



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων**

**Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών**

---

***ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ***

***Τεχνο-οικονομική μελέτη συστημάτων πολύ-  
παραγωγής CO<sub>2</sub>***

**Του Φοιτητή**

Τσιτούρη Δημητρίου

**Επιβλέπων**

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

---

Αθήνα, Ιούλιος 2020

## Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποσκοπεί στην μελέτη συστημάτων τριπαραγωγής, δηλαδή παραγωγής ηλεκτρισμού, θέρμανσης και ψύξης, που χρησιμοποιούν ως εργαζόμενο μέσο υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ( $sCO_2$ ). Σε πρώτο στάδιο σχεδιάζονται δύο διαφορετικά συστήματα τριπαραγωγής, με την διαφορά να έγκειται στον ψυκτικό κύκλο κάθε διάταξης. Στην μία διάταξη η ψύξη επιτυγχάνεται μέσω κλασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ενώ στην άλλη μέσω ψυκτικού κύκλου με ακροφύσιο (transcritical ejector refrigeration cycle). Επιπρόσθετα, σχεδιάζεται και κύκλος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θέρμανσης με την ψύξη να επιτυγχάνεται εξωτερικά από αντλία θερμότητας, προκειμένου να συγκριθεί με τα συστήματα τριπαραγωγής. Σε όλα τα συστήματα η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται μέσω κύκλου Brayton και η θέρμανση μέσω αξιοποίησης της θερμότητας που αποβάλλεται στους ψύκτες. Η μοντελοποίηση των συστημάτων γίνεται με την βοήθεια του λογισμικού Aspen Plus. Από το λογισμικό προκύπτουν τα θερμοδυναμικά μεγέθη των σημείων των κύκλων, τα οποία χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των ενεργειακών και εξεργειακών χαρακτηριστικών των συστημάτων. Στη συνέχεια, γίνεται ανάλυση ευαισθησίας των συστημάτων με την μεταβολή των βασικών τους παραμέτρων, με σκοπό να διαπιστωθεί η ευελιξία τους και η συμπεριφορά τους σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Έπειτα, ακολουθεί η οικονομική ανάλυση των συστημάτων. Η κοστολόγηση γίνεται κατά κύριο λόγο μέσω προσεγγιστικών σχέσεων από την βιβλιογραφία ενώ για την αξιολόγηση της επένδυσης εξετάζονται οι οικονομικοί δείκτες Καθαρή Παρούσα Αξία (Net Present Value - NPV), Οριακό Επιτόκιο Προεξόφλησης (Internal Rate of Return - IRR) και Περίοδος Αποπληρωμής Αρχικού Κεφαλαίου (Payback Period - PBP). Τέλος, πραγματοποιείται η σύγκριση των συστημάτων σε ενεργειακό, εξεργειακό και οικονομικό επίπεδο, και προτείνονται ιδέες μελλοντικής έρευνας και μελέτης στα συστήματα  $sCO_2$ .

## **Abstract**

This diploma thesis deals with the study of supercritical carbon dioxide (sCO<sub>2</sub>) trigeneration systems (combined generation of electricity, heat and cooling energy). At first, two trigeneration systems are designed, with different refrigeration cycles. In the one system, cooling is realized by classic mechanical refrigeration cycle, while in the other by transcritical ejector refrigeration cycle. Moreover, a cogeneration system of electricity and heating is also designed in which the cooling is achieved externally by a heat pump, in order to be compared with the trigeneration systems. In all the systems the electricity is produced by a Brayton cycle and the heating by the utilization of gas cooler's rejection heat. The modelling of the systems is done with the aid of Aspen Plus software. As a result of the software the thermodynamic data of the cycles is estimated, which are used to calculate the energy and exergy characteristics of the systems. Then, sensitivity analysis of the systems is performed by changing their basic parameters, in order to determine their flexibility and their behavior in different operating conditions. Afterwards comes the economic analysis of the systems. The costing is done mainly through approximate relationships from the literature while for the evaluation of the investment the financial indicators Net Present Value (NPV), Internal Rate of Return (IRR) and Pay-Back Period (PBP) are examined. Finally, the systems are compared regarding their energy, exergy and economic efficiency, and ideas for future research and study in sCO<sub>2</sub> systems are proposed.

## Πρόλογος

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Σωτήριο Καρέλλα που με εμπιστεύτηκε με την ανάθεση του συγκεκριμένου, ιδιαίτερα ενδιαφέροντος θέματος. Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα Τρύφωνα Ρουμπεδάκη για την σημαντική καθοδήγηση και την πολύτιμη βοήθεια καθ' όλη την διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας. Ακόμα, θέλω να ευχαριστήσω τους φίλους και συμφοιτητές για όλες τις στιγμές που περάσαμε μαζί στην κοινή μας πορεία στην σχολή. Τέλος, το μεγαλύτερο “ευχαριστώ” ανήκει στην οικογένεια μου για την στήριξη και την βοήθεια που μου παρείχε με κάθε δυνατό τρόπο όλα αυτά τα χρόνια.

## Περιεχόμενα

Περίληψη.....	i
Abstract.....	ii
Πρόλογος.....	iii
Περιεχόμενα.....	iv
Λίστα σχημάτων.....	vi
Λίστα πινάκων.....	x
Λίστα συμβόλων.....	xiii
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. Εισαγωγή.....	1
1.1 Διοξείδιο του άνθρακα.....	1
1.2 Τριπαραγωγή.....	2
1.3 Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.....	3
1.4 Παραγωγή Θερμότητας.....	6
1.5 Παραγωγή Ψύξης.....	8
1.6 Πηγές θερμότητας.....	13
1.6.1 Ηλιακή ενέργεια.....	13
1.6.2 Απορριπτόμενη θερμότητα.....	14
1.6.3 Πυρηνική ενέργεια.....	15
1.6.4 Χημική ενέργεια.....	15
1.6.5 Γεωθερμία.....	16
1.7 Εξέργεια.....	16
1.8 Μελέτες συστημάτων συμπαραγωγής.....	17
1.9 Επιστημονικό ερώτημα.....	25
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. Υπό μελέτη συστήματα.....	27
2.1 Σύστημα τριπαραγωγής με απλό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης.....	27
2.1.1 Περιγραφή συστήματος.....	27
2.1.2 Μοντελοποίηση συστήματος στο Aspen Plus - Μέθοδος Επίλυσης.....	28
2.1.3 Μοντελοποίηση επιμέρους στοιχείων.....	28
2.1.4 Πλήρες μοντέλο συστήματος.....	33
2.1.5 Συνθήκες λειτουργίας και αποτελέσματα ανάλυσης.....	33
2.2 Σύστημα τριπαραγωγής με ψυκτικό κύκλο με ακροφύσιο (ejector).....	38
2.2.1 Περιγραφή συστήματος.....	38
2.2.2 Μοντελοποίηση συστήματος στο Aspen Plus - Μέθοδος Επίλυσης.....	39

2.2.3	Μοντελοποίηση επιμέρους στοιχείων.....	39
2.2.4	Πλήρες μοντέλο συστήματος.....	41
2.2.5	Συνθήκες λειτουργίας και αποτελέσματα ανάλυσης.....	42
2.3	Σύστημα συμπαραγωγής.....	45
2.3.1	Περιγραφή συστήματος.....	45
2.3.2	Μοντέλο συστήματος στο Aspen Plus.....	46
2.3.3	Συνθήκες λειτουργίας και αποτελέσματα ανάλυσης.....	46
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. Ανάλυση ευαισθησίας συστημάτων.....		51
3.1	Υψηλή θερμοκρασία κύκλου.....	51
3.2	Χαμηλή θερμοκρασία κύκλου.....	55
3.3	Υψηλή πίεση κύκλου.....	58
3.4	Θερμοκρασία παραγωγής ψυκτικής ισχύος.....	61
3.5	Ενδιάμεση πίεση απομάστευσης.....	66
3.6	Λόγος απομάστευσης.....	69
3.7	Pinch Point ανακομιστών.....	72
3.8	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβιλομηχανών.....	73
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. Οικονομική ανάλυση.....		77
4.1	Εναλλάκτες θερμότητας.....	77
4.2	Στροβιλομηχανές.....	81
4.3	Γεννήτρια / Κιβώτιο ταχυτήτων.....	83
4.4	Ακροφύσιο.....	84
4.5	Συνολικό κόστος συστημάτων.....	85
4.6	Οικονομικοί δείκτες.....	88
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. Σύγκριση συστημάτων.....		95
5.1	Ενεργειακή σύγκριση.....	95
5.1.1	Βασικά σενάρια.....	95
5.2	Ανάλυση ευαισθησίας.....	99
5.3	Οικονομική σύγκριση.....	103
5.4	Γενικά Συμπεράσματα.....	105
5.5	Μελλοντική έρευνα και εργασία.....	106
Βιβλιογραφία.....		108

## Λίστα σχημάτων

Εικ. 1.1. (α) Διάγραμμα $p$ - $T$ και (β) διάγραμμα $T$ - $s$ του $CO_2$ .....	1
Εικ. 1.2. Σχηματική απεικόνιση της μείωσης της κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας σε ένα σύστημα συμπαραγωγής (Combine Heat and Power) σε σχέση με δύο συστήματα παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας [4].....	3
Εικ. 1.3. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) διάγραμμα $T$ - $s$ του κλειστού κύκλου Brayton. 4	
Εικ. 1.4. Σχηματική αναπαράσταση κλειστού κύκλου Brayton με ανακόμιση.....	4
Εικ. 1.5. Σχηματική αναπαράσταση βελτιωμένου κύκλου Brayton.....	5
Εικ. 1.6. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) διάγραμμα $T$ - $s$ του κύκλου Rankine.....	5
Εικ. 1.7. Σχηματική αναπαράσταση κύκλου Rankine με ανακόμιση θερμότητας.....	6
Εικ. 1.8. Ροή ρευστών σε εναλλάκτες θερμότητας.....	7
Εικ. 1.9. Εναλλάκτης κελύφους/αυλών και διάγραμμα ροής σε εναλλάκτη διπλού σωλήνα... 7	
Εικ. 1.10. Πλακοειδής εναλλάκτης και η ροή των ρευστών σε αυτόν.....	7
Εικ. 1.11. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) ημι-λογαριθμικό διάγραμμα $P$ - $h$ του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης.....	8
Εικ. 1.12. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) ημι-λογαριθμικό διάγραμμα $P$ - $h$ του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης.....	10
Εικ. 1.13. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) ημι-λογαριθμικό διάγραμμα $P$ - $h$ του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης.....	11
Εικ. 1.14. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) ημι-λογαριθμικό διάγραμμα $P$ - $h$ του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης με χρήση κορεσμένου ατμού στον κύκλο ψύξης.....	11
Εικ. 1.15. Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης ψύξης με απορρόφηση.....	13
Εικ. 1.16. Σχηματική αναπαράσταση και διάγραμμα $T$ - $s$ διάταξης $C_1$ της έρευνας [24].....	18
Εικ. 1.17. Σχηματική αναπαράσταση και διάγραμμα $T$ - $s$ διάταξης $C_2$ της έρευνας [24].....	18
Εικ. 1.18. Σχηματική αναπαράσταση και διάγραμμα $T$ - $s$ διάταξης $A$ της έρευνας των Bai και Xu [25].....	19
Εικ. 1.19. Σχηματική αναπαράσταση και διάγραμμα $T$ - $s$ διάταξης $B$ της έρευνας των Bai και Xu [25].....	19
Εικ. 1.20. Σχηματική αναπαράσταση της εγκατάστασης της έρευνας Chen et al. [26].....	20
Εικ. 1.21. Σχηματική αναπαράσταση της εγκατάστασης της έρευνας των Akbari και Mahmoudi [27].....	21
Εικ. 1.22. Διάγραμμα $T$ - $s$ του κύκλου $S$ - $CO_2$ και ORC (για ισοπεντάνιο) της έρευνας των Akbari και Mahmoudi [27].....	22

Εικ. 1.23. Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης της έρευνας των Ruiz-Casanova et al. [28]	23
Εικ. 1.24. Σχηματική αναπαράσταση της εγκατάστασης της έρευνας των Sharan et al. [29].	24
Εικ. 2.1. Σχηματική απεικόνιση του συστήματος τριπαραγωγής με απλό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης.....	27
Εικ. 2.2. Καρτέλα επιλογής μεθόδου επίλυσης.....	28
Εικ. 2.3. Σημείο εκκίνησης και τερματικό σημείο του συστήματος στο Aspen Plus.....	29
Εικ. 2.4. Καρτέλα σημείου εκκίνησης στο Aspen Plus.....	29
Εικ. 2.5. Μοντέλο συμπίεστή στο Aspen Plus.....	29
Εικ. 2.6. Καρτέλα συμπίεστή στο Aspen Plus.....	30
Εικ. 2.7. Μοντέλο στραγγαλιστικής βαλβίδας στο Aspen Plus.....	30
Εικ. 2.8. Καρτέλα στραγγαλιστικής βαλβίδας στο Aspen Plus.....	30
Εικ. 2.9. Μοντέλο (α) διαχωριστή και (β) αναμείκτη στο Aspen Plus.....	31
Εικ. 2.10. Καρτέλα διαχωριστή στο Aspen Plus.....	31
Εικ. 2.11. Καρτέλα αναμείκτη στο Aspen Plus.....	31
Εικ. 2.12. Μοντέλο (α) ανακομιστή και (β) θερμοαντάρα στο Aspen Plus.....	32
Εικ. 2.13. Καρτέλα ενός από τους θερμοαντάρες του ανακομιστή στο Aspen Plus.....	32
Εικ. 2.14. Καρτέλα νερού εισόδου στον ψύκτη στο Aspen Plus.....	32
Εικ. 2.15. Μοντέλο συστήματος τριπαραγωγής με κλασικό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης στο Aspen Plus.....	33
Εικ. 2.16. Αναπαράσταση εξεργειακών απωλειών συστήματος τριπαραγωγής.....	38
Εικ. 2.17. Σχηματική απεικόνιση του συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο.....	39
Εικ. 2.18. Μοντέλο τροφοδοτικού δοχείου στο Aspen Plus.....	40
Εικ. 2.19. Καρτέλα τροφοδοτικού δοχείου στο Aspen Plus.....	40
Εικ. 2.20. Μοντέλο ακροφυσίου στο Aspen Plus.....	40
Εικ. 2.21. Καρτέλα στραγγαλιστικής βαλβίδας στο μοντέλο του ακροφυσίου στο Aspen Plus.....	41
Εικ. 2.22. Καρτέλα πρώτου αναμείκτη στο μοντέλο του ακροφυσίου στο Aspen Plus.....	41
Εικ. 2.23. Καρτέλα δεύτερου αναμείκτη στο μοντέλο του ακροφυσίου στο Aspen Plus.....	41
Εικ. 2.24. Πλήρες μοντέλο συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο στο Aspen Plus.....	42
Εικ. 2.25. Αναπαράσταση εξεργειακών απωλειών συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο.....	44
Εικ. 2.26. Σχηματική απεικόνιση του συστήματος συμπαραγωγής.....	45
Εικ. 2.27. Πλήρες μοντέλο συστήματος συμπαραγωγής στο Aspen Plus.....	46



<i>Εικ. 2.28. Αναπαράσταση εξεργειακών απωλειών συστήματος συμπαραγωγής.....</i>	<i>48</i>
<i>Εικ. 3.1. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και υψηλής θερμοκρασίας.....</i>	<i>53</i>
<i>Εικ. 3.2. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και υψηλής θερμοκρασίας.....</i>	<i>54</i>
<i>Εικ. 3.3. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και υψηλής θερμοκρασίας.....</i>	<i>55</i>
<i>Εικ. 3.4. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και χαμηλής θερμοκρασίας.....</i>	<i>57</i>
<i>Εικ. 3.5. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και χαμηλής θερμοκρασίας.....</i>	<i>57</i>
<i>Εικ. 3.6. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και χαμηλής θερμοκρασίας.....</i>	<i>57</i>
<i>Εικ. 3.7. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και υψηλής πίεσης.....</i>	<i>60</i>
<i>Εικ. 3.8. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και υψηλής πίεσης.....</i>	<i>60</i>
<i>Εικ. 3.9. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και υψηλής πίεσης.....</i>	<i>61</i>
<i>Εικ. 3.10. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και θερμοκρασίας ατμοποίησης.....</i>	<i>63</i>
<i>Εικ. 3.11. Διάγραμμα ειδικής ψυκτικής ισχύος και θερμοκρασίας ατμοποίησης.....</i>	<i>64</i>
<i>Εικ. 3.12. (α) Ηλεκτρικός και (β) εξεργειακός βαθμός απόδοσης ανάλυσης ευαισθησίας της θερμοκρασίας ατμοποίησης.....</i>	<i>65</i>
<i>Εικ. 3.13. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και ενδιάμεσης πίεσης.....</i>	<i>67</i>
<i>Εικ. 3.14. Διάγραμμα ειδικής ψυκτικής ισχύος και ενδιάμεσης πίεσης.....</i>	<i>67</i>
<i>Εικ. 3.15. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και ενδιάμεσης πίεσης.....</i>	<i>68</i>
<i>Εικ. 3.16. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και ενδιάμεσης πίεσης.....</i>	<i>68</i>
<i>Εικ. 3.17. Διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας του διοξειδίου του άνθρακα.....</i>	<i>69</i>
<i>Εικ. 3.18. Διάγραμμα ειδικής ισχύος και λόγου απομάστευσης.....</i>	<i>70</i>
<i>Εικ. 3.19. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και λόγου απομάστευσης.....</i>	<i>71</i>
<i>Εικ. 3.20. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και λόγου απομάστευσης.....</i>	<i>71</i>
<i>Εικ. 3.21. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών.....</i>	<i>74</i>
<i>Εικ. 3.22. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών.....</i>	<i>75</i>
<i>Εικ. 3.23. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών.....</i>	<i>76</i>
<i>Εικ. 4.1. Εκτίμηση κόστους ανακομιστή συναρτήσεως της επιφάνειας του εναλλάκτη.....</i>	<i>79</i>
<i>Εικ. 4.2. Εκτίμηση κόστους ψύκτη και ατμοποιητή συναρτήσεως της επιφάνειας του εναλλάκτη.....</i>	<i>80</i>
<i>Εικ. 4.3. Εκτίμηση κόστους των στροβίλων συναρτήσεως της ισχύος.....</i>	<i>82</i>
<i>Εικ. 4.4. Εκτίμηση κόστους συμπιεστών συναρτήσεως της ισχύος.....</i>	<i>83</i>
<i>Εικ. 4.5. Εκτίμηση κόστους γεννήτριας συναρτήσεως της ηλεκτρικής ισχύος.....</i>	<i>84</i>

Εικ. 4.6. Κόστος επιμέρους στοιχείων (α) συστήματος τριπαραγωγής με αναθέρμανση, (β) συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο και (γ) συστήματος συμπαραγωγής.....	87
Εικ. 4.7. Οριακή τιμή συστήματος από τον Ιανουάριο του 2017 έως και τον Μαίο του 2020 [38].....	89
Εικ. 4.8. Καθαρή παρούσα αξία συστήματος τριπαραγωγής με αναθέρμανση.....	91
Εικ. 4.9. Καθαρή παρούσα αξία συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο.....	92
Εικ. 4.10. Καθαρή παρούσα αξία συστήματος συμπαραγωγής.....	93
Εικ. 5.1. Συγκεντρωτικά αποτελέσματα συστημάτων.....	96
Εικ. 5.2. Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συστήματος συμπαραγωγής από τα άλλα συστήματα συναρτήσει EER αντλίας θερμότητας.....	96
Εικ. 5.3. Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστημάτων.....	97
Εικ. 5.4. Ηλεκτρική και θερμική ισχύς συστημάτων τριπαραγωγής.....	97
Εικ. 5.5. Ειδική ηλεκτρική και θερμική ισχύς συστημάτων.....	98
Εικ. 5.6. Διαφορά ηλεκτρικού β.α. συστήματος συμπαραγωγής από αυτά της τριπαραγωγής συναρτήσει της υψηλής θερμοκρασίας κύκλου.....	99
Εικ. 5.7. Διαφορά ηλεκτρικού β.α. συστήματος συμπαραγωγής από αυτό της τριπαραγωγής με αναθέρμανση συναρτήσει της χαμηλής θερμοκρασίας κύκλου.....	100
Εικ. 5.8. Διαφορά ηλεκτρικού β.α. συστήματος συμπαραγωγής από αυτά της τριπαραγωγής συναρτήσει της υψηλής πίεσης κύκλου.....	101
Εικ. 5.9. Διαφορά ηλεκτρικού β.α. συστήματος συμπαραγωγής από αυτά της τριπαραγωγής συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβιλομηχανών.....	102
Εικ. 5.10. Συνολικό κόστος συστημάτων.....	103
Εικ. 5.11. Καθαρή παρούσα αξία συστημάτων για διαφορετικές τιμές πώλησης και μέγιστη επιχορήγηση.....	104
Εικ. 5.12. Οριακό επιτόκιο προεξόφλησης συστημάτων για διαφορετικές τιμές πώλησης και μέγιστη επιχορήγηση.....	104
Εικ. 5.13. Περίοδος απόσβεσης αρχικού κεφαλαίου συστημάτων για διαφορετικές τιμές πώλησης και μέγιστη επιχορήγηση.....	105

## Λίστα πινάκων

Πιν. 1.1. Δείκτες ODP και GWP συνήθεις ψυκτικών μέσων [2].....	2
Πιν. 1.2. Ενδεικτικές θερμοκρασίες ηλιακών συλλεκτών [17].....	14
Πιν. 1.3. Ενδεικτικές θερμοκρασίες απορριπτόμενης θερμότητας από βιομηχανικές διεργασίες [19].....	14
Πιν. 1.4. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας [24].....	18
Πιν. 1.5. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας των Bai και Xu [25].....	20
Πιν. 1.6. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας Chen et al. [26].....	21
Πιν. 1.7. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας των Akbari και Mahmoudi [27].....	22
Πιν. 1.8. Θερμικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος συμπαραγωγής έρευνας των Akbari και Mahmoudi [27].....	23
Πιν. 1.9. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας των Ruiz-Casanova et al. [28].....	23
Πιν. 2.1. Συνθήκες λειτουργίας συστήματος τριπαραγωγής.....	34
Πιν. 2.2. Θερμοδυναμικά μεγέθη των σημείων του συστήματος τριπαραγωγής.....	34
Πιν. 2.3. Ενεργειακά μεγέθη συστήματος τριπαραγωγής.....	36
Πιν. 2.4. Εξεργειακές απώλειες επιμέρους στοιχείων συστήματος τριπαραγωγής.....	37
Πιν. 2.5. Συνθήκες λειτουργίας συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο.....	42
Πιν. 2.6. Θερμοδυναμικά μεγέθη των σημείων του συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο.....	43
Πιν. 2.7. Ενεργειακά μεγέθη συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο.....	43
Πιν. 2.8. Εξεργειακές απώλειες επιμέρους στοιχείων συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο.....	44
Πιν. 2.9. Συνθήκες λειτουργίας συστήματος συμπαραγωγής.....	46
Πιν. 2.10. Θερμοδυναμικά μεγέθη των σημείων του συστήματος συμπαραγωγής.....	47
Πιν. 2.11. Ενεργειακά μεγέθη συστήματος συμπαραγωγής.....	47
Πιν. 2.12. Εξεργειακές απώλειες επιμέρους στοιχείων συστήματος συμπαραγωγής.....	48
Πιν. 3.1. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της υψηλής θερμοκρασίας των συστημάτων.....	52
Πιν. 3.2. Συσχέτιση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με την υψηλή θερμοκρασία.....	52
Πιν. 3.3. Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος (kJ/kg) με την υψηλή θερμοκρασία.....	53
Πιν. 3.4. Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την υψηλή θερμοκρασία.....	54
Πιν. 3.5. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της χαμηλής θερμοκρασίας των συστημάτων.....	56

Πιν. 3.6. Συσχέτιση ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με την χαμηλή θερμοκρασία.....	56
Πιν. 3.7. Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος με την χαμηλή θερμοκρασία.....	56
Πιν. 3.8. Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την χαμηλή θερμοκρασία.....	56
Πιν. 3.9. Μεταβολές παραμέτρων του συστήματος συμπαραγωγής κατά την ανάλυση ευαισθησίας χαμηλής θερμοκρασίας.....	58
Πιν. 3.10. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της υψηλής πίεσης συστημάτων.....	59
Πιν. 3.11. Μεταβολή ενδιάμεσης πίεσης αναθέρμανσης στο σύστημα συμπαραγωγής κατά την ανάλυση ευαισθησίας της υψηλής πίεσης.....	59
Πιν. 3.12. Συσχέτιση ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με την υψηλή πίεση.....	59
Πιν. 3.13. Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος (kJ/kg) με την υψηλή πίεση.....	60
Πιν. 3.14. Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την υψηλή πίεση.....	61
Πιν. 3.15. Μεταβολές παραμέτρων των συστημάτων κατά την ανάλυση ευαισθησίας της θερμοκρασίας παραγωγής ψυκτικής ισχύος.....	62
Πιν. 3.16. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της θερμοκρασίας ατμοποίησης των συστημάτων.....	63
Πιν. 3.17. Ενεργειακά αποτελέσματα ανάλυσης ευαισθησίας της θερμοκρασίας ατμοποίησης των συστημάτων.....	63
Πιν. 3.18. Βαθμοί απόδοσης ανάλυσης ευαισθησίας της θερμοκρασίας ατμοποίησης.....	64
Πιν. 3.19. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της πίεσης απομάστευσης.....	66
Πιν. 3.20. Ενεργειακά αποτελέσματα ανάλυσης ευαισθησίας της πίεσης απομάστευσης....	66
Πιν. 3.21. Ενεργειακά αποτελέσματα ανάλυσης ευαισθησίας της πίεσης απομάστευσης....	67
Πιν. 3.22. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας λόγου απομάστευσης.....	70
Πιν. 3.23. Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος με τον λόγο απομάστευσης... 70	
Πιν. 3.24. Συσχέτιση ηλεκτρικού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης με τον λόγο απομάστευσης.....	71
Πιν. 3.25. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας του pinch point των ανακομιστών των συστημάτων.....	72
Πιν. 3.26 Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος με το pinch point των ανακομιστών.....	72
Πιν. 3.27 Συσχέτιση ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με το pinch point των ανακομιστών.....	73
Πιν. 3.28 Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με το pinch point των ανακομιστών....	73
Πιν. 3.29. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών.....	74
Πιν. 3.30 Συσχέτιση ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης των στροβιλομηχανών.....	74

Πιν. 3.31 Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος με τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης των στροβιλομηχανών.....	75
Πιν. 3.32 Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης των στροβιλομηχανών.....	75
Πιν. 4.1. Συντελεστής C1 συναρτήσει τύπου εναλλάκτη και γινομένου UA.....	78
Πιν. 4.2. Κόστος εναλλακτών στο σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση.....	80
Πιν. 4.3. Κόστος εναλλακτών στο σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο.....	80
Πιν. 4.4. Κόστος εναλλακτών στο σύστημα συμπαραγωγής.....	81
Πιν. 4.5. Κόστος στροβίλων ανά σύστημα.....	82
Πιν. 4.6. Κόστος συμπιεστών ανά σύστημα.....	83
Πιν. 4.7. Κόστος γεννήτριας-κιβωτίου ταχυτήτων ανά σύστημα.....	84
Πιν. 4.8. Συνολικό κόστος συστημάτων.....	86
Πιν. 4.9. Μέση Οριακή Τιμή Συστήματος συναρτήσει του μήνα και του έτους [38].....	89
Πιν. 4.10. Παράμετροι επένδυσης.....	90
Πιν. 4.11. Οικονομική δείκτες συστήματος τριπαραγωγής με αναθέρμανση με διάφορα ποσοστά επιχορήγησης.....	91
Πιν. 4.12. Οικονομική δείκτες συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο με διάφορα ποσοστά επιχορήγησης.....	91
Πιν. 4.13. Οικονομική δείκτες συστήματος συμπαραγωγής με διάφορα ποσοστά επιχορήγησης.....	92
Πιν. 5.1. Ισχύς και βαθμός απόδοσης συστημάτων.....	95
Πιν. 5.2. Ειδική ισχύς συστημάτων.....	98
Πιν. 5.3. Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της υψηλής θερμοκρασίας κύκλου.....	99
Πιν. 5.4. Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της χαμηλής θερμοκρασίας κύκλου.....	100
Πιν. 5.5. Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της υψηλής πίεσης κύκλου.....	101
Πιν. 5.6: Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών.....	101
Πιν. 5.7: Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του pinch point των ανακομιστών.....	102

## Λίστα συμβόλων

A	Επιφάνεια	$m^2$
C	Κόστος	€
c	Καθαρή χρηματοροή	€
COP	Συντελεστής συμπεριφοράς	-
E	Λόγος συντελεστή συμπεριφοράς	-
EER	Δείκτης ενεργειακής απόδοσης	-
ex	Ειδική εξέργεια	J/kg
Ex	Εξέργεια	J
F	Συντελεστής προσαύξησης	-
h	Ειδική ενθαλπία	J/kg
i	Επιτόκιο προεξόφλησης	-
IRR	Οριακό επιτόκιο προεξόφλησης	-
m	Παροχή μάζας	kg/s
n	Σταθερά	-
N	Συνολικά έτη	έτη
NPV	Καθαρή παρούσα αξία	€
P	Ηλεκτρική ισχύς	W
p	Πίεση	Pa
PBP	Περίοδος αποπληρωμής	έτη
q	Ειδική θερμική ισχύς	J/kg
Q	Θερμική ισχύς	W
R	Θερμική Αντίσταση	$m^2K/W$
s	Ειδική εντροπία	J/kgK
SEER	Συνολικός συντελεστής απόδοσης	-
SP	Παράμετρος μεγέθους	-
t	Χρόνος	έτη

T	Θερμοκρασία	K
U	Ειδική θερμική διαπερατότητα	W/m <sup>2</sup> K
V	Ογκομετρική παροχή	m <sup>3</sup> /s
v <sub>f</sub>	Ποιότητα διφασικού μίγματος	-
w	Ειδική ισχύς	J/kg
W	Ισχύς	W
Δ	Διαφορά	-
η	Βαθμός απόδοσης	-

#### Δείκτες

c	Συμπιεστής
Car	Carnot
cold_in	Είσοδος ψυχρού ρεύματος
cold_out	Έξοδος ψυχρού ρεύματος
eje	Ακροφύσιο
el	Ηλεκτρικός
elmech	Ηλεκτρομηχανικός
evap	Ατμοποιητής
ex	Εξεργειακός
exrnlv	Στραγγαλιστική βαλβίδα
ext	Εξωτερική
f	Φραγής
gc	Ψύκτης
heater	Θερμαντήρας
hex	Εναλλάκτης θερμότητας
high	Υψηλή
hot_in	Είσοδος θερμού ρεύματος
hot_out	Έξοδος θερμού ρεύματος
in	Είσοδος

int	Εσωτερική
is	Ισεντροπικός
lm	Μέση λογαριθμική
low	Χαμηλή
m	Ενδιάμεση
ma	Υλικού
mix	Αναμείκτης
net	Καθαρή
o	Αναφοράς
out	Έξοδος
p	Πίεση
pt	Σωλήνα
reheater	Αναθερμαντήρας
rt	Πραγματική συναλλαγής
st	Στάδια εκτόνωσης
t	Στρόβιλος
the	Θεωρητική
total_heater	Συνολικά θερμαντήρες
total_heating	Συνολικά θέρμανση
ψ	Ψύξη

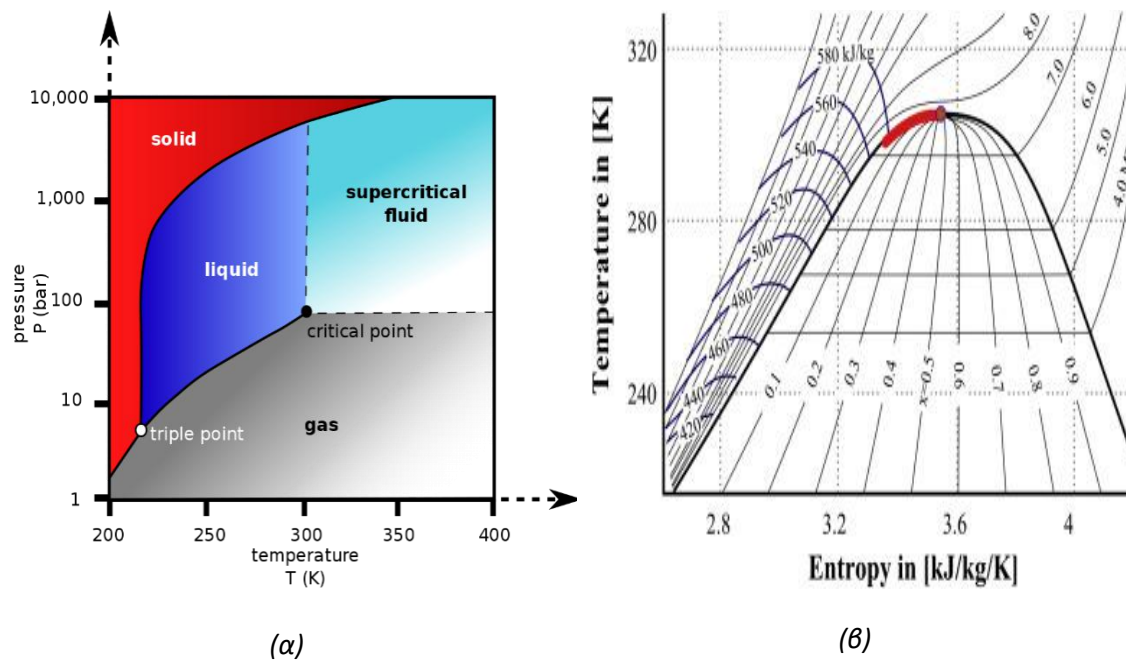


# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. Εισαγωγή

Οι ταχείς ρυθμοί ανάπτυξης της τεχνολογίας και της κοινωνίας έχουν ως συνέπεια τις αυξημένες ενεργειακές ανάγκες, τόσο σε ηλεκτρισμό όσο και σε θέρμανση και ψύξη. Προκειμένου η κάλυψη αυτών των αναγκών να γίνει πιο αποδοτικά και με μικρότερες επιπτώσεις προς το περιβάλλον, αρκετές έρευνες εστιάζονται στην μελέτη συστημάτων τριπαραγωγής, δηλαδή παραγωγής ηλεκτρισμού, θέρμανσης και ψύξης, που χρησιμοποιούν ως εργαζόμενο μέσο υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ( $\text{sCO}_2$ ). Η παρούσα εργασία έχει ως σκοπό την μοντελοποίηση, την βελτιστοποίηση για μεγιστοποίηση της ενεργειακής απόδοσης και την τεchnο-οικονομικής ανάλυσης τέτοιων συστημάτων. Για την μοντελοποίηση χρησιμοποιείται το λογισμικό Aspen Plus.

## 1.1 Διοξείδιο του άνθρακα

Το διοξείδιο του άνθρακα είναι μία χημική ένωση που αποτελείται από δύο άτομα οξυγόνου ενωμένα με ομοιοπολικό δεσμό με ένα άτομο άνθρακα. Σε κανονικές συνθήκες βρίσκεται σε αέρια κατάσταση, ενώ έχει κρίσιμο σημείο σε χαμηλή θερμοκρασία ( $31^\circ\text{C}$ ) και πίεση 78,8 bar. Σε θερμοκρασία και πίεση υψηλότερη από αυτή του κρίσιμου σημείου του, το διοξείδιο του άνθρακα γίνεται υπερκρίσιμο.



Εικ. 1.1. (α) Διάγραμμα  $p$ - $T$  και (β) διάγραμμα  $T$ - $s$  του  $\text{CO}_2$

Το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα αποτελεί ένα πολύ καλό εργαζόμενο μέσο καθώς είναι χημικά σταθερό, αξιόπιστο και δεν είναι εύφλεκτο. Ακόμα, όσον αφορά το περιβάλλον, το  $\text{CO}_2$  δεν είναι τοξικό σε μικρές συγκεντρώσεις, ούτε αποτελεί ρύπο ενώ έχει ODP (Ozon Depression Potential) ίσο με μηδέν και GWP (Global Warming Potential) εζ' ορισμού ίσο με ένα [1]. Ο δείκτης ODP αφορά την επιρροή μιας χημικής ουσίας στην ζώνη όζοντος στην στρατόσφαιρα, ενώ ο δείκτης GWP δείχνει πόση θερμότητα “εγκλωβίζει” στην ατμόσφαιρα ένα αέριο του θερμοκηπίου σε μία συγκεκριμένη χρονική περίοδο σε σχέση με το  $\text{CO}_2$ .

Παρακάτω παρατίθεται πίνακας που δείχνει τους δείκτες ODP και GWP συνηθισμένων ψυκτικών υγρών σε σχέση με το CO<sub>2</sub>.

*Πιν. 1.1. Δείκτες ODP και GWP συνηθισμένων ψυκτικών μέσων [2]*

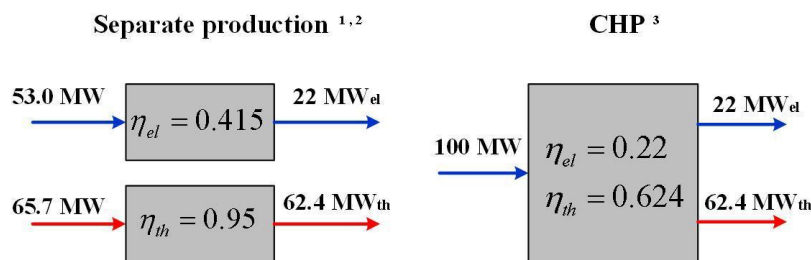
<b>Refrigerant</b>	<b>Type</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP</b>
<b>R-12</b>	CFC	1	10.900
<b>R-22</b>	HCFC	0,055	1.810
<b>R-123</b>	HCFC	0,06	77
<b>R-134a</b>	HFC	0	1.430
<b>R-407C</b>	HFC	0	1.774
<b>R-410A</b>	HFC	0	2.088
<b>R-1234yf</b>	HFC	0	4
<b>R744</b>	CO <sub>2</sub>	0	1

Ένας επιπλέον παράγοντας που κάνει το CO<sub>2</sub> πολύ φιλικό προς το περιβάλλον είναι το γεγονός ότι μπορεί να έχει φυσική προέλευση σε αντίθεση με τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι οι διαρροές CO<sub>2</sub> μπορεί να έχουν μηδενική επίδραση στο περιβάλλον στην ανάλυση κύκλου ζωής του συστήματος.

Οι ιδιότητες του sCO<sub>2</sub> εκτός από φιλικό προς το περιβάλλον το κάνουν και ευνοϊκό για παραγωγή ηλεκτρισμού. Η υψηλή του πυκνότητα οδηγεί σε μικρότερες ογκομετρικές παροχές, συνεπώς και σε πιο μικρές και συμπαγείς κατασκευές στον στρόβιλο και στον συμπιεστή, ενώ και το έργο συμπίεσης είναι μικρότερο. Επιπρόσθετα, λόγω της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας μπορούν να χρησιμοποιηθούν διάφορες πηγές θερμότητας, όπως ηλιακή ενέργεια, ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας, γεωθερμία, πυρηνική ενέργεια και καύσιμα, ενώ δεν υπάρχει απαίτηση θερμότητας για ατμοποίηση όπως στα διφασικά μείγματα. Τα παραπάνω έχουν ως αποτέλεσμα τα συστήματα που χρησιμοποιούν υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ως εργαζόμενο μέσο να έχουν υψηλό βαθμό απόδοσης ακόμα και σε ήπιες θερμοκρασίες [3].

## **1.2 Τριπαραγωγή**

Με τον όρο συμπαραγωγή εννοούμε την ταυτόχρονη παραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού από ένα σύστημα. Η θερμότητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε για την παραγωγή θέρμανσης είτε για την παραγωγή ψύξης. Στην περίπτωση που η θερμότητα αξιοποιείται και παράγεται και χρήσιμη θέρμανση και ψύξη τότε έχουμε σύστημα τριπαραγωγής. Ο κύριος σκοπός ύπαρξης τέτοιου συστήματος είναι η αυξημένη απόδοση και η ελαχιστοποίηση της κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας. Έτσι, για να έχει νόημα ένα σύστημα τριπαραγωγής (ή συμπαραγωγής) θα πρέπει η κατανάλωση πρωτογενούς ενέργειας να είναι μικρότερη σε σχέση με τρία διαφορετικά συστήματα που παρήγαγαν ηλεκτρισμό, θέρμανση και ψύξη, αντίστοιχα.



Εικ. 1.2. Σχηματική απεικόνιση της μείωσης της κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας σε ένα σύστημα συμπαραγωγής (Combine Heat and Power) σε σχέση με δύο συστήματα παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας [4]

Τα συστήματα τριπαραγωγής παρά την υψηλότερη απόδοση που προσφέρουν έχουν μεγάλη πολυπλοκότητα καθώς αποτελούνται από πολλά επιμέρους τμήματα και έχουν μικρή ευελιξία και ευστάθεια. Για αυτό τον λόγο, ευδοκιμούν κυρίως σε μικρό - μεσαίες εφαρμογές παραγωγής ενέργειας μικρότερη από 1-2 MWe. Τα παραπάνω καθιστούν τα συστήματα τριπαραγωγής ιδανικά για εγκαταστάσεις που έχουν ταυτόχρονη απαίτηση ηλεκτρισμού, θέρμανσης και ψύξης. Τέτοιες εγκαταστάσεις μπορεί να είναι πολυκαταστήματα (supermarket), συγκροτήματα κατοικιών, βιομηχανίες φαγητού, φαρμακοβιομηχανίες και βιομηχανικές εγκαταστάσεις γενικότερα.

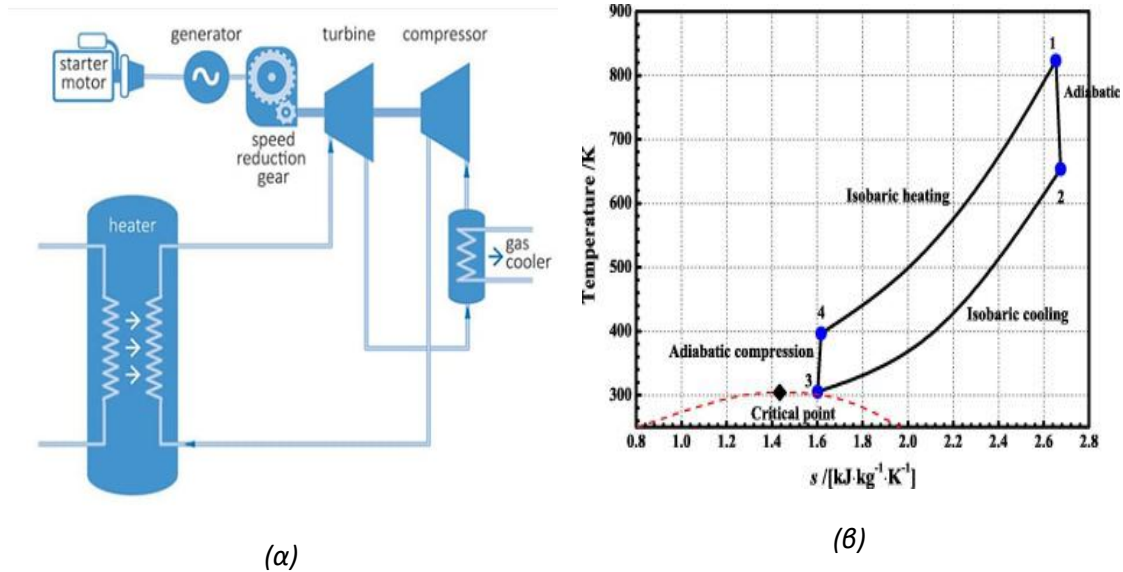
### 1.3 Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας είναι πολύ σημαντική καθώς είναι απαραίτητη σε όλες τις εφαρμογές. Η χρήση του sCO<sub>2</sub> ως εργαζόμενο μέσο μπορεί να οδηγήσει σε πολλά οφέλη [5]. Τέτοια μπορεί να είναι:

- Οι πιο συμπαγείς κατασκευές και το μικρότερο μέγεθος της εγκατάστασης (σε σχέση με τις εγκαταστάσεις νερού-ατμού) λόγω της υψηλής του πυκνότητας,
- Η αύξηση του βαθμού απόδοσης οπότε και η μείωση της κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας,
- Οι μικρότερες εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου και
- Η μείωση της κατανάλωσης νερού

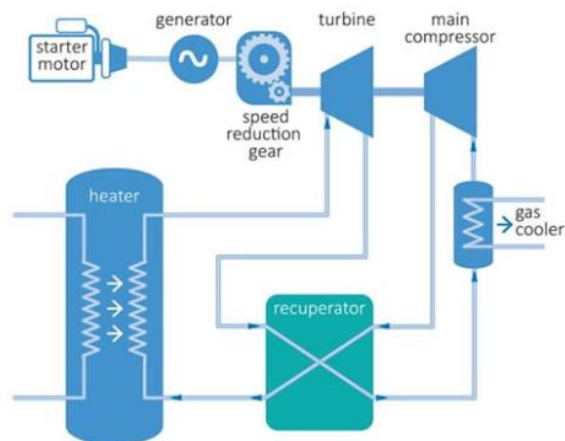
Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση sCO<sub>2</sub> επιτυγχάνεται με την εκτόνωση του σε έναν εκτονωτή (συνήθως αεριοστρόβιλο) ο οποίος είναι συνδεδεμένος με μία γεννήτρια. Η εκτόνωση αυτή αποτελεί μέρος κάποιου θερμοδυναμικού κύκλου. Πιο σύνηθες κύκλοι είναι ο κύκλος Brayton και ο οργανικός κύκλος Rankine.

Ο κύκλος Brayton αποτελείται από τέσσερα βασικά μέρη. Αρχικά, γίνεται αδιαβατική συμπίεση του CO<sub>2</sub> σε συμπίεστη ώστε να το φέρουμε σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Έπειτα, έχουμε το κομμάτι πρόσδοσης θερμότητας με σκοπό το sCO<sub>2</sub> να αποκτήσει μεγαλύτερη ενθαλπία και συνεπώς μεγαλύτερη δυνατότητα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Ιδανικά η πρόσδοση αυτή γίνεται χωρίς πτώση πίεσης. Στην συνέχεια οδηγείται στον στρόβιλο στον οποίο εκτονώνεται αδιαβατικά και έχουμε την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Τέλος, στην περίπτωση κλειστού κύκλου υπάρχει ένας εναλλάκτης που λειτουργεί ως ψύκτης για να επαναφέρει το CO<sub>2</sub> στην αρχική του θερμοκρασία.



Εικ. 1.3. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) διάγραμμα  $T-s$  του κλειστού κύκλου Brayton

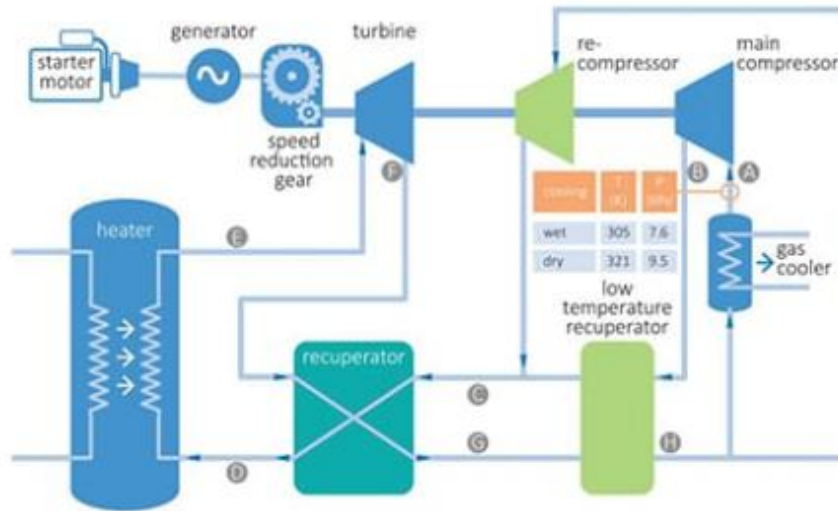
Ο παραπάνω κύκλος αποτελεί την απλούστερη μορφή ενός κύκλου Brayton. Το πιο σύνηθες είναι να γίνεται και η τοποθέτηση ενός ανακομιστή θερμότητας ώστε να αυξήσει το βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Ο ανακομιστής είναι ένας εναλλάκτης όπου το ένα ρεύμα είναι το θερμό  $sCO_2$  το οποίο προσδίδει θερμότητα στο ψυχρότερο  $s-CO_2$  που εξέρχεται από τον συμπιεστή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να χρειάζεται μικρότερη πρόσδοση θερμότητας για να επιτευχθεί η ίδια κατάσταση εισόδου στον στρόβιλο. Στην περίπτωση ίδιας πρόσδοσης θερμότητας τότε το νέο σημείο εισόδου έχει μεγαλύτερη ενθαλπία συνεπώς και μεγαλύτερη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Και στις δύο περιπτώσεις ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται.



Εικ. 1.4. Σχηματική αναπαράσταση κλειστού κύκλου Brayton με ανακόμιση

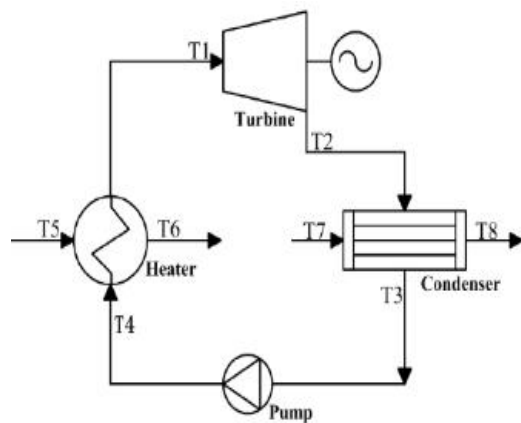
Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου αυτού μπορεί να αυξηθεί ακόμα περισσότερο με την τοποθέτηση ενός δεύτερου συμπιεστή, και τον χωρισμό του  $sCO_2$  πριν την είσοδο του στον ψύκτη σε δύο ρεύματα. Το ένα ρεύμα διέρχεται από τον ψύκτη και τον κύριο συμπιεστή, ενώ το δεύτερο οδηγείται στον δεύτερο συμπιεστή. Τα δύο ρεύματα αναμειγνύονται αδιαβατικά πριν την είσοδο τους στον ανακομιστή. Με την συγκεκριμένη διάταξη μπορεί να

επιτευχθεί σημαντική αύξηση του βαθμού απόδοσης ωστόσο αυξάνεται πολύ τόσο η πολυπλοκότητα του συστήματος όσο και το κόστος του [6].

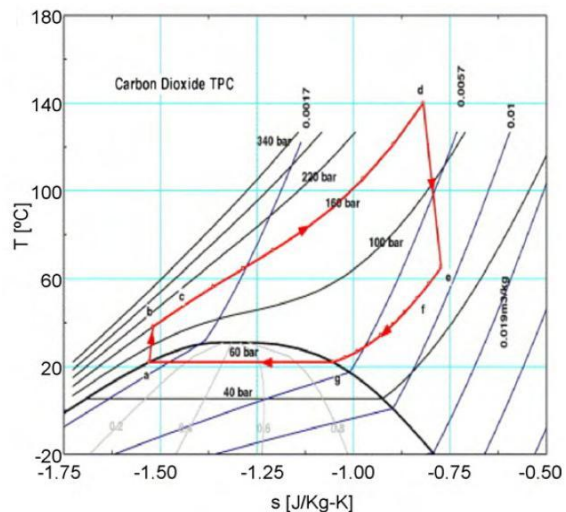


Εικ. 1.5. Σχηματική αναπαράσταση βελτιωμένου κύκλου Brayton

Ο κύκλος Rankine μοιάζει αρκετά με τον κύκλο Brayton. Η κύρια διαφορά τους είναι ότι η ψύξη του εργαζόμενου μέσου γίνεται στον συμπυκνωτή, με αποτέλεσμα αυτό να φτάσει σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Έπειτα, λόγω της υγρής φάσης, χρησιμοποιείται αντλία αντί για συμπιεστή όπου πραγματοποιείται η συμπίεση του ρευστού. Όπως στον κύκλο Brayton, ακολουθεί η πρόσδοση θερμότητας στο CO<sub>2</sub> το οποίο από υγρό γίνεται υπερκρίσιμο. Έτσι, το sCO<sub>2</sub> οδηγείται στον στρόβιλο, στον οποίο εκτονώνεται αδιαβατικά και έχουμε την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.



(α)

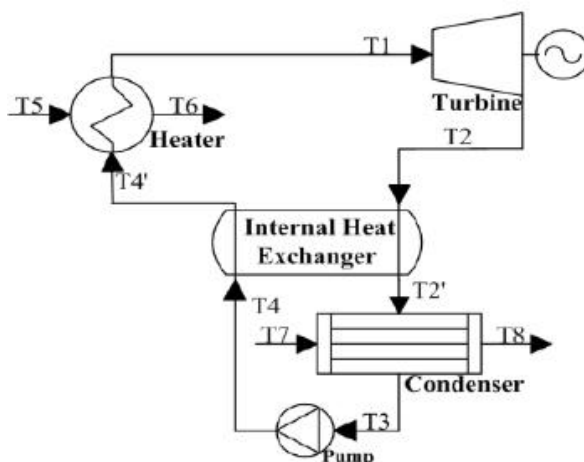


(β)

Εικ. 1.6. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) διάγραμμα T-s του κύκλου Rankine

Όμοια με τον κύκλο Brayton, έτσι και στον οργανικό κύκλο Rankine μπορεί να επιτευχθεί μεγάλη αύξηση του βαθμού απόδοσης με την χρήση ενός ανακομιστή, στον οποίο γίνεται

συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του θερμού ρεύματος που εξέρχεται από τον στρόβιλο και του ψυχρού που εξέρχεται από την αντλία [7].



Εικ. 1.7. Σχηματική αναπαράσταση κύκλου Rankine με ανακόμιση θερμότητας

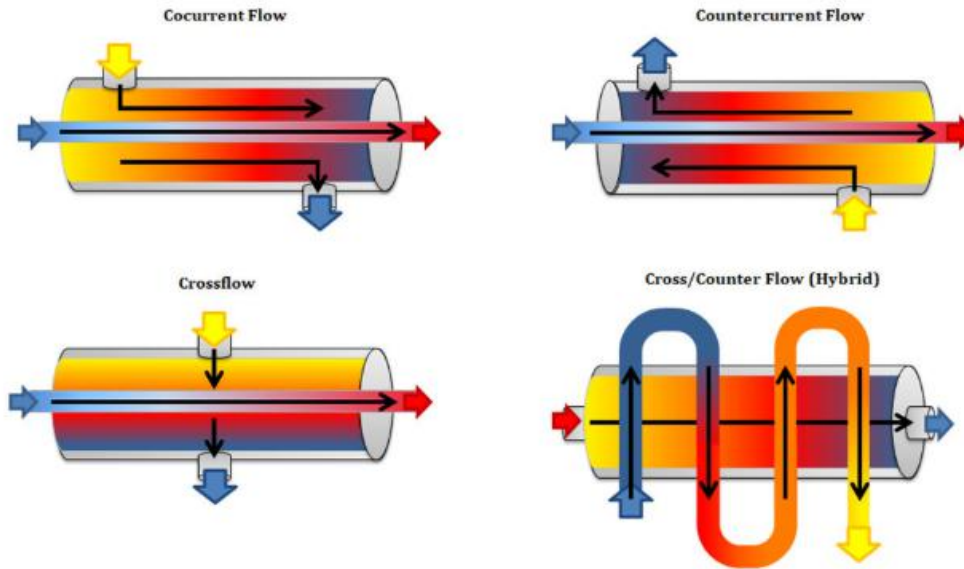
#### 1.4 Παραγωγή Θερμότητας

Η παραγωγή θερμότητας αποτελεί ίσως το πιο απλό κομμάτι σε σχέση με τον ηλεκτρισμό και την ψύξη. Ο τρόπος υλοποίησής της είναι μέσω εναλλακτών θερμότητας, όπου θερμό ρεύμα διοξειδίου του άνθρακα συναλλάσσει θερμότητα με ψυχρό ρεύμα άλλου μέσου, στις περισσότερες περιπτώσεις είναι το νερό. Το εργαζόμενο μέσο του ψυχρού ρεύματος μπορεί είτε να αποτελεί την τελική κατανάλωση θερμότητας, είτε να λειτουργεί ως ενδιάμεσο μέσο το οποίο θα προσδώσει τη θερμότητα εκεί που απαιτείται.

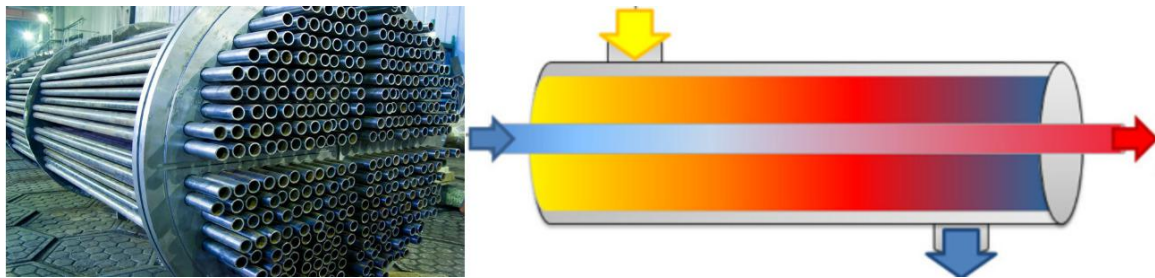
Υπάρχουν αρκετοί τύποι εναλλακτών ανάλογα με την εφαρμογή που χρησιμοποιούνται. Μία κατηγοριοποίηση αφορά την κατεύθυνση της ροής των ρευμάτων: i) σε εναλλάκτες ομοροής όπου τα ρευστά κινούνται στην ίδια κατεύθυνση, ii) αντιροής που κινούνται σε αντίθετες κατευθύνσεις, iii) διασταυρούμενης ροής όπου το ένα ρευστό κινείται κάθετα το ένα προς το άλλο και iv) υβριδικής ροής που έχουμε συνδυασμό κάποιων από των παραπάνω κατηγοριών [8].

Οι πιο συνήθεις τύποι εναλλακτών είναι οι εναλλάκτες κελύφους/αυλών και οι πλακοειδείς εναλλάκτες [9]. Οι εναλλάκτες κελύφους/αυλών αποτελούνται από σωλήνες τοποθετημένους παράλληλα μεταξύ τους μέσα σε ένα κέλυφος. Ο σχεδιασμός γίνεται έτσι ώστε το ένα ρευστό να κυκλοφορεί στο εσωτερικό των σωλήνων ενώ το άλλο μεταξύ αυτών στο εσωτερικό του κελύφους. Η πιο απλή εκδοχή των εναλλακτών κελύφους/αυλών είναι οι εναλλάκτες διπλού σωλήνα. Πρόκειται για δύο κυλινδρικούς σωλήνες τοποθετημένους ο ένας στο εσωτερικό του άλλου όπως φαίνεται στην Εικ. 1.8.



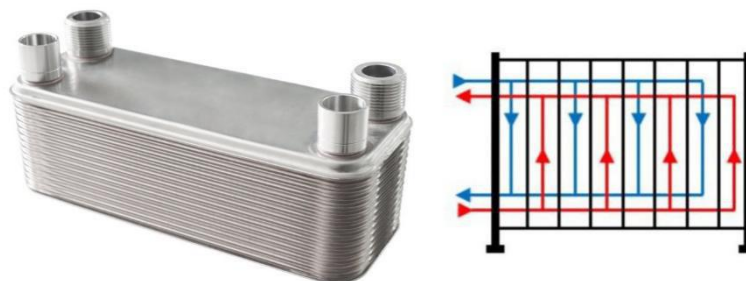


Εικ. 1.8. Ροή ρευστών σε εναλλάκτες θερμότητας



Εικ. 1.9. Εναλλάκτης κελύφους/αυλών και διάγραμμα ροής σε εναλλάκτη διπλού σωλήνα

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες αποτελούνται από πολύ λεπτές κυματοειδής πλάκες ενωμένες μεταξύ τους. Μεταξύ κάθε ζεύγους πλακών δημιουργείται δίοδος από την οποία μπορεί να διέλθει το ένα ρευστό. Οι πλάκες τοποθετούνται με τέτοιο τρόπο, ώστε μεταξύ διαδοχικών διόδων να έχουμε αλλαγή του ρευστού (ψυχρού ή θερμού ρεύματος) που κυκλοφορεί. Σε σύγκριση με τους εναλλάκτες κελύφους/αυλών έχουν μικρότερο όγκο και κόστος, ενώ χρησιμοποιούνται συνήθως για εργαζόμενα μέσα με χαμηλές πιέσεις [10].



Εικ. 1.10. Πλακοειδής εναλλάκτης και η ροή των ρευστών σε αυτόν

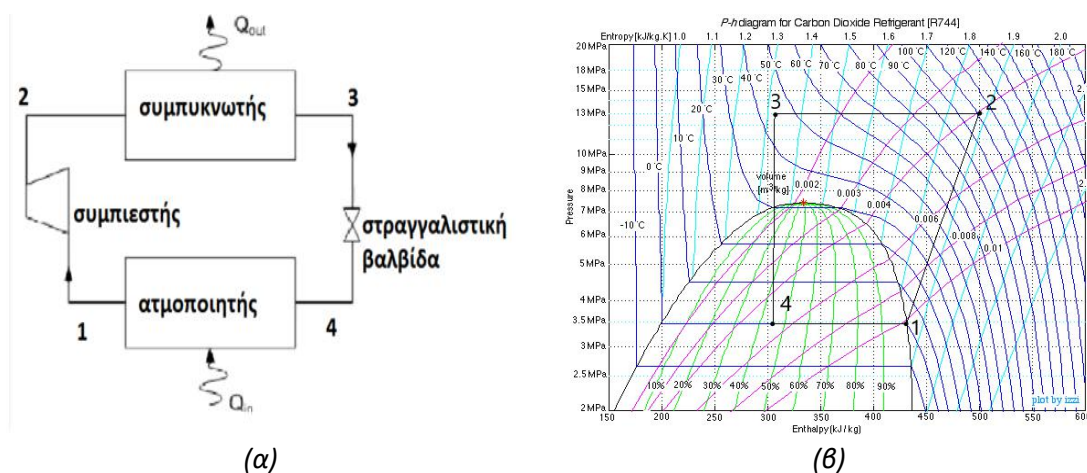
Η παραγωγή θερμότητας μπορεί εύκολα να συνδυαστεί και με την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας που περιγράφηκε προηγουμένως. Τόσο στον κύκλο Rankine όσο και στον κύκλο Brayton, στην έξοδο του στροβίλου το  $sCO_2$  βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία και μπορεί

να χρησιμοποιηθεί για παραγωγή θερμότητας. Ουσιαστικά, η θερμότητα που αποβάλλεται στον συμπυκνωτή -ή τον ψύκτη αντίστοιχα- ή μέρος αυτής, θερμαίνει κάποιο άλλο εργαζόμενο μέσο -π.χ. νερό ή αέρα- το οποίο παρέχει την θερμότητα όπου απαιτείται. Σε περίπτωση που η θερμοκρασία εξόδου από τον στρόβιλο δεν επαρκεί, για να είναι διαθέσιμο μεγαλύτερο ποσό θερμότητας (και υψηλότερη θερμοκρασία) μπορεί να γίνει απομάστευση από τον στρόβιλο. Αυτό σημαίνει ότι ένα μέρος του  $sCO_2$  δεν εκτονώνεται πλήρως και βρίσκεται σε υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία. Έτσι, από το ρεύμα αυτό, μέσω εναλλακτών, παράγεται η θερμότητα που χρειάζεται. Με την μέθοδο της απομάστευσης η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται μειώνεται καθώς δεν έχουμε πλήρη εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Ωστόσο, το ενεργειακό περιεχόμενο του αξιοποιείται για παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας, κάτι που έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του συνολικού βαθμού απόδοσης.

### 1.5 Παραγωγή Ψύξης

Η κύρια μέθοδος ψύξης με χρήση διοξειδίου του άνθρακα είναι με μηχανική συμπίεση όπου αποτελεί και το ψυκτικό μέσο του κύκλου. Το  $CO_2$  είναι ένα “οικολογικό” ψυκτικό μέσο καθώς έχει δείκτες  $GWP=1$ ,  $ODP=0$ , δεν είναι εύφλεκτο, δεν έχει τοξικά απόβλητα και μπορεί να έχει φυσική προέλευση. Αυτός είναι και ο λόγος που το  $CO_2$  αναμένεται να έχει καθοριστικό ρόλο στην αντικατάσταση των υδροφθορανθράκων. Το κύριο αρνητικό του είναι οι πολύ υψηλές πιέσεις στις οποίες οδηγεί η χρήση του.

Ο κλασικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης αποτελείται από τέσσερα βασικά μέρη. Η ψύξη παράγεται στον ατμοποιητή όπου διφασικό μείγμα  $CO_2$  χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας θερμαίνεται μέχρι να φτάσει σε κατάσταση κορεσμένου ή ελαφρώς υπέρθερμου ατμού. Η θέρμανση προέρχεται από την ψύξη του χώρου ή του ρευστού. Ο ατμός που εξέρχεται από τον ατμοποιητή εισέρχεται στον συμπιεστή και αυξάνεται η πίεση και η θερμοκρασία του. Έπειτα, οδηγείται στον ψύκτη υψηλής πίεσης όπου αποβάλλει θερμότητα προς το περιβάλλον ή προς άλλο εργαζόμενο μέσο. Τέλος το  $CO_2$  καταλήγει σε μία στραγγαλιστική βαλβίδα όπου στραγγαλίζεται άεργα και αδιαβατικά μέχρι την χαμηλή πίεση εισόδου του ατμοποιητή (βλ. Εικ. 1.11).



Εικ. 1.11. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) ημι-λογαριθμικό διάγραμμα P-h του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης



Η ψυκτική ικανότητα, δηλαδή η ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου ανοιγμένη ψυκτική ισχύ είναι:

$$q_{\Psi} = \frac{Q_{\Psi}}{\dot{m}} = h_1 - h_5 \quad (1.1)$$

Το ανά μονάδα μάζας απαιτούμενο θεωρητικό μηχανικό έργο  $w_{the}$  παριστά την ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου ανοιγμένη θεωρητική ισχύ  $P_{the}$ , που απαιτείται για την συγκεκριμένη συμπίεση και είναι ίση με:

$$w_{the} = \frac{P_{the}}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (1.2)$$

Έτσι προκύπτει ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς  $COP_{the}$

$$COP_{the} = \frac{q_{\Psi}}{w_{the}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.3)$$

Ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς  $COP$  ορίζεται με την βοήθεια του ανοιγμένου πραγματικού μηχανικού έργου  $w$ , που προσδίδεται στην άτρακτο του μηχανικού συμπιεστή, αντί του θεωρητικού  $w_{the}$ .

$$COP = \frac{q_{\Psi}}{w} \quad (1.4)$$

Στον συντελεστή αυτό συμπεριλαμβάνονται και όλες οι πάσης φύσεως απώλειες του συμπιεστή της ψυκτικής εγκατάστασης.

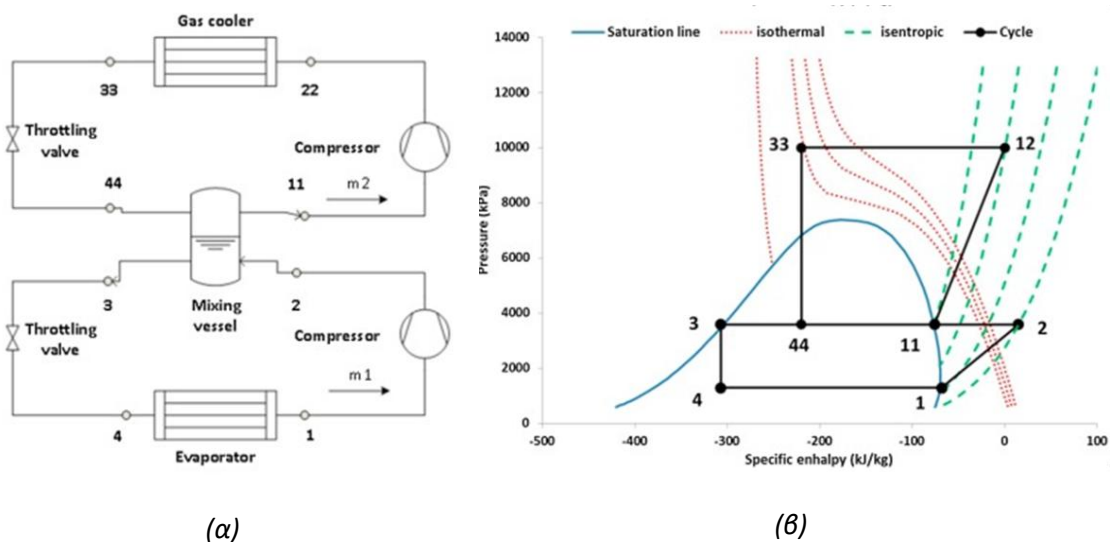
Μια ιδανική ψυκτική διάταξη μηχανικής συμπίεσης θα πρέπει να προσομοιώνει αντίστροφο κύκλο Carnot προκειμένου να επιτευχθεί η μεγαλύτερη δυνατή οικονομία μηχανικού έργου συμπίεσης και μεγαλύτερη ψύξη. Στην πράξη δεν είναι εφικτό να επιτευχθεί ο ιδανικά ανάστροφος κύκλος Carnot και ο κύκλος αυτός χρησιμοποιείται για σύγκριση με διάφορους κύκλους. Ο συντελεστής συμπεριφοράς του ιδανικού ψυκτικού κύκλου Carnot είναι:

$$COP_{Car} = \frac{T_{\Psi}}{T_{\Sigma} - T_{\Psi}} \quad (1.5)$$

Ο λόγος του θεωρητικού συντελεστή συμπεριφοράς  $COP_{the}$  προς τον συντελεστή συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου Carnot,  $COP_{car}$  καλείται θερμοδυναμικός βαθμός αποδόσεως ως προς κύκλο Carnot,  $E_c$  και δίνεται από την σχέση:

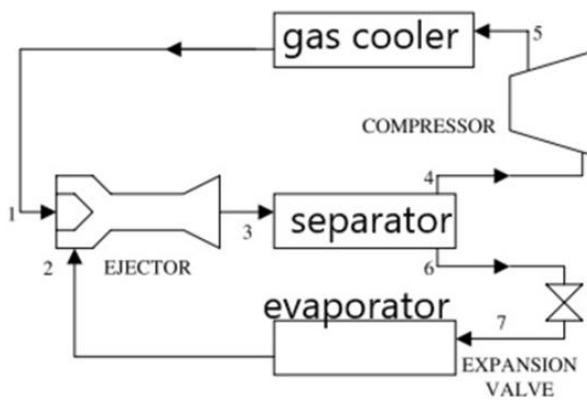
$$E_{Car} = \frac{COP_{the}}{COP_{Car}} \quad (1.6)$$

Ο παραπάνω κύκλος αποτελεί τον απλούστερο κύκλο ψύξης με μηχανική συμπίεση. Προκειμένου να αυξηθεί το ψυκτικό φορτίο αλλά και ο συντελεστής συμπεριφοράς χρησιμοποιούνται ψυκτικές διατάξεις διβάθμιας συμπίεσης με σύνδεση σε σειρά. Στην συγκεκριμένη διάταξη ατμός που εξέρχεται από τον ατμοποιητή οδηγείται σε συμπιεστή χαμηλής πίεσης και έπειτα στον ενδιάμεσο ψύκτη. Από εκεί εξέρχεται εργαζόμενο μέσο σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και οδηγείται στον συμπιεστή υψηλής πίεσης. Στην συνέχεια αποβάλλει θερμότητα στον ψύκτη και στραγγαλίζεται αδιαβατικά στην βαλβίδα υψηλής πίεσης. Μετά την στραγγαλιστική βαλβίδα το διφασικό μείγμα ξαναεισέρχεται από τον ενδιάμεσο ψύκτη. Από εκεί λαμβάνεται κορεσμένο υγρό το οποίο αφού περάσει από την στραγγαλιστική βαλβίδα χαμηλής πίεσης εισέρχεται στον ατμοποιητή (Εικ. 1.12). Σε αυτή την διάταξη είναι δυνατό να προστεθεί και ένας δεύτερος ατμοποιητής (μέσης πίεσης). Με αυτή την προσθήκη εκτός από αύξηση του ψυκτικού φορτίου επιτυγχάνεται και παραγωγή ψύξης σε δύο διαφορετικές θερμοκρασίες, κάτι που είναι απαραίτητο σε συγκεκριμένες εφαρμογές.

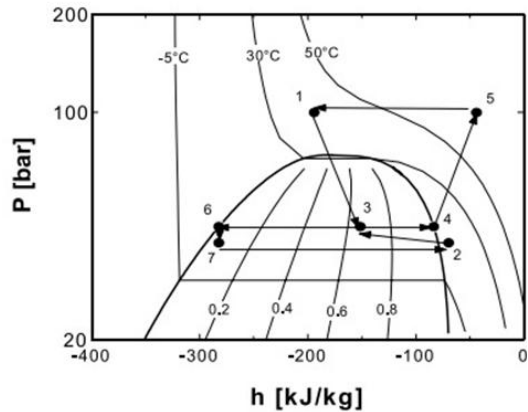


Εικ. 1.12. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) ημι-λογαριθμικό διάγραμμα P-h του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης

Εκτός από τον συμβατικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης, το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε διακρίσιμο (transcritical) ψυκτικό κύκλο. Ο συγκεκριμένος κύκλος αποτελείται από δύο επιμέρους, τον κύκλο ατμού και τον κύκλο ψύξης. Στον κύκλο ψύξης λαμβάνει χώρα η παραγωγή ωφέλιμης ψύξης ενώ στον υπερκρίσιμο κύκλο η παραγωγή υπερκρίσιμου ατμού. Ο ατμός αυτός ενώνεται με τον ατμό χαμηλής πίεσης που εξέρχεται από τον ατμοποιητή στο ακροφύσιο (ejector). Η έξοδος από το ακροφύσιο είναι διφασικό μείγμα μέσης πίεσης. Έπειτα, το διφασικό μείγμα καταλήγει σε ένα δοχείο διαχωρισμού. Από εκεί κορεσμένος ατμός οδηγείται στον συμπιεστή που αυξάνει την πίεση από μέση σε υψηλή πριν γίνει η αποβολή θερμότητας στον ψύκτη και ολοκληρωθεί ο κύκλος ατμού. Στον κύκλο ψύξης κορεσμένο υγρό από το τροφοδοτικό δοχείο μέσης πίεσης οδηγείται στην στραγγαλιστική βαλβίδα που ρίχνει άεργα και αδιαβατικά την πίεση. Τέλος, το εργαζόμενο μέσο καταλήγει στον ατμοποιητή για να ολοκληρωθεί και ο κύκλος ψύξης (Εικ. 1.13).



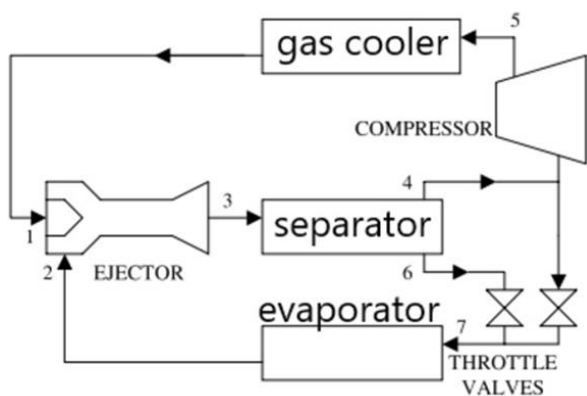
(α)



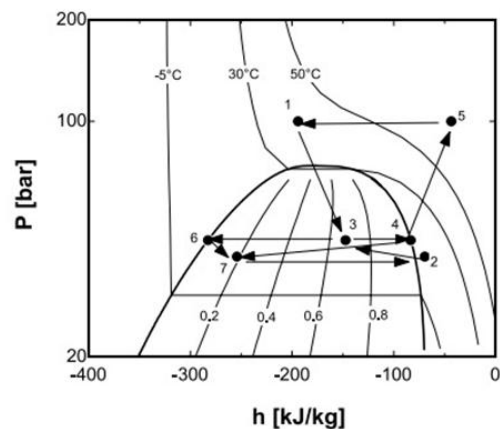
(β)

Εικ. 1.13. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) ημι-λογαριθμικό διάγραμμα P-h του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης

Το γεγονός ότι από το δοχείο διαχωρισμού μπορεί να ληφθεί μόνο ατμός και υγρό σε κατάσταση κορεσμού έχει ως συνέπεια ο λόγος παροχής μάζας μεταξύ του κύκλου ατμού και του κύκλου ψύξης να εξαρτάται από την ξηρότητα του διφασικού μείγματος στην έξοδο του ακροφυσίου. Αυτό περιορίζει πολύ την ευελιξία και δυσκολεύει τον έλεγχο του συστήματος. Προκειμένου να ξεπεραστεί αυτό το εμπόδιο ένα μέρος του κορεσμένου ατμού μπορεί, αφού διέλθει από στραγγαλιστική βαλβίδα, να οδηγηθεί και αυτό στον ατμοποιητή (βλ. Εικ. 1.14). Έτσι, ελέγχοντας την παροχή μάζας αυτού του ατμού αυξάνεται η ευελιξία του κύκλου [11].



(α)



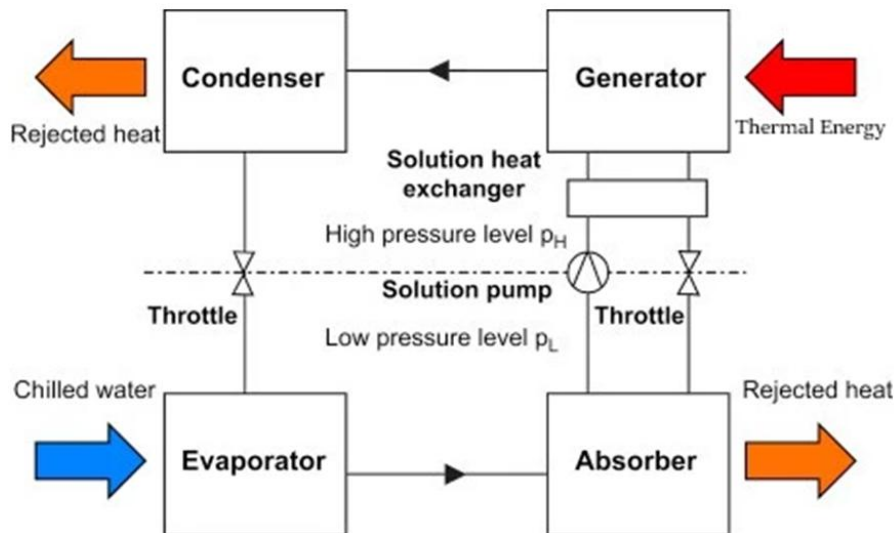
(β)

Εικ. 1.14. (α) Σχηματική αναπαράσταση και (β) ημι-λογαριθμικό διάγραμμα P-h του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης με χρήση κορεσμένου ατμού στον κύκλο ψύξης

Σε εγκαταστάσεις συμπαραγωγής και τριπαραγωγής είναι εφικτό το διοξείδιο του άνθρακα να μην αποτελεί το ψυκτικό μέσο αλλά να αποτελεί το μέσο πρόσδοσης θερμότητας σε κύκλο ψύξης με απορρόφηση.

Οι ψυκτικές διατάξεις δι' απορροφήσεως χρησιμοποιούν για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος το φαινόμενο της ατμοποίησης και χρησιμοποιεί τουλάχιστον δύο εργαζόμενα μέσα, το ψυκτικό μέσο και μέσο απορροφήσεως. Τα πιο κλασσικά ζεύγη είναι αμμωνία - νερό ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) και νερό - διάλυμα βρωμιούχου λιθίου ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ). Το μέσο που αναγράφεται πρώτο λειτουργεί ως ψυκτικό υγρό ενώ το δεύτερο είναι το μέσο απορροφήσεως. Με διατάξεις αμμωνίας νερού μπορούν να επιτευχθούν θερμοκρασίες ψυκτικής ισχύος μέχρι και  $-70\text{ }^\circ\text{C}$  με μονοβάθμια εγκατάσταση [12]. Την θερμοκρασία αυτή ουδεμία μονοβάθμια διάταξη συμπίεσεως ατμού δεν μπορεί να πλησιάσει, λόγω του εξαιρετικά μεγάλου λόγου συμπίεσεως που απαιτείται. Οι διατάξεις νερού - διαλύματος βρωμιούχου λιθίου έχουν περιορισμένη δυνατότητα θερμοκρασίας ατμοποίησης. Ο περιορισμός εδώ οφείλεται στο γεγονός ότι το νερό, που χρησιμοποιείται στις διατάξεις αυτές ως ψυκτικό μέσο, στερεοποιείται στους  $0\text{ }^\circ\text{C}$ . Οι διατάξεις αυτές δεν εργάζονται σε θερμοκρασίες κάτω από  $4\text{ }^\circ\text{C}$  και χρησιμοποιούνται αποκλειστικά σχεδόν σε εγκαταστάσεις κλιματισμού [13].

Όπως και στα υπόλοιπα ψυκτικά συστήματα, η παραγωγή ψύξης επιτυγχάνεται στον ατμοποιητή από τον οποίο διέρχεται μόνο το ψυκτικό μέσο σε χαμηλή πίεση. Έπειτα, αυτό οδηγείται στον απορροφητή όπου το ατμοποιημένο πλέον ψυκτικό μέσο απορροφάτε από το απορροφητικό μέσο και προκύπτει υγρό διάλυμα χαμηλής πίεσης. Η απορρόφηση αυτή συνδέεται και με την αποβολή θερμότητας. Η πίεση αυξάνεται σε υψηλή μέσω μηχανικής ή θερμοσιφωνικής αντλίας. Το διάλυμα υψηλής πίεσης εισέρχεται στον ανακομιστή. Εκεί προσδίδεται θερμότητα με αποτέλεσμα την αποβολή ατμών ψυκτικού μέσου από το διάλυμα, το οποίο γίνεται πιο φτωχό σε περιεκτικότητα. Οι ατμοί ψυκτικού μέσου συμπυκνώνονται στον συμπυκνωτή, πριν γίνει η πτώση πίεσης στην στραγγαλιστική βαλβίδα για να επανέλθει στον ατμοποιητή και να ολοκληρωθεί ο κύκλος του ψυκτικού μέσου. Το διάλυμα χαμηλής περιεκτικότητας διέρχεται και αυτό μέσα από στραγγαλιστική βαλβίδα ώστε να αποκτήσει χαμηλή πίεση και να εισέλθει στον απορροφητή ώστε να ολοκληρωθεί και ο κύκλος απορρόφησης. Μεταξύ των ρευμάτων διαλύματος υψηλής και χαμηλής περιεκτικότητας συνήθως τοποθετείται και ένας εναλλάκτης για να αυξηθεί το ενεργειακό περιεχόμενο του ρεύματος υψηλής περιεκτικότητας και να χρειάζεται μικρότερη πρόσδοση θερμότητας στον ανακομιστή, αυξάνοντας έτσι τον συντελεστή συμπεριφοράς της εγκατάστασης (Εικ. 1.15).



Εικ. 1.15. Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης ψύξης με απορρόφηση

## 1.6 Πηγές θερμότητας

Ένα πολύ σημαντικό πλεονέκτημα των κύκλων που χρησιμοποιούν  $s\text{-CO}_2$  είναι ότι η πρόσδοση θερμότητας μπορεί να πραγματοποιηθεί με ποικίλους τρόπους. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας με χρήση  $s\text{-CO}_2$  να μπορεί να γίνει για πληθώρα διαφορετικών εφαρμογών, ανάλογα με τις ανάγκες και την διαθεσιμότητα πηγών θερμότητας. Πιο συγκεκριμένα, η πρόσδοση της θερμότητας μπορεί να προέλθει από:

- Ηλιακή ενέργεια,
- Εκμετάλλευση απορριπτόμενης θερμότητας,
- Πυρηνική ενέργεια,
- Χημική ενέργεια (καύση ορυκτών καυσίμων ή βιομάζας) και
- Εκμετάλλευση γεωθερμίας

### 1.6.1 Ηλιακή ενέργεια

Η ηλιακή ενέργεια είναι μία ανανεώσιμη πηγή ενέργειας και έχει τεράστιο θεωρητικό δυναμικό. Η διαθεσιμότητα, όμως, της ηλιακής ενέργειας εξαρτάται από την γεωγραφική θέση, τις μετεωρολογικές συνθήκες και την διαθεσιμότητα του εδάφους. Σύμφωνα με το World Energy Assessment [14] το διαθέσιμο δυναμικό ηλιακής ενέργειας κυμαίνεται μεταξύ 1575 και 49837 EJ (exajoule) τον χρόνο. Μελέτες του IEA (International Energy Agency) το 2012 εκτιμούν ότι το αξιοποιήσιμο δυναμικό μπορεί να φτάσει στα 5000EJ τον χρόνο, ενώ άλλη έρευνα που λαμβάνει υπόψιν την τεχνολογία της εποχής (2016) καταλήγει ότι θα το τεχνολογικά εκμεταλλεύσιμο δυναμικό ανέρχεται στα 2500 EJ τον χρόνο [15]. Με περαιτέρω βελτίωση της τεχνολογίας και των συστημάτων το ποσό αυτό μπορεί να γίνει ακόμα μεγαλύτερο. Σε κάθε περίπτωση πρόκειται για τεράστια ποσά ενέργειας αν αναλογιστεί κανείς ότι το 2018 η συνολική κατανάλωση πρωτογενούς ενέργειας ήταν κάτω από 600 EJ [16].

Οι τεχνολογίες με τις οποίες η ηλιακή ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για παραγωγή θερμότητας είναι η ηλιακή λίμνη και οι ηλιακοί συλλέκτες. Υπάρχουν πολλά είδη ηλιακών

συλλεκτών ανάλογα την εφαρμογή και την θερμοκρασία που θέλουμε να επιτύχουμε. Συνοπτικά η θερμοκρασία που επιτυγχάνεται ανάλογα την τεχνολογία που χρησιμοποιείται φαίνεται στον Πιν. 1.2.

Πιν. 1.2. Ενδεικτικές θερμοκρασίες ηλιακών συλλεκτών [17]

Τεχνολογία	Θερμοκρασία (°C)
Ηλιακή λίμνη	80-90
Επίπεδος συλλέκτης	80-100
Συλλέκτης κενού	90-120
Γραμμικός παραβολικός συλλέκτης	200-450
Ανακλαστήρες Fresnel	100-400
Παραβολικός δίσκος	750
Ηλιακός Πύργος	1.000

Στα συστήματα που χρησιμοποιούν υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα η επιθυμητή θερμοκρασία διαφέρει ανάλογα την εφαρμογή. Στις περισσότερες εφαρμογές, ειδικά όταν υπάρχει και ηλεκτροπαραγωγή, απαιτείται θερμοκρασία μεγαλύτερη των 100-150 °C συνεπώς χρησιμοποιούνται συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες. Στις μικρότερες εγκαταστάσεις μπορεί να είναι παραβολικοί συλλέκτες γραμμικής εστίασης, ενώ στις μεγαλύτερες μέχρι και ηλιακοί πύργοι.

Το κύριο αρνητικό της ηλιακής ενέργειας είναι η στοχαστικότητα και η μεταβλητότητα που παρουσιάζει ανάλογα τα κλιματολογικά δεδομένα. Για αυτό τον λόγο, οι εγκαταστάσεις που αξιοποιούν την ηλιακή ενέργεια θα πρέπει να διαθέτουν και κάποιο σύστημα αποθήκευσης θερμότητας.

### 1.6.2 Απορριπτόμενη θερμότητα

Η απορριπτόμενη θερμότητα αφορά ενέργεια η οποία παράγεται αλλά δεν χρησιμοποιείται και αποβάλλεται στο περιβάλλον. Τα μεγαλύτερα ποσά απορριπτόμενης θερμότητας συναντώνται στις βιομηχανικές διεργασίες και στην ηλεκτροπαραγωγή, κυρίως με την μορφή θερμών καυσαερίων ή θερμού νερού που προέρχεται από ψύξη. Αν και είναι δύσκολο να υπολογιστεί με ακρίβεια, αρκετές έρευνες δείχνουν ότι το 20-50% των ενεργειακών καταναλώσεων καταλήγει ως απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον [18]. Η απορριπτόμενη θερμότητα χωρίζεται σε υψηλής θερμοκρασίας (>1200 °C), μέσης (232 - 1200 °C) και χαμηλής (<232 °C).

Πιν. 1.3. Ενδεικτικές θερμοκρασίες απορριπτόμενης θερμότητας από βιομηχανικές διεργασίες [19]

Πηγή θερμότητας	Θερμοκρασία (°C)
Καυσαέρια θερμικών συστημάτων	316-1.100
Καυσαέρια ΜΕΚ/στροβίλων	480-600
<b>Παλινδρομικές μηχανές</b>	
Νερά ψύξης	90-100
Καυσαέρια	480-600
Θερμές επιφάνειες	65-316
Νερό ενδιάμεσου ψύκτη συμπίεστη	38-82
Θερμά προϊόντα/ρεύματα	100-1.370

<b>Εξατμίσεις ατμού</b>	120-316
<b>Συμπυκνώματα</b>	65-260
<b>Συσκευές ελέγχου εκπομπών</b>	65-816

Οι τεχνολογίες ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας αποσκοπούν στην αξιοποίηση αυτής της ενέργειας είτε για την παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας είτε για την παραγωγή μηχανικού έργου. Η ανάκτηση αυτή μπορεί να αποτελέσει πολύ καλή πηγή ενέργειας για αρκετά συστήματα, συμπεριλαμβανομένου και συστήματος τριπαραγωγής με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα.

### **1.6.3 Πυρηνική ενέργεια**

Πυρηνική ενέργεια είναι η ενέργεια που απελευθερώνεται κατά τις πυρηνικές αντιδράσεις της σχάσης και της σύντηξης. Οι αντιδράσεις αυτές, μπορούν να γίνουν ελεγχόμενα σε πυρηνικούς αντιδραστήρες, και να χρησιμοποιηθεί η πυρηνική ενέργεια που εκλύεται ως πηγή θερμότητας για κύκλους παραγωγής ηλεκτρισμού. Το 2018 το 10% της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας παγκοσμίως προήλθε από πυρηνικά εργοστάσια, και αποτέλεσε την δεύτερη μεγαλύτερη πηγή ενέργειας που δεν σχετίζεται με τον άνθρακα μετά την υδροηλεκτρική ενέργεια. Στο τέλος του 2019 υπήρχαν 443 αντιδραστήρες σχάσης σε όλο τον κόσμο, με συνολική ονομαστική ηλεκτρική ισχύ 395 GW [20].

Η πρόσδοση θερμότητας στον κύκλο παραγωγής ισχύος μπορεί να γίνει είτε άμεσα, όπου το εργαζόμενο μέσο διέρχεται από το εσωτερικό του πυρηνικού αντιδραστήρα, είτε έμμεσα όπου ένα δευτερεύον ρευστό θερμαίνεται στον πυρηνικό αντιδραστήρα και έπειτα θερμαίνει το πρωτεύον εργαζόμενο έξω από αυτόν. Το πιο σύνηθες εργαζόμενο μέσο στα πυρηνικά εργοστάσια παραγωγής ισχύος είναι το νερό, ωστόσο πραγματοποιούνται πολλές έρευνες για τα πλεονεκτήματα χρήσης υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα, κυρίως για αντιδραστήρες μικρής κλίμακας. Αυτά κυρίως αφορούν το μειωμένο έργο που απαιτείται στον συμπιεστή, τις πιο μικρές και συμπαγείς κατασκευές λόγω της υψηλής πίεσης και πυκνότητας του s-CO<sub>2</sub> και τον υψηλό θερμικό βαθμό απόδοσης για χαμηλές θερμοκρασίες.

### **1.6.4 Χημική ενέργεια**

Χημική ενέργεια ονομάζεται το σύνολο της δυναμικής ενέργειας που απαιτήθηκε για τη συγκρότηση μορίων χημικών ουσιών από διάφορα άτομα, κάτω από την αλληλεπίδραση ηλεκτρομαγνητικών δυνάμεων ή που αποθηκεύεται σε χημικές ενώσεις. Η χημική ενέργεια των ενώσεων μπορεί να μετατραπεί σε έκλυση θερμότητας μέσω της χημικής αντίδρασης της καύσης. Η θερμότητα αυτή, όπως γίνεται και στις εγκαταστάσεις πυρηνικής ενέργειας, χρησιμοποιείται για την αύξηση θερμοκρασίας και ενθαλπίας κάποιου εργαζόμενου μέσου σε κύκλους παραγωγής ηλεκτρισμού ή συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας. Αποτελεί την κύρια πηγή ενέργειας καθώς το 2018 το 74,2% της κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας στην Ευρώπη προήλθε από καύσιμα, χωρίς να συμπεριλαμβάνεται η βιομάζα. Συνολικά στον κόσμο το νούμερο αυτό ανέρχεται στο 92,2% [16]. Στον τομέα της ηλεκτροπαραγωγής την ίδια περίοδο στην Ευρώπη το 48,2% της ηλεκτρικής ενέργειας προήλθε από καύσιμα, από τα οποία το 6,1% αφορούσε καύση βιομάζας [21].

Το κύριο αρνητικό της καύσης είναι ότι έχει ως αποτέλεσμα τον σχηματισμό ρύπων και αερίων του θερμοκηπίου. Αυτός είναι και ο λόγος που τα τελευταία χρόνια γίνονται

προσπάθειες μείωσης της χρήσης ορυκτών καυσίμων και τις εξάρτησης του ενεργειακού μείγματος από αυτά. Εξάιρεση σε αυτό αποτελεί η βιομάζα, η καύση της οποίας μπορεί να έχει σχεδόν μηδενικές εκπομπές κατά την ανάλυση κύκλου ζωής της εγκατάστασης, και οι μονάδες συμπαραγωγής υψηλής απόδοσης.

### 1.6.5 Γεωθερμία

Η γεωθερμική ενέργεια αναφέρεται στην θερμική ενέργεια ρευστών και πετρωμάτων που βρίσκονται στο εσωτερικό της γης. Η γεωθερμία κατηγοριοποιείται ανάλογα με το ενεργειακό περιεχόμενο σε πεδία χαμηλής (θερμοκρασία γεωθερμικού ρευστού μικρότερη από 90 °C), μέσης (90-160 °C) και υψηλής (>160 °C) ενθαλπίας. Ξεχωριστή κατηγορία αποτελεί η περίπτωση αβαθούς γεωθερμίας όπου γίνεται η εκμετάλλευση της σχεδόν σταθερής θερμοκρασίας του εδάφους καθ' όλη την διάρκεια του έτους. Τα πεδία υψηλής ενθαλπίας μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εγκαταστάσεις παραγωγής ηλεκτρισμού ή συμπαραγωγής. Στα πεδία αυτά το γεωθερμικό ρευστό βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση και επομένως η εμφάνισή του γίνεται υπό την μορφή ατμού ή μίγματος νερού ατμού [22]. Η εκμετάλλευση της γεωθερμίας σε συστήματα που τριπαραγωγής αποτελεί μία καλή πηγή ενέργειας καθώς είναι ανανεώσιμη και δεν παρουσιάζει μεταβλητότητα όπως η ηλιακή ενέργεια. Τα κύρια μειονεκτήματα της είναι οι ιδιαίτερες γεωγραφικές απαιτήσεις (μεγάλα βάθη, περιοχές με έντονη τεκτονική δραστηριότητα), το μεγάλο αρχικό κόστος της εγκατάστασης και η σύνδεσή της με εκπομπές όπως εκπομπές διοξειδίου του θείου και υδρόθειου [23].

## 1.7 Εξέργεια

Εξέργεια ορίζεται το μέγιστο ποσό έργου που μπορεί να παραχθεί από ένα σύστημα, αν μέσω αναστρέψιμων μεταβολών βρεθεί σε θερμοδυναμική ισορροπία με το περιβάλλον. Αποτελεί ουσιαστικά έναν δείκτη ποιότητας εκμετάλλευσης της ενέργειας. Κατά την διάρκεια πραγματικών διεργασιών έχουμε κατανάλωση εξέργειας λόγω των μη - αντιστρεπτών μεταβολών και λοιπών απωλειών. Η εξεργειακή ανάλυση αποσκοπεί στον προσδιορισμό του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και των απωλειών εξέργειας. Αποτελεί ένα πολύ σημαντικό εργαλείο για την αξιολόγηση συστημάτων ανεξάρτητα της μορφής ενέργειας που καταναλώνουν ή παράγουν.

Το μέγιστο ποσό έργου που μπορεί να παραχθεί από μία πηγή θερμότητας προκύπτει μέσω του ιδανικού κύκλου Carnot, ο οποίος έχει βαθμό απόδοσης

$$\eta_{Car} = 1 - \frac{T_{low}}{T_{high}} \quad (1.7)$$

Όπου  $T_{low}$  και  $T_{high}$  η ελάχιστη και η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου αντίστοιχα. Προκύπτει λοιπόν ότι, η εξέργεια μίας θερμότητας  $Q$ , θερμοκρασίας  $T$  σε περιβάλλον θερμοκρασίας  $T_o$  είναι

$$Ex_{heat} = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right)Q \quad (1.8)$$



Έτσι, φαίνεται ότι ίδια ποσά θερμότητας έχουν διαφορετική δυνατότητα παραγωγής έργου, ανάλογα την θερμοκρασία στην οποία βρίσκονται.

Στις εγκαταστάσεις ψύξης, επειδή η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία ψύξης προκειμένου να μην βγαίνει αρνητική η εξέργεια και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και για να μπορεί να γίνει σύγκριση συστημάτων σε διαφορετικές θερμοκρασίες, ο παραπάνω τύπος μετασχηματίζεται σε

$$Ex_{cool} = \left( \frac{T_o}{T} - 1 \right) Q \quad (1.9)$$

Ο τύπος αυτός δείχνει ότι όσο πιο χαμηλές είναι οι θερμοκρασίες ψύξης, τόσο πιο δύσκολο είναι να επιτευχθούν, καθώς οι εξεργειακές απαιτήσεις είναι μεγαλύτερες.

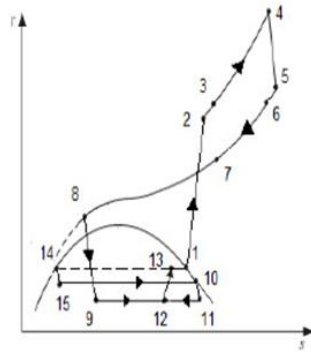
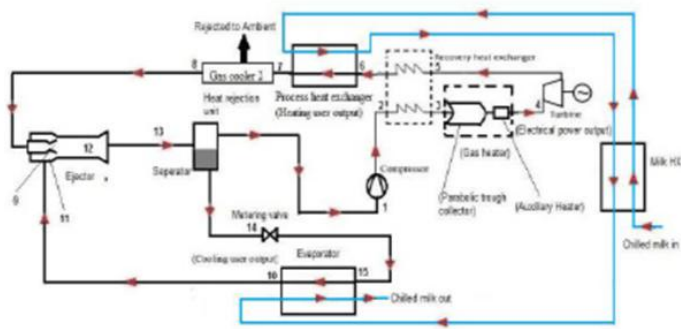
Άλλες μορφές ενέργειας όπως η κινητική ενέργεια και ο ηλεκτρισμός έχουν δυνατότητα να μετατραπούν σε έργο εξολοκλήρου συνεπώς έχουν εξέργεια ίση με την ενέργεια τους.

Η εξεργειακή ανάλυση είναι καθοριστικής σημασίας σε συστήματα συμπαραγωγής και τριπαραγωγής καθώς ο ηλεκτρισμός και η θερμότητα δεν μπορούν να συγκριθούν άμεσα ως ποσά ενέργειας. Μέσω της εξέργειας είναι δυνατό να συγκριθούν διαφορετικά συστήματα, με διαφορετική αναλογία σε παραγωγή ηλεκτρισμού θέρμανσης και ψύξης, ενώ η παραγωγή αυτή μπορεί να γίνεται και σε διαφορετικές θερμοκρασίες. Τέλος, ένα ακόμα γεγονός που κάνει την εξεργειακή ανάλυση απαραίτητη είναι και οι πηγές θερμότητας διαφορετικών θερμοκρασιών που χρησιμοποιούνται κατά περίπτωση.

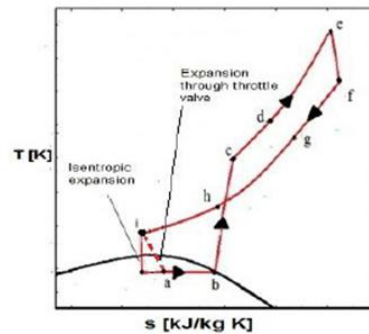
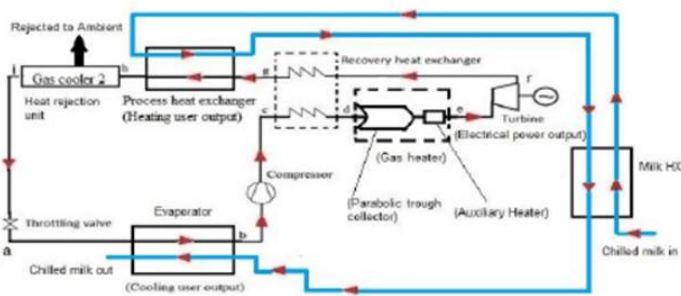
## 1.8 Μελέτες συστημάτων συμπαραγωγής

Τα συστήματα συμπαραγωγής με χρήση υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα έχουν αποτελέσει ιδιαίτερο αντικείμενο μελέτης και έρευνας. Οι διαφορετικοί συνδυασμοί κύκλων παραγωγής ηλεκτρισμού, θέρμανσης και ψύξης αλλά και οι διαφορετικές πηγές πρόσδοσης θερμότητας οδηγούν σε μια πληθώρα διαφορετικών συστημάτων συμπαραγωγής.

Οι Ravindra and Ramgoral [24] μελέτησαν σύστημα τριπαραγωγής σε εγκαταστάσεις επεξεργασίας γάλακτος. Το σύστημα παράγει ηλεκτρισμό, την κατάλληλη θέρμανση ώστε γάλα να θερμανθεί και να αποστειρωθεί και έπειτα ψύξη ώστε το γάλα να επιστρέψει στους 4 °C. Για την επίτευξη των παραπάνω χρησιμοποιούνται δύο διαφορετικά μοντέλα, τα οποία και συγκρίνονται. Στο πρώτο σύστημα (C<sub>1</sub>) γίνεται συνδυασμός κύκλου Brayton και κύκλου μηχανικής συμπίεσης με ακροφύσιο ατμού (ejector) ενώ στο άλλο συνδυασμός (C<sub>2</sub>) κύκλου Brayton και κλασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης. Και στις δύο περιπτώσεις η θερμότητα παράγεται στην έξοδο του στροβίλου και αποτελεί μέρος του ψύκτη για τον κύκλο του sCO<sub>2</sub>. Ως πηγή θερμότητας χρησιμοποιείται ηλιακή ενέργεια με παραβολικούς συλλέκτες γραμμικής εστίασης.



Εικ. 1.16. Σχηματική αναπαράσταση και διάγραμμα T-s διάταξης C<sub>1</sub> της έρευνας [24]



Εικ. 1.17. Σχηματική αναπαράσταση και διάγραμμα T-s διάταξης C<sub>2</sub> της έρευνας [24]

Στο άρθρο ορίζονται τα μεγέθη  $COP_{cooling}$ , COP και power efficiency ( $\eta$ ) ως εξής.

$$COP_{cooling} = \frac{Q_{cooling}}{W_c} \quad (1.10)$$

$$COP = \frac{W_t - W_c + Q_{cooling} + Q_{heating}}{Q_{solar}} \quad (1.11)$$

$$\eta = \frac{W_t}{Q_{solar}} \quad (1.12)$$

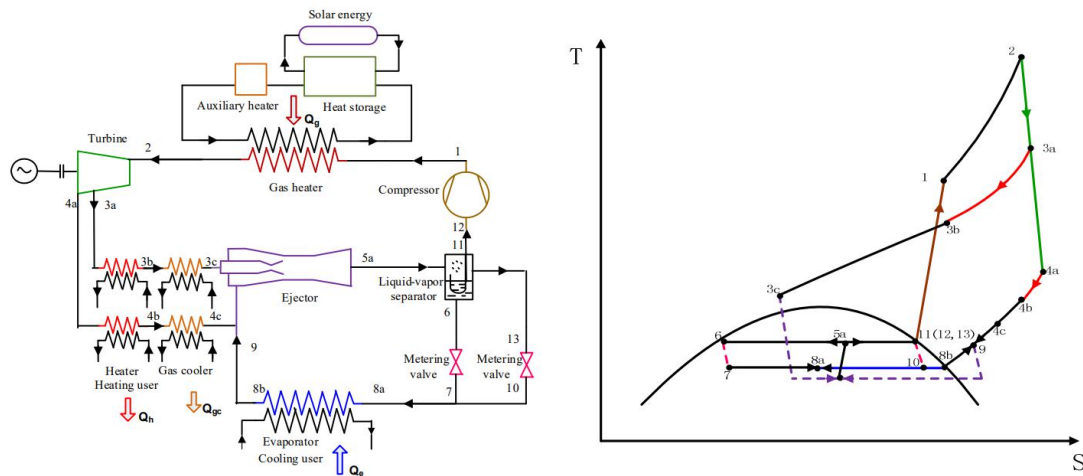
Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την μελέτη φαίνονται στον Πιν. 1.4:

Πιν. 1.4. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας [24]

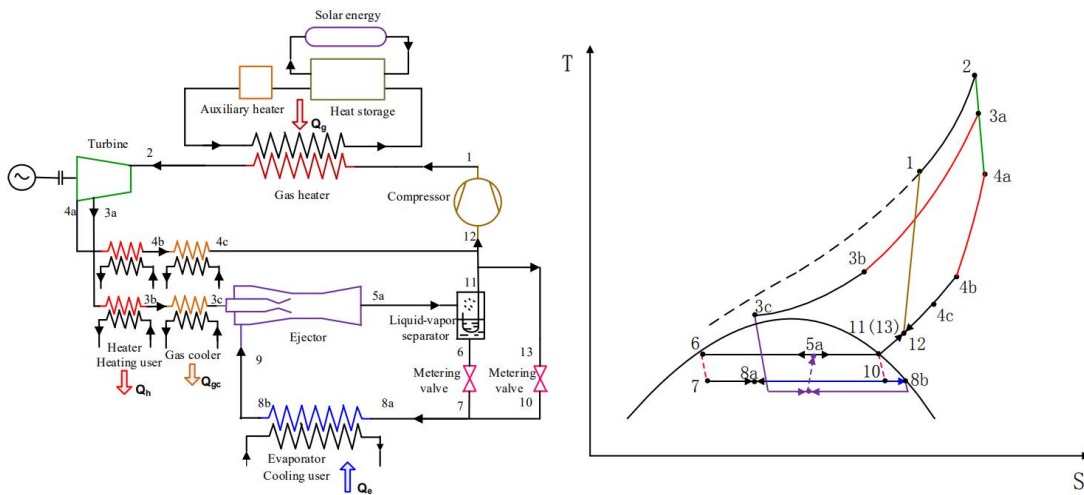
	$W_t$ (kW)	$W_c$ (kW)	$Q_{cooling}$ (kW)	$Q_{heating}$ (kW)	$Q_{solar}$ (kW)	$COP_{cooling}$	COP	Power efficiency (%)
<b>C1</b>	58,19	47,30	78,38	103,7705	116,50	1,439	1,657	49,93
<b>C2</b>	93,37	89,79	131,00	127,7482	179,80	1,477	1,459	51,93

Οι Βαί και Χυ [25] επίσης μελέτησαν σύστημα τριπαραγωγής με εργαζόμενο μέσο διοξείδιο του άνθρακα. Το σύστημα αποτελεί συνδυασμό κύκλου Brayton και κύκλου μηχανικής συμπίεσης με ακροφύσιο ατμού ενώ η θέρμανση παράγεται στην έξοδο του στροβίλου πριν

το  $sCO_2$  εισέλθει στον ψύκτη. Στο άρθρο συγκρίνονται δύο διαφορετικές διατάξεις. Και στις δύο γίνεται απομάστευση στον στρόβιλο και ο ατμός που απομαστεύεται είναι αυτός που οδηγείται στο ακροφύσιο. Στην πρώτη περίπτωση (A) ο ατμός στην έξοδο του στροβίλου, αφού διέλθει από τους ψύκτες, αναμειγνύεται με τον ατμό της εξόδου του ατμοποιητή στον ψυκτικό κύκλο, ενώ στην δεύτερη (B) ενώνεται με τον ατμό που εξέρχεται από το τροφοδοτικό δοχείο. Πηγή θερμότητας είναι και στις δύο περιπτώσεις ηλιακή ενέργεια με μία δεξαμενή αποθήκευσης και βοηθητικό θερμαντήρα, σε περίπτωση που χρειαστεί.



Εικ. 1.18. Σχηματική αναπαράσταση και διάγραμμα T-s διάταξης A της έρευνας των Bai και Xu [25]



Εικ. 1.19. Σχηματική αναπαράσταση και διάγραμμα T-s διάταξης B της έρευνας των Bai και Xu [25]

Στο άρθρο ορίζονται τα μεγέθη COP, Energy utilization efficiency (EUE) και Exergy efficiency:

$$COP = \frac{Q_{cooling}}{W_c - W_t} \quad (1.13)$$

$$\eta_{EUE} = \frac{Q_{heating} + W_t - W_c}{Q_{source}} \quad (1.14)$$

$$\eta_{exg} = \frac{E_{Q_{cooling}} + E_{Q_{heating}} + W_t - W_c}{E_{Q_{source}}} \quad (1.15)$$

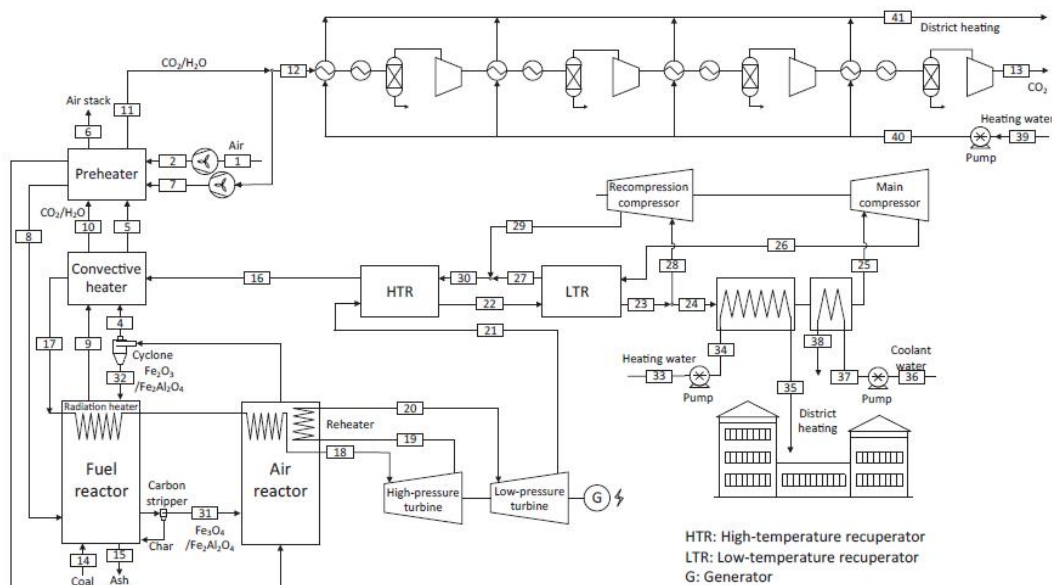
$$E_{Q_i} = Q_i \left( 1 - \frac{T_o}{T_{Q_i}} \right) \quad (1.16)$$

Πιν. 1.5. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας των Bai και Xu [25]

	$W_t$ (kW)	$W_c$ (kW)	$Q_{cooling}$ (kW)	$Q_{heating}$ (kW)	$Q_{source}$ (kW)	COP	EUE	Εξεργειακός β.α.
<b>A</b>	49,8	66,71	71,44	184,5	249	4,225	0,673	0,3449
<b>B</b>	58,88	71,82	74,51	166	218,2	5,755	0,7013	0,3706

Παρατηρούμε ότι το έργο του συμπιεστή ξεπερνάει το έργο που παράγεται στον στρόβιλο, συνεπώς δεν υπάρχει παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας αλλά κατανάλωση.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει και η έρευνα των Chen et al. [26] όπου μελέτησαν σύστημα συμπαραγωγής με καύση άνθρακα. Η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται σε κλειστό κύκλο Brayton με δύο βαθμίδες συμπίεσης και δύο βαθμίδες αποτόνωσης. Πιο συγκεκριμένα διαχωρίζεται το διοξείδιο του άνθρακα και οι υδρατμοί από τα υπόλοιπα καυσαέρια και χρησιμοποιούνται για την παραγωγή περαιτέρω θέρμανσης, ενώ σταδιακά οι υδρατμοί συμπυκνώνονται και αφαιρούνται. Και στις δύο περιπτώσεις η θερμότητα παρέχεται για θέρμανση ζεστού νερού χρήσης (ZNX).



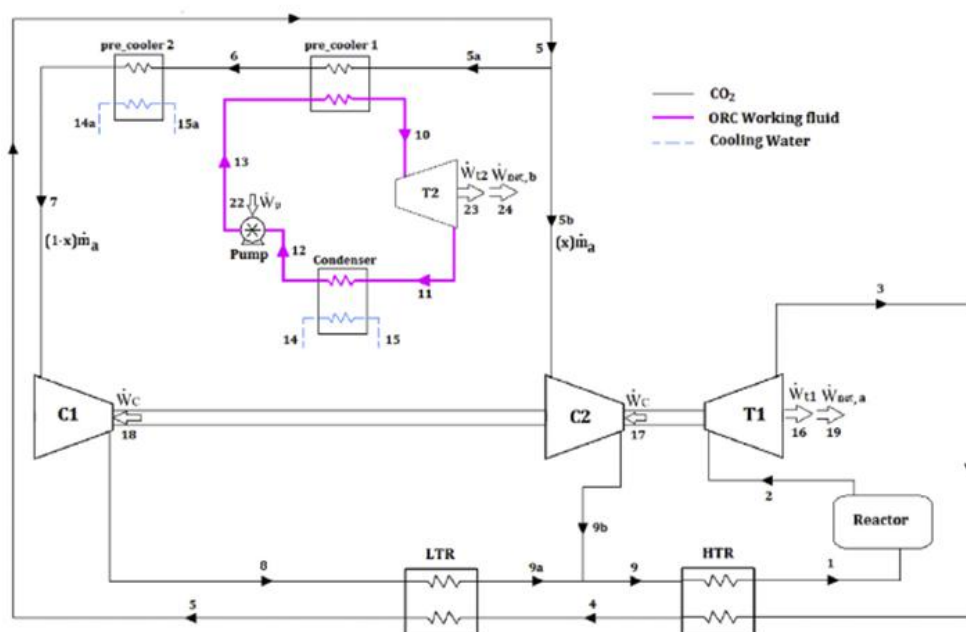
Εικ. 1.20. Σχηματική αναπαράσταση της εγκατάστασης της έρευνας Chen et al. [26]

Τα αναλυτικά αποτελέσματα της έρευνας φαίνονται στον ακόλουθο πίνακα:

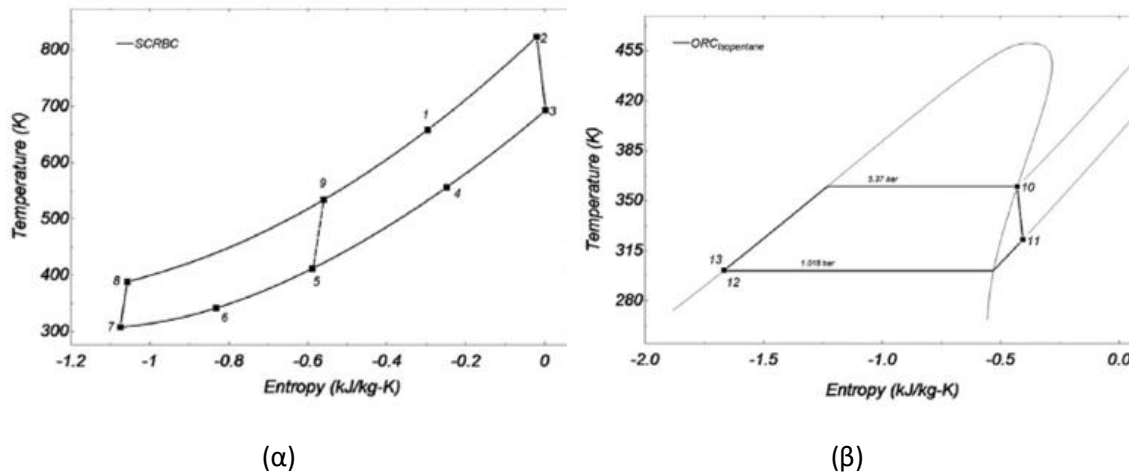
Πιν. 1.6. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας Chen et al. [26]

Παράμετρος	Τιμή
Χαμηλή θερμογόνος ικανότητα λιγνίτη (kW)	24.200
Παροχή sCO <sub>2</sub> (kg/h)	403.199,7
Ισχύς συμπιεστή sCO <sub>2</sub> (kW)	5.244,7
Ισχύς στροβίλου sCO <sub>2</sub> (kW)	16.533,5
Θερμική ισχύς εισόδου sCO <sub>2</sub> (kW)	22.577,3
Ωφέλιμη ισχύς sCO <sub>2</sub> (kW)	11.288,9
Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης $\eta_{sCO_2}$ (%)	50
Ανεμιστήρες χημικών αντιδραστηρίων (kW)	479,8
Ισχύς συμπιεστή CO <sub>2</sub> (kW)	792,5
Ισχύς κυκλοφορητή ζεστού νερού (kW)	20,7
Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης (μεικτός) $\eta_g$ (%)	46,7
Ηλεκτρική ισχύς (ωφέλιμη) (kW)	9995,6
Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης (καθαρός) $\eta_{net}$ (%)	41,3
Θερμική/ψυκτική ισχύς sCO <sub>2</sub> (kW)	8.314,6
Θερμική ισχύς CO <sub>2</sub> (kW)	1460
Θερμικός βαθμός απόδοσης θέρμανσης sCO <sub>2</sub> (%)	34,4
Βαθμός απόδοσης θέρμανσης CO <sub>2</sub> (%)	6
Ολικός βαθμός απόδοσης θέρμανσης $\eta_{heat}$ (%)	40,4
Ολικός βαθμός απόδοσης συστήματος $\eta_t$ (%)	81,7
Ποσοστό δέσμευσης CO <sub>2</sub> (%)	100

Οι Akbari και Mahmoudi [27] εξέτασαν σύστημα συμπαραγωγής με sCO<sub>2</sub> με πηγή θερμότητας πυρηνική ενέργεια. Η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται μέσω κλειστού κύκλου Brayton με δύο βαθμίδες συμπίεσης, ενώ η θερμότητα από την αξιοποίηση της υψηλής θερμοκρασίας εξόδου από τον στρόβιλο. Η θερμότητα αυτή αξιοποιείται σε άλλο σύστημα οργανικού κύκλου Rankine (ORC) για περαιτέρω παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.



Εικ. 1.21. Σχηματική αναπαράσταση της εγκατάστασης της έρευνας των Akbari και Mahmoudi [27]



Εικ. 1.22. Διάγραμμα T-s του κύκλου S-CO<sub>2</sub> και ORC (για ισοπεντάνιο) της έρευνας των Akbari και Mahmoudi [27]

Στο άρθρο ορίζεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης  $\eta_{th}$  και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης  $\eta_{exg}$ , ως εξής:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,CO_2} + \dot{W}_{net,ORC}}{\dot{Q}_{Reactor}} \quad (1.17)$$

$$\eta_{exg} = \frac{\dot{W}_{net,CO_2} + \dot{W}_{net,ORC}}{\dot{E}_{Reactor}} \quad (1.18)$$

Ερευνάται, επίσης, η χρήση διαφορετικών οργανικών μέσων για τον ORC και κάποια από τα αποτελέσματα φαίνονται στον Πιν. 1.7.

Πιν. 1.7. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας των Akbari και Mahmoudi [27]

	$W_{net,CO_2}$ (MW)	$Q_{heating,CO_2}$ (MW)	$W_{net,ORC}$ (MW)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{exg}$ (%)
SCO <sub>2</sub> /isopentane	235,46	220,5	27,04	43,76	60,59
SCO <sub>2</sub> /isobutane	234,84	230,1	30,46	44,22	61,24
SCO <sub>2</sub> /R123	235,59	213,5	26,81	43,73	60,56

Αν εξεταστεί ο θερμικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης μόνο του συστήματος συμπαραγωγής ( $\eta_{th,CO_2}$  και  $\eta_{exg,CO_2}$ ) όπου,

$$\eta_{th,CO_2} = \frac{\dot{W}_{net,CO_2} + \dot{Q}_{th,CO_2}}{\dot{Q}_{Reactor}} \quad (1.19)$$

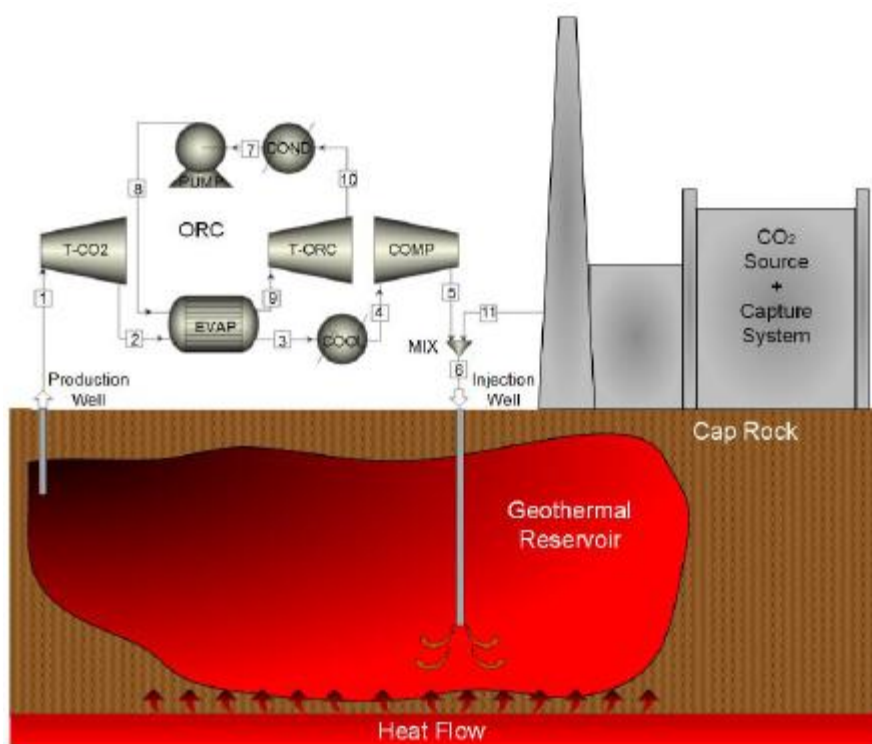
$$\eta_{exg,CO_2} = \frac{\dot{W}_{net,CO_2} + \dot{E}_{th,CO_2}}{\dot{E}_{Reactor}} \quad (1.20)$$

Προκύπτει,

Πιν. 1.8. Θερμικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστήματος συμπαραγωγής έρευνας των Akbari και Mahmoudi [27]

	$\eta_{th,CO_2}$ (%)	$\eta_{exg,CO_2}$ (%)
SCO <sub>2</sub> /isopentane	76,01%	65,01%
SCO <sub>2</sub> /isobutane	77,50%	65,34%
SCO <sub>2</sub> /R123	74,84%	64,70%

Παρόμοια μελέτη, όπου η θερμότητα του συστήματος δίνεται σε άλλο σύστημα ORC, έκαναν και οι Ruiz-Casanova et al. [28]. Η κύρια διαφορά είναι ότι αντί για πυρηνική ενέργεια αξιοποιείται γεωθερμία, ως πηγή πρόσδοσης θερμότητας στο σύστημα συμπαραγωγής. Ένα ακόμα σημαντικό στοιχείο είναι ότι εξετάζεται η χρήση sCO<sub>2</sub> και στον οργανικό κύκλο Rankine.



Εικ. 1.23. Σχηματική αναπαράσταση εγκατάστασης της έρευνας των Ruiz-Casanova et al. [28]

Ως βαθμός απόδοσης συστήματος  $\eta_{sys}$  ορίζεται το γινόμενο της συνολικής παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας  $W_{net}$  και της απορροφούμενης θερμότητας από την γεωθερμία  $Q_{geoth}$ .

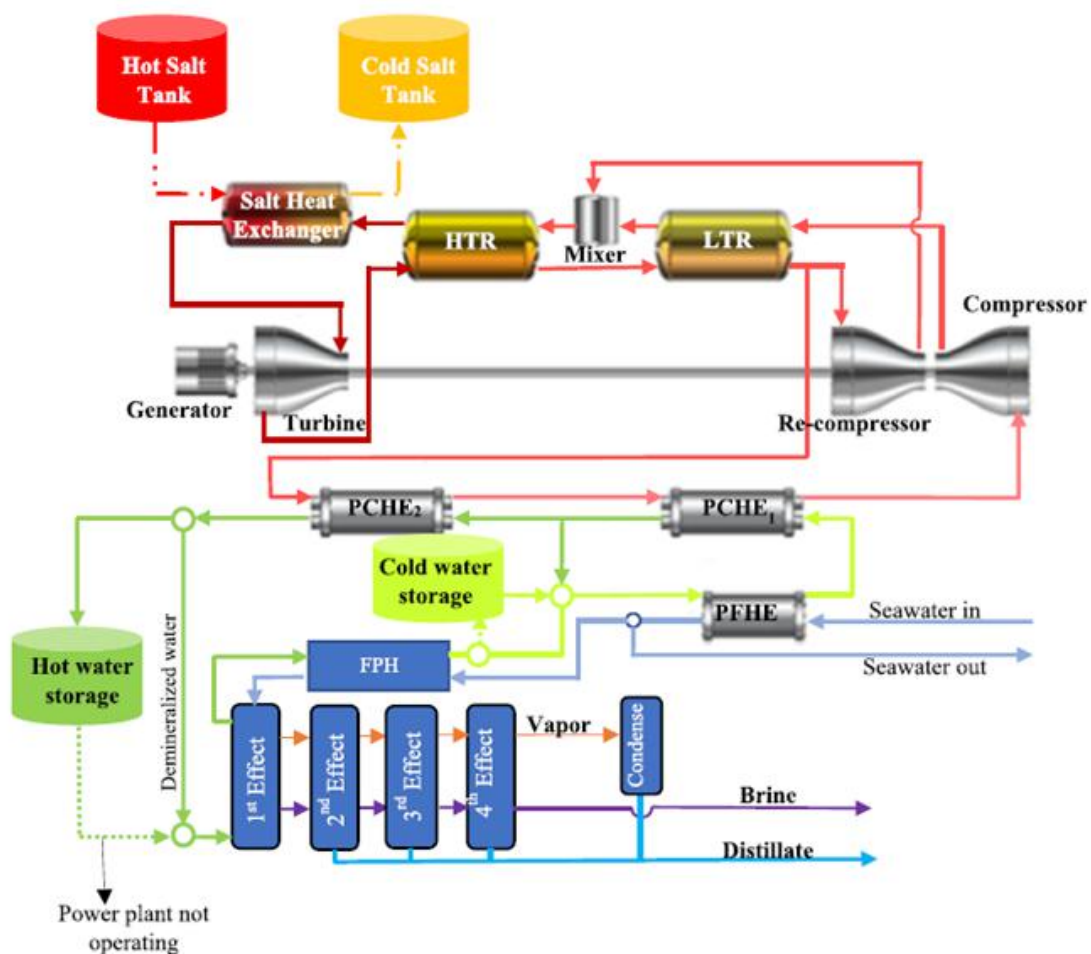
Πιν. 1.9. Ενεργειακά αποτελέσματα έρευνας των Ruiz-Casanova et al. [28]

	$W_{t,CO_2}$ (MW)	$W_{t,ORC}$ (MW)	$W_{net}$ (MW)	$Q_{geoth}$ (MW)	$\eta_{sys}$ (%)
SCO <sub>2</sub> /isobutane	32,7	7,9	33	298,8	11,1
SCO <sub>2</sub> /R245fa	32,7	7,7	33	298,8	11
SCO <sub>2</sub> /SCO <sub>2</sub>	32,7	6,7	30,4	298,8	10,2



Στο άρθρο δεν αναφέρεται το ποσό θερμότητας που μεταφέρεται από τον κύκλο συμπαραγωγής στον οργανικό κύκλο συνεπώς δεν είναι εφικτό να ελεγχθεί η απόδοση του συστήματος συμπαραγωγής ξεχωριστά από το ORC.

Οι Sharan et al. [29] μελέτησαν σύστημα συμπαραγωγής με  $sCO_2$  που χρησιμοποιεί την απορριπτόμενη θερμότητα προκειμένου να γίνει απόσταξη θαλασσινού νερού. Ως πηγή θερμότητας χρησιμοποιείται ηλιακή ενέργεια μέσω ηλιακού πύργου, ενώ υπάρχουν και δεξαμενές αποθήκευσης θερμού και ψυχρού άλατος που εξέρχεται και εισέρχεται στον πύργο, αντίστοιχα. Ο κύκλος του διοξειδίου του άνθρακα είναι και εδώ κλειστός κύκλος Brayton με δύο βαθμίδες συμπίεσης.



Εικ. 1.24. Σχηματική αναπαράσταση της εγκατάστασης της έρευνας των Sharan et al. [29]

Όπως παρατηρείται στο διάγραμμα της Εικ. 1.24 δεν υφίσταται απόρριψη θερμότητας προς το περιβάλλον, και όλη η απορριπτόμενη θερμότητα είναι αξιοποιείται, αφού παρέχεται στον κύκλο απόσταξης του νερού. Έτσι οι μόνες απώλειες που δημιουργούνται στον κύκλο είναι οι μηχανικές στην άτρακτο του συμπιεστή /στροβίλου και οι ηλεκτρομηχανικές στην γεννήτρια. Πρόσθετες απώλειες υπάρχουν και στους εναλλάκτες, ωστόσο στο άρθρο θεωρούνται αμελητέες. Έτσι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανέρχεται στα  $115MW_e$ , ενώ η αντίστοιχη παραγωγή θερμότητας είναι ίση με  $124,3MW_{th}$ .



## 1.9 Επιστημονικό ερώτημα

Με βάση και τα παραπάνω προκύπτει η ανάγκη ανάλυσης και αξιολόγησης, ως προς τη βιωσιμότητά τους, συστημάτων συμπαραγωγής και τριπαραγωγής με εργαζόμενο μέσο το CO<sub>2</sub>, σε μέση κλίμακα. Πιο συγκεκριμένα, τα ερωτήματα που θα κληθεί να απαντήσει η εν λόγω διπλωματική εργασία είναι τα ακόλουθα:

- Πώς μοντελοποιείται ένα σύστημα CO<sub>2</sub> στο λογισμικό Aspen Plus;
- Ποιες είναι οι πιο διαδεδομένες διατάξεις πολύ-παραγωγής με CO<sub>2</sub>;
- Ποιο είναι το τεχνολογικό βέλτιστο σε συστήματα CO<sub>2</sub>;
- Ποιες είναι οι πιο κρίσιμες παράμετροι ως προς την απόδοση του εκάστοτε συστήματος;
- Πώς εκτιμάται το κόστος μιας τέτοιας εγκατάστασης;
- Πόσο ανταγωνιστικά είναι τέτοια συστήματα και ποιο είναι το πιο συμφέρον από οικονομικής άποψης;

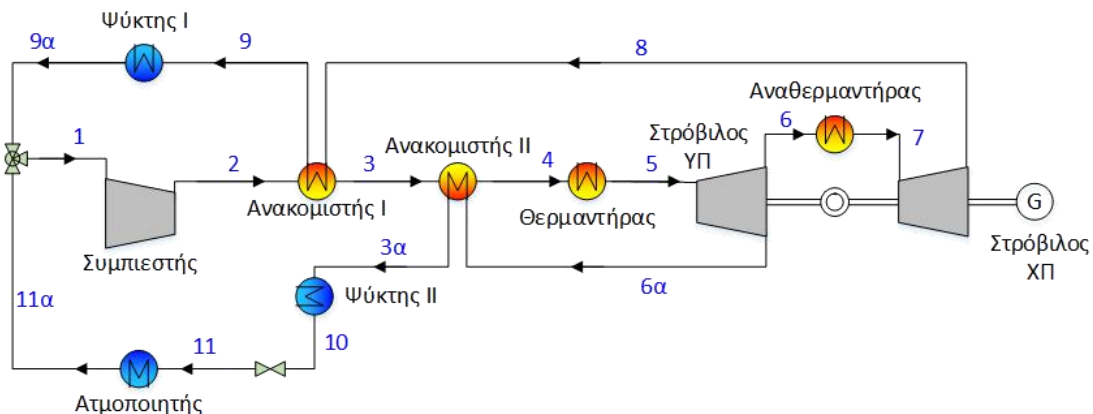


## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. Υπό μελέτη συστήματα

### 2.1 Σύστημα τριπαραγωγής με απλό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης

#### 2.1.1 Περιγραφή συστήματος

Το πρώτο σύστημα τριπαραγωγής που σχεδιάστηκε αποτελεί συνδυασμό κλειστού κύκλου Brayton με συμβατικό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης. Αρχικά, ελαφρώς υπέρθερμος ατμός εισέρχεται στον συμπιεστή (θέση 1, βλ. Εικ. 2.1) όπου έχουμε αύξηση της πίεσης από χαμηλή σε υψηλή (θέση 2). Έπειτα, το υπερκρίσιμο πλέον διοξείδιο του άνθρακα διέρχεται από δύο εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας (ανακομιστές, διεργασίες 3-4 και 4-5) ώστε να αυξηθεί η θερμοκρασία του και να μειωθεί η κατανάλωση ενέργειας στον θερμαντήρα που ακολουθεί (διεργασία 4-5). Μετά τον θερμαντήρα (θέση 5) το  $sCO_2$  οδηγείται στον στρόβιλο υψηλής πίεσης στον οποίο έχουμε την αποτόνωση μέχρι μία μέση πίεση (θέση 6), ώστε να γίνει η απομάστευση του ρεύματος που θα οδηγηθεί στον ψυκτικό κύκλο (θέση 6α). Το υπόλοιπο  $sCO_2$  επιστρέφει στον στρόβιλο μέσης πίεσης, έχοντας την δυνατότητα να αναθερμανθεί πρώτα (διεργασία 6-7), αν αυτό είναι αναγκαίο. Το ρευστό που απομαστεύτηκε περνάει από τον ανακομιστή II (διεργασία 6α-3α), ώστε να προσδώσει την θερμότητα του στο ρεύμα που εξέρχεται από τον συμπιεστή. Στην συνέχεια (θέση 3α), ψύχεται στον ψύκτη II (θέση 10) και διέρχεται από βαλβίδα όπου στραγγαλίζεται άεργα και αδιαβατικά και μετατρέπεται σε διφασικό μίγμα χαμηλής θερμοκρασίας (θέση 11). Το μίγμα αυτό, ατμοποιείται στον ατμοποιητή όπου έχουμε την παραγωγή ψυκτικής ισχύος. Το ρεύμα που εξέρχεται από τον στρόβιλο χαμηλής πίεσης αφού διέλθει από τον ανακομιστή I (διεργασία 8-9) και τον ψύκτη I (διεργασία 9-9α) ενώνεται με το ρεύμα που εξέρχεται από τον ατμοποιητή (θέση 11α) πριν εισέλθουν στον συμπιεστή για να κλείσει ο κύκλος του συστήματος (Εικ. 2.1).



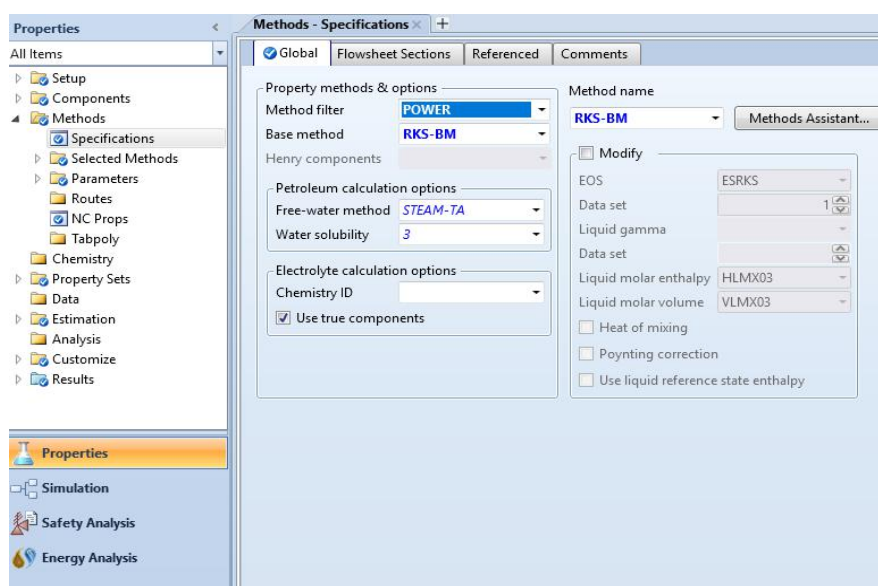
Εικ. 2.1. Σχηματική απεικόνιση του συστήματος τριπαραγωγής με απλό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης

Η διαφορά της παραγωγής και της κατανάλωσης ισχύος στους στρόβιλους και στον συμπιεστή, αντίστοιχα, δίνει την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από το σύστημα. Τα ποσά θερμότητας που αποβάλλονται στους ψύκτες μπορούν είτε εξ' ολοκλήρου είτε μερικώς να αξιοποιηθούν για την παραγωγή θέρμανσης και να μην απαιτείται απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον. Λόγω των υψηλών θερμοκρασιών του κύκλου, η πρόσδοση θερμότητας σε

αυτόν γίνεται με θερμικό έλαιο ή με τηγμένο άλας. Το σύστημα μπορεί να αξιοποιήσει ως πρωτογενή πηγή θερμότητας χημική, ηλιακή ή και πυρηνική ενέργεια. Η αξιοποίηση θερμότητας για παραγωγή θέρμανσης και η απόρριψη θερμότητας γίνεται με χρήση νερού, ενώ η ψυκτική ισχύς μπορεί να αποδοθεί είτε σε ρεύμα νερού είτε σε ρεύμα αέρα.

### 2.1.2 Μοντελοποίηση συστήματος στο Aspen Plus - Μέθοδος Επίλυσης

Η μοντελοποίηση του συστήματος έγινε με την βοήθεια του λογισμικού Aspen Plus. Η μέθοδος επίλυσης του κύκλου που επιλέχθηκε είναι οι εξισώσεις Redlich-Kwong-Soave με προσαρμογές Boston-Mathias, καθώς ενδείκνυται για εγκαταστάσεις παραγωγής ενέργειας, για εργαζόμενο μέσο διοξείδιο του άνθρακα και για όλα τα εύρη θερμοκρασιών και πιέσεων. Προσοχή, ωστόσο, πρέπει να δοθεί σε περιοχές γύρω από το κρίσιμο σημείο καθώς εκεί η ακρίβεια της μεθόδου μειώνεται δραστικά.

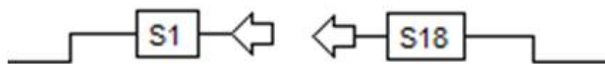


Εικ. 2.2. Καρτέλα επιλογής μεθόδου επίλυσης

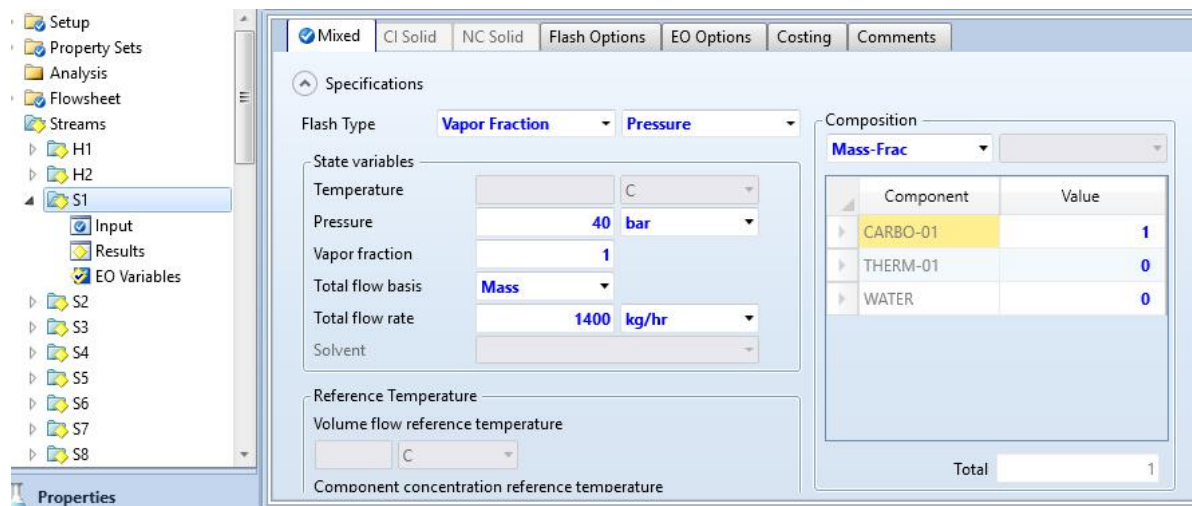
### 2.1.3 Μοντελοποίηση επιμέρους στοιχείων

#### I. Σημείο εκκίνησης

Το λογισμικό Aspen Plus επιλύει το σύστημα με μέθοδο διαδοχικών βημάτων. Για τον λόγο αυτό χρειάζεται ένα σημείο να οριστεί ως αφετηρία ώστε τα υπόλοιπα να προσδιοριστούν διαδοχικά. Το σύστημα που έχει σχεδιασθεί είναι κλειστού τύπου συνεπώς το σημείο εκκίνησης θα πρέπει να ταυτίζεται και με το τερματικό σημείο προκειμένου η μέθοδος να συγκλίνει και τα αποτελέσματα να είναι σωστά. Το σημείο αυτό που “σπάει” ο κλειστός κύκλος και έχουμε την εκκίνηση και τον τερματισμό της επίλυσης επιλέγεται να είναι πριν την είσοδο του ρευστού στον συμπιεστή. Στο σημείο αυτό πρέπει να ορισθούν και τα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου. Αυτά είναι τα συστατικά του, η σύσταση αυτών και η παροχή μάζας. Ως προς τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ορίζεται η πίεση και η θερμοκρασία καθώς στο σημείο υπάρχει υπέρθερμος ατμός.



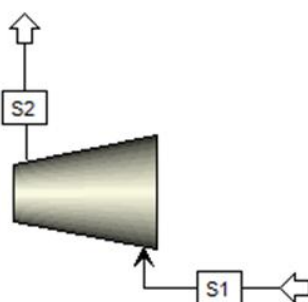
Εικ. 2.3. Σημείο εκκίνησης και τερματικό σημείο του συστήματος στο Aspen Plus



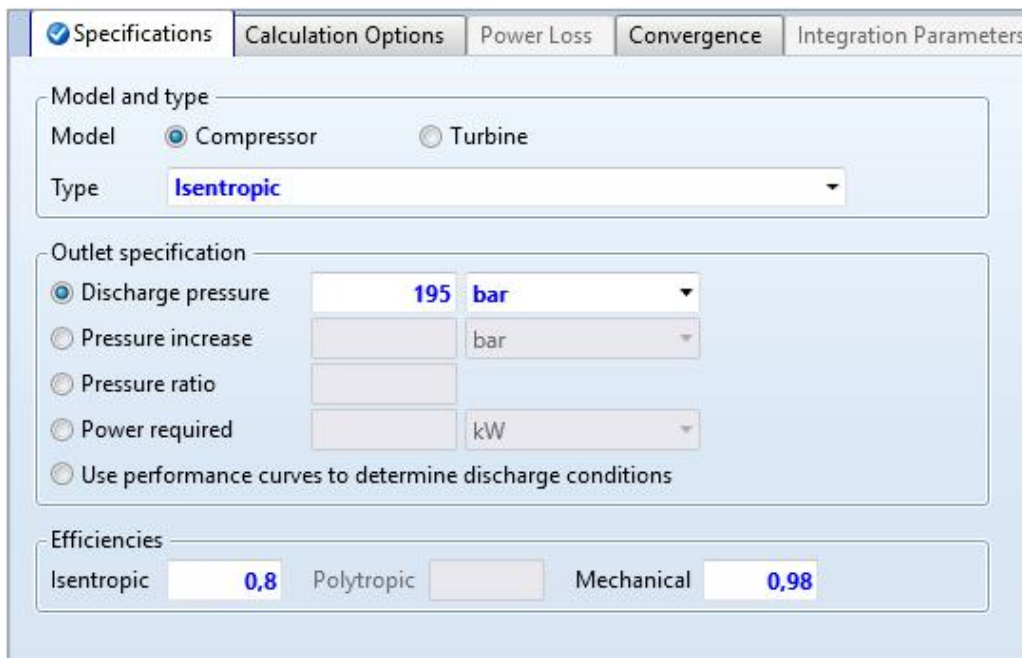
Εικ. 2.4. Καρτέλα σημείου εκκίνησης στο Aspen Plus

## II. Στροβιλομηχανές

Στο σύστημα υπάρχουν τρεις στροβιλομηχανές, δύο στρόβιλοι και ένας συμπιεστής. Ο συμπιεστής αυξάνει την πίεση από χαμηλή σε υψηλή, ο ένας στρόβιλος αποτονώνει το ρευστό από υψηλή σε μέση πίεση και ο άλλος από μέση σε χαμηλή. Και τα τρία στοιχεία λαμβάνονται έτοιμα από το λογισμικό τοποθετώντας την πίεση εξόδου, τον ισεντροπικό και τον μηχανικό βαθμό απόδοσης.



Εικ. 2.5. Μοντέλο συμπιεστή στο Aspen Plus



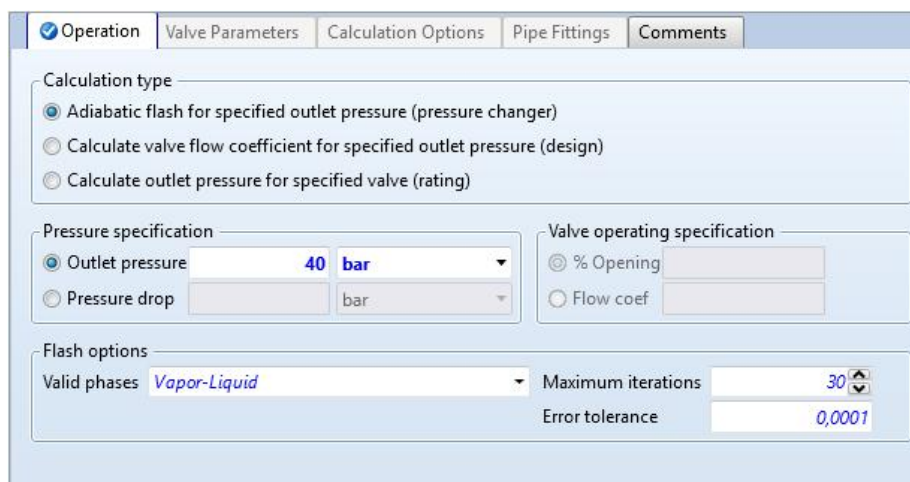
Εικ. 2.6. Καρτέλα συμπιεστή στο Aspen Plus

### III. Στραγγαλιστική βαλβίδα

Η στραγγαλιστική βαλβίδα χρησιμοποιείται στον ψυκτικό κύκλο για να γίνει πτώση της πίεσης. Λειτουργεί άεργα και αδιαβατικά, επομένως και ισηθαλπικά. Στην μοντελοποίηση χρησιμοποιείται έτοιμη βαλβίδα από τις βιβλιοθήκες του λογισμικού. Ο τρόπος επίλυσης που επιλέγεται είναι μέσω αδιαβατικής μεταβολής, ορίζοντας την πίεση εξόδου από την βαλβίδα.



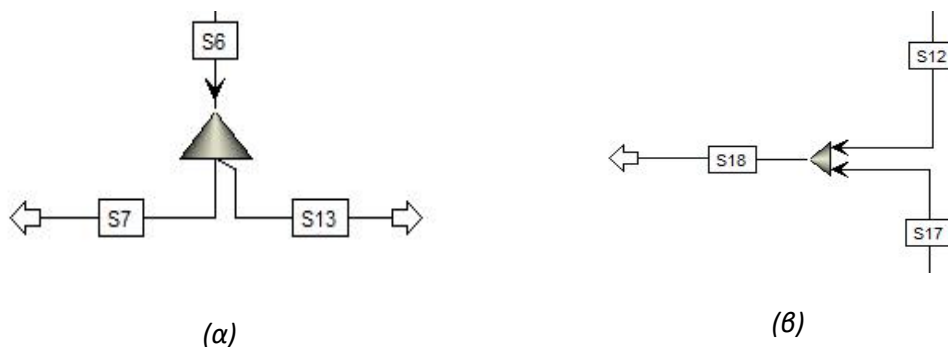
Εικ. 2.7. Μοντέλο στραγγαλιστικής βαλβίδας στο Aspen Plus



Εικ. 2.8. Καρτέλα στραγγαλιστικής βαλβίδας στο Aspen Plus

#### IV. Αναμείκτες / Διαχωριστές

Μετά τον στρόβιλο υψηλής πίεσης το ρεύμα χωρίζεται σε δύο τα οποία ξαναενώνονται πριν την είσοδο στον στρόβιλο. Αυτό μοντελοποιείται με έναν διαχωριστή και έναν αναμείκτη, οι οποίοι λαμβάνονται έτοιμοι από το Aspen Plus. Στον διαχωριστή ορίζεται η αναλογία μάζας των ρευμάτων που διαχωρίζονται, και με ποια σειρά επιλύονται τα ρεύματα, ενώ στον αναμείκτη αρκεί η πίεση ανάμειξης.



Εικ. 2.9. Μοντέλο (α) διαχωριστή και (β) αναμείκτη στο Aspen Plus

Stream	Specification	Basis	Value	Units	Key Comp No	Stream order
S7	Split fraction		0.7			1
S13						2

Εικ. 2.10. Καρτέλα διαχωριστή στο Aspen Plus

The screenshot shows the 'Flash Options' card in the Aspen Plus software. It contains the following fields:

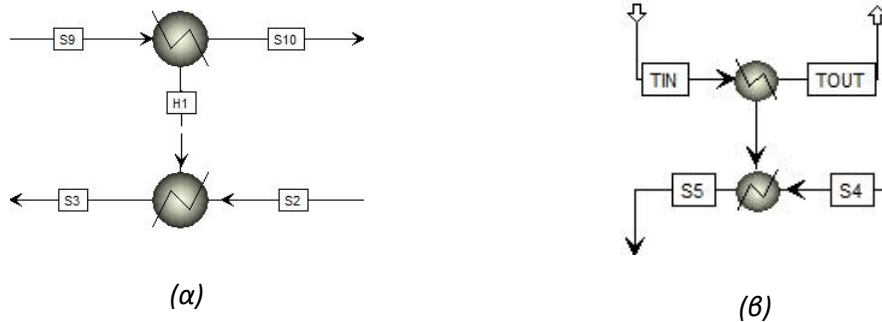
- Mixer specifications:**
  - Pressure: 40 bar
  - Valid phases: Vapor-Liquid
- Temperature estimate:** C
- Convergence parameters:**
  - Maximum iterations: 30
  - Error tolerance: 0,0001

Εικ. 2.11. Καρτέλα αναμείκτη στο Aspen Plus

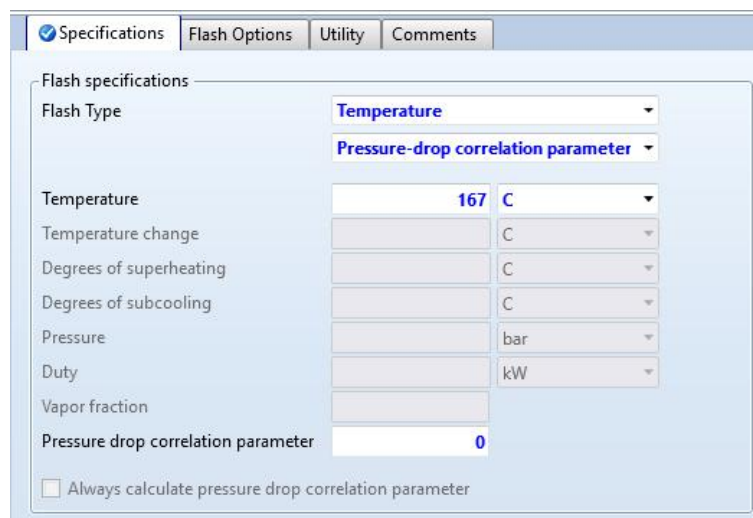
#### V. Εναλλάκτες θερμότητας

Από τα σημαντικότερα στοιχεία του συστήματος είναι οι εναλλάκτες θερμότητας. Μπορούν να διακριθούν σε δύο εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας (ανακομιστές), έναν ατμοποιητή, δύο θερμαντήρες και δύο ψύκτες. Στους ανακομιστές και τα δύο ρεύματα είναι εντός του κύκλου και αποσκοπούν στην ανάκτηση θερμότητας. Αντίθετα, στον ατμοποιητή, στους θερμαντήρες και τους ψύκτες υπάρχει και εξωτερικό ρεύμα προκειμένου να γίνει πρόσδοση και αποβολή θερμότητας, αντίστοιχα. Τα εξωτερικά ρεύματα πρέπει να ορισθούν όπως το σημείο εκκίνησης, δηλαδή παροχή, πίεση, θερμοκρασία και από ποια στοιχεία αποτελείται. Παρά το γεγονός ότι το λογισμικό Aspen Plus έχει έτοιμους εναλλάκτες δύο ρευμάτων, προτιμάται να μοντελοποιηθούν με δύο θερμαντικά στοιχεία τα οποία συνδέονται με ροή θερμότητας από το ένα προς το άλλο. Και στα δύο θερμαντικά

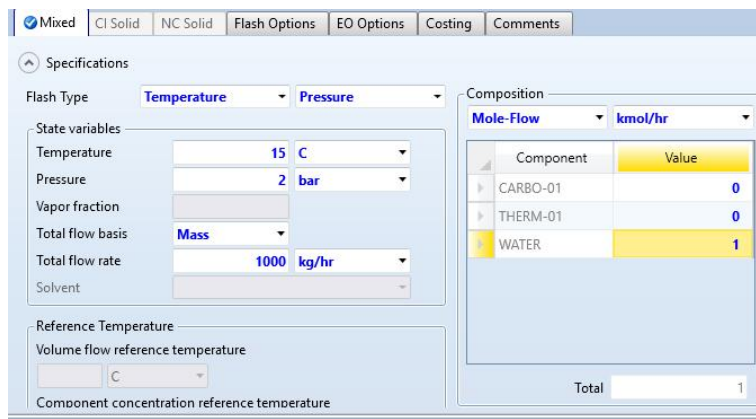
στοιχεία επιλέγεται ο συντελεστής πτώσης πίεσης (ή η πίεση εξόδου) ενώ στο ένα πρέπει να ορισθεί και η θερμοκρασία εξόδου από το θερμαντικό στοιχείο. Στους ανακομιστές αυτή επιλέγεται έτσι ώστε η διαφορά θερμοκρασίας εξόδου θερμού ρεύματος και εισόδου ψυχρού ρεύματος να ισούται με το pinch point του εναλλάκτη. Στους υπόλοιπους εναλλάκτες επιλέγεται η θερμοκρασία που επιθυμούμε να πετύχουμε στο συγκεκριμένο σημείο του κύκλου. Στον ατμοποιητή δεν χρησιμοποιείται θερμοκρασία εξόδου από το θερμαντικό στοιχείο αλλά ορίζεται ότι η έξοδος είναι κορεσμένος ατμός.



Εικ. 2.12. Μοντέλο (α) ανακομιστή και (β) θερμαντήρα στο Aspen Plus



Εικ. 2.13. Καρτέλα ενός από τους θερμαντήρες του ανακομιστή στο Aspen Plus

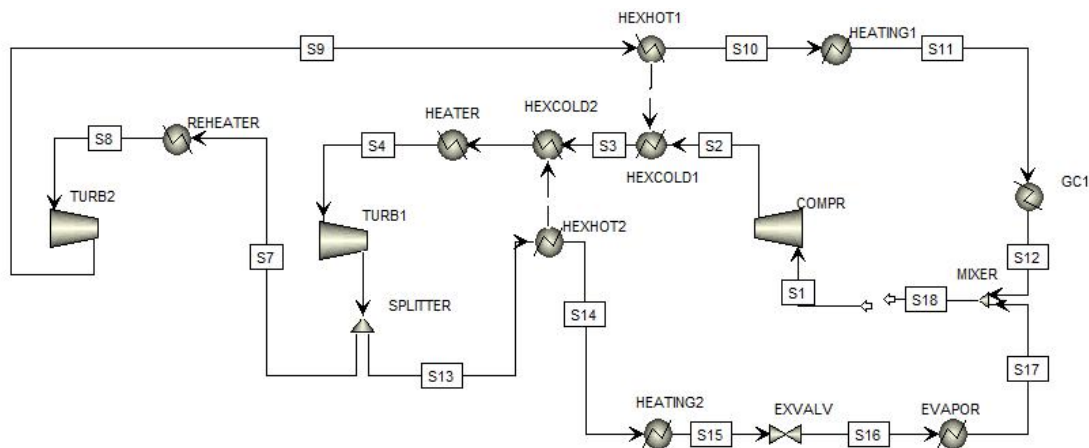


Εικ. 2.14. Καρτέλα νερού εισόδου στον ψύκτη στο Aspen Plus



### 2.1.4 Πλήρες μοντέλο συστήματος

Το πλήρες μοντέλο του συστήματος φαίνεται στην Εικ. 2.15. Το ρεύμα που εξέρχεται από τον δεύτερο στρόβιλο, μετά την ανάκτηση θερμότητας, μοντελοποιείται με ψύξη σε δύο στάδια. Αυτό συμβαίνει για να υπάρχει μεγαλύτερη ευελιξία στο σύστημα και να μπορεί να διαχωριστεί η εκμεταλλεύσιμη για θέρμανση θερμότητα (heating 1) με αυτήν που απορρίπτεται στο περιβάλλον (gas cooler 1). Στην εικόνα, για λόγους απλότητας, δεν φαίνονται τα δευτερεύοντα ρεύματα των εναλλακτών.



Εικ. 2.15. Μοντέλο συστήματος τριπαραγωγής με κλασικό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης στο Aspen Plus

### 2.1.5 Συνθήκες λειτουργίας και αποτελέσματα ανάλυσης

Παράλληλα με την μοντελοποίηση του κύκλου, γίνεται και η εκλογή των βασικών παραμέτρων λειτουργίας του συστήματος. Αρχικά, η πρόσδοση θερμότητας γίνεται χρησιμοποιώντας ως ενδιάμεσο μέσο τηγμένο άλας το οποίο αποτελείται από 60% νιτρικό νάτριο και 40% νιτρικό κάλιο. Η θερμοκρασία του άλατος είναι 505 °C, προκειμένου η υψηλή θερμοκρασία του κύκλου να φτάσει τους 500 °C, δεδομένου και του pinch point του εναλλάκτη θερμότητας. Αντίστοιχα, η ψύξη του ρεύματος sCO<sub>2</sub>, πριν την είσοδο του στον συμπιεστή, γίνεται με χρήση νερού ώστε να περιοριστεί το μέγεθος του ψύκτη. Ένα ακόμα θετικό του νερού, ως μέσο ψύξης, είναι ότι η θερμοκρασία του νερού δικτύου παρουσιάζει μικρότερη διακύμανση μέσα στον χρόνο από τον αέρα περιβάλλοντος και ότι μετά την πρόσληψη θερμότητας μπορεί απευθείας να χρησιμοποιηθεί ως ζεστό νερό χρήσης. Η θερμοκρασία σχεδιασμού είναι 17 °C και το κύριο ρεύμα ψύχεται ως τους 20°C. Μία ακόμα σημαντική θερμοκρασία στα συστήματα τριπαραγωγής είναι η θερμοκρασία παραγωγής ψύξης, η οποία επιλέγεται να είναι 5 °C, με την θερμότητα να απορροφάται από νερό 17 °C. Στο συγκεκριμένο σύστημα η θερμοκρασία αυτή ορίζει και την χαμηλή πίεση του κύκλου. Έτσι, η πίεση εισόδου στον συμπιεστή ισούται με την πίεση κορεσμού στους 5 °C. Στην έξοδο του συμπιεστή εκλέγεται να έχουμε υψηλή πίεση ίση με 195 bar και ενδιάμεση πίεση μεταξύ των συμπιεστών 88 bar. Η τιμή αυτή λαμβάνεται διότι σε αυτήν λαμβάνει χώρα η αλλαγή κυρτότητας της ισοθερμοκρασιακής καμπύλης των 35 °C στο διάγραμμα p-h του CO<sub>2</sub>, θερμοκρασία στην οποία εισέρχεται το ρεύμα στην στραγγαλιστική βαλβίδα. Στην αλλαγή κυρτότητας αναμένεται να εμφανίζεται ο μέγιστος εξεργειακός βαθμός απόδοσης, κάτι που εξετάζεται έπειτα στην ανάλυση ευαισθησίας. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης όλων των στροβιλομηχανών θεωρείται ίσος με 80%, ενώ ο λόγος απομάστευσης προς τον

ψυκτικό κύκλο λαμβάνεται ίσος με 0,3. Οι ανακομιστές λαμβάνεται ότι λειτουργούν με pinch point 5°C και με πτώση πίεσης στα ρεύματα ίση με 1%. Ίδια πτώση πίεσης έχουν και οι υπόλοιποι εναλλάκτες θερμότητας. Η πτώση αυτή, αν και φαίνεται μικρή, επηρεάζει αρκετά τα αποτελέσματα, καθώς οι πιέσεις του κύκλου είναι ψηλές και το 1% συνεπάγεται πτώσεις πίεσης έως και 2 bar, ενώ η επιρροή του στον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης του κύκλου φτάνει έως και 2%. Τέλος, ο ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης λαμβάνεται συνολικά στο σύστημα 98%.

Πιν. 2.1. Συνθήκες λειτουργίας συστήματος τριπαραγωγής

Μέγεθος	Μονάδες	Τιμή
Υψηλή θερμοκρασία	°C	500
Χαμηλή θερμοκρασία	°C	20
Υψηλή πίεση	bar	195
Πίεση απομάστευσης	bar	88
Λόγος απομάστευσης	-	0,3
Θερμοκρασία Ψύξης	°C	5
Pinch point ανακομιστών	°C	5
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες	%	1
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων	%	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών	%	80
Ηλεκτρομηχανικός β.α.	%	98
Παροχή μάζας CO <sub>2</sub>	kg/s	2,333
Παροχή μάζας άλατος στον θερμαντήρα	kg/s	2,333
Παροχή μάζας άλατος στον αναθερμαντήρα	kg/s	1,583
Παροχή μάζας νερού στον ψύκτη I	kg/s	0,917
Παροχή μάζας νερού στον ψύκτη II	kg/s	1,083
Παροχή μάζας νερού στον ατμοποιητή	kg/s	2,167

Τοποθετώντας τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος στο μοντέλο που σχεδιάστηκε στο λογισμικό Aspen Plus λαμβάνουμε ως αποτέλεσμα τα θερμοδυναμικά μεγέθη που φαίνονται στον πίνακα που ακολουθεί.

Πιν. 2.2. Θερμοδυναμικά μεγέθη των σημείων του συστήματος τριπαραγωγής

Σημείο	Εργαζόμενο Μέσο	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)	vf (%)
1	CO <sub>2</sub>	15,18	40	-8999,46	-0,7840	195,536	1
2	CO <sub>2</sub>	166,89	195	-8897,96	-0,7372	283,08	1
3	CO <sub>2</sub>	310,57	193,05	-8701,66	-0,3645	363,24	1
4	CO <sub>2</sub>	340,11	191,12	-8663,91	-0,2864	381,603	1
5	CO <sub>2</sub>	500,00	189,22	-8464,15	-0,3477	494,443	1
6	CO <sub>2</sub>	423,04	88	-8551,16	-0,2826	397,991	1
7	CO <sub>2</sub>	423,04	88	-8551,16	-0,2826	397,991	1
8	CO <sub>2</sub>	500,00	87,12	-8459,55	0,0089	451,818	1
9	CO <sub>2</sub>	424,96	40,8	-8544,1	0,0405	358,115	1
10	CO <sub>2</sub>	171,89	40,4	-8824,52	-0,2977	225,494	1
11	CO <sub>2</sub>	20,00	40	-8992,85	-0,7613	195,367	1
12	CO <sub>2</sub>	20,00	40	-8992,85	-0,7613	195,367	1
13	CO <sub>2</sub>	423,04	88	-8551,16	-0,2826	397,991	1
14	CO <sub>2</sub>	315,57	87,12	-8677,03	-0,1539	330,089	1
15	CO <sub>2</sub>	35,00	86,25	-9126,35	-1,2837	217,629	1
16	CO <sub>2</sub>	5,00	40	-9126,35	-1,2392	204,374	0,48
17	CO <sub>2</sub>	5,00	40	-9014,89	-0,8385	196,358	1

18	CO <sub>2</sub>	15,18	40	-8999,46	-0,7840	195,536	1
19	Νερό	17,00	1,3	-16072,8	-9,6188	0,56496	0
20	Νερό	9,54	1,3	-16108,8	-9,7445	2,04178	0
21	Νερό	17,00	1,3	-16072,8	-9,6188	0,56496	0
22	Νερό	79,28	1,3	-15772,9	-8,6823	21,2946	0
23	Νερό	17,00	1,3	-16072,8	-9,6188	0,56496	0
24	Νερό	77,29	1,3	-15782,5	-8,7097	19,8372	0
25	Τηγμένο άλας	505,00	1,3	-314,451	0,1760	249,08	0
26	Τηγμένο άλας	431,28	1,3	-408,962	0,0484	192,612	0
27	Τηγμένο άλας	505,00	1,3	-314,451	0,1760	249,08	0
28	Τηγμένο άλας	349,00	1,3	-514,202	-0,1105	134,738	0

Χρησιμοποιώντας τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των σημείων του συστήματος μπορούν να υπολογιστούν και τα ενεργειακά μεγέθη.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

$$\dot{W}_{t_1} = \eta_{elmech} \cdot \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_5 - h_6) \quad (2.2)$$

$$\dot{W}_{t_2} = \eta_{elmech} \cdot \dot{m}_{CO_2} \cdot 0,7 \cdot (h_8 - h_9) \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_{heater} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_5 - h_4) \quad (2.4)$$

$$\dot{Q}_{reheater} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_8 - h_7) \quad (2.5)$$

$$\dot{Q}_{gc_1} = \dot{m}_{CO_2} \cdot 0,7 \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_{gc_2} = \dot{m}_{CO_2} \cdot 0,3 \cdot (h_{14} - h_{15}) \quad (2.7)$$

$$\dot{Q}_{hex_1} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_3 - h_2) \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}_{hex_2} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_4 - h_3) \quad (2.9)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{t_2} + \dot{W}_{t_1} - \dot{W}_c \quad (2.10)$$

$$\dot{Q}_{total\_heater} = \dot{Q}_{heater} + \dot{Q}_{reheater} \quad (2.11)$$

$$\dot{Q}_{total\_heating} = \dot{Q}_{gc1} + \dot{Q}_{gc2} \quad (2.12)$$

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{m}_{CO_2} \cdot 0,3 \cdot (h_{17} - h_{16}) \quad (2.13)$$

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{total\_heating}} \quad (2.14)$$

Έτσι, προκύπτουν τα ενεργειακά αποτελέσματα που φαίνονται στον Πιν. 2.3.

Πιν. 2.3. Ενεργειακά μεγέθη συστήματος τριπαραγωγής

Μέγεθος	Μονάδες	Τιμή
$W_c$	kW	236,83
$W_{t1}$	kW	203,02
$W_{t2}$	kW	138,10
$Q_{heater}$	kW	466,11
$Q_{reheater}$	kW	149,63
$Q_{gc1}$	kW	274,94
$Q_{gc2}$	kW	314,52
$Q_{hex1}$	kW	458,03
$Q_{hex2}$	kW	88,08
$W_{net}$	kW	97,47
$Q_{total\_heater}$	kW	615,77
$Q_{total\_heating}$	kW	589,46
$Q_{cooling}$	kW	78,02
$w_{net}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	41,71
$q_{total\_heater}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	263,89
$q_{total\_heating}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	252,63
$q_{cooling}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	33,44
$\eta_{el}$	-	0,158
$\eta_{ex}$	-	0,395

Οι εξεργειακές απώλειες αποτελούν άθροισμα των εξεργειακών απωλειών των επιμέρους στοιχείων του συστήματος οι οποίες μπορούν να υπολογιστούν.

Στον συμπιεστή οι εξεργειακές απώλειες υπολογίζονται ως η διαφορά της αύξησης της εξέργειας με την κατανάλωση ισχύος

$$\Delta Ex_c = \dot{m}_c \cdot (ex_{out} - ex_{in}) - \dot{W}_c \quad (2.15)$$

Αντίστοιχα, στον στρόβιλο οι εξεργειακές απώλειες δείχνουν την διαφορά της παραγόμενης ισχύος με την μείωση της εξέργειας στο ρεύμα:

$$\Delta Ex_T = \dot{W}_T - \dot{m}_T \cdot (ex_{in} - ex_{out}) \quad (2.16)$$

Στους εναλλάκτες θερμότητας υπολογίζονται ως η διαφορά της πτώσης εξέργειας στο θερμό ρεύμα με την αύξηση της εξέργειας στο ψυχρό

$$\Delta Ex_{hex} = \dot{m}_{hot} \cdot (ex_{hot\_in} - ex_{hot\_out}) - \dot{m}_{cold} \cdot (ex_{cold\_out} - ex_{cold\_in}) \quad (2.17)$$

Εξεργειακές απώλειες υπάρχουν και στην στραγγαλιστική βαλβίδα καθώς έχουμε πτώση εξέργειας χωρίς να γίνει συναλλαγή ενέργειας

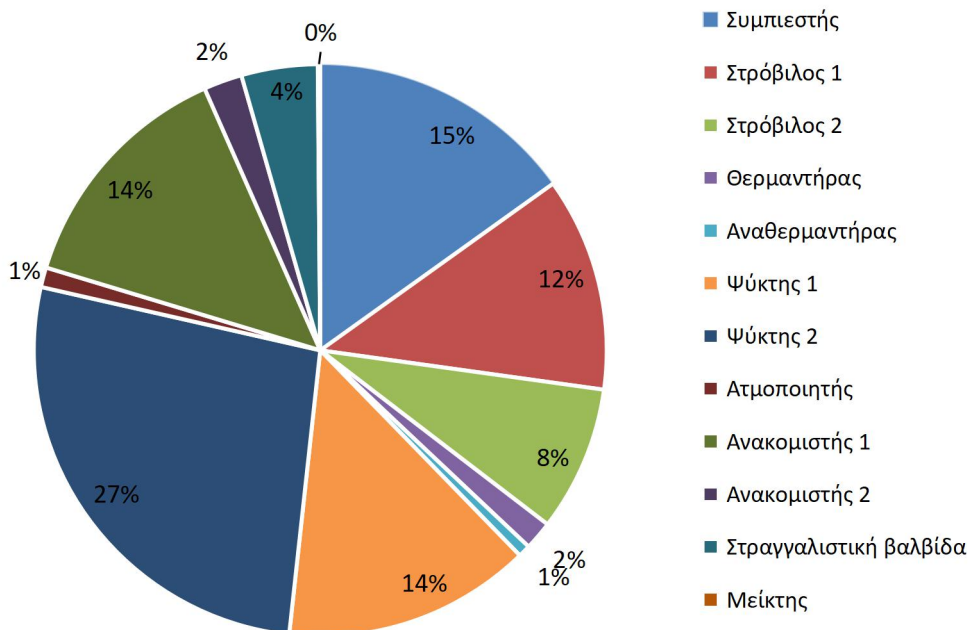
$$\Delta Ex_{exp/v} = \dot{m}_{exp/v} \cdot (ex_{in} - ex_{out}) \quad (2.18)$$

Τέλος, απώλειες δεν έχουμε στον διαχωριστή αλλά έχουμε στον αναμείκτη λόγω των διαφορετικών θερμοκρασιών των ρευμάτων

$$\Delta Ex_{mix} = \dot{m}_{in_1} \cdot ex_{in_1} + \dot{m}_{in_2} \cdot ex_{in_2} - \dot{m}_{out} \cdot ex_{out} \quad (2.19)$$

Πιν. 2.4. Εξεργειακές απώλειες επιμέρους στοιχείων συστήματος τριπαραγωγής

Συνιστώσα	Εξεργειακές Απώλειες (kW)
Συμπιεστής	32,5640
Στρόβιλος ΥΠ	26,0918
Στρόβιλος ΧΠ	17,7119
Θερμαντήρας	3,5047
Αναθερμαντήρας	1,4902
Ψύκτης I	30,2053
Ψύκτης II	57,8437
Ατμοποιητής	2,4114
Ανακομιστής I	29,5743
Ανακομιστής II	4,6844
Στραγγαλιστική βαλβίδα	9,2785
Αναμείκτης	0,2994
Άθροισμα	215,6596



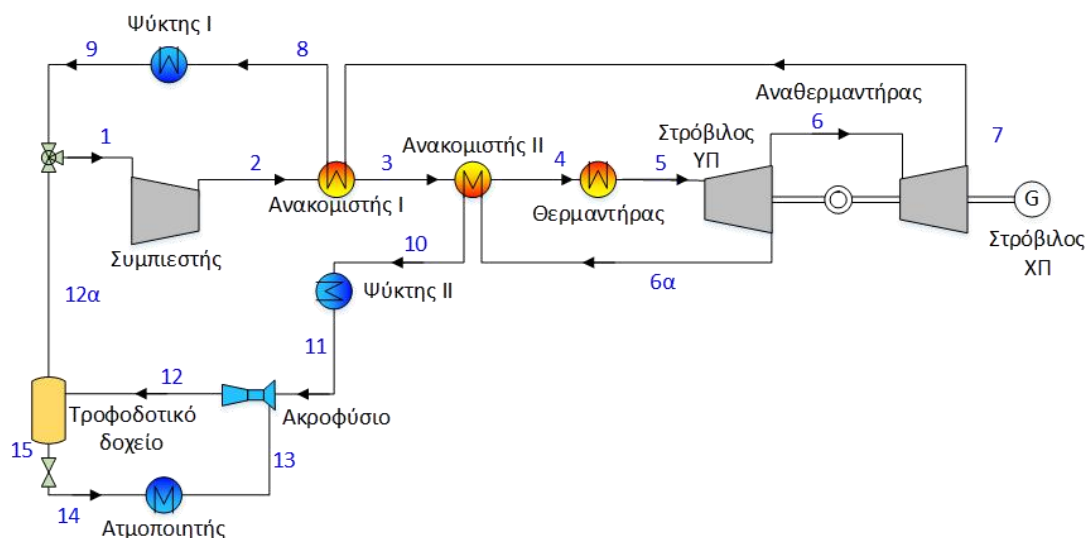
Εικ. 2.16. Αναπαράσταση εξεργειακών απωλειών συστήματος τριπαραγωγής

## 2.2 Σύστημα τριπαραγωγής με ψυκτικό κύκλο με ακροφύσιο (ejector)

### 2.2.1 Περιγραφή συστήματος.

Το συγκεκριμένο σύστημα αποτελεί συνδυασμό κλειστού κύκλου Brayton με ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης με ακροφύσιο (ejector). Σε αντίθεση με το προηγούμενο σύστημα το διοξείδιο του άνθρακα εισέρχεται στον συμπιεστή σε κατάσταση κορεσμένου ατμού (θέση 1). Έπειτα, διέρχεται από δύο εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας, όπου αυξάνεται η θερμοκρασία του και καταλήγει στον θερμαντήρα (διεργασία 4-5) όπου γίνεται η πρόσδοση θερμότητας. Μετά τον θερμαντήρα, το  $sCO_2$  αποτονώνεται μέχρι μια μέση πίεση στον στρόβιλο υψηλής πίεσης (θέση 6) πριν διαχωριστεί σε δύο επιμέρους ρεύματα. Το ένα (θέση 6α) προσδίδει θερμότητα στο ρεύμα που εξέρχεται από τον συμπιεστή μέσω του ανακομιστή II και ψύχεται περαιτέρω στον ψύκτη II (διεργασία 10-11) για να καταλήξει στο ακροφύσιο του ψυκτικού κύκλου. Στον ψυκτικό κύκλο, το ρεύμα υψηλής πίεσης που προέρχεται από τον κύκλο Brayton ενώνεται με το ρεύμα χαμηλής πίεσης που εξέρχεται από τον ατμοποιητή (θέση 13) στο ακροφύσιο με αποτέλεσμα να δημιουργηθεί διφασικό μίγμα μέσης πίεσης (θέση 12). Το μίγμα αυτό διαχωρίζεται σε κορεσμένο υγρό (θέση 15) και κορεσμένο ατμό (θέση 12α) αντίστοιχα στο τροφοδοτικό δοχείο. Το κορεσμένο υγρό οδηγείται στον ατμοποιητή όπου έχουμε την παραγωγή ψύξης για να κλείσει ο ψυκτικός κύκλος. Το άλλο ρεύμα του κύκλου Brayton (θέση 6) οδηγείται σε στρόβιλο χαμηλής πίεσης για την παραγωγή επιπλέον ηλεκτρικής ενέργειας. Αρχικά, μεταξύ των δύο στρόβιλων υπήρχε δυνατότητα αναθέρμανσης, ωστόσο επειδή δεν προσέφερε βελτίωση των ενεργειακών αποτελεσμάτων αφαιρέθηκε. Ο κύριος λόγος που συμβαίνει αυτό είναι ο μικρός λόγος πίεσης στον δεύτερο στρόβιλο καθώς η πίεση εισόδου στον συμπιεστή δεν ταυτίζεται με την πίεση ατμοποίησης αλλά είναι σημαντικά μεγαλύτερη. Μετά τον δεύτερο

στρόβιλο (θέση 7), το ρεύμα αποδίδει θερμότητα στον ανακομιστή I (διεργασία 7-8) και ψύχεται στον ψύκτη I (διεργασία 8-9). Τέλος, το ρεύμα αυτό ενώνεται με τον κορεσμένο ατμό που εξέρχεται από το τροφοδοτικό δοχείο και εισέρχονται στον συμπιεστή για να κλείσει ο κύκλος του συστήματος.



Εικ. 2.17. Σχηματική απεικόνιση του συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο

Όπως και στο προηγούμενο σύστημα, η περίσσεια παραγωγής ενέργειας στους στρόβιλους σε σχέση με την κατανάλωση στον συμπιεστή έχει ως αποτέλεσμα την παραγωγή ωφέλιμης ηλεκτρικής ενέργειας, ενώ η θερμότητα που αποβάλλεται στους ψύκτες αξιοποιείται για την παραγωγή θέρμανσης. Λόγω των υψηλών θερμοκρασιών, η πρόσδοση θερμότητας στον κύκλο γίνεται και πάλι μέσω θερμικών ελαίων ή τηγμένου άλατος, ενώ η αποβολή θερμότητας γίνεται σε νερό. Τέλος, το δευτερεύον ρεύμα στον ατμοποιητή μπορεί να είναι είτε νερό είτε αέρα.

### 2.2.2 Μοντελοποίηση συστήματος στο Aspen Plus - Μέθοδος Επίλυσης.

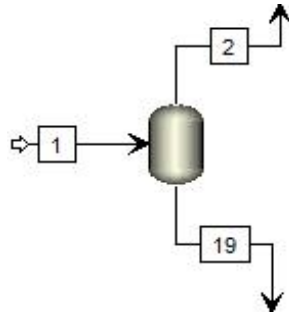
Όπως και στο προηγούμενο σύστημα η μοντελοποίηση του συστήματος έγινε με την βοήθεια του λογισμικού Aspen Plus και η μέθοδος επίλυσης του κύκλου που επιλέχθηκε είναι οι εξισώσεις Redlich-Kwong-Soave με προσαρμογές Boston-Mathias.

### 2.2.3 Μοντελοποίηση επιμέρους στοιχείων

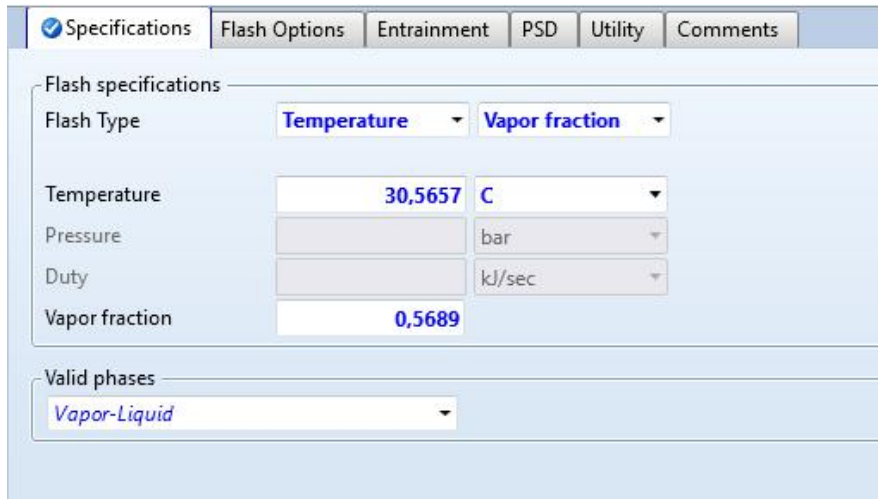
Τα επιμέρους στοιχεία του συστήματος μοντελοποιούνται με τρόπο όμοιο με το προηγούμενο σύστημα. Η διαφορά έγκειται στην ύπαρξη και νέων στοιχείων όπως το τροφοδοτικό δοχείο και το ακροφύσιο. Επιπρόσθετα το σημείο που γίνεται το “σπάσιμο” σε εκκίνηση και τερματισμό είναι πριν το τροφοδοτικό δοχείο σε αντίθεση με το προηγούμενο σύστημα, όπου ήταν πριν την είσοδο στον συμπιεστή.

#### I. Τροφοδοτικό δοχείο

Στο τροφοδοτικό δοχείο εισέρχεται διφασικό μίγμα και διαχωρίζεται σε κορεσμένο υγρό και κορεσμένο ατμό. Η μοντελοποίηση του γίνεται με στοιχείο έτοιμο από την βιβλιοθήκη του Aspen Plus. Στο στοιχείο αυτό ορίζεται η θερμοκρασία και η ποιότητα του διφασικού μίγματος τα οποία ταυτίζονται με αυτά του ρεύματος εισόδου στο τροφοδοτικό δοχείο.



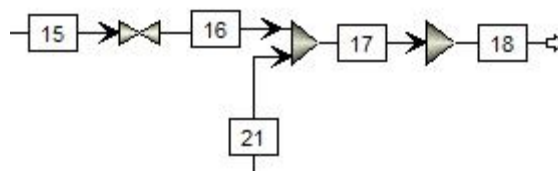
Εικ. 2.18. Μοντέλο τροφοδοτικού δοχείου στο Aspen Plus



Εικ. 2.19. Καρτέλα τροφοδοτικού δοχείου στο Aspen Plus

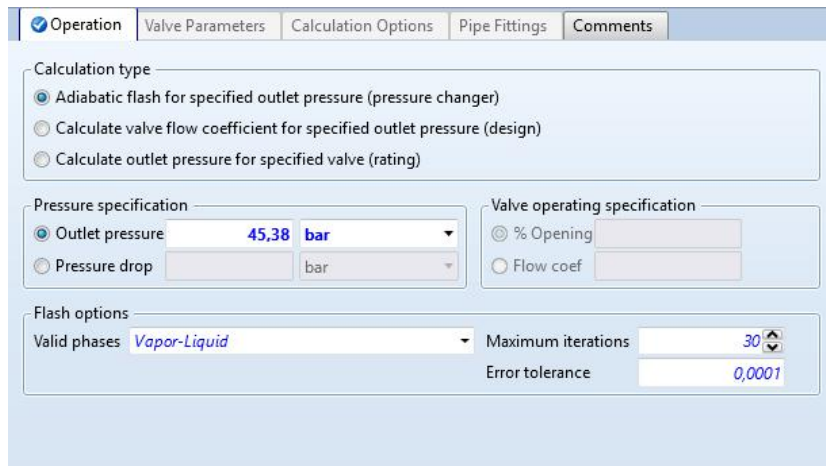
## II. Ακροφύσιο (ejector)

Στο ακροφύσιο εισέρχεται ένα ρεύμα κορεσμένου διοξειδίου του άνθρακα χαμηλής πίεσης προερχόμενο από τον ατμοποιητή και ένα ρεύμα υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα υψηλής πίεσης προερχόμενο από τον στρόβιλο ΥΠ. Τα ρεύματα αυτά αναμειγνύονται και προκύπτει διφασικό μίγμα μέσης πίεσης. Το Aspen Plus δεν διαθέτει έτοιμο ακροφύσιο συνεπώς αυτός μοντελοποιείται από επιμέρους στοιχεία. Αρχικά, η πτώση πίεσης του ρεύματος υψηλής πίεσης μοντελοποιείται με στραγγαλιστική βαλβίδα. Έπειτα, έχουμε την ανάμειξη των δύο ρευμάτων σε χαμηλή πίεση. Το τελευταίο κομμάτι που λειτουργεί ως διαχύτης μοντελοποιείται και αυτό με αναμείκτη, στον οποίο έχουμε ως είσοδο το αναμειγμένο ρευστό χαμηλής πίεσης και ορίζεται ως πίεση εξόδου η μέση πίεση.

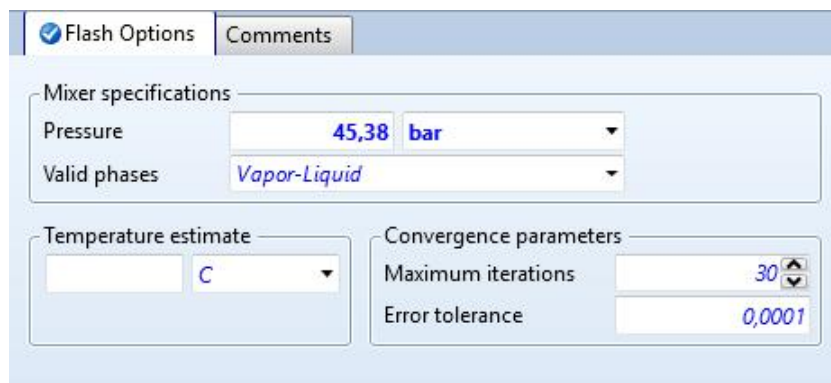


Εικ. 2.20. Μοντέλο ακροφυσίου στο Aspen Plus

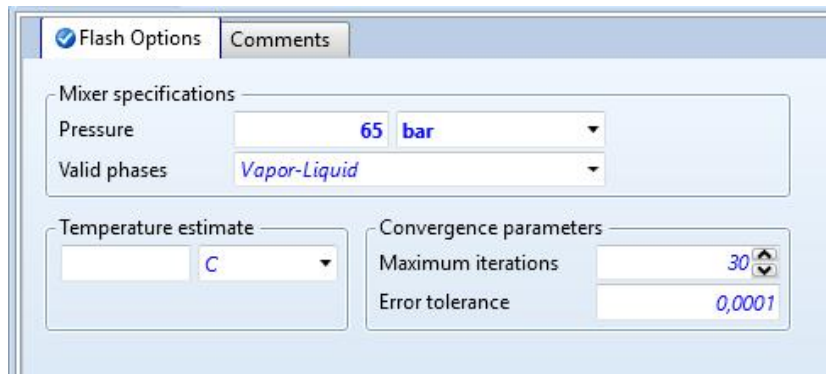




Εικ. 2.21. Καρτέλα στραγγαλιστικής βαλβίδας στο μοντέλο του ακροφυσίου στο Aspen Plus.



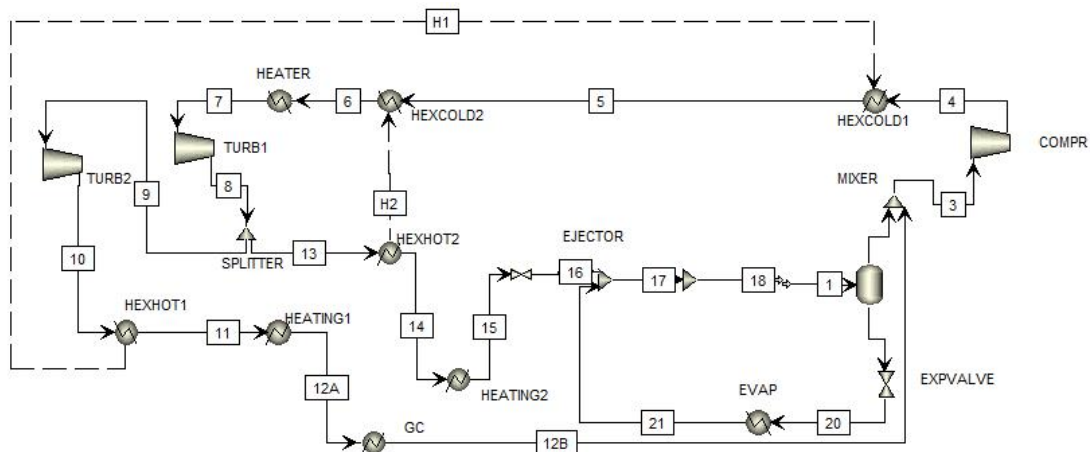
Εικ. 2.22. Καρτέλα πρώτου αναμείκτη στο μοντέλο του ακροφυσίου στο Aspen Plus.



Εικ. 2.23. Καρτέλα δεύτερου αναμείκτη στο μοντέλο του ακροφυσίου στο Aspen Plus.

## 2.2.4 Πλήρες μοντέλο συστήματος

Το πλήρες μοντέλο του συστήματος φαίνεται στην Εικ. 2.24. Όπως και στο προηγούμενο σύστημα, το ρεύμα που εξέρχεται από τον δεύτερο στρόβιλο, μετά την ανάκτηση θερμότητας, μοντελοποιείται με ψύξη σε δύο στάδια για να υπάρχει μεγαλύτερη ευελιξία στο σύστημα και να μπορεί να διαχωριστεί η εκμεταλλεύσιμη, για θέρμανση, θερμότητα (heating 1) με αυτήν που απορρίπτεται στο περιβάλλον (gas cooler). Στην εικόνα δεν φαίνονται τα δευτερεύοντα ρεύματα των εναλλακτών, από τα οποία απορροφάται η θερμότητα στους θερμαντήρες και τον ατμοποιητή ή στα οποία αποβάλλεται στους ψύκτες.



Εικ. 2.24. Πλήρες μοντέλο συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο στο Aspen Plus

### 2.2.5 Συνθήκες λειτουργίας και αποτελέσματα ανάλυσης

Στο σύστημα τριπαραγωγής με χρήση ακροφυσίου οι περισσότερες συνθήκες λειτουργίας επιλέγονται παρόμοιες με το αντίστοιχο σύστημα χωρίς ακροφύσιο. Η πρόσδοση θερμότητας γίνεται με τηγμένο άλας (60% νιτρικό νάτριο, 40% νιτρικό κάλιο) 550 °C και στους ψύκτες έχουμε υδρόψυξη με νερό 17 °C. Η κύρια διαφορά είναι ότι λόγω της ύπαρξης του ακροφυσίου, η πίεση ατμοποίησης στον ατμοποιητή δεν ισούται με την πίεση εισόδου στον συμπιεστή, η οποία είναι μεγαλύτερη. Αυτό έχει και ως αποτέλεσμα η θερμοκρασία εξόδου από το ψύκτη να μεγαλώνει ώστε στην είσοδο του συμπιεστή να έχουμε εργαζόμενο μέσο κατάστασης κορεσμένου ατμού. Μία ακόμα βασική διαφορά είναι η πίεση απομάστευσης η οποία επίσης αυξάνεται στα 100 bar προκειμένου το ακροφύσιο να λειτουργεί πιο αποδοτικά. Για τον ίδιο λόγο αυξάνεται και ο λόγος απομάστευσης μετά τον στρόβιλο ΥΠ από 0,3 σε 0,5.

Πιν. 2.5. Συνθήκες λειτουργίας συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο

Μέγεθος	Μονάδες	Τιμή
Υψηλή θερμοκρασία	°C	500
Χαμηλή θερμοκρασία	°C	25
Υψηλή πίεση	bar	195
Πίεση απομάστευσης	bar	100
Λόγος απομάστευσης	-	0,5
Θερμοκρασία Ψύξης	°C	5
Pinch point ανακομιστών	°C	5
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες	%	1
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων	%	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών	%	80
Ηλεκτρομηχανικός β.α.	%	98
Παροχή μάζας CO <sub>2</sub>	kg/s	2,546
Παροχή μάζας άλατος στον θερμαντήρα	kg/s	2,633
Παροχή μάζας νερού στον ψύκτη I	kg/s	0,658
Παροχή μάζας νερού στον ψύκτη II	kg/s	1,536
Παροχή μάζας νερού στον ατμοποιητή	kg/s	3,292

Με βάση το μοντέλο του συστήματος που σχεδιάστηκε στο Aspen Plus και τις συνθήκες λειτουργίας που επιλέχθηκαν προκύπτουν τα παρακάτω θερμοδυναμικά σημεία.

Πιν. 2.6. Θερμοδυναμικά μεγέθη των σημείων του συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο

Σημείο	Εργαζόμενο Μέσο	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)	vf (%)
1	CO <sub>2</sub>	25,27	65	-9091,85	-1,1536	213,331	0,580
2	CO <sub>2</sub>	25,27	65	-9047,80	-1,0060	213,371	1
3	CO <sub>2</sub>	25,27	65	-9047,80	-1,0060	213,371	1
4	CO <sub>2</sub>	110,37	195	-8997,19	-0,9794	256,057	1
5	CO <sub>2</sub>	208,32	193,05	-8836,84	-0,6026	304,078	1
6	CO <sub>2</sub>	307,32	191,12	-8705,5	-0,3524	360,790	1
7	CO <sub>2</sub>	500,00	189,2	-8464,15	0,0089	494,438	1
8	CO <sub>2</sub>	435,38	100	-8537,62	0,0351	413,154	1
9	CO <sub>2</sub>	435,38	100	-8537,62	0,0351	413,154	1
10	CO <sub>2</sub>	395,65	66,32	-8580,85	0,5137	365,070	1
11	CO <sub>2</sub>	115,37	65,66	-8901,56	-0,5686	229,198	1
12	CO <sub>2</sub>	25,27	65	-9047,8	-1,0060	213,371	1
13	CO <sub>2</sub>	435,38	100	-8537,62	0,0351	413,154	1
14	CO <sub>2</sub>	213,40	99	-8800,29	-0,4078	282,527	1
15	CO <sub>2</sub>	35,00	98	-9145,77	-1,3536	219,063	1
16	CO <sub>2</sub>	5,00	40	-9145,77	-1,3091	205,771	0,390
17	CO <sub>2</sub>	5,00	40	-9090,8	-1,1114	201,817	0,646
18	CO <sub>2</sub>	25,27	65	-9090,8	-1,1501	213,332	0,590
19	CO <sub>2</sub>	25,27	65	-9152,72	-1,3575	213,277	0
20	CO <sub>2</sub>	5,00	40	-9152,72	-1,3340	206,270	0,357
21	CO <sub>2</sub>	5,00	40	-9014,89	-0,8385	196,358	1
22	Νερό	17,00	1,3	-16072,8	-9,6188	0,565	0
23	Νερό	75,71	1,3	-15790,1	-8,7314	18,717	0
24	Νερό	17,00	1,3	-16072,8	-9,6188	0,565	0
25	Νερό	76,44	1,3	-15786,5	-8,7214	19,286	0
26	Τηγμένο άλας	505,00	1,3	-314,451	0,1760	249,080	0
27	Τηγμένο άλας	322,76	1,3	-547,757	-0,1656	117,613	0
28	Νερό	17,00	1,3	-16072,8	-9,6188	0,565	0
29	Νερό	9,01	1,3	-16111,4	-9,7537	2,185	0

Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις της προηγούμενης παραγράφου, υπολογίζονται τα ενεργειακά μεγέθη και οι εξεργειακές απώλειες, τα οποία παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες.

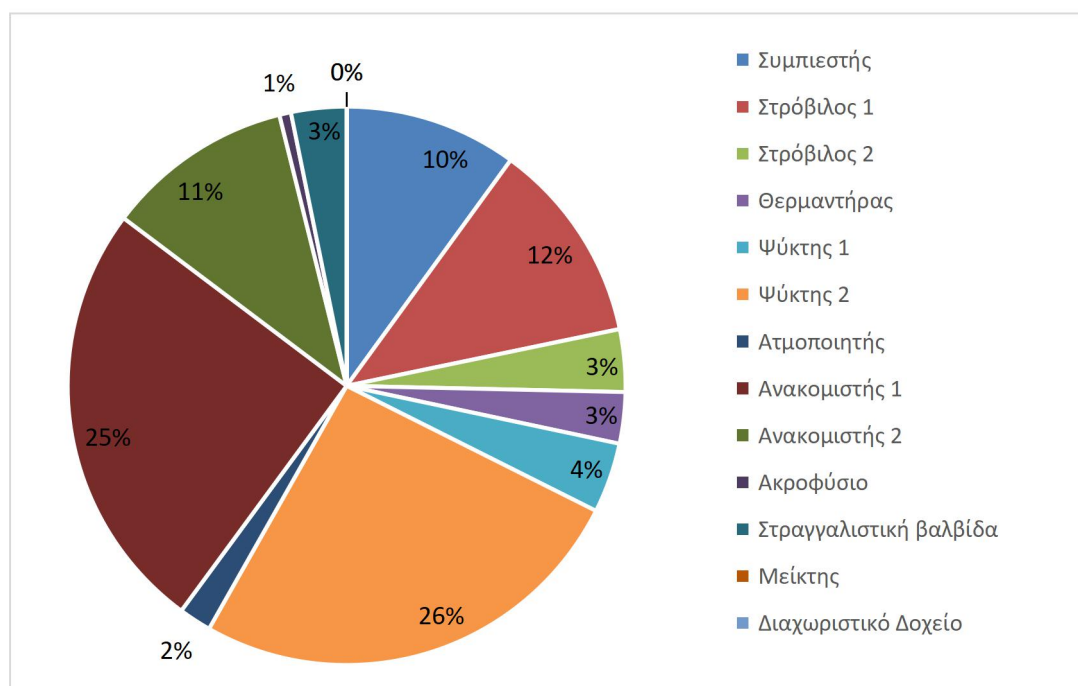
Πιν. 2.7. Ενεργειακά μεγέθη συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο

Μέγεθος	Μονάδες	Τιμή
$W_c$	kW	128,832
$W_{t1}$	kW	187,022
$W_{t2}$	kW	55,022
$Q_{heater}$	kW	614,370
$Q_{gc1}$	kW	186,131
$Q_{gc2}$	kW	439,719
$Q_{hex1}$	kW	408,180
$Q_{hex2}$	kW	334,333
$W_{net}$	kW	108,372
$Q_{total\_heater}$	kW	614,370

$Q_{total\_gc}$	kW	625,850
$Q_{cooling}$	kW	127,033
$w_{net}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	42,573
$q_{total\_heater}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	241,350
$q_{total\_gc}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	245,860
$q_{cooling}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	49,904
$\eta_{el}$	-	0,1764
$\eta_{ex}$	-	0,4460

Πιν. 2.8. Εξεργειακές απώλειες επιμέρους στοιχείων συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο

Συνιστώσα	Εξεργειακές Απώλειες (kW)
Συμπιεστής	20,172
Στρόβιλος ΥΠ	23,631
Στρόβιλος ΧΠ	7,279
Θερμαντήρας	5,988
Ψύκτης Ι	8,194
Ψύκτης ΙΙ	52,018
Ατμοποιητής	3,802
Ανακομιστής Ι	50,695
Ανακομιστής ΙΙ	21,896
Ακροφύσιο	1,350
Στραγγαλιστική βαλβίδα	6,458
Αναμείκτης	0,000
Τροφοδοτικό Δοχείο	0,000
Άθροισμα	201,482



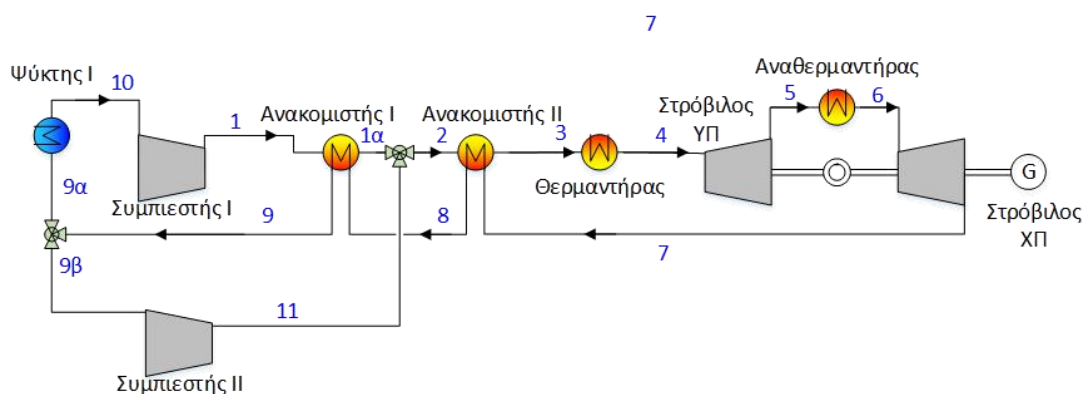
Εικ. 2.25. Αναπαράσταση εξεργειακών απωλειών συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο

## 2.3 Σύστημα συμπαραγωγής

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, για να έχει νόημα ένα σύστημα τριπαραγωγής θα πρέπει η απόδοση του να είναι καλύτερη σε σχέση με συστήματα που κάνουν παραγωγή ηλεκτρισμού, θέρμανσης και ψύξης ξεχωριστά. Για τον λόγο αυτό σχεδιάστηκε σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας, το οποίο συγκρίνεται με τα προηγούμενα συστήματα τριπαραγωγής. Η παραγωγή ψύξης γίνεται από ξεχωριστό σύστημα εξωτερικά.

### 2.3.1 Περιγραφή συστήματος

Το σύστημα αποτελεί βελτιωμένο κλειστό κύκλο Brayton καθώς διαθέτει ανακόμιση, αναθέρμανση και δύο συμπιεστές. Ξεκινώντας από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα αποτονώνεται σε δύο στροβίλους με ενδιάμεση αναθέρμανση (διεργασία 5-6). Η αναθέρμανση γίνεται στο 25% της αποτόνωσης για βελτιστοποίηση της ενεργειακής απόδοσης. Στην συνέχεια, διέρχεται από δύο ανακομιστές (διεργασίες 7-8 και 8-9) για να προσδώσει την θερμότητα και να μειωθεί η κατανάλωση ενέργειας στον θερμαντήρα. Μετά τους ανακομιστές το ρεύμα χωρίζεται σε δύο επιμέρους. Το ένα ψύχεται μέχρι την κατάσταση κορεσμένου ατμού (διεργασία 9α-10) και εισέρχεται στον συμπιεστή I (θέση 10). Το άλλο εισέρχεται στον συμπιεστή II (θέση 9β) χωρίς ωστόσο να ψυχθεί. Το πρώτο ρεύμα θερμαίνεται από τον ανακομιστή I (διεργασία 1-1α) και αναμειγνύεται με το δεύτερο ρεύμα (κατάσταση 11). Μόλις τα δύο ρεύματα αναμειχθούν (θέση 2) περνούν από τον ανακομιστή II (διεργασία 2-3) και καταλήγουν στον θερμαντήρα (διεργασία 3-4) για να κλείσει ο κύκλος. Η θερμότητα που αποβάλλεται στον ψύκτη μπορεί να αξιοποιηθεί είτε πλήρως είτε μερικώς για την παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας.



Εικ. 2.26. Σχηματική απεικόνιση του συστήματος συμπαραγωγής

Πολύ σημαντικό στοιχείο κατά την επίλυση του κύκλου είναι η αναλογία μάζας στο σημείο που το κύριο ρεύμα χωρίζεται σε δύο. Η αναλογία αυτή είναι καθοριστική καθώς σε συνδυασμό με το pinch point των εναλλακτών εξασφαλίζουν την μέγιστη δυνατή εκμετάλλευση θερμότητας στους ανακομιστές. Για να επιτευχθεί αυτό, αρχικά ορίζεται η θερμοκρασία εξόδου από τον ανακομιστή II ώστε να έχει διαφορά με το ρεύμα που εξέρχεται από τον συμπιεστή I ίση με το pinch point του εναλλάκτη. Έπειτα ορίζεται η θερμοκρασία εξόδου από τον ανακομιστή II (άρα και εισόδου στον δεύτερο) ίση με την θερμοκρασία εξόδου από τον συμπιεστή II προσαυξημένη με το pinch point του εναλλάκτη. Τέλος, ρυθμίζεται η αναλογία μάζας ώστε τα δύο ρεύματα να έχουν ίδια θερμοκρασία προτού αναμειχθούν. Η παραπάνω διαδικασία εξασφαλίζει στο μοντέλο ότι οι εναλλάκτες

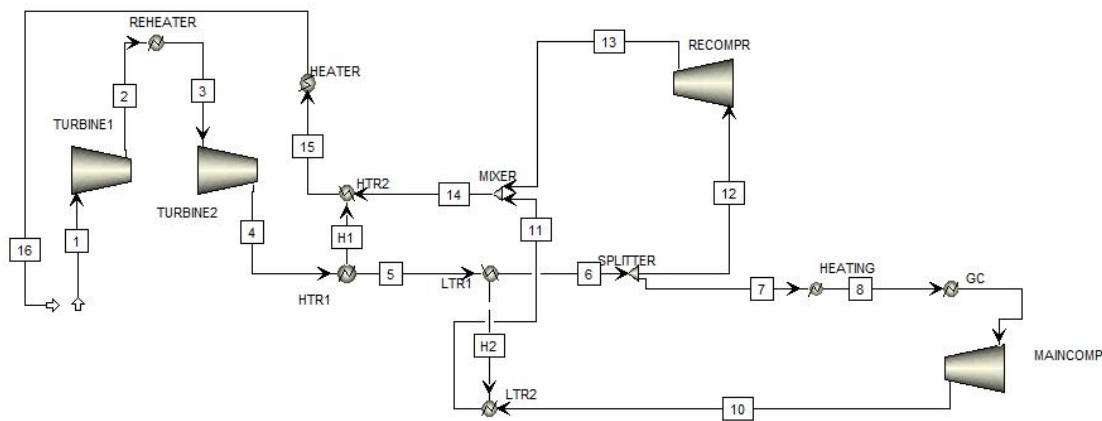
λειτουργούν όσο δυνατόν πιο αποδοτικά, χωρίς ωστόσο να ξεπερνούν το όριο από το pinch point τους.

### 2.3.2 Μοντέλο συστήματος στο Aspen Plus

Όπως και στα προηγούμενα συστήματα η μοντελοποίηση του συστήματος έγινε με την βοήθεια του λογισμικού Aspen Plus και η μέθοδος επίλυσης του κύκλου που επιλέχθηκε είναι οι εξισώσεις Redlich-Kwon-Soave με προσαρμογές Boston-Mathias.

Το σύστημα συμπαραγωγής αποτελείται από συμπιεστές, στροβίλους, εναλλάκτες θερμότητας, έναν αναμεικτή και έναν διαχωριστή. Τα στοιχεία αυτά υπάρχουν και στα προηγούμενα συστήματα που αναλύθηκαν και μοντελοποιούνται με όμοιο τρόπο. Σε αντίθεση με τα προηγούμενα συστήματα ως σημείο εκκίνησης προτιμάται να οριστεί η κατάσταση πριν την είσοδο στον στρόβιλο ΥΠ.

Το πλήρες μοντέλο του συστήματος φαίνεται στην Εικ. 2.27. Όπως και στα προηγούμενα συστήματα, η ψύξη του ρεύματος διοξειδίου του άνθρακα γίνεται σε δύο στάδια για να υπάρχει μεγαλύτερη ευελιξία στο σύστημα και να μπορεί να διαχωριστεί η εκμεταλλεύσιμη θερμότητα (heating) με αυτήν που απορρίπτεται στο περιβάλλον (gas cooler).



Εικ. 2.27. Πλήρες μοντέλο συστήματος συμπαραγωγής στο Aspen Plus

### 2.3.3 Συνθήκες λειτουργίας και αποτελέσματα ανάλυσης

Οι συνθήκες λειτουργίας που επιλέγονται για το σύστημα συμπαραγωγής πρέπει είναι ίδιες με αυτές των συστημάτων τριπαραγωγής, προκειμένου τα αποτελέσματά τους να είναι άμεσα συγκρίσιμα. Το σύστημα συμπαραγωγής, ωστόσο, δεν διαθέτει ψυκτικό κύκλο, συνεπώς η χαμηλή πίεση του κύκλου ορίζεται από την θερμοκρασία εξόδου από τον ψύκτη (20°C), έτσι ώστε στην είσοδο του συμπιεστή I το CO<sub>2</sub> να είναι σε κατάσταση κορεσμένου αερίου. Η ενδιάμεση πίεση αναθέρμανσης μεταξύ των στροβίλων επιλέγεται να είναι 93 bar ώστε να έχει πραγματοποιηθεί το 75% της συνολικής αποτόνωσης και το σύστημα να λειτουργεί όσο το δυνατόν πιο αποδοτικά. Για την επίτευξη μέγιστης ανάκτησης θερμότητας από τους ανακομιστές, η αναλογία μάζας που οδηγείται στον δεύτερο συμπιεστή προς την συνολική μάζα του κύκλου προκύπτει 0,245.

Πιν. 2.9. Συνθήκες λειτουργίας συστήματος συμπαραγωγής

Μέγεθος	Μονάδες	Τιμή
Υψηλή θερμοκρασία	°C	500

Χαμηλή θερμοκρασία	°C	20
Υψηλή πίεση	bar	195
Πίεση αναθέρμανσης	bar	93
Λόγος απομάστευσης	-	0,5
Pinch point ανακομιστών	°C	5
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες	%	1
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων	%	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών	%	80
Ηλεκτρομηχανικός β.α.	%	98
Παροχή μάζας CO <sub>2</sub>	kg/s	3,58
Παροχή μάζας άλατος στον θερμαντήρα	kg/s	3,58
Παροχή μάζας άλατος στον αναθερμαντήρα	kg/s	3,401
Παροχή μάζας νερού στον ψύκτη	kg/s	1,432

Τα θερμοδυναμικά σημεία του μοντέλου του συστήματος που σχεδιάστηκε στο Aspen Plus λαμβάνονται από το λογισμικό και παρατίθενται στον Πιν. 2.10.

Πιν. 2.10. Θερμοδυναμικά μεγέθη των σημείων του συστήματος συμπαραγωγής

Σημείο	Εργαζόμενο Μέσο	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1	CO <sub>2</sub>	500	191,12	-8464,23	0,0068	494,996
2	CO <sub>2</sub>	427,36	93	-8546,52	0,0365	403,835
3	CO <sub>2</sub>	500	92,07	-8459,81	0,1562	454,855
4	CO <sub>2</sub>	454,51	58,7	-8511,52	0,1741	397,809
5	CO <sub>2</sub>	274,33	58,16	-8717,87	-0,1496	287,981
6	CO <sub>2</sub>	129,62	57,58	-8879,9	-0,4916	227,906
7	CO <sub>2</sub>	129,62	57,58	-8879,9	-0,4916	227,906
8	CO <sub>2</sub>	19,51	57	-9033,11	-0,9434	209,403
9	CO <sub>2</sub>	19,51	57	-9033,11	-0,9434	209,403
10	CO <sub>2</sub>	124,62	197	-8970,11	-0,9115	262,883
11	CO <sub>2</sub>	269,13	195	-8755,5	-0,4453	338,502
12	CO <sub>2</sub>	129,62	57,58	-8879,9	-0,4916	227,906
13	CO <sub>2</sub>	129,62	57,58	-8879,9	-0,4916	227,906
14	CO <sub>2</sub>	269,33	195	-8755,23	-0,4448	338,623
15	CO <sub>2</sub>	269,18	195	-8755,44	-0,4452	338,532
16	CO <sub>2</sub>	431,96	193,05	-8549,08	-0,1101	444,995
17	CO <sub>2</sub>	500	191,12	-8464,23	0,0068	494,996
18	Νερό	17	1,3	-16072,8	-9,6188	0,565
19	Νερό	77,05	1,3	-15783,6	-8,7129	19,667
20	Τηγμένο άλας	505	1,3	-314,451	0,1760	249,08
21	Τηγμένο άλας	433,81	1,3	-405,728	0,0529	194,48
22	Τηγμένο άλας	505	1,3	-314,451	0,1760	249,08
23	Τηγμένο άλας	438,83	1,3	-399,303	0,0620	198,205

Χρησιμοποιώντας τα μεγέθη αυτά υπολογίζονται τα ενεργειακά μεγέθη και οι εξεργειακές απώλειες του συστήματος συμπαραγωγής.

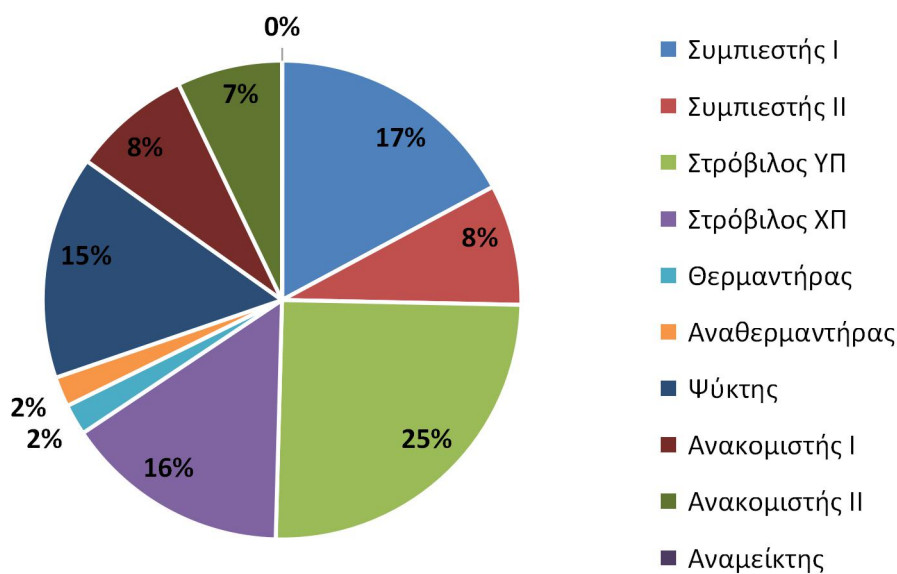
Πιν. 2.11. Ενεργειακά μεγέθη συστήματος συμπαραγωγής

Μέγεθος	Μονάδες	Τιμή
W <sub>c1</sub>	kW	170,283

$W_{c2}$	kW	109,348
$W_{t1}$	kW	294,598
$W_{t2}$	kW	185,122
$Q_{heater}$	kW	303,763
$Q_{reheater}$	kW	310,422
$Q_{gc}$	kW	414,111
$Q_{hex1}$	kW	738,733
$Q_{hex2}$	kW	580,067
$W_{net}$	kW	190,495
$Q_{total\_heater}$	kW	614,185
$Q_{total\_heating}$	kW	414,111
$w_{net}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	53,211
$q_{total\_heater}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	171,560
$q_{total\_heating}$	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	115,674
$\eta_{el}$	-	0,310
$\eta_{ex}$	-	0,592

Πιν. 2.12. Εξεργειακές απώλειες επιμέρους στοιχείων συστήματος συμπαραγωγής

Συνιστώσα	Εξεργειακές Απώλειες (kW)
Συμπιεστής I	25,732
Συμπιεστής II	12,238
Στρόβιλος ΥΠ	37,650
Στρόβιλος ΧΠ	22,805
Θερμαντήρας	3,129
Αναθερμαντήρας	3,043
Ψύκτης	22,658
Ανακομιστής I	12,047
Ανακομιστής II	10,678
Αναμείκτης	0,000
Άθροισμα	149,979



Εικ. 2.28. Αναπαράσταση εξεργειακών απωλειών συστήματος συμπαραγωγής



Πολύ σημαντικός παράγοντας στα ενεργειακά αποτελέσματα του συστήματος είναι η πτώση πίεσης στους εναλλάκτες, η οποία επιλέχθηκε να είναι 1% της πίεσης εισόδου του ρεύματος, και συνολικά προκαλεί πτώση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης έως και 4%. Το ποσοστό αυτό είναι πολύ υψηλό και οδηγεί στο συμπέρασμα ότι πρέπει να γίνει βελτίωση των εναλλακτών ώστε να έχουν μικρότερη πτώση πίεσης, ιδιαίτερα στα ρεύματα υψηλής πίεσης.



### ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. Ανάλυση ευαισθησίας συστημάτων

Η ανάλυση ευαισθησίας είναι μέθοδος που μελετά τις συνέπειες που επιφέρουν οι μεταβολές των κύριων παραμέτρων στην απόδοση των συστημάτων. Στα θερμοδυναμικά συστήματα παραγωγής ισχύος, οι βασικότερες παράμετροι είναι η υψηλή και η χαμηλή θερμοκρασία του κύκλου, διότι οριοθετούν τον βαθμό απόδοσης του κύκλου σύμφωνα με τον ιδανικό θεωρητικό κύκλο Carnot. Τα αντίστοιχα όρια για την πίεση είναι επίσης καθοριστικά, καθώς ο λόγος πίεσης στους στροβίλους και τους συμπιεστές είναι άμεσα συνδεδεμένος με την παραγωγή και την κατανάλωση ενέργειας αντίστοιχα. Στα συστήματα παραγωγής ψύξης σημαντική τόσο στην ισχύ όσο και στην εξεργειακή απόδοση είναι και η θερμοκρασία ψύξης. Εκτός από τα παραπάνω, εξετάζεται η μεταβολή παραμέτρων όπως η πίεση και η αναλογία μάζας στην απομάστευση που οδηγείται στον ψυκτικό κύκλο, το pinch point των εναλλακτών ανάκτησης θερμότητας και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης των στροβιλομηχανών. Η μεταβολή αυτών των παραμέτρων και η επιρροή τους στην παραγωγή και κατανάλωση ισχύος καθορίζει το εύρος στο οποίο τα συστήματα λειτουργούν αποδοτικά αρά και την ευελιξία τους. Κατά την ανάλυση ευαισθησίας των συστημάτων στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης λαμβάνεται υπόψιν μόνο ο κύριος κύκλος διοξειδίου του άνθρακα και όχι τα εξωτερικά κυκλώματα του τηγμένου άλατος και του νερού.

#### 3.1 Υψηλή θερμοκρασία κύκλου

Σύμφωνα με τον ιδανικό κύκλο Carnot ο μέγιστος βαθμός απόδοσης που μπορεί να επιτευχθεί από ένα θερμοδυναμικό σύστημα περιορίζεται από την υψηλή και την χαμηλή θερμοκρασία του κύκλου ως εξής:

$$\eta_{Car} = 1 - \frac{T_{low}}{T_{high}} \quad (3.1)$$

Έτσι, όσο αυξάνεται η υψηλή θερμοκρασία του κύκλου τόσο υψηλότερος μπορεί να είναι ο βαθμός απόδοσης που μπορεί θεωρητικά να επιτευχθεί από τον θερμοδυναμικό κύκλο. Κατά την ανάλυση ευαισθησίας, η υψηλή θερμοκρασία των συστημάτων μεταβάλλεται από 300 έως 600 °C με βήμα 25 °C. Οι θερμοκρασίες αυτές συμπίπτουν και με τις θερμοκρασίες στους κλασικούς κύκλους ηλεκτροπαραγωγής με νερό / ατμό και μπορούν να επιτευχθούν χρησιμοποιώντας ως πρωτογενή πηγή ενέργειας χημική, ηλιακή ή και πυρηνική ενέργεια.

Στο σύστημα συμπαραγωγής, για θερμοκρασίες μικρότερες των 350 °C, ο ένας ανακομιστής παρακάμπτεται καθώς η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του ρεύματος εξόδου από τον δεύτερο στρόβιλο και του ρεύματος που προέρχεται από τον συμπιεστή είναι μικρή και δεν μπορεί να επιτευχθεί μεταφορά θερμότητας από το ένα ρεύμα στο άλλο.

Προκειμένου τα δεδομένα για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και τον βαθμό απόδοσης να είναι συγκρίσιμα, οι υπόλοιπες μεταβλητές, όπως η παραγωγή ψυκτικής ισχύος, παραμένουν σταθερές.

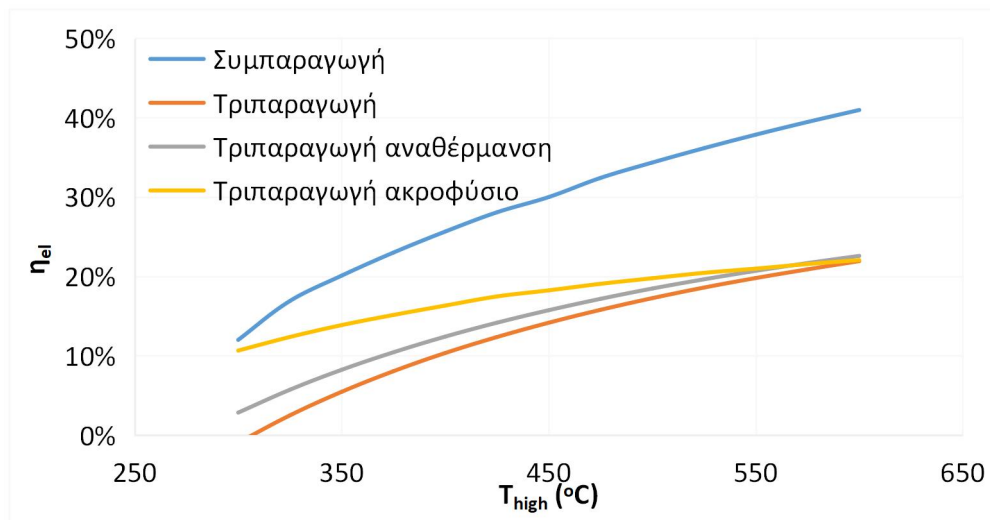
Πιν. 3.1. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της υψηλής θερμοκρασίας των συστημάτων

Σταθερά Μεγέθη	Μονάδες	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή	Τριπαραγωγή_ejector	
Υψηλή πίεση	bar	195	195	195	
Χαμηλή θερμοκρασία	°C	15	15	25	
Πίεση απομάστευσης	bar	-	100	100	
Θερμοκρασία Ψύξης	°C	-	5	5	
Ειδική ψυκτική ισχύς	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	-	39,876	49,904	
Κατάσταση εισόδου συμπίεστή	-	Κορεσμένος ατμός	Υπέρθερμος ατμός	Κορεσμένος ατμός	
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες	bar	0	0	0	
Pinch ανακομιστών	point	°C	5	5	5
Ισεντροπικός στροβίλων	β.α.	%	80	80	80
Ισεντροπικός συμπίεστών	β.α.	%	80	80	80

Τα ενεργειακά αποτελέσματα της ανάλυσης αποτυπώνονται στους παρακάτω πίνακες με τα αντίστοιχα διαγράμματα.

Πιν. 3.2. Συσχέτιση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με την υψηλή θερμοκρασία

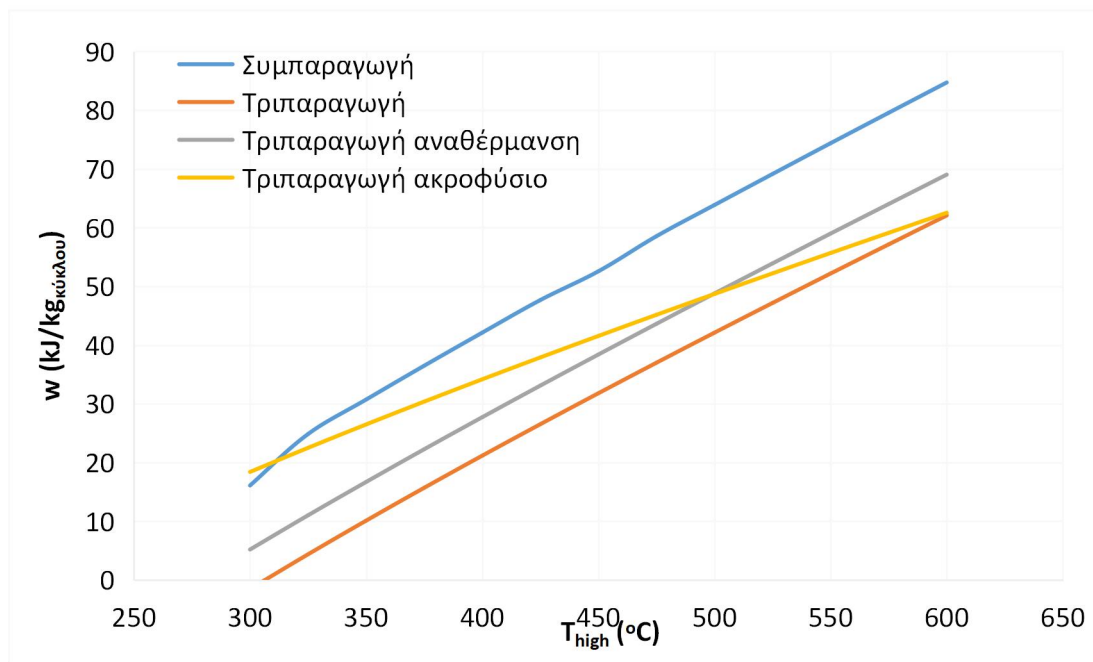
T <sub>high</sub> (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή	Τριπαραγωγή αναθέρμανση	Τριπαραγωγή ejector
300	12,01%	-0,93%	2,85%	10,66%
325	16,92%	2,51%	5,74%	12,38%
350	20,11%	5,47%	8,25%	13,88%
375	23,01%	8,07%	10,45%	15,15%
400	25,65%	10,36%	12,42%	16,33%
425	28,08%	12,37%	14,18%	17,48%
450	30,00%	14,17%	15,75%	18,25%
475	32,41%	15,80%	17,18%	19,07%
500	34,35%	17,27%	18,48%	19,77%
525	36,16%	18,60%	19,64%	20,46%
550	37,86%	19,80%	20,71%	20,99%
575	39,46%	20,90%	21,69%	21,57%
600	40,97%	21,93%	22,59%	22,06%



Εικ. 3.1. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και υψηλής θερμοκρασίας

Πιν. 3.3. Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος (kJ/kg) με την υψηλή θερμοκρασία

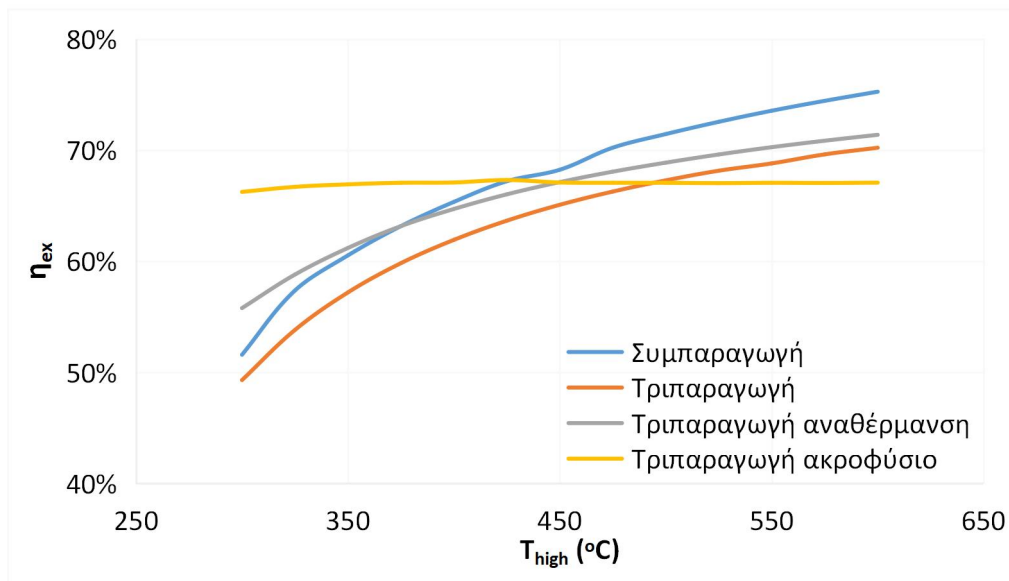
T <sub>high</sub> (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή	Τριπαραγωγή αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
300	16,091	-1,525	5,188	18,397
325	24,857	4,376	11,019	22,507
350	30,727	10,107	16,694	26,487
375	36,487	15,698	22,264	30,372
400	42,120	21,170	27,722	34,172
425	47,667	26,526	33,099	37,897
450	52,564	31,797	38,391	41,552
475	58,537	36,993	43,622	45,157
500	63,857	42,114	48,792	48,707
525	69,137	47,174	53,908	52,212
550	74,377	52,186	58,990	55,682
575	79,557	57,144	64,018	59,112
600	84,717	62,074	69,025	62,530



Εικ. 3.2. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και υψηλής θερμοκρασίας

Πιν. 3.4. Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την υψηλή θερμοκρασία

T <sub>high</sub> (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή	Τριπαραγωγή αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
300	51,59%	49,31%	55,79%	66,25%
325	57,38%	53,83%	58,81%	66,71%
350	60,54%	57,20%	61,21%	66,93%
375	63,17%	59,84%	63,17%	67,07%
400	65,35%	61,94%	64,72%	67,10%
425	67,21%	63,66%	66,04%	67,32%
450	68,25%	65,09%	67,13%	67,10%
475	70,23%	66,28%	68,08%	67,08%
500	71,46%	67,29%	68,89%	67,07%
525	72,56%	68,16%	69,62%	67,04%
550	73,56%	68,82%	70,28%	67,07%
575	74,45%	69,63%	70,86%	67,06%
600	75,27%	70,23%	71,39%	67,09%



Εικ. 3.3. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και υψηλής θερμοκρασίας

Παρατηρούμε ότι, όπως υποδεικνύει και ο θεωρητικός ιδανικός βαθμός απόδοσης κύκλου Carnot, με αύξηση της υψηλής θερμοκρασίας του κύκλου γίνεται και αύξηση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης. Η επιρροή της θερμοκρασία αυτής είναι μεγαλύτερη στο σύστημα συμπαραγωγής όπου ο βαθμός απόδοσης φτάνει έως και 40,97% στους 600 °C, ενώ στους 300 °C είναι μόλις 12,01%. Μικρότερη διακύμανση φαίνεται να έχει το σύστημα τριπαραγωγής με το ακροφύσιο όπου οι αντίστοιχες τιμές είναι 22,06% και 16,66%.

Αντίστοιχα υψηλές μεταβολές υπάρχουν και στην ειδική ηλεκτρική ισχύ των συστημάτων. Εκεί, η συσχέτιση είναι σχεδόν γραμμική, με την συνολική διαφορά μεταξύ των ακραίων θερμοκρασιών να είναι σχεδόν 70 kJ/kg<sub>κύκλου</sub> στο σύστημα συμπαραγωγής, 65 kJ/kg<sub>κύκλου</sub> στο σύστημα τριπαραγωγής και 45 kJ/kg<sub>κύκλου</sub> στο σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο. Μάλιστα, το σύστημα τριπαραγωγής με κλασικό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης παρουσιάζει κατανάλωση και όχι παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος για υψηλή θερμοκρασία ίση με 300 °C. Ακόμα, στην θερμοκρασία αυτή, το σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο έχει μεγαλύτερη ειδική ισχύ από το σύστημα συμπαραγωγής.

Τέλος, ενδιαφέρον παρουσιάζει και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ο οποίος παραμένει σχεδόν σταθερός στο σύστημα με τον ακροφύσιο. Αυτό δεν ισχύει και για τα υπόλοιπα συστήματα, στα οποία έχει μεταβολή έως και 25%.

### 3.2 Χαμηλή θερμοκρασία κύκλου

Εκτός από την υψηλή θερμοκρασία, ο βαθμός απόδοσης ιδανικού κύκλου Carnot εξαρτάται και από την χαμηλή θερμοκρασία του κύκλου. Σύμφωνα με την εξίσωση (3.1), όσο αυξάνεται χαμηλή θερμοκρασία το κύκλου μειώνεται ο βαθμός απόδοσης. Ως χαμηλή θερμοκρασία δεν λαμβάνεται υπόψιν η θερμοκρασία παραγωγής ψυκτικής ισχύος αλλά η θερμοκρασία στην οποία ψύχεται το ρεύμα στον ψύκτη. Η θερμοκρασία αυτή, έχει περιορισμούς και εξαρτάται από το μέσο ψύξης. Το εύρος θερμοκρασιών που εξετάζεται είναι από 15 έως 35 °C, με βήμα 5 °C. Για να επιτευχθούν τόσο χαμηλές θερμοκρασίες, το μέσο ψύξης που πρέπει να χρησιμοποιηθεί είναι το νερό. Για λόγους σύγκρισης η ψυκτική

ισχύς και οι υπόλοιπες παράμετροι των συστημάτων παραμένουν σταθερές και είναι οι εξής:

Πιν. 3.5. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της χαμηλής θερμοκρασίας των συστημάτων

Σταθερά Μεγέθη	Μονάδες	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή
Υψηλή πίεση	bar	195	195
Υψηλή θερμοκρασία	°C	500	500
Πίεση απομάστευσης	bar	-	100
Θερμοκρασία Ψύξης	°C	-	5
Ειδική ψυκτική ισχύς	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	-	39,876
Κατάσταση εισόδου συμπιεστή	-	Κορεσμένος ατμός	Υπέρθερμος ατμός
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες	bar	0	0
Pinch point ανακομιστών	°C	5	5
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων	%	80	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών	%	80	80

Το σύστημα τριπαραγωγής με χρήση ακροφυσίου δεν εξετάζεται σε αυτή την περίπτωση. Αυτό συμβαίνει διότι το ρεύμα που διέρχεται από τον ψύκτη είναι πίεσης 65 bar, συνεπώς η θερμοκρασία κορεσμού του είναι 25,3 °C. Έτσι, το ρεύμα δεν μπορεί να ψυχθεί κάτω από αυτήν την θερμοκρασία διότι θα μετατρέπεται σε υπόψυκτο υγρό, ενώ στον συμπιεστή πρέπει να εισέλθει σε κατάσταση κορεσμένου ή υπέρθερμου ατμού. Το σύστημα τριπαραγωγής με κλασικό κύκλο ψύξης που μελετάται περιλαμβάνει και αναθέρμανση.

Η διακύμανση του ενεργειακού και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης αλλά και της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος φαίνονται στους παρακάτω πίνακες και στα διαγράμματα.

Πιν. 3.6. Συσχέτιση ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με την χαμηλή θερμοκρασία

T <sub>low</sub> (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή
15	34,35%	18,48%
20	35,09%	17,57%
25	36,51%	16,68%
30	37,77%	15,84%
35	26,66%	14,96%

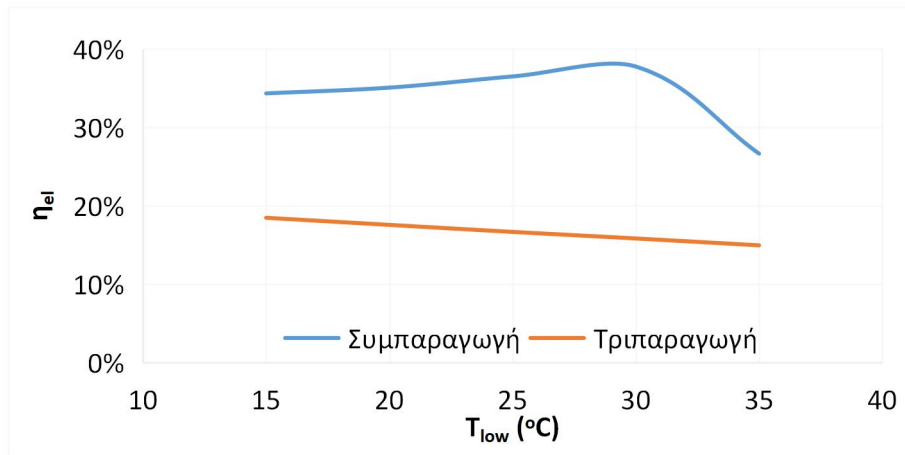
Πιν. 3.7. Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος με την χαμηλή θερμοκρασία

T <sub>low</sub> (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή
15	63,857	48,792
20	62,560	45,892
25	61,393	43,132
30	60,991	43,132
35	39,987	37,962

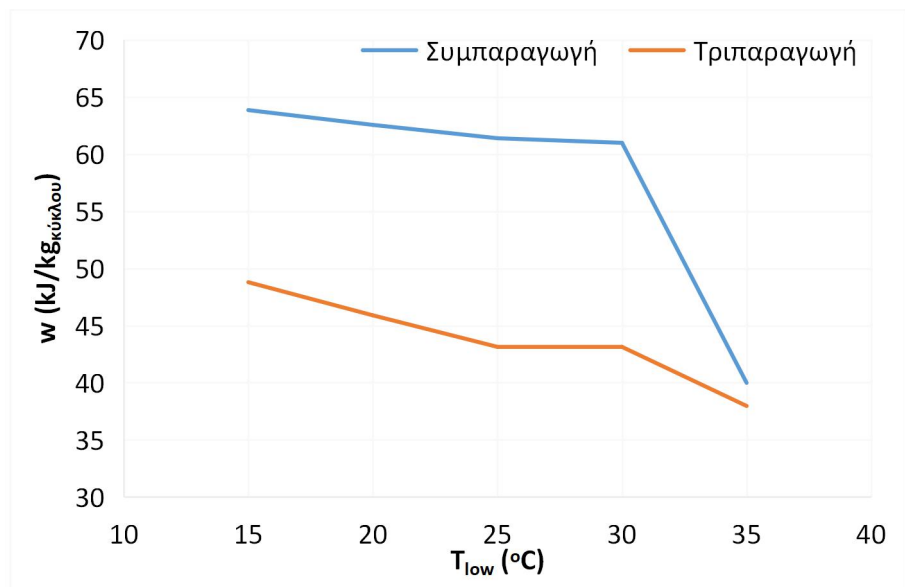
Πιν. 3.8. Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την χαμηλή θερμοκρασία

T <sub>low</sub> (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή
15	71,459%	68,886%
20	72,023%	68,871%
25	73,023%	68,832%
30	73,558%	68,785%
35	57,418%	68,706%

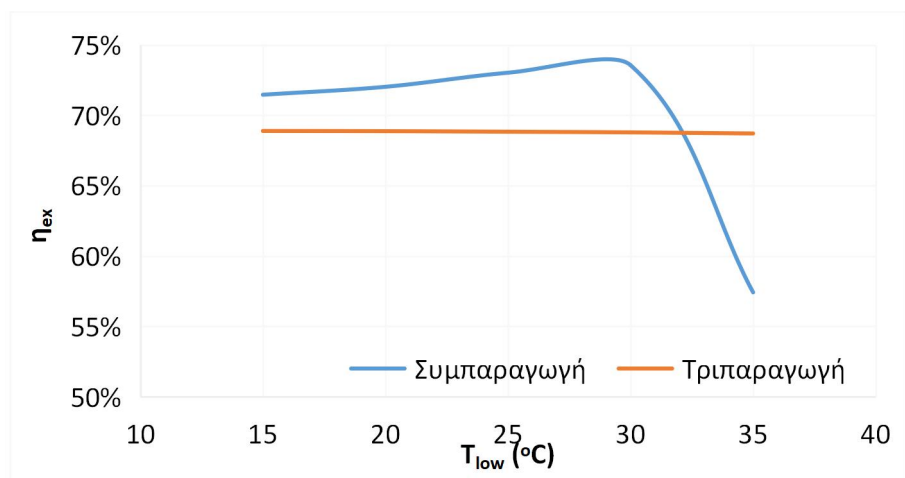




Εικ. 3.4. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και χαμηλής θερμοκρασίας



Εικ. 3.5. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και χαμηλής θερμοκρασίας



Εικ. 3.6. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και χαμηλής θερμοκρασίας.

Στο σύστημα τριπαραγωγής όπως ήταν αναμενόμενο ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης και η ισχύς του κύκλου μικραίνουν με την αύξηση της χαμηλής θερμοκρασίας. Αντίθετα, στο σύστημα συμπαραγωγής έχουμε αρχικά μικρή αύξηση του βαθμού απόδοσης μέχρι τους 30 °C και απότομη πτώση στην συνέχεια. Η ισχύς μειώνεται με αύξηση της θερμοκρασίας με την πτώση να γίνεται μεγαλύτερη μεταξύ 30 και 35 °C. Αυτό συμβαίνει διότι με την αύξηση της θερμοκρασίας γίνεται και αύξηση της πίεσης, προκειμένου στην είσοδο του κύριου συμπιεστή το διοξείδιο του άνθρακα να είναι κατάστασης κορεσμένου ατμού, κάτι που οδηγεί τις στροβιλομηχανές να λειτουργούν με μικρότερο λόγο πίεσης. Ο μικρότερος λόγος πίεσης, με τη σειρά του, οδηγεί σε μειωμένη παραγωγή ενέργειας στον δεύτερο στρόβιλο αλλά και μικρότερη κατανάλωση στους συμπιεστές, συνεπώς η διαφορά αυτή επιφέρει μικρή μείωση στην καθαρή παραγόμενη ισχύ. Ακόμα, στην έξοδο του στροβίλου το ρεύμα έχει υψηλότερη θερμοκρασία, συνεπώς αποδίδει μεγαλύτερη θερμότητα στον ανακομιστή και άρα απαιτείται λιγότερη κατανάλωση θερμότητας στον θερμαντήρα. Έτσι, παρά την μικρή μείωση της ισχύος ο βαθμός απόδοσης του συστήματος αυξάνεται. Αυτό διακόπτεται μετά τους 30 °C, διότι η χαμηλή θερμοκρασία γίνεται μεγαλύτερη από την κρίσιμη και δεν μπορεί να επιτευχθεί κατάσταση κορεσμού. Για αυτόν τον λόγο, υπάρχει απότομη πτώση της παραγωγής ισχύος και συνεπώς και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Η αύξηση της χαμηλής πίεσης δεν μπορεί να πραγματοποιηθεί στο σύστημα τριπαραγωγής, καθώς αυτή ισούται με την πίεση στον ατμοποιητή, η οποία παραμένει σταθερή ώστε να παραμείνει σταθερή και η ψυκτική ισχύς.

Αναφορικά με τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης παρατηρούμε ότι στο σύστημα τριπαραγωγής παραμένει σχεδόν σταθερός, ενώ στο σύστημα συμπαραγωγής η καμπύλη “ακολουθεί” αυτήν του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης. Προκειμένου να λειτουργεί το σύστημα συμπαραγωγής όσο το δυνατό πιο αποδοτικά, εκτός από την χαμηλή πίεση, μεταβάλλεται η ενδιάμεση πίεση και η αναλογία μάζας στον διαχωριστή, όπως φαίνεται στον παρακάτω πίνακα.

*Πιν. 3.9. Μεταβολές παραμέτρων του συστήματος συμπαραγωγής κατά την ανάλυση ευαισθησίας χαμηλής θερμοκρασίας*

$T_{low}$ (°C)	15	20	25	30	35
$P_{low}$ (bar)	51	57	65	72	80
splitter (%)	23	24,5	27	31,5	30,5
$P_m$ (bar)	87	93	98	103	109

### 3.3 Υψηλή πίεση κύκλου

Η υψηλή πίεση του κύκλου των συστημάτων επιδρά άμεσα στον λόγο πίεσης των συμπιεστών και τον στροβίλων και συνεπώς στην παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Προκειμένου να διαπιστωθεί η επιρροή της υψηλής πίεσης στην απόδοση των συστημάτων, αυτή μεταβάλλεται από 120 έως 195 bar στο σύστημα συμπαραγωγής και από 135 έως 195 bar στα συστήματα τριπαραγωγής. Η διαφορά έγκειται στο γεγονός ότι η ενδιάμεση πίεση στα συστήματα αυτά μένει σταθερή και ίση με 100 bar ώστε να παραμείνει σταθερή και η ψυκτική ισχύς τους. Επομένως, η υψηλή πίεση του κύκλου δεν έχει νόημα να μειωθεί

περαιτέρω. Οι υπόλοιπες παράμετροι των συστημάτων μένουν σταθερές όπως φαίνεται στον πίνακα.

Πιν. 3.10. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της υψηλής πίεσης συστημάτων

Σταθερά Μεγέθη	Μονάδες	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
Υψηλή θερμοκρασία	°C	500	500	500
Χαμηλή θερμοκρασία	°C	15	15	25
Πίεση απομάστευσης	bar	-	100	100
Θερμοκρασία Ψύξης	°C	-	5	5
Ειδική ψυκτική ισχύς	kJ/kg <sub>κύκλου</sub>	-	39,88	49,90
Κατάσταση εισόδου συμπιεστή	-	Κορεσμένος ατμός	Υπέρθερμος ατμός	Κορεσμένος ατμός
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες	bar	0	0	0
Pinch point ανακομιστών	°C	5	5	5
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων	%	80	80	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών	%	80	80	80

Στο σύστημα συμπαραγωγής μαζί με την υψηλή πίεση μεταβάλλεται και η ενδιάμεση ώστε να είναι στο 0,25 της συνολικής διαφοράς πίεσης.

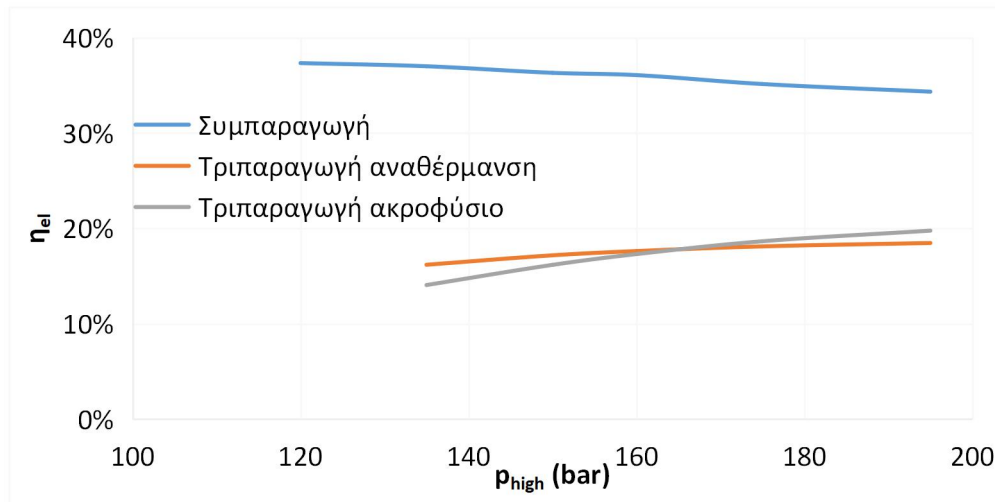
Πιν. 3.11. Μεταβολή ενδιάμεσης πίεσης αναθέρμανσης στο σύστημα συμπαραγωγής κατά την ανάλυση ευαισθησίας της υψηλής πίεσης

$P_{high}$ (bar)	120	135	150	160	175	195
$P_m$ (bar)	68	72	76	78	82	87

Η επίδραση της υψηλής πίεσης κύκλου στα συστήματα φαίνεται στους παρακάτω πίνακες.

Πιν. 3.12. Συσχέτιση ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με την υψηλή πίεση

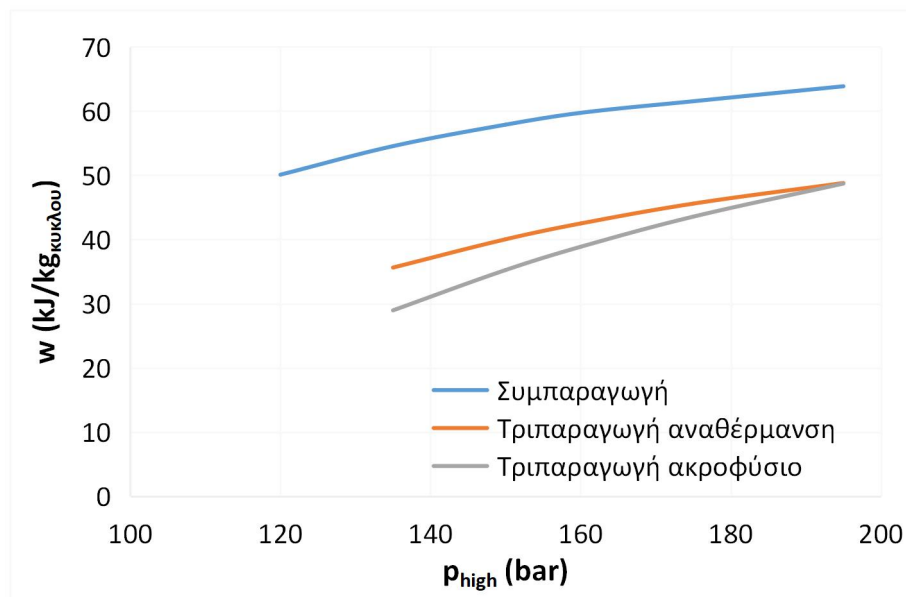
$P_{high}$ (bar)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
120	37,34%	-	-
135	37,01%	16,19%	14,07%
150	36,32%	17,19%	16,18%
160	36,08%	17,63%	17,31%
175	35,15%	18,12%	18,66%
195	34,35%	18,48%	19,77%



Εικ. 3.7. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και υψηλής πίεσης

Πιν. 3.13. Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος (kJ/kg) με την υψηλή πίεση

$P_{high}$ (bar)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
120	50,088	-	-
135	54,533	35,622	28,960
150	57,880	40,032	35,245
160	59,721	42,492	38,865
175	61,524	45,582	43,555
195	63,857	48,792	48,707



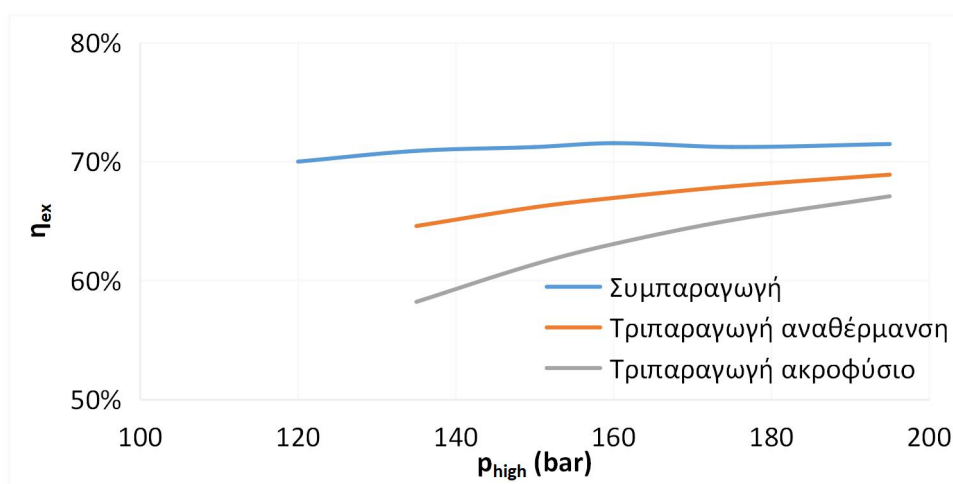
Εικ. 3.8. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και υψηλής πίεσης

Στο σύστημα συμπαραγωγής, όπως και με την χαμηλή πίεση, έτσι και με την υψηλή, παρατηρούμε ότι με μείωση του λόγου πίεσης (μείωση της υψηλής πίεσης) έχουμε και μείωση της καθαρά παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος αλλά και αύξηση τού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του κύκλου.

Αντίθετα, στα συστήματα τριπαραγωγής με μείωση της υψηλής πίεσης έχουμε ταυτόχρονη μείωση και της ισχύος και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Ακόμα, η κλίση της καμπύλης του βαθμού απόδοσης στο σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο είναι μεγαλύτερη σε σχέση με το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση. Έτσι, σε πιέσεις μεγαλύτερες από 165 bar το σύστημα με το ακροφύσιο έχει καλύτερη απόδοση, ενώ σε πιέσεις μικρότερες από 165 bar ισχύει το ανάποδο. Ωστόσο, σε όλες τις πιέσεις το σύστημα με αναθέρμανση έχει μεγαλύτερη ειδική ισχύ με την διαφορά να μεγαλώνει όσο μειώνεται η πίεση.

Πιν. 3.14. Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την υψηλή πίεση

$P_{high}$ (bar)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
120	69,98%	-	-
135	70,88%	64,57%	58,20%
150	71,21%	66,15%	61,36%
160	71,53%	66,93%	63,06%
175	71,21%	67,91%	65,07%
195	71,46%	68,89%	67,07%



Εικ. 3.9. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και υψηλής πίεσης

Σε όλα τα συστήματα ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με αύξηση της υψηλής πίεσης. Η αύξηση αυτή είναι πολύ μικρή στο σύστημα συμπαραγωγής, μεγαλύτερη στο σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση και ακόμα μεγαλύτερη σε αυτό με το ακροφύσιο.

### 3.4 Θερμοκρασία παραγωγής ψυκτικής ισχύος

Η θερμοκρασία ατμοποίησης του διφασικού διοξειδίου του άνθρακα κατά την παραγωγή ψύξης στον ατμοποιητή αποτελεί μία πολύ σημαντική παράμετρο των συστημάτων τριπαραγωγής. Όπως φαίνεται στην εξίσωση (3.2), οι εξεργειακές απαιτήσεις για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος αυξάνονται με την μείωση της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Αυτό σημαίνει ότι όσο πιο μικρή είναι η θερμοκρασία αυτή, τόσο πιο δύσκολο είναι να επιτευχθεί η ίδια ψυκτική ισχύς και το αντίστροφο.

$$Ex_{\psi} = \left( \frac{T_o}{T} - 1 \right) Q_{\psi} \quad (3.2)$$

Κατά την ανάλυση ευαισθησίας των συστημάτων τριπαραγωγής εξετάζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας παραγωγής ψυκτικής ισχύος από -15 έως 10 °C με βήμα 5 °C. Η μεταβολή αυτή συνδυάζεται και με την μεταβολή της πίεσης ατμοποίησης αλλά και την ποιότητα του ρεύματος καθώς στον ατμοποιητή εισέρχεται διφασικό μίγμα. Και στα δύο συστήματα η πίεση ατμοποίησης επηρεάζει την πίεση εισόδου στον συμπιεστή, αφού στο σύστημα με αναθέρμανση αυτές ταυτίζονται, ενώ στο άλλο σύστημα λόγω της διαφορετικής πίεσης εισόδου στο ακροφύσιο μεταβάλλεται και η πίεση εξόδου από αυτόν και συνεπώς η πίεση στον συμπιεστή. Επιπρόσθετα, στο σύστημα με το ακροφύσιο, λόγω της διαφορετικής λειτουργίας του, αλλάζει και η ποιότητα του διφασικού μίγματος που εισέρχεται στο τροφοδοτικό δοχείο και συνεπώς η αναλογία μάζας που κυκλοφορεί στον ψυκτικό κύκλο σε σχέση με αυτήν που κυκλοφορεί στο κύριο κύκλο του συστήματος. Τέλος, επειδή αλλάζει η πίεση στον συμπιεστή, αλλάζει και η χαμηλή θερμοκρασία του συστήματος ώστε στην είσοδό του να παραμένει κορεσμένος ατμός. Ως ελάχιστη θερμοκρασία λαμβάνεται η τιμή των 15 °C. Όταν η θερμοκρασία κορεσμού είναι μικρότερη, το ρεύμα εισέρχεται στον συμπιεστή σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού.

Πιν. 3.15. Μεταβολές παραμέτρων των συστημάτων κατά την ανάλυση ευαισθησίας της θερμοκρασίας παραγωγής ψυκτικής ισχύος

Σύστημα	Μέγεθος	Τιμή					
Κοινά	Θερμοκρασία Ατμοποίησης	-15	-10	-5	0	5	10
	Πίεση Ατμοποίησης (bar)	23,02	26,64	30,67	35,1	40	45,38
Τριπαραγωγή με ακροφύσιο	Πίεση εισόδου συμπιεστή (bar)	38	44	50	57	65	73
	Χαμηλή θερμοκρασία (°C)	15	15	15	19,5	25,3	30,6
	Αναλογία μάζας ψυκτικού/ κύριου κύκλου (-)	0,2939	0,3088	0,3235	0,3415	0,3621	0,3787
	Ποιότητα μίγματος εισόδου στον ατμοποιητή (-)	0,1692	0,1975	0,2273	0,2755	0,357	0,5432
Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Πίεση εισόδου συμπιεστή (bar)	23,02	26,64	30,67	35,1	40	45,38
	Χαμηλή θερμοκρασία (°C)	15	15	15	15	15	15
	Αναλογία μάζας ψυκτικού/ κύριου κύκλου (-)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
	Ποιότητα μίγματος εισόδου στον ατμοποιητή (-)	0,4868	0,465	0,4406	0,413	0,38	0,334

Με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης έχουμε αύξηση της ποιότητας του μίγματος εισόδου στον ατμοποιητή στο σύστημα με το ακροφύσιο αλλά μείωση στο σύστημα χωρίς ακροφύσιο. Αυτό συμβαίνει διότι, στο σύστημα χωρίς ακροφύσιο ο στραγγαλισμός του ρεύματος γίνεται σταθερά από πίεση 100 bar θερμοκρασίας 35 °C, συνεπώς με μείωση της πίεσης ατμοποίησης αυξάνεται η ποιότητα του μίγματος λόγω της μορφής της καμπύλης κορεσμού του διοξειδίου του άνθρακα. Αντίθετα, στο σύστημα με ακροφύσιο η είσοδος στην στραγγαλιστική βαλβίδα προέρχεται από το δοχείο διαχωρισμού του οποίου η πίεση

και η θερμοκρασία μεταβάλλεται στα διαφορετικά σενάρια. Οι υπόλοιπες παράμετροι των συστημάτων παραμένουν σταθερές.

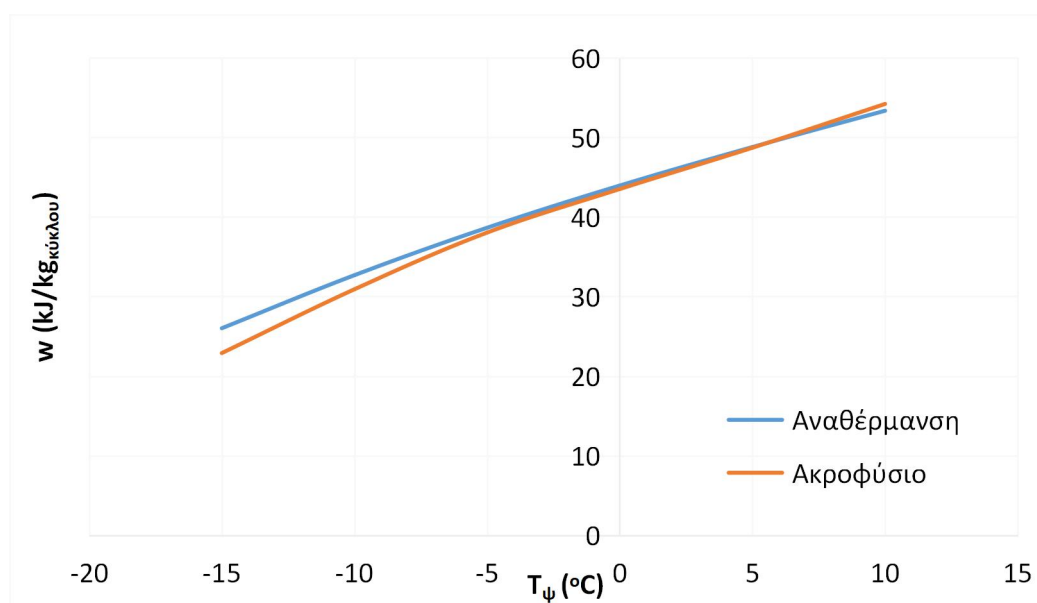
Πιν. 3.16. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της θερμοκρασίας ατμοποίησης των συστημάτων

Παράμετρος	Αναθέρμανση	Ακροφύσιο
Υψηλή πίεση (bar)	195	195
Υψηλή θερμοκρασία (°C)	500	500
Πίεση απομάστευσης (bar)	100	100
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες (bar)	0	0
Pinch point ανακομιστών (°C)	5	5
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων (%)	80	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών (%)	80	80

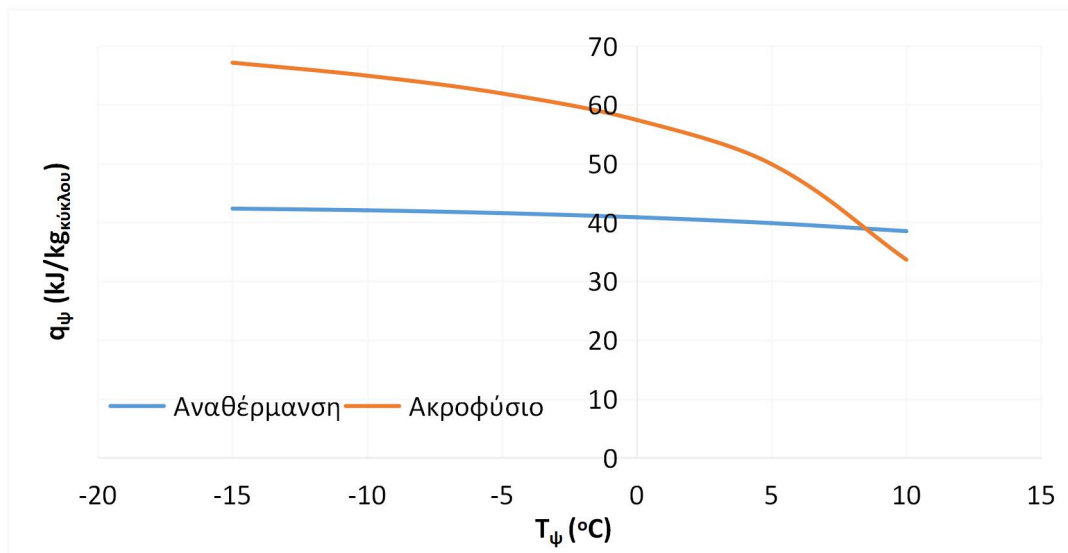
Τα ενεργειακά αποτελέσματα της παραπάνω ανάλυσης αποτυπώνονται στον Πιν. 3.17.

Πιν. 3.17. Ενεργειακά αποτελέσματα ανάλυσης ευαισθησίας της θερμοκρασίας ατμοποίησης των συστημάτων

T <sub>ψ</sub> (°C)	Αναθέρμανση		Ακροφύσιο	
	Ειδική Ηλεκτρική Ισχύς (kJ/kg)	Ειδική Ψυκτική Ισχύς (kJ/kg)	Ειδική Ηλεκτρική Ισχύς (kJ/kg)	Ειδική Ψυκτική Ισχύς (kJ/kg)
10	53,357	38,520	54,210	33,654
5	48,792	39,876	48,707	49,904
0	43,955	40,872	43,519	57,417
-5	38,654	41,577	38,046	61,916
-10	32,694	42,060	30,923	64,940
-15	26,025	42,348	22,903	67,155



Εικ. 3.10. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και θερμοκρασίας ατμοποίησης



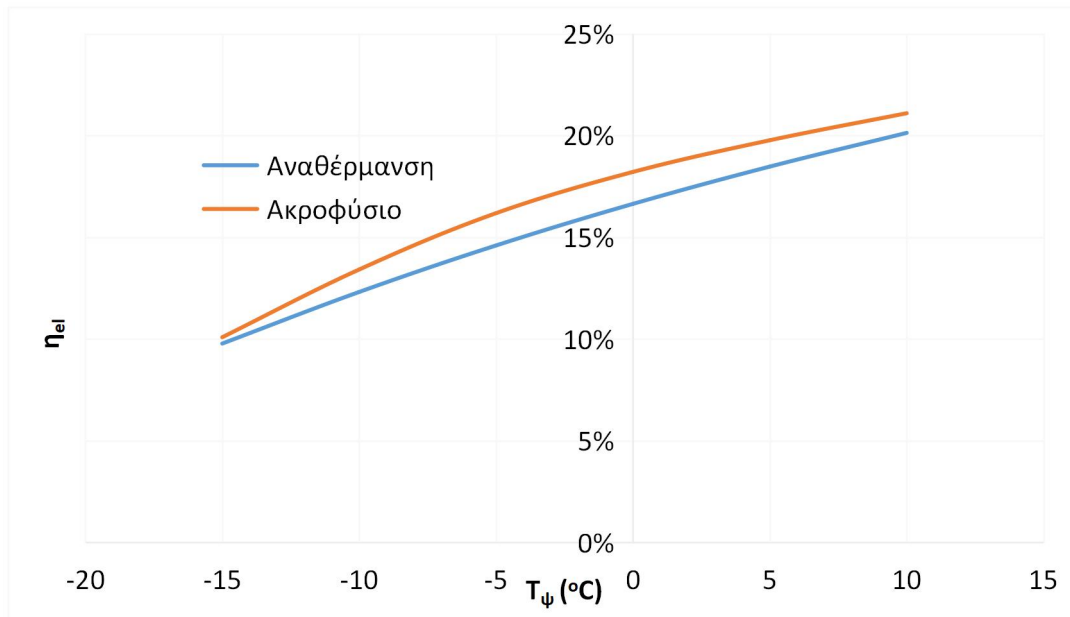
Εικ. 3.11. Διάγραμμα ειδικής ψυκτικής ισχύος και θερμοκρασίας ατμοποίησης

Παρατηρείται ότι και στα δυο συστήματα έχουμε μείωση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος με μείωση της θερμοκρασίας ψύξης, καθώς αυξάνεται σημαντικά η κατανάλωση ενέργειας στον συμπιεστή. Η μείωση αυτή είναι σχεδόν γραμμική και οι καμπύλες των συστημάτων ταυτίζονται, με εξαίρεση τις πολύ χαμηλές θερμοκρασίες, όπου το σύστημα με αναθέρμανση έχει ελάχιστα μεγαλύτερη ειδική ηλεκτρική ισχύ. Ωστόσο, το ίδιο δεν ισχύει και με την ειδική ψυκτική ισχύ. Ενώ το σύστημα με την αναθέρμανση έχει αμελητέα διακύμανση, το σύστημα με το ακροφύσιο έχει σημαντική αύξηση της ειδικής ψυκτικής ισχύος με μείωση της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Αυτό συμβαίνει διότι, όπως αναφέρθηκε νωρίτερα η μείωση της θερμοκρασίας ατμοποίησης οδηγεί σε μείωση της ποιότητας του διφασικού μίγματος που εισέρχεται στον ατμοποιητή και συνεπώς μεγαλύτερη δυνατότητα ψυκτική ισχύος μέχρι αυτό να μεταβεί σε κατάσταση κορεσμένου ατμού.

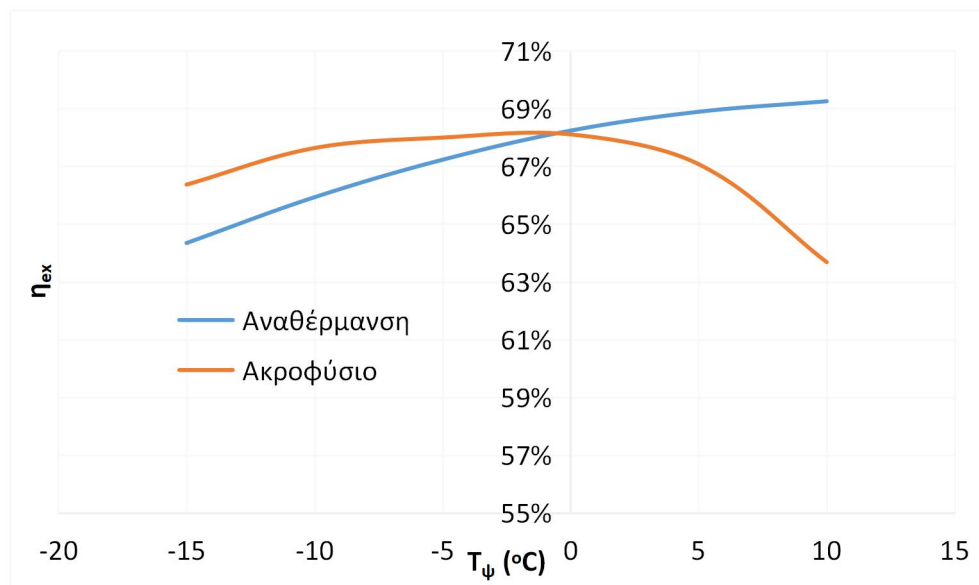
Πιν. 3.18. Βαθμοί απόδοσης ανάλυσης ευαισθησίας της θερμοκρασίας ατμοποίησης

T <sub>ψ</sub> (°C)	Αναθέρμανση		Ακροφύσιο	
	Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης	Εξεργειακός Βαθμός Απόδοσης	Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης	Εξεργειακός Βαθμός Απόδοσης
10	20,13%	69,25%	21,10%	63,68%
5	18,48%	68,89%	19,77%	67,07%
0	16,64%	68,23%	18,21%	68,10%
-5	14,60%	67,23%	16,19%	67,99%
-10	12,31%	65,93%	13,42%	67,63%
-15	9,78%	64,34%	10,09%	66,36%





(α)



(β)

Εικ. 3.12. (α) Ηλεκτρικός και (β) εξεργειακός βαθμός απόδοσης ανάλυσης ευαισθησίας της θερμοκρασίας ατμοποίησης

Όπως και η ειδική ηλεκτρική ισχύς, έτσι και ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης έχει μία σχεδόν γραμμική πτώση με μείωση της θερμοκρασίας ψύξης, με το σύστημα με το ακροφύσιο να έχει καλύτερη ηλεκτρική απόδοση σε όλες τις θερμοκρασίες. Στο σύστημα τριπααραγωγής με αναθέρμανση μείωση με την μείωση θερμοκρασίας ατμοποίησης έχει και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Στο σύστημα με ακροφύσιο αυτό δεν ισχύει καθώς η καμπύλη παρουσιάζει μέγιστο σε θερμοκρασία μεταξύ  $-5$  και  $0^{\circ}\text{C}$ . Αυτό συμβαίνει επειδή όσο αυξάνονται οι θερμοκρασίες ψύξης, αυξάνεται η ηλεκτρική ισχύς αλλά μειώνεται η ψυκτική ισχύς και ακόμα περισσότερο η εξεργειακή της συνεισφορά σύμφωνα με την σχέση (3.2).

### 3.5 Ενδιάμεση πίεση απομάστευσης

Στα συστήματα τριπαραγωγής, μετά τον πρώτο στρόβιλο ποσότητα εργαζόμενου μέσου απομαστεύεται προκειμένου να οδηγηθεί στον ψυκτικό κύκλο για την παραγωγή ψύξης. Η πίεση που βρίσκεται το ρεύμα στο σημείο της απομάστευσης επιδρά άμεσα στην ηλεκτρική και την ψυκτική ισχύ του συστήματος. Υψηλή πίεση απομάστευσης σημαίνει ότι το ρεύμα που απομαστεύεται έχει αποτονωθεί λιγότερο και συνεπώς έχει παραχθεί μικρότερη ενέργεια στον στρόβιλο. Ακόμα, λόγω της μορφής των ισοθερμοκρασιακών καμπύλων του διαγράμματος p-s του διοξειδίου του άνθρακα, σημαίνει μικρότερη ποιότητα διφασικού μίγματος μετά την στραγγαλιστική βαλβίδα, οπότε και αύξηση της ψυκτικής ισχύος.

Η ανάλυση αυτή δεν πραγματοποιείται στο σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο καθώς η μεταβολή στην πίεση απομάστευσης θα προκαλούσε μεταβολή και στην λειτουργία του ακροφυσίου και συνεπώς και στις υπόλοιπες παραμέτρους του συστήματος. Η ανάλυση πραγματοποιείται για ενδιάμεση πίεση απομάστευσης από 80 έως 105 bar με βήμα 5 bar. Οι υπόλοιπες παράμετροι του προβλήματος παραμένουν σταθερές.

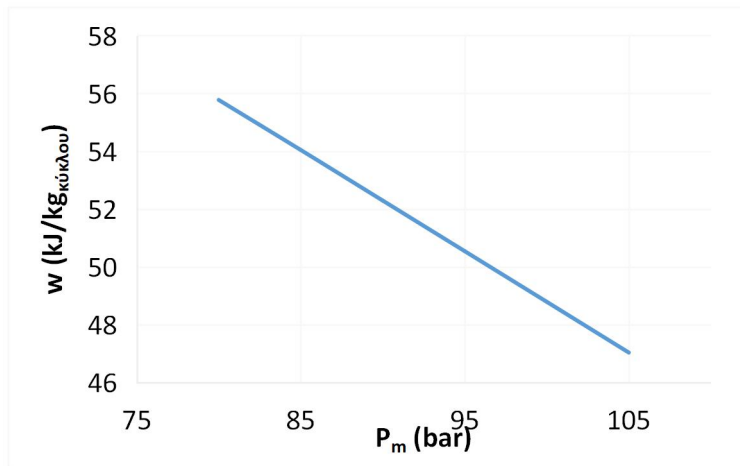
Πιν. 3.19. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας της πίεσης απομάστευσης

Παράμετρος	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση
Υψηλή θερμοκρασία (°C)	500
Χαμηλή θερμοκρασία (°C)	15
Υψηλή πίεση (bar)	195
Θερμοκρασία Ψύξης (°C)	5
Λόγος μάζας απομάστευσης (-)	0,3
Κατάσταση εισόδου συμπιεστή	Υπέρθερμος ατμός
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες (bar)	0
Pinch point ανακομιστών (°C)	5
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων (%)	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών (%)	80

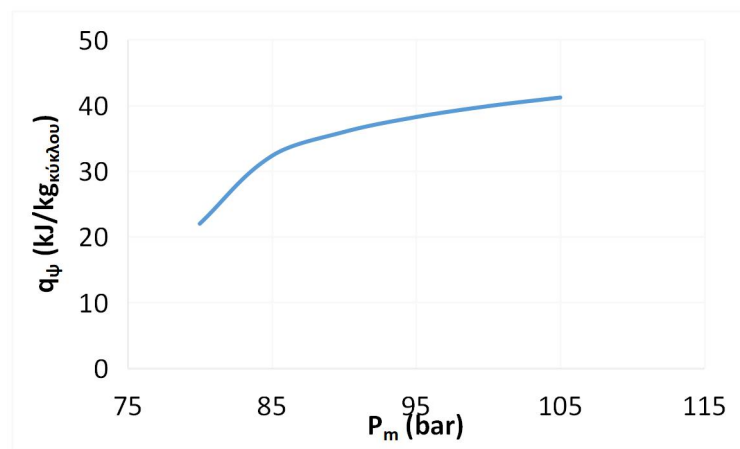
Τα ενεργειακά αποτελέσματα της παραπάνω ανάλυσης αποτυπώνονται στους πίνακες που ακολουθούν.

Πιν. 3.20. Ενεργειακά αποτελέσματα ανάλυσης ευαισθησίας της πίεσης απομάστευσης

P <sub>m</sub> (bar)	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	
	Ειδική Ηλεκτρική Ισχύς (kJ/kg)	Ειδική Ψυκτική Ισχύς (kJ/kg)
80	55,774	21,978
85	54,044	32,295
90	52,293	35,946
95	50,543	38,214
100	48,792	39,876
105	47,038	41,19



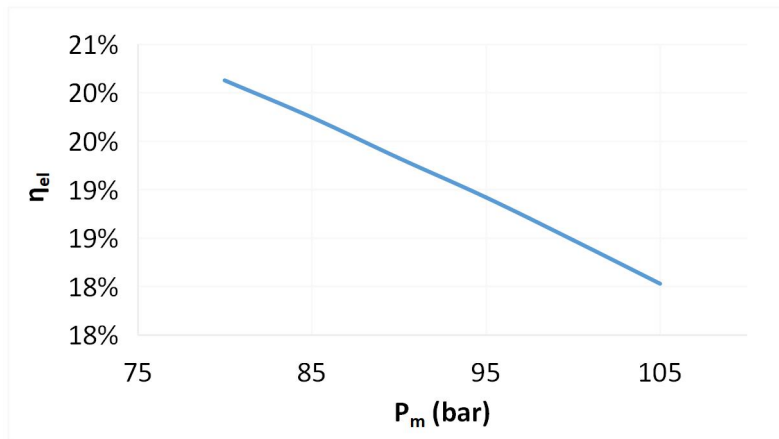
Εικ. 3.13. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και ενδιάμεσης πίεσης



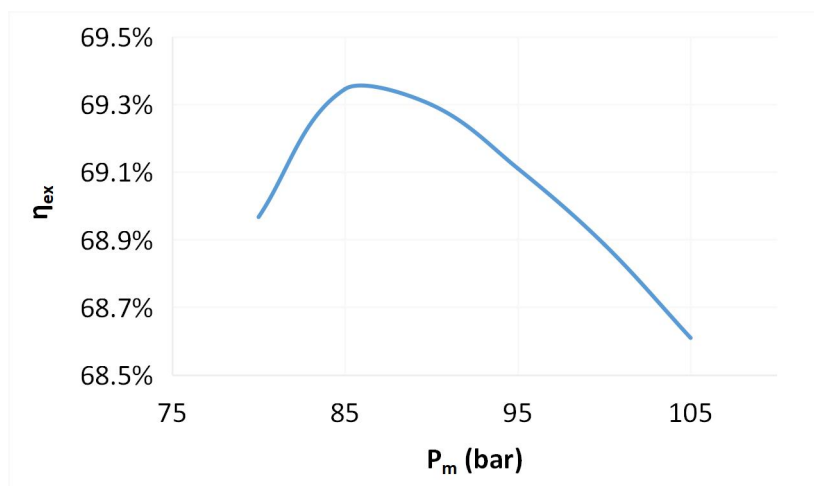
Εικ. 3.14. Διάγραμμα ειδικής ψυκτικής ισχύος και ενδιάμεσης πίεσης

Πιν. 3.21. Ενεργειακά αποτελέσματα ανάλυσης ευαισθησίας της πίεσης απομάστευσης

$P_m$ (bar)	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	
	Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης	Εξεργειακός Βαθμός Απόδοσης
<b>80</b>	20,13%	68,97%
<b>85</b>	19,74%	69,34%
<b>90</b>	19,32%	69,30%
<b>95</b>	18,92%	69,11%
<b>100</b>	18,48%	68,89%
<b>105</b>	18,03%	68,61%



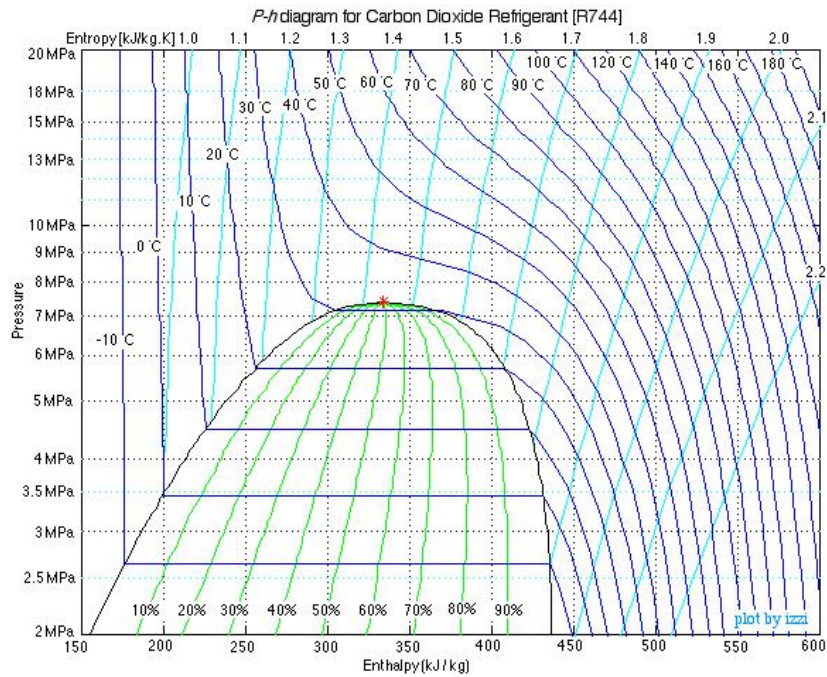
Εικ. 3.15. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και ενδιάμεσης πίεσης



Εικ. 3.16. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και ενδιάμεσης πίεσης

Όπως ήταν αναμενόμενο, με αύξηση της πίεσης απομάστευσης έχουμε μείωση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και αύξησης της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος. Η μείωση της ειδικής ηλεκτρικής ισχύος είναι γραμμική, σε αντίθεση με την αύξηση της ειδικής ψυκτικής ισχύος στην οποία η κλίση της καμπύλης μικραίνει καθώς αυξάνεται η πίεση.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η καμπύλη του εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Πιο συγκεκριμένα, παρουσιάζει μέγιστο για πίεση περίπου ίση με 85 bar. Η πίεση αυτή φαίνεται να ταιριάζει και με την πίεση που αλλάζει η κυρτότητα στην ισοθερμοκρασιακή καμπύλη των 35 °C (θερμοκρασία εισόδου στην στραγγαλιστική βαλβίδα) στο διάγραμμα  $p$  -  $h$  του διοξειδίου του άνθρακα που φαίνεται στην Εικ. 3.17. Η αλλαγή στην κυρτότητα είναι και ο λόγος που μειώνεται η αύξηση της ψυκτικής ισχύος στις υψηλότερες πιέσεις, καθώς η καμπύλη γίνεται πιο κατακόρυφη και συνεπώς επιφέρει μικρή μεταβολή στην ποιότητα του διφασικού μίγματος.



Εικ. 3.17. Διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας του διοξειδίου του άνθρακα

### 3.6 Λόγος απομάστευσης

Στα συστήματα τριπαραγωγής το κύριο ρεύμα sCO<sub>2</sub> μετά την έξοδό του από τον πρώτο στρόβιλο διαχωρίζεται σε δύο, προκειμένου μία ποσότητα να οδηγηθεί στον ψυκτικό κύκλο για την παραγωγή ψύξης. Μεταβάλλοντας την αναλογία της παροχής μάζας που απομαστεύεται προς την παροχή μάζας του κύριου ρεύματος, μπορεί να ρυθμιστεί και η παραγωγή ψυκτικής ισχύος. Όσο μεγαλύτερη είναι η αναλογία, τόσο περισσότερη παροχή οδηγείται στον ψυκτικό κύκλο και συνεπώς η ψυκτική ισχύς μεγαλώνει. Ωστόσο, αυτό έχει ως συνέπεια να μειώνεται η παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος, καθώς στον δεύτερο στρόβιλο αποτονώνεται μικρότερη ποσότητα sCO<sub>2</sub>. Λόγος απομάστευσης ίσος με 1 σημαίνει ότι όλο το ρεύμα οδηγείται στον ψυκτικό κύκλο ενώ ίσος με 0 όλο οδηγείται στον δεύτερο στρόβιλο και δεν έχουμε παραγωγή ψυκτικής ισχύος.

Η μεταβολή του λόγου απομάστευσης εξετάζεται μόνο για το σύστημα χωρίς ακροφύσιο, διότι με την μεταβολή της παροχής μάζας στο ακροφύσιο αλλάζει και η λειτουργία του και συνεπώς και ο υπόλοιπος ψυκτικός κύκλος.

Στο σύστημα τριπαραγωγής χωρίς ακροφύσιο, ο λόγος απομάστευσης επηρεάζει και την θερμοκρασία εισόδου στον συμπιεστή. Πριν τον συμπιεστή έχουμε την ανάμειξη των ρευμάτων που προέρχονται από τον ψυκτικό κύκλο και από τον δεύτερο στρόβιλο. Το ρεύμα του ψυκτικού κύκλου είναι θερμοκρασίας κορεσμού (5 °C) ενώ το άλλο υπέρθερμο θερμοκρασίας εξόδου από τον ψύκτη (15 °C). Έτσι όσο αυξάνεται ο λόγος απομάστευσης αυξάνεται η ποσότητα ρεύματος θερμοκρασίας κορεσμού και η θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο πέφτει. Τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά μεγέθη του συστήματος παραμένουν σταθερά.

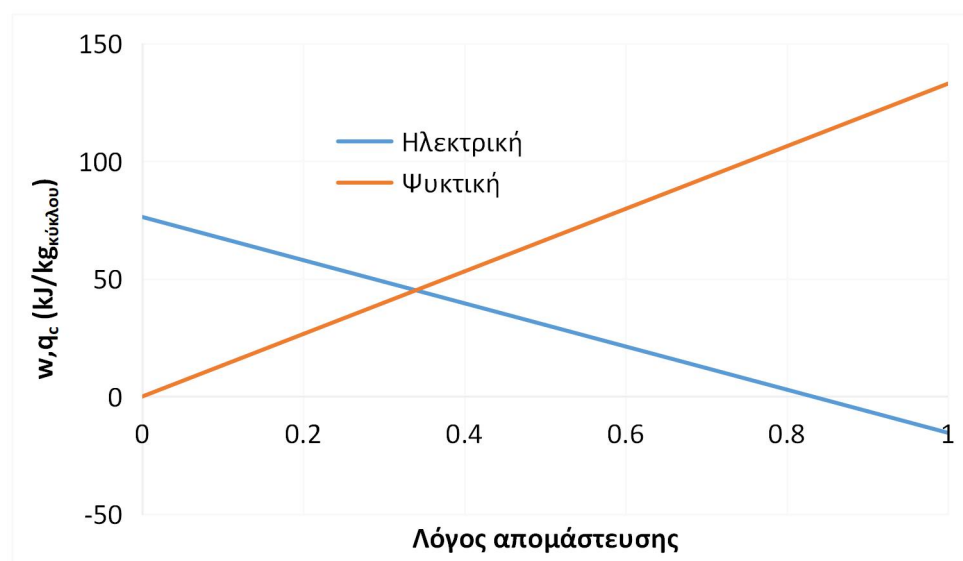
Πιν. 3.22. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας λόγου απομάστευσης

Παράμετρος	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση
Υψηλή θερμοκρασία (°C)	500
Χαμηλή θερμοκρασία (°C)	15
Υψηλή πίεση (bar)	195
Θερμοκρασία Ψύξης (°C)	5
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες (bar)	0
Pinch point ανακομιστών (°C)	5
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων (%)	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών (%)	80

Η μεταβολή των ενεργειακών μεγεθών με τον λόγο απομάστευσης αποτυπώνεται στους παρακάτω πίνακες.

Πιν. 3.23. Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος με τον λόγο απομάστευσης

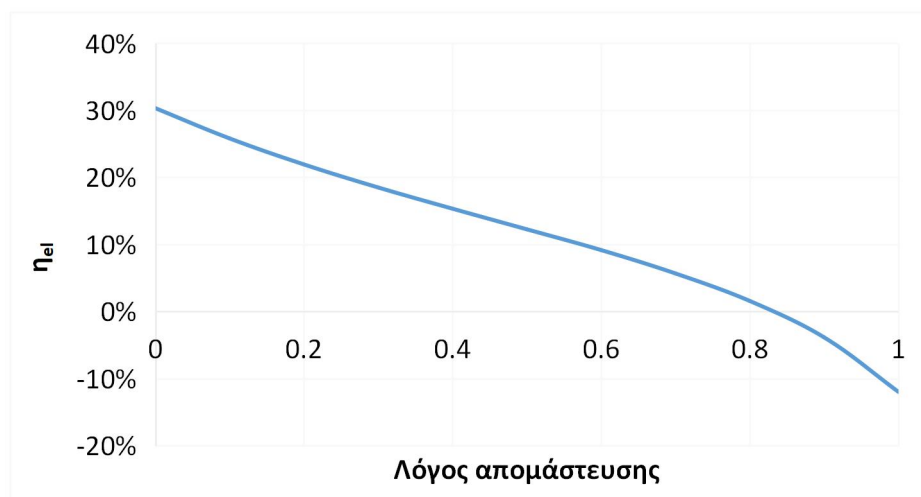
Λόγος απομάστευσης	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	
	Ειδική Ηλεκτρική Ισχύς (kJ/kg)	Ειδική Ψυκτική Ισχύς (kJ/kg)
1	-15,38	132,92
0,9	-6,204	119,628
0,8	2,962	106,336
0,7	12,128	93,044
0,6	21,284	79,752
0,5	30,46	66,46
0,4	39,626	53,168
0,3	48,792	39,876
0,2	57,958	26,584
0,1	67,134	13,292
0	76,31	0



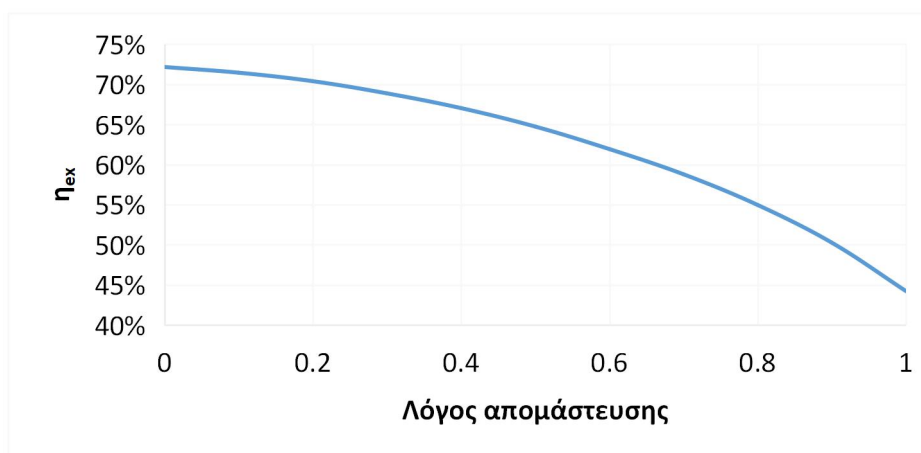
Εικ. 3.18. Διάγραμμα ειδικής ισχύος και λόγου απομάστευσης.

Πιν. 3.24. Συσχέτιση ηλεκτρικού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης με τον λόγο απομάστευσης

Λόγος απομάστευσης	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	
	Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης	Εξεργειακός Βαθμός Απόδοσης
1	-11,99%	44,23%
0,9	-3,86%	50,27%
0,8	1,56%	54,97%
0,7	5,66%	58,80%
0,6	9,15%	61,94%
0,5	12,24%	64,75%
0,4	15,31%	67,05%
0,3	18,48%	68,89%
0,2	21,91%	70,40%
0,1	25,79%	71,46%
0	30,31%	72,17%



Εικ. 3.19. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και λόγου απομάστευσης



Εικ. 3.20. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και λόγου απομάστευσης

Παρατηρείται, ότι όπως ήταν αναμενόμενο με αύξηση του λόγου απομάστευσης έχουμε αύξηση της ψυκτικής ισχύος και μείωση της ηλεκτρικής. Τόσο η αύξηση όσο και η μείωση είναι γραμμικές, ενώ σε πολύ υψηλούς λόγους απομάστευσης (>0,8) η κατανάλωση στον συμπιεστή είναι μεγαλύτερη από την παραγωγή στους στροβίλους και συνολικά έχουμε έλλειμμα ηλεκτρικής ισχύος. Μεγάλη μεταβολή παρατηρείται και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, η οποία ωστόσο δεν είναι γραμμική, με την συνολική διαφορά μεταξύ λόγου απομάστευσης 0 και 1 να είναι περίπου 28%.

### 3.7 Pinch Point ανακομιστών

Ως pinch point σε έναν εναλλάκτη ορίζεται η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά που μπορούν να έχουν τα δύο ρεύματα προκειμένου να μπορεί να γίνει η μεταφορά θερμότητας από το θερμό στο ψυχρό. Τόσο το σύστημα συμπαραγωγής όσο και τα δύο τριπαραγωγής, εκτός από τους εναλλάκτες με εξωτερικά ρεύματα (θερμαντήρες, ψύκτες), διαθέτουν δύο ανακομιστές θερμότητας. Το pinch point των ανακομιστών ορίζει το ποσό θερμότητας που μπορεί να προσδοθεί από τα θερμά ρεύματα που εξέρχονται από τους στροβίλους στο ψυχρό ρεύμα που εξέρχεται από τον συμπιεστή ώστε να γίνει ανάκτηση της θερμότητας και να μειωθεί η κατανάλωση ενέργειας στον θερμαντήρα. Προκειμένου να διαπιστωθεί η επιρροή του pinch point των ανακομιστών στην απόδοση του συστήματος, εξετάστηκαν για κάθε σύστημα 3 σενάρια με pinch point 2, 5 και 8 °C, αντίστοιχα. Τα σταθερά μεγέθη και τα αποτελέσματα αποτυπώνονται στους παρακάτω πίνακες.

Πιν. 3.25. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας του pinch point των ανακομιστών των συστημάτων

Παράμετρος	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
Υψηλή θερμοκρασία (°C)	500	500	500
Χαμηλή θερμοκρασία (°C)	15	15	25
Υψηλή πίεση (bar)	195	195	195
Πίεση απομάστευσης (bar)	-		100
Θερμοκρασία Ψύξης (°C)	-	5	5
Ειδική ψυκτική ισχύς (kJ/kg)	-		49,904
Κατάσταση εισόδου συμπιεστή	K.A.		K.A.
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες (bar)	0	0	0
Ισεντροπικός β.α. στροβίλων (%)	80	80	80
Ισεντροπικός β.α. συμπιεστών (%)	80	80	80

Πιν. 3.26 Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος με το pinch point των ανακομιστών

Pinch Point (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
2	64,3852	68,3088	56,4996
5	64,2207	68,3088	56,4996
8	64,0640	68,3088	56,4996



Πιν. 3.27 Συσχέτιση ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με το pinch point των ανακομιστών

Pinch Point (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
2	34,93%	18,66%	20,15%
5	34,33%	18,47%	19,92%
8	33,75%	18,28%	19,69%

Πιν. 3.28 Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με το pinch point των ανακομιστών

Pinch Point (°C)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
2	71,946%	68,903%	67,376%
5	71,448%	68,896%	67,290%
8	70,982%	68,896%	67,221%

Στα συστήματα τριπαραγωγής, η μεταβολή του ηλεκτρικού και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης είναι μικρή, με την διαφορά στο σύστημα χωρίς ακροφύσιο να είναι 0,38% και 0,007% αντίστοιχα. Στο σύστημα με το ακροφύσιο οι διαφορές είναι 0,36% και 0,155%. Και στα δύο συστήματα η παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος παραμένει σταθερή. Αυτό δεν ισχύει στο σύστημα συμπαραγωγής όπου έχουμε την αύξηση της με μείωση του pinch point. Για τον λόγο αυτό η μεταβολή των αποδόσεων είναι ελαφρώς υψηλότερη σε σχέση με τα συστήματα τριπαραγωγής και ανέρχεται στα 1,18% και 0,964% αντίστοιχα. Επειδή οι μεταβολές είναι πολύ μικρές δεν σχεδιάστηκαν τα αντίστοιχα διαγράμματα.

### 3.8 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβιλομηχανών

Οι στροβιλομηχανές αποτελούν από τα σημαντικότερα στοιχεία και των τριών συστημάτων, καθώς τόσο η παραγωγή όσο και η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας γίνεται σε αυτές. Το πιο σημαντικό χαρακτηριστικό τους είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, διότι συσχετίζει την ενέργεια που παράγεται στους στροβίλους ή καταναλώνεται στον συμπιεστή με αυτήν που θα παραγόταν ή θα καταναλώνονταν αντίστοιχα, αν η θερμοδυναμική μεταβολή ήταν ιδανική, δηλαδή ισεντροπική. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης είναι μέγιστος όταν η στροβιλομηχανή λειτουργεί στο σημείο σχεδιασμού της, ενώ μικραίνει όσο απομακρυνόμαστε από αυτό. Ακόμα, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης μιας μηχανής τείνει να αυξάνεται με αύξηση του μεγέθους της. Αυτό οφείλεται κυρίως σε κατασκευαστικούς λόγους, όπως η αναλογία του διακένου μεταξύ της κεφαλής των πτερυγίων και του κελύφους με την ακτίνα της πτερυγίου. Τυπικές τιμές ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστών και στροβίλων σε αεριοστρόβιλο αλλά και ατμοστροβίλων μεγάλου μεγέθους σε μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι από 0,85 έως 0,9. Προς το παρόν, αντίστοιχα μεγάλου μεγέθους στροβιλομηχανές υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα δεν έχουν κατασκευαστεί, ενώ σε επίπεδο έρευνας κατασκευάζονται και μελετώνται μηχανές έως 10MWe. Για να φανεί η σημαντικότητα του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στα συστήματα, κατά την ανάλυση ευαισθησίας εξετάζεται η μεταβολή του από 0,65 έως και 0,9 με βήμα 0,05, σημειώνοντας ωστόσο ότι οι υψηλές τιμές είναι πολύ δύσκολο τεχνικά να επιτευχθούν. Όπως και στις προηγούμενες αναλύσεις για λόγους σύγκρισης τα υπόλοιπα

κύρια χαρακτηριστικά μεγέθη των συστημάτων παραμένουν σταθερά και φαίνονται στον Πιν. 3.29.

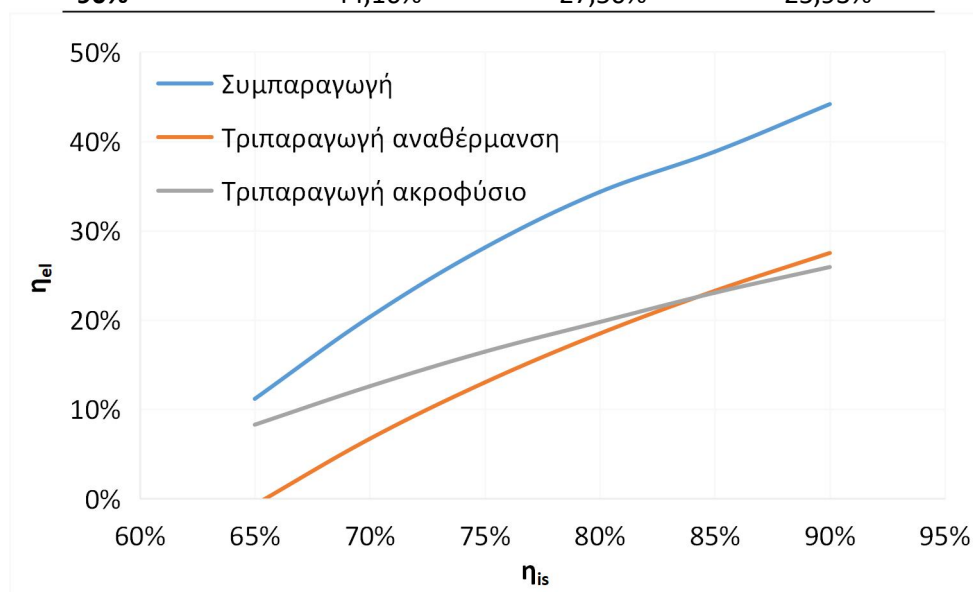
Πιν. 3.29. Σταθερά μεγέθη κατά την ανάλυση ευαισθησίας του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών

Παράμετρος	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
Υψηλή θερμοκρασία (°C)	500	500	500
Χαμηλή θερμοκρασία (°C)	15	15	25
Υψηλή πίεση (bar)	195	195	195
Πίεση απομάστευσης (bar)	-	100	100
Θερμοκρασία Ψύξης (°C)	-	5	5
Ειδική ψυκτική ισχύς (kJ/kg)	-	39,876	49,904
Κατάσταση εισόδου συμπιεστή	K.A.	Υ.Α.	K.A.
Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες (bar)	5	5	5

Τα αποτελέσματα της ανάλυσης παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες με τα αντίστοιχα διαγράμματα.

Πιν. 3.30 Συσχέτιση ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης των στροβιλομηχανών

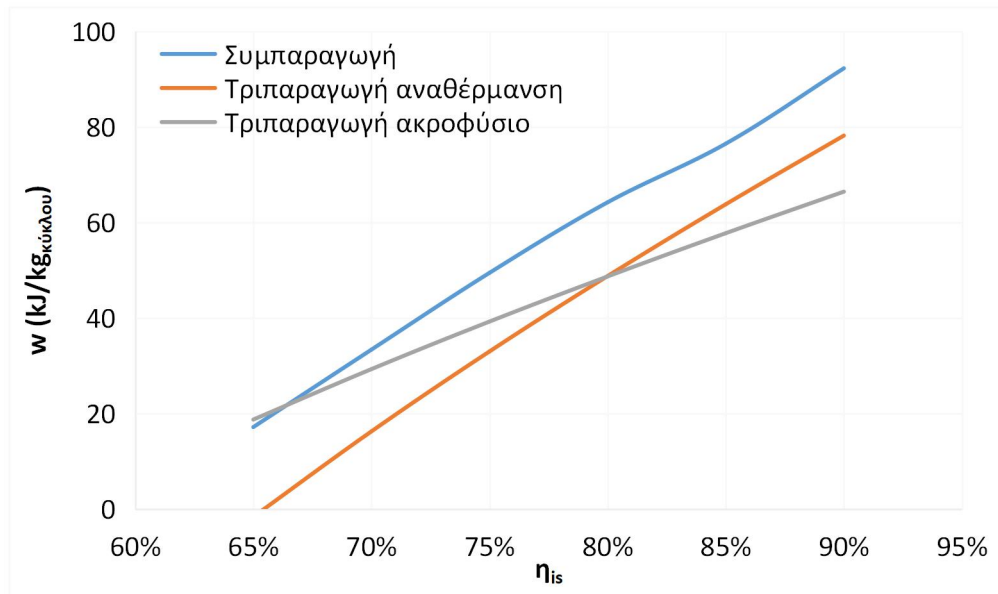
$\eta_{is}$ (-)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
65%	11,17%	-0,69%	8,28%
70%	20,33%	6,70%	12,58%
75%	28,10%	13,01%	16,45%
80%	34,33%	18,48%	19,77%
85%	38,84%	23,26%	23,05%
90%	44,16%	27,50%	25,93%



Εικ. 3.21. Διάγραμμα ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών

Πιν. 3.31 Συσχέτιση ειδικής ηλεκτρικής ισχύος με τον ισητροπικό βαθμό απόδοσης των στροβιλομηχανών

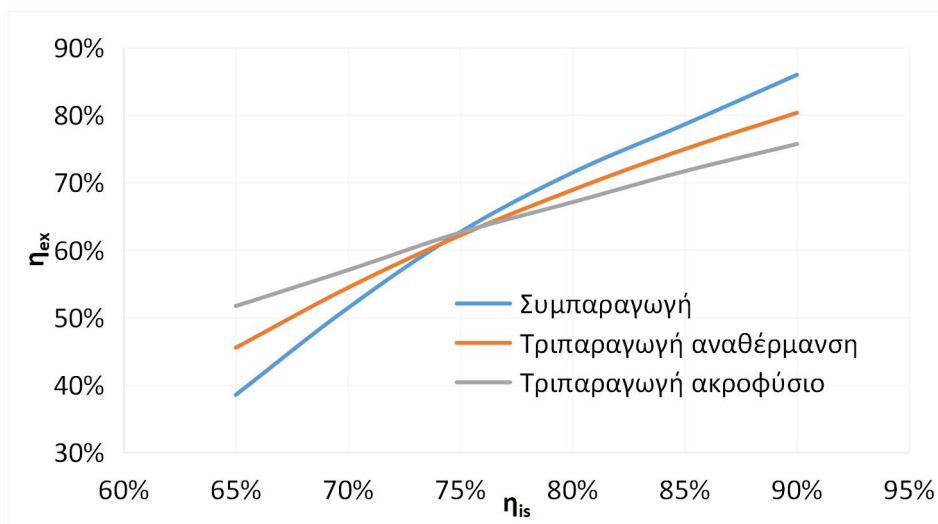
$\eta_{is}$ (-)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
65%	17,177	-1,605	18,750
70%	33,386	16,275	29,310
75%	49,463	33,012	39,265
80%	64,221	48,792	48,707
85%	76,485	63,802	57,755
90%	92,262	78,179	66,445



Εικ. 3.22. Διάγραμμα ειδικής ηλεκτρικής ισχύος και ισητροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών

Πιν. 3.32 Συσχέτιση εξεργειακού βαθμού απόδοσης με τον ισητροπικό βαθμό απόδοσης των στροβιλομηχανών

$\eta_{is}$ (-)	Συμπαραγωγή	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο
65%	38,53%	45,51%	51,68%
70%	51,40%	54,40%	57,02%
75%	62,64%	62,15%	62,57%
80%	71,45%	68,89%	67,07%
85%	78,60%	74,93%	71,66%
90%	85,94%	80,32%	75,69%



Εικ. 3.23. Διάγραμμα εξεργειακού βαθμού απόδοσης και ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών

Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης έχει καθοριστική σημασία στα συστήματα καθώς η διαφορά στον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης για τιμές 0,65 και 0,90 φτάνει τα 33% στο σύστημα συμπαραγωγής και 28% στο σύστημα τριπααραγωγής χωρίς το ακροφύσιο. Το σύστημα με το ακροφύσιο παρουσιάζει μικρότερη, αλλά εξίσου σημαντική μεταβολή έως και 18%. Η διαφορετική επιρροή στα συστήματα ήταν αναμενόμενη και έγκειται στο γεγονός ότι το σύστημα συμπαραγωγής διαθέτει έναν παραπάνω συμπιεστή και στο σύστημα με το ακροφύσιο οι στροβιλομηχανές λειτουργούν με χαμηλότερο λόγο πίεσης λόγω του ακροφυσίου.

Η σημαντικότητα του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών αποτυπώνεται και στην ειδική ηλεκτρική ισχύ των συστημάτων. Μάλιστα για ισεντροπικό βαθμό ίσο με 0,65 στο σύστημα τριπααραγωγής χωρίς ακροφύσιο έχουμε οριακά κατανάλωση ενέργειας αντί για παραγωγή, ενώ το σύστημα με το ακροφύσιο έχει μεγαλύτερη ειδική ηλεκτρική ισχύ από το σύστημα συμπαραγωγής.

Αναφορικά με τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, και τα δύο συστήματα τριπααραγωγής ξεπερνούν το σύστημα συμπαραγωγής για χαμηλούς ισεντροπικούς βαθμούς, με το τελευταίο να έχει συνολική διαφορά μεταξύ των ακραίων σεναρίων έως κα 50%. Έτσι, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης των στροβιλομηχανών μαζί με την υψηλή θερμοκρασία του κύκλου αποτελούν τις βασικότερες παραμέτρους των συστημάτων και επηρεάζουν περισσότερο την απόδοσή τους.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. Οικονομική ανάλυση

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο πραγματοποιείται η οικονομική αξιολόγηση των συστημάτων. Τα συστήματα συμπαραγωγής και τριπαραγωγής που χρησιμοποιούν υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ως εργαζόμενο μέσο δεν είναι ακόμα εμπορικά διαθέσιμα σε μεγάλη κλίμακα και περιορίζονται κυρίως σε μελέτες και εργαστηριακές εγκαταστάσεις. Για τον λόγο αυτό, το κόστος των επιμέρους στοιχείων των συστημάτων υπολογίζεται μέσω εκτιμήσεων από έρευνες και δημοσιεύσεις. Οι εκτιμήσεις αυτές εμπεριέχουν σφάλματα, καθώς λόγω έλλειψης επαρκούς δεδομένων ορισμένες υπερκοστολογούν ώστε να καλύψουν το χειρότερο σενάριο, ενώ άλλες βασίζονται στην ταχεία ανάπτυξη και ωρίμανση της τεχνολογίας με συνέπεια να υπερεκτιμούν. Προκειμένου να περιοριστούν τα σφάλματα και τα αποτελέσματα να είναι πιο κοντά σε πραγματικά δεδομένα, οι εκτιμήσεις συγκρίνονται και με τιμές από κατασκευαστικές εταιρίες, όπου αυτό είναι εφικτό. Σε κάθε περίπτωση, τα οικονομικά αποτελέσματα των διαφορετικών συστημάτων μπορούν να συγκριθούν μεταξύ τους καθώς προκύπτουν από κοινή μεθοδολογία.

### 4.1 Εναλλάκτες θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν από τα σημαντικότερα στοιχεία της οικονομικής ανάλυσης των συστημάτων που μελετώνται, τόσο λόγω του υψηλού κόστους τους, όσο και λόγω της ποσότητάς τους. Όλα τα συστήματα διαθέτουν δύο ανακομιστές, δύο θερμαντήρες και δύο ψύκτες, ενώ τα συστήματα τριπαραγωγής έχουν και έναν ατμοποιητή. Οι περισσότερες μελέτες βασίζονται σε κοστολόγηση τύπου “U-A”, δηλαδή του γινομένου της θερμικής διαπερατότητας και του εμβαδού του εναλλάκτη. Το γινόμενο αυτό αποτελεί το “θερμοδυναμικό μέγεθος” του εναλλάκτη και μπορεί να υπολογιστεί μέσω της θερμότητας που συναλλάσσεται και της μέσης λογαριθμικής διαφοράς της θερμοκρασίας σύμφωνα με την εξίσωση (4.1) [30]:

$$\dot{Q}_{hex} = UA\Delta T_{lm} \quad (4.1)$$

Όπου,

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out}) - (T_{hot,out} - T_{cold,in})}{\ln\left(\frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out})}{(T_{hot,out} - T_{cold,in})}\right)} \quad (4.2)$$

Συμφώνα με τους Carlson et al. [31], το κόστος των εναλλακτών σε εγκαταστάσεις με sCO<sub>2</sub> λαμβάνεται από την σχέση (4.3) με τον συντελεστή C<sub>1</sub> να μεταβάλλεται ανάλογα με τον τύπο του εναλλάκτη και το θερμοδυναμικό του μέγεθος όπως φαίνεται στον Πιν. 4.1.

$$C = C_1 \cdot (UA) \quad (4.3)$$

Πιν. 4.1. Συντελεστής C1 συναρτήσει τύπου εναλλάκτη και γινομένου UA

UA (W/K)	5,00E+03	3,00E+04	1,00E+05	3,00E+05	1,00E+06
Primary Heat Exchanger (\$/(W/K))	1,9	1,3	1,1	1	1
Recuperator (\$/(W/K))	6,3	1,4	1,3	1,1	1
Air Coolers / Condensers (\$/(W/K))	7,6	2,4	1,3	1,1	1

Ένα χρόνο αργότερα, σε μελέτη για το 6<sup>ο</sup> διεθνές συμπόσιο για κύκλους παραγωγής ενέργειας με sCO<sub>2</sub>, οι White και Weiland [32] υποστήριξαν ότι οι εναλλάκτες σε τέτοιους κύκλους μπορεί να είναι τύπου τυπωμένου κυκλώματος (Printed Circuit Heat Exchangers) και ο συντελεστής C<sub>1</sub> να πέσει έως και 0,294 \$/(W/K) για τους ανακομιστές χαμηλής θερμοκρασίας και τους ψύκτες, 0,253 \$/(W/K) για τους ανακομιστές υψηλής θερμοκρασίας (αλλά <600 °C) και 1,318 \$/(W/K) για τους ανακομιστές υψηλής θερμοκρασίας (>600 °C). Παρατηρούμε ότι οι συντελεστές αυτοί είναι αρκετές τάξεις μεγέθους μικρότεροι από τους αντίστοιχους στην έρευνα του Carlson. Ένα μειονέκτημα της μελέτης είναι ότι αφορά εγκατάσταση ηλεκτρικής ισχύος μερικών MW<sub>e</sub> χωρίς να αναφέρεται σε τροποποίηση των συντελεστών για διαφορετική ισχύ ή διαφορετική τιμή στο γινόμενο UA.

Ο Astolfi [33] κατά την διδακτορική του διατριβή πάνω σε εγκαταστάσεις οργανικού κύκλου Rankine, υπολογίζει το κόστος των ανακομιστών με βάση την επιφάνεια του εναλλάκτη, και όχι το γινόμενο UA, σύμφωνα με τον τύπο (4.4).

$$C = 450000 \cdot \left( \frac{A}{100} \right)^{0.7} \quad (4.4)$$

Η διατριβή δεν αναφέρεται σε κύκλους που χρησιμοποιούν υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα, ωστόσο προτείνει συντελεστή προσαύξησης κόστους ανάλογα με την υψηλή πίεση του εναλλάκτη F<sub>p</sub>.

$$\log(F_p) = -3,35099 + 1,915216 \cdot \log(P) - 0,281691 \log^2(P) \quad (4.5)$$

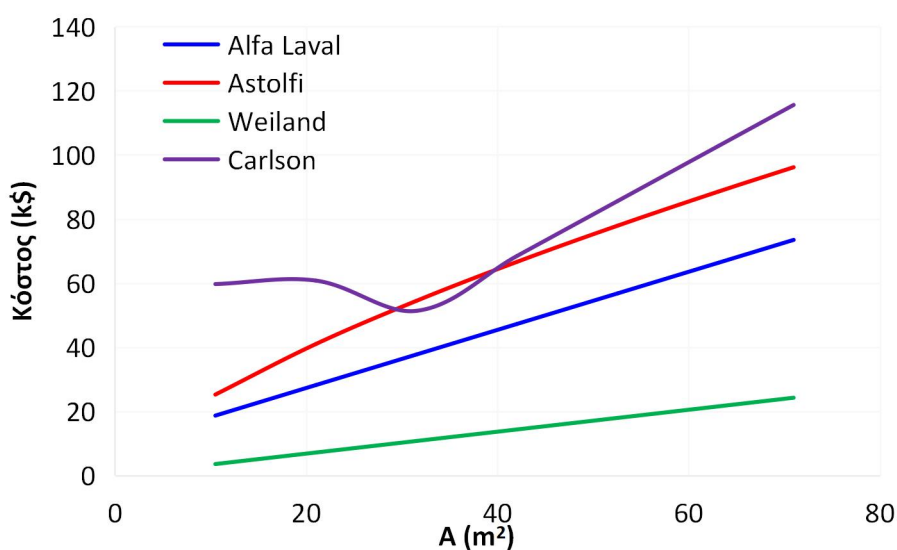
Για την εύρεση της επιφάνειας του εναλλάκτη πρέπει να γίνει υπολογισμός της θερμικής διαπερατότητας. Ο Astolfi κάνει τον υπολογισμό χρησιμοποιώντας την ειδική αγωγιμότητα των ρευμάτων και του υλικού των σωληνώσεων, τους συντελεστές επικαθίσεων και την αντίσταση του υλικού.

$$U = \left( \frac{1}{h_{int} \frac{A_{int,pt}}{A_{ext,pt}}} + \frac{1}{h_{ext} \frac{A_{ext,rt}}{A_{ext,pt}}} + \frac{R_{f,int}}{A_{int,pt}} + \frac{R_{f,ext}}{A_{ext,rt}} + R_{ma} \right)^{-1} \quad (4.6)$$

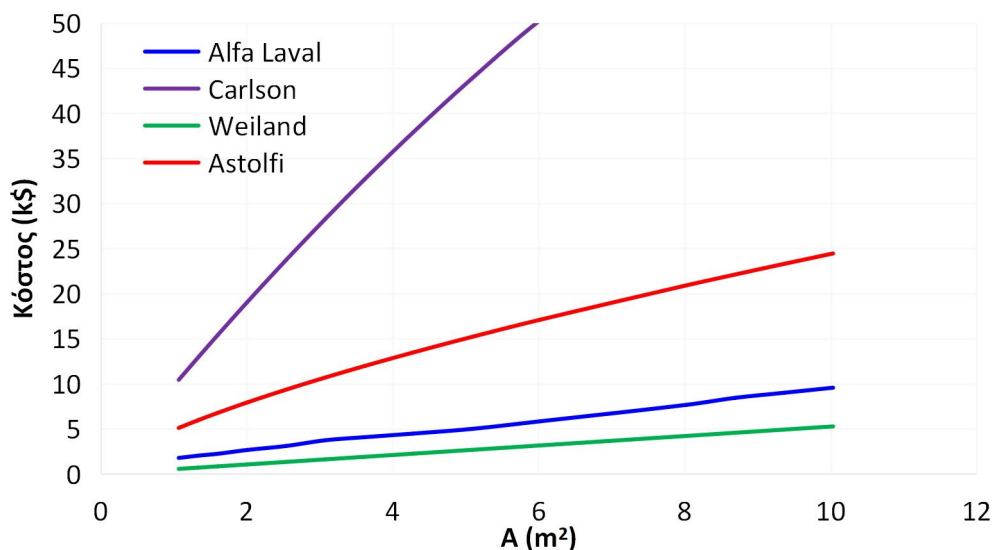
Όπου, A<sub>int,pt</sub>, A<sub>ext,pt</sub> είναι οι εσωτερικές και εξωτερικές επιφάνειες του σωλήνα ενώ A<sub>ext,rt</sub> είναι η πραγματική εξωτερική επιφάνεια συναλλαγής. Η αναλογία A<sub>int,pt</sub>/A<sub>ext,pt</sub> λαμβάνεται συνήθως 0,87 ενώ η A<sub>ext,rt</sub>/A<sub>ext,pt</sub> ίση με 1 για απλούς σωλήνες [34]. Οι συντελεστές R<sub>f</sub> αφορούν τις επικαθίσεις (fouling) που μπορεί να εμφανιστούν κατά την λειτουργία, ενώ με

$R_{ma}$  συμβολίζεται η αντίσταση του υλικού. Οι συντελεστές αυτοί λαμβάνονται ίσοι με 0 καθώς έχουν πολύ μικρή επίδραση στο τελικό αποτέλεσμα σε επίπεδο σχεδιασμού (on design calculations). Οι ειδικές αγωγιμότητες των ρευμάτων μεταβάλλονται ανάλογα με την ταχύτητα και την τύρβη της ροής και συνεπώς λαμβάνονται προσεγγιστικά  $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$  για τα ρεύματα  $\text{CO}_2$  και τηγμένου άλατος και  $10000 \text{ W/m}^2\text{K}$  για τα ρεύματα νερού.

Γνωρίζοντας πλέον την επιφάνεια του εναλλάκτη, οι εκτιμήσεις των παραπάνω ερευνών μπορεί να συγκριθούν και με πραγματικές τιμές των εναλλακτών της εταιρίας Alfa Laval. Οι εναλλάκτες που προσφέρει η συγκεκριμένη εταιρεία δεν ενδείκνυνται για συστήματα  $\text{sCO}_2$ , καθώς έχουν χαμηλή ανώτατη πίεση λειτουργίας ( $\approx 30\text{bar}$ ) συνεπώς για να γίνει η σύγκριση, οι τιμές που αναφέρει πολλαπλασιάζονται με τον συντελεστή πίεσης που προτείνει ο Astolfi. Οι ανακομιστές και οι θερμαντήρες θεωρούνται ότι είναι ίδιο μοντέλο και συνεπώς έχουν ίδια τιμή, διότι έχουν ίδιες μέγιστες τιμές σε θερμοκρασία και πίεση. Αντίθετα, οι ψύκτες έχουν πολύ μικρότερη μέγιστη θερμοκρασία και πίεση συνεπώς διαφοροποιούνται. Στα συστήματα τριπαραγωγής ο ατμοποιητής θεωρείται ότι είναι όμοιος με τους ψύκτες καθώς έχει πιέσεις και θερμοκρασίες ίδιας τάξης μεγέθους και χρησιμοποιεί ως δευτερεύον ρεύμα νερό, όπως και οι ψύκτες. Στα παρακάτω διαγράμματα φαίνεται η εκτίμηση κόστους των εναλλακτών συναρτήσει της επιφάνειάς τους για τις διαφορετικές μεθόδους αλλά και τις πραγματικές τιμές από την κατασκευαστική εταιρεία (με την εκτίμηση προσαύξησης λόγω της υψηλής πίεσης).



Εικ. 4.1. Εκτίμηση κόστους ανακομιστή συναρτήσει της επιφάνειας του εναλλάκτη



Εικ. 4.2. Εκτίμηση κόστους ψύκτη και ατμοποιητή συναρτήσει της επιφάνειας του εναλλάκτη

Παρατηρούμε ότι οι διαφορετικές μέθοδοι παρουσιάζουν σημαντικές αποκλίσεις μεταξύ τους, ιδιαίτερα στην περίπτωση του ψύκτη και του ατμοποιητή. Οι υπολογισμοί επιλέγεται να γίνουν με τις τιμές από την εταιρεία Alfa Laval για τους ανακομιστές και τους θερμαντήρες και με την εκτίμηση του Astolfi για τον ψύκτη και τον ατμοποιητή, καθώς οι τιμές αυτές βρίσκονται σε μία μέση τιμή σε σχέση με τις υπόλοιπες εκτιμήσεις. Έτσι προκύπτουν τα παρακάτω κόστη.

Πιν. 4.2. Κόστος εναλλακτών στο σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση

Στοιχείο	$\Delta T_{im}$ (K)	UA (W/K)	A (m <sup>2</sup> )	Κόστος (\$)
Θερμαντήρας	6,76	68985,88	59,312	62919
Αναθερμαντήρας	6,49	23066,24	19,832	27144
Ανακομιστής 1	34,95	13103,84	11,266	19382
Ανακομιστής 2	27,75	3174,64	2,729	11646
Ψύκτης 1	26,13	10522,87	5,890	13890
Ψύκτης 2	85,28	3688,17	2,065	6668
Ατμοποιητής	7,68	10162,87	5,689	13555

Πιν. 4.3. Κόστος εναλλακτών στο σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο

Στοιχείο	$\Delta T_{im}$ (K)	UA (W/K)	A (m <sup>2</sup> )	Κόστος (\$)
Θερμαντήρας	9,26	66359,786	57,054	60873
Ανακομιστής 1	50,33	8110,733	6,973	13889
Ανακομιστής 2	38,12	8771,110	7,541	12705
Ψύκτης 1	20,02	9296,890	5,204	12736
Ψύκτης 2	58,62	6963,113	3,898	10403
Ατμοποιητής	7,29	17428,718	9,756	19774



Πιν. 4.4. Κόστος εναλλακτών στο σύστημα συμπαραγωγής

Στοιχείο	$\Delta T_{lm}$ (K)	UA (W/K)	A (m <sup>2</sup> )	Κόστος (\$)
Θερμαντήρας	5,88	51635,220	44,394	49401
Αναθερμαντήρας	5,69	54550,095	46,901	51672
Ανακομιστής 1	11,79	62673,095	53,884	58001
Ανακομιστής 2	5,10	113641,843	97,706	97710
Ψύκτης	16,46	25165,683	14,087	18315

## 4.2 Στροβιλομηχανές

Οι συμπιεστές και οι στρόβιλοι αποτελούν τα πιο ακριβά στοιχεία των εγκαταστάσεων παραγωγής ενέργειας. Η κατασκευή στρόβιλων για συστήματα με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα είναι ακόμα σε πρώιμο στάδιο και εξελίσσεται τα τελευταία χρόνια με αποτέλεσμα να μην υπάρχουν ακριβή δεδομένα από την αγορά. Τα χαρακτηριστικά τους είναι η υψηλή πίεση εισόδου, όπως έχουν και οι ατμοστρόβιλοι, ενώ η θερμοκρασία μπορεί να κυμαίνεται από πολύ χαμηλές έως πολύ υψηλές τιμές. Τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά τους μοιάζουν περισσότερο με εκείνα των αεροστρόβιλων. Αυτός είναι και ο λόγος όπου οι περισσότερες έρευνες, όπως αυτή του Weiland [32], προτείνουν το κόστος να εκτιμάται ως το άθροισμα του κόστους του κελύφους ενός ατμοστρόβιλου και ενός αεριοστρόβιλου αντίστοιχου μεγέθους. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, εξαιτίας της υψηλής πυκνότητας του sCO<sub>2</sub> το μέγεθος ενός στρόβιλου sCO<sub>2</sub> είναι τάξεις μεγέθους μικρότερο από το αντίστοιχο ενός κλασικού αεριοστρόβιλου ίδιας ισχύος. Έτσι, προκύπτει ότι θα έχει και αρκετά μικρότερο κόστος. Τόσο οι ατμοστρόβιλοι όσο και οι αεριοστρόβιλοι είναι πολύ ώριμες τεχνολογίες, συνεπώς τα παραπάνω κόστη είναι εύκολο να υπολογιστούν. Ωστόσο, η μέθοδος αυτή ενδείκνυται για στρόβιλους ισχύος της τάξεως των μερικών MW ή υψηλότερης συνεπώς δεν χρησιμοποιείται αλλά προτιμώνται εκτιμήσεις από μελέτες. Οι περισσότερες από αυτές αναφέρουν ότι το κόστος ακολουθεί την εξίσωση (4.7), όπου C<sub>1</sub> και n<sub>1</sub> σταθερές και η ισχύς σε kW.

$$C = C_1 \cdot \dot{W}^{n_1} \quad (4.7)$$

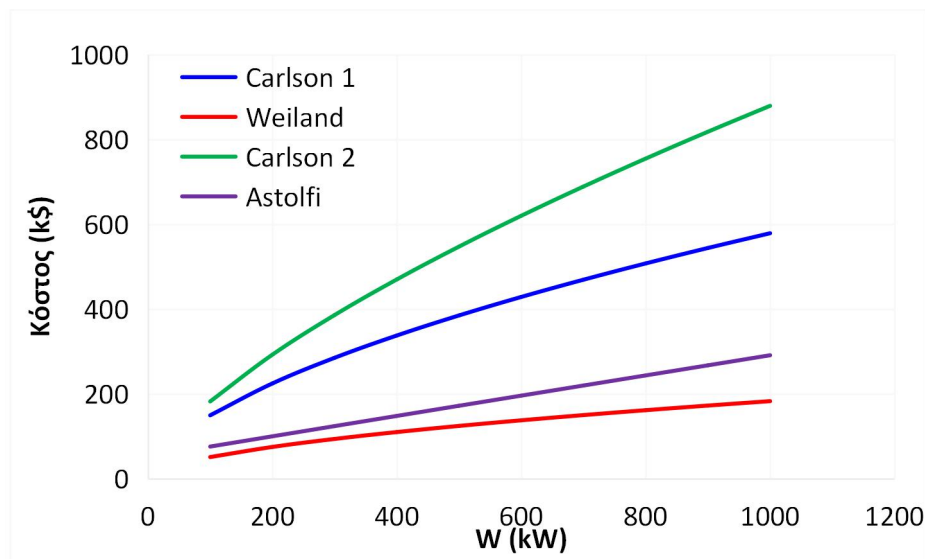
Ο Carlson [31] αναφέρει ότι βάσει προηγούμενων δημοσιεύσεων οι συντελεστές αυτοί είναι ίσοι με 9.923,7 και 0,5886 αντίστοιχα, ενώ συγκρίνοντας τα με δεδομένα κατασκευαστών πιστεύει ότι γίνεται υποκοστολόγηση και προτείνει νέους συντελεστές 7.790 και 0,6842. Βασισμένος στην πρόταση του Carlson αλλά και σε δεδομένα από εταιρείες, οι Weiland et al. σε νέα του μελέτη [35] εκτιμούν συντελεστές 186.200 και 0,5561 με την ισχύ ωστόσο να δίδεται στην εξίσωση σε MW. Παράλληλα, προτείνεται συντελεστής προσαύξησης όταν οι θερμοκρασίες υπερβαίνουν τους 550 °C, κάτι που ωστόσο δεν εμπίπτει στα συστήματα που μελετώνται. Οι Weiland et al. [35] αναφέρουν ότι οι στρόβιλοι από τους οποίους πήρε δεδομένα κατασκευαστών αφορούν ισχείς πάνω από 10MW, συνεπώς μπορεί να υπάρχουν σημαντικές αποκλίσεις σε στρόβιλους χαμηλότερης ισχύος. Τέλος, ο Astolfi [33] αν και ερευνά εγκαταστάσεις οργανικού κύκλου Rankine, σε αντίθεση με τους υπολοίπους, συμπεριλαμβάνει στις εξισώσεις του παραμέτρους που αφορούν το μέγεθος του στρόβιλου:

$$C = C_1 \cdot \dot{W}^{n_1} + C_2 \cdot \left( \frac{SP}{SP_0} \right)^{n_2} (n_{st})^{n_3} \quad (4.8)$$

Όπου η ισχύς είναι σε MW,  $n_{st}$  τα στάδια εκτόνωσης και SP παράμετρος που υποδηλώνει το μέγεθος του εκτονωτή με  $SP_0 = 0,18$ .

$$SP = \frac{\sqrt{V_{out}}}{\Delta h_{is}^{0,25}} \quad (4.9)$$

Οι αποκλίσεις που παρουσιάζουν οι παραπάνω μέθοδοι αποτυπώνονται στην Εικ. 4.3.



Εικ. 4.3. Εκτίμηση κόστους των στροβίλων συναρτήσει της ισχύος

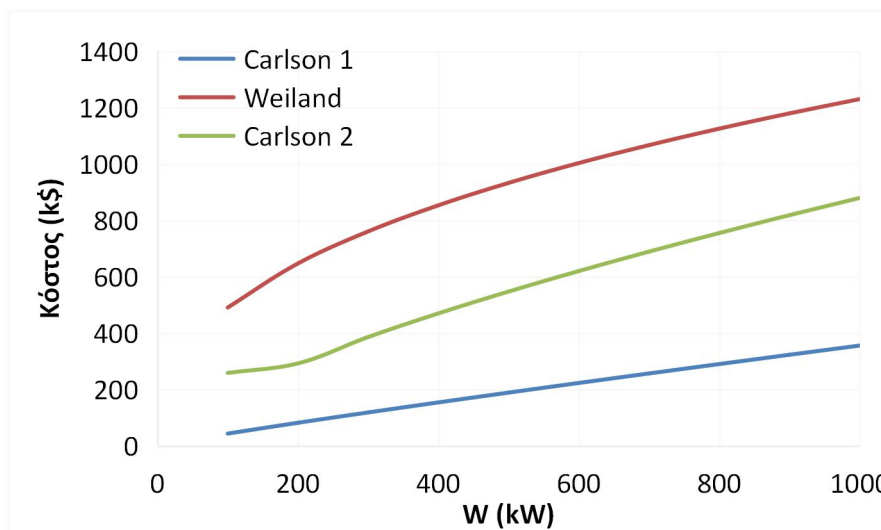
Παρατηρούμε ότι παρότι ο Carlson [31] προτείνει νέους συντελεστές για τον υπολογισμό του κόστους, οι καινούριες τιμές απέχουν περισσότερο από τις εκτιμήσεις των άλλων δημοσιεύσεων, οπότε ο υπολογισμός γίνεται με τους αρχικούς συντελεστές (Carlson 1).

Πιν. 4.5. Κόστος στροβίλων ανά σύστημα

Σύστημα	Τριπαγωγική με Αναθέρμανση		Τριπαγωγική με ακροφύσιο		Συμπαγωγική	
Στοιχείο	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)
Στρόβιλος 1	203,02	226410	187,02	215730	294,60	281879
Στρόβιλος 2	138,10	180463	55,02	104992	185,12	214437

Οι συμπιεστές διοξειδίου του άνθρακα είναι πιο διαδεδομένοι από τους αντίστοιχους στροβίλους, καθώς χρησιμοποιούνται σε ψυκτικούς κύκλους που χρησιμοποιούν το CO<sub>2</sub> ως ψυκτικό μέσο. Ωστόσο, οι διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (πίεση και θερμοκρασία εξόδου, λόγος πίεσης) αυτών των συμπιεστών σε σχέση με τους συμπιεστές στα συστήματα που μελετώνται σε συνδυασμό με το γεγονός ότι οι περισσότερες εταιρίες διαθέτουν όλο το σύστημα ψύξης και όχι μόνο τον συμπιεστή οδήγησε στο να μην υπάρχουν επαρκή δεδομένα που θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν. Έτσι, χρησιμοποιούνται οι εκτιμήσεις

που αναφέρονται στις δημοσιεύσεις που προαναφέρθηκαν για τον υπολογισμό του κόστους των στροβίλων. Σύμφωνα με αυτές το κόστος των συμπιεστών ακολουθεί και αυτό την σχέση (4.7) με την διαφορά να έγκειται στους συντελεστές. Ο Carlson [31] υπολογίζει αρχικά με τιμές 643,15 και 0,9142, αλλά βάσει δεδομένων από εταιρείες θεωρεί ότι έτσι γίνεται μεγάλη υποκοστολόγηση τάξης έως και 75% και αλλάζει τους συντελεστές σε 6.898 και 0,7868. Οι αντίστοιχες τιμές που προτείνει ο Weiland et al. [35] είναι 1.230.000 και 0,3992 με την ισχύ να είναι σε MW αντί για kW. Έτσι, προκύπτουν οι παρακάτω διαφορές.



Εικ. 4.4. Εκτίμηση κόστους συμπιεστών συναρτήσει της ισχύος

Σε αντίθεση με τους στροβίλους, οι βελτιωμένοι συντελεστές του Carlson [31] οδηγούν σε αποτελέσματα πιο κοντά στην δημοσίευση των Weiland et al. [35] από ότι οι αρχικές εκτιμήσεις. Για τον λόγο αυτό οι υπολογισμοί για το κόστος των συμπιεστών γίνεται με τους αυτούς (Carlson 2).

Πιν. 4.6. Κόστος συμπιεστών ανά σύστημα

Σύστημα	Τριπαραγωγή με Αναθέρμανση		Τριπαραγωγή με ακροφύσιο		Συμπαραγωγή	
Στοιχείο	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)
Συμπιεστής 1	236,83	509254	128,83	315420	170,283	392833
Συμπιεστής 2	-	-	-	-	109,348	277243

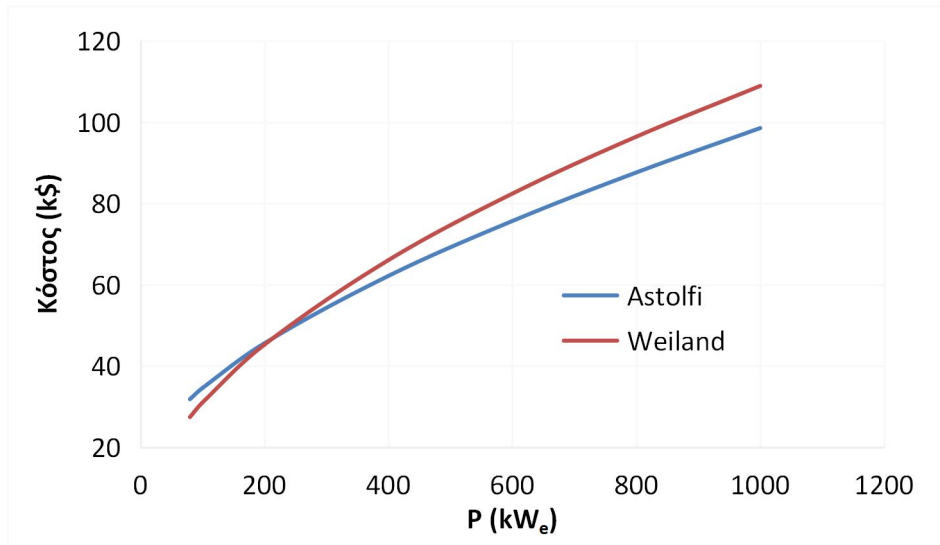
### 4.3 Γεννήτρια / Κιβώτιο ταχυτήτων

Σημαντικές συνιστώσες των συστημάτων αποτελούν και η γεννήτρια με το κιβώτιο ταχυτήτων. Ο Astolfi [33] προτείνει τον υπολογισμό αυτών των συστημάτων με την εξίσωση (4.10):

$$\log(C) = C_1 + C_2 \cdot \log(W) + C_3 \cdot \log^2(W) \quad (4.10)$$

Οι σταθερές  $C_1$ ,  $C_2$  και  $C_3$  είναι 4,105466, 0,057044, 0,079664 αντίστοιχα για την γεννήτρια και 3,707701, 0,056923, 0,79684 αντίστοιχα για το κιβώτιο. Παράλληλα αναφέρει ότι η σχέση αυτή καλύπτει μεγάλο εύρος ισχύος από 80 kW έως και 10 MW. Εκτίμηση για το κόστος της γεννήτριας βασισμένος σε στοιχεία από κατασκευαστές κάνει και ο Weiland et al. [35] όπως φαίνεται στην σχέση (4.11), αλλά τα στοιχεία του επικεντρώνονται σε ισχύ τάξεως αρκετών MW.

$$C = 108900 \cdot \dot{W}^{0,5463} \quad (4.11)$$



Εικ. 4.5. Εκτίμηση κόστους γεννήτριας συναρτήσει της ηλεκτρικής ισχύος

Στην Εικ. 4.5 παρατηρείται ότι οι δύο μέθοδοι βγάζουν παρόμοια αποτελέσματα συνεπώς επιλέγεται η μέθοδος του Astolfi [33], με την σημείωση ότι και οι δύο προσεγγίσεις φαίνεται να υπερ-κοστολογούν την γεννήτρια με βάση πραγματικές τιμές.

Πιν. 4.7. Κόστος γεννήτριας-κιβωτίου ταχυτήτων ανά σύστημα

Σύστημα	Τριπαγωγή με Αναθέρμανση		Τριπαγωγή με ακροφύσιο		Συμπαγωγή	
Στοιχείο	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)	Ισχύς (kW)	Κόστος (\$)
Γεννήτρια	97,47	34201	108,37	35598	190,50	44628
Κιβώτιο	97,47	13681	108,37	14240	190,50	17851

#### 4.4 Ακροφύσιο

Το ακροφύσιο είναι ένα από τα κύρια στοιχεία του δεύτερου συστήματος τριπαγωγής, και αυτό που διαφοροποιεί τα συστήματα μεταξύ τους. Σύμφωνα με τον El-Sayed [36] το κόστος ενός ακροφυσίου μπορεί να εκτιμηθεί με βάση την πίεση και την θερμοκρασία εισόδου (έξοδος ατμοποιητή), την παροχή μάζας και την πίεση εξόδου σύμφωνα με την σχέση (4.12).

$$C_{eje} = 16140 \cdot 0,989 \cdot \dot{m}_{eje} \cdot \left( \frac{T_{evap}}{P_{evap}} \right)^{0,05} \cdot P_{out}^{-0,75} \quad (4.12)$$

Στην εξίσωση η θερμοκρασία τοποθετείται σε K και οι πιέσεις σε MPa. Πρέπει να σημειωθεί ότι η δημοσίευση του El- Sayed [36] έγινε το 2001, συνεπώς είναι αρκετά πιθανό το κόστος να έχει διαφοροποιηθεί σημαντικά και το νούμερο που υπολογίστηκε να απέχει από τα νέα δεδομένα. Παρά το γεγονός αυτό, πιο πρόσφατες δημοσιεύσεις που αναλύουν οικονομικά δεδομένα συστημάτων με ακροφύσια εξακολουθούν να χρησιμοποιούν την σχέση του El- Sayed [36] χωρίς να την συγκρίνουν με τιμές από εταιρίες ή να την βελτιώνουν. Έτσι, προκύπτει ότι το κόστος ακροφυσίου ανέρχεται στα 9425,6€.

#### 4.5 Συνολικό κόστος συστημάτων

Εκτός από τα παραπάνω βασικά κόστη που περιεγράφηκαν, τα οποία αποτελούν το συνολικό κόστος των συστημάτων (Purchased Equipment Cost), υπάρχουν και άλλα στοιχεία τα οποία συνεισφέρουν στο συνολικό κόστος της επένδυσης. Αυτά αφορούν την εγκατάσταση, τις σωληνώσεις, τα ηλεκτρολογικά και άλλα απρόβλεπτα κόστη που μπορεί να προκύψουν .

Λόγω των υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών, το κόστος των σωληνώσεων είναι αρκετά μεγάλο σε κύκλους sCO<sub>2</sub>. Ο Weiland et al. [35] υποστηρίζει ότι το κόστος κυμαίνεται μεταξύ 5-20% του συνολικού κόστους της εγκατάστασης, με το ποσοστό να αυξάνεται όσο αυξάνονται οι υψηλές θερμοκρασίες του κύκλου. Τα συστήματα που μελετώνται έχουν υψηλή θερμοκρασία ίση με 500 °C που θα μπορούσε να χαρακτηριστεί χαμηλής προς μέσης τάξης, δεδομένου πως άλλοι κύκλοι ξεπερνούν τους 1000 °C. Ωστόσο, επειδή τα συστήματα περιλαμβάνουν πρόσθετα μέρη, όπως η διακλάδωση της ροής, ο ψυκτικός κύκλος στα συστήματα τριπαραγωγής και η συμπίεση σε δευτερεύοντα συμπιεστή στο σύστημα συμπαραγωγής, το ποσοστό λαμβάνεται ίσο με 10%, με προσαύξηση 3% για τα συστήματα που έχουν και αναθέρμανση.

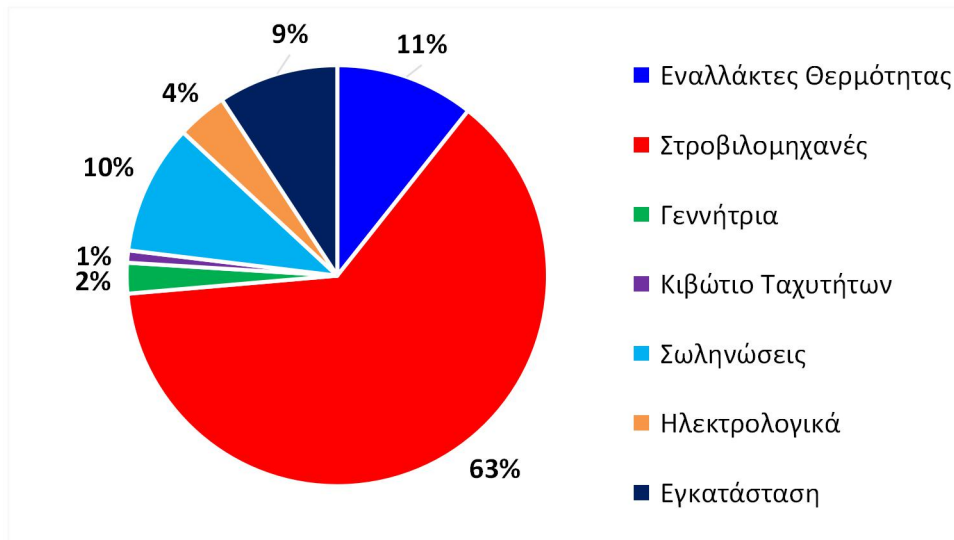
Τα ηλεκτρολογικά στοιχεία είναι σημαντικά, καθώς συνεισφέρουν στην επίβλεψη, τον έλεγχο και την λειτουργία των συστημάτων, αλλά το κόστος τους είναι μικρό και θεωρείται ίσο με 5% του PEC. Τέλος, ο Weiland et al. [35] εκτιμά το κόστος της εγκατάστασης συνυπολογίζοντας τους εργαζομένους είναι 12% του PEC.

Στο συνολικό κόστος του συστήματος συμπαραγωγής θα πρέπει να προστεθεί και το κόστος αγοράς αντλίας θερμότητας η οποία θα μπορεί να καλύπτει ψυκτική ισχύ αντίστοιχη με αυτή των συστημάτων τριπαραγωγής. Το μοντέλο ILD0520A της εταιρίας Ciat [37] με ονομαστική ψυκτική ισχύ 132 kW και ESEER 3,75 κοστίζει £28.058 (35.098\$). Η αντλία που επιλέγεται πρέπει να μπορεί να καλύπτει ισχύ αντίστοιχη με των συστημάτων τριπαραγωγής δηλαδή 127 kW που έχει αυτό με το ακροφύσιο, ενώ εκτιμάται τυπικό EER ίσο με 4. Έτσι το κόστος της θεωρείται 40.000\$.

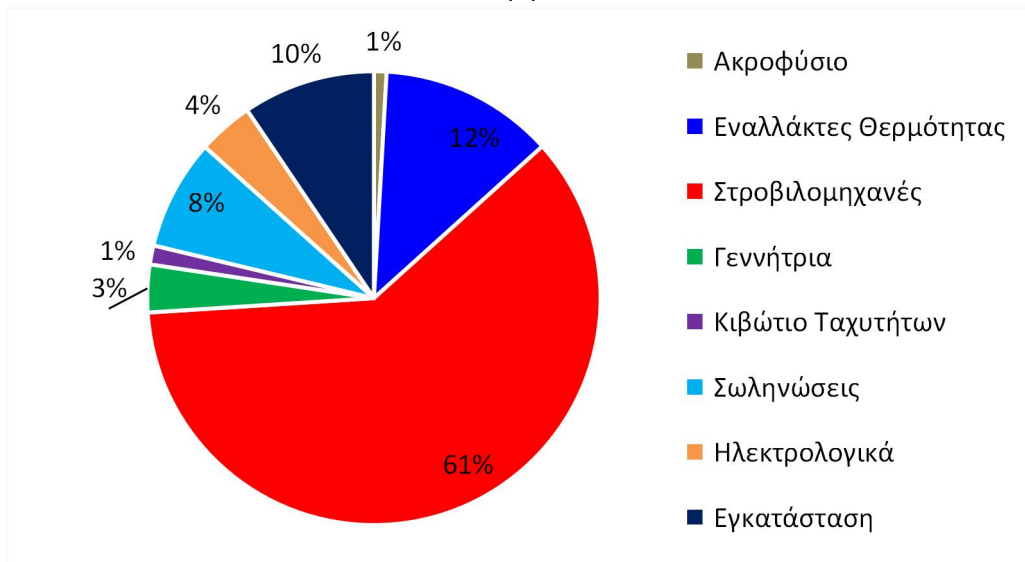
Πιν. 4.8. Συνολικό κόστος συστημάτων

Σύστημα	Τριπαγωγή με Αναθέρμανση	Τριπαγωγή με ακροφύσιο	Συμπαγωγή
Συνιστώσα	Κόστος (κ\$)	Κόστος (κ\$)	Κόστος (κ\$)
Θερμαντήρας	55,998	54,177	43,967
Αναθερμαντήρας	24,158	0,000	45,988
Ανακομιστής 1	17,250	12,361	51,621
Ανακομιστής 2	10,365	11,307	86,962
Ψύκτης 1	12,362	11,335	16,300
Ψύκτης 2	5,934	9,259	-
Ατμοποιητής	12,064	17,598	-
Συμπιεστής 1	453,236	280,724	349,622
Συμπιεστής 2	-	-	246,746
Στρόβιλος 1	201,505	191,999	250,872
Στρόβιλος 2	160,612	93,442	190,849
Ακροφύσιο	-	8,389	-
Γεννήτρια	30,438	31,682	39,718
Κιβώτιο	12,176	12,673	15,888
Σωληνώσεις	129,493	73,495	174,009
Ηλεκτρολογικά	49,805	36,747	66,927
Εγκατάσταση	119,532	88,194	160,624
Αντλία Θερμότητας	-	-	35,325
<b>Σύνολο</b>	<b>1294,927</b>	<b>933,382</b>	<b>1775,416</b>

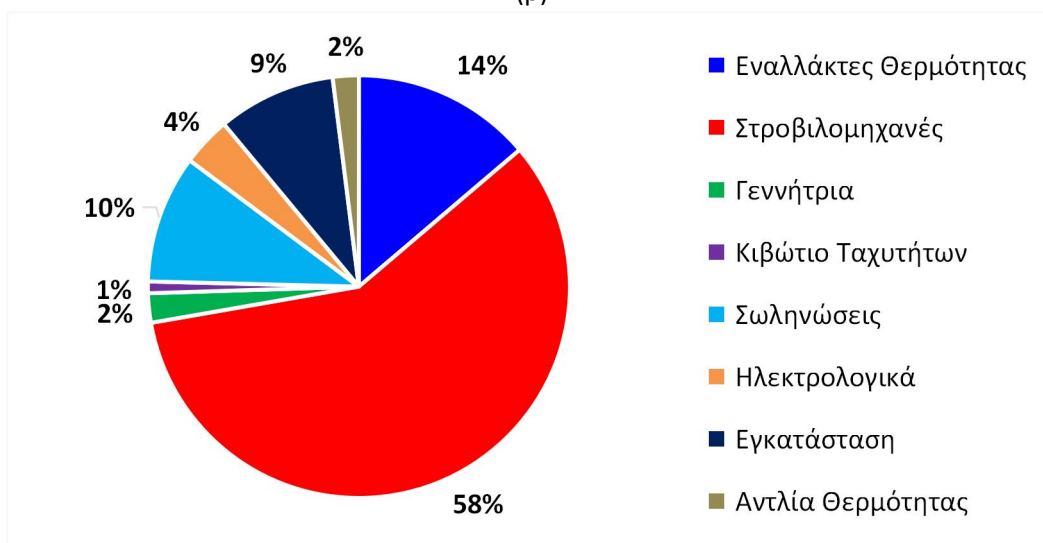
Τα συστήματα παρουσιάζουν παρεμφερείς αναλογίες στο κόστος των επιμέρους συνιστωσών, με το μεγαλύτερο ποσοστό να αναλογεί με διαφορά στις στροβιλομηχανές, με το κόστος των εναλλακτών θερμότητας να είναι το επόμενο υψηλότερο.



(α)



(β)



(γ)

Εικ. 4.6. Κόστος επιμέρους στοιχείων (α) συστήματος τριπαραγωγής με αναθέρμανση, (β) συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο και (γ) συστήματος συμπαραγωγής

#### 4.6 Οικονομικοί δείκτες

Οι πιο συνηθισμένοι οικονομικοί δείκτες που δείχνουν την αποδοτικότητα και κρίνουν αν μία επένδυση είναι οικονομικά συμφέρουσα είναι οι NPV, IRR και PBP. Η καθαρή παρούσα αξία (Net Present Value) συμψηφίζει στο παρόν όλες τις καθαρές χρηματικές εισροές και εκροές κατά τον χρονικό ορίζοντα του σχεδίου της επένδυσης. Έτσι, δείχνει σε χρηματικές μονάδες την παρούσα αξία της επένδυσης και υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση (4.13).

$$NPV = \sum_{t=1}^N c_t (1+i)^{-t} \quad (4.13)$$

Όπου  $c_t$  η καθαρή χρηματοροή το έτος  $t$ ,  $i$  το επιτόκιο προεξόφλησης και  $N$  τα συνολικά έτη που αξιολογείται η επένδυση. Όσο μεγαλύτερη είναι η καθαρή παρούσα αξία τόσο πιο συμφέρουσα κρίνεται μία επένδυση.

Ο δείκτης IRR (Internal Rate of Return) αποτελεί δείκτη της απόδοσης του συστήματος καθώς είναι το οριακό επιτόκιο προεξόφλησης όπου οι παρούσες ταμειακές εισροές είναι ίσες με τις ταμειακές εκροές, δηλαδή το NPV είναι ίσο με μηδέν.

$$NPV_{irr} = \sum_{t=1}^N c_t (1+IRR)^{-t} = 0 \quad (4.14)$$

Προκειμένου να συμφέρι οικονομικά η επένδυση θα πρέπει ο δείκτης IRR να είναι μεγαλύτερος από το επιτόκιο προεξόφλησης, ενώ όσο αυξάνεται τόσο πιο αποδοτική γίνεται η επένδυση.

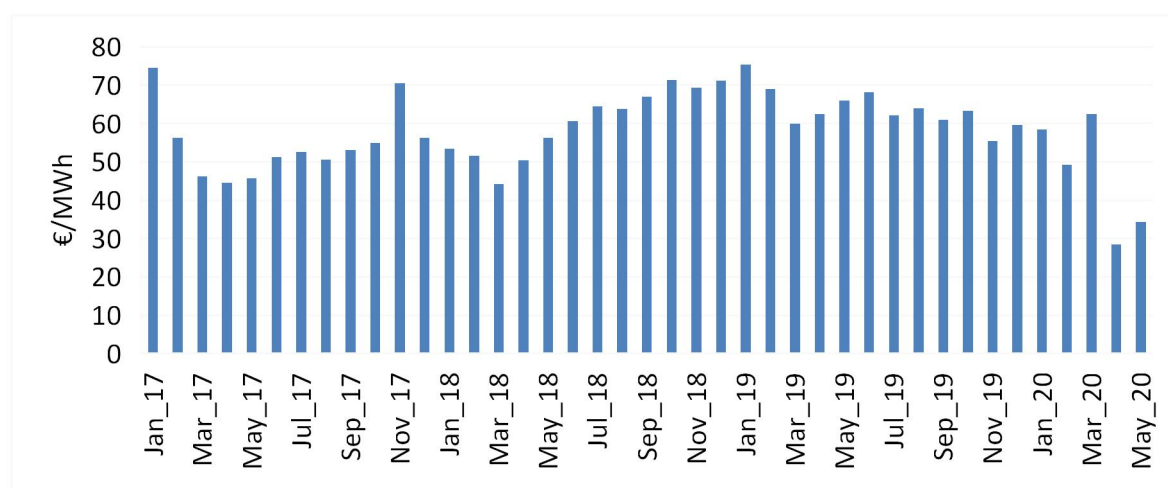
Πολύ σημαντική παράμετρος για την επένδυση είναι και η περίοδος αποπληρωμής (Pay-Back Period - PBP), όπου δείχνει σε πόσο χρονικό διάστημα οι καθαρές χρηματοροές θα έχουν καλύψει πλήρως το αρχικό κεφάλαιο επένδυσης. Ανάλογα το είδος και το ύψος της επένδυσης η περίοδος αυτή μπορεί να διαφέρει. Σε κάθε περίπτωση, πιο μικρή PBP κάνει μια επένδυση πιο ελκυστική και συμφέρουσα.

Παρατηρείται ότι σε όλους τους παραπάνω δείκτες, το βασικότερο που πρέπει να υπολογιστεί είναι οι καθαρές ετήσιες χρηματοροές, δηλαδή τα έσοδα και τα έξοδα της εγκατάστασης. Τα έξοδα των συστημάτων είναι το κόστος συντήρησης και λειτουργίας (Operation and Maintenance Cost), ενώ τα έσοδα προκύπτουν από την πώληση (ή την μη αγορά) ηλεκτρικής ενέργειας. Καθοριστική λοιπόν παράμετρος για την οικονομική ανάλυση της επένδυσης είναι η τιμή πώλησης της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτή καθορίζεται από την Οριακή Τιμή Συστήματος (ΟΤΣ). Η ΟΤΣ δείχνει την μέγιστη τιμή που μπορεί να πωληθεί η ηλεκτρική ενέργεια και μεταβάλλεται καθημερινά. Η μέση τιμή της ΟΤΣ (σε €/MWh) ανά μήνα και έτος παρατίθεται στον παρακάτω πίνακα.



Πιν. 4.9. Μέση Οριακή Τιμή Συστήματος συναρτήσει του μήνα και του έτους [38]

Έτος\ Μήνας	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Μέση ΟΤΣ έτους
2017	74,59	56,22	46,22	44,57	45,73	51,32	52,54	50,56	53,06	54,88	70,45	56,19	54,69
2018	53,49	51,62	44,27	50,35	56,32	60,69	64,42	63,83	67,06	71,4	69,3	71,25	60,33
2019	75,28	69,01	59,87	62,4	65,91	68,14	62,14	64,02	60,91	63,32	55,35	59,68	63,84
2020	58,38	49,23	62,4	28,51	34,27								46,56



Εικ. 4.7. Οριακή τιμή συστήματος από τον Ιανουάριο του 2017 έως και τον Μαΐο του 2020 [38]

Παρατηρούμε ότι τα προηγούμενα έτη υπήρχε σταδιακή αύξηση της ΟΤΣ, κάτι που δεν ισχύει το 2020 όπου η τιμή είναι πολύ μικρότερη. Αυτό μπορεί να οφείλεται σε πολλούς λόγους, όπως το γεγονός ότι το έτος δεν έχει ακόμα ολοκληρωθεί, στην παγκόσμια πανδημία και το “lockdown” ή και σε πραγματική μείωση του κόστους παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.

Πρέπει επίσης να αναφερθεί ότι, στο πλαίσιο της καταπολέμησης της κλιματικής αλλαγής, ανάλογα την πρωτογενή πηγή ενέργειας μπορεί να δοθούν υψηλότερες εγγυημένες τιμές (feed-in tariff) ως κίνητρο για την επένδυση σε τέτοια συστήματα. Προκειμένου τα αποτελέσματα να είναι πιο ασφαλή, δεν θεωρείται ότι η πώληση ηλεκτρικής ενέργειας γίνεται με εγγυημένες τιμές, αλλά με οριακή τιμή συστήματος. Ακόμα, λόγω της αβεβαιότητας της τιμής αυτής εξετάζονται διαφορετικές τιμές από 45 έως και 75€/MWh.

Η τιμή αγοράς της κλοβατώρας με βάση το τιμολόγιο της ΔΕΗ για επαγγελματίες σε επιχειρήσεις χαμηλής τάσης ανέρχεται στα 0,10158 €/kWh. Με βάση το τιμολόγιο Γ22 [39] η τιμή αυτή αυξάνεται στα 0,16077€/kWh, καθώς συνυπολογίζεται το κόστος συστήματος μεταφοράς, του δικτύου διανομής, το ειδικό τέλος μείωσης εκπομπών αέριων ρύπων (ΕΤΜΕΑΡ), οι χρεώσεις υπηρεσιών κοινής ωφέλειας (ΥΚΩ) και λοιπές χρεώσεις. Έτσι, προκύπτει πολύ σημαντικά διαφορετικό ισοζύγιο χρηματορροών, αν η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας εξυπηρετεί διαφορετικές καταναλώσεις ή αν πωλείται στο δίκτυο. Στην πρώτη περίπτωση το σύστημα μειώνει τα έξοδα κατά 0,16077€/kWh ενώ στην δεύτερη προσφέρει έσοδα 0,04€/kWh. Για την συνέχεια στους υπολογισμούς θεωρείται ότι

τα συστήματα καλύπτουν καταναλώσεις ισχύος 20 kW και η υπόλοιπη παραχθείσα ενέργεια πωλείται στο δίκτυο.

Μία πολύ σημαντική παράμετρος που πρέπει να προσεχθεί είναι ότι τα συστήματα που σχεδιάστηκαν παράγουν ηλεκτρική, αλλά και ψυκτική ενέργεια. Η ψυκτική ενέργεια δεν μπορεί να πωληθεί, όπως η ηλεκτρική, και παράγεται για να καταναλωθεί σε άλλο μέρος της εγκατάστασης. Προκειμένου να προσμετρηθεί στους δείκτες οικονομικής απόδοσης η παραγωγή ψυκτικής ισχύος, ως χρηματοροή θεωρείται η μείωση ηλεκτρικής ενέργειας που θα έπρεπε να αγοραστεί από το δίκτυο για την παραγωγή αντίστοιχης ισχύος σε μία αντλία θερμότητας. Στην πραγματικότητα η διαφορά αυτή δεν είναι καθαρή χρηματοροή του συστήματος αλλά μείωση εξόδων από την υπόλοιπη εγκατάσταση. Πάνω στην ίδια λογική αφαιρείται από το κόστος επένδυσης και η τιμή μίας αντλίας θερμότητας (40 k\$) διότι προκειμένου να αγοραστεί σε περίπτωση που δεν σχεδιαζόταν το σύστημα.

Ένας ακόμα παράγοντας που επηρεάζει τους οικονομικούς δείκτες της επένδυσης είναι η προέλευση των αρχικών κεφαλαίων. Τα τελευταία χρόνια έχουν αναπτυχθεί οικονομικά εργαλεία, όπως το Εταιρικό Σύμφωνο για το Πλαίσιο Ανάπτυξης (ΕΣΠΑ). Αυτά, αποσκοπούν στην επιχορήγηση έργων και την μείωση του αρχικού κόστους επένδυσης, ειδικά σε τομείς όπως η πράσινη και ανανεώσιμη ενέργεια, και η μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Οι επιχορηγήσεις αυτές μπορεί να ανέλθουν έως και το 50% του αρχικού κεφαλαίου, με ανώτατο όριο τις 400 κ€. Στα πλαίσια της εργασίας θα υπολογιστούν διαφορετικά σενάρια με μηδενική επιχορήγηση, επιχορήγηση 25% του αρχικού κεφαλαίου και μέγιστη δυνατή επιχορήγηση. Παράλληλα, θεωρείται ότι το υπόλοιπο ποσό προέρχεται από ίδια κεφάλαια και όχι μέσω δανείου.

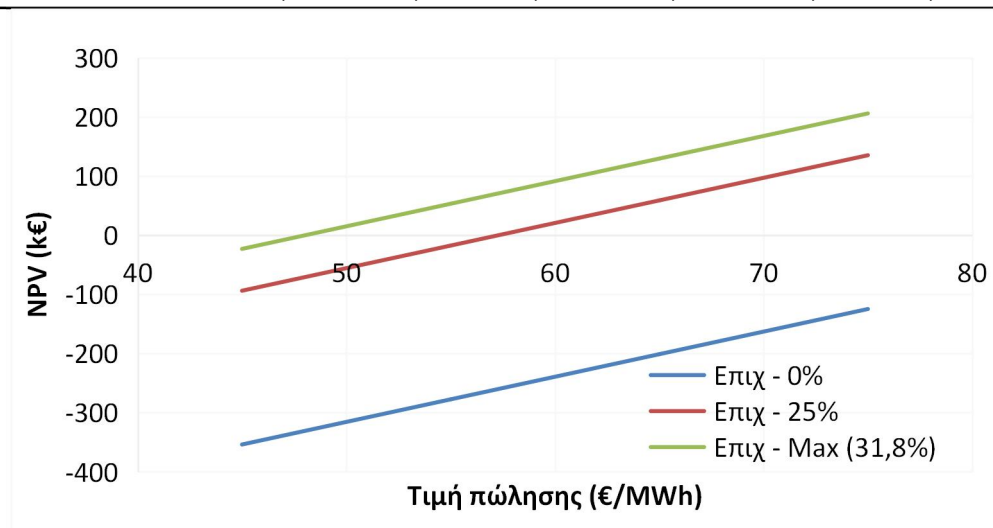
Πιν. 4.10. Παράμετροι επένδυσης

Παράμετρος	Μονάδες	Τιμή
Συντελεστής Εκμεταλλευσιμότητας	%	95
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας	%	2
Φόρος	%	24
Αποσβέσεις	έτη	15
Τιμή πώλησης	€/MWh	45-75
Τιμή αγοράς	€/MWh	160,77
Επιτόκιο Προεξόφλησης	%	5
Διάρκεια Επένδυσης	έτη	25
Επιχορήγηση	%	0-max
Δάνειο	%	0

Αρχικά, παρατίθενται τα αποτελέσματα του συστήματος τριπαραγωγής με κλασικό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης συναρτήσεως του ποσοστού επιχορήγησης και της τιμής πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας. Στις περιπτώσεις όπου η καθαρή παρούσα αξία είναι αρνητική, δεν γίνεται ο υπολογισμός των υπόλοιπων δεικτών, καθώς η επένδυση δεν είναι οικονομικά συμφέρουσα.

Πιν. 4.11. Οικονομική δείκτες συστήματος τριπαραγωγής με αναθέρμανση με διάφορα ποσοστά επιχορήγησης

Επιχορήγηση Τιμή Πώλησης (€/MWh)	0%		25%		31,8%		PBP (έτη)
	NPV (κ€)	NPV (κ€)	IRR (%)	PBP (έτη)	NPV (κ€)	IRR (%)	
45	-354,02	-94,04	-	-	-23,32	-	-
55	-277,67	-17,68	-	-	53,04	5,70	13,16
65	-201,31	58,68	5,70	13,16	129,39	6,70	12,2
75	-124,96	135,03	6,65	12,28	205,75	7,70	11,37

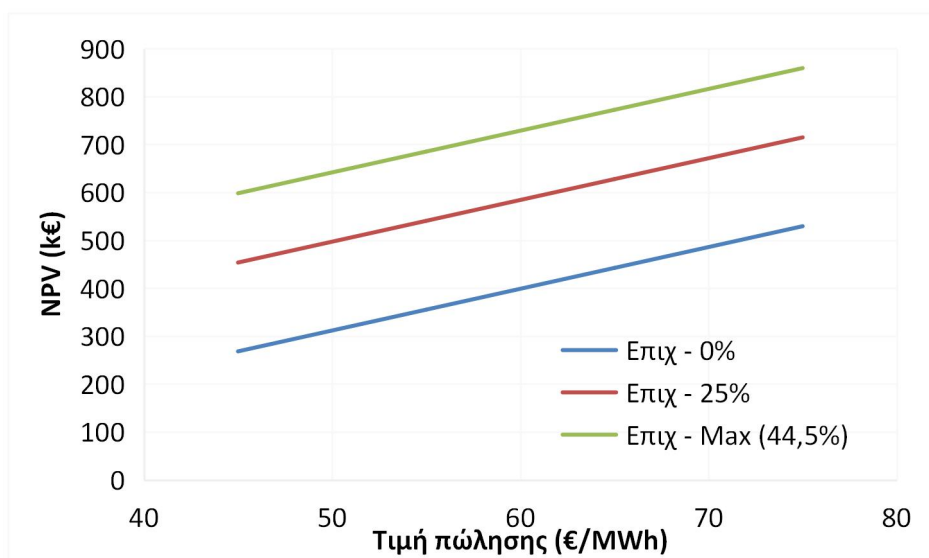


Εικ. 4.8. Καθαρή παρούσα αξία συστήματος τριπαραγωγής με αναθέρμανση

Στην περίπτωση μηδενικής επιχορήγησης, η καθαρή παρούσα αξία είναι αρνητική, ανεξάρτητα της τιμής πώλησης της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Ακόμα και με επιχορήγηση, η Κ.Π.Α. είναι αρκετά χαμηλή με αποτέλεσμα το οριακό επιτόκιο προεξόφλησης να μην ξεπερνάει το 8% και τα χρόνια επιστροφής του αρχικού κεφαλαίου περισσότερα από 11 έτη. Έτσι, η συγκεκριμένη επένδυση φαίνεται να μην είναι οικονομικά αποδοτική. Το ίδιο δεν ισχύει και για το σύστημα τριπαραγωγής με ψυκτικό κύκλο με ακροφύσιο. Αρχικά, η Κ.Π.Α. είναι θετική σε όλες τις περιπτώσεις επιχορήγησης και τιμής πώλησης, με μέγιστη τιμή 859 κ€. Στις περισσότερες από αυτές, δείκτης IRR είναι μεγαλύτερος από 10% ενώ φτάνει έως και 23%. Τέλος, η επιστροφή του κεφαλαίου επένδυσης κυμαίνεται μεταξύ 5-11 ετών. Έτσι, η επένδυση κρίνεται αποδοτική και συμφέρουσα.

Πιν. 4.12. Οικονομική δείκτες συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο με διάφορα ποσοστά επιχορήγησης

Επιχορήγηση Τιμή Πώλησης (€/MWh)	0%			25%			44,5%		
	NPV (κ€)	IRR (%)	PBP (έτη)	NPV (κ€)	IRR (%)	PBP (έτη)	NPV (κ€)	IRR (%)	PBP (έτη)
45	268,16	8,35	10,87	453,52	12,20	9,53	598,11	17,50	6,54
55	355,22	9,35	10,15	540,59	13,50	7,94	685,17	19,30	6,07
65	442,29	10,35	9,52	627,66	14,80	7,42	772,24	21,10	5,67
75	529,36	11,35	8,96	714,72	16,10	6,97	859,31	23,00	5,31

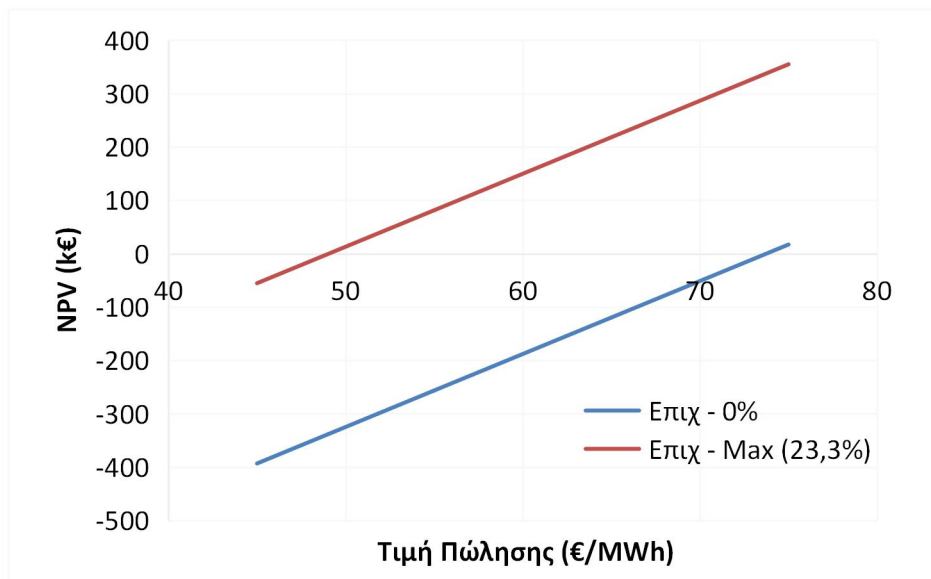


Εικ. 4.9. Καθαρή παρούσα αξία συστήματος τριπαραγωγής με ακροφύσιο

Τέλος, υπολογίστηκαν οι οικονομικοί δείκτες και για το σύστημα συμπαραγωγής που σχεδιάστηκε. Η μέγιστη επιχορήγηση που μπορεί να δεχθεί είναι 23,3% καθώς σε αυτό το ποσοστό αναλογεί το μέγιστο ποσό των 400 κ€. Στην περίπτωση που η επιχορήγηση αυτή δεν λαμβάνεται υπόψιν, η καθαρή παρούσα αξία είναι αρνητική, ανεξάρτητα της τιμής πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας. Αντίθετα, συμπεριλαμβάνοντας την επιχορήγηση γίνεται θετική, έως και 354 κ€ με οριακό επιτόκιο προεξόφλησης 7%. Ο χρόνος αποπληρωμής παραμένει υψηλός, καθώς απαιτούνται περισσότερα από 11 έτη για την επιστροφή του αρχικού κεφαλαίου της επένδυσης. Έτσι, η επένδυση φαίνεται να μην είναι οικονομικά συμφέρουσα.

Πιν. 4.13. Οικονομική δείκτες συστήματος συμπαραγωγής με διάφορα ποσοστά επιχορήγησης

Επιχορήγηση Τιμή Πώλησης (€/MWh)	0%			23,3%		
	NPV (κ€)	IRR (%)	PBP (έτη)	NPV (κ€)	IRR (%)	PBP (έτη)
45	-393,13	-	-	-55,52	-	-
55	-256,44	-	-	81,18	5,70	13,17
65	-119,74	-	-	217,87	6,85	12,07
75	16,95	5,10	13,8	354,57	7,00	11,13



Εικ. 4.10. Καθαρή παρούσα αξία συστήματος συμπαραγωγής

Στο σημείο αυτό πρέπει να τονισθούν κάποιοι σημαντικοί παράγοντες που επηρεάζουν τα αποτελέσματα. Αρχικά, στην μελέτη δεν συνυπολογίστηκε το κόστος κατανάλωσης θερμικής ενέργειας στους θερμαντήρες. Η κατανάλωση αυτή μπορεί να προέρχεται είτε από απορριπτόμενη θερμότητα, οπότε να μην αυξάνει το κόστος, είτε από ηλιακή ενέργεια, είτε από καύση ορυκτών καυσίμων ή βιομάζας. Η ηλιακή ενέργεια προσθέτει σημαντικό κόστος στο αρχικό κεφάλαιο επένδυσης, χωρίς κόστος συντήρησης και λειτουργίας. Αντίθετα μέσω χημικής ενέργειας, το επιπρόσθετο κόστος επένδυσης είναι μικρό αλλά υπάρχει μεγάλο κόστος λειτουργίας λόγω του καυσίμου. Στην τελευταία περίπτωση, η καύση συνδέεται και με εκπομπή ρύπων και αέριων του θερμοκηπίου που πρέπει να περιοριστούν μέσω κατάλληλων συστημάτων, κάτι που αυξάνει περαιτέρω το κόστος, συνεπώς δεν ενδείκνυται.

Παράλληλα, δεν συνυπολογίστηκε στις χρηματοροές η παραγωγή θερμικής ισχύος, με την θέρμανση νερού σε θερμοκρασίες περίπου 80°C. Χωρίς τα συστήματα που μελετήθηκαν θα έπρεπε να υπάρχει διαφορετικός τρόπος παραγωγής της. Αυτή θα μπορούσε να υλοποιηθεί με ποικίλους τρόπους όπως καύση, ηλιακή ενέργεια, απορριπτόμενη θερμότητα ή και κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας. Κάθε μέθοδος έχει αρκετά διαφορετικό κεφάλαιο επένδυσης, κόστος συντήρησης λειτουργίας και απόδοση. Ένας ακόμα σημαντικός παράγοντας της οικονομικής ανάλυσης είναι το γεγονός ότι η κοστολόγηση των διατάξεων έγινε μέσω εκτιμήσεων και όχι μέσω πραγματικών τιμών. Οι εκτιμήσεις που χρησιμοποιήθηκαν αποτελούσαν μέσες εκτιμήσεις, ενώ μερικές δημοσιεύσεις ανέφεραν υψηλότερες και άλλες χαμηλότερες τιμές. Αυτό οδηγεί σε αβεβαιότητα των υπολογισμών με το συνολικό κόστος να μπορεί να είναι σημαντικά χαμηλότερο με αποτέλεσμα καλύτερους οικονομικούς δείκτες.

Επιπρόσθετα, όπως προαναφέρθηκε τα συστήματα που χρησιμοποιούν sCO<sub>2</sub> είναι ακόμα σε πρώιμο στάδιο και αναμένεται να υπάρχει πτώση του κόστους με ωρίμανση της τεχνολογίας. Τέλος, πολύ σημαντικό παράγοντα στα συστήματα με sCO<sub>2</sub> έχει η οικονομία κλίμακας. Όπως φαίνεται από τις εξισώσεις της κοστολόγησης, υπάρχει μείωση του ειδικού

κόστους με αύξηση της ισχύος και του μεγέθους των στοιχείων. Ακόμα, με αύξηση της ισχύος είναι εφικτό να αυξηθεί και ο βαθμός απόδοσης των στροβιλομηχανών, που σε συνδυασμό με αύξηση της υψηλής θερμοκρασίας κύκλου προκαλεί σημαντική αύξηση στον συνολικό ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης των διατάξεων. Έτσι, με μείωση του ειδικού κόστους και αύξηση του βαθμού απόδοσης οι οικονομικοί δείκτες ενδέχεται να εμφανίσουν σημαντική βελτίωση.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. Σύγκριση συστημάτων

Σε αυτό το κεφάλαιο πραγματοποιείται η ενεργειακή και οικονομική σύγκριση των διατάξεων που μελετήθηκαν, αφού πρώτα προηγηθεί μία σύνοψη του σχεδιασμού τους. Αρχικά, σχεδιάστηκαν δύο συστήματα τριπαραγωγής με την κύρια διαφορά τους να είναι ο ψυκτικός κύκλος. Στο ένα η ψύξη επιτυγχάνεται μέσω κλασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ενώ στο άλλο μέσω ψυκτικού κύκλου με ακροφύσιο. Παράλληλα, σχεδιάστηκε και σύστημα συμπαραγωγής με την ψύξη να παράγεται εξωτερικά με αντλία θερμότητας, προκειμένου να διαπιστωθεί αν αποδίδει καλύτερα έναντι των συστημάτων τριπαραγωγής. Και στα τρία συστήματα ηλεκτρική ισχύς παράγεται μέσω κύκλου Brayton με ανακόμιση, ενώ η θέρμανσή μέσω της αξιοποίησης της θερμότητας που αποβάλλεται στους ψύκτες. Για περαιτέρω βελτίωση της απόδοσης γίνεται και αναθέρμανση εκτός από το σύστημα με το ακροφύσιο στο οποίο δεν συνεισφέρει σημαντικά. Η μέγιστη θερμοκρασία των κύκλων είναι χαμηλή (500°C) κάτι που δίνει ευελιξία στον τρόπο πρόσδοσης θερμότητας. Έτσι, ως πρωτογενής πηγή ενέργειας μπορεί να χρησιμοποιηθεί ηλιακή ενέργεια, απορριπτόμενη θερμότητα ή και χημική ενέργεια μέσω καύσης βιομάζας ή ορυκτών καυσίμων.

Αφού σχεδιάστηκαν οι διατάξεις, έγινε η μοντελοποίησή τους μέσω του λογισμικού Aspen Plus, από το οποίο προέκυψαν και τα θερμοδυναμικά σημεία των κύκλων. Αυτά χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των ενεργειακών και εξεργειακών μεγεθών των συστημάτων. Έπειτα, έγινε ανάλυση ευαισθησίας των βασικών παραμέτρων, ώστε να διαπιστωθεί η επιρροή τους στην απόδοση και την συνολική λειτουργία των διατάξεων. Τέλος, πραγματοποιήθηκε οικονομική ανάλυση των συστημάτων που σχεδιάστηκαν. Λόγω έλλειψης στοιχείων από κατασκευαστικές εταιρίες, η κοστολόγηση των επιμέρους στοιχείων έγινε μέσω εκτιμήσεων που προτείνονται από άλλες έρευνες και δημοσιεύσεις. Για την αξιολόγηση των επενδύσεων χρησιμοποιήθηκαν οι οικονομικοί δείκτες NPV, IRR, PBP και MOIC.

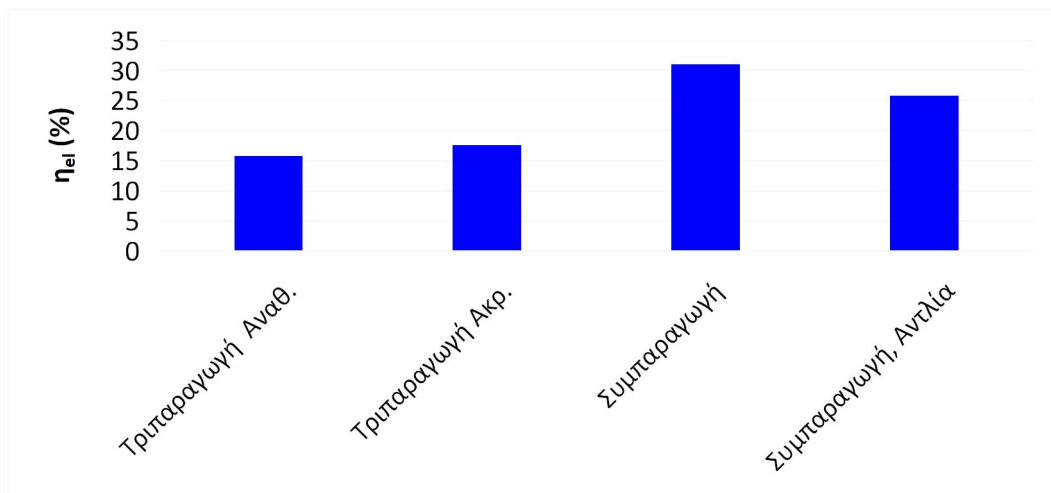
### 5.1 Ενεργειακή σύγκριση

#### 5.1.1 Βασικά σενάρια

Τα ενεργειακά μεγέθη των βασικών σεναρίων παρουσιάζονται στον Πιν. 5.1. Η αντλία θερμότητας που επιλέγεται να συνεργάζεται με το σύστημα συμπαραγωγής για την παραγωγή ψύξης θεωρείται ότι έχει EER 4. Η ισχύς που καλύπτει είναι η μεγαλύτερη εκ των συστημάτων τριπαραγωγής

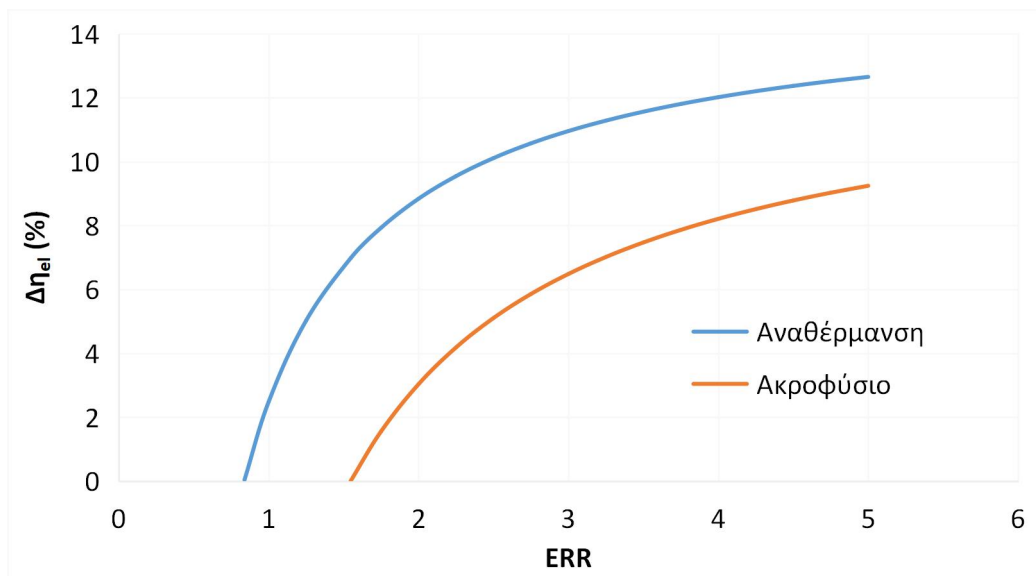
Πιν. 5.1. Ισχύς και βαθμός απόδοσης συστημάτων

Μέγεθος	Μονάδες	Τριπαραγωγή με αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο	Συμπαραγωγή	Συμπαραγωγή και Αντλία Θερμότητας
$W_{net}$	kW	97,47	108,37	190,50	158,74
$Q_{total\_heater}$	kW	615,74	614,37	614,19	614,19
$Q_{total\_gc}$	kW	589,46	625,85	414,11	414,11
$Q_{cooling}$	kW	78,02	127,03	-	127,03
$\eta_{el}$	%	15,83	17,64	31,02	25,85
$\eta_{ex}$	%	39,46	44,60	59,23	59,23



Εικ. 5.1. Συγκεντρωτικά αποτελέσματα συστημάτων

Παρατηρούμε ότι ακόμα και με την ιδιοκατανάλωση της αντλίας θερμότητας ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του συστήματος συμπαραγωγής είναι αρκετά μεγαλύτερος από τους αντίστοιχους των συστημάτων τριπαραγωγής. Συγκεκριμένα, η διαφορά ανέρχεται στα 10% με το σύστημα με αναθέρμανση και 8,2% με το σύστημα με ακροφύσιο. Η Εικ. 5.2 αποτυπώνει την διαφορά του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του συστήματος συμπαραγωγής από τα άλλα δύο συναρτήσει του EER της αντλίας θερμότητας.

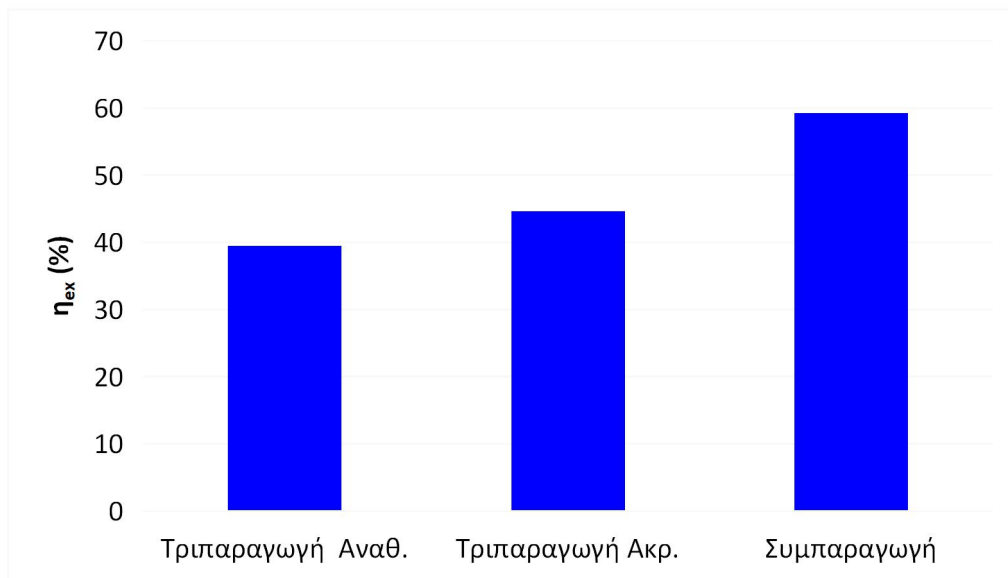


Εικ. 5.2. Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συστήματος συμπαραγωγής από τα άλλα συστήματα συναρτήσει EER αντλίας θερμότητας.

Στις παραπάνω καμπύλες, η αντλία θεωρείται ότι αποδίδει ψυκτική ισχύ ίση με αυτή του συστήματος που συγκρίνεται. Η οριακή τιμή EER ώστε τα συστήματα να έχουν ίδιο βαθμό απόδοσης είναι 0,839 και 1,547 αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές είναι πολύ χαμηλές και μπορούν να ξεπεραστούν εύκολα από τις σύγχρονες αντλίες θερμότητας. Στο σημείο αυτό πρέπει να επισημανθεί ότι οι αντλίες αυτές δεν χρησιμοποιούν ως εργαζόμενο μέσο διοξείδιο του άνθρακα αλλά ψυκτικά ρευστά τα οποία δεν είναι φυσικής προέλευσης όπως το CO<sub>2</sub> και έχουν υψηλότερο δείκτη GWP και συνεπώς έχουν μεγαλύτερο περιβαλλοντικό αποτύπωμα.

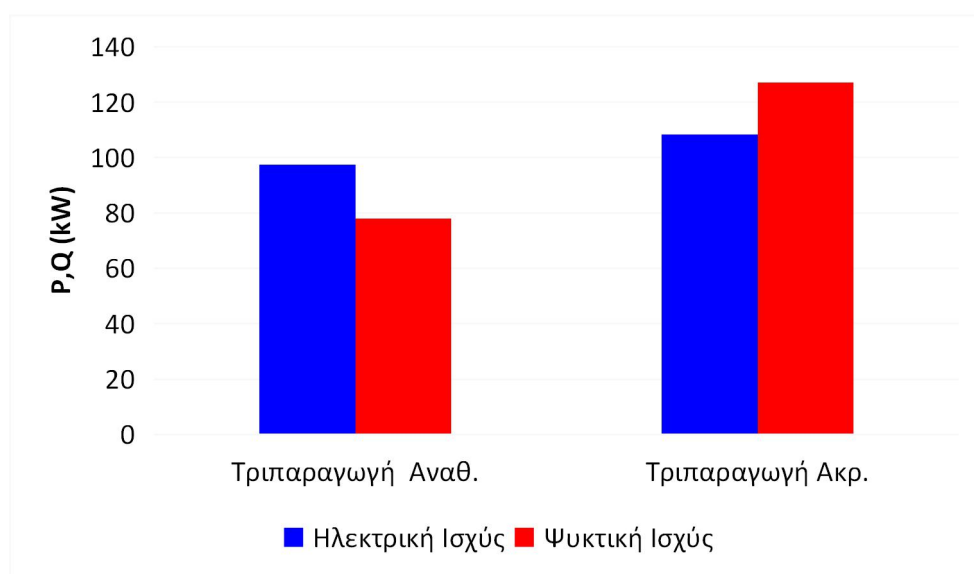


Ωστόσο, ακόμα και τα συστήματα ψύξης που χρησιμοποιούν CO<sub>2</sub> έχουν υψηλότερο EER από την οριακή τιμή, συνεπώς το σύστημα συμπαραγωγής κρίνεται ενεργειακά αποδοτικότερο. Η καλύτερη απόδοση της διάταξης συμπαραγωγής φαίνεται και στην εξεργειακή αξιοποίηση με την διαφορά να είναι 19,769% και 14,623% όπως φαίνεται και στην Εικ. 5.3.



Εικ. 5.3. Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συστημάτων

Παράλληλα, παρατηρούμε ότι τόσο ενεργειακά όσο και εξεργειακά το σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο έχει καλύτερη απόδοση από το αντίστοιχο με αναθέρμανση, με την διαφορά στους βαθμούς απόδοσης να είναι 1,8% και 5,15% αντίστοιχα. Προς συμπλήρωση αυτού, έχει δυνατότητα παραγωγής ψυκτικής ισχύος 127 kW έναντι 78 kW, δηλαδή αύξηση 62%.

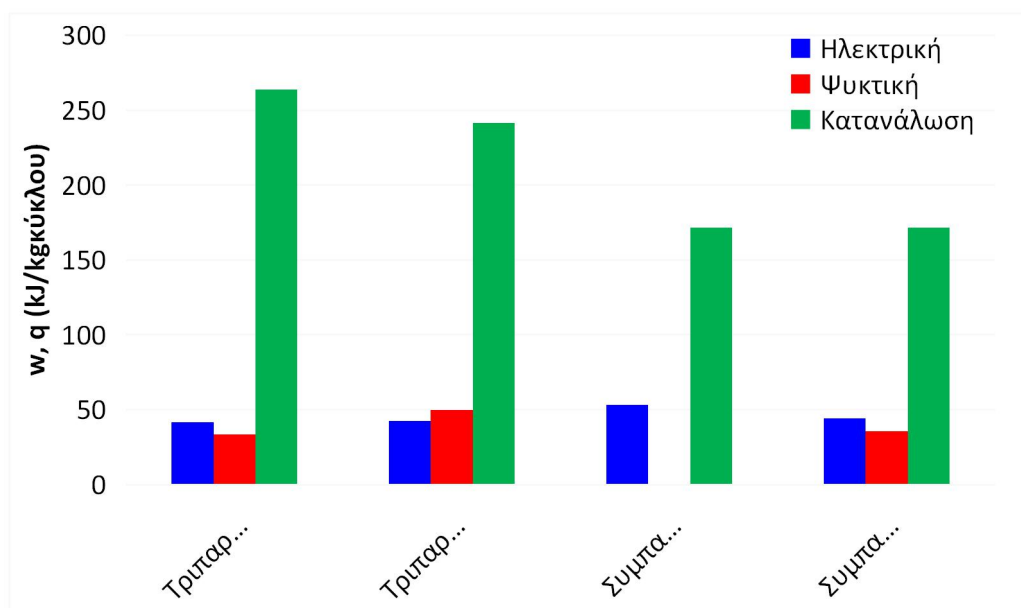


Εικ. 5.4. Ηλεκτρική και θερμική ισχύς συστημάτων τριπαραγωγής

Εκτός από τα απόλυτα μεγέθη, ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν και οι διαφορές στις ειδικές ισχύς των συστημάτων, οι οποίες παρουσιάζονται στον Πιν. 5.2.

Πιν. 5.2. Ειδική ισχύς συστημάτων

Μέγεθος	Μονάδες	Τριπαραγωγή με Αναθέρμανση	Τριπαραγωγή με ακροφύσιο	Συμπαραγωγή	Συμπαραγωγή και Αντλία θερμότητας
$W_{net}$	$\text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$	41,77	42,57	53,21	44,34
$Q_{total\_heater}$	$\text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$	263,89	241,35	171,56	171,56
$Q_{total\_gc}$	$\text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$	252,63	245,86	115,67	115,67
$Q_{cooling}$	$\text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$	33,44	49,90	0,00	35,48



Εικ. 5.5. Ειδική ηλεκτρική και θερμική ισχύς συστημάτων

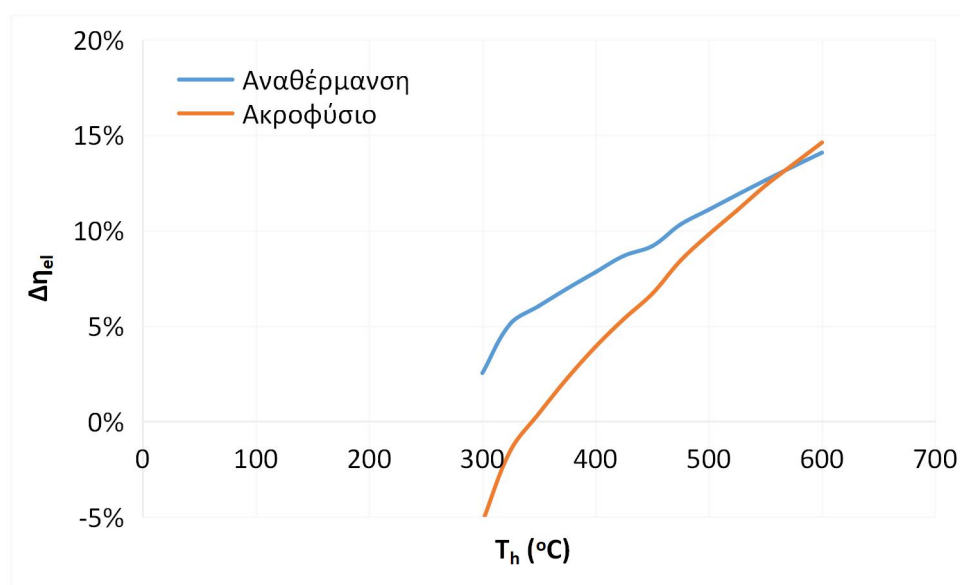
Παρατηρούμε ότι τα συστήματα τριπαραγωγής δεν παρουσιάζουν σημαντική διαφορά στην ειδική ηλεκτρική ισχύ, ενώ σε αυτό της συμπαραγωγής είναι μόλις 11  $\text{kJ/kg}$  μεγαλύτερη. Η διαφορά αυτή γίνεται ακόμα μικρότερη ( $\approx 2 \text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$ ) μετά την κατανάλωση τη αντλίας. Η διάταξη με το ακροφύσιο εμφανίζει την μεγαλύτερη ειδική ψυκτική ισχύ με τη διαφορά να είναι  $16,5 \text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$  από το άλλο σύστημα τριπαραγωγής και  $14,5 \text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$  από το σύστημα συμπαραγωγής με την αντλία θερμότητας. Η σημαντικότερη διαφορά μεταξύ των συστημάτων, και αυτή που επιδρά καθοριστικά στον βαθμό απόδοσης, είναι η ειδική θερμική ισχύς που καταναλώνουν τα συστήματα στους θερμοαντλήρες. Συγκεκριμένα το σύστημα συμπαραγωγής καταναλώνει  $92,33 \text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$  λιγότερα από την διάταξη τριπαραγωγής με αναθέρμανση και  $69,79 \text{kJ/kg}_{\text{κύκλου}}$  από αυτήν με το ακροφύσιο. Οι διαφορές αυτές είναι πολύ μεγάλες και οφείλονται κυρίως στην καλύτερη αξιοποίηση του θερμικού περιεχομένου του ρεύματος  $s\text{CO}_2$  που εξέρχεται από τον στρόβιλο. Ακόμα, λόγω της επιλογής, τα συστήματα να έχουν ίδια απόλυτη κατανάλωση θερμικής ισχύος, προκύπτουν και σημαντικές διαφορές στην παροχή μάζας που διακινείται σε κάθε διάταξη. Η παροχή αυτή για το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση είναι  $2,33 \text{kg/s}$ , για το αντίστοιχο με ακροφύσιο  $2,55 \text{kg/s}$  (9,1% μεγαλύτερη) και για αυτό της συμπαραγωγής  $3,58 \text{kg/s}$  (53,4% μεγαλύτερη από το πρώτο).

## 5.2 Ανάλυση ευαισθησίας

Μία πρώτη σύγκριση των διατάξεων κατά την ανάλυση ευαισθησίας παρουσιάστηκε και στην αντίστοιχη ενότητα που μελετήθηκαν τα διαφορετικά σενάρια. Σε αυτήν την ενότητα γίνεται εστίαση στην μεταβολή της διαφοράς του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης ανά περίπτωση, συμπεριλαμβάνοντας και την μείωση της απόδοσης της του συστήματος συμπαραγωγής λόγω της ύπαρξης της αντλίας θερμότητας. Υπενθυμίζεται ότι, κατά την ανάλυση ευαισθησίας δεν θεωρήθηκε όρος πτώσης πίεσης στους εναλλάκτες, ενώ τα μεγέθη που δεν εξετάζονται παραμένουν σταθερά και ίδια με τα βασικά σενάρια. Στους παρακάτω πίνακες που συνοδεύονται από τα αντίστοιχα διαγράμματα φαίνεται η διαφορά του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του συστήματος συμπαραγωγής και αντλίας θερμότητας με τα άλλα δύο.

Πιν. 5.3. Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της υψηλής θερμοκρασίας κύκλου

$T_h$ (°C)	Αναθέρμανση	Ακροφύσιο
300	2,54%	-5,28%
325	5,14%	-1,50%
350	6,06%	0,43%
375	6,97%	2,27%
400	7,83%	3,92%
425	8,68%	5,37%
450	9,19%	6,69%
475	10,32%	8,43%
500	11,10%	9,80%
525	11,88%	11,06%
550	12,64%	12,36%
575	13,37%	13,49%
600	14,09%	14,62%



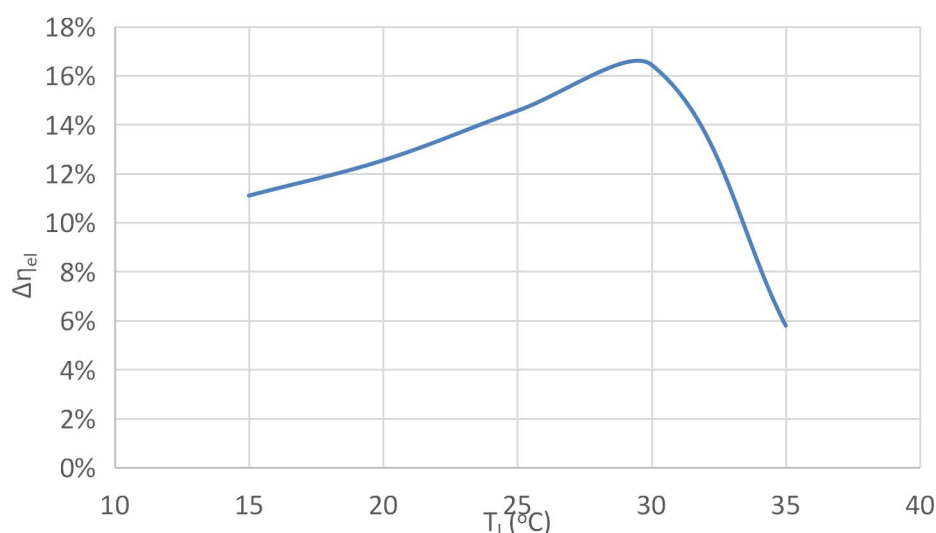
Εικ. 5.6. Διαφορά ηλεκτρικού β.α. συστήματος συμπαραγωγής από αυτά της τριπαραγωγής συναρτήσει της υψηλής θερμοκρασίας κύκλου.

Παρατηρούμε ότι με αύξηση τη θερμοκρασίας αυξάνεται και η διαφορά στον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης με την διαφορά να φτάνει έως και τις 15 ποσοστιαίες μονάδες στους 600 °C, παρά την κατανάλωση της αντλίας. Στην ίδια θερμοκρασία το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση αρχίζει να αποκτά καλύτερη απόδοση από αυτό με το ακροφύσιο. Παράλληλα ενώ το σύστημα συμπαραγωγής έχει πάντα μεγαλύτερο συνολικό ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης από αυτό της τριπαραγωγής με αναθέρμανση, το ίδιο δεν ισχύει και με το σύστημα με το ακροφύσιο το οποίο ξεπερνάει την διάταξη συμπαραγωγής σε θερμοκρασίες μικρότερες των 350 °C.

Η ευαισθησία ως προς την χαμηλή θερμοκρασία του κύκλου δεν αναλύθηκε για το σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο καθώς δεν μπορεί να μειωθεί κάτω από 25°C για λόγους που έχουν αναλυθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο. Τα αποτελέσματα για τα άλλα συστήματα φαίνονται στον Πιν. 5.4 που ακολουθεί.

Πιν. 5.4. Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της χαμηλής θερμοκρασίας κύκλου

$T_1$ (°C)	Συμπαραγωγή, αντλία	Τριπαραγωγή	Διαφορά
15	29,57%	18,48%	11,10%
20	30,11%	17,57%	12,54%
25	31,23%	16,68%	14,56%
30	32,28%	15,84%	16,44%
35	20,75%	14,96%	5,78%



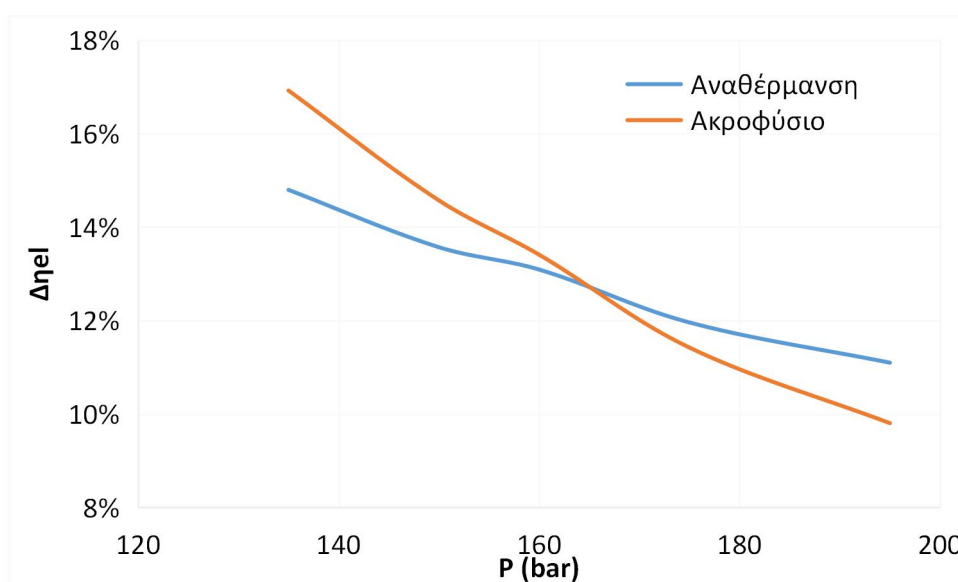
Εικ. 5.7. Διαφορά ηλεκτρικού β.α. συστήματος συμπαραγωγής από αυτό της τριπαραγωγής με αναθέρμανση συναρτήσει της χαμηλής θερμοκρασίας κύκλου.

Όπως είχε φανεί και στο Κεφάλαιο 3, με αύξηση της χαμηλής θερμοκρασίας αυξάνεται ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης για το σύστημα συμπαραγωγής, αλλά μειώνεται για το σύστημα τριπαραγωγής. Αυτό οδηγεί σε μεγάλη αύξηση της διαφοράς μεταξύ των δύο, που φτάνει ως και 16,44% στους 30 °C. Ωστόσο, μετά από αυτή την θερμοκρασία η απόδοση του συστήματος συμπαραγωγής πέφτει απότομα, με αποτέλεσμα η διαφορά να μειωθεί

στο 5,78% στους 35 °C. Όπως και με την αλλαγή στην χαμηλή θερμοκρασία, τα συστήματα παρουσιάζουν αντίθετη συμπεριφορά και με μεταβολή στην υψηλή πίεση του κύκλου. Στο σύστημα συμπαραγωγής ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με μείωση της πίεσης, ενώ στα συστήματα τριπαραγωγής συμβαίνει το αντίθετο. Αυτό οδηγεί σε πολύ μεγάλες διαφορές έως και 16,92% στα 135 bar, με την αντίστοιχη στα 195 bar να είναι 9,8%. Ακόμα, παρατηρείται ότι η επίδραση είναι μεγαλύτερη στην διάταξη με το ακροφύσιο, κάτι που έχει ως αποτέλεσμα να έχει μικρότερο βαθμό απόδοσης από το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση για υψηλή πίεση κάτω από 165 bar.

Πιν. 5.5. Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της υψηλής πίεσης κύκλου

P <sub>h</sub> (bar)	Αναθέρμανση	Ακροφύσιο
135	14,80%	16,92%
150	13,57%	14,57%
160	13,09%	13,41%
175	11,96%	11,42%
195	11,10%	9,80%

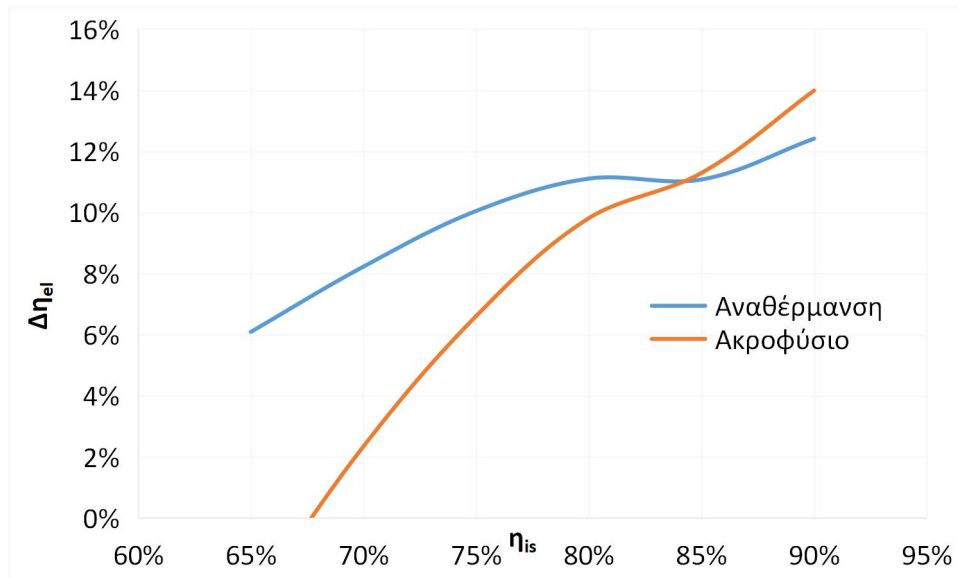


Εικ. 5.8. Διαφορά ηλεκτρικού β.α. συστήματος συμπαραγωγής από αυτά της τριπαραγωγής συναρτήσει της υψηλής πίεσης κύκλου

Μία από τις σημαντικότερες παραμέτρους των διατάξεων είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης των στροβιλομηχανών. Η επίδραση του είναι πιο καθοριστική για το σύστημα συμπαραγωγής και οδηγεί σε μείωση της διαφοράς συνολικού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης με πτώση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης. Μάλιστα για τιμές χαμηλότερες από περίπου 67,5% το σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο έχει καλύτερο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης. Επιπρόσθετα, το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση έχει μεγαλύτερη βελτίωση με αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης από το αντίστοιχο με ακροφύσιο με αποτέλεσμα να έχει καλύτερη απόδοση για τιμές άνω του 85%.

Πιν. 5.6: Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών

$\eta_{is}$	Αναθέρμανση	Ακροφύσιο
65%	6,09%	-2,87%
70%	8,23%	2,35%
75%	10,05%	6,61%
80%	11,11%	9,81%
85%	11,08%	11,29%



Εικ. 5.9. Διαφορά ηλεκτρικού β.α. συστήματος συμπαραγωγής από αυτά της τριπαραγωγής συναρτήσεϊ του ισηντροπικού βαθμού απόδοσης στροβιλομηχανών

Τέλος, σύγκριση γίνεται για την ανάλυση ευαισθησίας του pinch point των ανακομιστών. Παρατηρούμε ότι οι διαφορές παραμένουν σχεδόν σταθερές, δηλαδή τα συστήματα επηρεάζονται το ίδιο από το χαρακτηριστικό αυτό. Για τον λόγο αυτό δεν γίνεται και το αντίστοιχο διάγραμμα.

Πιν. 5.7: Διαφορά ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσεϊ του pinch point των ανακομιστών

$\Delta T$ (°C)	Αναθέρμανση	Ακροφύσιο
2	11,45%	9,97%
5	11,12%	9,67%
8	10,79%	9,39%

Τα υπόλοιπα σενάρια, τα οποία μελετήθηκαν, κατά την ανάλυση ευαισθησίας δεν συγκρίνονται σε αυτό το κεφάλαιο, καθώς η ανάλυση δεν συμπεριλάμβανε και σύστημα συμπαραγωγής και οι διαφορές μεταξύ των άλλων δύο διατάξεων σχολιάστηκαν στο Κεφάλαιο 3.

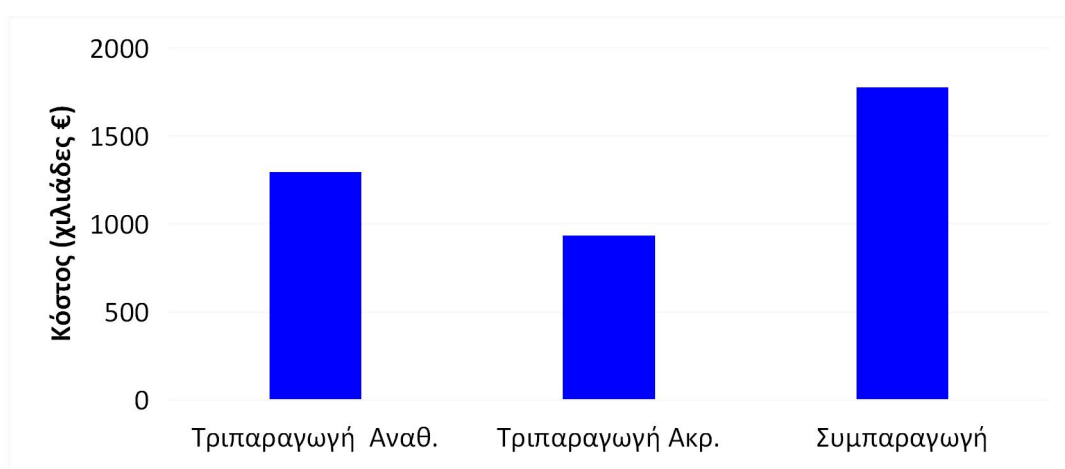
Συνολικά, βλέπουμε ότι, με ελάχιστες εξαιρέσεις, το σύστημα συμπαραγωγής μαζί με εξωτερική αντλία θερμότητας έχει πολύ μεγαλύτερο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης από τα αντίστοιχα τριπαραγωγής με την μέση διαφορά να είναι 10,53% από αυτό με την αναθέρμανση και 8,07% από αυτό με το ακροφύσιο. Μεταξύ των συστημάτων

τριπαραγωγής, αυτό με το ακροφύσιο παρουσιάζει εν γένει καλύτερο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης, ωστόσο είναι αρκετά τα σενάρια στα οποία ισχύει το αντίθετο.

Ένα πολύ σημαντικό στοιχείο, το οποίο δεν φαίνεται άμεσα από τους παραπάνω πίνακες, είναι η ευελιξία των συστημάτων. Το σύστημα συμπαραγωγής έχει μέγιστη ευελιξία καθώς η ψύξη γίνεται από εξωτερικό σύστημα και συνεπώς μεταβολή στην λειτουργία της αντλίας θερμότητας δεν επηρεάζει την κύρια διάταξη που μπορεί να λειτουργεί στο σημείο σχεδιασμού. Αυτό δεν ισχύει στα συστήματα τριπαραγωγής όπου η ψυκτική ισχύς παράγεται από το ίδιο το σύστημα, οπότε μεταβολή αυτής επηρεάζει όλα τα σημεία του κύκλου. Έτσι το σύστημα συμπαραγωγής είναι πιο αποδοτικό και ενεργειακά και ως προς την ευελιξία. Η ύπαρξη του ακροφυσίου περιορίζει σημαντικά τις μεταβολές που μπορούν να γίνουν την λειτουργία του συστήματος τριπαραγωγής, συνεπώς το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση παρουσιάζει μεγαλύτερη ευελιξία και παράγοντες όπως λόγος μάζας απομάστευσης και θερμοκρασία παραγωγής ψύξης μπορούν να μεταβληθούν πιο εύκολα.

### 5.3 Οικονομική σύγκριση

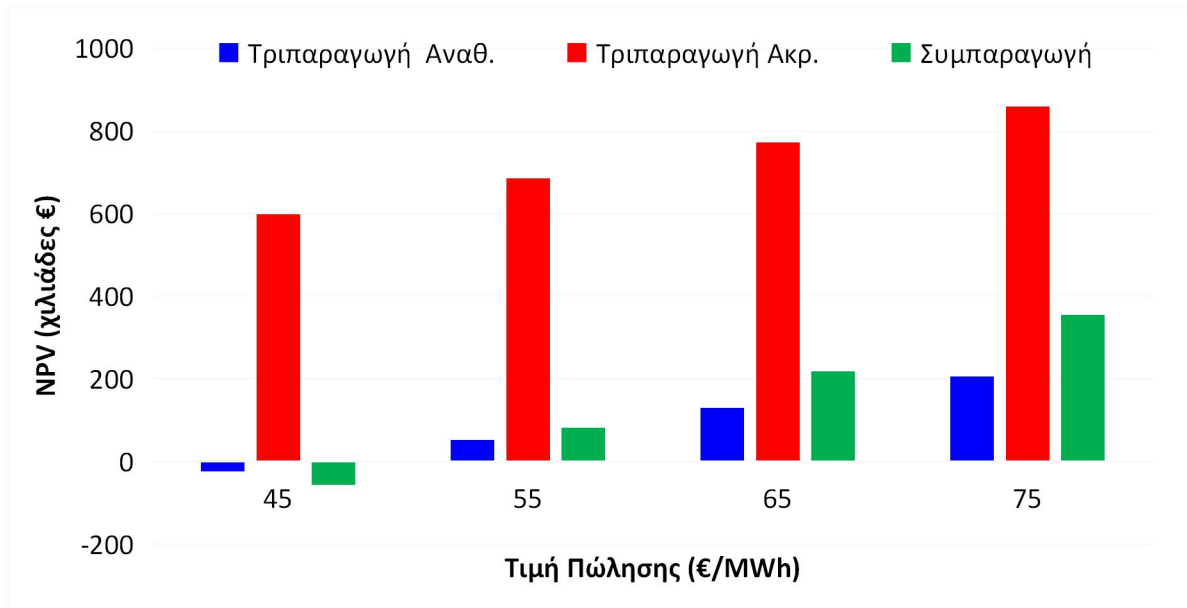
Η κοστολόγηση των επιμέρους στοιχείων μέσω εκτιμήσεων και προσεγγιστικών εξισώσεων προσθέτει αβεβαιότητα στους υπολογισμούς. Ωστόσο, σε όλα τα συστήματα χρησιμοποιούνται τα ίδια μοντέλα, συνεπώς είναι εφικτή η μεταξύ τους σύγκριση σε επίπεδο κοστολόγησης και οικονομικών δεικτών.



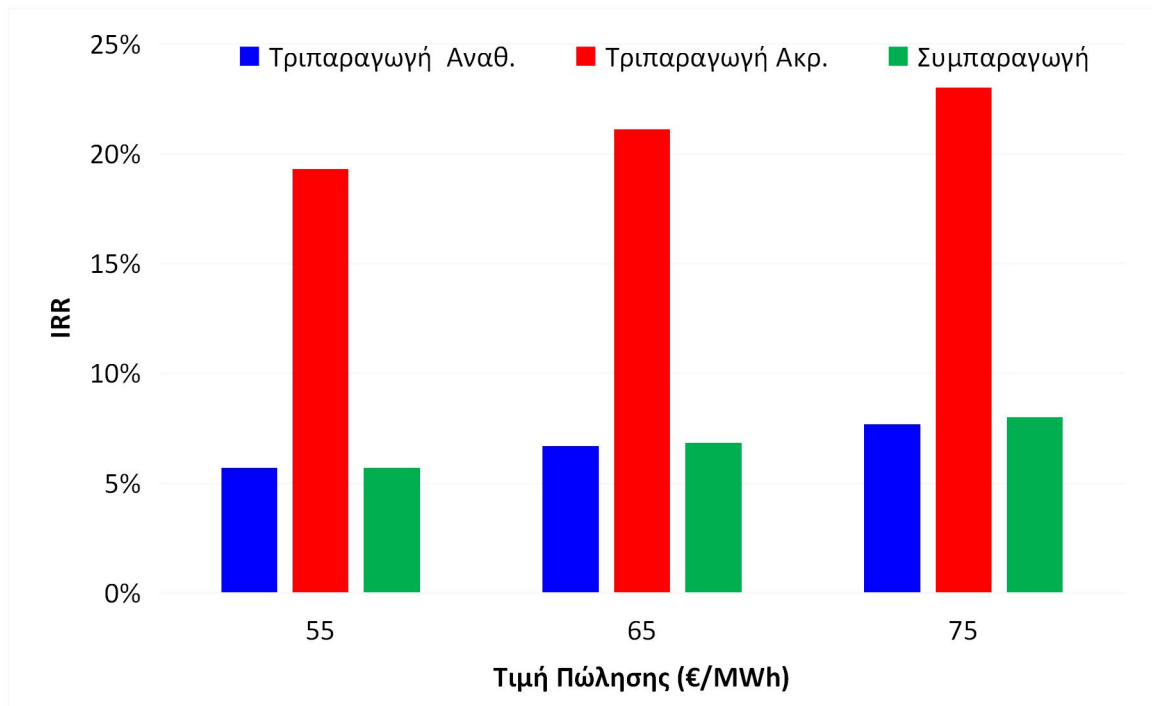
Εικ. 5.10. Συνολικό κόστος συστημάτων

Αρχικά, το σύστημα συμπαραγωγής έχει αρκετά υψηλότερο κόστος από αυτά της τριπαραγωγής με την διαφορά να είναι 37% από το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση και 90% από αυτό με το ακροφύσιο. Η διαφορά αυτή οφείλεται κυρίως στην ύπαρξη του δεύτερου συμπιεστή και στο συνολικά μεγαλύτερο μέγεθος της διάταξης.

Τα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζουν τους οικονομικούς δείκτες συναρτήσει της τιμής πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας για την περίπτωση μέγιστης δυνατής επιχορήγησης.

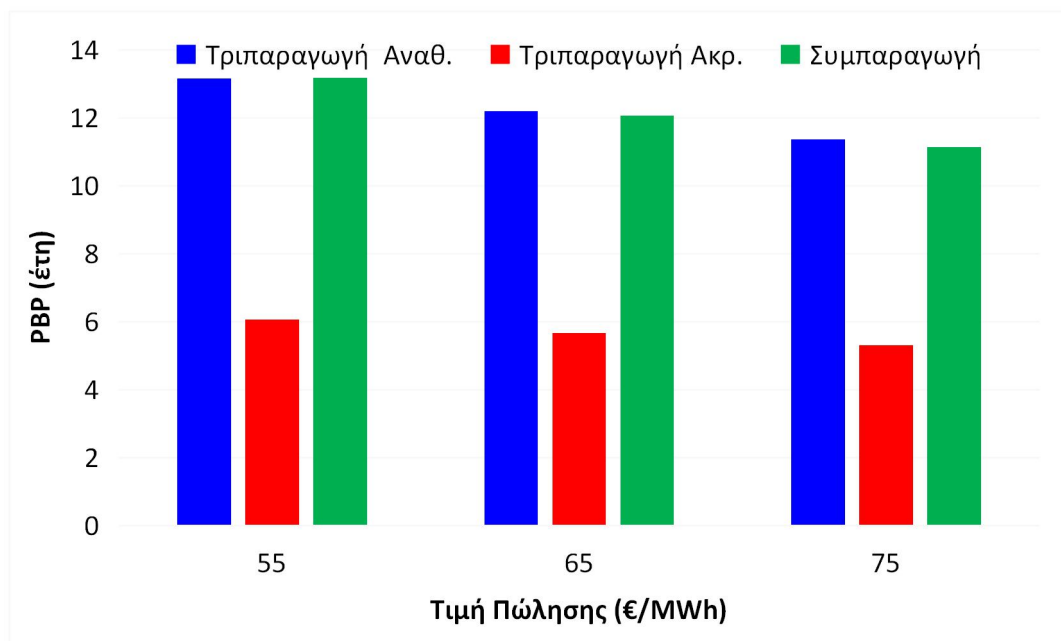


Εικ. 5.11. Καθαρή παρούσα αξία συστημάτων για διαφορετικές τιμές πώλησης και μέγιστη επιχορήγηση



Εικ. 5.12. Οριακό επιτόκιο προεξόφλησης συστημάτων για διαφορετικές τιμές πώλησης και μέγιστη επιχορήγηση





Εικ. 5.13. Περίοδος απόσβεσης αρχικού κεφαλαίου συστημάτων για διαφορετικές τιμές πώλησης και μέγιστη επιχορήγηση

Παρατηρούμε ότι το σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο παρουσιάζει καλύτερους οικονομικούς δείκτες, με μεγάλη διαφορά από τα άλλα δύο συστήματα για όλες τις διαφορετικές τιμές πώλησης. Οι διαφορές με την διάταξη συμπαραγωγής οφείλονται στην πολύ μεγάλη διαφορά κόστους ενώ με την διάταξη τριπαραγωγής με αναθέρμανση οφείλονται και στην διαφορά παραγωγής ηλεκτρικής και ψυκτικής ισχύος. Τα δύο αυτά συστήματα παρουσιάζουν παρεμφερείς δείκτες, με αυτό της συμπαραγωγής να έχει μεγαλύτερη καθαρή παρούσα αξία. Όπως είναι αναμενόμενο, η τιμή πώλησης επηρεάζει περισσότερο το σύστημα συμπαραγωγής, διότι λόγω υψηλότερου βαθμού απόδοσης έχει και την υψηλότερη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτό οδηγεί σε μείωση της διαφοράς καθαρής παρούσας αξίας από το σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο με αύξηση της τιμής πώλησης. Η μείωση αυτή δεν ισχύει και στο οριακό επιτόκιο προεξόφλησης όπου η διαφορά αυξάνεται με αύξηση της τιμής πώλησης, με την μέγιστη διαφορά να φτάνει έως και 15%. Τέλος, η περίοδος απόσβεσης του αρχικού κεφαλαίου παρουσιάζει μεγαλύτερη πτώση στο σύστημα συμπαραγωγής, με την διαφορά ωστόσο από το σύστημα με το ακροφύσιο να παραμένει υψηλή και πάνω από 5 έτη. Έτσι, η διάταξη τριπαραγωγής με ακροφύσιο έχει την καλύτερη οικονομική απόδοση και κρίνεται η πιο συμφέρουσα.

#### 5.4 Γενικά Συμπεράσματα

Συνοπτικά τα αποτελέσματα της σύγκρισης μεταξύ των συστημάτων είναι τα ακόλουθα.

- Το σύστημα συμπαραγωγής παρουσιάζει σημαντικά μεγαλύτερο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης, ακόμα και με την τροφοδοσία της αντλίας θερμότητας, με την διαφορά από τα συστήματα τριπαραγωγής να είναι 10% και 8,2%.
- Η διαφορά αυτή οφείλεται κατά κύριο λόγο στην μικρότερη απαίτηση θερμικής ισχύος στους θερμαντήρες. Η απαίτηση του συστήματος συμπαραγωγής είναι 92,33kJ/kg<sub>κύκλου</sub>

μικρότερη από την διάταξη τριπαραγωγής με αναθέρμανση και 69,79kJ/kg<sub>κύκλου</sub> από αυτήν με το ακροφύσιο.

- Μετά την κατανάλωση της αντλίας, οι διαφορές στην ειδική ηλεκτρική ισχύ μεταξύ των συστημάτων είναι ελάχιστες (<2,5kJ/kg<sub>κύκλου</sub>).
- Το οριακό COP αντλίας θερμότητας, ώστε το σύστημα συμπαραγωγής να έχει μεγαλύτερο συνολικό ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης από τα συστήματα τριπαραγωγής είναι 0,839 και 1,547 αντίστοιχα.
- Μεταξύ των συστημάτων τριπαραγωγής αυτό με το ακροφύσιο έχει καλύτερη απόδοση με υψηλότερη παραγωγή τόσο ηλεκτρικής όσο και ψυκτικής ισχύος.
- Το σύστημα συμπαραγωγής έχει και καλύτερη εξεργειακή αξιοποίηση με τις διαφορές στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης να είναι 19,769% από το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση και 14,623% από αυτό με το ακροφύσιο.
- Σχεδόν σε όλα τα διαφορετικά σενάρια κατά την ανάλυση ευαισθησίας η διάταξη συμπαραγωγής παρουσιάζει υψηλότερο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης.
- Σε μερικά σενάρια το σύστημα τριπαραγωγής με ακροφύσιο έχει καλύτερη απόδοση από το σύστημα τριπαραγωγής με αναθέρμανση, ενώ σε άλλα ισχύει το αντίθετο.
- Το γεγονός ότι η ψύξη γίνεται από διαφορετικό σύστημα δίνει μεγάλη δυνατότητα ευελιξίας στο σύστημα συμπαραγωγής. Αντίθετα, η ύπαρξη του ακροφυσίου περιορίζει σημαντικά την ευελιξία του αντίστοιχου συστήματος τριπαραγωγής.
- Μεγάλες διαφορές εμφανίζονται και στο συνολικό κόστος της εγκατάστασης. Αυτή με το ακροφύσιο έχει το μικρότερο, ίσο με 933 k€, έναντι 1,29 M€ του άλλου συστήματος τριπαραγωγής (37% αύξηση) και 1,78 M€ του συστήματος συμπαραγωγής (90% αύξηση).
- Οι διαφορές αυτές οδηγούν σε καλύτερους οικονομικούς δείκτες για το σύστημα με το ακροφύσιο, το οποίο τελικά κρίνεται οικονομικά συμφέρον σε αντίθεση με τα άλλα δύο που η αποδοτικότητα της επένδυσης είναι οριακή ακόμα και σε περιπτώσεις επιχορήγησης.
- Μεγαλύτερη εξάρτηση από την τιμή πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας παρουσιάζει το σύστημα συμπαραγωγής.

## 5.5 Μελλοντική έρευνα και εργασία

Το πρώιμο στάδιο της τεχνολογίας συστημάτων που χρησιμοποιούν sCO<sub>2</sub> αφήνει πολλά περιθώρια περαιτέρω έρευνας και ανάπτυξης. Αρχικά, πολύ σημαντική είναι η μελέτη της οικονομίας κλίμακας των συστημάτων. Όπως φάνηκε και στις εξισώσεις κοστολόγησης, υπάρχει μεγάλη μείωση του ειδικού κόστους με αύξηση του μεγέθους της εγκατάστασης. Με την αύξηση του μεγέθους μπορεί να επέλθει και αύξηση της απόδοσης του συστήματος. Οι παράγοντες αυτοί είναι καθοριστικής σημασίας και μπορούν να οδηγήσουν σε σημαντικές αλλαγές στην οικονομική αποδοτικότητα της επένδυσης. Παράλληλα με την οικονομία κλίμακας, θα πρέπει να εξετασθεί και ο τρόπος πρόσδοσης θερμότητας στον κύκλο. Ανάλογα με την πρωτογενή πηγή θερμότητας, υπάρχει διαφορετική επιρροή στο συνολικό κόστος και την λειτουργία των συστημάτων. Ένα ακόμα σημαντικό στοιχείο που

πρέπει να μελετηθεί είναι η ανάλυση κύκλου ζωής και το περιβαλλοντικό αποτύπωμα των εγκαταστάσεων sCO<sub>2</sub> με την ταυτόχρονη σύγκριση με άλλες εγκαταστάσεις παραγωγής ηλεκτρικής αλλά και ψυκτικής ισχύος.

Τέλος, απαραίτητο επίσης είναι να αρχίσει ο λεπτομερής σχεδιασμός και η κατασκευή διατάξεων sCO<sub>2</sub> ώστε να προκύψουν πιο ρεαλιστικές τιμές της απόδοσης και του κόστους των επιμέρους στοιχείων. Αυτό θα οδηγήσει και στην ωρίμανση της τεχνολογίας τέτοιων συστημάτων με αποτέλεσμα την μείωση του κόστους και την βελτίωση της απόδοσης τους.

## Βιβλιογραφία

1. Bellos, E. and C. Tzivanidis, *A comparative study of CO<sub>2</sub> refrigeration systems*. Energy Conversion and Management: X, 2019. **1**: p. 100002.
2. Linde Gases AG, *Refrigerants Environmental Data. Ozone Depletion and Global Warning Potential*. 2007.
3. Ahn, Y., et al., *Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development*. Nuclear Engineering and Technology, 2015. **47**(6): p. 647-661.
4. Roumpedakis, T., *Techno-economic investigations of a solar driven ORC-sorption system for combined cooling, heating and power*. 2018, TU Delft.
5. Department of Energy. *Supercritical CO<sub>2</sub>*. Ιανουάριος 2020.]; Available from: <https://www.energy.gov/supercritical-co2-tech-teamAsd>.
6. Sonal, P. *What Are Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles?* 2019; Available from: <https://www.powermag.com/what-are-supercritical-co2-power-cycles/>.
7. Guo, C., et al. *Supercritical CO<sub>2</sub> Rankine Cycle Using Low and Medium Temperature Heat Sources*. in *Energy Sustainability*. 2013. American Society of Mechanical Engineers.
8. Στέγγου-Σαγία, Α. and Ζ. Σαγία, *Μετάδοση Θερμότητας*. 2005: Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ.
9. Ronquillo, R. *Understanding Heat Exchangers*. Available from: <https://www.thomasnet.com/articles/process-equipment/understanding-heat-exchangers/>.
10. Bergman, T.L. and F.P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th ed. / ed. 2011, Hoboken, NJ :: Wiley.
11. Li, D. and E.A. Groll, *Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device*. International Journal of Refrigeration, 2005. **28**(5): p. 766-773.
12. Karellas, S., T.C. Roumpedakis, and N. Tzouganatos, *Solar Cooling Technologies*. 2018: Taylor & Francis Group.
13. Χατζηδάκης, Σ., *Σημειώσεις Ψύξης Α΄ και Β΄ μέρος*. 2003: Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ.
14. Gulaliyev, M.G., E.R. Mustafayev, and G.Y. Mehdiyeva, *Assessment of Solar Energy Potential and Its Ecological-Economic Efficiency: Azerbaijan Case*. Sustainability, 2020. **12**(3): p. 1116.
15. Korfiati, A., et al., *Estimation of the global solar energy potential and photovoltaic cost with the use of open data*. International Journal of Sustainable Energy Planning and Management, 2016. **9**: p. 17-30.
16. Dudley, B., *BP statistical review of world energy*. BP Statistical Review, London, UK, accessed Aug, 2018. **6**: p. 2018.
17. Χαραλαμπίδης, Α., *Σύζευξη συστήματος ORC μικρής ισχύος με οικιακό ηλιακό σύστημα και σχεδιασμός κατάλληλης διάταξης*, in Ε.Μ.Π. 2018.
18. Johnson, I., W.T. Choate, and A. Davidson, *Waste heat recovery. Technology and opportunities in US industry*. 2008, BCS, Inc., Laurel, MD (United States).
19. Thekdi, A. and S.U. Nimbalkar, *Industrial waste heat recovery-potential applications, available technologies and crosscutting R&D opportunities*. 2015, Oak Ridge National Lab.(ORNL), Oak Ridge, TN (United States).
20. © 2016-2020 World Nuclear Association. *Nuclear Power in the World Today*. 2020; Available from: <https://www.world-nuclear.org/information-library/current-and-future-generation/nuclear-power-in-the-world-today.aspx>.

21. Jones, D., et al., *The European Power Sector in 2018*. Agora Energiewende and Sandbag, 2019.
22. Ζερβός, Α., *Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας*. 2018: Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ.
23. Unwin, J. *What is geothermal energy?* 2019; Available from: <https://www.power-technology.com/features/what-is-geothermal-energy/>.
24. Ravindra, V. and M. Ramgopal, *Studies on a Solar Assisted, CO<sub>2</sub> Based Trigeneration System for Milk Processing: Performance Comparison between Throttle Valve and Ejector Expansion Valve*. Journal of Clean Energy Technologies, 2019. **7**(2).
25. Bai, W. and X. Xu, *Comparative analyses of two improved CO<sub>2</sub> combined cooling, heating, and power systems driven by solar energy*. Thermal Science, 2018. **22**(Suppl. 2): p. 693-700.
26. Chen, S., et al., *Integration of chemical looping combustion and supercritical CO<sub>2</sub> cycle for combined heat and power generation with CO<sub>2</sub> capture*. Energy Conversion and Management, 2018. **167**: p. 113-124.
27. Akbari, A.D. and S.M. Mahmoudi, *Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO<sub>2</sub> (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle*. Energy, 2014. **78**: p. 501-512.
28. Ruiz-Casanova, E., et al. *Use of Supercritical CO<sub>2</sub> Heated With Geothermal Energy for Power Production Through Direct Expansion and Heat Supply to an ORC Cycle*. in *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. 2017. American Society of Mechanical Engineers.
29. Sharan, P., et al., *Cogeneration using multi-effect distillation and a solar-powered supercritical carbon dioxide Brayton cycle*. Desalination, 2019. **459**: p. 20-33.
30. Bejan, A. and A. Kraus, *Heat transfer handbook*. 2003, Hoboken, NJ [etc.] :: Wiley.
31. Carlson, M.D., B.M. Middleton, and C.K. Ho. *Techno-economic comparison of solar-driven sCO<sub>2</sub> Brayton cycles using component cost models baselined with vendor data and estimates*. in *Energy Sustainability*. 2017. American Society of Mechanical Engineers.
32. White, C. and N. Weiland. *Preliminary Cost and Performance Results for a Natural Gas-Fired Direct sCO<sub>2</sub> Power Plant*. in *Proceedings of the 6th International Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium, Pittsburgh, PA, USA*. 2018.
33. Astolfi, M., *An innovative approach for the techno-economic optimization of organic Rankine cycles*. 2014, Italy.
34. Γεωργουσόπουλος, Σ., *Ενεργειακή και οικονομική αξιολόγηση της ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας από μονάδα IGCC βιομάζας μέσω κύκλου ORC* in *Ε.Μ.Π.* 2019.
35. Weiland, N.T., B.W. Lance, and S.R. Pidaparti. *sCO<sub>2</sub> Power Cycle Component Cost Correlations From DOE Data Spanning Multiple Scales and Applications*. in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2019. American Society of Mechanical Engineers.
36. El-Sayed, Y., *Designing desalination systems for higher productivity*. Desalination, 2001. **134**(1-3): p. 129-158.
37. CIAT, *Ciat, Price List 2017, Domestic and Light Commercial Product Range*. 2017.
38. allazorevma.gr. *Οριακή τιμή συστήματος*. 2020; Available from: <https://allazorevma.gr/ots>.
39. ΔΕΗ. *Τιμοκατάλογος - Επαγγελματικό Γ22*. 2019; Available from: [https://www.dei.gr/Documents2/TIMOLOGIA/NEA-TIMOLOGIA-SEPT2019/SEPT19-V2/TIMOK-XT-2019-G22-SEPT19\\_v2.pdf](https://www.dei.gr/Documents2/TIMOLOGIA/NEA-TIMOLOGIA-SEPT2019/SEPT19-V2/TIMOK-XT-2019-G22-SEPT19_v2.pdf).