
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή	0.70
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	0.65
ΕΘΔ ατμοποιητή	10K
ΕΘΔ αναγεννητή	5K
Υπερθέρμανση στην είσοδο του εκτονωτή	10K
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	30°C
Υπόψυξη στην έξοδο του συμπυκνωτή	5K
Θερμοκρασία ατμοποίησης	Μεταβλητή προς βελτιστοποίηση
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου	Υπολογίζεται ώστε να ικανοποιείται η ΕΘΔ του ατμοποιητή
<b>ECC</b>	
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	0.65
Υπερθέρμανση στην είσοδο του ακροφυσίου	10K
Θερμοκρασία ατμοποίησης (ψύκτη)	5°C
Υπερθέρμανση στην είσοδο του ψύκτη	5K
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	30°C
Υπόψυξη στην έξοδο του συμπυκνωτή	5 K
Θερμοκρασία ατμοποίησης αναγεννητή	Μεταβλητή προς βελτιστοποίηση
Παροχή μάζας αναγεννητή	Υπολογίζεται ώστε να ικανοποιεί η ΕΘΔ του αναγεννητή



## 2.9 Θερμοδυναμική βελτιστοποίηση

---

Στην παρούσα μελέτη ο σχεδιασμός του συνολικού συστήματος έχει βάσει της ακόλουθης διαδικασίας.

- 1) Για κάθε θερμοκρασία πηγής θερμότητας και για κάθε ένα ρευστό καθορίζεται η πίεση ατμοποίησης του ORC για κάθε ένα από τα ρευστά που διερευνώνται στον κύκλο ORC η οποία οδηγεί στη μεγιστοποίηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος (συνολικού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης).
- 2) Για κάθε ένα κύκλο ORC που καθορίζεται από το πρώτο βήμα, καθορίζεται η πίεση ατμοποίησης στον αναγεννητή του ECC/αποθερμαντήρα του ORC για κάθε ένα από τα ρευστά που διερευνώνται στον κύκλο ECC με στόχο τη μεγιστοποίηση της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος.

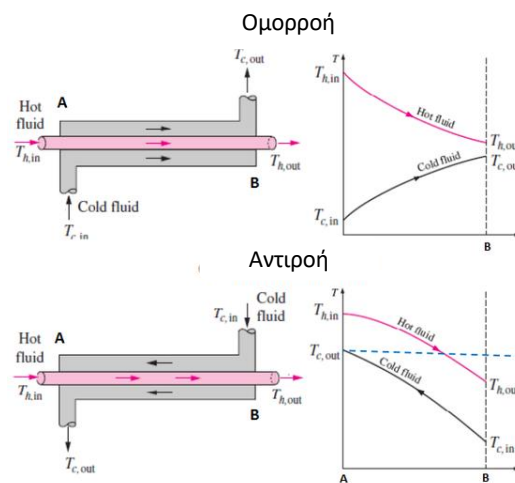
Για να βρεθεί ο ιδανικός συνδυασμός των θερμοκρασιών το σύστημα προσομοιώνεται για ένα γενικό εύρος πιέσεων στον ατμοποιητή του ORC και στον αναγεννητή του ORC με βήμα 1 bar.

### 3. Διαστασιολόγηση & οικονομική ανάλυση

Η δομή της εγκατάστασης και, ειδικότερα του κύκλου ORC και ECC, έχουν παρουσιαστεί στο Κεφάλαιο 2. Στο Κεφάλαιο αυτό δίνεται έμφαση στην μοντελοποίηση καθενός στοιχείου όλης της εγκατάστασης ξεχωριστά. Η διάταξη του κύκλου ORC αποτελείται από τα εξής έξι στοιχεία: ατμοποιητής, εκτονωτής, αναγεννητής, εναλλάκτης θερμότητας, συμπυκνωτής και αντλία. Από την άλλη το κύκλωμα του ψυκτικού κύκλου ECC απαρτίζεται από τον αναγεννητή, την αντλία, το ακροφύσιο, τον συμπυκνωτή, την εκτονωτική βαλβίδα και τον ατμοποιητή. Προφανώς, ο αναγεννητής είναι το κοινό στοιχείο των δύο κυκλωμάτων. Στις επόμενες παραγράφους γίνεται ξεχωριστή ανάλυση για καθένα ένα από τα προαναφερθέντα στοιχεία και προσδιορίζονται τα ιδιαίτερα τεχνικά τους χαρακτηριστικά.

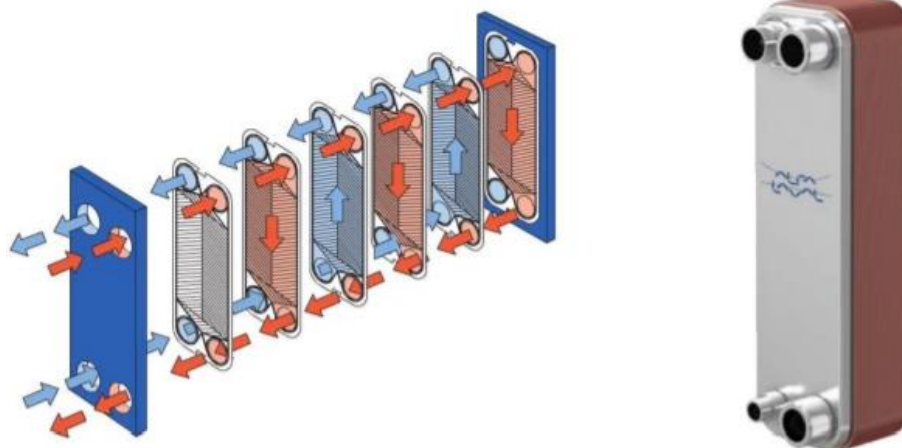
#### 3.1 Εναλλάκτες θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συσκευές οι οποίες μεταφέρουν θερμότητα μεταξύ δύο ρευμάτων ρευστού που κατά κύριο λόγο δεν έρχονται σε επαφή, άρα υπάρχει ένα θερμό ρεύμα που μεταφέρει τη θερμότητα και ένα ψυχρό ρεύμα το οποίο τη δέχεται. Διακρίνονται σε ομορροής, αντιρροής και διασταυρούμενης ροής (Εικόνα 3.1), με ή χωρίς ανάμειξη των δύο ρευμάτων του ρευστού [37].



Εικόνα 3.1 : Εναλλάκτες ομορροής & αντιρροής [37]

Στην περίπτωση της μελέτης της παρούσας εγκατάστασης, επειδή πρόκειται για μια μονάδα μικρής παραγωγής ισχύος χρησιμοποιούνται οι πλακοειδείς εναλλάκτες (plate heat exchangers). Στην Εικόνα 3.2 απεικονίζεται ένας πλακοειδής εναλλάκτης της εταιρία 'Alpha Laval'.



Εικόνα 3.2 : Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας [38]

Ο συγκεκριμένος τύπος εναλλακτών διαμορφώνεται από μια σειρά πολλών, αρκετά λεπτού πάχους ορθογώνιων μεταλλικών πλακών οι οποίες μπορεί να είναι είτε επίπεδες, είτε συνηθέστερα διαθέτουν αυλακώσεις προκειμένου να αυξηθεί η επιφάνεια συναλλαγής μεταξύ των δύο ρευμάτων και να μεταφέρεται πιο αποτελεσματικά η θερμότητα. Αυτός ο τύπος εναλλακτών δεν λειτουργεί με πολύ υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες, ενώ συνήθως λειτουργούν ως εναλλάκτες αντirroής, όπου το θερμό ρεύμα ακολουθεί την κατεύθυνση των ‘κόκκινων’ βελών, ενώ το ψυχρό ρεύμα των ‘μπλε’ όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.2. Ένα πολύ σημαντικό χαρακτηριστικό τους είναι ότι μπορούν να συναρμολογηθούν και να αποσυναρμολογηθούν πολύ εύκολα και, επιπλέον, είναι δυνατή η πρόσθεση και η αφαίρεση των πλακών τους. Παράλληλα, δεδομένου ότι διακινούν μικρές παροχές, μεταφέρουν πολύ αποτελεσματικά τη θερμότητα, είναι μικρού βάρους και όγκου, συγκριτικά με τους σωληνοειδείς, και το κόστος τους κυμαίνεται σε πολύ μικρότερες τιμές. Τυπικές τιμές για των οριακών συνθηκών λειτουργίας τους αποτελούν τα 25 bar, ενώ μπορούν να διακινήσουν ρευστά σε θερμοκρασίες έως 260°C, ωστόσο τις περισσότερες φορές η θερμοκρασία τους δεν υπερβαίνει τους 150°C. Ο σχεδιασμός τους αφορά την εκτίμηση της απαιτούμενης επιφάνειας συναλλαγής ανάλογα με την επιθυμητή μεταφορά θερμότητας, την επιλογή του αριθμού πλακών καθώς και τον υπολογισμό των απωλειών πίεσης της ροής, που σε γενικές γραμμές δεν είναι σημαντικές [39]. Εξαιτίας των προαναφερθέντων χαρακτηριστικών τους και εξαιτίας της ανάγκης μεταφοράς σχετικά μικρών ποσών θερμότητας στην συγκεκριμένη εγκατάσταση (τάξης ορισμένων kW) επιλέγεται η χρήση των πλακοειδών εναλλακτών.

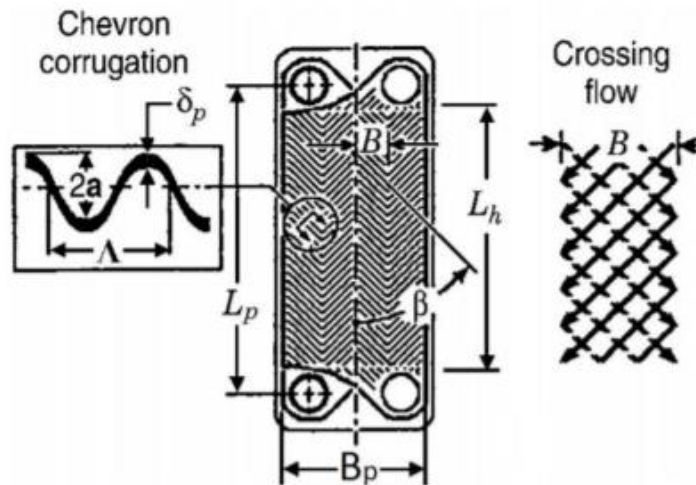
Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν ο ατμοποιητής, ο αναγεννητής, ο εναλλάκτης θέρμανσης, οι δύο συμπυκνωτές και ο ατμοποιητής του κύκλου ECC της εγκατάστασης.

### 3.1.1 Ατμοποιητής ORC

Ο εναλλάκτης αυτός αναπαριστά στον κύκλο την μεταβολή 1-2 και αποτελεί τη συσκευή που τα καυσαέρια μεταφέρουν μέρος της θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC. Ως θερμό ρεύμα, λοιπόν, θεωρούνται τα καυσαέρια της πηγής (υπενθυμίζεται ότι μοντελοποιούνται ως ατμοσφαιρικός αέρας), ενώ το ψυχρό ρεύμα είναι το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC το οποίο επιλέγεται στη συνέχεια. Οι παροχές μάζας του θερμού και ψυχρού ρεύματος συμβολίζονται, αντίστοιχα, με  $\dot{m}_c$  και  $\dot{m}_h$ , για το κρύο ρεύμα η ενθαλπία εισόδου και εξόδου  $h_c^{in}$  και  $h_c^{out}$  και τέλος για το θερμό ρεύμα  $h_h^{in}$  και  $h_h^{out}$ . Η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας για τον συγκεκριμένο εναλλάκτη γράφεται:

$$Q_{evap,ORC} = \dot{m}_c(h_c^{out} - h_c^{in}) = \dot{m}_h(h_h^{in} - h_h^{out}) \quad [3.1]$$

Οι πλάκες που θεωρείται ότι θα χρησιμοποιηθούν έχουν τη μορφή της Εικόνας 3.3, ενώ ορισμένα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.1.



Εικόνα 3.3 : Χαρακτηριστικές διαστάσεις πλάκας εναλλάκτη

Πίνακας 3.1 : Γεωμετρικές διαστάσεις πλάκας εναλλάκτη

Αριθμός περασμάτων (Number of passes)	$Np = 1$
Πάχος πλάκας(mm)	$t = 0.7$
Γωνία διάταξης (Chevron angle) ( $^\circ$ )	$\beta = 60$
Απόσταση πλακών (mm)	$p = 2.5$
Διπλάσιο του πλάτους αυλάκωσης-Plate amplitude(mm)	$a_{pL} = 1$

Μήκος κύματος αυλάκωσης-Corrugation Pitch(mm)	$\Lambda = 7$
Θερμική αγωγιμότητα μεταλλικής πλάκας $\left(\frac{W}{mK}\right)$	$k_w = 16.2$

Επιπλέον γεωμετρικά χαρακτηριστικά για διάφορα μοντέλα πλακοειδών εναλλακτών της εταιρίας 'Alpha Laval'. που θα χρησιμοποιηθούν στην μοντελοποίηση όλων των εναλλακτών απεικονίζονται στον Πίνακα 3.2

**Πίνακας 3.2 : Βασικά χαρακτηριστικά μοντέλων απο πλακοειδείς εναλλάκτες της 'Alpha Laval'**

Μοντέλο	Εναλλάκτης	Διάμετρος εισόδου $D_p (mm)$	Κατακόρυφο μήκος πλάκας $L_p (mm)$	Οριζόντιο μήκος $B_p (mm)$	Διαθέσιμο εύρος πλακών: $min - max$	Μέγιστη παροχή όγκου: $\left(\frac{m^3}{hr}\right)$
M10 [40]	Ατμοποιητής ORC, Συμπυκνωτής ECC	20	1084	470	268-1000	-
CPB540 [41]	Αναγεννητής ORC, Συμπυκνωτής ECC	73	744	394	10-330	280
AC220EQ [42]	Ατμοποιητής ECC, Εναλλάκτης θέρμανσης	20	519	191	10-300	51
M6 [43]	Ατμοποιητής ORC, Συμπυκνωτής ECC	28	920	320	10-230	-

Το εμβαδόν της πλάκας αν αγνοηθούν οι αυλακώσεις (επίπεδη πλάκα) ισούται:

$$A_{ref} = L_p \cdot B_p \quad [3.2]$$

Αν ληφθούν υπόψη οι αυλακώσεις τότε αυτό πολλαπλασιάζεται με έναν παράγοντα ενίσχυσης  $\Phi$ :

$$A_p = A_{ref} \cdot \Phi \quad [3.3]$$

για τον οποίο ισχύει:

$$\Phi = \frac{1}{6} \cdot \left( 1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad [3.4]$$

Όπου:

$$X = 2 \cdot \pi \cdot \frac{a_{pL}}{\Lambda} \quad [3.5]$$

Η υδραυλική διάμετρος της πλάκας υπολογίζεται:

$$D_h = 4 \cdot \frac{a_{pL}}{\Phi} \quad [3.6]$$

Η παροχή μάζας ανά μονάδα επιφάνειας για κάθε κανάλι είναι:

$$G_{ch,hot} = \frac{\dot{m}_h}{A_{ch}} (\text{θερμό ρεύμα}) \ \& \ G_{ch,cold} = \frac{\dot{m}_c}{A_{ch}} (\text{ψυχρό ρεύμα}) \quad [3.7]$$

όπου η επιφάνεια των καναλιών:

$$A_{ch} = 2 \cdot a_{pL} \cdot B_p \quad [3.8]$$

Ο αριθμός των πλακών ανά πέρασμα είναι:

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 \cdot N_p} \quad [3.9]$$

Όπου  $N_t$  είναι ο συνολικός αριθμός των πλακών του εναλλάκτη. Για τις εισόδους η παροχή μάζας ανά μονάδα επιφάνειας είναι:

$$G_{port,hot} = \frac{\dot{m}_h}{A_{port}} (\text{θερμό ρεύμα}) \ \& \ G_{port,cold} = \frac{\dot{m}_c}{A_{port}} (\text{ψυχρό ρεύμα}) \quad [3.10]$$

Όπου  $A_{port}$  είναι η επιφάνεια διατομής των εισόδων είναι:

$$A_{port} = \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} \quad [3.11]$$

Στον εναλλάκτη αυτό το θερμό ρεύμα (πηγή απορριπτόμενης θερμότητας- καυσαέρια) είναι μόνιμα σε αέρια φάση και καθ' όλη τη διάρκεια της συναλλαγής θερμότητας η θερμοκρασία του ελαττώνεται. Ωστόσο το ψυχρό ρεύμα (εργαζόμενο του ORC κύκλου) εισέρχεται στον ατμοποιητή ως υπόψυκτο υγρό και εξέρχεται ως υπέρθερμος ατμός. Καθώς εισέρχεται ως υπόψυκτο υγρό απορροφά θερμότητα και αυξάνεται η θερμοκρασία του, φτάνει σε κατάσταση κορεσμένου υγρού ενώ στη συνέχεια με την απορρόφηση επιπλέον θερμότητας εισέρχεται στη διφασική κατάσταση υγρού- ατμού. Χαρακτηριστικό γνώρισμα αυτής της κατάστασης είναι η σταθερή τιμή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου. Στη συνέχεια απορροφώντας επιπλέον ποσότητα φτάνει σε κατάσταση κορεσμένου ατμού, ενώ με πρόσδοση επιπλέον θερμότητας μετατρέπεται σε υπέρθερμο ατμό. Μάλιστα η θερμότητα που απαιτείται για τη μετατροπή του εργαζόμενου μέσου από την κατάσταση κορεσμένου υγρού σε κατάσταση κορεσμένου ατμού ονομάζεται λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης. Για το λόγο αυτό διακρίνονται τρεις περιοχές μελέτης [38].

Περιοχή 1: Είσοδος εναλλάκτη εργαζόμενου μέσου → κατάσταση κορεσμένου υγρού (προθέρμανση).

Περιοχή 2: Κατάσταση κορεσμένου υγρού → κατάσταση κορεσμένου ατμού (ατμοποίηση).

Περιοχή 3: Κατάσταση κορεσμένου ατμού → κατάσταση υπέρθερμου ατμού (υπερθέρμανση).

Για τον ατμοποιητή το πιο κατάλληλο μοντέλο, όντας ο εναλλάκτης με τις υψηλότερες θερμοκρασίες και ποσά ισχύος, επιλέγεται το μοντέλο 'M10'.

### Προθέρμανση

Στην προθέρμανση είναι γνωστή η είσοδος και έξοδος του εργαζόμενου μέσου του κύκλου ORC, καθώς και η είσοδος του ρεύματος απορριπτόμενης θερμότητας, δηλαδή σε αυτά τα σημεία μπορούν να προσδιορισθούν τα θερμοδυναμικά σημεία των δύο ρευμάτων. Η πίεση του ψυχρού ρεύματος θεωρείται ίση με την πίεση ατμοποίησης του κύκλου. Τότε οι ενθαλπίες εισόδου και εξόδου του ψυχρού ρεύματος υπολογίζονται:

$$h_{c,pre}^{in} = h_c^{in} \text{ (είσοδος)} \ \& \ h_{c,pre}^{out} = h(P_{evap}, x = 0) \quad [3.12]$$

Για το θερμό ρεύμα είναι γνωστή η ενθαλπία στην έξοδο του ( $h_{h-pre}^{out}$ ), αφού είναι γνωστή η πίεση και η θερμοκρασία του. Τότε το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται κατά την προθέρμανση και ακολούθως η ενθαλπία εισόδου του θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη υπολογίζονται από τους τύπους:

$$Q_{pre} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,pre}^{out} - h_{c,pre}^{in}) \quad [3.13]$$

$$h_{h,pre}^{in} = h_{h,pre}^{out} + \frac{Q_{pre}}{\dot{m}_h} \quad [3.14]$$

Για την επίλυση του εναλλάκτη χρησιμοποιείται η μέθοδος 'LMTD'. Υπολογίζεται η μέση λογαριθμική διαφορά μεταξύ των δύο ρευμάτων:

$$\Delta T_{lm,pre} = \frac{(T_{h,pre}^{in} - T_{c,pre}^{out}) - (T_{h,pre}^{out} - T_{c,pre}^{in})}{\ln\left(\frac{T_{h,pre}^{in} - T_{c,pre}^{out}}{T_{h,pre}^{out} - T_{c,pre}^{in}}\right)} \quad [3.15]$$

Στη συνέχεια θα πρέπει να υπολογισθούν οι αριθμοί Prandtl, Nusselt, Reynolds οι οποίοι θα οδηγήσουν στη συνέχεια στον προσδιορισμό των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας. Για τον υπολογισμό των παραπάνω αριθμών είναι απαραίτητη η γνώση της θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων και γι' αυτό θεωρείται η μέση θερμοκρασία προθέρμανσης των δύο ρευμάτων, δηλαδή:

$$T_h^{pre} = \frac{T_{h,pre}^{out} + T_{h,pre}^{in}}{2} \text{ (θερμό ρεύμα)} \ \& \ T_c^{pre} = \frac{T_{c,pre}^{out} + T_{c,pre}^{in}}{2} \text{ (ψυχρό ρεύμα)} \quad [3.16]$$

Τότε ο αριθμός 'Reynolds' και για τα δύο ρεύματα υπολογίζεται:

$$Re_{h,pre} = \frac{G_{ch,hot} \cdot D_h}{\mu_{h,pre}} \text{ (θερμό ρεύμα)} \ \& \ Re_{c,pre} = \frac{G_{ch,cold} \cdot D_h}{\mu_{c,pre}} \text{ (ψυχρό ρεύμα)} \quad [3.17]$$

Ο αριθμός 'Prandtl' των δύο ρευμάτων υπολογίζεται:

$$Pr_{h,pre} = \frac{\mu_{h,pre} \cdot C_{p,h,pre}}{k_{h,pre}} \text{ (θερμό ρεύμα)} \quad \& \quad Pr_{c,pre} = \frac{\mu_{c,pre} \cdot C_{p,c,pre}}{k_{c,pre}} \text{ (ψυχρό ρεύμα)} \quad [3.18]$$

Για τον υπολογισμό του αριθμού 'Nusselt' χρησιμοποιείται η σχέση:

$$Nu_{h,pre} = 0.2875 \cdot (Pr_{h,pre})^{\frac{1}{3}} \cdot (Re_{h,pre})^{0.78} \text{ (θερμό ρεύμα)} \quad [3.19]$$

$$Nu_{c,pre} = 0.2875 \cdot (Pr_{c,pre})^{\frac{1}{3}} \cdot (Re_{c,pre})^{0.78} \text{ (ψυχρό ρεύμα)} \quad [3.20]$$

Τότε οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας για το θερμό και ψυχρό ρεύμα, αντίστοιχα, είναι:

$$a_{h,pre} = \frac{Nu_{h,pre} \cdot k_{h,pre}}{D_h} \text{ (θερμό ρεύμα)} \quad \& \quad a_{c,pre} = \frac{Nu_{c,pre} \cdot k_{c,pre}}{D_h} \text{ (ψυχρό ρεύμα)} \quad [3.21]$$

Τότε ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας κατά την προθέρμανση είναι:

$$U_{pre} = \frac{1}{\frac{1}{a_{h,pre}} + \frac{1}{a_{c,pre}} + \frac{t}{k_w} + R_{f,h} + R_{f,c}} \quad [3.22]$$

Όπου  $R_{f,h}$  και  $R_{f,c}$  εκφράζουν την αντίσταση στη μεταφορά θερμότητας του θερμού και του κρύου ρεύματος. Λαμβάνεται:

$$R_{f,h} = R_{f,c} = 0.00017 \frac{m^2 K}{W} \quad [3.23]$$

Τέλος η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής προσδιορίζεται:

$$A_{pre} = \frac{Q_{pre}}{\Delta T_{lm,pre} \cdot U_{pre}} \quad [3.24]$$

### Ατμοποίηση

Στην περιοχή αυτή το εργαζόμενο μέσο που έχει μόλις επέλθει σε κατάσταση κορεσμένου υγρού, του προσδίδεται θερμότητα υπό σταθερή πίεση με αποτέλεσμα να αποκτά μία διφασική κατάσταση υγρού-αερίου. Σε όλο το εύρος της περιοχής αυτή η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου παραμένει σταθερή ενώ στο σημείο εξόδου της το εργαζόμενο μέσο είναι κορεσμένος ατμός. Για το θερμό ρεύμα από την άλλη, η έξοδος κατά την φάση της ατμοποίησης ταυτίζεται με την είσοδο του στην περιοχή της προθέρμανσης, επομένως είναι γνωστή. Η ανάλυση της ατμοποίησης γίνεται, διακριτοποιώντας τις καταστάσεις του εργαζόμενου μέσου σε δέκα περιοχές (ζώνες) ανάλογα με την ξηρότητα.

$$x(1) = 0, x(2) = 0.1, \dots, x(11) = 1 \text{ (ξηρότητα)} \quad [3.25]$$

Για μια τυχαία ζώνη  $n$  ισχύει:

$$\text{Είσοδος ψυχρού ρεύματος: } h_{c,evap}^{in}(n) = h(p_{evap}, x = x(n)) \quad [3.26]$$

$$\text{Έξοδος ψυχρού ρεύματος: } h_{c,evap}^{out}(n) = h(p_{evap}, x = x(n+1)) \quad [3.27]$$



Για την πρώτη ζώνη, όσον αφορά την έξοδο του θερμού ρεύματος ισχύει:

$$h_{h,evap}^{out}(1) = h_{h,pre}^{in} \quad [3.28]$$

Από την εξίσωση της ενέργειας στην πρώτη ζώνη:

$$Q_{evap}(n=1) = \dot{m}_c \cdot (h_{c,evap}^{out}(1) - h_{c,evap}^{in}(1)) \quad [3.29]$$

$$h_{h,evap}^{in}(1) = h_{h,evap}^{out}(1) + \frac{Q_{evap}(n=1)}{\dot{m}_h} \quad [3.30]$$

Πλέον μπορεί να εφαρμοστεί η ίδια διαδικασία για τον προσδιορισμό των ενθαλπιών του θερμού ρεύματος στις ζώνες 2 – 10. Δεδομένου ότι έχουν προσδιορισθεί όλες οι ενθαλπίες μπορούν να προσδιοριστούν και οι αντίστοιχες θερμοκρασίες, οπότε υπολογίζεται η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά για κάθε ζώνη κατά την ατμοποίηση ( $\Delta T_{lm,evap}(n)$ ), σύμφωνα με την εξίσωση 3.15.

Όσον αφορά το θερμό ρεύμα που δεν υπάρχει αλλαγή φάσης, η μεταφορά θερμότητας γίνεται με παρόμοιο τρόπο με την προθέρμανση, οπότε χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις 3.16 έως 3.23 για τον υπολογισμό της μέσης θερμοκρασίας του θερμού ρεύματος, τον υπολογισμό των αριθμών *Reynolds* ( $Re_{h,evap}$ ), *Prandtl* ( $Pr_{h,evap}$ ), *Nusselt* ( $Nu_{h,evap}$ ) καθώς και του συντελεστή  $a_{h,evap}(n)$ .

Για το ψυχρό ρεύμα υπολογίζονται αρχικά κάποια γενικά μεγέθη κατά τη φάση της ατμοποίησης:

Αριθμός *Reynolds* στην κατάσταση κορεσμένου υγρού

$$Re_{c,L} = \frac{G_{ch,cold} \cdot D_h}{\mu_{c,L}} \quad [3.31]$$

Αριθμός *Prandtl* στην κατάσταση κορεσμένου υγρού

$$Pr_{c,L} = \frac{\mu_{c,L} \cdot C_{p,c,L}}{k_{c,L}} \quad [3.32]$$

Όπου στους παραπάνω τύπους με  $\mu_{c,L}$  εννοείται η συνεκτικότητα του ρευστού σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Ακολουθώντας την λογική της προηγούμενης διακριτοποίησης υπολογίζονται για μια τυχαία ζώνη  $n$  τα εξής μεγέθη:

Ισοδύναμη ροή μάζας στο κανάλι

$$G_{ch,c,eq}(n) = G_{ch,cold} \cdot \left[ 1 - x(n) + x(n) \cdot \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_g}} \right] \quad [3.33]$$

Ο υπολογισμός του συντελεστή  $a_{c,evap}$  δεν μπορεί να γίνει απευθείας όπως στην περίπτωση του προθερμαντήρα, αλλά ακολουθείται μια μικρή επαναληπτική διαδικασία. Αρχικά, υποτίθεται μια

αρχική εκτίμηση για τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $U_{evap}(n)$ . Τότε υπολογίζονται:

Ισοδύναμος αριθμός *Boiling*

$$Bo_{c,eq}(n) = \frac{\Delta T_{lm,evap}(n) \cdot U_{evap}(n)}{G_{ch,c,eq}(n) \cdot (h_{c,evap}^{out}(n) - h_{c,evap}^{in}(n))} \quad [3.34]$$

Αριθμός *Nusselt*

$$Nu_{c,evap}(n) = 19.26 \cdot Re_{c,L}^{0.5} \cdot Bo_{c,eq}^{0.3}(n) \cdot Pr_{c,L}^{\frac{1}{3}} \quad [3.35]$$

Τότε:

$$a_{c,evap}(n) = \frac{Nu_{c,evap}(n) \cdot k_{c,evap}}{D_h} \quad [3.36]$$

Τέλος βρίσκεται η νέα τιμή του:

$$U_{evap}(n) = \frac{1}{\frac{1}{a_{h,evap}(n)} + \frac{1}{a_{c,evap}(n)} + \frac{t}{k_w} + R_{f,h} + R_{f,c}} \quad [3.37]$$

Η μικρή αυτή επαναληπτική διαδικασία τελειώνει όταν οι τιμή  $U_{evap}(n)$  συγκλίνει σε κάποια τιμή. Με γνωστή πλέον την τιμή αυτή βρίσκεται η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής ατμοποίησης της ζώνης  $n$ .

$$A_{evaporation}(n) = \frac{Q_{evap}(n)}{\Delta T_{lm,evap}(n) \cdot U_{evap}(n)} \quad [3.38]$$

Τέλος η ολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας κατά την φάση της ατμοποίησης ισούται με το άθροισμα όλων των επιμέρους ζωνών, δηλαδή:

$$A_{evaporation} = \sum_{i=1}^n A_{evap}(n) \quad [3.39]$$

Υπερθέρμανση

Στην περιοχή αυτή το ψυχρό ρεύμα εισέρχεται ως κορεσμένος ατμός, απορροφά θερμότητα υπό σταθερή πίεση και αποκτά την κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Η έξοδος του θερμού ρεύματος από την περιοχή της υπερθέρμανσης ταυτίζεται με την είσοδό του σε αυτήν της ατμοποίησης, επομένως είναι γνωστό. Δεδομένου ότι η συναλλαγή θερμότητας στην υπερθέρμανση γίνεται χωρίς αλλαγή φάσης, μοντελοποιείται ως ένα στοιχείο. Η εξίσωση ενέργειας εφαρμόζεται ως εξής:

$$Q_{sup} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,sup}^{out} - h_{c,sup}^{in}) = \dot{m}_h \cdot (h_{c,sup}^{in} - h_{c,sup}^{out}) \quad [3.40]$$

Χρησιμοποιώντας την ίδια διαδικασία με την προθέρμανση βρίσκονται οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας. Η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας κατά την υπερθέρμανση βρίσκεται:

$$A_{sup} = \frac{Q_{sup}}{\Delta T_{lm,sup} \cdot U_{sup}} \quad [3.41]$$

Τέλος, η συνολική επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη υπολογίζεται ως το άθροισμα των τριών επιφανειών, της προθέρμανσης, της ατμοποίησης και της υπερθέρμανσης.

$$A_{evap} = A_{pre} + A_{evaporation} + A_{sup} \quad [3.42]$$

Υπολογισμός απωλειών πίεσης

Σκοπός της διαδικασίας αυτή είναι η εύρεση των απωλειών πίεσης των δύο ρευμάτων κατά το πέρασμά τους από τον εναλλάκτη.

Προθέρμανση

Ο συντελεστής τριβής ( $\xi$ ) κατά τον Darcy [44] είναι:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos(\beta)}{\sqrt{0.18 \cdot \tan(\beta) + 0.36 \cdot \sin(\beta) + \frac{\xi_0}{\cos(\beta)}}} + \frac{1 - \cos(\beta)}{\sqrt{\xi_1}} \quad [3.43]$$

Όπου:

$$\xi_0 = \begin{cases} \frac{64}{Re}, & Re < 2000 \\ (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2}, & Re \geq 2000 \end{cases} \quad [3.44]$$

Και

$$\xi_1 = \begin{cases} \frac{597}{Re} + 3.85, & Re < 2000 \\ \frac{39}{Re^{0.289}}, & Re \geq 2000 \end{cases} \quad [3.45]$$

Τότε:

$$\Delta p_{pre} = \frac{\xi \cdot L_p}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_{pre}^2}{2} \quad [3.46]$$

Όπου  $v_{pre}$  η ταχύτητα του εκάστοτε ρεύματος και υπολογίζεται από τον τύπο:

$$v_{pre} = \frac{G_{ch}}{\rho} \quad [3.47]$$

### Ατμοποίηση

Για το θερμό ρεύμα που δεν υπάρχει αλλαγή φάσης του λαδιού χρησιμοποιούνται οι παραπάνω τύποι για τον υπολογισμό των απωλειών πίεσης του. Για το ψυχρό ρεύμα όπου υπάρχει αλλαγή φάσης χωρίζεται όπως και πριν σε ζώνες και υπολογίζονται οι απώλειες πίεσης σε κάθε ζώνη.

$$\Delta p_{c, evaporation}(n) = \frac{f \cdot L_p}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_{evap}^2}{2} \quad [3.48]$$

Ο παράγοντας τριβής  $f$  σε κάθε ζώνη λαμβάνει διάφορες τιμές ανάλογα με την τιμή του αριθμού *Reynolds*.

$$f(n) = \begin{cases} 6.1 \cdot 10^4 \cdot Re_{c,eq}^{-1.25}(n), & Re_{c,L} < 750 \\ 6.947 \cdot 10^5 \cdot Re_{c,L}^{-0.5} \cdot Re_{c,L}^{-1.109}(n), & Re_{c,L} \geq 750 \text{ και } Re_{c,eq}(n) < 6000 \\ 31.21 \cdot Re_{c,L}^{-0.5} \cdot Re_{c,eq}^{0.04557}(n), & \text{σε άλλη περίπτωση} \end{cases} \quad [3.49]$$

Οι συνολικές απώλειες πίεσης κατά την ατμοποίηση ισούνται με το άθροισμα των επιμέρους πτώσεων πίεσης σε κάθε ζώνη.

$$\Delta p_{c, evaporation} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{evap}(n) \quad [3.50]$$

### Υπερθέρμανση

Η συναλλαγή θερμότητας γίνεται χωρίς αλλαγή φάσης οπότε ισχύουν παρόμοιες εξισώσεις με την φάση της προθέρμανσης. Για το θερμό ρεύμα η πτώση πίεσης συμβολίζεται με  $\Delta p_{h, sup}$ , ενώ για το ψυχρό ρεύμα  $\Delta p_{c, sup}$ . Τότε οι συνολικές απώλειες του κάθε ρεύματος είναι:

Θερμό ρεύμα:

$$\Delta p_h = \Delta p_{h, pre} + \Delta p_{h, evap} + \Delta p_{h, sup} \quad [3.51]$$

Ψυχρό ρεύμα:

$$\Delta p_c = \Delta p_{c, pre} + \Delta p_{c, evap} + \Delta p_{c, sup} \quad [3.52]$$

Επιπλέον εμφανίζονται απώλειες και στην είσοδο των δύο ρευμάτων (εντοπισμένες απώλειες):

$$\Delta p_{port} = 0.75 \cdot \frac{G_{port}^2}{\rho} \quad [3.53]$$

Η συνολική πτώση πίεσης που υφίσταται το κάθε ρεύμα είναι:

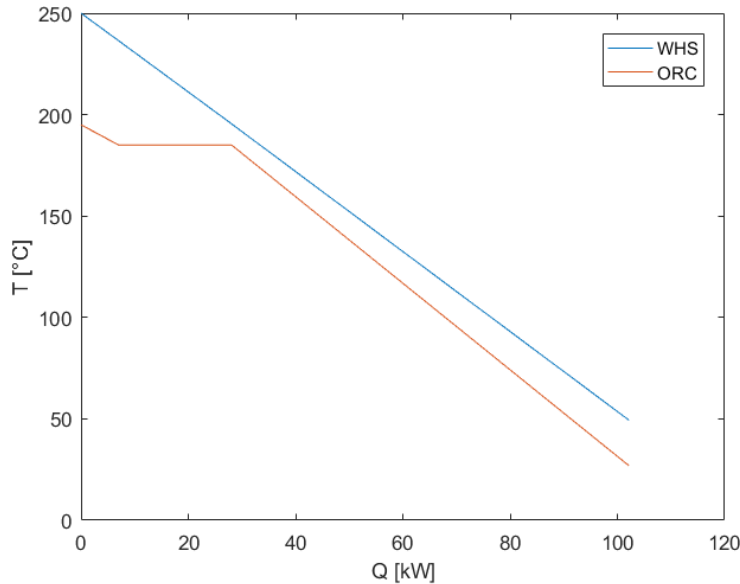
Θερμό ρεύμα:

$$\Delta p_{h, total} = \Delta p_h + \Delta p_{h, port} \quad [3.54]$$

Ψυχρό ρεύμα:

$$\Delta p_{c, total} = \Delta p_c + \Delta p_{c, port} \quad [3.55]$$

Ωστόσο, σημειώνεται ότι οι απώλειες στον εναλλάκτη πρέπει να είναι μικρές, της τάξης των μερικών  $kPa$ . Στο τέλος αυτής της διαδικασίας θα έχει προσδιορισθεί η διαστασιολόγηση του εναλλάκτη, η απώλειες πίεσης του θερμού και του ψυχρού ρεύματος καθώς και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των δύο ρευμάτων στην είσοδο και την έξοδό του. Ένα τυπικό διάγραμμα θερμότητας-θερμοκρασίας για τον εναλλάκτη του ατμοποιητή φαίνεται στην Εικόνα 3.4.



Εικόνα 3.4 : Τυπικό διάγραμμα συναλλασσόμενης ισχύος-θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων του ατμοποιητή ORC

### 3.1.2 Συμπυκνωτής ORC & ECC

Για τη μοντελοποίηση του συμπυκνωτή ακολουθείται παρόμοια διαδικασία με την προηγούμενη μοντελοποίηση του εναλλάκτη, ωστόσο στη συγκεκριμένη το εργαζόμενο μέσο είτε του κύκλου ORC, είτε του ECC αποτελεί το θερμό ρεύμα, το οποίο μεταφέρει θερμότητα σε κρύο νερό (ψυχρό ρεύμα). Θεωρείται ότι το νερό εισέρχεται στον εναλλάκτη με θερμοκρασία  $\theta = 20^{\circ}\text{C}$  και πίεση  $p_{H_2O} = 1.5 \text{ bar}$ . Στον συμπυκνωτή το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού και σταδιακά αρχίζει να συναλλάσσει τη θερμότητα του με το ψυχρό ρεύμα, αλλάζοντας φάση. Για το λόγο αυτό πάλι προκύπτουν τρεις περιοχές κατά τη μοντελοποίηση: η πρώτη ονομάζεται αντίστροφη υπερθέρμανση όπου το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται ως υπέρθερμος ατμός και εξέρχεται ως κορεσμένος ατμός, η δεύτερη ονομάζεται συμπύκνωση όπου το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται ως κορεσμένος ατμός και εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό (λόγω της αλλαγής φάσης πάλι θα γίνει διακριτοποίηση σε δέκα ζώνες), ενώ η τρίτη περιοχή είναι γνωστή με τον όρο υπόψυξη όπου το ρευστό εισέρχεται ως κορεσμένο υγρό και εξέρχεται ως υπόψυκτο. Μάλιστα είναι πολύ σημαντικό να εξασφαλιστεί ότι το εργαζόμενο μέσο θα εξέλθει ως υπόψυκτο υγρό διότι σε περίπτωση που θα γίνει μια υποδιαστασιολόγηση του εναλλάκτη και εξέλθει από την συμπυκνωτή στη διφασική περιοχή θα προκαλέσει σημαντικά προβλήματα στη λειτουργία της αντλίας που είναι η επόμενη συσκευή από τον συμπυκνωτή. Τα μοντέλα του

συμπυκνωτή που χρησιμοποιείται κατά βάση είναι το ‘M10’, λόγω του παρόμοιου ποσού ισχύος που συναλλάσσεται με τον ατμοποιητή. Εφαρμόζοντας την εξίσωση διατήρησης της ενέργειας σε όλον τον εναλλάκτη προκύπτει:

$$Q_{cond} = \dot{m}_c (h_c^{out} - h_c^{in}) = \dot{m}_h (h_h^{in} - h_h^{out}) \quad [3.56]$$

#### Αντίστροφη υπερθέρμανση

Για την μοντελοποίηση αυτής αλλά και των υπολοίπων θεωρείται ότι η πίεση του εργαζόμενου μέσου είναι γνωστή ( $p_{cond}$ ). Η είσοδος και η έξοδος του θερμού ρεύματος είναι γνωστές:

$$h_{h,desup}^{in} = h_h^{in} \text{ (είσοδος)} \quad [3.57]$$

$$h_{h,desup}^{out} = h(p_{cond}, x = 1) \text{ (έξοδος)} \quad [3.58]$$

Το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται στην περιοχή αυτή είναι:

$$Q_{desup} = \dot{m}_h \cdot (h_{h,desup}^{in} - h_{h,desup}^{out}) \quad [3.59]$$

Επίσης, εφ’ όσον είναι γνωστή και η είσοδος του κρύου ρεύματος, μπορεί να βρεθεί και η έξοδος του:

$$h_{c,desup}^{out} = h_{c,desup}^{in} + \frac{Q_{desup}}{\dot{m}_c} \quad [3.60]$$

Ακολουθώντας την διαδικασία των εξισώσεων 3.16÷3.22 βρίσκεται ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας:

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{a_{h,desup}} + \frac{1}{a_{c,desup}} + \frac{t}{k_w} + R_{f,h} + R_{f,c}} \quad [3.61]$$

καθώς και η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας:

$$A_{desup} = \frac{Q_{desup}}{\Delta T_{lm,desup} \cdot U_{desup}} \quad [3.62]$$

#### Συμπύκνωση

Η περιοχή αυτή χωρίζεται σε δέκα ζώνες ανάλογα με την ξηρότητα. Σε σχέση με τον προηγούμενο εναλλάκτη επειδή το εργαζόμενο μέσο έχει την αντίθετη πορεία, στη συγκεκριμένη περίπτωση θα ισχύει:

$$x(1) = 1, x(2) = 0.9, \dots, x(11) = 0 \text{ (ξηρότητα)} \quad [3.63]$$

Για κάθε ζώνη είναι γνωστή η είσοδος και η έξοδος του θερμού ρεύματος.

$$\text{Είσοδος θερμού ρεύματος: } h_{h,condensation}^{in}(n) = h(p_{cond}, x = x(n)) \quad [3.64]$$

$$\text{Έξοδος θερμού ρεύματος: } h_{c,condensation}^{out}(n) = h(p_{cond}, x = x(n+1)) \quad [3.65]$$

Για το ψυχρό ρεύμα είναι γνωστή η είσοδος του στην πρώτη ζώνη που ταυτίζεται με την έξοδο της πρώτης περιοχής. Εφαρμόζοντας διαδοχικά την εξίσωση της ενέργειας από την πρώτη έως και τη τελευταία ζώνη βρίσκεται τόσο το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται σε κάθε ζώνη ( $n$ ) όσο και η έξοδος του ψυχρού ρεύματος.

$$Q_{condensation}(n) = \dot{m}_c \cdot (h_{h,condensation}^{in}(n) - h_{h,condensation}^{out}(n)) \quad [3.66]$$

$$h_{c,condensation}^{out}(n) = h_{c,condensation}^{in}(n) + \frac{Q_{condensation}(n)}{\dot{m}_c} \quad [3.67]$$

Η διαδικασία που ακολουθείται για την εύρεση του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας είναι ίδια με πριν, ωστόσο αξιοποιείται η εξίσωση του *Thonon* για την εύρεση του αριθμού *Nusselt*.

$$Nu_{c,evap}(n) = 1.564 \cdot 0.347 \cdot \frac{k_{h,cond}}{D_h} \cdot Re_{h,eq}^{-0.76} \cdot Pr_{c,L}^{\frac{1}{3}} \cdot Re_{h,L}^{0.653} \quad [3.68]$$

Η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για κάθε ζώνη:

$$A_{condensation}(n) = \frac{Q_{condensation}(n)}{\Delta T_{lm,condensation}(n) \cdot U_{condensation}(n)} \quad [3.69]$$

Τέλος η ολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας κατά τη συμπύκνωση ισούται με το άθροισμα όλων των επιμέρους ζωνών, δηλαδή:

$$A_{condensation} = \sum_{i=1}^n A_{condensation}(n) \quad [3.70]$$

### Υπόψυξη

Στην περιοχή δεν λαμβάνει χώρα αλλαγή φάσης κατά τη συναλλαγή θερμότητας, οπότε η περιοχή αυτή μοντελοποιείται όπως και στην περίπτωση της προθέρμανσης σε μία ζώνη. Η εξίσωση ενέργειας για την περιοχή αυτή γράφεται ως εξής:

$$Q_{subcool} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,subcool}^{out} - h_{c,subcool}^{in}) = \dot{m}_h \cdot (h_{h,subcool}^{in} - h_{h,subcool}^{out}) \quad [3.71]$$

Εφαρμόζεται η γνωστή διαδικασία για τον προσδιορισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ( $U_{subcool}$ ), ενώ η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας είναι:

$$A_{subcool} = \frac{Q_{subcool}}{\Delta T_{lm,subcool} \cdot U_{subcool}} \quad [3.72]$$

Η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη ισούται με το άθροισμα των επιμέρους επιφανειών των τριών περιοχών.

$$A_{cond} = A_{desup} + A_{condensation} + A_{subcool} \quad [3.73]$$

Υπολογισμός απωλειών πίεσης συμπυκνωτή

Για τις περιπτώσεις που η συναλλαγή θερμότητας γίνεται χωρίς αλλαγή φάσης (ψυχρό ρεύμα και στις τρεις περιοχές καθώς και η περιοχή της αντίστροφης υπερθέρμανσης και της υπόψυξης για το θερμό ρεύμα) ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται από τη σχέση του *Thonon* [45].

$$\xi = \begin{cases} 45.57 \cdot Re^{-0.67}, & Re < 160 \\ 0.37 \cdot Re^{-0.172}, & Re \geq 160 \end{cases} \quad [3.74]$$

Πλέον χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις 3.43÷3.50 είναι δυνατός ο προσδιορισμός της πτώσης πίεσης στις περιοχές αυτές. Όσον αφορά το θερμό ρεύμα και την περιοχή της συμπύκνωσης που λαμβάνει χώρα αλλαγή φάσης για τον υπολογισμό του παράγοντα τριβής σε κάθε ζώνη χρησιμοποιείται η σχέση:

$$f(n) = Ge_3 \cdot Re_{h,eq}^{Ge_4} \quad [3.75]$$

Με:

$$Ge_3 = 3521.1 \cdot \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{4.17} \cdot \left(\frac{\pi}{2-\beta}\right)^{-7.75} \quad [3.76]$$

Και:

$$Ge_4 = 1.024 \cdot \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{0.0925} \cdot \left(\frac{\pi}{2-\beta}\right)^{-1.3} \quad [3.77]$$

Η συνολική πτώση πίεσης σε κάθε ρεύμα του εναλλάκτη είναι:

Θερμό ρεύμα:

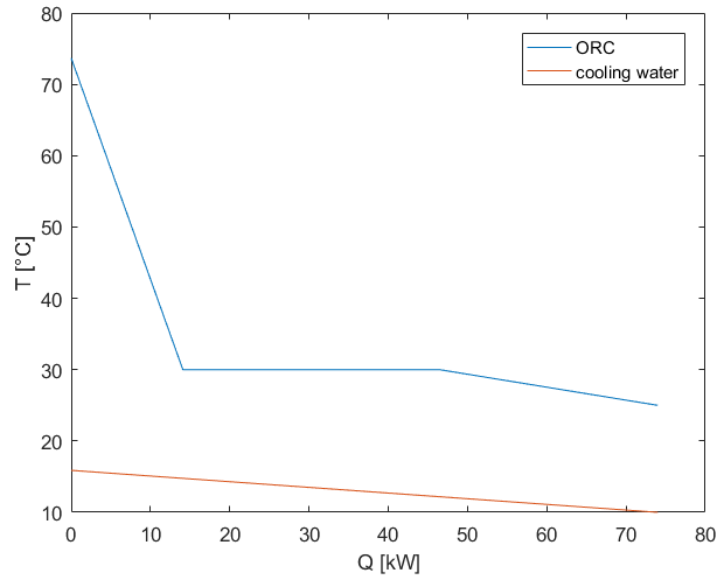
$$\Delta p_h = \Delta p_{h,desup} + \Delta p_{h,condensation} + \Delta p_{h,subcool} + \Delta p_{h,port} \quad [3.78]$$

Ψυχρό ρεύμα:

$$\Delta p_c = \Delta p_{c,desup} + \Delta p_{c,condensation} + \Delta p_{c,subcool} + \Delta p_{c,port} \quad [3.79]$$

όπου  $\Delta p_{h,port}$  και  $\Delta p_{c,port}$  οι πτώσεις πίεσης του θερμού και ψυχρού ρεύματος αντίστοιχα στην είσοδό τους και υπολογίζονται ακριβώς με τον ίδιο τρόπο όπως και στον ατμοποιητή. Και σε αυτήν την περίπτωση οι απώλειες στον εναλλάκτη πρέπει να είναι μικρές, της τάξης των μερικών *kPa*. Ένα τυπικό διάγραμμα θερμότητας- θερμοκρασίας του συμπυκνωτή απεικονίζεται στην Εικόνα 3.5.





Εικόνα 3.5 : Τυπικό διάγραμμα συναλασσομένης ισχύος-θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων του συμπυκνωτή ORC

### 3.1.3 Αναγεννητής

Για την μοντελοποίηση του αναγεννητή ακολουθείται μια παρόμοια διαδικασία με αυτή της διαστασιολόγησης του ατμοποιητή. Ωστόσο, στη περίπτωση αυτή το θερμό ρεύμα είναι το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC, ενώ το ψυχρό ρεύμα είναι το ρευστό του κύκλου ECC. Το θερμό ρεύμα βρίσκεται διαρκώς σε αέρια κατάσταση, ενώ το ψυχρό εισέρχεται στον εναλλάκτη ως υπόψυκτο υγρό και εξέρχεται ως υπέρθερμος ατμός. Τα μοντέλα του αναγεννητή περιγράφονται στον Πίνακα 3.2. Εφαρμόζοντας την εξίσωση διατήρησης της ενέργειας σε όλον τον εναλλάκτη προκύπτει:

$$Q_{gen} = \dot{m}_c(h_c^{out} - h_c^{in}) = \dot{m}_h(h_h^{in} - h_h^{out}) \quad [3.80]$$

#### Προθέρμανση

Η είσοδος και η έξοδος του ψυχρού ρεύματος είναι γνωστές, όπως και η έξοδος του θερμού ρεύματος.

$$h_{c,pre,gen}^{in} = h_c^{in} \text{ (είσοδος) } \& \ h_{c,pre,gen}^{out} = h(p_{gen} = p_{cond,ORC}, x = 0) \quad [3.81]$$

Για το θερμό ρεύμα είναι γνωστή η ενθαλπία στην είσοδό του ( $h_{h,pre,gen}^{in}$ ), αφού είναι γνωστή η πίεση και η θερμοκρασία του. Τότε το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται κατά την προθέρμανση και ακολούθως η ενθαλπία εισόδου του θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη υπολογίζονται από τους τύπους:

$$Q_{pre,gen} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,pre,gen}^{out} - h_{c,pre,gen}^{in}) \quad [3.82]$$

$$h_{h,pre,gen}^{out} = h_{h,pre,gen}^{in} - \frac{Q_{pre,gen}}{\dot{m}_h} \quad [ 3.83 ]$$

Εφαρμόζοντας τη διαδικασία των εξισώσεων 3.16÷3.22 προσδιορίζεται ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $U_{pre,gen}$ , ενώ η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας είναι:

$$A_{sup,gen} = \frac{Q_{pre,gen}}{\Delta T_{lm,sup,gen} \cdot U_{pre,gen}} \quad [ 3.84 ]$$

### Ατμοποίηση

Όπως και στην περίπτωση του ατμοποιητή, έτσι και στην περιοχή ατμοποίησης του ψυχρού ρεύματος εντός του αναγεννητή γίνεται μια διακριτοποίηση σε δέκα ζώνες, ενώ σύμφωνα με την αλληλουχία των σχέσεων 3.25÷3.37 προκύπτει η τελική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας τόσο της κάθε ζώνης όσο και η συνολική.

$$A_{evaporation,gen}(n) = \frac{Q_{evaporation,gen}(n)}{\Delta T_{lm,evaporation,gen}(n) \cdot U_{evaporation,gen}(n)} \quad [ 3.85 ]$$

$$A_{evaporation,gen} = \sum_{i=1}^n A_{evap}(n) \quad [ 3.86 ]$$

### Υπερθέρμανση

Στην περιοχή αυτή το ψυχρό ρεύμα εισέρχεται ως κορεσμένος ατμός, απορροφά θερμότητα υπό σταθερή πίεση και αποκτά την κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Η εξίσωση ενέργειας εφαρμόζεται ως εξής:

$$Q_{sup,gen} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,sup,gen}^{out} - h_{c,sup,gen}^{in}) = \dot{m}_h \cdot (h_{c,sup,gen}^{in} - h_{c,sup,gen}^{out}) \quad [ 3.87 ]$$

Η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας κατά την υπερθέρμανση βρίσκεται, εφαρμόζοντας κατά σειρά τις εξισώσεις 3.16÷3.22:

$$A_{sup,gen} = \frac{Q_{sup,gen}}{\Delta T_{lm,sup,gen} \cdot U_{sup,gen}} \quad [ 3.88 ]$$

Τέλος, η συνολική επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη υπολογίζεται ως το άθροισμα των τριών επιφανειών, της προθέρμανσης, της ατμοποίησης και της υπερθέρμανσης.

$$A_{gen} = A_{pre,gen} + A_{evaporation,gen} + A_{sup,gen} \quad [ 3.89 ]$$

Υπολογισμός απωλειών πίεσης

### Προθέρμανση

Σύμφωνα με τις 3.43÷3.46 οι απώλειες πίεσης κατά τη προθέρμανση είναι:

$$\Delta p_{pre,gen} = \frac{\xi \cdot L_p}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_{pre,gen}^2}{2} \quad [ 3.90 ]$$

### Ατμοποίηση

Σύμφωνα με τις 3.48÷3.53 οι απώλειες πίεσης κατά τη ατμοποίηση ανά ζώνη και συνολικά είναι:

$$\Delta p_{c, evaporation, gen}(n) = \frac{f \cdot L_p}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_{evaporation, gen}^2}{2} \quad [3.91]$$

$$\Delta p_{c, evaporation, gen} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{c, evaporation, gen}(n) \quad [3.92]$$

### Υπερθέρμανση

Οι απώλειες υπολογίζονται με όμοιο τρόπο με την προθέρμανση. Οι συνολικές απώλειες των δύο ρευμάτων είναι:

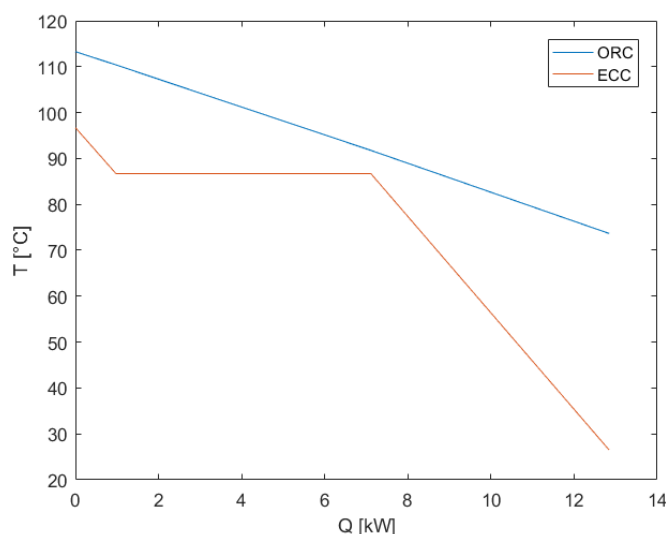
Θερμό ρεύμα:

$$\Delta p_h = \Delta p_{h, pre, gen} + \Delta p_{h, evaporation, gen} + \Delta p_{h, sup, gen} \quad [3.93]$$

Ψυχρό ρεύμα:

$$\Delta p_c = \Delta p_{c, pre, gen} + \Delta p_{c, evaporation, gen} + \Delta p_{c, sup, gen} \quad [3.94]$$

Στην Εικόνα 3.6 απεικονίζεται το διάγραμμα ‘Q-T’ του αναγεννητή, που δείχνει τη θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευμάτων.



Εικόνα 3.6 : Τυπικό διάγραμμα συναλλασσόμενης ισχύος-θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων του αναγεννητή

### 3.1.4 Εναλλάκτης παραγωγής ωφέλιμης θερμότητας

Ο εναλλάκτης αυτός, υπάρχει στην εγκατάσταση εάν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC εξέλθει από τον αναγεννητή με θερμοκρασία μεγαλύτερη των 60°C. Είναι άμεσα συνδεδεμένος με ένα δίκτυο τηλεθέρμανσης παράγοντας ωφέλιμη θερμότητα. Το θερμό ρεύμα του εναλλάκτη είναι το εργαζόμενο ρευστό του ORC, το οποίο προδίδει θερμότητα σε ένα ρεύμα νερού

προκειμένου να αυξηθεί η θερμοκρασία του. Το κρύο ρεύμα νερού εισέρχεται στον εναλλάκτη με ατμοσφαιρική πίεση και θερμοκρασία 15°C. Η αύξηση της θερμοκρασίας του εξαρτάται από την παροχή μάζας του και την θερμότητα που συναλλάσσεται στον εναλλάκτη. Η είσοδος του θερμού ρεύματος είναι η έξοδος του αναγεννητή (του κύκλου ORC) και η έξοδος του έχει τα εξής θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά: την πίεση συμπύκνωσης του κύκλου και την θερμοκρασία 60°C όπως προαναφέρθηκε. Στον εναλλάκτη αυτό δεν υπάρχει αλλαγή φάσης κανενός από τα δύο ρεύματα: το ψυχρό ρεύμα είναι διαρκώς σε υγρή κατάσταση, ενώ το θερμό ρεύμα είναι διαρκώς σε αέρια κατάσταση. Για το λόγο αυτό υπάρχει ένα μόνο στάδιο κατά τη μοντελοποίησης.

Αρχικά, η συναλλασσόμενη θερμότητα στον εναλλάκτη θέρμανσης είναι:

$$Q_{Heat\ HEX} = \dot{m}_c(h_c^{out} - h_c^{in}) = \dot{m}_h(h_h^{in} - h_h^{out}) \quad [3.95]$$

Η είσοδος και η έξοδος του θερμού ρεύματος είναι γνωστές, όπως και η είσοδος του ψυχρού ρεύματος.

$$h_{h,Heat\ HEX}^{in} = h_4 \text{ (είσοδος)} \ \& \ h_{h,Heat\ HEX}^{out} = h_5 \quad [3.96]$$

Η είσοδος του ψυχρού ρεύματος (ρεύμα νερού) είναι:

$$h_{c,Heat\ HEX}^{in} = h(p = 1.013\ bar, T = 15^\circ C, water) \quad [3.97]$$

Εφαρμόζοντας τη διαδικασία των εξισώσεων 3.16÷3.23 και για τα δύο ρεύματα προσδιορίζεται ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $U_{pre,gen}$ , ενώ η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας είναι:

$$A_{Heat\ HEX} = \frac{Q_{Heat\ HEX}}{\Delta T_{Heat\ HEX} \cdot U_{Heat\ HEX}} \quad [3.98]$$

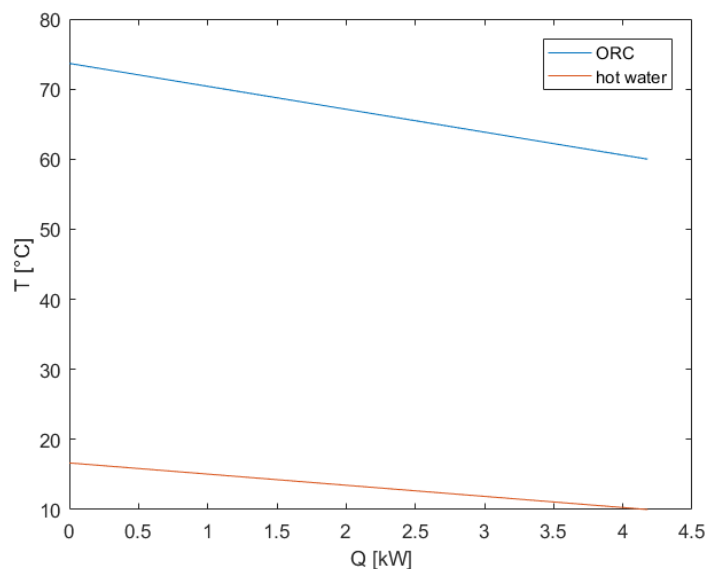
Υπολογισμός απωλειών πίεσης

Και για τα δύο ρεύματα εφαρμόζονται οι εξισώσεις 3.43÷3.46 υπολογίζονται οι απώλειες πίεσης για τα δύο ρεύματα:

$$\Delta p_{c,Heat\ HEX} = \frac{\xi \cdot L_p}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_{c,Heat\ HEX}^2}{2} \quad [3.99]$$

$$\Delta p_{h,Heat\ HEX} = \frac{\xi \cdot L_p}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_{h,Heat\ HEX}^2}{2} \quad [3.100]$$

Η θερμοκρασία και τα ποσά θερμότητας απεικονίζονται στην Εικόνα 3.7. Είναι εμφανές ότι στον εναλλάκτη αυτό δεν υπάρχει αλλαγή φάσης.



Εικόνα 3.7 : Τυπικό διάγραμμα συναλασσομένης ισχύος-θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων του εναλλάκτη ωφέλιμης θερμότητας

### 3.1.5 Ατμοποιητής ECC

Ο συγκεκριμένος εναλλάκτης βρίσκεται στον κύκλο ECC και τοποθετείται ανάμεσα στην εκτονωτική βαλβίδα και την δευτερεύουσα είσοδο του ακροφυσίου. Ως ψυχρό ρεύμα θεωρείται το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ECC, το οποίο ψύχεται από ένα ρεύμα νερού. Το ψυχρό ρεύμα εισέρχεται στον ατμοποιητή σε διφασική κατάσταση (όπως έχει εξέλθει από την εκτονωτική βαλβίδα), οδηγείται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και εξέρχεται από τον εναλλάκτη σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού με την χαμηλή πίεση του κύκλου. Το θερμό ρεύμα, αντιθέτως, δεν αλλάζει φάση καθ' όλη τη διάρκεια συναλλαγής θερμότητας και παραμένει σε υγρή κατάσταση. Όσον αφορά το ψυχρό ρεύμα είναι γνωστή η είσοδος και η έξοδος του, ενώ το θερμό ρεύμα θεωρείται νερό εισόδου 20°C:

$$h_{c,cooler}^{in} = h_{11} \text{ (είσοδος)} \ \& \ h_{c,cooler}^{out} = h_{12} \quad [3.101]$$

$$h_{c,Heat\ HEX}^{in} = h(p = 1.013 \text{ bar}, T = 20^\circ\text{C}, \text{water}) \quad [3.102]$$

Η θερμότητα που συναλλάσσεται στον ψύκτη είναι:

$$Q_{cooler} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,cooler}^{out} - h_{c,cooler}^{in}) = \dot{m}_h \cdot (h_{h,cooler}^{in} - h_{h,cooler}^{out}) \quad [3.103]$$

Ατμοποίηση

Η συγκεκριμένη περιοχή αναφέρεται στην διφασική κατάσταση του ψυχρού ρεύματος και μάλιστα από την στιγμή της εισόδου του στον εναλλάκτη έως και την στιγμή που αυτό βρίσκεται την κατάσταση κορεσμένου ατμού. Για το ψυχρό ρεύμα ακολουθείται η επαναληπτική διαδικασία του ατμοποιητή και εφαρμόζονται για το ψυχρό ρεύμα (εργαζόμενο μέσο του κύκλου ECC) οι εξισώσεις 3.33÷3.37. Ωστόσο, για τον προσδιορισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για το θερμό ρεύμα χρησιμοποιούνται οι σχέσεις της περιοχής της προθέρμανσης (3.16÷3.23). Από την εκτέλεση λοιπόν της μεθόδου 'LMTD' προκύπτει η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για την περιοχή ατμοποίησης του ψυχρού ρεύματος. Τονίζεται ότι η περιοχή της ατμοποίησης χωρίζεται σε δέκα ζώνες ανάλογα με την ξηρότητα και για κάθε ζώνη υπολογίζονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της κάθε μίας καθώς και η επιφάνεια συναλλαγής:

$$A_{evaporation,cooler}(n) = \frac{Q_{evaporation,cooler}(n)}{\Delta T_{lm,evaporation,cooler}(n) \cdot U_{evaporation,cooler}(n)} \quad [ 3.104 ]$$

$$A_{evaporation,cooler} = \sum_{i=1}^n A_{evaporation,cooler}(n) \quad [ 3.105 ]$$

Τα μοντέλα εναλλακτών που χρησιμοποιούνται στη μοντελοποίηση, όπως και τα βασικά τους χαρακτηριστικά συνοψίζονται στον Πίνακα 3.2. Η μεθοδολογία υπολογισμού των βασικών ζητούμενων μεγεθών χωρίζεται στις εξής δύο περιοχές: υπερθέρμανση και ατμοποίηση (Εικόνα 3.8).

Υπερθέρμανση

Το ψυχρό ρεύμα από κατάσταση κορεσμένου ατμού μεταβαίνει σε υπέρθερμο ατμό, είναι δηλαδή γνωστή και η είσοδος και η έξοδος του. Για το θερμό ρεύμα, από την άλλη, είναι δεδομένη πλέον η έξοδος του από τον εναλλάκτη. Με βάση τις εξισώσεις 3.16÷3.23 βρίσκονται και για τα δύο ρεύματα οι ολικοί συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, καθώς και η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για το στάδιο της υπερθέρμανσης.

$$A_{sup,cooler} = \frac{Q_{sup,cooler}}{\Delta T_{lm,sup,cooler} \cdot U_{sup,cooler}} \quad [ 3.106 ]$$

Η συνολική επιφάνεια συναλλαγής του ατμοποιητή ισούται με το άθροισμα των εμβαδών των δύο παραπάνω περιοχών.

$$A_{cooler} = A_{evaporation,cooler} + A_{sup,cooler} \quad [ 3.107 ]$$

Υπολογισμός απωλειών πίεσης

Για το θερμό και ψυχρό ρεύμα στη φάση της υπερθέρμανσης χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις 3.43÷3.46. Οι ίδιες αξιοποιούνται και για τον προσδιορισμό των απωλειών πίεσης του θερμού ρεύματος στην περιοχή της ατμοποίησης.

Για το ψυχρό ρεύμα στη φάση της ατμοποίησης ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία. Αρχικά, βρίσκεται ο συντελεστής απωλειών πίεσης για κάθε ζώνη διακριτοποίησης από τη σχέση [46]:

$$f_{evap,cooler}(n) = 4.929 \cdot Re_{eq}(n)^{-0.22} \quad [3.108]$$

Ο ισοδύναμος αριθμός *Reynolds* εξ' ορισμού είναι ίσος με:

$$Re_{ch,c,eq}(n) = \frac{G_{ch,c,eq}(n) \cdot D_h}{\mu_{evap,L}} \quad [3.109]$$

Τέλος, οι απώλειες πίεσης ατμοποίησης (για κάθε ζώνη και συνολικά) για το ψυχρό ρεύμα υπολογίζονται:

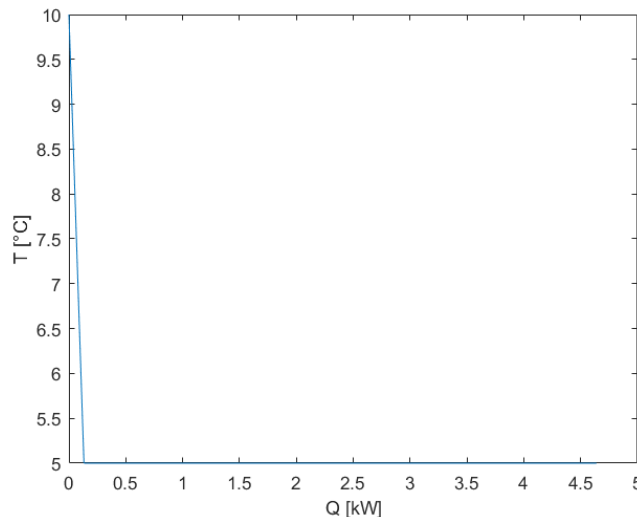
$$\Delta p_{c,evap,cooler}(n) = \frac{f_{evap,cooler}(n) \cdot L_p}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_{c,evap,cooler}^2}{2} \quad [3.110]$$

$$\Delta p_{c,evap,cooler} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{c,evap,cooler}(n) \quad [3.111]$$

Οι συνολικές απώλειες πίεσης για τα δύο ρεύματα είναι:

$$\Delta p_{c,cooler} = \Delta p_{c,evap,cooler} + \Delta p_{c,sup,cooler} (\psi\chi\rho\rho) \quad [3.112]$$

$$\Delta p_{h,cooler} = \Delta p_{h,evap,cooler} + \Delta p_{h,sup,cooler} (\theta\epsilon\rho\rho\rho)$$

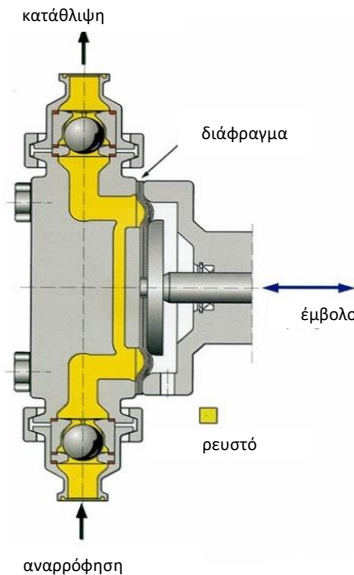


Εικόνα 3.8 : Διάγραμμα μεταβολής της θερμοκρασίας του ρευστού του κύκλου ECC στον ατμοποιητή

## 3.2 Αντλία ORC & ECC

Στην προς μελέτη εγκατάσταση υπάρχουν δύο αντλίες. Η πρώτη βρίσκεται στον κύκλο ORC μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή. Ρόλος της είναι η ανύψωση της πίεσης από αυτήν της συμπύκνωσης σε αυτήν της ατμοποίησης. Η δεύτερη αντλία βρίσκεται στον κύκλο ECC μεταξύ του συμπυκνωτή και του αναγεννητή, όπου αυξάνει την πίεση του κλάδου της πρωτεύουσας ροής μάζας από την ενδιάμεση στην υψηλή πίεση του κύκλου. Σκοπός της παραγράφου αυτής είναι η επιλογή της κατάλληλης αντλίας, του μοντέλου και των κύριων

χαρακτηριστικών της. Η Εικόνα 3.9 περιγράφει τη χαρακτηριστική μορφή μιας διαφραγματικής αντλίας.



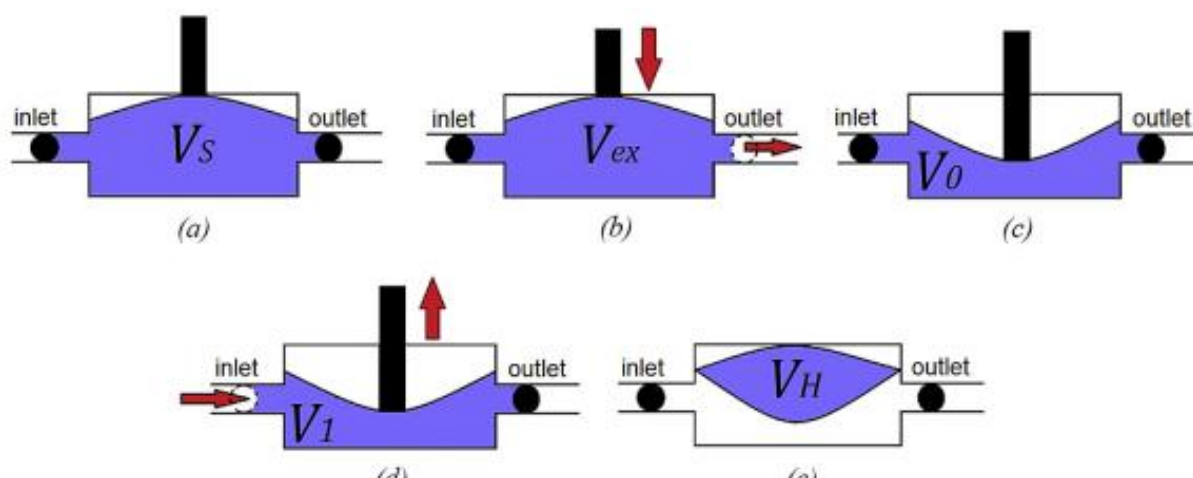
Εικόνα 3.9 : Τυπική μορφή διαφραγματικής αντλίας

Λόγω του μικρού μεγέθους της εγκατάστασης δεν επιλέγεται η χρήση των φυγοκεντρικών αντλιών, αλλά αντιθέτως ο τύπος των διαφραγματικών αντλιών. Ανήκουν στην κατηγορία των μηχανών θετικής μετατόπισης, ενώ είναι παλινδρομούσες μηχανές κατάλληλες για ροές μικρών τιμών παροχής μάζας. Μπορούν να ανυψώσουν την πίεση σε μεγάλες τιμές, έχουν καλή απόδοση και είναι ευρέως χρησιμοποιούμενες σε εφαρμογές κυκλωμάτων ORC ως τροφοδοτικές αντλίες προς τον ατμοποιητή [47]. Στην Εικόνα 3.10 απεικονίζεται σχηματικά η λειτουργία μιας διαφραγματικής αντλίας [48]. Η αρχή λειτουργίας περιγράφεται ακολούθως. Στο άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) οι βαλβίδες εισόδου και εξόδου είναι κλειστές, ενώ ο όγκος που καταλαμβάνει το ρευστό είναι μέγιστος και ίσος με  $V_s$ . Η φάση της κατάθλιψης ξεκινά όταν η βαλβίδα εξαγωγής ανοίξει (Εικόνα 3.10b) κατά την καθοδική κίνηση του εμβόλου, τότε ο όγκος του ρευστού είναι  $V_{ex}$ . Καθώς το διάφραγμα φτάσει το κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ) η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει, η κατάθλιψη ολοκληρώνεται και ο όγκος που καταλαμβάνει το ρευστό είναι ο ελάχιστος και ίσος με  $V_o$  (Εικόνα 3.10c). Το ρευστό που παραμένει στον θάλαμο παγιδεύεται. Στη συνέχεια, κατά την αρχή της ανοδικής φάσης η βαλβίδα εισαγωγής (όγκος ρευστού ίσος με  $V_1$ ) ανοίγει προκειμένου νέα ποσότητα ρευστού να πληρώσει το θάλαμο (Εικόνα 3.10d). Η φάση αυτή τελειώνει όταν το έμβολο φτάσει στο άνω νεκρό σημείο (Εικόνα 3.10a), όπου και η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει. Ο συνολικός όγκος σάρωσης του διαφράγματος είναι  $V_H$ .

Το διάφραγμα συνήθως είναι από ελαστομερές υλικό και είναι υπεύθυνο για την παλινδρομική κίνηση της αντλίας, καθώς και για την διαρκή εισροή και εκροή του εργαζόμενου μέσου.



Επιπλέον, μέσω του διαφράγματος τα προβλήματα εσωτερικών διαρροών και οι τριβές είναι αμελητέες, ενώ δεν υπάρχει ανάγκη για λίπανση. Τα εξαρτήματα που σχετίζονται με το μεγαλύτερο ποσοστό των βλαβών και κόπωσης είναι οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, είτε λόγω φθαρμένων σφαιρών, είτε σφηνωμένες έδρες βαλβίδων [49]. Τέλος, το διάφραγμα της αντλίας κινείται από τον άξονα της αντλίας.



Εικόνα 3.10 : Περιγραφή φάσεων λειτουργίας διαφραγματικής αντλίας

Επιλέγεται η σειρά 'M03' και 'D10' της εταιρείας Hydra-Cell, καθώς είναι διαθέσιμα στην αγορά. Τα βασικά χαρακτηριστικά αυτού του τύπου αντλιών καταγράφονται στους Πίνακες 3.3 και 3.4 [50],[51]. Η σειρά αυτή επιλέγεται και για τις δύο αντλίες της εγκατάστασης, ενώ η διαδικασία που ακολουθείται είναι επίσης κοινή:

Πίνακας 3.3 : Βασικά χαρακτηριστικά μοντέλων σειράς 'M03' Hydra Cell

Μοντέλο	M03-X	M03-E	M03-S	M03-B	M03-G
Μέγιστη ροή ( $lt/min$ )	11.73	8.25	6.40	3.63	2.35
Μέγιστη πίεση κατάθλιψης ( $bar$ )	69	69	69	69	69
Μέγιστη πίεση εισόδου ( $bar$ )	17	17	17	17	17
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας ( $^{\circ}C$ )	121	121	121	121	121

Μέγιστες στροφές περιστροφής ( <i>rpm</i> )	1750	1750	1750	1750	1750
--	------	------	------	------	------

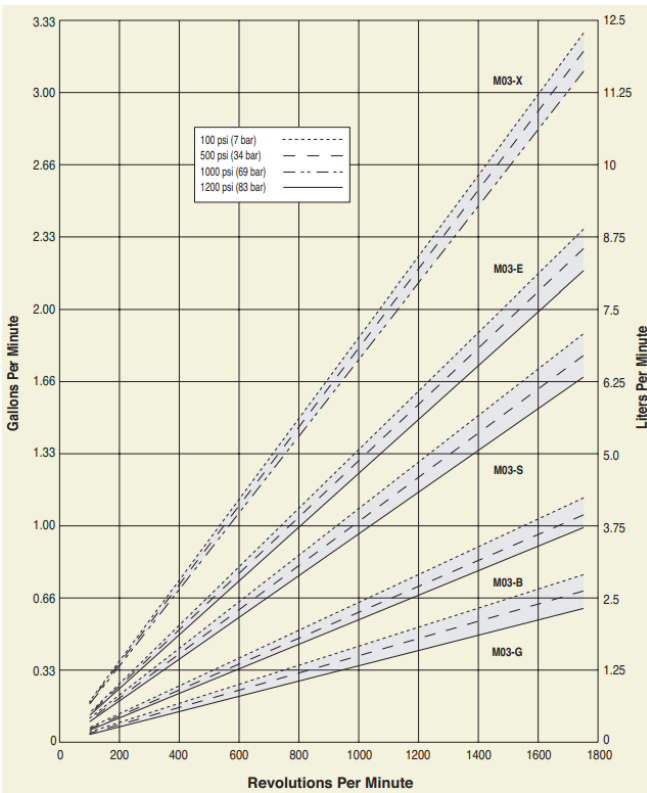
**Πίνακας 3.4 : Βασικά χαρακτηριστικά μοντέλων σειράς 'D10' Hydra Cell**

Ιδιότητα	D10-X	D10-E	D10-S	D10-I
Μέγιστη ροή ( <i>lt/min</i> )	30.6	33.4	22.7	15.0
Μέγιστη πίεση κατάθλιψης ( <i>bar</i> )	69	69	69	69
Μέγιστη πίεση εισόδου ( <i>bar</i> )	17	17	17	17
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας (°C)	121	121	121	121
Μέγιστες στροφές περιστροφής ( <i>rpm</i> )	1450	1750	1750	1750

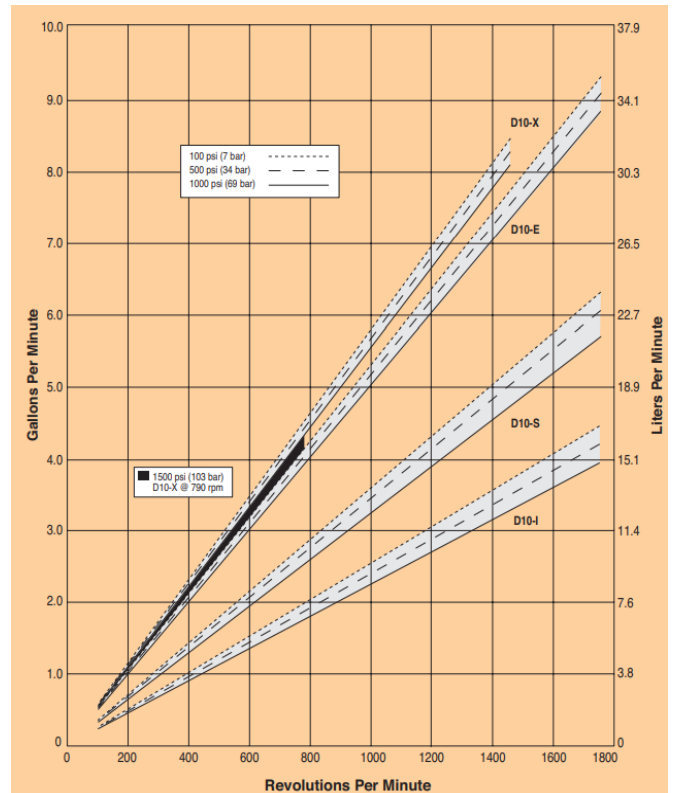
Από τον κατασκευαστή λαμβάνεται ένα διάγραμμα για κάθε μοντέλο που συσχετίζει την παροχή ρευστού που διέρχεται από την αντλία με την ταχύτητα περιστροφής.

Από την θερμοδυναμική μοντελοποίηση είναι γνωστά το εργαζόμενο μέσο, τα θερμοδυναμικά μεγέθη της εισόδου της αντλίας, η πίεση εξόδου και η παροχή μάζας. Από το φυλλάδιο του κατασκευαστή, θεωρείται ότι η σχέση μεταξύ των στροφών και της παροχής όγκου του εργαζόμενου μέσου είναι γραμμική. Μάλιστα για όλα τα μοντέλα της σειράς αυτής σύμφωνα με τους χάρτες λειτουργίας των αντλιών (Εικόνα 3.11) υπάρχει μία σχέση αναλογίας ανάμεσα στις στροφές λειτουργίας και την διακινούμενη παροχή:

$$N_{pump} = c_1 \cdot \dot{V}_{pump} + c_2 \quad [ 3.113 ]$$



(a)



(b)

Εικόνα 3.11 : Χάρτης λειτουργίας αντλιών σειράς a) M03 και b) D10

Οι σταθερές  $c_1$ ,  $c_2$  είναι διαφορετικές για κάθε μοντέλο και παρατίθενται στον Πίνακα 3.5, στον οποίο προσδιορίζεται και η σταθερά  $c_3$  που θα χρησιμοποιηθεί παρακάτω για τον υπολογισμό της απαιτούμενης ηλεκτρικής ισχύος.

Πίνακας 3.5 : Υπολογισμός συντελεστών για την απόδοση αντλίας

Μοντέλο αντλίας	$c_1$	$c_2$	$c_3$
M03-X	147.06	10.41	6
M03-E	196.08	25.24	6
M03-S	263.16	-13.76	6
M03-B	434.78	-18.30	6
M03-G	714.29	-117.29	6
D10-X	46.72	3.73	15

D10-E	51.28	-4.89	15
D10-S	76.92	-4.69	15
D10-I	108.70	-9.54	15

Η απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύς για την κίνηση της αντλίας δίνεται επίσης από τον κατασκευαστή [50], [51]:

$$P_{el,pump} [kW] = \frac{c_3 \cdot N_{pump} [RPM]}{84428} + \frac{\dot{V}_{pump} [lt/min] \cdot \Delta p_{pump} [bar]}{511} \quad [3.114]$$

Όπου με  $\Delta p_{pump}$  συμβολίζεται η διαφορά πιέσεων κατάθλιψης-αναρρόφησης που καταθλίβει η αντλία. Η ενθαλπία εξόδου της αντλίας υπολογίζεται από τη σχέση:

$$h_{pump}^{out} = h_{pump}^{in} + \frac{W_{mech,pump} \cdot 1000}{\dot{m}} \quad [3.115]$$

Επιπλέον, η παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου θεωρείται ότι είναι ίση με το ημι-άθροισμα των παροχών εισόδου-εξόδου.

$$\dot{V}_{pump} = \frac{\dot{V}_{pump}^{in} + \dot{V}_{pump}^{out}}{2} \quad [3.116]$$

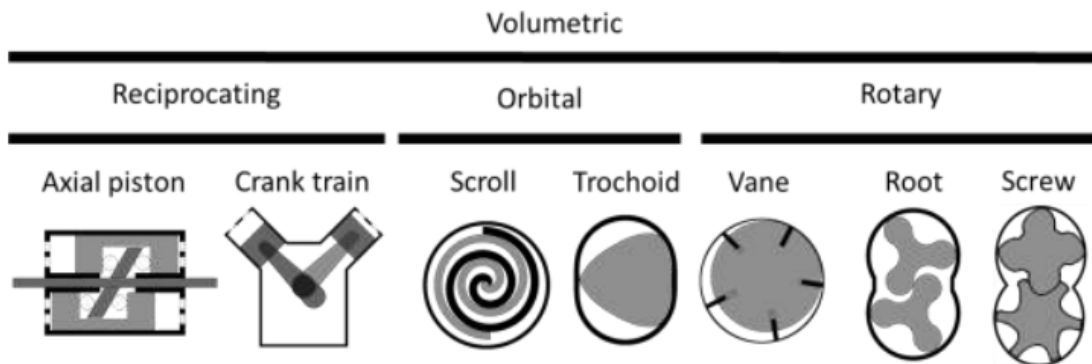
Προφανώς η παροχή όγκου κατά την είσοδο είναι ίση εξ' ορισμού:

$$\dot{V}_{pump}^{in} = \frac{\dot{m}}{\rho_{pump}^{in}} \quad [3.117]$$

Για να επιλυθεί η υπορουτίνα της αντλίας θεωρείται μια αρχική τιμή της ενθαλπίας εξόδου, βρίσκεται η παροχή όγκου (εξόδου και συνολική), το έργο που καταναλώνει η αντλία και τέλος η νέα τιμή της ενθαλπίας εξόδου. Η παραπάνω επαναληπτική διαδικασία ολοκληρώνεται όταν μεταξύ δύο διαδοχικών επαναλήψεων η διαφορά της νέας τιμής της ενθαλπίας από αυτήν της προηγούμενης επανάληψης είναι μικρή. Τέλος, με γνωστά πλέον τα θερμοδυναμικά μεγέθη της εισόδου και της εξόδου προσδιορίζεται και ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας, που υπολογίζεται με βάση την εξίσωση 2.9 του προηγούμενου κεφαλαίου.

### 3.3 Εκτονωτής

Οι τεχνολογίες των εκτονωτών που χρησιμοποιούνται σε μικρής κλίμακας μονάδες απεικονίζονται στην Εικόνα 3.12. Από αυτές οι ευρέως χρησιμοποιούμενες είναι οι εμβολοφόροι (piston), οι ελικοειδείς (scroll) και οι κοχλιωτοί (screw) εκτονωτές. Οι παραπάνω ογκομετρικές μηχανές επιλέγονται λόγω των σχετικά χαμηλών ταχυτήτων περιστροφής, των χαμηλών τιμών παροχών που διακινούν, μεγάλων τιμών λόγου εκτόνωσης και τη δυνατότητα λειτουργίας με εργαζόμενα μέσα σε διασπαστική κατάσταση, οι οποίες μπορούν να εμφανιστούν ειδικά στο τέλος της εκτόνωσης.



Εικόνα 3.12 : Τύποι ογκομετρικών μηχανών που χρησιμοποιούνται ως συμπιεστές [52]

#### Εμβολοφόροι εκτονωτές

Σε έναν εμβολοφόρο συμπιεστή το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται από την σωλήνωση αναρρόφησης και πληρώνει τον θάλαμο που βρίσκεται το έμβολο, όπου συμπιέζεται από την παλινδρομούσα κίνησή του και στο τέλος καταθλίβεται. Στο κάτω νεκρό σημείο, που ο όγκος που καταλαμβάνει το ρευστό είναι ελάχιστος και καλείται νεκρός όγκος ( $V_0$ ), ενώ το έμβολο μόλις ξεκινά την ανοδική του κίνηση. Τότε ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής και το έμβολο εισέρχεται στον ενιαίο θάλαμο. Όταν η βαλβίδα εισαγωγής κλείσει η διαδικασία της αναρρόφησης ολοκληρώνεται και ξεκινά η περίοδος της κατάθλιψης. Σε όλη τη διαδικασία υπάρχει διαρκώς μία μικρή ποσότητα εργαζόμενου μέσου που παραμένει παγιδευμένη εντός του θαλάμου του εμβόλου. Οι εμβολοφόροι συμπιεστές μπορούν να λειτουργήσουν ως εκτονωτές, προσαρμόζοντας κατάλληλα τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής [52]. Ουσιαστικά πρόκειται για όμοιες μηχανές με τις διαφραγματικές, όπου το διάφραγμα αντικαθίσταται από το μεταλλικό συνήθως έμβολο.

#### Ελικοειδείς εκτονωτές

Οι ελικοειδείς συμπιεστές συμπιέζουν το εργαζόμενο μέσο, μέσω δύο σπειρών [52]. Η μία είναι ακλόνητη, ενώ η δεύτερη περιστρέφεται γύρω από την πρώτη και ρόλο έχει να κατευθύνει τη ροή του ρευστού από την περιφέρεια, προς το κέντρο των δύο σπειρών. Από τη θέση που ο θάλαμος αναρρόφησης καταλαμβάνει τον ελάχιστο όγκο, αυτός θα αυξηθεί κατά τη διάρκεια μιας πλήρους

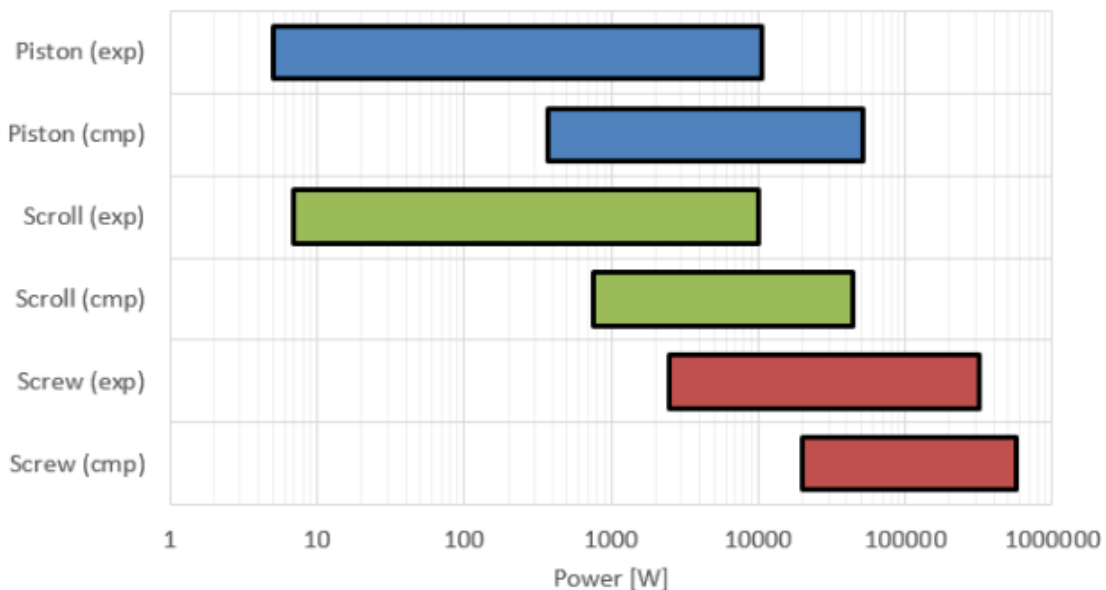
περιστροφής. Δημιουργούνται δύο διαφορετικοί θάλαμοι που οδηγούν το ρευστό και όταν αυτοί συνδεθούν με την εξαγωγή αρχίζει η κατάθλιψη [52]. Ένας ελικοειδής συμπιεστής μετατρέπεται σε ένα ελικοειδή εκτονωτή, προσαρμόζοντας την βαλβίδα ελέγχου της ροής. Κύριο πλεονέκτημά τους είναι ότι αποτελούνται από λίγα μηχανικά μέρη και ως εκ τούτου έχουν σταθερό παράγοντα παράγοντα πλήρωσης. Ωστόσο, λειτουργούν με σχετικά μικρούς λόγους εκτόνωσης (γύρω στην τιμή 5), πράγμα που αντιμετωπίζεται πολλές φορές με την τοποθέτηση δύο ελικοειδών εκτονωτών στη σειρά [53].

### Κοχλιωτοί εκτονωτές

Οι κοχλιωτοί συμπιεστές χρησιμοποιούν δύο συνεργαζόμενα γρανάζια για να καταθλίψουν το αέριο. Ο θάλαμος αναρρόφησης επιτρέπει την πλήρωση του θαλάμου με ρευστό υψηλής πίεσης. Ο ίδιος θάλαμος, στη συνέχεια θα συμπίεσει και θα καταθλίψει το ρευστό. Δεν χρειάζεται κάποια ιδιαίτερη τροποποίηση για να λειτουργήσει ως εκτονωτής [53]. Τα κύρια πλεονεκτήματα που παρουσιάζει αυτή η κατηγορία μηχανών είναι οι υψηλές ταχύτητες περιστροφής και χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις μεγαλύτερης κλίμακας σε σχέση με τις υπόλοιπες [53].

### Σύγκριση

Από τις παραπάνω τρεις κατηγορίες οι ελικοειδείς και οι κοχλιωτοί είναι αυτοί που χρησιμοποιούνται περισσότερο. Οι εμβολοφόροι επιλέγονται σε κάποιες περιπτώσεις λόγω του μικρού κόστους, αλλά υπάρχει η τάση σταδιακά να αντικαθίστανται από περιστροφικές μηχανές. Οι κοχλιωτές μηχανές παράγουν μεγαλύτερα ποσά ωφέλιμης ενέργειας με υψηλή αποτελεσματικότητα, από 5 έως 50kW [54]. Οι ελικοειδείς μηχανές αποδίδουν βέλτιστα στο εύρος 100W έως 10kW. Επιπλέον, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.13 οι εμβολοφόρες και οι ελικοειδείς μηχανές λειτουργούν αποτελεσματικά στο ίδιο εύρος ισχύων.



Εικόνα 3.13 : Εύρος λειτουργίας ογκομετρικών μηχανών [54]

Επιπλέον μία ακόμα σημαντική παρατήρηση είναι η ικανότητα των διαφόρων τύπων μηχανών να λειτουργούν σε διαφορετικά θερμοκρασιακά πεδία. Οι κοχλιωτοί και ελικοειδείς εκτονωτές μπορούν να λειτουργήσουν με μέγιστη θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου κοντά στους 150°C, σε αντίθεση με τους εμβολοφόρους που μπορούν να εκτονώσουν ρευστό θερμοκρασίας 250°C. Το γεγονός αυτό θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά την τελική επιλογή εκτονωτή [53].

### Τελική επιλογή τύπου εκτονωτή

Σύμφωνα με τα παραπάνω είναι ξεκάθαρο ότι πρέπει να γίνει διάκριση ανάλογα με την περίπτωση μελέτης για την επιλογή του τύπου εκτονωτή.

Όταν η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων είναι 250°C, στην περίπτωση που το εργαζόμενο είναι το κανονικό πεντάνιο, η θερμοκρασία εισόδου στον εκτονωτή είναι στο εύρος 150°C-200°C, ενώ η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς είναι της τάξης των 15kW. Σύμφωνα με τα παραπάνω, επιλέγεται κοχλιωτός εκτονωτής λόγω των υψηλών τιμών παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος, όμως από την άλλη υπάρχει το πρόβλημα της υψηλής θερμοκρασίας εισόδου, που μπορεί να οδηγήσει στην αστοχία των μηχανικών μερών του εκτονωτή. Για το λόγο αυτό θα αναπτυχθεί θεωρητικά η μεθοδολογία υπολογισμού κοχλιωτού εκτονωτή, παρόλο που η ήδη υπάρχουσα τεχνολογία δεν είναι ακόμα ώριμη για την κατασκευή της παρούσας εγκατάστασης. Από την άλλη, όταν το εργαζόμενο μέσο είναι βουτάνιο που στην πλειονότητα των περιπτώσεων εισέρχεται στον εκτονωτή με θερμοκρασία στο εύρος 120°C-160°C είναι εφικτή η επιλογή ελικοειδούς εκτονωτή (έως και τους 150°C).

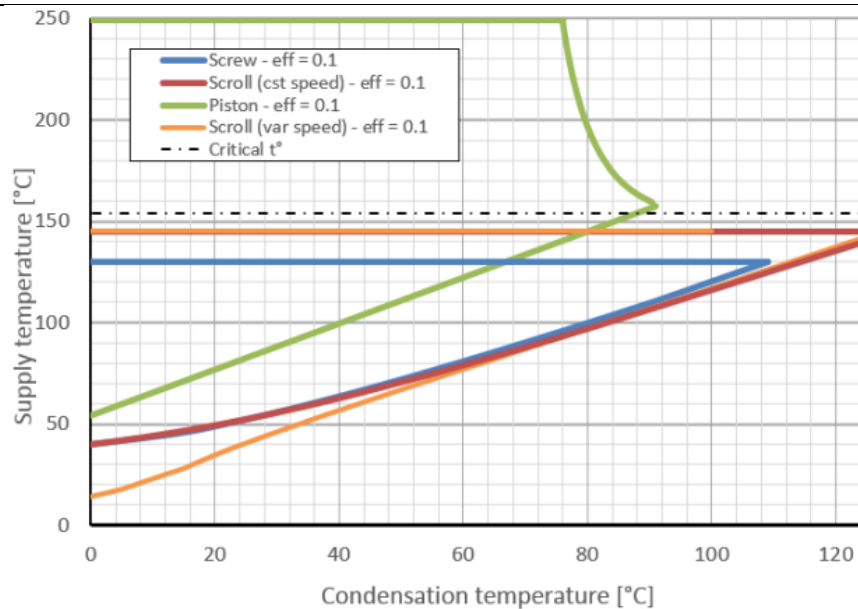
Όταν η θερμοκρασία πηγής είναι 200°C, τα εύρη των θερμοκρασιών εισόδου για πεντάνιο και βουτάνιο είναι αντίστοιχα 150°C-190°C και 120°C-160°C και η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς είναι στο εύρος 4-11kW. Σε αυτή την περίπτωση επιλέγεται ελικοειδής εκτονωτής στις περισσότερες περιπτώσεις, αν και παραμένει το πρόβλημα υψηλής θερμοκρασίας εισόδου σε ορισμένες περιπτώσεις, ενώ στην περίπτωση που η ηλεκτρική ισχύς υπερβαίνει τα 10kW επιλέγεται κοχλιωτός.

Όταν η θερμοκρασία της πηγής είναι 150°C η θερμοκρασία εισόδου στον εκτονωτή δεν πρόκειται να ξεπεράσει του 140°C, ενώ η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς είναι στο εύρος 1-2kW. Σε όλες τις περιπτώσεις μελέτης, διαλέγεται ελικοειδής εκτονωτής.

Σημειώνεται ότι αν αυξηθεί το μέγεθος της εγκατάστασης, αυξάνοντας για παράδειγμα την παροχή μάζας του ρεύματος απορριπτόμενης θερμότητας, τότε αντί των ογκομετρικών μηχανών χρησιμοποιούνται οι κλασσικοί αεριοστρόβιλοι που παράγουν αντίστοιχα μεγαλύτερα ποσά ενέργειας και προφανώς δεν εμφανίζονται τα προβλήματα των υψηλών θερμοκρασιών. Στον Πίνακα 3.6 φαίνεται η τελική επιλογή τύπου εκτονωτή ανάλογα με τη θερμοκρασία πηγής και το εργαζόμενο μέσου του κύκλου ORC. Τέλος, η Εικόνα 3.14 δείχνει το εύρος των θερμοκρασιών εισόδου του εργαζόμενου μέσου στα είδη των εκτονωτών.

Πίνακας 3.6 : Τελική επιλογή τύπου εκτονωτή συναρτήσει της θερμοκρασίας πηγής

$T_{in,WHs}$ (°C)	ν-Πεντάνιο	Βουτάνιο
150	Ελικοειδής	Ελικοειδής
200	Ελικοειδής /Κοχλιωτός	Ελικοειδής/Κοχλιωτός
250	Κοχλιωτός	Ελικοειδής/Κοχλιωτός



Εικόνα 3.14 : Χαρακτηριστικό εύρος θερμοκρασιών εισόδου-εξόδου του εργαζόμενου μέσου στα διάφορα είδη εκτονωτών

Η διαλογή του εκτονωτή της εγκατάστασης (μοντέλου και πλήθους) γίνεται εφαρμόζοντας την ακόλουθη απλοϊκή διαδικασία: Αρχικά, αν από το θεωρητικό θερμοδυναμικό μοντέλο της εγκατάστασης έχει προκύψει ότι το έργο του εκτονωτή είναι μεγαλύτερο των 10kW τότε επιλέγεται κοχλιωτός εκτονωτής, σε αντίθετη περίπτωση ελικοειδής. Για την επιλογή της διάταξης και του πλήθους αξιοποιούνται οι τρεις παρακάτω γενικοί κανόνες:

Αν ο λόγος όγκων είναι μεγαλύτερος από μία τιμή ανάλογα το είδος εκτονωτή τότε χρησιμοποιούνται δύο σε σειρά:

$$VFR > \begin{cases} 4, \text{ελικοειδής} \\ 9, \text{κοχλιωτός} \end{cases} \quad [3.118]$$

Αν ισχύει ότι το θεωρητικό έργο του εκτονωτή είναι μεγαλύτερο από το μέγιστο που μπορεί να αποδώσει κάποιο μοντέλο ή εάν η παροχή όγκου στην έξοδό του είναι μεγαλύτερη από αυτήν που δίνει ο κατασκευαστής τότε χρησιμοποιούνται δύο εκτονωτές σε παράλληλη σύνδεση.



$$\begin{cases} P_{exp} > P_{exp,max} \\ \dot{V}_{exp,out} > \dot{V}_{exp,max} \end{cases} \quad [3.119]$$

Τέλος, αν το θεωρητικό έργο και η παροχή όγκου στην έξοδο είναι μικρότερες από τις τιμές του κατασκευαστή, τότε χρησιμοποιείται ένας μόνος εκτονωτής.

$$\begin{cases} P_{exp} \leq P_{exp,max} \\ \dot{V}_{exp,out} \leq \dot{V}_{exp,max} \end{cases} \quad [3.120]$$

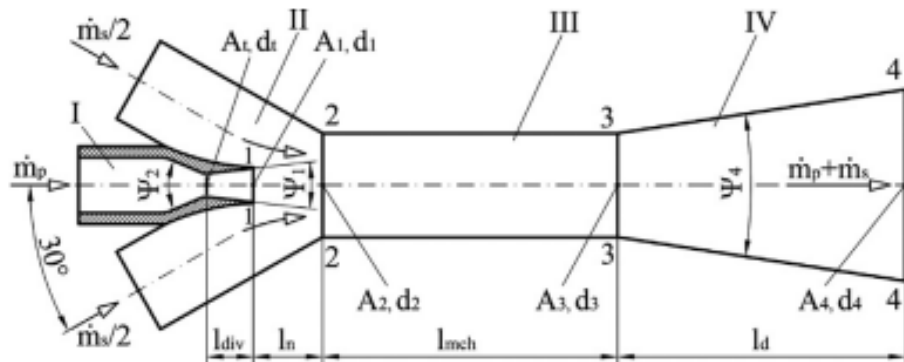
Σε περίπτωση που επιλέγεται ελικοειδής εκτονωτής, επιλέγονται ορισμένα μοντέλα της εταιρείας *Copeland*, τα κύρια χαρακτηριστικά των οποίων φαίνονται στον Πίνακα 3.7.

**Πίνακας 3.7 : Μοντέλα ελικοειδών εκτονωτών εταιρείας 'Copeland' [55]**

Μοντέλο	Ισχύς [ <b>hp</b> ]	Μέγιστη παροχή όγκου [ <b>m<sup>3</sup>/s</b> ]
ZB15KCE	2	5.9
ZB19KCE	2.5	6.8
ZB21KCE	3	8.6
ZB26KCE	3.5	10
ZB29KCE	4	11.4
ZB38KCE	5	14.4
ZB42KCE	5.5	16.2
ZB45KCE	6	17.1
ZB48KCE	6.5	18.8
ZB66K5E	10	25.7
ZB76K5E	12	28.8
ZB95K5E	13	36.4
ZB114K5E	15	43.4

### 3.4 Ακροφύσιο

Η βασική μελέτη του ακροφυσίου, όπως και το υπολογιστικό εργαλείο για τη διαστασιολόγηση των βασικών μεγεθών του, αναπτύσσεται στο Κεφάλαιο 2. Στην παράγραφο αυτή περιγράφονται τα υπόλοιπα γεωμετρικά μεγέθη του ακροφυσίου και γίνεται μια βιβλιογραφική αναζήτηση για την εύρεση τυπικών τιμών που συνήθως αυτά έχουν. Στην Εικόνα 3.15 περιγράφονται όλες οι διαστάσεις ενός ακροφυσίου.



Εικόνα 3.15 : Βασικά γεωμετρικά μεγέθη ακροφυσίου

Οι τιμές που υπολογίστηκαν είναι η διάμετρος του λαιμού και η διάμετρος εξόδου του ΣΑ ακροφυσίου και η διάμετρος της περιοχής ανάμειξης των δύο ρευμάτων. Παρακάτω γίνεται αναφορά για τα εξής μεγέθη:

- Ο λόγος του εμβαδού της διατομής εξόδου του διαχύτη προς αυτό της περιοχής ανάμειξης, που καθορίζει την κατάσταση εξόδου του εργαζόμενου μέσου. Ορίζεται ως εξής:

$$r_{diff-CAS} = \frac{A_4}{A_{CAS}}$$

Στην μελέτη του ο Shestopalov [56] η τιμή του παραπάνω λόγου κυμαίνεται από 5.22 έως 6.93. Μάλιστα, με την αύξηση του λόγου αυτού παρατηρείται μείωση της ικανότητας ψυκτικής ισχύος. Η εξήγηση οφείλεται στο γεγονός ότι όσο μεγαλύτερη είναι η διατομή εξόδου (άρα και ο λόγος), τόσο μειώνεται η ταχύτητα εξόδου του ρευστού, άρα να αυξηθεί η πίεσή του. Άρα συνολικά σχεδιάζεται ένα ακροφύσιο για να δίνει μεγαλύτερη πίεση εξόδου, άρα μειώνεται η μέγιστη ποσότητα δευτερεύουσας ροής μάζας που μπορεί να δεχτεί, που συντελεί τελικά στην μείωση της παραγόμενης ψύξης. Επιπλέον, η τιμή του λόγου εμβαδού εξόδου διαχύτη-περιοχής ανάμειξης παίρνει τιμές μικρότερες από  $\sqrt{5}$ , ενώ σε άλλη μελέτη είναι στο εύρος 3-4.

- Η κωνική γωνία με την οποία εισέρχεται η πρωτεύουσα ροή στο συγκλινόν τμήμα του ακροφυσίου ( $\psi_1$ ), η γωνία με την οποία εξέρχεται από το ακροφύσιο ( $\psi_2$ ) και η γωνία

εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον διαχύτη ( $\psi_4$ ). Στον Πίνακα 3.8 καταγράφονται τυπικές τιμές που βρίσκονται στη βιβλιογραφία.

**Πίνακας 3.8 : Τυπικές τιμές γωνιών ακροφυσίου από βιβλιογραφική έρευνα**

Μεταβλητή	Μελέτη	Τιμή
$\psi_1$ [°]	Shestopalov [56]	6
	ESDU 1986 [57]	10
	ESDU 1984 [58]	14
$\psi_2$ [°]	Shestopalov [56]	30
	ESDU 1986 [57]	24
	ESDU 1984 [58]	24
$\psi_4$ [°]	Shestopalov [56]	8
	ESDU 1986 [57]	6-8
	ESDU 1984 [58]	6-10
	Henzler [59]	7

- Η απόσταση που μεσολαβεί ανάμεσα στην έξοδο του ΣΑ ακροφυσίου έως και την αρχή της περιοχής ανάμειξης ( $NXP$ ). Συνήθως, η απόσταση αυτή αφήνεται προκειμένου να εξασφαλιστεί η όσο το δυνατόν αποτελεσματικότερη ανάμειξη των δύο ρευμάτων. Η απόσταση αυτή βρίσκεται σε συνάρτηση με την διάμετρο της περιοχής ανάμειξης.

**Πίνακας 3.9 : Τυπικές τιμές μήκους περιοχής ανάμειξης ακροφυσίου από βιβλιογραφική έρευνα**

Μεταβλητή	Μελέτη	Τιμή
$NXP$	Shestopalov [56]	$(1.33 \div 1.88) \cdot d_{CAS}$
	Huang [30]	$1.5 \cdot d_{CAS}$
	ESDU 1986 [57]	$(0.5 \div 1) \cdot d_{CAS}$

- Το μήκος του θαλάμου ανάμειξης ( $l_{CAS}$ ) είναι επίσης σημαντικό και πρέπει να επιλέγεται προσεκτικά ώστε να γίνει η ανάμειξη των δύο ρευμάτων αλλά και να προλάβει να λάβει χώρα η απότομη πτώση της ταχύτητας και αντίστοιχη αύξηση της πίεσης. Συνήθως προσδιορίζεται πειραματικά. Στον Πίνακα 3.10 καταγράφονται ορισμένες τυπικές τιμές του συναρτήσεως της διαμέτρου του.

**Πίνακας 3.10 : Τυπικές τιμές μήκους θαλάμου ανάμειξης από βιβλιογραφική έρευνα**

Μεταβλητή	Μελέτη	Τιμή
$l_{CAS}$	Shestopalov [56]	$(6 \div 10) \cdot d_{CAS}$
	ESDU 1986 [57]	$(5 \div 10) \cdot d_{CAS}$
	ESDU 1984 [58]	$(8 \div 10) \cdot d_{CAS}$

### 3.5 Εκτονωτική βαλβίδα

Η εκτονωτική βαλβίδα τοποθετείται ανάμεσα στον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή του κύκλου ECC. Από αυτήν διέρχεται η δευτερεύουσα παροχή μάζας. Ρόλος της είναι ο στραγγαλισμός της ροής από την ενδιάμεση πίεση του κύκλου στην χαμηλή. Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται ως υπόψυκτο υγρό και εξέρχεται σε διφασική κατάσταση. Η θερμοδυναμική μεταβολή που θεωρείται κατά την μελέτη είναι ισενθαλπική σε συνδυασμό με πτώση πίεσης. Επιλέγονται μοντέλα της εταιρείας 'Castel', τα κύρια χαρακτηριστικά των οποίων καταγράφονται στον Πίνακα 3.11.

**Πίνακας 3.11 : Βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας μοντέλων σειράς '3S0' της εταιρείας Castel**

	3S01	3S02	3S03	3S04	3S05	3S06	4S07	3S08	3S09
	[60]	[61]	[62]	[63]	[64]	[65]	[66]	[67]	[68]
Εξωτερική διάμετρος (in)	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8
$k_V$ [ $m^3/hr$ ]	0.01	0.017	0.023	0.043	0.065	0.113	0.2	0.23	0.25
Μέγιστη πίεση λειτουργίας [bar]	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Ελάχιστη θερμοκρασία λειτουργίας [°C]	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας [°C]	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Για την επιλογή του κατάλληλου μοντέλου εκτονωτικής βαλβίδας απαιτείται ο προσδιορισμός του συντελεστή παροχής  $k_V$  για ροή υγρού, η οποία δίνεται από την εξίσωση 3.121 [69].

$$k_V [m^3/hr] = \frac{Q[m^3/hr]}{\sqrt{\frac{\Delta p[bar]}{\rho[kg/tt]}}} \quad [3.121]$$

Κατά το σχεδιασμό είναι γνωστά τα θεωρητικά θερμοδυναμικά μεγέθη εισόδου και εξόδου της βαλβίδας, βρίσκεται η θεωρητική τιμή του συντελεστή παροχής και εκλέγεται το μοντέλο με την αμέσως χαμηλότερη τιμή του παραπάνω συντελεστή. Η επιλογή αυτή γίνεται διότι η πίεση έχει μία σχέση αντιστρόφως ανάλογη του συντελεστή, οπότε επιλέγεται μοντέλο με μικρότερη τιμή για να εξασφαλιστεί η απαιτούμενη πτώση πίεσης (δεδομένου ότι η παροχή και η πυκνότητα της ροής είναι γνωστές). Τέλος, στην Εικόνα 3.16 φαίνεται η χαρακτηριστική όψη μιας εκτονωτικής βαλβίδας.



Εικόνα 3.16 : Εκτονωτική βαλβίδα [60]

### 3.6 Κόστος εγκατάστασης

Εκτός από τις θερμοδυναμική μελέτη και τη διαστασιολόγηση είναι απαραίτητη και οικονομική ανάλυση του συστήματος. Στο Κεφάλαιο αυτό γίνεται ενδεικτικά μια κοστολόγηση της εγκατάστασης, λαμβάνοντας υπόψη κάθε στοιχείο της, ενώ το συνολικό κόστος προκύπτει από το άθροισμα των επιμέρους στοιχείων του κυκλώματος.

**Hardware/Control:** κόστος του συστήματος ελέγχου για να εξασφαλιστεί η ομαλή λειτουργία του συστήματος. Σημειώνεται ότι το κόστος αυτό ισχύει και για τον κύκλο ECC, δηλαδή η μονάδα ελέγχου είναι η ίδια και για τα δύο κυκλώματα. Λαμβάνεται η τιμή για το κόστος της ίσης με [70]:

$$C_{hard}[\text{€}] = 800\text{€} \quad [3.122]$$

**Σωληνώσεις:** Το κόστος τους υπολογίζεται προσεγγιστικά από την εξίσωση 3.123 [70]:

$$C_{pipe}[\text{€}] = (0.897 + 0.21 \cdot D_{pipe}) \cdot L_{pipe} \quad [3.123]$$

Στο σημείο αυτό γίνεται διάκριση ανάλογα με τη φάση του εργαζόμενου μέσου που διέρχεται από την εκάστοτε σωλήνωση. Στις σωληνώσεις υγρού, η πυκνότητα του ρευστού είναι υψηλή και η διάμετρος της είναι μικρότερη σε σχέση με την αντίστοιχη σωλήνωση αερίου. Θεωρείται μία τυπική τιμή διαμέτρου σωλήνα για υγρό και αέριο αντίστοιχα, 1/2'' και 1 3/8''. Για το καθένα εκ' των υγρού και αερίου τμήμα της σωλήνωσης κάθε κυκλώματος θεωρείται ένα συνολικό μήκος 50 μέτρων.

**Τροφοδοτικά δοχεία:** Για εφαρμογές μικρής κλίμακας απαιτείται δοχείο μικρών διαστάσεων. Θεωρείται ότι χρησιμοποιούνται δύο δοχεία όγκου 50lt το καθένα με κόστος ίσο με [6]:

$$C_{feed}[\text{€}] = 150.46 + 4.48 \cdot V_{feed} \quad [3.124]$$

**Αντλίες:** Το κόστος τους υπολογίζεται σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Turton [71]:

$$\log_{10}(C_{pump}[\text{€}]) = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}(A) + K_3 \cdot [\log_{10}(A)]^2 \quad [3.125]$$

Στον Πίνακα 3.12 φαίνονται οι τιμές των σταθερών  $K_1, K_2, K_3$  καθώς και τα όρια της παραμέτρου  $A$  που ουσιαστικά πρόκειται για την ισχύ που καταναλώνει η αντλία [6].

**Πίνακας 3.12 :** Σταθερές εξίσωσης Turton για υπολογισμό κόστους αντλιών

$K_1$	3.985497
$K_2$	0.000294
$K_3$	0.143086
$A_{min}$	1kW
$A_{max}$	1000kW

**Εκτονωτές:** Για τους κοχλιωτούς εκτονωτές το κόστος δίνεται από την εξίσωση 3.126 [6]:

$$C_{exp,screw}[\text{€}] = 3134.7 + 217423 \cdot \dot{V}_{exp,out}[\text{m}^3/\text{s}] \quad [3.126]$$

Για τους ελικοειδείς εκτονωτές λαμβάνεται η σχέση από την μελέτη του Μπραϊμάκη [1]:

$$C_{exp,scroll}[\text{€}] = 478.13 \cdot W_{exp}[\text{kW}] + 690.42 \quad [3.127]$$

Όπου με τον όρο  $W_{exp}$  εννοείται η υδραυλική ισχύς του εκτονωτή.

**Εναλλάκτες θερμότητας:** Αποτελούν ένα σημαντικό μέρος του συνολικού κόστους της εγκατάστασης, καθώς σε πλήθος είναι αρκετοί και στα δύο κυκλώματα. Υπενθυμίζεται ότι όλοι

οι εναλλάκτες θεωρούνται πλακοειδείς. Από μία εκτίμηση του κόστους των μοντέλων της εταιρείας Alpha Laval το κόστος τους υπολογίζεται [1]:

$$C_{HEX}[\text{€}] = 1100.39 \cdot A_{HEX}^{0.66}[\text{m}^2] \quad [3.128]$$

**Εργαζόμενου μέσο:** Στον Πίνακα 3.13 καταγράφονται τα κόστη των εξεταζόμενων ρευστών ανά λίτρο. Θεωρείται ότι κάθε κύκλωμα έχει ακριβώς σε ποσότητα εργαζόμενου το μέγεθος του τροφοδοτικού δοχείου, οπότε:

$$C_{fl}[\text{€}] = 2 \cdot V_{feed} \cdot C_{fl}^{lt} \quad [3.129]$$

**Πίνακας 3.13 :** Κόστος εργαζόμενων ρευστών ανά λίτρο

Εργαζόμενο ρευστό	Τιμή ανά λίτρο (€/lt)
v-Πεντάνιο	2.85
Βουτάνιο	2.61
Προπάνιο	2.24
R1234ze(E)	2.87
R1234yf	2.95
R1233zd(E)	3.54

**Ακροφύσιο:** Σύμφωνα με τον Sadeghi [72] το κόστος του ακροφυσίου υπολογίζεται λαμβάνοντας υπόψη την συνολική παροχή μάζας, την πίεση και τη θερμοκρασία της κύριας εισόδου, καθώς και τις συνθήκες εξόδου:

$$C_{ejector}[\text{€}] = 15962 \cdot (\dot{m}_{p,ECC} + \dot{m}_{s,ECC}) \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot \frac{T_8[\text{K}]}{P_8^{0.05}[\text{MPa}]} \cdot \frac{1}{P_9^{0.75}[\text{MPa}]} \quad [3.130]$$

**Εκτονωτική βαλβίδα:** Παρόλο που πρόκειται για ξεχωριστό και αρκετά σημαντικό στοιχείο του κυκλώματος ECC, το κόστος της συμπεριλαμβάνεται στο κόστος εγκατάστασης.

**Ξηραντήρας (Dry cooler):** Πρόκειται για τη συσκευή που απάγει τη θερμότητα από το κύκλωμα νερού του συμπυκνωτή του κύκλου ORC. Η εμπειρική σχέση που χρησιμοποιείται, συσχετίζει το κόστος του ξηραντήρα με την ισχύ που καταναλώνει [73]:

$$C_{dry\ cooler}[\text{€}] = 46.8 \cdot P_{dry\ cooler}[\text{kW}] + 2638.6 \quad [3.131]$$

**Εγκατάσταση:** Το κόστος εγκατάστασης θεωρείται ίσο με το 15% της συνολικής αξίας των επιμέρους στοιχείων όλης της εγκατάστασης.

**Συνολικό Κόστος:** Πρόκειται για το άθροισμα όλων των παραπάνω, δηλαδή:

$$C_{total}[\text{€}] = 1.15 \cdot (C_{hard} + C_{pipe} + C_{feed} + C_{pump} + C_{exp} + \sum C_{HEX} + C_{fl} + C_{ej} + C_{dry\ cooler}) \quad [3.132]$$

### 3.7 Οικονομική αξιολόγηση

Για να εκτιμηθεί η βιωσιμότητα μιας επένδυσης, πρέπει να υπολογιστούν τα έξοδα για την παραγωγή ενέργειας, όσα και τα έσοδα από την εκμετάλλευσή της. Στις περισσότερες περιπτώσεις το αρχικό κεφάλαιο επένδυσης σε συνδυασμό με το κόστος εγκατάστασης (CAPEX) δεν είναι επαρκή για την λειτουργία του συστήματος. Αντιθέτως, υπάρχουν και τα λειτουργικά κόστη σε ετήσια βάση (OPEX). Τα κόστη αυτά επηρεάζουν τη διάρκεια ζωής της επένδυσης ( $N_{years}$ ), η οποία πρέπει να προσδιοριστεί. Επιπλέον, θεωρώντας ότι με την πάροδο του χρόνου η αξία του χρήματος μεταβάλλεται, στην μελέτη εισάγεται ο συντελεστής επικαιροποίησης ( $i$ ).

Όσον αφορά τα ετήσια έσοδα της εγκατάστασης αυτά χωρίζονται σε τρία μέρη. Αρχικά, υπάρχουν έσοδα από την πώληση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας στο δίκτυο. Επιπλέον, όσον αφορά τα έσοδα από τη ψύξη, αυτά ισούνται με τα χρήματα που θα δαπανιούνταν αν αντί του κύκλου ECC, υπήρχε μια αντλία θερμότητας με δεδομένο συντελεστή συμπεριφοράς που καταναλώνει ηλεκτρική ισχύ για παραγωγή της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος στον κύκλο ECC. Τέλος, τα έσοδα από την παραγωγή θερμότητας είναι ίσα με τα χρήματα που θα δίνονταν για την καύση φυσικού αερίου, προκειμένου να παραχθεί το ίδιο ποσό θερμικής ισχύος με αυτό που συναλλάσσεται στον εναλλάκτη θερμότητας. Συγκεκριμένα:

Ετήσια έσοδα από πώληση ηλεκτρικής ισχύος:

$$INC_{el}[\text{€}] = P_{el}[\text{kW}] \cdot K_{el}[\text{€/kWhr}] \cdot 8760\text{hr} \quad [3.133]$$

Ετήσια έσοδα ψυκτικής ισχύος:

$$INC_{cool}[\text{€}] = \frac{Q_{cool}[\text{kW}]}{COP_{A/\theta}} \cdot K_{el}[\text{€/kWhr}] \cdot 8760\text{hr} \quad [3.134]$$

Ετήσια έσοδα θερμικής ισχύος:

$$INC_{heat}[\text{€}] = P_{heat}[\text{kW}] \cdot \frac{K_{ng}[\frac{\text{€}}{\text{kWhr}}]}{\eta_{Boiler}} \cdot 8760\text{hr} \quad [3.135]$$

Τα συνολικά έσοδα από τη λειτουργία της μονάδας αυτής είναι:

$$INC[\text{€}] = INC_{el} + INC_{cool} + INC_{heat} \quad [3.136]$$

Ως αρχικό ποσό επένδυσης θεωρείται το συνολικό κόστος των επιμέρους στοιχείων της εγκατάστασης αλλά και το κόστος εγκατάστασης. Τα παραπάνω έχουν υπολογιστεί στο Κεφάλαιο 3.6.

$$CAPEX[\text{€}] = C_{total} \quad [3.137]$$

Το ετήσιο κόστος λειτουργίας λαμβάνεται ίσο με το 2% του κόστους επένδυσης:



$$OPEX[€] = 0.02 \cdot CAPEX \quad [3.138]$$

Η καθαρή παρούσα αξία ( $NPV$ ) ορίζεται ως η διαφορά των ταμειακών εισροών στο χρονικό ορίζοντα της μελέτης με τις ταμειακές εκροές που εμφανίζονται στο διάστημα αυτό. Για να αξίζει η επένδυση πρέπει η καθαρή παρούσα αξία να είναι θετική.

$$NPV[€] = INC \cdot \frac{(1+i)^N - 1}{i \cdot (1+i)^N} - \left( CAPEX + OPEX \cdot \frac{(1+i)^N - 1}{i \cdot (1+i)^N} \right) \quad [3.139]$$

Η τιμή του συντελεστή επικαιροποίησης για την οποία μηδενίζεται η καθαρή παρούσα αξία, ονομάζεται εσωτερικός βαθμός απόδοσης ( $IRR$ ). Υπολογίζεται αριθμητικά αν στην εξίσωση 3.139 τεθεί  $NPV = 0$  και λυθεί ως προς  $i$ . Πιο αναλυτικά, προκύπτει η εξής μορφή, η οποία επιλύεται με τον αλγόριθμο του σταθερού σημείου:

$$IRR = \frac{(1+IRR)^N - 1}{(1+IRR)^N} \cdot \frac{INC - OPEX}{CAPEX} \quad [3.140]$$

Ο χρόνος αποπληρωμής και, ειδικότερα, η έντοκη περίοδος αποπληρωμής είναι το χρονικό διάστημα που απαιτείται, για δεδομένο συντελεστή επικαιροποίησης, ώστε να μηδενιστεί η καθαρή παρούσα αξία. Υπολογίζεται, με παρόμοιο τρόπο όπως και ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης, τροποποιώντας κατάλληλα την εξίσωση 3.139:

$$PBP = \frac{\ln\left(i \cdot (1+i)^{PBP} \cdot \frac{CAPEX}{INC - OPEX} + 1\right)}{\ln(1+i)} \quad [3.141]$$

Στον Πίνακα 3.14 καταγράφονται όλες οι παραδοχές που εφαρμόζονται για την οικονομική αξιολόγηση της επένδυσης.

Πίνακας 3.14 : Παραδοχές οικονομικής αξιολόγησης

Μεταβλητή	Τιμή
Τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας $K_{el}$ [€/kWh] [74]	0.12
Τιμή φυσικού αερίου $K_{ng}$ [€/kWh] [75]	0.05
Διάρκεια ζωής επένδυσης $N_{years}$	20
Συντελεστής επικαιροποίησης $i$ (%)	5
Συντελεστής συμπεριφοράς A/Θ	3.5
Βαθμός απόδοσης Καυστήρα $\eta_{Boiler}$ [76]	0.98

## 4. Αποτελέσματα

### 4.1 Αποτελέσματα θερμοδυναμικής βελτιστοποίησης

#### 4.1.1 Συγκεντρωτικά αποτελέσματα

Τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα που αντιστοιχούν στη μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και ψύξης σύμφωνα με τη μεθοδολογία που περιεγράφηκε στο Κεφάλαιο 2 για κάθε συνδυασμό ρευστών για τις τρεις θερμοκρασίες απορριπτόμενης θερμότητας 150°C, 200°C και 250°C απεικονίζονται στους Πίνακες 4.1÷4.3. Συγκεκριμένα, σε κάθε πίνακα απεικονίζονται για κάθε ένα συνδυασμό ρευστού στον ORC και στον ECC οι θερμοκρασίες κορεσμού στον ατμοποιητή του ORC και στον αναγεννητή του ECC που αντιστοιχούν στη μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος. Επιπλέον καταγράφεται η παραγόμενη ηλεκτρική, ψυκτική και θερμική ισχύς καθώς και ο βαθμός απόδοσης συμπαραγωγής ψύξης/ηλεκτρικής ισχύος, τριπαραγωγής και ο συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος.

**Πίνακας 4.1 : Βέλτιστα σημεία λειτουργίας συστήματος για θερμοκρασία πηγής 150°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	$T_{evap,ORC}$ (°C)	$T_{gen,ECC}$ (°C)	Παραγόμενη ισχύς (kW)			$\eta_{CCP}$ (%)	$\eta_{CCHP}$ (%)	$\eta_{ex}$ (%)
			$P_{el}$ (kW)	$Q_{cool}$ (kW)	$Q_{heat}$ (kW)			
Πεντάνιο/R1233zd(E)	124.9	69.1	1.67	0.14	0.50	2.76	3.52	15.38
Βουτάνιο /R1233zd(E)	114.4	50.7	2.67	0.12	0	4.24	4.24	23.59

Στην χαμηλότερη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων οι μόνοι συνδυασμοί ρευστών που δίνουν αποτελέσματα είναι οι εξής: Πεντάνιο/R1233zd(E) και Βουτάνιο/R1233zd(E). Η χρήση Βουτάνιο/R1233zd(E) συντελεί σε μεγαλύτερη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος, ίση με 2.67 kW<sub>e</sub>, ενώ η παραγόμενη ψύξη είναι ελαφρώς χαμηλότερη (0.12 kW<sub>c</sub>). Αξίζει να σημειωθεί ότι εάν χρησιμοποιηθεί ο συνδυασμός Πεντάνιο/R1233zd(E), παρά τη χαμηλότερη ηλεκτρική ισχύ (1.67 kW<sub>e</sub>), είναι εφικτή η παραγωγή θερμότητας ίσης με 0.50 kW<sub>th</sub>. Συνολικά, ο μέγιστος ηλεκτρικός και ψυκτικός βαθμός απόδοσης (4.24%), όπως και ο εξεργειακός (23.59%) επιτυγχάνονται με τον συνδυασμό Βουτάνιο/R1233zd(E), κυρίως λόγω της υψηλότερης ηλεκτρικής ισχύος. Ουσιαστικά, για αυτή τη θερμοκρασία πηγής το σύστημα δεν είναι αποδοτικό, καθώς τόσο η παραγόμενη ηλεκτρική όσο και η ψυκτική ισχύς είναι αμελητέες και η παραγόμενη ωφέλιμη θερμότητα είναι σχεδόν μηδενική.

**Πίνακας 4.2 : Βέλτιστα σημεία λειτουργίας συστήματος για θερμοκρασία πηγής 200°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	$T_{evap,ORC}$ (°C)	$T_{gen,ECC}$ (°C)	Παραγόμενη ισχύς (kW)			$\eta_{CCP}$ (%)	$\eta_{CCHP}$ (%)	$\eta_{ex}$ (%)
			$P_{el}$	$Q_{cool}$	$Q_{heat}$			

			(kW)	(kW)	(kW)			
Πεντάνιο/R1234ze(E)	169.3	82.1	4.12	1.16	1.13	5.79	7.02	21.51
Πεντάνιο /R1234yf	174.7	91.9	3.27	1.16	1.16	4.85	6.13	17.34
Πεντάνιο / Βουτάνιο	150.3	69.6	6.17	1.10	1.75	8.01	8.94	31.45
Πεντάνιο /R1233zd(E)	129.8	69.1	7.23	0.71	1.92	8.71	10.81	37.34
Βουτάνιο /R1233zd(E)	150.4	50.7	9.60	0.57	0	11.15	11.15	47.79

Για θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων 200°C περισσότεροι συνδυασμοί ρευστών δίνουν λύση. Ανάμεσα σε αυτούς, η υψηλότερη τιμή παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος εμφανίζεται για Βουτάνιο/R1233zd(E) ίση με 9.60 kW<sub>e</sub>, ενώ η μέγιστη ψυκτική ισχύς παρατηρείται για τους συνδυασμούς Πεντάνιο/R1234ze(E) και Πεντάνιο/R1234yf (1.16 kW<sub>c</sub>). Η υψηλότερη ωφέλιμη θερμική ισχύς των 1.92 kW<sub>th</sub> εμφανίζεται στον συνδυασμό Πεντάνιο/R1233zd(E). Όπως και στη προηγούμενη περίπτωση οι βαθμοί απόδοσης (ηλεκτρικός-ψυκτικός και εξεργειακός) μεγιστοποιούνται για Βουτάνιο /R1233zd(E) με τιμές 11.75% και 47.79% αντίστοιχα. Μπορεί, λοιπόν, να θεωρηθεί ότι η αυξημένη τιμή ηλεκτρικής ισχύος αντισταθμίζει την σχετικά χαμηλότερη παραγόμενη ψύξη (0.57 kW<sub>c</sub>), αλλά και την αδυναμία παραγωγής θερμότητας.

**Πίνακας 4.3 : Βέλτιστα σημεία λειτουργίας συστήματος για θερμοκρασία πηγής 250°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	$T_{evap,ORC}$ (°C)	$T_{gen,ECC}$ (°C)	Παραγόμενη ισχύς (kW)			$\eta_{CCP}$ (%)	$\eta_{CCHP}$ (%)	$\eta_{ex}$ (%)
			$P_{el}$ (kW)	$Q_{cool}$ (kW)	$Q_{heat}$ (kW)			
Πεντάνιο /R1234ze(E)	195.2	82.1	15.76	5.38	1.94	18.08	19.73	53.04
Πεντάνιο /R1234yf	195.2	93.5	15.60	7.55	1.88	19.80	21.40	52.87
Πεντάνιο / Βουτάνιο	195.2	79.5	15.82	3.79	3.17	16.77	19.48	53.53
Πεντάνιο /Propane	195.2	96.1	15.57	8.14	4.24	20.27	23.90	53.98
Πεντάνιο /R1233zd(E)	195.2	76.2	15.88	2.68	2.56	15.88	18.06	53.25
Βουτάνιο / Βουτάνιο	150.4	50.4	13.32	0.91	0	12.17	12.17	43.50
Βουτάνιο /R1233zd(E)	150.4	50.7	13.32	0.80	0	12.07	12.07	43.50

Για θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων 250°C αρκετοί συνδυασμοί εργαζόμενων μέσων δίνουν τεχνικά εφικτούς θερμοδυναμικούς κύκλους. Η χρήση του κανονικού πεντανίου, ως ρευστό του κύκλου ORC οδηγεί στην παραγωγή περίπου σταθερής τιμής ηλεκτρικής ισχύος για όλα τα ρευστά του κύκλου ECC, που κυμαίνεται από την τιμή 15.60kW<sub>e</sub> (Πεντάνιο/R1234yf) έως

15.88kW<sub>e</sub> (Πεντάνιο/R1233zd(E)). Η μέγιστη τιμή της ψυκτικής ισχύος επιτυγχάνεται για τον συνδυασμό Πεντάνιο/ Προπάνιο, που ισούται με 8.14kW<sub>c</sub>. Μάλιστα για αυτό τον συνδυασμό επιτυγχάνεται και η μέγιστη παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας (4.24 kW<sub>th</sub>). Συμπερασματικά, για αυτά τα ρευστά, παρατηρείται και ο μέγιστος ηλεκτρικός και ψυκτικός βαθμός απόδοσης ( $\eta_{CCP}$ ), όπως και ο μέγιστος τριπαραγωγικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ( $\eta_{CCHP}$ ), ίσοι με 20.27%, 23.90% και 53.98% ( $\eta_{ex,CCHP}$ ), αντίστοιχα. Ωστόσο, συστήματα με εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC το βουτάνιο εμφανίζουν μειωμένη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ίση με 13.32 kW<sub>e</sub> και σημαντικά χαμηλότερη ψυκτική ισχύ (0.91 kW<sub>c</sub> για βουτάνιο και 0.80 kW<sub>c</sub> για R1233zd(E)). Επιπλέον, δεν είναι δυνατή η παραγωγή θερμότητας. Λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών οι συνδυασμοί Βουτάνιο/ Βουτάνιο και Βουτάνιο/R1233zd(E) έχουν χαμηλότερες τιμές των παραπάνω βαθμών απόδοσης, που ισούνται με 12.07%-12.17% ( $\eta_{CCP}$ ) και 43.50% ( $\eta_{ex,CCHP}$ ).

Παρά τη χαμηλότερη ενεργειακή αποτελεσματικότητα στους 250°C, ο κύκλος ORC με εργαζόμενο μέσο το βουτάνιο οδηγεί σε μεγαλύτερη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος σε σχέση με το πεντάνιο για θερμοκρασίες καυσαερίων ίσες με 150°C και 200°C. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας της χαμηλότερης κρίσιμης θερμοκρασίας του βουτανίου (λίγο μεγαλύτερη από 150°C), γεγονός που επιτρέπει τη λειτουργία του κύκλου σε υψηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης με χαμηλότερους λόγους λανθάνοντος-αισθητού φορτίου. Έτσι, επιτυγχάνεται βελτιωμένη αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας, εξασφαλίζοντας μια καλύτερη αντιστοίχιση της πηγής απορριπτόμενης θερμότητας και του εργαζόμενου μέσου του κύκλου ORC, αφού η ΕΘΔ του ατμοποιητή συναντάται στην είσοδο της φάσης της προθέρμανσης. Αντιθέτως, στην υψηλότερη θερμοκρασία εισόδου της πηγής (250°C), που είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την κρίσιμη θερμοκρασία του πεντανίου, παράγονται σημαντικά αυξημένα ποσά ηλεκτρικής ισχύος. Και για τα δύο εργαζόμενα μέσα του κύκλου ORC η ΕΘΔ του ατμοποιητή που συναντάται στην είσοδο της προθέρμανσης, οπότε τα καυσαέρια εξέρχονται από τον ατμοποιητή με περίπου ίδια θερμοκρασία κάθε φορά. Όσο η συναλλασσόμενη θερμότητα παραμένει περίπου ίδια, υψηλότερα ποσά ισχύος παράγονται για το ρευστό με την μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα (πεντάνιο).

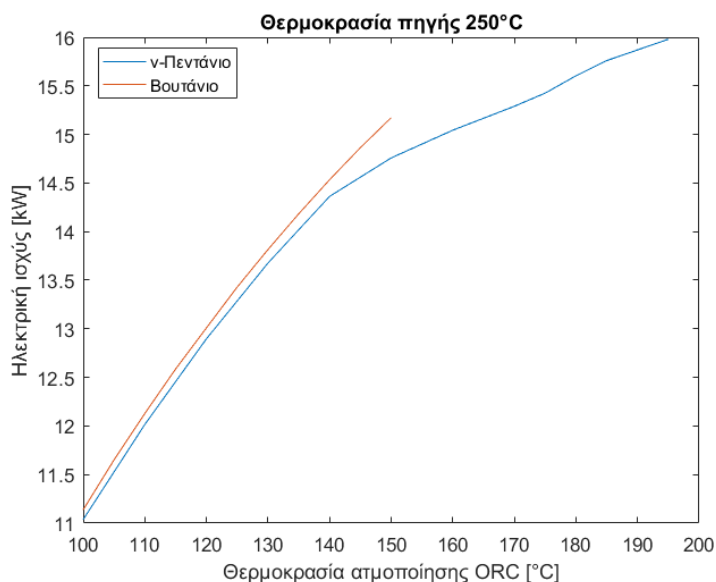
#### 4.1.2 Παραμετρική διερεύνηση της απόδοσης του ORC

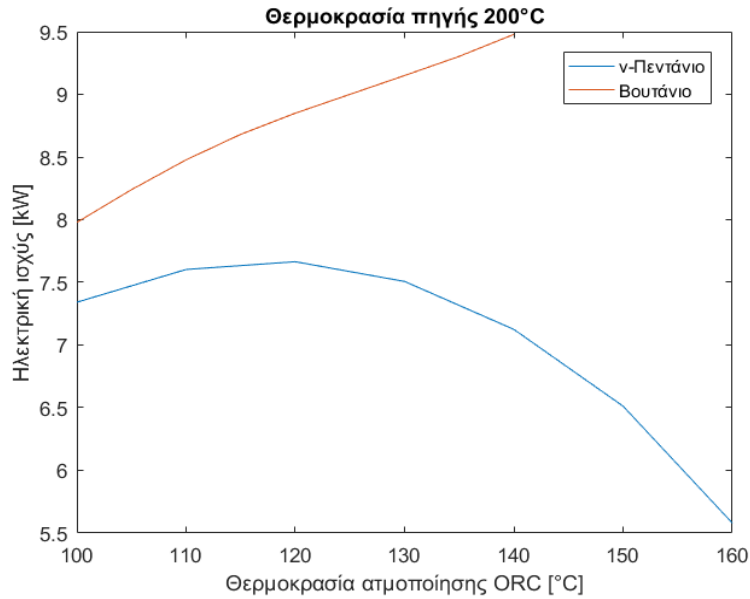
Το μέγεθος της εγκατάστασης καθορίζεται από το ενεργειακό περιεχόμενο του ρεύματος απορριπτόμενης θερμότητας που εισέρχονται στον ατμοποιητή του κύκλου ORC, καθώς είναι η πηγή του συνολικού συστήματος. Προφανώς, αύξηση της θερμοκρασίας του (με σταθερή παροχή μάζας) επιφέρει αύξηση του μεγέθους της εγκατάστασης. Βέβαια εξαρτάται και από το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC και τη θερμοκρασία ατμοποίησης, καθώς για δεδομένη ΕΘΔ του ατμοποιητή, η βέλτιστη παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου του κύκλου αλλάζει λόγω των διαφορετικών θερμοδυναμικών ιδιοτήτων που το κάθε ρευστό έχει. Στον Πίνακα 4.4 καταγράφεται το μέγεθος της εγκατάστασης για τη θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων, το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC και την θερμοκρασία ατμοποίησης που τελικά επιλέγεται για μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος.

**Πίνακας 4.4 : Μέγεθος εγκατάστασης για κάθε θερμοκρασία πηγής και εργαζόμενο μέσο κύκλου ORC**

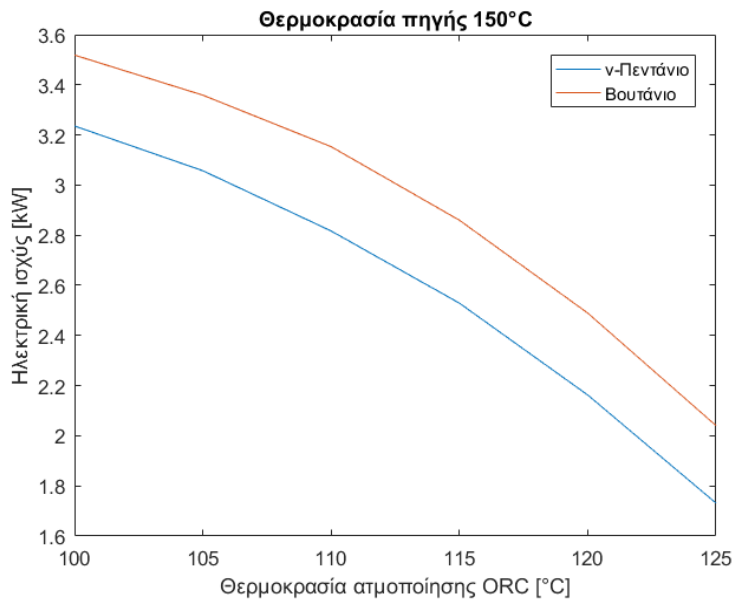
Θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων (°C)	Εργαζόμενο μέσο κύκλου ORC	Θερμοκρασία ατμοποίησης ORC (°C)	Μέγεθος εγκατάστασης (kW)
150	Πεντάνιο	124.9	14.2
	Βουτάνιο	114.4	25.1
200	Πεντάνιο	169.3	29.7
	Πεντάνιο	174.7	23.4
	Πεντάνιο	150.3	46.9
	Πεντάνιο	129.8	59.9
	Βουτάνιο	150.4	77.6
	Βουτάνιο	195.2	108.2
250	Πεντάνιο	195.2	108.2
	Βουτάνιο	150.4	107.9

Στις Εικόνες 4.1÷4.3 παρουσιάζεται, όπως υπολογίστηκε, η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς για τις τρεις τιμές της θερμοκρασίας καυσαερίων και για δεδομένη ΕΘΔ 10°C στον ατμοποιητή του κύκλου ORC. Γίνεται δηλαδή μία σύγκριση των ιδιοτήτων των δύο οργανικών μέσων που χρησιμοποιούνται ως εργαζόμενα μέσα στο κύκλωμα του ORC. Η ισχύς αυτή είναι η καθαρή ηλεκτρική ισχύς χωρίς να λαμβάνονται υπόψη οι ιδιοκαταναλώσεις των αντλιών των δύο κυκλωμάτων. Στον οριζόντιο άξονα αναγράφεται η θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου.


**Εικόνα 4.1 : Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης ORC, για θερμοκρασία πηγής 250°C και ΕΘΔ 10°C**



**Εικόνα 4.2 :** Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης ORC, για θερμοκρασία πηγής 200°C και ΕΘΔ 10°C



**Εικόνα 4.3 :** Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης ORC, για θερμοκρασία πηγής 150°C και ΕΘΔ 10°C

Στην υψηλότερη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων, από τους 100 °C έως τους 140 °C τα δύο οργανικά μέσα παράγουν σχεδόν ίση ηλεκτρική ισχύ. Στην πραγματικότητα, το βουτάνιο έχει μια ελαφριά υπεροχή κυρίως λόγω των μεγαλύτερων πιέσεων του στο συγκεκριμένο εύρος θερμοκρασιών. Κοντά στο κρίσιμο σημείο του (περίπου 150°C) το βουτάνιο παράγει τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ με τιμή κοντά στα 15 kW. Το πεντάνιο, ακολούθως, λειτουργεί με θερμοκρασία ατμοποίησης έως και 195 °C, ενώ η ηλεκτρική ισχύς αυξάνεται διαρκώς με τη θερμοκρασία ατμοποίησης με τη μέγιστη τιμή της να ξεπερνά τα 17 kW.

Για θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων ίση με 200°C με εργαζόμενο μέσο το βουτάνιο παράγεται μεγαλύτερη ποσότητα ηλεκτρικής ισχύος, η οποία διαρκώς αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του κύκλου ORC. Ωστόσο, σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση είναι μειωμένη και κυμαίνεται μεταξύ των 8kW έως και λίγο κάτω από 10 kW. Όσον αφορά το πεντάνιο παρατηρείται ότι η μέγιστη ηλεκτρική ισχύς παράγεται κοντά στους 120 °C, ενώ στη συνέχεια μειώνεται. Η μέγιστη τιμή της είναι κοντά στα 7.5 kW. Ο λόγος που συμβαίνει αυτό είναι η σταδιακή μείωση της παροχής μάζας του κύκλου με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης προκειμένου να πληρείται ο περιορισμός για την ΕΘΔ του ατμοποιητή. Επιπλέον, αξίζει να αναφερθεί ότι με αυτή τη θερμοκρασία εισόδου της πηγής επηρεάζεται περισσότερο το εύρος λειτουργίας του πεντανίου, αφού δεν μπορεί να ξεπεράσει τη θερμοκρασία ατμοποίησης των 180 °C, γεγονός που οδηγεί και στη λειτουργία του με χαμηλότερες πιέσεις. Από την άλλη, λόγω της σχετικά ικανοποιητικής διαφοράς του κρίσιμου σημείου του βουτανίου από τη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων, αυτό μπορεί να λειτουργήσει ικανοποιητικά στο ίδιο εύρος θερμοκρασιών με την προηγούμενη περίπτωση (θερμοκρασία καυσαερίων 250°C), άρα και η απόδοσή του είναι βελτιωμένη σε σχέση με αυτή του πεντανίου.

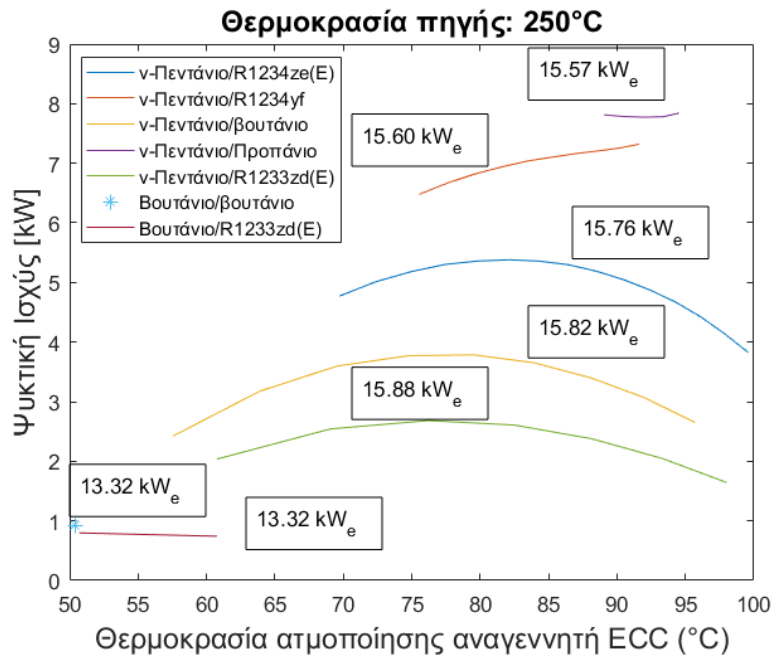
Τέλος, στη χαμηλότερη θερμοκρασία των καυσαερίων και τα δύο ρευστά εξετάζονται στο ίδιο εύρος θερμοκρασιών ατμοποίησης των 100÷130°C που παρατηρείται ελάττωση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος με την αύξησή της. Το βουτάνιο και πάλι παράγει περισσότερη ισχύ από τα 2.2÷3.6kW, ενώ το πεντάνιο από τα 1.7÷3.2kW. Η μεγάλη μείωση της ηλεκτρικής ισχύος οφείλεται τόσο στις μικρές τιμές της θερμοκρασίας ατμοποίησης όσο και στη μείωση της παροχής μάζας του κύκλου ORC.

#### 4.1.3 Παραμετρική διερεύνηση της απόδοσης του ECC

Ωστόσο, για να λειτουργήσουν συνολικά και τα δύο κυκλώματα απαιτείται πέρα από την λειτουργία του κύκλου ORC, η πρωτεύουσα ροή του κύκλου ECC να έχει ικανοποιητική θερμοκρασία ατμοποίησης (άρα και υψηλή πίεση κύκλου), ώστε να μπορεί το ακροφύσιο να λειτουργήσει και στην έξοδό του η συνολική ροή να έχει την πίεση συμπύκνωσης. Η λειτουργία του κύκλου ECC είναι άμεσα εξαρτώμενη από την θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρεύματος του αναγεννητή (που ταυτίζεται με την έξοδο του εκτονωτή του κύκλου ORC), καθώς με βάση αυτή υπολογίζεται η παροχή μάζας και η θερμοκρασία εξόδου της πρωτεύουσας ροής του κύκλου ECC από τον αναγεννητή. Είναι επιθυμητό να είναι σχετικά υψηλή, προκειμένου να συναλλαχθεί επαρκές ποσό θερμότητας και το ενεργειακό περιεχόμενο της πρωτεύουσας ροής να καταθλίψει τη δευτερεύουσα ροή στην πίεση συμπύκνωσης. Όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ORC, τόσο αυξημένη είναι και η θερμοκρασία εισόδου στον αναγεννητή.

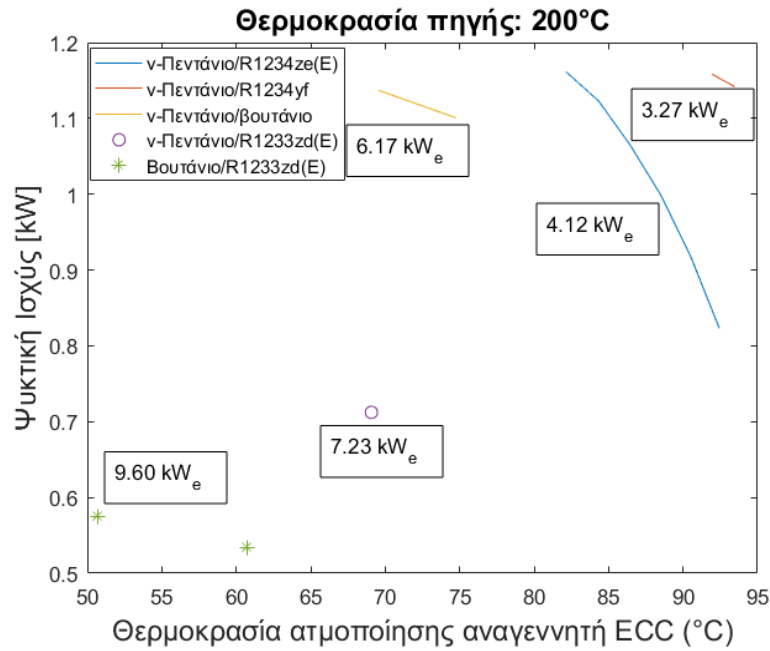
Από την άλλη, για δεδομένη θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρεύματος στον αναγεννητή, η υψηλή πίεση του κύκλου ECC μεταβάλλεται ως εξής: η ελάχιστη τιμή της καθορίζεται από την ελάχιστη θερμοκρασία εξόδου για την οποία η πρωτεύουσα ροή μπορεί να δώσει οριακά την πίεση συμπύκνωσης στην έξοδο του ακροφυσίου. Η μέγιστη τιμή της, ωστόσο, είναι αυτή που μπορεί να ικανοποιήσει τον περιορισμό για την ΕΘΔ μεταξύ των δύο ρευμάτων του αναγεννητή.

Στις Εικόνες 4.4÷4.6 φαίνεται η μεταβολή της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή ECC για τις τρεις μελετώμενες τιμές της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων. Στα διαγράμματα αυτά, για κάθε συνδυασμό ρευστών η θερμοκρασία του ατμοποιητή ORC είναι σταθερή, και ίση με αυτή που δίνει τη μέγιστη τιμή παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Με βάση αυτό προκύπτει ότι και η παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου του κύκλου ORC στην είσοδο του αναγεννητή είναι σταθερή για κάθε συνδυασμό ρευστών (δεδομένου ότι η θερμοκρασία ατμοποίησης δεν μεταβάλλεται).

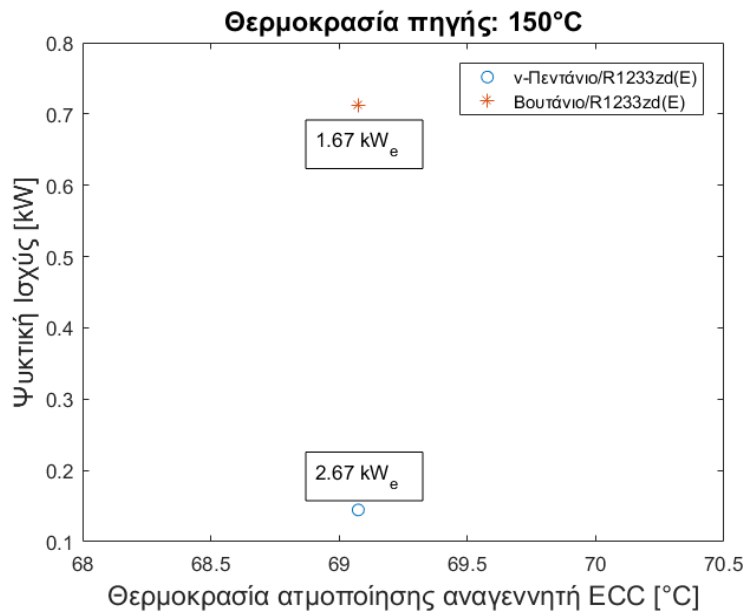


**Εικόνα 4.4 :** Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 250°C και για μέγιστη ηλεκτρική ισχύ (αναγράφεται)





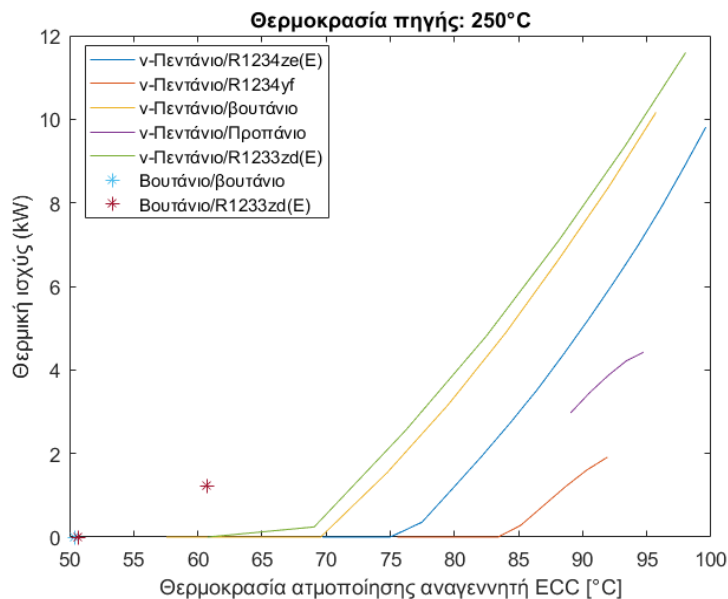
Εικόνα 4.5 : Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 200°C και για μέγιστη ηλεκτρική ισχύ (αναγράφεται)



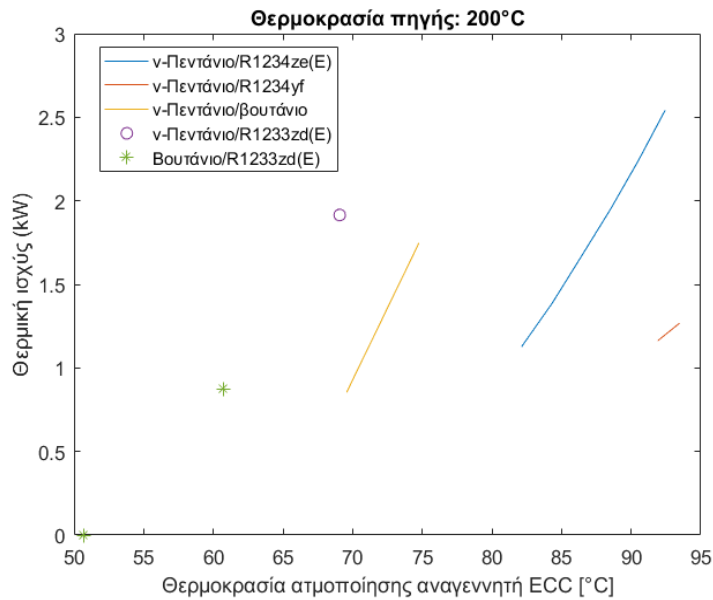
Εικόνα 4.6 : Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 150°C και για μέγιστη ηλεκτρική ισχύ (αναγράφεται)

Όσο η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων αυξάνεται, παρατηρούνται μεγαλύτερες θερμοκρασίες ατμοποίησης του κύκλου ORC, οδηγώντας σε μεγαλύτερη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Εξαιτίας του αυξημένου λόγου πίεσης, το ρευστό εξέρχεται από τον εκτονωτή και εισέρχεται στον αναγεννητή σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες, γεγονός που επιτρέπει την επιλογή μεγαλύτερων θερμοκρασιών ατμοποίησης στο πρωτεύον ρεύμα του κύκλου ECC. Οπότε μπορεί να εξαχθεί το συμπέρασμα ότι στη χαμηλότερη θερμοκρασία πηγής 150°C, η θερμοκρασία ατμοποίησης αναγεννητή του κύκλου ECC περιορίζεται σε ένα μικρό εύρος. Το εύρος αυτό διευρύνεται για θερμοκρασία πηγής 200°C. Τέλος, για θερμοκρασία καυσαερίων 250°C, όλοι οι δυνατοί συνδυασμοί λειτουργούν σε ένα μεγάλο σχετικά διάστημα θερμοκρασιών ατμοποίησης του αναγεννητή, εκτός από το συνδυασμό Βουτάνιο/βουτάνιο που δίνει λύση μόνο για θερμοκρασία 50.7°C.

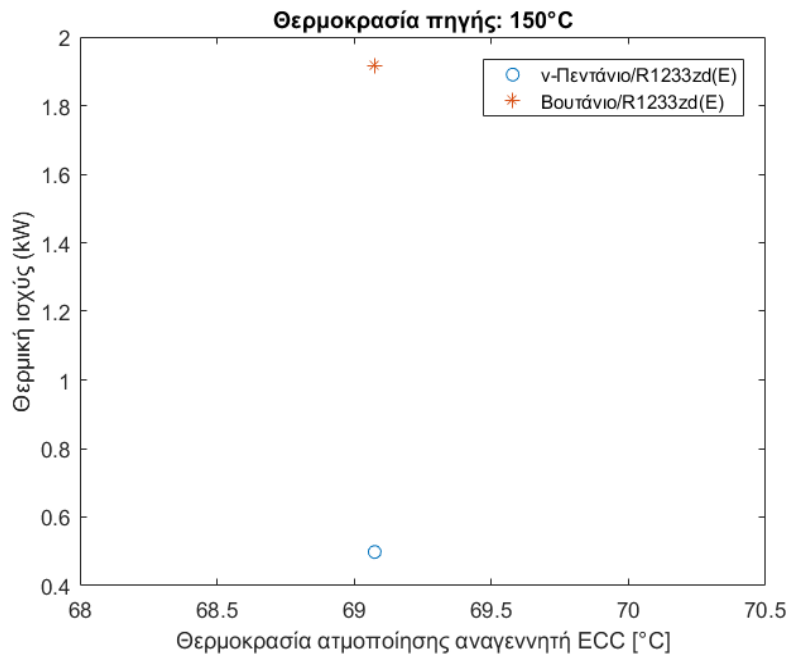
Γενικά, για δεδομένο κύκλο ORC, όσο η θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ECC αυξάνει, η παραγόμενη ψυκτική ισχύς αρχικά αυξάνεται, φτάνει σε ένα μέγιστο και αρχίζει να μειώνεται. Αυτό συμβαίνει, διότι με την αύξηση της πίεσης του αναγεννητή αυξάνεται ο συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου και ο λόγος των μαζών του ακροφυσίου (Εικόνα 2.9). Ωστόσο δεδομένης της σταθερής ΕΘΔ του αναγεννητή και σε συνδυασμό με το ότι αυτό εμφανίζεται στην αρχή της ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου (του ECC), παρατηρείται ότι για μεγάλες θερμοκρασίες ατμοποίησης συναλλάσσεται μικρότερο ποσό θερμότητας, όπως είναι εμφανές στις Εικόνες 4.7÷4.9. Τελικά, υπάρχει μία ενδιάμεση θερμοκρασία που μεγιστοποιεί την παραγόμενη ψύξη.



Εικόνα 4.7 : Παραγόμενη θερμική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 250°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ

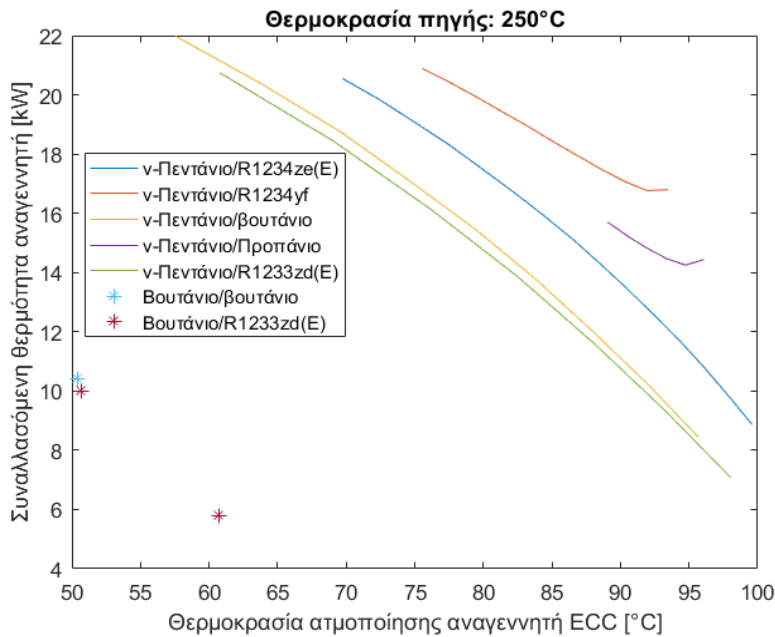


Εικόνα 4.8 : Παραγόμενη θερμική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 200°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ

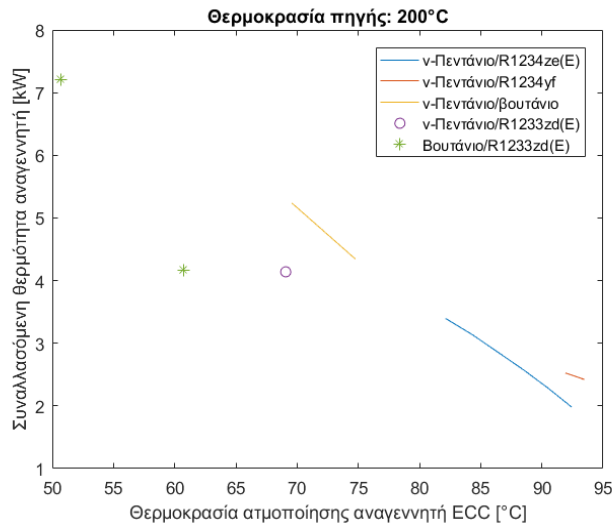


Εικόνα 4.9 : Παραγόμενη θερμική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 150°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ

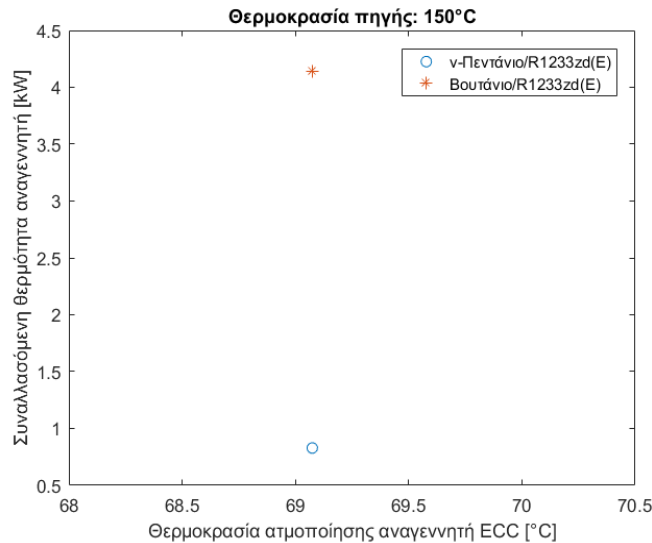
Όσον αφορά την παραγόμενη θερμότητα αυτή έχει άμεση εξάρτηση από τη θερμοκρασία εξόδου του ρευστού του κύκλου ORC από τον αναγεννητή. Οπότε για μεγάλες τιμές θερμοκρασιών της πηγής και για μεγάλες τιμές θερμοκρασίας ατμοποίησης ORC, που οδηγούν και σε κύκλους υψηλότερων θερμοκρασιών η παραγωγή θερμότητας είναι αυξημένη. Συγκριτικά με τη θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ECC, η παραγόμενη θερμότητα έχει αντιστρόφως ανάλογη σχέση. Αυτό συμβαίνει διότι, για μικρές θερμοκρασίες ατμοποίησης η θερμότητα που συναλλάσσεται στον αναγεννητή είναι μεγαλύτερη και έτσι η έξοδος του εργαζόμενου μέσου από αυτόν είναι σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Αυτή αυξάνεται όσο η θερμοκρασία ατμοποίησης ECC αυξάνεται. Τα παραπάνω σχόλια αποτυπώνονται στις Εικόνες 4.10÷4.12. Σε χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης του κύκλου ECC λόγω της μεγαλύτερης θερμοκρασιακής διαφοράς των δύο ρευμάτων, η υπολογιζόμενη παροχή μάζας της πρωτεύουσας ροής αυξάνεται, προκειμένου να ικανοποιείται η ΕΘΔ. Για το λόγο αυτό το ποσό θερμικής συναλλασσόμενης ισχύος αυξάνεται, ενώ μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή.



**Εικόνα 4.10 :** Συναλλασσόμενη θερμική ισχύς στον αναγεννητή συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του για θερμοκρασία πηγής 250°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ



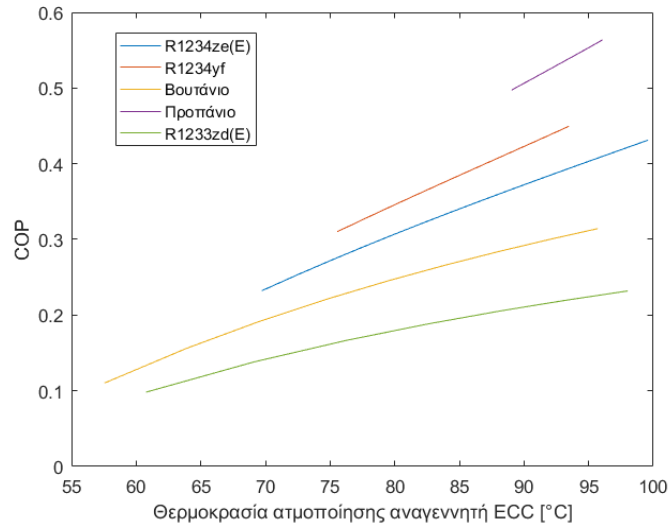
**Εικόνα 4.11 :** Συναλλασσόμενη θερμική ισχύς στον αναγεννητή συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του για θερμοκρασία πηγής 200°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ



**Εικόνα 4.12 :** Συναλλασσόμενη θερμική ισχύς στον αναγεννητή συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του για θερμοκρασία πηγής 150°C και μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ

Οι τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς του ψυκτικού κύκλου εξαρτώνται από την θερμοδυναμική κατάσταση εισόδου των δύο ρευμάτων, όπως και από την πίεση εξόδου. Οι μεγαλύτερες τιμές τους παρατηρούνται με εργαζόμενο μέσο στον κύκλο ECC το προπάνιο και είναι στο εύρος  $0.5 \div 0.6$  και  $0.6 \div 0.7$  αντίστοιχα. Τα υπόλοιπα ρευστά εμφανίζουν χαμηλότερες τιμές με το βουτάνιο και το R1233zd(E) μάλιστα να εμφανίζουν συντελεστή συμπεριφοράς από  $0.1 \div 0.3$  (βουτάνιο) και  $0.1 \div 0.23$  (R1233zd(E)). Παρόμοιες τιμές παρατηρούνται και για το λόγο μαζών. Οι δύο παραπάνω παράμετροι έχουν το κοινό χαρακτηριστικό ότι η τιμή τους αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή του κύκλου ECC. Ωστόσο, σε

καμία περίπτωση ο συντελεστής συμπεριφοράς δεν ξεπερνάει την μονάδα, γεγονός που αποτελεί μια σημαντική διαφορά σε σχέση με τον ευρέως διαδεδομένο ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών, που εκεί οι τιμές είναι μεγαλύτερες της μονάδας, άρα και η παραγόμενη ψύξη είναι αυξημένη.

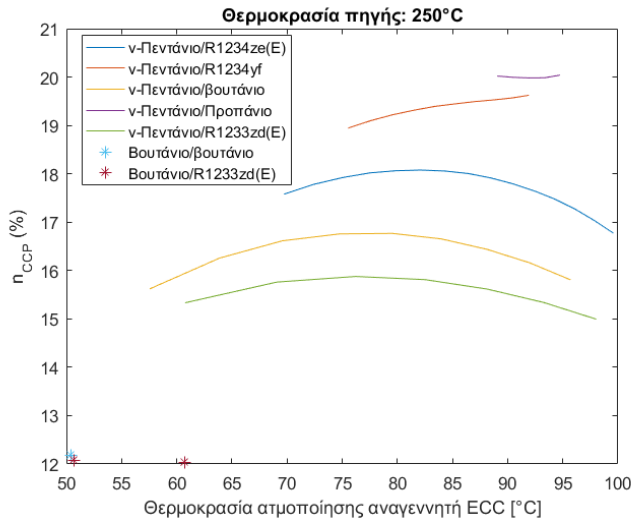


Εικόνα 4.13 : Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου για τα εργαζόμενα ρευστά του ECC συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή

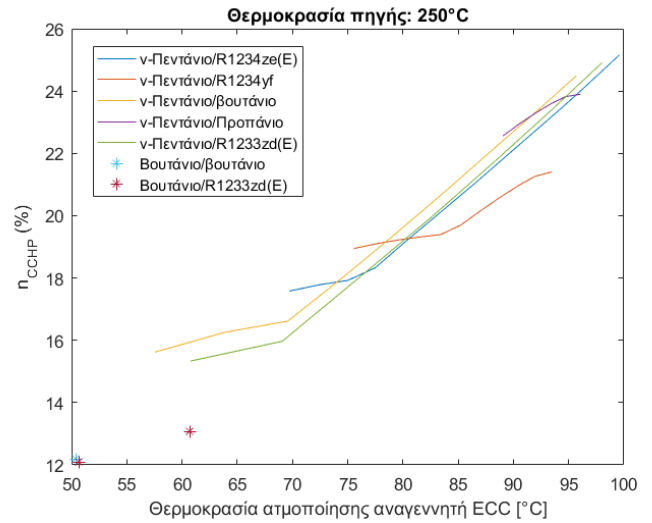
#### 4.1.4 Βαθμοί απόδοσης συστήματος

Στις Εικόνες 4.14÷4.16 παρουσιάζονται οι τιμές του συνδυασμένου ηλεκτρικού και ψυκτικού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Στην υψηλότερη θερμοκρασία καυσαερίων οι μέγιστες τιμές της εμφανίζονται για του συνδυασμούς ρευστών με εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC το πεντάνιο, κυρίως λόγω της σημαντικά υψηλότερης ηλεκτρικής ισχύος. Ο πιο αποδοτικός συνδυασμός είναι αυτός του Πεντάνιο/προπάνιο με τιμές κοντά στο 20%, ενώ χαμηλότερες τιμές υπολογίζονται με τους συνδυασμούς Πεντάνιο/βουτάνιο και Πεντάνιο/R1233zd(E) στο εύρος 15%÷17%. Εμφανώς χαμηλότερες παρατηρούνται όταν εργαζόμενο μέσο είναι το βουτάνιο κοντά στο 12%. Από την άλλη, τα αποτελέσματα είναι διαφορετικά στη θερμοκρασία πηγής 200°C και 150°C, όπου όταν εργαζόμενο μέσο είναι το βουτάνιο εμφανίζονται οι βέλτιστες τιμές από 8.5%÷11%.

Όσον αφορά τον συνολικό βαθμό απόδοσης αυτός συμπίπτει με τον ηλεκτρικό-ψυκτικό έως τη θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή που αρχίζει να παράγεται θερμότητα. Τονίζεται ότι στην μέγιστη θερμοκρασία ατμοποίησης με εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC το πεντάνιο για θερμοκρασία πηγής 250°C, όλοι οι συνδυασμοί ξεπερνούν το 20% ενώ με βουτάνιο επιτυγχάνεται 13%. Για χαμηλότερες θερμοκρασίες πηγής ο συνολικός βαθμός απόδοσης δεν διαφέρει σημαντικά από τον ηλεκτρικό-ψυκτικό, καθώς τα ποσά θερμότητας που παράγονται δεν είναι μεγάλα.

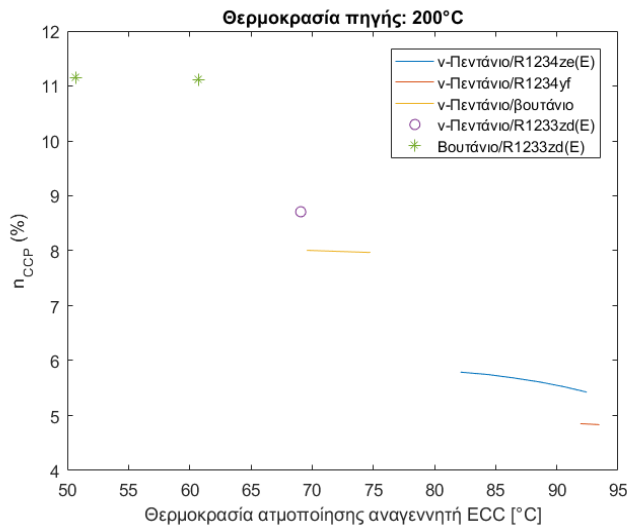


(a)

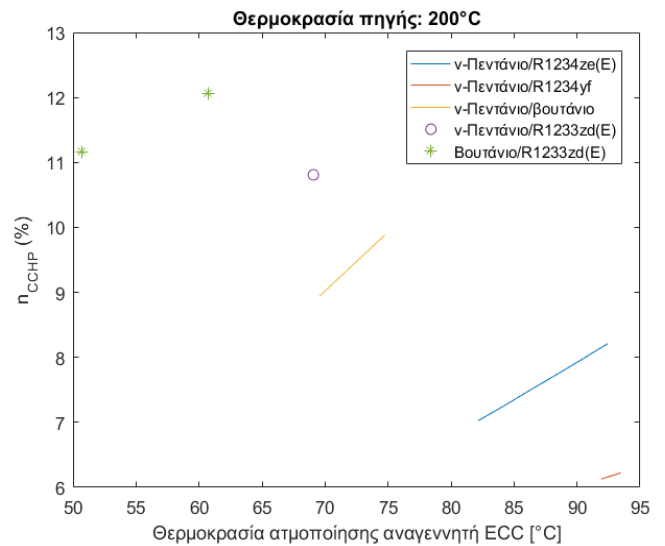


(b)

**Εικόνα 4.14 :** Βαθμοί απόδοσης συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 250°C a) συμπαραγωγικός (ηλεκτρικός-ψυκτικός) και b) τριπαραγωγικός

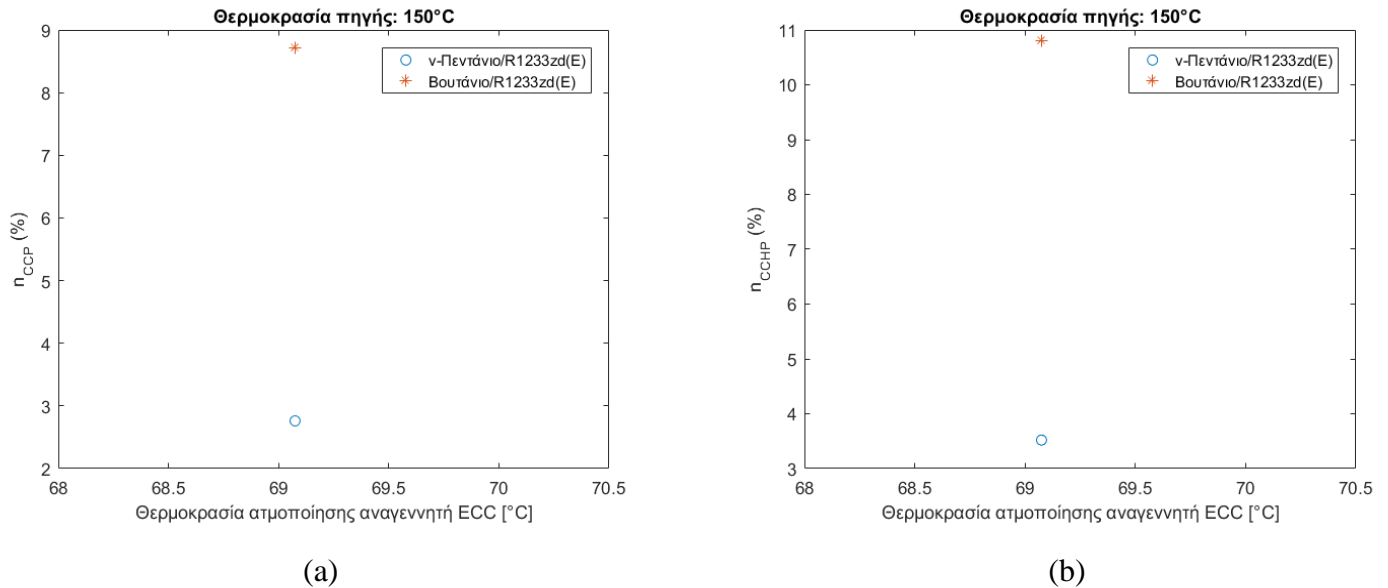


(a)



(b)

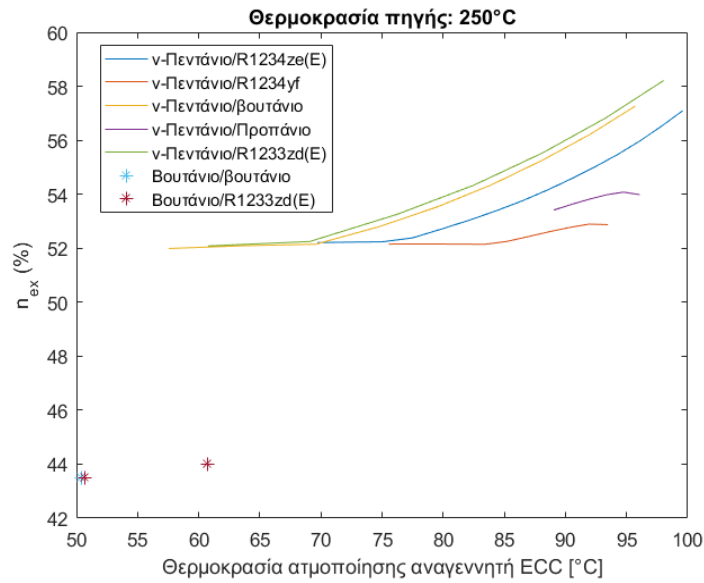
**Εικόνα 4.15 :** Βαθμοί απόδοσης συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C a) συμπαραγωγικός (ηλεκτρικός-ψυκτικός) και b) τριπαραγωγικός



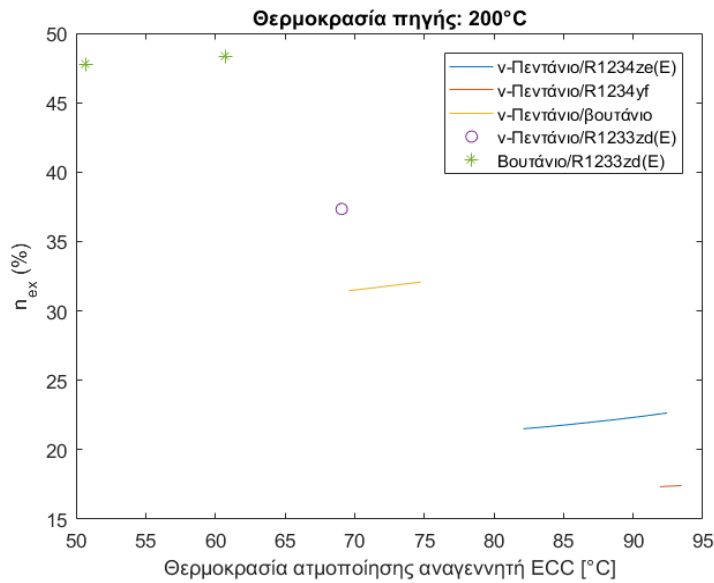
**Εικόνα 4.16 : Βαθμοί απόδοσης συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 150°C a) συμπαραγωγικός (ηλεκτρικός-ψυκτικός) και b) τριπαραγωγικός**

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αποτελεί μια ένδειξη της ποιότητας της παραγόμενης ενέργειας. Σε μεγάλες θερμοκρασίες εισόδου των καυσαερίων ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης λαμβάνει τις μεγαλύτερες τιμές του, κυρίως λόγω της αυξημένης ηλεκτρικής ισχύος. Σε δευτερεύοντα ρόλο, η παραπάνω αύξηση οφείλεται και στην αυξημένη παραγωγή θέρμανσης και ψύξης. Για θερμοκρασία καυσαερίων ίση με 150°C παρατηρείται ότι το ζεύγος Βουτάνιο/R1233zd(E) ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι πάνω από 35%, αρκετά αυξημένος σε σχέση με τον συνδυασμό Πεντάνιο/R1233zd(E) που είναι κοντά στην τιμή 15%. Η διαφορά αυτή προκύπτει λόγω της υψηλότερης παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος στην περίπτωση του Βουτάνιο/R1233zd(E). Στη θερμοκρασία καυσαερίων 200°C οι συνδυασμοί ρευστών με εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC το βουτάνιο εμφανίζουν αυξημένους εξεργειακούς βαθμούς, για τον ίδιο λόγο και κυμαίνονται στο εύρος από 35%÷50%. Ωστόσο, εάν εργαζόμενο μέσο είναι το πεντάνιο τότε οι παραπάνω τιμές μειώνονται στο διάστημα 15%÷30%. Εμφανώς βελτιωμένα είναι τα αποτελέσματα στην περίπτωση των 250°C. Εάν εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC είναι το πεντάνιο όλες οι βαθμοί απόδοσης είναι πάνω από 50% και αυξάνονται από μια θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή και έπειτα λόγω της αύξησης της παραγόμενης ωφέλιμης θερμότητας. Οι υψηλότερες τιμές συναντώνται στους συνδυασμούς Πεντάνιο/R1233zd(E) και Πεντάνιο/βουτάνιο. Όταν, από την άλλη χρησιμοποιείται το βουτάνιο ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι από 43%÷44%.

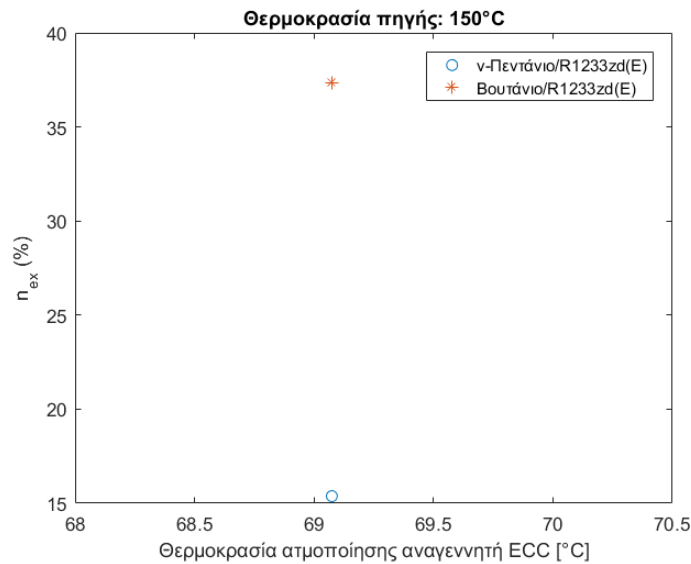




**Εικόνα 4.17 :** Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 250°C



**Εικόνα 4.18 :** Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C



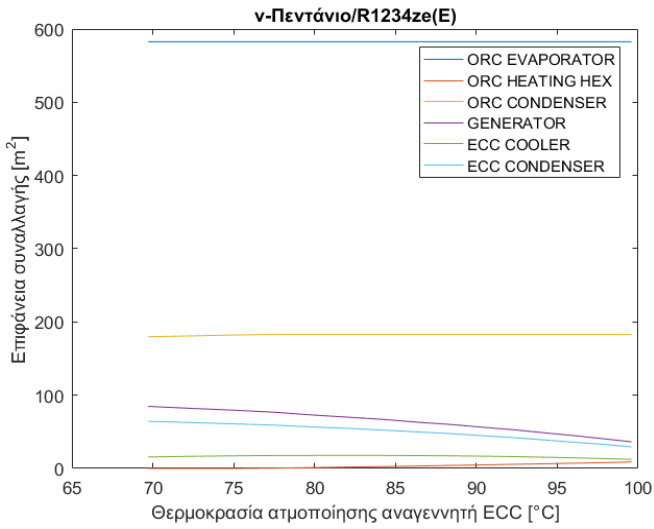
Εικόνα 4.19 : Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 150°C

## 4.2 Αποτελέσματα διαστασιολόγησης

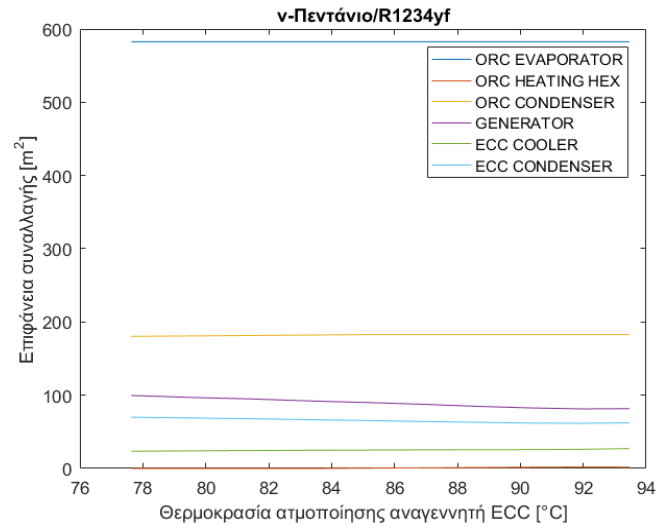
### 4.2.1 Εναλλάκτες

Η παρουσίαση των αποτελεσμάτων της διαστασιολόγησης γίνεται για όλους τους συνδυασμούς ρευστών και, πιο συγκεκριμένα, για τη θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ORC που επιτυγχάνεται η μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και για όλο το δυνατό εύρος της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή του κύκλου ECC.

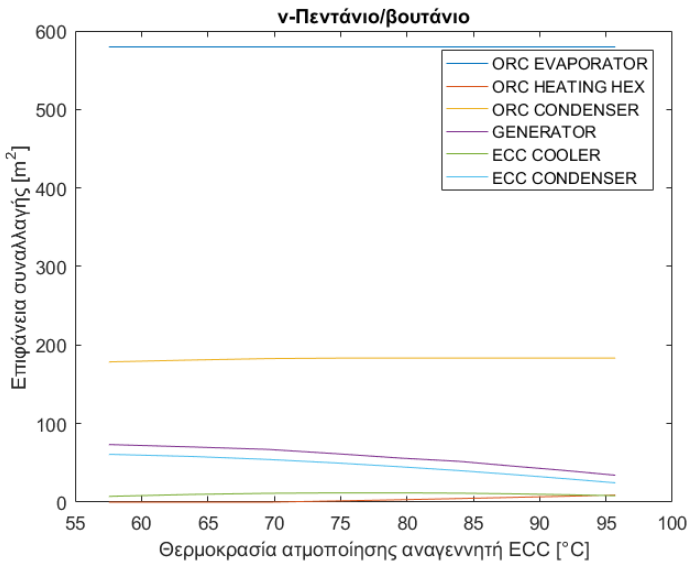
Αρχικά, παρουσιάζεται στην Εικόνα 4.20 ο απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για όλους τους εναλλάκτες της εγκατάστασης για θερμοκρασία πηγής 250°C.



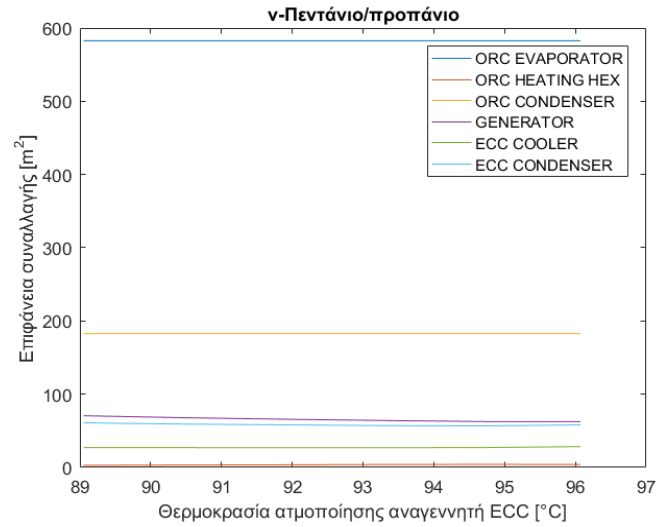
(a)



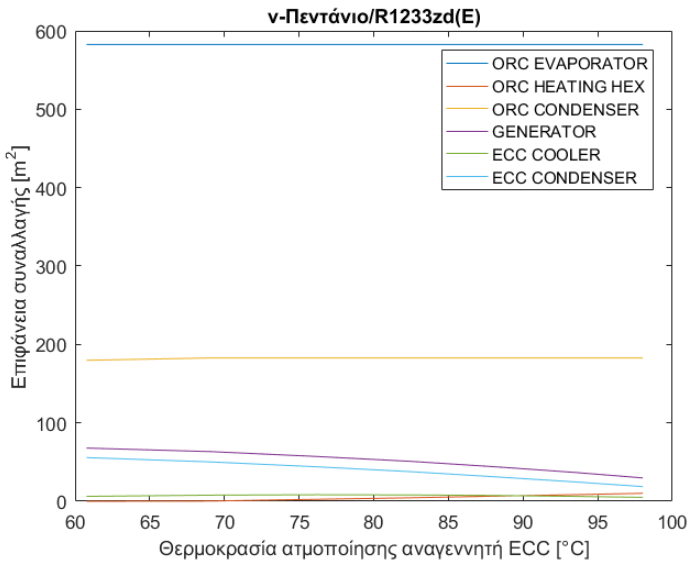
(b)



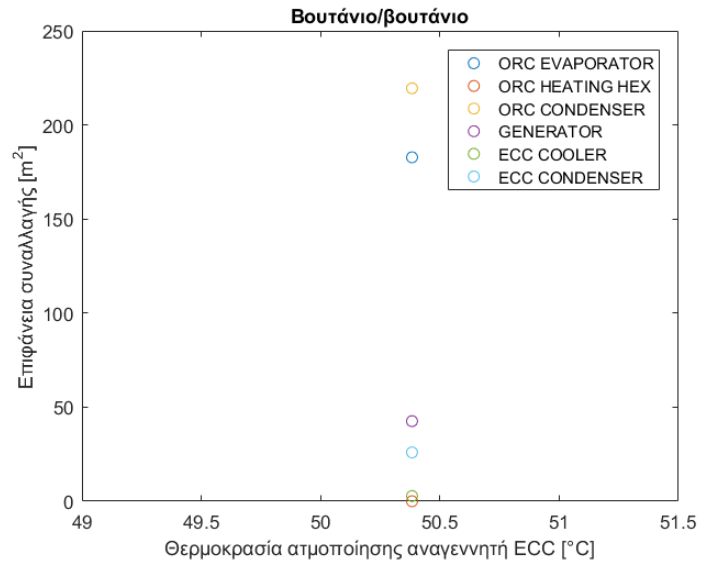
(c)



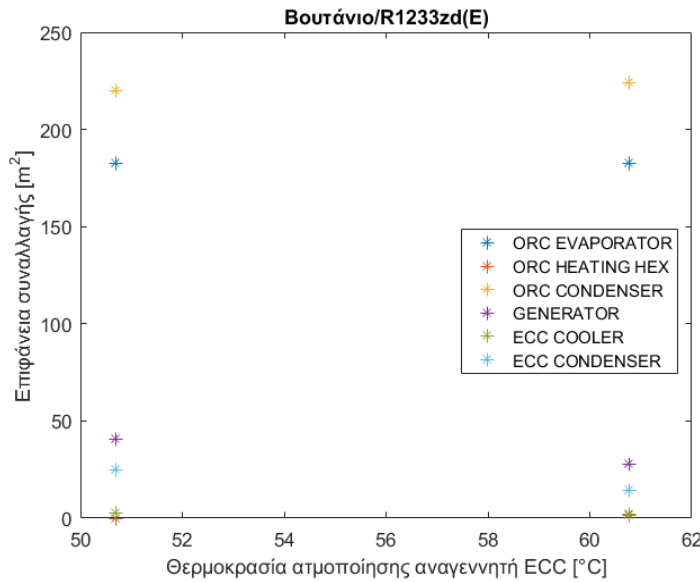
(d)



(e)



(f)



(g)

**Εικόνα 4.20 :** Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας εναλλακτών συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 250°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), b) ν-Πεντάνιο/R1234yf, c) ν-Πεντάνιο/βουτάνιο, d) ν-Πεντάνιο/προπάνιο, e) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E), f) Βουτάνιο/βουτάνιο και g) Βουτάνιο/R1233zd(E)

Από το διάγραμμα είναι εμφανές, ότι ο εναλλάκτης με την μεγαλύτερη τιμή απαιτούμενης επιφάνειας συναλλαγής είναι ο ατμοποιητής του κύκλου ORC, όπου σε αυτόν συναλλάσσονται και τα μεγαλύτερα ποσά θερμότητας, και επιπλέον παρατηρείται η μεγαλύτερη θερμοκρασιακή

διαφορά, όταν εργαζόμενο μέσο είναι του κύκλου ORC είναι το πεντάνιο. Αυτή ισούται με περίπου  $600m^2$ . Στη συνέχεια, ο αμέσως επόμενος μεγαλύτερος σε μέγεθος είναι ο συμπυκνωτής του κύκλου ORC με περίπου  $200m^2$ , αφού οι συνθήκες στην είσοδο και την έξοδό του είναι περίπου ίδιες για όλους τους συνδυασμούς. Το γεγονός ότι η επιφάνεια του συναλλαγής του συμπυκνωτή είναι σχεδόν υπο-τριπλάσια από αυτή του ατμοποιητή οφείλεται κυρίως πολύ μικρότερη θερμοκρασιακή διαφορά εισόδου-εξόδου που παρατηρείται στον συμπυκνωτή και δευτερεύοντος στα μικρότερα ποσά ισχύος που συναλλάσσονται. Ακολούθως, η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του αναγεννητή μειώνεται με την άνοδο της θερμοκρασίας ατμοποίησης, λόγω των μικρότερων ποσών θερμότητας, όπως επεξηγείται στο Κεφάλαιο 4.1. Το μεγαλύτερο μέγεθος του εντοπίζεται με τα ζεύγη Πεντάνιο/R1234ze(E) που διαστασιολογείται έως και  $100m^2$ . Αντίστοιχη μείωση παρατηρείται και στον συμπυκνωτή του κύκλου ECC για τους συνδυασμούς Πεντάνιο/R1234ze(E) , Πεντάνιο/ R1234ze(E) και Πεντάνιο/βουτάνιο, ενώ για τους υπόλοιπους συνδυασμούς ο εναλλάκτης αυτός σχεδιάζεται με επιφάνεια συναλλαγής μικρότερη των  $100m^2$ . Όσον αφορά τον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου της εγκατάστασης, η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας που απαιτείται, άρα και οι πλάκες, εμφανίζει αντίστοιχη μορφή με την παραγόμενη ψυκτική ισχύ. Αρχικά, αυξάνεται, φτάνει ένα μέγιστο και αρχίζει να μειώνεται. Η τιμή της επιφάνειας δεν ξεπερνά τα  $100m^2$ . Τέλος, ο εναλλάκτης που παράγεται ωφέλιμη θερμότητα σε μικρές θερμοκρασίες ατμοποίησης δεν χρησιμοποιείται, ενώ από κάποια θερμοκρασία και πέρα διαστασιολογείται μέχρι και τα  $20m^2$  για το ζεύγος ρευστών το Πεντάνιο/R1234ze(E) και Πεντάνιο/R1234yf.

Τα παραπάνω σχόλια αφορούν την απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Ακόμα ένας παράγοντας που πρέπει να ληφθεί υπόψη είναι οι απώλειες πίεσης εντός των εναλλακτών. Συγκεκριμένα, τίθεται το όριο των  $50kPa$  σε κάθε εναλλάκτη προκειμένου να μην διαταράσσεται η ροή. Από τους υπολογισμούς προέκυψε ότι κανένας εναλλάκτης δεν υπερβαίνει το παραπάνω όριο.

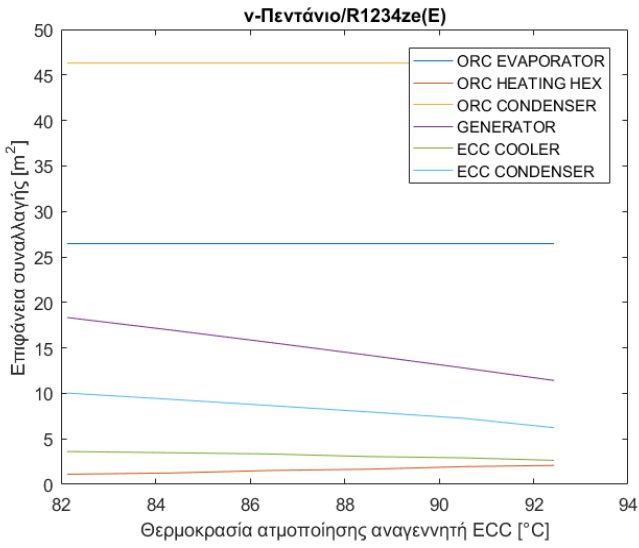
Στόχος είναι η διαστασιολόγηση του Σημείου εκείνου που δίνει τη μεγαλύτερη παραγόμενη ψύξη. Στον Πίνακα 4.5 δίνονται οι πλάκες όλων των εναλλακτών στο σημείο αυτό. Υπενθυμίζεται ότι τα μοντέλα καταγράφονται στο Κεφάλαιο 3.

**Πίνακας 4.5 : Διαστασιολόγηση εναλλακτών στο βέλτιστο θερμοδυναμικά σημείο λειτουργίας για θερμοκρασία πηγής  $250^{\circ}C$**

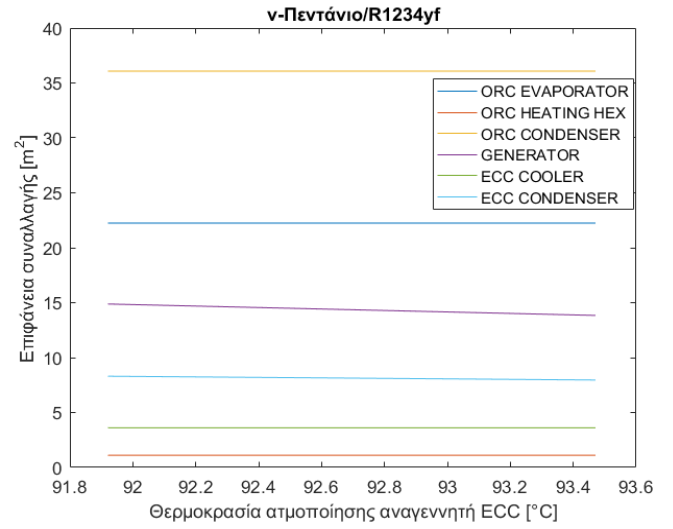
Εναλλάκτης	Μοντέλο	v- Πεντάνιο/R123 4ze(E)	v-Πεντάνιο /R1234yf	v-Πεντάνιο /Βουτάνιο	v-Πεντάνιο /Propane	v-Πεντάνιο / R1234ze(E)	Βουτάνιο /Βουτάνιο	Βουτάνιο / R1234ze(E)
Ατμοποιητής ORC	M10	969	969	969	969	969	304	304
Εναλλάκτης θέρμανσης	AC220EQ	14	13	22	29	2	0	0

Συμπυκνωτής ORC	M10	304	304	305	304	304	365	366
Αναγεννητής	CPB540	202	236	162	181	147	123	117
Ατμοποιητής ECC	AC220EQ	129	195	85	205	56	20	17
Συμπυκνωτής ECC	CPB540	158	180	130	168	109	75	72

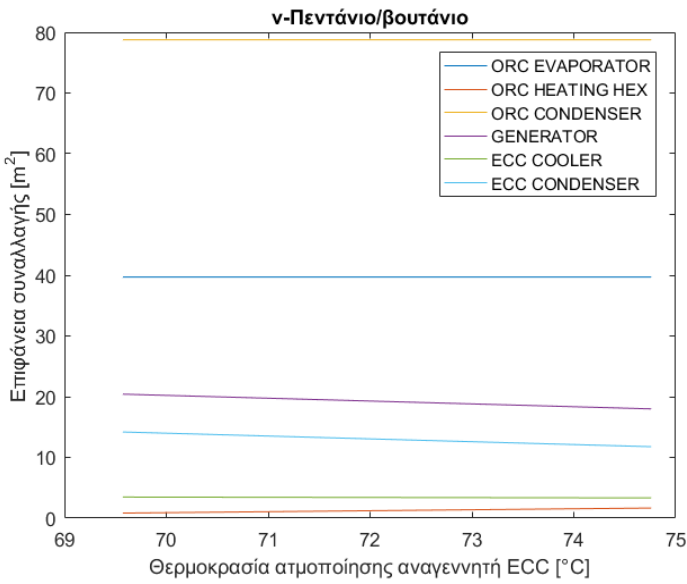
Όταν η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων είναι 200°C, τα αποτελέσματα της διαστασιολόγησης είναι διαφορετικά σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση. Σε αντίθεση με την περίπτωση της θερμοκρασίας πηγής 250°C, οι περισσότερες πλάκες πλέον χρησιμοποιούνται για τον συμπυκνωτή του κύκλου ORC. Στα πρώτα δύο ζεύγη που η παροχή μάζας και η ηλεκτρική ισχύς είναι μικρή υπολογίζεται η επιφάνεια συναλλαγής λίγο παραπάνω από 45m<sup>2</sup> και 35m<sup>2</sup> αντίστοιχα. Αντίθετα, στις υπόλοιπες περιπτώσεις απαιτεί 80m<sup>2</sup> με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο, ενώ με το βουτάνιο ξεπερνά τα 100m<sup>2</sup>. Ο ατμοποιητής του κύκλου ORC διαστασιολογείται με περίπου 40m<sup>2</sup>, όταν εργαζόμενο μέσο είναι το πεντάνιο, ενώ σχεδιάζεται με περίπου 60m<sup>2</sup> πλάκες όταν χρησιμοποιείται βουτάνιο, διότι διέρχεται μεγαλύτερη παροχή μάζας. Το γεγονός αυτό αντικατοπτρίζει την βελτιωμένη θερμοδυναμική απόδοση με τη χρήση βουτανίου, καθώς και τη δυνατότητα για αξιοποίηση μεγαλύτερων ποσών θερμότητας. Η επιφάνεια συναλλαγής του αναγεννητή μειώνεται, όπως και προηγουμένως με την άνοδο της θερμοκρασίας ατμοποίησης και κυμαίνονται στο εύρος 10÷30m<sup>2</sup>, ενώ με ρευστό του κύκλου ORC το βουτάνιο προσεγγίζει τις 100 στις χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης του αναγεννητή. Ο συμπυκνωτής του κύκλου ECC υπολογίζεται ότι απαιτεί από 5÷20m<sup>2</sup> για να αποβάλλει τη θερμότητα του κύκλου. Σημαντικά μικρότερη είναι και η επιφάνεια του ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου και του εναλλάκτη θέρμανσης που σε όλες τις περιπτώσεις δεν ξεπερνούν τα 5m<sup>2</sup>, γεγονός που επιβεβαιώνει την σημαντικά μικρότερη παραγωγή θέρμανσης και ψύξης. Στον Πίνακα 4.6 καταγράφεται η διαστασιολόγηση όλων των εναλλακτών για τις περιπτώσεις του συνδυασμού με την μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική και ψυκτική ισχύ για θερμοκρασία πηγής 200°C.



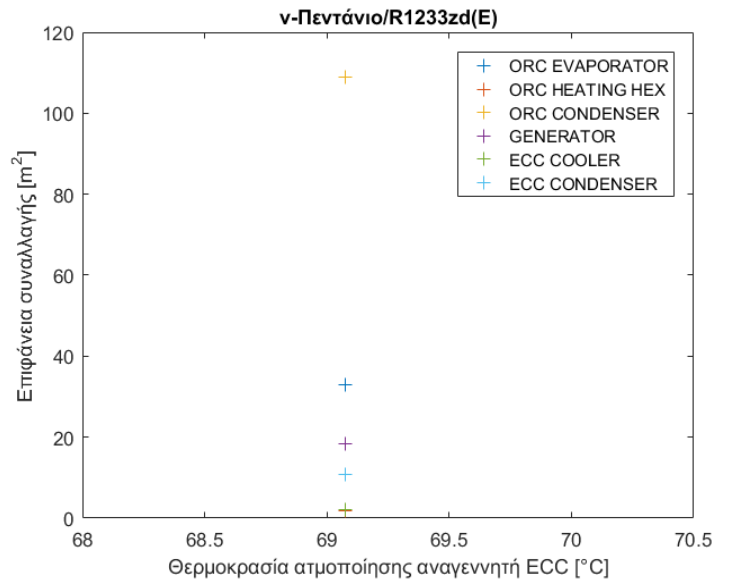
(a)



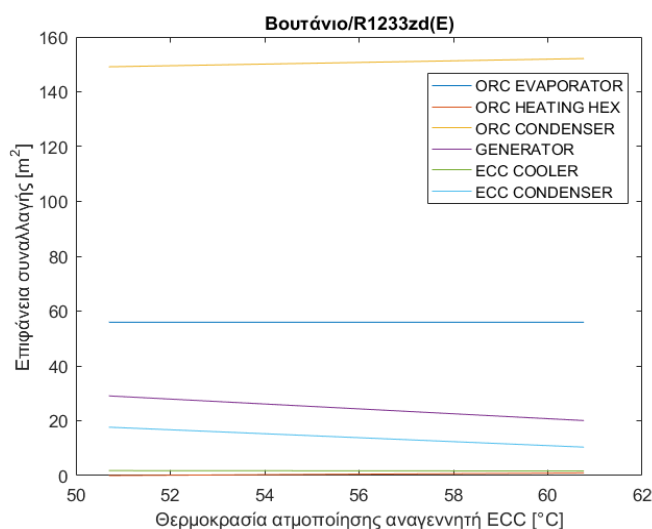
(b)



(c)



(d)



(e)

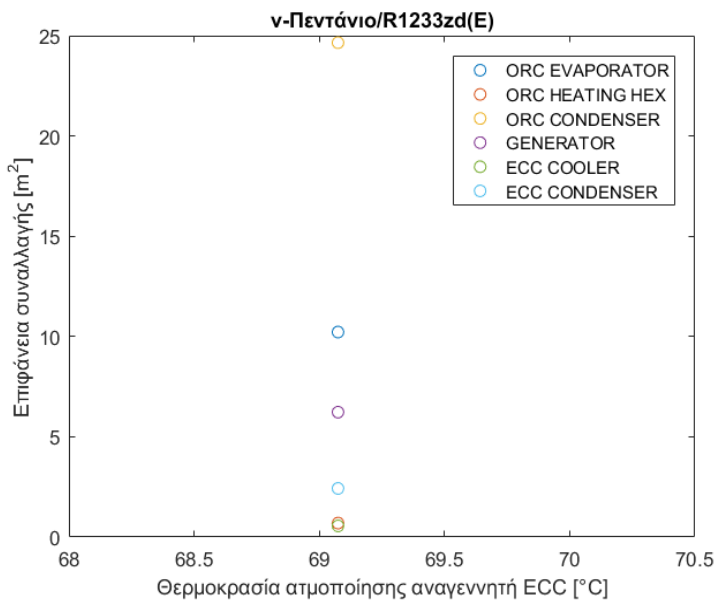
Εικόνα 4.21 : Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας εναλλακτών συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), b) ν-Πεντάνιο/R1234yf, c) ν-Πεντάνιο/βουτάνιο, d) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και e) Βουτάνιο/R1233zd(E)

Πίνακας 4.6 : Διαστασιολόγηση εναλλακτών στο βέλτιστο θερμοδυναμικά σημείο λειτουργίας για θερμοκρασία πηγής 200°C

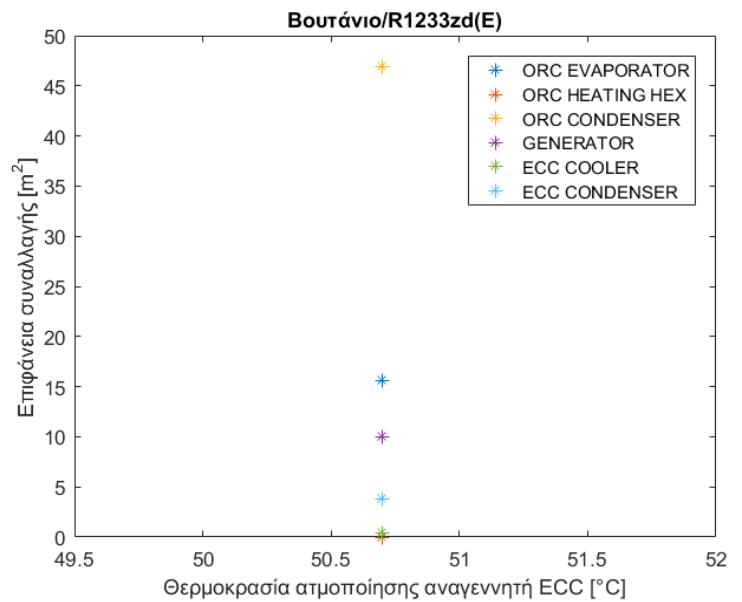
Εναλλάκτης	Μοντέλο	Pentane/ R1234ze(E)	Pentane/ R1234yf	Pentane /butane	Pentane/ R1234ze(E)	Butane/ R1234ze(E)
Ατμοποιητής ORC	M10	44	37	66	55	93
Εναλλάκτης θέρμανσης	AC220EQ	8	8	9	13	0
Συμπυκνωτής ORC	M10	77	60	131	181	248
Αναγεννητής	CPB540	53	43	59	53	84
Ψύκτης ECC	AC220EQ	26	26	24	16	13
Συμπυκνωτής ECC	CPB540	29	24	41	31	51



Στη συγκεκριμένη περίπτωση αναλύονται τα αποτελέσματα για τους μόνους συνδυασμούς ρευστών που δίνουν αποτελέσματα: το Πεντάνιο/R1233zd(E) και Βουτάνιο/R1233zd(E). Τονίζεται ότι λόγω των χαμηλών σχετικά θερμοκρασιών δεν παράγεται ωφέλιμη θερμότητα, οπότε ο αντίστοιχος εναλλάκτης λείπει. Λόγω του μικρού εύρους θερμοκρασιών, ο θερμοδυναμικός κύκλος δίνει λύση μόνο για θερμοκρασία 69.1°C και 50.7°C για εργαζόμενα μέσα του ORC το πεντάνιο και βουτάνιο, αντίστοιχα. Οι πλάκες καταγράφονται στον Πίνακα 4.7, όπου εμφανώς ο μεγαλύτερος εναλλάκτης είναι ο συμπυκνωτής του κύκλου ORC, ακολουθεί ο αναγεννητής και ο ατμοποιητής που είναι παρόμοιοι σε μέγεθος πλακών. Ειδικά στην περίπτωση με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο υπάρχει και ο εναλλάκτης στον οποίο παράγεται ωφέλιμη θερμότητα, με επιφάνεια συναλλαγής εναλλάκτη περίπου 1m<sup>2</sup>. Ο συμπυκνωτής του κύκλου ECC διαστασιολογείται από 3m<sup>2</sup> ενώ ακόμα μικρότερος είναι ο ατμοποιητής του ψυκτικού κύκλου. Τα μικρά μεγέθη όλων των εναλλακτών επιβεβαιώνουν το πολύ μικρό μέγεθος της εγκατάστασης.



(a)



(b)

Εικόνα 4.22 : Απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας εναλλακτών συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 150°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και b) Βουτάνιο/ R1233zd(E)

**Πίνακας 4.7 : Διαστασιολόγηση εναλλακτών στο βέλτιστο θερμοδυναμικά σημείο λειτουργίας για θερμοκρασία πηγής 150°C**

Εναλλάκτης	Μοντέλο	Pentane/ R1234ze(E)	Butane/ R1234ze(E)
Ατμοποιητής ORC	M10	17	26
Εναλλάκτης θέρμανσης	AC220EQ	5	0
Συμπυκνωτής ORC	M10	41	78
Αναγεννητής	CPB540	18	29
Ψύκτης ECC	AC220EQ	4	3
Συμπυκνωτής ECC	CPB540	7	11

#### 4.2.2 Αντλίες

Τα επόμενα στοιχεία που διαστασιολογούνται είναι οι αντλίες. Στους Πίνακες 4.8÷4.10 δίνονται τα βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας των δύο μοντέλων για το βέλτιστο σημείο κάθε συνδυασμού ρευστών για θερμοκρασία πηγής 250°C, 200°C και 150°C αντίστοιχα. Αυτά είναι το μοντέλο, η διακινούμενη παροχή, οι στροφές και η καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύς. Η επιλογή του μοντέλου γίνεται ώστε η στροφές της αντλίας να είναι μέσα στα αποδεκτά όρια, προκειμένου να μπορεί λειτουργήσει αποτελεσματικά.

**Πίνακας 4.8 : Επιλογή αντλιών και σημείου λειτουργίας τους για θερμοκρασία πηγής 250°C**

<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/R1234ze(E)</b>				
Κύκλος	Μοντέλο	Στροφές [rpm]	Παροχή [lt/min]	Ισχύς [kW]
ORC	D10-X	771.8	16.437	1.17
ECC	M03-X	614.3	4.170	0.17
<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/R1234yf</b>				
ORC	D10-X	771.8	16.437	1.17
ECC	M03-X	738.7	5.016	0.30
<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/βουτάνιο</b>				
ORC	D10-X	774.1	16.486	1.14
ECC	M03-X	517.1	3.509	0.09

<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/προπάνιο</b>				
ORC	D10-X	771.8	16.437	1.17
ECC	M03-X	654.9	4.444	0.32
<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/R1233zd(E)</b>				
ORC	D10-X	771.8	16.437	1.17
ECC	M03-X	487.8	3.310	0.06
<b>Ζεύγος ρευστών: Βουτάνιο/βουτάνιο</b>				
ORC	D10-X	1003.0	21.384	1.61
ECC	M03-S	688.3	2.621	0.13
<b>Ζεύγος ρευστών: Βουτάνιο/ R1233zd(E)</b>				
ORC	D10-X	1003.0	21.384	1.61
ECC	M03-S	583.0	2.221	0.11

Αντίστοιχα, καταγράφονται και τα αποτελέσματα της διαστασιολόγησης των αντλιών για θερμοκρασία πηγής 200°C.

**Πίνακας 4.9 : Επιλογή αντλιών και σημείου λειτουργίας τους για θερμοκρασία πηγής 200°C**

<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/R1234ze(E)</b>				
Κύκλος	Μοντέλο	Στροφές [rpm]	Παροχή [lt/min]	Ισχύς [kW]
ORC	D10-I	501.6	4.705	0.28
ECC	M03-G	595.6	0.850	0.07
<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/R1234yf</b>				
ORC	M03-S	964.8	3.670	0.34
ECC	M03-G	528.5	0.756	0.07
<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/βουτάνιο</b>				
ORC	D10-I	832.6	7.748	0.38
ECC	M03-G	872.3	1.238	0.07
<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/R1233zd(E)</b>				

ORC	D10-I	1126.9	10.455	0.41
ECC	M03-G	608.9	0.869	0.05
<b>Ζεύγος ρευστών: Βουτάνιο/R1233zd(E)</b>				
ORC	D10-X	722.4	15.379	1.16
ECC	M03-S	418.9	1.597	0.08

Όμοια και για θερμοκρασία πηγής 150°C.

**Πίνακας 4.10 : Επιλογή αντλιών και σημείου λειτουργίας τους για θερμοκρασία πηγής 150°C**

<b>Ζεύγος ρευστών: Πεντάνιο/R1233zd(E)</b>				
Κύκλος	Μοντέλο	Στροφές [rpm]	Παροχή [lt/min]	Ισχύς [kW]
ORC	M03-S	660.1	2.514	0.16
ECC	M03-G	112.5	0.174	0.01
<b>Ζεύγος ρευστών: Βουτάνιο/R1233zd(E)</b>				
ORC	D10-I	562.0	5.259	0.28
ECC	M03-G	248.9	0.365	0.02

### 4.2.3 Εκτονωτής

Ακολουθώς, σε θερμοκρασία πηγής 250°C, για όλους τους συνδυασμούς ρευστών ο εκτονωτής της εγκατάστασης είναι κοχλιωτός ('screw'), λόγω των μεγαλύτερων των 10kW<sub>e</sub> ποσών ηλεκτρικής ισχύος. Χρησιμοποιούνται δύο σε πλήθος, λόγω του μεγάλων τιμών λόγου όγκων. Μάλιστα, επιλέγονται ώστε οι δύο εκτονωτές να βρίσκονται σε σύνδεση σε σειρά, να εκτονώνουν τη ροή σε ίδιο λόγο πίεσης και ο λόγος όγκων του καθενός να έχει τιμή μικρότερη από 9. Ωστόσο, τονίζεται ότι σε πραγματικές συνθήκες υπάρχει πρόβλημα με την αρκετά υψηλή θερμοκρασία εισόδου, γεγονός που θα οδηγήσει σε προβλήματα στη λειτουργία του, ενώ η σημερινή τεχνολογία δεν είναι αρκετά ώριμη και δεν χρησιμοποιούνται κοχλιωτοί εκτονωτές σε θερμοκρασίες υψηλότερες των 150°C. Για τον παραπάνω λόγο δεν επιλέγεται συγκεκριμένο μοντέλο, αλλά υπολογίζονται τα κύρια χαρακτηριστικά λειτουργίας του. Στον Πίνακα 4.11 αναφέρονται τα βασικά χαρακτηριστικά της λειτουργίας του.

**Πίνακας 4.11 : Διάταξη και χαρακτηριστικά εκτονωτών για θερμοκρασία πηγής 250°C στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας**

Συνδυασμός ρευστών	Τύπος	$P_{el}$ [kW]	Πλήθος	Διάταξη	Παροχή όγκου $\left[\frac{m^3}{hr}\right]$	Παροχή όγκου $\left[\frac{m^3}{hr}\right]$	$VFR_1$	$VFR_2$	Λόγος πίεσης εκτονωτή
Πεντάνιο/R1234ze(E)	Κοχλιωτός	15.76	2	Σειριακή	52.47	323.60	8.5397	6.1731	6.34
Πεντάνιο/R1234yf	Κοχλιωτός	15.60	2	Σειριακή	52.47	323.60	8.5397	6.1731	6.34
Πεντάνιο/βουτάνιο	Κοχλιωτός	15.82	2	Σειριακή	52.47	323.60	8.5397	6.1731	6.34
Πεντάνιο/προπάνιο	Κοχλιωτός	15.57	2	Σειριακή	52.47	323.60	8.5397	6.1731	6.34
Πεντάνιο/R1233zd(E)	Κοχλιωτός	15.88	2	Σειριακή	52.47	323.60	8.5397	6.1731	6.34
Βουτάνιο/βουτάνιο	Κοχλιωτός	13.32	2	Σειριακή	33.33	121.63	4.9656	3.6496	3.61
Βουτάνιο/R1233zd(E)	Κοχλιωτός	13.32	2	Σειριακή	33.33	121.63	4.9656	3.6496	3.61

Στη περίπτωση της θερμοκρασίας πηγής ίση με 200°C, ο εκτονωτής της εγκατάστασης είναι στις περισσότερες περιπτώσεις ελικοειδής ('scroll'), λόγω των μικρότερων των 10kW<sub>e</sub> ποσών ηλεκτρικής ισχύος που παράγονται. Ωστόσο, στην περίπτωση που χρησιμοποιείται στον κύκλο ORC ως εργαζόμενο μέσο το βουτάνιο επιλέγεται κοχλιωτός αφού η παραγόμενη ισχύς στον εκτονωτή είναι μεγαλύτερη από την παραπάνω τιμή. Τα βασικά χαρακτηριστικά των εκτονωτών όπως και το μοντέλο τους παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.12. Όλα τα μοντέλα είναι της εταιρείας 'Copeland'. Ειδικά, στην περίπτωση που επιλέγεται ελικοειδής τονίζεται ότι οι διακινούμενες παροχές είναι στο επιθυμητό εύρος λειτουργίας της σειράς μοντέλων.

**Πίνακας 4.12 : Διάταξη και χαρακτηριστικά εκτονωτών για θερμοκρασία πηγής 250°C στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας**

Συνδυασμός ρευστών	$P_{el}$ [kW]	Πλήθος	Τύπος	Μοντέλο	Διάταξη	Παροχή όγκου 1 $\left[\frac{m^3}{hr}\right]$	Παροχή όγκου 2 $\left[\frac{m^3}{hr}\right]$	$VFR_1$	$VFR_2$	Λόγος πίεσης εκτονωτή
Πεντάνιο/R1234ze(E)	4.12	2	Ελικοειδής	ZB114K5E	Σειριακή	18.02	90.67	6.5940	5.0310	5.18
Πεντάνιο/R1234yf	3.27	2	Ελικοειδής	ZB114K5E	Σειριακή	13.51	71.00	7.0841	5.2548	5.41
Πεντάνιο/βουτάνιο	6.17	2	Ελικοειδής	ZB114K5E	Σειριακή	34.02	145.89	5.1828	4.2886	4.42
Πεντάνιο/R1233zd(E)	7.23	2	Ελικοειδής	ZB114K5E	Σειριακή	53.78	191.40	4.0329	3.5588	3.66
Βουτάνιο/R1233zd(E)	9.60	2	Κοχλιωτός	-	Σειριακή	23.97	87.48	4.9656	3.6496	3.61

Τέλος για θερμοκρασία πηγής 150°C, ο εκτονωτής της εγκατάστασης είναι ελικοειδής ('scroll') και στους συνδυασμούς ρευστών, λόγω των μικρότερων των  $10kW_e$  ποσών ηλεκτρικής ισχύος που παράγονται. Χρησιμοποιούνται δύο εκτονωτές και συγκεκριμένα μοντέλα της εταιρείας 'Copeland', με διαφορετική διάταξη κάθε φορά, όπως υποδεικνύεται στον Πίνακα 4.13.

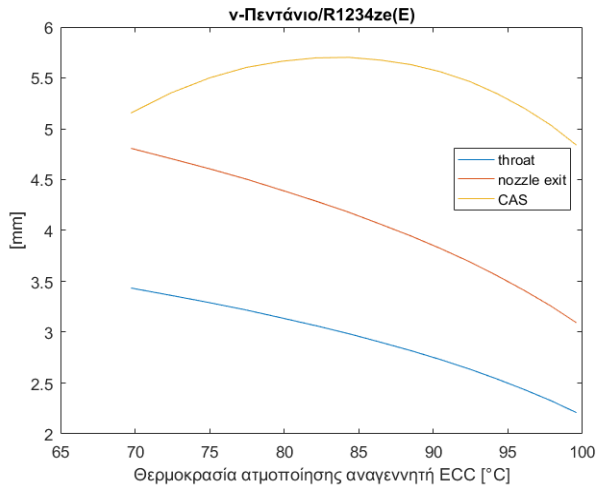
**Πίνακας 4.13 : Διάταξη και χαρακτηριστικά εκτονωτών για θερμοκρασία πηγής 150°C στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας**

	Πεντάνιο/ R1233zd(E)	Βουτάνιο/ R1233zd(E)
Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς [ $kW$ ]	1.67	2.67
Πλήθος	2	2
Τύπος	Ελικοειδής	Ελικοειδής
Μοντέλο	ZB66K5E	ZB114K5E
Διάταξη	'Σειριακή'	'Σειριακή'
Παροχή όγκου [ $\frac{m^3}{hr}$ ] εκτονωτή 1	13.44	14.76
Παροχή όγκου [ $\frac{m^3}{hr}$ ] εκτονωτή 2	45.63	29.52
VFR εκτονωτή 1	3.7988	1.996
VFR εκτονωτή 2	3.3947	4.081
Λόγος πίεσης εκτονωτή	3.49	24.40

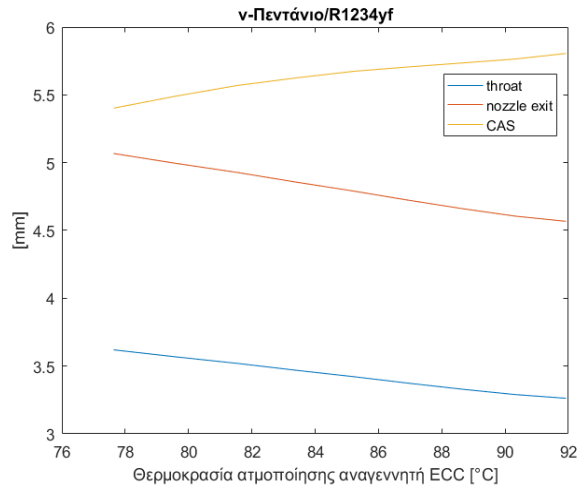
#### 4.2.4 Ακροφύσιο

Ιδιαίτερης σημασίας είναι και ο σχεδιασμός του ακροφυσίου. Στην Εικόνα 4.23 απεικονίζεται για όλο το εύρος θερμοκρασιών ατμοποίησης του αναγεννητή οι βασικές διαστάσεις του για κάθε συνδυασμό ρευστών για θερμοκρασία πηγής 250°C (και για την θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ORC για την οποία παράγεται η μέγιστη ηλεκτρική ισχύς). Σύμφωνα με τα αποτελέσματα, σε όλες τις περιπτώσεις η διάμετρος του λαιμού του ακροφυσίου μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή. Αυτό συμβαίνει διότι, για υψηλές τιμές της θερμοκρασίας η παροχή μάζας της πρωτεύουσας ροής μειώνεται, όπως αναφέρεται στο Κεφάλαιο 4.1, ενώ παράλληλα αυξάνεται και το ενεργειακό περιεχόμενο αφού πέρα από τη

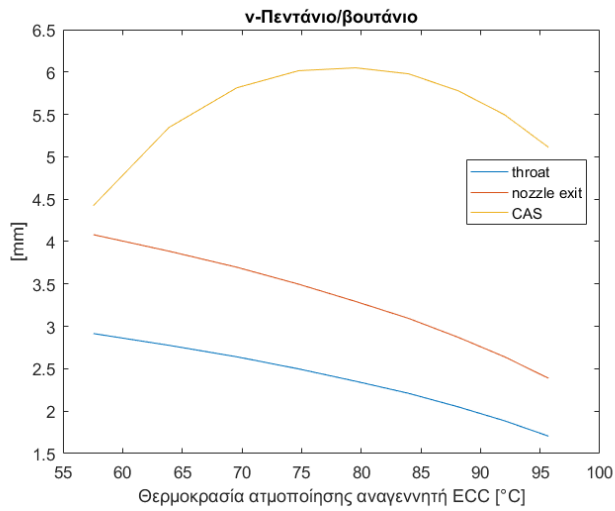
θερμοκρασία εισόδου, μεγαλώνει και η πίεση του πρωτεύοντος ρεύματος. Δεδομένου ότι η θερμοκρασία ψύξης αλλά και η πίεση εξόδου είναι σταθερές, προκύπτει, λοιπόν, ότι χρειάζεται μικρότερη παροχή μάζας άρα και μικρότερο ακροφύσιο για την επιτυχή ανάμειξη των δύο ρευμάτων. Λόγω της σταθερής τιμής του λόγου των διαμέτρων εξόδου προς λαιμό του ΣΑ ακροφυσίου, όμοια μορφή με τη διάμετρο του λαιμού, έχει και η καμπύλη της διαμέτρου εξόδου. Τυπικές τιμές της διαμέτρου του λαιμού κυμαίνονται στο εύρος από 2 έως 4mm όταν εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC είναι το πεντάνιο. Αντίθετα, όταν χρησιμοποιείται βουτάνιο οι διαστάσεις του ακροφυσίου μειώνονται και συγκεκριμένα ο λαιμός υπολογίζεται στο διάστημα  $1.5 \div 2$ mm. Όσον αφορά την καμπύλη μεταβολής της διαμέτρου της περιοχής ανάμειξης σε σχέση με την θερμοκρασία ατμοποίησης, αυτή έχει διαφορετική μορφή ανάλογα με το συνδυασμό που επιλέγεται κάθε φορά. Για τους συνδυασμούς ρευστών Πεντάνιο/R1234ze(E), Pentane/butane και Πεντάνιο/R1233zd(E) παρατηρείται αύξηση της διαμέτρου έως μία θερμοκρασία όπου εκεί εμφανίζεται η μέγιστη τιμή της. Μάλιστα, για τους δύο πρώτους συνδυασμούς η τιμή του διαμέτρου υπολογίζεται στο εύρος  $4 \div 6$ mm, ενώ στον τελευταίο είναι μεγαλύτερη των 7mm. Από την άλλη, με τα ζεύγη Πεντάνιο/R1234yf και Πεντάνιο/προπάνιο η διάμετρος της περιοχής ανάμειξης διαρκώς αυξάνεται. Η εξήγηση οφείλεται στη μικρό ρυθμό μείωσης της διαμέτρου του λαιμού σε σχέση με παραπάνω τρεις συνδυασμούς. Οι μεγάλες τιμές του ρυθμού μείωσης συντελούν στην μείωση της διαμέτρου του λαιμού, άρα και στην μείωση της περιοχής ανάμειξης, προκειμένου να εξασφαλιστεί η επιθυμητή πίεση εξόδου. Ωστόσο, όταν ο ρυθμός μείωσης είναι μικρός και η τιμή της διαμέτρου του λαιμού είναι περίπου σταθερή, η διάμετρος της περιοχής ανάμειξης σχεδιάζεται μεγαλύτερη, πράγμα που σημαίνει ότι το ακροφύσιο μπορεί να δεχτεί μεγαλύτερη ποσότητα δευτερεύουσας ροής μάζας, γι' αυτό και με τους συνδυασμούς αυτούς η παραγόμενη ψύξη αυξάνεται σε όλο το εύρος της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Ενδεικτικές τιμές είναι για το ζεύγος Πεντάνιο/R1234yf από  $5.5 \div 6$ mm, ενώ για το Πεντάνιο/προπάνιο λίγο κάτω από 4mm. Τέλος, για τους συνδυασμούς με εργαζόμενο μέσο το βουτάνιο, λόγω του μικρού εύρους λειτουργίας του κύκλου, δεν μπορεί να σχολιαστεί η μεταβολή της διαμέτρου αλλά η τιμή της στις περιορισμένες σε αριθμό θερμοκρασίες ατμοποίησης. Για τον συνδυασμό Βουτάνιο/βουτάνιο είναι 2.7 mm περίπου, ενώ στο Βουτάνιο/R1233zd(E) σχεδιάζεται στο διάστημα  $4 \div 4.5$ mm.



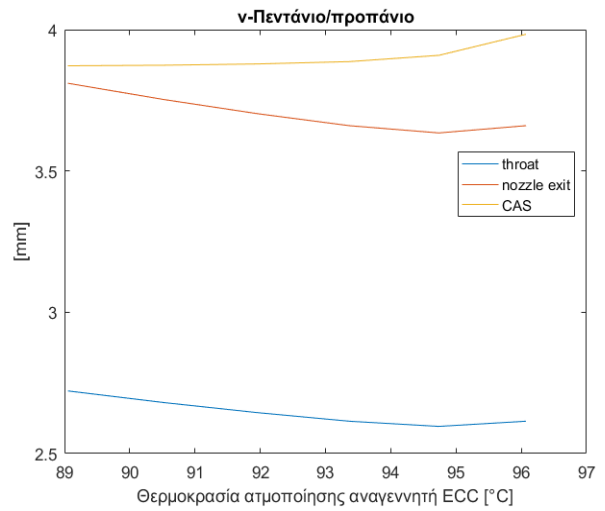
(a)



(b)

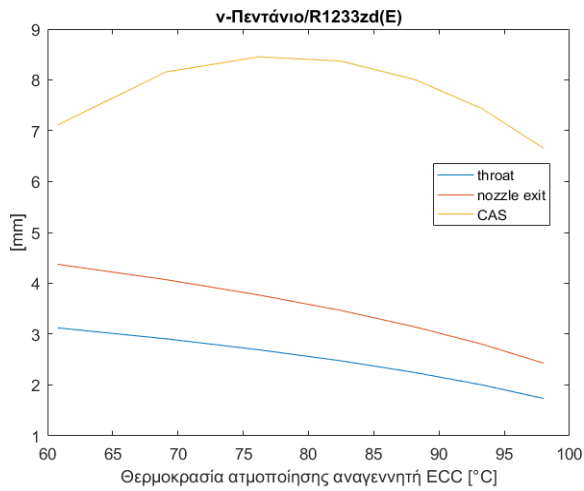


(c)

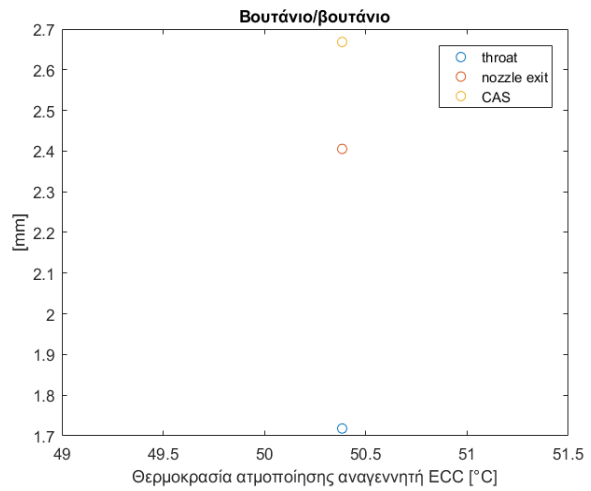


(d)

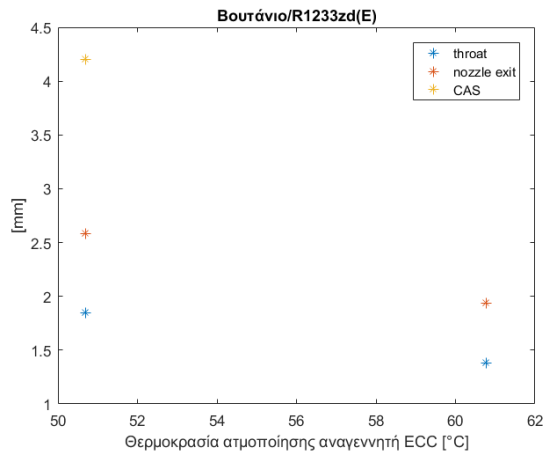




(e)



(f)

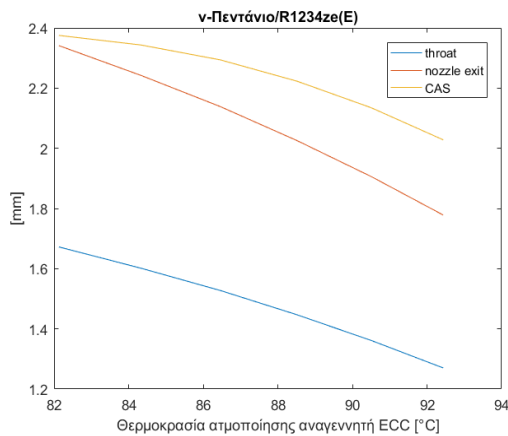


(g)

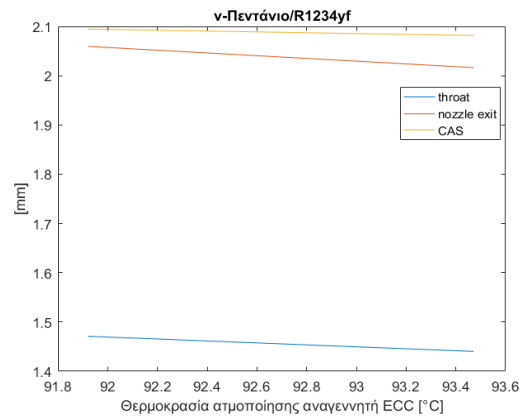
**Εικόνα 4.23 : Βασικές διαστάσεις ακροφυσίου συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 250°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), b) ν-Πεντάνιο/R1234yf, c) ν-Πεντάνιο/βουτάνιο, d) ν-Πεντάνιο/προπάνιο, e) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E), f) Βουτάνιο/βουτάνιο και g) Βουτάνιο/R1233zd(E)**

Τα βασικά μεγέθη του ακροφυσίου για θερμοκρασία πηγής 200°C φαίνονται στην Εικόνα 4.24. Στο ζεύγος Πεντάνιο/R1234ze(E) παρατηρείται μείωση με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του λαιμού και της εξόδου του ΣΑ ακροφυσίου. Μείωση παρατηρείται και στη διάμετρο της περιοχής ανάμειξης αλλά με μικρότερο ρυθμό, που διαστασιολογείται από 2 έως 2.4mm. Με το συνδυασμό Πεντάνιο/R1234yf δεν παρατηρείται κάποια αξιόλογη μεταβολή στα ανωτέρω μεγέθη κυρίως λόγω του σχετικά μικρού πεδίου εφικτών θερμοδυναμικών κύκλων. Η διάμετρος του λαιμού, της εξόδου του ακροφυσίου και της περιοχής ανάμειξης είναι περίπου 1.5, 2 και 2.1mm αντίστοιχα. Στο συνδυασμό Πεντάνιο/βουτάνιο η διάμετρος του λαιμού και της εξόδου του ακροφυσίου μειώνονται, ενώ η διάμετρος της περιοχής ανάμειξης παραμένει περίπου

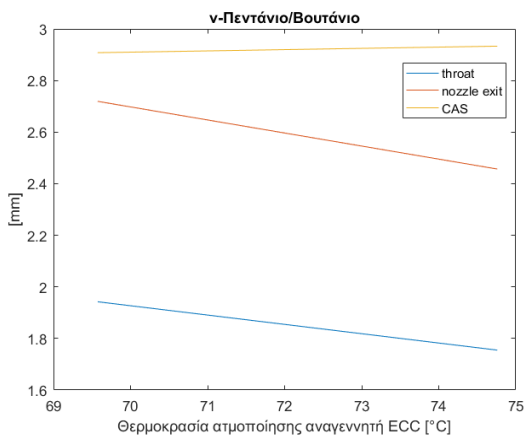
σταθερή στην τιμή 2.9mm (ελαφρά αυξάνεται). Τέλος, όταν χρησιμοποιείται ως ρευστό του κύκλου ECC το R1233zd(E) λίγες είναι οι θερμοκρασίες ατμοποίησης του αναγεννητή που δίνουν εφικτή λύση. Όταν εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC οι τιμές των τριών βασικών μεγεθών είναι 2.3, 3.3 και 3.7mm, ενώ με το βουτάνιο αυτές είναι στο διαστήματα 1.1÷1.6mm, 1.7÷2.2mm και 3.5÷3.6mm. Σε σχέση με τη θερμοκρασία πηγής των 250°C, οι διαστάσεις του ακροφυσίου είναι εμφανώς μειωμένες, γεγονός που επιβεβαιώνει την μικρότερη ποσότητα παραγόμενης ψυκτικής ισχύος. Τέλος, ευδιάκριτο είναι και το μικρότερο εύρος λειτουργίας των κύκλων.



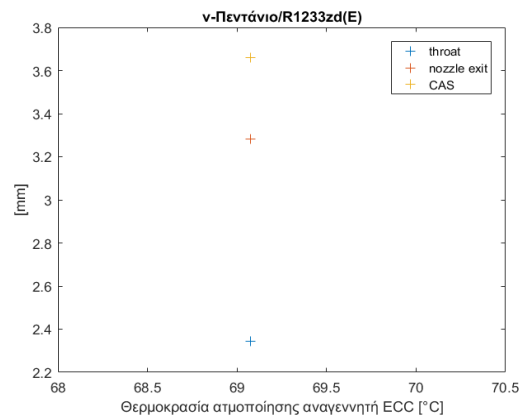
(a)



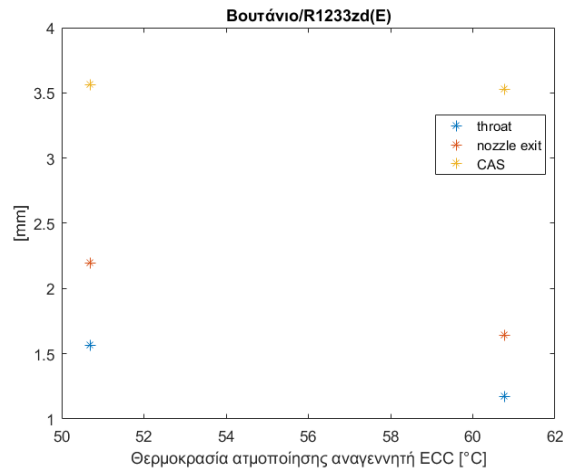
(b)



(c)



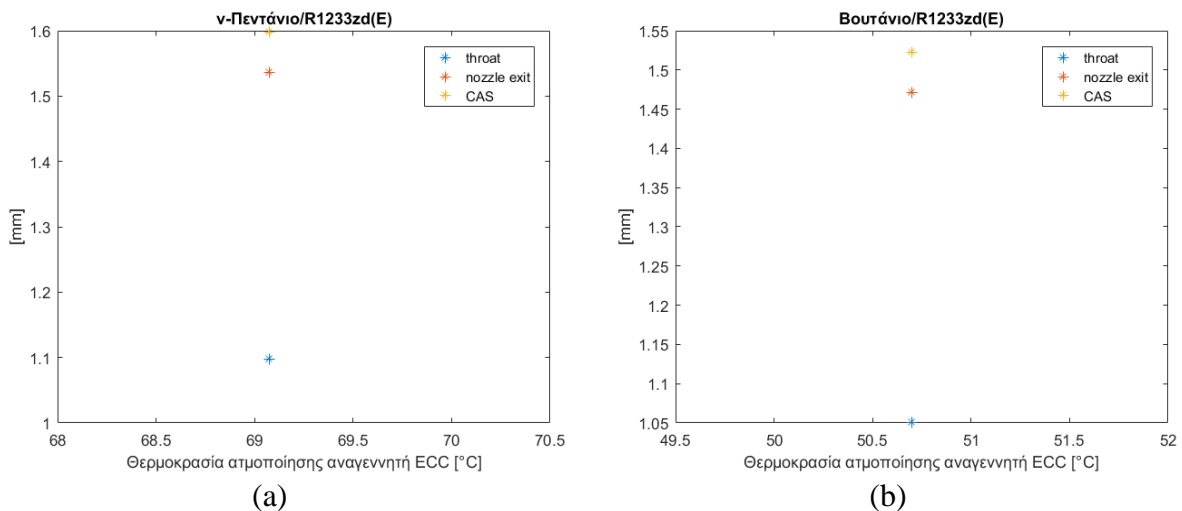
(d)



(e)

**Εικόνα 4.24 :** Βασικές διαστάσεις ακροφυσίου συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), b) ν-Πεντάνιο/R1234yf, c) ν-Πεντάνιο/βουτάνιο, d) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και e) Βουτάνιο/R1233zd(E)

Τέλος, οι βασικές διαστάσεις του ακροφυσίου για θερμοκρασία πηγής 150°C παρουσιάζονται στην Εικόνα 4.25. Σε σύγκριση με τις περιπτώσεις μεγαλύτερης θερμοκρασίας πηγής οι βασικές διαστάσεις είναι αρκετά μικρότερες, γεγονός που οφείλεται κατά κύριο λόγο στις μικρότερες τιμές της παροχής μάζας του πρωτεύουσας και δευτερεύουσας ροής. Όταν χρησιμοποιείται πεντάνιο στον ORC οι τιμές της διαμέτρου του λαιμού και της εξόδου του ακροφυσίου και της περιοχής ανάμειξης είναι 1.1, 1.53 και 1.6mm αντίστοιχα, ενώ με χρήση βουτανίου οι ανωτέρω τιμές είναι ελαφρώς μειωμένες. Επιπλέον, και η θερμοκρασία ατμοποίησης στην πρώτη περίπτωση είναι μεγαλύτερη από την δεύτερη κατά περίπου 20°C.



(a)

(b)

**Εικόνα 4.25 :** Βασικές διαστάσεις ακροφυσίου συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης αναγεννητή για τη μέγιστη ηλεκτρική ισχύ και θερμοκρασία πηγής 200°C για τους συνδυασμούς: a) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και b) Βουτάνιο/R1233zd(E)

## 4.3 Αποτελέσματα οικονομικής αξιολόγησης

### 4.3.1 Βέλτιστοι συνδυασμοί

Η οικονομική αξιολόγηση της επένδυσης βασίζεται στον υπολογισμό τριών θεμελιωδών δεικτών: της καθαρής παρούσας αξίας, του εσωτερικού βαθμού απόδοσης και του χρόνου αποπληρωμής. Για να κριθεί βιώσιμη η επένδυση τίθεται το όριο του ανώτατου χρόνου αποπληρωμής των 20 ετών. Το αρχικό κεφάλαιο επένδυσης βασίζεται στη διαστασιολόγηση των επιμέρους στοιχείων της εγκατάστασης, ενώ τα έσοδα προκύπτουν από την παραγόμενη ηλεκτρική, ψυκτική και θερμική ισχύ, όπως προέκυψαν από την θερμοδυναμική ανάλυση. Η οικονομική αξιολόγηση όλου του συστήματος γίνεται για τα σενάρια της θερμοκρασίας ατμοποίησης του κύκλου ORC που μεγιστοποιείται η ηλεκτρική ισχύς, και για αυτήν τιμή εξετάζεται το εύρος λειτουργίας των θερμοκρασιών ατμοποίησης του αναγεννητή κύκλου ECC. Στους Πίνακες 4.14 και 4.15 παρουσιάζονται τα βέλτιστα οικονομικά αποτελέσματα για όλες τις τιμές της θερμοκρασίας πηγής και για όλους τους δυνατούς συνδυασμούς ρευστών.

**Πίνακας 4.14 : Οικονομικά αποτελέσματα βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 250°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	Θερμοκρασία ατμοποίησης ORC [°C]	Θερμοκρασία ατμοποίησης ECC [°C]	Καθαρή παρούσα αξία NPV[€]	Εσωτερικός βαθμός απόδοσης IRR [%]	Χρόνος αποπληρωμής PBP [years]
Πεντάνιο /R1234ze(E)	195.2	99.6	190.3	12.77	8.88
Πεντάνιο /R1234yf	195.2	93.5	-27.6	4.48	24.4
Πεντάνιο / Βουτάνιο	195.2	95.7	195.4	13.08	8.69
Πεντάνιο /Προπάνιο	195.2	96.1	39.60	7.20	16.0
Πεντάνιο /R1233zd(E)	195.2	98.0	238.36	15.01	7.66
Βουτάνιο / Βουτάνιο	150.4	50.4	-12.01	4.80	22.72
Βουτάνιο /R1233zd(E)	150.4	60.8	26.06	7.26	15.85

Για τα ίδια ζεύγη ρευστών και το ίδιο σημείο λειτουργίας στον Πίνακα καταγράφονται τα αρχικά κεφάλαια επένδυσης και τα ετήσια έσοδα από τους τρεις διαφορετικούς τύπους ισχύων που παράγονται.

**Πίνακας 4.15 : Κεφάλαιο επένδυσης και έσοδα από εξοικονόμηση ενέργειας βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 250°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	Κεφάλαιο επένδυσης CAPEX[10 <sup>3</sup> €]	Έσοδα ηλεκτρικής ισχύος [10 <sup>3</sup> €]	Έσοδα ψυκτικής ισχύος [10 <sup>3</sup> €]	Έσοδα θερμικής ισχύος [10 <sup>3</sup> €]
Πεντάνιο /R1234ze(E)	246.48	18.16	1.15	20.67
Πεντάνιο /R1234yf	265.83	18.16	2.32	3.96
Πεντάνιο / Βουτάνιο	243.40	18.16	0.79	21.13
Πεντάνιο /Προπάνιο	262.76	18.16	2.42	8.93
Πεντάνιο /R1233zd(E)	238.94	18.16	0.48	24.44
Βουτάνιο / Βουτάνιο	171.69	15.98	0.27	0
Βουτάνιο /R1233zd(E)	166.17	15.98	0.22	2.55

Οι βέλτιστοι οικονομικά συνδυασμοί, στην περίπτωση της θερμοκρασίας πηγής 250°C, είναι στην μέγιστη θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή του κύκλου ECC, καθώς σε αυτή την περίπτωση τα έσοδα μεγιστοποιούνται. Εκτός από το σταθερό κέρδος (λόγω της σταθερής θερμοκρασίας ατμοποίησης του κύκλου ORC) από την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ, στην μέγιστη θερμοκρασία ατμοποίησης παράγεται ικανό ποσό θερμότητας. Αντίθετα, τα έσοδα από την παραγόμενη ψύξη επηρεάζουν σε μικρότερο βαθμό κυρίως λόγω των μικρότερων διακυμάνσεών της. Ο οικονομικά συμφέρων συνδυασμός είναι αυτός του Πεντανίου/R1233zd(E) με καθαρή παρούσα αξία επένδυσης 238.36 χιλιάδες ευρώ (€) και χρόνο αποπληρωμής κάτω από 8 έτη. Ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει επίσης την υψηλότερη τιμή με 12.77%, γεγονός που δείχνει ότι η επένδυση έχει μεγάλο περιθώριο για να συνεχίσει να είναι κερδοφόρα. Ακολουθούν οι συνδυασμοί Πεντάνιο/R1234ze(E) και Πεντάνιο/βουτάνιο με χρόνους αποπληρωμής 8.88 και 8.69 έτη αντίστοιχα και η καθαρή παρούσα και στις δύο περιπτώσεις είναι πάνω από 190 χιλιάδες ευρώ (€). Ακολούθως, οι συνδυασμοί Βουτάνιο/R1233zd(E) και Πεντάνιο/προπάνιο αποσβένουν στο διάστημα των 16 ετών, ενώ η καθαρή παρούσα αξία είναι 26.06 και 39.60 χιλιάδες ευρώ (€) αντίστοιχα, η οποία είναι εμφανώς μειωμένη σε σχέση με τις προηγούμενες περιπτώσεις. Οριακά βιώσιμη είναι η επένδυση με Βουτάνιο/βουτάνιο με παρούσα αξία 2 χιλιάδες ευρώ (€), ενώ η μόνη ασύμφορη επένδυση είναι αυτή με Πεντάνιο /R1234yf.

Με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο το αρχικό κεφάλαιο επένδυσης είναι από 200 χιλιάδες ευρώ (€) σε όλες τις περιπτώσεις όπως και τα έσοδα από την ηλεκτρική ενέργεια που είναι λίγο πάνω από 18 χιλιάδες ευρώ (€). Τα έσοδα από την παραγόμενη ψύξη μεταβάλλονται ανάλογα με το συνδυασμό, αλλά δεδομένου ότι είναι πολύ μικρότερα από τα αντίστοιχα του ηλεκτρισμού και της παραγόμενης θερμότητας δεν επηρεάζουν σημαντικά την επένδυση από οικονομικής πλευράς. Σε καμία περίπτωση δεν ξεπερνούν τις 2.5 χιλιάδες ευρώ (€). Τα έσοδα από την παραγόμενη θερμότητα ποικίλουν ανάλογα με το ζεύγος εργαζόμενων μέσων με το

Πεντάνιο/R1233zd(E) να ξεπερνά τις 24 χιλιάδες ευρώ (€). Υψηλές τιμές υπολογίζονται και με τους Πεντάνιο/βουτάνιο και Πεντάνιο/R1234ze(E) στα 21.13 και 20.67 χιλιάδες ευρώ (€) αντίστοιχα. Με εργαζόμενο μέσο το βουτάνιο το μέγεθος της εγκατάστασης είναι σαφώς μικρότερο και κυμαίνεται στο εύρος των 165÷172 χιλιάδων ευρώ (€), ενώ τα έσοδα προκύπτουν κυρίως από την πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας και είναι 16 χιλιάδες ευρώ (€), ελαφρώς μειωμένα σε σχέση με αυτά του πεντανίου.

**Πίνακας 4.16 : Οικονομικά αποτελέσματα βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 200°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	Θερμοκρασία ατμοποίησης ORC [°C]	Θερμοκρασία ατμοποίησης ECC [°C]	Καθαρή παρούσα αξία NPV[€]	Εσωτερικός βαθμός απόδοσης IRR [%]	Χρόνος αποπληρωμής PBP [years]
Πεντάνιο /R1234ze(E)	169.3	92.4	32.40	9.72	11.80
Πεντάνιο /R1234yf	174.7	93.5	-8.10	0.44	24.68
Πεντάνιο / Βουτάνιο	150.3	84.8	18.03	7.57	15.15
Πεντάνιο /R1233zd(E)	129.8	69.1	29.24	8.52	13.39
Βουτάνιο /R1233zd(E)	150.4	60.8	13.91	6.87	16.82

Για τις ίδιες περιπτώσεις καταγράφονται το κόστος επένδυσης και τα έσοδα από την πώληση της ηλεκτρικής, ψυκτικής και θερμικής ισχύος στην περίπτωση της θερμοκρασίας πηγής 200°C.

**Πίνακας 4.17 : Κεφάλαιο επένδυσης και έσοδα από εξοικονόμηση ενέργειας βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 200°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	Κεφάλαιο επένδυσης CAPEX[10 <sup>3</sup> €]	Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας [10 <sup>3</sup> €]	Εξοικονόμηση ψυκτικής ενέργειας [10 <sup>3</sup> €]	Εξοικονόμηση θερμικής ενέργειας [10 <sup>3</sup> €]
Πεντάνιο /R1234ze(E)	76.58	4.63	0.25	5.39
Πεντάνιο /R1234yf	73.69	3.71	0.35	2.67
Πεντάνιο / Βουτάνιο	93.54	6.82	0.32	3.69
Πεντάνιο /R1233zd(E)	97.76	7.90	0.21	4.04
Βουτάνιο /R1233zd(E)	123.38	11.49	0.16	1.83

Σε θερμοκρασία πηγής 200°C, οι χρόνοι αποπληρωμής αυξάνονται και η καθαρή παρούσα αξία μειώνεται, αφού οι τιμές της παραγόμενης ισχύος είναι μικρότερες. Η αποδοτικότερη επένδυση είναι αυτή με ζεύγος εργαζόμενων ρευστών Πεντάνιο/R1234ze(E) ενώ σε παρόμοια επίπεδα είναι

η επένδυση με Πεντάνιο/R1233zd(E) Πεντάνιο/βουτάνιο και Βουτάνιο/R1233zd(E), με χρόνους αποπληρωμής 11.80, 13.39, 15.15 και 16.82 αντίστοιχα. Η καθαρή παρούσα είναι 32.40, 29.24, 18.03 και 13.91 χιλιάδες ευρώ (€). Ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης έχει περίπου ίδια τιμή και στις 3 περιπτώσεις, λίγο πάνω από 6.5%. Με συνδυασμό Πεντάνιο/R1234yf η καθαρή παρούσα αξία είναι αρνητική και αποσβένει σε 25 έτη, με μειωμένο εσωτερικό βαθμό απόδοσης, σχεδόν μηδενικό. Τέλος, όπως και στην περίπτωση της θερμοκρασίας πηγής 250°C ο συνδυασμός των εργαζόμενων μέσων Πεντάνιο/R1234yf είναι και πάλι μη βιώσιμη.

Στις παραπάνω περιπτώσεις το αρχικό κόστος επένδυσης με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο έχει μειωθεί αρκετά και κυμαίνεται στο εύρος των 73÷124 χιλιάδων ευρώ (€), σχεδόν τρεις φορές χαμηλότερο, σε σχέση με την περίπτωση της θερμοκρασίας πηγής των 250°C. Τα περισσότερα έσοδα σε όλες τις περιπτώσεις προέρχονται από την ηλεκτρική ισχύ, ενώ τα έσοδα της παραγόμενης θερμότητας έχουν μειωθεί σημαντικά και σε καμία περίπτωση δεν ξεπερνούν τις 3 χιλιάδες ευρώ (€). Τέλος, τα έσοδα από την παραγωγή ψύξης είναι σχεδόν αμελητέα.

Στον Πίνακα 4.18 απεικονίζονται οι βέλτιστοι οικονομικά συνδυασμοί για τη θερμοκρασία πηγής 150°C και στον Πίνακα 4.19 αναλύονται το αρχικό κεφάλαιο επένδυσης και τα έσοδα από την παραγωγή της κάθε μορφής ισχύος.

**Πίνακας 4.18 : Οικονομικά αποτελέσματα βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 150°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	Θερμοκρασία ατμοποίησης ORC [°C]	Θερμοκρασία ατμοποίησης ECC [°C]	Καθαρή παρούσα αξία NPV [€]	Εσωτερικός βαθμός απόδοσης IRR [%]	Χρόνος αποπληρωμής PBP [years]
Πεντάνιο /R1233zd(E)	124.9	79.1	-34.86	0.69	∞
Βουτάνιο /R1233zd(E)	124.4	60.7	-45.34	0.44	∞

**Πίνακας 4.19 : Κεφάλαιο επένδυσης και έσοδα από εξοικονόμηση ενέργειας βέλτιστων θερμοδυναμικά σημείων για θερμοκρασία πηγής 150°C**

Εργαζόμενο μέσο ORC/ECC	Κεφάλαιο επένδυσης CAPEX [10 <sup>3</sup> €]	Έσοδα ηλεκτρικής ισχύος [10 <sup>3</sup> €]	Έσοδα ψυκτικής ισχύος [10 <sup>3</sup> €]	Έσοδα θερμικής ισχύος [10 <sup>3</sup> €]
Πεντάνιο /R1233zd(E)	56.96	1.82	0.04	1.05
Βουτάνιο /R1233zd(E)	67.07	3.05	0.03	0

Στη θερμοκρασία πηγής 150°C, όλοι οι συνδυασμοί ρευστών δεν είναι βιώσιμοι, ενώ η καθαρή παρούσα αξία είναι αρνητική. Ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης είναι και στις δύο περιπτώσεις λίγο πάνω από 0.4%. Παρόλο που το αρχικό κεφάλαιο επένδυσης είναι εμφανώς μειωμένο και στις δύο περιπτώσεις, η σχεδόν μηδενική παραγωγή ηλεκτρικής ψυκτικής και θερμικής ισχύος δεν επαρκούν για να αποσβέσουν την επένδυση. Η εξοικονόμηση από την ηλεκτρική ενέργεια

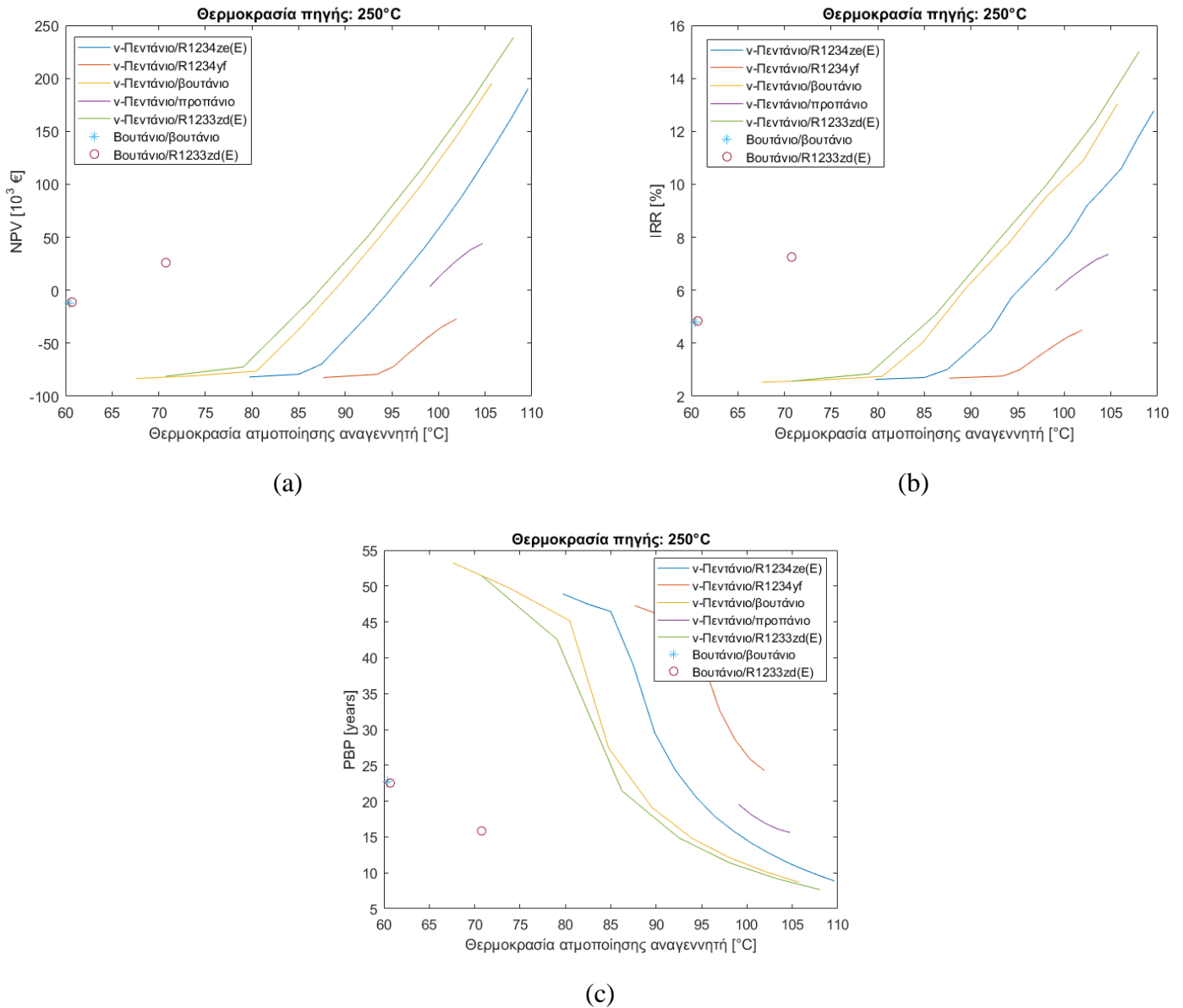
είναι 1.82 και 3.05 χιλιάδες ευρώ (€) για τους συνδυασμούς Πεντάνιο/R1233zd(E) και Βουτάνιο/R1233zd(E), ενώ τα υπόλοιπα έσοδα δεν ξεπερνούν τα 1000€.

#### 4.3.2 Θερμοκρασία πηγής 250°C

Η καθαρή παρούσα αξία αυξάνεται με την άνοδο της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή, κυρίως λόγω της αύξησης της παραγωγής ωφέλιμης θερμότητας, δεδομένου ότι η θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ORC είναι σταθερή, άρα η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς είναι πρακτικά σταθερή. Για τις χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης, στη γενική περίπτωση, η καθαρή παρούσα αξία είναι αρνητική. Όμοια είναι και η αύξηση του εσωτερικού βαθμού απόδοσης. Αντιστρόφως ανάλογη είναι η σχέση της περιόδου αποπληρωμής σε σχέση με την θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή, όπου στις χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης είναι μεγαλύτερη των 20 ετών. Τα ζεύγη με τη μικρότερη χρονική διάρκεια αποπληρωμής είναι το Πεντάνιο/βουτάνιο και το Πεντάνιο/R1233zd(E), που φτάνουν λίγο κάτω από 8 χρόνια στην μέγιστη θερμοκρασία ατμοποίησής τους. Από την άλλη, το ζεύγος ρευστών Πεντάνιο/προπάνιο, παρά την βέλτιστη θερμοδυναμική απόδοση υπολογίζεται ότι ο χρόνος απόσβεσης κυμαίνεται στο εύρος των 15÷19 ετών. Το ζεύγος Πεντάνιο/R1234yf, παρά την μείωση του χρόνου αποπληρωμής κατά την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης δεν αποτελεί βιώσιμη λύση. Ο συνδυασμός Βουτάνιο/R1233zd(E), παρά την υποδεέστερη θερμοδυναμική απόδοση και την μειωμένη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος έχει χρόνο αποπληρωμής για όλο το εύρος λειτουργίας του. Τέλος, ο συνδυασμός Βουτάνιο/βουτάνιο αποτελεί μη βιώσιμη λύση, καθώς εμφανίζει περίοδο αποπληρωμής ανώτερη των 20 ετών και αρνητική καθαρή παρούσα αξία. Ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης γενικά αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή, η οποία αρχικά οφείλεται στην μεγαλύτερη παραγωγή ψύξης και στη συνέχεια στην παραγωγή θερμότητας. Για θερμοκρασία μεγαλύτερη των 70°C, ξεπερνά το 5% και οι μεγαλύτερες τιμές παρατηρούνται στους συνδυασμούς Πεντανίου/R1233zd(E), Πεντάνιο/βουτάνιο και Πεντάνιο/R1234ze(E). Οι αυξημένες αυτές τιμές οφείλονται στην ικανοποιητική παραγωγή θερμότητας των τριών αυτών συνδυασμών καθώς η ηλεκτρική παραγόμενη ισχύς είναι περίπου ίδια.

Συγκρίνοντας την οικονομική απόδοση της εγκατάστασης με τα δύο διαφορετικά εργαζόμενα μέσα του κύκλου ORC, εξάγεται το συμπέρασμα ότι το πεντάνιο πλεονεκτεί μόνο στην περίπτωση που ο αναγεννητής του κύκλου ECC λειτουργεί με θερμοκρασία ατμοποίησης μεγαλύτερη των 80°C για όλους τους συνδυασμούς ρευστών, ενώ σε άλλη περίπτωση το αρχικό κεφάλαιο επένδυσης δεν θα αποπληρωθεί. Αντιθέτως, το βουτάνιο δίνει βιώσιμες λύσεις για όλο το εύρος λειτουργίας του. Συμπερασματικά, παρά την σημαντική υστέρησή του σε θερμοδυναμική απόδοση, είναι οικονομικά προτιμότερο σε ορισμένες περιπτώσεις. Βέβαια, η καθαρή παρούσα αξία για τις υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας του δεν είναι ιδιαίτερα υψηλές και πολύ χαμηλότερες από τους συνδυασμούς ρευστών με εργαζόμενο μέσο του ORC το πεντάνιο.





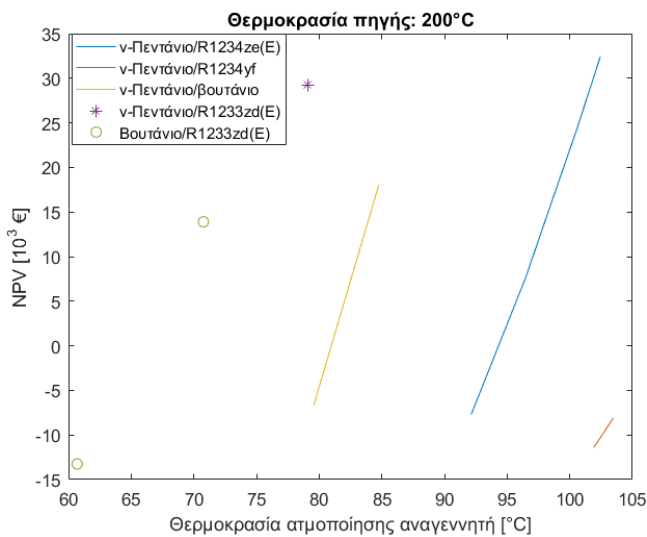
Πίνακας 4.20 : Οικονομικά αποτελέσματα συναρτήσει της θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 250°C a) NPV, b) IRR και c)PBP

### 4.3.3 Θερμοκρασία πηγής 200°C

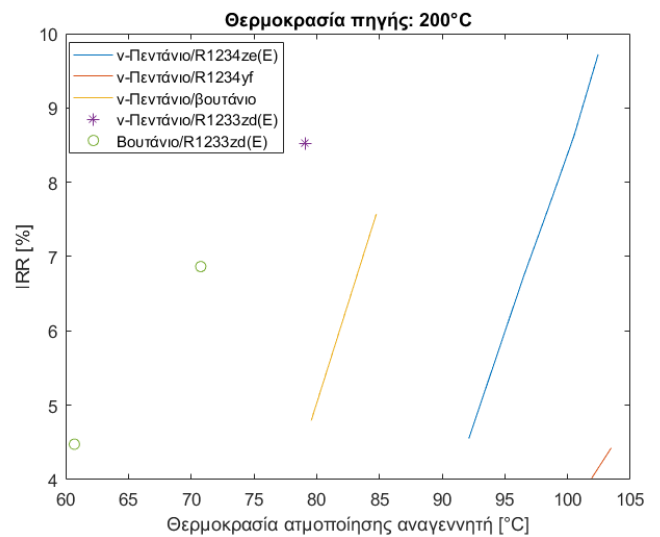
Στην περίπτωση αυτή, η σχέση της καθαρής παρούσας αξίας και του χρόνου αποπληρωμής είναι όμοια με την περίπτωση της θερμοκρασίας εισόδου πηγής 250°C. Ο συνδυασμός Πεντάνιο/R1234yf, όπως και ο συνδυασμός Πεντάνιο/βουτάνιο για το μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας τους, δεν αποσβένουν ποτέ. Αντιθέτως, η πιο κερδοφόρα επιλογή επιτυγχάνεται με χρήση του συνδυασμού Βουτάνιο/R1233zd(E), τόσο από την μεριά καθαρής παρούσας αξίας,

όσο και από τη μεριά του δείκτη εσωτερικού βαθμού απόδοσης και περιόδου αποπληρωμής. Τέλος, ο συνδυασμός Πεντάνιο/R1234ze(E) για θερμοκρασίες ατμοποίησης μικρότερες των 85°C, δεν είναι συμφέρων, αλλά αντίθετα για θερμοκρασίες μεγαλύτερες της άνω τιμής αποτελεί την βέλτιστη επιλογή όταν εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC είναι το πεντάνιο. Τα παραπάνω σχόλια απεικονίζονται στην Εικόνα 4.21.

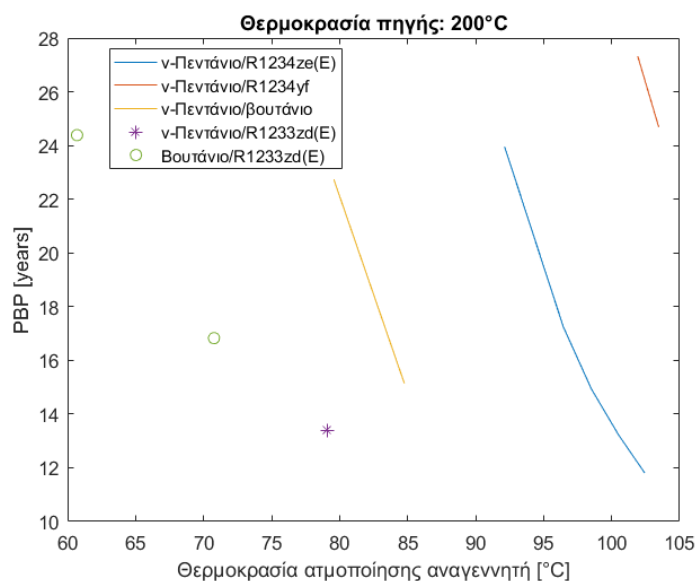
Συγκρίνοντας όλους τους συνδυασμούς μεταξύ τους, παρατηρείται η εμφανώς καλύτερη απόδοση του ζεύγους Βουτάνιο/R1233zd(E), τόσο από πλευράς καθαρής παρούσας αξίας, όσο και από χρόνο αποπληρωμής. Μάλιστα, όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 4.1 ο συνδυασμός αυτός είναι και θερμοδυναμικά αποδοτικότερος, οπότε για θερμοκρασία πηγής είναι ο επικρατέστερος συνδυασμός. Τα ζεύγη ρευστών με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο υστερούν σημαντικά στις χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης του αναγεννητή, και δεδομένης της σημαντικά μικρότερης παραγόμενης θερμότητας και ψύξης σε σχέση με την περίπτωση της θερμοκρασίας πηγής 250°C αποσβένουν οριακά στις υψηλότερες θερμοκρασίες λειτουργίας τους, ενώ κάποιοι δεν αποσβένουν σε καμία θερμοκρασία.



(a)



(b)

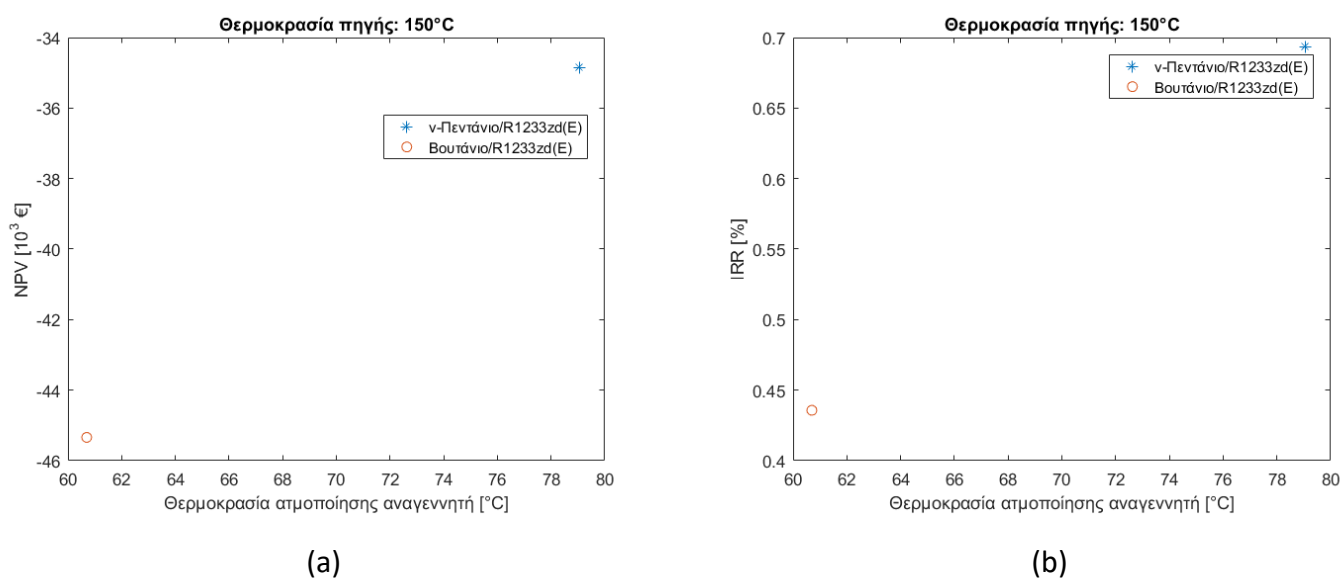


(c)

**Πίνακας 4.21 : Οικονομικά αποτελέσματα συναρτήσεως της θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 200°C a) NPV, b) IRR και c)PBP**

#### 4.3.4 Θερμοκρασία πηγής 150°C

Στην περίπτωση της χαμηλότερης θερμοκρασίας των καυσαερίων των 150°C κανένας συνδυασμός ρευστών δεν δίνει οικονομικά βιώσιμη λύση, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.22. Λόγω της μικρής ποσότητας παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος, της σχεδόν αμελητέας ψύξης και της έλλειψης παραγωγής ωφέλιμης θερμότητας, τα ετήσια έσοδα δεν επαρκούν για την κάλυψη της αρχικής δαπάνης. Για το λόγο αυτό η καθαρή παρούσα αξία είναι πάντοτε αρνητική ενώ ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης παίρνει τιμές κοντά στο 0. Μεταξύ των δύο πιο συμφέρουσα δείχνει να είναι η περίπτωση με εργαζόμενο μέσο στον ORC το πεντάνιο, καθώς σε αυτή τη περίπτωση παράγεται ωφέλιμη θερμότητα (έστω και μικρή ποσότητα), που αυξάνει τα ετήσια έσοδα.



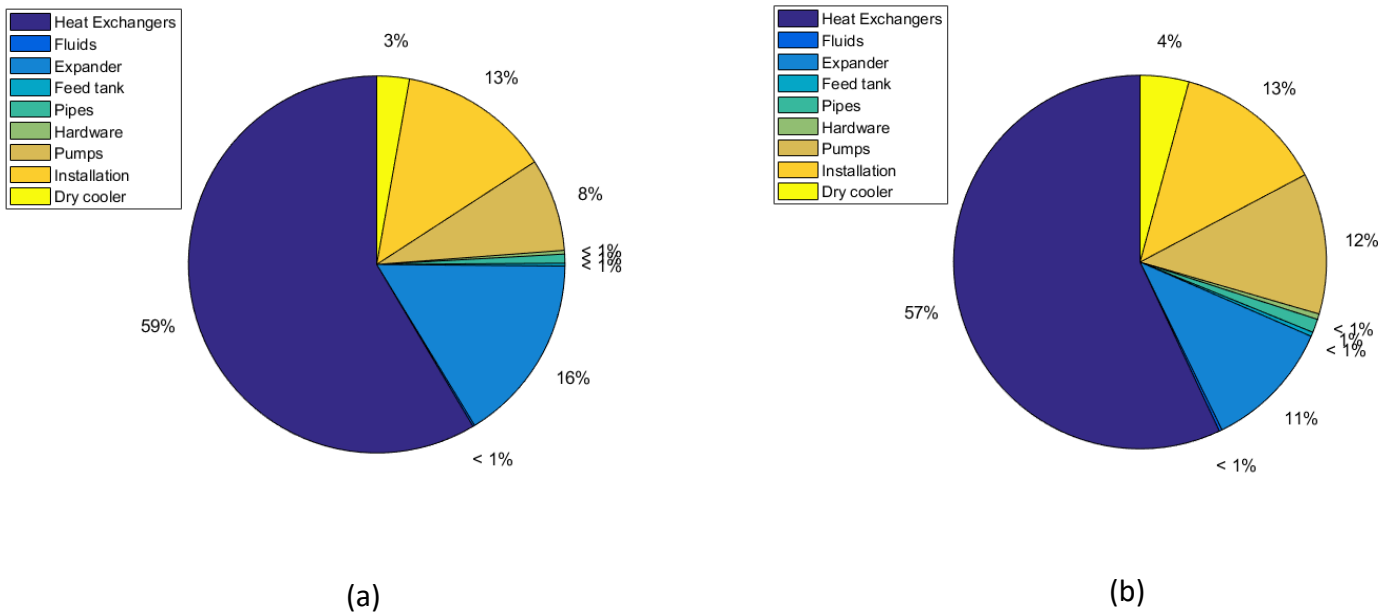
Πίνακας 4.22 : Οικονομικά αποτελέσματα συναρτήσεως της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή για θερμοκρασία πηγής 150°C a) NPV, b) IRR και c)PBP

#### 4.3.5 Κατανομή κόστους

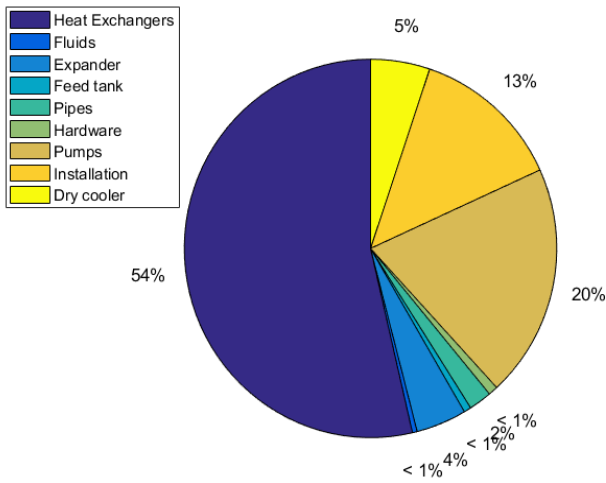
Στην παράγραφο αυτή γίνεται μια εκτίμηση της κατανομής του συνολικού κόστους της εγκατάστασης στα επιμέρους στοιχεία της. Τα στοιχεία αυτά είναι κατά σειρά οι εναλλάκτες θερμότητας, τα εργαζόμενα μέσα, εκτονωτής, τα τροφοδοτικά δοχεία, οι σωληνώσεις, η μονάδα ελέγχου, οι αντλίες, το κόστος εγκατάστασης και ο ξηραντήρας. Τα κόστη αυτά παρουσιάζονται ως ποσοστό επί του συνολικού για τους εξής συνδυασμούς: για θερμοκρασία πηγής 250°C και 200°C με Πεντάνιο/R1233zd(E) και Βουτάνιο/R1233zd(E), που είναι οι βέλτιστοι οικονομικά συνδυασμοί για τα δύο εργαζόμενα μέσα του κύκλου ORC.

Από τα αποτελέσματα προκύπτει ότι το κύριο μέρος του κόστους, και μάλιστα πάνω από το μισό οφείλεται στους εναλλάκτες θερμότητας. Σε πλήθος είναι έξι συνολικά, ενώ ορισμένοι από αυτούς είναι μεγάλοι σε μέγεθος λόγω του πλήθους πλακών που διαστασιολογούνται, ιδιαίτερα ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής του κύκλου ORC. Στη θερμοκρασία πηγής 250°C το κόστος τους ξεπερνά το 55% του συνολικού, ενώ στη θερμοκρασία πηγής 200°C αυτό μειώνεται ελαφρώς, δεδομένου ότι τα ποσά συναλλαγής θερμότητας και οι θερμοκρασιακές διαφορές λαμβάνουν μικρότερες τιμές, άρα και οι εναλλάκτες διαστασιολογούνται με λιγότερες σε αριθμό πλάκες. Ο εκτονωτής σε όλες τις περιπτώσεις αποτελεί ένα σημαντικό μέρος του κόστους. Στην περίπτωση των 250°C και των 200°C κυμαίνεται στα εύρη 11-16% και 4-12% αντίστοιχα. Οι αυξημένες τιμές στην πρώτη περίπτωση οφείλονται στην μεγαλύτερη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος στους 250°C. Ιδιαίτερα αξιοσημείωτο είναι και το κόστος των δύο αντλιών, οι οποίες είναι διαφραγματικές και λόγω της κατασκευής τους είναι ακριβές. Αποτελούν περίπου 8-12% του συνολικού κόστους για θερμοκρασία πηγής 250°C και το 16-20% του κόστους στην θερμοκρασία πηγής 200°C. Και στις δύο περιπτώσεις η τιμή τους είναι περίπου η ίδια, ωστόσο λόγω του

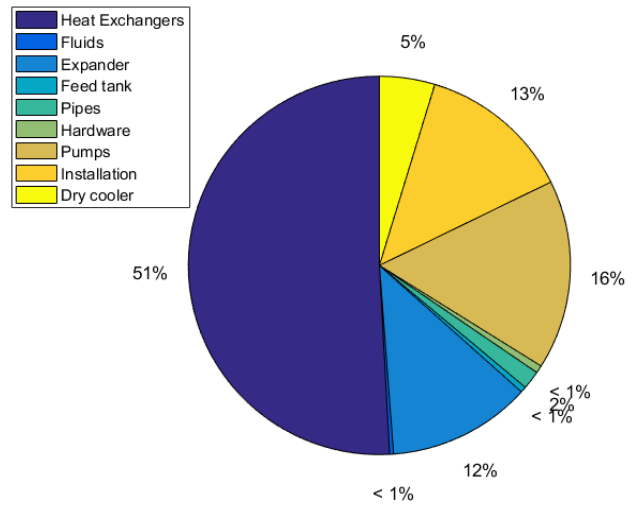
εμφανώς μικρότερου μεγέθους των εναλλακτών στην δεύτερη περίπτωση, αυτές καταλαμβάνουν μεγαλύτερο μέρος του κόστους. Το κόστος εγκατάστασης θεωρείται σταθερό σε όλες τις περιπτώσεις, ενώ και το κόστος του ξηραντήρα κυμαίνεται από 3-6% σε όλες τις περιπτώσεις, αναμενόμενο αφού είναι η συσκευή που αποβάλλει τη θερμότητα των δύο συμπυκνωτών του κύκλου στο περιβάλλον. Η κοστολόγηση των σωληνώσεων υπολογίζεται στο 1-2% επί του συνολικού κόστους, ενώ μικρότερο ποσοστό καταλαμβάνουν τα ρευστά, η μονάδα ελέγχου και τα τροφοδοτικά δοχεία. Τέλος, για θερμοκρασία πηγής 150°C, η κατανομή κόστους είναι διαφορετική. Οι εναλλάκτες, λόγω του πολύ μικρού μεγέθους τους αποτελούν το 38-44% του συνολικού κόστους. Μειωμένο εμφανίζεται και το κόστος του εκτονωτή, λόγω της αμελητέας ποσότητας παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος (3%). Αντίθετα, σημαντικό είναι το κόστος των δύο αντλιών (29-34%), αλλά και του ξηραντήρα (6%).



Εικόνα 4.26 : Κατανομή κόστους επιμέρους στοιχείων του κυκλώματος για θερμοκρασία πηγής 250°C α) n-Πεντάνιο/R1233zd(E) και β)Βουτάνιο/R1233zd(E)

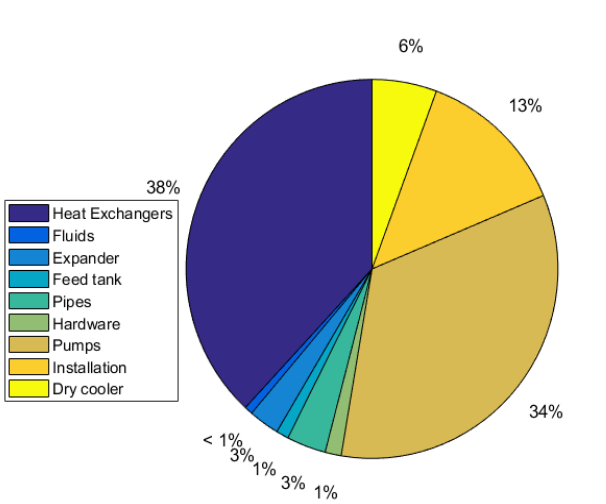


(a)

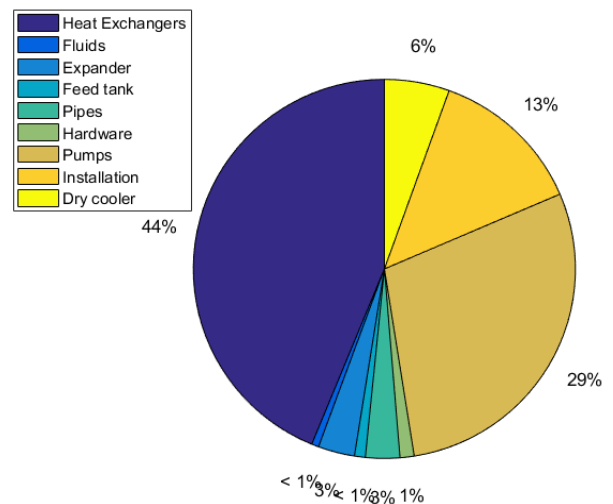


(b)

Εικόνα 4.27 : Κατανομή κόστους επιμέρους στοιχείων του κυκλώματος για θερμοκρασία πηγής 200°C α) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και β)Βουτάνιο/R1233zd(E)



(a)



(b)

Εικόνα 4.28 : Κατανομή κόστους επιμέρους στοιχείων του κυκλώματος για θερμοκρασία πηγής 150°C α) ν-Πεντάνιο/R1233zd(E) και β)Βουτάνιο/R1233zd(E)

## 5. Συμπεράσματα

### 5.1 Σχόλια

Συμπερασματικά, στην εργασία αυτή πραγματοποιήθηκε μια θερμοδυναμική και τεχνοοικονομική μελέτη ενός συστήματος μικρής κλίμακας τριπαραγωγής που τροφοδοτείται από πηγή απορριπτόμενης θερμότητας. Το συνολικό σύστημα αποτελείται από δύο κυκλώματα: το πρώτο είναι αυτό του οργανικού κύκλου Rankine (ORC) που πραγματοποιείται η παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας και το δεύτερο είναι το κύκλωμα του ψυκτικού κύκλου ακροφυσίου (ECC), στο οποίο παράγεται ψύξη. Σκοπός ήταν η πλήρης αξιολόγηση του συστήματος και των βέλτιστων σημείων λειτουργίας του για όλους τους συνδυασμούς ρευστών που χρησιμοποιούνται αλλά και για τις τρεις τιμές της θερμοκρασίας εισόδου (150, 200 και 250°C) της πηγής.

Για τον κύκλο ORC, βρίσκεται για καθένα από τα δύο εργαζόμενα μέσα (πεντάνιο και βουτάνιο) η θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου που επιτυγχάνεται η μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Όσον αφορά τον κύκλο ECC υπολογίζεται η θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή, που μεγιστοποιεί την παραγωγή ψύξης.

Ακολούθως, αφού έχουν βρεθεί τα βέλτιστα θερμοδυναμικά σημεία λειτουργίας, γίνεται διαστασιολόγηση όλων των επιμέρους συσκευών του κυκλωμάτων: των εναλλακτών, των αντλιών, του εκτονωτή, του ακροφυσίου. Τέλος, το σύστημα αξιολογείται και από οικονομικής πλευράς χρησιμοποιώντας τρεις βασικούς δείκτες: την καθαρή παρούσα αξία, τον εσωτερικό βαθμό απόδοσης και την περίοδο αποπληρωμής.

Τα βασικά συμπεράσματα της μελέτης χωρίζονται στις ακόλουθες κατηγορίες.

#### Ηλεκτρική ισχύς

Η επίτευξη της μέγιστης παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος στον κύκλο ORC εξαρτάται από την θερμοκρασία ατμοποίησης, την παροχή μάζας και τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου.

Για θερμοκρασία εισόδου της πηγής ίση με 250°C, είναι προτιμότερη η χρήση του πεντανίου, διότι μπορεί να λειτουργήσει σε υψηλότερες θερμοκρασίες, και μάλιστα σε όλους τους συνδυασμούς ρευστών παρατηρείται η μέγιστη ηλεκτρική ισχύς για θερμοκρασία ατμοποίησης 195°C. Αντίθετα, με χρήση βουτανίου η εν λόγω θερμοκρασία μειώνεται στους 150°C, που εκεί είναι και το τριπλό σημείο του. Η μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς παρατηρείται στο ζεύγος ρευστών Πεντάνιο/R1233zd(E) και ισούται με  $15.88kW_e$ . Ωστόσο, για όλους του συνδυασμούς ρευστών που χρησιμοποιείται ως εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο τονίζεται ότι η ελάχιστη ηλεκτρική ισχύς είναι  $15.60kW_e$ . Ωστόσο, με βουτάνιο η παραγωγή της είναι εμφανώς μειωμένη με τους δύο συνδυασμούς : Βουτάνιο/R1233zd(E) και Βουτάνιο/βουτάνιο να δίνουν την ίδια ηλεκτρική ισχύ των  $13.32kW_e$ .

Για θερμοκρασία εισόδου  $200^{\circ}\text{C}$ , το πεντάνιο δεν λειτουργεί τόσο αποτελεσματικά, λόγω της μείωσης της θερμοκρασίας ατμοποίησης για να ικανοποιείται ο περιορισμός των  $10^{\circ}\text{C}$  ΕΘΔ στον ατμοποιητή. Η μέγιστη παραγωγή ηλεκτρισμού παρατηρείται στους συνδυασμούς Πεντάνιο/R1233zd(E) και Βουτάνιο/R1233zd(E) με  $7.23\text{kW}_e$  και  $9.60\text{kW}_e$  η οποία παρατηρείται σε θερμοκρασίες ατμοποίησης  $130^{\circ}\text{C}$  και  $150^{\circ}\text{C}$  αντίστοιχα. Είναι εμφανής η πτώση της απόδοσης του πεντανίου που λειτουργεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες άρα και πιέσεις σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση, σε αντίθεση με το βουτάνιο.

Για θερμοκρασία εισόδου πηγής  $150^{\circ}\text{C}$  οι μόνοι συνδυασμοί που δίνουν εφικτή λύση είναι: Πεντάνιο/R1233zd(E) και Βουτάνιο/R1233zd(E) με παραγωγή  $1.67\text{kW}_e$  και  $2.67\text{kW}_e$  η οποία παρατηρείται σε θερμοκρασίες ατμοποίησης  $125^{\circ}\text{C}$  και  $114^{\circ}\text{C}$  αντίστοιχα.

### Ψυκτική ισχύς

Η παραγόμενη ψυκτική ισχύς είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του αναγεννητή, της παροχής μάζας της πρωτεύουσας ροής και του εργαζόμενου μέσου του κύκλου ECC. Ωστόσο, τόσο η παροχή μάζας, όσο και η θερμοκρασία ατμοποίησης εξαρτώνται από το θερμό ρεύμα του κύκλου ORC και με τη θερμοκρασία που αυτό εισέρχεται στον αναγεννητή. Συγκεκριμένα:

Όσο ο κύκλος ORC λειτουργεί με αυξημένες θερμοκρασίες ατμοποίησης, δημιουργούνται ευνοϊκές συνθήκες για είσοδο του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή με υψηλές θερμοκρασίες. Το γεγονός αυτό επιτρέπει στο πρωτεύον ρεύμα του κύκλου ECC να λειτουργήσει σε υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποίησης (άρα και πιέσεις).

Για δεδομένη θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρεύματος στον αναγεννητή το εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας του περιορίζεται σε ένα εύρος που το κάτω όριο του προκύπτει από την ελάχιστη θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ώστε να λειτουργεί το ακροφύσιο και το πάνω όριο καθορίζεται από την μέγιστη θερμοκρασία ατμοποίησης του ECC για να ικανοποιείται ο περιορισμός της ΕΘΔ του αναγεννητή.

Η ψυκτική καμπύλη της παραγόμενης ισχύος, στις περισσότερες περιπτώσεις, σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή αρχικά αυξάνεται, φτάνει ένα μέγιστο σε μία ενδιάμεση τιμή της και αρχίζει να μειώνεται. Αυτό συμβαίνει, διότι υπάρχουν δύο αντικρουόμενοι παράγοντες. Από τη μία πλευρά, με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης αυξάνει η ενθαλπία εισόδου της πρωτεύουσας ροής στο ακροφύσιο, ενώ παράλληλα μειώνεται η παροχή μάζας της, λόγω του περιορισμού της ΕΘΔ. Οπότε, η παραγωγή ψύξης βελτιστοποιείται σε ένα ενδιάμεσο σημείο.

Οι μέγιστες τιμές παραγόμενης ψύξης για  $150$ ,  $200$  και  $250^{\circ}\text{C}$  παρατηρούνται στους συνδυασμούς ρευστών: Πεντάνιο/R1233zd(E), Πεντάνιο/R1234ze(E) και Πεντάνιο/προπάνιο και ισούνται με  $0.14\text{kW}_c$ ,  $1.16\text{kW}_e$  και  $8.14\text{kW}_e$ .

### Ωφέλιμη θερμότητα

Είναι άμεσα εξαρτώμενη από τη θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ORC, καθώς για υψηλές τιμές της αυξάνονται τα θερμοκρασιακά επίπεδα του κύκλου. Επηρεάζεται σε σημαντικό βαθμό



και από τη θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή του κύκλου ECC, καθώς όσο αυτή αυξάνει τόσο μικρότερο είναι το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται στον αναγεννητή, και κατ' επέκταση αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου στον εναλλάκτη θερμότητας.

Τα μέγιστα ποσά θερμικής ισχύος που παράγονται στα βέλτιστα θερμοδυναμικά σημεία για 150,200 και 250°C είναι 0.5kW, 1.92kW και 4.24kW για τους συνδυασμούς Πεντάνιο/R1233zd(E), Πεντάνιο/R1233zd(E) και Πεντάνιο/Προπάνιο.

Από θερμοδυναμικής πλευράς, η προς μελέτη εγκατάσταση αξίζει να κατασκευαστεί κυρίως για θερμοκρασία πηγής 250°C, καθώς στη θερμοκρασία αυτή τα παραγόμενα ποσά θερμότητας είναι αρκετά μεγάλα και η αξιοποίηση της θερμότητας της πηγής είναι αποτελεσματική. Για όλες τις περιπτώσεις η ηλεκτρική ισχύς ξεπερνά τα 13kW, η ψυκτική ισχύς κυμαίνεται στο εύρος από 1-8kW και η παραγόμενη θερμότητα αποκτά σημαντικές τιμές ήδη από χαμηλές σχετικά θερμοκρασίες ατμοποίησης αναγεννητή.

### **Ενεργειακή απόδοση συστήματος**

Η ενεργειακή απόδοση επηρεάζεται κυρίως από τη θερμοκρασία ατμοποίησης του ατμοποιητή του ORC και δευτερευόντος από την θερμοκρασία ατμοποίησης του αναγεννητή του κύκλου ECC.

Για θερμοκρασία εισόδου της πηγής ίση με 150°C, με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο φτάνει το 3.5% ενώ για βουτάνιο το 11%. Οφείλονται στα χαμηλά ποσά παραγόμενης ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος αλλά και στην έλλειψη παραγωγής ωφέλιμης θερμότητας σε ορισμένες περιπτώσεις.

Για θερμοκρασία εισόδου της πηγής 200°C, η μέγιστη τιμή της παρατηρείται για τον συνδυασμό Βουτάνιο/R1233zd(E) ξεπερνώντας το 12%. Με εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο οι βαθμοί απόδοσης δεν ξεπερνούν το 11%.

Για θερμοκρασία πηγής ίση με 250°C, οι βαθμοί απόδοσης αυξάνονται κατακόρυφα. Για χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης του αναγεννητή (εργαζόμενο μέσο το πεντάνιο) κυμαίνονται από 15%÷19%, ενώ για ακόμα μεγαλύτερες τιμές της επιτυγχάνονται βαθμοί άνω του 20% για όλους τους συνδυασμούς. Ο υψηλότερος είναι για το συνδυασμό ν-Πεντάνιο/R1234ze(E), όπου επιτυγχάνεται η τιμή 25%.

### **Οικονομική αξιολόγηση**

Η βέλτιστη οικονομική απόδοση του συστήματος παρατηρείται στην υψηλότερη θερμοκρασία πηγής των 250°C, λόγω της υψηλής ποσότητας ηλεκτρικής, ψυκτικής και θερμικής ισχύος. Ο χρόνος αποπληρωμής της αρχικής στον βέλτιστο συνδυασμό (Πεντάνιο/R1234ze(E)) είναι μικρότερος των 10 ετών.

Σε χαμηλές θερμοκρασίες πηγής τα χαμηλά ποσά παραγόμενης ισχύος, σε συνδυασμό με την πολυπλοκότητα και τα πολλά μηχανικά μέρη της εγκατάστασης, η αποπληρωμή δεν είναι εφικτή.

## 5.2 Προτάσεις για μελέτη

Το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας θα μπορούσε να επεκταθεί ή και να τροποποιηθεί στις ακόλουθες προτάσεις:

- Προτείνεται η μελέτη του ίδιου συστήματος με άλλη πηγή μη σταθερής θερμοκρασίας, όπως θεωρείται στην εργασία αυτή. Παράδειγμα τέτοιας πηγής θα ήταν ένα κύκλωμα ηλιακών συγκεντρωτικών συλλεκτών που να μεταφέρουν τη θερμότητα στον ατμοποιητή του κύκλου ORC μέσω ενός θερμού λαδιού. Ωστόσο, η θερμοκρασία του μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια της ημέρας, ανάλογα την κάθε εποχή του χρόνου.
- Η ίδια εγκατάσταση θα μπορούσε να μελετηθεί με διαφορετικούς συνδυασμούς ρευστών ή ακόμα και μείγματα ρευστών στους δύο κύκλους και να μελετηθεί η απόδοση της.
- Στην παρούσα εργασία η θερμοκρασία ψύξης είναι σταθερή και ίση με 5°C. Προτείνεται η διεξαγωγή παραμετρικής μελέτης για περισσότερες τιμές της θερμοκρασίας ψύξης.
- Τέλος, προτείνεται η μελέτη της ίδιας εγκατάστασης αλλά μεγαλύτερου μεγέθους, καθώς τότε θα υπάρξουν και αλλαγές στη διαστασιολόγηση (πχ. Αντί για εκτονωτής να χρησιμοποιηθεί αεριοστρόβιλος και να αλλάξουν οι τύποι των εναλλακτών θερμότητας)



## Παράρτημα

Στο παρόν κεφάλαιο επεξηγείται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την επίλυση του σύνθετου θερμοδυναμικού κύκλου. Αρχικά, γίνεται ανάλυση κάθε υπορουτίνας που χρησιμοποιήθηκε, υπογραμμίζοντας αναλυτικά τις εισόδους, τις εξόδους και την σειρά των υπολογισμών, ενώ στο τέλος παρουσιάζεται και το τελικό διάγραμμα ροής του αλγορίθμου για την επίλυση της εγκατάστασης. Εκτός από το κύριο πρόγραμμα, το υπολογιστικό εργαλείο αποτελείται από τις παρακάτω υπορουτίνες:

- Υπορουτίνα σχεδιασμού κύκλου ORC
- Υπορουτίνα ΕΘΔ ατμοποιητή ORC
- Υπορουτίνα σχεδιασμού κύκλου ECC
- Υπορουτίνα ΕΘΔ ατμοποιητή ECC
- Υπορουτίνα σχεδιασμού ακροφυσίου
- Υπορουτίνα εξεργειακής ανάλυσης

### Υπορουτίνα σχεδιασμού κύκλου ORC

Η υπορουτίνα έχει εισόδους τις εξής μεταβλητές:

- Τη θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου ( $T_{cond,ORC}$ ).
- Τη θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ( $T_{evap,ORC}$ ).
- Την υπόψυξη μετά το συμπυκνωτή του κύκλου ( $dT_{SBC,ORC}$ ).
- Την υπερθέρμανση μετά το ατμοποιητή του κύκλου ( $dT_{SUP,ORC}$ ).
- Τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή ( $n_{is,exp,ORC}$ ).
- Τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας ( $n_{is,pump,ORC}$ ).
- Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ( $ref_{ORC}$ ).

Προφανώς, αφού είναι γνωστές οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης του κύκλου, καθώς και το εργαζόμενο μέσο, μπορούν να βρεθούν και οι αντίστοιχες πιέσεις.

$$p_{evap,ORC} = p(T_{evap,ORC}, Q = 0) \quad [5.1]$$

$$p_{cond,ORC} = p(T_{cond,ORC}, Q = 0) \quad [5.2]$$

Στην έξοδο του συμπυκνωτή (Σημείο 6 του κύκλου) επικρατούν συνθήκες χαμηλής πίεσης του κύκλου και θερμοκρασία ίση με αυτή της συμπύκνωσης, μειωμένη κατά την υπόψυξη, άρα μπορούν να βρεθούν και τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη.

$$\begin{cases} p_6 = p_{cond,ORC} \\ T_6 = T_{cond,ORC} - dT_{SBC,ORC} \end{cases} \quad [5.3]$$

Οπότε η ενθαλπία και η εντροπία του σημείου υπολογίζονται ως εξής:

$$\begin{cases} h_6 = h(p_6, T_6, ref_{ORC}) \\ s_6 = s(p_6, T_6, ref_{ORC}) \end{cases} \quad [5.4]$$

Το Σημείο 1 που είναι η έξοδος της αντλίας έχει την υψηλή πίεση του κύκλου. Επιπλέον, με τη χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης βρίσκεται αρχικά η ενθαλπία του ισεντροπικού σημείου και στη συνέχεια αυτή του Σημείου 1.

$$p_1 = p_{evap,ORC} \quad [5.5]$$

$$h_{1,is} = h(p_1, s_6) \quad [5.6]$$

Επιλύοντας την εξίσωση 2.9 ως προς  $h_1$  προκύπτει:

$$h_1 = \frac{h_{1,is} - h_6}{\eta_{is,pump,ORC}} + h_6 \quad [5.7]$$

Όντας γνωστές η πίεση και η ενθαλπία, βρίσκονται η εντροπία και η θερμοκρασία της εισόδου του ατμοποιητή.

$$\begin{cases} T_6 = T(p_1, h_1, ref_{ORC}) \\ s_6 = s(p_1, h_1, ref_{ORC}) \end{cases} \quad [5.8]$$

Στην έξοδο του ατμοποιητή (Σημείο 2 του κύκλου) επικρατούν συνθήκες υψηλής πίεσης του κύκλου και θερμοκρασία ίση με αυτή της συμπύκνωσης, μειωμένη κατά την υπόψυξη, άρα μπορούν να βρεθούν και τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη.

$$\begin{cases} p_2 = p_{evap,ORC} \\ T_2 = T_{evap,ORC} + dT_{SUP,ORC} \end{cases} \quad [5.9]$$

Οπότε η ενθαλπία και η εντροπία του σημείου υπολογίζονται ως εξής:

$$\begin{cases} h_2 = h(p_2, T_2, ref_{ORC}) \\ s_2 = s(p_2, T_2, ref_{ORC}) \end{cases} \quad [5.10]$$

Το Σημείο 3 που είναι η έξοδος του εκτονωτή έχει την χαμηλή πίεση του κύκλου. Επιπλέον, με τη χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης βρίσκεται αρχικά η ενθαλπία του ισεντροπικού σημείου και στη συνέχεια αυτή του Σημείου 1.

$$p_3 = p_{cond,ORC} \quad [5.11]$$

$$h_{3,is} = h(p_3, s_2) \quad [5.12]$$

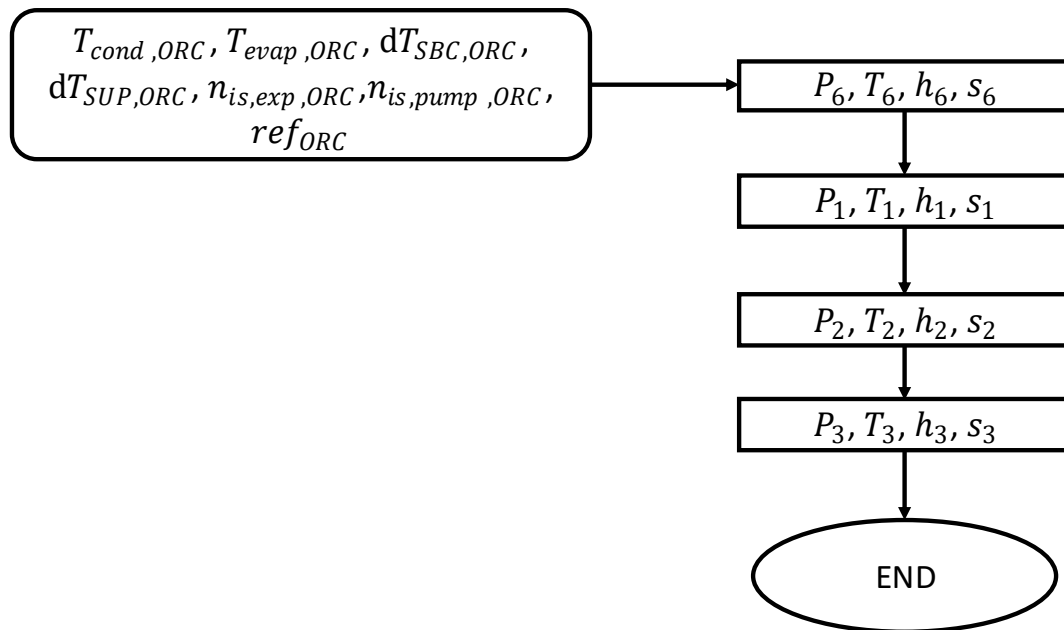
Επιλύοντας την εξίσωση 2.11 ως προς  $h_3$  προκύπτει:

$$h_3 = h_2 - \eta_{is,exp,ORC} \cdot (h_2 - h_{3,is}) \quad [5.13]$$

Όντας γνωστές η πίεση και η ενθαλπία, βρίσκονται η εντροπία και η θερμοκρασία της εισόδου του ατμοποιητή.

$$\begin{cases} T_3 = T(p_3, h_3, ref_{ORC}) \\ s_3 = s(p_3, h_3, ref_{ORC}) \end{cases} \quad [5.14]$$

Για το Σημείο 5 υπάρχουν δύο περιπτώσεις. Αν αυτό ταυτίζεται με το Σημείο 4 (σενάριο που δεν υπάρχει εναλλάκτης θέρμανσης), τότε προφανώς τα θερμοδυναμικές ιδιότητες των δύο παραπάνω στοιχείων είναι ίδιες και θα προσδιορισθούν πλήρως όταν βρεθεί το Σημείο 4 σε επόμενη υπορουτίνα. Αν, αντιθέτως, υπάρχει εναλλάκτης θέρμανσης τότε το Σημείο 5 έχει την χαμηλή πίεση του κύκλου και τη θερμοκρασία αναφοράς που έχει οριστεί και θα υπολογιστεί στη συνέχεια. Στην Εικόνα 2.14 παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής της υπορουτίνας σχεδιασμού του κύκλου ORC, όπου έξοδοι είναι οι θερμοδυναμικές ιδιότητες ( $p, T, h, s$ ) των Σημείων 1,2,3,6 του κύκλου.



Εικόνα 5.1 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας σχεδιασμού κύκλου ORC

#### Υπορουτίνα ΕΘΔ ατμοποιητή ORC

Η υπορουτίνα έχει εισόδους τις εξής μεταβλητές:

Όσον αφορά τις εισόδους που αφορούν τον κύκλο ORC, αυτές είναι:

- Η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου στον ατμοποιητή ( $T_1$ ).
- Η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον ατμοποιητή ( $T_2$ ).
- Η θερμοκρασία ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου ( $T_{evap,ORC}$ ).
- Η πίεση που επικρατεί στον ατμοποιητή ( $p_{evap,ORC}$ ).
- Το εργαζόμενο ρευστό του κύκλου ( $ref_{ORC}$ ).

Όσον αφορά τις εισόδους που αφορούν την πηγή απορριπτόμενης θερμότητας ( $WHS$ ), αυτές είναι:

- Η παροχή μάζας των καυσαερίων ( $\dot{m}_{WHS}$ ).
- Η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στον ατμοποιητή ( $T_{in,WHS}$ ).
- Η πίεση των καυσαερίων ( $p_{WHS}$ ).
- Το ρευστό που θεωρείται ότι απαρτίζει τα καυσαέρια, δηλαδή ατμοσφαιρικός αέρας ( $ref_{WHS}$ ).

Τέλος ως είσοδος θεωρείται και η επιθυμητή θεωρητική τιμή της ΕΘΔ του ατμοποιητή ( $PP_{evap,th}$ ).

Για τον υπολογισμό της ΕΘΔ του ατμοποιητή είναι σημαντικός ο προσδιορισμός τεσσάρων σημείων: της εξόδου του οργανικού μέσου από τον ατμοποιητή, το σημείο που αυτό είναι κορεσμένο αέριο, το σημείο που αυτό είναι κορεσμένο υγρό, καθώς και το σημείο της εισόδου του. Για τα παραπάνω σημεία πρέπει να προσδιορισθούν και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των καυσαερίων. Αρχικά, καταγράφεται το διάνυσμα των θερμοκρασιών και των ενθαλπιών του εργαζόμενου μέσου του κύκλου ORC.

$$T_{pp,ORC} = [T_2 \ T_{evap,ORC} \ T_{evap,ORC} \ T_1] \quad [5.15]$$

$$h_{pp,ORC} = [h_2 \ h(T_{evap,ORC}, Q = 1) \ h(T_{evap,ORC}, Q = 0) \ h_1] \quad [5.16]$$

Στη συνέχεια γίνεται μια αρχική υπόθεση για την παροχή μάζας του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου ORC, ότι αυτή ισούται με:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{\dot{m}_{WHS}}{2} \quad [5.17]$$

Το αντίστοιχο διάνυσμα των ποσών θερμότητας που συναλλάσσονται μεταξύ του σημείο εισόδου των καυσαερίων και των υπολοίπων, προσδιορίζεται ως εξής:

$$Q_{PP}(2) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h(T_{evap,ORC}, Q = 1)) \quad [5.18]$$

$$Q_{PP}(3) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h(T_{evap,ORC}, Q = 0)) \quad [5.19]$$

$$Q_{PP}(4) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_1) \quad [5.20]$$

Τότε το διάνυσμα των ποσών θερμότητας είναι:

$$Q_{PP} = [0 \ Q_{PP}(2) \ Q_{PP}(3) \ Q_{PP}(4)] \quad [5.21]$$

Η ενθαλπία των καυσαερίων για το εκάστοτε σημείο  $i$  είναι:

$$h_{PP,WHS}(n) = h_{in,WHS} - \frac{Q_{PP}(n)}{\dot{m}_{WHS}} \quad [5.22]$$

Τότε η αντίστοιχη θερμοκρασία τους είναι:

$$T_{PP,WHS}(n) = T(p_{WHS}, h_{PP,WHS}(n), ref_{WHS}) \quad [5.23]$$

Πλέον είναι δυνατός ο προσδιορισμός της θερμοκρασιακής διαφοράς των τεσσάρων προαναφερθέντων σημείων μεταξύ των καυσαερίων και του εργαζόμενου μέσου του κύκλου ORC.

$$\Delta T_{PP}(n) = T_{PP,WHS}(n) - T_{pp,ORC}(n) \quad [5.24]$$

Η ελάχιστη τιμή από την παραπάνω θερμοκρασιακή διαφορά αποτελεί την ΕΘΔ του ατμοποιητή:

$$PP_{evap} = \min(\Delta T_{PP}(n)) \quad [5.25]$$

Τέλος υπολογίζεται η απόλυτη τιμή της διαφοράς μεταξύ του  $PP_{evap}$  και της θεωρητικής τιμής  $PP_{evap,th}$ . Αν αυτή είναι μικρότερη από  $0.5^\circ\text{C}$  τότε ο αλγόριθμος ολοκληρώνεται. Σε αντίθετη περίπτωση θεωρείται μία νέα τιμή της παροχής μάζας του κύκλου ORC μέχρις ότου να πληρείται το παραπάνω κριτήριο δηλαδή:

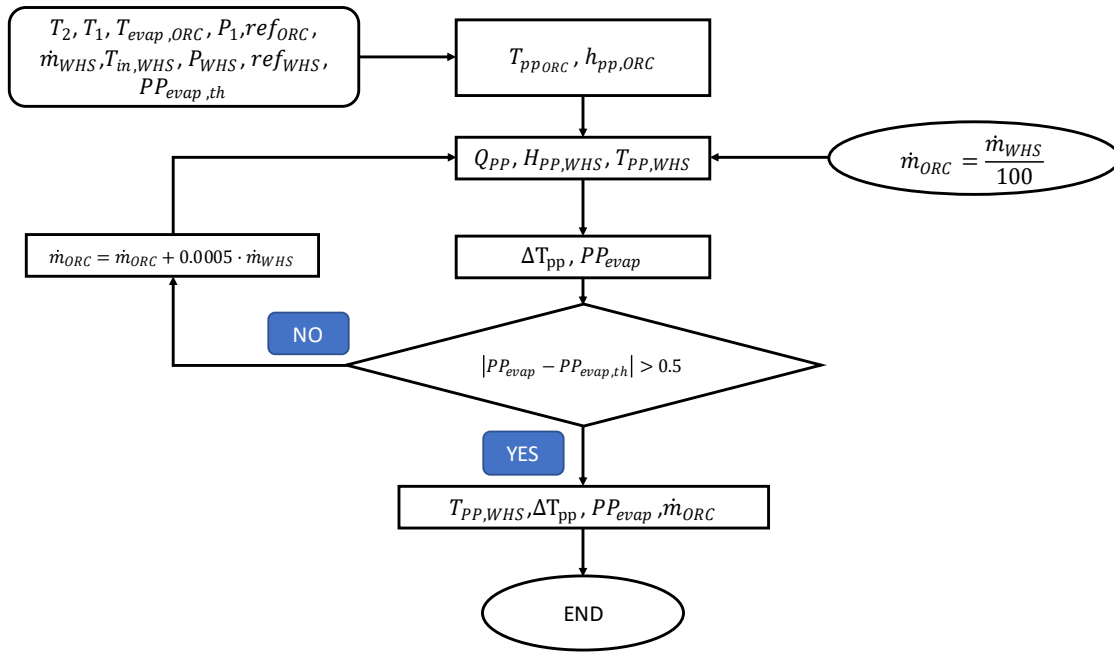
$$|PP_{evap} - PP_{evap,th}| < 0.5 \quad [5.26]$$

Μάλιστα σε κάθε επαναληπτικό βήμα η παροχή μάζας αυξάνεται σε σχέση με την προηγούμενη τιμή της ως εξής:

$$\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_{ORC} + 0.0005 \cdot \dot{m}_{WHS} \quad [5.27]$$

Αφού ο αλγόριθμος ολοκληρωθεί είναι γνωστά πλέον οι θερμοκρασίες του οργανικού εργαζόμενου μέσου και των καυσαερίων, η τελική τιμή της ΕΘΔ και η παροχή μάζας του ρευστού του ORC. Στην Εικόνα 2.15 παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου.





Εικόνα 5.2 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας ΕΘΔ ατμοποιητή κύκλου ORC

### Υπορουτίνα σχεδιασμού κύκλου ECC

Η υπορουτίνα έχει εισόδους τις εξής μεταβλητές:

- Τη θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου ( $T_{cond,ECC}$ ).
- Τη θερμοκρασία ψύξης του κύκλου ( $T_{cool,ECC}$ ).
- Την υπόψυξη μετά το συμπυκνωτή του κύκλου ( $dT_{SBC,ECC}$ ).
- Την υπερθέρμανση μετά τον αναγεννητή του κύκλου ( $dT_{SUP,ECC}$ ).
- Την υπερθέρμανση μετά τον ψύκτη του κύκλου ( $dT_{cool,ECC}$ ).
- Τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας ( $n_{is,pump,ECC}$ ).
- Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ( $ref_{ECC}$ ).
- Το λόγο πιέσεων μεταξύ του αναγεννητή και του συμπυκνωτή  $r_{p,ECC}$ .

Αρχικά, προσδιορίζονται οι θερμοκρασίες ψύξης και συμπύκνωσης του κύκλου.

$$p_{cool,ECC} = p(T_{cool,ECC}, Q = 0) \quad [5.28]$$

$$p_{cond,ECC} = p(T_{cond,ECC}, Q = 0) \quad [5.29]$$

Η πίεση του αναγεννητή υπολογίζεται ως εξής:

$$p_{gen,ECC} = r_{p,ECC} \cdot p_{cond,ECC} \quad [ 5.30 ]$$

Η αντίστοιχη θερμοκρασία είναι:

$$p_{gen,ECC} = p(T_{gen,ECC}, Q = 0) \quad [ 5.31 ]$$

Στην έξοδο του συμπυκνωτή (Σημείο 10 του κύκλου) επικρατούν συνθήκες ενδιάμεσης πίεσης του κύκλου και θερμοκρασία ίση με αυτή της συμπύκνωσης, μειωμένη κατά την υπόψυξη, άρα μπορούν να βρεθούν και τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη.

$$\begin{cases} p_{10} = p_{cond,ECC} \\ T_{10} = T_{cond,ORC} - dT_{SBC,ECC} \end{cases} \quad [ 5.32 ]$$

Οπότε η ενθαλπία και η εντροπία του σημείου υπολογίζονται ως εξής:

$$\begin{cases} h_{10} = h(p_{10}, T_{10}, ref_{ECC}) \\ s_{10} = s(p_{10}, T_{10}, ref_{ECC}) \end{cases} \quad [ 5.33 ]$$

Για την εύρεση του Σημείου 11, δηλαδή της εξόδου της εκτονωτικής βαλβίδας, θεωρείται ισενθαλπική μεταβολή σε αυτή. Στην έξοδό της, προφανώς, επικρατεί η χαμηλή πίεση του κύκλου, ενώ ιδιαίτερη έμφαση πρέπει να δοθεί στο γεγονός ότι το εξερχόμενο εργαζόμενο μέσο βρίσκεται σε διαφασική κατάσταση, άρα θα υπολογισθεί και η ξηρότητά του.

$$\begin{cases} p_{11} = p_{cool,ECC} \\ h_{11} = h_{10} \end{cases} \quad [ 5.34 ]$$

Από αυτά τα δύο μεγέθη προκύπτουν και οι υπόλοιπες θερμοδυναμικές ιδιότητες του Σημείου 11.

$$\begin{cases} T_{11} = T(p_{11}, h_{11}, ref_{ECC}) \\ s_{11} = s(p_{11}, h_{11}, ref_{ECC}) \\ Q_{11} = Q(p_{11}, h_{11}, ref_{ECC}) \end{cases} \quad [ 5.35 ]$$

Στην έξοδο του ψύκτη (Σημείο 12 του κύκλου) επικρατούν συνθήκες χαμηλής πίεσης του κύκλου και θερμοκρασία ίση με αυτή της ψύξης, αυξημένη κατά την υπερθέρμανση, άρα μπορούν να βρεθούν και τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη.

$$\begin{cases} p_{12} = p_{cool,ECC} \\ T_{12} = T_{cool,ECC} + dT_{cool,ECC} \end{cases} \quad [ 5.36 ]$$

Οπότε η ενθαλπία και η εντροπία του σημείου υπολογίζονται ως εξής:

$$\begin{cases} h_{12} = h(p_{12}, T_{12}, ref_{ECC}) \\ s_{12} = s(p_{12}, T_{12}, ref_{ECC}) \end{cases} \quad [ 5.37 ]$$

Το Σημείο 7 που είναι η έξοδος της αντλίας έχει την υψηλή πίεση του κύκλου. Επιπλέον, με τη χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης βρίσκεται αρχικά η ενθαλπία του ισεντροπικού σημείου και στη συνέχεια αυτή του Σημείου 7.

$$p_7 = p_{gen,ORC} \quad [ 5.38 ]$$

$$h_{7,is} = h(p_7, s_{10}) \quad [ 5.39 ]$$

Επιλύοντας την εξίσωση 2.9 ως προς  $h_1$  προκύπτει:

$$h_7 = \frac{h_{7,is} - h_{10}}{n_{is,pump,ECC}} + h_7 \quad [ 5.40 ]$$

Όντας γνωστές η πίεση και η ενθαλπία, βρίσκονται η εντροπία και η θερμοκρασία της εισόδου του αναγεννητή.

$$\begin{cases} T_7 = T(p_7, h_7, ref_{ECC}) \\ s_7 = s(p_7, h_7, ref_{ECC}) \end{cases} \quad [ 5.41 ]$$

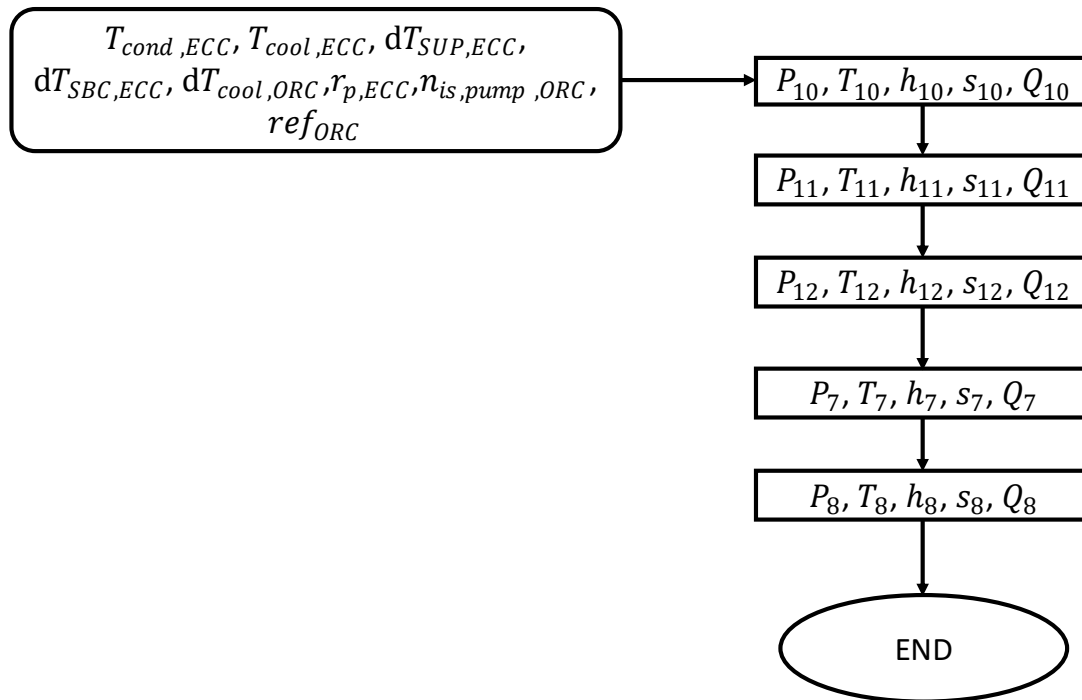
Στην έξοδο του αναγεννητή (Σημείο 8 του κύκλου) επικρατούν συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας του κύκλου ίσες με:

$$\begin{cases} p_8 = p_{gen,ECC} \\ T_8 = T_{gen,ECC} + dT_{SUP,ECC} \end{cases} \quad [ 5.42 ]$$

Οπότε η ενθαλπία και η εντροπία του σημείου υπολογίζονται ως εξής:

$$\begin{cases} h_8 = h(p_8, T_8, ref_{ECC}) \\ s_8 = s(p_8, T_8, ref_{ECC}) \end{cases} \quad [ 5.43 ]$$

Στην Εικόνα 5.3 παρατίθεται το διάγραμμα ροής της παραπάνω υπορουτίνας. Για τον πλήρη σχεδιασμό του κύκλου πρέπει να υπολογισθούν ακόμα τρία μεγέθη: η πρωτεύουσα και δευτερεύουσα παροχή μάζας, καθώς και η έξοδος του ακροφυσίου. Η πρώτη θα βρεθεί στην επόμενη υπορουτίνα, όπου θα μελετηθεί η ΕΘΔ του αναγεννητή, ενώ οι υπόλοιπες δύο, στο μοντέλο επίλυσης του ακροφυσίου.



Εικόνα 5.3 : Διάγραμμα ροής σχεδιασμού κύκλου ECC

### 5.2.1 Υπορουτίνα ΕΘΔ αναγεννητή

Η υπορουτίνα έχει εισόδους τις εξής μεταβλητές:

Όσον αφορά τις εισόδους που αφορούν τον κύκλο ORC, αυτές είναι:

- Η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή ( $T_3$ ).
- Η πίεση που επικρατεί στον αναγεννητή ( $p_3 = p_4 = p_{cond,ORC}$ ).
- Η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου ( $\dot{m}_{ORC}$ ).
- Το εργαζόμενο ρευστό του κύκλου ( $ref_{ORC}$ ).

Όσον αφορά τις εισόδους που αφορούν τον κύκλο ECC, αυτές είναι:

- Η πίεση που επικρατεί στον αναγεννητή ( $p_7 = p_8 = p_{gen,ECC}$ ).
- Η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή ( $T_7$ ).
- Η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου στον αναγεννητή ( $T_8$ ).
- Το εργαζόμενο ρευστό του κύκλου ( $ref_{ECC}$ ).

Τέλος ως είσοδος θεωρείται και η επιθυμητή θεωρητική τιμή της ΕΘΔ του αναγεννητή ( $PP_{gen,th}$ ).

Αρχικά, όπως και στην υπορουτίνα υπολογισμού της ΕΘΔ του ατμοποιητή, καταγράφεται το διάγραμμα των θερμοκρασιών και των ενθαλπιών του εργαζόμενου μέσου του κύκλου ECC.

$$T_{pp,ECC} = [T_8 T_{gen,ECC} T_{gen,ECC} T_7] \quad [5.44]$$

$$h_{pp,ECC} = [h_8 h(T_{gen,ECC}, Q = 1) h(T_{gen,ECC}, Q = 0) h_7] \quad [5.45]$$

Στη συνέχεια γίνεται μια αρχική υπόθεση για την παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος του κύκλου ECC, ότι αυτή ισούται με:

$$\dot{m}_{P,ECC} = \frac{\dot{m}_{ORC}}{10} \quad [5.46]$$

Το αντίστοιχο διάγραμμα των ποσών θερμότητας που συναλλάσσονται μεταξύ του σημείο εισόδου του εργαζόμενου μέσου του κύκλου ORC στον αναγεννητή και των υπολοίπων, προσδιορίζεται ως εξής:

$$Q_{PP}(2) = \dot{m}_{P,ECC} \cdot (h_8 - h(T_{gen,ECC}, Q = 1)) \quad [5.47]$$

$$Q_{PP}(3) = \dot{m}_{P,ECC} \cdot (h_8 - h(T_{gen,ECC}, Q = 0)) \quad [5.48]$$

$$Q_{PP}(4) = \dot{m}_{P,ECC} \cdot (h_8 - h_7) \quad [5.49]$$

Η ενθαλπία των σημείων του ORC για το εκάστοτε σημείο  $i$  είναι:

$$h_{PP,ORC}(n) = h_3 - \frac{Q_{PP}(n)}{\dot{m}_{ORC}} \quad [5.50]$$

Τότε η αντίστοιχη θερμοκρασία τους είναι:

$$T_{PP,ORC}(n) = T(p_{ORC}, h_{PP,ORC}(n), ref_{ORC}) \quad [5.51]$$

Πλέον είναι δυνατός ο προσδιορισμός της θερμοκρασιακής διαφοράς των τεσσάρων προαναφερθέντων σημείων.

$$\Delta T_{PP}(n) = T_{PP,ORC}(n) - T_{pp,ECC}(n) \quad [5.52]$$

Η ελάχιστη τιμή από την παραπάνω θερμοκρασιακή διαφορά αποτελεί την ΕΘΔ του ατμοποιητή:

$$PP_{gen} = \min(\Delta T_{PP}(n)) \quad [5.53]$$

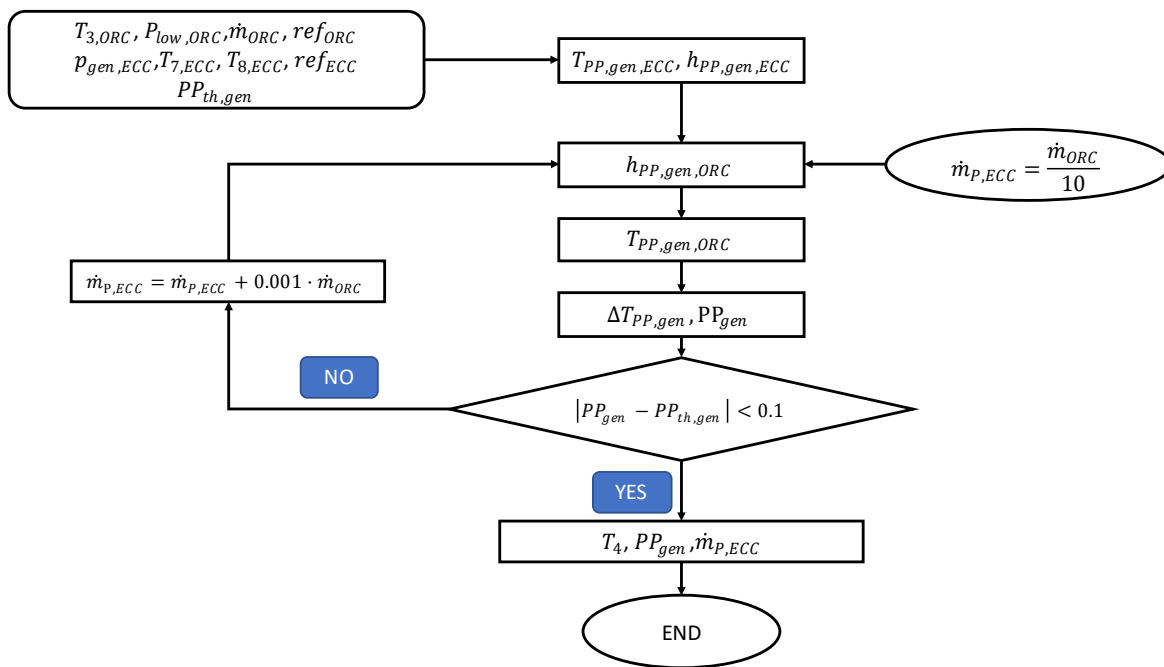
Τέλος υπολογίζεται η απόλυτη τιμή της διαφοράς μεταξύ του  $PP_{gen}$  και της θεωρητικής τιμής  $PP_{gen,th}$ . Αν αυτή είναι μικρότερη από  $0.1^\circ\text{C}$  τότε ο αλγόριθμος ολοκληρώνεται. Σε αντίθετη περίπτωση θεωρείται μία νέα τιμή της παροχής μάζας του κύκλου ORC μέχρις ότου να πληρείται το παραπάνω κριτήριο δηλαδή:

$$|PP_{evap} - PP_{evap,th}| < 0.5 \quad [5.54]$$

Μάλιστα σε κάθε επαναληπτικό βήμα η παροχή μάζας αυξάνεται σε σχέση με την προηγούμενη τιμή της ως εξής:

$$\dot{m}_{P,ECC} = \dot{m}_{P,ECC} + 0.001 \cdot \dot{m}_{ORC} \quad [5.55]$$

Αφού ο αλγόριθμος ολοκληρωθεί είναι γνωστά πλέον οι θερμοκρασίες των δύο κύκλων, η τελική τιμή της ΕΘΔ και η παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος του ECC. Στην Εικόνα 5.4 παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου. Στο τέλος αυτής της υπορουτίνας έχει επιλυθεί πλήρως ο κύκλος ORC.



Εικόνα 5.4 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας ΕΘΔ αναγεννητή

### 5.2.2 Υπορουτίνα σχεδιασμού ακροφυσίου

Η υπορουτίνα έχει εισόδους τις εξής μεταβλητές:

Όσον αφορά γενικά θερμοδυναμικά στοιχεία του ρευστού, αυτές είναι:

- Η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση και για τα δύο ρεύματα εισόδου ( $C_{pP}, C_{pS}$ ).
- Η σταθερά των αερίων ( $R$ ), καθώς και λόγος θερμοχωρητικότητας ( $\gamma$ ).

Όσον αφορά γενικά στοιχεία του ακροφυσίου, αυτές είναι:

- Η παράμετρος του λόγου του εμβαδού ανάμειξης της διατομής του θαλάμου ανάμειξης προς αυτό του λαιμού ( $A_{ratio}$ ).
- Η παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρεύματος ( $\dot{m}_{p,ECC}$ ).
- Ο λόγος των διαμέτρων της εξόδου του ΣΑ ακροφυσίου προς αυτή του λαιμού ( $r_{p,t-1}$ ).

Όσον αφορά τις θερμοδυναμικές ιδιότητες των εισόδων και της εξόδου, αυτές είναι:

- Η πίεση και η θερμοκρασία της κύριας εισόδου ( $p_8, T_8$ ).
- Η πίεση και η θερμοκρασία της δευτερεύουσας εισόδου ( $p_{12}, T_{12}$ ).
- Η πίεση εξόδου ( $p_9$ ).

Αρχικά, λύνοντας την εξίσωση 2.23 ως προς  $A_t$  βρίσκεται το εμβαδό της διατομής του λαιμού του ακροφυσίου και στη συνέχεια υπολογίζεται η διάμετρος:

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot A_t}{\pi}} \quad [5.56]$$

Στη συνέχεια υπολογίζονται τα μεγέθη της εξόδου του ΣΑ ακροφυσίου. Η διάμετρός της είναι:

$$D_1 = r_{p,t-1} \cdot D_t \quad [5.57]$$

Ο αριθμός *Mach* της παραπάνω διατομής υπολογίζεται αν επιλυθεί η εξίσωση 2.24 ως εξής:

$$Mach_{p1} = \left\{ \left[ \left( Mach_{p1}^2 \cdot \left( \frac{A_{p1}}{A_t} \right)^2 \cdot \frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}} - 1 \right] \cdot \frac{2}{\gamma-1} \right\}^{1/2} \quad [5.58]$$

Η επίλυση γίνεται μέσω της αριθμητικής μεθόδου του αλγορίθμου του σταθερού σημείου. Θεωρείται μια αρχική τιμή για τη μεταβλητή  $Mach_{p1}$  και με βάση την εξίσωση 5.58 λαμβάνεται η νέα τιμή της. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι το σφάλμα της προηγούμενης από την επόμενη επανάληψη να είναι μικρό. Τέλος, η πίεση στην ίδια διατομή  $p_{p1}$  βρίσκεται, επιλύοντας την εξίσωση 2.25.

Επιπλέον:

$$A_{CAS} = A_{ratio} \cdot A_t \quad [5.59]$$

Στη διατομή του υποθετικού λαιμού η πίεση της δευτερεύουσας ροής υπολογίζεται ως εξής:

$$p_{s,y} = \frac{p_{12}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad [5.60]$$

Η πίεση του πρωτεύοντος ρεύματος θεωρείται ίση με την παραπάνω.

$$p_{p,y} = p_{s,y} \quad [5.61]$$

Ο αριθμός *Mach* στη διατομή ‘y-y’ της πρωτεύουσας ροής βρίσκεται:

$$Mach_{p,y} = \left\{ \left[ \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Mach_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\frac{p_{p,y}}{p_{p,1}}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}^{0.5} \cdot \left(\frac{2}{\gamma-1}\right)^{0.5} \quad [ 5.62 ]$$

Το θεωρητικό εμβαδόν που καταλαμβάνει η πρωτεύουσα ροή μάζας στην παραπάνω διατομή ( $A_{p,y}$ ) προσδιορίζεται από την εξίσωση 2.27. Ακόμα, ισχύει:

$$A_{s,y} = A_{CAS} - A_{p,y} \quad [ 5.63 ]$$

Από την εφαρμογή της 2.30 βρίσκεται η τιμή της μάζας της δευτερεύουσας ροής ( $\dot{m}_{s,ECC}$ ) και τότε η ολική παροχή μάζας είναι το άθροισμα:

$$\dot{m}_{tot,ECC} = \dot{m}_{p,ECC} + \dot{m}_{s,ECC} \quad [ 5.64 ]$$

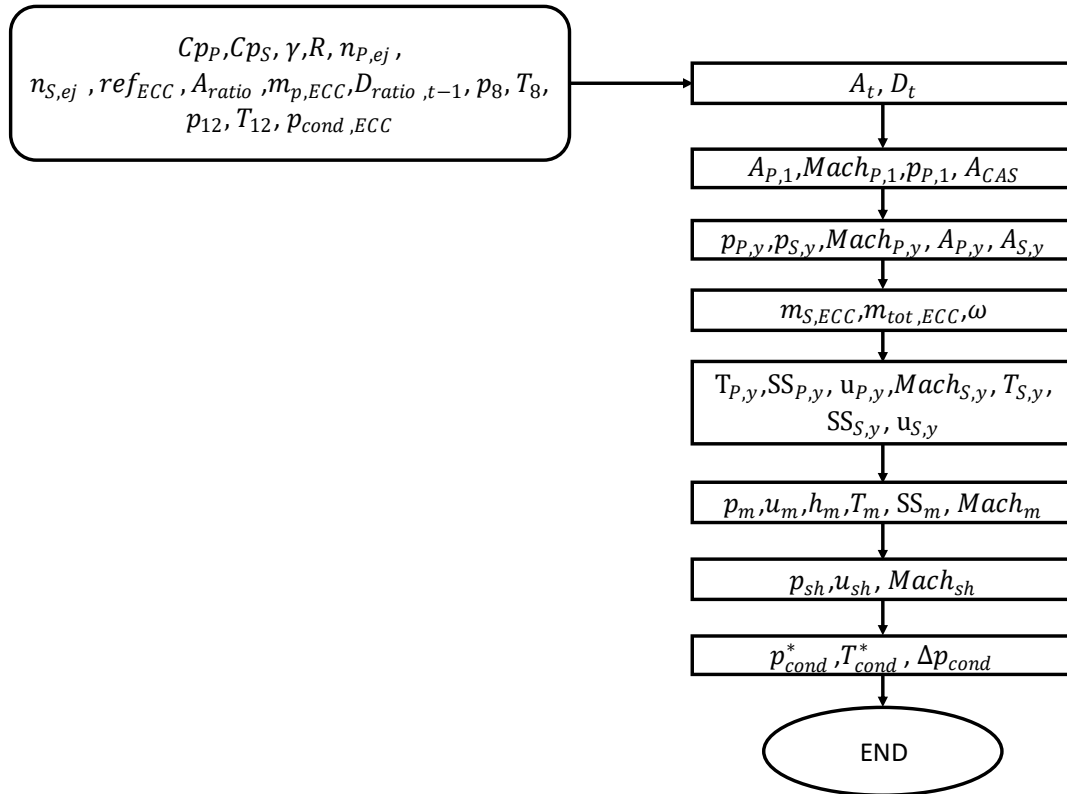
Πλέον είναι δυνατή η εύρεση και της παραμέτρου ‘ω’. Στη συνέχεια αξιοποιούνται οι σχέσεις 2.32 και 2.36 για την εύρεση της θερμοκρασίας ( $T_{p,y}$ ) και των ταχυτήτων (στατική ( $V_{p,y}$ ) και ηχητική ( $SS_{p,y}$ )) της πρωτεύουσας ροής στην ίδια διατομή. Λόγω του υποθετικού λαιμού στην παραπάνω διατομή θεωρείται ότι για την δευτερεύουσα ροή:

$$Mach_{s,y} = 1 \quad [ 5.65 ]$$

Ομοίως με τη χρήση των 2.33 και 2.37 βρίσκονται η θερμοκρασία ( $T_{s,y}$ ) και οι ταχύτητες (στατική ( $V_{s,y}$ ) και ηχητική ( $SS_{s,y}$ )) της δευτερεύουσας ροής. Από τις σχέσεις 2.34 , 2.35 και 2.38 βρίσκονται η ταχύτητα  $u_m$ , θερμοκρασία  $T_m$ , ηχητική ταχύτητα  $SS_m$  και αριθμός  $Mach_m$  κατά την ανάμειξη των δύο ρευμάτων αφού πρώτα θεωρηθεί ότι η πίεση ανάμειξης ( $p_m$ ) είναι ίδια με τις πιέσεις των δύο ρευμάτων πριν αυτή συμβεί.

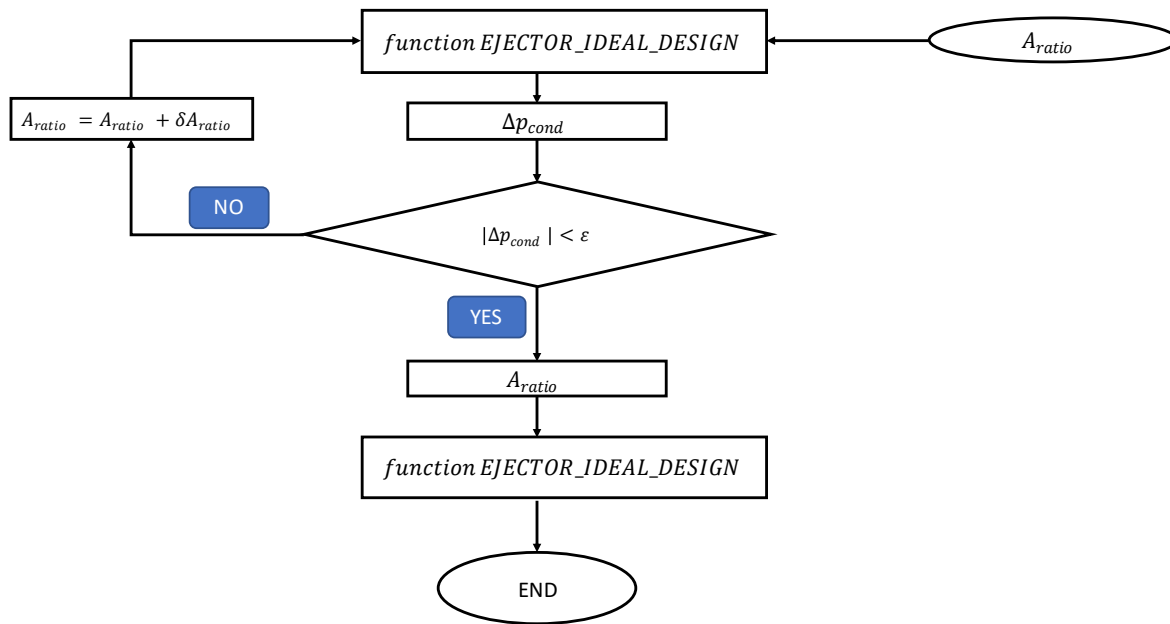
Για την εύρεση της πίεσης ( $p_{sh}$ ), ταχύτητας ( $u_{sh}$ ) και αριθμού  $Mach_{sh}$  μετά το ‘shock’ αξιοποιούνται οι εξισώσεις 2.39 και 2.40. Τέλος, από την 2.41 υπολογίζεται η πίεση εξόδου από τον διαχύτη. Το παρακάτω διάγραμμα (Εικόνα 5.5) ροής περιγράφει συνοπτικά την παραπάνω σειρά των υπολογισμών που ακολουθείται.





Εικόνα 5.5 : Διάγραμμα επίλυσης της ροής εντός του ακροφυσίου

Σκοπός των ανωτέρω υπολογισμών είναι η εύρεση της μικρότερης δυνατής τιμής της παραμέτρου  $A_{ratio}$  για την οποία η διαφορά της πίεσης εξόδου που προέκυψε από την 2.41 της θεωρητικής τιμής με αυτή των υπολογισμών να είναι αμελητέα. Αρχικά, επιλέγεται μία τιμή  $A_{ratio}$  εκτελούνται οι υπολογισμοί και η βρίσκεται η ζητούμενη διαφορά πιέσεων. Αν αυτή δεν είναι αμελητέα τότε η παράμετρος  $A_{ratio}$  αυξάνεται κατά ένα μικρό βήμα  $\delta A_{ratio}$  και επαναλαμβάνονται οι υπολογισμοί μέχρι να ελαχιστοποιηθεί η εν λόγω διαφορά. Όταν αυτό συμβεί εκτελούνται ξανά οι υπολογισμοί για τον τελικό υπολογισμών του ακροφυσίου, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.19



Εικόνα 5.6 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας υπολογισμού βασικών διαστάσεων του ακροφυσίου

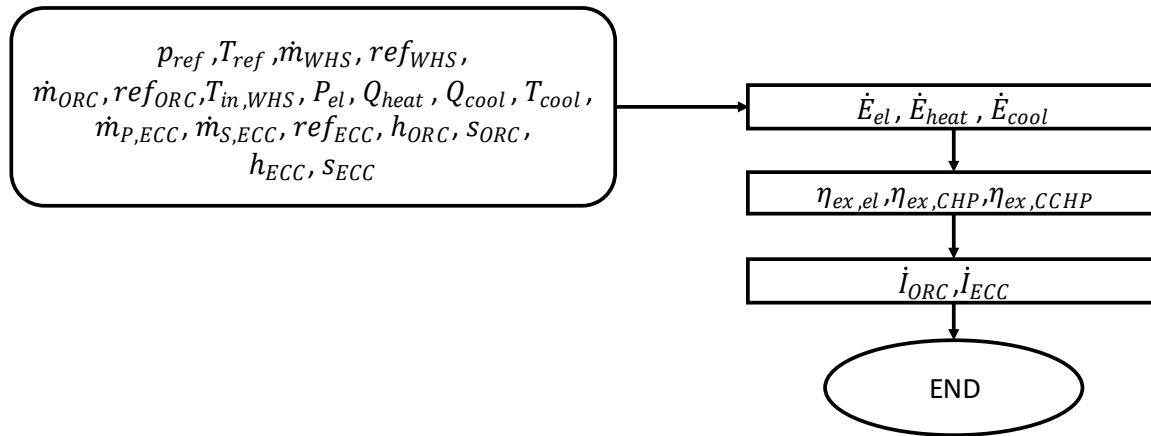
### 5.2.3 Υπορουτίνα εξεργειακής ανάλυσης

Η υπορουτίνα έχει εισόδους τις εξής μεταβλητές:

- Την πίεση και θερμοκρασία αναφοράς ( $p_{ref}, T_{ref}$ ).
- Την παροχή μάζας και το εργαζόμενο μέσο των καυσαερίων ( $\dot{m}_{WHS}, ref_{WHS}$ ).
- Την παροχή μάζας και το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC ( $\dot{m}_{ORC}, ref_{ORC}$ ).
- Τη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων ( $T_{in_{WHS}}$ ).
- Την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ( $P_{el}$ ).
- Την παραγόμενη ψυκτική ισχύ και την θερμοκρασία ψύξης ( $Q_{cool}, T_{cool}$ ).
- Την παραγόμενη θερμότητα ( $Q_{heat}$ ).
- Την ενθαλπία και εντροπία όλων των σημείων των δύο κυκλωμάτων ( $h_{ORC}, s_{ORC}, h_{ECC}, s_{ECC}$ ).
- Την παροχή μάζας των δύο ρευμάτων και το εργαζόμενο μέσο του ECC ( $\dot{m}_{p,ECC}, \dot{m}_{s,ECC}, ref_{ECC}$ ).

Εφαρμόζοντας κατά σειρά τις εξισώσεις 2.49÷2.63 βρίσκονται όλα τα ζητούμενα μεγέθη. Τα αποτελέσματα που εξάγονται από την εξεργειακή ανάλυση είναι οι τρεις βαθμοί απόδοσης της εξέργειας ( $\eta_{ex,el}, \eta_{ex,CCP}, \eta_{ex,CCHP}$ ) και το διάλυμα για την καταστροφή εξέργειας για τα δύο κυκλώματα, σύμφωνα με την εξίσωση 5.66.

$$\begin{cases} \dot{I}_{ORC} = [\dot{I}_{evap} \dot{I}_{expander} \dot{I}_{gen} \dot{E}_{heat} \dot{I}_{cond,ORC} \dot{I}_{pump,ORC}] \\ \dot{I}_{ECC} = [\dot{I}_{gen} \dot{I}_{pump,ECC} \dot{I}_{ejector} \dot{I}_{pump,ECC} \dot{I}_{exp.valve}] \end{cases} \quad [ 5.66 ]$$



Εικόνα 5.7 : Διάγραμμα ροής υπορουτίνας εξεργειακής ανάλυσης

### 5.2.4 Συνοπτικό διάγραμμα ροής

Μετά την ανάλυση όλων των υπορουτίνων που χρησιμοποιήθηκαν γίνεται και μια συνοπτική περιγραφή του κυρίου προγράμματος. Οι είσοδοι χωρίζονται συνοπτικά στις εξής κατηγορίες:

Δεδομένα πηγής απορριπτόμενης θερμότητας  $WHS$

- Η παροχή μάζας των καυσαερίων ( $\dot{m}_{WHS}$ ).
- Η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στον ατμοποιητή ( $T_{in,WHS}$ ).
- Η πίεση των καυσαερίων ( $p_{WHS}$ ).
- Το ρευστό που θεωρείται ότι απαρτίζει τα καυσαέρια, δηλαδή ατμοσφαιρικός αέρας ( $ref_{WHS}$ ).

Δεδομένα ORC κύκλου

- Τη θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου ( $T_{cond,ORC}$ ).
- Τη θερμοκρασία ατμοποίησης του κύκλου ( $T_{evap,ORC}$ ).
- Την υπόψυξη μετά το συμπυκνωτή του κύκλου ( $dT_{SBC,ORC}$ ).
- Την υπερθέρμανση μετά το ατμοποιητή του κύκλου ( $dT_{SUP,ORC}$ ).

- Τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή ( $n_{is,exp,ORC}$ ).
- Τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας ( $n_{is,pump,ORC}$ ).
- Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ( $ref_{ORC}$ ).

#### Δεδομένα ECC κύκλου

- Τη θερμοκρασία συμπίκνωσης του κύκλου ( $T_{cond,ECC}$ ).
- Τη θερμοκρασία ψύξης του κύκλου ( $T_{cool,ECC}$ ).
- Την υπόψυξη μετά το συμπυκνωτή του κύκλου ( $dT_{SBC,ECC}$ ).
- Την υπερθέρμανση μετά τον αναγεννητή του κύκλου ( $dT_{SUP,ECC}$ ).
- Την υπερθέρμανση μετά τον ψύκτη του κύκλου ( $dT_{cool,ECC}$ ).
- Τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της αντλίας ( $n_{is,pump,ECC}$ ).
- Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ( $ref_{ECC}$ ).
- Το λόγο πιέσεων μεταξύ του αναγεννητή και του συμπυκνωτή  $r_{p,ECC}$ .

#### Γενικά δεδομένα ροής

- Η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση και για τα δύο ρεύματα εισόδου ( $Cp_p, Cp_s$ ).
- Η σταθερά των αερίων ( $R$ ), καθώς και λόγος θερμοχωρητικότητας ( $\gamma$ ).

#### Στοιχεία ακροφυσίου

- Ο λόγος των διαμέτρων της εξόδου του ΣΑ ακροφυσίου προς αυτή του λαιμού ( $r_{p,t-1}$ ).

#### ΕΘΔ εναλλακτών (θεωρητικά)

- Ατμοποιητή ( $PP_{evap,th}$ )
- Αναγεννητή ( $PP_{gen,th}$ )

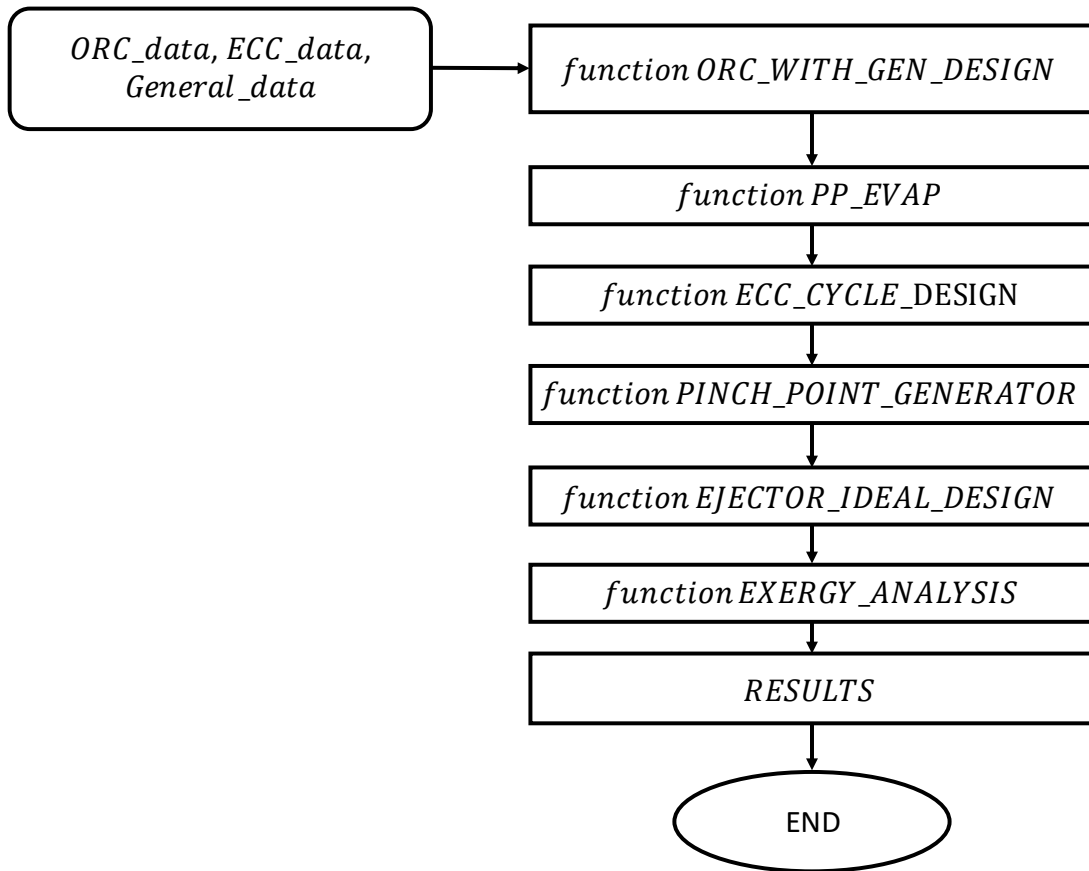
#### Στη συνέχεια εκτελούνται σειριακά οι υπορουτίνες

- Σχεδιασμού Κύκλου ORC
- ΕΘΔ Ατμοποιητή ORC
- Σχεδιασμού Κύκλου ECC
- ΕΘΔ αναγεννητή
- Σχεδιασμού ακροφυσίου
- Εξεργειακής ανάλυσης

Με την εφαρμογή όλων των παραπάνω το υπολογιστικό εργαλείο καταγράφει ορισμένα αποτελέσματα σε αρχείο μορφής '.txt'. Το κάθε στοιχείο του αναλύεται στον Πίνακα 5.1, ενώ στην Εικόνα 2.21 φαίνεται το συνολικό διάγραμμα ροής.

**Πίνακας 5.1 : Αποτελέσματα υπολογιστικού εργαλείου**

Αριθμός Στήλης	Μεταβλητή	Μονάδες
1	$r_{p,ECC}$	-
2	$p_{gen,ECC}$	bar
3	$T_{gen,ECC}$	°C
4	$COP$	-
5	$Q_{evap}$	kW
6	$Q_{expander}$	kW
7	$Q_{gen}$	kW
8	$Q_{cool}$	kW
9	$Q_{heating}$	kW
10	$\eta_{el,ORC}$	-
11	$\eta_{el,system}$	-
12	$\eta_{cool,system}$	-
13	$\eta_{system}$	-
14	$\omega$	-
15	$D_t$	mm
16	$D_{P,1}$	mm
17	$D_{CAS}$	mm
18	$\dot{m}_{ORC}$	kg/s
19	$\dot{m}_{P,ECC}$	kg/s
20	$\dot{m}_{S,ECC}$	kg/s
21	$\eta_{ex,el}$	-
22	$\eta_{ex,CCP}$	-
23	$\eta_{ex,CCHP}$	-
24	$\eta_{CCP,system}$	-
25	$\eta_{CCHP,system}$	-



Εικόνα 5.8 : Συνολικό διάγραμμα ροής υπολογιστικού εργαλείου



## 6. Αναφορές

1. Braimakis, K., *MULTI-SCALE THERMO-ECONOMIC OPTIMIZATION AND THERMODYNAMIC ASSESSMENT OF ENERGETIC AND EXERGETIC EFFICIENCY IMPROVEMENT CONCEPTS OF ORGANIC RANKINE CYCLE*, in *Mechanical Engineering*. 2018, National Technical University of Athens: Athens. p. 428.
2. Braimakis, K.a.S.K., *Integrated thermoeconomic optimization of standard and regenerative ORC for different heat source types and capacities*. Elsevier, Energy, 2017: p. 29.
3. Konstantinos Braimakis, A.M., Antonios Charalampidis, Sotirios Karellas, *Exergetic performance of CO2 and ultra-low GWP refrigerant mixtures as working fluids in ORC for waste heat recovery*. Elsevier, Energy, 2020. **203**.
4. Eyerer, *Experimental evaluation of an ORC-CHP architecture based on regenerative preheating for geothermal applications*. Elsevier, Applied Energy, 2022. **315**.
5. Tryfon C. Roumpedakis , N.F., Konstantinos Braimakis , Evropi Monokrousou, Antonios Charalampidis and Sotirios Karellas, *Techno-Economic Optimization of Medium Temperature Solar-Driven Subcritical Organic Rankine Cycle*. Thermo, 2021.
6. Konstantinos Braimakis , A.C., Sotirios Karellas, *Techno-economic assessment of a small-scale biomass ORC-CHP for district heating* Elsevier, Energy Conversion and Management, 2021. **247**: p. 24.
7. A. Marina , S.S., H.A. Zondag, A.K. Wemmers, *An estimation of the European industrial heat pump market potential* Renewable and Sustainable Energy Reviews 2021: p. 14.
8. Laia Miró, S.B., Luisa F. Cabeza, *Mapping and discussing Industrial Waste Heat (IWH) potentials for different countries*. 2015.
9. Thomas Tartièrea, M.A., *A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market*. Elsevier, 2017. **129**.
10. Braimakis, K., *Comparison of environmentally friendly working fluids for organic Rankine cycles*, in *Advances in New Heat Transfer Fluids*. 2017. 377-426.
11. Steven Lecompte , H.H., Martijn van den Broek, Bruno Vanslambrouck, Michel De Paepe, *Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery*. Elsevier, Energy Conversion and Management, 2015: p. 14.
12. T. Ghorbani, M.Y., F. Mohammadkhani, *Thermodynamic Analysis and Feasibility Study of Internal Combustion Engine Waste Heat Recovery to Run its Refrigeration System*. AUT Journal of Mechanical Engineering, 2018: p. 10.
13. Tryfon C. Roumpedakis, T.C., Evropi Monokrousou, Konstantinos Braimakis, Sotirios Karellas, *Integrated ORC-Adsorption cycle: A first and second law analysis of potential configurations*. Elsevier, Energy, 2019: p. 13.
14. Sotirios Karellas, T.C.R., Nikolaos Tzouganatos, Konstantinos Braimakis, *Solar Cooling Technologies*. 1st ed, ed. C. Press. 2019. 463.



15. Bourhan M. Tashtoush, M.d.A.A.-N., Mohammad A. Khasawneh, *A comprehensive review of ejector design, performance, and applications*. Elsevier, Applied Energy, 2019: p. 35.
16. Braimakis, K., *Solar ejector cooling systems: A review*. Elsevier, Renewable Energy, 2020: p. 37.
17. Ye Liu, H.F., Jianlin Yu, *Performance study of an enhanced ejector refrigeration cycle with flash tank economizer for low-grade heat utilization*. Elsevier, Applied Thermal Engineering, 2018: p. 8.
18. Payam Haghparasta, M.V.S., , Marc A. Richardb, Hakim Nesreddineb, *Analysis and design optimization of an ejector integrated into an organic Rankine cycle*. 2019: p. 11.
19. Larbi Afif , A.E., Nahla Bouaziz, *Energetic Study and comparative analysis of two novel ORC cogeneration systems using gas ejectors*. Elsevier, 2019: p. 10.
20. Kun Zhang, X.C., Christos N. Markides, Yong Yang, Shengqiang Shen<sup>3</sup>, *Evaluation of Ejector Performance for an Organic Rankine Cycle Combined Power and Cooling System*. p. 20.
21. Mouna Elakh dara, H.L., Bourhan Tashtoushb, Ezzedine Nehdia, Lakdar Kairouania, *A combined thermal system of ejector refrigeration and Organic Rankine cycles for power generation using a solar parabolic trough*. Elsevier, Energy Conversion and Management, 2019: p. 14.
22. Nan Wang, J.C., *Theoretical Analysis of Organic Rankine Cycle Combined Power and Ejector Refrigeration Driven by Solar Energy*. Elsevier, 2018: p. 6.
23. Xingyang Yang , N.Z., Li Zhao a, Shuai Deng , Hailong Li , Zhixin Yu, *Analysis of a novel combined power and ejector-refrigeration cycle*. Elsevier, Energy Conversion and Management, 2015: p. 9.
24. Zishen Li , W.L., Borui Xu, *Optimization of mixed working fluids for a novel trigeneration system based on organic Rankine cycle installed with heat pumps*. Elsevier, Applied Thermal Engineering, 2015: p. 9.
25. Xinguo Li, C.Z., Xiaochen Hu, *Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector*. Elsevier, Energy, 2012: p. 8.
26. *European Parliament, Regulation (EC) No 2037/2000 of the European Parliament and of the Council of 29 June 2000 on substances that deplete the ozone layer. 2000, Council of the European Union. 2009.*
27. *United Nations, Kyoto Protocol. 1997: Kyoto, Japan. 1997.*
28. *European Parliament, Regulation (EU) No 517/2017 of the European Parliament and of the Council.*
29. Varshil P. , D.D., *A comprehensive review of waste heat recovery from a diesel engine using organic rankine cycle*. Elsevier, Energy Reports, 2021: p. 20.
30. B.J. Huang, J.M.C., C.P. Wang, V.A. Petrenko, *A 1-D analysis of ejector performance*. International Journal of Refrigeration, 1998: p. 11.

31. Natthawut Ruangtrakoona, T.T., *An experimental investigation to determine the optimal heat source temperature for R141b ejector operation in refrigeration cycle*. Elsevier, Applied Thermal Energy, 2019: p. 14.
32. THONGTIP, T., *DEVELOPMENT OF THE JET REFRIGERATION SYSTEM TO BE USED WITH WASTE HEAT*. 2016, SIRINDHORN INTERNATIONAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY THAMMASAT UNIVERSITY.
33. DINCER, M.A.R.A.I., *EXERGY ANALYSIS OF WASTE EMISSIONS*. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, 1999: p. 11.
34. Konstantinos Braimakis, D.M.-S., Dimitrios Grimekis, Sotirios Karellas, *Energy-exergy analysis of ultra-supercritical biomass-fuelled steam power plants for industrial CHP, district heating and cooling*. Elsevier, Renewable Energy, 2020: p. 18.
35. Yuhang Wang , H.Z., Jianhui Qi , Kuihua Han , Suoying He , Chang Guo , Shen Cheng , Ming Gao, *Thermodynamic and exergy analysis of a novel PEMFC-ORC-MH combined integrated energy system* Elsevier, Energy Conversion and Management, 2022: p. 13.
36. Technology, N.I.o.S.a., *REFPROP NIST Standard Reference Database 23*.
37. Σαγια, Α.Σ., *Μετάδοση Θερμότητας*. 2016.
38. Φωσιτιέρη, Α., *Techno-economic assessment of solar driven Organic Rankine Cycle using medium to high grade heat sources, with the use of a genetic algorithm optimization*. 2019, ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ. p. 148.
39. Warren M. Rohsenow, J.P.H., Young I. Cho, *Handbook of Heat Transfer*. illustrated ed, ed. J.P.H. Warren M. Rohsenow, Young I. Cho, Young I.. Cho. 1998: McGraw-Hill Education.
40. *Alfa Laval M10 Gasketed plate heat exchanger for a wide range of applications*, [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial/m10\\_productleaflet\\_pct00099en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial/m10_productleaflet_pct00099en.pdf), Editor.
41. *Alfa Laval CBP540 Brazed plate heat exchanger*, [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers/cb/cb540\\_product-leaflet\\_en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers/cb/cb540_product-leaflet_en.pdf), Editor.
42. *Alfa Laval AC220EQ / ACH220EQ / ACP220EQ Brazed plate heat exchanger for air conditioning and refrigeration*, [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/pd-leaflets/ac220eq\\_product-leaflet.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/pd-leaflets/ac220eq_product-leaflet.pdf), Editor.
43. *Alfa Laval Semi-welded M6 Gasketed plate heat exchanger for demanding applications*, <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial-sw/alfa-laval-m6-w.pdf>, Editor.
44. Martin, H., *A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers* Elsevier, Chemical Engineering and Processing, 1995: p. 10.

45. B Thonon, F.C., *Condensation in plate heat exchangers: assesement of a general design method*. Research gate, 1995: p. 10.
46. Dong-Hyouck Han, K.-J.L.a.Y.-H.K., *The Characteristics of Condensation in Brazed Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles*. Journal of the Korean Physical Society, 2003. **43**: p. 8.
47. Wenguang Li, A.M., Zhibin Yu, *Correction of cavitation with thermodynamic effect for a diaphragm pump in organic Rankine cycle systems*. Elsevier, Energy Reports, 2020: p. 17.
48. F. D'Amico , P.P., A.D. Leontaritis , S. Karellas , N.M. Kakalis , S. Rech, A. Lazzaretto, *Semi-empirical model of a multi-diaphragm pump in an Organic Rankine Cycle (ORC) experimental unit*. Elsevier, Energy, 2017. **143**: p. 16.
49. Alberto Menéndez-Blanco, J.M.F.O., Andrés Meana-Fernández, *Unsteady three-dimensional modeling of the Fluid–Structure Interaction in the check valves of diaphragm volumetric pumps*. Elsevier, Journal of Fluids and Structures, 2019: p. 18.
50. *Versatile, Reliable Pumps for a Wide Range of Applications M03 Series*, Wanner\_Engineering\_Hydra\_Cell, Editor.
51. *Versatile, Reliable Pumps for a Wide Range of Applications D10 Series*, Wanner\_Engineering\_Hydra\_Cell, Editor.
52. Dumont, O., *Investigation of a heat pump reversible into an organic Rankine cycle and its application in the building sector in Faculty of Applied Science of the University of Liège (Belgium)*. 2017. p. 236.
53. Olivier Dumont, R.D., Vincent Lemort, *Experimental investigation of four volumetric expanders*. Elsevier, 2017: p. 9.
54. Fuhaid Alshammari, M.U.a.A.P., *Expanders for Organic Rankine Cycle Technology*. 2018: p. 22.
55. *General Product Catalogue 2022 For refrigeration, air conditioning, and heat pumps Emerson*, copeland-alco-controls-general-product-catalogue-2021-en-gb-5288442.pdf, Editor.
56. K.O. Shestopalov, B.J.H., V.O. Petrenko, O.S. Volovyk, *Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results*. Elsevier, 2015. **55**: p. 12.
57. *Ejectors and jet pumps. Design for steam driven flow*. ESDU 86030. 1986.
58. Green, A.J., *JET PUMPS AND EJECTORS*. 1984: p. 5.
59. Agrawal, K.S., *Performance of Venturi Scrubber*. International Journal of Engineering Research and Development, 2013. **7**: p. 17.
60. *Product code: 2028/3S01 Expansion valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.
61. *Product code: 2028/3S02 Expansion valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.

62. *Castel Product Code: 2028/3S03 Expansion Valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.
63. *Castel Product Code 2028/3S04 Expansion valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.
64. *Castel Product Code: 2028/3S05 Expansion valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.
65. *Castel Product Code: 2028/3S06 Expansion Valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.
66. *Castel Product Code: 2028/4S07 Expansion valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.
67. *Castel Product Code: 2028/4S08 Expansion valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.
68. *Castel Product Code: 2028/4S09 Expansion valve*, <https://www.castel.it/products/products-list/classic-01032/solenoid-expansion-valves-classic-line-00929>, Editor.
69. REGELTECHNIK, S.A.M.-U., *Application Notes KV coefficient · Valve sizing*. 2012.
70. Sylvain Quoilin, S.D., Bertrand F. Tchanche, Vincent Lemort, *Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles*. Elsevier, Applied Thermal Energy, 2011. **31**: p. 9.
71. Richard Turton, R.C.B., Wallace B. Whiting, Joseph A. Shaeiwitz, Debangsu Bhattacharyya, *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. fourth ed. 2012: PRENTICE HALL.
72. Shayan Sadeghi , P.A., *Thermo-economic optimization of a high-performance CCHP system integrated with compressed air energy storage (CAES) and carbon dioxide ejector cooling system*. Elsevier, Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2021: p. 13.
73. Daniel Neyer, J.N., Alexander Thür, Roberto Fedrizzi, Alice Vittoriosi, Stephen White, Hilbert Focke, *Collection of criteria to quantify the quality and cost competitiveness for solar cooling systems*. Solar and heating cooling programme International Energy Agency, 2015. **48**.
74. *Electricity price statistics*. 2022 April 2022.
75. *Natural gas price statistics*. 2022 April 2022.
76. Δρ. Εμμανουήλ Κακαράς, Δ.Σ.Κ., Δρ. Παναγιώτης Βουρλιώτης, Δρ. Παναγιώτης Γραμμέλης, Δρ. Πλάτων Πάλλης, Εμμανουήλ Καραμπίνης, Σωτήριος Θανόπουλος, *Σύγκριση κόστους θέρμανσης από διάφορες τεχνολογίες*. 2021, Εθνικό Μετσόβιο

Πολυτεχνείο, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Θερμότητας, Εργαστήριο  
Ατμοκινητήρων και Λεβήτων.