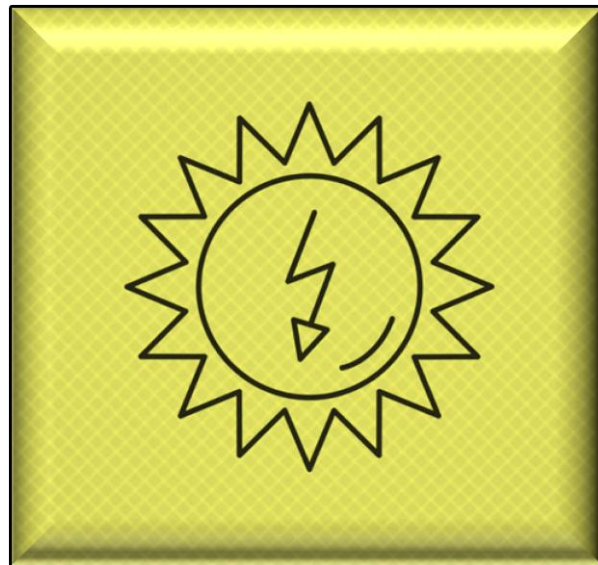


ΓΕΩΡΓΟΥΣΗΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ

Διπλωματική Εργασία

**Μελέτη Συστήματος Τριπαραγωγής με
Υπερκρίσιμο CO₂ Αξιοποιώντας Ηλιακή
Ενέργεια**



Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: Τζιβανίδης Χρήστος, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2021

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ





ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΕΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Διπλωματική Εργασία

**«Μελέτη Συστήματος Τριπαραγωγής με Υπερκρίσιμο CO₂
Αξιοποιώντας Ηλιακή Ενέργεια»**

Γεωργούσης Νικόλαος

Επιβλέπων Καθηγητής: Τζιβανίδης Χρήστος

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2021



NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY OF ATHENS
SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF THERMAL ENGINEERING

Diploma Thesis

**«Investigation of a Supercritical CO₂ Based Trigeneration System
Utilizing Solar Energy»**

Georgousis Nikolaos

Supervisor Professor: Tzivanidis Christos

Athens, September 2021



Ευχαριστίες

Η ολοκλήρωση της διπλωματικής μου εργασίας αποτελεί το τελευταίο βήμα του πενταετούς κύκλου σπουδών στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Θα επιθυμούσα να εκφράσω θερμά τις ευχαριστίες μου σε όσους συμπαραστάθηκαν και με βοήθησαν καθ'όλη την διάρκεια των σπουδών μου καθώς και στην διεκπεραίωση της διπλωματικής εργασίας. Αρχικά, ευχαριστώ των κ.Τζιβανίδη Χρήστο, Αναπληρωτή Καθηγητή της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π. για την εμπιστοσύνη του αναθέτοντας μου το παρόν θέμα και επιτρέποντας μου την ενασχόληση με αυτό. Ευχαριστώ τον Δρ. Ευάγγελο Μπέλλο για την πολύτιμη επιστημονική καθοδήγηση του, τις επικοινωνητικές υποδείξεις και το αμείωτο ενδιαφέρον του που έδειξε από την αρχή μέχρι το τέλος. Τέλος, ευχαριστώ την οικογένεια μου και τους φίλους μου για την αμέριστη στήριξη και συμπάρασταση τους όλο τον καιρό των σπουδών μου και όχι μόνο.





Πρόλογος

Η συνεχής βελτίωση και αναβάθμιση του βιοτικού επιπέδου σε παγκόσμια κλίμακα είναι άμεσα συνυφασμένη με την αξιοποίηση, παραγωγή και κατανάλωση ενέργειας. Η χρήση μη ανανεώσιμων πηγών ενέργειας λόγω της ευκολίας και αμεσότητας που παρέχει στην ικανοποίηση της αναφερθείσας πορείας καλύπτει το μεγαλύτερο ποσοστό των εκμεταλλεύσιμων ενεργειακών πηγών. Τα περιβαλλοντικά, οικονομικά και συνάμα και κοινωνικά ζητήματα που απορρέουν από την εκμετάλλευση των μη ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στρέφουν την ενεργειακή πολιτική στην ένταξη και αξιοποίηση των ανανεώσιμων πηγών. Η ηλιακή, αιολική, γεωθερμική και υδραυλική ενέργεια αποτελούν βασικές ανανεώσιμες πηγές ενέργειας καθώς και η ενέργεια από την θάλασσα, την βιομάζα και το βιοαέριο.

Η παρούσα μελέτη στρέφεται γύρω από την ηλιακή ενέργεια και την δυνατότητα αξιοποίησης αυτής με σκοπό την τριπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας και ψύξης σε μεσαία και μεγάλη κλίμακα. Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί ενεργειακό πλεονέκτημα των χωρών και περιοχών που παρουσιάζουν ικανοποιητικό ενεργειακό δυναμικό μία εκ των οποίων είναι η Ελλάδα. Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας αποτελεί μία από τις βασικότερες ενεργειακές διεργασίες σε παγκόσμιο επίπεδο. Η τεχνολογία των θερμικών σταθμών αποτελεί την επικρατέστερη πηγή παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Η ένταξη των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας και συγκεκριμένα της ηλιακής με σκοπό την παραγωγή εκμεταλλεύσιμης θερμότητας εντάσσεται στο επίκεντρο της εκτόπισης των μη ανανεώσιμων πηγών από την ηλεκτροπαραγωγή. Η παραγωγή θερμότητας και ψύξης από την ίδια μονάδα, δηλαδή από την ίδια ενεργειακή είσοδο αποτελούν βελτίωση της συνολικής ενεργειακής αξιοποίησης της πηγής και κάλυψης σημαντικής ενεργειακής ζήτησης.

Η ανάπτυξη, ανάλυση και αξιολόγηση κατάλληλης τεχνολογίας για την δέσμευση και αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας με σκοπό την τριπαραγωγή βρίσκονται στο επίκεντρο της παρούσας εργασίας. Η επιλογή συστήματος συλλεκτών για την παραγωγή θερμότητας από την ηλιακή ακτινοβολία, η αποθήκευση αυτής και η τροφοδοσία θερμικού κύκλου τριπαραγωγής και ο κατάλληλος σχεδιασμός αυτού αποτελούν τους στόχους που τίθενται προς διερεύνηση. Τα διάφορα συστήματα εξετάζονται, αναλύονται και βελτιστοποιούνται τόσο θερμοδυναμικά όσο και οικονομικά ώστε να καλυφθεί πλήρως η λειτουργία τους.





Περιεχόμενα

| | |
|--|-----------|
| Ευχαριστίες..... | i |
| Πρόλογος..... | iii |
| Περίληψη | 1 |
| Abstract | 4 |
| Επεξήγηση Συμβόλων | 6 |
| Κεφάλαιο 1: Ενεργειακή Κατάσταση και Κατανάλωση Ενέργειας | 13 |
| 1.1: Ο όρος «Ενέργεια» στην Σύγχρονη Εποχή. | 13 |
| 1.2: Παγκόσμια Ενεργειακή Ζήτηση..... | 14 |
| 1.3: Αντίκτυπο της Ενεργειακής Ζήτησης. | 17 |
| 1.3.1: Εκπομπές Σωματιδίων και Αέριων Ρύπων. | 18 |
| 1.3.2: Φαινόμενο Θερμοκηπίου..... | 22 |
| 1.3.3: Καταστροφή Στοιβάδας (Στρατοσφαιρικού) Όζοντος. | 23 |
| 1.4: Βιβλιογραφικές Αναφορές. | 24 |
| Κεφάλαιο 2: Παραγωγή και Αξιοποίηση Ενέργειας..... | 26 |
| 2.1 Θερμοδυναμική Ενεργειακών Μετατροπών..... | 26 |
| 2.2: Θερμικοί Σταθμοί. | 32 |
| 2.2.1: Θερμοδυναμικός Κύκλος Carnot..... | 33 |
| 2.2.2: Θερμοδυναμικός Κύκλος Clausius-Rankine. | 35 |
| 2.2.3.Θερμοδυναμικός Οργανικός Κύκλος Clausius-Rankine (ORC). | 38 |
| 2.2.4: Θερμοδυναμικός Κύκλος Kalina..... | 40 |
| 2.2.5: Θερμοδυναμικός Κύκλος Stirling – Ericsson. | 41 |
| 2.2.6: Θερμοδυναμικός Κύκλος Joule. | 44 |
| 2.2.7: Θερμοδυναμικός Κύκλος Brayton..... | 45 |
| 2.3: Ψυκτικοί Κύκλοι. | 48 |
| 2.3.1: Ψύξη με Συμπύεση Ατμών. | 48 |
| 2.3.2: Ψύξη με Προσρόφηση..... | 49 |
| 2.3.3: Ψύξη με Απορρόφηση..... | 51 |
| 2.4: Κύκλοι Συμπαραγωγής | 52 |
| 2.4.1: Συστήματα Συμπαραγωγής Ατμοστροβίλου..... | 53 |
| 2.4.2: Συστήματα Συμπαραγωγής Αεριοστροβίλου..... | 55 |
| 2.4.3: Συστήματα Συμπαραγωγής Οργανικών Κύκλων Rankine..... | 58 |
| 2.4.4: Συστήματα Συμπαραγωγής Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης..... | 59 |
| 2.5: Βιβλιογραφικές Αναφορές | 60 |
| Κεφάλαιο 3: Ηλιακή Ενέργεια ως Πηγή Ενέργειας. | 61 |
| 3.1: Βασικές Αρχές Ηλιακής Ακτινοβολίας. | 62 |
| 3.1.1: Γωνιακή Ανάλυση Ηλιακής Ακτινοβολίας λόγω Θέσης Γης και Ηλίου. | 63 |
| 3.1.2: Ηλιακή Ώρα και Ηλιακές Γωνίες..... | 65 |
| 3.1.3: Ηλιακή Ακτινοβολία και Υπολογισμός. | 66 |
| 3.2: Αξιοποίηση Ηλιακής Ενέργειας. | 69 |



| | |
|--|------------|
| 3.2.1: Συγκεντρωτικοί Ηλιακοί Θερμικοί Σταθμοί. | 69 |
| 3.2.2: Παραγωγή Θερμότητας και Ψύξης. | 72 |
| 3.3: Ηλιακοί Συλλέκτες. | 74 |
| 3.3.1: Μη Συγκεντρωτικοί Ηλιακοί Συλλέκτες. | 76 |
| 3.3.2: Συγκεντρωτικοί Ηλιακοί Συλλέκτες. | 78 |
| 3.4: Αποθήκευση Ηλιακής Ενέργειας. | 84 |
| 3.4.1: Θερμική Αποθήκευση Ηλιακής Ενέργειας. | 85 |
| 3.4.2: Συστήματα Θερμικής Αποθήκευσης Ηλιακής Ενέργειας για Ηλεκτροπαραγωγή. | 88 |
| 3.5: Βιβλιογραφικές Αναφορές. | 90 |
| Κεφάλαιο 4: Τριπαραγωγή από Κύκλο Brayton Υπερκρίσιμου CO₂ με Πηγή Ενέργειας Ηλιακή Ενέργεια. | 92 |
| 4.1: Υπό Μελέτη Μονάδες. | 93 |
| 4.1.1: Παραβολικοί Συλλέκτες (PTC) για Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας και Τριπαραγωγή. | 94 |
| 4.1.2: Δοχείο Αποθήκευσης. | 101 |
| 4.1.3: Κύκλος Brayton με Υπερκρίσιμο CO ₂ (sCO ₂). | 103 |
| 4.1.4: Σύστημα Ψύξης με Απορρόφηση LiBr-H ₂ O (Απορριπτόμενης) Θερμότητας. | 107 |
| 4.1.5: Οργανικός κύκλος Rankine (ORC) από Απορριπτόμενη Θερμότητα. | 110 |
| 4.2: Ανάπτυξη Αλγορίθμων E.E.S. για την Ανάλυση Ευαισθησίας και Βελτιστοποίηση. | 112 |
| 4.3: Ανάλυση Ευαισθησίας. | 115 |
| 4.3.1: Αποτελέσματα Μονάδας sCO ₂ , Ψύξης με Απορρόφηση και Τηλεθέρμανσης. | 115 |
| 4.3.2: Αποτελέσματα Μονάδας sCO ₂ , ORC, Ψύξης με Απορρόφηση και Τηλεθέρμανσης. | 127 |
| 4.4: Παρατηρήσεις και Συμπεράσματα. | 143 |
| 4.5: Βιβλιογραφικές Αναφορές. | 144 |
| Κεφάλαιο 5: Θερμοδυναμική Βελτιστοποίηση και Οικονομοτεχνική Ανάλυση Μονάδων στο Σημείο Σχεδιασμού. | 146 |
| 5.1: Θερμοδυναμική Βελτιστοποίηση. | 146 |
| 5.1.1: Θερμοδυναμική Βελτιστοποίηση Απλής Περίπτωσης. | 147 |
| 5.1.2: Θερμοδυναμική Βελτιστοποίηση Περίπτωσης με ORC. | 152 |
| 5.2: Κόστος Μονάδων. | 156 |
| 5.2.1: Κόστος Μονάδας Χωρίς ORC. | 157 |
| 5.2.2: Κόστος Μονάδας με ORC. | 159 |
| 5.3: Παρατηρήσεις και Συμπεράσματα. | 167 |
| 5.4: Βιβλιογραφικές Αναφορές. | 169 |
| Κεφάλαιο 6: Δυναμική Ετήσια Ανάλυση. | 170 |
| 6.1: Άμεση Ακτινοβολία και Θερμοκρασία Περιβάλλοντος Αθήνας. | 170 |
| 6.2: Επίλυση Συλλεκτών PTC και Δοχείου Αποθήκευσης για την Δυναμική Ανάλυση. | 174 |
| 6.2.1: Μοντελοποίηση Συλλεκτών PTC για την Δυναμική Ανάλυση. | 174 |
| 6.2.2: Μοντελοποίηση Δοχείου Αποθήκευσης για την Δυναμική Ανάλυση. | 175 |
| 6.2.3: Αλγόριθμος Επίλυσης Συλλεκτών PTC και Δοχείου Αποθήκευσης για την Δυναμική Ανάλυση. | 178 |



| | |
|--|------------|
| 6.3: Αποτελέσματα Μονάδων στα Ονομαστικά Σημεία Σχεδιασμού για την Δυναμική Ανάλυση. | 180 |
| 6.4: Βιβλιογραφικές Αναφορές. | 188 |
| Κεφάλαιο 7: Δυναμική Ετήσια Θερμοδυναμική και Οικονομοτεχνική Βελτιστοποίηση. | 189 |
| 7.1: Τεχνο-οικονομικά Στοιχεία. | 189 |
| 7.1.1: Κόστος Εγκαταστάσεων PTC, Δοχείου Αποθήκευσης, ORC και Ψύξης με Απορρόφηση. | 189 |
| 7.1.2: Κόστος Εγκατάστασης Brayton s-CO ₂ . | 189 |
| 7.1.2.1: Κόστος Εναλλακτών Θερμότητας. | 190 |
| 7.1.2.2: Κόστος Στροβιλομηχανών. | 192 |
| 7.1.2.3: Κόστος Γεννήτριας και Κιβωτίου Ταχυτήτων. | 194 |
| 7.1.2.4: Λοιπά Κόστη (Σωληνώσεις, Ηλεκτρολογικά και Εγκατάστασης) | 194 |
| 7.1.3: Κόστη Εγκαταστάσεων Brayton sCO ₂ Μονάδων Χωρίς ORC, με ORC(Toluene) και ORC(n-Pentane). | 195 |
| 7.2: Οικονομικοί Δείκτες. | 198 |
| 7.3: Δυναμική Ανάλυση Μονάδων σε Διαφορετικά Σημεία Σχεδιασμού. | 200 |
| 7.3.1: Δυναμική Ανάλυση Μονάδας χωρίς ORC σε Διαφορετικά Σημεία Σχεδιασμού. | 202 |
| 7.3.2: Δυναμική Ανάλυση Μονάδας χωρίς ORC σε Διαφορετικά Σημεία Σχεδιασμού. | 204 |
| 7.4: Βελτιστοποίηση Δυναμικής Ανάλυσης. | 207 |
| 7.4.1: Βελτιστοποίηση Δυναμικής Ανάλυσης Μονάδας χωρίς ORC. | 209 |
| 7.4.2: Βελτιστοποίηση Δυναμικής Ανάλυσης Μονάδας με ORC(n-Pentane). | 212 |
| 7.5: Τελικές Μονάδες. | 215 |
| 7.6: Σύγκριση Ετήσιας Λειτουργίας Μονάδων και Συμπεράσματα. | 221 |
| 7.7: Βιβλιογραφικές Αναφορές | 222 |
| Κεφάλαιο 8: Γενικά Συμπεράσματα Μελέτης. | 223 |





Περίληψη

Σκοπός της παρούσας μελέτης αποτελεί η ανάλυση συστήματος τριπαραγωγής αξιοποιώντας ηλιακή ενέργεια. Η άμεση ηλιακή ακτινοβολία συλλέγεται από διάταξη συγκεντρωτικών συλλεκτών παράγοντας θερμότητα σε κατάλληλη θερμοκρασία η οποία και αποθηκεύεται. Το σύστημα αποθήκευσης τροφοδοτεί τον κύκλο τριπαραγωγής και συγκεκριμένα τον βασικό εργοπαραγωγό κύκλο που στη συνέχεια απορρίπτει θερμότητα για την περαιτέρω παραγωγή των επιθυμητών ενεργειακών προϊόντων. Ο βασικός εργοπαραγωγός κύκλος παράγει το σημαντικότερο μέρος της ηλεκτρικής ενέργειας και έπειτα η απορριπτόμενη θερμότητα χρησιμοποιείται για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος και την παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας, ωστόσο εξετάζεται και η περαιτέρω παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος από δεύτερο κύκλο χαμηλότερων θερμοκρασιών. Οι εκάστοτε μονάδες μελετώνται θερμοδυναμικά, ενεργειακά και εξεργειακά, και οικονομικά, διερευνώνται ως προς συγκεκριμένους λειτουργικούς στόχους, σημαντικούς για την αξιολόγηση και σύγκριση τους, και βελτιστοποιούνται ως προς αυτούς. Για τα υπολογιστικά μέρη αναπτύχθηκαν και χρησιμοποιήθηκαν κατάλληλα υπολογιστικά εργαλεία βασισμένα στις θερμοδυναμικές αρχές που διέπουν τα υπόψη συστήματα αλλά και διεθνώς χρησιμοποιούμενα μοντέλα και μεθόδους.

Στο πρώτο κεφάλαιο της εργασίας γίνεται η τοποθέτηση του σύγχρονου τρόπου ζωής και της κοινωνίας απέναντι στην ενέργεια. Περιγράφεται η ενεργειακή κατάσταση σε παγκόσμιο αλλά και ελληνικό επίπεδο, παρουσιάζονται οι μελλοντικές βλέψεις για την ενεργειακή πορεία, το αντίκτυπο της τρέχουσας ενεργειακής πολιτικής σε περιβαλλοντικό επίπεδο αλλά και κοινωνικό με σκοπό την στροφή προς σενάριο αειφόρου ανάπτυξης. Για την επίτευξη των στόχων αυτών καθίσταται αναγκαία η εκτενέστερη ένταξη και αξιοποίηση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, στις οποίες ανήκει και η ηλιακή ενέργεια.

Το δεύτερο κεφάλαιο αποτελεί το θεωρητικό θερμοδυναμικό υπόβαθρο των συστημάτων ενεργειακών μετατροπών. Παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά αξιώματα και οι ορισμοί βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών που περιγράφουν την λειτουργία θερμοδυναμικών κύκλων. Αναφέρονται κύριοι θερμικοί κύκλοι υγρού (νερού και οργανικών εργαζόμενων μέσων) και αερίου αλλά και ψυκτικοί κύκλοι και αναλύονται ως προς τις αρχές λειτουργίας τους και τις διαφορετικές τροποποιήσεις και κατηγορίες αυτών. Έπειτα, παρατίθεται η λειτουργία συνδυασμένων κύκλων και κύκλων συμπαραγωγής. Τονίζεται η σημασία τους ως προς την αποδοτικότερη αξιοποίηση της ενεργειακής πηγής και σχολιάζονται οι διαφορετικές μονάδες αυτών.

Στο τρίτο κεφάλαιο εισάγεται η ηλιακή ενέργεια ως έννοια ανανεώσιμης πηγής ενέργειας. Αναλύονται οι βασικές αρχές της ηλιακής ακτινοβολίας, παρουσιάζονται οι διάφορες εφαρμογές αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας και περιγράφονται οι χρησιμοποιούμενοι ηλιακοί συλλέκτες για την δέσμευση της ηλιακής ακτινοβολίας καθώς και τρόποι αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας. Παρατίθενται τα διάφορα είδη συλλεκτών τονίζοντας τις κατηγορίες των συγκεντρωτικών που κρίνονται κατάλληλοι για ηλεκτροπαραγωγή, όπως και των αντίστοιχων μεθόδων αποθήκευσης.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται πλέον η εισαγωγή στις μονάδες που θα εξετασθούν. Ο σκοπός είναι η τριπαραγωγή με ηλιακή ενέργεια. Επιλέχθηκαν συγκεντρωτικοί παραβολικοί συλλέκτες (parabolic through collectors – PTC) και η αποθήκευση της παραγόμενης θερμότητας γίνεται με άμεση ενεργό τρόπο σε ένα δοχείο αποθήκευσης. Το θερμικό ρευστό των συλλεκτών και του δοχείου επιλέχθηκε να



είναι τηγμένο άλας (molten salt) λόγω των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του. Ο βασικός κύκλος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι κύκλος Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα (CO_2). Η παραγωγή ψύξης πραγματοποιείται με απόρριψη θερμότητας από τον κύκλο Brayton σε ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση θερμότητας $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, ενώ η παραγωγή θερμότητας προορίζεται για παραγωγή ζεστού νερού οικιακής χρήσης. Ωστόσο, εναλλακτική μονάδα τριπαραγωγής αποτελεί εκείνη στην οποία εκτός των προαναφερθέντων συστημάτων αξιοποιεί απορριπτόμενη θερμότητα από τον κύκλο Brayton για περαιτέρω παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από οργανικό κύκλο Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC) κατάλληλου εργαζόμενου μέσου. Περιγράφονται τα χρησιμοποιούμενα συστήματα, η μοντελοποίηση και οι εξισώσεις επίλυσης τους. Καθορίζονται οι σχεδιαστικές παράμετροι και πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας της λειτουργίας των μονάδων από την μεταβολή αυτών, υπό σταθερές περιβαλλοντικές συνθήκες και βέλτιστη απορρόφηση ηλιακής ακτινοβολίας από τους συλλέκτες. Τέλος, διεξάγονται βασικά συμπεράσματα για την λειτουργία των μονάδων που στελεχώνουν την θερμοδυναμική βελτιστοποίηση υπό τις καθορισμένες συνθήκες λειτουργίας.

Στο πέμπτο κεφάλαιο πραγματοποιείται η θερμοδυναμική βελτιστοποίηση των δύο μονάδων (με και χωρίς ORC). Αναλύεται ο καθορισμός των σχεδιαστικών παραμέτρων που, πλέον, χρήζουν βελτιστοποίησης και των στόχων. Οι στόχοι είναι τα θερμοδυναμικά κριτήρια της μεγιστοποίησης του ηλεκτρικού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης των μονάδων για τις παρούσες συνθήκες λειτουργίας. Επιπλέον, εισάγονται και τα κόστη των εγκαταστάσεων ώστε το συμπέρασμα που θα διεξαχθεί θερμοδυναμικά να εξετασθεί και οικονομικά. Από το κεφάλαιο αυτό με την θερμοδυναμική βελτιστοποίηση γίνεται κατάληξη σε δύο μονάδες (με και χωρίς ORC) οι οποίες πρόκειται να αναλυθούν σε ετήσια βάση.

Στο έκτο κεφάλαιο παρουσιάζεται το μοντέλο της δυναμικής ετήσιας ανάλυσης των μονάδων με δεδομένα της Αθήνας. Περιγράφονται οι αλγόριθμοι μοντελοποίησης της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας, της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, των συλλεκτών και του δοχείου αποθήκευσης με σκοπό την περιγραφή της ετήσιας λειτουργίας. Ωστόσο, παρατίθενται σημαντικά δεδομένα των μονάδων στο σημείο σχεδιασμού σε ετήσια βάση και διαπιστώνεται η ανάγκη περαιτέρω βελτιστοποίησης για τις νέες συνθήκες, δηλαδή την ετήσια λειτουργία.

Το έβδομο κεφάλαιο αποτελεί ουσιαστικά και το τελευταίο υπολογιστικό κεφάλαιο. Καθορίζονται οι νέες σχεδιαστικές παράμετροι, όπως και οι νέοι στόχοι που εκτός θερμοδυναμικών κριτηρίων περιέχουν οικονομικά και γενικότερα κριτήρια της λειτουργίας των μονάδων. Αρχικά, αναλύονται τα οικονομικά μοντέλα κοστολόγησης των εγκαταστάσεων και έπειτα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των μονάδων. Για την αξιολόγηση των τελευταίων αναπτύχθηκαν κατάλληλα κριτήρια βελτιστοποίησης με τα οποία πραγματοποιήθηκε και η κατάληξη στις τελικές μονάδες οι οποίες και συγκρίνονται.

Το όγδοο και τελικό κεφάλαιο δεν αποτελεί τίποτα περισσότερο από τα τελικά συμπεράσματα της παρούσας εργασίας καθώς και προτάσεις για περαιτέρω μελέτη.





Abstract

The purpose of this study is to analyze a tri-generation system utilizing solar energy. Direct solar radiation is collected by an array of concentrating collectors producing heat at a suitable temperature and then is stored. The storage system feeds the tri-generation cycle, specifically the main power cycle which then rejects heat for further production of the desired energy products. The main power cycle generates the major part of the electricity and then the rejected heat is used for cooling power and useful heat production, however further electricity production from a second cycle of lower temperatures is also investigated. Each facility is studied thermodynamically, energetically and exergetically, and economically, investigated with regard to specific operational objectives important for the facility evaluation and comparison, and optimised with regard to them. For the computational parts were developed and used appropriate computational tools based on the thermodynamic principles governing the systems and internationally used models and methods.

In the first chapter of the thesis the position of modern life and society towards energy is presented. It describes the energy situation on a global and Greek level, presents the future aspirations for the energy course, the impact of the current energy policy on an environmental and social level in order to shift towards a sustainable development scenario. In order to achieve these objectives, it is necessary to integrate and exploit renewable energy sources, including solar energy, to a greater extent.

The second chapter provides the theoretical thermodynamic background to energy conversion systems. It presents the thermodynamic axioms and the definitions of basic thermodynamic quantities describing the operation of thermodynamic cycles. Main liquid (water and organic working fluids) and gas thermal cycles and refrigeration cycles are mentioned and analysed in terms of their operating principles and their different modifications and categories. The operation of combined cycles and cogeneration cycles is then given. Their importance in terms of the efficient use of the energy source is emphasised and the different units are commented on.

The third chapter introduces solar energy as a renewable energy concept. The basic principles of solar radiation are analysed, the various applications of solar energy utilisation are presented and the solar collectors used to capture solar radiation and ways of storing solar energy are described. The different types of collectors are listed, highlighting the categories of concentrators considered suitable for electricity generation, as well as the corresponding storage methods.

The fourth chapter now introduces the modules to be considered. The purpose is tri-generation with solar energy. Parabolic through collectors (PTC) have been chosen and the heat generated is stored in a direct active manner in a storage tank. The thermal fluid of the collectors and the tank was chosen to be molten salt because of its thermodynamic properties. The basic power generation cycle is a Brayton cycle with supercritical carbon dioxide (CO_2). Cooling production is carried out by discharging heat from the Brayton cycle into a cooling cycle with $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ heat absorption, while the heat production is intended for domestic hot water production. However, an alternative cogeneration plant is one in which, in addition to the above-mentioned systems, waste heat from the Brayton cycle is utilised for further electricity generation from an organic Rankine Cycle (ORC) of a suitable working fluid. The systems used, their modeling and solution equations are also described. The design parameters are determined and an analysis of the sensitivity of the operation of the units to the variation of these parameters is carried out under constant environmental conditions and optimal



absorption of solar radiation by the collectors. Finally, key conclusions are carried out on the operation of the units staffing the thermodynamic optimization under the specified operating conditions.

In chapter five, the thermodynamic optimization of the two units (with and without ORC) is carried out. The definition of the design parameters that, now, need to be optimized and the objectives are analyzed. The objectives are the thermodynamic criteria of maximizing the electrical and exergy efficiency of the units for the present operating conditions. In addition, the costs of the plants are also introduced so that the conclusion to be carried out thermodynamically can also be examined economically. From this chapter with the thermodynamic optimization it is concluded two plants (with and without ORC) which are to be analyzed on a yearly basis.

Chapter six presents the model of the dynamic annual analysis of the units with data from Athens. The modeling algorithms for direct solar radiation, ambient thermoregulation, collectors and storage tank are described in order to describe the annual operation. However, significant data of the units at the design point on an annual basis are presented and the need for further optimization for the new conditions, i.e. annual operation, is identified.

Chapter seven is essentially the last computational chapter. The new design parameters are defined, as well as the new objectives which, in addition to thermodynamic criteria, contain economic and general criteria for the operation of the units. First, the economic costing models of the plants are analysed and then the results of the plants are presented. For the evaluation of the latter, appropriate optimization criteria were developed and used to arrive at the final units, which are compared.

The eighth and final chapter is nothing more than the final conclusions of this paper as well as suggestions for further study and investigation.



Επεξήγηση Συμβόλων

Μεγέθη

| | |
|-----------|---|
| A | Επιφάνεια [m^2] |
| a | Λόγος μέγιστης πίεσης λειτουργίας του εργαζόμενου μέσου ORC προς την κρίσιμη αυτού [-] |
| A_a | Εμβαδόν ανοίγματος [m^2] |
| A_c | Συλλεκτική επιφάνεια [m^2] |
| ADHT | Χρόνος λειτουργίας μονάδας για την μέση ημέρα κάθε μήνα [hr] |
| A_r | Εμβαδόν μικρότερου απορροφητήρα [m^2] |
| a_r | Κλάσμα ποσότητας που αντέδρασε [-] |
| a_s | Γωνία αζιμούθιου [deg] |
| B | Γωνία που χρησιμοποιείται στην εξίσωση χρόνου ET [deg] |
| b | Εκθέτης της αερίου μάζας για άμεση ακτινοβολία [-] |
| C | Βαθμός συγκέντρωσης [-] |
| ή | |
| C | Κόστος συστήματος [€ ή \$] |
| C_o | Αρχικό κόστος μονάδας [€] |
| C_i | Συντελεστές για τον υπολογισμό του κόστους του εκάστοτε συστήματος |
| CF | Ετήσια χρηματοροή (cash flow) [€] |
| COP | Συντελεστής συμπεριφοράς ψυγείου ή αντλίας θερμότητας (Co-efficient of performance) [-] |
| c_p | Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση [J/kg K] |
| CR | Γεωμετρικός λόγος συγκέντρωσης [-] |
| CR_o | Οπτικός λόγος συγκέντρωσης [-] |
| D | Διάμετρος [mm] |
| d | Αεροδυναμική διάμετρος σωματιδίου [μm] |
| ή | |
| d | Εκθέτης της αερίου μάζας για διάχυτη ακτινοβολία [-] |
| DR | Ημερήσια διακύμανση θερμοκρασίας κατά την διάρκεια της ημέρας [$^{\circ}C$] |
| dT | Θερμοκρασιακή διαφορά [$^{\circ}C$ ή K] |
| dt | Χρονικό βήμα για την δυναμική ανάλυση [sec ή hr] |
| E | Συνολικό ποσό ενέργειας [kWh] |
| e_r | Σχετικό σφάλμα αριθμητικής τιμής κατά την σύγκλιση [-] |
| $e_{s,i}$ | Σχετικό σφάλμα κάθε θερμοκρασιακής τιμής των (θερμοκρασιακών) ζωνών του δοχείου αποθήκευσης [-] |
| ET | Τιμή εξίσωσης χρόνου, διορθωτικού παράγοντα κατά τον υπολογισμό της ηλιακής ώρας [hr] |
| E_x | Εξέργεια [J] |
| f | Εστιακή απόσταση [m] |
| f_r | Συντελεστής τριβών [-] |
| F_p | Συντελεστής προσαύξησης κόστους εναλλάκτη θερμότητας ανάλογα με την υψηλή πίεση |



| | |
|----------------------|--|
| H | Ενθαλπία [J] |
| h | Ειδική ενθαλπία [kJ/kg] |
| ή | |
| h | Συντελεστής συναγωγής μεταξύ θερμικού ρευστού και επιφάνειας απορροφητήρα [W/m ² K] |
| h _s | Ωριαία γωνία [deg] |
| HT | Χρόνος που παρέχεται θερμότητα στο σύστημα τριπαραγωγής [sec] |
| H _u | Κατώτερη θερμογόνο ικανότητα καυσίμου [J/kg] |
| I | Ηλιακή ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας σε επιφάνεια κάθετη στις ακτίνες [W/m ²] |
| i | Γωνία πρόσπτωσης άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας [deg] |
| I _o | Ηλιακή σταθερά, η μέση ποσότητα της ηλιακής ακτινοβολίας που προσπίπτει σε επιφάνεια κάθετη στις ακτίνες του ηλίου και στην μέση απόσταση μεταξύ Γης και ηλίου [W/m ²] |
| I _a | Ηλιακή ροή επί του ανοίγματος [W/m ²] |
| I _r | Ηλιακή ροή επί του απορροφητήρα [W/m ²] |
| IRR | Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (internal rate of return) [€] |
| K | Συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης [-] |
| ή | |
| K | Η τιμή πώλησης της παραγόμενης ποσότητας ενέργειας (από την εκάστοτε μορφή-ηλεκτρική, θερμότητα και ψύξη) από την μονάδα τριπαραγωγής [€/kWh] |
| k | Ισεντροπικός συντελεστής [-] |
| ή | |
| k | Συντελεστής αγωγιμότητας υλικού [W/mK] |
| K _{O&M} | Ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας της μονάδας [€] |
| L | γεωγραφικό πλάτος [deg] |
| ή | |
| L | Μήκος συστοιχίας ηλιακών συλλεκτών PTC [m] |
| I _{local} | Γεωγραφικό μήκος της υπό εξέταση θέσης [deg] |
| I _{st} | Μεσημβρινός της τοπικής συμβατικής ώρας [deg] |
| m | Μάζα συστήματος [kg] |
| ή | |
| m | Αδιάστατο μήκος όδευσης κατά μήκος της ατμόσφαιρας και καλείται «αέριος μάζα» (air mass) [-] |
| ṁ | Παροχή μάζας [kg/s] |
| MHT | Μηνιαίος χρόνος λειτουργίας μονάδας [hr] |
| N | Αριθμός θερμοκρασιακών ζωνών δοχείου αποθήκευσης [-] |
| ή | |
| N | Διάρκεια ζωής έργου [χρόνια] |
| n | Αύξον αριθμός ημέρας του έτους [-] |
| n _i | Κατάλληλη σταθερά εκθέτη για τον υπολογισμό του κόστους των στροβιλομηχανών |
| N _c | Συνολικός αριθμός παράλληλων δέσμεων συλλεκτών PTC [-] |
| NPV | Καθαρή παρούσα αξία (net present value) [€] |



| | |
|------------------|--|
| Nu | Αριθμός Nusselt [-] |
| ODP | Δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ozone depletion potential) [-] |
| P | Πίεση [bar] |
| ή | |
| P | Ισχύς [W] |
| PBP | Περίοδος αποπληρωμής [χρόνια] |
| PP | Ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά σε εναλλάκτη θερμότητας (pinch point) [°C ή K] |
| Pr | Αριθμός Prandtl [-] |
| Q | Θερμότητας [J] (ή σε kWh)* |
| | *μερικές φορές θεωρείται και ως ισχύς, δηλαδή σε kW, υποδηλώνονται στο κείμενο οι μονάδες. |
| Ḡ | Θερμική Ισχύς [W] |
| q | Ειδική θερμότητα [J/kg] |
| Re | Αριθμός Reynolds [-] |
| R _{TOT} | Θερμική αντίσταση εναλλάκτη [K/W] |
| r | Επιτόκιο αναγωγής [%] |
| S | Εντροπία [J/K] |
| s | Ειδική εντροπία [J/kgK] |
| SD | Αριθμός ηλιόλουστων ημερών μήνα [-] |
| SPP | Απλή περίοδος αποπληρωμής μη λαμβάνοντας υπόψη την αξία του χρήματος [χρόνια] |
| T | Θερμοκρασία [°C ή K] |
| t | Χρόνος ([s] ή σε [hr]) |
| t | Χρονική στιγμή ημέρας [hr] |
| t _{max} | Χρονική στιγμή κατά την οποία παρατηρείται η μέγιστη θερμοκρασία κατά την διάρκεια της ημέρας [hr] |
| TFT | Λόγος του ετήσιου χρόνου λειτουργίας της μονάδας προς την χρονική διάρκεια του έτους [-] |
| T.V. | Τιμή εκάστοτε στόχου (Target Value) [-] |
| T _w | Χρόνος καθυστέρησης έναρξης λειτουργίας μονάδας τριπαραγωγής [min ή hr] |
| U | Εσωτερική ενέργεια συστήματος [J] |
| ή | |
| U | Θερμική διαπερατότητα [W/m ² K] |
| u | Ειδική εσωτερική ενέργεια συστήματος [J] |
| ή | |
| u | Ταχύτητα ρευστού (εντός αγωγού) [m/s] |
| v | Ειδικός όγκος [m ³ /kg] |
| V _T | Όγκος δοχείου αποθήκευσης [m ³] |
| W | Έργο που παράγεται (>0) ή προσδίδεται (<0) σε ένα θερμοδυναμικό σύστημα [J] |
| ή | |
| W | Άνοιγμα κάτοπτρου παραβολικού συλλέκτη (PTC) [m] |
| Ẇ | Ισχύς που παράγεται (>0) ή προσδίδεται (<0) σε ένα θερμοδυναμικό σύστημα [W] |



| | |
|-----|---|
| w | Ειδικό τεχνικό έργο [W/kg] |
| x | Συγκέντρωση μάζας LiBr στο μίγμα [-] |
| Y | Ετήσια παραγόμενη ποσότητα ενέργειας (από την εκάστοτε μορφή-ηλεκτρική, θερμότητα και ψύξη) από την μονάδα τριπαραγωγής [kWh] |
| YHT | Ετήσιος χρόνος λειτουργίας μονάδας [hr] |
| YT | Χρόνος έτους [hr] |
| z | Γωνία ηλιακού ζενίθ [deg] |

Ελληνικά Σύμβολα

| | |
|--------------------|---|
| α | Γωνία ηλιακού ύψους [deg] |
| β | Κλίση επιφάνειας [deg] |
| δ _s | Ηλιακή απόκλιση [deg] |
| ΔP | Πτώση πίεσης [bar] |
| ΔS _{gen} | Γένεση εντροπίας [W/K] |
| ΔT _{lm} | Μέση λογαριθμική διαφορά μεταξύ του θερμού και ψυχρού ρεύματος εναλλάκτη θερμότητας [K] |
| δQ | Στοιχειώδης ποσό θερμότητας [J] |
| ε _c | Συντελεστής εκπομπής καλύμματος [-] |
| ε _r | Συντελεστής εκπομπής απορροφητήρα [-] |
| η | Βαθμός απόδοσης [-] |
| θ | Γωνία πρόσπτωσης ηλιακής ακτινοβολίας [W/m ²] |
| θ _α | Μέγιστη γωνία πρόσπτωσης σε σύνθετο παραβολικό συλλέκτη [deg] |
| θ _{accep} | Διπλάσια της μέγιστης γωνίας πρόσπτωσης [deg] |
| λ | Ειδική θερμότητα αλλαγής φάσης [J/kg] |
| λ _{NPV} | Λόγος καθαρής παρούσας αξίας (NPV) προς το αρχικό κόστος της εγκατάστασης (C _o) [-] |
| μ | Δυναμική συνεκτικότητα ρευστού [Pa·s] |
| π | Λόγος πιέσεων [-] |
| ρ | Πυκνότητα [kg/m ³] |
| σ | Λόγος παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος προς την θερμική σε συστήματα συμπαραγωγής [-] |
| ή | |
| σ | Σταθερά Stefan-Boltzmann και ισούται με 5.67 10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴ |
| τ | Αδιάστατο οπτικό πάχος ακτινοβολίας [-] |

Δείκτες και Εκθέτες

| | |
|-----|---|
| ABC | Ψύκτη με απορρόφηση (absorption chiller) |
| abs | Απορροφούμενη |
| amb | Περιβάλλοντος (ambient) |
| B | Καύσιμο |
| b | Για την άμεση ακτινοβολία |
| b,N | Ένταση άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας σε επιφάνεια κάθετη στις ακτίνες του ηλίου |



| | |
|-----------|---|
| c | Για ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο |
| ή | |
| c | Αναφέρεται σε συλλέκτη (collector) |
| Carnot(C) | Κύκλο Carnot (θερμικός, ψυκτικός ή αντλία θερμότητας) |
| ci | Για την εσωτερική διάμετρο καλύμματος |
| co | Για την εξωτερική διάμετρο καλύμματος |
| cin/cout | Είσοδος και έξοδος από τους συλλέκτες |
| d | Για την διάχυτη ακτινοβολία |
| dest | Καταστροφή |
| d,h | Ένταση διάχυτης οριζόντιας ακτινοβολίας σε επιφάνεια οριζοντίου επιπέδου |
| E | Ανατολή (East) |
| ECO | Οικονομητήρας |
| el | Ηλεκτρικό |
| EVAP | Εξατμιστής |
| ex | Εξεργειακός |
| f | Για το θερμικό ρευστό (fluid) |
| G/C/E/A | Ατμογεννήτριας/συμπυκνωτή/εξατμιστή/απορροφητή |
| gen | Γεννήτριας |
| H | Υψηλής θερμοκρασίας |
| heating | Για την παραγόμενη θερμότητα (για το ZNX) |
| HEX | Εναλλάκτης θερμότητας |
| HP | Αντλία θερμότητας |
| is | Ισεντροπικός |
| IT | Για την είσοδο στον στρόβιλο (inlet turbine) |
| L | Χαμηλής θερμοκρασίας |
| loss | Απώλειες |
| m | Υποδηλώνει την θερμοκρασία αλλαγής φάσης |
| ή | |
| m | Για «μέση» θερμοκρασία |
| mech | Μηχανικός |
| net | Καθαρό αποτέλεσμα |
| new/old | Νέα και παλιά τιμή |
| ο | Υποδηλώνει τιμή αναφοράς ή αρχική τιμή ή τιμή προηγούμενου χρονικού βήματος είτε ως δείκτης είτε ως εκθέτης |
| ή | |
| o/o2 | Για το sCO ₂ και το οργανικό εργαζόμενο μέσο |
| opt | Οπτικός |
| prop | Για την θερμοκρασία ιδιοτήτων |
| pump (P) | Αντλίας |



| | |
|-------------|--|
| R | Ψυκτικός κύκλος |
| r | Για ακτινοβολία ανακλώμενη από το έδαφος |
| real | Πραγματικό |
| recup | Ανακομιστής |
| rev | Αντιστρεπτό |
| ri | Για την εσωτερική διάμετρο απορροφητήρα |
| ro | Για την εξωτερική διάμετρο απορροφητήρα |
| SH | Υπερθερμαντήρας |
| sin/sout | Είσοδος/έξοδος τηγμένου άλατος (από το δοχείο) στον εναλλάκτη συναλλαγής θερμότητας με το sCO ₂ |
| solar | Από την ήλιο |
| str/w/r | Για το πλούιο/φτωχό διάλυμα και το ψυκτικό μέσο του κύκλου ψύξης με απορρόφηση θερμότητας |
| T/ST/S | Για το δοχείο αποθήκευσης |
| thermal | Θερμικό μέγεθος |
| tot/TOT | Συνολικός είτε για κάθε χρονική στιγμή είτε για την ετήσια λειτουργία |
| turbine (T) | Στροβίλου |
| u | Ωφέλιμη θερμική ισχύς |
| W | Δύση (West) |





Κεφάλαιο 1: Ενεργειακή Κατάσταση και Κατανάλωση Ενέργειας

1.1: Ο όρος «Ενέργεια» στην Σύγχρονη Εποχή.

Ο όρος «Ενέργεια» αποτελεί αναμφισβήτητα μία από τις βασικότερες έννοιες σε κάθε φυσική επιστήμη. Με τον όρο αυτόν περιγράφεται η ικανότητα ενός συστήματος να επιφέρει ως εξωτερική δράση την παραγωγή έργου, η οποία και αποτελεί κυρίαρχο σκοπό της δέσμευσης και χρήσης της κάθε μορφής ενέργειας. Το αρχικό στάδιο με σκοπό την αξιοποίηση της ενέργειας τοποθετείται στον προσδιορισμό της ενεργειακής πηγής που θα χρησιμοποιηθεί, στην πρωτεύουσα μορφή της ενέργειας. Στις πρωτεύουσες μορφές ενέργειας ανήκουν ο λιθάνθρακας, το πετρέλαιο (αργό), το φυσικό αέριο, γενικότερα οι υδρογονάνθρακες, ορισμένα καύσιμα βιομάζας, ο αέρας, το νερό, ο ήλιος και η γεωθερμία. Οι πρωτεύουσες αυτές μορφές ενέργειας απαιτούν στην πλειοψηφία τους στάδιο επεξεργασίας με σκοπό την τελική αξιοποίησή τους.

Η φάση της τεχνικής μετατροπής είναι εκείνη που ακολουθεί ώστε η πρωτεύουσα μορφή να καταστεί ενεργειακά αξιοποιήσιμη. Η τεχνική μετατροπή οδηγεί στην δευτερεύουσα μορφή, όπου και είναι πλέον δυνατόν να αποθηκευτεί και να χρησιμοποιηθεί. Χαρακτηριστικά παραδείγματα δευτερευουσών φορέων ενέργειας αποτελούν η βενζίνη και όλα τα παράγωγα καύσιμα του πετρελαίου, η κατηγορίες βιομάζας, το βιοαέριο, καθώς και η ηλεκτρική ενέργεια.

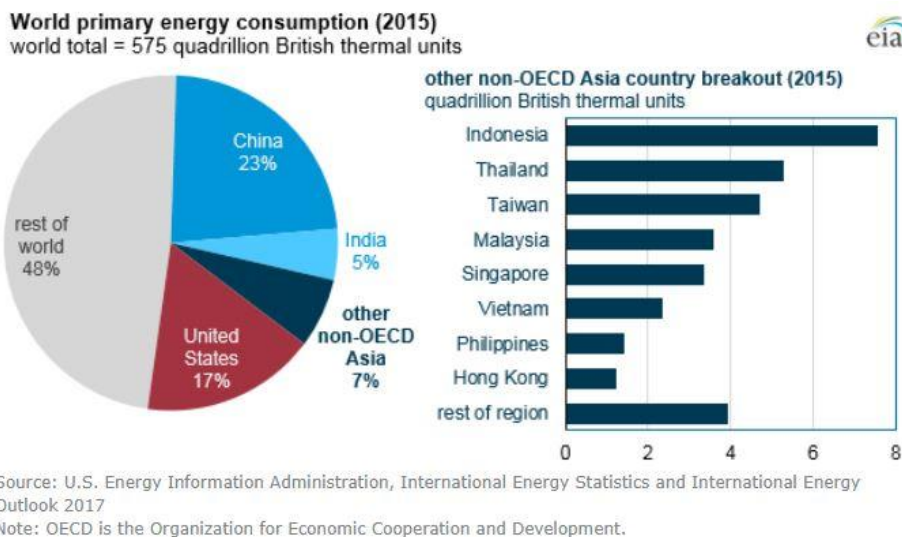
Οι πηγές ενέργειας που καθιστούν απαραίτητη την ανθρώπινη παρέμβαση με σκοπό την εξόρυξη τους, την μετατροπή τους και την καύση τους ανήκουν στις μη ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Επιπλέον χαρακτηριστικό τους είναι οι πολύ αργοί ή και μηδενικοί ρυθμοί αναπλήρωσης τους, όπως και η ρύπανση που προκαλείται καθώς και οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2). Ωστόσο, κυρίαρχο πλεονέκτημα τους είναι η ευκολία στην μεταφορά και αποθήκευση τους (πέραν των πυρηνικών καυσίμων) και η υψηλή ενεργειακή τους πυκνότητα. Μη ανανεώσιμες πηγές ενέργειας είναι το πετρέλαιο, το φυσικό αέριο, ο λιθάνθρακας και τα πυρηνικά καύσιμα. Πέραν, όμως, των παραπάνω υπάρχουν πηγές ενέργειας που δεν απαιτούν την τεχνική μετατροπή τους. Σε αυτές εντάσσονται οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.

Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (αιολική, ηλιακή, υδροηλεκτρική, γεωθερμία, βιομάζα και ενέργεια από την θάλασσα) δεν απαιτούν κάποια τεχνική μετατροπή τους, με εξαίρεση όπως και προαναφέρθηκε του βιοαερίου και κατηγοριών βιομάζας και είναι ανεξάντλητες πηγές ενέργειας ή παρουσιάζουν ταχείς ρυθμούς αναπλήρωσης (βιομάζα και βιοαέριο). Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με την μηδενική συνεισφορά τους στους ρύπους του διοξειδίου του άνθρακα και γενικότερα στην ατμοσφαιρική ρύπανση τις καθιστά ως «ήπιες και καθαρές» μορφές ενέργειας. Βασικά μειονεκτήματα τους είναι η επί των πλείστων χαμηλότερη ενεργειακή πυκνότητα από τις μη ανανεώσιμες, ο ειδικός εξοπλισμός χρησιμοποίησής τους και η στοχαστικότητα που εμφανίζουν στην πλειοψηφία τους. [1.1]



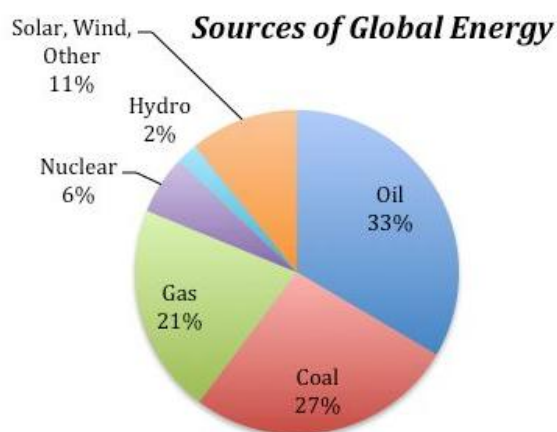
1.2: Παγκόσμια Ενεργειακή Ζήτηση.

Η εξέλιξη του πληθυσμού του πλανήτη σε συνδυασμό με την βελτίωση του επιπέδου ζωής αποτελούν τους κρισιμότερους παράγοντες του ενεργειακού σχεδιασμού των διαφόρων χωρών. Η αύξηση του πληθυσμού και ιδιαίτερα των πολυπληθυσμιακών χωρών όπως η Κίνα και η Ινδία έχει άμεσο αντίκτυπο στην αύξηση της ενεργειακής ζήτησης με επακόλουθη συνέπεια την εντονότερη χρήση των πρωτογενών ενεργειακών πόρων. Από το ακόλουθο διάγραμμα (Σχήμα 1.2.1.), σύμφωνα με τον ιστότοπο “Bunker Ports News Worldwide”, αυτή ήταν η κατανομή της παγκόσμιας ενεργειακής κατανάλωσης εκφρασμένη σε 10^{12} Btu το έτος 2015.



Σχήμα 1.2.1: Παγκόσμια Κατάσταση Ενεργειακής Ζήτησης κατά το έτος 2015.[1.2]

Το ποσοστό των ενεργειακών πηγών που αξιοποιήθηκαν παγκόσμια για την κάλυψη της παραπάνω ζήτησης παρουσιάζεται στο παρακάτω διάγραμμα (Σχήμα 1.2.2.).

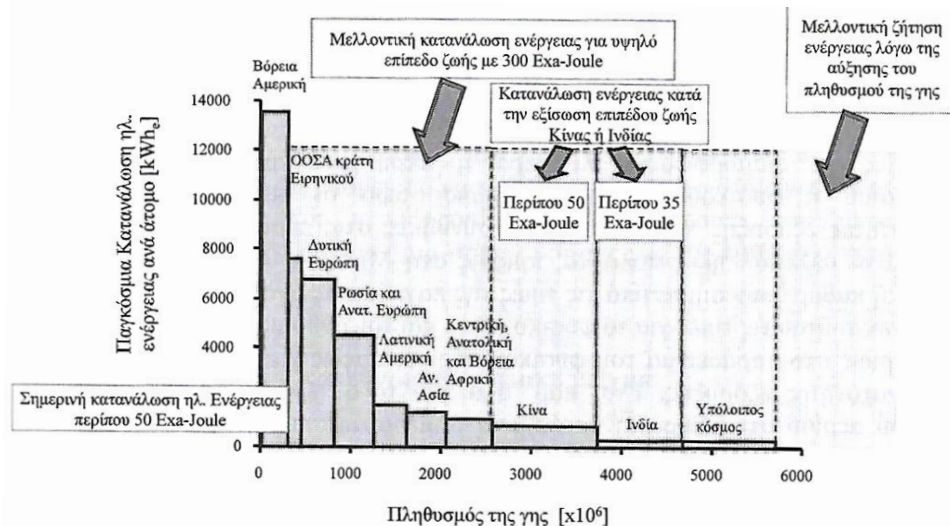


Σχήμα 1.2.2.: Ποσοστό ενεργειακών πηγών που χρησιμοποιήθηκαν για την κάλυψη της παγκόσμιας ενεργειακής ζήτησης το έτος 2015.[1.3]

Όπως διακρίνεται και από την Σχήμα 1.2.1. η Κίνα παρουσιάζει το μεγαλύτερο ποσοστό ενεργειακής κατανάλωσης σε παγκόσμιο επίπεδο (23%). Σύμφωνα με την Σχήμα 1.2.2. η ενεργειακή ζήτηση αξιοποιείται σε ποσοστό 33% από καύσιμα παράγωγα του πετρελαίου, 27% από στερεά καύσιμα, από 21% από αέρια καύσιμα και 6% από πυρηνικά, δηλαδή συνολικά σε ποσοστό 81% από μη



ανανεώσιμες πηγές ενέργειας που συμβάλλουν στην ατμοσφαιρική ρύπανση και το φαινόμενο του θερμοκηπίου, ενώ το 13% καλύπτεται από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας στο σύνολο τους. Το επίπεδο ζωής παρουσιάζει άμεση συσχέτιση με την αύξηση της ενεργειακής κατανάλωσης. Στο Σχήμα 1.2.3. παρουσιάζεται σχηματικά η κατά κάτοικο κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος το έτος. Αξίζει να σημειωθεί πως λαμβάνοντας υπόψη την ανύψωση του επιπέδου ζωής της Κίνας και την υπόθεση της εξίσωσης του με αυτό των ΗΠΑ οδηγεί έως και σε διπλασιασμό της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας.



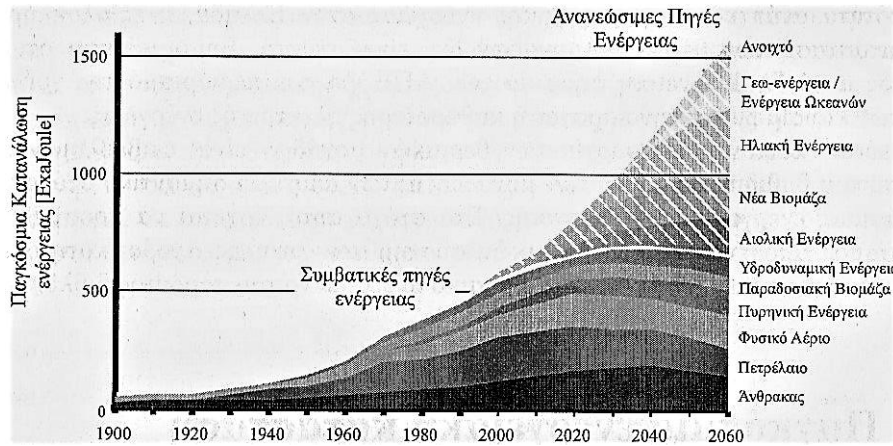
Σχήμα 1.2.3.: Παγκόσμια κατά κεφαλήν κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας το έτος 2008.[1.4]

Η αύξηση του πληθυσμού και του προσδοκώμενου επιπέδου ζωής σε συνδυασμό με την κατάσταση της ενεργειακής κάλυψης των αναγκών και των περιβαλλοντικών επιπτώσεων που επιφέρουν οδηγούν στην αναζήτηση εναλλακτικών λύσεων. Απώτερος σκοπός της αξιοποίησης των ενεργειακών πηγών είναι ένα σενάριο «αειφόρου ανάπτυξης» κατά το οποίο θα καλύπτονται οι οποιοσδήποτε ανθρωπογενείς ανάγκες χωρίς να υπάρχει περιβαλλοντικό αντίκτυπο. Συνυπολογίζοντας ότι προβλέπεται ένας διπλασιασμός της παγκόσμιας κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας έως το 2050 σε διάρκεια 40 ετών, η αύξηση αυτή δύναται να καλυφθεί με την εντατικότερη χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (αιολική, ηλιακή, βιομάζα και γεωθερμική). Ωστόσο, πρόσθετος παράγοντας που ωθεί στην προαναφερθείσα κατάσταση είναι ο περιορισμός της χρήσης των ορυκτών καυσίμων και από τις δυνατότητες προσφοράς. Η κατάσταση αυτή παρουσιάζεται διαγραμματικά (Σχήμα 1.2.4), μία πρόγνωση της Shell σχετικά με την κατανάλωση των πρωτογενών ενεργειακών πόρων. Στο Σχήμα 1.2.5 παρουσιάζεται η πρόβλεψη της BP (British Petroleum Company PLC) του έτους 2019 έως και το 2040.

Όπως παρουσιάστηκε και στο Σχήμα 1.2.2 τα ορυκτά καύσιμα και το φυσικό αέριο καταλαμβάνουν το σημαντικότερο ποσοστό του ενεργειακού μείγματος. Αναφορικά με την ηλεκτροπαραγωγή ιδιαίτερα ο άνθρακας και το φυσικό αέριο καταλαμβάνουν το μεγαλύτερο ποσοστό. Χαρακτηριστικά παρουσιάζεται το διάγραμμα (Σχήμα 1.2.6), όπου και απεικονίζεται ποσοστιαία το ενεργειακό μίγμα ηλεκτροπαραγωγής ανά περιοχές του κόσμου, ενώ στο Σχήμα 1.2.7 τα δεδομένα που αφορούν την ηλεκτροπαραγωγή στην Ελλάδα από το 1990 έως και το 2019 σύμφωνα με την IEA (International Energy Agency). Ο άνθρακας και το φυσικό αέριο χρησιμοποιούνται επί των πλείστων για την ηλεκτροπαραγωγή, ενώ η ανάπτυξη της πυρηνικής ενέργειας επιβραδύνθηκε με χαρακτηριστικά

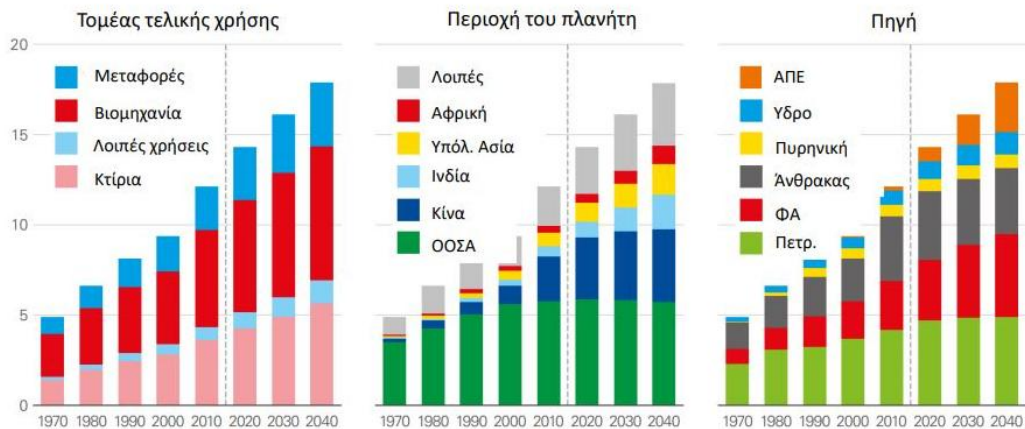


παραδείγματα μεγάλες βιομηχανικές χώρες όπως η Γερμανία και η Ιαπωνία να διακόπτουν την λειτουργία τους. Σε Ελληνική κλίμακα ο λιγνίτης αποτελεί βασική ενεργειακή πηγή σε ποσοστό 52% του ενεργειακού μίγματος κατά το έτος 2008.

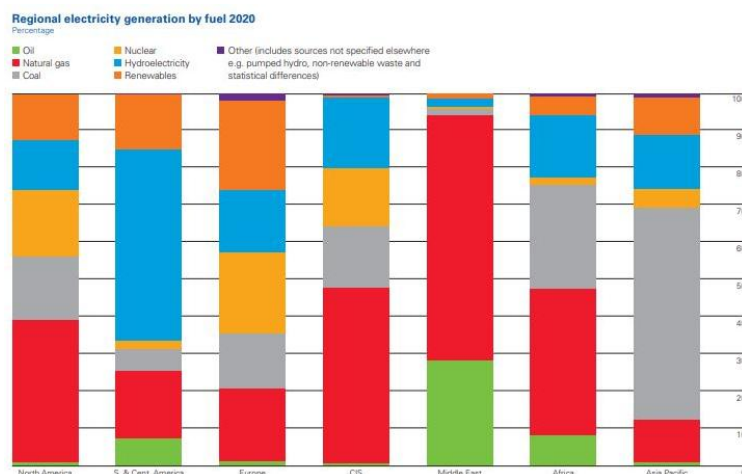


Σχήμα 1.2.4: Πρόγνωση παγκόσμιας ενεργειακής ζήτησης (έως και το 2060) με βάση το σενάριο «αειφόρου ανάπτυξης» της Shell.[1.4]

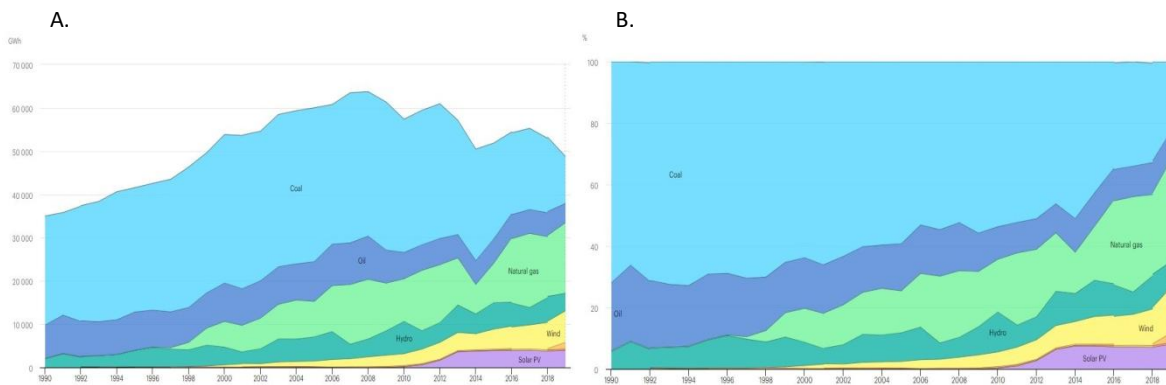
Πρωτογενής κατανάλωση ενέργειας (btoe)



Σχήμα 1.2.5: Μελλοντική ενεργειακή κατάσταση, ανάλυση ανά χρήση, περιοχή και πηγή με βάση την BP. [1.5]

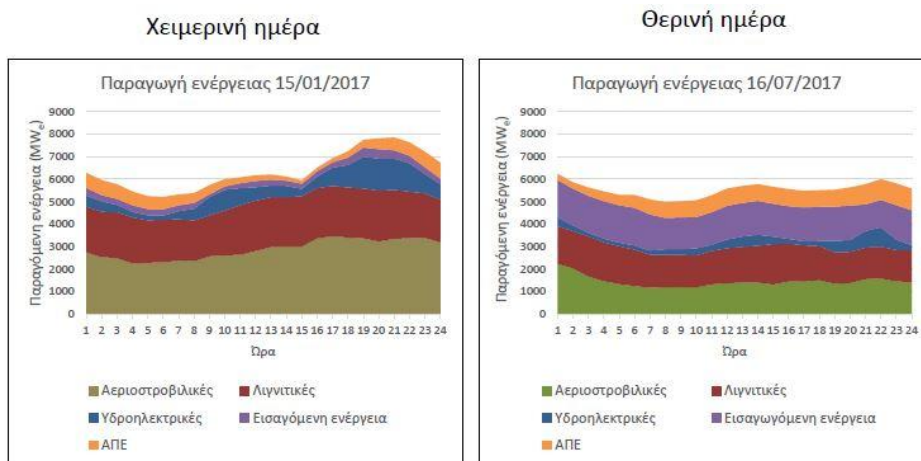


Σχήμα 1.2.6: Ενεργειακό μείγμα ηλεκτροπαραγωγής σε παγκόσμια, Ευρωπαϊκή και Εθνική κλίμακα κατά το έτος 2020.[1.5]



Σχήμα 1.2.7: Ελληνικό ενεργειακό μίγμα ηλεκτροπαραγωγής Α.) σε GWh και Β.) ως ποσοστό επί της συνολικά παραγόμενης ετήσιας ισχύος.[1.13]

Στο σημείο αυτό αξίζει να παρουσιαστεί μία τυπική ημερήσια κάλυψη των ενεργειακών αναγκών της Ελλάδας. Στο σχήμα που ακολουθεί (Σχήμα 1.2.8) παρουσιάζεται για δύο τυπικές ημέρες (χειμερινή και θερινή) η ωριαία φόρτιση των μονάδων του ελληνικού διασυνδεδεμένου δικτύου. Στα διαγράμματα αυτά ποσοτικοποιείται το ποσοστιαίο ενεργειακό μείγμα που παρουσιάστηκε προηγουμένως (Σχήμα 1.2.5) [1.6]



Σχήμα 1.2.8: Ημερήσια φόρτιση των μονάδων του ελληνικού διασυνδεδεμένου δικτύου. [1.7]

1.3: Αντίκτυπο της Ενεργειακής Ζήτησης.

Όπως και προαναφέρθηκε οι μη ανανεώσιμες πηγές καταλάμβαναν και θα συνεχίσουν να καταλαμβάνουν (Σχήμα 1.2.4) σημαντικό μερίδιο του παγκόσμιου ενεργειακού μίγματος. Η χρήση τους πέρα από την διαρκή μείωση των αποθεμάτων τους οδηγεί σε περιβαλλοντικές επιπτώσεις που καθίσταται απαραίτητο να ληφθούν υπόψη. Η διαδικασία της εξόρυξης τους που προβλέπεται ότι δεν θα καλύπτει την διαρκώς αυξανόμενη ενεργειακή ζήτηση, η καύση και οι ρύποι που προκαλεί καθώς και οι επικείμενοι κίνδυνοι ατυχημάτων επηρεάζουν όχι μόνον την οικονομική ζωή αλλά και την ποιότητα του περιβάλλοντος στο σύνολο του.

Εκκινώντας από τον λιγότερο επιβλαβή περιβαλλοντικά παράγοντα, την εξόρυξη, άμεσα τίθεται η ανάγκη για την αναζήτηση εναλλακτικών ενεργειακών λύσεων. Η επικρατούσα κοινή αντίληψη είναι πως η εξέλιξη της ενεργειακής οικονομίας το επερχόμενο χρονικό διάστημα και κυρίως της τιμής των ορυκτών καυσίμων και του φυσικού αερίου θα διαμορφωθεί κατά κύριο λόγο από τις δυνατότητες εξόρυξης τους και τις πολιτικές συνθήκες της περιοχής παρά από την διαθεσιμότητα των κοιτασμάτων τους. Για τα επόμενα χρόνια αναμένεται πως απέναντι της αυξανόμενης κατανάλωσης βενζίνης και των λοιπών πετρελαϊκών παραγώγων, του φυσικού αερίου και του άνθρακα, δηλαδή της ζήτησης τους που



αντιστοιχεί στις υφιστάμενες δυνατότητες εξόρυξης, υπάρχει μία μη αυξανόμενη δυνατότητα προσφοράς. Η κατάσταση αυτή εισάγει όχι μόνο ενεργειακά και οικονομικά προβλήματα ενεργειακού τύπου αλλά και γεωπολιτικά ασκώντας πίεση στο ζήτημα κάλυψης της ενεργειακής ζήτησης.

Επόμενο μειονέκτημα που ακολουθεί άμεσα την καύση των οποιοδήποτε ενεργειακών πηγών είναι η ατμοσφαιρική και γενικότερα περιβαλλοντική ρύπανση που προκαλείται. Η ρύπανση έχει άμεσο αποτέλεσμα την μόλυνση του περιβάλλοντος και τον υποβιβασμό της υγείας οποιουδήποτε εκτεθειμένου σε εκείνη οργανισμού. Κυρίαρχοι παράγοντες ρύπανσης είναι τα εκπεμπόμενα από την καύση σωματίδια και αέρια, όπως τα οξειδία του θείου (SO_x), του αζώτου (NO_x) και πτητικές χημικές οργανικές ενώσεις (VOCs). Επίσης, η καύση καυσίμων έχει και ως αποτέλεσμα την εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) που συνδέεται με το φαινόμενο του θερμοκηπίου. [1.4]

1.3.1: Εκπομπές Σωματιδίων και Αέριων Ρύπων.

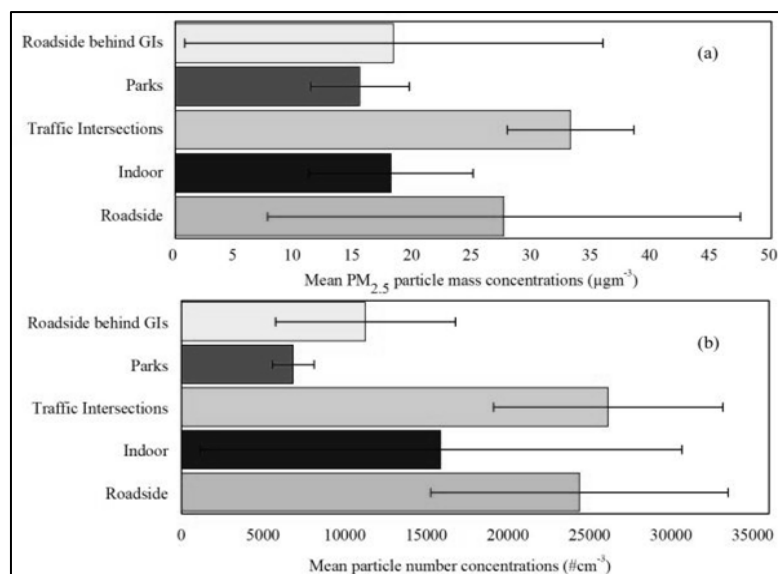
Οι εκπομπές σωματιδίων (Particulate Mater – PM) επιφέρουν σημαντικές περιβαλλοντικές επιπτώσεις και υγειονομικούς κινδύνους. Με τον όρο «σωματίδια» εννοείται μίγμα στερεών σωματιδίων και σταγονιδίων μικρής διαμέτρου (τάξης μm) που περιέχουν χημικές ενώσεις όπως οξέα, οργανικές ενώσεις, μέταλλα και ανόργανες ενώσεις όπως η τέφρα. Μάλιστα, στα σωματίδια αυτά δύναται να κάνουν την εμφάνιση τους τοξικά μέταλλα, όπως το αρσενικό (As), ο μόλυβδος (Pb), ο υδράργυρος (Hg) κ.α. που εμπεριέχονται στα χρησιμοποιούμενα καύσιμα. Βασική διάκριση των σωματιδίων είναι η κατάταξη τους σε πρωτογενή και δευτερογενή σωματίδια. Τα πρωτογενή είναι εκείνα που εκλύονται απευθείας στην ατμόσφαιρα, ενώ τα δευτερογενή σχηματίζονται στην ατμόσφαιρα έπειτα χημικής αντίδρασης με ενώσεις των καυσαερίων (SO_x , NO_x και VOCs). Η δεύτερη βασική κατηγοριοποίηση των σωματιδίων γίνεται με βάση την (αεροδυναμική) διάμετρο τους (Πίνακας 1.3.1).

Πίνακας 1.3.1: Μέγεθος εκπεμπόμενων σωματιδίων [1.8]

| Συμβολισμός | (Αεροδυναμική) Διάμετρος (d) |
|-------------|------------------------------|
| PM_{10} | $d < 10\mu m$ |
| $PM_{2.5}$ | $d < 2.5\mu m$ |
| $PM_{0.1}$ | $d < 0.1\mu m$ |

Η πρώτη κατηγορία (PM_{10}) αποτελείται από εισπνεόμενα χονδρόκοκκα σωματίδια με διάμετρο $d < 10\mu m$. Αφορούν επί των πλείστων περιοχές που βρίσκονται κοντά σε εγκαταστάσεις. Είναι σωματίδια λόγω χάριν τέφρας και σκόνης. Οι επόμενες κατηγορίες των $PM_{2.5}$ και $PM_{0.1}$ αφορούν τις ευρύτερες περιοχές. Λόγω του μικρού τους μεγέθους η μεταφορά τους δύναται να γίνει από τον αέρα εκατοντάδες χιλιόμετρα μακριά.

Αναφορικά με το αντίκτυπο των εκπεμπόμενων σωματιδίων στην ανθρώπινη υγεία εκείνα κατηγορούνται ως κίνδυνος για καρδιαγγειακές και αναπνευστικές ασθένειες με τόσο βραχυπρόθεσμες όσο και μακροπρόθεσμες συνέπειες. Ιδιαίτερα οι δύο τελευταίες κατηγορίες του προηγούμενου πίνακα θεωρούνται εκείνες με την πιο επικίνδυνη δράση. Σύμφωνα με μετρήσεις που έχουν πραγματοποιηθεί η κατανομή μάζας και πλήθους σε διάφορες αστικές περιοχές παρουσιάζονται στο παρακάτω διάγραμμα (Σχήμα 1.3.1)([1.4],[1.6])



Σχήμα 1.3.1: Μέση κατανομή συγκέντρωσης και πλήθους σωματιδίων PM_{2.5} σε διάφορες αστικές περιοχές και εσωτερικούς χώρους. (a) Μέση συγκέντρωση μάζας και (b) μέση συγκέντρωση κατά αριθμό.[1.6]

Παρατηρείται πως η υψηλότερη συγκέντρωση μάζας και πλήθους εμφανίζονται σε περιοχή έντονης κίνησης αυτοκινήτων είτε είναι κατά την παρουσία μπουτλιαρίσματος είτε όχι.[1.6]

Σύμφωνα με την ειδική έκθεση στο Ευρωπαϊκό Ελεγκτικό Συνέδριο [1.4] οι πηγές προέλευσης των ατμοσφαιρικών ρύπων παρουσιάζονται ποσοστιαία στο παρακάτω διάγραμμα (Σχήμα 1.3.2)



Σχήμα 1.3.2: Πηγές ατμοσφαιρικών ρύπων στην ΕΕ.[1.8]

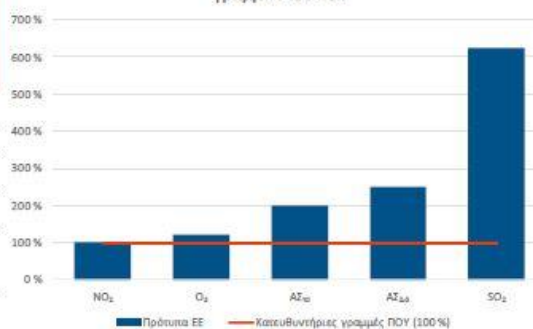
Παρατηρείται πως η υψηλότερη συμβολή στα αέρια σωματίδια παρουσιάζεται από την οικιακή θέρμανση σε ποσοστό 42% για τα PM₁₀ και 57% για τα PM_{2.5} ενώ η παραγωγή ηλ. ενέργειας ευθύνεται στο μεγαλύτερο ποσοστό για την παραγωγή οξειδίων αζώτου (NO_x) και θείου (SO_x) σε ποσοστά 31% και 78% αντίστοιχα. Επιπλέον, τα πρότυπα της Ευρωπαϊκής Ένωσης για τους ρύπους συγκριτικά με τις κατευθυντήριες γραμμές του ΠΟΥ παρουσιάζονται διαγραμματικά παρακάτω (Σχήμα 1.3.3)



| Ρύπος | Περίοδος | Κατευθυντήριες γραμμές ΠΟΥ $\mu\text{g}/\text{m}^3$ | Οριακές τιμές οδηγίας ΠΑΑ της ΕΕ $\mu\text{g}/\text{m}^3$ | Αριθ. φορών ετησίως επιτρεπόμενη υπέρβαση των προτύπων της ΕΕ |
|-------------------|----------|---|---|---|
| NO ₂ | 1 έτος | 40 | 40 | -- |
| | 1 ώρα | 200 | 200 | 18 |
| O ₃ | 8 ώρες | 100 | 120 | 25 |
| | 1 έτος | 20 | 40 | - |
| A _{Σ10} | 24 ώρες | 50 ^(α) | 50 | 35 |
| | 1 έτος | 10 | 25 | - |
| A _{Σ2,5} | 24 ώρες | 25 | - | - |
| | 24 ώρες | 20 | 125 | 3 |
| SO ₂ | 1 ώρα | - | 350 | 24 |
| | 10 λεπτά | 500 | - | - |
| | | | | |

(α) Ο ΠΟΥ συνιστά να χρησιμοποιείται η εν λόγω κατευθυντήρια τιμή ως το 99ο εκατοστημόριο (3 υπερβάσεις).

Απόκλιση μεταξύ προτύπων της ΕΕ και κατευθυντήριων γραμμών του ΠΟΥ

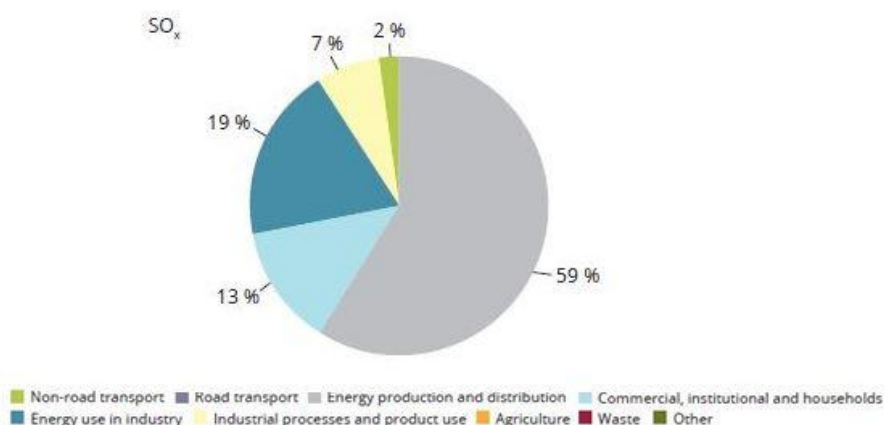


Σχήμα 1.3.3: Πρότυπα ΕΕ για του απεικονιζόμενους ρύπους συγκριτικά με τις κατευθυντήριες γραμμές του ΠΟΥ. [1.8]

Η απόκλιση των PM₁₀, PM_{2,5} και κυρίως των SO₂ κάνει εμφανή την ανάγκη ενεργειακού ανασχηματισμού.

Αναφορικά με τους αέριους ρύπους μεγαλύτερης σημασίας κρίνονται τα οξείδια του θείου (SO_x), αζώτου (NO_x) και το όζον (O₃). Τα οξείδια του θείου σχηματίζονται λόγω της παρουσίας θείου στο χρησιμοποιούμενο καύσιμο, γεγονός που συμβαίνει στα περισσότερα ορυκτά καύσιμα. Χαρακτηριστικό μέγεθος των διεργασιών καύσης αποτελεί η παρουσία αέρα και, μάλιστα, το ποσοστό αυτού με την στοιχειομετρική ποσότητα που απαιτείται. Σε διεργασίες καύσης που πραγματοποιούνται με την απουσία αέρα ή την μερική οξείδωση του (εξαέρωση) το θείο του καυσίμου απελευθερώνεται ως H₂S, S ή COS. Όταν, όμως, η καύση γίνεται με την περίσσεια αέρα, όπως συμβαίνει και στις περισσότερες εφαρμογές, τότε το θείο απελευθερώνεται στα καυσαέρια υπό την μορφή διοξειδίου του θείου SO₂ (κυρίως) και τριοξειδίου SO₃. Το διοξείδιο του θείου μετατρέπεται σε υψηλές θερμοκρασίες, ενώ το τριοξείδιο οφείλεται στην περεταίρω οξείδωση και παράγεται σε χαμηλότερες θερμοκρασίες. Ακολουθεί διαγραμματική αναπαράσταση των κυριότερων πηγών εκπομπής των οξειδίων του θείου (Σχήμα 1.3.4) για την Ευρώπη κατά το έτος 2017.

Τα καύσιμα που οφείλονται στην συντριπτική πλειοψηφία για τις εκπομπές των οξειδίων του θείου είναι ο άνθρακας και το βαρύ πετρέλαιο, καθώς σε αυτά συναντάται σε υψηλά ποσοστά της τάξης 1%-2% w/w. Το διοξείδιο του θείου ευθύνεται για προβλήματα υγείας καθώς σε υψηλές συγκεντρώσεις δύναται να προκαλέσει προβλήματα στο αναπνευστικό σύστημα. Επιπλέον, μετά την απελευθέρωση του στην ατμόσφαιρα μπορεί να προκληθούν χημικές αντιδράσεις δημιουργώντας μικρά σωματίδια, επικίνδυνα για την υγεία. Τέλος, λόγω της υψηλής διαλυτότητας του στο νερό ευθύνεται και για το φαινόμενο της όξινης βροχής.



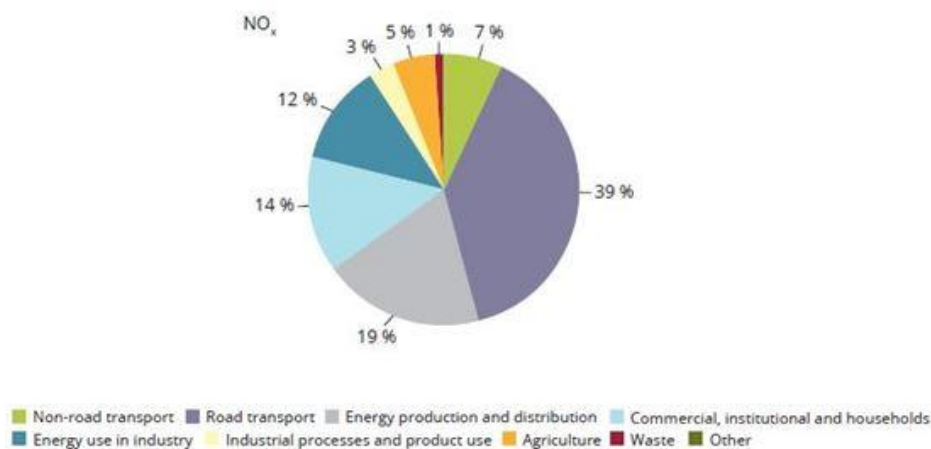
Σχήμα 1.3.4: Εκπομπές SO_x στην Ευρωπαϊκή Ένωση κατά το έτος 2015. [1.9]



Οι μέθοδοι μείωσης των εκπομπών λόγω του θείου είναι αρχικά η μείωση της ποσότητας του στο προς χρήση καύσιμο (πρωτογενείς μέθοδοι) και η απομάκρυνση των οξειδίων κατόπιν του σχηματισμού τους κατά την καύση από το ρεύμα των καυσαερίων (δευτερογενείς μέθοδοι). [1.4]

Σχετικά με τα οξείδια του αζώτου έχουμε πως συμβολίζονται ως NO_x και εννοούνται επί των πλείστων το μονοξείδιο (NO), το διοξείδιο (NO_2), το υποξείδιο (N_2O) και οι λιγότερο συνήθεις το N_2O_4 και το N_2O_5 . Τα οξείδια του αζώτου σχηματίζονται κατά την καύση, λόγω των υψηλών θερμοκρασιών, από την αντίδραση του αζώτου του αέρα καύσης με το οξυγόνο. Δεν παράγονται πάντοτε τα N_2O στο υψηλότερο ποσοστό, αλλά δύναται όπως συμβαίνει στους θερμικούς σταθμούς τα NO_x να αποτελούνται κατά 95% από NO και μόνον 5% από NO_2 . Όμως, η μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων (κάτω από 600°C) οφείλεται για σχεδόν εξολοκλήρου μετατροπή τους σε NO_2 . Στο Σχήμα 1.3.5 παρουσιάζεται γραφικά η συνεισφορά διάφορων πηγών παραγωγής οξειδίων του αζώτου σύμφωνα με την Ευρωπαϊκή Ένωση κατά το έτος 2017. Παρατηρείται πως σε σύγκριση με τα SO_x οι οδικές μεταφορές ευθύνονται για το μεγαλύτερο ποσοστό εκπομπών (39%) και έπειτα η παραγωγή ενέργειας (19% για τα NO_x και 59% για τα SO_x).

Τα οξείδια του αζώτου ευθύνονται και αυτά με τη σειρά τους για προβλήματα υγείας. Το μονοξείδιο του αζώτου προκαλεί ενοχλήσεις στα μάτια, λάρυγγα, καθώς και ναυτία και πονοκέφαλο. Η παρατεταμένη έκθεση σε μονοξείδιο του θείου δύναται να προκαλέσει επιβάρυνση του αναπνευστικού συστήματος ακόμη και να επιφέρει τον θάνατο. Το διοξείδιο του αζώτου είναι ιδιαίτερα τοξικό αέριο και έχει παρόμοιο και ακόμη και δυσμενέστερο αντίκτυπο στην ανθρώπινη υγεία με το μονοξείδιο.



Σχήμα 1.3.5: Εκπομπές NO_x στην Ευρωπαϊκή Ένωση κατά το έτος 2017. [1.9]

Παρόλα αυτά τα οξείδια του αζώτου δεν αποτελούν άμεσο κίνδυνο για την ανθρώπινη υγεία στις συγκεντρώσεις που εμφανίζεται στην ατμόσφαιρα. Βασικό επικίνδυνο χαρακτηριστικό τους είναι πως πραγματοποιούν αντιδράσεις με άλλες χημικές ενώσεις που έχουν εκλυθεί στην ατμόσφαιρα (CO , SO_2 και πτητικές οργανικές χημικές ενώσεις) σχηματίζοντας όζον (O_3) σε χαμηλότερο ατμοσφαιρικό στρώμα από το κανονικό. [1.4]

Το όζον (O_3) κανονικά βρίσκεται στις ανώτερες στρωβάδες της ατμόσφαιρας και είναι ωφέλιμο λόγω της ικανότητας του να απορροφά τμήμα της υπεριώδους ακτινοβολίας, βλαπτικής για του ζώντες οργανισμούς. Όταν όμως σχηματίζεται σε χαμηλότερα στρώματα της ατμόσφαιρας (τροπόσφαιρα) είναι ιδιαίτερα επιβλαβές για την υγεία. Επιπλέον, χαρακτηριστικό του που το καθιστά πρόσθετα επικίνδυνο είναι η υψηλή περίοδος παραμονής του στην ατμόσφαιρα και η



δυνατότητα μεταφοράς του και σε άλλες περιοχές. Η εισπνοή του, ακόμη και σε χαμηλές συγκεντρώσεις, δύναται να προκαλέσει σοβαρά προβλήματα υγείας και αποτελεί και κίνδυνο για το περιβάλλον. [1.4]

1.3.2: Φαινόμενο Θερμοκηπίου.

Με τον όρο «φαινόμενο του θερμοκηπίου» γίνεται αναφορά στο φαινόμενο της αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη λόγω της συγκράτησης θερμότητας στην ατμόσφαιρα του. Από την εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία μέρος της λεγόμενης υπέρυθρης ανακλάται πίσω από την επιφάνεια της Γης. Στρώμα αερίων που έχει σχηματιστεί σε συγκεκριμένο ύψος της ατμόσφαιρας εμποδίζει την πλήρη απομάκρυνση αυτής της ακτινοβολίας φέροντας ως αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας της ατμόσφαιρας και συνάμα της επιφάνειας της Γης. Τα αέρια που συμβάλουν στο φαινόμενο αυτό καλούνται «αέρια του θερμοκηπίου» (Greenhouse Gases – GHG) και είναι κατά κύριο λόγο υδρατμοί, διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) και μεθάνιο (CH_4) και το υποξείδιο (N_2O). Το φαινόμενο του θερμοκηπίου συμβάλει στην διατήρηση της θερμοκρασίας του πλανήτη, καθώς σύμφωνα με τον Σουηδό φυσικό Svante Arrhenius, που το έκανα γνωστό για πρώτη φορά το 1896, εκτίμησε πως έχει σαν αποτέλεσμα μία μέση θερμοκρασία Γης 15°C . Χωρίς την ύπαρξη του η θερμοκρασία αυτή θα ήταν -18°C , δηλαδή συνολικά επιφέρει μία αύξηση θερμοκρασίας της τάξης των 33K.

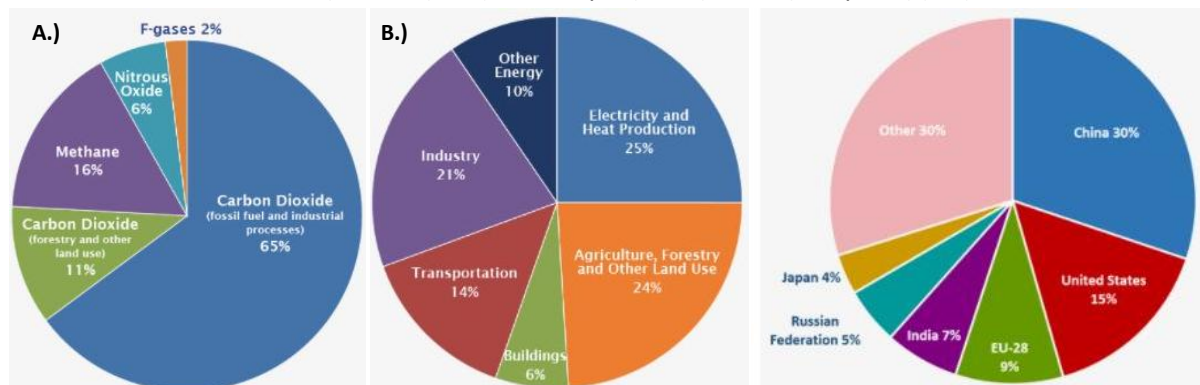
Ρυθμιστικός παράγοντας του φαινομένου αποτελούν οι συγκεντρώσεις των αερίων του θερμοκηπίου. Τα αέρια CO_2 , CH_4 και N_2O συμβάλλουν κατά 90% στην ανθρωπογενή παρέμβαση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Ωστόσο, η ανθρωπογενής επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου εκτιμάται στους 0.5-1K και έχει κατά κοινού συμφωνία πως για την αποφυγή των κινδύνων που εγκυμονούνται πρέπει η ανθρώπινη επιδείνωση του να μην υπερβαίνει τους 2K. Σημαντική ανθρώπινη δραστηριότητα που συμβάλει στην αύξηση των αερίων του CO_2 και N_2O είναι η καύση. Η καύση άνθρακα, παραγώγων του πετρελαίου και φυσικού αερίου συμβάλλει στην απελευθέρωση κυρίως CO_2 (ως αέριο θερμοκηπίου) στην ατμόσφαιρα.

Για την εκτίμηση της θερμοκρασιακής αύξησης που προκαλούν τα εκλυόμενα από ανθρώπινες δραστηριότητες αέρια του θερμοκηπίου χρησιμοποιείται ο δείκτης GWP (Global Warming Potential). Ο δείκτης αυτός χαρακτηρίζει την δυνατότητα εγκλωβισμού θερμότητας από το εκάστοτε αέριο του θερμοκηπίου για χρονικό διάστημα 20, 100 και 500 ετών. Χαρακτηριστικές παράμετροι του δείκτη αυτού αποτελούν η απορρόφηση της υπέρυθρης ακτινοβολίας από την χημική ένωση που εξετάζεται, η φασματική της τοποθέτηση αναφορικά με τα μήκη κύματος απορρόφησης και την διάρκεια ζωής της ένωσης στην ατμόσφαιρα. Σημείο αναφοράς για συσχέτιση της επίδρασης των αερίων αποτελεί το CO_2 στο οποίο δίδεται η τιμή 1. Ο δείκτης προσδιορίζει την αντίστοιχη-πολλαπλάσια ποσότητα CO_2 που απαιτείται για την επίτευξη την ίδιας συγκράτησης θερμότητας με την εξεταζόμενη ουσία. ([1.1],[1.10])

Αναφορικά με τις εκπομπές CO_2 αλλά και των λοιπών GHG έχουμε πως σύμφωνα με την Υπηρεσία Προστασίας Περιβάλλοντος των Η.Π.Α. η ποσόστωση τους σε παγκόσμιο επίπεδο παρουσιάζεται σχηματικά (Σχήμα 1.3.6) παρακάτω. Παρατηρείται πως το 76% των εκπομπών GHG είναι CO_2 και συγκεκριμένα από τις συνολικές εκπομπές το 65% είναι CO_2 που παράγεται από την καύση ορυκτών καυσίμων και λόγω βιομηχανιών, ενώ το 11% είναι CO_2 λόγω αγροτικών δραστηριοτήτων. Ανά οικονομικό τομέα αξίζει να σημειωθεί πως το 25% των εκπομπών GHG οφείλεται στην παραγωγή



ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας, το 24% σε αγροτικές δραστηριότητες και 21% λόγω βιομηχανιών. Επίσης, το ποσοστό 6% που αναφέρεται στα κτήρια αποτελεί συγκεκριμένα μόνον την θέρμανση τους και όχι την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, καθώς αυτή συμπεριλαμβάνεται στο ποσοστό 25%. Τέλος, ανά χώρα παρατηρείται πως οι περισσότερες εκπομπές γίνονται από την Κίνα σε ποσοστό 30%, έπειτα από τις Η.Π.Α. (15%) και σε τρίτη θέση από την Ευρώπη (9%). [1.11]

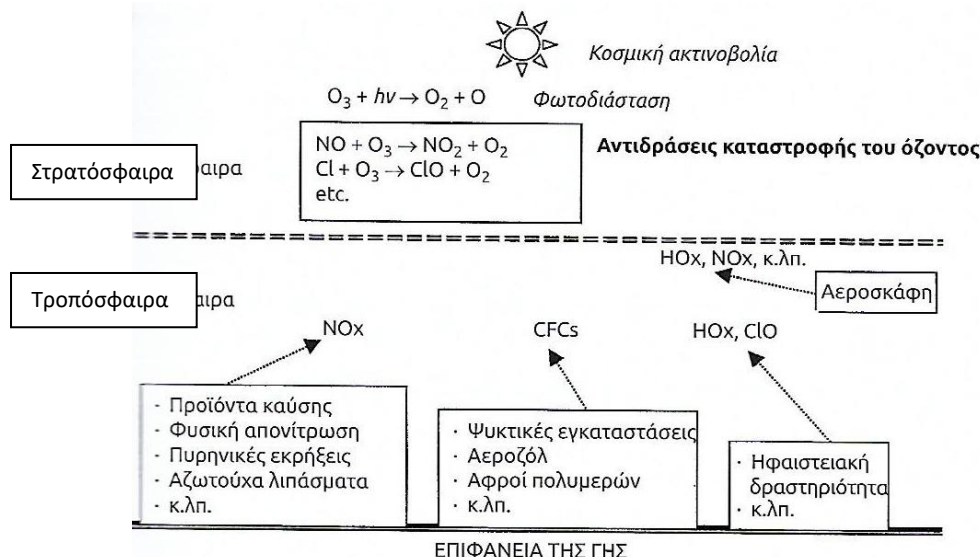


Σχήμα 1.3.6: Ποσοστιαία κατανομή εκπομπών αερίων θερμοκηπίου σε παγκόσμιο επίπεδο (Α.), ανά οικονομικό τομέα (Β.) και ανά χώρα (Γ.) [1.11]

1.3.3: Καταστροφή Στοιβάδας (Στρατοσφαιρικού) Όζοντος.

Το όζον (O_3) είναι αέριο που αποτελείται από τρία άτομα όζοντος. Το μεγαλύτερο μέρος του όζοντος (~90%) βρίσκεται συγκεντρωμένο στην στρατόσφαιρα και καλείται στοιβάδα όζοντος (ozone layer), σε υψόμετρο 15km με 40km από την επιφάνεια της Γης. Η στοιβάδα αυτή έχει πάχος μερικά χιλιοστά (2mm με 5mm) υπό κανονικές συνθήκες θερμοκρασίας και η βασική της λειτουργία είναι πως απορροφά την υπεριώδη ακτινοβολία UVB. Η υπεριώδης ακτινοβολία (ultraviolet radiation) χωρίζεται σε τρεις ζώνες, την UVA, UVB και UVC. Η ακτινοβολία UVA χαρακτηρίζεται από μήκη κύματος 320nm έως και 400nm και δεν απορροφάται από το όζον και η UVC χαρακτηρίζεται από μήκη κύματος μικρότερα των 280nm η οποία θεωρείται ιδιαίτερα επικίνδυνη αλλά απορροφάται από το όζον και από το οξυγόνο. Η ακτινοβολία UVB κυμαίνεται στα ενδιάμεσα μήκη κύματος (280nm έως και 320nm) και θεωρείται επιβλαβή για τους ζωντανούς οργανισμούς. Η στοιβάδα του όζοντος αποτελεί βασικό μέτρο προστασίας από την ακτινοβολία αυτή.

Η στοιβάδα του όζοντος δεν μένει αμετάβλητη με τον χρόνο. Μέρος του στρατοσφαιρικού όζοντος καταστρέφεται και δημιουργείται συνεχώς. Το όζον προέρχεται κατά κύριο λόγο από την φωτοδιάσπαση του οξυγόνου με υπέρυθρη ακτινοβολία κύματος της τάξης των 200nm, ενώ η καταστροφή του συμβαίνει κατά κύριο λόγο χημικές ουσίες (ozone depletion substances – ODS). Στο Σχήμα 1.3.7 παρουσιάζεται σκαριφηματικά η καταστροφή του όζοντος από τις διάφορες χημικές ουσίες που την προκαλούν εκ των οποίων οι περισσότερες είναι ανθρωπογενείς.



Σχήμα 1.3.7: «Σχηματική αναπαράσταση της καταστροφής όζοντος λόγω εκλυόμενων στην ατμόσφαιρα χημικών ουσιών.»[1.12]

Βασική παράμετρος που χρησιμοποιείται για την ποσοτικοποίηση της καταστροφής του όζοντος είναι το δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ozone depletion potential – ODP). Είναι ένας αριθμός που αντιστοιχεί στην ποσότητα του ατμοσφαιρικού όζοντος που καταστρέφεται από την εν λόγω χημική ένωση.[1.12] Ο αριθμός ODP για μία χημική ένωση ορίζεται ως ο λόγος της επίδρασης της χημικής ένωσης προς την επίδραση ίσης ποσότητας R-11, του οποίου ο δείκτης ODP ορίζεται 1. Δηλαδή ο ODP μιας χημικής ένωσης είναι ίσος με:

$$ODP_{\text{χημ.ένωσης}} = \frac{[\text{όζον που καταστρέφεται εξαιτίας της χημ.ένωσης}]}{[\text{όζον που καταστρέφεται εξαιτίας της R-11}]} \quad (1.3.1)$$

1.4: Βιβλιογραφικές Αναφορές.

[1.1] Γεωργατζής Δαυίδ: «ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΑΕΡΙΟΥ ΣΕ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ SOLIDWORKS», Διπλωματική Εργασία, επιβλέπων καθηγητής Τζιβανίδης Χ., Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο. Αθήνα, Σεπτέμβριος 2019, σελ.8-10,22-23.

[1.2] Bunker Ports News Worldwide. Αναρτήθηκε από:
<http://www.bunkerportsnews.com/News.aspx?ElementId=4a46f5e3-5340-42dd-8efd-107bac1c079b>

[1.3] <https://www.e-education.psu.edu/earth104/node/1345>

[1.4] Κακαράς Ε., Καρέλλας Σ. (2013) «Αντιρρυπαντική Τεχνολογία Θερμικών Σταθμών», ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΣΟΤΡΑΣ, Αθήνα, Κεφ.1 σελ.17-25, Κεφ.6 159-162, Κεφ.7 203-206, Κεφ.8 243-244, Κεφ.9 328

[1.5] BP Statistical Review of World Energy (2019), 68th edition, σελ.1-72. (Δύναται να βρεθεί και στον ιστότοπο: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2019-full-report.pdf>)

[1.6] Kumar P., Kalaiarasan G., Alexandra E. Porter, Pinna A., Michał M. Kłosowski, Philip Demokritou, Kian Fan Chung, Christopher Pain, D.K. Arvind, Rossella Arcucci, Ian M. Adcock, Claire



Dilliway, “An overview of methods of fine and ultrafine particle collection for physicochemical characterisation and toxicity assessments”, Science of Total Environment (2021) 756: 1,2,5.

[1.7] <http://www.admie.gr/>

[1.8] Ευρωπαϊκή Ελεγκτική Επιτροπή (2018) Αριθ.23, «Ατμοσφαιρική Ρύπανση: Η προστασία της υγείας μας μένει ανεπαρκής», σελ. 14,22.

[1.9] European Environment Agency (No 13/2017), “Air quality in Europe”, pg 22

[1.10] Jinsong Wang , Quan Quan ,Weinan Chen , Dashuan Tian , Philippe Ciais , Thomas W. Crowther ,Michelle C. Mack , Benjamin Poulter, Hanqin Tian, Yiqi Luo, Xuefa Wen, Guirui Yu, Shuli Niu ,“Increased CO2 emissions surpass reductions of non-CO2 emissions more under higher experimental warming in an alpine meadow”, Science of Total Environment (2021), 726: 531-532.

[1.11] <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data>

[1.12] IBRAHIM DINCER (2020) «ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ» (Τετάρτη Δ. , Μετάφραση και Τζιβανίδης Χ., Επιμέλεια), ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ (Τρίτη Ελληνική Έκδοση), Αθήνα,Κεφ.2. σελ.100-110

[1.13] Δεδομένα από τον διεθνή οργανισμό IEA (International Energy Agency) και ανακτήθηκαν από τον ιστότοπο: <https://www.iea.org/countries/greece>



Κεφάλαιο 2: Παραγωγή και Αξιοποίηση Ενέργειας

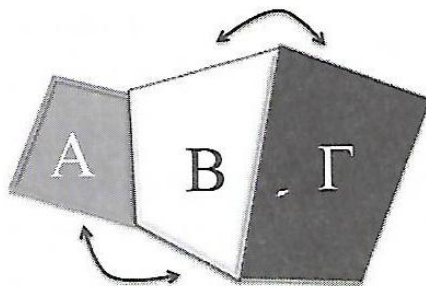
Οι θερμικοί σταθμοί αποτελούν την επικρατέστερη πηγή παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε παγκόσμιο επίπεδο επί δεκαετίες. Η ευρεία διάδοση της τεχνολογίας αυτής, η εφαρμογή και βελτιστοποίηση της συνέβη τόσο για οικονομικούς όσο και για τεχνικούς λόγους. Τα τελευταία χρόνια, όμως, προέκυψε η ανάγκη εύρεσης και εφαρμογής νέων μεθόδων και τεχνολογιών με σκοπό την παραγωγή ενέργειας στην ίδια κλίμακα, ή ακόμη και σε μεγαλύτερη, μειώνοντας ταυτόχρονα το περιβαλλοντικό αποτύπωμα. Σημαντικό μέρος της λύσης στην παρούσα ενεργειακή διέξοδο αποτελεί η ένταξη των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας σε κάθε εθνικό και συνάμα στο παγκόσμιο ενεργειακό μίγμα. Η απαιτούμενη τεχνολογία για την αξιοποίηση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας συνοπτικά στην πλειοψηφία τους είναι οι ανεμογεννήτριες, οι ηλιοθερμικοί και γεωθερμικοί σταθμοί, μονάδες καύσης βιομάζας, τα υδροηλεκτρικά έργα και τα φωτοβολταϊκά πάνελ. Λόγω της φύσης της ενέργειας των ανανεώσιμων πηγών, δηλαδή κυρίως της στοχαστικότητας της, της συνήθως χαμηλότερης ενεργειακής πυκνότητας συγκριτικά με τους υδρογονάνθρακες και της εξάρτησης από την εκάστοτε τοποθεσία, τεχνολογίες όπως τα αιολικά πάρκα, τα φωτοβολταϊκά και τα υδροηλεκτρικά έργα δεν δύναται να εκτοπίσουν από την παραγωγή ενέργειας και πρώτιστα την ηλεκτρική τους θερμικούς σταθμούς. Ο λόγος αυτός έχει στρέψει το ενδιαφέρον στην εισαγωγή των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας για την παραγωγή θερμότητας ως βασική ενεργειακή πηγή θερμοδυναμικών κύκλων για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, αλλά και θερμότητας και ψύξης (συμπααραγωγή). [2.1]

Η εκμετάλλευση ενέργειας από την εκάστοτε ενεργειακή πηγή, η παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και η περαιτέρω αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας περιγράφονται από κοινούς θερμοδυναμικούς νόμους. Η κάθε εγκατάσταση και η αξιοποίηση της ενέργειας από την χρησιμοποιούμενη πηγή περιγράφονται από θερμοδυναμικές σχέσεις ενεργειακών μετατροπών.[2.1]

2.1 Θερμοδυναμική Ενεργειακών Μετατροπών.

Η υπό εξέταση θερμοδυναμική εστιάζεται στην παραγωγή μηχανικού έργου και έπειτα της ηλεκτρικής ενέργειας, την αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας και την παραγωγή ψυκτικής ισχύος από θερμότητα. Το μηδενικό, το πρώτο και το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα αποτελούν τους κυριάρχους φυσικούς νόμους τους οποίους ακολουθεί ένα οποιοδήποτε θερμοδυναμικό σύστημα.

Το μηδενικό θερμοδυναμικό αξίωμα αποτελεί έκφραση της θερμικής ισορροπίας. Συγκεκριμένα γράφεται πως αν ένα θερμικό σώμα Α βρίσκεται σε θερμική ισορροπία με ένα σώμα Β και το σώμα Β με ένα σώμα Γ τότε και το σώμα Α βρίσκεται σε θερμική ισορροπία με το σώμα Γ, δηλαδή αν το σώμα έρθει σε επαφή με το Γ δεν θα υπάρξει καμία μετάδοση θερμότητας. Σχηματικά ο παραπάνω ορισμός αποδίδεται στην ακόλουθη εικόνα (Εικόνα 2.1.1).



Εικόνα 2.1.1: Μηδενικό Θερμοδυναμικό Αξίωμα-Θερμική ισορροπία σωμάτων.[2.1]



Από το μηδενικό θερμοδυναμικό αξίωμα εξάγεται το βασικό συμπέρασμα πως μετάδοση θερμότητας μεταξύ δύο θερμοδυναμικών συστημάτων δύναται να γίνει μόνον όταν δεν υπάρχει θερμική ισορροπία, δηλαδή όταν βρίσκονται σε διαφορά θερμοκρασίας και όπως θα παρουσιαστεί και στη συνέχεια στο δεύτερο θερμ. αξίωμα η φυσική ροή θερμότητας είναι από τα σώματα υψηλότερης θερμοκρασίας σε εκείνα χαμηλότερης.

Το πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα εκφράζεται μέσω του ισοζυγίου ενέργειας και αποτελεί την αρχή διατήρησης της ενέργειας. Το πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα για κλειστά συστήματα, δηλαδή για συστήματα που δεν μεταβάλλεται η μάζα τους με τον χρόνο, για μεταβολή από μία αρχική τους κατάσταση 1 σε μία τελική κατάσταση 2 λαμβάνει την ακόλουθη μορφή.

$$Q_{12} = \Delta U_{12} + W_{12} = m(u_2 - u_1) + W_{12} \quad (2.1.1)$$

όπου: Q_{12} το άθροισμα των θερμοτήτων που προσφέρθηκαν στο σύστημα (>0) ή απορρίφθηκαν από αυτό στο περιβάλλον (<0). [kJ]

m : η μάζα του συστήματος [kg]

u : η ειδική εσωτερική ενέργεια του συστήματος [kJ]

W_{12} : το προσδιδόμενο (<0) ή παραγόμενο (>0) μηχανικό έργο από το σύστημα [kJ]

Για ανοιχτά θερμοδυναμικά συστήματα το πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα λαμβάνει διαφορετική μορφή καθώς υπάρχει ροή ενέργειας, ροή μάζας. Χαρακτηρίζονται από το γεγονός πως είναι δυνατόν η μάζα και η ενέργεια να διαπερνούν τα όρια του συστήματος με την πάροδο του χρόνου. Αποτελούν μεγάλο πλήθος χρησιμοποιούμενων συστημάτων και ιδιαίτερα στην παραγωγή ενέργειας. Αναφορικά με τις μονάδες παραγωγής ενέργειας όλων των κατηγοριών αυτά αποτελούν σταθερά ανοιχτά θερμ. συστήματα, δηλαδή η μεταβολή στην ενέργεια τους με την πάροδο του χρόνου είναι μηδενική, $\frac{\partial Q}{\partial t} = 0$, και το αξίωμα εκφράζεται ως εξής:

$$\sum (\dot{m} h)_{in} + \sum \dot{Q}_{in/out} = \dot{W} \quad (2.1.2)$$

όπου: \dot{m} : η παροχή μάζας προς ή από το σύστημα [kg/s]

h : η ειδική ενθαλπία του ρεύματος προς ή από το σύστημα [kJ/kg]

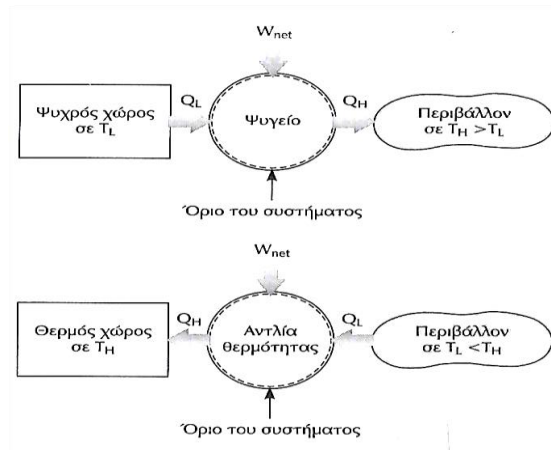
$\dot{Q}_{in/out}$: η προσδιδόμενη ή απορριπτόμενη θερμότητα [kW]

\dot{W} : η προσδιδόμενη ή παραγόμενη μηχανική ή ηλεκτρική ισχύς [kW]

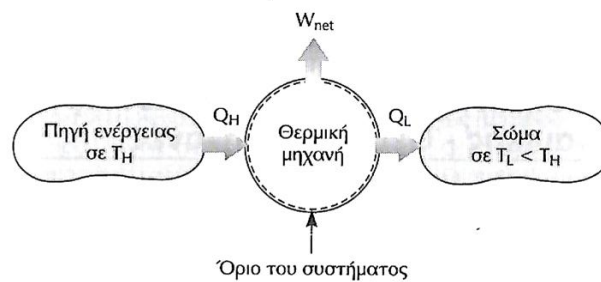
Το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα εκφράζεται μέσω δύο ισοδύναμων αρχών, την αρχή Clausius και την αρχή Kelvin-Planck. Σύμφωνα με την αρχή Clausius η θερμότητα μεταφέρεται από ένα θερμό μέσο σε ένα ψυχρό, χωρίς καμία απαίτηση. Η αντίθετη ροή θερμότητας είναι δυνατή μόνο με την πρόσδοση έργου στο σύστημα. Ενώ σύμφωνα με την αρχή Kelvin-Planck είναι αδύνατη η παραγωγή έργου με απορρόφηση θερμότητας από μία θερμή δεξαμενή, χωρίς την απόρριψη θερμότητας σε μία ψυχρή δεξαμενή, δηλαδή δεν δύναται η εξολοκλήρου μετατροπή θερμότητας σε έργο.



Η διατύπωση Clausius σχηματικά παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 2.1.2) και η διατύπωση Kelvin-Planck στην Εικόνα 2.1.3.



Εικόνα 2.1.2: Διατύπωση Clausius για το 2^ο θερμοδυναμικό αξίωμα (ψυκτική μηχανή και αντλία θερμότητας).[2.3]



Εικόνα 2.1.3: Διατύπωση Kelvin-Planck για το 2^ο θερμοδυναμικό αξίωμα (θερμική μηχανή).[2.3]

Όσον αφορά την διατύπωση Clausius βασικό μέγεθος που περιγράφει την αποδοτικότητα ενός ψυγείου ή μιας αντλίας θερμότητας αποτελεί ο λεγόμενος συντελεστής συμπεριφοράς (Co-efficient of performance – COP) και ορίζεται ως εξής για το ψυγείο:

$$COP_R = -\frac{Q_L}{W_{net}} \quad (2.1.3)$$

όπου: Q_L : το ρεύμα θερμότητας από τον ψυχρό χώρο προς το ψυγείο (σύστημα) (>0) [kW]

W_{net} : το προσφερόμενο έργο προς το ψυγείο (σύστημα) (<0) [kW]

Ενώ για την αντλία θερμότητας ο ορισμός του COP είναι ο ακόλουθος:

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{net}} \quad (2.1.4)$$

όπου: Q_H : το ρεύμα θερμότητας από το ψυγείο (σύστημα) προς τον θερμό χώρο (<0) [kW]

W_{net} : το προσφερόμενο έργο προς το ψυγείο (σύστημα) (<0) [kW]



Αναφορικά με την διατύπωση Kelvin-Planck το βασικό μέγεθος που περιγράφει την αποδοτικότητα μιας θερμικής μηχανής είναι ο λεγόμενος θερμικός βαθμός απόδοσης της και συμβολίζεται συνήθως με το σύμβολο $\eta_{(\text{thermal})}$. Ο βαθμός απόδοσης ορίζεται με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{H}}} \quad (2.1.5)$$

όπου: Q_{H} : το ρεύμα θερμότητας από το θερμοδοχείο υψηλής θερμοκρασίας, το εισαγόμενο ρεύμα θερμότητας, στο σύστημα (>0) [kW]

W_{net} : το καθαρό έργο που αποδίδει η θερμική μηχανή (>0) [kW]

Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να γίνει αναφορά **στην αρχή του Carnot**. Η αρχή του Carnot περιλαμβάνει τη σύγκριση ολικά αντιστρεπτών και μη αντιστρεπτών θερμικών μηχανών. Εκφράζεται μέσω δύο προτάσεων, οι οποίες είναι οι ακόλουθες. **Η πρώτη πρόταση** είναι πως οι θερμικές αποδόσεις όλων των αντιστρεπτών θερμικών μηχανών μεταξύ των ίδιων δεξαμενών θερμικής ενέργειας, δηλαδή την ίδια ανώτερη και κατώτερη θερμοκρασία, είναι ίσες με την απόδοση Carnot που δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{\text{th,Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{L}}}{T_{\text{H}}} \quad (2.1.6)$$

όπου: T_{H} : η θερμοκρασία του θερμού θερμοδοχείου [K]

T_{L} : η θερμοκρασία του ψυχρού θερμοδοχείου [K]

Η δεύτερη πρόταση είναι πως η θερμική απόδοση μιας θερμικής αντιστρεπτής μηχανής, δηλαδή εκείνη που δίνεται από την ανωτέρω σχέση, είναι μεγαλύτερη από εκείνη μιας μη αντιστρεπτής θερμικής μηχανής μεταξύ των ίδιων δεξαμενών θερμικής ενέργειας. Έτσι, ο βαθμός απόδοσης Carnot αποτελεί το ανώτερο φράγμα θερμικού βαθμού απόδοσης για μία θερμική μηχανή μεταξύ των θερμοκρασιών λειτουργίας της. Αντίστοιχα, για μία ψυκτική μηχανή ορίζεται ο θεωρητικά μέγιστος συντελεστής συμπεριφοράς της από την παρακάτω σχέση:

$$\text{COP}_{\text{R}} = \frac{1}{\frac{T_{\text{H}}}{T_{\text{L}}} - 1} \quad (2.1.7)$$

και για την αντλία θερμότητας αντίστοιχα:

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{L}}}{T_{\text{H}}}} \quad (2.1.8)$$

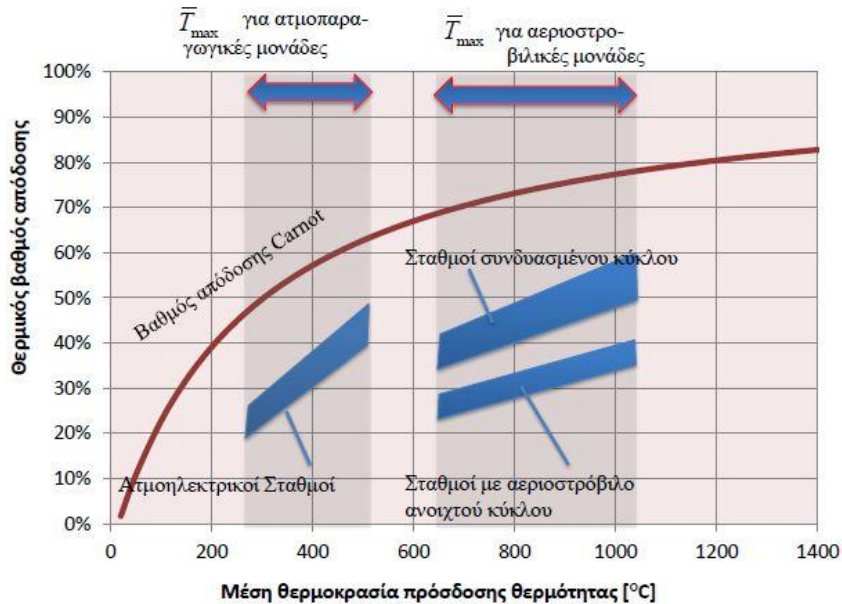
Βεβαίως για από τις ανωτέρω σχέσεις προκύπτει ότι για δεδομένες τιμές των θερμοκρασιών T_{L} και T_{H} οι COP της αντλίας θερμότητας και της ψυκτικής μηχανής συνδέονται με την ακόλουθη σχέση:

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \text{COP}_{\text{R}} + 1 \quad (2.1.9)$$

Από τον ορισμό του θερμικού βαθμού απόδοσης Carnot (2.1.6.) προκύπτει άμεσα το συμπέρασμα ότι η αύξηση του συνδέεται γνήσια μονότονα με την αύξηση της θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας, της θερμοκρασίας της θερμής δεξαμενής T_{H} , και την μείωση της θερμοκρασίας απόρριψης θερμότητας, της θερμοκρασίας της ψυχρής δεξαμενής T_{L} . Ιδιαίτερα σημαντική για την οποιαδήποτε εγκατάσταση παραγωγής ενέργειας κρίνεται η σύγκριση του βαθμού απόδοσης της ή του συντελεστή



συμπεριφοράς της με τον προβλεπόμενο θεωρητικά μέγιστο Carnot. Για θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας ίση με 15°C παρουσιάζεται διάγραμμα σύγκρισης του θερμικού βαθμού απόδοσης Carnot συνάρτηση της υψηλής θερμοκρασίας με τις συχνότερα χρησιμοποιούμενες μονάδες παραγωγής ενέργειας (ατμοηλεκτρικοί σταθμοί, αεριοστρόβιλοι ανοικτού τύπου και συνδυασμένοι κύκλοι) (Σχήμα 2.1.1)



Σχήμα 2.1.1: «Σύγκριση β.α. Carnot (θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας 15°C) με τον β.α. συχνότερων μονάδων παραγωγής ενέργειας.»[2.1]

Πέραν των βασικών προτάσεων του Clausius για την αποδοτικότητα των θερμοδυναμικών κύκλων υπάρχει και η έννοια της εντροπίας (entropy-S) η οποία εξάγεται από την λεγόμενη **ανισότητα του Clausius** μέσω του δεύτερου θερμοδυναμικού αξιώματος. Η ανισότητα του Clausius διατυπώνεται ως εξής:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2.1.10)$$

Η παραπάνω ανισότητα ισχύει για οποιοδήποτε αυθαίρετο κλειστό σύστημα που έχει πραγματοποιήσει μια κυκλική μεταβολή. Από την ανισότητα προκύπτει πως το ολοκλήρωμα του, κάθε φορά, λόγω του ποσού θερμότητας που συναλλάσσεται από τα όρια του συστήματος διαιρεμένο με την θερμοκρασία του συστήματος είναι μικρότερο ή ίσο του μηδενός. Η εξίσωση με το μηδέν ισχύει όταν το σύστημα είναι εσωτερικά αντιστρεπτό. Όμως, το κυκλικό ολοκλήρωμα μιας ιδιότητας του συστήματος είναι ίσο με το μηδέν. Οπότε για εσωτερικά αντιστρεπτό σύστημα ο λόγος $\frac{\delta Q}{T}$ παριστάνει την διαφορική μεταβολή μίας ιδιότητας του συστήματος. Η ιδιότητα αυτή καλείται εντροπία και ορίζεται ως εξής:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{εσωτ.αντιστρεπτό}} \quad (2.1.11)$$

Οπότε γενικεύοντας της ανισότητα του Clausius με την χρήση της εξίσωσης (2.1.10.) προκύπτει η εξίσωση (2.1.11.)

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (2.1.12)$$



σε διαφορετική μορφή και ολοκληρώνοντας για μία μεταβολή μεταξύ δύο καταστάσεων του συστήματος 1 και 2 γράφεται ως εξής:

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (2.1.13)$$

και η ισότητα ισχύει μόνον όταν το σύστημα είναι εσωτερικά αντιστρεπτό. ([2.2],[2.3])

Τέλος, επίσης βασική ιδιότητα των θερμοδυναμικών συστημάτων με σκοπό την παραγωγή ενέργειας αποτελεί η αποτίμηση της ποιότητας της ενέργειας. Αυτό συμβαίνει με τον ορισμό του μεγέθους της εξέργειας (exergy-E ή E_x [kJ]). Κάθε ποσό ενέργειας αποτελείται από εξέργεια και ανέργεια. Η εξέργεια ενός ποσού θερμότητας ενός μέσου, ενθαλπίας H , είναι το τμήμα εκείνο της ενέργειας που δύναται να μετατραπεί σε έργο και ορίζεται ως εξής:

$$E_x = H - H_0 - T_0(S - S_0) \quad (2.1.14)$$

όπου με τον δείκτη «ο» ορίζεται η κατάσταση αναφοράς του συστήματος που συνήθως είναι για θερμοκρασία περιβάλλοντος.[2.2]

Για θερμικές μηχανές, αλλά και κυκλικά λειτουργούσες μηχανές όπως τα ψυγεία και οι αντλίες θερμότητας ορίζεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης συμβολιζόμενος συνήθως ως η_{ex} . Παρατίθεται ο γενικός ορισμός του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για το υπόψη στοιχείο και ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης εξέργειας ως προς την εξέργεια που χρησιμοποιήθηκε και είναι ίσος με:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Εξερχόμενη Εξέργεια}}{\text{Προσφερόμενη Εξέργεια}} \quad (2.1.15)$$

Η εξερχόμενη εξέργεια ισούται με την προσφερόμενη μείον την καταστροφή εξέργειας. Η προσφερόμενη όμως εξέργεια είναι ίση με μέγιστο δυνατό έργο, το οποίο είναι και το αντιστρεπτό έργο (W_{rev}). Η καταστροφή εξέργειας οφείλεται στις μη αντιστρεψιμότητες που χαρακτηρίζουν τον θερμοδυναμικό κύκλο και διαφοροποιούν το πραγματικό έργο από το αντιστρεπτό, δηλαδή:

$$E_{x_{dest}} = \begin{cases} W_{rev,out} - W_{real,out} \\ W_{real,in} - W_{rev,in} \end{cases} \geq 0 \quad (2.1.16)$$

Η πρώτη εξίσωση εκ των δύο αναφέρεται σε κύκλους παραγωγής έργου και η δεύτερη σε κύκλους κατανάλωσης έργου. Οπότε συγκεκριμένα για εργοπαραγωγούς κύκλους η εξίσωση (2.1.15) γίνεται [2.5]:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Εξερχόμενη Εξέργεια}}{\text{Προσφερόμενη Εξέργεια}} = \frac{E_{x_{in}} - E_{x_{dest}}}{E_{x_{in}}} = \frac{E_x^{QH} - E_{x_{dest}}}{E_x^{QH}} = \frac{W_{rev,out} - E_{x_{dest}}}{W_{rev,out}} = \frac{W_{real,out}}{W_{rev,out}} \quad \text{και} \quad \eta$$

εξίσωση αυτή ισχύει καθώς μία θερμική μηχανή λαμβάνει θερμότητα από θερμοδοχείο θερμοκρασίας T_H και απορρίπτει σε T_L , οπότε:

$$E_{x_{in}} = E_x^{QH} = W_{rev,out} = Q_H \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) \quad (2.1.17)$$

Οπότε τελικά προκύπτει ότι:

$$\eta_{ex} = \frac{W_{real,out}}{Q_H \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,Carnot}} \quad (2.1.18)$$



Αντίστοιχα για ψυγεία έχουμε ότι:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Εξερχόμενη Εξέργεια}}{\text{Προσφερόμενη Εξέργεια}} = \frac{Ex^{Q_L}}{Ex^{Q_L} + Ex_{dest}} = \frac{W_{rev,in}}{W_{rev,in} + Ex_{dest}} = \frac{W_{rev,in}}{W_{real,in}}, \text{ αλλά για ψυγεία έχουμε ότι:}$$

$$Ex_{out} = Ex^{Q_L} = W_{rev,in} = Q_L \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) = \frac{Q_L}{COP_{R,Carnot}} \quad (2.1.19)$$

Οπότε για ψυκτική μηχανή προκύπτει ότι:

$$\eta_{ex,R} = \frac{\frac{Q_L}{COP_{R,Carnot}}}{W_{real,in}} = \frac{COP_{R,real}}{COP_{R,Carnot}} \quad (2.1.20)$$

και αντίστοιχα αντλίες θερμότητας οι σχέσεις (2.1.19.), (2.1.20.) γράφονται ως εξής:

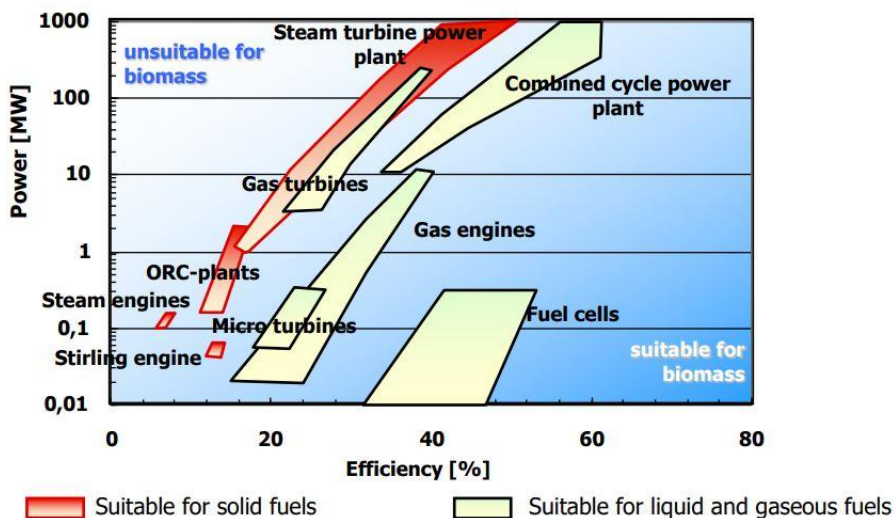
$$Ex_{out} = Ex^{Q_H} = W_{rev,in} = Q_H \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right) = \frac{Q_H}{COP_{HP,Carnot}} \quad (2.1.21)$$

και

$$\eta_{ex,HP} = \frac{\frac{Q_H}{COP_{HP,Carnot}}}{W_{real,in}} = \frac{COP_{HP,real}}{COP_{HP,Carnot}} \quad (2.1.22)$$

2.2: Θερμικοί Σταθμοί.

Βασικά χαρακτηριστικά μεγέθη των ενεργειακών συστημάτων αποτελούν η ισχύς τους εκφρασμένη συνήθως σε μονάδες των MW και ο βαθμός απόδοσης τους. Στο ακόλουθο διάγραμμα (Σχήμα 2.2.1) παρουσιάζεται η τυπική κατανομή των διάφορων τεχνολογιών ηλεκτροπαραγωγής σε άξονες ισχύος και βαθμού απόδοσης. Άμεσα εξάγεται το συμπέρασμα πως η υψηλότερη ισχύς επιτυγχάνεται από τους ατμοηλεκτρικούς σταθμούς, μονάδες με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης (20%-56%). Στις ημέρες μας ο βαθμός απόδοσης τους έχει ξεπεράσει το 40% και η ισχύς τους ακόμη και τα 1000 MW. Επίσης, οι συνδυασμένοι κύκλοι επιτυγχάνουν όχι μόνον τις υψηλότερες τιμές ισχύος σε κλίμακα αντίστοιχη με εκείνη των αεριοστροβιλικών μονάδων, αλλά τους υψηλότερους βαθμούς απόδοσης (40%-64%). Σε χαμηλότερες ισχύς και βαθμούς απόδοσης κυμαίνονται οι αεριοστροβιλικές μονάδες με τον βαθμό απόδοσης τους να κυμαίνεται μεταξύ των ορίων 24%-40% και η ισχύς τους σήμερα έχει ξεπεράσει και τα 100MW. ([2.1],[2.2])



Σχήμα 2.2.1: «Εγκαταστάσεις Ηλεκτροπαραγωγής.» [2.1]



Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμη η αναφορά στα αποκεντρωμένα ενεργειακά συστήματα. Λόγω της αύξησης της κατανάλωσης ενέργειας η αποτελεσματικότερη κάλυψη της ζήτησης ενέργειας από την προσφερόμενη επιτυγχάνεται με την ανάπτυξη αποκεντρωμένων συστημάτων. Τα αποκεντρωμένα όμως συστήματα παρουσιάζουν χαμηλότερους βαθμούς απόδοσης σε σύγκριση με τις μεγάλες εγκαταστάσεις παραγωγής ενέργειας. Πέραν της λιγότερης εκμετάλλευσης ενέργειας από την προσφερόμενη πηγή αυτό οδηγεί σε υψηλότερα κόστη επένδυσης και συντήρησης καθώς και σε υψηλότερες θερμοκρασίες καυσαερίων (στην περίπτωση χρήσης καυσίμου) που οδηγούν σε αύξηση των ειδικών εκπομπών ρύπων.

Το μείζον πρόβλημα αυτής της κατηγορίας συστημάτων αποτελεί η αύξηση του βαθμού απόδοσης. Για τα αποκεντρωμένα συστήματα η επιθυμητή αύξηση είναι περιορισμένη συγκριτικά με τις μεγάλες μονάδες παραγωγής ισχύος λόγω του κόστους τους, που στην περίπτωση των τελευταίων δύναται να αποσβεστούν. Οι κλασικές μέθοδοι αύξησης του βαθμού απόδοσης περιλαμβάνουν την χρήση ακριβότερων υλικών με καλύτερες θερμικές ιδιότητες και υψηλότερη αντοχή στις καταπονήσεις που υπόκεινται, λειτουργία σε όσο το δυνατόν υψηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες που καθορίζονται άμεσα από την αντοχή των υλικών και την θερμοκρασία της θερμής και ψυχρής πηγής, η προθέρμανση κυρίως με ανακώμηση θερμότητας, η υπερθέρμανση και αναθέρμανση καθώς και η αποξήρανση του καυσίμου εφόσον περιέχει υψηλά ποσά υγρασίας. Στα αποκεντρωμένα συστήματα ενέργειας οι παραπάνω μέθοδοι είναι όπως προαναφέρθηκε περιορισμένης εφαρμογής. Η βελτίωση του βαθμού απόδοσης του έγκειται κυρίως στην βέλτιστη ενεργειακή αξιοποίηση της πηγής ενέργειας του συστήματος, η συμπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας και η τριπαραγωγή. Ειδικότερα, η αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας για τηλεθέρμανση ή άλλη βιομηχανική χρήση (συμπαραγωγή), η χρήση της θερμότητας για παραγωγή ψύξης από εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση θερμότητας και τέλος η απόρριψη θερμότητας σε δευτερεύον θερμοδυναμικό κύκλο και συγκεκριμένα σε οργανικό κύκλο (Organic Rankin Cycle – ORC) για την παραγωγή περαιτέρω ηλεκτρικής ενέργειας.

Επιθυμητή ιδιότητα των αποκεντρωμένων συστημάτων ενέργειας αποτελεί η ευελιξία των μονάδων αυτών. Η όσο το δυνατόν καλύτερη παρακολούθηση της ζήτησης είναι βασική απαίτηση των αποκεντρωμένων συστημάτων ενέργειας. Η επίτευξη του στόχου αυτού εισάγει πρόσθετο κόστος επένδυσης, όμως τα αποκεντρωμένα συστήματα είναι περισσότερο ευέλικτα και παρακολουθείται καλύτερα η ζήτηση ενέργειας από μία ισοδύναμη μεγάλη εγκατάσταση. Οι εκάστοτε ενεργειακές πηγές όπως είναι η βιομάζα ή το βιοαέριο, οι ηλιοθερμικοί συλλέκτες και η γεωθερμία βρίσκουν ευρύτατη εφαρμογή σε αποκεντρωμένα συστήματα ενέργειας.[2.1]

2.2.1: Θερμοδυναμικός Κύκλος Carnot.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Carnot αποτελεί άμεση απόρροια των προτάσεων Carnot που παρουσιάστηκαν στην Ενότητα 2.2. Είναι κύκλος ολικά αντιστρεπτός, δηλαδή όλες οι διεργασίες που απαρτίζουν τον κύκλο είναι ολικά αντιστρεπτές. Η συνθήκη αυτή απαιτεί ότι η μετάδοση θερμότητας με την δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας και την χαμηλής γίνεται μέσω διαφορικών θερμοκρασιακών διαφορών (δT). Η πραγματική κατασκευή του δεν είναι δυνατή καθώς η λειτουργία θερμοδυναμικών κύκλων συνοδεύεται από φαινόμενα μη αναστρεψιμότητας όπως η κίνηση των ρευστών, των μηχανικών μερών και η διάχυση-απώλεια θερμότητας προς το περιβάλλον ή και από το περιβάλλον με τους τρόπους μετάδοσης θερμότητας. Μάλιστα, η ίδια η μετάδοση θερμότητας μεταξύ δύο συστημάτων δεν δύναται να πραγματοποιηθεί με αντιστρεπτό τρόπο καθώς απαιτείται πεπερασμένη



διαφορά θερμοκρασίας (ΔT) ώστε να μεταδοθούν πεπερασμένα ποσά θερμότητας. Η μελέτη, όμως, του θεωρητικού ολικά αντιστρεπτού κύκλου Carnot αποτυπώνει τα ανώτατα όρια απόδοσης των πραγματικών κύκλων λειτουργίας στα συγκεκριμένα θερμοκρασιακά όρια, δηλαδή μεταξύ των θερμοκρασιών της θερμής και ψυχρής δεξαμενής (T_H και T_L αντίστοιχα), τα οποία δίνονται από τις σχέσεις (2.1.6)-(2.1.8).

Όπως και προαναφέρθηκε για να θεωρηθεί ένας κύκλος ολικά αντιστρεπτός απαιτείται κάθε μία εκ των διεργασιών του να είναι εσωτερικά αντιστρεπτές και η μετάδοση θερμότητας με τα θερμοδοχεία υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας πρέπει να συμβαίνει με αντιστρεπτό τρόπο. Έτσι επιτυγχάνεται η ολική αντιστρεψιμότητα του κύκλου. Συγκεκριμένα, ο κύκλος Carnot εργοπαραγωγής αποτελείται από τις ακόλουθες μεταβολές:

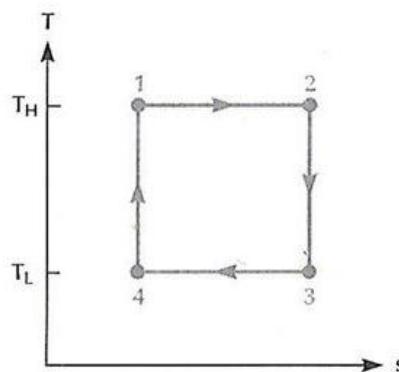
1-2: αντιστρεπτή πρόσδοση θερμότητας όπου το εργαζόμενο μέσο εκτελεί ισόθερμη εκτόνωση στην υψηλή θερμοκρασία. Η πρόσδοση θερμότητας γίνεται με βάση την εξίσωση $q_H = T_H \Delta s$ που αποτελεί την ολοκληρωτική διατύπωση της (2.1.11)

2-3: αντιστρεπτή εκτόνωση στην χαμηλή θερμοκρασία. Εφόσον, η εκτόνωση είναι αντιστρεπτή συμβαίνει και για τον λόγο αυτό συμβαίνει ισεντροπικά ($ds=0 \Rightarrow \Delta s=0$).

3-4: αντιστρεπτή απόρριψη θερμότητας στο θερμοδοχείο χαμηλής θερμοκρασίας. Όπως συνέβηκε και με την μεταβολή 1-2 πραγματοποιείται υπό σταθερή θερμοκρασία και ίση με την χαμηλή T_L , δηλαδή $q_L = T_L \Delta s$

4-1: αντιστρεπτή συμπίεση από την χαμηλή θερμοκρασία στην υψηλή.

Ο παραπάνω κύκλος παρουσιάζεται σε διαγράμματα T-s (Σχήμα 2.2.2).



Σχήμα 2.2.2: Θερμοδυναμικός κύκλος Carnot σε T-s. [2.3]

Όπως και αναφέρθηκε η προσδιδόμενη θερμότητα q_H και η απορριπτόμενη q_L δίνονται από τις σχέσεις:

$$q_H = T_H \Delta s_{1-2} \quad (2.2.1)$$

$$q_L = T_L \Delta s_{4-3} \quad (2.2.2)$$

και οι διεργασίες της συμπίεσης και εκτόνωσης πραγματοποιούνται ισεντροπικά, δηλαδή:

$$s_1 = s_4 \quad (2.2.3)$$



$$s_2 = s_3 \quad (2.2.4)$$

οπότε ο βαθμός απόδοσης Carnot προκύπτει ίσος με:

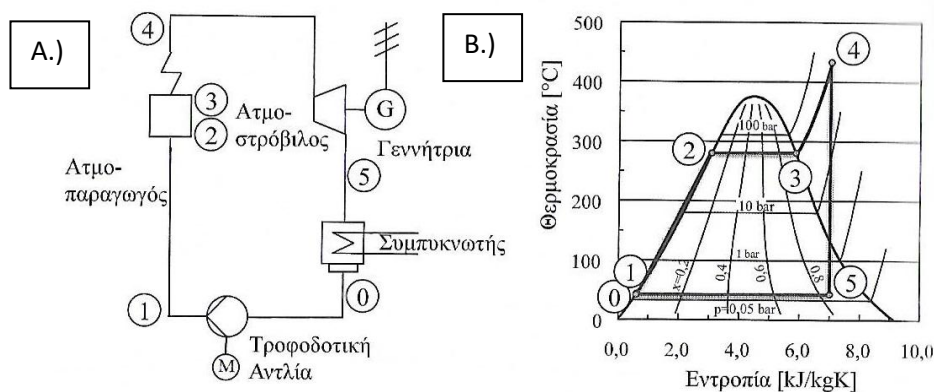
$$\eta_{th,C} = \frac{W}{q_H} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = 1 - \frac{q_L}{q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.2.5)$$

και όμοια η αντιστροφή των μεταβολών του καθιστά την λειτουργία του ψυκτική μηχανή ή αντλία θερμότητας με συντελεστές συμπεριφοράς τους (2.1.7.) και (2.1.8.) αντίστοιχα.

2.2.2: Θερμοδυναμικός Κύκλος Clausius-Rankine.

Ο κύκλος Clausius-Rankine ή συνηθέστερα Rankine στην ιδανική του μορφή αποτελεί το πρότυπο των ατμοηλεκτρικών σταθμών αλλά ακόμη και των ηλεκτρικών σταθμών με οργανικά εργαζόμενα μέσα (ORC). Η κλασική εκδοχή του κύκλου αυτού αποτελείται από μία αντλία, ένα λέβητα, ένα στρόβιλο και έναν συμπυκνωτή (Σχήμα 2.2.3).

Το σύνηθες εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι το νερό και οι μεταβολές στις οποίες υπόκειται, σύμφωνα και με το Σχήμα 2.2.3, είναι οι ακόλουθες. Το νερό εισέρχεται στην αντλία στην κατάσταση (0) σε υγρή κατάσταση ($x=0$) και στην χαμηλή πίεση. Ακολουθεί η συμπίεση του στην υψηλή πίεση (1), η οποία ιδανικά θεωρείται πως είναι εσωτερικά αντιστρεπτή και αδιαβατική που σημαίνει ισεντροπική. Αυτό δεν συμβαίνει στην πραγματικότητα και για το λόγο αυτό η μεταβολή (0-1) περιγράφεται με τον λεγόμενο «ισεντροπικό βαθμό απόδοσης» (η_{is}) που ορίζεται ως ακολούθως:



Σχήμα 2.2.3: Α.)Τυπική διάταξη κύκλου Clausius – Rankine Β.) Το διαγράμμα T-s της εγκατάστασης.[2.1]

$$\eta_{is,P} = \frac{w_{pump,is}}{w_{pump,real}} \quad (2.2.6)$$

Το δαπανούμενο έργο από την αντλία είναι ίσο με:

$$W_{pump,real} = \frac{1}{\eta_{mech,pump}} \dot{m}_{water} (h_1 - h_0) \quad (2.2.7)$$

όπου : $\eta_{mech,pump}$: είναι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης της αντλίας

\dot{m}_{water} : είναι η παροχή μάζας του νερού (kg/s)

Το νερό στην κατάσταση (1) είναι υπό πίεση στην υψηλή πίεση του κύκλου και εισέρχεται στον λέβητα. Θερμαίνεται στον λέβητα έως ότου φτάσει στην υπέρθερμη του κατάσταση, την κατάσταση (4). Η θέρμανση του νερού γίνεται από την θερμότητα των καυσαερίων. Ο λέβητας αποτελείται από



τρία βασικά μέρη ώστε να επιτευχθεί η υπερθέρμανση του ατμού. Το στάδιο (1-2) είναι η προθέρμανση που συμβαίνει στον οικονομητήρα (economizer–ECO), το (2-3) αποτελεί τον ατμοποιητή (evaporator–EVAP) και το τελικό στάδιο είναι το (3-4) όπου γίνεται και η υπερθέρμανση (superheater–SH). Η ειδική θερμότητα που απορροφάται από κάθε στάδιο θέρμανσης στον λέβητα είναι η ακόλουθη:

$$q_{ECO} = h_2 - h_1 \quad (2.2.8)$$

$$q_{EVAP} = h_3 - h_2 \quad (2.2.9)$$

$$q_{SH} = h_4 - h_3 \quad (2.2.10)$$

ενώ το ισοζύγιο ενέργειας μεταξύ ατμού και καυσαερίων περιγράφεται από την σχέση:

$$\eta_B \dot{m}_B H_u = \dot{m}_{water} (h_4 - h_1) \quad (2.2.11)$$

όπου : η_B : είναι ο βαθμός αξιοποίησης του καυσίμου.

\dot{m}_B : είναι η παροχή μάζας του καυσίμου (kg/s)

H_u : είναι κατώτερη θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου (kJ/kg)

\dot{m}_{water} : είναι η παροχή μάζας του νερού (kg/s)

Η μεταβολή (4-5) αποτελεί την εκτόνωση στον στρόβιλο. Γίνεται εισαγωγή στην υπέρθερμη κατάσταση (4) και εκτονώνεται μέχρι την χαμηλή πίεση. Αξίζει να σημειωθεί πως υπάρχει κατασκευαστικό πρόβλημα των στρόβιλων όταν το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται στην διφασική περιοχή αλλά όταν βρίσκεται εκτός της διφασικής περιοχής έχει ακόμη δυνάμενη εκμεταλεύσιμη ενθαλπία. Όπως και με την αντλία έτσι και ο στρόβιλος θεωρητικά ακολουθεί εσωτερικά αντιστρεπτή αδιαβατική μεταβολή – ισεντροπική που πραγματικά δεν συμβαίνει και περιγράφεται εξίσου από ισεντροπικό βαθμό απόδοσης όπως φαίνεται παρακάτω.

$$\eta_{is,T} = \frac{W_{turbine,real}}{W_{turbine,is}} \quad (2.2.12)$$

Το δαπανούμενο έργο από την αντλία είναι ίσο με:

$$W_{turbine,real} = \eta_{mech,turb} \dot{m}_{water} (h_1 - h_0) \quad (2.2.13)$$

όπου : $\eta_{mech,turbine}$: είναι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης της αντλίας

\dot{m}_{water} : είναι η παροχή μάζας του νερού (kg/s)

Τέλος, η μεταβολή (5-0) είναι συμπύκνωση του ατμού μέχρι τον κορεσμό του. Η απορριπτόμενη από το νερό ειδική θερμότητα είναι ίση με:

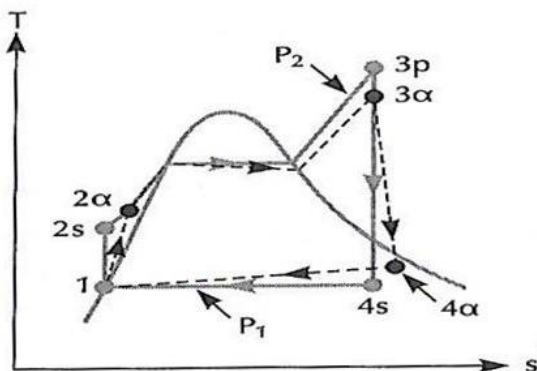
$$q_{απορρ.} = h_5 - h_0 \quad (2.2.14)$$

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου ορίζεται ως:

$$\eta_{th} = \frac{W_T}{Q_{προσδ.}} = \frac{Q_{προσδ.} - q_{απορρ.}}{Q_{προσδ.}} = 1 - \frac{q_{απορρ.}}{Q_{προσδ.}} \quad (2.2.15)$$



Ο πραγματικός κύκλος σε σύγκριση με τον ιδανικό είναι μη αναστρέψιμος τόσο εσωτερικά όσο και ολικά. Η μη αναστρεψιμότητα οφείλεται στην μηχανική τριβή και την τύρβη του εργαζόμενου μέσου και την πτώση πίεσης που αυτή προκαλεί, καθώς και στις απώλειες θερμότητας του κύκλου προς το περιβάλλον. Ο πραγματικός και ο ιδανικός κύκλος Rankine παρουσιάζονται σκαριφηματικά στο παρακάτω διάγραμμα (Σχήμα 2.2.4) όπου γίνεται έμφαση στα σημεία αποκλίσης λόγω των πραγματικών απωλειών.

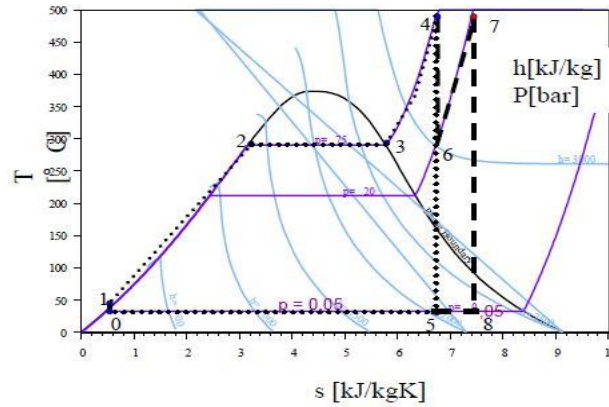


Σχήμα 2.2.4: Σκαριφηματική αναπαράσταση ιδανικού και αντίστοιχου πραγματικού κύκλου Clausius-Rankine.[2.3]

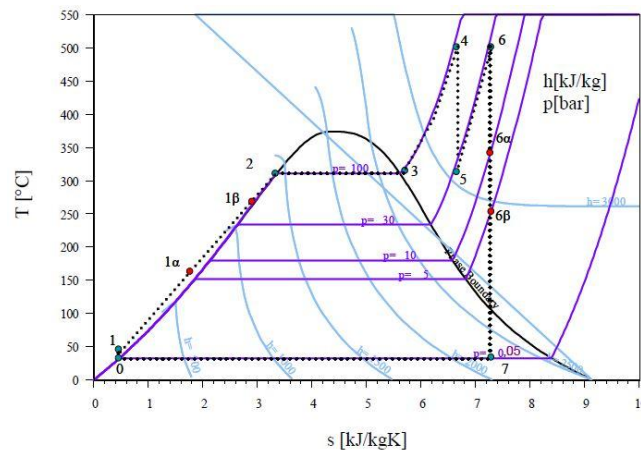
Όπως σε όλες τις θερμοδυναμικές εφαρμογές παραγωγής ενέργειας απώτερος σκοπός είναι η όσο το δυνατόν καλύτερη αξιοποίηση της πηγής ενέργειας, δηλαδή η βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Για την επίτευξη του στόχου αυτού συνήθως επιθυμείται για έναν συγκεκριμένο θερμοδυναμικό κύκλο η αύξηση της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου και η μείωση της ελάχιστης, καθώς σύμφωνα με τον ορισμό του βαθμού απόδοσης Carnot (2.2.5) αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης και συνάμα ο βαθμός απόδοσης του κύκλου. Τα όρια στους στόχους αυτούς τίθενται από την αντοχή των υλικών για την μέγιστη θερμοκρασία και από την θερμοκρασία της ψυχρής δεξαμενής για την ελάχιστη. Πέραν, όμως της βασικής αυτής στρατηγικής χρησιμοποιούνται και άλλες μέθοδοι για την αύξηση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης.

Βασική τακτική για την αύξηση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης είναι η εκτόνωση του ατμού σε ενδιάμεση πίεση, η αναθέρμανση του μέχρι την μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου και η εκτόνωση του τελικά στην ελάχιστη πίεση του κύκλου. Επίσης, άλλη μέθοδος που χρησιμοποιείται είναι η απομάστευση ατμού ή αλλιώς αναγεννητική προθέρμανση κατά την εκτόνωση του στον στρόβιλο, σε ενδιάμεση πίεση. Ο ατμός αυτός έχει εκμεταλλεύσιμη ενθαλπία και χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του ψυχρού νερού. Η αύξηση του βαθμού απόδοσης που επιτυγχάνεται με τις ανωτέρω μεθόδους αποτυπώνεται στα ακόλουθα διαγράμματα (Σχήμα 2.2.5.) τυπικού κύκλου Rankine με ατμό-νερό ισχύος 35 MW. Παρατηρείται αρχικά για έναν τυπικό κύκλο Rankine, όπως τον εικονιζόμενο του σχήματος, μέγιστης πίεσης 75bar και ελάχιστης 0.05 bar και θερμοκρασιών αντίστοιχα 490°C και 32,9°C πως ο βαθμός απόδοσης του είναι 41,0%. Η αναθέρμανση με εκτόνωση στην ενδιάμεση πίεση των 20bar οδηγεί σε βαθμό απόδοσης 42,5%.

Επίσης, με την διπλή αναγεννητική προθέρμανση ατμού, στα 10bar και 5bar από το 15% του ατμού κάθε φορά, από τον κύκλο του Σχήματος (2.2.6.) μέγιστης, ενδιάμεσης και ελάχιστης πίεσης 100bar, 30bar και 0,05bar και μέγιστης και ελάχιστης θερμοκρασίας 500°C και 32,9°C, ο οποίος έχει θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης 43,6%, παρατηρείται ότι αυξάνεται στο 46,6%. ([2.1],[2.3])



Σχήμα 2.2.5: Τυπικός κύκλος Rankine (0-1-2-3-4-5-0) και κύκλος Rankine με αναθέρμανση (0-1-2-3-4-6-7-8-0).[2.1]

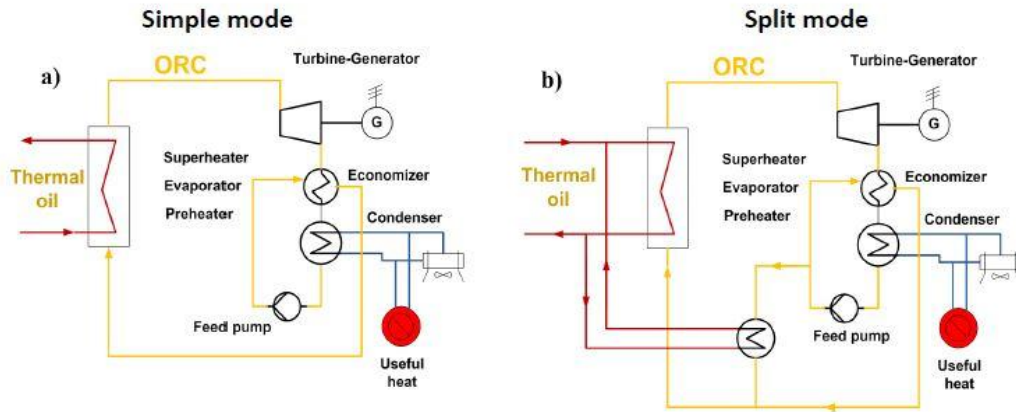


Σχήμα 2.2.6: Κύκλος Rankine με ανθέρμανση (0-1-2-3-4-5-6-7-0) και με αναθέρμανση και αναγέννηση θερμότητας (0-1-1α-1β-2-3-4-5-6-6α-6β-7-0).[2.1]

Αξίζει να σημειωθεί πως για τα εύρη θερμοκρασιών, λόγω χάριν 500°C και $32,9^{\circ}\text{C}$, ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης Carnot (2.2.5) προκύπτει ίσος με 60.4%. Η απόδοση που υπολογίστηκε σε κάθε έναν από τους ανωτέρω κύκλους και συγκεκριμένα για εκείνους του Σχήματος (2.2.6) παριστάνει την μέγιστη κάθε κύκλου Rankine και παρόλα αυτά υπάρχει μεγάλη απόκλιση από το άνω φράγμα του β.α. Carnot. Δεν αποτελούν τον μέγιστο θεωρητικά δυνατό β.α. σε αυτά τα όρια θερμοκρασιών. Αυτό συμβαίνει επειδή οι μη αναστρεψιμότητες που σχετίζονται με την μεταφορά θερμότητας στον λέβητα και τον συμπυκνωτή και στα ανωτέρω παραδείγματα στον λέβητα, καθώς στον συμπυκνωτή η ψύξη γίνεται χωρίς να μειωθεί η θερμοκρασία του ατμού δηλαδή ικανοποιείται η σχέση (2.2.2). Στον λέβητα η απορρόφηση θερμότητας από τον ατμό συνοδεύεται από αύξηση της θερμοκρασίας του γενοδός που εισάγει μη αναστρεψιμότητα στον ιδανικό κύκλο Rankine, τον καθιστά μη εσωτερικά αντιστρεπτό.

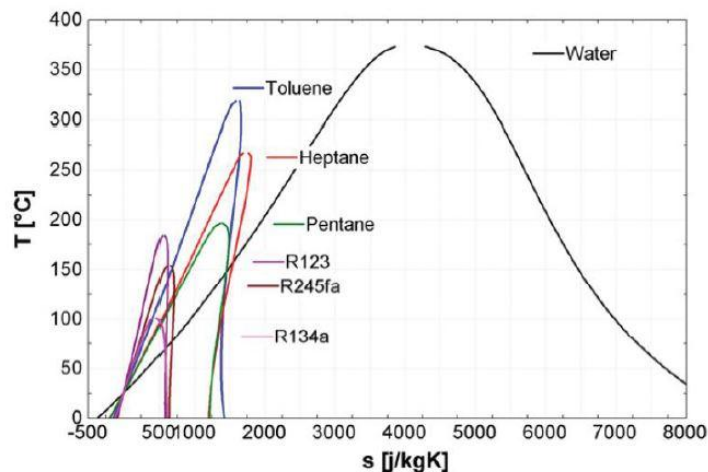
2.2.3.Θερμοδυναμικός Οργανικός Κύκλος Clausius-Rankine (ORC).

Ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle) αποτελεί πανομοιότυπος θερμοδυναμικός κύκλος του κλασικού Rankine. Κλασικές διατάξεις οργανικών κύκλων Rankine αποτυπώνονται στο Σχήμα 2.2.7. Η διαφορά έγκειται πρωτίστως στο εργαζόμενο μέσο.



Σχήμα 2.2.7: Κλασσικές διατάξεις οργανικών κύκλων Rankine (ORC).[2.1]

Ο οργανικός κύκλος χρησιμοποιεί οργανικά εργαζόμενα μέσα, των οποίων οι ιδιότητες δύναται να διαφέρουν σε σημαντικό βαθμό γεγονός που καθορίζει την χρήση τους από την εφαρμογή του κύκλου. Η εφαρμογή τεχνολογιών οργανικών κύκλων Rankine στρέφεται γύρω από τις αποκεντρωμένες κυρίως μονάδες παραγωγής ενέργειας αλλά και από άλλες εφαρμογές μικρότερης ισχύος, όπως για παράδειγμα την κάλυψη μέρους ή και του συνόλου των ηλεκτρικών απαιτήσεων λειτουργίας ενός θερμικού κύκλου μέσω της εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης θερμότητας. Το βασικό χαρακτηριστικό του οργανικού κύκλου Rankine είναι πως χρησιμοποιείται για την εκμετάλλευση θερμότητας ενεργειακών πηγών χαμηλής θερμοκρασίας, όπως στους ηλιοθερμικούς και γεωθερμικούς σταθμούς, σταθμούς καύσης βιομάζας/βιοαερίου και για την εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας με σκοπό την συμπαραγωγή, την ηλεκτροπαραγωγή και ακόμη και την αφαλάτωση. [2.1]



Διάγραμμα 2.2.1: Διαγράμματα T-s εργαζόμενων μέσω οργανικού κύκλου Rankine (ORC) συγκριτικά με το διάγραμμα T-s του νερού.[2.4]

Το εργαζόμενο μέσο επιλέγεται πρωτίστως με κριτήριο την θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον κύκλο ORC και το κρίσιμο σημείο του εργαζόμενου μέσου. Στο ακόλουθο διάγραμμα (Διάγραμμα 2.2.1) παρατίθενται σε άξονες T-s συγκριτικά με το νερό που είναι το συνηθέστερο εργαζόμενο μέσο για ηλεκτροπαραγωγή μεγάλης ισχύος με τα διαγράμματα T-s εργαζόμενων μέσων.

Πέραν, όμως, των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων τους λαμβάνονται υπόψη και άλλες παράμετροι με σκοπό την επιλογή εργαζόμενου μέσου. Τέτοιες είναι κυρίως περιβαλλοντικές και παράμετροι που έχουν να κάνουν με την ασφάλεια, όπως η ευφλεκτότητα, η διαβρωτικότητα και η τοξικότητα τους. Η

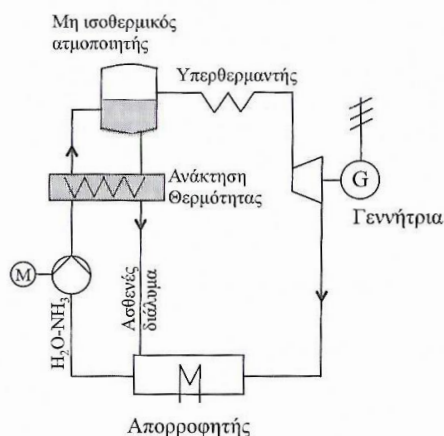


σημαντικότερη περιβαλλοντική παράμετρος είναι η επίδραση του εργαζόμενου μέσου στην στοιβάδα του όζοντος (Ozone Depletion Potential (ODP)) και η επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου μέσω του δείκτη GWP (Global Warming Potential).

Όπως και ο κλασικός κύκλος Rankine έτσι και ο οργανικός περιλαμβάνει την προθέρμανση, ατμοποίηση και υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου στην υψηλή πίεση με σκοπό την εκτόνωση του στον στρόβιλο στην χαμηλή πίεση. Αξίζει να σημειωθεί πως στα περισσότερα οργανικά μέσα λόγω της κλίσης που εμφανίζει η καμπύλη T-s μετά το κρίσιμο σημείο μία βαθμίδα στροβίλου είναι αρκετή ώστε το ρευστό να εκτονωθεί μέχρι την χαμηλή πίεση. Δεύτερη βαθμίδα στροβίλου προκύπτει, τις περισσότερες φορές, οικονομικά ασύμφορη, ενώ στον κλασικό κύκλο Rankine αρκετές φορές είναι ιδιαίτερα σημαντική η τοποθέτηση ώστε να επιτευχθεί ακόμη χαμηλότερη ελάχιστη πίεση και ελάχιστη θερμοκρασία του κύκλου (συμπύκνωσης). Τέλος, αρκετές φορές η μετάδοση θερμότητας από την θερμή πηγή στον ORC γίνεται με τη χρήση ενδιάμεσου μέσου όπως κάποιο διαθερμικό έλαιο ή και νερό υπό πίεση.[2.1]

2.2.4: Θερμοδυναμικός Κύκλος Kalina.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Kalina πραγματοποιείται χρησιμοποιώντας ως εργαζόμενο μέσο όχι ένα αλλά μείγμα και συγκεκριμένα μείγμα αμμωνίας (NH_3) και νερού (H_2O). Βασική χρήση του κύκλου είναι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Πέραν των κλασικών μερών του υπερθερμαντή, του στροβίλου και γεννήτρια, του απορροφητή και της αντλίας περιλαμβάνει και πρόσθετα τμήματα. Το κυριότερο επιπλέον στοιχείο που περιλαμβάνει είναι ο μη ισοθερμικός ατμοποιητής και περιλαμβάνει και έναν εναλλάκτη για την ανάκτηση θερμότητας από τον ατμοποιητή. Το κλασικό μονογραμμικό σχέδιο της εγκατάστασης παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.2.8.



Σχήμα 2.2.8: Μονογραμμικό σχέδιο τυπικού κύκλου Kalina.[2.1]

Το μίγμα της αμμωνίας-νερού είναι ζεοτροπικό μείγμα. Η θερμοκρασία και η σύσταση του μείγματος μεταβάλλονται κατά την διάρκεια της ατμοποίησης του. Κατά την λειτουργία της εγκατάστασης το μείγμα θερμαίνεται ώστε να ατμοποιηθεί. Αυξάνεται η θερμοκρασία του μέχρι να φτάσει την θερμοκρασία ατμοποίησης του. Έπειτα, το μείγμα διαχωρίζεται στα συστατικά του με αποτέλεσμα ο ατμός που παράγεται να είναι πλουσιότερος σε αμμωνία από το εναπομείναν υγρό. Ακολουθεί η υπερθέρμανση του ατμού, η εκτόνωση του στον στρόβιλο, η ψύξη του και η απορρόφηση του ασθενούς διαλύματος αμμωνίας. [2.1]

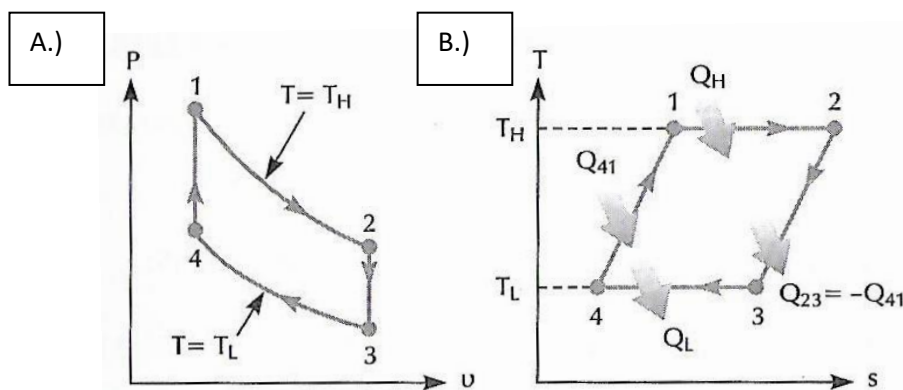


Ο κύκλος δύναται να πετύχει θερμικό βαθμό απόδοσης 10-60% υψηλότερο του κύκλου Rankine. Σε πρακτικές εφαρμογές, όμως, του κύκλου η βελτίωση του βαθμού απόδοσης του είναι περιορισμένη λόγω του πρόσθετου κόστους που εισάγουν οι απαιτούμενες τροποποιήσεις και δύσκολα αποσβένονται από την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια. Το εύρος παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος στο οποίο συναντάται ο κύκλος Kalina είναι 2 MW έως και 6.5 MW. [2.4]

2.2.5: Θερμοδυναμικός Κύκλος Stirling – Ericsson.

Μεγάλο μέρος των εφαρμογών παραγωγής ενέργειας, όπως φαίνεται και από τα Σχήματα 2.1.1 και 2.2.1, αποτελούν κύκλοι αερίου, δηλαδή κύκλοι που το εργαζόμενο μέσο τους βρίσκεται σε αέρια φάση. Οι θερμοδυναμικοί κύκλοι αερίου, όπως όλοι οι κύκλοι παραγωγής ενέργειας, εργάζονται μεταξύ δύο ακραίων θερμοκρασιών, μίας μέγιστης (T_H) και μίας ελάχιστης (T_L) συνεπώς ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης τους καθορίζεται από τον βαθμό απόδοσης Carnot (2.1.6). Στον κύκλο Carnot που αναπτύχθηκε στην Ενότητα 2.2.1 παρατηρείται πως η πρόσδοση και απόρριψη θερμότητας πραγματοποιείται πάντοτε ισόθερμα και προς τα αντίστοιχα θερμοδοχεία μέσω απείρων μικρών θερμοκρασιακών διαφορών (δT) και απείρων μεγάλης επιφάνειας συναλλαγής (A). Με τον τρόπο αυτό οι διεργασίες μεταφοράς θερμότητας είναι πλήρως αντιστρεπτές. Ο κλασικός κύκλος Carnot αποτελείται από δύο επιπλέον ισεντροπικές μεταβολές κατά τις οποίες δεν υπάρχει μεταφορά θερμότητας από και προς το περιβάλλον εξασφαλίζοντας την πλήρη αντιστρεπτότητα του κύκλου.

Οι μεταβολές αυτές είναι δυνατόν να αντικατασταθούν δίχως να αναιρεθεί η ολική αντιστρεπτότητα. Στην θέση των ισεντροπικών μεταβολών δύναται να πραγματοποιηθούν ισόχωρες ($v = \text{const}$ – κύκλος Stirling) ή ισόθλιπτες ($P = \text{const}$ – κύκλος Ericsson). Ο κύκλος Stirling αποτελείται από τις ακόλουθες μεταβολές και αποδίδεται σκαριφηματικά στο Σχήμα 2.2.9. σε διάγραμμα P-v και T-s.



Σχήμα 2.2.9: Α.) Διάγραμμα P-v και Β.) T-s ολικά αντιστρεπτού κύκλου Stirling. [2.3]

1-2: αντιστρεπτή ισόθερμη εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Το εργαζόμενο μέσο καθώς εκτονώνεται παράγοντας έργο απορροφά θερμότητα ισόθερμα από το θερμοδοχείο υψηλής θερμοκρασίας. Η πρόσδοση θερμότητας γίνεται με βάση την εξίσωση $q_H = T_H \Delta s$ που αποτελεί την ολοκληρωτική διατύπωση της (2.1.11)

2-3: αντιστρεπτή ισόχωρη μετατόπιση στην χαμηλή θερμοκρασία. Το εργαζόμενο μέσο απορρίπτει θερμότητα και έτσι ψύχεται και μειώνεται και η πίεση του.

3-4: αντιστρεπτή ισόθερμη συμπίεση εργαζόμενου μέσου. Το εργαζόμενο μέσο καθώς συμπιέζεται απορρίπτει θερμότητα ισόθερμα προς το θερμοδοχείο χαμηλής θερμοκρασίας. Όπως συνέβηκε και



με την μεταβολή 1-2 πραγματοποιείται υπό σταθερή θερμοκρασία και ίση με την χαμηλή T_L , δηλαδή $q_L = T_L \Delta s$

4-1: αντιστρεπτή ισόχωρη μετατόπιση του εργαζόμενου μέσου με την προσρόφηση θερμότητας. Το εργαζόμενο μέσο θερμαίνεται και έτσι αυξάνει η πίεση του.

Κατά τις μεταβολές 2-3 και 4-1 παρατηρείται πρόσδοση θερμότητας με αύξηση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου, γεγονός που συνεπάγεται διαφορές θερμοκρασίας του ρευστού με την υπόψη πηγή θερμότητας-θερμοδοχείο. Για την εξασφάλιση της αντιστρεψιμότητας του κύκλου απαιτείται οι διεργασίες ψύξης 2-3 και θέρμανσης 3-4 να γίνεται υπό απειροελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας και να μην προκαλεί οποιαδήποτε μεταβολή στο περιβάλλον. Η επίτευξη του στόχου αυτού είναι δυνατή μόνο μέσω διεργασίας ανάκτησης θερμότητας κατά την οποία το εργαζόμενο μέσο κατά τις μεταβολές 2-3 και 4-1 διέρχεται μέσω εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής και η μετάδοση θερμότητας μεταξύ των δύο ρευμάτων συμβαίνει υπό απειροελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας και έτσι επιτυγχάνεται η παρακάτω εξίσωση:

$$|Q_{2-3}| = |Q_{4-1}| = Q_{HEX} \quad (2.2.16)$$

Συγκεκριμένα $Q_{HEX} = \lim_{A \rightarrow \infty} \int_0^A dq_{HEXi} = \lim_{A \rightarrow \infty} \int_0^A U_i dA (T_{Hi} - T_{Li}) = \lim_{A \rightarrow \infty} \int_0^A U_i dA \delta T$ καταλήγοντας έτσι στην εξίσωσης:

$$Q_{HEX} = \lim_{A \rightarrow \infty} \int_0^A U_i dA \delta T \quad (2.2.17)$$

όπου : U_i : η στιγμιαία θερμική διαπερατότητα μεταξύ των δύο ρευμάτων [$\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$]

dA : η στιγμιαία επιφάνεια συναλλαγής των δύο ρευμάτων. Απαιτείται η συνολική επιφάνεια συναλλαγής A να τείνει στο άπειρο καθώς η θερμοκρασιακή διαφορά τους τείνει στο 0 και επιθυμείται μετάδοση θερμότητας [m^2]

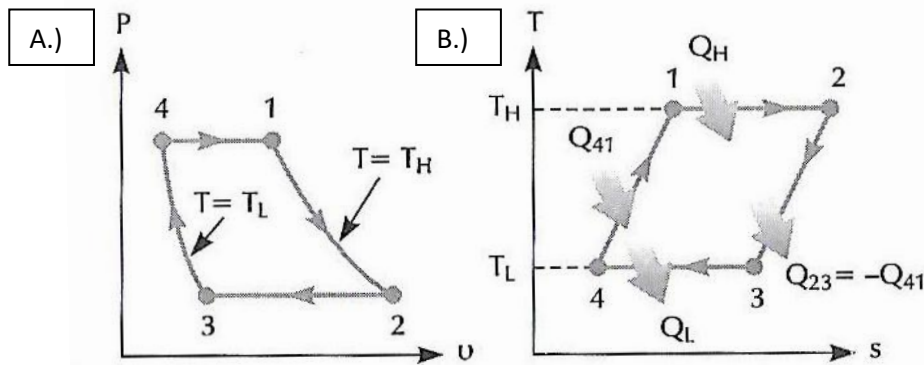
δT : η απειροελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων [K]

Η απειροελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας δT κάθε φορά μεταξύ των δύο ρευστών προϋποθέτει άπειρη συνολική επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη.

Στο τέλος της διεργασίας το θερμό ρεύμα έχει προσδώσει όλη του την θερμότητα και έτσι η θερμοκρασία του είναι πλέον η ελάχιστη (T_L) και το ψυχρό την έχει απορροφήσει και έχει πλέον την μέγιστη (T_H). Οπότε οι διεργασίες 2-3 και 4-1 είναι ολικά αντιστρεπτές και έτσι και ο κύκλος Stirling είναι ολικά αντιστρεπτός, άρα ο θερμικός βαθμός απόδοσης του είναι ίσος με τον θερμικό βαθμό απόδοσης Carnot, δηλαδή:

$$\eta_{th,Stirling} = \eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.2.18)$$

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Ericsson έχει ισόθλιπτες μεταβολές έναντι των ισόχωρων και παρουσιάζεται στο σκαρφηματικά στο ακόλουθο Σχήμα 2.2.5.2.



Σχήμα 2.2.10: Διαγράμματα A.) P-v και B.) T-s ολικά αντιστρεπτών κύκλων Ericsson.[2.3]

Οι μεταβολές του είναι οι εξής:

1-2: αντιστρεπτή ισόθερμη εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Το εργαζόμενο μέσο καθώς εκτονώνεται παράγοντας έργο απορροφά θερμότητα ισόθερμα από το θερμοδοχείο υψηλής θερμοκρασίας. Η πρόσδοση θερμότητας γίνεται με βάση την εξίσωση $q_H = T_H \Delta s$ που αποτελεί την ολοκληρωτική διατύπωση της (2.1.11)

2-3: αντιστρεπτή ισόθλιπτη μετατόπιση στην χαμηλή θερμοκρασία. Το εργαζόμενο μέσο απορρίπτει θερμότητα και έτσι ψύχεται και μειώνεται και η πίεση του.

3-4: ανιστρεπτή ισόθερμη συμπίεση εργαζόμενου μέσου. Το εργαζόμενο μέσο καθώς συμπιέζεται απορρίπτει θερμότητα ισόθερμα προς το θερμοδοχείο χαμηλής θερμοκρασίας. Όπως συνέβηκε και με την μεταβολή 1-2 πραγματοποιείται υπό σταθερή θερμοκρασία και ίση με την χαμηλή T_L , δηλαδή $q_L = T_L \Delta s$

4-1: αντιστρεπτή ισόθλιπτη μετατόπιση του εργαζόμενου μέσου με την προσρόφηση θερμότητας. Το εργαζόμενο μέσο θερμαίνεται και έτσι αυξάνει η πίεση του.

Για την επίτευξη της ολικής αντιστρεψιμότητας του κύκλου απαιτείται η ολική αντιστρεψιμότητα των διεργασιών 2-3 και 4-1 και επιτυγχάνεται με τον ίδιο ακριβώς τρόπο όπως και στην περίπτωση του κύκλου Stirling. Οπότε εφόσον ικανοποιηθεί η εξίσωση (2.2.16) ο κύκλος Ericsson είναι ολικά αντιστρεπτός και ο θερμικός βαθμός απόδοσης του δίδεται από την σχέση:

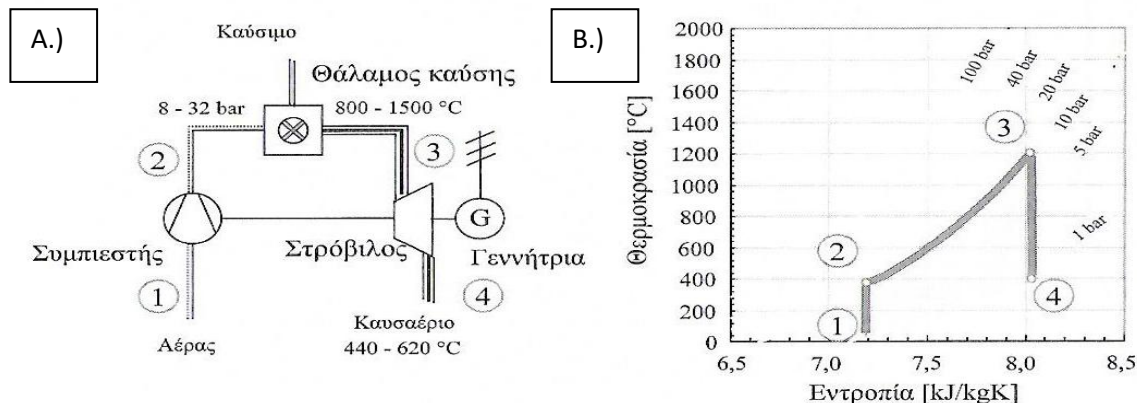
$$\eta_{th, Ericsson} = \eta_{th, Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.2.19)$$

Οι κύκλοι Stirling και Ericsson αποτελούν τους θεωρητικά ιδανικούς ολικά αντιστρεπτούς κύκλους αερίων και οι λόγοι για τους οποίους δεν δύναται να κατασκευαστούν είναι πως αφενός δεν δύναται να είναι εσωτερικά αντιστρεπτοί λόγω κάθε τύπου τριβής και απωλειών και αφετέρου ολικά αντιστρεπτοί καθώς για να πραγματοποιηθεί πεπερασμένη μετάδοση θερμότητας απαιτείται να υπάρχει πεπερασμένη διαφορά θερμοκρασίας και δεν δύναται να κατασκευαστεί εναλλάκτης θερμότητας β.α. 100%, δηλαδή δεν δύναται να ικανοποιηθεί πρακτικά η σχέση (2.2.16). [2.3]



2.2.6: Θερμοδυναμικός Κύκλος Joule.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Joule αποτελεί τον απλούστερο κύκλο αερίου με συνηθέστερο εργαζόμενο μέσο τον αέρα και, μάλιστα, περιβάλλοντος. Το μονογραμμικό τυπικό σχέδιο και το διάγραμμα T-s του κύκλου παρουσιάζονται στο ακόλουθο σχήμα (Σχήμα 2.2.6).



Σχήμα 2.2.11: Α.) Μονογραμμικό σχέδιο και Β.) διάγραμμα T-s τυπικού κύκλου Joule. [2.1]

Ο αέρας περιβάλλοντος εισέρχεται στον συμπιεστή, όπου και συμπιέζεται (ισεντροπικά ιδανικά) σε πίεση 8bar-32 bar (1-2). Έπειτα ακολουθεί η ισόθλιπτη θέρμανση του στον θάλαμο καύσης του κύκλου όπου και εξέρχεται έχοντας την μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου που έχει εύρος 800°C - 1500°C (2-3) και έπειτα εκτονώνεται στον στρόβιλο της εγκατάστασης σε πίεση περιβάλλοντος (3-4). Τα καυσαέρια εξέρχονται στο περιβάλλον μετά την εκτόνωση τους στον στρόβιλο και έχουν θερμοκρασία εύρους 440°C - 620°C. Όπως και στην περίπτωση του Rankine οι διεργασίες (1-2) και (3-4) περιγράφονται με την χρήση ισεντροπικού β.α. Ο θερμοκός βαθμός απόδοσης του ιδανικού κύκλου Joule ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.2.20)$$

όμως εφαρμόζοντας τις ισεντροπικές σχέσεις των τελείων αερίων, καθώς ο αέρας θεωρείται ιδανικά τέλειο αέριο και πως αυτός είναι το εργαζόμενο μέσο ακόμη και μετά τον θάλαμο καύσης, έχουμε ότι:

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.2.21)$$

όπου k είναι ο ισεντροπικός συντελεστής του αέρα και του καυσαερίου και προκύπτει πως:

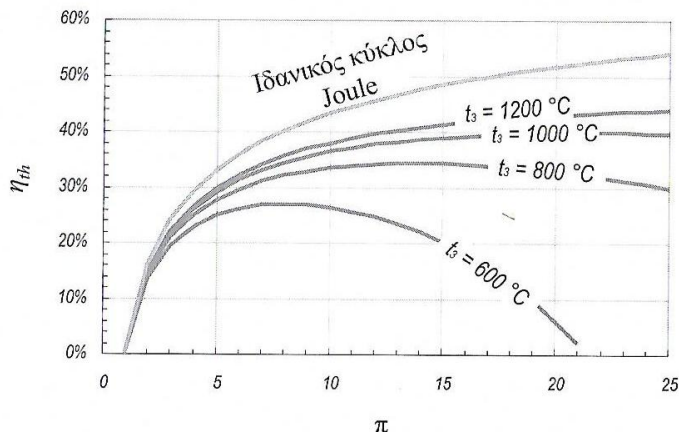
$$\eta_{th} = 1 - \pi^{\frac{1-k}{k}} \quad (2.2.22)$$

με τον λόγο πίεσης «π» να λαμβάνει τυπικές τιμές 5-19 [2.3]. Όπως διακρίνεται από την ανωτέρω σχέση καθοριστικός παράγοντας για την απόδοση του κύκλου είναι ο λόγος μέγιστης και ελάχιστης πίεσης του κύκλου. Ο βαθμός αυτός απόδοσης αποτελεί το θεωρητικό μέγιστο των κύκλων Joule καθώς έχουν θεωρηθεί όλες οι διεργασίες εσωτερικά αντιστρεπτές, η συμπίεση και εκτόνωση ισεντροπικές και το εργαζόμενο μέσο τ.α. αέρας. Στην πραγματικότητα ο βαθμός απόδοσης επηρεάζεται εκτός του λόγου πίεσης από τους ισεντροπικούς β.α. και κυρίως από την θερμοκρασία



στην είσοδο του στροβίλου που συμβολίζεται και ως T_{IT} (inlet turbine). Η προηγούμενη εξάρτηση απεικονίζεται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 2.2.2)

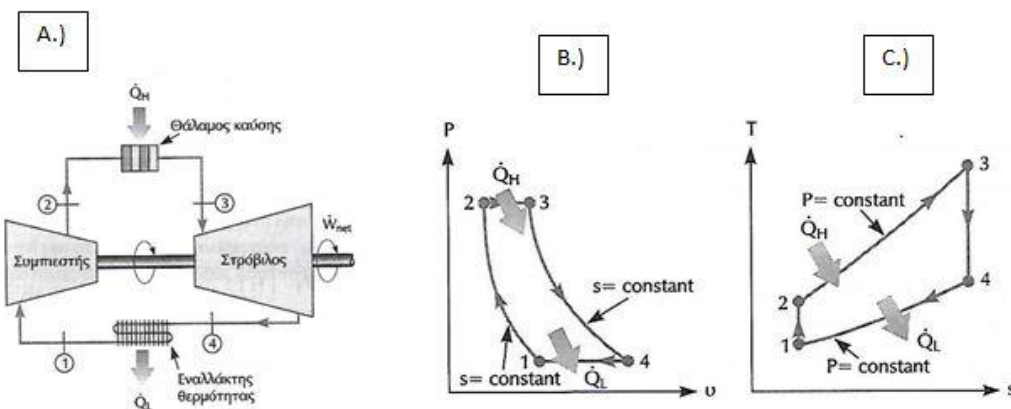
Ο κύκλος Joule είναι πανομοιότυπος με τον κύκλο Brayton, μόνον που ο Brayton είναι κλειστού τύπου. Οι μέθοδοι που ακολουθούνται για την βελτίωση του βαθμού απόδοσης του είναι στην πλειοψηφία τους οι ίδιοι και θα επεξηγηθούν στην επόμενη Ενότητα (2.2.7), όπου παρουσιάζεται ο κύκλος Brayton.



Διάγραμμα 2.2.2: «Θερμικός βαθμός απόδοσης ιδανικού κύκλου Joule συνάρτηση του λόγου μέγιστης προς ελάχιστης πίεσης (π) για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου στον στρόβιλο (t_3).»[2.1]

2.2.7: Θερμοδυναμικός Κύκλος Brayton.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Brayton είναι πανομοιότυπος του κύκλου Joule με την διαφορά ότι συνήθως συναντάται σε κύκλο κλειστού συστήματος. Στο ακόλουθο σχήμα (Σχήμα 2.2.12.) παρουσιάζονται σκαρηφηματικά διαγράμματα P-v και T-s τυπικού κύκλου Brayton, καθώς και το μονογραμμικό της εγκατάστασης.



Σχήμα 2.2.12: Α.) Μονογραμμικό σχέδιο, Β.) διαγράμμα P- και C.) T-s κλασσικού ιδανικού κύκλου Brayton.[2.3]

Ο κύκλος Brayton είναι θερμοδυναμικός κύκλος αερίου με συνθηθέστερο εργαζόμενο μέσο τον αέρα. Σύγχρονες μονάδες παραγωγής ενέργειας Brayton χρησιμοποιούν και CO_2 ως εργαζόμενο μέσο όπως και θα αναπτυχθεί στο Κεφάλαιο 4.

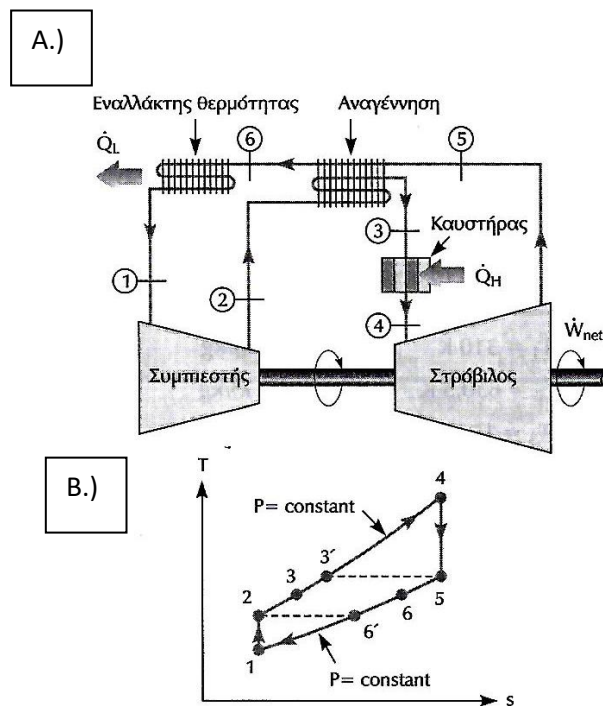
Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του ιδανικού κύκλου Brayton υπολογίζεται όπως ακριβώς και για τον ιδανικό κύκλο Joule και είναι ο εξής:



$$\eta_{th} = 1 - \pi^{\frac{1-k}{k}} \quad (2.2.23)$$

με τον λόγο πιέσεων «π» να λαμβάνει τυπικές τιμές όπως στον κύκλο Joule από 5-19 [2.3]. Με σκοπό την αύξηση του βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης χρησιμοποιούνται διάφορες μέθοδοι και παραλλαγές του κλασικού κύκλου. Η κατασκευή των μερών του κύκλου και πρωτίστως του στρόβιλου ώστε να αντέχει υψηλές θερμοκρασίες, η αναγέννηση θερμότητας, η αναθέρμανση του αερίου και πολυβάθμια εκτόνωση, η ψύξη του αερίου στην συμπίεση και η πολυβάθμια συμπίεση και, τέλος, η συμπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας. Η συνηθέστερη τροποποίηση που συναντάται στην πλειοψηφία των περιπτώσεων είναι εκείνη της αναγέννησης θερμότητας και δεν επιλέγεται μόνον όταν επιθυμείται ακόμη μεγαλύτερη εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας.

Η αναγέννηση θερμότητας επιτυγχάνεται με την τοποθέτηση εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής έτσι ώστε το ρεύμα που εξέρχεται από τον στρόβιλο να προθερμαίνει το ρεύμα που εξέρχεται από τον συμπιεστή και πριν την είσοδο του στον θάλαμο καύσης. Η παραπάνω διαδικασία αποτυπώνεται στο Σχήμα 2.2.13. Η αναγέννηση προκαλεί αύξηση της θερμικής απόδοσης του κύκλου εφόσον μέρος της θερμότητας που θα απορριπτόταν στο περιβάλλον χρησιμοποιείται μειώνοντας με αυτόν τον τρόπο την ποσότητα δεσμευόμενης ενέργειας από την πηγή ενέργειας που απαιτείται για την παραγωγή μίας μονάδας ηλεκτρικής ενέργειας.



Σχήμα 2.2.13: Α.) Μονογραμμικό σχέδιο και Β.) διάγραμμα T-s ιδανικού κύκλου Brayton με αναγέννηση.[2.3]

Η διεργασία του εναλλάκτη θερμότητας δύναται να θεωρηθεί ιδανική και έτσι το εργαζόμενο μέσο ακολουθεί ισοβαρείς διεργασίες τόσο στην υψηλή όσο και στην χαμηλή πίεση. Στο σημείο αυτό κρίνεται αναγκαίο να σημειωθεί πως ακόμη και στις πλέον ιδανικές συνθήκες η θερμοκρασία των αερίων που εξέρχονται του αναγεννητή και εισέρχονται στον θάλαμο καύσης δεν δύναται να ξεπεράσουν την θερμοκρασία εξόδου από τον στρόβιλο και αντίστοιχα το ρεύμα αερίων που εξέρχεται από τον αναγεννητή δεν δύναται να πέσει σε θερμοκρασία χαμηλότερη από την



θερμοκρασία εξόδου του συμπιεστή. Βασικό μέγεθος που χαρακτηρίζει την λειτουργία του αναγεννητή ορίζεται η απόδοση του αναγεννητή (η_{regen} ή η_{recup}) και αποτελεί τον λόγο του πραγματικά μεταφερόμενου ρυθμού θερμότητας προς τον μέγιστο δυνατό (2.2.24)

$$\eta_{\text{recup}} = \frac{\dot{Q}_{\text{act}}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (2.2.24)$$

Η ροή μάζας των δύο ρευμάτων στον αναγεννητή είναι ίδια και ο αναγεννητής είναι σταθερής ροής οπότε η παραπάνω εξίσωση γράφεται ως:

$$\eta_{\text{recup}} = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_6'} \quad (2.2.25)$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του τροποποιημένου κύκλου Brayton με αναγέννηση γίνεται:

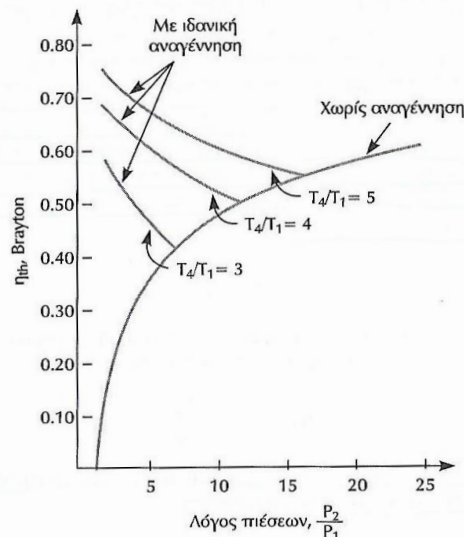
$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_H} = \frac{(h_4 - h_5) + (h_1 - h_2)}{h_4 - h_3} \quad (2.2.26)$$

και συγκεκριμένα για τον τροποποιημένο ιδανικό κύκλο Brayton γίνεται:

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_1}{T_4} \pi^{\frac{1-k}{k}} \quad (2.2.27)$$

Παρατηρείται πως ο βαθμός απόδοσης δεν είναι μόνο συνάρτηση του λόγου πιέσεων αλλά και του λόγου της ελάχιστης προς την μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου.

Η βελτίωση του β.α. είναι εμφανής για χαμηλούς λόγους πίεσης και η προσθήκη αναγέννησης προκαλεί για δεδομένο λόγο πιέσεων πάντοτε αύξηση του β.α. όσο μεγαλύτερος είναι λόγος των θερμοκρασιών T_4/T_1 (max/min) (Σχήμα 2.2.14)

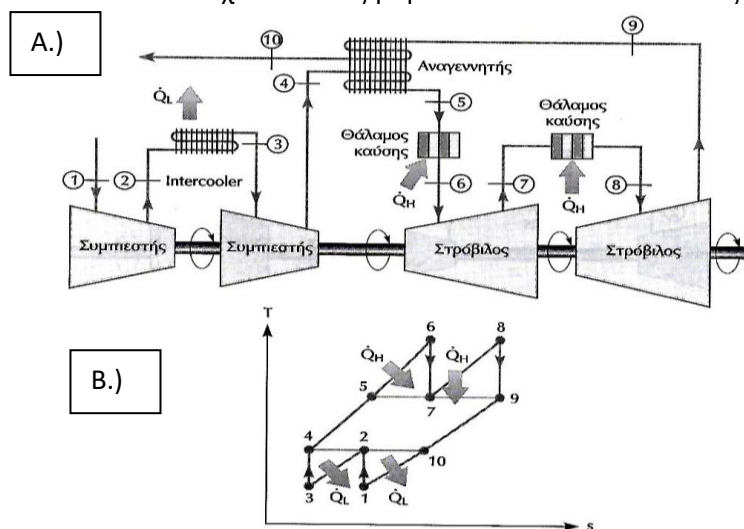


Σχήμα 2.2.14: Θερμική απόδοση ιδανικού κύκλου Brayton με αναγέννηση και χωρίς.[2.3]

Άλλη μέθοδος για την αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης είναι να αυξηθεί η ισχύς του στροβίλου εκτονώνοντας το αέριο σε διαφορετικές βαθμίδες του στροβίλου, αλλά και η μείωση του έργου συμπίεσης του ρεύματος αερίου με την χρήση πολυβάθμιας συμπίεσης. Το μονογραμμικό καθώς και το διάγραμμα T-s ενός κύκλου Brayton με όλες τις αναφερθείσες τροποποιήσεις απεικονίζεται στο Σχήμα 2.2.7.4. Ένας



τυπικός βαθμός απόδοσης κύκλου Brayton κυμαίνεται στο 48% ενώ με όλες τις τροποποιήσεις που αναφέρθηκαν δύναται να επιτευχθεί και αύξηση πάνω από 10 εκατοστιαίες μονάδες. [2.3]



Σχήμα 2.2.15. Α.) Μονογραμμικό σχέδιο και Β.) διάγραμμα T-s τροποποιημένου ιδανικού κύκλου Brayton με αναγέννηση, αναθέρμανση και ενδιάμεση ψύξη.[2.3]

2.3: Ψυκτικοί Κύκλοι.

Η ψύξη αποτελεί μία από τις βασικότερες εφαρμογές κατανάλωσης ενέργειας τόσο σε βιομηχανικό όσο και σε οικιακό επίπεδο. Χρησιμοποιείται για την συντήρηση, κατάψυξη και αποθήκευση προϊόντων, την συμπύκνωση ατμών καθώς και την διατήρηση συνθηκών άνεσης και ψύξης χώρων. Ορισμένοι τομείς των εφαρμογών αυτών καταναλώνουν ιδιαίτερα υψηλά ποσά ηλεκτρικής ενέργειας για την παραγωγή της ψύξης, όπως λόγου χάριν οι τομείς των τροφίμων, των ποτών και της παραγωγής και επεξεργασίας χημικών προϊόντων όπου η ψύξη δύναται να αποτελεί σε ποσοστό έως και το 90% του ενεργειακού κόστους. Οι τεχνολογίες παραγωγής ψύξης δύναται να ταξινομηθούν σε τρεις ευρείς κατηγορίες οι οποίες είναι τα ψυκτικά συστήματα συμπίεσης ατμών, η παραγωγή ψύξης με προσρόφηση και με απορρόφηση.[2.5]

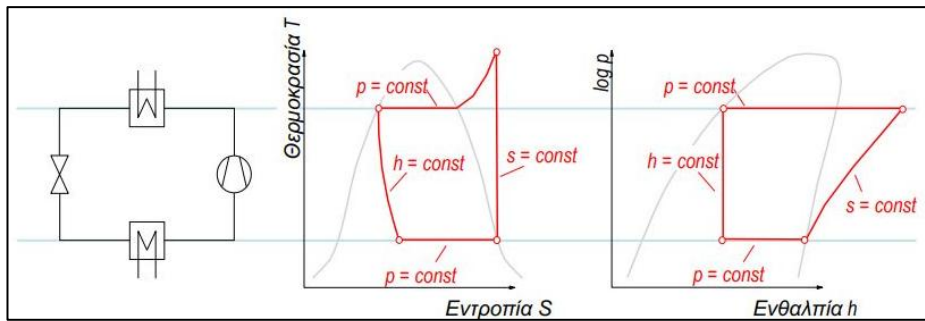
Η βασική αρχή λειτουργίας παραγωγής ψύξης και άντλησης θερμότητας έχει παρουσιαστεί στην Ενότητα 2.1. Κάθε ψυκτική μηχανή ή αντλία θερμότητας, όπως και κάθε μηχανή παραγωγής έργου, λειτουργεί μεταξύ δύο θερμοκρασιακών ορίων, μίας ανώτερης (T_H) και μιας κατώτερης (T_L). Στους θερμοδυναμικούς αυτούς κύκλους προσδίδεται ενέργεια μέσω του χρησιμοποιούμενου συμπιεστή στο σύστημα έτσι ώστε να παραχθεί ψυκτική ισχύς στο ψυχρό θερμοδοχείο ή να απορριφθεί θερμότητα στο θερμό θερμοδοχείο από το ψυχρό. Η μέγιστη δυνατή ενεργειακή αξιοποίηση περιγράφεται από τον ιδανικό κύκλο Carnot ορίζοντας τον μέγιστο COP τόσο για την ψυκτική μηχανή όσο και για την αντλία θερμότητας και δίνονται από τις σχέσεις (2.1.6) και (2.1.7).

2.3.1: Ψύξη με Συμπίεση Ατμών.

Τα συστήματα ψύξης με την συμπίεση ατμών είναι και τα ευρύτερα χρησιμοποιούμενα και το χαρακτηριστικό τους είναι η λειτουργία ενός τουλάχιστον συμπιεστή (αρκετές φορές είναι και περισσότεροι συνδεδεμένοι παράλληλα) με σκοπό την ανύψωση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου από την χαμηλή στην υψηλή. Το τυπικό μονογραμμικό μίας τέτοιας εγκατάστασης, όπως και τα διαγράμματα T-s και logP-h αποδίδονται σκαριφηματικά στο Σχήμα 2.3.1.[2.5] Το συνηθέστερο εργαζόμενο μέσο είναι το R-134a και βρίσκει εφαρμογή στα περισσότερα ψυγεία, οικιακά και



βιομηχανικά, αλλά στις σύγχρονες ψυκτικές μηχανές χρησιμοποιείται ιδιαίτερα το CO₂ κυρίως λόγω περιβαλλοντικών περιορισμών όπως και θα επεξηγηθεί στο επόμενο Κεφάλαιο.



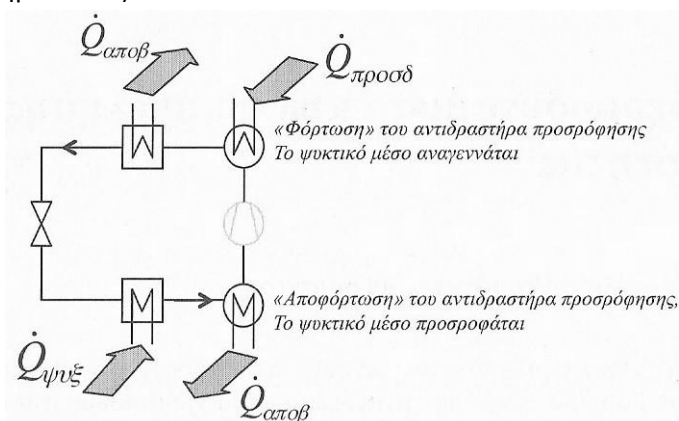
Σχήμα 2.3.1: Βασικός κύκλος ψύξης με συμπίεση ατμών. α.) Μογραμμικό σχέδιο, β.) διάγραμμα T-s και γ.) διάγραμμα P-h.[2.5]

Οι διεργασίες που εκτελεί το εργαζόμενο μέσο στον ιδανικό κύκλο είναι οι ακόλουθες:

- 1-2: αντιστρεπτή ισεντροπική συμπίεση από την χαμηλή στην υψηλή πίεση του κύκλου.
- 2-3: αντιστρεπτή ισόθλιπτη συμπύκνωση με απόρριψη θερμότητας στο θερμό θερμοδοχείο.
- 3-4: μη αντιστρεπτός ισενθαλπικός στραγγαλισμός με επίτευξη την πτώση της πίεσης από την υψηλή στην χαμηλή
- 4-1: αντιστρεπτή ισόθλιπτη ατμοποίηση του με την απορρόφηση θερμότητας από το ψυχρό θερμοδοχείο.

2.3.2: Ψύξη με Προσρόφηση.

Η βασική αρχή λειτουργίας των θερμοδυναμικών αυτών κύκλων είναι το φαινόμενο προσρόφησης-εκρόφησης όπου ατμός δύναται να απελευθερωθεί σε διαφορετικά επίπεδα πίεσης. Ένα τυπικό μονογραμμικό σχέδιο εγκατάστασης ψύξης με προσρόφηση – εκρόφηση παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα (Σχήμα 2.3.2.)



Σχέδιο 2.3.2: Μονογραμμικό σχέδιο τυπικού κύκλου ψύξης με προσρόφηση.[2.1]

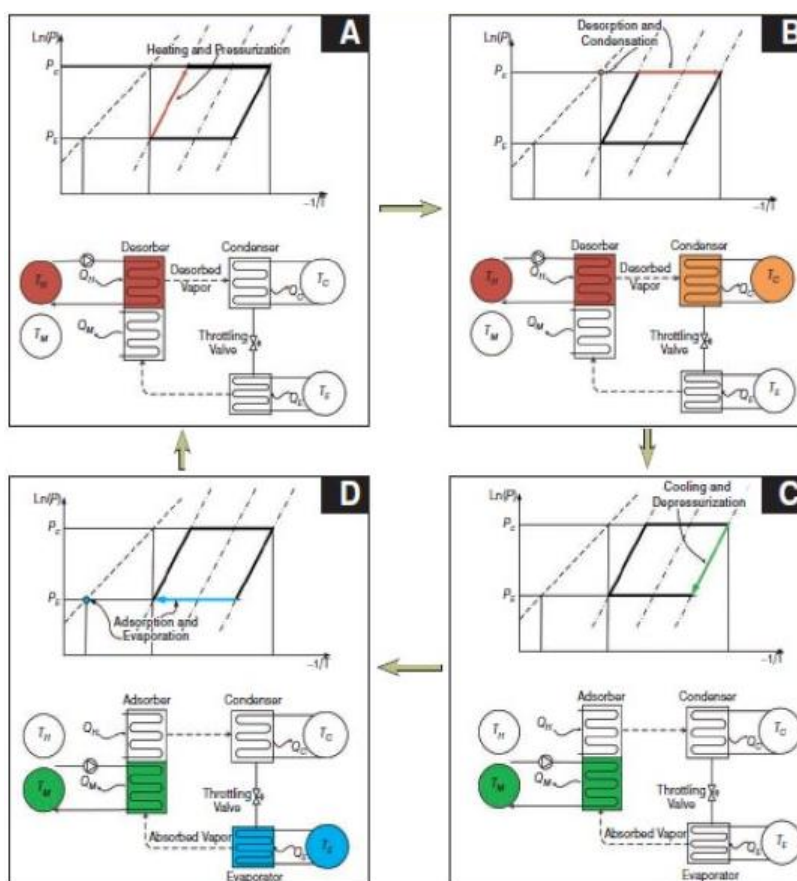
Το τυπικό θερμοδυναμικό διάγραμμα ενός ιδανικού κύκλου προσρόφησης-εκρόφησης απεικονίζεται στο Σχήμα 2.3.3. με την κάθε διεργασία χωριστά.[2.6] Αναλυτικότερα κατά την διεργασία (A) ο προσροφητής θερμαίνεται, γίνεται πρόσδοση θερμότητας, από το θερμοδοχείο υψηλής θερμοκρασίας T_H. Η θερμοκρασία του προσροφητή αυξάνει όπως αυξάνει και η πίεση του και το



στάδιο αυτό αντιστοιχεί στο στάδιο της «συμπύεσης». Κατά την δεύτερη φάση (B) ο προσροφητής εξακολουθεί να θερμαίνεται αυξάνοντας την θερμοκρασία του και οδηγώντας στην εκρόφηση ή αναγέννηση του ψυκτικού ατμού. Ο ατμός συμπυκνώνεται στο δοχείο συμπύκνωσης απορρίπτοντας θερμότητα στο θερμοδοχείο θερμοκρασίας T_C . Το στάδιο αυτό αντιστοιχεί στο στάδιο της «συμπύκνωσης» στον κλασικό κύκλο αερίου. Η επόμενη διεργασία (C) ο προσροφητής αποσυνδέεται από τον συμπυκνωτή και έχουμε την ψύξη του με την απόρριψη θερμότητας του ρευστού στο θερμοδοχείο θερμοκρασίας T_M .

Η πίεση του προσροφητή μειώνεται από την πίεση συμπύκνωσης ως την πίεση εξάτμισης λόγω μείωσης της θερμοκρασίας του. Τέλος, κατά το στάδιο (D) ο προσροφητής απελευθερώνει θερμότητα και η θερμοκρασία του συνεχίζει να μειώνεται γεγονός που φέρει ως αποτέλεσμα την προσρόφηση εργαζόμενου μέσου, ατμού. Το τελευταίο αυτό στάδιο αντιστοιχεί στο στάδιο της «εξάτμισης».

Αρκετά σύνηθες υλικό προσροφητή είναι ο ζεόλιθος και εργαζόμενο μέσο το νερό, ενώ τέτοιου τύπου ψυκτικές εγκαταστάσεις βρίσκουν συνήθως εφαρμογή για την ψύξη τροφίμων και ποτών. Το ζεύγος ζεόλιθου και νερού κρίνεται ιδιαίτερα κατάλληλο καθώς η θερμοκρασία ανύψωσης (absorption- evaporating temperature) υπερβαίνει τους 45°C και παρουσιάζει αντοχή σε υψηλές θερμοκρασίες αναγέννησης, δηλαδή εκμετάλλευσης θερμής πηγής. [2.6]



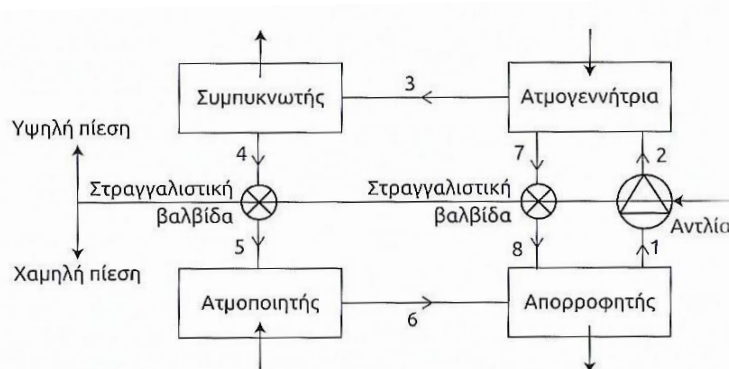
Σχήμα 2.3.3: Θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με προσρόφηση και οι διεργασίες του. Α: Θέρμανση και προσυμπύεση, Β: Εκρόφηση και συμπύκνωση, Γ: Ψύξη και αποσυμπύεση, Δ: Προσρόφηση και εξάτμιση. [2.6]



2.3.3: Ψύξη με Απορρόφηση.

Η τεχνολογία της παραγωγής ψυκτικού αποτελέσματος με την απορρόφηση θερμότητας ήταν είδη γνωστή από τις αρχές του 19^{ου} αιώνα. Η χρήση ηλεκτρικής ενέργειας για την παραγωγή ψύξης έπεται της κατασκευής των συστημάτων αυτών, τα οποία και αρχικά εκτόπισε λόγω χαμηλής τιμής της και λόγω της αποφυγής καύσης υδρογονανθράκων για την αξιοποίηση της θερμότητας για την ψύξη με απορρόφηση. Στην σημερινή εποχή τα περιβαλλοντικά ζητήματα και το αυξανόμενο κόστος που συνοδεύουν την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στρέφουν το ενδιαφέρον παραγωγής ψύξης σε νέες τεχνολογίες και συγκεκριμένα στην ψύξη με απορρόφηση. Ορισμένα χαρακτηριστικά της τεχνολογίας αυτής όπως η αποδοτικότητα στην χρήση ενέργειας χαμηλής ποιότητας, δηλαδή απορριπτόμενη θερμότητα, ηλιακή ενέργεια και γεωθερμία, η καλή απόκριση σε μερικά φορτία, η απλότητα κατασκευής της εγκατάστασης, η υψηλή αξιοπιστία της και η αθόρυβη λειτουργία της την καθιστούν ιδιαίτερα προτιμητέα αναφορικά με βιομηχανική και οικιακή χρήση παραγωγής ψύξης. Συγκεκριμένα, συνηθέστερες εφαρμογές της ψύξης απορρόφησης είναι η ψύξη, συντήρηση και ξήρανση στην βιομηχανία τροφίμων, η χημική και πετροχημική βιομηχανία (διεργασίες διαχωρισμού και υγροποίησης αερίων), εγκαταστάσεις HVAC, οι ψυκτικοί θάλαμοι καθώς και οι μονάδες τριπαραγωγής ηλεκτρισμού, θερμότητας και ψύξης.

Ένα τυπικό μονογραμμικό σχέδιο εγκατάστασης ψύξης με απορρόφηση απεικονίζεται στο Σχήμα 2.3.4. Η ψύξη παράγεται με την χρήση δύο υγρών και την πρόσδοση θερμότητας στο σύστημα. Το ένα εκ των δύο ρευστών αποτελεί το δευτερεύον και καλείται «απορροφητής» και το άλλο αποτελεί το κύριο ρευστό και είναι το ψυκτικό μέσο του κύκλου.



Σχήμα 2.3.4: Μονογραμμικό σχέδιο τυπικής διάταξης ψύξης με απορρόφησης θερμότητας.[2.5]

Ο ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση αποτελείται από τις ακόλουθες βασικές συσκευές τον συμπυκνωτή, την στραγγαλιστική βαλβίδα και τον ατμοποιητή, που απαντώνται και στην ψύξη με συμπίεση ατμών, και αντί της χρήσης συμπίεστη χρησιμοποιείται ο απορροφητής, αντλία για την ανύψωση στην υψηλή πίεση (κατάθλιψη), μία επιπλέον στραγγαλιστική βαλβίδα για την πτώση της πίεσης στην χαμηλή και την ατμογεννήτρια. Το πλούσιο σε ψυκτικό μέσο διάλυμα (strong solution) θερμαίνεται εντός την ατμογεννήτριας απορροφώντας θερμότητα υπό υψηλή πίεση. Οι ατμοί του ψυκτικού μέσου απελευθερώνονται και κατευθύνονται προς τον συμπυκνωτή της εγκατάστασης. Το υγρό ψυκτικό μέσο στραγγαλίζεται στην χαμηλή πίεση και, έπειτα, εισέρχεται στον ατμοποιητή της εγκατάστασης, όπου και παράγεται το ψυκτικό αποτέλεσμα. Το πτωχό διάλυμα εξέρχεται από την



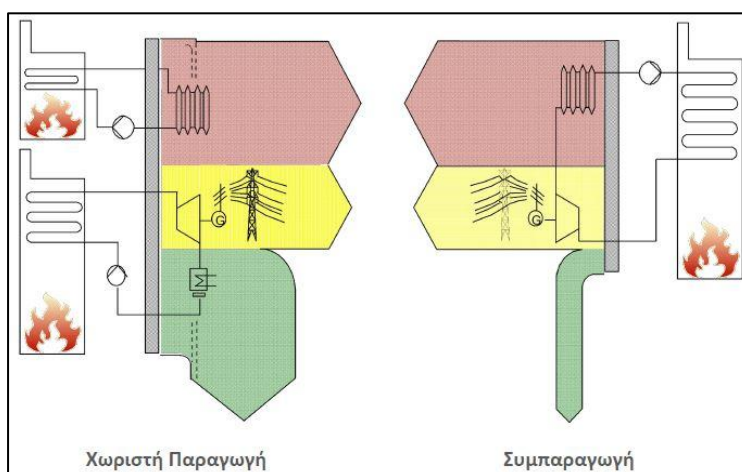
ατμογεννήτρια, στραγγαλίζεται στην χαμηλή πίεση και εισέρχεται στον απορροφητή μαζί με τους ατμούς του ψυκτικού μέσου. Εκεί γίνεται η απορρόφηση τους από το πτωχό διάλυμα και ο κύκλος επαναλαμβάνεται. Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να τονιστεί πως η πίεση ατμοποίησης είναι της τάξης 1kPa και της συμπυκνώσεως 10kPa, δηλαδή το σύστημα λειτουργεί σε έντονη υποπίεση.

2.4: Κύκλοι Συμπαραγωγής

Στην Ενότητα 2.2 αναπτύχθηκαν οι ευρύτητα χρησιμοποιούμενες τεχνολογίες θερμικών σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Οι θερμικοί βαθμοί απόδοσης των εγκαταστάσεων αυτών κυμαίνονται από 20% έως και 56% (Σχήμα 2.2.1). Εκτός της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας υπάρχει μεγάλη απαίτηση για κατανάλωση θερμότητας. Η κατανάλωση θερμότητας συμβαίνει τόσο για οικιακές χρήσεις όσο και για βιομηχανικές εφαρμογές. Ο αποδοτικότερος τρόπος κάλυψης των δύο αυτών βασικών ενεργειακών αναγκών γίνεται με γνώμονα την αποδοτικότερη αξιοποίηση και συνάμα εξοικονόμηση της χρησιμοποιούμενης ενεργειακής πηγής και για τον λόγο αυτό αναπτύχθηκαν τεχνολογίες κύκλων και συνδυασμένων κύκλων για την συμπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας. Αυτό σημαίνει ότι η ηλεκτρική ενέργεια και θερμότητα παράγονται από μία μονάδα-εγκατάσταση.

Οι βασικές εφαρμογές τεχνολογιών συμπαραγωγής δύναται να ταξινομηθούν σε μεγάλα κτηριακά συγκροτήματα, βιομηχανίες κάθε κλίμακας και αγροτικές χρήσεις. Στα κτηριακά συγκροτήματα εντάσσονται τροφοδοτούμενες κατοικίες, νοσοκομεία και κάθε είδους συγκροτήματα συγκέντρωσης πλήθους ατόμων όπως εκπαιδευτικά ιδρύματα, γραφεία και εμπορικά κέντρα. Βιομηχανίες που χρησιμοποιούν θερμότητα για ξήρανση όπως η βιομηχανία χαρτιού, βιομηχανίες τροφίμων, μετάλλου και τσιμέντου. Τέλος, οι αγροτικές δραστηριότητες αποτελούν ιδιαίτερα ενεργοβόρο τομές, όπως και παρουσιάζεται στο Κεφάλαιο 1, καταναλώνοντας σημαντικά ποσά και ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας.[2.1]

Η συνδυασμένη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας οδηγεί στην αποδοτικότερη αξιοποίηση της εκάστοτε ενεργειακής πηγής σε αντίθεση με την χωριστή παραγωγή τους. Σκαριφηματικά η πρόταση αυτή αποδίδεται στο παρακάτω σχήμα (Σχήμα 2.4.1.).

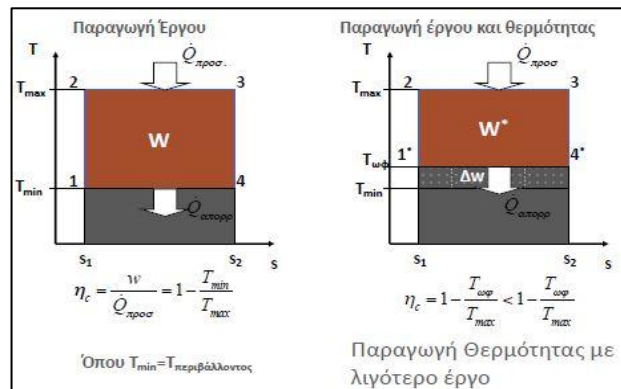


Σχήμα 2.4.1: Συμπαραγωγή και χωριστή παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας.[2.1]

Η συμπαραγωγή δύναται να φθάσει θερμικό βαθμό απόδοσης έως και το 80% της διατιθέμενης ενέργειας [2.1]. Στο Σχήμα 2.4.1 παρουσιάζεται πως για την παραγωγή ίδιας τάξης ισχύος θερμότητας και ηλεκτρικής ισχύος η απαιτούμενη ενέργεια είναι μικρότερη και συνεπώς λιγότερες και η



απόρριψη προς το περιβάλλον. Το γεγονός αυτό συμβαίνει καθώς η θερμότητα που αξιοποιείται είναι η απορριπτόμενη θερμότητα του θερμοδυναμικού κύκλου. Λόγου χάριν στον κλασικό κύκλο Rankine, ο οποίος σημειώνει θερμοκό βαθμό απόδοσης στο εύρος 40%-47% (Ενότητα 2.2.2) το απορριπτόμενο ποσό θερμότητας στον συμπυκνωτή αγγίζει έως και το 60%. Χρίζει προσοχής ότι η απορριπτόμενη θερμότητα πρέπει να βρίσκεται σε εκμεταλλεύσιμα θερμοκρασιακά εύρη. Αυτό συνεπάγεται τον πιθανό περιορισμό της πίεσης αποτόνωσης στον στρόβιλο του εκμεταλλευόμενου ρεύματος εργαζόμενου μέσου για θερμότητα επιφέροντας ως αρνητική συνέπεια την μείωση του ωφέλιμου έργου του στρόβιλου, όπως και αποδίδεται σχηματικά στο Σχήμα 2.4.2.



Σχήμα 2.4.2.: Μείωση του θερμοκού βαθμού απόδοσης Carnot με κατά την συμπαραγωγή, όταν αυξάνεται η πίεση απομάστευσης εργαζόμενου μέσου από το στρόβιλο άρα και η θερμοκρασία του.[2.1]

Ιδιαίτερης σημασίας θερμοδυναμικές παράμετροι που χρησιμοποιούνται για την περιγραφή συστημάτων συμπαραγωγής αποτελούν οι βαθμοί παραγωγής ηλεκτρικής (2.4.1.) και θερμικής ενέργειας (2.4.2.), αλλά και η συνολική αξιοποίηση της διατιθέμενης ενεργειακής πηγής (2.4.3.). Επιπλέον, η συμπεριφορά ενός συστήματος συμπαραγωγής καθορίζεται από τον λόγο της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος προς την θερμική που αποτελεί και μέτρο της ευελιξίας αυτών των συστημάτων και συχνά συμβολίζεται ως «σ» (2.4.4.). Οι ορισμοί των παραπάνω μεγεθών είναι οι ακόλουθοι:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{Q_{in}} \quad (2.4.1)$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_{th}}{Q_{in}} \quad (2.4.2)$$

$$\eta_{tot} = \frac{P_{el} + Q_{th}}{Q_{in}} \quad (2.4.3)$$

$$\sigma = \frac{P_{el}}{Q_{th}} \quad (2.4.4)$$

Τα μεγέθη αυτά αποτελούν τις βασικές παραμέτρους λειτουργίας και απόδοσης του κάθε συστήματος συμπαραγωγής. Σημαντικές διαφορές μεταξύ των μεγεθών αυτών εξυπακούονται και διαφορετικές τεχνολογίες συστημάτων συμπαραγωγής και σκοπός είναι η κάθε φορά επίτευξη διαφορετικών στόχων και αποδόσεων.

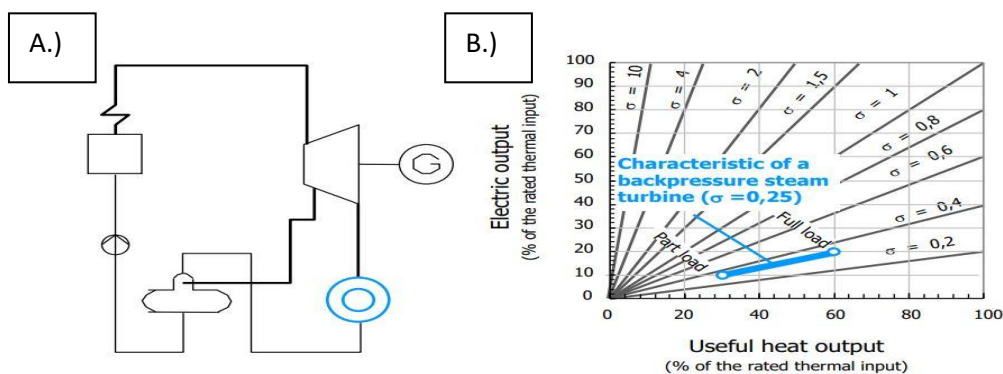
2.4.1: Συστήματα Συμπαραγωγής Ατμοστρόβιλου.

Η συμπαραγωγή με συστήματα ατμοστρόβιλου αποτελεί την ευρύτατα διαδεδομένη μέθοδο συμπαραγωγής σε μεγάλη κλίμακα. Τα συστήματα αυτά βρίσκουν εφαρμογή σε εύρος ισχύος από



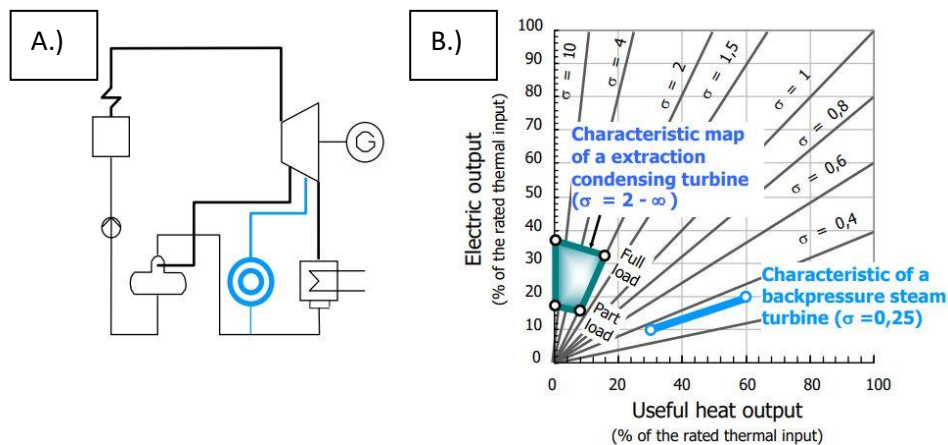
500kW έως και πάνω από 100MW. Ο βαθμός απόδοσης τους κυμαίνεται από 60% έως και 80% ενώ παρουσιάζουν ιδιαίτερη ευελιξία ως προς το χρησιμοποιούμενο καύσιμο. Η απλούστερη μορφή τέτοιας κατηγορίας συστήματος είναι με στρόβιλος αντίθλιψης, δηλαδή η απόρριψη της θερμότητας του κύκλου ατμού στην πηγή θερμότητας αμέσως μετά την εκτόνωση στον στρόβιλο. Σχηματικά μία τέτοιου τύπου εγκατάσταση αναπαρίσταται στο Σχήμα 2.4.3.

Οι απλές εγκαταστάσεις με στρόβιλο αντίθλιψης χαρακτηρίζονται από την απλή κατασκευή και το χαμηλό κόστος τους. Επιτυγχάνεται αρκετά υψηλός συνολικός βαθμός απόδοσης, ο υψηλότερος από τις άλλες τεχνολογίες συμπαραγωγής με την χρήση ατμοστροβίλων (έως και 85%) καθώς δύναται να παραληφθεί ο συμπυκνωτής. Το γεγονός ότι ο λόγος ηλ. ισχύος προς την θερμότητα που παράγουν είναι σταθερός ($\sigma = \text{const.}$) είναι το βασικό μειονέκτημα τους. Το τμήμα ηλεκτροπαραγωγής και παραγωγής θερμότητας δεν δύναται να λειτουργούν ανεξάρτητα και τα συστήματα αυτά είναι τα λιγότερο ευέλικτα.



Σχήμα 2.4.3: Συμπαραγωγή με τη χρήση στροβίλου αντίθλιψης. Α.) Μονογραμμικό τυπικής εγκατάστασης, Β.) Διάγραμμα Ηλ. Ισχύος και Θερμότητας. [2.1]

Με σκοπό την αύξηση της ευελιξίας της συμπαραγωγής έγινε επινόηση συστημάτων με στρόβιλο συμπύκνωσης και απομάστευσης (Σχήμα 2.4.4.)



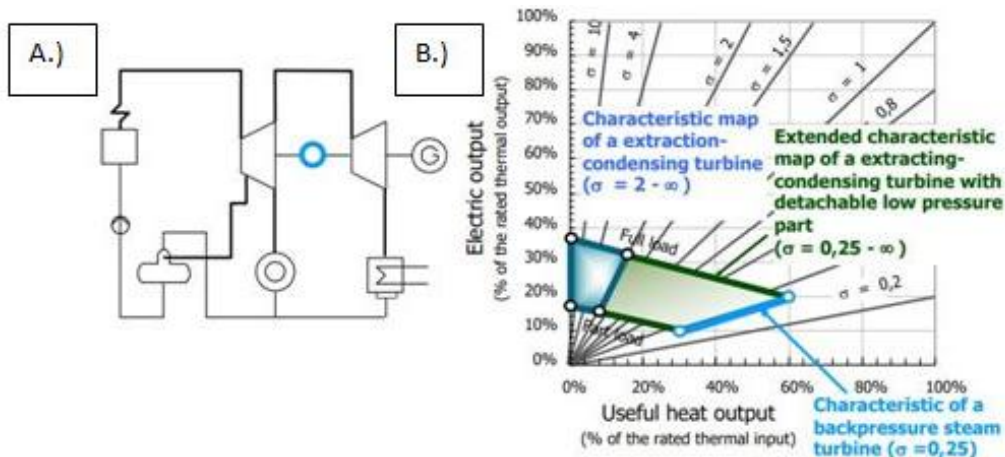
Σχήμα 2.4.4: Στρόβιλος συμπύκνωσης με απομάστευση ατμού για αξιοποίηση θερμότητας. Α.) Μονογραμμικό τυπικής εγκατάστασης, Β.) Διάγραμμα Ηλ. Ισχύος και Θερμότητας. [2.1]

Στις εγκαταστάσεις της κατηγορίας αυτής δύναται να ρυθμιστεί ανεξάρτητα η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς και θερμότητα με την ρύθμιση της απομαστευόμενης ποσότητας ατμού ($\sigma = \text{μεταβλητό}$). Βασικά μειονεκτήματα τους είναι πως παρά την ευελιξία τους παρουσιάζουν χαμηλότερο βαθμό συνολικής



εκμετάλλευσης (~80%) λόγω της απόρριψης ποσότητας θερμότητας στο περιβάλλον μέσω του συμπυκνωτή και υψηλότερο κόστος κατασκευής.

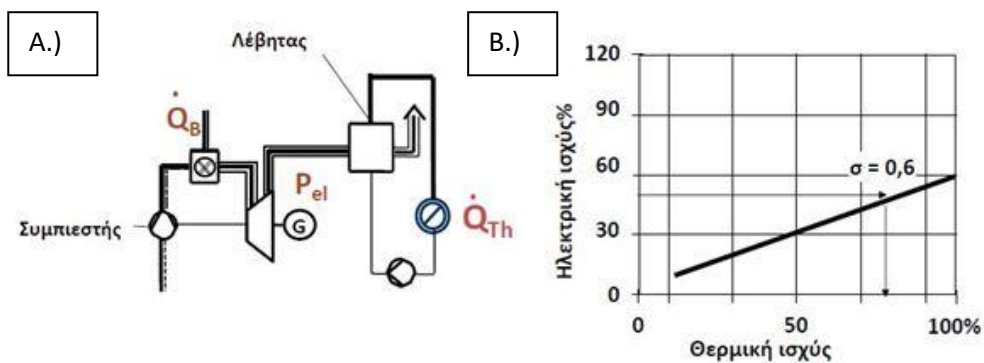
Συστήματα που παρουσιάζουν ακόμη μεγαλύτερη ευελιξία διαθέτουν την δυνατότητα σύμπλεξης και αποσύμπλεξης χωριστής βαθμίδας στροβίλου χαμηλής πίεσης (Σχήμα 2.4.5). Η δυνατότητα σύμπλεξης και αποσύμπλεξης επιφέρει ακόμη μεγαλύτερη μεταβλητότητα του λόγου ηλεκτρικής ισχύος προς την θερμότητα. Το κόστος των εγκαταστάσεων αυτών αυξάνει σημαντικά, αλλά αυξάνει σημαντικά και η ευελιξία άρα η ικανότητα του συστήματος να καλύψει πολύ περισσότερους συνδυασμούς ζήτησης ηλεκτρισμού και θερμότητας. Τέτοιου τύπου συστήματα βρίσκουν συχνά εφαρμογή σε περιοχές όπου λόγω χάριν χειμερινές περιόδους υπάρχει αυξημένη ζήτηση σε θερμότητα ενώ αντίθετα καλοκαιρινές πολύ λιγότερη.[2.1]



Σχήμα 2.4.5: Στρόβιλος συμπύκνωσης με απομάστευση και σύστημα αποσύμπλεξης χαμηλής πίεσης. Α.) Μονογραμμικό τυπικής εγκατάστασης, Β.) Διάγραμμα ΗΛ. Ισχύος και Θερμότητας.[2.1]

2.4.2: Συστήματα Συμπαγωγής Αεριοστροβίλου.

Η βασική κατηγοριοποίηση των συστημάτων συμπαγωγής αεριοστροβίλων είναι σε εκείνα με αεριοστρόβιλους ανοικτού και κλειστού τύπου. Οι πρώτοι αποτελούν τις ευρύτερα διαδεδομένες εγκαταστάσεις συμπαγωγής με την χρήση αεριοστροβίλων. Η απλούστερη δομή τους είναι η άμεση αξιοποίηση της θερμότητας των καυσαερίων είτε από τα καυσαέρια αυτά καθεαυτά είτε με την χρήση λέβητα ανάκτησης θερμότητας με σκοπό την παραγωγή ατμού (Σχήμα 2.4.6.).

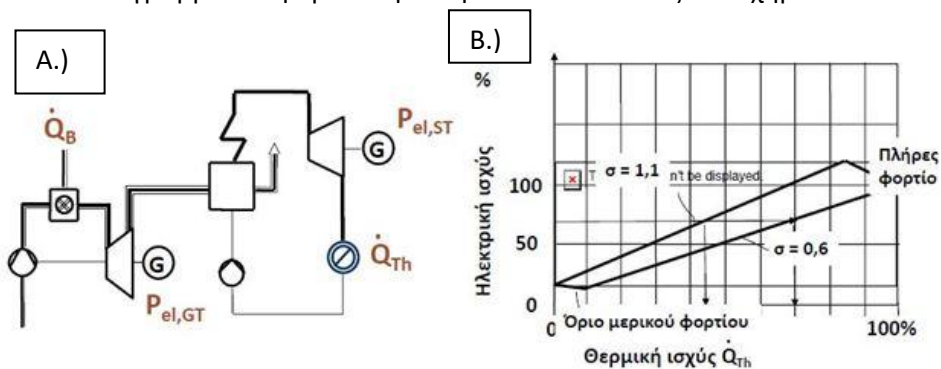


Σχήμα 2.4.6: Σύστημα συμπαγωγής αεριοστροβίλου ανοικτού τύπου με λέβητα ανάκτησης θερμότητας. Α.) Μονογραμμικό τυπικής εγκατάστασης, Β.) Διάγραμμα ΗΛ. Ισχύος και Θερμότητας.[2.1]

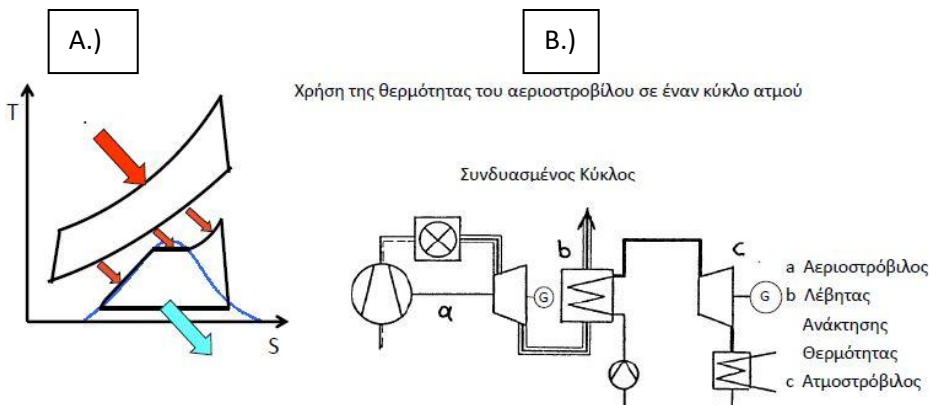


Οι εγκαταστάσεις αυτές παρουσιάζουν υψηλά ποσοστά συνολικής ενεργειακής αξιοποίησης που κυμαίνονται στα όρια 60% με 80% σε αντίθεση με τον απλά ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης του οποίου μία συνήθης τιμή είναι της τάξης του 35%. Ωστόσο, βασικό μειονέκτημα τους είναι ο σταθερός λόγος ηλεκτρικής προς την θερμική ισχύ που παράγουν.

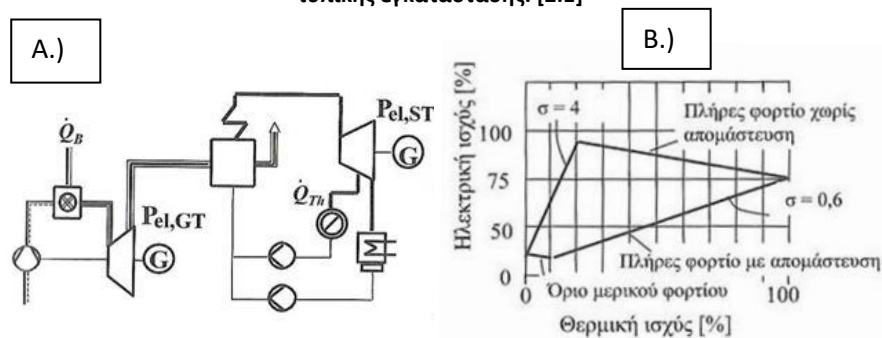
Όπως και στα συστήματα συμπαραγωγής με αμοστρόβιλλους έτσι και σε αυτά με σκοπό την αύξηση της ευελιξίας τους ο λέβητας ανάκτησης θερμότητας των καυσαερίων παράγει ατμό με σκοπό την περαιτέρω παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από στρόβιλο αντίθλιψης, δηλαδή γίνεται χρήση συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας (Σχήμα 2.4.7). Η τοποθέτηση στρόβιλου αντίθλιψης προσφέρει επιπλέον ευελιξία στην εγκατάσταση. Η πάνω καμπύλη ($\sigma=1.1 > 1$) αντιστοιχεί όταν είναι σε σύμπλεξη ο στρόβιλος αντίθλιψης ατμού. Η αρχή λειτουργίας των συνδυασμένων κύκλων βασίζεται στην αξιοποίηση της θερμότητας των καυσαερίων για την παραγωγή ατμού και συγκεκριμένα σε διάγραμμα T-s η πρόταση αυτή αποδίδεται όπως στο Σχήμα 2.4.8.



Σχήμα 2.4.7: Συνδυασμένος κύκλος με στρόβιλο αντίθλιψης. Α.) Μονογραμμικό τυπικής εγκατάστασης, Β.) Διάγραμμα ΗΛ. Ισχύος και Θερμότητας.[2.1]



Σχήμα 2.4.8: Συνδυασμένος κύκλος Brayton ανοικτού τύπου (Joule) και Rankine. Α.) Διάγραμμα T-s, Β.) Μονογραμμικό τυπικής εγκατάστασης. [2.1]

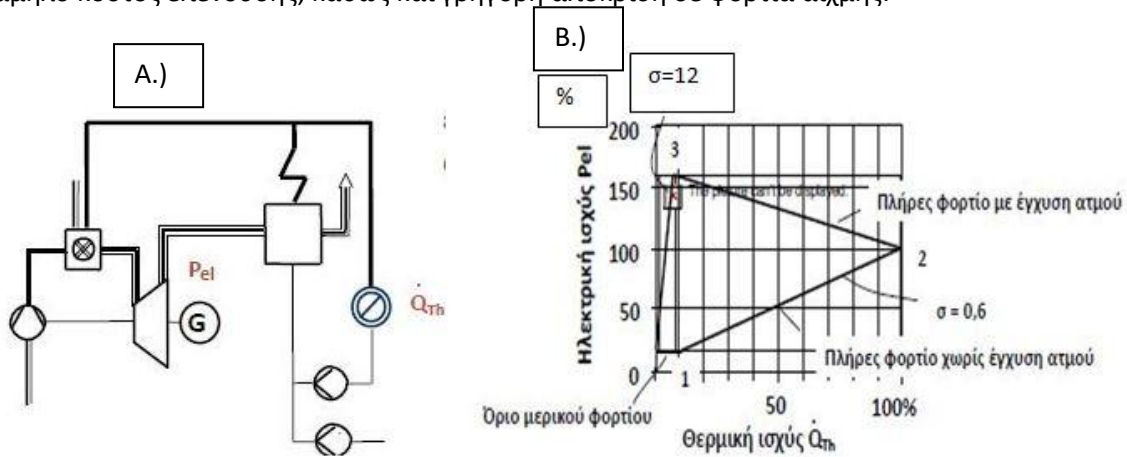


Σχήμα 2.4.9: Συνδυασμένος κύκλος με απομάστευση ατμού από τον στρόβιλο αντίθλιψης. Α.) Μονογραμμικό τυπικής εγκατάστασης, Β.) Διάγραμμα ΗΛ. Ισχύος και Θερμότητας.[2.1]



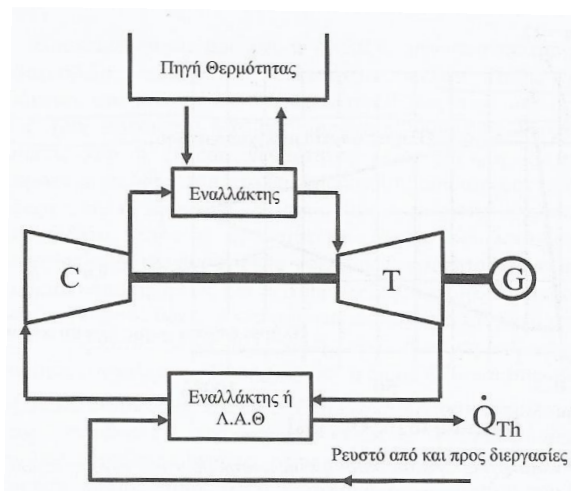
Εγκατάσταση συμπαραγωγής με κύκλων Joule-Rankine ακόμη υψηλότερης ευελιξίας επιτυγχάνεται με την ενδιάμεση απομάστευση ατμού από τον ατμοστρόβιλο (Σχήμα 2.4.9). Σε αυτή την περίπτωση η εγκατάσταση είναι εξαιρετικά ευέλικτη φτάνοντας και ιδιαίτερα υψηλές τιμές του συντελεστή «σ» (έως και 12), αλλά αυξάνεται αρκετά το κόστος επένδυσης σε μία τέτοια εγκατάσταση λόγω της πολυπλοκότητας της.

Με σκοπό την μείωση του κόστους, αλλά και την ταυτόχρονη διατήρηση της ευελιξίας σε υψηλά επίπεδα διαμορφώθηκε εγκατάσταση στην οποία πραγματοποιείται άμεση έγχυση ατμού στον θάλαμο καύσης. Πρόκειται για τον θερμοδυναμικό κύκλο “Cheng Cycle” ή Steam Injection Gas Turbine (STIG) (Σχήμα 2.4.10). Ο λέβητας ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια παράγει ατμό που εγχέεται στον θάλαμο καύσης με σκοπό την εκτόνωση του στον στρόβιλο, αλλά χρησιμοποιείται και για θερμότητα. Όταν δεν παρατηρείται υψηλή ζήτηση σε θερμότητα ο ατμός εγχέεται στον θάλαμο καύσης και έτσι αυξάνεται η παραγωγή ηλεκτρισμού ενώ συμβαίνει αντίθετα όταν απαιτούνται υψηλά ποσά θερμότητας. Έτσι επιτυγχάνεται ιδιαίτερα υψηλή ευελιξία της εγκατάστασης ($\sigma=0.6-12$) με χαμηλό κόστος επένδυσης, καθώς και γρήγορη απόκριση σε φορτία αιχμής.



Σχήμα 2.4.10: Κύκλος συμπαραγωγής Cheng. Α.) Μονογραμμικό τυπικής εγκατάστασης, Β.) Διάγραμμα Ηλ. Ισχύος και Θερμότητας.[2.1.]

Η άλλη κατηγορία αεριοστρόβιλων, οι αεριοστρόβιλοι κλειστού τύπου ή Brayton, είναι όταν το εργαζόμενο μέσο δεν απορρίπται στο περιβάλλον (Σχήμα 2.4.11).



Σχήμα 2.4.11: Συμπαραγωγή με κλειστό κύκλο αερίου-Brayton.[2.1]

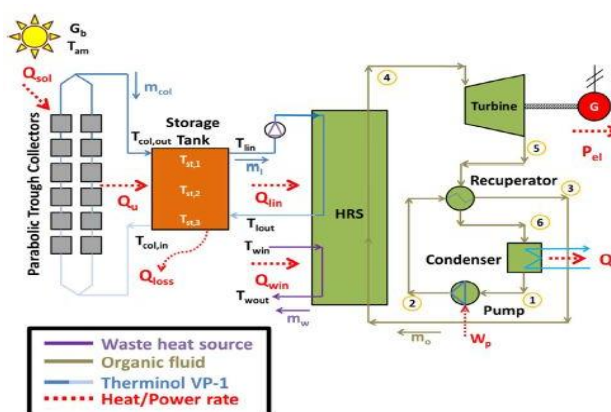


Τέτοιου τύπου αεριοστροβίλοι χρησιμοποιούν ως εργαζόμενα μέσα αέρα ή ήλιο (H_2) αλλά και διοξείδιο του άνθρακα (CO_2). Η θέρμανση του, δηλαδή η πρόσδοση θερμότητας στον κύκλο αλλά και η απόρριψη γίνεται με την χρήση εναλλακτών θερμότητας. Το βασικό πλεονέκτημα των εγκαταστάσεων αυτών είναι πως το εργαζόμενο μέσο δεν συμμετέχει στην καύση οπότε δεν αναμιγνύεται με καυσαέρια και έτσι αποφεύγονται προβλήματα όπως η μηχανική και χημική διάβρωση. Επίσης, το γεγονός ότι η πρόσδοση θερμότητας γίνεται με την χρήση εναλλακτών θερμότητας προσφέρει αρκετές εναλλακτικές πηγές ενέργειας εκτός των συμβατικών καυσίμων υδρογονανθράκων, όπως η βιομάζα/βιοαέριο, θερμότητας από ηλιακούς συλλέκτες ή γεωθερμία, με τον μόνο περιορισμό να τίθεται σε κάποια ελάχιστη τιμή της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου, της θερμοκρασίας εισόδου στον στροβίλο, ώστε να παράγονται ικανοποιητικά ενεργειακά ποσά για να εξασφαλιστεί τελικώς η οικονομική βιωσιμότητα της εγκατάστασης. Τέλος, το βασικό μειονέκτημα των εγκαταστάσεων αυτών είναι ότι οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συνήθως αερίου-αερίου και καταλαμβάνουν χώρο. Η λειτουργία κύκλου Brayton για συμπαραγωγή θα εξετασθεί λεπτομερέστερα στο Κεφάλαιο 3.[2.1]

2.4.3: Συστήματα Συμπαραγωγής Οργανικών Κύκλων Rankine.

Τα συστήματα συμπαραγωγής με την χρήση οργανικού κύκλου Rankine είναι κατάλληλα για την εκμετάλλευση θερμότητας από ενεργειακές πηγές χαμηλής θερμοκρασίας. Το γεγονός αυτό τα καθιστά κατάλληλα για αποκεντρωμένα συστήματα παραγωγής ενέργειας, για την αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας αλλά και για την αξιοποίηση θερμότητας από πηγές όπως οι ηλιακοί συλλέκτες και η γεωθερμία.

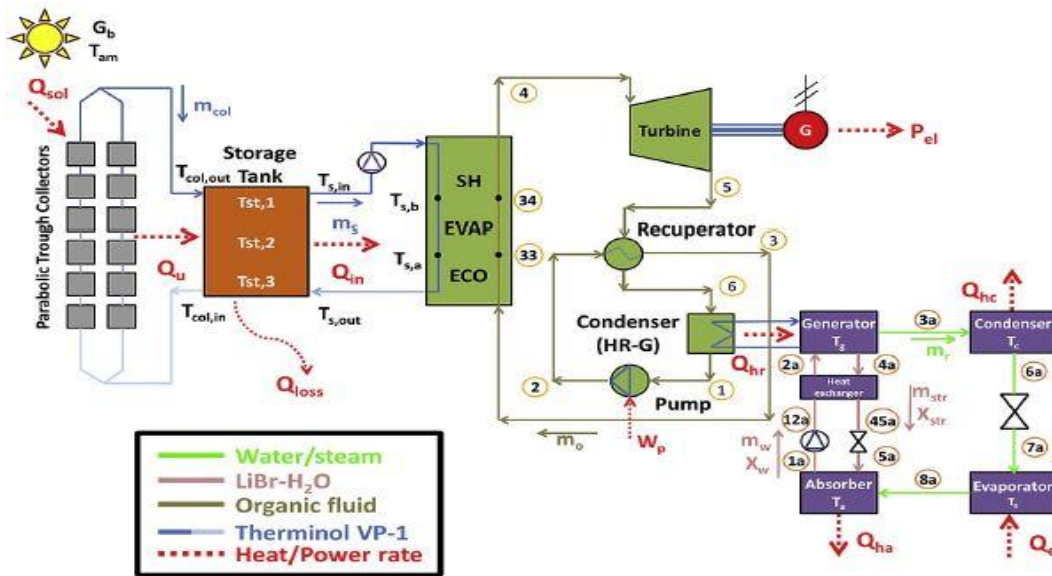
Ο οργανικός κύκλος Rankine δύναται να χρησιμοποιηθεί και ως ο πρωτεύον θερμοδυναμικός κύκλος ηλεκτροπαραγωγής της εγκατάστασης αλλά και ως ο δευτερεύον που θα αξιοποιεί απορριπτόμενη θερμότητα για περαιτέρω ηλεκτροπαραγωγή. Το μονογραμμικό σχέδιο εγκατάστασης οργανικού κύκλου Rankine που χρησιμοποιεί ως πηγή ενέργειας θερμότητα από συλλέκτες και επίσης εκμεταλλεύεται απορριπτόμενη θερμότητα με σκοπό την ηλεκτροπαραγωγή αποτυπώνεται στο Σχήμα 2.4.12. Ένα σύστημα ORC όπως το εικονιζόμενο με θερμοκρασία θερμής πηγής (T_{win}) στο εύρος $150^{\circ}C-300^{\circ}C$ και παραβολικού συλλέκτες (PTC) που δύναται να παράγουν θερμότητα στο εύρος θερμοκρασιών $350^{\circ}C-400^{\circ}C$ παρουσιάζει θερμικό βαθμό απόδοσης στο εύρος 15%-30%, ενώ ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος κυμαίνεται στο εύρος 10%-20%. Η συμπαραγωγή με την χρήση συλλεκτών και οργανικού κύκλου Rankine θα παρουσιαστεί εκτενέστερα στο επόμενο Κεφάλαιο.[2.7]



Σχήμα 2.4.12: Οργανικός κύκλος Rankine (ORC) αξιοποιώντας θερμότητα από ηλιακού συλλέκτες και απορριπτόμενη θερμότητα από άλλη διεργασία.[2.7]



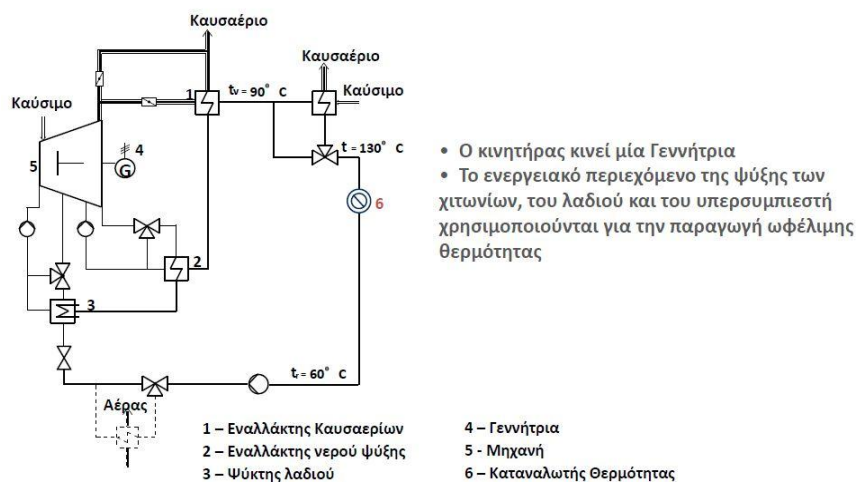
Περίπτωση όπου ORC αποτελεί τον πρωτεύον κύκλο ηλεκτροπαραγωγής και παράγει εκμεταλλεύσιμη θερμότητα απεικονίζεται στο Σχήμα 2.4.13., όπου παράγει θερμότητα για την χρήση σε ψύξη με απορρόφηση και απορρίπτει και περαιτέρω θερμότητα κατά την απορρόφηση.[2.8]



Σχήμα 2.4.13: Οργανικός κύκλος Rankine (ORC) αξιοποιώντας θερμότητα από ηλιακά και παράγοντας ψύξη με την απορρόφηση της απορριπτόμενης θερμότητας του και θερμότητας από το στάδιο της απορρόφησης.[2.8]

2.4.4: Συστήματα Συμπαραγωγής Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.

Μονάδες εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης βρίσκουν εφαρμογή στην συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας κατά κύριο λόγο σε περιπτώσεις κτηρίων, όπως νοσοκομεία, συγκροτήματα γραφείων κ.α. και σε περιπτώσεις αποκεντρωμένων μονάδων σε μικρά δίκτυα πόλεων. Η βασική κατηγοριοποίηση τους γίνεται με βάση την ισχύ της μηχανής που χρησιμοποιείται. Σε μικρής κλίμακας (έως 1MW) και μεσαίας κλίμακας (έως 6MW) χρησιμοποιούνται αεριομηχανές και κινητήρες Diesel, ενώ σε μεγάλης κλίμακας (άνω των 6MW) χρησιμοποιούνται αποκλειστικά Diesel. Στο Σχήμα 2.4.14. παρουσιάζεται τυπική εγκατάσταση συμπαραγωγής με εμβολοφόρο μηχανή.



Σχήμα 2.4.14: Σύστημα συμπαραγωγής με εμβολοφόρο μηχανή εσωτερικής καύσης.[2.1]



Ο βαθμός απόδοσης μικρών και μεσαίων εμβολοφόρων κινητήρων είναι 35%-45%, ενώ σε σύγχρονους κινητήρες μεγάλης ισχύος αγγίζουν και το 50%. Ο συνολικός βαθμός απόδοσης μιας μονάδας συμπαραγωγής με εμβολοφόρο κινητήρα κυμαίνεται στο 80%.

Η παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας γίνεται από την διασυνδεδεμένη με τον κινητήρα γεννήτρια. Καίγεται καύσιμο εντός του κινητήρα και παράγεται το επιθυμητό μηχανικό έργο που θα μετατραπεί σε ηλεκτρική ενέργεια. Η θερμότητα που αξιοποιείται παράγεται από την θερμότητα των απορριπτόμενων καυσαερίων του κινητήρα. Το εργαζόμενο που παραλαμβάνει την θερμότητα αυτή είναι συνήθως νερό ή αέρας και είναι άμεσα διαθέσιμο μετά την παραλαβή της για αξιοποίηση.[2.1]

2.5: Βιβλιογραφικές Αναφορές

[2.1] Κακαράς Ε., Καρέλλας Σ. (2013) «Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα», ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΣΟΤΡΑΣ, Αθήνα, Κεφ.1 σελ.15, 26 – 30, Κεφ.2 σελ.31-78, Κεφ.8. σελ.289-388.

[2.2] Κακαράς Ε.(1999) «Θερμοηλεκτρικοί Σταθμοί», ΕΚΔΟΣΕΙΣ Fountas (Δεύτερη Έκδοση), Αθήνα, Κεφ.1 σελ. 13 – 17.

[2.3]William Z. Black, James G. Hartley (2010) «ΕΦΑΡΜΟΣΜΕΝΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ» (Ιωάννης Σ. , Μετάφραση και Επιμέλεια), ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΙΩΝ (Πρώτη Ελληνική Έκδοση), Αθήνα, Κεφ.5. σελ.281-302.,Κεφ.7. σελ.431-509., Κεφ.8. σελ. 530-560.

[2.4] Αλαμπρίτης Δ. «ΑΝΑΛΥΣΗ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΚΑΙ ΜΕΛΕΤΗ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΩΝ ΜΕΣΩΝ ΓΙΑ ΜΙΚΡΗΣ ΚΛΙΜΑΚΑΣ ΣΥΣΤΗΜΑ ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΛΛΕΚΤΩΝ», Διπλωματική εργασία, Επιβλέπουσα καθηγήτρια Κορωνάκη Ε., Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο. Αθήνα, Φεβρουάριος 2016, Κεφ.2. σελ.20-21,Κεφ.4. σελ.53 Εικόνα 4.1.

[2.5]IBRAHIM DINCER (2020) «ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ» (Τερτίπης Δ. , Μετάφραση και Τζιβανίδης Χ., Επιμέλεια), ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ (Τρίτη Ελληνική Έκδοση), Αθήνα,Κεφ.1. σελ.16-55, Κεφ.4. σελ.224-228.

[2.6]Τάσσης Β.(2017) «Τεχνολογία συστημάτων ψύξης με προσρόφηση.», Διπλωματική εργασία, Επιβλέπουσα καθηγήτρια Κορωνάκη Ε., Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο. Αθήνα, Κεφ.2. σελ.20-23,Κεφ.3. σελ.36-37.

[2.7]Bellos E. & Tzivanidis C., “Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy.”, Energy Conversion and Management (2018), 156: 427-436.

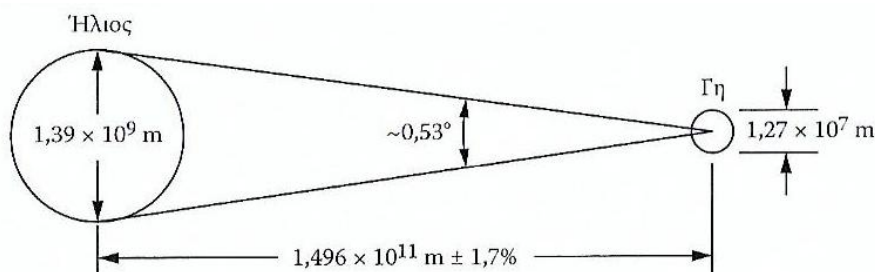
[2.8]Bellos E. & Tzivanidis C., “Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration based on ORC and absorption heat pump.”, Energy Conversion and Management (2017), 161: 495.



Κεφάλαιο 3: Ηλιακή Ενέργεια ως Πηγή Ενέργειας.

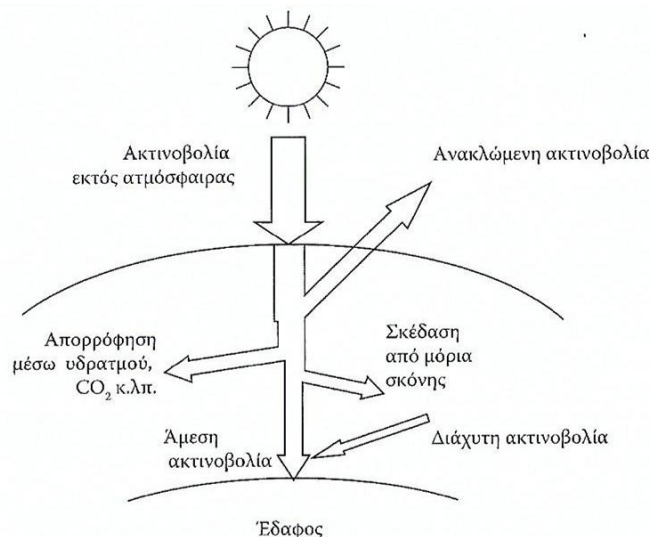
Η χρήση της ηλιακής ενέργειας αποσκοπεί στην δέσμευση της ηλιακή ακτινοβολίας και την μετατροπή και χρήση της ανάλογα με την επιθυμητή εφαρμογή (παραγωγή θερμότητας, ηλεκτρικής ενέργειας, θέρμανσης κτηρίων κ.α.) και επιτυγχάνεται μέσω της ανάπτυξης κατάλληλων τεχνολογιών για την αξιοποίηση της. Η κατανόηση της ηλιακής ενέργειας οφείλει και την κατανόηση της πηγής της, τον ήλιο. Ο ήλιος είναι ένα ουράνιο σώμα διαμέτρου $1.39 \cdot 10^9 \text{ m}$ αποτελούμενο από καυτή ύλη αέριας κατάστασης και πλάσμα. Μέσω φασματικών μετρήσεων έχει διαπιστωθεί πως ο ήλιος αποτελείται σχεδόν από όλα τα γνωστά στοιχεία εκ των οποίων το υδρογόνο (H_2) καλύπτει το 80% και το ήλιον στο 19% (He) ενώ τα υπόλοιπα στοιχεία καλύπτουν το ποσοστό του 1%. Ο τρόπος παραγωγής ενέργειας δεν είναι πλήρως γνωστός λόγω πειραματικών αδυναμιών, ενώ εκτιμάται πως θερμοπυρηνική αντίδραση του υδρογόνου προς το ήλιον είναι η πηγή ενέργειας. Η φύση της ενέργειας αυτή καθαυτή δεν αποτελεί εμπόδιο για την αξιοποίηση και χρήση της. Για τις επίγειες δραστηριότητες είναι μείζονος σημασίας η ποσότητα και ισχύς της ενέργειας, η φασματικής και χρονική κατανομή της στις διάφορες περιοχές του πλανήτη.

Ο ήλιος, ως ουράνιο σώμα, αποτελείται από στρώσεις αερίων μεγάλης θερμοκρασιακής διακύμανσης από το εξωτερικό προς το εσωτερικό του. Η εξωτερική στρώση υπολογίζεται πως διαθέτει ισοδύναμη θερμοκρασία μέλανος εκτιμάται στους 5760K ενώ στο κέντρο του είναι κατά πολύ υψηλότερη και κυμαίνεται στους 20.000.000K. Βασικό μέγεθος που καθορίζει τις τεχνολογίες εκμετάλλευσης ηλιακής ενέργειας είναι η ενέργεια που εκπέμπεται, αντιμετωπίζοντας τον ήλιο ως ισοδύναμο μέλαν σώμα. Ο ρυθμός εκπομπής ενέργειας από τον ήλιο εκτιμάται στα $3,8 \cdot 10^{23} \text{ kW}$ εκ των οποίων τα $1,7 \cdot 10^{14} \text{ kW}$ καταλήγουν στη Γη με τον βασικό παράγοντα μείωσης της να είναι η απόσταση των σωμάτων που είναι της τάξης των 150.000.000km, όπως απεικονίζεται και σχηματικά παρακάτω (Σχήμα 3.1)



Σχήμα 3.1: Γη, Ήλιος και διακύμανση της απόστασης τους κατά τη διάρκεια του έτους.[3.1]

Η μεταξύ τους απόσταση λόγω της ελλειπτικής τροχιάς της Γης μεταβάλλεται κατά την διάρκεια του έτους επιφέροντας σημαντική μεταβολή στην μέση ηλιακή ισχύ εκτός ατμόσφαιρα, το εύρος της οποίας εκτιμάται σε $\pm 3,4\%$. Η συνολική ηλιακή ενέργεια στην Γη είναι ιδιαίτερα σημαντική πηγή ενέργειας λόγω της αφθονίας και της σταθερότητας της. Από την προσπίπτουσα, όμως, ενέργεια ένα σημαντικό ποσοστό της ανακλάται προς το διάστημα (30%), ενώ το μεγαλύτερο (47%) μετατρέπεται σε θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας και ακτινοβολείται μετέπειτα προς το διάστημα. Το υπόλοιπο 23% τροφοδοτεί τους κύκλους εξάτμισης και κατακρήμνισης της βιόσφαιρας και εξ αυτού γίνεται η ενεργειακή εκμετάλλευση στις διάφορες συσκευές και εγκαταστάσεις. Η πορεία της εισερχόμενης στην γήινη ατμόσφαιρα ηλιακής ακτινοβολίας αποτυπώνεται σχηματικά στο Σχήμα 3.2.



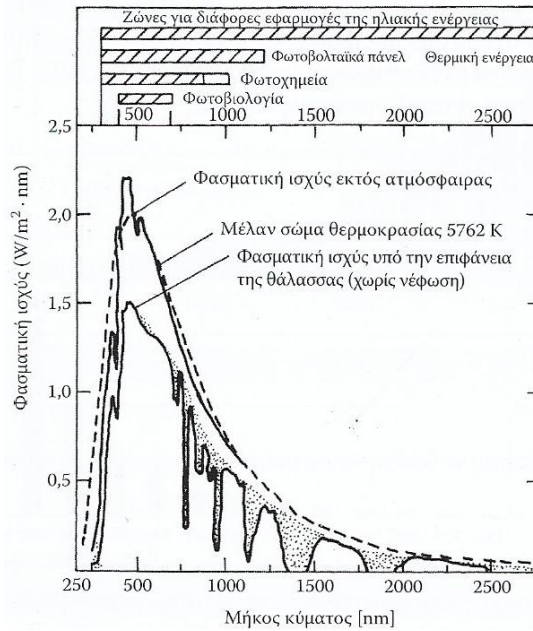
Σχήμα 3.2: Η πορεία και εξασθένιση της ηλιακής ακτινοβολίας μέσα στην ατμόσφαιρα.[3.1]

Η ηλιακή ενέργεια και συγκεκριμένα η ηλιακή ισχύς που προσπίπτει στην γήινη επιφάνεια μετράται σε προσπίπτουσα ισχύ ανά μονάδα επιφανείας (kW/m^2) και καλείται ισχύς ακτινοβολίας (irradiance). Το μέγεθος αυτό είναι μείζονος σημασίας στους ενεργειακούς υπολογισμούς για την ηλιακή ενέργεια καθώς αποτελεί την «πυκνότητα» της ηλιακής ενέργειας. Όσο υψηλότερη είναι η ενεργειακή πυκνότητα τόσο ευκολότερη και αποδοτικότερη είναι και η αξιοποίηση της (μικρότερες εγκαταστάσεις δέσμευσης της ηλιακής ενέργειας, μεγαλύτερη τελική ωφέλιμη ισχύς της εκάστοτε μορφής κ.α.). Η ηλιακή ενέργεια με την μορφή της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας δύναται να μετατραπεί, όπως και έχει προαναφερθεί, τόσο σε θερμότητα όσο και σε ηλεκτρική ενέργεια αποτελώντας χρήσιμη πηγή σε πλήθος εφαρμογών. Οι ενεργειακές αυτές μετατροπές διέπονται από βασικές αρχές που σχετίζονται με την ηλιακή ενέργεια, την ισχύ της ακτινοβολίας της και την αποδοτικότητα και λειτουργία των εν λόγω εγκαταστάσεων. ([3.1],[3.2])

3.1: Βασικές Αρχές Ηλιακής Ακτινοβολίας.

Η μέση ισχύς της ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας προσπίπτουσα κάθετα στην επιφάνεια της Γης εκτιμάται σε $1,36\text{kW}/\text{m}^2$ η οποία μεταβάλλεται κατά $\pm 3,4\%$ για τον λόγο που προαναφέρθηκε. Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό της ηλιακής ισχύς υπό την μορφή ακτινοβολίας αποτελεί η κατανομή της σε μεγάλο εύρος μηκών κύματος των λεγόμενων φασματικών ζωνών, εκφρασμένων σε nm. Η κατανομή της ακτινοβολίας στις φασματικές ζώνες γίνεται με το μέγεθος της φασματικής ισχύος (spectral irradiance) που ορίζεται ως ο η ισχύς ακτινοβολίας εντός μιας ορισμένης φασματικής ζώνης και εκφράζεται σε ($\text{kW}/\text{m}^2 \text{ nm}$). Η κατανομή της φασματικής ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας προσεγγισμένη από φάσμα μέλανος σώματος θερμοκρασίας 5800K φαίνεται στο Σχήμα 3.1.1. Αξιοσημείωτο κρίνεται πως η παραγωγή θερμικής ενέργειας μέσω της ηλιακής ακτινοβολίας δεν περιορίζεται από το φάσμα καθώς οποιοδήποτε φάσμα δύναται να απορροφηθεί, όχι όμως σε ίδια ποσοστά, από ένα σώμα επιφέροντας αύξηση της θερμοκρασίας του.

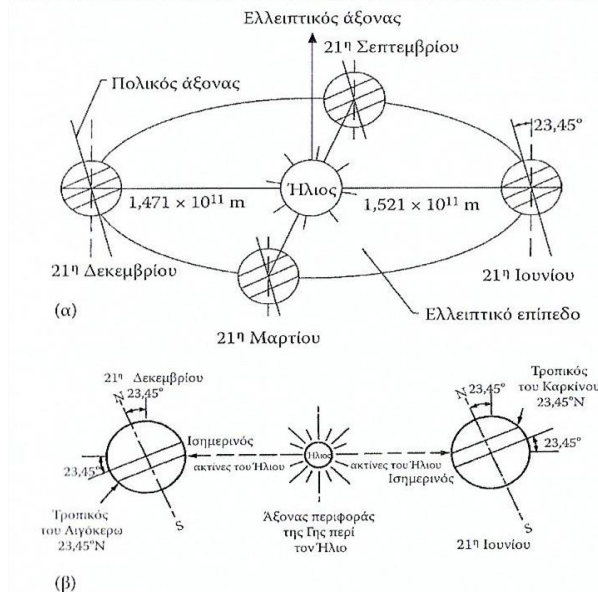
Για την λεπτομερή μελέτη και συνάμα αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας λόγο της άμεσης εξάρτησης της τοποθεσίας της εκάστοτε περιοχής και της κίνησης της Γης γύρω από τον ήλιο καθίσταται αναγκαία η γεωμετρική συσχέτιση μεταξύ της θέσης Γης και ηλίου, η γωνιακή ανάλυση της ακτινοβολίας και τελικά η εκτίμηση της ακτινοβολίας. ([3.1],[3.2])



Σχήμα 3.1.1: Καμπύλες φασματικής ισχύος για άμεση ηλιακή ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας για θερμοκρασίες μέλανος σώματος 5800K και 5762K και επί της θάλασσας της Γης. Οι περιοχές με σκίαση αντιστοιχούν σε φαινόμενα απορρόφησης λόγω H₂O, CO₂ και O₃ της ατμόσφαιρας. Στο πάνω μέρος του διαγράμματος φαίνονται οι ζώνες που αντιστοιχούν στις συγκεκριμένες χρήσεις της ηλιακής ενέργειας.[3.1]

3.1.1: Γωνιακή Ανάλυση Ηλιακής Ακτινοβολίας λόγω Θέσης Γης και Ηλίου.

Η σχετική κίνηση της Γης με τον ήλιο εισάγει γωνιακές παραμέτρους στην ανάλυση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας πέραν της ισχύος της ακτινοβολίας αυτής καθαυτής. Όπως παρουσιάστηκε στο Σχήμα 3.1 η απόσταση Γης και ηλίου παρουσιάζει διακύμανση και με περισσότερη λεπτομέρεια στο Σχήμα 3.1.2 έχει σχεδιαστεί η ελλειπτική τροχιά της κίνησης της Γης γύρω από τον ήλιο με την ελάχιστη και μέγιστη μεταξύ τους απόσταση.



Σχήμα 3.1.2: (α) Κίνηση της Γης γύρω από τον ήλιο, (β) θέση των τροπικών.[3.1]

Οι θεμελιώδεις ποσότητες που αποτελούν χαρακτηριστικές τιμές μιας συγκεκριμένης τοποθεσίας και σε συγκεκριμένη χρονική στιγμή είναι η «ωραία γωνία» (hour angle), συμβολισμένη ως «h_s», το



«γεωγραφικό πλάτος» (latitude), συμβολισμένο ως «L» και η «ηλιακή απόκλιση» (solar declination), συμβολισμένη ως « δ_s ». Το πτολεμαϊκό μοντέλο της κίνησης του ηλίου είναι ιδιαίτερα διαδεδομένο αναφορικά με του υπολογισμούς αυτούς λόγω της απλότητας του και της ακρίβειας των αποτελεσμάτων. Γίνεται η θεώρηση πως η Γη είναι ακίνητη και μελετάται η φαινόμενη διαδρομή του ηλίου με αναφορά σύστημα αξόνων στην περιοχή που μελετάμε.

Η ωριαία γωνία (h_s) βασίζεται στον ονομαστικό χρόνο των 24h που απαιτείται για την πλήρη περιστροφή της Γης γύρω από τον εαυτό της, δηλαδή με βάση το πτολεμαϊκό μοντέλο, η διαγραφή 360° του ηλίου γύρω από την Γη-την εκάστοτε περιοχή σε μία ημέρα ή αλλιώς 15° ανά ώρα. Η ωριαία γωνία υπολογίζεται ως εξής:

$$h_s = \left(\frac{15^\circ}{\text{hr}}\right) [\text{ώρες από το ηλιακό μεσημέρι}] = \frac{[\text{λεπτά από το ηλιακό μεσημέρι}]}{4 \frac{\text{min}}{\text{deg}}} \quad (3.1.1)$$

Χαρακτηριστικό της Γης αποτελεί πως ο άξονας της περιστροφής δεν είναι κάθετος με το ελλειπτικό επίπεδο της τροχιάς αλλά σχηματίζει γωνία που είναι ίση με 23.45° . Η κλίση αυτή αποτελεί την αιτία της εποχιακής διακύμανσης της προσπίπτουσας ακτινοβολίας ανά περιοχή και άρα των εποχών. Η γωνία μεταξύ της ευθείας που διέρχεται από τα κέντρα των ουράνιων σωμάτων και του επιπέδου που διέρχεται από τον ισημερινό καλείται ηλιακή απόκλιση (δ_s). Οι ακραίες τιμές που λαμβάνει κατά την διακύμανση της είναι οι -23.45° την 21^η Δεκεμβρίου και 23.45° την 21^η Ιανουαρίου. Για τον υπολογισμό της κατά την διάρκεια του έτους θεωρείται σταθερή κατά την διάρκεια μιας ημέρας και η συνηθέστερη σχέση υπολογισμού της είναι η εξής:

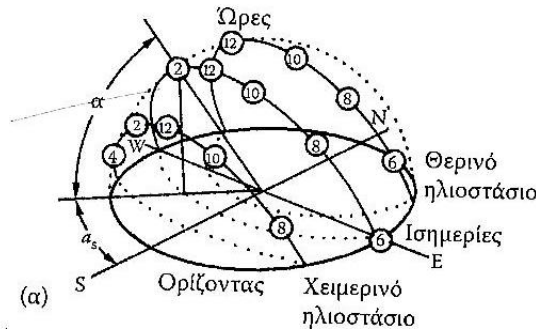
$$\delta_s = 23.45^\circ \sin \left[\frac{360(284+n)}{365} \right] \quad (3.1.2)$$

όπου n είναι ο αύξον αριθμός της ημέρας του έτους με την τιμή n=1 να αντιστοιχεί στην 1^η Ιανουαρίου.

Το γεωγραφικό πλάτος (L) ορίζεται ως η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της ευθείας που συνδέει το κέντρο της Γης και την υπό εξέταση θέση και του ισημερινού επιπέδου. Η προσήμανση τους είναι θετικές (+) βόρεια του ισημερινού και αρνητικές (-) νότια.

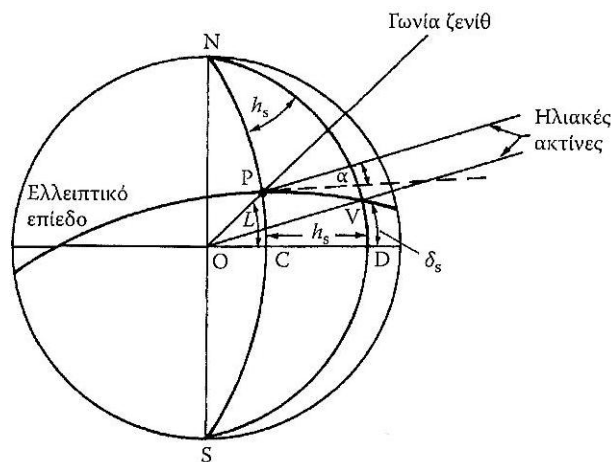
Πέραν της ηλιακής απόκλισης είναι και ιδιαίτερα σημαντική η γνώση της θέσης του ηλίου σε μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή στην υπόψη περιοχή. Η θέση του ηλίου περιγράφεται από δύο γωνίες, την «γωνία ηλιακού ύψους» (solar altitude angle) και την «γωνία ηλιακού αζιμουθίου» (solar azimuth angle). Η γωνία ηλιακού ύψους, συμβολισμένη ως « α », είναι η γωνία μεταξύ μιας ακτίνας ηλίου και του οριζοντίου επιπέδου και η γωνία ηλιακού αζιμουθίου, συμβολισμένη ως « α_s », που είναι η γωνία μιας ακριβώς νότιας ευθείας και της προβολής της θέσης του παρατηρητή, του συστήματος αναφοράς, προς τον ήλιο επί το οριζόντιο επίπεδο. Η προσήμανση της γωνίας αυτής είναι θετική (+) δυτικά του νότου και αρνητική (-) ανατολικά. Ως παράδειγμα παρατίθενται οι γωνίες αυτές σχηματικά (Σχήμα 3.1.3) για κάποιες συγκεκριμένες διαδρομές. Επιπλέον, ορίζεται και η «γωνία του ηλιακού ζενίθ» (solar zenith angle), συμβολισμένη ως «z», και ορίζεται ως η γωνία μεταξύ της γωνίας ηλίου και της κατακόρυφης της θέσης (3.1.2).

$$z = 90^\circ - \alpha \quad (3.1.3)$$



Σχήμα 3.1.3: Γωνία ηλιακού ύψους (α) και ηλιακού αζιμουθίου (α_s) για τις διαδρομές του ηλίου κατά το θερινό ηλιοστάσιο (21^η Ιουνίου), τις ισημερίες (21^η Μαρτίου και 21^η Σεπτεμβρίου) και το χειμερινό ηλιοστάσιο (21^η Δεκεμβρίου) για περιοχή σε γεωγραφικό πλάτος 40°B.[3.1]

Οι παραπάνω γωνίες παρουσιάζονται ενδεικτικά στο Σχήμα 3.1.4. [3.1]



Σχήμα 3.1.4: Η ηλιακή ωριαία γωνία (h_s), η ηλιακή απόκλιση (δ_s), το γεωγραφικό πλάτος (L) και η γωνία ηλιακού ύψους (α) για μία τοποθεσία (P).[3.1]

3.1.2: Ηλιακή Ώρα και Ηλιακές Γωνίες.

Οι γωνίες α και α_s δεν είναι θεμελιώδεις γωνίες και για τον λόγο αυτό κρίνεται σκόπιμη η αναγωγή τους με βάση τις θεμελιώδεις γωνίες. Για να επιτευχθεί ο σκοπός αυτός απαιτείται ο προσδιορισμός της ωριαίας γωνίας (h_s) και συγκεκριμένα της «τοπικής ηλιακής ώρας». Η τοπική ηλιακή ώρα διαφέρει της τοπικής συμβατικής ώρας με βάση την ακόλουθη σχέση.

$$[\text{τοπική ηλιακή ώρα}] = [\text{τοπική συμβατική ώρα}] + \text{ET} \pm (I_{\text{st}} - I_{\text{local}}) \left(4 \frac{\text{min}}{\text{deg}} \right) \quad (3.1.4)$$

όπου: ET: είναι η εξίσωση χρόνου που αποτελεί διορθωτικό παράγοντα [hr]

I_{st} : είναι ο μεσημβρινός της τοπικής συμβατικής ώρας [deg]

I_{local} : είναι το γεωγραφικό μήκος της υπό εξέταση θέσης [deg]

και «+» για δυτικά μήκη και «-» για ανατολικά μήκη.

Η εξίσωση χρόνου (ET) αποτελεί διορθωτικό παράγοντα και υπολογίζεται για κάθε ημέρα του έτους. Οι τιμές τις δύναται να ληφθούν και από διαγράμματα αλλά ο συνηθέστερος τρόπος είναι με την χρήση εξίσωσης. Η εξίσωση που χρησιμοποιήθηκε είναι η εμπειρική σχέση:



$$ET = 9,87(\sin 2B) - 7,53(\cos B) - 1,5(\sin B) \quad (3.1.5)$$

$$\text{και} \quad B[\text{deg}] = \frac{360(n-81)}{364} \quad (3.1.6)$$

Η γωνία ηλιακού ύψους, α , υπολογίζεται με εφαρμογή του νόμου των συνημιτόνων από το Σχήμα 3.1.4 και προκύπτει ότι:

$$\sin \alpha = \sin L \sin \delta_s + \cos L \cos \delta_s \cos h_s \quad (3.1.7)$$

και η γωνία αζιμουθίου, α_s , υπολογίζεται ως εξής:

$$\sin \alpha_s = \cos \delta_s \frac{\sin h_s}{\cos \alpha} \quad (3.1.8)$$

Άμεσα προκύπτει το πρόβλημα υπολογισμού της γωνίας αζιμουθίου, α_s , όταν η απόλυτη τιμή της είναι μεγαλύτερη των 90° . Για την αντιμετώπιση του προβλήματος αυτού διακρίνονται οι ακόλουθες δύο περιπτώσεις.

1^η περίπτωση: Για γεωγραφικό πλάτος $L > \delta_s$ οι ηλιακές ώρες ακριβώς κατά την ανατολή (t_E) και δύση (t_W) υπολογίζονται από την εξίσωση:

$$t_{E(-),W(+)} = 12^{00} \mp \left(\cos^{-1} \frac{\tan \delta_s}{\tan L} \right) \left(\frac{\text{hr}}{15^\circ} \right) \quad (3.1.9)$$

Για ώρες πριν ο ήλιος βρεθεί ακριβώς στην ανατολή και μετά εφόσον βρεθεί ακριβώς στην δύση, ο ήλιος βρίσκεται στον βορρά στο βόρεια και στον νότο στο νότιο ημισφαίριο και η γωνία α_s είναι μεγαλύτερη των 90° . Ο υπολογισμός της γίνεται ως εξής:

$$\alpha_s = \pm(180^\circ - |\alpha_s|) \quad (3.1.10)$$

με «+» είναι για τις ώρες πριν την ανατολή και «-» μετά την δύση

2^η περίπτωση: Για $|L| \leq |\delta_s|$ ο ήλιος παραμένει βόρεια στο βόρειο ημισφαίριο και νότια στο νότιο και η πραγματική τιμή της α_s είναι υψηλότερη των 90° .

Οι ωριαίες γωνίες ανατολής και δύσης, h_{sr} και h_{ss} αντίστοιχα, δίνονται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$h_{ss(+),sr(-)} = \pm \cos^{-1}(-\tan L \tan \delta_s) \quad (3.1.11)$$

και οι ηλιακές ώρες ανατολής και δύσης υπολογίζονται από την εξίσωση (3.1.1) και προκύπτει ότι:

$$t_{ss(+),sr(-)} = 12 \cdot 60 \pm \left(\cos^{-1}(-\tan L \tan \delta_s) \right) 4 \frac{\text{min}}{\text{deg}} \quad (3.1.12)$$

Στο σημείο αναφέρεται ότι για χρόνο πριν την ανατολή και μετά την δύση θεωρείται μηδενική ηλιακή ακτινοβολία. [3.1]

3.1.3: Ηλιακή Ακτινοβολία και Υπολογισμός.

Η ηλιακή ακτινοβολία σε μία τοποθεσία είναι το βασικότερο μέγεθος για την επιλογή και σχεδιασμό οποιουδήποτε συστήματος αξιοποίησης της. Ο υπολογισμός της ηλιακής ακτινοβολίας που τελικά καταφθάνει στην περιοχή και αξιοποιείται από την εγκατάσταση γίνεται αρχικά με βάση



τον υπολογισμό της ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας. Η ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας σε επιφάνεια κάθετη σε αυτήν γίνεται με βάση μία ακτινοβολία αναφοράς που καλείται «ηλιακή σταθερά». Η ηλιακή σταθερά, συμβολισμένη ως I_0 , ορίζεται ως η μέση ποσότητα της ηλιακής ακτινοβολίας που προσπίπτει σε επιφάνεια κάθετη στις ακτίνες του ηλίου και στην μέση απόσταση μεταξύ Γης και ηλίου. Λαμβάνει σταθερή τιμή και ίση με 1353 W/m^2 ($\pm 1.6\%$). Η τιμή αυτή έχει δεχθεί αλλαγές και τροποποιήσεις, καθώς με τις πιο πρόσφατες μετρήσεις έχουν προταθεί οι τιμές $1366,1 \text{ W/m}^2$ και 1367 W/m^2 [3.1]. Η ηλιακή ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας σε κάθετη επιφάνεια (I) υπολογίζεται για κάθε ημέρα (n) του έτους και η συνηθέστερη εξίσωση υπολογισμού της με επαρκή ακρίβεια είναι η ακόλουθη:

$$I = I_0 \left[1 + 0.034 \cdot \cos \left(\frac{360 \cdot n}{365,25} \right) \right] \quad (3.1.13)$$

όπου έχουν θεωρηθεί 365,25 ημέρες έτους. [3.1]

Όπως και έχει προαναφερθεί η ηλιακή ακτινοβολία κατά την διαδρομή της εντός ατμόσφαιρας δεν διατηρεί σε όλη το ποσοστό της αμετάβλητη διεύθυνση. Το μέρος της που φτάνει στο έδαφος ή στην εν λόγω εγκατάσταση/σύστημα και έχει διαχυθεί δια σκέδασης ονομάζεται «διάχυτη ακτινοβολία» (diffuse radiation), ενώ η ακτινοβολία της οποίας δεν έχει μεταβληθεί η διεύθυνση καλείται «άμεση ακτινοβολία» (direct radiation). Για την εκτίμηση της ηλιακής ακτινοβολίας, άμεσης και διάχυτης, σε διάφορα μέρη του κόσμου το συνηθέστερο και ευρέως χρησιμοποιούμενο μοντέλο είναι το «μοντέλο ακτινοβολία καθαρού ουρανού» που αναπτύχθηκε για την ASHRAE (ASHRAE Clear Sky Model) από τους C.A. Gueymard και D.Thevenard (2009). Σύμφωνα με το μοντέλο αυτό η ένταση άμεσης ακτινοβολίας ($I_{b,N}$) και διάχυτης ($I_{d,h}$) υπολογίζεται από τις ακόλουθες εξισώσεις.

$$I_{b,N} = I \cdot e^{-\tau_b m^b} \quad (3.1.14)$$

$$I_{d,h} = I \cdot e^{-\tau_d m^d} \quad (3.1.15)$$

όπου : $I_{b,N}$: η ένταση άμεσης ακτινοβολίας ανά μονάδα επιφάνειας κάθετης στις ακτίνες ηλίου [W/m^2]

$I_{d,h}$: η ένταση διάχυτης οριζόντιας ακτινοβολίας ανά μονάδα επιφάνειας οριζόντιου επιπέδου [W/m^2]

τ_d και τ_b : είναι το (αδιάστατο) οπτικό πάχος της άμεσης και διάχυτης ακτινοβολίας.

m : είναι ένα αδιάστατο μήκος όδευσης κατά μήκος της ατμόσφαιρας και καλείται «αέριος μάζα» (air mass).

b και d : είναι οι εκθέτες της αερίου μάζας για άμεση και διάχυτη ακτινοβολία

Για τον υπολογισμό της αερίου μάζας (m) χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση :

$$m = \frac{1}{\sin \alpha + 0,50572(6,07995 + \alpha)^{-1,6364}} \quad (3.1.16)$$

με βάση την οποία ο υπολογισμός της γίνεται συνάρτηση της γωνίας ηλιακού ύψους, α .

Οι εκθέτες b και d συνδέονται με τα τ_b και τ_d μέσω των ακόλουθων εμπειρικών σχέσεων:

$$b = 1,219 - 0,043 \cdot \tau_b - 0,151 \cdot \tau_d - 0,204 \cdot \tau_b \tau_d \quad (3.1.17)$$



$$d = 0,202 - 0,852 \cdot \tau_b - 0,007 \cdot \tau_d - 0,357 \cdot \tau_b \tau_d \quad (3.1.18)$$

Οι συντελεστές τ_b και τ_d , των οπτικών παχών, εξαρτώνται από την περιοχή και μεταβάλλονται κατά την διάρκεια του έτους, ποσοτικοποιώντας την εξάρτηση της ηλιακής ακτινοβολίας από τις τοπικές κλιματικές συνθήκες. Στους παρόντες υπολογισμούς λήφθηκαν για κάθε μήνα οι μέσες τιμές αυτών την 21^η ημέρα κάθε μήνα και για την τοποθεσία της Αθήνας σύμφωνα με τις τιμές του παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 3.1: Τιμές των τ_b και τ_d για την Αθήνα και Θεσσαλονίκη για την 21^η ημέρα κάθε μήνα.[3.1]

| Οπτικά Πάχη για Ελλάδα | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------|-----------|----------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|
| Πόλη | Γ. πλάτος | Γ. μήκος | | Ιαν. | Φεβ. | Μάρ. | Απρ. | Μάι. | Ιούν. | Ιούλ. | Αύγ. | Σεπτ. | Οκτ. | Νοέ. | Δεκ. |
| Αθήνα | 37,90 °B | 23,73 °A | τ_b | 0,370 | 0,399 | 0,435 | 0,484 | 0,468 | 0,477 | 0,498 | 0,493 | 0,473 | 0,463 | 0,3981 | 0,378 |
| | | | τ_d | 2,155 | 2,038 | 1,938 | 1,818 | 1,933 | 1,945 | 1,885 | 1,900 | 1,926 | 2,005 | 2,089 | 2,132 |
| Θεσσαλονίκη | 40,52 °B | 22,97 °A | τ_b | 0,354 | 0,395 | 0,435 | 0,493 | 0,481 | 0,517 | 0,526 | 0,535 | 0,488 | 0,437 | 0,393 | 0,369 |
| | | | τ_d | 2,192 | 2,010 | 1,914 | 1,775 | 1,880 | 1,815 | 1,811 | 1,790 | 1,872 | 1,990 | 2,092 | 2,128 |

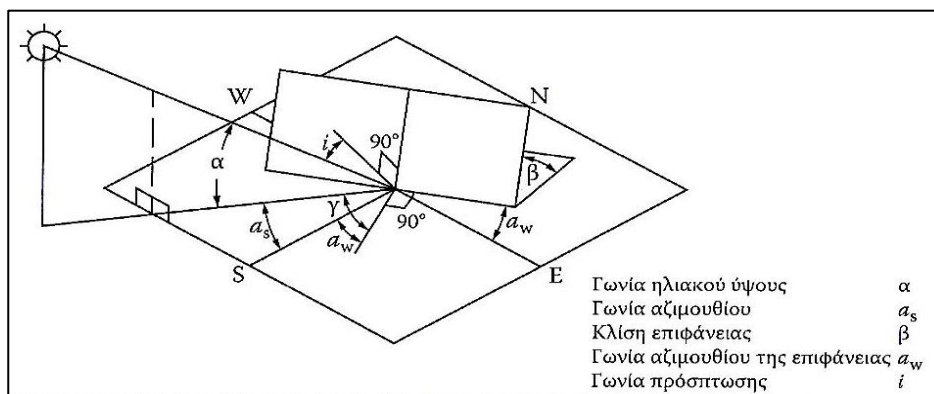
Οι εξισώσεις (3.1.14) και (3.1.15) είναι κατάλληλες για τον υπολογισμό της έντασης της ηλιακής ακτινοβολίας για οριζόντιο επίπεδο. Όταν το υπόψη επίπεδο βρίσκεται με κλίση (β) ως προς το οριζόντιο επίπεδο και υπό γωνία αζιμουθίου (α_w , κατά σύμβαση θετική για τη δύση), όπως απεικονίζεται και στο Σχήμα 3.1.5, τότε η προσκείμενη στην κεκλιμένη επιφάνεια ηλιακή ακτινοβολία (I_c) υπολογίζεται ως το παρακάτω άθροισμα.

$$I_c = I_{b,c} + I_{d,c} + I_{r,c} \text{ [kW/m}^2\text{]} \quad (3.1.19)$$

όπου : $I_{b,c}$: η άμεση ακτινοβολία

$I_{d,c}$: η διάχυτη ακτινοβολία

$I_{r,c}$: η ανακλώμενη από το έδαφος ακτινοβολία



Σχήμα 3.1.5: Πρόσπτωση ηλιακής ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια και οι απαραίτητες γωνίες.[3.1]

Η άμεση ακτινοβολία επί της κεκλιμένης επιφάνειας ($I_{b,c}$) υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$I_{b,c} = I_{b,N} \cdot \cos i \quad (3.1.20)$$

όπου : $I_{b,c}$: η άμεση ακτινοβολία

$I_{b,N}$: η άμεση ακτινοβολία επιπέδου κάθετου στις ακτίνες του ηλίου

i : η γωνία πρόσπτωσης της ακτίνας επί της κεκλιμένης επιφάνειας



Η γωνία πρόσπτωσης (angle of incidence) είναι η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της κάθετης προς της επιφάνεια και της διεύθυνσης των ακτινών. Ο υπολογισμός της γίνεται ως εξής:

$$\cos i = \cos \alpha \cdot \cos(a_s - a_w) \cdot \sin \beta + \sin \alpha \cdot \cos \beta \quad (3.1.21)$$

όπου: a_s : η γωνία αζιμουθίου [deg]

a_w : η γωνία αζιμουθίου της επιφάνειας [deg]

β : η κλίση της επιφάνειας [deg]

Η διάχυτη ακτινοβολία ($I_{d,c}$) υπολογίζεται συνάρτηση της διάχυτης ακτινοβολίας οριζώντιου επιπέδου ($I_{d,h}$) και προκύπτει από την εξίσωση:

$$I_{d,c} = I_{d,h} \cdot \left(\cos \frac{\beta}{2}\right)^2 \quad (3.1.22)$$

Τέλος, η προσλαμβανόμενη από την κεκλιμένη επιφάνεια ανακλώμενη από το έδαφος ακτινοβολία υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$I_{r,c} = \rho(I_{b,N} \sin \alpha + I_{d,h}) \left(\sin \frac{\beta}{2}\right)^2 \quad (3.1.23)$$

Ο συντελεστής « ρ » εξαρτάται από το έδαφος. Για συνηθισμένη μορφολογία εδάφους λαμβάνει τιμές της τάξης του 0.2, ενώ για χιονοστρωμένο έδαφος 0.8.[3.1]

3.2: Αξιοποίηση Ηλιακής Ενέργειας.

Η ηλιακή ενέργεια χρησιμοποιείται σε εφαρμογές παραγωγής θερμότητας αλλά και άμεσης παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με την φωτοβολταϊκή μετατροπή της. Η παραγωγή θερμότητας βασίζεται στην απορρόφηση της ηλιακής ενέργειας από εκτιθέμενο σώμα επιτυγχάνοντας την θέρμανση του. Οι συσκευές που χρησιμοποιούνται για τον σκοπό αυτόν είναι οι ηλιακοί συλλέκτες. Οι απλούστεροι ηλιακοί συλλέκτες είναι οι επίπεδοι συλλέκτες (flat plate collector) και αποτελούνται από επιφάνεια που απορροφά την ηλιακή ενέργεια και εργαζόμενο μέσο που την παραλαμβάνει. Τέτοιου τύπου συλλέκτες βρίσκουν εφαρμογή κυρίως για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης και την θέρμανση χώρων, καθώς δύναται να αποδώσουν την απορροφημένη θερμότητα σε θερμοκρασία της τάξης των 70°C. Για την παραγωγή θερμότητας με σκοπό την ηλεκτροπαραγωγή (έμμεση παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας) απαιτούνται υψηλότερες θερμοκρασίες και για τον λόγο αυτόν αναπτύχθηκαν συστήματα εστίασης και συγκέντρωσης της ακτινοβολίας που τροφοδοτούν συγκεντρωτικούς ηλιακούς θερμικούς σταθμούς (concentrated solar thermal power – CSP). Η φωτοβολταϊκή μετατροπή της ηλιακής ενέργειας (άμεση παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας) γίνεται μέσω των ηλιακών κελιών αξιοποιώντας το φαινόμενο του ζωνικού χάσματος (band gap). Το εύρος του βαθμού απόδοσης τους κυμαίνεται από 10%-44% με τον συνολικό βαθμό απόδοσης των εμπορικών φωτοβολταϊκών να κυμαίνεται στο εύρος 10%-20%. [3.1]

3.2.1: Συγκεντρωτικοί Ηλιακοί Θερμικοί Σταθμοί.

Η μετατροπή της ηλιακής ακτινοβολίας σε θερμότητα υψηλής θερμοκρασίας για την παραγωγή μηχανικής και τελικώς ηλεκτρικής ενέργειας από θερμοδυναμικό κύκλο αποτελεί την έμμεση αξιοποίηση της ενέργειας της ηλιακής ακτινοβολίας και είναι η βάση των συστημάτων των



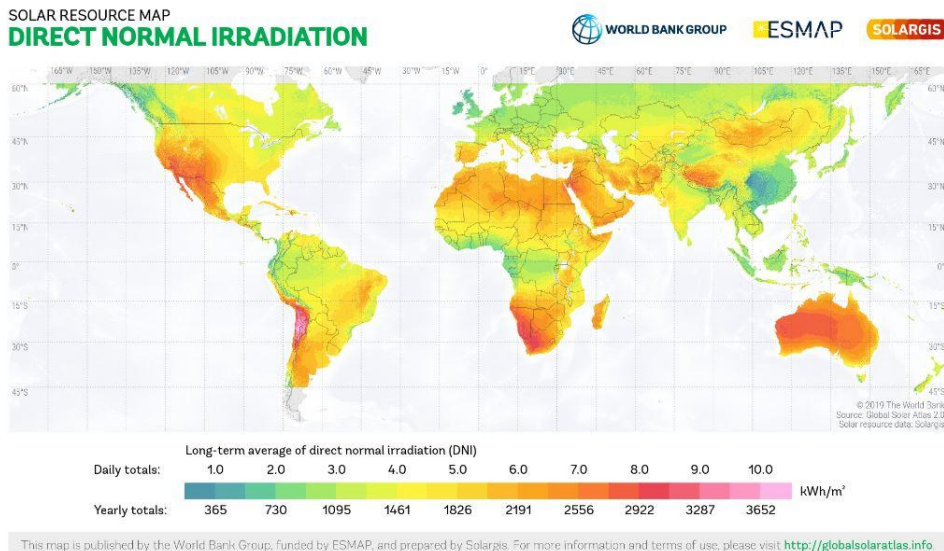
συγκεντρωτικών ηλιακών θερμικών σταθμών (Concentrating Solar Power-CSP). Στα συγκεντρωτικά ηλιακά συστήματα η παραγωγή της θερμότητας γίνεται αξιοποιώντας την προσπίπτουσα άμεση ηλιακή ακτινοβολία και η χρήση της θερμότητας γίνεται από θερμοδυναμικό κύκλο. Το πλήθος των θερμοηλεκτρικών σταθμών παγκοσμίως υλοποιούν τον κύκλο Rankine και μικρότερο ποσοστό τον κύκλο Brayton. Ωστόσο, και οι δύο θερμοδυναμικοί αυτοί κύκλοι δύναται να μετατρέψουν την ηλιακή ενέργεια σε ηλεκτρική. Τα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται στον κύκλο Rankine είναι κατά κύριο λόγο το νερό, ενώ σε χαμηλότερες θερμοκρασίες (70°C-300°C) χρησιμοποιείται οργανικός κύκλος Rankine. Ο κύκλος Brayton χρησιμοποιεί ως εργαζόμενο μέσο τον αέρα ή και το He αλλά και το CO₂ όπως θα παρουσιαστεί και στο επόμενο Κεφάλαιο. Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί πως αρκετά συστήματα CSP χρησιμοποιούν θερμοδυναμικό κύκλο Stirling για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ο κύκλος Stirling χρησιμοποιεί ως εργαζόμενο μέσο τον αέρα σε υψηλή και χαμηλή θερμοκρασία της τάξης των 600°C -800°C και 80°C -100°C. Ο κύκλος αυτός επιτυγχάνει βαθμούς απόδοσης μεταξύ 30%-40% αλλά για σχετικά χαμηλές ισχύς, εύρους 10kW-100kW. ([3.1],[3.2])

Οι τεχνολογίες CSP που χρησιμοποιούνται σήμερα δύναται να ταξινομηθούν σε τέσσερις ευρείς κατηγορίες. Η ταξινόμηση τους γίνεται ανάλογα με τον τρόπο συλλογής της ηλιακής ενέργειας και διακρίνονται στους παραβολικούς συλλέκτες (parabolic trough collecto – PTC), στα συστήματα γραμμικού ανακλαστήρα Fresnel (linear Fresnel reflecto – LFR), οι ηλιακοί πύργοι ή αλλιώς κεντρικού δέκτη (central receiver system – CRS) και οι παραβολικοί δίσκοι. Το μεγαλύτερο μέρος των CSP καταλαμβάνουν οι σταθμοί με PTC. Οι σταθμοί με ανακλαστήρες Fresnel χρησιμοποιούν τις ίδιες αρχές με τους PTC απλώς η συγκέντρωση γίνεται με γραμμικό ανακλαστήρα. Κρίνεται σκόπιμη να γίνει αναφορά στις εγκαταστάσεις με ηλιακούς πύργους (CRS) λόγω των υψηλών βαθμών απόδοσης και συντελεστή εκμετάλλευσης που παρουσιάζουν. Τα χαρακτηριστικά των τεχνολογιών αυτών παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα. [3.1]

Πίνακας 3.2.1: Χαρακτηριστικά σταθμών CSP [3.1]

| Κατηγορία | Μέγιστη Απόδοση | Ετήσια Απόδοση | Ετήσιος Συντελεστής Εκμετάλλευσης |
|--------------------|-----------------|---|-----------------------------------|
| PTC & LFR | 21% | 10%-12%(επιβεβαιωμένος) 14%-18%(εκτιμώμενος) | 24%(επιβεβαιωμένος) |
| CRS | 30% | 14%-25%(εκτιμώμενος) | 25%-70%(εκτιμώμενος) |
| Παραβολικοί Δίσκοι | 29% | 18-25%(εκτιμώμενος) | 25%(εκτιμώμενος) |

Βασικό κριτήριο για την απόδοση των CSP αποτελεί κατά κύριο λόγο η υψηλή θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας (T_H) καθώς τότε αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης Carnot για λόγους που αναπτύχθηκαν λεπτομερέστερα στο Κεφάλαιο 2. Η υψηλή θερμοκρασία του κύκλου καθώς και η προσφερόμενη θερμότητα σε αυτόν καθορίζονται άμεσα από την ηλιακή ακτινοβολία της συγκεκριμένης τοποθεσίας. Τοποθεσίες κατάλληλες για την εγκατάσταση CSP είναι περιοχές αφενός με υψηλό ηλιακό δυναμικό και αφετέρου άγονες ώστε να μην υπάρχει η εναλλακτική της αγροτικής αξιοποίησής τους. Επιθυμείται η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία να παρουσιάζει υψηλές τιμές και συγκεκριμένα το κριτήριο τίθεται στο «δυναμικό της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας» που ορίζεται ως η μέση ενέργεια εκείνης ανά τετραγωνικό μέτρο το χρόνο (kWh/m^2) με τις κατάλληλες τιμές να βρίσκονται άνω των $1700kWh/m^2$ το χρόνο. Στο Σχήμα 3.2.1 και 3.2.2 παρουσιάζεται ο χάρτης του δυναμικού της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας για την υφήλιο και την Ελλάδα κατά το έτος 2019.



Σχήμα 3.2.1: Παγκόσμιος χάρτης δυναμικού άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας για το έτος 2019.[3.7]



Σχήμα 3.2.2: Χάρτης δυναμικού άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας για της Ελλάδα για το έτος 2019.[3.8]

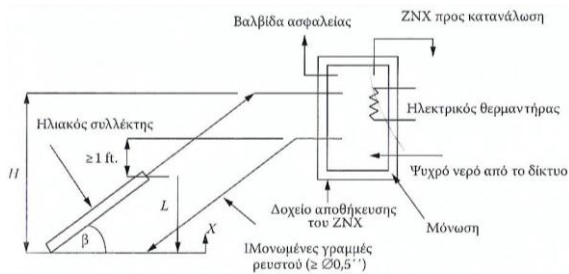
Παρατηρείται πως οι περιοχές αυτές βρίσκονται μεταξύ του Βορείου και Νοτίου γεωγραφικού παράλληλου των 40°. Στην Ελλάδα παρατηρούνται περιοχές αρκετά υψηλού δυναμικού άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας. Η Αθήνα βρίσκεται κοντά στις τιμές των 1600-1700kWh/m² το έτος, ενώ σε περιοχές όπως η Κρήτη και η Ρόδος το δυναμικό ξεπερνά ακόμη και τις 2000kWh/m². [3.2]



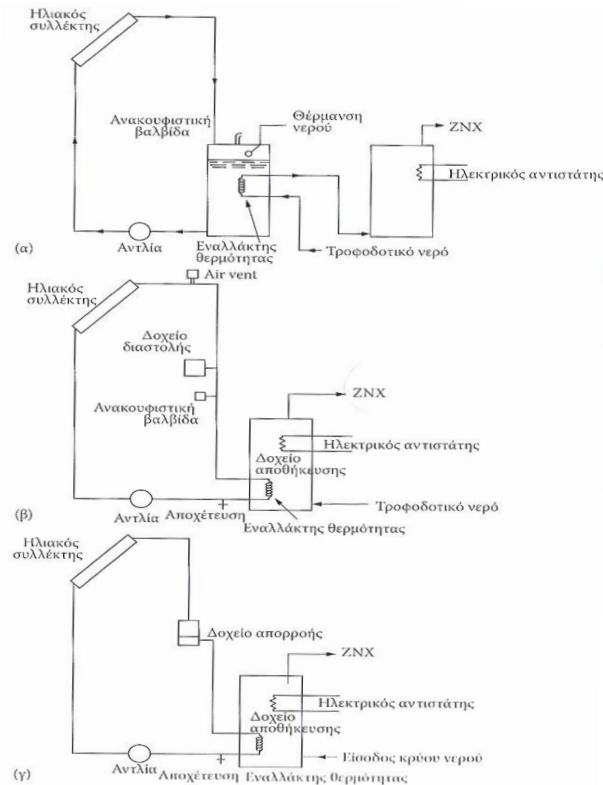
3.2.2: Παραγωγή Θερμότητας και Ψύξης.

Η ηλιακή ενέργεια πέραν των εφαρμογών της στην ηλεκτροπαραγωγή χρησιμοποιείται ευρύτατα και για την παραγωγή θερμότητας. Η θερμότητα από την ηλιακή ενέργεια δύναται να αξιοποιηθεί σε κτιριακές εφαρμογές αλλά και σε βιομηχανικές εφαρμογές που απαιτούν την χρήση θερμότητας. Στις τελευταίες καταλογίζονται η βιομηχανική κατανάλωση θερμότητας, η ψύξη, η αφύγρανση και η αφαλάτωση νερού.

Η αξιοποίηση της ηλιακής θερμότητας σε χαμηλή θερμοκρασία, μη κατάλληλη για ηλεκτροπαραγωγή, βρίσκει ευρεία εφαρμογή μέσω της παροχής ζεστού νερού χρήσης (ZNX) αλλά και της θέρμανσης χώρων. Το ζεστό νερό χρήσης δεν χρησιμοποιείται μόνο σε κατοικίες αλλά και σε μεγαλύτερα κτιριακά συγκροτήματα και βιομηχανίες, όπως τα νοσοκομεία, ξενοδοχεία και συγκροτήματα γραφείων. Τα συστήματα παροχής ζεστού νερού χρήσης δύναται να είναι φυσικής κυκλοφορίας ή και εξαναγκασμένης. Στα παρακάτω σχήματα (Σχήμα 3.2.2 και 3.2.3.) παρουσιάζονται τυπικά μονογραμμικά τέτοιων συστημάτων.



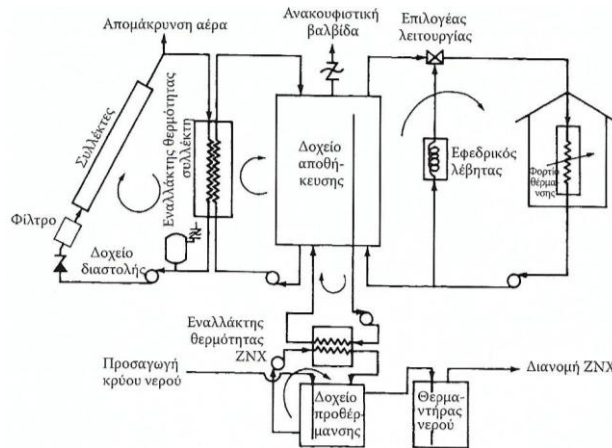
Σχήμα 3.2.2: Ηλιακή διάταξη παραγωγής ΖΝΧ φυσικής κυκλοφορίας.[3.1]



Σχήμα 3.2.3: Ηλιακές διατάξεις παραγωγής ΖΝΧ εξαναγκασμένης κυκλοφορίας.(α) Σύστημα ανοικτού βρόγχου, (β) σύστημα κλειστού βρόγχου και (γ) σύστημα κλειστού βρόγχου με απορροή.[3.1]

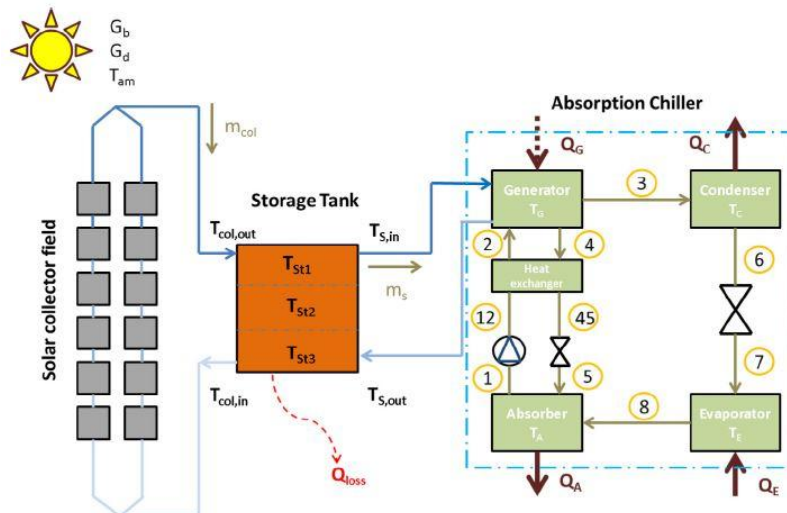


Η παραγωγή θερμότητας σε χώρο είναι εφαρμογή κατάλληλη για την ηλιακή ενέργεια λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας του χώρου για τα ηλιακά συστήματα. Οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες είναι κατάλληλοι τόσο για την παροχή ΖΝΧ όσο και για την θέρμανση χώρων και ένα τυπικό μονογραμμικό σχέδιο μίας τέτοιας εγκατάστασης παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.2.4.[3.1]



Σχήμα 3.2.4: Μονογραμμικό σχέδιο εγκατάστασης θέρμανσης χώρων και ΖΝΧ αξιοποιώντας ηλιακή ενέργεια.[3.1]

Η παραγωγή ψύξης με την χρήση ηλιακής ενέργειας από ψυκτικό κύκλο γίνεται κατά κύριο λόγο με κύκλους ψύξης με απορρόφηση θερμότητας. Μονογραμμικό σχέδιο τυπικής εγκατάστασης ψύξης με απορρόφηση θερμότητας με πηγή την ηλιακή ενέργεια παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.2.5.



Σχήμα 3.2.5: Ψύξη με απορρόφηση θερμότητας από ηλιακή ενέργεια.[3.3]

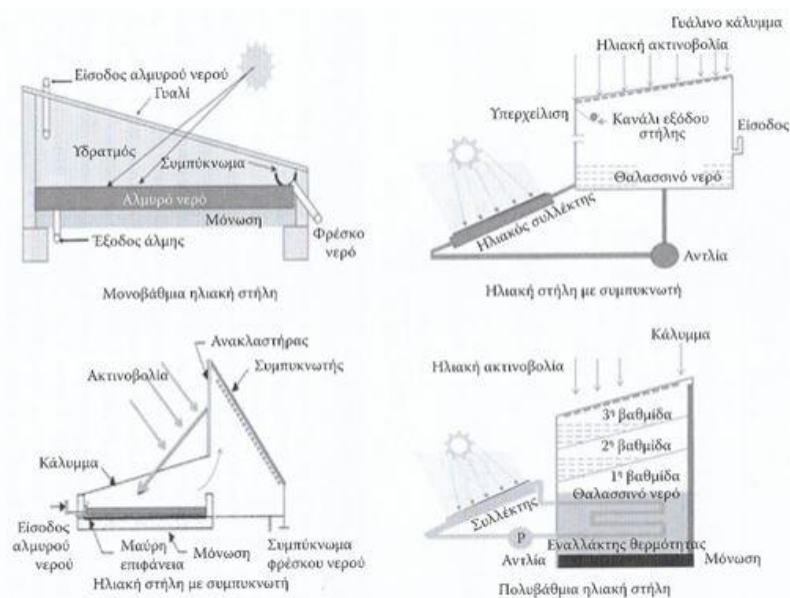
Τέτοιες εφαρμογές ψύξης είναι κατάλληλες για την ηλιακή ενέργεια λόγω της χαμηλής προς μέτριας θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας. Η θερμοκρασία προσδίδεται στην ατμογεννήτρια (generator) με την θερμοκρασία αυτής (T_G) να βρίσκεται στην τάξη των 100°C . Ευρέως χρησιμοποιούμενα διαλύματα κύκλων ψύξης με απορρόφηση είναι το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, $\text{LiCl-H}_2\text{O}$ και $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Η ψυκτική ισχύς που παράγουν τέτοιου τύπου συστήματα είναι της τάξης των εκατοντάδων kW με τυπικό βαθμό συμπεριφοράς (COP) 0.70-0.95. ([3.3]-[3.6])

Οι ενεργειακές απαιτήσεις των κτηρίων είναι ένα σημαντικό μέρος της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας. Ο τομέας των ενεργειακών απαιτήσεων των κτηρίων δέχεται αλλαγές λόγω της σημαντικής ενεργειακής και περιβαλλοντικής συνεισφοράς τους στην παγκόσμια κατανάλωση. Οι καταναλώσεις



ενέργειας των κτηρίων ευθύνονται για σημαντικά ποσοστά ρύπων και εκπομπών CO₂, όπως και παρουσιάστηκε στα Σχήματα 1.3.2-1.3.5. Το ενεργειακό φορτίο του κτηρίου δύναται να μειωθεί στο 1/3 με τον κατάλληλο σχεδιασμό παθητικού συστήματος θέρμανσης μειώνοντας με τον τρόπο αυτό και το συνολικό αποτύπωμα τους, σχεδόν αναλογικά. Η ηλιακή θέρμανση των κτηρίων χρησιμοποιεί τα βασικά στοιχεία ενός οποιουδήποτε συστήματος ηλιακής ενέργειας προσαρμοσμένο στο κτήριο. Οι συλλέκτες των κτηρίων είναι τα παράθυρα, οι τοίχοι και τα δάπεδα, η αποθήκευση της θερμότητας γίνεται από τις θερμικές μάζες (τοίχοι, δάπεδα, εσωτερικές θερμικές μάζες όπως εσωτερικοί τοίχοι), η διανομή της θερμότητας στο εσωτερικό του κτηρίου γίνεται μέσω ακτινοβολίας, συναγωγής και του μηχανικού αερισμού, ο έλεγχος μέσω σκίαστρων στα παράθυρα και της ροής του αέρα και τέλος δύναται και η χρήση συστήματος εφεδρείας. Η παθητική ψύξη-δροσισμός του κτηρίου χρησιμοποιεί και εκείνη την φυσική μετάδοση θερμότητας από τα κτήρια εκμεταλλεύοντας τα φαινόμενα της συναγωγής, αγωγής, ακτινοβολίας, της εξάτμισης και του μηχανικού αερισμού. Απαιτείται πολύ καλή μόνωση του κτηρίου για να μην εισαχθεί εξωτερικός αέρας και χρησιμοποιείται κατάλληλος χρωματισμός των επιφανειών, μόνωση, ειδικές επιστρώσεις υαλοπινάκων, πρόβολοι, σκίαστρα και ασφαλώς ο κατάλληλος προσανατολισμός του κτηρίου.[3.1]

Η αφαλάτωση νερού αποσκοπεί στην παραγωγή πόσιμου νερού από αλμυρό. Είναι τακτική που χρησιμοποιείται αρκετό καιρό με τις πρώτες εγκαταστάσεις να χρονολογούνται είδη από το 1872. Η βασική ιδέα είναι η εξάτμιση του εισερχόμενου αλμυρού νερού με την πρόσδοση θερμότητας από την ηλιακή ακτινοβολία και έπειτα η συμπύκνωση των υδρατμών παράγοντας πόσιμο νερό. Οι μονάδες αυτές καλούνται «ηλιακές στήλες» και η εξάτμιση του νερού επιτυγχάνεται είτε με την πρόσδοση θερμότητας από εργαζόμενο μέσο που ψύχει τους συλλέκτες είτε με την απευθείας έκθεση του αλμυρού νερού στην ηλιακή ακτινοβολία. Στο Σχήμα 3.2.6 παρουσιάζονται σκαριφηματικά τυπικές εγκαταστάσεις ηλιακών στηλών.



Σχήμα 3.2.6: Διάφορες μονάδες ηλιακών στηλών.[3.1]

3.3: Ηλιακοί Συλλέκτες.

Όπως και έχει είδη καταστεί σαφές η αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας γίνεται τόσο για την παραγωγή θερμότητας όσο και ηλεκτρισμού. Η αξιοποίηση της για την παραγωγή της ωφέλιμης ενέργειας γίνεται είτε άμεσα είτε έμμεσα. Η άμεση αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας



χρησιμοποιείται σε εφαρμογές παθητικών κτηρίων με την ενεργειακή συμπεριφορά του κτηρίου λόγω της προσπίπτουσας σε αυτό ηλιακής ακτινοβολίας και του κατάλληλου προσανατολισμού του. Η έμμεση αξιοποίηση της συνεπάγεται την χρήση συστήματος εκμετάλλευσης της ηλιακής ακτινοβολία με σκοπό την παραγωγή της ωφέλιμης ενέργειας.

Η δέσμευση της ηλιακής ακτινοβολίας επιτυγχάνεται με κατάλληλο μηχανικό εξοπλισμό, όπως οι κάθε τύπου ηλιακοί συλλέκτες και τα φωτοβολταϊκά συστήματα. Τα φωτοβολταϊκά αποτελούν συστήματα άμεσης μετατροπής της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας σε ηλεκτρική ενέργεια, ενώ τα συστήματα ηλιακών συλλεκτών μετατρέπουν την ηλιακή ακτινοβολία σε ωφέλιμη θερμότητα εργαζόμενου μέσου η οποία χρησιμοποιείται για οικιακές και βιομηχανικές εφαρμογές χρήσης θερμότητας και για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από θερμικό κύκλο. Οι ηλιακοί συλλέκτες στην γενική τους περιγραφή αποτελούν είδος εναλλάκτη θερμότητας που αξιοποιεί την ηλιακή ακτινοβολία μέσω του φαινομένου της μετάδοσης θερμότητας με ακτινοβολία για την παραγωγή θερμότητας. Τα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται για την μεταφορά της θερμότητας σχετίζονται άμεσα με την εφαρμογή, δηλαδή τα ποσά θερμότητας και κυρίως την υψηλή θερμοκρασία που αποκτούν. Εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται είναι το νερό, ο αέρας, οργανικά έλαια, νανορευστά και τηγμένα άλατα.([3.1],[3.2],[3.11])

Τα συστήματα ηλιακών συλλεκτών ταξινομούνται κατά κύριο λόγο με βάση το μέγιστο θερμοκρασιακό εύρος στο οποίο δύναται να λειτουργήσουν που καθορίζει και το τομέα εφαρμογής τους. Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται οι διάφορες τεχνολογίες ηλιακών συλλεκτών ταξινομημένες ανάλογα με το εύρος θερμοκρασιών που δύναται να επιτύχουν και αναγράφεται και ο θερμοκός β.α. και ο λόγος συγκέντρωσης τους.

Πίνακας 3.3.1: Συστήματα ηλιακών συλλεκτών και εύρη θερμοκρασιών λειτουργίας([3.1],[3.2],[3.11],[3.12],[3.14],[3.15],[3.18],[3.19])

| Σύστημα | Εύρος Θερμοκρασιών [°C] | Θερμικός βαθμός απόδοσης [%] | Λόγος Συγκέντρωσης |
|--|---|------------------------------|--------------------|
| Επίπεδος συλλέκτης | ≤ 70 | 0.55-0.72 (max) | ~1 |
| Επίπεδος συλλέκτης (υψηλής απόδοσης) | 60-120 | 0.71-0.75 (max) | ~1 |
| Συλλέκτες με σωλήνες κενού | 50-200 | 0.44-0.82 | ~1 |
| Σύνθετος συγκεντρωτικός συλλέκτης | 60-240 | 0.45-0.70 | 1.5-8 |
| Παραβολικός επιμήκης συλλέκτης (PTC) | 150-400, 500-600 (με εργαζόμενα μέσα τηγμένα άλατα) | 0.68-0.75(max) | 10-50 |
| Παραβολικός κυκλικός συλλέκτης | 250-700 | 0.59-0.70 (max) | 200-500 |
| Συγκεντρωτικός συλλέκτης με ανακλαστήρες Fresnel | 100-500 | 0.40-0.60 | 10-30 |
| Πύργοι ηλιακής ισχύος ή συστήματα κεντρικού πύργου | 500-1200 | 0.55-0.70 | 500-3000 |

Βασική χαρακτηριστική παράμετρος της λειτουργίας των συστημάτων συλλεκτών αποτελεί ο (στιγμιαίος) θερμοκός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη και συμβολίζεται συχνότερα ως « η_c ». Ο θερμοκός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη ορίζεται ως η θερμότητα που απορροφά το θερμικό ρευστό προς την μέγιστη δυνατή που ισούται με την ενέργεια της προσπίπτουσας στον συλλέκτη ηλιακής ακτινοβολίας [3.1]. Η εξίσωση ορισμού του βαθμού απόδοσης του είναι η ακόλουθη:



$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_{\text{solar}}} = \frac{\dot{Q}_u}{A_c I_c} = \frac{\dot{m}_f \cdot c_p \cdot (T_{f,\text{out}} - T_{f,\text{in}})}{A_c I_c} \quad (3.3.1)$$

όπου: A_c : η συλλεκτική επιφάνεια [m^2]

I_c : η προσπίπτουσα ακτινοβολία του συλλέκτη [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

\dot{Q}_u : η θερμική ισχύς που παραλαμβάνει το θερμικό ρευστό [W]

\dot{m}_f : η παροχή μάζας του θερμικού ρευστού [kg/s]

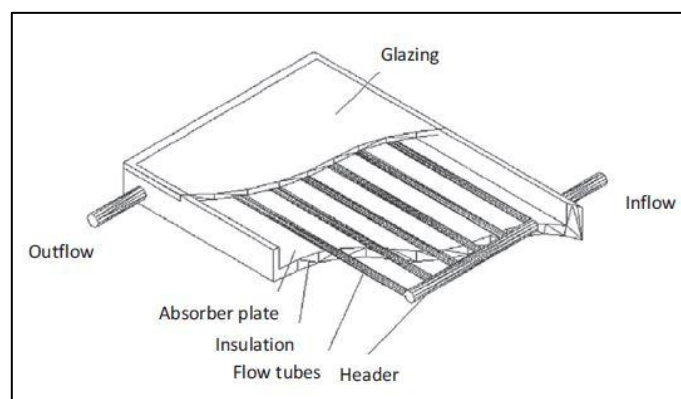
$T_{f,\text{in/out}}$: οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του θερμικού ρευστού από τον συλλέκτη [K]

Στον Πίνακα 3.3.1 δίνονται ενδεικτικά τυπικές τιμών βαθμών θερμικής απόδοσης του κάθε τύπου συλλέκτη.

3.3.1: Μη Συγκεντρωτικοί Ηλιακοί Συλλέκτες.

Οι εφαρμογές χρήσεις των μη συγκεντρωτικών συλλεκτών είναι εφαρμογές που δεν απαιτούνται ιδιαίτερα υψηλές θερμοκρασίες φτάνοντας την τάξη των 150°C χωρίς την υπέρβαση των 200°C , όπως η παραγωγή ΖΝΧ, η θέρμανση και ξήρανση χώρων. Εκμεταλλεύονται τόσο την άμεση όσο και την διάχυτη ακτινοβολία, δεν διαθέτουν σύστημα παρακολούθησης του ηλίου και έχουν χαμηλά κόστη συντήρησης. Οι μη συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες δύναται να κατηγοριοποιηθούν στους επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες (flat plate collectors) και συλλέκτες με σωλήνες κενού (evaporated tube collectors). ([3.1],[3.12])

Ένας απλός επίπεδος συλλέκτης παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.3.1. Η τυπική διάταξη επίπεδου συλλέκτη αποτελείται από την απορροφητική επιφάνεια (absorber plate), που συνήθως είναι σκούρο θερμικά αγωγίμο υλικό, τους σωλήνες (flow tubes) στους οποίους ρέει το θερμικό ρευστό που θα παραλάβει την θερμότητα και επικαλύπτονται από την απορροφητική επιφάνεια, την μόνωση (insulation) που τοποθετείται κάτω από τον απορροφητήρα και περικλείει τους σωλήνες και, τέλος, το κάλυμμα (glazing) που δύναται και να παραληφθεί σε εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών (50°C). ([3.1],[3.12])

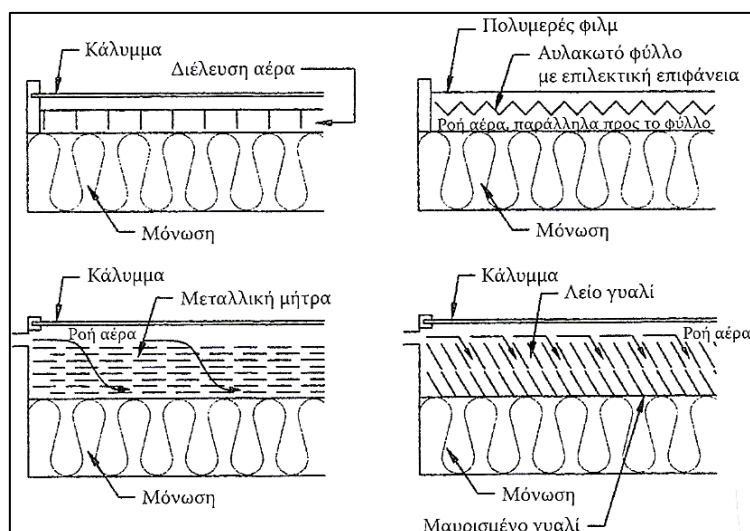


Σχήμα 3.3.1: Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης. [3.12]

Η απορροφητική επιφάνεια έχει ως σκοπό την δέσμευση όσο το δυνατόν περισσότερης προσπίπτουσας ακτινοβολίας, την αποτροπή της επανεκπομπής της και την καλύτερη δυνατή μετάδοση της θερμότητας με το θερμικό ρευστό. Συνηθέστερα χρησιμοποιούμενα υλικά είναι ο

χαλκός (συνηθέστερο), το αλουμίνιο, ο ανοξείδωτος ή και γαλβανισμένος χάλυβας αλλά και ορισμένα πολυμερή υλικά και το καουτσούκ. Το κάλυμμα δύναται να αποτελείται από μία ή περισσότερες διαφανείς πλάκες διαπερατού υλικού, όπως το γυαλί (συνηθέστερα) ή και πολυμερές υλικό. Σκοπός του είναι η διαβίβαση της ηλιακής ακτινοβολίας μικρού μήκους κύματος και ταυτόχρονα η παρεμπόδιση της ακτινοβολίας μεγάλου μήκους κύματος που εκπέμπεται από τον απορροφητή αλλά και η μείωση των απωλειών θερμότητας με το περιβάλλον από τον απορροφητή.

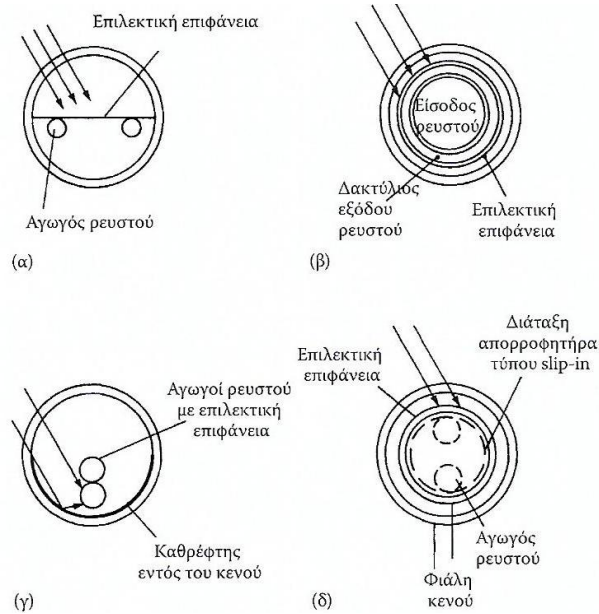
Οι επίπεδοι συλλέκτες ταξινομούνται περαιτέρω ανάλογα με το θερμικό ρευστό και διακρίνονται σε τύπου υγρού και τύπου αέρα. Στους τύπου υγρού το θερμικό ρευστό είναι συνηθέστερα νερό ή νερό με αντιπηκτικό, αλλά και νανορευστά (nanofluids) [3.13]. Οι συλλέκτες τύπου αέρα χρησιμοποιούνται κυρίως σε εφαρμογές που προορίζονται για θέρμανση και ξήρανση χώρων αλλά και προϊόντων. Δεν επηρεάζονται από διαρροές και δεν απαιτείται επιπλέον εναλλάκτης και συναλλαγή θερμότητας για την παραγωγή του προς χρήση ζεστού αέρα. Ωστόσο, οι χαμηλές τιμές θερμοχωρητικότητας και συντελεστή μετάδοσης θερμότητας δια συναγωγής φέρουν ως συνέπεια μεγαλύτερες επιφάνειες συναλλαγής και παροχές αέρα. Στο ακόλουθο σχήμα (Σχήμα 3.3.2) παρουσιάζονται ορισμένες διατάξεις συλλεκτών θέρμανσης με αέρα με σκοπό την αποδοτικότερη αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας.[3.1]



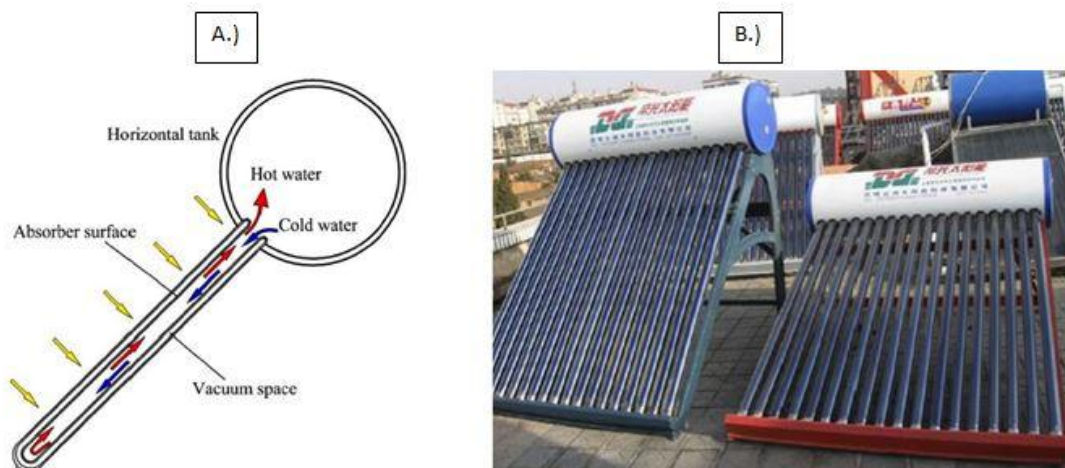
Σχήμα 3.3.2: Συνήθεις διαμορφώσεις συλλεκτών θέρμανσης με αέρα.[3.1]

Για την αύξηση της απόδοσης των συλλεκτών και συνεπώς και των θερμοκρασιών λειτουργίας του θερμικού ρευστού υπάρχουν δυο μέθοδοι. Η πρώτη είναι με την αύξηση της ηλιακής ροής που προσπίπτει στον δέκτη της ηλιακής ακτινοβολίας. Η μέθοδος αυτή αξιοποιείται από τους συγκεντρωτικούς ηλιακούς συλλέκτες με την κατάλληλη γεωμετρία της εγκατάστασης και θα παρουσιαστεί στην συνέχεια. Η δεύτερη μέθοδος που χρησιμοποιείται είναι με την μείωση των ανεπιθύμητων θερμικών απωλειών και κυρίως αυτών από την επιφάνεια του δέκτη. Οι θερμικές απώλειες των συλλεκτών συμβαίνουν και με τους τρεις τρόπους μετάδοσης θερμότητας, με συναγωγή, αγωγή και ακτινοβολία. Για την μείωση τους πέραν της κατάλληλης επιλογής υλικών δύναται να επιλεγεί και κατάλληλη γεωμετρία της επιφάνειας του συλλέκτη και των αγωγών των θερμικών ρευστών. Η χρήση συλλεκτών με σωλήνες κενού υλοποιεί αυτήν ακριβώς την ιδέα.

Στο Σχήμα 3.3.3 παρουσιάζονται διατομές των συνηθέστερα χρησιμοποιούμενων γεωμετριών σωλήνων κενού. Στο Σχήμα 3.3.4 παρουσιάζεται μία διάταξη συλλεκτών σωλήνων κενού με σκοπό την παραγωγή ZNX για οικιακή χρήση.



Σχήμα 3.3.3: Διάφορες κατηγορίες συλλεκτών με σωλήνες κενού. α.) Επίπεδος, β.) ομόκεντρος σωληνωτός, γ.) συγκεντρωτικός και δ.) φιάλη κενού με εναλλάκτη θερμότητας τύπου slip-in σε επαφή με την πίσω επιφάνεια του δέκτη.[3.1]



Σχήμα 3.3.4: Συλλέκτης με σωλήνες κενού. Α.) Σκαρίφημα σωληνών κενού και Β.) πραγματική εγκατάσταση.[3.14]

Όπως και αναφέρθηκε η χρήση κενού μειώνει τις απώλειες θερμότητας λόγω αγωγής και συναγωγής από το δέκτη της ηλιακής ακτινοβολίας και το θερμικό ρευστό επιτυγχάνοντας υψηλότερες θερμοκρασίες (έως και 200°C) σε σχέση με τους συμβατικούς επίπεδους συλλέκτες. Τα θερμικά ρευστά που χρησιμοποιούνται σε τέτοιου τύπου συλλέκτες είναι νερό ή νερό με γλυκόλη και τα νάνορευστά. Εφαρμογές χρήσης τους είναι κατά κύριο λόγο η παραγωγή ζεστού νερού αλλά και θερμού αέρα. ([3.1],[3.12],[3.14])

3.3.2: Συγκεντρωτικοί Ηλιακοί Συλλέκτες.

Στην προηγούμενη Ενότητα έγινε αναφορά για μεθόδους αύξησης της απόδοσης των συλλεκτών. Η μείωση των απωλειών των επίπεδων συλλεκτών επιτυγχάνεται ικανοποιητικά με την χρήση σωληνών κενού. Στο εδάφιο αυτό θα παρουσιαστούν μέθοδοι αύξησης της απόδοσης που στοχεύουν στην αύξηση της ηλιακής ροής που προσπίπτει στον δέκτη. Οι συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες αποτελούν την εφαρμογή της μεθόδου αυτής συγκεντρώνοντας την ηλιακή ακτινοβολία μέσω της



ανάκλασης ή της διάθλασης της προσπίπτουσας ακτινοβολίας επί ενός ανοίγματος εμβαδού A_a σε μικρότερο απορροφητήρα εμβαδού A_r . Πρόκειται για συλλέκτες που αξιοποιούν ενεργειακά την άμεση ακτινοβολία που προσπίπτει, σε αντίθεση με τους μη συγκεντρωτικούς που αξιοποιούν και την άμεση και τη διάχυτη.

Βασικό μέγεθος, χαρακτηριστικό της λειτουργίας των συγκεντρωτικών συλλεκτών, αποτελούν οι λεγόμενοι «οπτικός λόγος συγκέντρωσης» (optical concentration ratio - CR_o) και «γεωμετρικός λόγος συγκέντρωσης» (geometric concentration ratio - CR). Ο οπτικός λόγος συγκέντρωσης ορίζεται ως ο λόγος της ηλιακής ροής I_r επί του απορροφητήρα προς τη ροή I_a επί του ανοίγματος και η εξίσωση ορισμού του είναι η ακόλουθη:

$$CR_o = \frac{I_r}{I_a} \quad (3.3.2)$$

Ο γεωμετρικός λόγος συγκέντρωσης ορίζεται με βάση τον λόγο των εμβαδών του ανοίγματος A_a προς το εμβαδόν του μικρότερου απορροφητήρα A_r και δίδεται με βάση την εξίσωση:

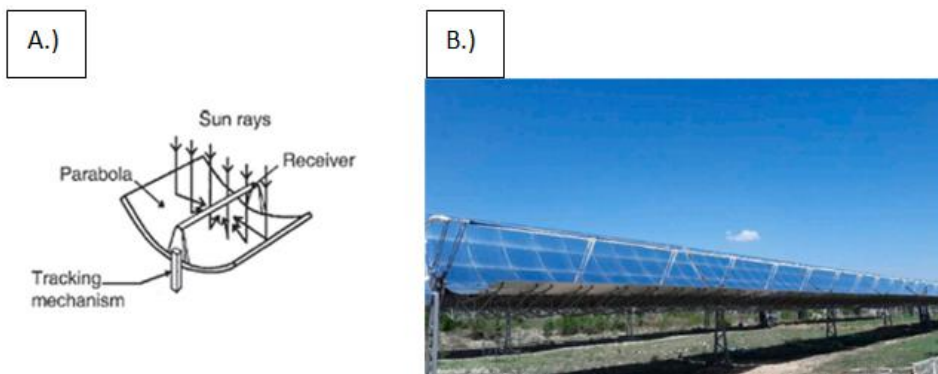
$$CR = \frac{A_a}{A_r} \quad (3.3.3)$$

Μία επίπεδη πλάκα έχει CR της τάξης του 1 ενώ για τους συγκεντρωτικούς συλλέκτες ο λόγος αυτός είναι μεγαλύτερος του 1. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες είναι γενικώς αποδοτικότεροι των επίπεδων υπό ορισμένη θερμοκρασία καθώς η επιφάνεια από την οποία χάνεται θερμότητα είναι μικρότερη εκείνης του ανοίγματος, σε αντίθεση με τους επίπεδους συλλέκτες που αυτές ισούνται. Εκτός αυτού η συγκέντρωση της ηλιακής ροής επιτρέπει την λειτουργία των συλλεκτών και σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο σε βιομηχανικούς τομείς για την παραγωγή θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας τόσο για την χρήση της ως πηγή θερμότητας όσο και για ηλεκτροπαραγωγή. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες κατηγοριοποιούνται πρωτίστως με γνώμονα την γεωμετρία της επιφάνειας και της μεθόδου ανάκλασης ή διάθλασης της προσπίπτουσας ηλιακής ροής. Οι κατηγορίες των συλλεκτών αυτών παρουσιάζονται επιγραμματικά στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 3.3.2: Συγκεντρωτικοί Ηλιακοί Συλλέκτες.[3.1]

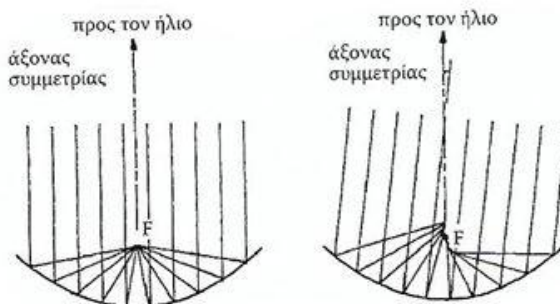
| Κατηγορίες Συγκεντρωτικών Συλλεκτών | |
|-------------------------------------|--|
| 1 | Επιμήκης Παραβολικοί Συλλέκτες (Parabolic Trough Collectors – PTC) |
| 2 | Σύνθετοι Παραβολικοί Συλλέκτες (Compound Parabolic Collectors – CPC) |
| 3 | Συλλέκτες με Παραβολοειδές Κάτοπτρο (Dish Collectors) |
| 4 | Συλλέκτες με Ανακλαστήρες Fresnel (Linear Fresnel Collectors) |
| 5 | Συλλέκτες Κεντρικού Δέκτη ή Ηλιακοί Πύργοι (Solar Tower) |

Οι επιμήκης παραβολικοί συλλέκτες (PTC) ή απλούστερα οι παραβολικοί συλλέκτες χρησιμοποιούν ως επιφάνεια ανάκλασης της ακτινοβολίας μία παραβολική επιφάνεια. Η ανακλώμενη άμεση ακτινοβολία συγκεντρώνεται στην εστία της παραβολής όπου και διέρχεται ο σωλήνας του θερμικού ρευστού, ο απορροφητήρας του συλλέκτη. Στο Σχήμα 3.3.5 κλασσική διάταξη παραβολικών συλλεκτών.



Σχήμα 3.3.5: Παραβολικός Συλλέκτης (PTC). Α.) Σκαριφηματική αναπαράσταση, Β.) πραγματική εγκατάσταση. ([3.12],[3.14])

Οι συλλέκτες αυτοί αξιοποιούν την άμεση προσπίπτουσα ακτινοβολία και για δεδομένη ηλιακή ένταση παρουσιάζουν την υψηλότερη θερμική απόδοση όταν ακτίνες του ηλίου είναι παράλληλες με τον άξονα συμμετρίας της παραβολής, όπως απεικονίζεται και στο Σχήμα 3.3.6.



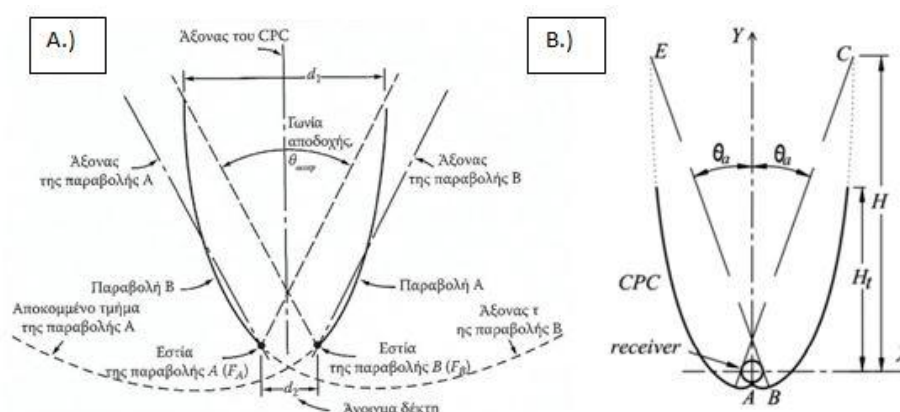
Σχήμα 3.3.6: Συγκέντρωση ακτίνων σε παραβολικό συλλέκτη για δέσμη (α) παράλληλη προς τον άξονα συμμετρίας της παραβολής και (β) υπό γωνία. [3.1]

Για τον παραπάνω λόγο τα συστήματα παραβολικών συλλεκτών διαθέτουν συχνότερα σύστημα παρακολούθησης του ηλίου (tracking system), ώστε να επιτυγχάνεται η μέγιστη ενεργειακή αξιοποίηση της ακτινοβολίας. Η παρακολούθηση του ηλίου πραγματοποιείται για κάθε συγκεντρωτή μέσω υπολογιστών που οδηγούν τους κινητήρες παρακολούθησης. Οι συλλέκτες αυτού του τύπου τοποθετούνται κατά τον άξονα Ανατολής-Δύσης παρακολουθώντας τον Ήλιο από Βορρά προς Νότο ή αντίστροφα. Ο παραβολικός συγκεντρωτής συνήθως κατασκευάζεται από γυάλινους καθρέπτες με φύλλο αλουμινίου στο πίσω μέρος και παρουσιάζουν υψηλούς βαθμούς ανάκλασης (~88%). Η ανακλώμενη ηλιακή ακτινοβολία συγκεντρώνεται από τον σωληνοειδή απορροφητή (δέκτης). Ο σωληνοειδής δέκτης αποτελείται από έναν εσωτερικό μεταλλικό σωλήνα που περιβάλλεται από γυάλινο σωλήνα με σκοπό την μείωση των απωλειών συναγωγής. Ο μεταλλικός σωλήνας διαθέτει επίστρωση που χαρακτηρίζεται από υψηλό συντελεστή απορρόφησης και χαμηλό συντελεστή εκπομπής μειώνοντας τις απώλειες λόγω ακτινοβολίας. Συνηθέστερα θερμικά ρευστά που βρίσκουν εφαρμογή σε τέτοιες διατάξεις είναι ρευστά με βάση το νερό, θερμικά έλαια όπως το Therminol VP-1 αλλά και τηγμένα άλατα για την ανάπτυξη υψηλότερων θερμοκρασιών της τάξης των 550°C. ([3.1],[3.2])

Οι σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (compound parabolic concentrators – CPC) ανήκουν στην κατηγορία των ανειδωλικών συγκεντρωτών. Αποτελούνται κατά κύριο λόγο από δύο συμμετρικούς ανακλαστήρες τοποθετημένους με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε ο ένας να διέρχεται από το σημείο

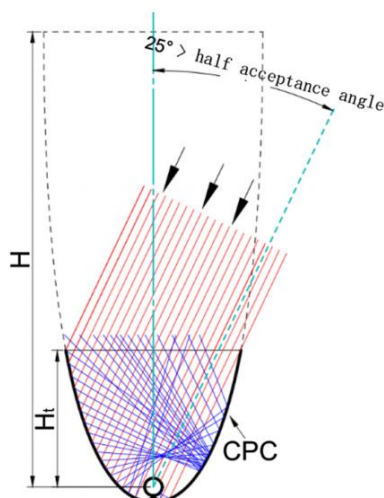


εστίασης του άλλου, ορισμένο με βάση τις αρχές ανάκλασης ακτινών της οπτικής. Ο σκοπός είναι η δημιουργία οπτικής παγίδας των ακτινών πρόσπτωσης στην επιφάνεια του συλλέκτη, υπό αποδεκτή γωνία πρόσπτωσης. Οι συλλέκτες αυτής της κατηγορίας δεσμεύουν ηλιακή ακτινοβολία, τόσο την άμεση όσο και διάχυτη, υπό πλήθος γωνιών πρόσπτωσης γεγονός που επιτρέπει την αποδοτική λειτουργία τους και χωρίς σύστημα παρακολούθησης του ηλίου μειώνοντας έτσι το κόστος της εγκατάστασης. Ωστόσο, ορισμένοι συλλέκτες CPC δύναται να διαθέτουν σύστημα παρακολούθησης ηλίου. Αναφορικά με γεωμετρικά και κατασκευαστικά χαρακτηριστικά των συλλεκτών αυτών οι απλούστεροι γεωμετρικά συγκεντρωτές έχουν διατομή παραβολής (Σχήμα 3.3.7, A) αλλά για την αύξηση της απόδοσης τους χρησιμοποιούνται και διατομές άλλου τύπου, όπως διατομές εξελιγμένων καμπυλών (Σχήμα 3.3.7, B)



Σχήμα 3.3.7: Συλλέκτες CPC A.) με κάτοπτρα παραβολικής διατομής και B.) κάτοπτρα διατομής συνενωμένων εξελιγμένων καμπυλών. ([3.1],[3.16])

Η ανακλώμενη ηλιακή ακτινοβολία συγκεντρώνεται σε αγωγό κυκλικής διατομής (δέκτης), ο οποίος για την αύξηση της απόδοσης δύναται να είναι και σωληνωτός δέκτης κενού. Η μέγιστη γωνία πρόσπτωσης των ηλιακών ακτινών ορίζεται ως το μέγιστο όριο της γωνίας πρόσπτωσης για το οποίο επιτυγχάνεται ανάκλαση των ακτινών στον δέκτη και δεν δύναται να απορροφηθούν, όπως εικονίζεται και στο Σχήμα 3.3.8.



Σχήμα 3.3.8: Πρόσπτωση ηλιακών ακτινών με γωνία μεγαλύτερη της μέγιστης αποδεκτής. [3.16]

Η μέγιστη γωνία πρόσπτωσης στο Σχήμα 3.3.8 συμβολίζεται ως θ_a και η σχεδιαστική γωνία του συλλέκτη εικονίζεται στο Σχήμα 3.3.7 και είναι η θ_{accp} για την οποία ισχύει ότι:



$$\theta_{\text{accep}} = 2\theta_{\alpha} \quad (3.3.4)$$

και οι αποδεκτές γωνίες πρόσπτωσης, θ , οφείλουν να ικανοποιούν την εξής ανισότητα:

$$-\theta_{\alpha} \leq \theta \leq \theta_{\alpha} \quad (3.3.5)$$

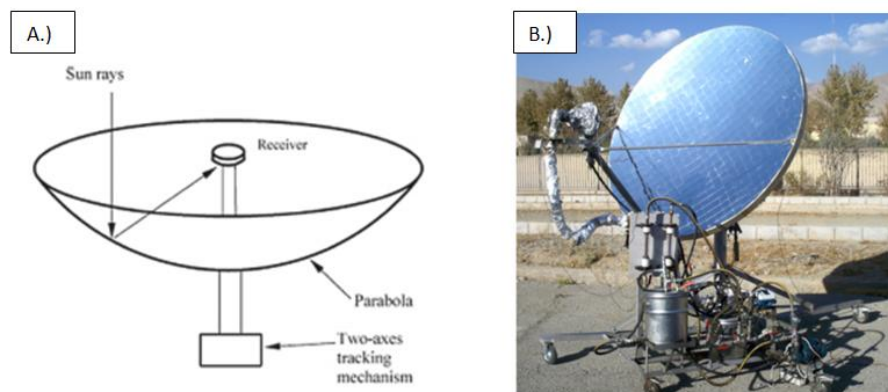
Ο λόγος συγκέντρωσης των συλλεκτών αυτών δύναται να προσεγγίσει το θερμοδυναμικό όριο συγκέντρωσης και δίνεται με βάση την ακόλουθη σχέση.

$$\text{CR} = \frac{1}{\sin \theta_{\alpha}} \quad (3.3.6)$$

Εύλογο συμπέρασμα που εξάγεται από την παραπάνω εξίσωση είναι πως αύξηση του λόγου συγκέντρωσης συνεπάγεται την μείωση της μέγιστης αποδεκτής γωνίας πρόσπτωσης. Συνήθεις τιμές λόγου συγκέντρωσης είναι στο εύρος 1.5-8 ενώ για την μέγιστη γωνία πρόσπτωσης 41.8° - 7.2° . [3.16]

Τα συνηθέστερα θερμικά ρευστά που χρησιμοποιούνται είναι και εκείνα που χρησιμοποιούνται γενικά σε συλλέκτες εφαρμογών παροχής ζεστού νερού, θέρμανσης και ξήρανσης αέρα και γενικώς θερμότητας για οικιακές αλλά και βιομηχανικές χρήσεις χαμηλών και μέτριων θερμοκρασιών, δηλαδή ρευστά με βάση το νερό, αέρας αλλά και ναορευστά. Το θερμοκρασιακών εύρος των συλλεκτών αυτών είναι οι 60°C - 240°C . ([3.1],[3.16],[3.17])

Οι συλλέκτες με παραβολοειδές κάτοπτρο αποτελούν διαφορετική εφαρμογή της ίδιας βασικής θεωρίας ανάκλασης από παραβολοειδή επιφάνεια που χρησιμοποιούν και οι επιμήκης παραβολικοί συλλέκτες. Η οπτική συμπεριφορά της διατομής ενός ανακλαστήρα τέτοιου τύπου είναι η ίδια με εκείνη των παραβολικών συλλεκτών. Η χρήση παραβολοειδούς επιφάνειας αποσκοπεί στην συγκέντρωση της προσπίπτουσας άμεσης ακτινοβολίας στην εστία της επιφάνειας (ιδανικά), ανήκουν στους λεγόμενους «συλλέκτες κεντρικού δέκτη». Επιπλέον, είναι δυνατή και η χρήση επιφανειών διαφόρων καμπυλοτήτων, όπως σφαιρικής γεωμετρίας κατά την οποία, όμως, η ανακλώμενη ροή διαγράφει γραμμή αντί ενός σημείου και το φαινόμενο αυτό καλείται «σφάλμα σφαιρικής εκτροπής». Στο Σχήμα 3.3.9 παρουσιάζεται σκαρφηματικά ένας παραβολοειδής δίσκος καθώς και μία τέτοιου τύπου πραγματική εγκατάσταση.



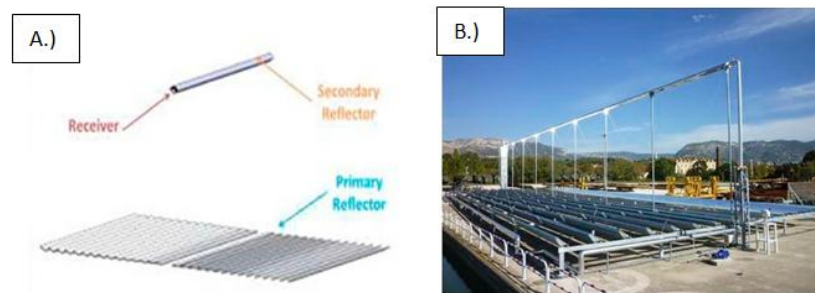
Σχήμα 3.3.9: Σύστημα παραβολοειδούς δίσκου. Α.) Σκαρφηματική αναπαράσταση, Β.) πραγματική εγκατάσταση. ([3.12],[3.15])

Οι εγκαταστάσεις συλλεκτών δίσκου είναι κατάλληλες για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας λόγω των υψηλών λόγων συγκέντρωσης και θερμοκρασιών που παρουσιάζουν. Η απορρόφηση της ανακλώμενης ηλιακής ακτινοβολίας γίνεται στον δέκτη της εγκατάστασης (receiver) όπου και επιτυγχάνεται η θέρμανση του θερμικού ρευστού. Οι δέκτες ταξινομούνται σε άμεσου φωτισμού



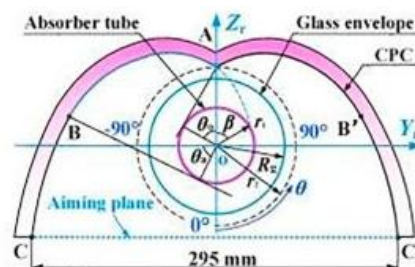
(direct illumination) και έμμεσου φωτισμού (indirect receivers). Στους άμεσου δέκτες θερμαίνονται κατάλληλα τοποθετημένοι σωλήνες για την απορρόφηση της θερμότητας και το θερμικό ρευστό (ήλιο ή υδρογόνο) είναι αυτό του θερμοδυναμικού κύκλου, ενώ στους έμμεσου φωτισμού χρησιμοποιείται ενδιάμεσο ρευστό για την μεταφορά της θερμότητας, όπως υγρό μεταλλικό νάτριο. Η παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας πραγματοποιείται από θερμικό κύκλο Stirling τυπικού βαθμού απόδοσης της τάξης του 40% και για εύρη παραγόμενης ηλ. ισχύος από 10kW-100kW. Τα συστήματα διαθέτουν κατάλληλη στήριξη που επιτρέπει την παρακολούθηση του ηλίου και αποτελούν αυτόνομες μονάδες δίσκου-μηχανής. ([3.1],[3.2],[3.15])

Οι ανακλαστές και φακοί Fresnel (Σχήμα 3.3.10) αποτελούνται από λεία επιφάνεια κατόπτρου ή φακού που έχει κατατμηθεί σε τμήματα και αξιοποιούν την άμεση προσπίπτουσα ακτινοβολία. Η χρήση ανακλαστών Fresnel σε μεγάλους συλλέκτες καθιστά το σύστημα πιο ανθεκτικό ως προς τον άνεμο και απλοποιεί την κατασκευή του. Οι ανακλαστές (reflectors) διαθέτουν δυνατότητα κίνησης ώστε η ανακλώμενη ακτινοβολία να οδηγείται και να συγκεντρώνεται από τον κεντρικό δέκτη/συλλέκτη (receiver). Ο συλλέκτης της ηλιακής ακτινοβολίας δεν κινείται και είναι τοποθετημένος σε κάποια απόσταση από το έδαφος. Στο Σχήμα 3.3.11 παρουσιάζεται σε τρισδιάστατο σχέδιο ένας συλλέκτης Fresnel και μία πραγματική εγκατάσταση.



Σχήμα 3.3.10: Συλλέκτης με ανακλαστές Fresnel. A.) Αναπαράσταση τρισδιάστατου σχεδίου και B.) παράδειγμα πραγματικής εγκατάστασης. [3.18]

Σε αυτές τις εγκαταστάσεις για γίνει αποδοτικότερη αξιοποίηση της ανακλώμενης ακτινοβολίας από τα κάτοπτρα τύπου Fresnel γίνεται χρήση και δευτέρου ανακλαστήρα, τοποθετημένου άνωθεν του συλλέκτη (secondary reflector). Ο δευτερεύον αυτός ανακλαστήρας είναι συνήθως παραβολικού τύπου και μάλιστα σύνθετου παραβολικού, όπως και απεικονίζεται στο Σχήμα 3.3.11.



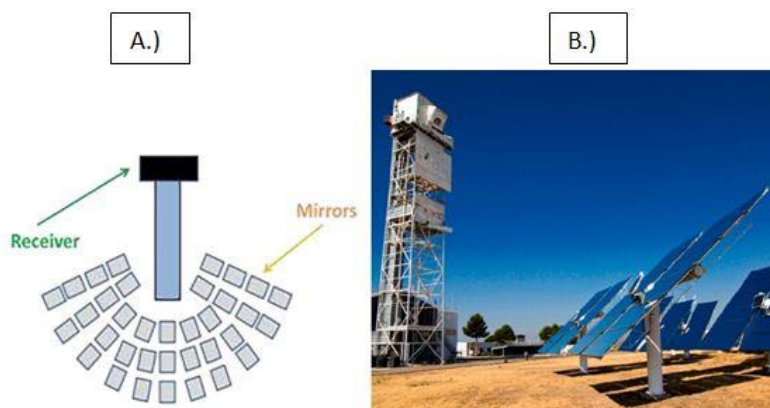
Σχήμα 3.3.11: Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης με έναν σωληνωτό δέκτη. [3.18]

Ο σωληνωτός δέκτης που χρησιμοποιείται συνήθως είναι τύπου σωληνωτού δέκτη κενού. Δύναται να επιτύχουν υψηλές θερμοκρασίες, έως και τους 500°C, και ικανοποιητικά ποσά και ισχύς θερμότητας, γεγονός που τους καθιστά αξιοποιήσιμους για εφαρμογές χρήσης θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας



όπως η ηλεκτροπαραγωγή. Τα συνήθη εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται είναι νερό/ατμός, θερμικά έλαια και τηγμένα άλατα.([3.1], [3.14],[3.18])

Οι σταθμοί με ηλιακό πύργο ή συλλεκτών κεντρικού δέκτη (solar tower) αποτελούν την κατηγορία ηλιακών θερμικών σταθμών κεντρικού δέκτη που παρουσιάζουν τον μεγαλύτερο λόγο συγκέντρωσης και θερμοκρασίες λειτουργίας. Στο Σχήμα 3.3.12 παρουσιάζεται σκαριφηματική αναπαράσταση ενός συστήματος ηλιακού πύργου και μία πραγματική εγκατάσταση.



Σχήμα 3.3.12: Συγκεντρωτικό σύστημα ηλιακού πύργου. Α.) Σκαριφηματική αναπαράσταση, Β.) πραγματική εγκατάσταση.([3.14],[3.18])

Το ηλιακό πεδίο της προσπίπτουσας άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας ανακλάται από πλήθος εγκατεστημένων ανεξάρτητων ηλιοστατών στον δέκτη της εγκατάστασης που βρίσκεται στην κορυφή του πύργου τοποθετημένου στο κέντρο της εγκατάστασης. Δύναται να επιτευχθούν λόγοι συγκέντρωσης ιδιαίτερα μεγάλου εύρους, δηλαδή της τάξης του 500-3000[3.2] και θερμοκρασίες λειτουργίας από 500°C-1200°C. Οι ηλιοστάτες, όπως και προαναφέρθηκε, βρίσκονται σε οπτικά ανεξάρτητο άξονα ο καθένας ώστε να τοποθετεί την επιφάνεια του κάθετα στην διχοτόμο της γωνίας που ορίζεται από την θέση του ηλίου και του ηλιακού δέκτη. Οι ηλιοστάτες απαρτίζονται από την ανακλαστική επιφάνεια, η οποία δύναται να ξεπεράσει και τα 120m², το σύστημα στήριξης, κίνησης και ελέγχου. Ο δέκτης της εγκατάστασης βρίσκεται τοποθετημένος στην κορυφή του πύργου και αποτελεί ένας ειδικά σχεδιασμένος εναλλάκτης θερμότητας που δύναται να δέχεται την προσπίπτουσα ακτινοβολία σε μία συγκεκριμένη περιοχή του ή και σε όλη την επιφάνεια του. Ο δέκτης δύναται να είναι σωληνοειδής ή ογκομετρικός (με την χρήση πορωδών υλικών). Τα θερμικά ρευστά που χρησιμοποιούνται είναι νερό/ατμός, αέρας και τηγμένα άλατα. Τέτοιου τύπου εγκαταστάσεις παρουσιάζουν οπτικό βαθμό απόδοσης στις τάξεις των 72%-77% και βαθμό απόδοσης δέκτη 74%-92%.([3.2],[3.12])

3.4: Αποθήκευση Ηλιακής Ενέργειας.

Βασικός στόχος των συστημάτων παραγωγής ενέργειας οποιασδήποτε μορφής είναι η κάλυψη της ζήτησης τους. Ο αποδοτικότερος τρόπος κάλυψης είναι θεωρητικά κάθε στιγμή η παραγόμενη ενέργεια να εξισώνεται με την ζήτηση της. Ο στόχος αυτός εισάγει σχεδιαστικές παραμέτρους στην εκάστοτε εγκατάσταση ώστε να λειτουργεί αποδοτικά σε όσο το δυνατόν μεγαλύτερο εύρος φορτίων (ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας και ψύξης). Η μεταβλητότητα, η απόκριση και αποδοτικότητα σε μερικά φορτία είναι βασικές σχεδιαστικές παράμετροι που λαμβάνονται υπόψη για την λειτουργικότητα των μονάδων. Οι συμβατικές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που χρησιμοποιούν καύσιμα υδρογονάνθρακες ή και βιομάζα/βιοαέριο ρυθμίζουν τα παραγόμενα ποσά



ενέργειας κυρίως με την ρύθμιση της παροχής καυσίμου που καίγεται και σε μονάδες συμπαραγωγής με τους τρόπους που αναπτύχθηκαν στην Ενότητα 2.4. Ωστόσο, εγκαταστάσεις που χρησιμοποιούν ως ενεργειακή τους πηγή ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (στο 100% ή στο μεγαλύτερο ποσοστό) και κυρίως πηγές που εξαρτώνται και μεταβάλλονται άμεσα από το περιβάλλον όπως η αιολική και η ηλιακή χρίζουν ιδιαίτερου σχεδιασμού για την κάλυψη της ζήτησης.

Η αποθήκευση της παραγόμενης ενέργειας αποτελεί βασική λύση όταν δεν υπάρχει χρονική σύμπτωση μεταξύ της παραγόμενης ενέργειας και της ζήτησης. Οι εφαρμογές ηλιακής ενέργειας σε όλο το μήκος και πλάτος τους, όπως αναπτύχθηκαν στην Ενότητα 3.2, έχουν άμεση εξάρτηση από την εποχιακή και ενδοημερήσια διακύμανση της. Ο τρόπος αξιοποίησης της παραγόμενης θερμότητας από ηλιακή ενέργεια με γνώμονα την χρονική μεταβολή της ταξινομείται σε βραχυπρόθεσμα και μακροπρόθεσμα συστήματα αποθήκευσης. Αναλυτικότερα τα συστήματα αποθήκευσης κατηγοριοποιούνται στις εξής τέσσερις κατηγορίες. Πρώτον, στα προσωρινής απόσβεσης που παρέχεται η θερμότητα χωρίς διακοπή αλλά για σύντομα χρονικά διαστήματα της τάξης λεπτών ή και μερικών ωρών. Δεύτερον, της μετατόπισης χρόνου κατά τα οποία η συλλογή της ενέργειας πραγματοποιείται κατά την διάρκεια της ημέρας και η διάθεση της κατά τη διάρκεια της νύχτας. Τρίτων, της διαστολής χρόνου με την αποθήκευση μεγάλων ποσοτήτων κατά την διάρκεια της ημέρας ώστε να διατίθεται θερμότητα και αρκετές ώρες όπου δεν υπάρχει ηλιοφάνεια, δηλαδή μετά την δύση και πριν την ανατολή. Και τέλος, η τέταρτη κατηγορία είναι εκείνη των συστημάτων της εποχιακής αποθήκευσης τα οποία αποθηκεύουν την ενέργεια κατά το καλοκαίρι και διατίθεται τον χειμώνα.

Η ενέργεια γενικά δύναται να αποθηκευτεί ως ηλεκτροχημική (σε μπαταρίες), ως μηχανική (σε σφονδύλους), ως δυναμική (νερού και αερίου υπό πίεση), ως χημική (ηλεκτρόλυση) και ως θερμική. Η αποθήκευση της ηλιακής ενέργειας ως θερμότητα βρίσκει εφαρμογή σχεδόν σε όλους τους κλάδους αξιοποίησης της που αναπτύχθηκαν στην προηγούμενη Ενότητα. Η θερμική αποθήκευση ενέργειας σε στερεά και υγρά μέσα δύναται να παρέχει την θερμότητα ανάλογα με το σύστημα αποθήκευσης σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών, από της τάξης δεκάδων βαθμών Κελσίου όπως θερμικές μάζες παθητικών κτηρίων και ZNX μέχρι και εκατοντάδες βαθμούς Κελσίου, θερμοκρασίας κατάλληλης για ηλεκτροπαραγωγή. ([3.1],[3.2])

3.4.1: Θερμική Αποθήκευση Ηλιακής Ενέργειας.

Η αποθήκευση της ηλιακής ενέργειας σε θερμότητα είναι μέθοδος που καλύπτει πλήθος ενεργειακών εφαρμογών που χρειάζονται θερμότητα. Σημαντικές χαρακτηριστικές παράμετροι των συστημάτων αποθήκευσης θερμότητας είναι ο χρόνος αποθήκευσης, η θερμοδυναμική και χημική συμπεριφορά του συστήματος κατά την αποθήκευση και πρόσδοση θερμότητας και η πυκνότητα ενέργειας. Η τελευταία εξ αυτών αποτελεί βασική παράμετρος που καθορίζει το μέγεθος της εγκατάστασης αποθήκευσης, ενώ οι άλλες δύο καθορίζονται από τις ιδιότητες του μέσου αποθήκευσης και τον σχεδιασμό του συστήματος. Οι βασικές μέθοδοι αποθήκευσης της θερμότητας είναι με την απλή αύξηση της θερμοκρασίας κάποιου μέσου, η αισθητή θερμότητα, με την θέρμανση και αλλαγή φάσης του μέσου αποθήκευσης, δηλαδή συνδυασμό αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας και με θερμότητα αντιστρεπτής χημικής αντίδρασης (θερμοχημική ενέργεια).

Η αισθητή θερμότητα (sensible heat) αποθηκεύεται σε υλικό (στερεό ή υγρό) με την αύξηση της θερμοκρασίας του και ισούται με:



$$Q_s = \int_{T_1}^{T_2} m \cdot c_p dT \quad (3.4.1)$$

όπου: Q_s : το αποθηκευόμενο ποσό αισθητής θερμότητας [J]

m : η μάζα του μέσου αποθήκευσης [kg]

c_p : η ειδική θερμοχωρητικότητα του μέσου αποθήκευσης υπό σταθερή πίεση [J/kg K]

$T_{1,2}$: η αρχική και τελική θερμοκρασία του μέσου αποθήκευσης [K]

Η αποθήκευση αισθητής θερμότητας χρησιμοποιείται από κτηριακές εφαρμογές μέχρι και ηλεκτροπαραγωγή. Υλικά που χρησιμοποιούνται για την αποθήκευση αισθητής θερμότητας είναι στερεά όπως πετρώματα, κεραμικά και οικοδομικά υλικά και υγρά όπως νερό, οργανικά έλαια και τηγμένα άλατα. Στον Πίνακα 3.4.1 παρατίθενται οι ιδιότητες για διάφορα υλικά αποθήκευσης αισθητής θερμότητας.

Πίνακας 3.4.1: Υλικά αποθήκευσης αισθητής θερμότητας και ιδιότητες.[3.1]

| Υλικό | Θερμοκρασίε ς [°C] | Πυκνότητα [kg/m ³] | Ειδ. Θερμοχ. [kJ/kgK] | Πυκνότητα Ενέργειας [kWh/m ³ K] | Θερμική Αγωγιμότητα [W/mK] |
|--|---------------------------|-----------------------------------|--------------------------|--|----------------------------------|
| Νερό | 0-100 | 1000 | 4.190 | 1.16 | 0.63 (38°C) |
| Νερό (10bar) | 0-180 | 881 | 4.190 | 1.03 | - |
| 50% κ.β. αιθυλένιο- γλυκόλη + 50% νερό | 0-100 | 1075 | 3.480 | 0.98 | - |
| Dowtherm A | 12-260 | 867 | 2.200 | 0.53 | 0.122 (260°C) |
| Therminol 66 | -9 – 343 | 750 | 2.100 | 0.44 | 0.106 (343°C) |
| Draw (50% κ.β. NaNO ₃ + 50% κ.β. KNO ₃) | 220-540 | 1733 | 1.550 | 0.75 | 0.57 |
| HTS (53% κ.β. KNO ₃ + 40% κ.β. NaNO ₂ + 7%κ.β. NaNO ₃) | 142 – 540 | 1680 | 1.560 | 0.72 | 0.61 |
| Υγρό Νάτριο | 100 – 760 | 750 | 1.260 | 0.26 | 67.5 |
| Χυτοσίδηρος | 1150 – 1300 (σ. τήξης) | 7200 | 0.540 | 1.08 | 42.0 |
| Τακονίτης | - | 3200 | 0.800 | 0.71 | - |
| Αλουμίνιο | 660 (σ. τήξης) | 2700 | 0.920 | 0.69 | 200 |
| Πυρότουβλο | - | 2100-2600 | 1.000 | 0.65 | 1.0-1.5 |
| Βραχώδες Υλικό | - | 1600 | 0.880 | 0.39 | - |

Το νερό είναι το συνηθέστερο μέσο αποθήκευσης για εφαρμογές χαμηλής και μέσης θερμοκρασίας, όπως ΖΝΧ, θέρμανσης και ψύξης και αποτελεί το κύριο θερμικό ρευστό επίπεδων συλλεκτών τύπου υγρού. Επίπεδοι συλλέκτες τύπου αέρα για θέρμανση χώρων δύναται να χρησιμοποιήσουν βραχώδες υλικό. Στην περίπτωση που το θερμικό ρευστό του συλλέκτη αποτελεί και το μέσο αποθήκευσης της θερμότητας χρησιμοποιείται ρευστό θερμικό ρευστό. Το νερό και μείγματα νερού-γλυκόλης χρησιμοποιούνται συνηθέστερα σε επίπεδους συλλέκτες. Σε παραβολικούς συλλέκτες επειδή επιτυγχάνονται υψηλότερες θερμοκρασίες βρίσκουν εφαρμογή οργανικά έλαια, ενώ για την επίτευξη υψηλότερων θερμοκρασιών με την επίτευξη μεγαλύτερης συγκέντρωσης ακτινοβολίας χρησιμοποιούνται τηγμένα άλατα. Το τηγμένο άλας Draw χρησιμοποιείται σε εφαρμογές ηλεκτροπαραγωγής λόγω του ικανοποιητικά υψηλού θερμοκρασιακού του εύρους, ενώ το HTS κυρίως σε εφαρμογές αποθήκευσης θερμότητας της χημικής βιομηχανίας.



Η αποθήκευση θερμότητας με τη μορφή λανθάνουσας θερμότητας (latent heat) πραγματοποιείται σε υλικό που υφίσταται αλλαγή φάσης. Συγκεκριμένα, αλλαγή φάσης σε θερμοκρασία T_m που θα υποστεί υλικό αρχικής θερμοκρασίας T_1 και θα θερμανθεί έως ότου αποκτήσει τελική θερμοκρασία T_2 ($T_1 < T_m < T_2$) έχει απορροφήσει συνολικά θερμότητα με βάση την παρακάτω εξίσωση.

$$Q = \int_{T_1}^{T_m} m \cdot c_p dT + m \cdot \lambda + \int_{T_m}^{T_2} m \cdot c_p dT \quad (3.4.2)$$

όπου: Q : το αποθηκευόμενο ποσό θερμότητας [J]

m : η μάζα του μέσου αποθήκευσης [kg]

c_p : η ειδική θερμοχωρητικότητα του μέσου αποθήκευσης υπό σταθερή πίεση [J/kg K]

λ : η ειδική θερμότητα αλλαγής φάσης του μέσου αποθήκευσης [J/kg]

$T_{1,2}$: η αρχική και τελική θερμοκρασία του μέσου αποθήκευσης [K]

T_m : η θερμοκρασία αλλαγής φάσης του μέσου αποθήκευσης [K]

Η αλλαγή φάσης του υλικού πραγματοποιείται υπό σταθερή θερμοκρασία, την θερμοκρασία αλλαγής φάσης (transition temperature) και έτσι η θερμότητα αποθηκεύεται και αποδίδεται υπό την θερμοκρασία αυτή. Τα περισσότερα υλικά αλλαγής φάσης που χρησιμοποιούνται σε συστήματα ηλιακής ενέργειας είναι αλλαγής στερεού \leftrightarrow υγρού και τα συνηθέστερα είναι παραφινικά κεριά, τα μη παραφινικά κεριά, ανόργανα άλατα (άνυδρα και ένυδρα) και τα ευτηκτικά μείγματα ανόργανων ή οργανικών ενώσεων. Μερικά από τα χρησιμοποιούμενα υλικά αλλαγής φάσης και οι ιδιότητες τους παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.4.2.

Πίνακας 3.4.2: Υλικά αλλαγής φάσης και ιδιότητες.[3.1]

| Υλικό | Σημείο Τήξης [°C] | Θερμότητα Α/Φ [kJ/kg] | Ε.Θερμοχωρητικότητα Στερεού [kJ/kg] | Ε.Θερμοχωρητικότητα Υγρού [kJ/kg] | Πυκνότητα Στερεού [kg/m ³] | Πυκνότητα Υγρού [kg/m ³] | Πυκνότητα Ενέργειας [kWh/m ³ K] | Θερμική Αγωγιμότητα [W/mK] |
|--|-------------------|-----------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|--|--------------------------------------|--|----------------------------|
| Κανονικό Δεκαοκτάνιο | 5.5 | 228 | - | - | 825 | 771 | 48 | 0.15 |
| Na ₂ S ₂ O ₃ ·5H ₂ O | 48 | 200 | 1.47 | 2.39 | 1730 | 1665 | 92.5 | 0.57 |
| Mg(NO ₃) ₆ H ₂ O | 90 | 163 | 1.56 | 3.68 | 1636 | 1550 | 70 | 0.611 |
| NaOH/NaCl/Na ₂ CO ₃ (77.2/16.2/6.6) ^β | 318 | 290 | - | - | - | - | - | - |
| LiCl/KCl (58/42) ^β | 348 | 170 | - | - | - | - | - | - |
| LiCO ₃ /K ₂ CO ₃ /Na ₂ CO ₃ (32/35/33) ^α | 397 | 277 | 1.34 | 1.76 | 2300 | 2140 | 165 | - |
| Na ₂ CO ₃ /LiCO ₃ (56/44) ^α | 487 | 368 | 1.8 | 2.09 | 2320 | - | 237 | 2.11 |

Τέλος, η θερμότητα δίνεται να αποθηκευτεί και μέσω αντιστρεπτής θερμοχημικής αντίδρασης ως θερμοχημική ενέργεια (διαφορά ενθαλπίας προϊόντων αντιδρώντων – θερμότητα αντίδρασης). Χαρακτηριστικά παρουσιάζεται μία αντιστρεπτή αντίδραση ως εξής:





Η αντίδραση προς τα δεξιά είναι ενδόθερμη, δηλαδή απαιτείται η πρόσδοση ποσού θερμότητας για την υλοποίηση της, ενώ η προς τα αριστερά είναι εξώθερμη, δηλαδή απελευθερώνεται ποσό θερμότητας κατά την πραγματοποίηση της. Η ποσότητα θερμότητας που αποθηκεύεται σε μια χημική αντίδραση εξαρτάται από την θερμότητα αντίδρασης και τον βαθμό της χημικής μετατροπής με βάση την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q = a_r \cdot m \cdot \Delta H \quad (3.4.4)$$

όπου: Q : το αποθηκευόμενο ποσό θερμότητας [J]

m: η μάζα του μέσου αποθήκευσης [kg]

a_r : το κλάσμα της ποσότητας που αντέδρασε

ΔH : η θερμότητα αντίδρασης ανά μονάδα μάζας [J/kg]

Χαρακτηριστικό αυτής της κατηγορίας αποθήκευσης θερμότητας αποτελεί πως οι χημικές αντιδράσεις είναι επί των πλείστων διεργασίες υψηλής συγκέντρωσης ενέργειας με αποτέλεσμα μικρές ποσότητες υλικών για την αποθήκευση αρκούντως υψηλών ποσοτήτων ενέργειας. Επίσης, τα προϊόντα της αντίδρασης δύναται μετά το πέρας της αντίδρασης να αποθηκεύονται χωριστά και να επαναχρησιμοποιούνται. Στον Πίνακα 3.4.3 παρατίθενται μερικά από τα χρησιμοποιούμενα υλικά για τέτοιας κατηγορίας αντιδράσεις[3.1]

Πίνακας 3.4.3: Θερμοχημικά υλικά, αντιδράσεις και ιδιότητες τους.[3.1]

| Υλικό | T[°C] | P[bar] | Αντίδραση | ΔH [kJ/mole] | ΔH [kWh/m ³] |
|--------------------------|----------|--------|--|----------------------|----------------------------------|
| Υδροξείδιο του ασβεστίου | 505 | 1 | $Ca(OH)_2 + \Delta H \Leftrightarrow CaO + H_2O$ | 112 | 364 |
| Υδρίδιο του μαγνησίου | 250-550 | - | $MgH_2 + \Delta H \Leftrightarrow Mg + H_2$ | 75 | 111 |
| Μεθάνιο + νερό | 500-1000 | - | $CH_4 + H_2O \Leftrightarrow CO + 3H_2$ | 206 | - |
| Ανθρακικός σίδηρος | 180 | - | $FeCO_3 \Leftrightarrow FeO + CO_2$ | - | - |
| Mg_2FeH_6 | 500 | 66 | $Mg_2FeH_6 + \Delta H \Leftrightarrow Mg_2Fe + 3H_2$ | 77.4 | 160 |
| SO_3 | 520-960 | 1 | $SO_3 + \Delta H \Leftrightarrow SO_2 + 0.5O_2$ | 99.6 | 280 |

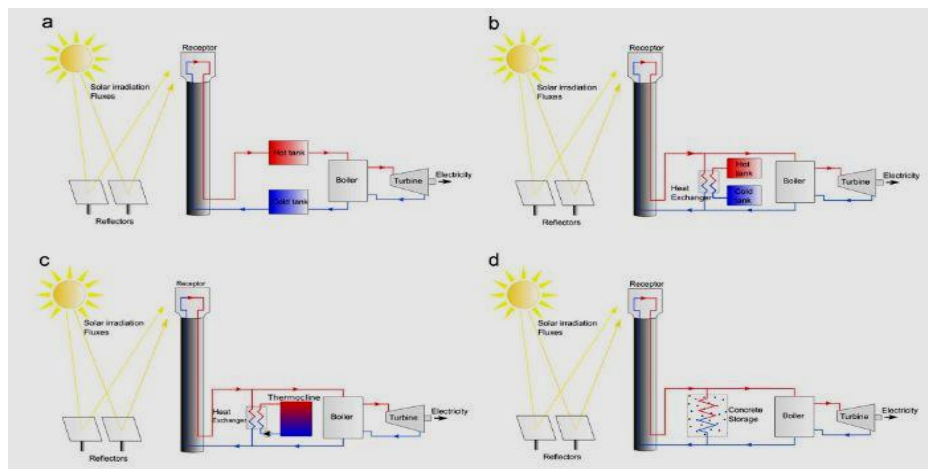
3.4.2: Συστήματα Θερμικής Αποθήκευσης Ηλιακής Ενέργειας για Ηλεκτροπαραγωγή.

Το σύστημα αποθήκευσης αποτελεί την υλοποίηση της τεχνολογίας αποθήκευσης. Βασικές παράμετροι που καθορίζουν τον σχεδιασμό του συστήματος είναι η εφαρμογή η ίδια, δηλαδή τα θερμοκρασιακά εύρη, η ποσότητα της αποθηκευμένης και χρησιμοποιούμενης ενέργειας και ισχύος καθώς και ο όγκος, η διάρκεια ζωής και το κόστος των εγκαταστάσεων. Για τον σχεδιασμό του συστήματος απαιτείται η επιλογή του υλικού αποθήκευσης ενέργειας και έπειτα ο σχεδιασμός και διαστασιολόγηση του δοχείου και των χρησιμοποιούμενων εναλλακτών θερμότητας.



Το υλικό αποθήκευσης κρίνεται η σημαντικότερη συνιστώσα του συστήματος, καθώς οι θερμοδυναμικές και χημικές ιδιότητες καθορίζουν πρωτίστως την ενεργειακή συμπεριφορά του συστήματος και δευτερευόντως τον σχεδιασμό των λοιπών παραμέτρων. Εφαρμογές αποθήκευσης που προορίζονται για ηλεκτροπαραγωγή απαιτούν υψηλές θερμοκρασίες αποθήκευσης και προσφοράς της ενέργειας, από την τάξη των 300°C έως και των 600°C. Υλικά αποθήκευσης θερμότητας κατάλληλα για αυτές τις θερμοκρασίες και ενεργειακά «φορτία» είναι ορισμένα έλαια υψηλής θερμοκρασίας τηγμένα άλατα, αλλά και υλικά αλλαγής φάσης.[3.1]

Τα συστήματα αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας για ηλεκτροπαραγωγή ταξινομούνται ανάλογα με τον τρόπο αποθήκευσης της ηλεκτρικής ενέργειας και τα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας που αξιοποιούνται. Διακρίνονται στα λεγόμενα «ενεργητικά» και «παθητικά» συστήματα αποθήκευσης. Στα ενεργητικά συστήματα η αποθηκευόμενη θερμότητα από το συγκεντρωτικό σύστημα συλλεκτών μεταφέρεται σε ένα μέσο εξαναγκασμένης μεταφοράς θερμότητας στο θερμικό ρευστό που θα την απορρίψει στο θερμικό κύκλο, ενώ στα παθητικά συστήματα χρησιμοποιείται άλλο υλικό μέσο για την αποθήκευση (τσιμέντο ή υλικά αλλαγής φάσης από στερεά σε υγρή). Συγκεκριμένα, τα ενεργητικά διακρίνονται περαιτέρω σε άμεσης και έμμεσης μεταφοράς της θερμότητας. Στα άμεσης το θερμικό ρευστό που παραλαμβάνει την ηλιακή ενέργεια είναι και το μέσο αποθήκευσης και το μέσο απόρριψης στον θερμικό κύκλο, ενώ στα έμμεσης χρησιμοποιείται ξεχωριστό θερμικό ρευστό για την αποθήκευση της θερμότητας και η συναλλαγή με το κύκλωμα των συλλεκτών γίνεται μέσω εναλλάκτη θερμότητας. Στο Σχήμα 3.4.1 παρουσιάζονται διαφορετικά συστήματα αποθήκευσης θερμότητας για σύστημα με CSP με ηλιακό πύργο.([3.9],[3.10])



Σχήμα 3.4.1: Συστήματα αποθήκευσης θερμότητας για εγκαταστάσεις CSP. a.) Ενεργητικό άμεσο σύστημα με δύο δοχεία αποθήκευσης, ένα στην υψηλή και ένα στην χαμηλή θερμοκρασία, b.) Ενεργητικό έμμεσο σύστημα εξίσου με δύο δοχεία αποθήκευσης, c.) Ενεργητικό έμμεσο σύστημα με ένα δοχείο και d.) παθητικό σύστημα με υλικό αποθήκευσης τσιμέντο.[3.10]



3.5: Βιβλιογραφικές Αναφορές.

[3.1] Goswami D.Yogi (2021) «ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΓΙΑ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥΣ» (Τετρίτης Δ.. Μετάφραση και Τζιβανίδης Χ.. Μπέλλος Ε.. Επιστημονική Επιμέλεια). ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ (Τρίτη Ελληνική Έκδοση) . Αθήνα. Κεφ.1 σελ.8-17, Κεφ.2 σελ.35-77.,Κεφ.3 σελ.165-240,Κεφ.4 σελ.259-266,Κεφ.5 σελ.309-327,Κεφ.6 σελ.295-412,Κεφ.7 σελ.441-445,Κεφ.8 σελ.508.509.541-550.

[3.2] Κακαράς Ε.. Καρέλλας Σ. (2015) «Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα» ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΣΟΤΡΑΣ . Αθήνα. Κεφ.12. σελ.503-565.

[3.3]Bellos E.. Tzivanidis C.. Antonopoulos K. “Exergetic. energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types”. Applied Thermal Engineering (2016). 102: 749-759

[3.4]Bellos E.. Tzivanidis C.. Antonopoulos K. “Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system”. Energy Conversion and Management (2016). 123: 453-461

[3.5]Bellos E.. Tzivanidis C.. “Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates”. Applied Thermal Engineering (2017). 126: 809-821

[3.6]Bellos E.. Tzivanidis C.. Sasa Pavlovic. Velimir Stefanovic . “Thermodynamic investigation of LiCl-H₂O working pair in a double effect absorption chiller driven by parabolic trough collectors”. Thermal Science and Engineering Progress (2017), 3: 75-87

[3.7] Αναρτήθηκε από τον ιστότοπο: <https://solargis.com/maps-and-gis-data/download/world>

[3.8] Αναρτήθηκε από τον ιστότοπο: <https://solargis.com/maps-and-gis-data/download/greece>

[3.9] Francesco Calise, Massimo Dentice D’Accadia, Massimo Santarelli, Andrea Lanzini, Domenico Ferrero (2019), “Solar Hydrogen Production”. Στο Karellas S. & Roumbedakis T. (Επιμ.) “Chapter 7 – Solar thermal power plants” σελ.186-195, 209-215. Elsevier .

[3.10] Pelay U., Luo L., Fan Y., Stitou D., Rood M. “Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants”. Renewable and Sustainable Energy Reviews (2017). 79: 91

[3.11] Rubbi F., Likhan D., Habib K., Aslfattahi N., Saidur R., Alam S. “A comprehensive review on advances of oil-based nanofluids for concentrating solar thermal collector application.”, Journal of Molecular Liquids (2021), p.g:31-33.

[3.12] Kalogirou S., Karellas S., Braimakis K., Stanciu C., Badescu V. “Exergy analysis of solar thermal collectors and processes”, Progress in Energy and Combustion Science (2016), 56: 110-117

[3.13] Bezaatpour M., Rostamzadeh H. “Simultaneous energy storage enhancement and pressure drop reduction in flat plat solar collectors using rotary pipes with nanofluid”, Energy and Buildings (2021), 239: 1

[3.14] Olfian H., Ajarostaghi S., Ebrahimmataj M. “Development of evacuated solar tube collectors: A review of the last decade results using nanofluids”, Solar Energy (2020), 211: 256-282.



[3.15] Loni R., Asli-Arden E., Ghobadian B., Bellos E., W. Le Roux “Numerical comparison of a solar dish concentrator with different cavity receivers and working fluids”, *Journal of Cleaner Production* (2018), p.g.1013-1030.

[3.16] Xu R., Ma Y., Yan M., Zhang C., Xu S., Wang R. “Effects of deformation of cylindrical compound parabolic concentrator (CPC) on concentration characteristics”, *Solar Energy* (2018), 176: 73 - 76

[3.17] Ustaoglu A., Alptekin M., Okajima J., Maruyama S. “Evaluation of uniformity of solar illumination on the receiver of compound parabolic concentrator (CPC)”, *Solar Energy* (2016), 132: 150 - 155

[3.18] Bellos E. “Progress in the design and the applications of linear Fresnel reflectors – A critical review”, *Thermal Science and Engineering Progress* (2019), 10: 112 - 114

[3.19] Bellos E., Tzivanidis C., Papadopoulos A. “Optical and thermal analysis of a linear Fresnel reflector operating with thermal oil, molten salt and liquid sodium”, *Applied Thermal Engineering* (2018), 133: 77.



Κεφάλαιο 4: Τριπαραγωγή από Κύκλο Brayton Υπερκρίσιμου CO₂ με Πηγή Ενέργειας Ηλιακή Ενέργεια.

Οι ενεργειακές απαιτήσεις, η δέσμευση και αξιοποίηση των ενεργειακών πηγών, η εξισορρόπηση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων αλλά και η οικονομική βιωσιμότητα αποτελούν τις κυριότερες παραμέτρους που καλείται να ικανοποιήσει και να ισοσταθμίσει οποιαδήποτε μονάδα παραγωγής και κατανάλωσης ενέργειας κάθε κλίμακας και είναι άμεσα συνυφασμένες με το βιοτικό επίπεδο. Οι μονάδες παραγωγής ενέργειας σε μεσαία και μεγάλη κλίμακα, όπως ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας για τηλεθέρμανση και βιομηχανικές χρήσεις καθώς και ψύξης κυρίως για βιομηχανικές χρήσεις, αποτελούν τις κυριότερες ενεργειακές μονάδες. Η συμβολή των μονάδων αυτών σε μία πορεία προς ένα σενάριο αειφόρου ανάπτυξης, όπως και παρουσιάστηκε στην Ενότητα 1.2, είναι άμεσα συνδεδεμένη με την όσο το δυνατόν αποδοτικότερη αξιοποίηση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας και τον ενεργειακό, περιβαλλοντικό αλλά και οικονομικό ανταγωνισμό με τις είδη χρησιμοποιούμενες τεχνολογίες, κατά κύριο λόγο υδρογονανθράκων.

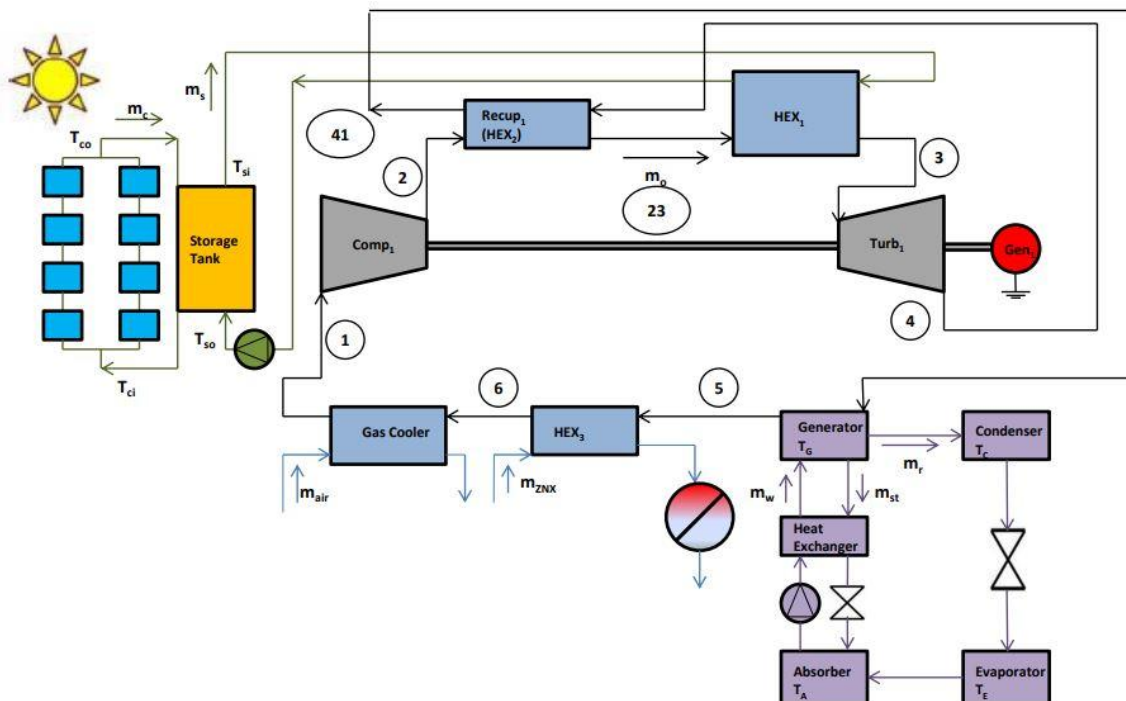
Η αποδοτικότερη αξιοποίηση των ενεργειακών πηγών από θερμικούς κύκλους πέραν τις εφαρμογής κατάλληλου κύκλου και της βελτιστοποίησης του, επιτυγχάνεται μονόδρομα με την συμπαραγωγή των ενεργειακών προϊόντων και τον συνδυασμό των επιμέρους θερμικών κύκλων (Ενότητα 2.4). Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί ανανεώσιμη πηγή ενέργειας που ανάλογα το ηλιακό δυναμικό της (Ενότητα 3.2.1) δύναται να καλύψει ενεργειακές εφαρμογές όλων των εύρων, από οικιακές μέχρι και βιομηχανικές μεγάλης κλίμακας. Η δυνατότητα παραγωγής ικανοποιητικών ποσών θερμότητας σε μεσαίες και κυρίως υψηλές θερμοκρασίες την καθιστά κατάλληλη θερμική πηγή και για εφαρμογές τριπαραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας και ψύξης, όπως και για τον κάθε τομέα χωριστά. Οι παραβολικοί συλλέκτες (PTC), οι συλλέκτες με ανακλαστικές Fresnel και οι ηλιακοί πύργοι (solar tower) αποτελούν τις τεχνολογίες δέσμευσης της ηλιακής ενέργειας για εφαρμογές παραγωγής θερμότητας μεσαίων προς υψηλών (400°C-500°C) και υψηλών θερμοκρασιών (500°C-1200°C), γεγονός που τις καθιστά κατάλληλες για τις αναφερθείσες εφαρμογές [4.1]. Οι συλλέκτες με παραβολικούς δίσκους (dish collectors) παράγουν και εκείνοι ατμό υψηλής θερμοκρασίας με κύρια εφαρμογή τους την ηλεκτροπαραγωγή, αλλά με την διαφορά ότι η παραγωγή ενέργειας πραγματοποιείται από θερμικό κύκλο Stirling και ότι κάθε συλλέκτης αποτελεί και μία ανεξάρτητη μονάδα.

Ο βασικός θερμικός εργοπαραγωγός κύκλος για μονάδες ηλεκτρικής ενέργειας είναι κατά κύριο λόγο ο Rankine (νερού/ατμού ή οργανικός) και ο Brayton αερίου (αέρα, He ή CO₂). Ο υπερκρίσιμος κύκλος Brayton CO₂ (sCO₂) κρίνεται κατάλληλος για θερμοκρασίες κάτω των 600°C, αλλά δύναται να χρησιμοποιηθεί και για εφαρμογές θερμοκρασιών έως και την τάξη των 800°C και ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του είναι πως το sCO₂ παραμένει αέριο με ικανοποιητικές ιδιότητες για όλη την λειτουργία του ([4.1],[4.2]). Η παραγωγή ψυκτικής ισχύος με την απορρόφηση θερμότητας θέτει θερμοκρασιακά όρια στην πηγή θερμότητας, όπως και η περαιτέρω παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με την απόρριψη θερμότητας σε οργανικό κύκλο Rankine (ORC). Οι εγκαταστάσεις που εξετάστηκαν λαμβάνουν θερμότητα από τους ίδιους εγκατεστημένους παραβολικούς συλλέκτες και η ειδοποιός διαφορά τους είναι η εξέταση της παραγωγής της ηλεκτρικής ενέργειας στο σύνολο της από τον κύκλο Brayton με την απόρριψη θερμότητας σε κύκλο ψύξης με απορρόφηση και έπειτα για τηλεθέρμανση για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης (ZNX) στους 60°C ή η μείωση της προοριζόμενης θερμότητας για ψύξη με την αξιοποίηση της από κύκλο ORC για την επιπλέον παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.



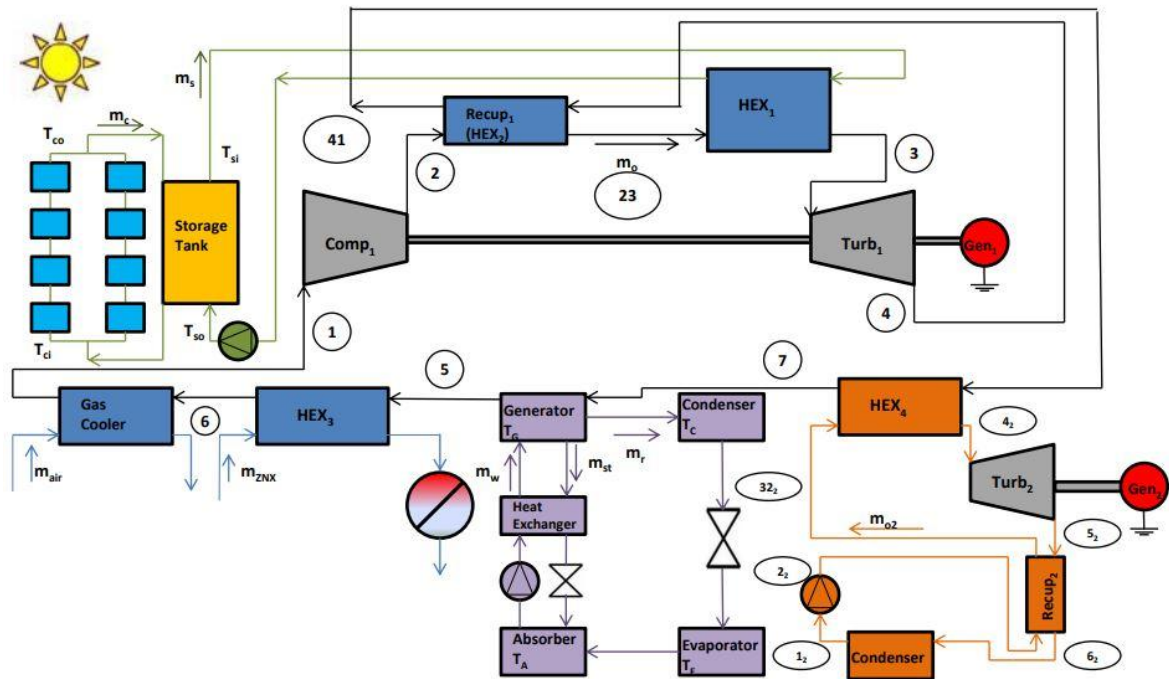
4.1: Υπό Μελέτη Μονάδες.

Αντικείμενο της παρούσας μελέτης αποτελεί η δέσμευση της ηλιακής ακτινοβολίας με σκοπό την παραγωγή θερμότητας ικανής για ηλεκτροπαραγωγή ισχύος της τάξης MW (1MW-2MW). Οι συλλέκτες που επιλέχθηκαν είναι παραβολικοί συλλέκτες, ικανοί να παράγουν θερμότητα σε θερμοκρασιακά εύρη 500°C-600°C κατόπιν κατάλληλης επιλογής θερμικού ρευστού, όπως και θα επεξηγηθεί στη συνέχεια. Ακολουθεί η τοποθέτηση δοχείου αποθήκευσης που κρίνεται απαραίτητο για την εξασφάλιση σταθερής λειτουργίας της εγκατάστασης και την όσο το δυνατόν περισσότερο εξάλειψη δυναμικών φαινομένων λόγω της μεταβολής της ηλιακής ακτινοβολίας. Ωστόσο, η τοποθέτηση δοχείου αποθήκευσης εξασφαλίζει και την επέκταση της λειτουργίας της εγκατάστασης και κατόπιν της δύσης του ηλίου. Η παραλαβή της θερμότητας από το δοχείο αποθήκευσης γίνεται από κύκλο Brayton με εργαζόμενο μέσο υπερκρίσιμο CO₂ (sCO₂) από τον οποίο παράγεται το κύριο ποσό της ηλεκτρικής ενέργειας της εγκατάστασης. Για την ψύξη του CO₂ η απόρριψη θερμότητας γίνεται στις εξής εγκαταστάσεις, σε ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση θερμότητας, σε κύκλωμα νερού με σκοπό την παραγωγή ΖΝΧ και τέλος σε ψύκτη αερίου της εγκατάστασης (Gas Cooler). Εναλλακτική περίπτωση αποτελεί η εξέταση χρήσης και οργανικού κύκλου Rankine (ORC) τοποθετημένο πριν την ψύξη με απορρόφηση για την παραγωγή επιπλέον ηλεκτρικής ενέργειας. Τα μονογραμμικά σχέδια των εγκαταστάσεων που εξετάστηκαν παρουσιάζονται στα Σχήματα 4.1.1 και 4.1.2.



Σχήμα 4.1.1: Εγκατάσταση συλλεκτών PTC, δοχείου αποθήκευσης, sCO₂, ψύξης με απορρόφηση και τηλεθέρμανσης.

Στις επόμενες Ενότητες του Κεφαλαίου παρουσιάζονται οι εγκαταστάσεις των μονάδων χωριστά με τις βασικές εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν για την ανάπτυξη των υπολογιστικών μοντέλων. Αναλύονται οι κώδικες που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση των εγκαταστάσεων, την ανάλυση ευαισθησίας ως προς συγκεκριμένες μεταβλητές και την βελτιστοποίηση τους. Οι αλγόριθμοι γράφθηκαν στο λογισμικό E.E.S. (Engineering Equation Solver) από το οποίο χρησιμοποιήθηκαν και οι βιβλιοθήκες των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των επιλεγμένων θερμικών ρευστών. Στο Κεφάλαιο αυτό δεν έγινε δυναμική ανάλυση των εγκαταστάσεων, δηλαδή ανάλυση κατά την πάροδο της ημέρας με μεταβολή της προσπίπτουσας άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, αλλά λήφθηκαν σταθερές τιμές και ίσες με 800W/m² και 25°C αντίστοιχα.



Σχήμα 4.1.2: Εγκατάσταση συλλεκτών PTC, δοχείου αποθήκευσης, $s\text{CO}_2$, ORC, φύξης με απορρόφηση και τηλεθέρμανσης.

Σκοπός του παρόντος Κεφαλαίου είναι για τις παραπάνω περιβαλλοντικές συνθήκες να πραγματοποιηθεί διερεύνηση αναφορικά με την επίδραση της μεταβολής σχεδιαστικών παραμέτρων στην λειτουργία των μονάδων. Τέτοιες είναι ο βαθμός απόδοσης του ανακομιστή (recuperator), η θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο του $s\text{CO}_2$ (TIT), οι πιέσεις λειτουργίας, η θερμοκρασία του αναγεννητή (generator) του ψυκτικού κύκλου, και τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του ORC. Επόμενο της ανάλυσης ευαισθησίας κρίθηκε σκόπιμη η βελτιστοποίηση των μονάδων κατά κύριο λόγο ως προς τον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης τους, επιλέγοντας κατάλληλες σχεδιαστικές παραμέτρους. Έπειτα, πραγματοποιήθηκε εκτίμηση του κόστους των εγκαταστάσεων και τελικώς των μονάδων και επιλέχθηκαν. Επιλέχθηκαν δύο μονάδες, μία για το κάθε σενάριο (Σχήμα 4.1.1 και 4.1.2), ώστε να διεξαχθεί η δυναμική τους ανάλυση και να πραγματοποιηθεί εν τέλει και η οικονομική τους ανάλυση κατά την διάρκεια της ετήσιας λειτουργίας τους για της περιβαλλοντικές συνθήκες (άμεση ηλιακή ακτινοβολία και θερμοκρασία περιβάλλοντος) της Ελλάδας και συγκεκριμένα της Αθήνας.

4.1.1: Παραβολικοί Συλλέκτες (PTC) για Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας και Τριπαραγωγή.

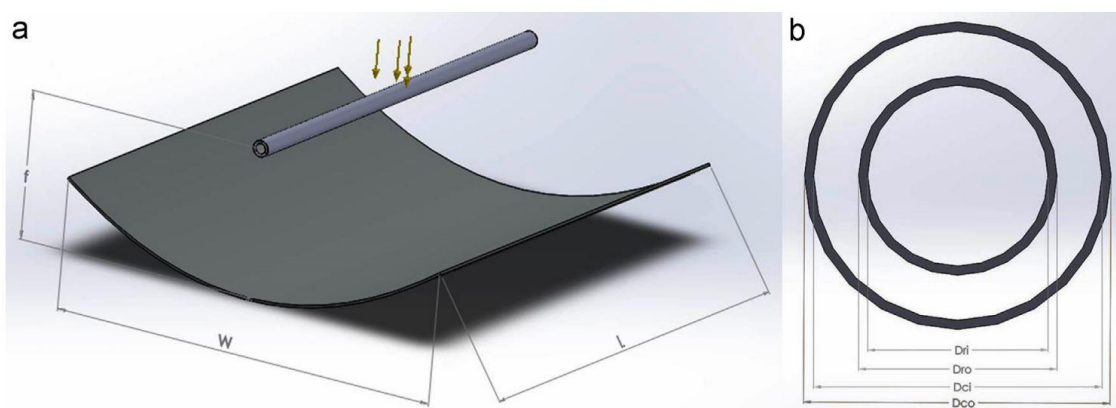
Στο Κεφάλαιο 1 παρουσιάστηκε πως η ραγδαία αύξηση της παγκόσμιας κατανάλωσης, όπως και η πρόβλεψη για την μελλοντική συνέχεια της τάσης αυτής, σε συνδυασμό με τα ζητήματα που προκύπτουν μετατρέπουν την ένταξη των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας σε μονόδρομο. Η ηλιακή ενέργεια λόγω της φύσης της δύναται να αξιοποιηθεί σε πλήθος εφαρμογών όπως και την ηλεκτροπαραγωγή και τριπαραγωγή σε κάθε κλίμακα της. Στο Κεφάλαιο 3 δόθηκε έμφαση στο μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε για τον χρονικό υπολογισμό της έντασης της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας για την Αθήνα, στις εφαρμογές αξιοποίησης αυτής, τους διαφορετικούς τύπους συλλεκτών και τρόπων αποθήκευσης της. Οι τύποι συλλεκτών κατάλληλοι για ηλεκτροπαραγωγή είναι όσοι παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.2.1. Οι συνηθέστερα χρησιμοποιούμενοι για εφαρμογές μέτρων έως και υψηλών θερμοκρασιών είναι οι παραβολικοί συλλέκτες (parabolic through collectors



– PTC) και οι ανακλαστήρες Fresnel. Στην παρούσα εργασία επιλέχθηκαν συλλέκτες PTC ως οι μετατροπείς της ηλιακής ακτινοβολίας σε θερμότητα λόγω του γεγονότος ότι κρίνονται κατάλληλοι για ηλεκτροπαραγωγή, είναι τεχνολογικά αναπτυγμένοι και οικονομικά βιώσιμοι. ([4.4],[4.5])

Όπως έχει καταστεί σαφές είδη από την Ενότητα 3.3 τα θερμοκρασιακά εύρη λειτουργίας και πρωτίστως η μέγιστη θερμοκρασία του θερμικού ρευστού είναι άμεσα συνδεδεμένη με τον θερμικό βαθμό απόδοσης του συλλέκτη. Με σκοπό την αύξηση του γίνεται αφενός να μοντελοποιηθεί κατάλληλα η γεωμετρία του απορροφητή [4.6] αλλά και το εσωτερικό των σωλήνων προσδίδοντας επιθυμητά χαρακτηριστικά μετάδοσης θερμότητας και ροής [4.7], αφετέρου να επιλεγθεί θερμικό ρευστό με την δυνατότητα λειτουργίας στα επιθυμητά θερμοκρασιακά εύρη και με κατάλληλες θερμοδυναμικές ιδιότητες [4.4]. Στον πίνακα (Πίνακας 4.1.1) που ακολουθεί παρουσιάζονται επτά από τα συνηθέστερα χρησιμοποιούμενα θερμικά ρευστά σε PTC, τα θερμοκρασιακά τους εύρη και οι ιδιότητες τους. Το θερμικό ρευστό που επιλέχθηκε να εξετασθεί είναι το τηγμένο άλας του παρακάτω πίνακα. Ο λόγος είναι οι καλές θερμικές του ιδιότητες, τα θερμοκρασιακά όρια λειτουργίας που δύναται να υπερβούν και τα υποδεικνυόμενα φτάνοντας σε τιμές θερμοκρασιών τους 500°C-600°C (στην εργασία τέθηκε το άνω φράγμα των 600-602.5°C) αλλά όχι μικρότερες από 220°C επειδή υπάρχει κίνδυνος στερεοποίησης [4.1], ενώ προσφέρεται και για την αποθήκευση θερμότητας λόγω της υψηλής θερμοχωρητικότητας του. Αντιθέτως το υγρό νάτριο βρίσκεται κατά κύριο λόγο σε θεωρητικό στάδιο ερευνών.

Αναφορικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των PTC που χρησιμοποιήθηκαν παρουσιάζονται παρακάτω. Ένα κάτοπτρο PTC παρουσιάζεται σκαριφηματικά σε τρισδιάστατη μορφή στο Σχήμα 4.1.3.



Σχήμα 4.1.3: α.) Κάτοπτρο παραβολικού συλλέκτη (PTC) και β.) η διατομή του σωλήνα απορρόφησης που είναι σωλήνας κενού.[4.8]

Οι χαρακτηριστικές διαστάσεις ενός παραβολικού συλλέκτη, είναι το άνοιγμα της παραβολής (W), το μήκος του κατόπτρου (L), η απόσταση του κέντρου του σωλήνα από την παραβολή (f) και οι διαμέτροι του σωλήνα. Στον Πίνακα 4.1.2 παρουσιάζονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά αλλά και οι βασικές οπτικές ιδιότητες του των υπό μελέτη PTC.



Πίνακας 4.1.1: Θερμικά ρευστά σε παραβολικούς συλλέκτες (PTC). [4.4]

| Κατάσταση | Θερμικό Ρευστό | Συνήθη Εύρη Θερμοκρασιών (Κ) | Ιδιότητες * | |
|-------------|---|------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| | | | | |
| Υγρό | Νερό (80 bar) | 300-500 | k (W/mK) | 0.628-0.674-0.622 |
| | | | ρ (kg/m ³) | 994-926-813 |
| | | | c_p (J/kgK) | 4164-4277-4741 |
| | | | μ (10 ⁻⁴ Pa s) | 5.9-1.9-1.1 |
| | Therminol VP-1 (θερμικό έλαιο) | 300-700 | k (W/mK) | 0.135-0.109-0.069 |
| | | | ρ (kg/m ³) | 1046-878-641 |
| | | | c_p (J/kgK) | 1577-2128-2768 |
| | | | μ (10 ⁻⁴ Pa s) | 32-3.2-1.3 |
| | 60% κ.β. NaNO ₃ – 40% κ.β. KNO ₃ (τηγμένο άλας) | 600-800 | k (W/mK) | 0.506-0.525-0.545 |
| | | | ρ (kg/m ³) | 1880-1816-1752 |
| | | | c_p (J/kgK) | 1504-1521-1539 |
| | | | μ (10 ⁻⁴ Pa s) | 27-16-12 |
| Υγρό Νάτριο | 400-1100 | k (W/mK) | 86.9-73.4-62.7-54.1-50.4 | |
| | | ρ (kg/m ³) | 918-873-827-780-755 | |
| | | c_p (J/kgK) | 1370-1300-1260-1252-1262 | |
| | | μ (10 ⁻⁴ Pa s) | 5.9-3.2-2.3-1.8-1.7 | |
| Αέριο | Αέρας | 300-1300 | k (W/mK) | 0.036-0.054-0.069-0.081-0.085 |
| | | | ρ (kg/m ³) | 0.769-0.467-0.336-0.262-0.244 |
| | | | c_p (J/kgK) | 1021-1086-1148-1192-1203 |
| | | | μ (10 ⁻⁴ Pa s) | 0.25-0.35-0.43-0.50-0.52 |
| | CO ₂ | 300-1300 | k (W/mK) | 0.031-0.051-0.070-0.087-0.092 |
| | | | ρ (kg/m ³) | 1.098-0.713-0.070-0.401-0.373 |
| | | | c_p (J/kgK) | 1004-1145-1238-1300-1316 |
| | | | μ (10 ⁻⁴ Pa s) | 0.23-0.33-0.42-0.50-0.53 |
| | He | 300-1300 | k (W/mK) | 0.160-0.251-0.338-0.421-0.448 |
| | | | ρ (kg/m ³) | 0.146-0.076-0.052-0.039-0.036 |
| | | | c_p (J/kgK) | 5193 |
| | | | μ (10 ⁻⁴ Pa s) | 0.21-0.33-0.44-0.54-0.57 |

*οι ιδιότητες παρουσιάζονται ανά 100K για το νερό και το τηγμένο άλας, ανά 200K για το Therminol VP-1, ανά 200K για το υγρό νάτριο (συν και την τελευταία θερμοκρασία του) και για τα αέρια ανά 300K (συν και την τελευταία θερμοκρασία).

Πίνακας 4.1.2: Χαρακτηριστικά υπό εξέταση παραβολικού συλλέκτη (PTC)([4.4],[4.6])

| Μεγέθη | Τιμές |
|--|--------|
| Πλάτος W | 5.8 m |
| Διάμετρος D _{ri} | 66 mm |
| Διάμετρος D _{ro} | 70 mm |
| Διάμετρος D _{ci} | 120 mm |
| Διάμετρος D _{co} | 125 mm |
| Μήκος ολόκληρης συστοιχίας συλλέκτων σε σειρά (module) L | 200 m |
| Εστιακή απόσταση f | 1.71 m |
| Συντελεστής εκπομπής απορροφητή ϵ_r | 0.095 |
| Συντελεστής εκπομπής καλύμματος ϵ_c | 0.88 |
| Μέγιστος οπτικός βαθμός απόδοσης $\eta_{opt,max}$ | 0.79 |
| Βαθμός συγκέντρωσης C | 26.37 |

Συνολικά οι εγκατεστημένοι συλλέκτες είναι 10 παράλληλα συνδεδεμένες συστοιχίες των 200m η κάθε μία, σύνολο 11600m² εγκατεστημένης επιφάνειας, και αυτό όσον αφορά την ανάλυση



ευαισθησίας και την τελική επιλογή των μονάδων, δηλαδή το παρόν και επόμενο Κεφάλαιο. Αυτό επειδή στην δυναμική ανάλυση αυξήθηκε η συνολική επιφάνεια, με σκοπό την αποθήκευση θερμότητας για την λειτουργία και χρονικού διαστήματος μετά το πέρας της δύσης.

Για τον υπολογισμό της λειτουργίας των συλλεκτών πραγματοποιήθηκε θερμική και οπτική ανάλυση. Οι PTC αξιοποιούν μόνο την προσπίπτουσα άμεση ακτινοβολία (I_{bn} ή G_{bn}). Η ακτινοβολία κατά το παρόν και επόμενο Κεφάλαιο θεωρήθηκε σταθερή και ίση με $800W/m^2$ [4.4]. Στο Κεφάλαιο της δυναμικής ανάλυσης υπολογίζεται για κάθε χρονική στιγμή της ημέρας με βάση το μοντέλο καθαρού ουρανού της ASHRAE που παρουσιάστηκε στην Ενότητα 3.1. Η ενεργειακή ανάλυση των συλλεκτών έγινε για ένα module συλλεκτών καθώς τα module έχουν θεωρηθεί παράλληλα συνδεδεμένα μεταξύ τους. Οι ακόλουθες εξισώσεις εφαρμόστηκαν για ένα module και κατόπιν τα θερμικά ποσά αθροίστηκαν. Το βασικό μέγεθος για την έναρξη της ανάλυσης αποτελεί η διαθέσιμη προς θερμική ισχύ ηλιακή ισχύς (Q_s) και υπολογίζεται με βάση την ακόλουθη εξίσωση.

$$Q_s = A_a \cdot I_{bn} \quad (4.1.1)$$

όπου: A_a είναι το εμβαδόν ανοίγματος των εγκατεστημένων PTC ($L \cdot W$) [m^2].

Η τελικά απορροφημένη ηλιακή ισχύς από τον απορροφητή (Q_{abs}) είναι μειωμένη σε σχέση με την συνολική Q_s λόγω των οπτικών απωλειών και υπολογίστηκε με βάση την εξής σχέση.

$$Q_{abs} = Q_s \cdot \eta_{opt} \quad (4.1.2)$$

όπου: η_{opt} είναι ο οπτικός βαθμός απόδοσης των συλλεκτών.

Ο υπολογισμός του οπτικού βαθμού απόδοσης έγινε με βάση τον μέγιστο δυνατό (η_{opt}) και τον συντελεστή της γωνίας πρόσπτωσης (K). Η εξίσωση υπολογισμού του είναι η εξής:

$$\eta_{opt} = K(i) \cdot \eta_{opt,max} \quad (4.1.3)$$

όπου: i είναι η γωνία πρόσπτωσης της ηλιακής ακτινοβολίας (incident angle) [deg].

Για το παρόν στάδιο της μελέτης και μέχρι την επιλογή των τελικών προς σύγκριση εγκαταστάσεων δεν έγινε δυναμική εξέταση της θερμικής και οπτικής συμπεριφοράς τους και για τον λόγο αυτό ο συντελεστής K θεωρήθηκε ίσος με την μονάδα (1). Ενώ στην περίπτωση της δυναμικής ανάλυσης υπολογίζεται με το παρακάτω τρόπο.

$$K(i) = \cos(i) - 5.25097 \cdot 10^{-4} \cdot i - 2.289621 \cdot 10^{-5} \cdot i^2 \quad (4.1.4)$$

με την γωνία πρόσπτωσης (i) να είναι σε μοίρες. Η γωνία πρόσπτωσης πέραν της θέσης του ηλίου σχετίζεται και με τον άξονα τοποθέτησης των PTC. Οι συλλέκτες PTC έχουν τοποθετηθεί στον άξονα Βορρά-Νότου με την δυνατότητα παρακολούθησης του ηλίου στον άξονα Ανατολής-Δύσης. Η γωνία πρόσπτωσης (i) υπολογίζεται ως συνάρτηση της γωνίας αζιμουθίου (z), της ηλιακής απόκλισης (δ_s) και της ωριαίας γωνίας (h_s) με βάση την σχέση:

$$\cos i = \sqrt{\cos^2 z + \cos^2 \delta_s \cdot \sin^2 h_s} \quad (4.1.5)$$



Η θερμότητα που απορροφάται Q_{abs} δεν μετατρέπεται εξ'ολοκλήρου σε ωφέλιμη θερμότητα (Q_u) του εργαζόμενου μέσου καθώς υπάρχουν και οι θερμικές απώλειες δια συναγωγής και ακτινοβολίας προς το περιβάλλον (Q_{loss}), δηλαδή ισχύει ότι:

$$Q_{abs} = Q_u + Q_{loss} \quad (4.1.6)$$

Η ωφέλιμη θερμική ισχύς (Q_u) είναι η θερμότητα που παραλαμβάνεται από το θερμικό ρευστό και δίνεται με βάση την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q_u = \dot{m}_c \int_{T_{ci}}^{T_{co}} c_{p,c}(T) \cdot dT \dot{m}_c \approx \dot{m}_c c_{p,c} (T_{co} - T_{ci}) \quad (4.1.7)$$

Για τον υπολογισμό της θερμοχωρητικότητας ($c_{p,c}$) η οποία θεωρήθηκε σταθερή με βάση την εξίσωση (4.1.7) καθώς και των λοιπών θερμοδυναμικών ιδιοτήτων που θα αναπτυχθούν στη συνέχεια, θεωρήθηκε ενδιάμεση θερμοκρασία (T_{prop}) σύμφωνα με την εξίσωση:

$$T_{prop} = T_{cin} + \frac{Q_{abs} \cdot 0.7}{2 \cdot \dot{m}_c c_{p,ci} T_{ci}} \quad (4.1.8)$$

όπου έχει θεωρηθεί πως το 70% της απορροφώμενης θερμότητας Q_{abs} αξιοποιείται από το θερμικό ρευστό. Η παροχή μάζας του θερμικού ρευστού θεωρείται ανάλογη της επιφάνειας συλλεκτών (A_a) (σε m^2) από την οποία παραλαμβάνει την θερμότητα και υπολογίζεται με βάση την εξίσωση:

$$\dot{m}_c = 0.02 \cdot A_a \text{ [kg/s]} \quad (4.1.9)$$

Όπως και θα καταστεί σαφές στην επόμενη Ενότητα απαιτούνται περισσότερες εξισώσεις για τον υπολογισμό των θερμοτήτων Q_u και Q_{oss} ώστε να επιλυθεί το σύστημα εξισώσεων (μη γραμμικών) που θα προκύψει. Η ωφέλιμη θερμότητα υπολογίζεται και με βάση την μετάδοση θερμότητας μέσω συναγωγής από τον απορροφητήρα στο ρευστό και συγκεκριμένα με βάση την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q_u = h \cdot A_{ri} \cdot (T_r - T_{c,m}) \quad (4.1.10)$$

όπου: h : ο συντελεστής συναγωγής μεταξύ θερμικού ρευστού και επιφάνειας απορροφητήρα [W/m^2K]

T_r : η θερμοκρασία του απορροφητήρα

$T_{c,m}$: η μέση θερμοκρασία του ρευστού

και με A_{ri} την εσωτερική επιφάνεια του απορροφητήρα, την εσωτερική επιφάνεια ροής του σωλήνα και ισούται με:

$$A_{ri} = \pi \cdot D_{ri} \cdot L \quad (4.1.11)$$

Η θερμοκρασία του απορροφητήρα T_r αποτελεί άγνωστο του προβλήματος, ενώ η μέση θερμοκρασία του ρευστού υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$T_{c,m} = \frac{T_{co} + T_{ci}}{2} \quad (4.1.12)$$

Παρατηρείται πως η μέση θερμοκρασία του ρευστού υπολογίζεται δίνοντας περισσότερη βαρύτητα στην θερμοκρασία εξόδου, καθώς αυτήν αναμένεται να προσεγγίζει περισσότερο. Ο συντελεστής



συναγωγής h υπολογίζεται με βάση την κλασική εξίσωση υπολογισμού του συνάρτησης του αριθμού Nusselt, της αγωγιμότητας k και της εσωτερικής διαμέτρου του σωλήνα D_{ri} και συγκεκριμένα:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_{ri}} \quad (4.1.13)$$

Ο αριθμός Nu υπολογίζεται για τυρβώδη ροή χρησιμοποιώντας την εξίσωση Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (4.1.14)$$

με τους αριθμούς Reynolds (Re) και Prandtl (Pr) να υπολογίζονται με βάση τις εξισώσεις:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot D_{ri} \cdot \mu} \quad (4.1.15)$$

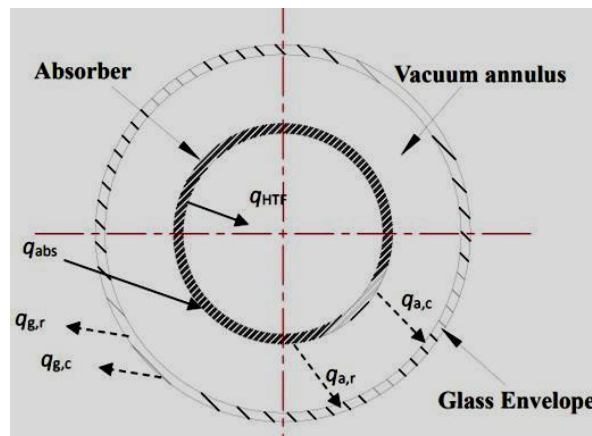
και

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_{p,c}}{k} \quad (4.1.16)$$

όπου: μ : η δυναμική συνεκτικότητα του ρευστού [Pa·s]

Όλες οι ιδιότητες του ρευστού έχουν υπολογιστεί για την θερμοκρασία T_{prop} (4.1.8).

Ο υπολογισμός του παράγοντα των θερμικών απωλειών Q_{loss} της σχέσης (4.1.6) αποτελεί την συναλλαγή θερμότητας του απορροφητήρα με το κάλυμμα και του καλύμματος με το περιβάλλον. Στο ακόλουθο σχήμα (Σχήμα 4.1.4) παρουσιάζεται σκαριφηματικά η μετάδοση θερμότητας στο θερμικό ρευστό (Heat Transfer Fluid – HTF) αλλά και των απωλειών μέσω συναγωγής (c-convection) και ακτινοβολίας (radiation-r).



Σχήμα 4.1.4: Μετάδοση θερμότητας στον αγωγό του θερμικού ρευστού από την ανακλώμενη ακτινοβολία, αλλά και των απωλειών.[4.9]

Το πρώτο ρεύμα θερμικών απωλειών συναγωγής και ακτινοβολίας συμβαίνει μεταξύ απορροφητήρα και καλύμματος (glass envelope) και το δεύτερο από το κάλυμμα στο περιβάλλον. Στην μόνιμη κατάσταση υπάρχει εξίσωση των δύο αυτών ρευμάτων θερμότητας. Για την μετάδοση θερμότητας από τον απορροφητήρα στο κάλυμμα δεν λογαριάζονται απώλειες λόγω συναγωγής, καθώς μεταξύ τους υπάρχει κενό. Έτσι, οι απώλειες είναι μόνο ακτινοβολίας (radiation) και χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση:

$$Q_{loss} = \frac{A_{ro} \cdot \sigma \cdot (T_r^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} \frac{A_{ro}}{A_{cl}}} \quad (4.1.17)$$

όπου: T_r και T_c οι θερμοκρασίες απορροφητήρα και καλύμματος αντίστοιχα [K]



σ : η σταθερά Stefan-Boltzmann και ισούται με $5.67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2\text{K}^4$

Για το ρεύμα των θερμικών απωλειών από το κάλυμμα στο περιβάλλον υπολογίζονται οι απώλειες συναγωγής και ακτινοβολίας και ο υπολογισμός γίνεται με βάση την εξίσωση:

$$Q_{\text{loss}} = A_{\text{co}} \cdot h_{\text{out}} \cdot (T_c - T_{\text{amb}}) + A_{\text{co}} \cdot \sigma \cdot \epsilon_c \cdot (T_r^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (4.1.18)$$

όπου: T_{amb} η θερμοκρασία του περιβάλλοντος που λήφθηκε ίση με 25°C (298K)

h_{out} : ο συντελεστής συναγωγής με τον αέρα που λήφθηκε ίσος με $10 \text{W/m}^2\text{K}$

Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να αναφερθεί πως οι θερμικές απώλειες εκφράζονται και συνολικά, δηλαδή ως οι απώλειες από τον απορροφητήρα στο περιβάλλον και με τον τρόπο ορίζονται με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$Q_{\text{loss}} = U_L \cdot A_{\text{ro}} \cdot (T_r - T_{\text{am}}) \quad (4.1.19)$$

όπου: U_L : είναι ο συντελεστής θερμικής διαπερατότητας ορισμένος ως προς την εξωτερική επιφάνεια του απορροφητήρα A_{ro} . ([4.5],[4.10])

Αναφορικά με τις απώλειες πίεσης του τηγμένου άλατος κατά μήκος των αγωγών των συλλεκτών αυτές υπολογίστηκαν με βάση μοντέλο υπολογισμού τους [4.5] από την εκτίμηση συντελεστή απωλειών τριβών (f_r) με βάση την ταχύτητα του ρευστού στον αγωγό (u). Οι υπολογισμοί αυτοί, ξεκινώντας από την ταχύτητα, έγιναν ως εξής:

$$u = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{r,\text{in}}^2} \quad (4.1.20)$$

Ο συντελεστής τριβών f_r υπολογίζεται με βάση την εξίσωση:

$$f_r = \frac{1}{[0.79 \cdot \ln(\text{Re}_c) - 1.64]^2} \quad (4.1.21)$$

Τελικά, η πτώση πίεσης υπολογίζεται από την σχέση:

$$\Delta P = f_r \cdot \frac{L}{D_{r,\text{in}}} \cdot \left(\frac{1}{2} \rho_c u^2 \right) \quad (4.1.22)$$

Κύρια και μείζονος σημασίας μεγέθη για τον χαρακτηρισμό της λειτουργίας των συλλεκτών αποτελούν ο θερμικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης τους. Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης ($\eta_{\text{th},c}$) ορίζεται ο λόγος της ωφέλιμης θερμότητας (Q_u) προς την συνολικά διατιθέμενη προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια (Q_s), δηλαδή:

$$\eta_{\text{th},c} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (4.1.23)$$

Ο υπολογισμός του εξεργειακού βαθμού απόδοσης των συλλεκτών ($\eta_{\text{ex},c}$) απαιτεί την εξεργειακή ανάλυση των PTC και ορίζεται με βάση την εξίσωση (2.1.15) ως εξής:

$$\eta_{\text{ex},c} = \frac{\text{Εξερχόμενη Εξέργεια}}{\text{Προσφερόμενη Εξέργεια}} = \frac{E_{x_u}}{E_{x_s}} \quad (4.1.24)$$

όπου: E_{x_u} : η εξέργεια της ωφέλιμης θερμότητας Q_u [kW] και



Ex_s : η εξέργεια της ενέργειας της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας [kW].

Η εξέργεια της ωφέλιμης θερμότητας ([4.5],[4.10]) ορίζεται με βάση την σχέση ορισμού εξέργειας ποσού θερμότητας (2.1.14) και συγκεκριμένα:

$$Ex_u = Q_u - T_{am} \cdot \Delta S_{gen} \quad (4.1.25)$$

Η γένεση εντροπίας (ο ρυθμός) ΔS_{gen} υπολογίζεται με βάση την εξίσωση:

$$\Delta S_{gen} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot T_{am} \cdot \ln\left(\frac{T_{co}}{T_{ci}}\right) + \dot{m}_c \cdot T_{am} \cdot \frac{\Delta P}{\rho_c \cdot T_{c,m}} \quad (4.1.26)$$

Στην εξίσωση αυτή ο πρώτος όρος αφορά την αύξηση εντροπίας που προκαλείται από την απώλεια θερμότητας του τηγμένου άλατος προς το περιβάλλον, ενώ ο δεύτερος την αύξηση εντροπίας λόγω τριβών της ροής εντός του αγωγού. Ο όρος της πτώσης πίεσης παραλήφθηκε λόγω του γεγονότος ότι το εργαζόμενο μέσο είναι ρευστό και υψηλής πυκνότητας και όπως θα διαπιστωθεί και στην συνέχεια η πτώση πίεσης ΔP προκύπτει χαμηλή. Οπότε ο ρυθμός γένεσης εντροπίας υπολογίστηκε ως:

$$\Delta S_{gen} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot T_{am} \cdot \ln\left(\frac{T_{co}}{T_{ci}}\right) \quad (4.1.27)$$

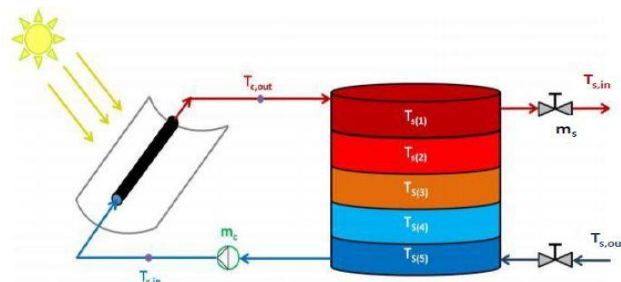
Ο υπολογισμός της εξέργειας της ηλιακής ενέργειας (Ex_s) ακολουθώντας το μοντέλο του Patela ([4.5],[4.10]). Με βάση το μοντέλο αυτό ο ήλιος θεωρείται θερμοδοχείο ακτινοβολίας εκτιμώντας την θερμοκρασία εξωτερικών στρώσεων (T_{sun}) στους 5770K και η εξέργεια του ποσού θερμότητας Q_s της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας δίνεται με βάση την εξίσωση:

$$Ex_s = Q_s \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_{am}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}}\right)^4\right) \quad (4.1.28)$$

4.1.2: Δοχείο Αποθήκευσης.

Η αποθήκευση ενέργειας στα ηλιακά συστήματα κρίνεται ιδιαίτερης σημασίας. Ο λόγος είναι για την εξασφάλιση της ζητούμενης ποσότητας ενέργειας και ισχύος, την εξομάλυνση των μεταβατικών και δυναμικών φαινομένων λόγω των ηλιακών μεταβολών αλλά και την επέκταση του χρόνου λειτουργίας της εγκατάστασης όταν δεν αρκεί η ακτινοβολία ή έχει επέλθει η δύση του ηλίου. Στην Ενότητα 3.4 και κυρίως στην υποενότητα 3.4.2 έγινε περιγραφή των μεθόδων αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας για διάφορες εφαρμογές και κυρίως για μονάδες παραγωγής ενέργειας.

Η μέθοδος αποθήκευσης που έχει επιλεγεί είναι «ενεργή» άμεση αποθήκευση θερμότητας με ένα δοχείο αποθήκευσης και παρουσιάζεται σκαριφηματικά, πέραν των Σχημάτων 4.1.1 και 4.1.2 και στο Σχήμα 4.1.5.



Σχήμα 4.1.5: Ενεργό σύστημα άμεσης αποθήκευσης θερμότητας από ηλιακή ακτινοβολία με ένα δοχείο αποθήκευσης.[4.10]



Ο λόγος που επιλέχθηκε αυτό το σύστημα είναι η απλότητα του, καθώς η παρούσα εργασία αποσκοπεί κατά κύριο λόγο στην ανάλυση και βελτιστοποίηση των εγκαταστάσεων παραγωγής ενέργειας και την μεταξύ τους σύγκριση και όχι τόσο στην βέλτιστη επιλογή της μεθόδου αποθήκευσης μεταξύ των διαφόρων εναλλακτικών. Ωστόσο, τα χαρακτηριστικά του δοχείου αποθήκευσης λήφθηκαν με προσοχή και παρουσιάζονται παρακάτω. Η ανάλυση του δοχείου και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του διαδραμάτισαν σημαντικότερο ρόλο κατά την δυναμική ανάλυση, όπου οι απαιτήσεις είναι η επαρκής αποθήκευση ενέργειας και για επιθυμητό χρονικό διάστημα. Κατά την παρούσα ανάλυση, για καθορισμένη ηλιακή ακτινοβολία (800W/m^2) και επιφάνεια συλλεκτών (10 παράλληλες δέσμες των 200m η κάθε μία με συνολική επιφάνεια $A_{ai}=1160\text{m}^2$ ($L \cdot W=200 \cdot 5.8$)) ο όγκος του δοχείου (V_T) επιλέχθηκε ανάλογος της συνολικής επιφάνειας των εγκατεστημένων συλλεκτών, όπως σε άλλες έρευνες με αποθήκευση θερμότητας από ηλιακή ενέργεια ([4.11],[4.12]) και συγκεκριμένα ορίστηκε ως:

$$V_T = \frac{A_a}{25} \quad (4.1.29)$$

Ωστόσο, κατά την δυναμική ανάλυση ο όγκος του δοχείου αποτέλεσε άγνωστο και συγκεκριμένα παράμετρο σχεδιασμού και βελτιστοποίησης. Επιπλέον, βασική παράμετρος αποτελεί η παροχή μάζας του τηγμένου άλατος (m_s) που εξέρχεται και τροφοδοτεί τον κύκλο Brayton $s\text{CO}_2$. Η παροχή αυτή θεωρήθηκε δεδομένη και συγκεκριμένα ίση με την συνολική παροχή που τροφοδοτεί το κύκλωμα των συλλεκτών (m_c), δηλαδή:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_c = N_c \cdot (0.02 \cdot A_a) \quad (4.1.30)$$

όπου: N_c : είναι ο συνολικός αριθμός των παράλληλων δέσμεων PTC.

Όπως και έχει ήδη ειπωθεί ο N_c για το σημείο σχεδιασμού της εγκατάστασης που αναλύεται στο παρόν εδάφιο λήφθηκε σταθερός και ίσος με 10, ενώ κατά την δυναμική ανάλυση αποτέλεσε παράμετρο σχεδιασμού. Ωστόσο, και κατά την δυναμική ανάλυση η παροχή m_s παρέμεινε σταθερή και ίση με αυτήν του σημείου σχεδιασμού. Η θερμοκρασία εισόδου του ρεύματος τροφοδοσίας του κύκλου $s\text{CO}_2$ υπολογίζεται με βάση την μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου $s\text{CO}_2$ που είναι και η θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο TIT ($=T_3$) και σύμφωνα με την εκτίμηση του pinch point (PP) του εναλλάκτη HEX_3 το οποίο τέθηκε ίσο με 7K και διατηρήθηκε σταθερό, δηλαδή:

$$T_{s,in} = T_{IT} + PP = T_3 + 7 \quad (4.1.31)$$

Η θερμοκρασία εξόδου $T_{s,out}$ από τον εναλλάκτη συναλλαγής με τον κύκλο Brayton υπολογίζεται με βάση το συναλλασσόμενο ποσό θερμότητας από την αποθήκευση Q_{st} και συγκεκριμένα με βάση την εξίσωση:

$$Q_{st} = \dot{m}_s c_{p,s} (T_{si} - T_{so}) \quad (4.1.32)$$

Η θερμοχωρητικότητα $c_{p,s}$ του τηγμένου άλατος λήφθηκε σταθερή και ίση με μία μέση τιμή υπολογισμένη σε θερμοκρασία $T_{prop,s}$ που αποτέλεσε και την θερμοκρασία υπολογισμού των κάθε φορά απαιτούμενων ιδιοτήτων του τηγμένου άλατος κατά την συναλλαγή θερμότητας με το CO_2 . Η θερμοκρασία $T_{prop,s}$ υπολογίστηκε ως εξής:

$$T_{prop,s} = T_{s,in} - \frac{Q_u \cdot 0.98}{2 \cdot \dot{m}_c c_{p,si} T_{si}} \quad (4.1.33)$$



όπου: Q_u : είναι η προσδιδόμενη θερμότητα στο δοχείο από τους συλλέκτες [kW]

και 0.98 θεωρήθηκε ο θερμικός βαθμός απόδοσης από την αποθηκευμένη θερμότητα στην τελικά χρησιμοποιούμενη από το τηγμένο άλας.

Για τους χρονικά ανεξάρτητους υπολογισμούς ο υπολογισμός της θερμότητας που προσδίδεται στο ρεύμα του τηγμένου άλατος γίνεται με τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών του δοχείου από το ποσό που μεταφέρεται και αποθηκεύεται την παρούσα χρονική στιγμή στο δοχείο (Q_u), δηλαδή υπολογίζεται με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$Q_u = Q_{st} + Q_{loss,2} \quad (4.1.34)$$

Το ωφέλιμο ποσό θερμότητας Q_u υπολογίζεται με βάση την σχέση (4.1.11) για την κάθε δέσμη συλλεκτών και το θερμικό ποσό των απωλειών $Q_{loss,2}$ αποτελεί της απώλειες του τηγμένου άλατος του δοχείου προς το περιβάλλον και ορίστηκε και υπολογίστηκε με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$Q_{loss,2} = U_T \cdot A_T \cdot (T_{st} - T_{am}) \quad (4.1.35)$$

U_T είναι η θερμική διαπερατότητα του δοχείου προς το περιβάλλον ως από την εξωτερική επιφάνεια του δοχείου και θεωρήθηκε σταθερή και ίση με $0.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$. Η εξωτερική επιφάνεια του δοχείου θεωρήθηκε στο παρόν στάδιο συνάρτηση του όγκου του δοχείου V_T και συγκεκριμένα υπολογίστηκε με βάση την σχέση:

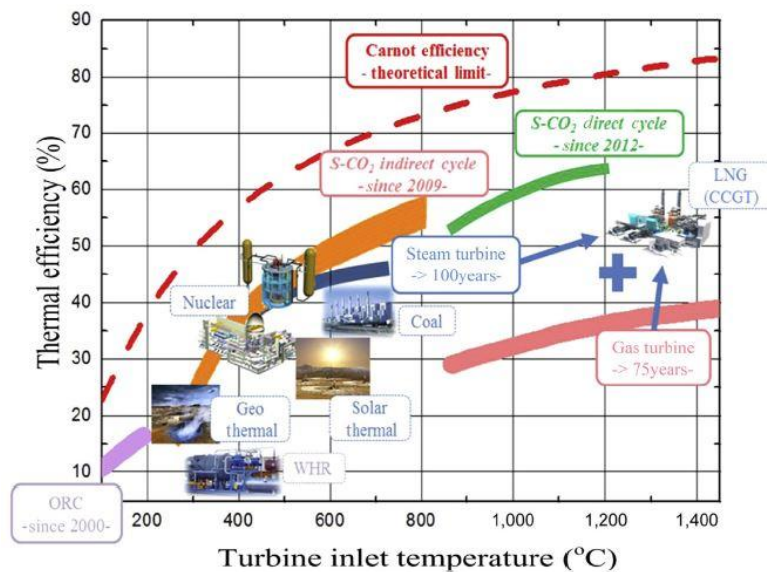
$$A_T = 6 \cdot V_T^{\frac{2}{3}} \quad (4.1.36)$$

Στο παρόν στάδιο δεν θεωρήθηκε πως αποθηκεύεται θερμικό ποσό στο δοχείο με σκοπό την αξιοποίηση του σε επόμενη χρονική στιγμή και γι'αυτό η θερμοκρασία του δοχείου T_{st} θεωρήθηκε ίση με την θερμοκρασία του ρεύματος εξόδου από το δοχείο και εισόδου στο κύκλωμα των συλλεκτών, δηλαδή την $T_{c,in}$, δηλαδή:

$$T_{st} = T_{c,in} \quad (4.1.37)$$

4.1.3: Κύκλος Brayton με Υπερκρίσιμο CO_2 ($s\text{CO}_2$).

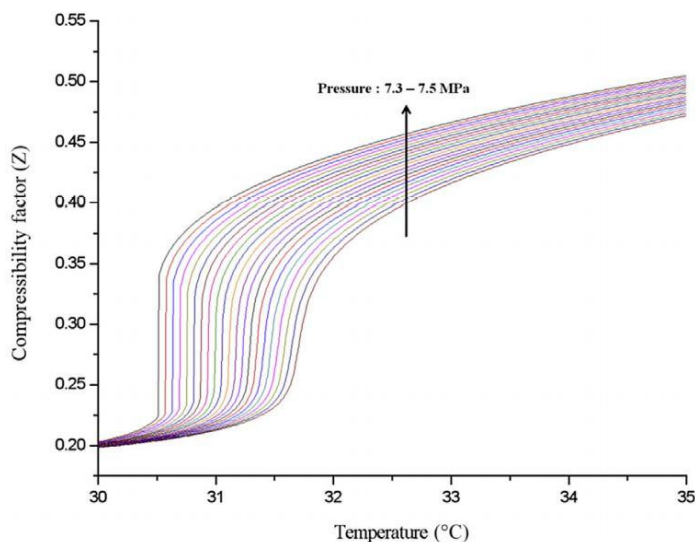
Στο σχήμα που ακολουθεί (Σχήμα 4.1.6) παρουσιάζονται διάφορα συστήματα ενεργειακών μετατροπών με βάση την θερμική απόδοσή τους και συνάρτηση του εύρους της θερμοκρασίας εισόδου στον στρόβιλο, δίνοντας έμφαση στις εφαρμογές κύκλων Brayton με υπερκρίσιμο CO_2 ($s\text{CO}_2$). Τα επιπλέον αναφερόμενα συστήματα είναι ORC, κλασικός Rankine νερού/ατμού, κύκλοι αερίου (Gas Turbine) και συνδυασμένοι κύκλοι αερίου και Rankine (Combined Cycle Gas Turbine – CCGT).



Σχήμα 4.1.6: Θερμικός βαθμός απόδοσης μονάδων θερμικών μετατροπών. ([4.2],[4.3])

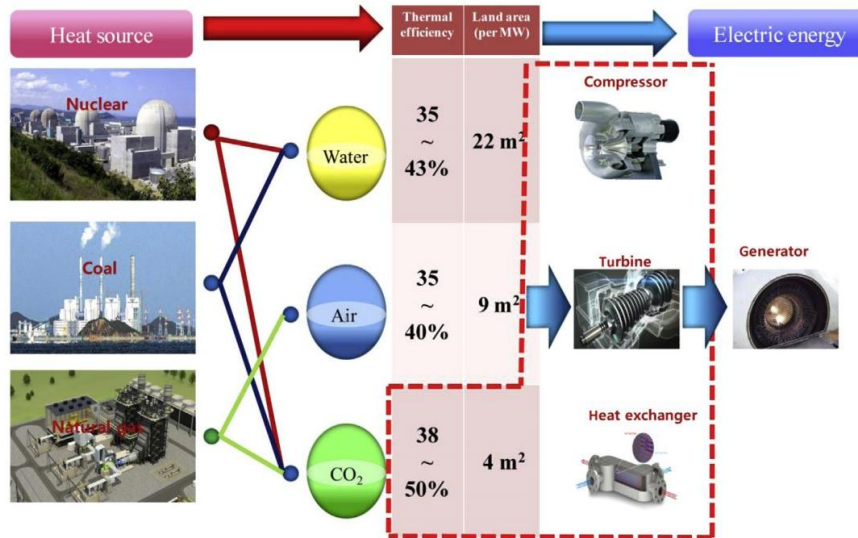
Οι κύκλοι sCO_2 παρατηρείται πως δύναται να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές που η θερμότητα μεταφέρεται τόσο από ενδιάμεσα χρησιμοποιούμενο θερμικό ρευστό (indirect cycle) όσο και από απευθείας θέρμανση του CO_2 από την πηγή ενέργειας (καύσιμο) (direct cycle). Οι εφαρμογές του sCO_2 παρατηρείται πως δύναται να καλύψουν σχεδόν όλο το θερμοκρασιακό φάσμα TIT με αποδοτικό τρόπο και συνεπώς και σχεδόν όλο το φάσμα των πηγών ενέργειας (ανανεώσιμων και μη). Εφαρμογές ηλιακής ενέργειας με παραβολικούς συλλέκτες (PTC) καλύπτουν εύρος θερμοκρασιών TIT από $400^\circ C$ έως μέγιστα τους $600^\circ C$ και με θερμικό βαθμό απόδοσης της τάξης του 30%-50% και β.α. Carnot αντίστοιχα 47.5%-72.5%. ([4.2],[4.3])

Το CO_2 τα τελευταία χρόνια βρίσκει εφαρμογή ως αέριο εργαζόμενο μέσο σε υπερκρίσιμη κατάσταση καθώς παρουσιάζει ικανοποιητικές θερμικές ιδιότητες. Το CO_2 έχει χαμηλό κρίσιμο σημείο με θερμοκρασία τους $30.98^\circ C$ και πίεση $7.38 MPa$ και κοντά σε αυτό γίνεται πιο ασυμπίεστο. Στο Σχήμα 4.1.7 παρουσιάζεται διαγραμματικά ο παράγοντας συμπίεσότητας (compressibility factor) για το CO_2 σε υπερκρίσιμη κατάσταση, αλλά κοντά στο κρίσιμο σημείο του. Ο παράγων Z λαμβάνει τιμές μεταξύ 0-1 όπου το 0 αντιστοιχεί σε ασυμπίεστο ρευστό και το 1 σε τέλειο αέριο.



Σχήμα 4.1.7 : Παράγων συμπίεσότητας (Z) του CO_2 κοντά στο κρίσιμο σημείο του. [4.2]

Παρουσιάζει υψηλή πυκνότητα και, μάλιστα, καθόλη την λειτουργία του κύκλου μειώνοντας το έργο συμπίεσης αλλά και το κόστος των στροβιλομηχανών. Οι εγκαταστάσεις sCO₂ πέραν των πλεονεκτημάτων του υψηλού βαθμού απόδοσης και των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του CO₂ είναι και μικρότερες και πιο συμπαγείς συγκριτικά με μία κλασική εγκατάσταση Rankine νερού ή Brayton αερίου όπως ενδεικτικά παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.1.8.([4.1],[4.2])



Σχήμα 4.1.8: Σύγκριση εγκαταστάσεων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με εργαζόμενα μέσα νερό/ατμό, αέρα και sCO₂. [4.2]

Ωστόσο, για την επίτευξη των μέγιστων θερμικών βαθμών απόδοσης συχνά κρίνονται αναγκαίες τροποποιήσεις του κλασικού κύκλου Brayton με την εκτόνωση και συμπίεση σε ενδιάμεση πίεση, την αναθέρμανση και ψύξη πριν την εισαγωγή στον στρόβιλο χαμηλής πίεσης και τον συμπιεστή υψηλής αντίστοιχα, αυξάνοντας όμως το κόστος της εγκατάστασης [4.2]. Στην παρούσα μελέτη, όπως διακρίνεται και από τα Σχήματα 4.1.1 και 4.1.2, ο κύκλος Brayton που έχει επιλεγεί είναι απλός, χωρίς αναθέρμανση ή ενδιάμεση ψύξη αλλά μόνο με την τοποθέτηση ανακομιστή θερμότητας.

Με αρχή το σημείο εισόδου στον συμπιεστή (1) και για δεδομένη υψηλή και χαμηλή πίεση, το απαιτούμενο έργο συμπίεσης υπολογίζεται ως:

$$P_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_o(h_2 - h_1)}{\eta_{\text{mech,C}}} \quad (4.1.38)$$

ενώ η ενθαλπία στην έξοδο από τον συμπιεστή υπολογίζεται θεωρώντας ισεντροπικό βαθμό απόδοσης $\eta_{\text{is,C}}$ και υπολογίζεται με βάση την εξίσωση:

$$\eta_{\text{is,C}} = \frac{h_{2,\text{is}} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.1.39)$$

Για τον ανακομιστή έχει θεωρηθεί η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη (η_{recup}) με βάση την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_{\text{recup}} = \frac{T_4 - T_{41}}{T_4 - T_2} \quad (4.1.40)$$

και ο ενεργειακός ισολογισμός στον ανακομιστή είναι:

$$h_{23} - h_2 = h_4 - h_{41} \quad (4.1.41)$$

Η θερμότητα που προσδίδεται στο CO₂ από το τηγμένο άλας του δοχείου αποθήκευσης ισούται με:



$$Q_{st} = \dot{m}_o(h_3 - h_{23}) = \dot{m}_s c_{p,s}(T_{si} - T_{so}) \quad (4.1.42)$$

Η παραγόμενη ισχύ

ύς του στρόβιλου είναι :

$$P_{turb} = \eta_{mech,T} \dot{m}_o(h_3 - h_4) \quad (4.1.43)$$

και για τον υπολογισμό της ενθαλπίας του CO₂ κατά την έξοδο του από τον στρόβιλο (4) γίνεται χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στρόβιλου ($\eta_{is,T}$) και το σημείο αυτό προσδιορίζεται με βάση την εξίσωση:

$$\eta_{is,T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}} \quad (4.1.44)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται υπολογίζεται εκτιμώντας και τον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της γεννήτριας (η_{gen}) και υπολογίζεται ως εξής:

$$P_{el} = \eta_{gen}(P_{turb} - P_{comp}) = \eta_{gen} \left(\eta_{mech,T} \dot{m}_o(h_3 - h_4) - \frac{\dot{m}_o(h_2 - h_1)}{\eta_{mech,C}} \right) \quad (4.1.45)$$

Η εγκατάσταση ORC στην περίπτωση όπου χρησιμοποιείται τοποθετείται πριν την εγκατάσταση ψύξης, καθώς στην περιοχή αυτή του CO₂ υπάρχουν υψηλότερες θερμοκρασίες. Η θερμότητα που προσδίδεται στον θερμικό κύκλο ORC είναι ίση με:

$$Q_{ORC} = \dot{m}_o(h_{41} - h_7) = \dot{m}_{o2}(h_{42} - h_{32}) \quad (4.1.46)$$

Η εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση στην περίπτωση που δεν χρησιμοποιείται ORC παραλαμβάνει θερμότητα:

$$Q_{ABC} = Q_G = \dot{m}_o(h_{41} - h_5) \quad (4.1.47)$$

ενώ όταν χρησιμοποιείται και ORC τότε η θερμότητα αυτή είναι ίση με:

$$Q_{ABC} = Q_G = \dot{m}_o(h_7 - h_5) \quad (4.1.48)$$

Το ποσό θερμότητας που προσφέρεται για τηλεθέρμανση είναι ίσο με:

$$Q_{heating} = \dot{m}_o(h_5 - h_6) = \dot{m}_{water} c_{p,w}(T_{w,heating} - T_{w,o}) \quad (4.1.49)$$

Τέλος, η περαιτέρω ψύξη του CO₂ πραγματοποιείται στον εναλλάκτη θερμότητας Gas Cooler της εγκατάστασης και είναι ίση με:

$$Q_L = \dot{m}_o(h_6 - h_1) = \dot{m}_{air} c_{p,air}(T_{air,2} - T_{amb}) \quad (4.1.50)$$

Ο θερμικός βαθμός του κύκλου Brayton υπολογίζεται ως:

$$\eta_{th,B} = \frac{(P_{turb} - P_{comp})}{Q_{st}} \quad (4.1.51)$$

Ενώ ο ηλεκτρικός β.α. του Brayton:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{Q_{st}} = \eta_{gen} \eta_{th,B} \quad (4.1.52)$$

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης ηλεκτροπαραγωγής υπολογίζεται ως:

$$\eta_{el,total} = \frac{P_{el}}{Q_s} \quad (4.1.53)$$

και, τέλος, ο συνολικός βαθμός αξιοποίησης της διατιθέμενης ηλιακής ισχύος Q_s είναι ίσος με:

$$\eta_{total} = \frac{P_{el} + Q_{cool} + Q_{heating}}{Q_s} \quad (4.1.54)$$

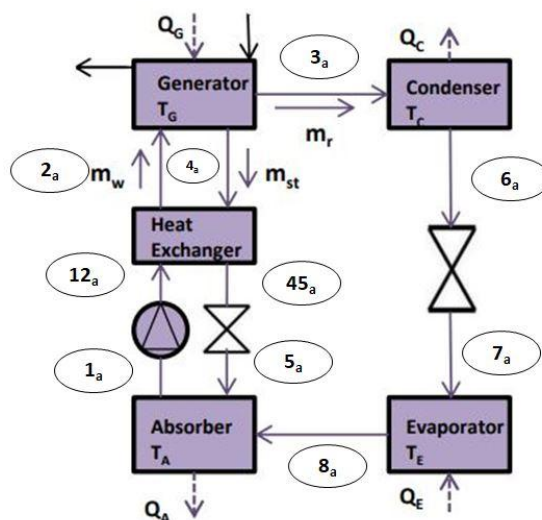


Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης που αποτελεί το μέτρο της ποιότητας των ενεργειακών μετατροπών της μονάδας από την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία έως και την παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας, της ψύξης και της θερμότητας είναι καθοριστικό μέγεθος. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης των μονάδων προκύπτει αξιοποιώντας τις εξισώσεις (2.1.18,20,22) και ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el,tot} + Q_H \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_w}\right) + Q_e \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_E} - 1\right)}{Q_s \cdot \left(1 - \frac{4T_{am}}{3T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}}\right)^4\right)} \quad (4.1.55)$$

4.1.4: Σύστημα Ψύξης με Απορρόφηση LiBr-H₂O (Απορριπτόμενης) Θερμότητας.

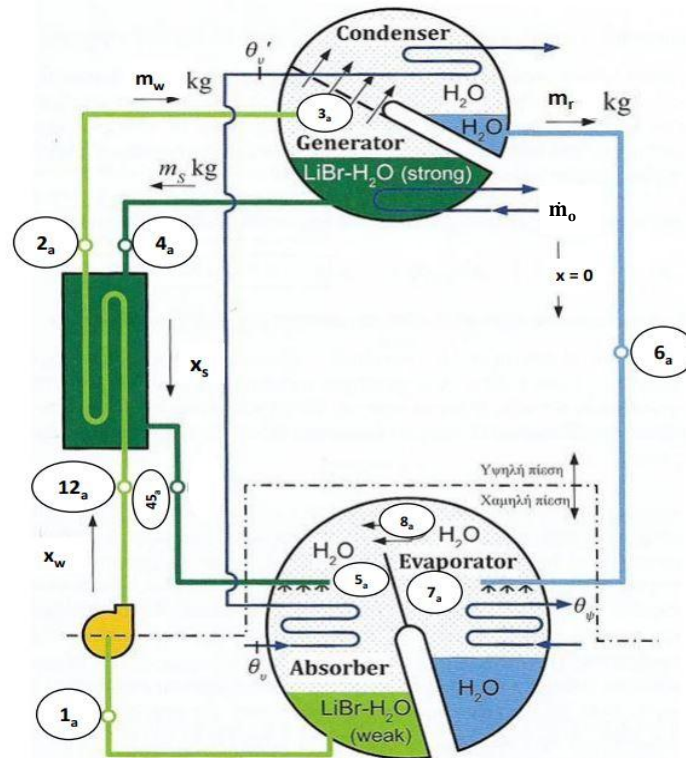
Η ενεργειακή εικόνα της σύγχρονης εποχής αποτέλεσε κινητήρια δύναμη όχι μόνο στην αναζήτηση νέων πηγών ενέργειας, αλλά και την κατάλληλη τροποποίηση των μεθόδων αξιοποίησής τους. Η ψύξη αποτελεί βασική θερμοδυναμική δραστηριότητα με πλήθος εφαρμογών σε κάθε κλίμακα. Σκοπός της τριπαραγωγής είναι πέραν της παραγωγής ωφέλιμης ηλεκτρικής ισχύος και θερμότητας και η παραγωγή ψύξης. Η παραγωγή ψύξης με την απορρόφηση θερμότητας αποτελεί ικανοποιητική μέθοδο, καθώς αξιοποιεί απορριπτόμενη θερμότητα μέτριας και χαμηλής θερμοκρασίας, της τάξης των 100°C-200°C από το sCO₂. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης των κύκλων Brayton με sCO₂ για εφαρμογές ηλιακής ενέργειας, όπως διακρίνεται και από το Σχήμα 4.1.9, κυμαίνεται στο εύρος 30%-50% γεγονός που συνεπάγεται 50%-70% συνολικά απορριπτόμενη θερμότητα. Η ψύξη με απορρόφηση θερμότητας έχει το πλεονέκτημα της αξιοποίησης απορριπτόμενης θερμότητας για την ικανοποιητική και αποδοτική παραγωγή ψυκτικού αποτελέσματος. Η ψυκτική εγκατάσταση που χρησιμοποιήθηκε είναι μία απλή εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση και απεικονίζεται στο Σχήμα 4.1.9.



Σχήμα 4.1.9: Εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση θερμότητας LiBr-H₂O από τον κύκλο sCO₂.

Το ψυκτικό εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιήθηκε είναι διάλυμα LiBr-H₂O, ένα σύνηθες υδατικό διάλυμα για αυτές τις εφαρμογές [4.11]. Η ιδιαιτερότητα των συστημάτων αυτών είναι πως όταν ποσότητα άλατος διαλύεται σε καθαρό νερό υπό σταθερή πίεση οι σχηματιζόμενη σε θερμική ισορροπία ατμοί αποτελούνται από καθαρό νερό. Η απουσία του άλατος από την αέρια φάση καθιστά τις εγκαταστάσεις αυτές απλούστερες τόσο σε επίπεδο ανάλυσης όσο και σε κατασκευής.

Στο παρακάτω σχήμα (Σχήμα 4.1.10) παρουσιάζεται αναλυτικότερα το μονογραμμικό σχέδιο εγκατάστασης ψύξης με απορρόφηση με διάλυμα LiBr-H₂O [4.13].



Σχήμα 4.1.10: Λεπτομερέστερο μονογραμμικό σχέδιο εγκατάστασης ψύξης με απορρόφησης θερμότητας με LiBr-H₂O απλής δράσεως. [4.13]

Η πρόσδοση θερμότητας συμβαίνει στην ατμογεννήτρια (generator) και η παραγωγή της ψύξης στον εξαμιστή (evaporator) όπου απορροφάται θερμότητα από το ψυκτικό μέσο (νερό χαμηλής πίεσης)[4.11].. Οι ψυκτικές αυτές μηχανές χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο σε εφαρμογές κλιματισμού και ψύξης νερού καλύπτοντας ευρεία κλίμακα ψυκτικής ισχύος από 10RT έως και 1000RT, όπου RT η ισχύς εκφρασμένη σε ψυκτικούς τόνους (refrigerant tons-RT) με $1RT \approx 35.17kW$. Στα συστήματα αυτά, όπως διακρίνεται και από το Σχήμα 4.1.10 ο ατμοποιητής και απορροφητής βρίσκονται εντός κοινού κελύφους στην χαμηλή πίεση της εγκατάστασης και αντίστοιχα η ατμογεννήτρια και ο συμπυκνωτής εντός κοινού κελύφους στην υψηλή πίεση. Κρίνεται σκόπιμο να αναφερθεί πως βασικός κίνδυνος της λειτουργίας των ψυκτικών αυτών μηχανών αποτελεί το ενδεχόμενο κρυστάλλωσης του εργαζόμενου μέσου που παρουσιάζεται όταν η εγκατάσταση λειτουργεί εντός της λεγόμενης «περιοχής κρυστάλλωσης». Η αντιμετώπιση του προβλήματος της κρυστάλλωσης γίνεται μέσω κατάλληλων συστημάτων ελέγχου ώστε η πίεση συμπυκνώσεως να διατηρηθεί υψηλή.[4.14]

Οι ψυκτικές μηχανές απορρόφησης χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες και παρουσιάζονται συνοπτικά ακολούθως. Διακρίνονται στις μηχανές «απλής δράσεως» (single effect) που είναι όπως εκείνες των ανωτέρω σχημάτων. Οι μηχανές απλής δράσεως λειτουργούν υπό χαμηλή πίεση (<135kPa) και με COP της τάξης του 0.7. Παρά το γεγονός ότι ο COP είναι μικρότερος της μονάδας η διαθεσιμότητα φθηνής και αξιοποίησης θερμότητας δύναται να τα καταστήσει οικονομικώς ανταγωνιστικά συγκριτικά με συστήματα συμπίεσης ατμών υψηλότερων COP. Επόμενη, κατηγορία αποτελούν οι μηχανές «διπλής δράσεως» (double effect). Οι μηχανές διπλής δράσεως τροφοδοτούνται με



Θερμότητα άμεσα με την καύση καυσίμου είτε αξιοποιώντας θερμά καυσαέρια αλλά και ατμό υψηλής πίεσης. Ο COP των μονάδων αυτών είναι υψηλότερος των προηγούμενων και κυμαίνεται στο εύρος 1.0-1.2. Για την αύξηση αυτή του COP απαιτείται και δεύτερη ατμογεννήτρια όπως και πρόσδοση θερμότητας υπό υψηλότερη θερμοκρασία. Και η τελευταία κατηγορία είναι οι μηχανές «τριπλής δράσεως» (triple effect). Οι εγκαταστάσεις αυτού του τύπου δεν είναι ιδιαίτερα διαδεδομένες για εμπορικές εφαρμογές, ωστόσο δύναται να αξιοποιήσουν θερμότητα από οποιαδήποτε πηγή, όπως η απορριπτόμενη, θερμότητα από ΑΠΕ (γεωθερμία και ηλιακή ενέργεια) και ο COP τους δύναται να φτάσει τις τιμές 1.3 (για συστήματα NH₃/H₂O) και 1.6 (για συστήματα H₂O/LiBr).[4.14]

Οι εξισώσεις που εφαρμόστηκαν για την περιγραφή και μοντελοποίηση της λειτουργίας της εγκατάστασης ψύξης με απορρόφηση LiBr/H₂O είναι τα ισοζύγια ενέργειας και μάζας στις συσκευές της εγκατάστασης και παρουσιάζονται ακολούθως. Η αρχές διατήρησης ενέργειας στην ατμογεννήτρια, τον συμπυκνωτή, τον εξατμιστή και απορροφητή είναι οι εξής:

$$Q_G = \dot{m}_r \cdot h_{3a} + \dot{m}_{str} \cdot h_{4a} - \dot{m}_w \cdot h_{2a} \quad (4.1.56)$$

$$Q_C = \dot{m}_r \cdot (h_{3a} - h_{6a}) \quad (4.1.57)$$

$$Q_E = \dot{m}_r \cdot (h_{8a} - h_{7a}) \quad (4.1.58)$$

Η παραγόμενη ψυκτική ισχύς είναι η Q_E ή και Q_{cool} και παράγεται στον εξατμιστή (evaporator).

$$Q_G = \dot{m}_r \cdot h_{8a} + \dot{m}_{str} \cdot h_{5a} - \dot{m}_w \cdot h_{1a} \quad (4.1.59)$$

Το ισοζύγιο ενέργειας για τον ανακομιστή θερμότητας της εγκατάστασης είναι το ακόλουθο:

$$\dot{m}_w \cdot (h_{2a} - h_{21a}) = \dot{m}_{str} \cdot (h_{4a} - h_{45a}) \quad (4.1.60)$$

$$\eta_{HEX} = \frac{h_{4a} - h_{45a}}{h_{4a} - h_{12a}} \quad (4.1.61)$$

Για το σημείο μετά την αντλία, το (12_a), θεωρήθηκε ότι παρά την πρόσδοση έργου για την ανύψωση της πίεσης το ειδικό έργο της αντλίας θεωρήθηκε για αμελητέο, δηλαδή:

$$h_{12} = h_1 + w_p \approx h_1 \quad (4.1.62)$$

Επίσης, οι στραγγαλισμοί 45_a-5_a και 6_a-7_a θεωρήθηκαν άεργοι αδιαβατική οπότε ισενθαλπικοί, άρα:

$$h_{45a} = h_{5a} \quad (4.1.63)$$

$$h_{6a} = h_{7a} \quad (4.1.64)$$

Από την αρχή διατήρησης μάζας για την συνολική ροή και για την ποσότητα LiBr δίνει:

$$\dot{m}_r + \dot{m}_{str} = \dot{m}_w \quad (4.1.65)$$

$$x_{str} \cdot \dot{m}_{str} = x_w \cdot \dot{m}_w \quad (4.1.66)$$

όπου: x_{str} και x_w: οι συγκεντρώσεις μάζας LiBr στο πλούσιο (str) και ασθενές μίγμα (w) αντίστοιχα.

Ο συντελεστής συμπεριφοράς της εγκατάστασης (COP) ορίζεται και υπολογίζεται από την εξής σχέση:

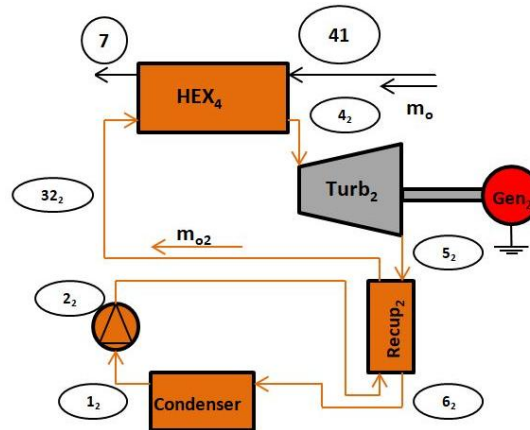


$$\text{COP} = \frac{Q_E}{Q_G}$$

(4.1.67)

4.1.5: Οργανικός κύκλος Rankine (ORC) από Απορριπτόμενη Θερμότητα.

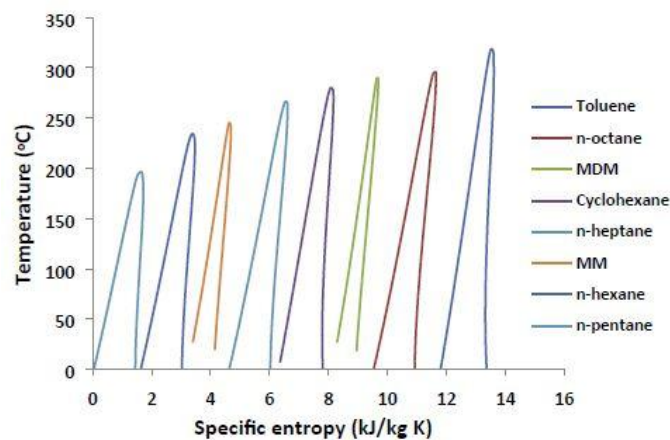
Εναλλακτική του αρχικού συστήματος τριπαραγωγής του Σχήματος 4.1.1 αποτελεί η χρήση και οργανικού κύκλου Rankine (ORC) για την πρόσθετη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Ο κύκλος ORC παρουσιάζεται μεμονωμένα στο Σχήμα 4.1.11.



Σχήμα 4.1.11: Οργανικός κύκλος Rankine (ORC) της εγκατάστασης.

Η διαφοροποίηση αυτή αποσκοπεί στην εξέταση και σύγκριση των δύο μονάδων και ειδικότερα ως προς τα παραγόμενα ποσά ενέργειας και την οικονομική βιωσιμότητα τους. Ο sCO₂ λειτουργεί σε εύρος θερμοκρασιών 500-570°C οπότε απαιτείται διερεύνηση για τον υπολογισμό των χαρακτηριστικών λειτουργίας του ORC και κατά κύριο λόγο την μέγιστη θερμοκρασία και πίεση του κύκλου.

Θερμικοί κύκλοι ORC δύναται να λειτουργήσουν σε εύρη θερμοκρασιών από 150°C-300°C το οποίο εύρος καλύπτεται από την ισόθλιπη ψύξη του CO₂ στην χαμηλή του πίεση. Όπως και είχε αναφερθεί στην Ενότητα 2.2.3 η επιλογή του κατάλληλου οργανικού εργαζόμενου μέσου καθορίζεται κατά κύριο λόγο από την εφαρμογή και τις θερμοκρασίες λειτουργίας του. Στο Σχήμα 4.1.12 παρουσιάζονται διαγράμματα T-s των συνηθέστερων εργαζόμενων μέσων ORC.



Σχήμα 4.1.12: Διαγράμματα T-s συνηθέστερα χρησιμοποιούμενων εργαζόμενων μέσων για ORC.[4.11]

Στην παρούσα εργασία τα εργαζόμενα μέσα που εξετάστηκαν ήταν toluene, το n-octane, το MDM, MM, n-hexane και n-pentane και φάνηκε πως καλύτερη ενεργειακή και οικονομοτεχνική



συμπεριφορά είχαν τα εργαζόμενα μέσα με το χαμηλότερο κρίσιμο σημείο και συγκεκριμένα το n-hexane και το n-pentane. Ο ORC που τοποθετήθηκε είναι με ανακομιστή θερμότητας (recuperator) και υπερθέρμανση της τάξης των 10°C. Μέθοδοι βελτίωσης του βαθμού απόδοσης, όπως η αναθέρμανση και η ενδιάμεση απομάστευση ποσότητας εργαζόμενου μέσου κατά την εκτόνωση του, όπως σχολιάστηκε και στην Ενότητα 2.2.3, προκαλεί βελτίωση του β.α. που δεν καλύπτει το πρόσθετο κόστος, καθώς ο θερμικός βαθμός απόδοσης τους κυμαίνεται σε τιμές της τάξης του 15%-30% αλλά ακόμη και κάτω από 10% για χαμηλές θερμοκρασίες ανάκτησης. Για τον λόγο αυτόν τις περισσότερες φορές δεν χρησιμοποιείται αναθέρμανση ή απομάστευση. ([4.11],[4.15])

Για τον πλήρη καθορισμό του κύκλου ORC απαιτείται αρχικά ο καθορισμός της πηγής θερμότητας και έπειτα της μέγιστης και ελάχιστης πίεσης. Η θερμότητα που απορρίπτεται από το CO₂ είναι ίση με:

$$Q_{ORC} = \dot{m}_o(h_{41} - h_7) = \dot{m}_{o2}(h_{42} - h_{32}) = Q_{ECO} + Q_{EVAP} + Q_{SH} \quad (4.1.68)$$

Μετά την υπερθέρμανση το εργαζόμενο μέσο εκτονώνεται στον στρόβιλο παράγοντας ωφέλιμο έργο (P_{turb}) ίσο με:

$$P_{turb} = \dot{m}_{o2}(h_{42} - h_{52}) \quad (4.1.69)$$

Ενώ η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται υπολογίστηκε με βάση την εξίσωση:

$$P_{el} = \eta_{el,gen} P_{turb} \quad (4.1.70)$$

Ο προσδιορισμός της ενθαλπίας κατόπιν της εκτόνωσης γίνεται με εκτίμηση του ισηντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή και υπολογίζεται ως εξής:

$$\eta_{is,T} = \frac{h_{42} - h_{52}}{h_{42} - h_{52,is}} \quad (4.1.71)$$

Στον ανακομιστή του κύκλου το θερμό ρεύμα εισέρχεται με ενθαλπία h_{52} και εξέρχεται με h_{62} , ενώ το ψυχρό με h_{22} και h_{32} αντίστοιχα. Ο ισολογισμός ενέργειας του ανακομιστή είναι:

$$h_{52} - h_{62} = h_{32} - h_{22} \quad (4.1.72)$$

ενώ έγινε η θεώρηση πως η έξοδος του θερμού (62) είναι κατά διαφορά θερμοκρασίας $\Delta T_{rec,2}$ υψηλότερη από την είσοδο του ψυχρού (22), δηλαδή:

$$T_{62} = T_{22} + \Delta T_{rec,2} \quad (4.1.73)$$

Η απορριπτόμενη θερμότητα του κύκλου είναι:

$$Q_{cool} = \dot{m}_{o2}(h_{62} - h_{12}) \quad (4.1.74)$$

Το έργο της αντλίας θεωρήθηκε ίσο με:

$$W_p = \frac{\dot{m}_o(h_{22} - h_{12})}{\eta_{mech}} \quad (4.1.75)$$

Τέλος, η καθαρή παραγόμενη ισχύς ισούται με:

$$P_{net} = P_{turb} - W_p \quad (4.1.76)$$

Ο θερμικός βαθμός του ORC ορίζεται ως:

$$\eta_{th,ORC} = \frac{(h_{42} - h_{52}) - (h_{22} - h_{12})}{h_{42} - h_{32}} \quad (4.1.77)$$

Ενώ ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης έχει οριστεί ως εξής:



$$\eta_{el,ORC} = \frac{P_{net}}{Q_{ORC}} \quad (4.1.78)$$

4.2: Ανάπτυξη Αλγορίθμων E.E.S. για την Ανάλυση Ευαισθησίας και Βελτιστοποίηση.

Εφόσον έχουν επιλεγεί οι δύο εγκαταστάσεις (Σχήμα 4.1.1 και 4.1.2) για τις οποίες θα πραγματοποιηθούν οι θερμοδυναμικές και οικονομοτεχνικές αναλύσεις κρίνεται απαραίτητη η ανάλυση της λειτουργίας και της μεταβολής αυτής αρχικά ως προς διάφορες παραμέτρους, οι οποίες είναι και οι κύριες σχεδιαστικές παράμετροι. Αυτός είναι και ο σκοπός της ανάλυσης ευαισθησίας (sensitivity analysis). Ο καθορισμός των κυρίων παραμέτρων της λειτουργίας των εγκαταστάσεων, τα όρια τιμών που λαμβάνουν και η εξαγωγή σημαντικών συμπερασμάτων στα οποία μετέπειτα θα στηριχθεί η βελτιστοποίηση των χρονικά ανεξάρτητων περιπτώσεων αποτελούν το αντικείμενο της Ενότητας αυτής.

Αρχικά, ξεκινώντας από την απλή περίπτωση, όπου δεν έχει εισαχθεί ο κύκλος ORC, η λειτουργία της εγκατάστασης καθορίζεται κατά κύριο λόγο από την συνολική επιφάνεια συλλεκτών, τις πιέσεις λειτουργίας του κύκλου Brayton (P_H και P_L), τον βαθμό απόδοσης του ανακομιστή (η_{rec}) του κύκλου Brayton και την θερμοκρασία του αναγεννητή (T_g). Στην περίπτωση που χρησιμοποιείται και ο κύκλος ORC εισάγονται επιπλέον παράμετροι και αυτές είναι το ποσό θερμότητας που προσδίδεται στον κύκλο ORC (Q_{ORC}) και συγκεκριμένα η θερμοκρασία εξόδου του ρεύματος sCO_2 (T_7), όπως και οι πιέσεις λειτουργίας του ORC και συγκεκριμένα η μέγιστη πίεση λειτουργίας ως ποσοστό (a) της κρίσιμης πίεσης (P_{crit}) του εργαζόμενου μέσου του ORC. Η επιφάνεια των συλλεκτών και ο αριθμός τους επιλέχθηκε και τέθηκε σταθερός, ώστε για δεδομένη συλλεκτική επιφάνεια να πραγματοποιηθεί βελτιστοποίηση των λοιπών παραμέτρων.

Για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων έγινε κατάστρωση αλγορίθμων στο πρόγραμμα EES (Engineering Equation Solver). Το πρόγραμμα αυτό είναι κατάλληλο για την επίλυση θερμοδυναμικών εξώσεων καθώς διαθέτει τις ιδιότητες πλήθους εργαζόμενων μέσων αλλά και αυτόματο τρόπο επίλυσης εξισώσεων και συστημάτων εξισώσεων. Για την κατασκευή των προγραμμάτων το σκεπτικό που ακολουθήθηκε ήταν οι σχεδιαστικές παράμετροι και το πλήθος των εξισώσεων να καθιστούν ικανή την επίλυση αλλά και σύγκλιση στις τελικές τιμές όλων των αγνώστων και υπολογιζόμενων μεγεθών.

Αρχικά, παρουσιάζονται οι αλγόριθμοι που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση του κάθε συστήματος των μονάδων με το σκεπτικό της δεδομένης συλλεκτικής επιφάνειας και την εξέταση της παραγωγής. Τα δεδομένα εισόδου για την απλή περίπτωση και την περίπτωση με ORC παρουσιάζονται στην Εικόνα 4.2.1.

Δεδομένα Εισόδου Απλής Περίπτωσης:

$$TIT, P_H, P_L, \eta_{rec}, T_g$$

Δεδομένα Εισόδου Περίπτωσης ORC:

$$TIT, P_H, P_L, \eta_{rec}, T_7, a, T_g$$

Εικόνα 4.2.1: «Δεδομένα εισόδου των αλγορίθμων E.E.S. για την κάθε περίπτωση.»

Οι υπολογισμοί των συλλεκτών βασίστηκαν στην θεώρηση της θερμοκρασίας εισόδου στους συλλέκτες (T_{cin}) ότι είναι ίση με εκείνη του δοχείου (T_{st}). Το δοχείο θεωρήθηκε πως δεν αποθηκεύει θερμότητα και ότι η θερμοκρασία του είναι ίση και με την θερμοκρασία εισόδου του ρεύματος



molten salt στον κύκλο Brayton (T_{sin}), η οποία είναι γνωστή [4.10]. Συγκεκριμένα τα παραπάνω αποτυπώνονται στις ακόλουθες εξισώσεις:

$$T_{sin} = T_3 + PP = T_3 + 7 \quad (4.2.1)$$

$$T_{st} = T_{sin} \quad (4.2.2)$$

$$T_{cin} = T_{sin} \quad (4.2.3)$$

Στον κύκλο Brayton είναι γνωστές οι πιέσεις, οι απαραίτητες θερμοκρασίες (T_1, T_3, T_6, T_7) αλλά και ο β.α. ανακομιστή, μεγέθη που καθιστούν δυνατό τον υπολογισμό των εντατικών μεγεθών του κύκλου, δηλαδή των ιδιοτήτων των σημείων του. Για την εύρεση της παροχής μάζας του CO_2 γίνεται χρήση της εξίσωσης (4.1.43). Για τον ψυκτικό κύκλο, αρχικά, είναι γνωστό το προσδιδόμενο ποσό θερμότητας για την παραγωγή στην ατμογεννήτρια σύμφωνα με την εξίσωση (4.1.48) και (4.1.49) χωρίς και με ORC αντίστοιχα. Έπειτα έχουν προκαθοριστεί ορισμένα απαραίτητα χαρακτηριστικά του ψύκτη ώστε να είναι δυνατή η επίλυση του. Τα χαρακτηριστικά αυτά είναι ο βαθμός απόδοσης του ανακομιστή που έχει χρησιμοποιηθεί και οι θερμοκρασίες T_G, T_C, T_E, T_A και καθορίστηκαν ως εξής:

$$\eta_{hex} = 70\% \quad (4.2.4)$$

Η θερμοκρασία T_G αποτελεί δεδομένο εισόδου, ωστόσο με την θερμοκρασία αυτή υπολογίζεται και η θερμοκρασία του CO_2 στην κατάσταση 5 θεωρώντας μία θερμοκρασιακή διαφορά (pinch point - PP). Το PP θεωρήθηκε ίσο με 7K και έτσι προκύπτει ότι:

$$T_5 = T_G + 7 \quad (4.2.5)$$

Για τις θερμοκρασίες T_C, T_E και T_A θεωρήθηκαν οι εξής:

$$T_C = 40^\circ C \quad (4.2.6)$$

$$T_E = 5^\circ C \quad (4.2.7)$$

$$T_A = 40^\circ C \quad (4.2.8)$$

$$T_{amb} = 25^\circ C \quad (4.2.9)$$

Ο καθορισμός των παραπάνω μεγεθών επιτρέπει την πλήρη ανάλυση του ψύκτη με απορρόφηση. Αναφορικά με την τηλεθέρμανση το προσδιδόμενο ποσό θερμότητας υπολογίζεται βάση της εξίσωσης (4.1.50). Η θερμοκρασία εισόδου του CO_2 στον εναλλάκτη τηλεθέρμανσης είναι η T_5 που είναι είδη γνωστή. Η θερμοκρασία εξόδου του (T_6) θεωρήθηκε γνωστή και τέθηκε ίση με $50^\circ C$. Οι υπολογισμοί σχετικά με το ZNX αφορούν περισσότερο την κοστολόγηση του εναλλάκτη θερμότητας (HEX_3) γ'αυτό και παρουσιάζονται στο αντίστοιχο εδάφιο. Τέλος, στην περίπτωση που χρησιμοποιείται κύκλος ORC για την επιπλέον παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας η τοποθέτηση του γίνεται πριν τον ψύκτη, δηλαδή αμέσως μετά τον ανακομιστή. Η θερμοκρασία εισόδου του CO_2 στον εναλλάκτη του κύκλου ORC είναι η T_{41} , ενώ η εξόδου του αποτελεί άγνωστο και θεωρήθηκε παράμετρος σχεδιασμού τόσο στην ανάλυση ευαισθησίας όσο και στην βελτιστοποίηση. Το ποσό θερμότητας που παραλαμβάνεται από τον θερμοδυναμικό κύκλο ORC υπολογίζεται με βάση την εξίσωση (4.1.69). Βασική, επιπλέον παράμετρος για την επίλυση του ORC, πέραν της επιλογής του εργαζόμενου μέσου, αποτελεί η επιλογή των πιέσεων (υψηλής και χαμηλής) λειτουργίας του κύκλου.



Η χαμηλή λήφθηκε δεδομένη και συγκεκριμένα ορίστηκε με βάση την χαμηλή θερμοκρασία του κύκλου που τέθηκε ίση με 30°C, 5°C πάνω από την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Ο προσδιορισμός της υψηλής πίεσης λειτουργίας πραγματοποιήθηκε μέσω του ορισμού του λόγου της (a) με της κρίσιμη πίεση του εργαζόμενου μέσου (P_{crit}), δηλαδή:

$$a = \frac{P_{H(ORC)}}{P_{crit}} \quad (4.2.10)$$

Επιπλέον, με σκοπό την αύξηση της απόδοσης του κύκλου ORC θεωρήθηκε υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου. Η υπερθέρμανση που θεωρήθηκε είναι η ίδια για κάθε εργαζόμενο μέσο και είναι ίση με 10K πάνω από την θερμοκρασία ατμοποίησης που υπολογίζεται με βάση την υψηλή πίεση του κύκλου. Η εξίσωση είναι η εξής:

$$T_{42} = T_{32} + dT_{sh2} = T_{32} + 10K \quad (4.2.11)$$

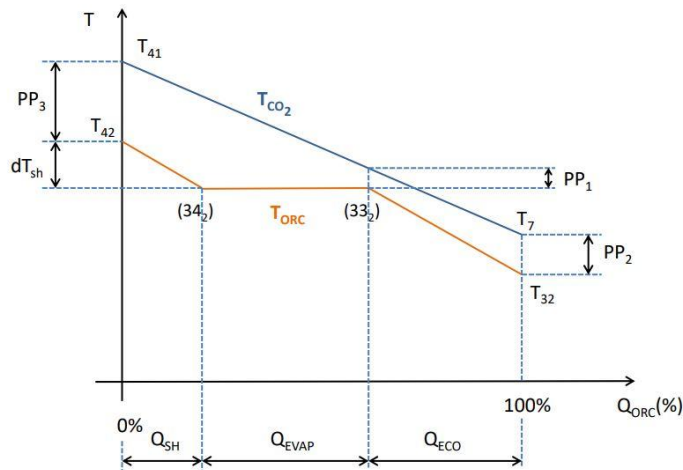
ίδια τάξη μεγέθους θερμοκρασιακής διαφοράς (dT_{rec2}) θεωρήθηκε και στον ανακομιστή θερμότητας (recuperator) μεταξύ της εξόδου του θερμού ρεύματος (T_{62}) και της εισόδου του ψυχρού (T_{22}), οπότε:

$$T_{62} = T_{22} + dT_{rec2} = T_{22} + 10K \quad (4.2.12)$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ($\eta_{isT,2}$) θεωρήθηκε ίσος με 85%, δηλαδή:

$$\eta_{isT,2} = 85\% \quad (4.2.13)$$

Ιδιαίτερα σημαντικές παράμετροι αποτελούν οι ελάχιστες θερμοκρασιακές διαφορές (pinch point) που παρουσιάζονται κατά την πρόσδοση θερμότητας στον ORC. Στο ακόλουθο σχήμα (Σχήμα 4.2.7) παρουσιάζεται ποιοτικά το διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη του ORC. ([4.11],[4.15])



Σχήμα 4.2.7: Ποιοτικό διάγραμμα Q-T για τον εναλλάκτη θερμότητας του ORC. [4.11]

Ο έλεγχος που έγινε κατά την διεξαγωγή των αποτελεσμάτων με την μονάδα με ORC που αφορούσε τις ανωτέρω θερμοκρασιακές διαφορές ήταν καμία από αυτές να μην υπερβαίνει τους 7K. Ειδικότερα παρατηρήθηκε πως η ανώτερη, η PP_3 που στον αλγόριθμο συμβολίζεται ως PP_{up} , δεν παρουσίαζε αυτό το πρόβλημα. Σε αντίθεση με τις άλλες δύο, τις PP_1 και PP_2 που στον αλγόριθμο συμβολίζονται ως PP_{check} και PP_{down} αντίστοιχα. Ο έλεγχος γίνεται ανάλογα με το πρόσημο των μεταβλητών Control και Control2 που πρέπει να είναι θετικό και ορίζονται ως ακολούθως:

$$Control = PP_{check} - 7 \quad (4.2.14)$$



$$\text{Control}_2 = PP_{\text{down}} - 7 \quad (4.2.15)$$

Για την εξασφάλιση της διεξαγωγής των βέλτιστων αποτελεσμάτων τροποποιήθηκε κατάλληλα ο στόχος βελτιστοποίησης που υπήρξε ο τελικός ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης. Το σημείο αυτό θα αναλυθεί περισσότερο στην Ενότητα 4.3.2 των αποτελεσμάτων της μονάδας με ORC. Αξίζει να σημειωθεί πως όλοι οι μηχανικοί βαθμοί απόδοσης στροβίλων, συμπιεστών και αντλιών θεωρηθήκαν ίση με 0.97, όπως επίσης και οι ηλεκτρικοί βαθμοί απόδοσης των γεννητριών.

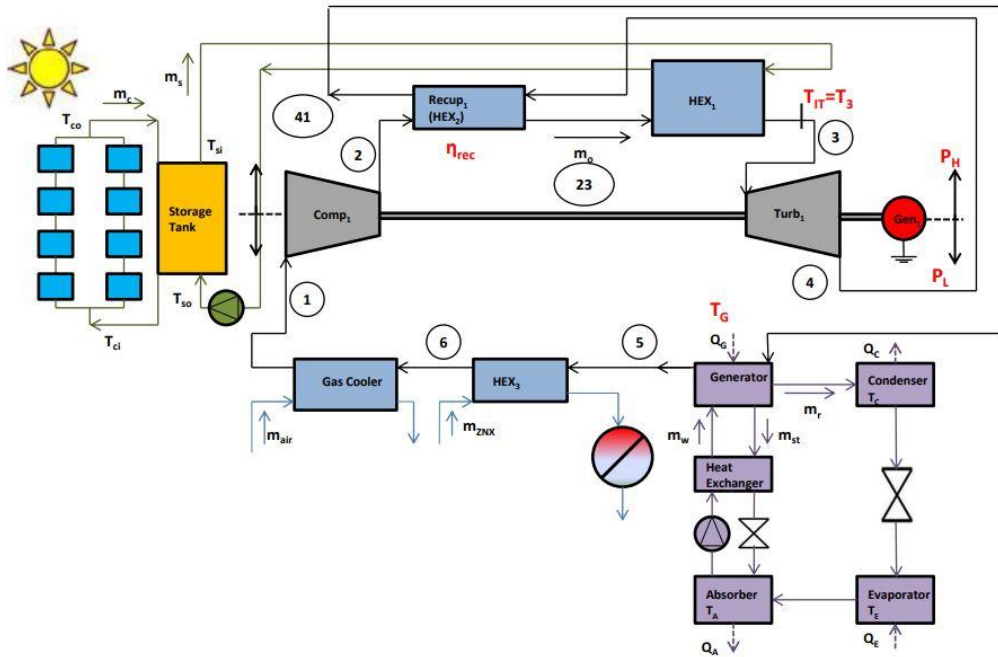
Η ένταξη του συστήματος ORC πέραν της επιπρόσθετης παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μειώνει και το ποσό ενέργειας που απορροφάται από τον ψύκτη, οπότε και το ψυκτικό αποτέλεσμα (Q_E). Επίσης, η αύξηση του βαθμού απόδοσης του ORC συνοδεύεται με την αύξηση του β.α. Carnot που επιτυγχάνεται σε υψηλότερες θερμοκρασίες λειτουργίας άρα και σε υψηλότερη πίεση πρόσδοσης θερμότητας, καθώς η χαμηλή θεωρείται σταθερή, εφόσον καθορίζεται από την χαμηλή θερμοκρασία (30-35°C). Υψηλότερες θερμοκρασίες λειτουργίας ORC απαιτούν υψηλότερες θερμοκρασίες της πηγής, δηλαδή του CO_2 και συγκεκριμένα της T_{41} που είναι κατά την έξοδο από τον ανακομιστή θερμότητας του Brayton. Ο βαθμός απόδοσης του ανακομιστή αποτελεί ιδιαίτερα σημαντική παράμετρος βελτιστοποίησης, καθώς κρίνεται σημαντικό να διερευνηθεί κατά πόσο χαμηλότερες τιμές του δύναται να δώσουν καλύτερα τελικά αποτελέσματα στην περίπτωση της μονάδας με ORC απ'ότι εκείνα της απλής.

4.3: Ανάλυση Ευαισθησίας.

Η ανάλυση ευαισθησίας αποσκοπεί στην παρατήρηση της λειτουργίας και την διεξαγωγή σχετικών συμπερασμάτων κατά την μεταβολή των παραμέτρων της Εικόνας 4.2.1. Οι βασικότερες παράμετροι από τις υπολογιζόμενες είναι τα παραγόμενα ποσά ενέργειας, οι θερμικοί βαθμοί απόδοσης και κατά κύριο λόγο ο συνολικός, ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης και ο συνολικός εξεργειακός. Με την ανάλυση ευαισθησίας αποσκοπείτε η διεξαγωγή συμπερασμάτων για την λειτουργία των μονάδων, ώστε να διευκολυνθεί η βελτιστοποίησή τους. Η παρούσα ανάλυση και η μετέπειτα βελτιστοποίηση γίνονται για δεδομένες συνθήκες περιβάλλοντος ($T_{\text{amb}}=25^\circ\text{C}$, $I_{\text{bn}}=800\text{W/m}^2$), βέλτιστη λειτουργία συλλεκτών ($K=1$) και δίχως αποθήκευση θερμότητας. Η κατάληξη σε τελικώς βέλτιστες μονάδες είναι απαραίτητη για την εξέταση της δυναμικής και οικονομοτεχνικής συμπεριφοράς τους κατά την διάρκεια του έτους. Αρχικά, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της απλής περίπτωσης και έπειτα με την χρήση κύκλου ORC ώστε να καταστεί εμφανέστερη η επίδραση αυτού.

4.3.1: Αποτελέσματα Μονάδας sCO_2 , Ψύξης με Απορρόφηση και Τηλεθέρμανσης.

Στο παρακάτω σχήμα (Σχήμα 4.3.1) παρουσιάζεται πάλι η μονάδα της απλής περίπτωσης με έμφαση στις μεταβλητές της ανάλυσης ευαισθησίας. Επόμενο βήμα του καθορισμού των σχεδιαστικών παραμέτρων αποτελεί ο καθορισμός του πεδίου τιμών τους για τις οποίες θα πραγματοποιηθεί η διερεύνηση, καθώς και τιμών αναφοράς που θα λαμβάνουν οι υπόλοιπες όταν εξετάζεται η μία ή και περισσότερες από αυτές. Στον Πίνακα 4.3.1 παρουσιάζονται οι τιμές αναφοράς των μεταβλητών και τα όρια των μεταβολών τους.



Σχήμα 4.3.1: Μονογραμμικό μονάδας απλής περίπτωσης με έμφαση στις σχεδιαστικές παραμέτρους.

Πίνακας 4.3.1: Μεταβλητές σχεδιασμού απλής περίπτωσης. [4.16]

| Μεταβλητές Σχεδιασμού | Τιμές Αναφοράς | Εύρος Τιμών |
|---|----------------|-------------|
| P_H [bar] | 220 | 150-220 |
| P_L [bar] | 75 | 75-100 |
| $T_{II}(T_{III})$ [°C] | 550 | 500-570 |
| η_{rec} [%] | 0.85 | 0.50-0.85 |
| T_g [°C] | 100 | 90-130 |
| N_c (αριθμός παράλληλων συστοιχιών συλλεκτών) | 10 | (σταθερό) |
| L [m] (μήκος δέσμης συλλεκτών) | 200 | (σταθερό) |
| I_{bn} [kW/m ²] | 800 | (σταθερό) |
| K | 1 | (σταθερό) |
| T_{amb} [°C] | 25 | (σταθερό) |

Τα αποτελέσματα που εξετάζονται είναι κατά κύριο λόγο τα παραγόμενα ποσά ενέργειας, δηλαδή η ηλεκτρική ενέργεια (P_{el}), η παραγόμενη θερμότητα ($Q_{heating}$) και ψύξη (Q_E) αλλά και ο συνολικός θερμικός βαθμός απόδοσης ($\eta_{th,tot}$), ο β.α. του Brayton ($\eta_{th,Brayton}$), των συλλεκτών PTC ($\eta_{th,PTC}$), ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης ($\eta_{el,tot}$) και ο εξεργειακός β.α. (η_{ex}). Ο συνολικός θερμικός βαθμός απόδοσης είναι και ο βαθμός απόδοσης τριπαραγωγής, συνεπώς ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{th,tot} = \frac{P_{el} + Q_{heating} + Q_E}{Q_{solar}} \quad (4.3.1)$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης Brayton ορίζεται με βάση την θερμότητα που εισέρχεται στον κύκλο sCO_2 από το δοχείο, δηλαδή την Q_{st} που υπολογίζεται με βάση την εξίσωση (4.1.35) λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες του δοχείου. Ο ορισμός του $\eta_{th,Brayton}$ είναι:



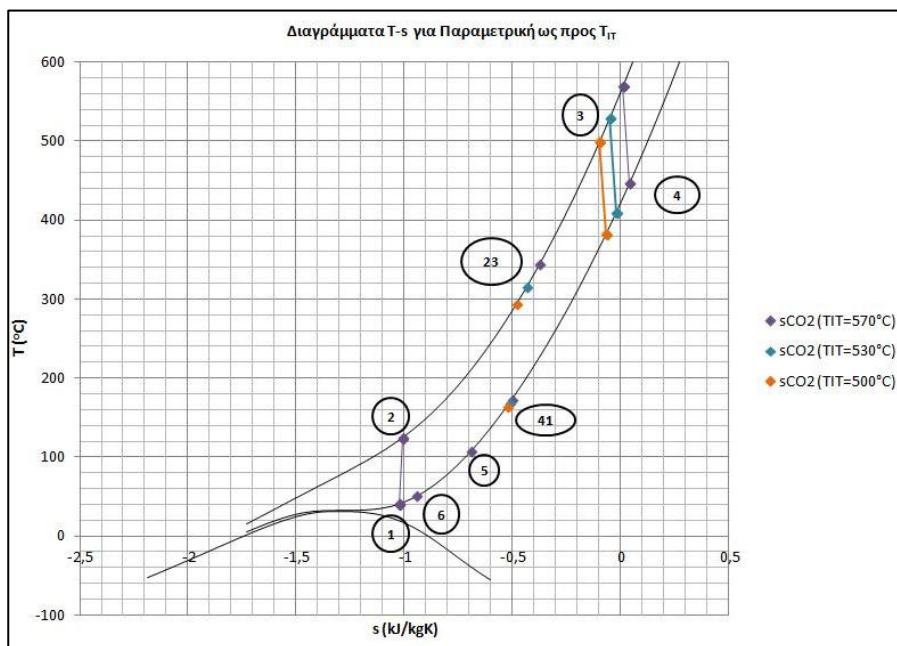
$$\eta_{th,Brayton} = \frac{P_{net}}{Q_{in}} = \frac{P_{net}}{Q_{st}} = \frac{(h_3-h_4)-(h_2-h_1)}{h_3-h_2} \quad (4.3.2)$$

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης έχει οριστεί με βάση την προσπίπτουσα ηλιακή ισχύ και δίδεται από την σχέση:

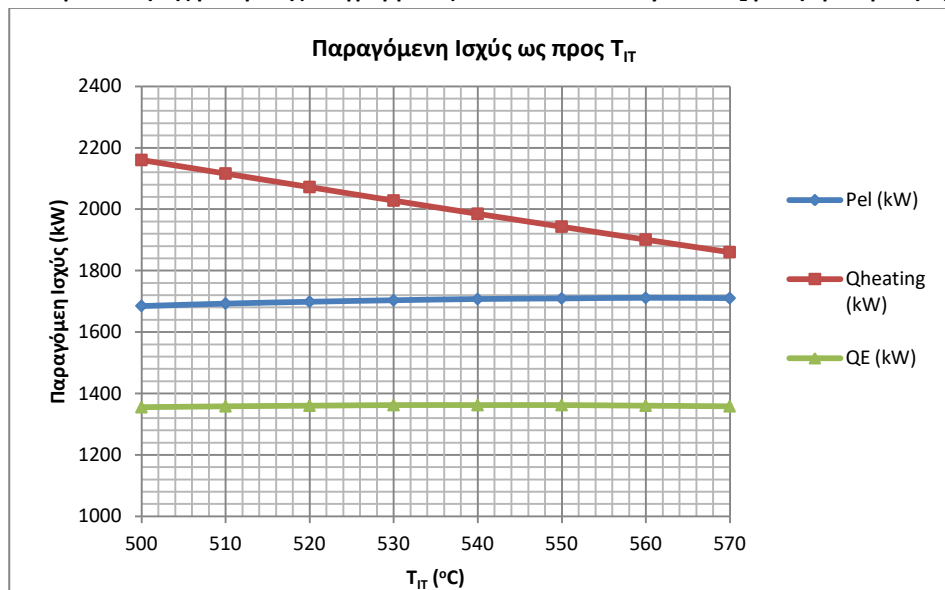
$$\eta_{el,tot} = \frac{P_{el}}{Q_{st}} \quad (4.3.3)$$

και ο συνολικός εξεργειακός ($\eta_{ex(TOT)}$) δίνεται από την σχέση (4.1.54).

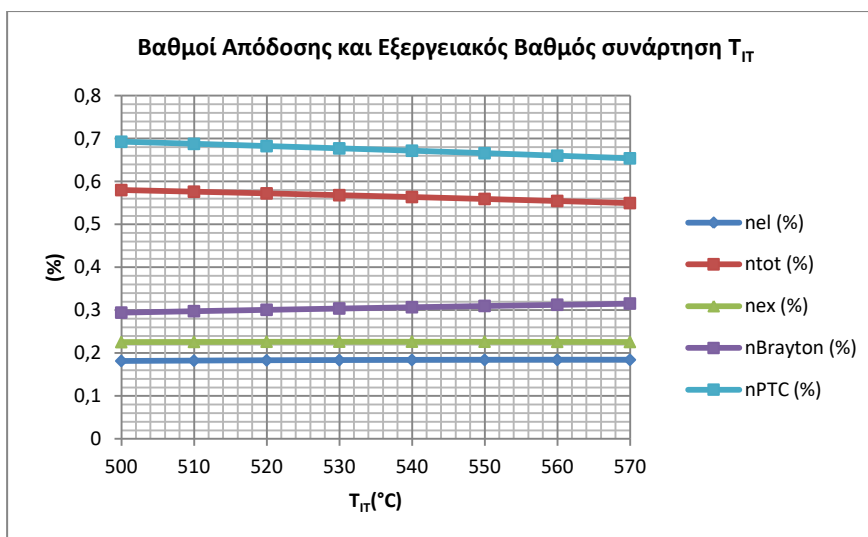
Παρουσιάζονται αρχικά τα αποτελέσματα που διεξάχθηκαν με την μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου στον στρόβιλο (T_{IT}). Στο Σχήμα 4.3.1 παρουσιάζεται το διάγραμμα T-s για περιπτώσεις διαφορετικών θερμοκρασιών T_{IT} , στο Διάγραμμα 4.3.1 παρουσιάζονται τα παραγόμενα ποσά θερμότητας ενώ στο 4.3.2 οι βαθμοί απόδοσης.



Σχήμα 4.3.1: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO₂ με την μεταβολή της T_{IT} .

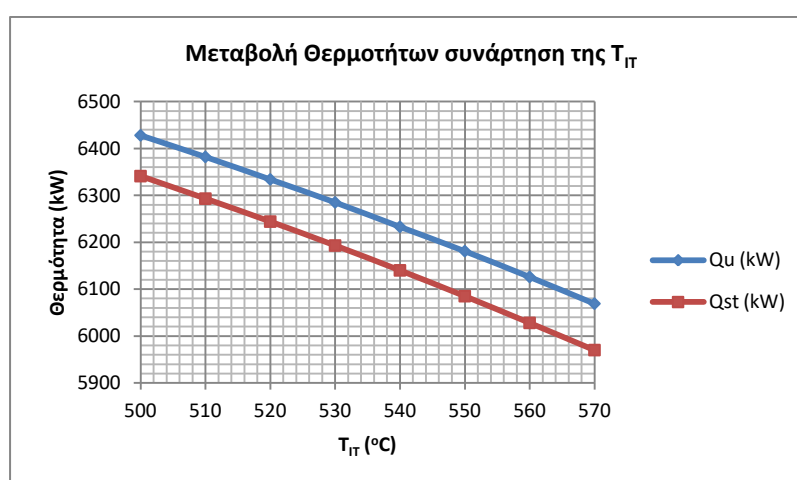


Διάγραμμα 4.3.1: Διαγράμματα ισχύος κάθε παραγόμενης μορφής ενέργειας ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισαγωγής στον στρόβιλο (T_{IT}).

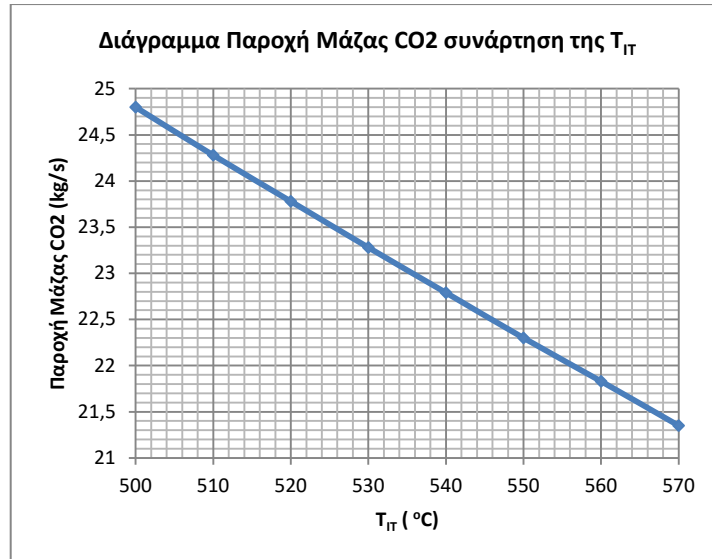


Διάγραμμα 4.3.2: Διαγράμματα βαθμών απόδοσης και εξεργειακού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισαγωγής στον στρόβιλο (T_{IT}).

Αρχικά, αναφορικά με τις παραγόμενες ισχύς παρατηρείται πως η αύξηση της θερμοκρασίας T_{IT} , της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου sCO_2 , οδηγεί σε αύξηση της ηλεκτρικής ισχύος αλλά σε μείωση της παραγόμενης θερμότητας. Σχετικά, με την παραγόμενη ψύξη παρατηρείται πως μένει κατά κύριο λόγο ανεπηρέαστη. Η μείωση της παραγόμενης θερμότητας οφείλεται στην μείωση της παροχής μάζας του sCO_2 με την αύξηση της θερμοκρασίας για την παρούσα μονάδα. Η αύξηση της θερμοκρασίας T_{IT} οδηγεί και σε υψηλότερες θερμοκρασίες στο κύκλωμα των συλλεκτών, καθώς το κύκλωμα του δοχείου όπως και το δοχείο αποκτούν υψηλότερες θερμοκρασίες σύμφωνα με τις εξισώσεις (4.2.1)-(4.2.3). Η αύξηση αυτή, οδηγεί σε μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης των συλλεκτών (η_{PTC}), όπως και διακρίνεται και από το Διάγραμμα 4.3.2. επιφέροντας μείωση στο ωφέλιμο ποσό θερμότητας (Q_u) και συνεπώς και στο ποσό θερμότητας που απορροφάται από το δοχείο (Q_{st}) (Διάγραμμα 4.3.3). Η αύξηση της διαφοράς θερμοκρασιών των σημείων (23) και (3) του κύκλου sCO_2 και με την επιπλέον μείωση του ποσού Q_{st} οδηγεί σε μείωση της παροχής μάζας (Διάγραμμα 4.3.4) και άρα και του ποσού $Q_{heating}$ που υπολογίζεται με βάση την εξίσωση (4.1.50).

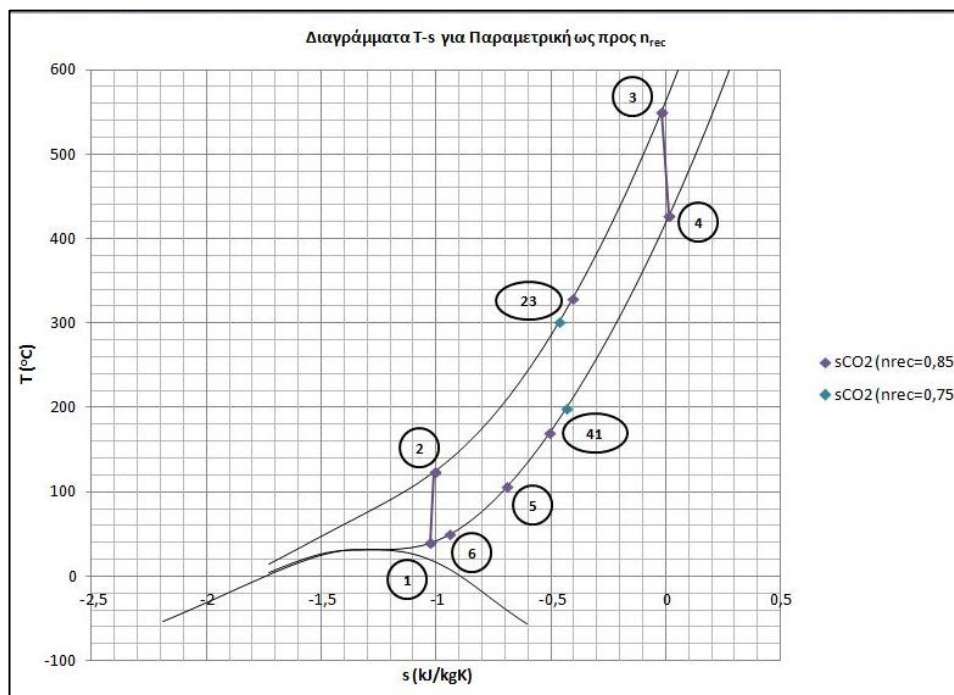


Διάγραμμα 4.3.3: Διαγράμματα μεταβολής της ωφέλιμη θερμότητας από τους συλλέκτες PTC (Q_u) και την αξιοποιήσιμη από τον κύκλο Brayton (Q_{st}) με την αφαίρεση των απωλειών δοχείου.

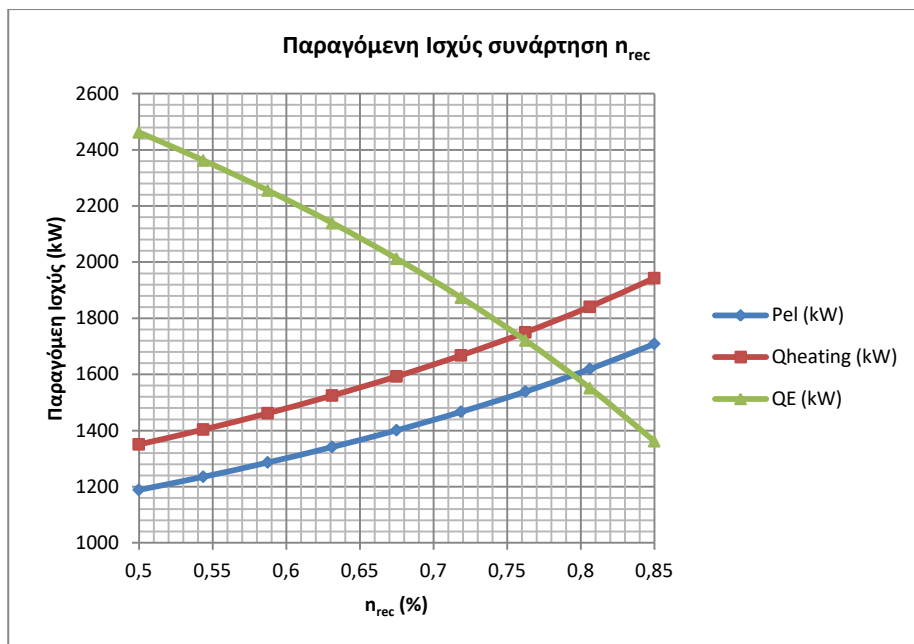


Διάγραμμα 4.3.4: Παροχή μάζας CO₂ συνάρτηση της θερμοκρασίας T_{IT}. Οι υπόλοιπες μεταβλητές σχεδιασμού παραμένουν σταθερές.

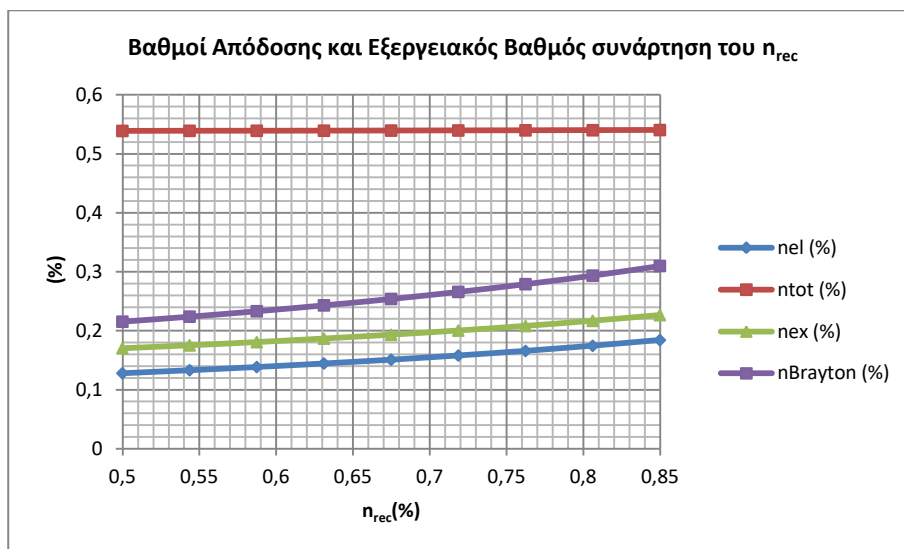
Για τους βαθμούς απόδοσης παρατηρείται, όπως και προαναφέρθηκε, μείωση του η_{PTC} αλλά και του συνολικού θερμικού η_{th} . Ο τελικός ηλεκτρικός (η_{el}) και ο εξεργιακός (η_{ex}) δεν παρουσιάζουν μεγάλες μεταβολές, παρά την εμφανή μείωση του $Q_{heating}$ και, τέλος, ο θερμικός βαθμός απόδοσης του Brayton παρουσιάζει αύξηση της τάξης του 1%. Από τα παραπάνω διαγράμματα δεν δύναται να διεξαχθεί άμεσα συμπέρασμα για την βέλτιστη επιλογή της θερμοκρασίας T_{IT}, οπότε θα αποτελέσει και παράμετρο της βελτιστοποίησης. Ακολουθούν το Σχήμα 4.3.2 και τα Διαγράμματα 4.3.5 και 4.3.6 που παρουσιάζονται τα αποτελέσματα με μεταβλητή τον βαθμό απόδοσης ανακομιστή (η_{rec}). Στο Σχήμα 4.3.2 παρουσιάζεται η μεταβολή του διαγράμματος T-s του κύκλου κατά την μεταβολή του η_{rec} .



Σχήμα 4.3.2: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO₂ με την μεταβολή της η_{rec} .



Διάγραμμα 4.3.5: Διαγράμματα ισχύος κάθε παραγόμενης μορφής ενέργειας ως συνάρτηση του βαθμού απόδοσης του ανακομιστή (η_{rec}).

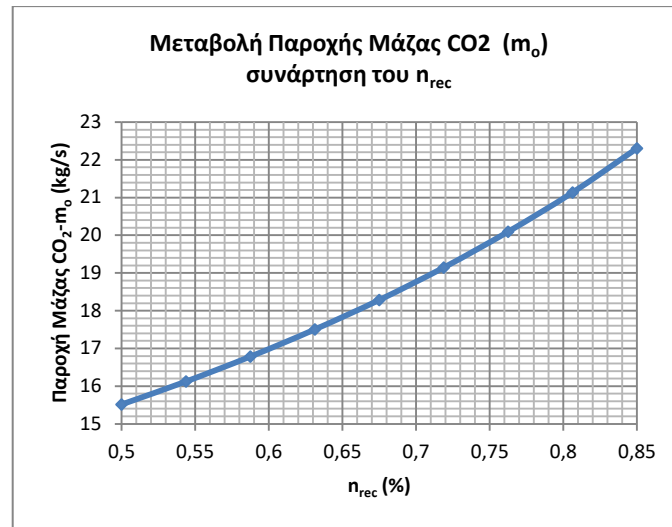


Διάγραμμα 4.3.6: Διαγράμματα βαθμών απόδοσης και εξεργειακού βαθμού ως συνάρτηση του βαθμού απόδοσης του ανακομιστή (η_{rec}).

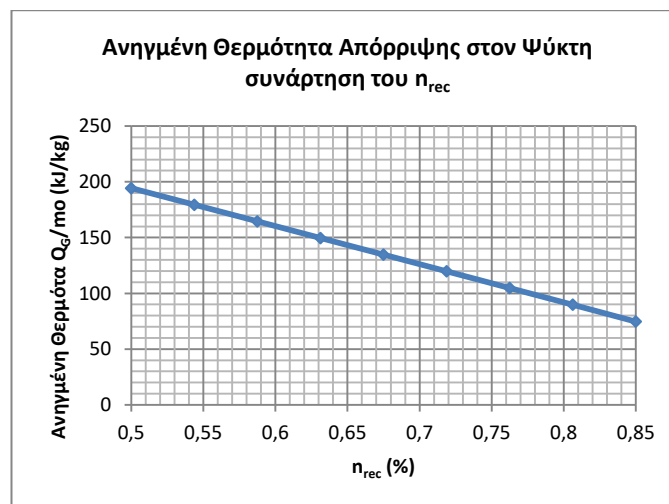
Η αύξηση του βαθμού απόδοσης του ανακομιστή θερμότητας (η_{rec}) οδηγεί σε αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας, του ηλεκτρικού β.α., του β.α. Brayton και του εξεργειακού. Επίσης, οδηγεί σε αύξηση της παραγόμενης θερμότητας αλλά και σε μείωση της παραγόμενης ψύξης, διατηρώντας ωστόσο τον συνολικό θερμικό β.α. στις ίδιες τιμές ($\sim 0,54$). Αξίζει να αναφερθεί ξανά πως πέραν του βαθμού απόδοσης του ανακομιστή οι λοιπές μεταβλητές διατηρήθηκαν σταθερές. Οπότε με αύξηση του η_{rec} για ίδια TIT και συνεπώς και Q_{st} η διαφορά ενθαλπών μεταξύ των σημείων (23) και (3) μειώνεται. Οπότε για την παραλαβή της θερμότητας αυξάνεται η παροχή μάζας του sCO_2 (Διάγραμμα 4.3.7). Η αύξηση του β.α. του ανακομιστή επιπλέον μειώνει την διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των σημείων (41) και (5) για την ίδια TIT και παρά την αύξηση της παροχής μάζας προκύπτει μείωση της απορριπτόμενης θερμότητας στον ψύκτη (Διάγραμμα 4.3.8), αλλά αύξηση της



θερμότητας τηλεθέρμανσης καθώς τα σημεία (5) και (6) μένουν αμετάβλητα (το (5) εξαρτάται από την T_g και το (6) έχει οριστεί ως σταθερό).

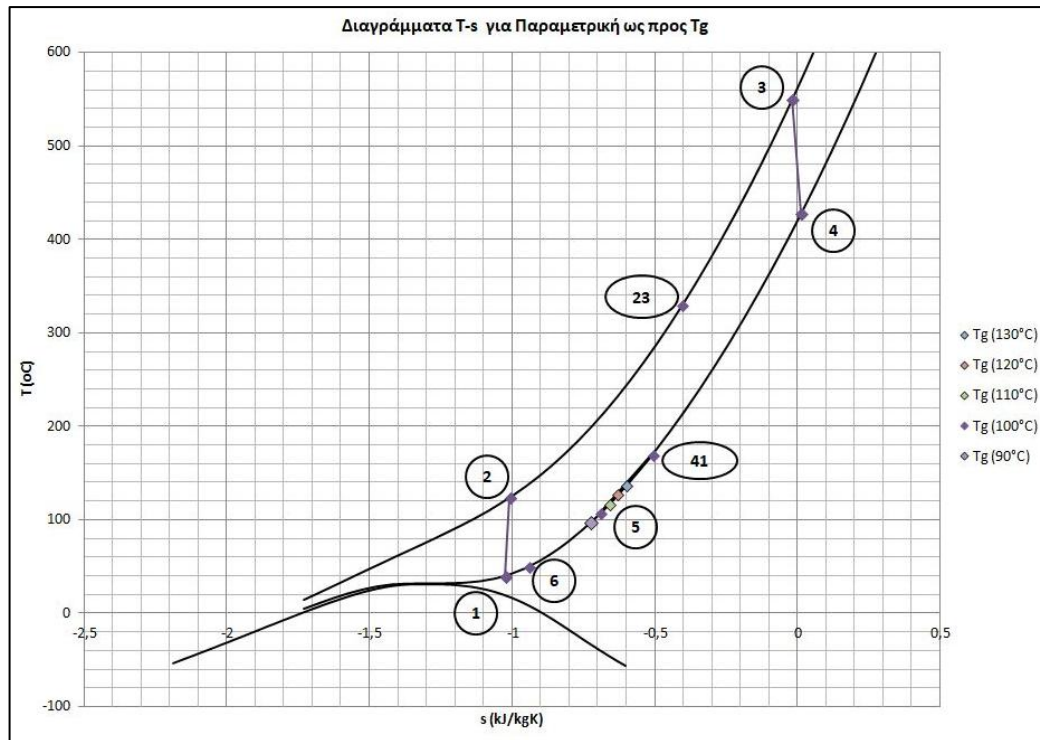


Διάγραμμα 4.3.7: Διάγραμμα μεταβολής της παροχής μάζας του CO_2 συνάρτηση του βαθμού απόδοσης ανακομιστή (η_{rec}).

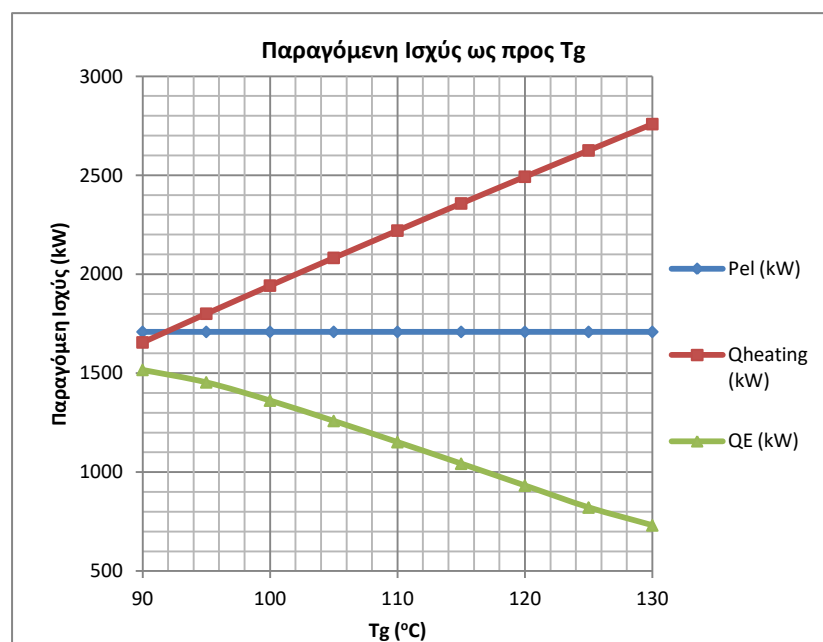


Διάγραμμα 4.3.8: Διάγραμμα μεταβολής της ανηγμένης θερμότητας απόρριψης στον ψύκτη που είναι και η ειδική ενθαλπική διαφορά μεταξύ των θέσεων (41) και (5).

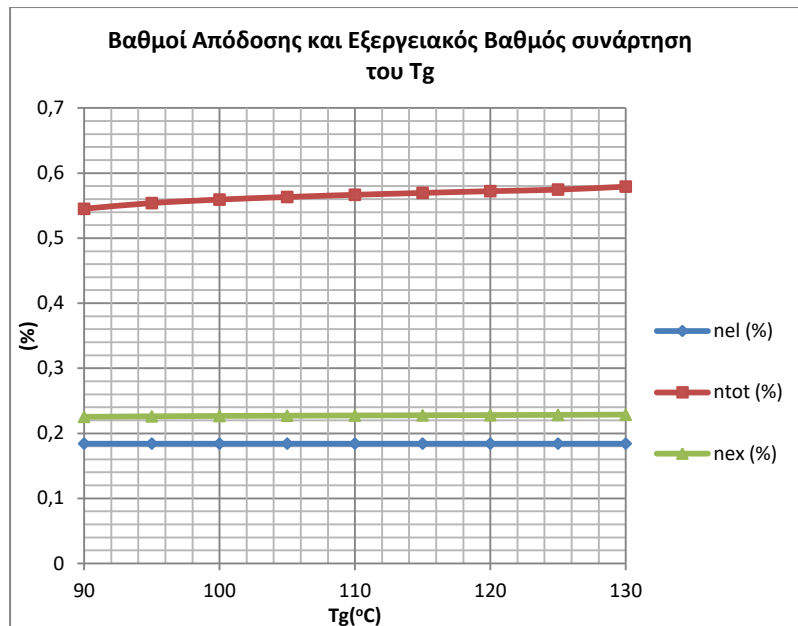
Όσον αφορά την θερμοκρασία ατμογεννήτριας του ψύκτη (T_g) το διάστημα που δοκιμάστηκε είναι οι $90^{\circ}C$ - $130^{\circ}C$ και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 4.3.9 και 4.3.10. Στο Σχήμα 4.3.3 παρουσιάζεται η μεταβολή του διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton. Η μεταβολή της θερμοκρασίας αυτής από θέμα ισχύος επηρεάζει τα ποσά της θερμότητας και της ψύξης. Η αύξηση της οδηγεί σε μείωση της ψύξης (4.1.48) καθώς μειώνεται η θερμοκρασιακή και ενθαλπική διαφορά μεταξύ των σημείων (41) και (5). Η μεταβολές αυτές παρατηρείται να μην έχουν ιδιαίτερη επίδραση στον εξεργειακό β.α., αλλά αντιθέτως αυξάνουν ελαφρώς τον συνολικό θερμικό β.α.



Σχήμα 4.3.3: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO_2 με την μεταβολή της T_g .

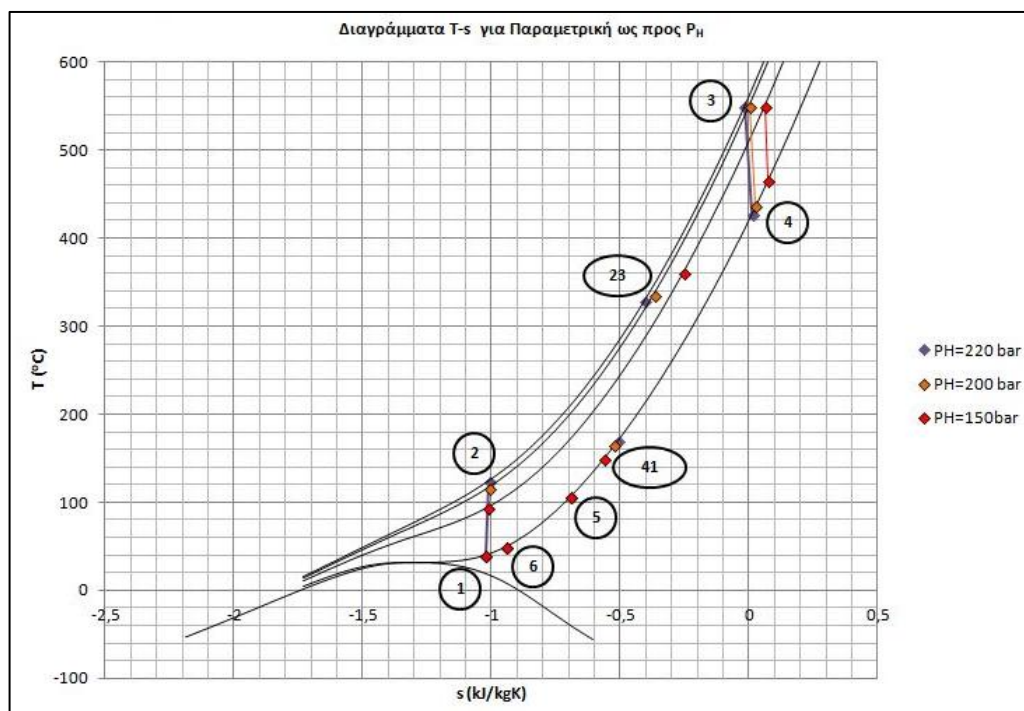


Διάγραμμα 4.3.9: Διάγραμμα ισχύος κάθε παραγόμενης μορφής ενέργειας ως συνάρτηση της θερμοκρασίας της ατμογεννήτριας (T_g).



Διάγραμματα 4.3.10: Διάγραμματα βαθμών απόδοσης και εξεργειακού βαθμού ως συνάρτηση της θερμοκρασίας της ατμογεννήτριας (T_g).

Τέλος, στα ακόλουθα διαγράμματα παρουσιάζονται οι μεταβολές ως προς τις πιέσεις της εγκατάστασης sCO_2 . Αρχικά, τα αποτελέσματα της μέγιστης πίεσης P_H στα Διαγράμματα 4.3.11 και 4.3.12. Στο Σχήμα 4.3.4 αποτυπώνεται η επίδραση της μεταβολής της μέγιστης πίεσης P_H στον κύκλο Brayton.

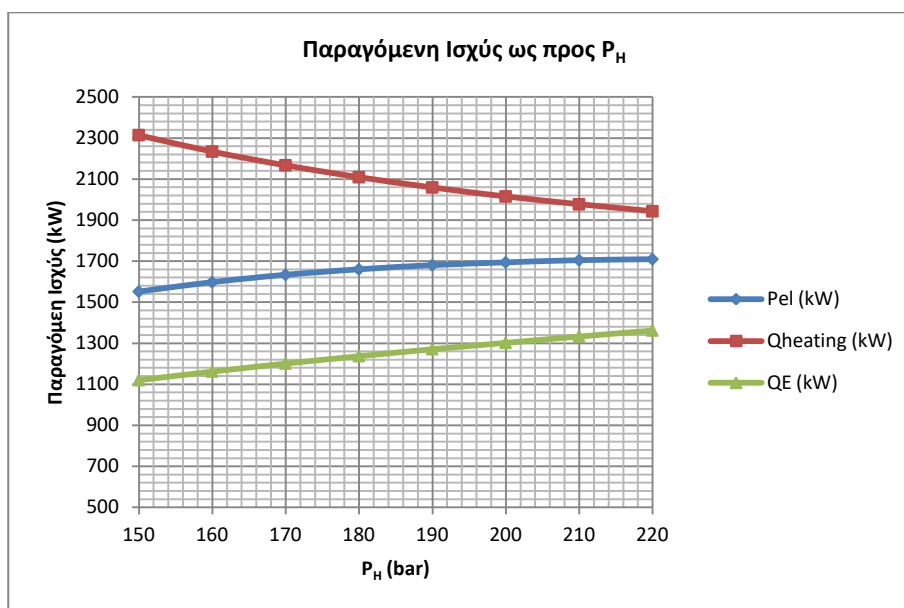


Σχήμα 4.3.4: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO_2 με την μεταβολή της P_H .

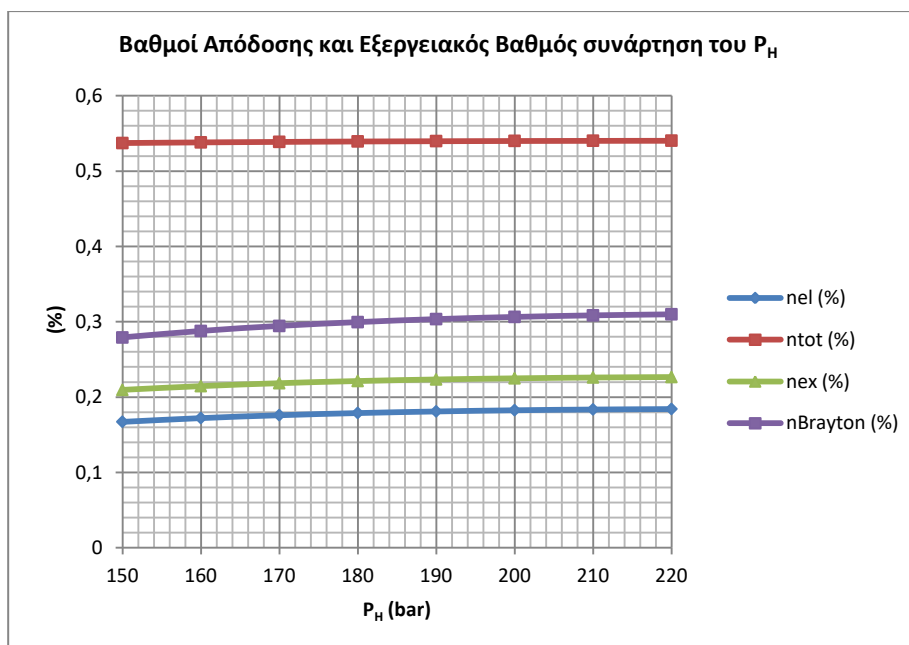
Παρατηρείται πως η αύξηση της μέγιστης πίεσης της εγκατάστασης αυξάνει την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια, καθώς και την παραγόμενη ψύξη, αλλά μειώνεται η θερμότητα τηλεθέρμανσης. Η αύξηση της μέγιστης πίεσης επιφέρει αύξηση της ενθαλπικής διαφοράς μεταξύ των σημείων (23) και (3) επιφέροντας μείωση της παροχής μάζας. Ωστόσο, επιφέρεται αύξηση της διαφοράς μεταξύ



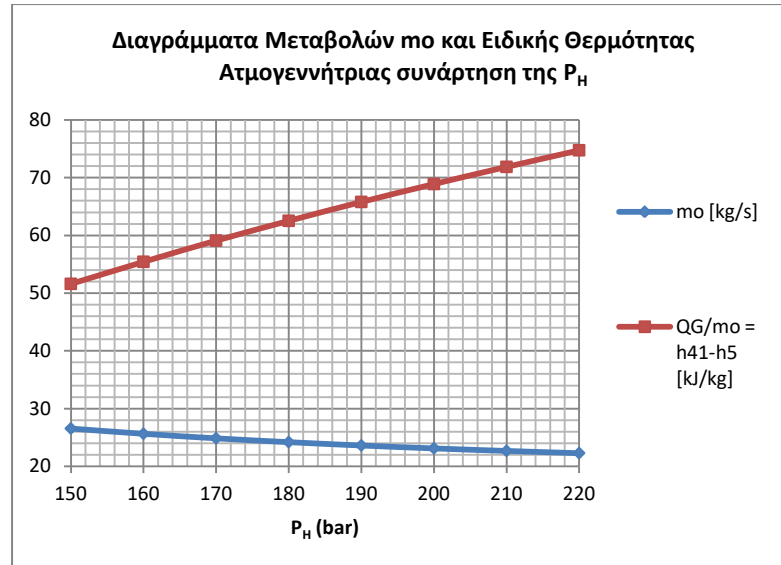
των σημείων (41) και (5) που παρά την μείωση της παροχής μάζας προκαλείται τελικώς αύξηση του προσφερόμενου ποσού θερμότητας για τηλεθέρμανση. Η διαφορά μεταξύ των σημείων (5) και (6) μένει ως έχει (Διάγραμμα 4.3.13). Οπότε η μείωση της παροχής μάζας επιφέρει μείωση και του ποσού τηλεθέρμανσης. Αρχικά παρατηρείται πως ο συνολικός βαθμός της ενεργειακής αξιοποίησης (η_{tot}). Ωστόσο, η αύξηση της μέγιστης πίεσης οδηγεί σε αύξηση του ηλεκτρικού β.α., του β.α. Brayton αλλά και του συνολικού εξεργειακού. Για τον λόγο αυτό, αλλά και όπως θα διαπιστωθεί στην βελτιστοποίηση, ο P_H θα επιλεγεί ως η μέγιστη (220 bar) με σκοπό την επίτευξη μέγιστου ηλεκτρικού β.α. αλλά και συνολικού εξεργειακού.



Διάγραμματα 4.3.11: Διάγραμματα ισχύος κάθε παραγόμενης μορφής ενέργειας ως συνάρτηση της υψηλής πίεσης (P_H).

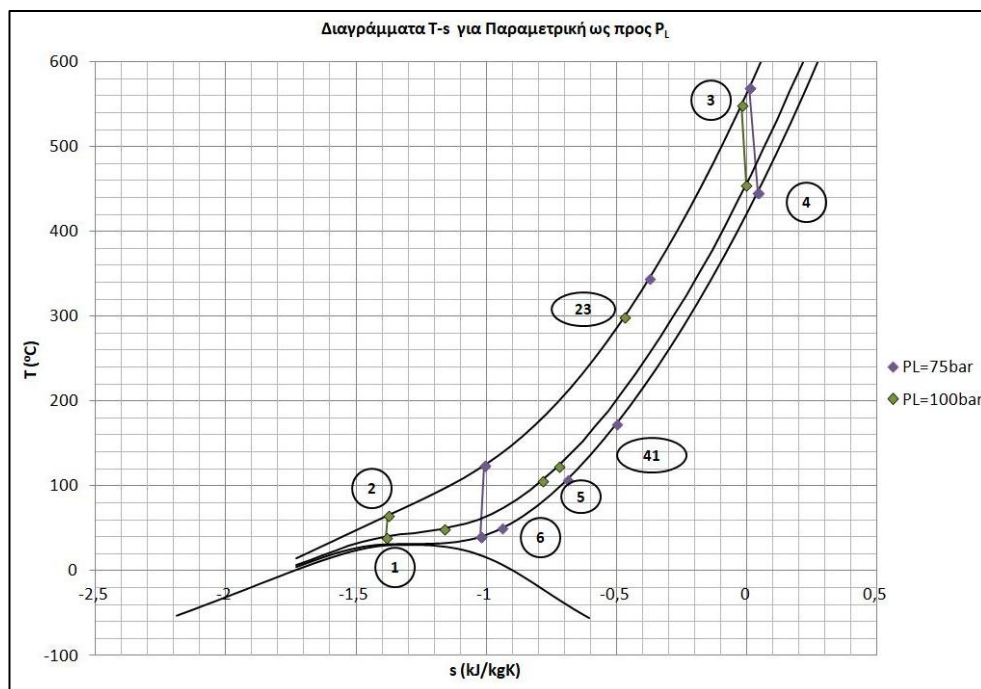


Διάγραμματα 4.3.12: Διάγραμματα βαθμών απόδοσης και εξεργειακού βαθμού ως συνάρτηση της θερμοκρασίας της υψηλής πίεσης (P_H).



Διαγράμματα 4.3.13: Μεταβολή της παροχής μάζας του CO₂ και της μεταβολής της ειδικής θερμότητας που προσφέρεται στον ψύκτη και αποτελεί και την ειδική ενθαλπική διαφορά μεταξύ των θέσεων (41) και (5).

Οι μεταβολές αναφορικά με την ελάχιστη πίεση λειτουργίας του sCO₂ παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 4.3.14 και 4.3.15. Η μεταβολή του διαγράμματος T-s συνάρτηση της P_L αποτυπώνεται στο Σχήμα 4.3.5.

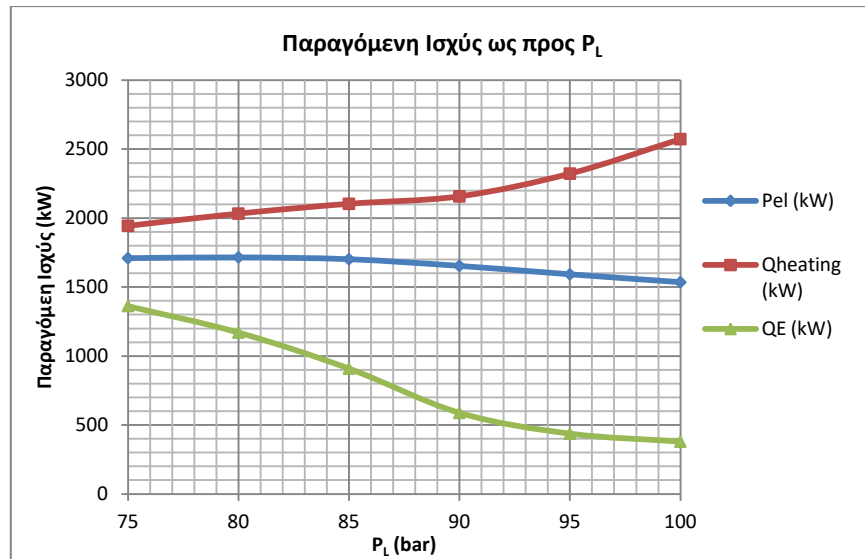


Σχήμα 4.3.5: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO₂ με την μεταβολή της P_L.

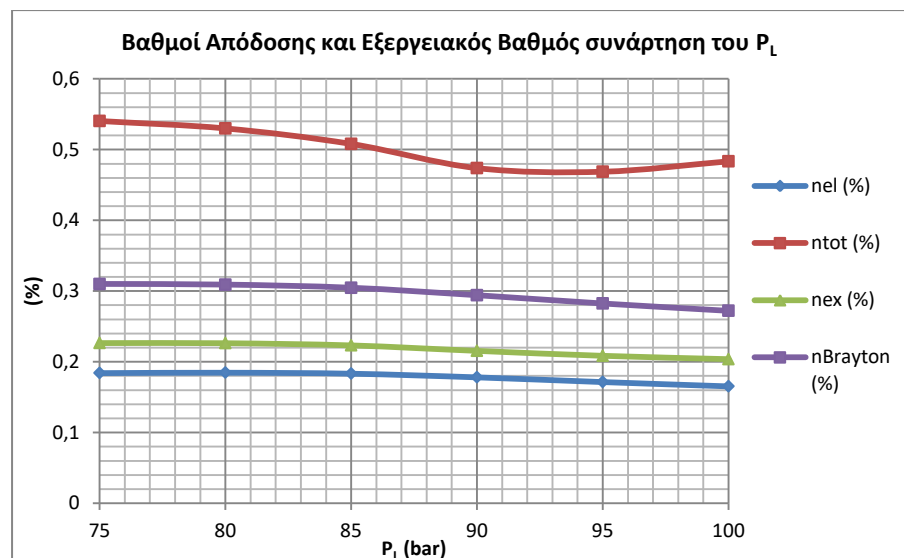
Η αύξηση της ελάχιστης πίεσης μειώνει την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια καθώς μειώνεται το έργο του στροβίλου. Επίσης, μειώνεται και το παραγόμενο ψυκτικό αποτέλεσμα. Η αύξηση της ελάχιστης πίεσης επιφέρει μείωση της παροχής μάζας του CO₂ ικανής ώστε να μειωθεί το ψυκτικό αποτέλεσμα. Ωστόσο, παρατηρείται αύξηση του παραγόμενου ποσού θερμότητας για τηλεθέρμανση, εφόσον οι θερμοκρασίες των θέσεων (5) και (6) μένουν ως έχουν, αλλά η αύξηση της ελάχιστης πίεσης προκαλεί αύξηση της ενθαλπικής διαφοράς τους. Τέλος, σε αντίθεση με την αύξηση της μέγιστης πίεσης παρατηρείται μείωση του μέγιστου θερμικού β.α., αλλά και των υπολοίπων βαθμών. Η ελάχιστη



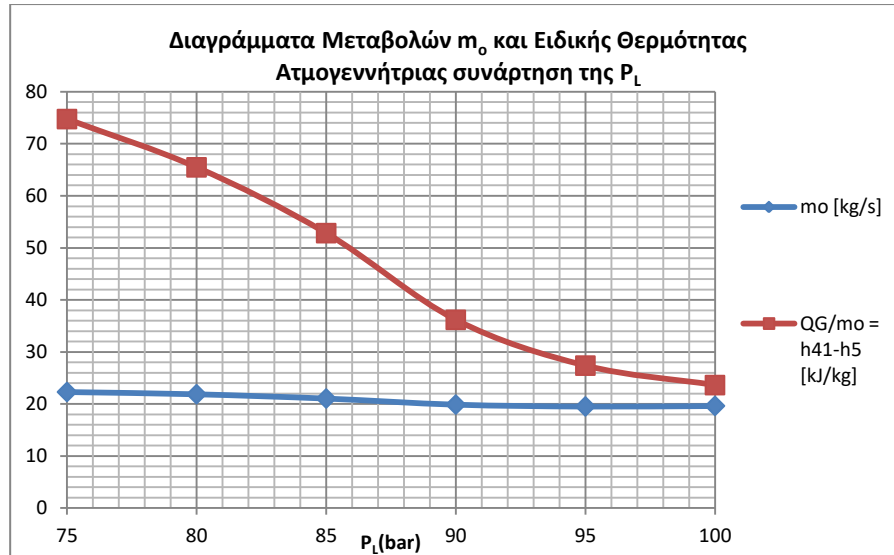
πίεση (P_L) επιλέχθηκε να διατηρήσει την ελάχιστη δυνατή τιμή της (75 bar) κατά την βελτιστοποίηση για την επίτευξη μέγιστου ηλεκτρικού β.α. και εξεργειακού, γεγονός που θα επαληθευτεί.



Διάγραμματα 4.3.14: Διάγραμματα ισχύος κάθε παραγόμενης μορφής ενέργειας ως συνάρτηση της υψηλής πίεσης (P_L).



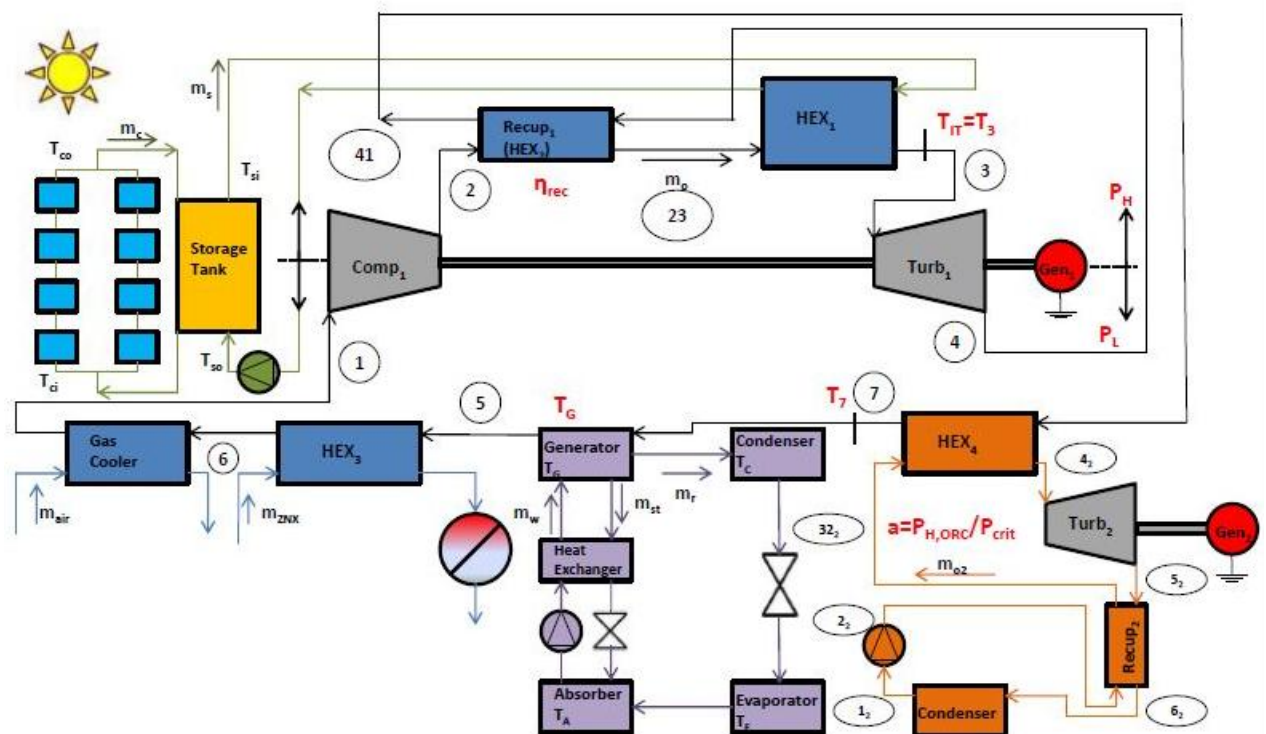
Διάγραμματα 4.3.15: Διάγραμματα βαθμών απόδοσης και εξεργειακού βαθμού ως συνάρτηση της θερμοκρασίας της υψηλής πίεσης (P_L).



Διάγραμμα 4.3.16: Παροχή μάζας CO₂ και μεταβολή της ειδικής θερμότητας που προσφέρεται στον ψύκτη και αποτελεί την διαφορά μεταξύ των θέσεων (41) και (5).

4.3.2: Αποτελέσματα Μονάδας sCO₂, ORC, Ψύξης με Απορρόφηση και Τηλεθέρμανσης.

Στο Σχήμα 4.3.2 παρουσιάζεται το μονογραμμικό της μονάδας με την χρήση κύκλου ORC, δίνοντας έμφαση στις επιλεχθείσες μεταβλητές σχεδιασμού.



Σχήμα 4.3.2: Μονογραμμικό σχέδιο μονάδας με την προσθήκη κύκλου ORC με έμφαση στα μεγέθη που αποτέλεσαν μεταβλητές σχεδιασμού.

Το εύρος τιμών των χρησιμοποιούμενων μεταβλητών σχεδιασμού παρουσιάζεται, μαζί με τις τιμές αναφοράς τους, στον Πίνακα 4.3.2.

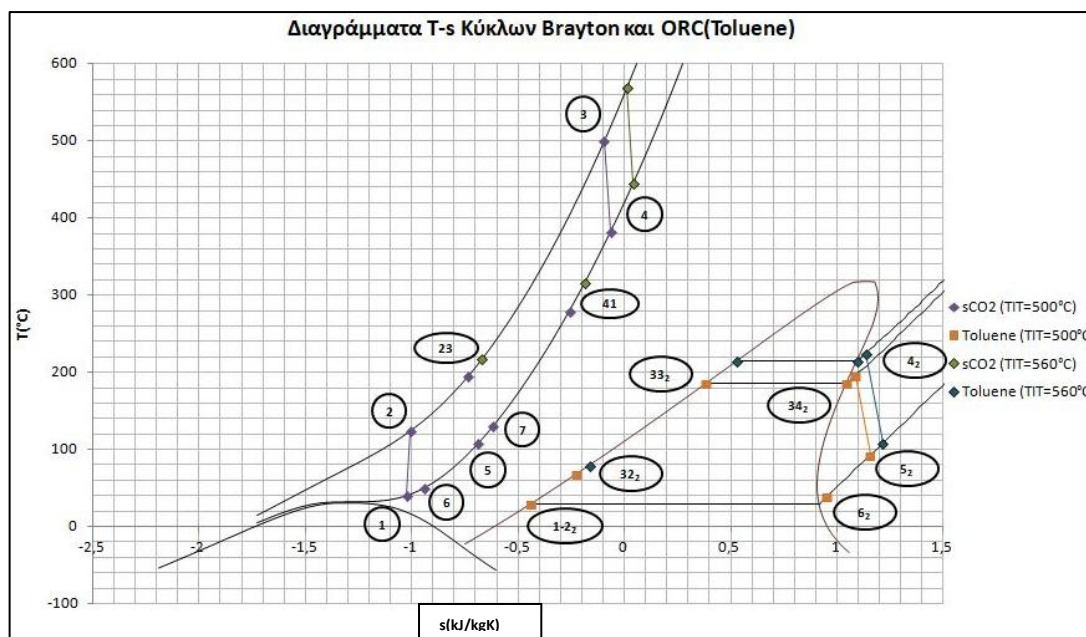


Πίνακας 4.3.2: Μεταβλητές σχεδιασμού περίπτωσης με ORC. [4.16]

| Μεταβλητές Σχεδιασμού | Τιμές Αναφοράς | Εύρος Τιμών |
|---|----------------|-------------|
| P_H [bar] | 220 | 150-220 |
| P_L [bar] | 75 | 75-100 |
| $T_{IT}(T_3)$ [$^{\circ}C$] | 550 | 500-570 |
| η_{rec} [%] | 0.40 | 0.0-0.85 |
| a [%] | - | 0.05-0.90 |
| T_7 [$^{\circ}C$] | 130 | 120-180 |
| T_8 [$^{\circ}C$] | 100 | 85-110 |
| N_c (αριθμός παράλληλων συστοιχιών συλλεκτών) | 10 | (σταθερό) |
| L [m] (μήκος δέσμης συλλεκτών) | 200 | (σταθερό) |
| I_{bn} [kW/m^2] | 800 | (σταθερό) |
| K | 1 | (σταθερό) |
| T_{amb} [$^{\circ}C$] | 25 | (σταθερό) |

Παρατηρείται πως για την μεταβλητή σχεδιασμού (a) δεν λήφθηκε τιμή αναφοράς, δηλαδή δεν πραγματοποιήθηκε ανάλυση ευαισθησίας χωριστά για αυτήν καθώς η λειτουργία του ORC καλύπτεται από την θερμοκρασία T_7 . Υπενθυμίζεται πως η θερμοκρασία αυτή αποτελεί την θερμοκρασία εξόδου του CO_2 από τον εναλλάκτη του ORC. Οπότε ο καθορισμός της κάνει δυνατό τον υπολογισμό της απορριπτομένης θερμότητας στον κύκλο ORC μέσω της εξίσωσης (4.1.69). Η παράμετρος του λόγου πιέσεων a σε κάθε τρέξιμο αποτέλεσε άγνωστο έτσι ώστε να καλύπτονται οι ανισότητες για τις ελάχιστες θερμοκρασίες του εναλλάκτη (pinch point). Η παράμετρος a υπολογίστηκε με σκοπό τον μέγιστο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης ORC. Επίσης, αρκετά σημαντική αλλαγή στις τιμές των μεταβλητών αποτελεί εκείνη του β.α. ανακομιστή. Παρατηρείται πως η τιμή αναφοράς του είναι 0.40 ενώ το εύρος από την μη χρήση του (0) έως και την μέγιστη τιμή του (0.85). Σκοπός αυτής της τροποποίησης αποτελεί να γίνει αισθητή σε αυτό το αρχικό στάδιο της ανάλυσης ευαισθησίας η επίδραση του ORC, μειώνοντας το έργο του sCO_2 εξασφαλίζοντας ταυτόχρονα υψηλότερες θερμοκρασίες λειτουργίας του ORC. Αξίζει να σημειωθεί πως όλοι οι κύκλοι ORC των υπολογισμών δεν είναι υπερκρίσιμη ($P_{H(ORC)} < P_{crit}$). Το εργαζόμενο μέσο του ORC αποτελεί καθοριστική παράμετρο λειτουργίας. Στο παρόν εδάφιο επιλέχθηκε το τολουένιο (Toluene) και δεν πραγματοποιήθηκε διερεύνηση εργαζόμενων μέσων καθώς θα γίνει στο επόμενο Κεφάλαιο της βελτιστοποίησης.

Αρχικά, στο Σχήμα 4.3.6 αποτυπώνεται η μεταβολή των διαγραμμάτων T-s των κύκλων sCO_2 και του ORC(Toluene) και στα Διαγράμματα 4.3.16 - 4.3.18 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για την ανάλυση ευαισθησίας ως προς την μεταβλητή της θερμοκρασίας T_{IT} .

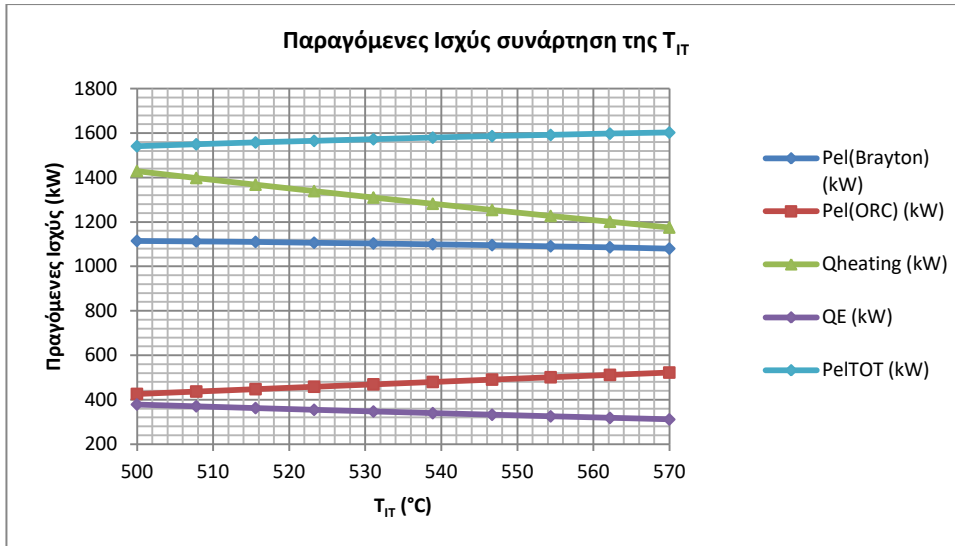


Σχήμα 4.3.6: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton $s\text{CO}_2$ και του ORC(Toluene) με την μεταβολή της T_{IT} .

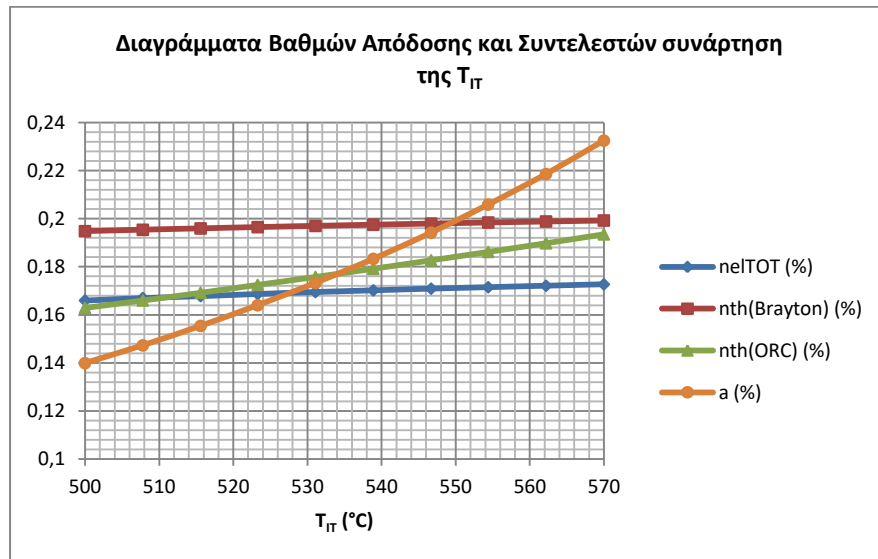
Παρατηρείται αύξηση της συνολικής παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος (Pe_{I-TOT}) με την αύξηση της θερμοκρασίας T_{IT} , ενώ από τις επιμέρους αυτής η ηλεκτρική ισχύς του $s\text{CO}_2$ ($Pe_{I-Brayton}$) παρουσιάζει ελαφριά μείωση, ενώ αυτή του ORC (Pe_{I-ORC}) αυξάνει. Η μείωση της ηλεκτρικής ισχύος του $s\text{CO}_2$ εξηγείται για τον ίδιο λόγο με την προηγούμενη μονάδα (Ενότητα 4.3.1), δηλαδή η αύξηση της θερμοκρασίας TIT επιφέρει τελικά αύξηση των θερμοκρασιών λειτουργίας του δοχείου και του κυκλώματος των συλλεκτών και άρα μείωση του θερμικού β.α. Έτσι, μειώνεται το προσφερόμενο στο $s\text{CO}_2$ ποσό θερμότητας (Q_{st}) μειώνοντας την παροχή μάζας του CO_2 (m_o) και επίσης η αύξηση της TIT αυξάνει και την ειδική ενθαλπική διαφορά μεταξύ των θέσεων (23) και (3), κατάσταση που εντείνει την μείωση της παροχής μάζας. Ενώ αναφορικά με τον κύκλο ORC η αύξηση της TIT επιφέρει αύξηση της διαφοράς θερμοκρασιών των θέσεων (41) και (7) που τροφοδοτούν τον ORC επιτρέποντας υψηλότερους λόγους πιέσεων και άρα και θερμοκρασιών λειτουργίας αυτού, έτσι αυξάνει και η Pe_{I-ORC} αλλά και ο συντελεστής α . Ωστόσο, η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου του ORC δεν παρουσιάζει μεγάλη μεταβολή. Οι παραπάνω μεταβολές αποτυπώνονται στο Διάγραμμα 4.3.19 και 4.3.20.

Από τα παραγόμενα θερμικά ποσά (ψύξη και θέρμανση) παρατηρείται πως η ψυκτική ισχύς μειώνεται, παρά το γεγονός ότι η θερμοκρασία T_g και ταυτόχρονα και η θερμοκρασία του σημείου (5), αλλά και του σημείου (7) (Εξίσωση 4.1.49) παραμένουν σταθερές. Η παροχή μάζας του CO_2 (m_o) μειώνεται οπότε για τον λόγο αυτό παρουσιάζεται μείωση της προσφερόμενης στον ψυκτική θερμότητας Q_G και του παραγόμενου ποσού ψύξης Q_E (Διαγράμματα 4.1.16 και 4.1.19). Αναφορικά με την θερμότητα τηλεθέρμανσης ($Q_{heating}$) παρουσιάζει μείωση οφειλόμενη και εκείνη στην μεταβολή της παροχής μάζας του CO_2 και όχι στην μεταβολή των ιδιοτήτων των θέσεων (5) και (6).

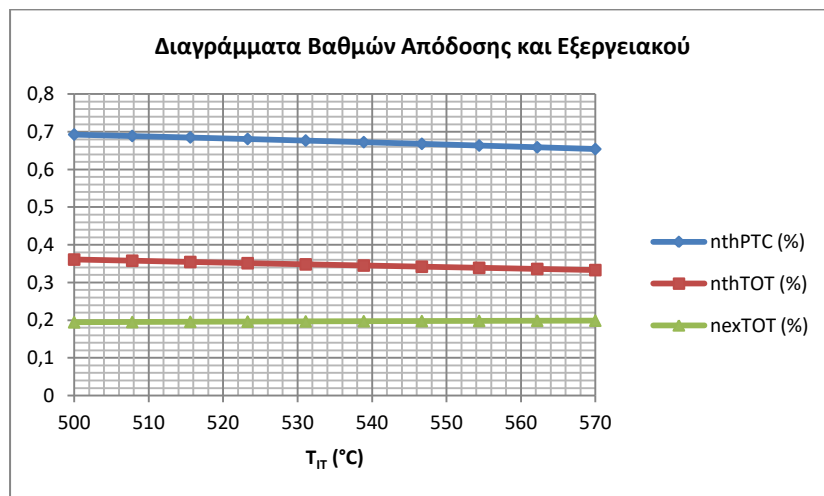
Η αύξηση της T_{IT} συνοδεύεται με αύξηση των θερμικών β.α. του Brayton, του ORC αλλά και του συνολικού ηλεκτρικού. Επίσης, συνοδεύεται με μείωση του θερμικού των συλλεκτών, όπως και προαναφέρθηκε, και του συνολικού θερμικού της εγκατάστασης (n_{TOT}). Ωστόσο, παρουσιάζεται μικρή επίδραση (αυξητική) του συνολικού εξεργειακού β.α. (n_{ex}).



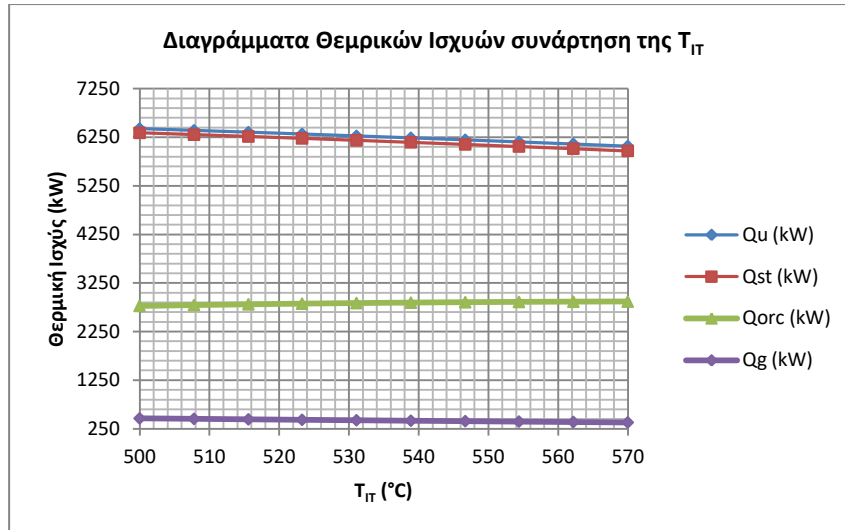
Διάγραμμα 4.3.17: Μεταβολές παραγόμενων ποσών ενέργειας ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου στον στρόβιλο του Brayton (T_{IT}).



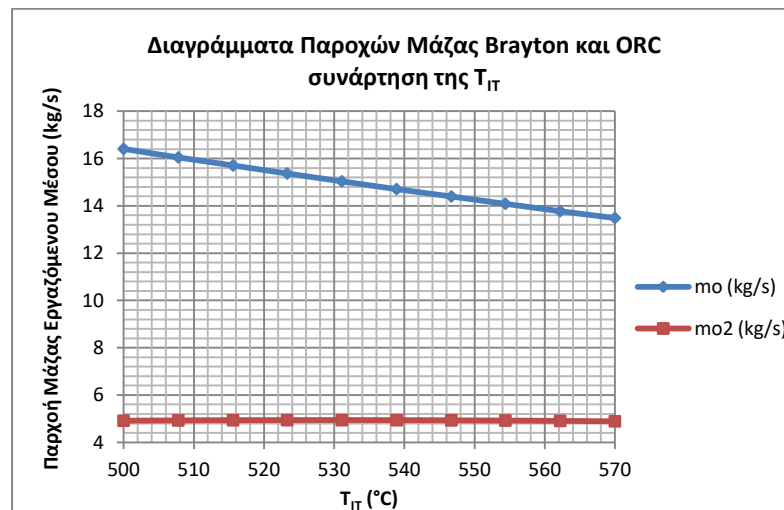
Διάγραμμα 4.3.18: Μεταβολές θερμικών β.α. του Brayton, του ORC, του συνολικού ηλεκτρικού ($n_{el(TOT)}$) και του λόγου της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου του ORC ως προς την κρίσιμη του (a).



Διάγραμμα 4.3.19: Μεταβολές θερμικών β.α. των PTC, του συνολικού της μονάδας και του συνολικού εξεργειακού.

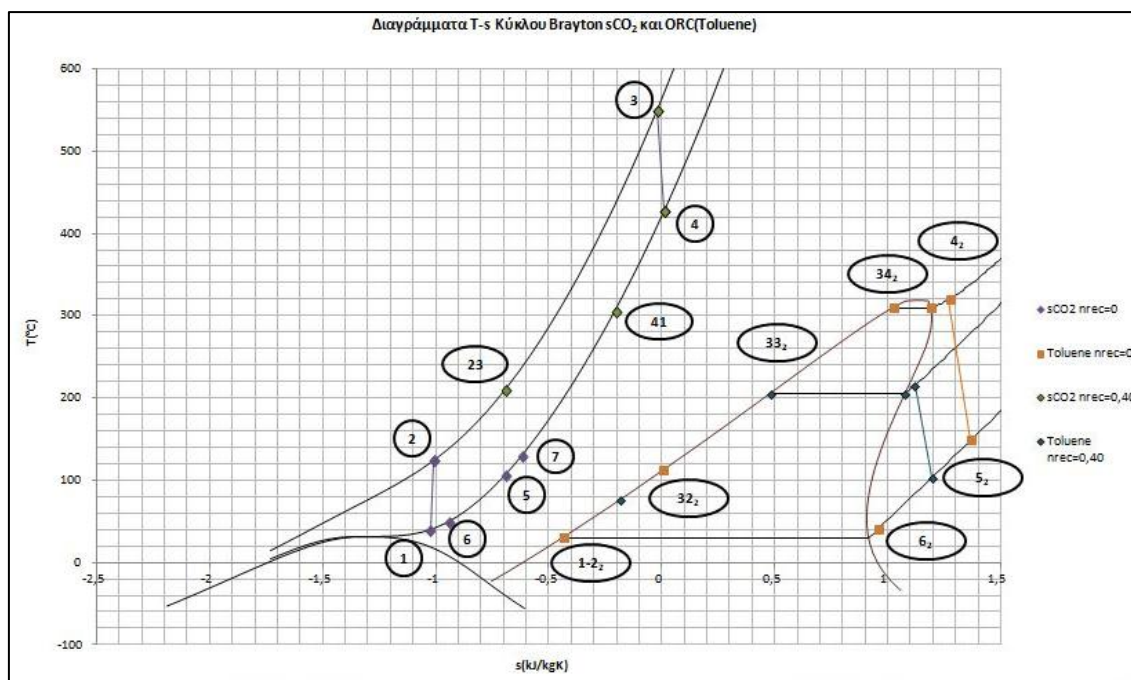


Διάγραμμα 4.3.20: Διαγράμματα των θερμικών ποσών που προσφέρονται στο δοχείο (Q_u), στον κύκλο Brayton από το δοχείο (Q_{st}), στον κύκλο ORC (Q_{ORC}) και στον ψύκτη (Q_g).



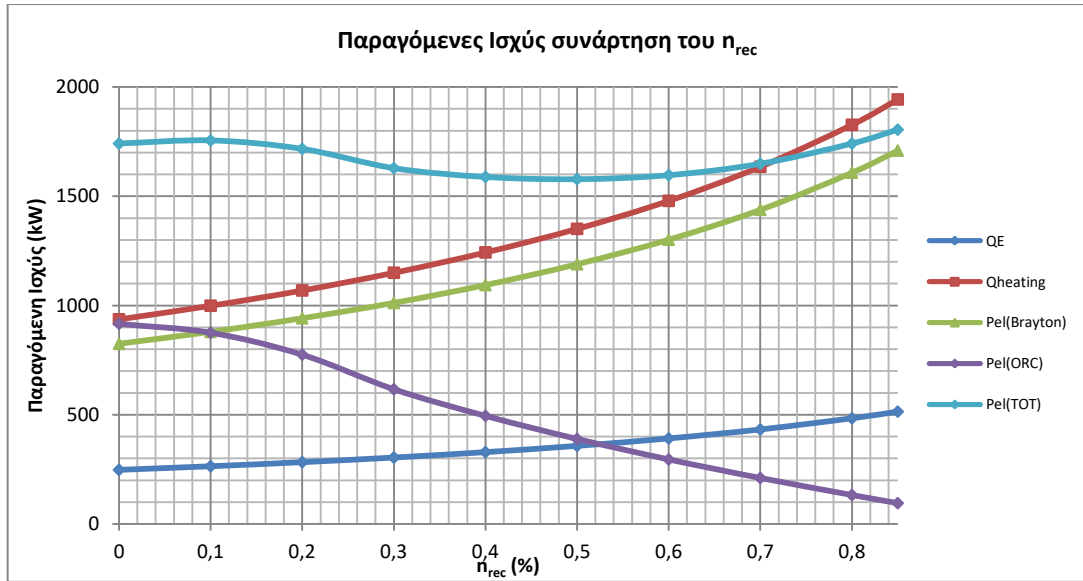
Διάγραμμα 4.3.21: Διαγράμματα των παροχών μάζας του sCO_2 (m_0) και του ORC (m_{02}).

Στα ακόλουθα Διαγράμματα 4.3.21 - 4.3.23 παρουσιάζονται οι μεταβολές παραγόμενων ισχύων και των σημαντικότερων β.α. συνάρτηση του βαθμού απόδοσης του ανακομιστή (η_{rec}). Στο Σχήμα 4.3.7 αποτυπώνεται η μεταβολή των διαγραμμάτων T-s των κύκλων sCO_2 και του ORC(Toluene) για δύο διαφορετικές τιμές του η_{rec} .

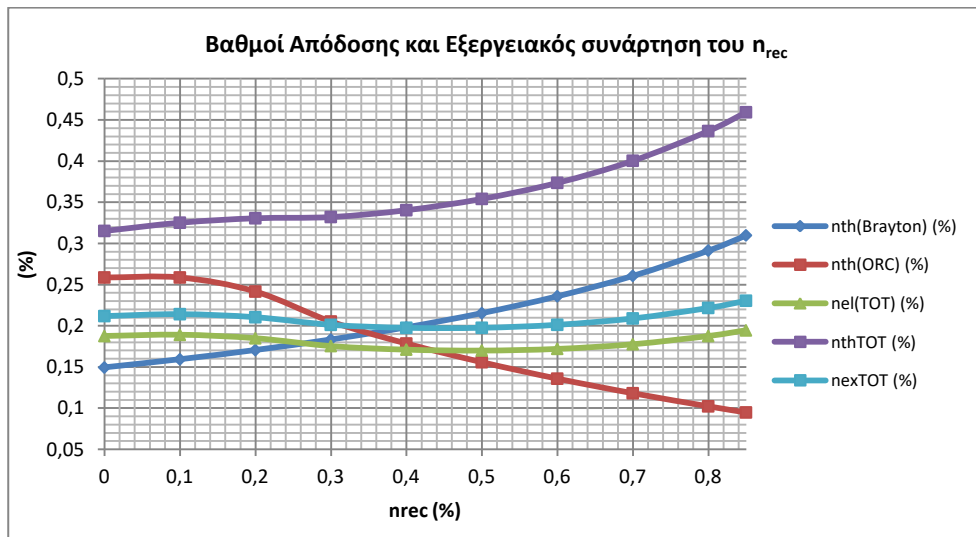


Σχήμα 4.3.7: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO₂ και του ORC(Toluene) με την μεταβολή της n_{rec} .

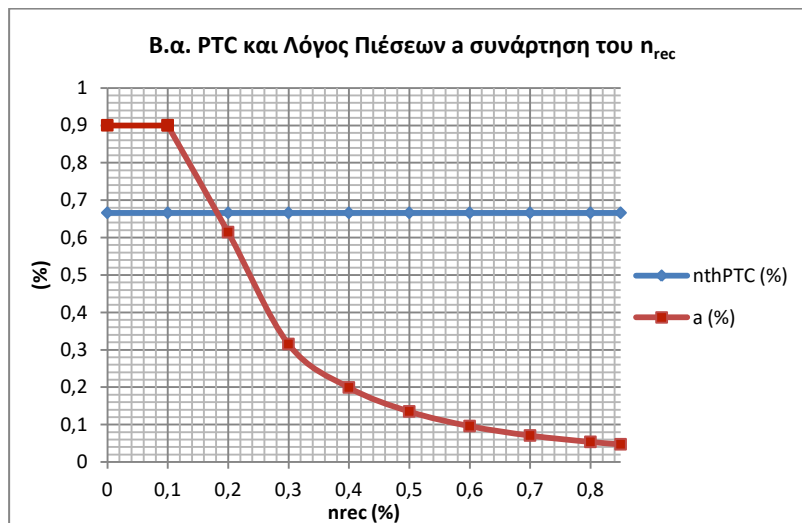
Ο ανακομιστής αποτελεί ιδιαίτερα σημαντικό στοιχείο στην παρούσα μονάδα, συγκριτικά με την προηγούμενη που η αύξηση του οδηγεί σε τετριμμένη βέλτιστη λειτουργία, γεγονός όμως που θα εξεταστεί και στο επόμενο Κεφάλαιο, καθώς η μείωση του επιτρέπει περισσότερη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τον ORC. Αρχικά, στο Διάγραμμα των ισχύων 4.3.21 παρατηρείται πως η αύξηση του β.α. του ανακομιστή δεν οδηγεί σε μονότονη μεταβολή της συνολικής ηλεκτρικής ισχύος. Συγκεκριμένα, η παραγομένη από το sCO₂ ηλεκτρική ισχύς αυξάνει μονότονα και από τον ORC μειώνεται μονότονα. Το άθροισμα τους παρουσιάζει αύξηση μέχρι περίπου για $n_{rec} \approx 0.1$, έπειτα μειώνεται έως $n_{rec} \approx 0.5$ και τέλος συνεχίζει να αυξάνει. Ο λόγος αποδίδεται στο γεγονός ότι για μικρές τιμές του n_{rec} (≤ 1) ο λόγος α διατηρεί την υψηλότερη τιμή που του αποδίδεται (0.9), μετά αρχίζει η μείωση του και άρα και η μείωση του έργου του ORC. Μέχρι και για n_{rec} 0.5 το έργο του ORC είναι συγκριτικά σημαντικό με εκείνο του Brayton, οπότε και η μείωση παρά την αύξηση του Brayton επιφέρει συνολική μείωση. Για υψηλότερους, όμως β.α. ανακομιστών ο λόγος α μειώνεται πολύ (για $n_{rec} > 0.5$ προκύπτει $\alpha < 0.13$) και συνεπώς το έργο του ORC συνεχίζει να λαμβάνει όλο και χαμηλότερες τιμές, σε αντίθεση όμως με εκείνο του Brayton που τελικά αυξάνει και το συνολικό. Επίσης, παρατηρείται όπως και στην περίπτωση της απλής μονάδας (Διαγράμματα 4.3.5) πως το ποσό θερμότητας για τηλεθέρμανση ($Q_{heating}$). Η αιτιολογία είναι η ίδια, δηλαδή η ΤΙΤ παραμένει σταθερή άρα και το ποσό θερμότητας που απορροφάται από τον Brayton, αλλά η αύξηση του n_{rec} αυξάνει την παροχή μάζας του CO₂ (m_o) καθώς μειώνεται η ειδική ενθαλπική διαφορά των θέσεων (23) και (3) (Διαγράμματα 4.3.24 και 4.3.25). Η ενθαλπική διαφορά της τηλεθέρμανση είναι μεταξύ των θέσεων (5) και (6) που μένουν ως έχουν και η αύξηση της παροχής μάζας του CO₂ προκαλεί αύξηση του ποσού αυτού θερμότητας. Ενδιαφέρον παρουσιάζει η αύξηση της παραγόμενης ψύξης με την αύξηση του n_{rec} . Το ψυκτικό αποτέλεσμα παράγεται από την απορριπτόμενη θερμότητα του CO₂ μεταξύ των θέσεων (7) και (5) που τόσο θερμοκρασιακά όσο και ενθαλπικά μένουν ανεπηρέαστες από την μεταβολή του n_{rec} . Η αύξηση της παροχής μάζας του CO₂ προκαλεί αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας και άρα του παραγόμενου ψυκτικού αποτελέσματος.



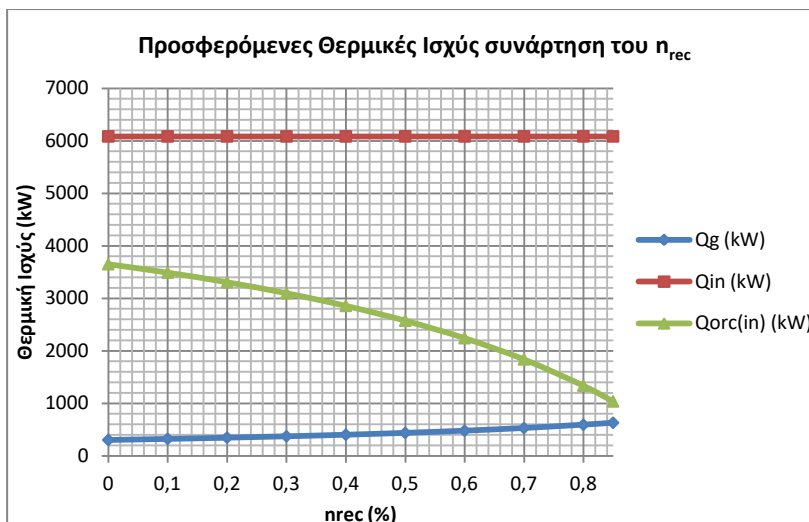
Διάγραμμα 4.3.22: Παραγόμενες ισχύς συνάρτηση του β.α. του ανακομιστή (η_{rec}).



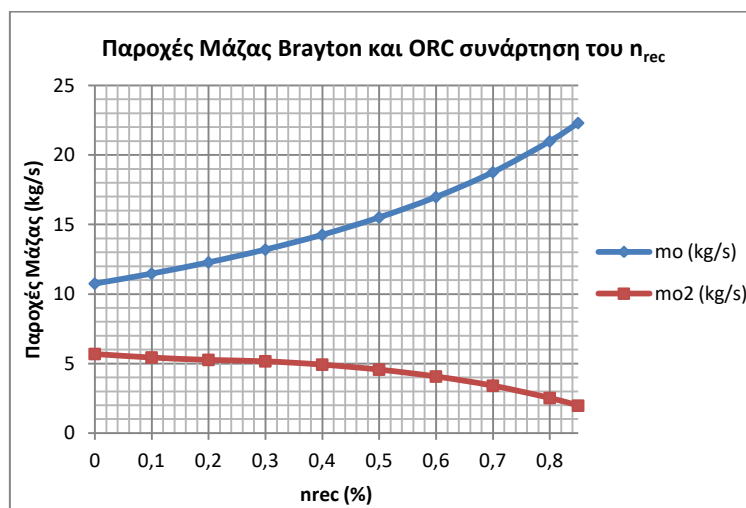
Διάγραμμα 4.3.23: Θερμικοί β.α. Brayton και ORC, συνολικός θερμικός, ηλεκτρικός και εξεργειακός.



Διάγραμμα 4.3.24: Θερμικός βαθμός απόδοσης συλλεκτών και λόγος μέγιστης πίεσης εργαζόμενου μέσω ORC προς την κρίσιμη πίεση του (a).



Διάγραμμα 4.3.25: Απορριπτόμενα ποσά θερμότητας στον κύκλο Brayton (Q_{in}), στον ORC ($Q_{orc(in)}$) και στον ψύκτη (Q_g).



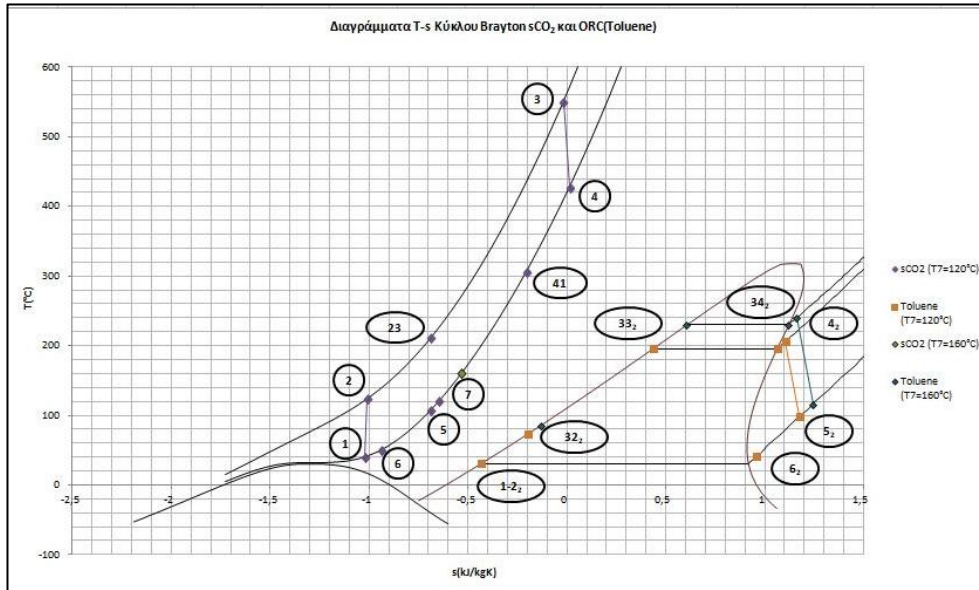
Διάγραμμα 4.3.26: Παροχές μάζας του CO_2 (m_0) και του εργαζόμενου μέσου του ORC (m_{02}).

Αναφορικά με το Διάγραμμα 4.3.22, το διάγραμμα των διάφορων βαθμών παρατηρούνται τα ακόλουθα. Αρχικά, παρατηρείται αύξηση του συνολικού ηλεκτρικού ($\eta_{el,TOT}$) και εξεργειακού βαθμού ($\eta_{ex,TOT}$). Ο συνολικός θερμικός βαθμός απόδοσης ($\eta_{th,TOT}$) αυξάνει αλλά παρουσιάζει περιοχή πλάτυνσης στο εύρος β.α. ανακομιστών 0.2-0.3. Αυτό αποδίδεται στην διατήρηση σε σχετικά σημαντικό επίπεδο της ηλεκτρικής ισχύος του ORC και του αντίστοιχου θερμικού βαθμού απόδοσης ORC ($\eta_{el,ORC}$) για αυτή την περιοχή τιμών η_{rec} . Ο θερμικός βαθμός απόδοσης Brayton παρουσιάζει αύξηση, όπως και ήταν το αναμενόμενο, και ο θερμικός β.α. ORC μειώνεται λόγω της μείωσης της μέγιστης πίεσης και άρα του a . Η μείωση της μέγιστης πίεσης του ORC επιφέρει και μείωση της μέγιστης θερμοκρασίας και άρα και μικρότερο θερμικό β.α. Το συμπέρασμα που προκύπτει αναφορικά με τον η_{rec} είναι πως η τιμή δεν δύναται να επιλεγεί ακόμη και για τον λόγο αυτό θα αποτελέσει παράμετρο προς βελτιστοποίηση. Παρουσιάστηκαν ικανοποιητικοί εξεργειακοί και θερμικοί βαθμοί, όπως και συνολική ηλεκτρική ισχύς για χαμηλές τιμές του η_{rec} και κρίνεται αναγκαίο να αξιολογηθούν και οικονομικά πέραν της σύγκρισης και με άλλα εργαζόμενα μέσα.

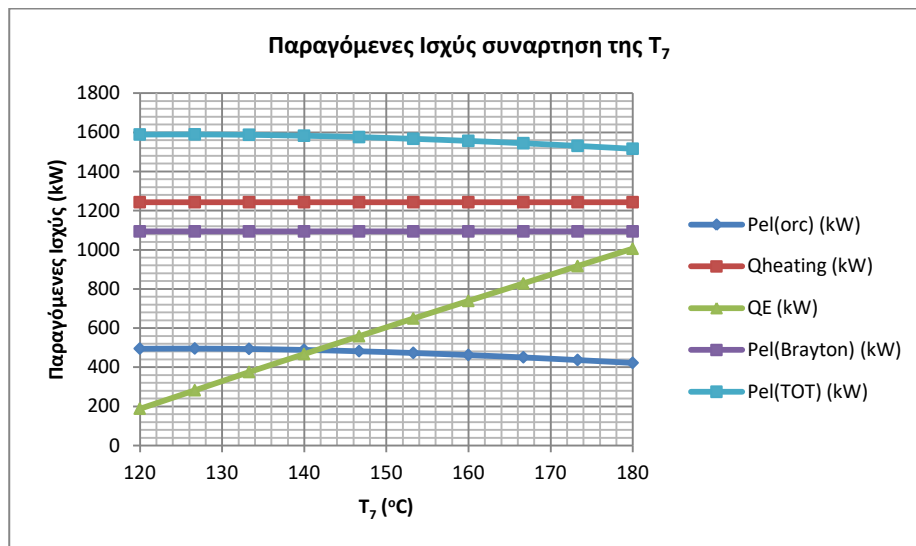
Ακολουθούν τα αποτελέσματα (Διαγράμματα 4.3.26 - 4.3.30) που διεξάχθηκαν για την μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του CO_2 από τον εναλλάκτη απόρριψης θερμότητας στον κύκλο ORC (T_7).



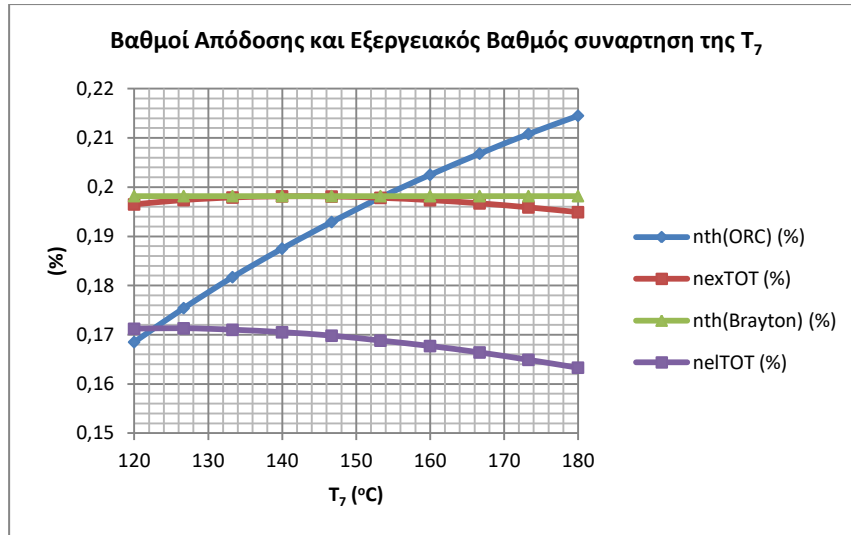
Στο Σχήμα 4.3.8 παρουσιάζεται η μεταβολή των διαγραμμάτων T-s κατά την μεταβολή της θερμοκρασίας T_7 , για δύο τιμές αυτής.



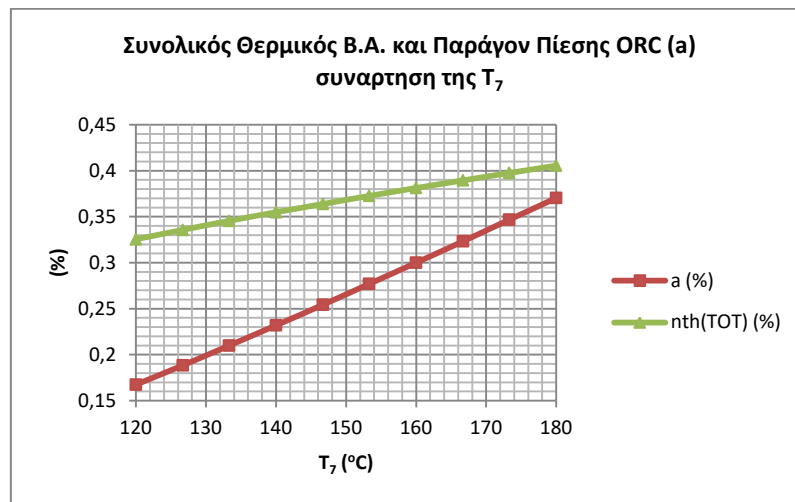
Σχήμα 4.3.8: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO_2 και του ORC(Toluene) με την μεταβολή της T_7 .



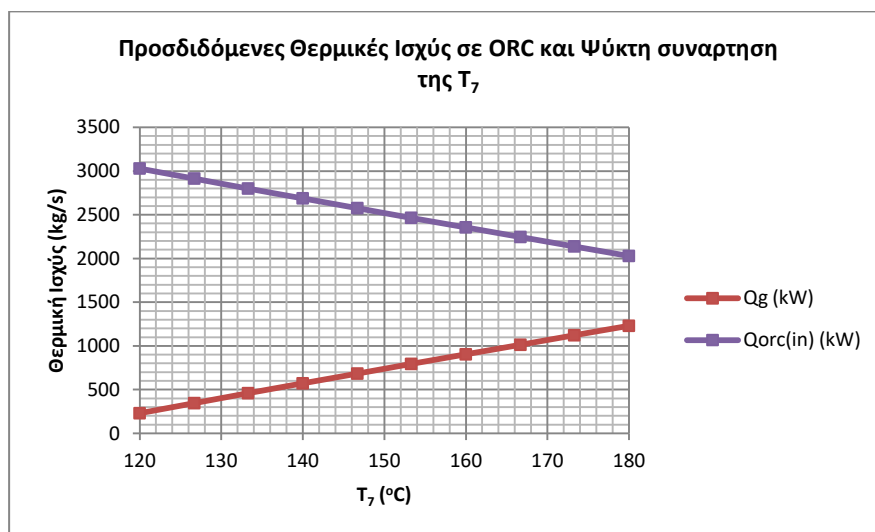
Διάγραμμα 4.3.27: Παραγόμενες ισχύς της μονάδας ως συνάρτηση της θερμοκρασίας T_7 .



Διάγραμμα 4.3.28: Θερμικοί βαθμοί απόδοσης κύκλων Brayton και ORC, συνολικός ηλεκτρικός (η_{elTOT}) και συνολικός εξεργειακός (η_{exTOT}).



Διάγραμμα 4.3.29: Ο συνολικός θερμικός β.α. ($\eta_{th,TOT}$) και ο λόγος της μέγιστης πίεσης του εργαζόμενου μέσου του ORC προς την κρίσιμη του (a) συνάρτηση της T_7 .

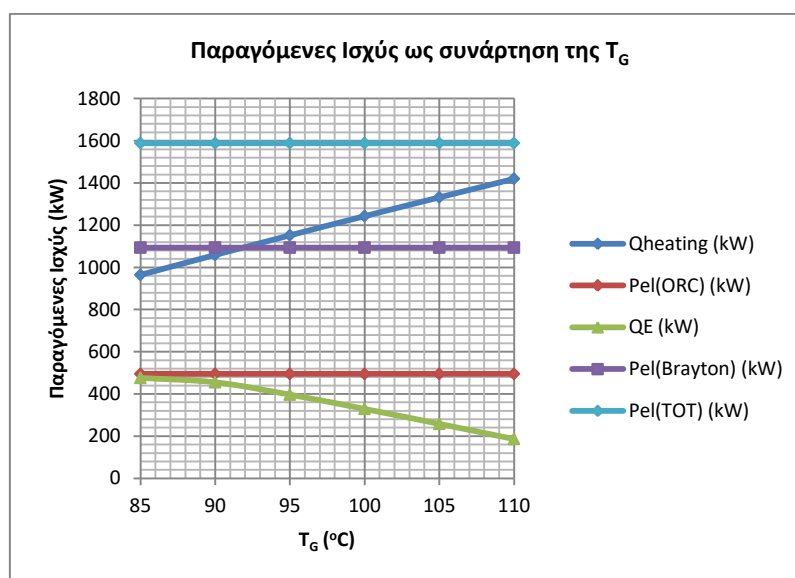


Διάγραμμα 4.3.30: Προσδιδόμενες θερμικές ισχύς στον κύκλο ORC ($Q_{ORC(in)}$) και στον ψύκτη της εγκατάστασης (Q_g).

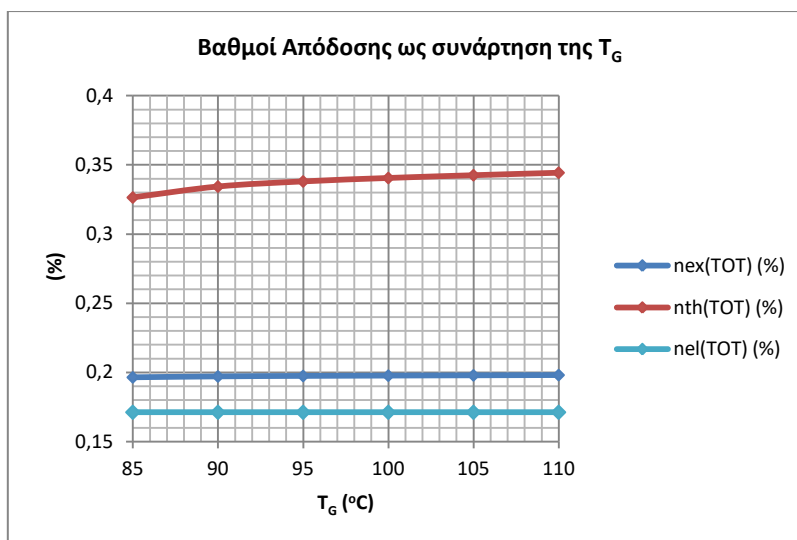


Όπως διακρίνεται και από το διάγραμμα των παραγόμενων ισχύων (Διάγραμμα 4.3.26) η αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του CO₂ από τον εναλλάκτη πρόσδοσης θερμότητας στον ORC (T₇) προκαλεί μείωση της ηλεκτρικής ισχύος που αυτός παράγει (Pel_{ORC}) και συγχρόνως της συνολικής (Pel_{TOT}). Από άποψη βαθμών απόδοσης ο θερμικός β.α. του ORC αυξάνει (η_{th(ORC)}), όμως ο συνολικός εξεργειακός και ηλεκτρικός μειώνονται. Η αύξηση του η_{th,ORC} είναι ταυτόσημη με την αύξηση του παράγοντα πίεσης του ORC (α), όπως διακρίνεται και από το Διάγραμμα 4.3.28. Η μείωση της ηλεκτρικής ισχύος του ORC, πέραν της αύξησης του βαθμού απόδοσης του, ευθύνεται στην μείωση της προσφερόμενης θερμικής ισχύος από το CO₂ (Διάγραμμα 4.3.29). Επιπλέον αποτέλεσμα της μείωσης αυτής είναι η αύξηση της προσφερόμενης θερμότητας στον ψύκτη (Q_g) και συνάμα η αύξηση του ψυκτικού αποτελέσματος (Q_E). Ενδιαφέρον, παρουσιάζει η αύξηση του συνολικού θερμικού βαθμού απόδοσης (η_{th(TOT)}) που αποδίδεται στην αύξηση της ψυκτικής ισχύος. Η θερμοκρασία T₇ λήφθηκε μετέπειτα ως παράμετρο βελτιστοποίησης, όπως και ο παράγων α, με σκοπό την εξασφάλιση μέγιστης ηλεκτρικής απόδοσης του κύκλου ORC και άρα και της συνολικής. Ο λόγος που δεν λήφθηκε σταθερή και ίση με την ελάχιστη είναι για μην υπάρξει πρόβλημα αναφορικά με τις ελάχιστες θερμοκρασίες του εναλλάκτη (rich point – PP).

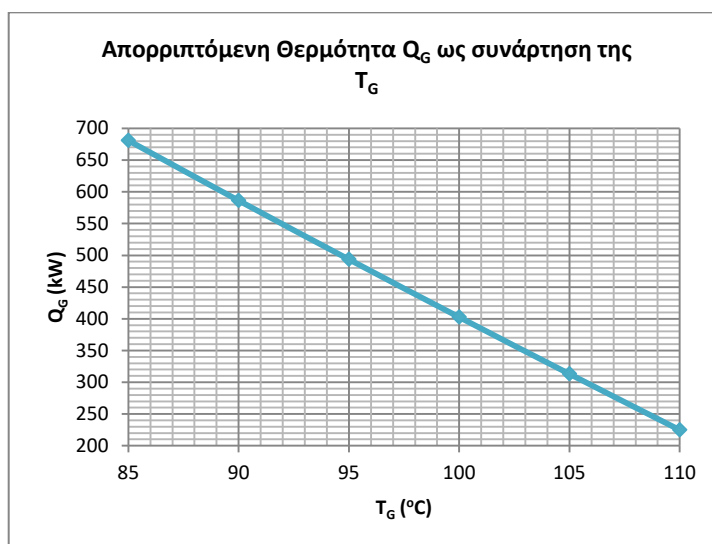
Η ανάλυση ευαισθησίας ως προς την θερμοκρασία ατμογεννήτριας (T_G) αποσκοπεί στην διερεύνηση που επιφέρει η μεταβολή αυτής, που συνεπάγεται μεταβολή του ψυκτικού αποτελέσματος και της θερμότητας τηλεθέρμανσης. Τα διαγράμματα των αποτελεσμάτων παρουσιάζονται παρακάτω. Όπως και διαπιστώθηκε είδη από την Ενότητα 4.3.1 (Διαγράμματα 4.3.9 και 4.3.10) η μεταβολή της T_G, άρα και της θερμοκρασίας της θέσης (5), δεν επιδρά στην ηλεκτρική ισχύ τόσο του κύκλου Brayton, όσο και του ORC. Η επίδραση της απεικονίζεται στις θερμικές ισχύς ψύξης (Q_E) και τηλεθέρμανσης (Q_{heating}). Η αύξηση της T_G οδηγεί σε μείωση της ψυκτικής ισχύος, καθώς μειώνεται η απορριπτόμενη στον ψύκτη θερμότητα (Q_G – Διάγραμμα 4.3.32) και σε αύξηση της θερμότητας τηλεθέρμανσης. Επιπλέον, οδηγεί σε αύξηση του συνολικού θερμικού βαθμού απόδοσης (η_{th,TOT}) και του συνολικού εξεργειακού (η_{ex,TOT}). Η θερμοκρασία αυτή τόσο για την απλή μονάδα, όσο και για την παρούσα λήφθηκε κατά την βελτιστοποίηση, την δυναμική και οικονομοτεχνική ανάλυση ίση και σταθερή στους 100°C που αποτελούν τυπική θερμοκρασία ατμογέννησης και δεν αποτέλεσε παράμετρο βελτιστοποίησης.



Διάγραμμα 4.3.31: Παραγόμενες ισχύς συνάρτηση της θερμοκρασίας ατμογεννήτριας (T_G).

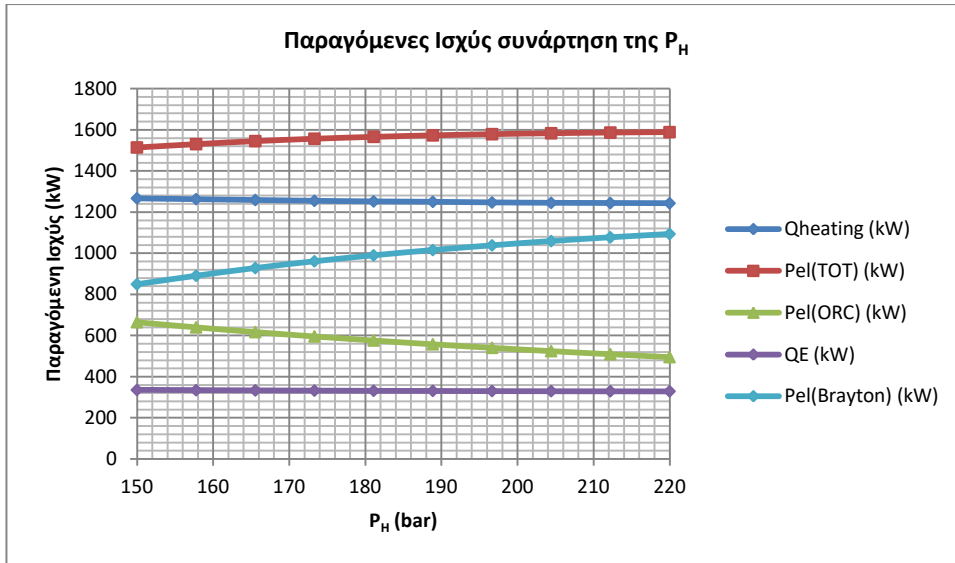


Διάγραμμα 4.3.32: Ο συνολικός ηλεκτρικός, θερμικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης.

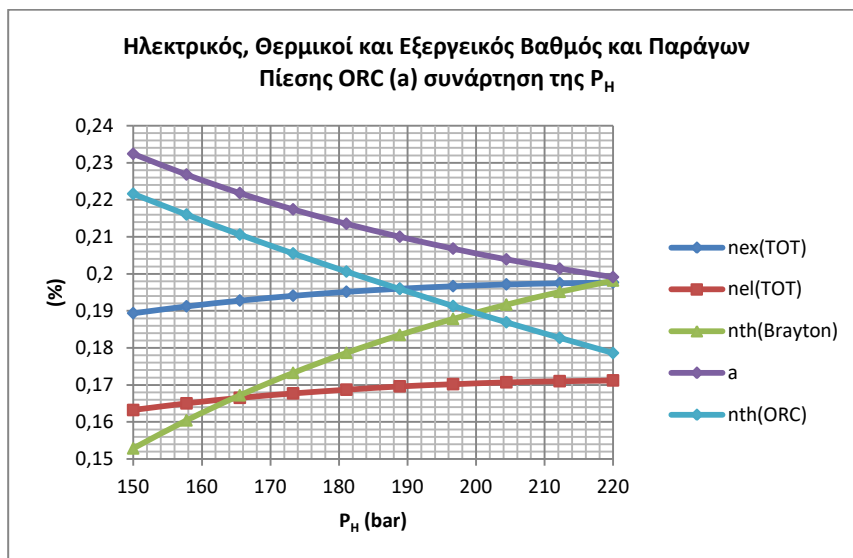


Διάγραμμα 4.3.33: Η απορριπτόμενη θερμότητα από το sCO_2 στον ψύκτη με απορρόφηση (Q_G).

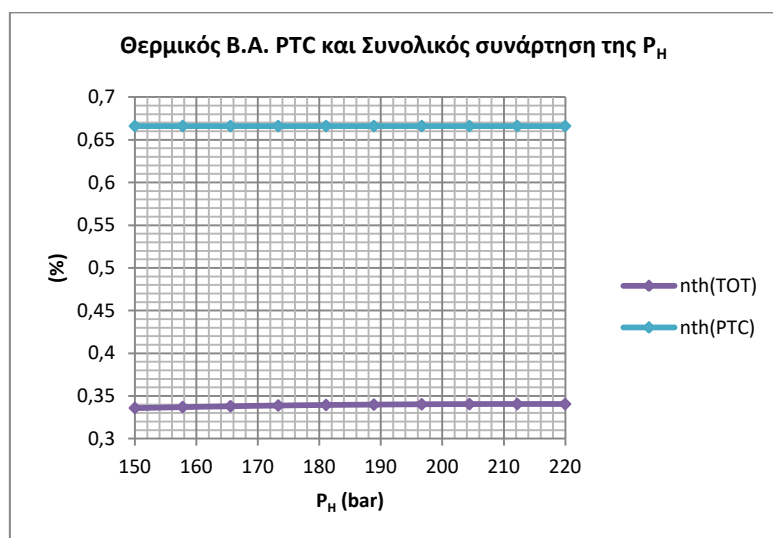
Τέλος, παρουσιάζεται η ανάλυση ευαισθησίας για τις πιέσεις του κύκλου Brayton, την μέγιστη (P_H) και ελάχιστη (P_L). Αρχικά, θεωρώντας παράμετρο μεταβολής την P_H τα διαγράμματα των αποτελεσμάτων είναι τα ακόλουθα. Στο Διάγραμμα 4.3.33 παρατηρείται πως η αύξηση της μέγιστης πίεσης προκαλεί αύξηση της ηλεκτρικής ισχύος του Brayton, αλλά μείωση του ORC, ενώ η συνολική ηλεκτρική ισχύς αυξάνει. Η θερμότητα τηλεθέρμανσης και το παραγόμενο ψυκτικό αποτέλεσμα δεν παρουσιάζουν ιδιαίτερα σημαντική μεταβολή παρά κάποια μικρή μείωση, γεγονός που αποδίδεται στην μείωση της παροχής μάζας του CO_2 (Διάγραμμα 4.3.37). Η αύξηση της P_H με την ταυτόχρονη διατήρηση της ΤΙΤ σταθερή διατηρεί όπως φαίνεται και από το Διάγραμμα 4.3.36 την θερμότητα πρόσδοσης στον Brayton (Q_{in}) σταθερή αλλά και αυξάνει την ενθαλπική διαφορά μεταξύ των θέσεων (23) και (3) ($h_3-h_{23}=Q_{in}/m_o$) οπότε και μειώνεται η παροχή μάζας του CO_2 και άρα και τα ποσά $Q_{heating}$ και Q_E . Η αύξηση της P_H οδηγεί σε αύξηση του συνολικού ηλεκτρικού, εξεργειακού και θερμικού β.α. αλλά και του θερμικού του κύκλου Brayton. Ωστόσο, προκαλεί μείωση του θερμικού β.α. του ORC, του παράγοντα α αλλά και την απορριπτόμενη θερμότητα στον ORC.



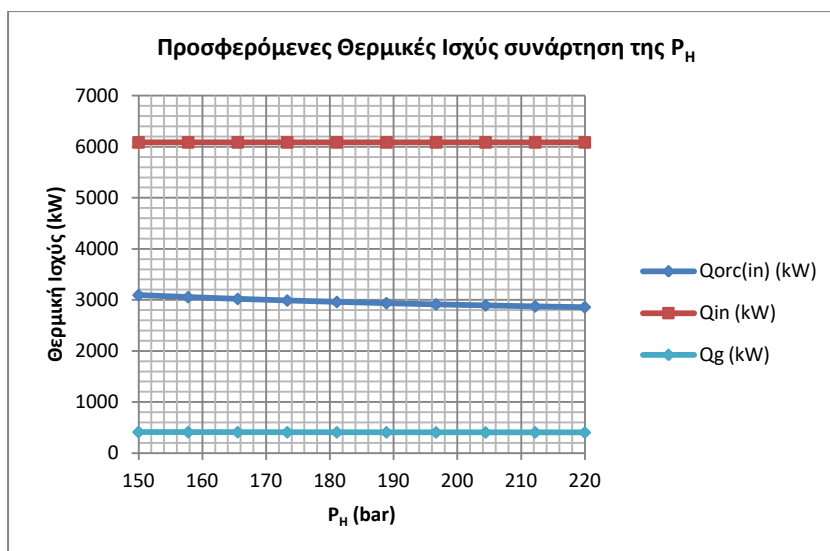
Διάγραμμα 4.3.34: Παραγόμενες ισχύς συνάρτηση της μέγιστης πίεσης P_H .



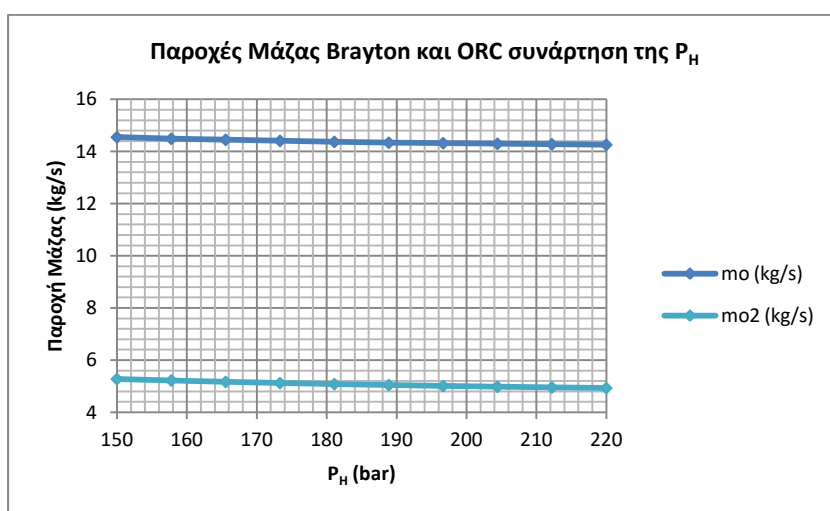
Διάγραμμα 4.3.35: Ο συνολικός ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης ($\eta_{el}(TOT)$), ο θερμικός του Brayton ($\eta_{th}(Brayton)$), του ORC ($\eta_{th}(ORC)$), ο συνολικός εξεργειακός ($\eta_{ex}(TOT)$) και ο παράγων πίεσης του ORC (a).



Διάγραμμα 4.3.36: Ο θερμικός βαθμός απόδοσης των συλλεκτών ($\eta_{th}(PTC)$) και ο συνολικός θερμικός ($\eta_{th}(TOT)$).



Διάγραμμα 4.3.37: Οι προσφερόμενες θερμικές ισχύς στον Brayton (Q_{in}), στον ORC ($Q_{ORC(in)}$) και στον ψύκτη (Q_g).



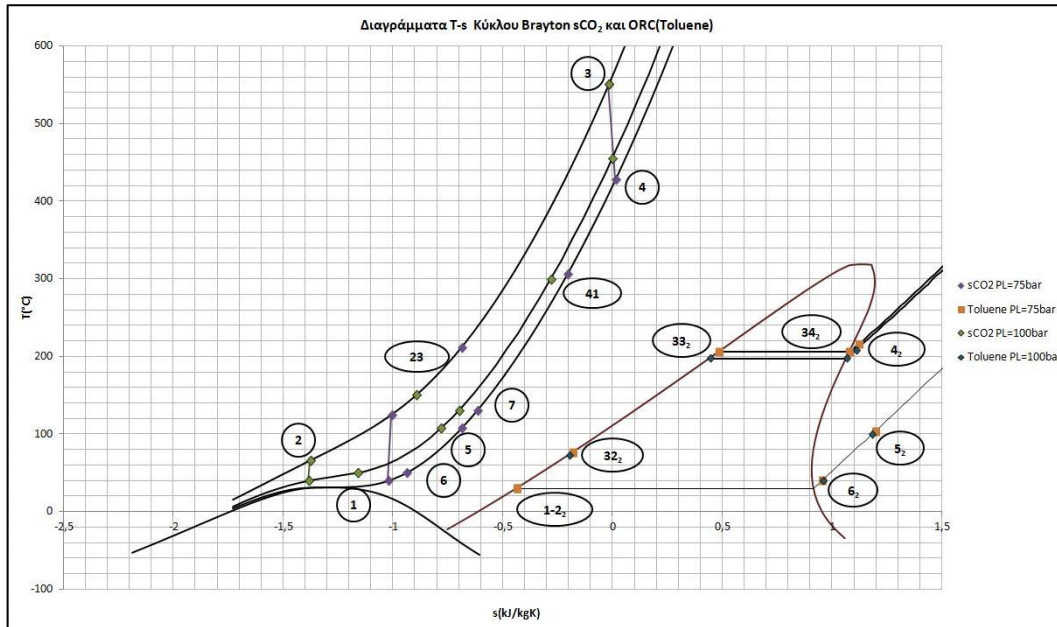
Διάγραμμα 4.3.38: Παροχή μάζας του CO_2 (m_o) και του εργαζόμενου μέσου του ORC (m_{o2}).

Η P_H λόγω της επίδρασης που παρουσιάζει στον συνολικό θερμικό, ηλεκτρικό και εξεργειακό β.α. επιλέχθηκε τόσο στην μονάδα αυτή όσο και στην προηγούμενη σταθερή και ίση με την μέγιστη, δηλαδή τα 220 bar και δεν αποτέλεσε παράμετρο βελτιστοποίησης.

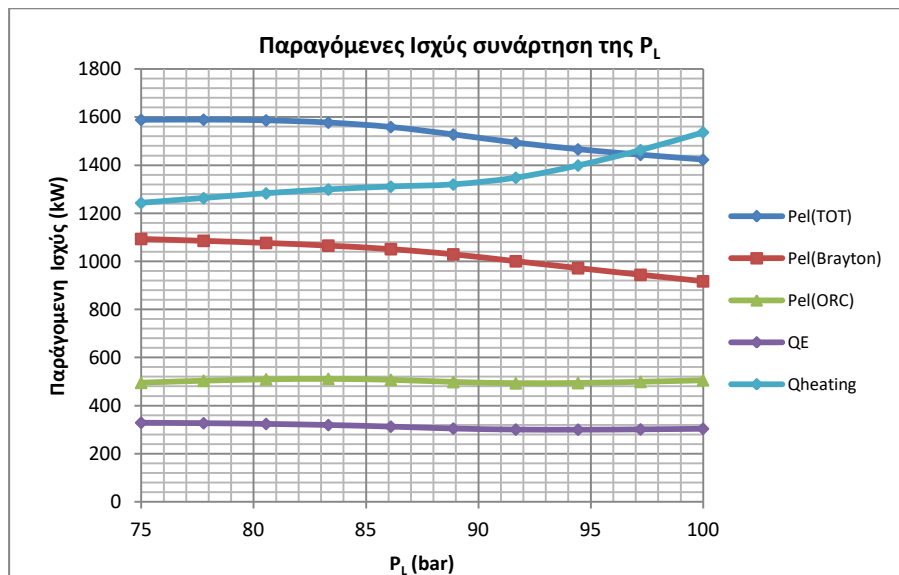
Τέλος, η ανάλυση ευαισθησίας της χαμηλής πίεσης P_L του Brayton κρίνεται ιδιαίτερης προσοχής για την μονάδα αυτή, καθώς η αύξηση της συνεπάγεται και υψηλότερες θερμοκρασίες λειτουργίας του κύκλου ORC, άρα και αύξηση του θερμικού β.α. και της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Ωστόσο, η αύξηση της P_L επιφέρει μείωση του θερμικού β.α. του Brayton και του παραγόμενου ηλεκτρικού έργου αυτού. Στο Σχήμα 4.3.9 παρατίθενται τα διαγράμματα T-s (με βάση τα αποτελέσματα) για δύο τιμές πιέσεων P_L . Τα αποτελέσματα της μεταβολής της P_L παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 4.3.39-4.3.43. Αρχικά, παρατηρείται όπως και στην προηγούμενη μονάδα πως η αύξηση της P_L οδηγεί σε μείωση της ηλεκτρικής ενέργειας του Brayton και του θερμικού βαθμού απόδοσης αυτού. Μάλιστα, παρατηρείται πως η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από τον ORC δεν παρουσιάζει μεγάλες μεταβολές. Ο παράγων πίεσης a παρουσιάζει μείωση με την αύξηση της P_L γεγονός που προς το παρόν αποδίδεται στην μορφολογία της καμπύλης T-s του χρησιμοποιούμενου εργαζόμενου μέσου (τολουενίου-toluene) έτσι ώστε να ικανοποιούνται οι περιορισμοί των ελάχιστων θερμοκρασιακών



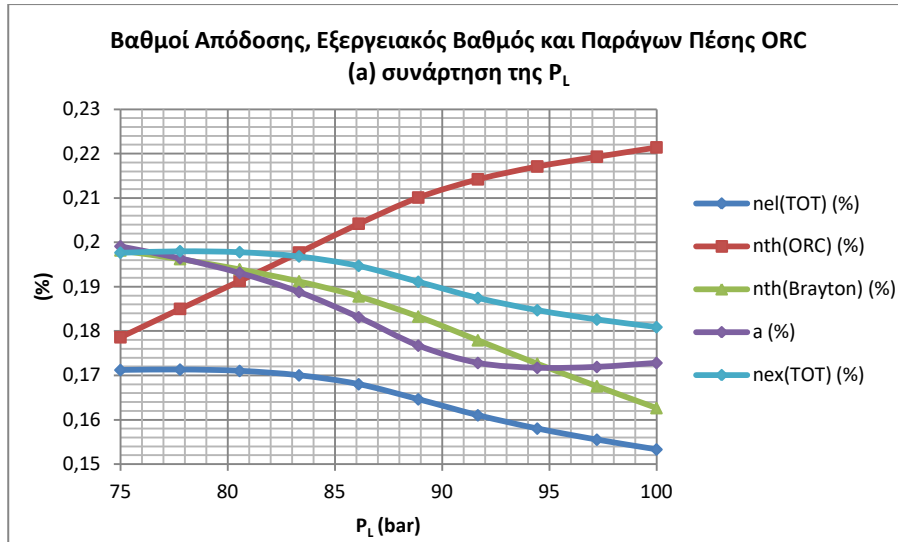
διαφορών του εναλλάκτη συναλλαγής θερμότητας με το CO₂. Παρατηρείται και μείωση της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος στον ORC ($Q_{ORC(in)}$). Η θερμική ισχύς προς τηλεθέρμανση ($Q_{heating}$) παρουσιάζει αύξηση ενώ η ψυκτική ισχύς (Q_E) δεν παρουσιάζει ιδιαίτερη μεταβολή. Τέλος, όλοι οι βαθμοί απόδοσης πλην του $\eta_{th,ORC}$ παρουσιάζουν μείωση. Το συμπέρασμα που διεξάγεται είναι πως για τον παράγον της ελάχιστης πίεσης δεν δύναται να δοθεί άμεσα βέλτιστη τιμή με σκοπό την μέγιστη ηλεκτροπαραγωγή, οπότε θα αποτελέσει παράμετρο βελτιστοποίησης.



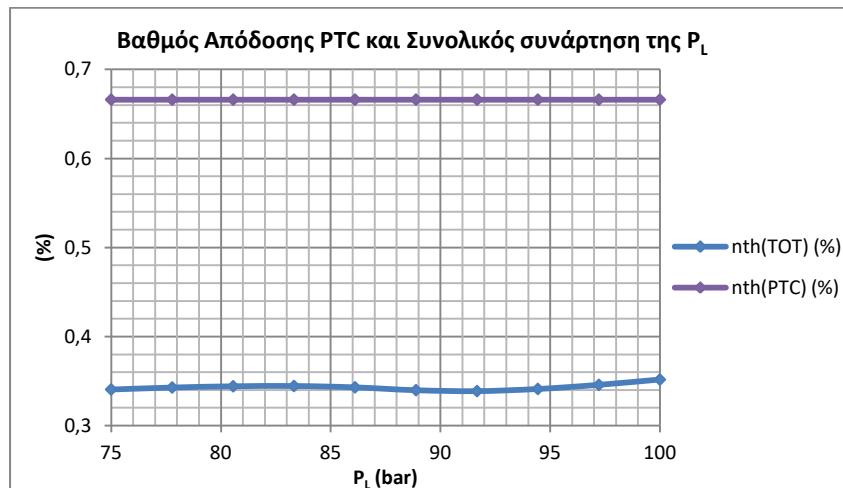
Σχήμα 4.3.8: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO₂ και του ORC(Toluene) με την μεταβολή της P_L.



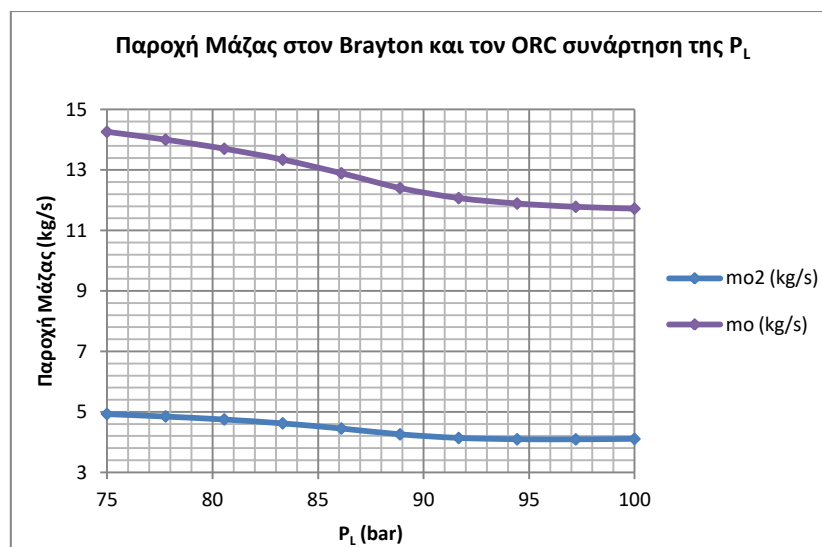
Διάγραμμα 4.3.39: Παραγόμενες ηλεκτρικές ισχύς από τον Brayton ($P_{el(Brayton)}$), από τον ORC ($P_{el(ORC)}$) και συνολική ($P_{el(TOT)}$), ψυκτική ισχύς (Q_E) και θερμική ισχύς ($Q_{heating}$).



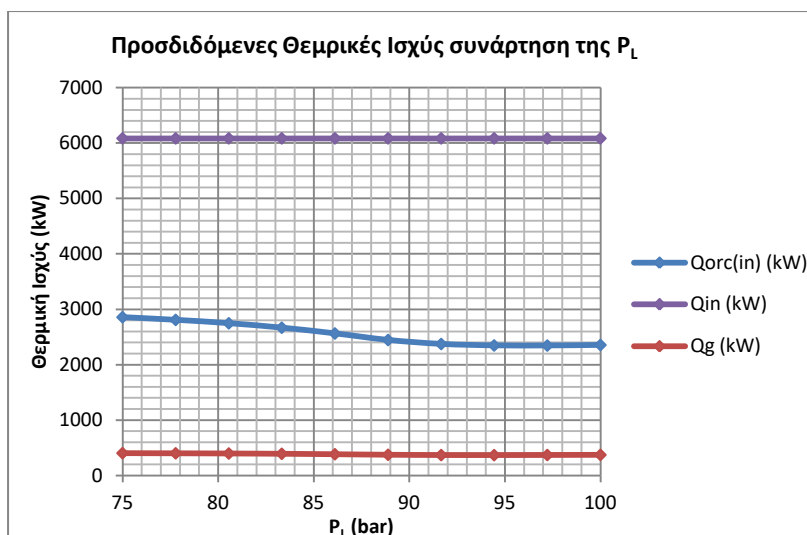
Διάγραμμα 4.3.40: Θερμικοί β.α. Brayton ($n_{th(Brayton)}$) και ORC ($n_{th(ORC)}$), συνολικός ηλεκτρικός ($n_{el(TOT)}$) και εξεργειακός βαθμός απόδοσης ($n_{ex(TOT)}$) και παράγων πίεσης ORC (a).



Διάγραμμα 4.3.41: Θερμικός βαθμός απόδοσης PTC ($n_{th(PTC)}$) και συνολικός μονάδας ($n_{th(TOT)}$).



Διάγραμμα 4.3.42: Παροχή μάζας sCO_2 (m_o) και στον ORC (m_{o2}).



Διαγράμματα 4.3.43: Προσδιδόμενες θερμικές ισχύς στον κύκλο Brayton (Q_{in}), στον ORC ($Q_{ORC(in)}$) και στον ψύκτη με απορρόφηση (Q_g).

4.4: Παρατηρήσεις και Συμπεράσματα

Επόμενο της ολοκλήρωσης της ανάλυσης ευαισθησίας για τις διάφορες παραμέτρους των δύο μονάδων (Σχήματα 4.3.1 και 4.3.2) είναι η διεξαγωγή συμπερασμάτων ώστε να αξιοποιηθούν γενικότερα για την γνώση της λειτουργίας τους αλλά και ειδικότερα για την βελτιστοποίησή τους με στόχο κατά κύριο λόγο την μέγιστη ηλεκτροπαραγωγή και με ικανοποιητικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Αναφορικά με την πρώτη μονάδα παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα (Πίνακας 4.4.1) οι μεταβλητές σχεδιασμού αυτής με τα συμπεράσματα που διεξήχθησαν για την κάθε μία, ενώ για την μονάδα στην οποία χρησιμοποιήθηκε κύκλος ORC και συγκεκριμένα τολουενίου παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.4.2.

Πίνακας 4.4.1: Συμπεράσματα ανάλυσης ευαισθησίας για τις παραμέτρους σχεδιασμού της μονάδας με τον sCO_2 Brayton, τον ψύκτη με απορρόφηση $LiBr-H_2O$ και την τηλεθέρμανση.

| Παράμετρος Σχεδιασμού | Εύρος Τιμών | Τελική Τιμή | Παρατηρήσεις και Συμπεράσματα |
|-----------------------|---------------|----------------------------|--|
| T_{IT} | 500°C-570°C | Παράμετρος Βελτιστοποίησης | Η μέγιστη θερμοκρασία εισαγωγής στον στρόβιλο (T_{IT}) παρατηρήθηκε πως δεν επιδρά ιδιαίτερα στον συνολικό ηλεκτρικό και εξεργειακό, αντίθετα όμως μειώνει τον θερμικό των PTC και τον συνολικό θερμικό. |
| n_{rec} | 0.50-0.85 | Παράμετρος Βελτιστοποίησης | Η επίδραση του n_{rec} στην βελτίωση του συνολικού ηλεκτρικού και εξεργειακού β.α. είναι εμφανής, όμως επιλέχθηκε ως παράμετρος βελτιστοποίησης με σκοπό την σύγκριση με άλλες βέλτιστες λύσεις χαμηλών β.α. ανακομιστή. |
| T_g | 90°C-130°C | 100 °C | Η θερμοκρασία της ατμογεννήτριας έχει επίδραση στην ψυκτική ισχύ (Q_E) και την θερμική ($Q_{heating}$). Η αύξηση της επιφέρει βελτίωση του συνολικού θερμικού β.α. και του εξεργειακού με μικρή επίδραση στον τελευταίο. Παρόλα αυτά δεν επιλέχθηκε ως παράμετρος βελτιστοποίησης και της δόθηκε μία τυπική τιμή και σταθερή (100°C). |
| P_H | 150bar-220bar | 220bar | Η αύξηση της μέγιστης πίεσης του Brayton έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του ηλεκτρικού, του συνολικού θερμικού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Επέφερε μόνο την μείωση της θερμότητας για τηλεθέρμανση ($Q_{heating}$), διατηρώντας την όμως σε ικανοποιητικά υψηλά επίπεδα. Έτσι επιλέχθηκε η μέγιστη δυνατή τιμή που εξετάστηκε και διατηρήθηκε. |
| P_L | 75bar-100bar | 75bar | Η αύξηση της ελάχιστης πίεσης του Brayton έχει ως αποτέλεσμα την μείωση του ηλεκτρικού και συνολικού βαθμού απόδοσης και την λήψη χαμηλότερης τιμής από τον συνολικό θερμικό σε σύγκριση με την ελάχιστη τιμή αυτής. Οπότε η τιμή που επιλέχθηκε για την P_L είναι και η ελάχιστη προβλεπόμενη από το εύρος δοκιμών και διατηρήθηκε σταθερή. |



Πίνακας 4.4.2: Συμπεράσματα ανάλυσης ευαισθησίας για τις παραμέτρους σχεδιασμού της μονάδας με τον sCO_2 Brayton, τον ORC τολουενίου (toluene), τον ψύκτη με απορρόφηση LiBr-H₂O και την τηλεθέρμανση.

| Παράμετρος Σχεδιασμού | Εύρος Τιμών | Τελική Τιμή | Παρατηρήσεις και Συμπεράσματα |
|-----------------------|---------------|----------------------------|---|
| T_{IT} | 500°C-570°C | Παράμετρος Βελτιστοποίησης | Η μέγιστη θερμοκρασία εισαγωγής στον στρόβιλο (T_{IT}) παρατηρήθηκε πως επιδρά ελαφρώς αυξητικά στον συνολικό ηλεκτρικό και εξεργειακό, αντίθετα όμως μειώνει τον θερμικό των PTC και τον συνολικό. |
| η_{rec} | 0.50-0.85 | Παράμετρος Βελτιστοποίησης | Η επίδραση του η_{rec} στην βελτίωση του συνολικού ηλεκτρικού και εξεργειακού β.α. είναι εμφανής, όμως επιλέχθηκε ως παράμετρος βελτιστοποίησης με σκοπό την σύγκριση με άλλες βέλτιστες λύσεις χαμηλών β.α. ανακομιστή. |
| T_7 | 120°C-180°C | Παράμετρος Βελτιστοποίησης | Η θερμοκρασία T_7 καθορίζει το ποσό απόρριψης θερμότητας στον ORC αλλά και το διάγραμμα Q-T του εναλλάκτη. Η μονότονη αύξηση της οδήγησε (για τις συνθήκες των δοκιμών) σε μείωση της συνολικής ηλ. ενέργειας αλλά όχι σε μονότονη αύξηση του εξεργειακού βαθμού. Τέθηκε παράμετρος βελτιστοποίησης. |
| a | 0.0-0.90 | Παράμετρος Βελτιστοποίησης | Ο συντελεστής πίεσης του ORC αποτελεί παράμετρο βελτιστοποίησης με σκοπό την παραγωγή μέγιστης ηλεκτρικής ενέργειας από το ORC για δεδομένη καμπύλη πρόσδοσης θερμότητας από το CO ₂ . |
| T_g | 85°C-110°C | 100 °C | Η θερμοκρασία της ατμογεννήτριας έχει επίδραση στην ψυκτική ισχύ (Q_E), την θερμική ($Q_{heating}$). Η αύξηση της επιφέρει βελτίωση του συνολικού θερμικού β.α. και του εξεργειακού με μικρή επίδραση στον τελευταίο. Παρόλα αυτά δεν επιλέχθηκε ως παράμετρος βελτιστοποίησης και της δόθηκε μία τυπική τιμή και σταθερή (100°C) |
| P_H | 150bar-220bar | 220bar | Η αύξηση της μέγιστης πίεσης του Brayton έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της συνολικής ηλεκτρικής ενέργειας. Παρουσιάζει μικρότερη επίδραση στην $Q_{heating}$ και Q_E , αλλά επιδρά αρνητικά στην P_{ORC} . Παρόλα αυτά λήφθηκε η μέγιστη τιμή της. |
| P_L | 75bar-100bar | 75bar | Η αύξηση της P_L έχει ως αποτέλεσμα την χειρότερη ηλεκτρική και εξεργειακή απόδοση με μόνη βελτίωση την συνολική θερμική αξιοποίηση (για τις συνθήκες δοκιμών). Για τον λόγο αυτό λήφθηκε η ελάχιστη τιμή της αλλά πραγματοποιήθηκε και σχετική βελτιστοποίηση. |

4.5: Βιβλιογραφικές Αναφορές.

- [4.1] Bellos E., Tzivanidis C. "Parametric investigation of supercritical carbon dioxide utilization in parabolic trough collectors", Applied Thermal Engineering (2017), 127: 736-737.
- [4.2] Yoonhan Ahn, Seong Jun Bae, Minsrok Kim, Seong Kuk Cho, Seungjoon Baik, Jeong Ik Lee, Jae Eun Cha. "REVIEW OF SUPERCRITICAL CO₂ POWER CYCLE TECHNOLOGY AND CURRENT STATUS OF RESEARCH AND DEVELOPMENT", NUCLEAR ENGINEERING AND TECHNOLOGY (2015), 47: 647-649.
- [4.3] Ming-Jia Li, Han-Hui Zhu, Jia-Qi Guo, Kun Wang, Wen-Quan Tao. "The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries", Applied Thermal Engineering (2017), 126: 255-260.
- [4.4] Bellos E., Tzivanidis C., Antonopoulos K. "A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors", Applied Thermal Engineering (2017), 114: 374-378.
- [4.5] Bellos E., Tzivanidis C. "A detailed exergetic analysis of parabolic through collectors", Energy Conversion and Management (2017), 149: 275-280.
- [4.6] Bellos E., Tzivanidis C., Antonopoulos K., Gkinis G. "Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube", Renewable Energy (2016), 94: 213-222.



[4.7] Varun, M.O. Garg, Himanshu Nautiya, Sourabh Khurana, M.K. Shukla. “Heat transfer augmentation using twisted tape inserts”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2016), 63: 193-225.

[4.8] Tzivanidis C., Bellos E., Korres D., Antonopoulos K., Mitsopoulos G. “Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic through collector”, *Case Studies in Thermal Engineering* (2015), 6: 226-237.

[4.9] Xu L., Sun F., Ma L., Li X., Lei D., Yuan G., Zhu H., Zhang Q., Xu E., Wang Z. “Analysis of optical and thermal factors’ effects on the transient performance of parabolic trough solar collectors”, *Solar Energy* (2019), 179: 195-209.

[4.10] Bellos E., Tzivanidis C., Belissiotis V. “Daily performance of parabolic through solar collectors”, *Solar Energy* (2017), 158: 663-678.

[4.11] Bellos E., Tzivanidis C. “Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump”, *Journal of Cleaner Production* (2017), 161: 493-509.

[4.12] Bellos E., Tzivanidis C., Antonopoulos K. “Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types”, *Applied Thermal Engineering* (2016), 102: 749-759.

[4.13] Ρογδάκης Ε., Κομνηνός Ν. (2019) «ΕΦΑΡΜΟΣΜΕΝΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΜΕΙΓΜΑΤΩΝ», ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ, Αθήνα, Κεφ.8 σελ.177-223.

[4.14] IBRAHIM DINCER (2020) «ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ» (Τερίτης Δ. , Μετάφραση και Τζιβανίδης Χ., Επιμέλεια), ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ (Τρίτη Ελληνική Έκδοση), Αθήνα, Κεφ.4. σελ.260-272.

[4.15] Bellos E., Tzivanidis C. “Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy”, *Energy Conversion and Management* (2018), 156: 427-439

[4.16] Kulhanek M., Dostal V. “SUPERCRITICAL CARBON DIOXIDE CYCLES THERMODYNAMIC ANALYSIS AND COMPARISON”, *Czech Technical University, Prague* (2011), p.g. 1-12



Κεφάλαιο 5: Θερμοδυναμική Βελτιστοποίηση και Οικονομοτεχνική Ανάλυση Μονάδων στο Σημείο Σχεδιασμού.

Η παρούσα εργασία αποσκοπεί στην γενική μελέτη της λειτουργίας μονάδων τριπαραγωγής με βασικό θερμοδυναμικό κύκλο τον κύκλο Brayton sCO_2 . Στο προηγούμενο Κεφάλαιο παρουσιάστηκαν οι υπό εξέταση μονάδες με περισσότερη έμφαση στις εγκαταστάσεις που τις αποτελούν και στην λειτουργία τους ανάλογα με την μεταβολή βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων. Οι συλλέκτες που εγκαταστάθηκαν, η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας και η θερμοκρασία περιβάλλοντος λήφθηκαν σταθερές. Αντικείμενο του παρόντος Κεφαλαίου είναι η θερμοδυναμική βελτιστοποίηση και τελική επιλογή με βάση και το κόστος των εγκαταστάσεων των δύο μονάδων, μία με ORC και μία χωρίς. Έπειτα, στα επόμενα Κεφάλαια οι μονάδες αυτές θα εξεταστούν ως προς την δυναμική λειτουργία τους και την οικονομική συμπεριφορά τους κατά την διάρκεια του έτους για την τοποθεσία της Αθήνας. Η παρούσα βελτιστοποίηση αποσκοπεί δηλαδή στην βέλτιστη επιλογή των σχεδιαστικών παραμέτρων που καθορίστηκαν στο προηγούμενο Κεφάλαιο για δεδομένο κλίμα και εγκατεστημένους συλλέκτες.

Η θερμοδυναμική βελτιστοποίηση στοχεύει στον βέλτιστο καθορισμό των σχεδιαστικών παραμέτρων και συνεπώς των μονάδων για το σημείο λειτουργίας. Η επιλογή του σημείου λειτουργίας έγινε με βάση μία υψηλή τιμή ηλιακής ακτινοβολίας ($800W/m^2$), θεώρηση πλήρους αξιοποίησης του οπτικού βαθμού απόδοσης ($K=1$) και με μία τυπική θερμοκρασία περιβάλλοντος ($25^\circ C$). Η μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης αλλά και του εξεργειακού αποτέλεσε τους βασικούς στόχους, καθώς η ηλεκτρική ισχύς αποτελεί προτεραιότητα παραγωγής σε συνδυασμό και με την ποιότητα της παραγόμενης ενέργειας που εκφράζεται μέσω του συνολικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης. ([5.1],[5.2])

Ωστόσο, για την τελική επιλογή των εγκαταστάσεων που θα διερευνηθούν και θα βελτιστοποιηθούν περαιτέρω σχετικά με την δυναμική τους ανάλυση κρίνεται σημαντικό να αναλυθούν και οικονομοτεχνικά. Για τις μονάδες που προέκυψαν από την θερμοδυναμική βελτιστοποίηση πραγματοποιήθηκε ανάλυση του κόστους των εγκαταστάσεων. Για αρκετές από τις εγκαταστάσεις και συγκεκριμένα τους συλλέκτες PTC, το δοχείο αποθήκευσης, τον κύκλο ORC και τον ψύκτη με απορρόφηση έγινε η θεώρηση του ανάλογου κόστους με την παραγόμενη ισχύ τους σύμφωνα με τιμές που βρίσκουν ευρεία εφαρμογή σε οικονομοτεχνικές αναλύσεις. ([5.3]-[5.5]) Ειδικότερα για την κοστολόγηση του κύκλου Brayton χρησιμοποιήθηκαν συγκεκριμένα μοντέλα για τον υπολογισμό του κόστους των επί μέρων στοιχείων του χωριστά.

5.1: Θερμοδυναμική Βελτιστοποίηση.

Η βελτιστοποίηση, ανεξαρτήτως μεθόδου, απαιτεί τον καθορισμό των παραμέτρων βελτιστοποίησης που στην παρούσα περίπτωση είναι και μεταβλητές σχεδιασμού, περιορισμούς και τους στόχους της βελτιστοποίησης. Οι παράμετροι βελτιστοποίησης καθορίστηκαν με την ανάλυση ευαισθησίας των εγκαταστάσεων και οι περιορισμοί αφορούν τα πεδία ορισμού των τιμών τους. Ο βασικός στόχος της θερμοδυναμικής βελτιστοποίησης αποτέλεσε η μεγιστοποίηση του συνολικού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης και εξεργειακού. Επίσης, πραγματοποιήθηκε και βελτιστοποίηση με στόχο τον συνολικό εξεργειακό βαθμό ([5.1],[5.2]). Αρχικά, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για την μονάδα δίχως τον κύκλο ORC και έπειτα για εκείνη με τον ORC.



5.1.1: Θερμοδυναμική Βελτιστοποίηση Απλής Περίπτωσης.

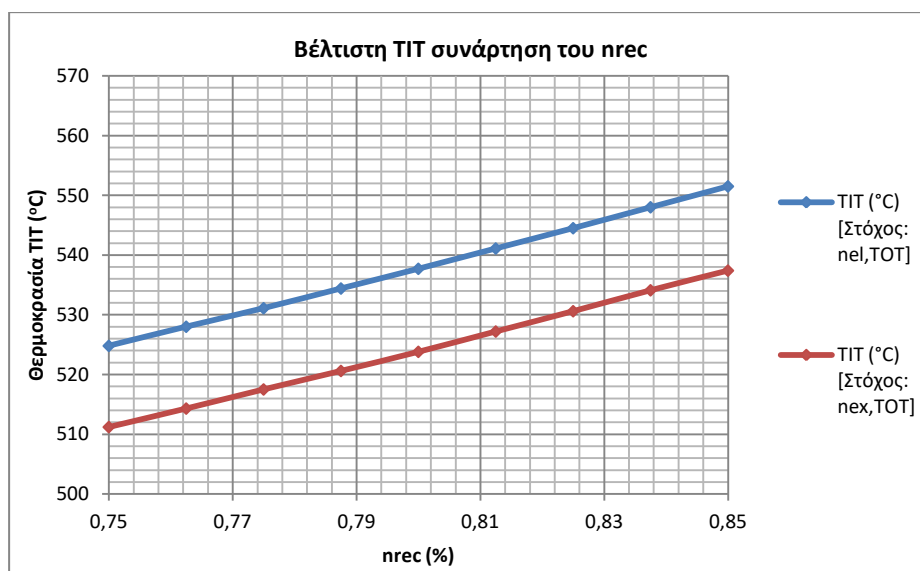
Οι παράμετροι βελτιστοποίησης, οι περιορισμοί και στόχοι παρουσιάζονται συνοπτικά στον παρακάτω πίνακα (Πίνακα 5.1.1)

Πίνακας 5.1.1: Παράμετροι, περιορισμοί και στόχοι βελτιστοποίησης της μονάδας χωρίς ORC. ([5.6],[5.7])

| Παράμετροι Βελτιστοποίησης | Περιορισμοί | Στόχοι |
|----------------------------|-------------|--------------|
| T_{IT} | 500°C-570°C | $n_{el,TOT}$ |
| n_{rec} | 0.75-0.85 | $n_{ex,TOT}$ |

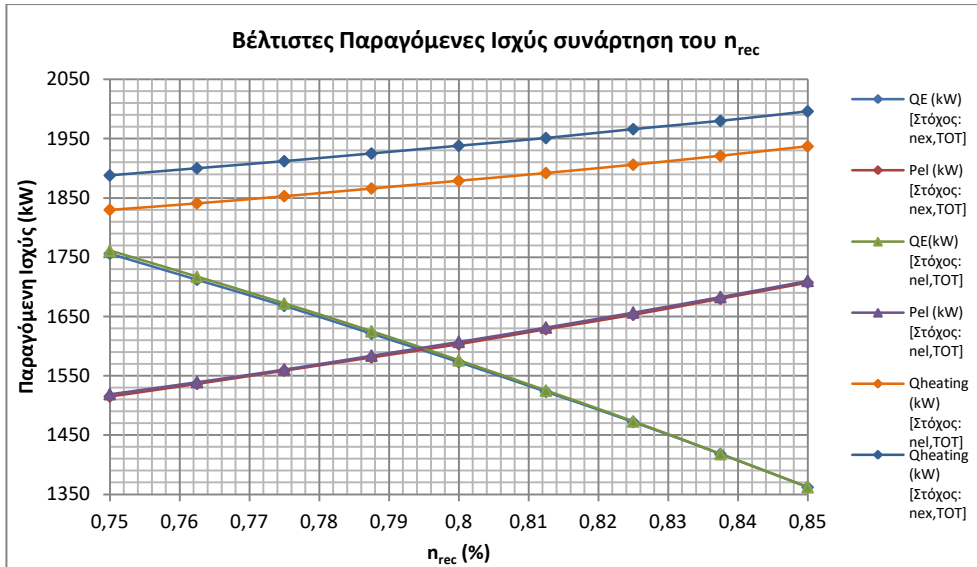
Για την πραγματοποίηση της βελτιστοποίησης απαιτείται η εφαρμογή μεθόδου βελτιστοποίησης. Αρχικά για το βαθμό απόδοσης ανακομιστή (n_{rec}) δόθηκαν συνολικά 9 τιμές στο κλειστό διάστημα 0.75-0.85 και για κάθε μία από αυτές έγινε βελτιστοποίηση ως προς την T_{IT} . Με τον τρόπο αυτό μειώθηκαν οι παράμετροι που βελτιστοποιούνταν κάθε φορά. Η βελτιστοποίηση πραγματοποιήθηκε στο λογισμικό του EES καθώς δίνει αυτή την δυνατότητα. Η μέθοδος που επιλέχθηκε για την μεγιστοποίηση ενός από τους στόχους κάθε φορά με μεταβλητή την T_{IT} ήταν η μέθοδος της «Χρυσής Τομής» (Golden Section Search) καθώς παρατηρήθηκε πως έδινε καλύτερα αποτελέσματα από την άλλη μέθοδο που διατίθεται, την μέθοδο των «Τετραγωνικών Προσεγγίσεων» (Quadratic Approximations).

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν για την μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης παρουσιάζονται στα παρακάτω διαγράμματα. Αρχικά, παρατίθεται οι βέλτιστες θερμοκρασίες εισαγωγής στον στρόβιλο (T_{IT}) (Διάγραμμα 5.1.1).

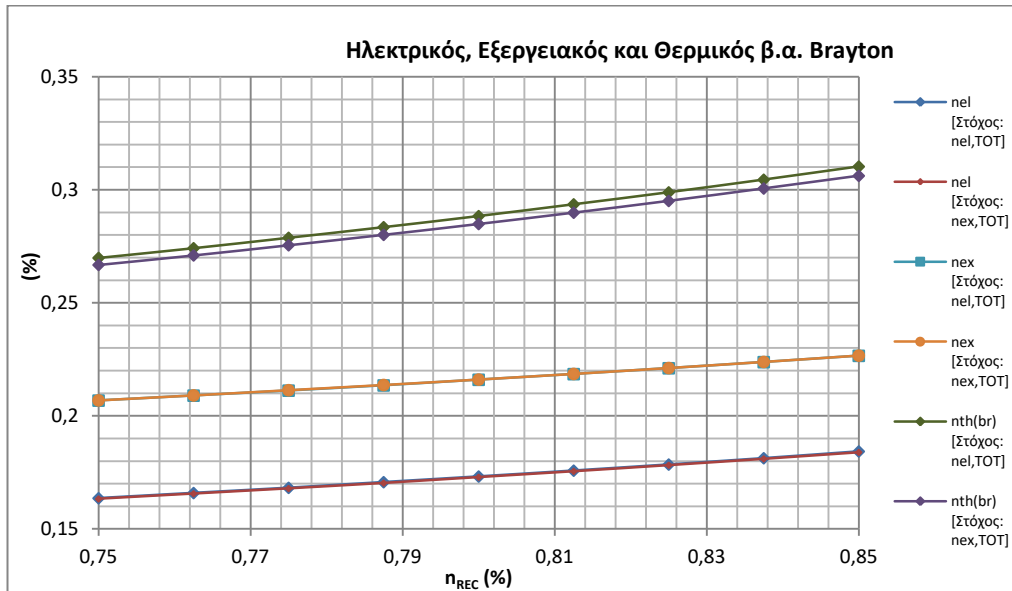


Διάγραμμα 5.1.1: Βέλτιστη θερμοκρασία εισαγωγής στον στρόβιλο (T_{IT}) με στόχο την μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού β.α. ($n_{el,TOT}$) και του συνολικού εξεργειακού ($n_{ex,TOT}$).

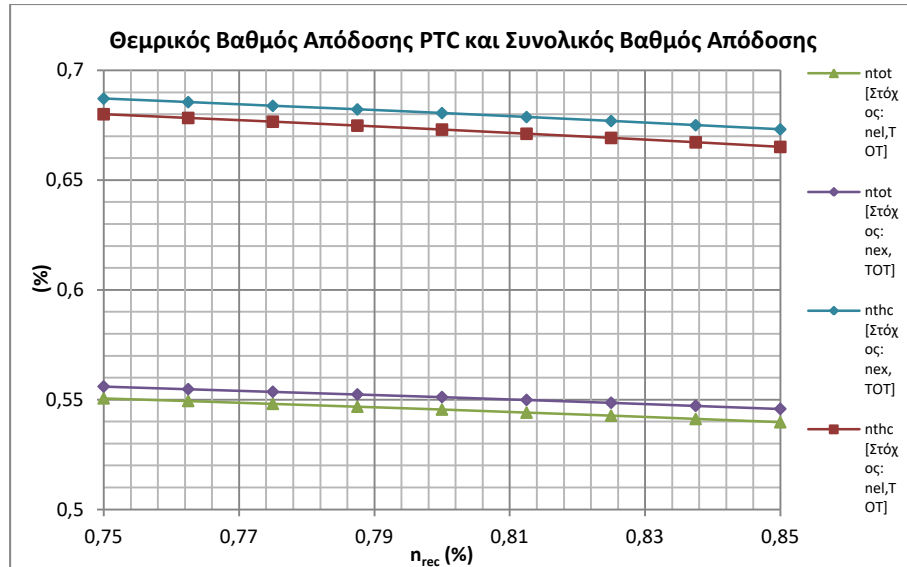
Τα αμέσως επόμενα διαγράμματα, καθοριστικά της λειτουργίας της μονάδας, είναι τα διαγράμματα των παραγόμενων ισχύων (Διάγραμμα 5.1.2) και των διάφορων βαθμών απόδοσης (Διαγράμματα 5.1.3 και 5.1.4)



Διάγραμμα 5.1.2: Βέλτιστες παραγόμενες ισχύς, δηλαδή η ηλεκτρική (P_{el}), η ψυκτική (Q_E) και η θερμότητα τηλεθέρμανσης ($Q_{heating}$) με στόχο την μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού β.α. ($n_{el,TOT}$) και του συνολικού εξεργειακού ($n_{ex,TOT}$).



Διάγραμμα 5.1.3: Ηλεκτρικός ($n_{el,TOT}$), εξεργειακός ($n_{ex,TOT}$) και θερμικός βαθμός απόδοσης κύκλου Brayton ($n_{th,br}$) για τις βέλτιστες λύσεις για κάθε βαθμό απόδοσης ανακομιστή (η_{rec}).



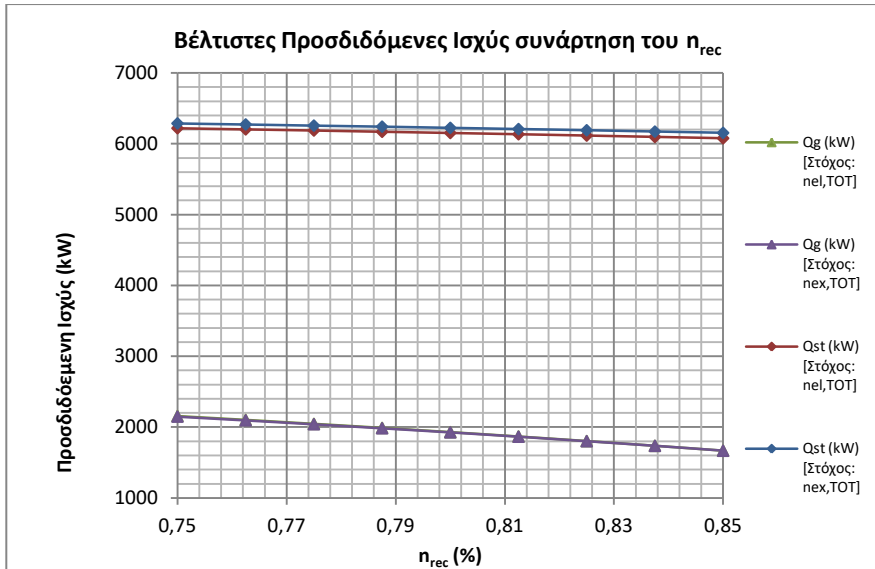
Διάγραμμα 5.1.4: Συνολικός θερμικός βαθμός απόδοσης (n_{TOT}) και θερμικός βαθμός των PTC ($n_{th,PTC}$) για κάθε βαθμό απόδοσης ανακομισή (n_{rec}).

Από το Διάγραμμα 5.1.1 παρατηρείται πως τόσο για την μεγιστοποίηση του n_{el} όσο και για του $n_{ex,TOT}$ με την αύξηση του βαθμού απόδοσης του ανακομιστή (n_{rec}) αυξάνει η θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο (T_{IT}). Ωστόσο, παρατηρείται πως δεν λαμβάνει την μέγιστη, τους 570°C . Από το Κεφάλαιο 4 και συγκεκριμένα από τις Ενότητες 4.3.1 στο Διάγραμμα 4.3.1 και 4.3.2 παρατηρείται πως για δεδομένο n_{rec} η αύξηση της T_{IT} οδηγεί σε αρκετά μειούμενη αύξηση της ηλεκτρικής ισχύος και σε ακόμη μικρότερη αύξηση του n_{el} και $n_{ex,TOT}$. Η σύγκλιση στις τιμές του Διαγράμματος 5.1.1 έγινε κατόπιν της ικανοποίησης του κριτηρίου σύγκλισης στο λογισμικό του EES που τέθηκε αρκετά χαμηλό, το οποίο αφορά το σχετικό σφάλμα του στόχου και είναι το εξής:

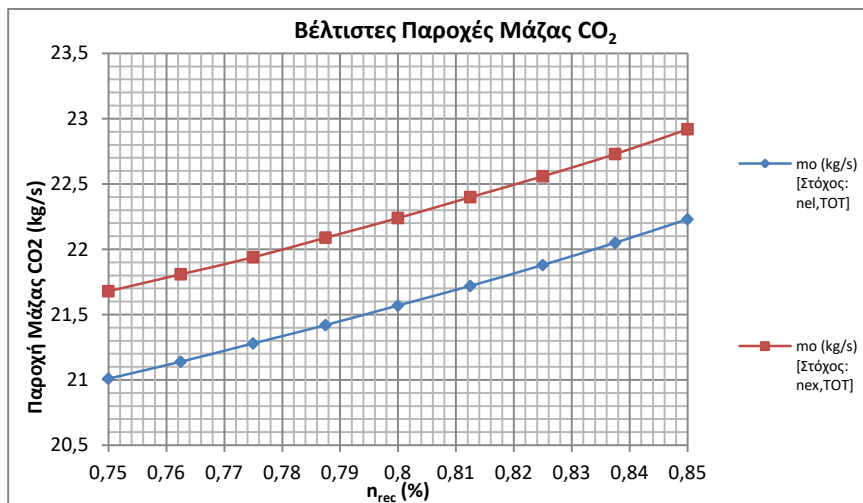
$$er = \frac{|T.V_{new} - T.V_{old}|}{T.V_{old}} \leq 10^{-20} \quad (5.1.1)$$

όπου: T.V: είναι η τιμή του εκάστοτε στόχου (Target Value)

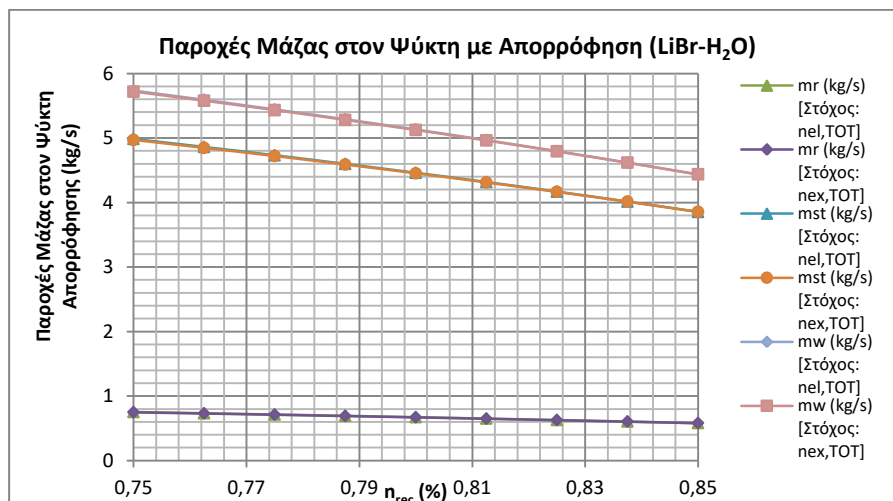
Στο Διάγραμμα 5.1.2 παρουσιάζονται οι παραγόμενες ισχύς της μονάδας για τις αντίστοιχες τιμές των μεταβλητών n_{rec} και της T_{IT} . Όσον αφορά την ηλεκτρική (P_{el}) και ψυκτική ισχύ (Q_E) δεν παρατηρείται σημαντική διαφοροποίηση, δεν συμβαίνει όμως το ίδιο και για την θερμική ισχύ ($Q_{heating}$). Παρατηρείται πως στην περίπτωση μεγιστοποίησης του εξεργειακού βαθμού ($n_{ex,TOT}$) διατηρούνται η ηλεκτρική και ψυκτική ισχύς σε παρόμοια επίπεδα, αλλά η θερμική αυξάνει και αυτό επιτυγχάνεται με μικρότερες θερμοκρασίες T_{IT} για τις ίδιες τιμές n_{rec} . Όπως διακρίνεται και από τους βαθμούς απόδοσης στα Διαγράμματα 5.1.3 και 5.1.4 ο ηλεκτρικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης για τα δύο σενάρια βελτιστοποιήσεων δεν παρουσιάζουν εμφανή διαφορά παρά τον αυξημένο περίπου κατά 0.5% θερμικό βαθμό απόδοσης του Brayton. Ωστόσο, ο συνολικός θερμικός βαθμός απόδοσης της μονάδας (n_{TOT}) και ο θερμικός των PTC ($n_{th,PTC}$) παρουσιάζονται αυξημένοι κατά 0.5% με 1% στην περίπτωση του εξεργειακού στόχου.



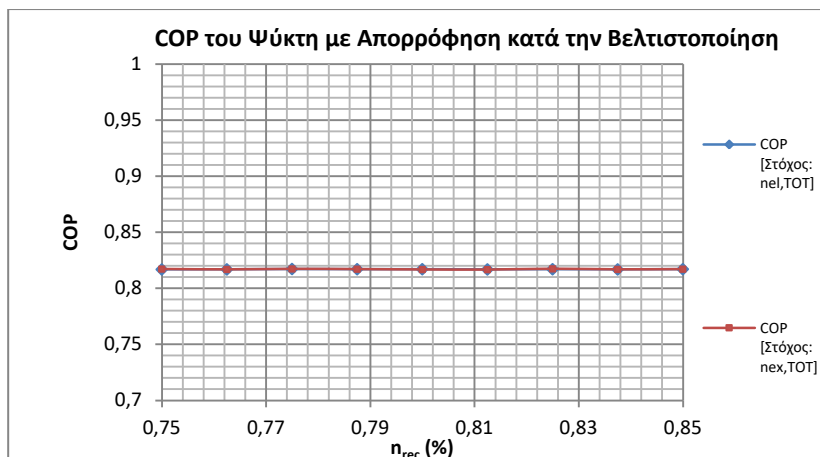
Διάγραμμα 5.1.5: Προσδιδόμενες ισχύς στον κύκλο Brayton (Q_{st}) και στον ψύκτη με απορρόφηση (Q_g) για τις περιπτώσεις βελτιστοποίησης με στόχο την μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού β.α. ($\eta_{el,TOT}$) και του συνολικού εξεργειακού ($\eta_{ex,TOT}$).



Διάγραμμα 5.1.6: Παροχή μάζας CO_2 (m_o) για τις περιπτώσεις βελτιστοποίησης με στόχο την μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού β.α. ($\eta_{el,TOT}$) και του συνολικού εξεργειακού ($\eta_{ex,TOT}$).



Διάγραμμα 5.1.7: Παροχή μάζας «αραιού» διαλύματος (weak solution- m_w), «πλουσίου» διαλύματος (strong solution- m_{st}) και ψυκτικού μέσου-νερού (refrigerant- m_r) για τις περιπτώσεις βελτιστοποίησης με στόχο την μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού β.α. ($\eta_{el,TOT}$) και του συνολικού εξεργειακού ($\eta_{ex,TOT}$).



Διάγραμμα 5.1.8: Συντελεστής Συμπεριφοράς (COP) ψύκτη με απορρόφηση για τις περιπτώσεις βελτιστοποίησης με στόχο την μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού β.α. ($n_{el,TOT}$) και του συνολικού εξεργειακού ($n_{ex,TOT}$).

Από το Διάγραμμα 5.1.5 παρατηρείται πως η αύξηση του n_{rec} οδηγεί σε μείωση των προσδιδόμενων ποσών θερμότητας στην εγκατάσταση του Brayton (Q_{st}) και του ψύκτη με απορρόφηση (Q_g). Μάλιστα, στην περίπτωση της βελτιστοποίησης με στόχο τον μέγιστο $n_{ex,TOT}$ παρατηρείται διαφοροποίηση μόνο στα ποσά Q_{st} και συγκεκριμένα είναι αυξημένο κατά περίπου 100kW. Σε συνδυασμό και με τις μικρότερες θερμοκρασίες T_{IT} απαιτείται υψηλότερη παροχή μάζας sCO_2 για την παραλαβή της θερμότητας (Διάγραμμα 5.1.6). Ωστόσο, η αύξηση του n_{rec} προκαλεί αύξηση της παροχής μάζας ακόμη και αν η αύξηση της T_{IT} προκαλεί μείωση, η οποία και υπερκαλύπτεται. Καθώς η προσδιδόμενη θερμική ισχύς στην ατμογεννήτρια του ψύκτη (Q_g) μειώνεται με την αύξηση του n_{rec} , παρά την αύξηση της παροχής μάζας, οδηγεί και σε μείωση των παροχών μάζας στον ψύκτη (Διάγραμμα 5.1.7). Σημαντική παρατήρηση αποτελεί πως ο ψύκτης λειτουργεί με αρκετά σταθερό COP (≈ 0.817) ανεξαρτήτως n_{rec} και στόχου.

Από την θερμοδυναμική βελτιστοποίηση της απλής μονάδας συμπεραίνεται πως η αύξηση του n_{rec} οδηγεί σε αύξηση του ηλεκτρικού βαθμού (n_{el}) αλλά και του συνολικού εξεργειακού ($n_{ex,TOT}$), παρά την μείωση του συνολικού θερμικού ($n_{th,TOT}$), η οποία τελικά ανέρχεται στην τάξη του 1%. Η απόφαση που διεξάγετε είναι η τοποθέτηση ανακομιστή μέγιστου βαθμού απόδοσης από μέχρι στιγμής θερμοδυναμική σκοπιά. Επιπλέον, παρατηρείται πως για έναν συγκεκριμένο ανακομιστή υπάρχει διαφοροποίηση της μέγιστης θερμοκρασίας (T_{IT}) που επιτυγχάνεται μέγιστος n_{el} και μέγιστος $n_{ex,TOT}$. Οι υψηλότερες θερμοκρασίες παρουσιάστηκαν στην περίπτωση του μέγιστου n_{el} . Στον Πίνακα 5.1.2 παρουσιάζονται συνοπτικά οι βαθμοί απόδοσης, ο n_{rec} και οι T_{IT} για τις βελτιστοποιήσεις με τους δύο στόχους.

Πίνακας 5.1.2: Στόχοι και Παράμετροι Βέλτιστων Αποτελεσμάτων Απλής Μονάδας.

| Στόχοι και Παράμετροι | Στόχος: $\max(n_{el})$ | Στόχος: $\max(n_{ex,TOT})$ |
|--------------------------|------------------------|----------------------------|
| n_{el} (%) | 0.1843 | 0.1839 |
| $n_{ex,TOT}$ (%) | 0.2266 | 0.2267 |
| n_{rec} (%) | 0.85 | 0.85 |
| T_{IT} ($^{\circ}C$) | 551.5 | 537.4 |

Τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης ως προς τον ηλεκτρικό β.α. χρησιμοποιήθηκαν για την εκτίμηση του κόστους της εγκατάστασης, καθώς το θερμοκρασιακό εύρος που καλυπτόταν ήταν υψηλότερο και οι διαφορές των στόχων μικρές. Στα επόμενα Κεφάλαια της δυναμικής και οικονομικής ανάλυσης θα διεξαχθούν δοκιμές για διαφορετικές θερμοκρασίες T_{IT} , αλλά με n_{rec}



σταθερό και ίσο με τον μέγιστο, όπως και θα τεκμηριωθεί στην επόμενη Ενότητα (Ενότητα 5.2). Θα πραγματοποιηθεί περαιτέρω βελτιστοποίηση με στόχους οικονομικά και θερμοδυναμικά κριτήρια για την διεξαγωγή συμπερασμάτων για την λειτουργία της ηλιακής εγκατάστασης τριπαραγωγής για το κλίμα της Αθήνας. Όμως, στην περίπτωση της βελτιστοποίησης αυτής βασικές παράμετροι σχεδιασμού, πέραν της T_{IT} , αποτελεί το κύκλωμα πρόσδοσης της θερμότητας, δηλαδή οι συλλέκτες PTC και το δοχείο αποθήκευσης.

5.1.2: Θερμοδυναμική Βελτιστοποίηση Περίπτωσης με ORC.

Οι κύριες παράμετροι βελτιστοποίησης της εγκατάστασης είναι όπως και στην περίπτωση του κύκλου δίχως ORC η θερμοκρασία T_{IT} και ο η_{rec} . Ωστόσο, αναφορικά με τον κύκλο ORC, πέραν του καθορισμού του εργαζόμενου μέσου, οι παράμετροι προς βελτιστοποίηση που καθορίζουν την λειτουργία του και συνεπώς την επιρροή του στην συνολική μονάδα είναι η προσφερόμενη θερμότητα που καθορίζεται από την παροχή μάζας του sCO_2 (m_o) και τις θερμοκρασίες εισόδου (T_{41}) και εξόδου (T_7) από τον εναλλάκτη ORC. Οι παράμετροι T_{IT} και η_{rec} αρκούν για τον καθορισμό των m_o και T_{41} , αλλά η T_7 εισάγεται ξεχωριστά. Επίσης, για την βέλτιστη εξεργειακή αξιοποίηση της θερμής πηγής απαιτείται ο καθορισμός του διαγράμματος Q-T για το ρεύμα του ORC (m_{o2}). Ο καθορισμός του γίνεται με βάση τον λόγο της μέγιστης πίεσης του κύκλου ORC προς την κρίσιμη του εργαζόμενου μέσου (a) έτσι ώστε να μην παραβιάζονται οι ελάχιστες απαιτούμενες θερμοκρασιακές διαφορές στον εναλλάκτη (7K) και να επιτυγχάνεται μέγιστος ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης. Οι υπόλοιπες παράμετροι που παρουσιάστηκαν και στην Ενότητα 4.3.2 λήφθηκαν σταθερές. Οι παράμετροι προς βελτιστοποίηση παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα (Πίνακας 5.1.3).

Πίνακας 5.1.3: Παράμετροι, περιορισμοί και στόχοι βελτιστοποίησης της μονάδας με ORC.([5.2],[5.6],[5.7])

| Παράμετροι Βελτιστοποίησης | Περιορισμοί | Στόχοι |
|----------------------------|-------------|-----------------|
| T_{IT} | 500°C-570°C | $\eta_{el,TOT}$ |
| η_{rec} | 0.0-0.85 | |
| T_7 | 120°C-180°C | $\eta_{ex,TOT}$ |
| a | 0.10-0.90 | |

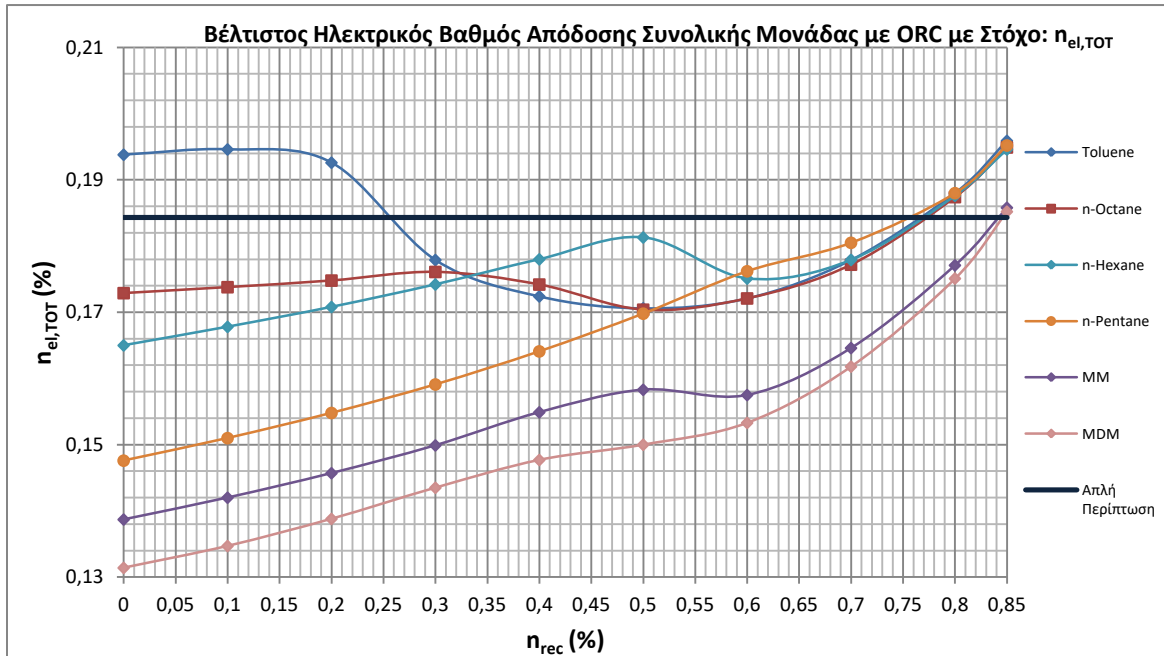
Αρχικά, πραγματοποιήθηκε βελτιστοποίηση για τιμές του η_{rec} για τους παραπάνω στόχους για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα. Με τον τρόπο αυτό παρατηρείται η επίδραση του η_{rec} στις βέλτιστες τιμές αλλά και μειώνονται οι παράμετροι, δηλαδή από τέσσερις έγιναν τρεις. Η T_{IT}, T_7 και η a βελτιστοποιήθηκαν με εξελικτικό αλγόριθμο (evolutionary algorithm) που δίδεται από το EES. Δοκιμάστηκαν τρία εργαζόμενα μέσα με υψηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία και τρία με χαμηλότερη. Στον Πίνακα 5.1.4 παρουσιάζονται τα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιήθηκαν. Σκοπός είναι η επιλογή εργαζόμενου μέσου με στόχο τον μέγιστο ηλεκτρικό και εξεργειακό β.α. της μονάδας ώστε να διερευνηθεί περαιτέρω η λειτουργία αυτής της μονάδας, να εκτιμηθεί το κόστος της και να συγκριθεί και συνολικά με την μονάδα χωρίς ORC.

Πίνακας 5.1.4: Εργαζόμενα μέσα δοκιμών για τον κύκλο ORC.[5.8]

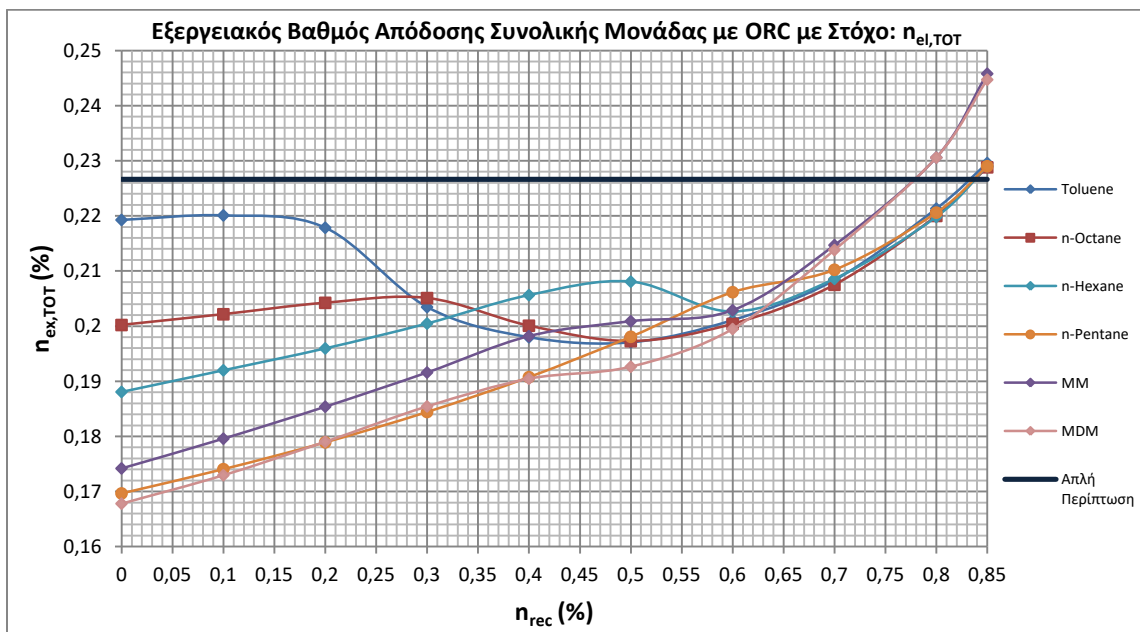
| Εργαζόμενο Μέσο ORC | Κρίσιμη Πίεση (P_{crit}) [bar] | Κρίσιμη Θερμοκρασία (T_{crit}) [°C] |
|---------------------|------------------------------------|---|
| Toluene | 41.26 | 318.60 |
| n-Octane | 24.97 | 296.17 |
| MDM | 14.15 | 290.90 |
| MM | 19.39 | 245.50 |
| n-Hexane | 30.38 | 234.70 |
| n-Pentane | 33.70 | 196.55 |



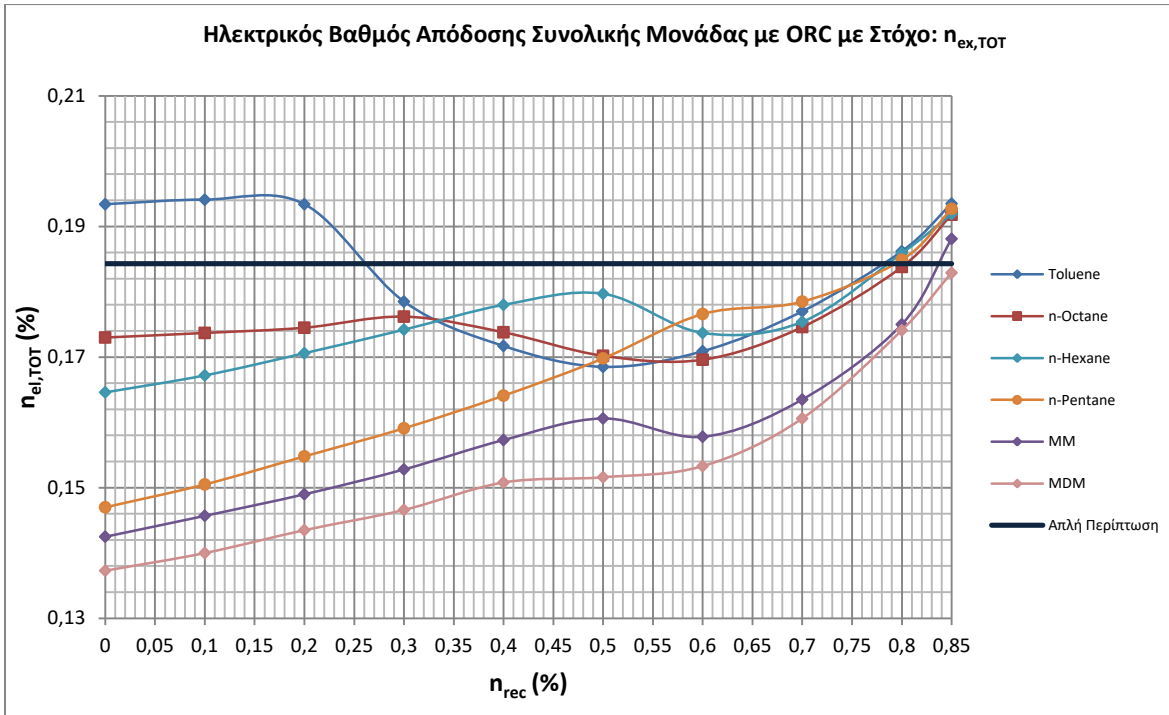
Οι βελτιστοποιήσεις πραγματοποιήθηκαν για τον κάθε στόχο χωριστά, και για κάθε μία από αυτές έγινε βελτιστοποίηση με παραμέτρους τις T_{IT} , T_7 και α για τιμές του n_{rec} από 0 έως και την μέγιστη 0.85. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα Διάγραμμα 5.1.9 – 5.1.12 και ο παράγων πίεσης (α) του κύκλου ORC αποτυπώνεται στα Διαγράμματα 5.1.13 και 5.1.14.



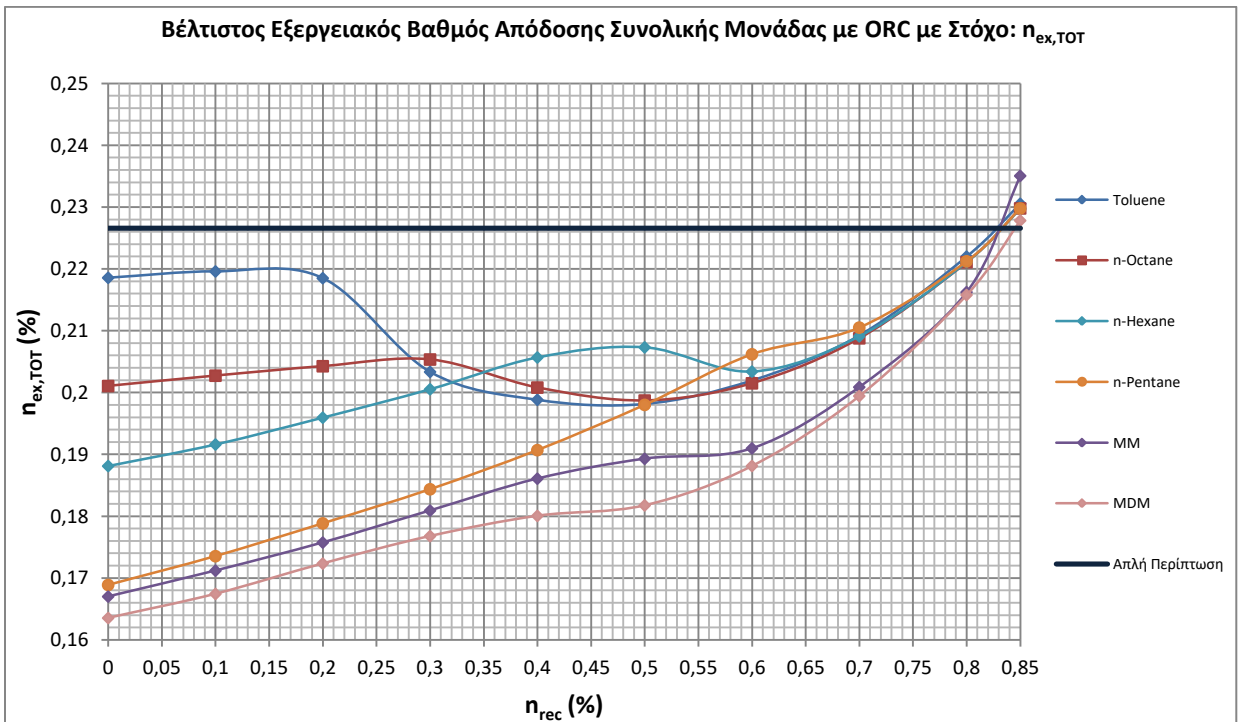
Διάγραμμα 5.1.9: Βέλτιστος συνολικός ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα ORC και n_{rec} .



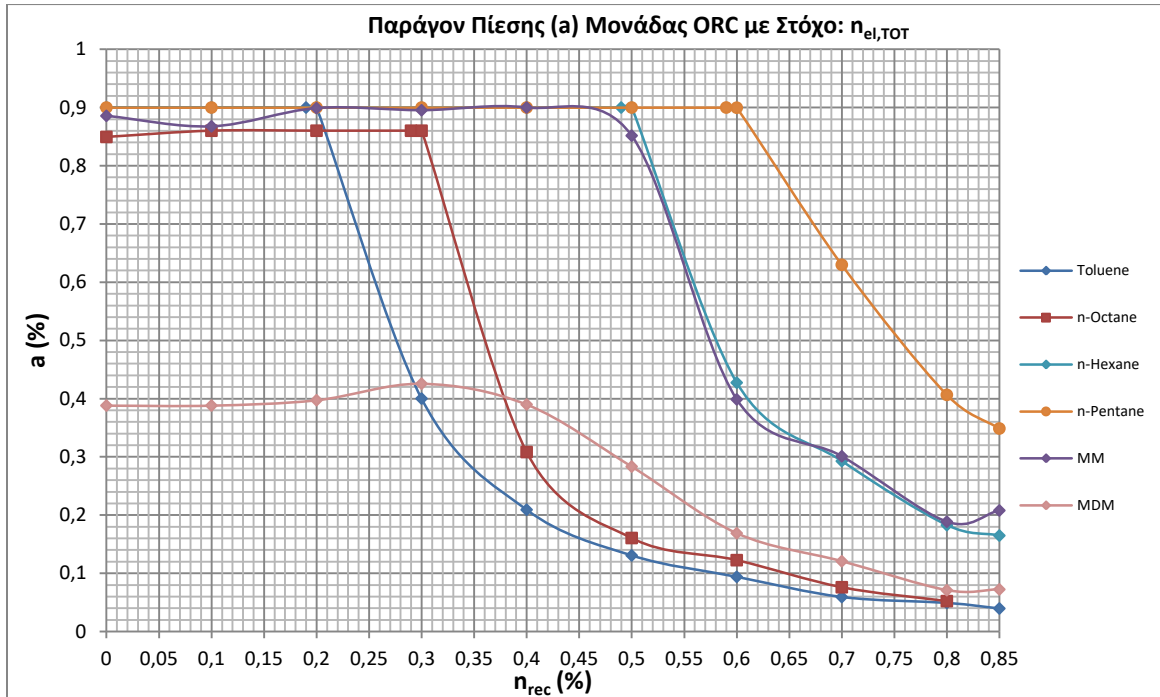
Διάγραμμα 5.1.10: Συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης με στόχο την μεγιστοποίηση του συνολικού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα ORC και n_{rec} .



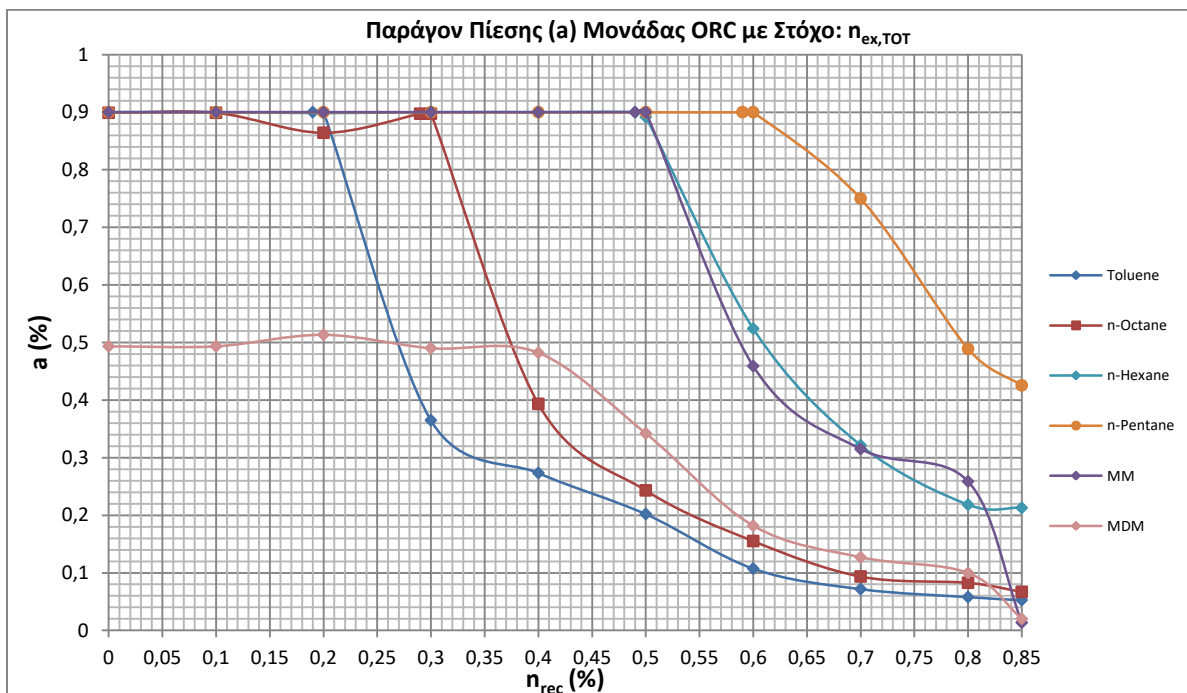
Διαγράμματα 5.1.11: Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης της μονάδας για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα ORC και η_{rec} με στόχο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης.



Διαγράμματα 5.1.12: Βέλτιστος συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης της μονάδας για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα ORC και η_{rec} με στόχο την μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης.



Διάγραμμα 5.1.13: Παράγων πίεσης (a) για την μέγιστη πίεση στον κύκλο ORC για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα ORC και με στόχο τον μέγιστο συνολικό ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης.



Διάγραμμα 5.1.14: Παράγων πίεσης (a) για την μέγιστη πίεση στον κύκλο ORC για διαφορετικά εργαζόμενα μέσα ORC και με στόχο τον μέγιστο συνολικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Αρχικά από τα διαγράμματα του συνολικού ηλεκτρικού και εξεργειακού βαθμού προκύπτει το συμπέρασμα ότι η αύξηση του n_{rec} οδηγεί στην αύξηση τους και την μεγιστοποίηση τους, πλην όμως της περίπτωσης του τολουενίου (toluene). Παρατηρείται πως για χαμηλούς βαθμούς απόδοσης ανακομιστή παρουσιάζει εξίσου υψηλό και ελαφρώς υψηλότερο συνολικό ηλεκτρικό β.α. έναντι του μέγιστου n_{rec} . Όμως δεν συμβαίνει το ίδιο και για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Επίσης, όπως παρατηρείται από τα Διαγράμματα 5.1.13 και 5.1.15 όσο αυξάνει ο β.α. ανακομιστή το α μειώνεται.



Τελικά, αποκτά μη ρεαλιστική χαμηλή τιμή εκτός των εργαζόμενων μέσων n-Pentane και n-Hexane που είναι και εκείνα με τις χαμηλότερες κρίσιμες θερμοκρασίες. Από τα τελευταία αυτά δύο το n-Pentane εμφανίζει υψηλότερο ηλεκτρικό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης, αλλά και λόγο πίεσης a , από το n-Hexane. Οπότε τα εργαζόμενα μέσα που επιλέχθηκαν για να πραγματοποιηθεί αρχικά υπολογισμός του κόστους των συνολικών εγκαταστάσεων είναι το Toluene και το n-Octane. Στον Πίνακα 5.1.5 παρουσιάζονται οι στόχοι και οι μεταβλητές σχεδιασμού για τα αντίστοιχα βέλτιστα σημεία των αποτελεσμάτων.

Πίνακας 5.1.5: Στόχοι και Παράμετροι Βέλτιστων Αποτελεσμάτων Απλής Μονάδας.

| Εργαζόμενα Μέσα/Αποτελέσματα | Παράμετροι Σχεδιασμού και Στόχοι | Στόχος: $n_{el,TOT}$ | Στόχος: $n_{ex,TOT}$ |
|------------------------------|----------------------------------|----------------------|----------------------|
| Toluene | $n_{el,TOT}$ (%) | 0.1946 | 0.1947 |
| | $n_{ex,TOT}$ (%) | 0.2201 | 0.2202 |
| | n_{rec} (%) | 0.10 | 0.10 |
| | T_{IT} (°C) | 521.2 | 524.1 |
| | T_7 (°C) | 120.2 | 121.9 |
| | a (%) | 0.9 | 0.9 |
| n-Pentane | $n_{el,TOT}$ (%) | 0.1952 | 0.1927 |
| | $n_{ex,TOT}$ (%) | 0.2290 | 0.2298 |
| | n_{rec} (%) | 0.85 | 0.85 |
| | T_{IT} (°C) | 559.4 | 547.9 |
| | T_7 (°C) | 120.1 | 136.3 |
| | a (%) | 0.3487 | 0.4255 |

Αξίζει να σημειωθεί πως για το Toluene παρατηρείται πως όταν τέθηκε ως στόχος η μεγιστοποίηση του $n_{ex,TOT}$ τότε τελικά προέκυψε $n_{el,TOT}$ ελαφρώς υψηλότερος, δηλαδή 0.1947 έναντι 0.1946. Ο λόγος αποδίδεται στον «εγκλωβισμό» του εξελικτικού αλγορίθμου στην λύση αυτή ακόμη και με ικανοποιητικό αριθμό δοκιμών.

Επιπλέον, σημαντική παρατήρηση αποτελεί η ενδιάμεση αύξηση του $n_{el,TOT}$ και $n_{ex,TOT}$ που παρατηρείται σε κάθε εργαζόμενο μέσο και είναι ιδιαίτερα έντονη στην περίπτωση του Toluene. Η εξήγηση είναι πως για τους αρχικά χαμηλούς n_{rec} το κύκλος ORC λειτουργεί σε υψηλές τιμές θερμοκρασιών και πίεσης (a) οπότε και παράγεται ικανοποιητική ποσότητα ηλεκτρικής ισχύος συγκριτικά με την ηλεκτρική, γεγονός που έχει είδη επεξηγηθεί στην Ενότητα 4.3.2 που αφορά τα Διαγράμματα 4.3.22 και 4.3.23. Ωστόσο, η αύξηση του n_{rec} οδηγεί σε αύξηση της ηλεκτρικής ισχύος που παράγεται από το sCO_2 αλλά και σε ταυτόχρονη μείωση εκείνης που παράγεται από τον ORC. Το άθροισμα τους για ένα διάστημα μειώνεται οδηγώντας σε μείωση του ηλεκτρικού και εξεργειακού και εν συνέχεια αυξάνεται και οι βαθμοί αυτοί αποκτούν τελικά για τα εργαζόμενα μέσα που εξετάστηκαν (εκτός του ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης για το Toluene) την υψηλότερη τιμή τους.

5.2: Κόστος Μονάδων.

Αμέσως επόμενο στάδιο της θερμοδυναμικής βελτιστοποίησης αποτελεί ο υπολογισμός του κόστους των εγκαταστάσεων και των συνολικών υπό εξέταση μονάδων. Σκοπός είναι η διεξαγωγή συμπεράσματος αναφορικά με τον ανακομιστή που χρησιμοποιείται αλλά και το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC. Τελικώς θα επιλεγεί μονάδα χωρίς ORC με τον κατάλληλο n_{rec} και μία ή περισσότερες μονάδες με ORC με το κατάλληλο n_{rec} και εργαζόμενο μέσο, ώστε να αναλυθούν στα επόμενα Κεφάλαια ως προς την δυναμική λειτουργία, οικονομική και θερμοδυναμική συμπεριφορά τους. Ο καθορισμός των μονάδων θα πραγματοποιηθεί στο παρόν Κεφάλαιο λαμβάνοντας υπόψη την



Θερμοδυναμική βελτιστοποίηση της Ενότητας 5.1 και το κόστος αυτών στην παρούσα Ενότητα 5.2, ενώ ο καθορισμός των συλλεκτών PTC και του δοχείου, δηλαδή του συστήματος δέσμευσης της ηλιακής ακτινοβολίας, αποθήκευσης και τροφοδοσίας της θερμότητας στην μονάδα θα πραγματοποιηθεί μετέπειτα στην δυναμική ανάλυση και οικονομική βελτιστοποίηση.

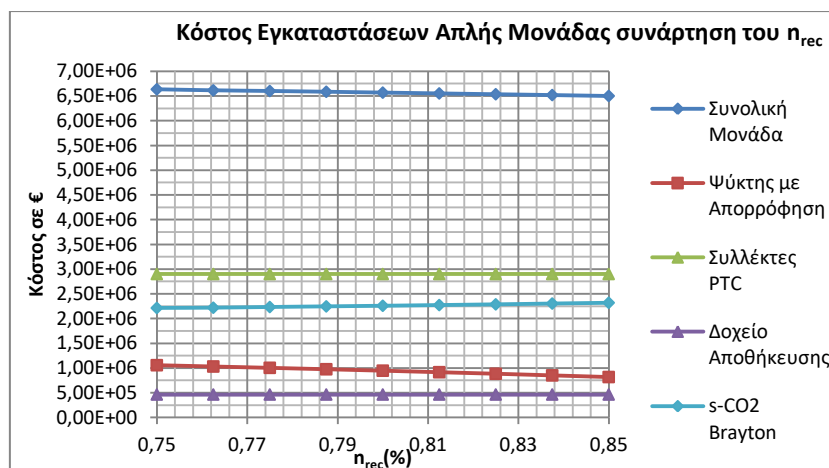
Οι εγκαταστάσεις για τις υπολογίζεται το κόστος είναι οι συλλέκτες PTC, το δοχείο αποθήκευσης, ο κύκλος Brayton sCO_2 , ο κύκλος ORC και ο ψύκτης με απορρόφηση $LiBr-H_2O$. Για όλες τις εγκαταστάσεις πλην του Brayton η εκτίμηση του κόστους τους έγινε με γραμμική θεώρηση κόστους-παραγόμενης ισχύος λαμβάνοντας τυπικές τιμές ([5.3]-[5.5]). Αναφορικά με τον υπολογισμό του κόστους του Brayton χρησιμοποιήθηκαν σχέσεις εκτίμησης και υπολογισμού του κάθε μέρους της εγκατάστασης του sCO_2 δεδομένου ότι δεν καλύπτεται από τα κόστη των άλλων εγκαταστάσεων. Δηλαδή, στο κόστος του Brayton συνυπολογίζονται το κόστος των στροβιλομηχανών, της γεννήτριας, των εναλλακτών θερμότητας πρόσδοσης θερμότητας από το τηγμένο άλας (molten), απόρριψης θερμότητας για τηλεθέρμανση και του Gas Cooler (οι υπόλοιποι εναλλάκτες συνυπολογίζονται στο κόστος του ORC και του ψύκτη), των σωληνώσεων και των ηλεκτρολογικών. Ο υπολογισμός του κόστους του Brayton αναλύεται στο Κεφάλαιο της Οικονομικής Ανάλυσης.

5.2.1: Κόστος Μονάδας Χωρίς ORC.

Όπως και έχει καταστεί σαφές οι εγκαταστάσεις που απαρτίζουν την μονάδα είναι οι συλλέκτες PTC, το δοχείο, ο Brayton και ο ψύκτης με απορρόφηση ($LiBr-H_2O$). Στον Πίνακα 5.2.1 παρουσιάζεται το ειδικό κόστος των εγκαταστάσεων πλην του κύκλου Brayton καθώς για εκείνον πραγματοποιήθηκε υπολογισμός των επιμέρους στοιχείων του με βάση άλλες εξισώσεις. Στο διαγράμματα που ακολουθεί (Διάγραμμα 5.2.10) παρουσιάζεται το κόστος των εγκαταστάσεων για την μονάδα χωρίς ORC. Τα (θερμοδυναμικά) αποτελέσματα με βάση τα οποία έγινε η κοστολόγηση είναι εκείνα του μέγιστου ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης καθώς τότε παρατηρούνται οι υψηλότερες θερμοκρασίες T_{IT} στον Brayton sCO_2 .

Πίνακας 5.2.1: Ειδικό Κόστος Εγκαταστάσεων της Μονάδας Χωρίς ORC.([5.3]-[5.5])

| Εγκατάσταση | Ειδικό Κόστος |
|--------------------------------------|----------------------|
| PTC | 250€/m ² |
| Δοχείο Αποθήκευσης | 1000€/m ³ |
| Ψύκτης με Απορρόφηση ($LiBr-H_2O$) | 600€/kW _E |



Διάγραμμα 5.2.1: Κόστος εγκαταστάσεων για την απλή μονάδα ως προς τον n_{rec} και για τα αποτελέσματα μέγιστου ηλεκτρικού β.α.

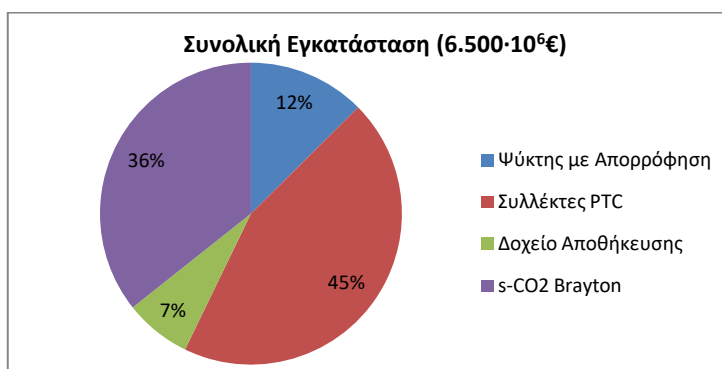


Σκοπός του παρόντος Κεφαλαίου είναι η τελική επιλογή βαθμού απόδοσης ανακομιστή (η_{rec}) έτσι ώστε η κοστολογούμενη εγκατάσταση Brayton να χρησιμοποιηθεί σε διάφορες θερμοκρασίες λειτουργίας και αντίστοιχα διαφορετικές μονάδες λόγο PTC, δοχείου αλλά και διορθώνοντας το κόστος του ψύκτη, στην ανάλυση και βελτιστοποίηση της δυναμικής λειτουργίας της μονάδας.

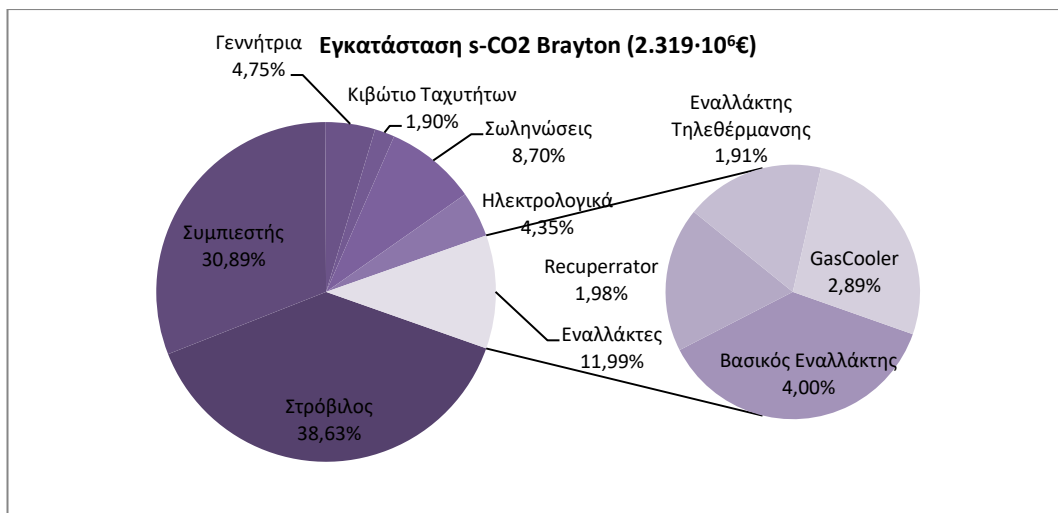
Από το Διάγραμμα 5.2.1 παρατηρείται πως η αύξηση του βαθμού απόδοσης ανακομιστή (κατά 10% από 0.75 σε 0.85) αυξάνει το κόστος του Brayton κατά τάξη μεγέθους των 100.000€, ενώ μειώνει το κόστος του ψύκτη με απορρόφηση κατά 239.000€ επιφέροντας συνολικά μείωση του κόστους της μονάδας κατά 139.000€. Τελικός, η αύξηση του η_{rec} πέραν του βέλτιστου ηλεκτρικού αλλά και εξεργειακού βαθμού που παρατηρήθηκε και μείωση του συνολικού κόστους της μονάδας. Για τους λόγους αυτούς επιλέγεται για την απλή μονάδα η εγκατάσταση ανακομιστή με τον μέγιστο βαθμό απόδοσης των δοκιμών και συγκεκριμένα με 0.85. Οπότε για την μονάδα που αντιστοιχεί για η_{rec} 0.85 και μέγιστο $\eta_{el, TOT}$ τα κόστη των επιμέρους εγκαταστάσεων παρουσιάζονται λεπτομερέστερα παρακάτω. Στον Πίνακα 5.2.2 φαίνονται τα κόστη των εγκαταστάσεων και στα Διαγράμματα 5.2.2 και 5.2.3 τα κόστη σε μορφή ποσοστών.

Πίνακας 5.2.2: Κόστος Μονάδας και Εγκαταστάσεων για την Απλή Περίπτωση.

| Συνολική Μονάδα | 6.500·10 ⁶ € | | | | | | |
|--|-------------------------|-----------------------|-------------------------|---|----------------|-------------------------|--|
| PTC | Ειδικό Κόστος | 250€/m ² | Ποσότητα | 11600m ² | Κόστος Μονάδας | 2.900·10 ⁶ € | |
| Δοχείο Αποθήκευσης | | 1000€/m ³ | | 464m ³ | | 0.464·10 ⁶ € | |
| Ψύκτης με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) | | 600€/kW _E | | 1362kW | | 0.817·10 ⁶ € | |
| Brayton s-CO ₂ | 2.319·10 ⁶ € | Στρόβιλος | | 0.896·10 ⁶ € | | | |
| | | Συμπιεστής | | 0.716·10 ⁶ € | | | |
| | | Γεννήτρια | | 0.110·10 ⁶ € | | | |
| | | Κιβώτιο Ταχυτήτων | | 0.044·10 ⁶ € | | | |
| | | Σωληνώσεις | | 0.202·10 ⁶ € | | | |
| | | Ηλεκτρολογικά | | 0.101·10 ⁶ € | | | |
| | | Εναλλάκτες Θερμότητας | 0.250·10 ⁶ € | Εναλλάκτης Απορρόφησης Θερμότητας από molten salt (HEX ₁) | | 0.093·10 ⁶ € | |
| | | | | Ανακομιστής (HEX ₂) | | 0.046·10 ⁶ € | |
| | | | | Εναλλάκτης Τηλεθέρμανσης (HEX ₃) | | 0.044·10 ⁶ € | |
| | | | | Gas Cooler | | 0.067·10 ⁶ € | |



Διάγραμμα 5.2.2: Ποσοστιαία κατανομή του κόστους των εγκαταστάσεων της απλής μονάδας.



Διάγραμμα 5.2.3: Ποσοστιαία κατανομή του κόστους των στοιχείων του κύκλου Brayton s-CO₂ με ανακομιστή θερμότητας β.α. 0.85.

5.2.2: Κόστος Μονάδας με ORC.

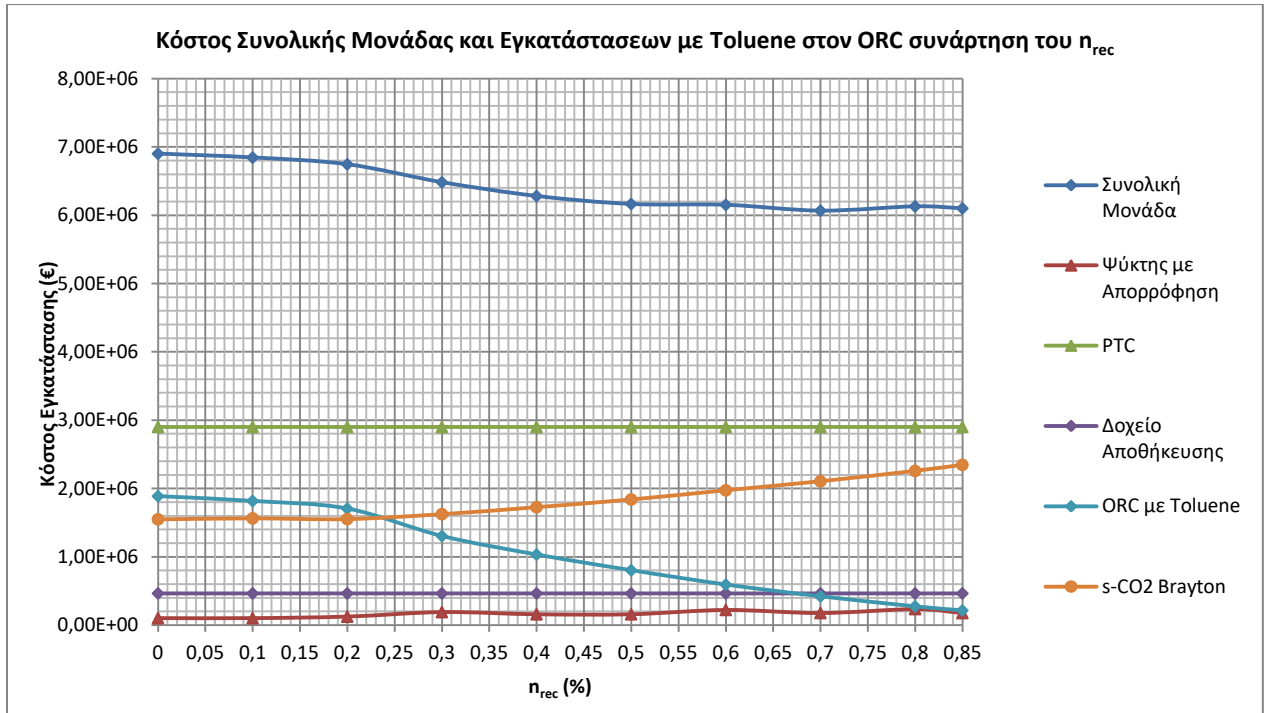
Στην Ενότητα 5.1.2 δεν αποφάνθηκε ποιο/α είναι το εργαζόμενο μέσο του ORC με βάση το οποίο η μονάδα όχι μόνο λειτουργεί ικανοποιητικά θερμοδυναμικά αλλά είναι και οικονομικά συμφέρουσα. Παρατηρήθηκε πως με το n-Pentane παρουσιάστηκε υψηλότερος συνολικός ηλεκτρικός ($\eta_{el, TOT}$) και εξεργειακός ($\eta_{ex, TOT}$) βαθμός απόδοσης, αλλά παρόλα αυτά παραπλήσιοι με εκείνους του Toluene για ενδιάμεσο η_{rec} (0.10). Ωστόσο, το Toluene παρουσίασε χαμηλότερο εξεργειακό βαθμό όχι μόνο από το n-Pentane αλλά και από τον μέγιστο της απλής μονάδας για το σημείο που παρουσίαζε τον καλύτερο συνολικό ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης με ρεαλιστικό παράγων πίεσης a .

Οι εγκαταστάσεις που αποτελούν την μονάδα με ORC αναφέρονται επιγραμματικά και είναι οι συλλέκτες PTC, το δοχείο αποθήκευσης, ο κύκλος Brayton sCO₂, ο κύκλος ORC και ο ψύκτης με απορρόφηση (LiBr-H₂O). Στον Πίνακα 5.2.3 αποτυπώνονται τα ειδικά κόστη των εγκαταστάσεων πλην του κύκλου Brayton.

Πίνακας 5.2.3: Ειδικό Κόστος Εγκαταστάσεων της Μονάδας Χωρίς ORC. ([5.3]-[5.5])

| Εγκατάσταση | Ειδικό Κόστος |
|--|------------------------|
| PTC | 250€/m ² |
| Δοχείο Αποθήκευσης | 1000€/m ³ |
| ORC | 2000€/kW _{el} |
| Ψύκτης με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) | 600€/kW _E |

Αρχικά παρουσιάζονται τα αποτελέσματα όταν εργαζόμενο μέσο επιλέγεται το Toluene και έπειτα για το n-Pentane. Στο Διάγραμμα 5.2.2 παρουσιάζεται το κόστος των εγκαταστάσεων για την μονάδα με Toluene για β.α. ανακομιστή από 0 έως και 0.85.

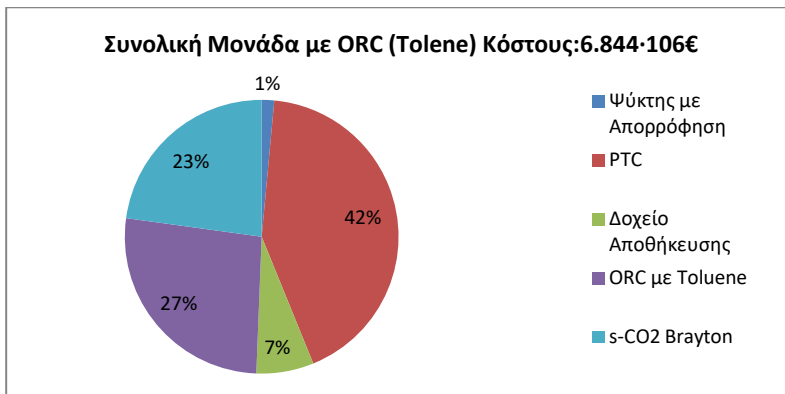


Διάγραμμα 5.2.2: Κόστος εγκαταστάσεων για την μονάδα με Toluene στον ORC ως προς τον η_{rec} και για τα αποτελέσματα μέγιστου ηλεκτρικού β.α.

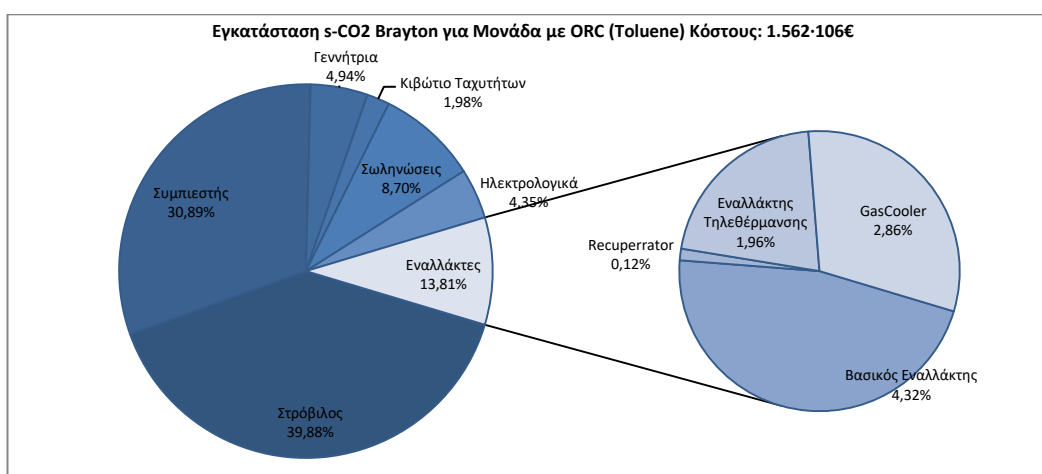
Παρατηρείται πως το κόστος της συνολικής μονάδας για χαμηλούς β.α. ανακομιστή (η_{rec}) είναι υψηλότερο κατά περίπου $0.8 \cdot 10^6 \text{€}$ ενώ για υψηλότερες τιμές η_{rec} (0.2-0.80) το κόστος μειώνεται αλλά και ο συνολικός ηλεκτρικός και εξεργειακός βαθμός αποκτούν χαμηλές τιμές (Διαγράμματα 5.1.9-5.1.12), όπως και ο (a) (Διαγράμματα 5.1.13-5.1.14). Για η_{rec} (0.80-0.85) ο λόγος a αποκτά μη ρεαλιστικά χαμηλές τιμές. Για τον λόγο αυτό και επιλέχθηκε η εγκατάσταση για η_{rec} 0.1 και στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 5.2.4) παρουσιάζονται τα κόστη της μονάδας και των επιμέρους εγκαταστάσεων, ενώ στα Διαγράμματα 5.2.3 και 5.2.4 τα αποτελέσματα αυτά είναι σε μορφή ποσοστού.

Πίνακας 5.2.4: Κόστος Μονάδας και Εγκαταστάσεων για την Περίπτωση με ORC (Toluene) και $\eta_{rec}=0.10$.

| Συνολική Μονάδα | 6.844·10 ⁶ € | | | | | | |
|--|-------------------------|------------------------|-------------------------|---|----------------|-------------------------|--|
| PTC | Ειδικό Κόστος | 250€/m ² | Ποσότητα | 11600m ² | Κόστος Μονάδας | 2.900·10 ⁶ € | |
| Δοχείο Αποθήκευσης | | 1000€/m ³ | | 464m ³ | | 0.464·10 ⁶ € | |
| Ψύκτης με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) | | 600€/kW _e | | 168kW _e | | 0.101·10 ⁶ € | |
| ORC (Toluene) | | 2000€/kW _{el} | | 908kW _{el} | | 1.816·10 ⁶ € | |
| Brayton s-CO ₂ | 1.562·10 ⁶ € | Στρόβιλος | | 0.623·10 ⁶ € | | | |
| | | Συμπιεστής | | 0.483·10 ⁶ € | | | |
| | | Γεννήτρια | | 0.077·10 ⁶ € | | | |
| | | Κιβώτιο Ταχυτήτων | | 0.031·10 ⁶ € | | | |
| | | Σωληνώσεις | | 0.136·10 ⁶ € | | | |
| | | Ηλεκτρολογικά | | 0.068·10 ⁶ € | | | |
| | | Εναλλάκτες Θερμότητας | 0.145·10 ⁶ € | Εναλλάκτης Απορρόφησης Θερμότητας από molten salt (HEX ₁) | | 0.067·10 ⁶ € | |
| | | | | Ανακομιστής (HEX ₂) | | 0.002·10 ⁶ € | |
| Εναλλάκτης Τηλεθέρμανσης (HEX ₃) | | | | 0.031·10 ⁶ € | | | |
| Gas Cooler | | | | 0.045·10 ⁶ € | | | |

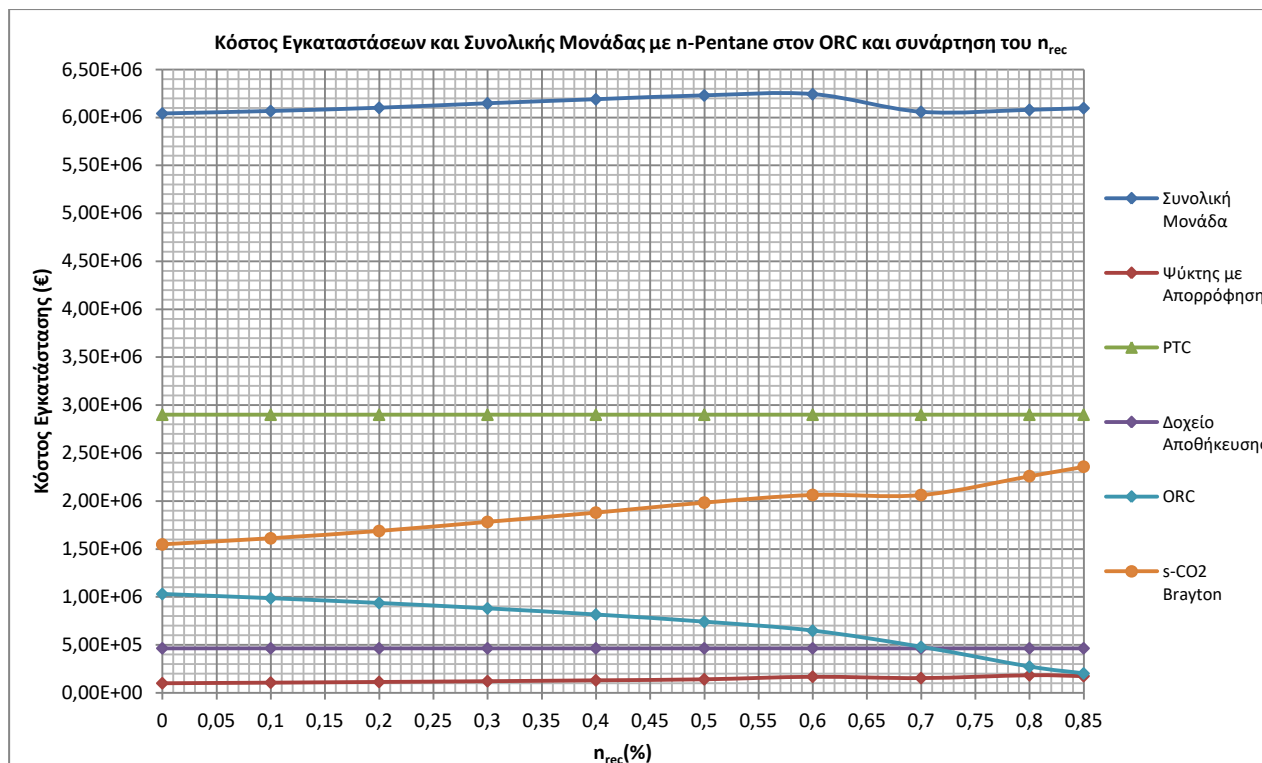


Διάγραμμα 5.2.3: Ποσοστιαία κατανομή του κόστους των εγκαταστάσεων της μονάδας με ORC (Toluene) και $n_{rec}=0.10$.



Διάγραμμα 5.2.4: Ποσοστιαία κατανομή του κόστους των στοιχείων του κύκλου Brayton s-CO₂ με ανακομιστή θερμότητας β.α. 0.10.

Για εργαζόμενο μέσο το n-Pentane στο Διάγραμμα 5.2.5 παρουσιάζονται τα κόστη των επιμέρους εγκαταστάσεων, όπως και της συνολικής μονάδας. Για τιμές του n_{rec} από 0 με 0.85 τα αποτελέσματα είναι εκείνα που προέκυψαν για μέγιστο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης, καθώς τότε παρατηρούνται οι μέγιστες θερμοκρασίες που επηρεάζουν το κόστος του κύκλου Brayton sCO₂.



Διάγραμμα 5.2.5: Κόστος εγκαταστάσεων για την μονάδα με n-Pentane στον ORC ως προς τον η_{rec} και για τα αποτελέσματα μέγιστου ηλεκτρικού β.α.

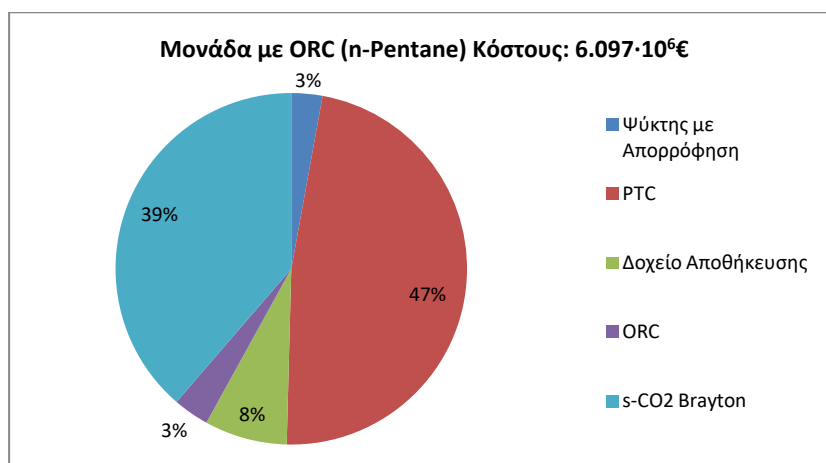
Πίνακας 5.2.5: Κόστος Μονάδας και Εγκαταστάσεων για την Περίπτωση με ORC (n-Pentane) και $\eta_{rec}=0.85$.

| Συνολική Μονάδα | 6.097·10 ⁶ € | | | | | | |
|--|-------------------------|------------------------|-------------------------|---|----------------|-------------------------|--|
| PTC | Ειδικό Κόστος | 250€/m ² | Ποσότητα | 11600m ² | Κόστος Μονάδας | 2.900·10 ⁶ € | |
| Δοχείο Αποθήκευσης | | 1000€/m ³ | | 464m ³ | | 0.464·10 ⁶ € | |
| Ψύκτης με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) | | 600€/kW _ε | | 290kW _ε | | 0.174·10 ⁶ € | |
| ORC (n-Pentane) | | 2000€/kW _{ελ} | | 100.7kW _{ελ} | | 0.201·10 ⁶ € | |
| Brayton s-CO ₂ | 2.358·10 ⁶ € | Στρόβιλος | | 0.893·10 ⁶ € | | | |
| | | Συμπιεστής | | 0.708·10 ⁶ € | | | |
| | | Γεννήτρια | | 0.110·10 ⁶ € | | | |
| | | Κιβώτιο Ταχυτήτων | | 0.044·10 ⁶ € | | | |
| | | Σωληνώσεις | | 0.205·10 ⁶ € | | | |
| | | Ηλεκτρολογικά | | 0.103·10 ⁶ € | | | |
| | | Εναλλάκτες Θερμότητας | 0.296·10 ⁶ € | Εναλλάκτης Απορρόφησης Θερμότητας από molten salt (HEX ₁) | | 0.091·10 ⁶ € | |
| | | | | Ανακομιστής (HEX ₂) | | 0.091·10 ⁶ € | |
| Εναλλάκτης Τηλεθέρμανσης (HEX ₃) | | | | 0.049·10 ⁶ € | | | |
| Gas Cooler | | | | 0.065·10 ⁶ € | | | |

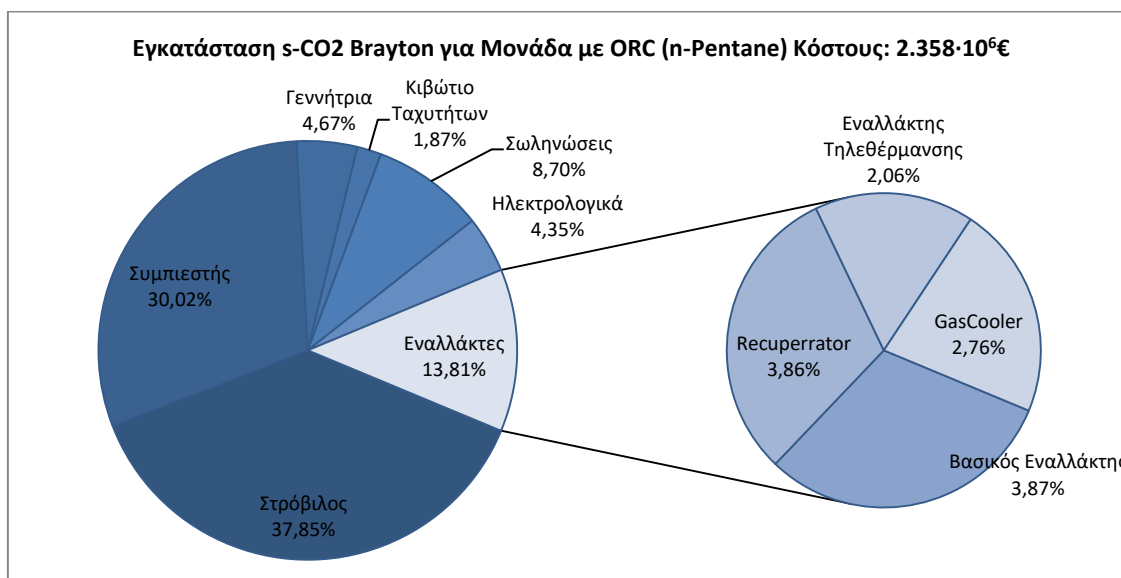
Η αύξηση του η_{rec} επιφέρει αύξηση του κόστους του Brayton, μείωση του κόστους του ORC και διατήρηση περίπου στις ίδιες τιμές του κόστους του ψύκτη, όπως και στην περίπτωση του Toluene. Βασική διαφορά με το Διάγραμμα 5.2.2 αποτελεί πως για το εύρος τιμών η_{rec} 0.0-0.60 παρατηρείται αύξηση του συνολικού κόστους της εγκατάστασης, γεγονός που δεν συμβαίνει με το Toluene. Ο λόγος



είναι ότι το n-Pentane επιφέρει μείωση του κόστους ORC με μικρότερο ρυθμό ως προ το n_{rec} σε σύγκριση με το Toluene, οπότε αθροιζόμενο με το αυξανόμενο κόστος του Brayton οδηγεί για το παραπάνω διάστημα σε αύξηση του κόστους της μονάδας, ενώ εν συνεχεία μειώνεται λαμβάνοντας τελικά την τιμή $6.097 \cdot 10^6 \text{€}$. Όπως και παρουσιάστηκε συνοπτικά στον Πίνακα 5.1.5 η μονάδα με n-Pentane στον ORC λαμβάνει τις μέγιστες τιμές σε $n_{ei,TOT}$ και $n_{ex,TOT}$ για $n_{rec}=0.85$ για τον οποίο αποκτά τελικά και το χαμηλότερο κόστος ως μονάδα. Στο Πίνακα 5.2.5 παρουσιάζονται τα κόστη των εγκαταστάσεων και της συνολικής μονάδας, ενώ στα Διαγράμματα 5.2.6 και 5.2.7 αποτυπώνονται σε μορφή ποσοστών.



Διάγραμμα 5.2.6: Ποσοστιαία κατανομή του κόστους των εγκαταστάσεων της μονάδας με ORC (n-Pentane) και $n_{rec}=0.85$.

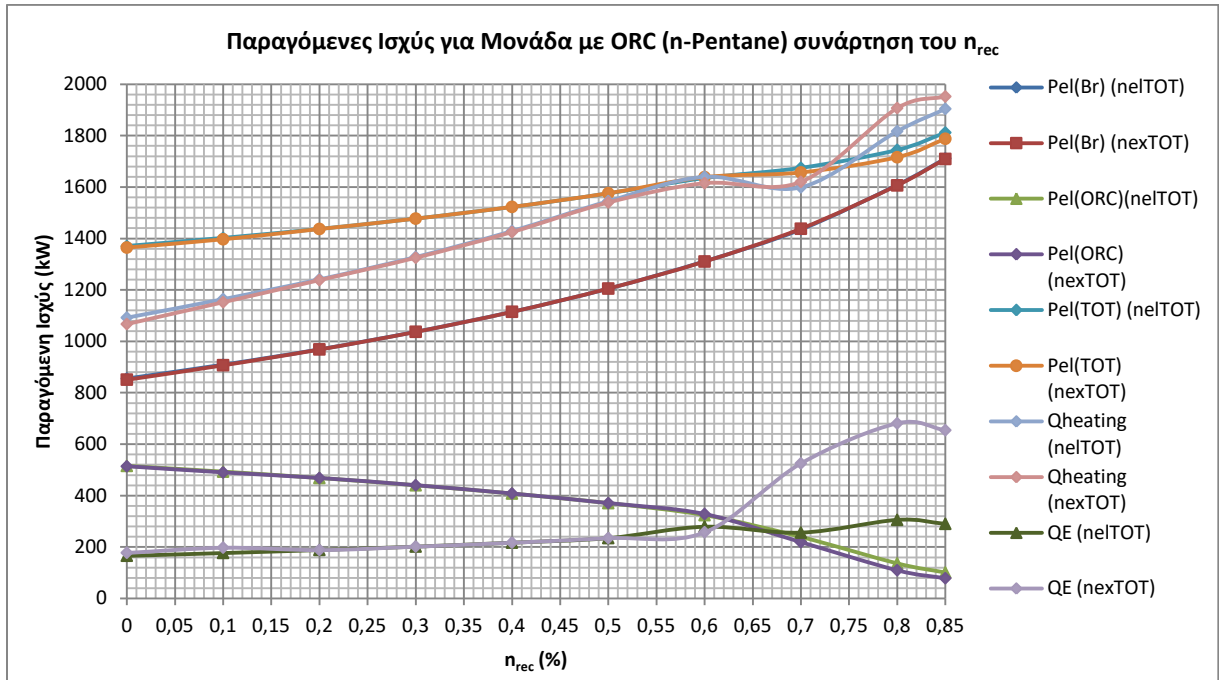


Διάγραμμα 5.2.7: Ποσοστιαία κατανομή του κόστους των στοιχείων του κύκλου Brayton s-CO₂ με ανακομιστή θερμότητας β.α. 0.85.

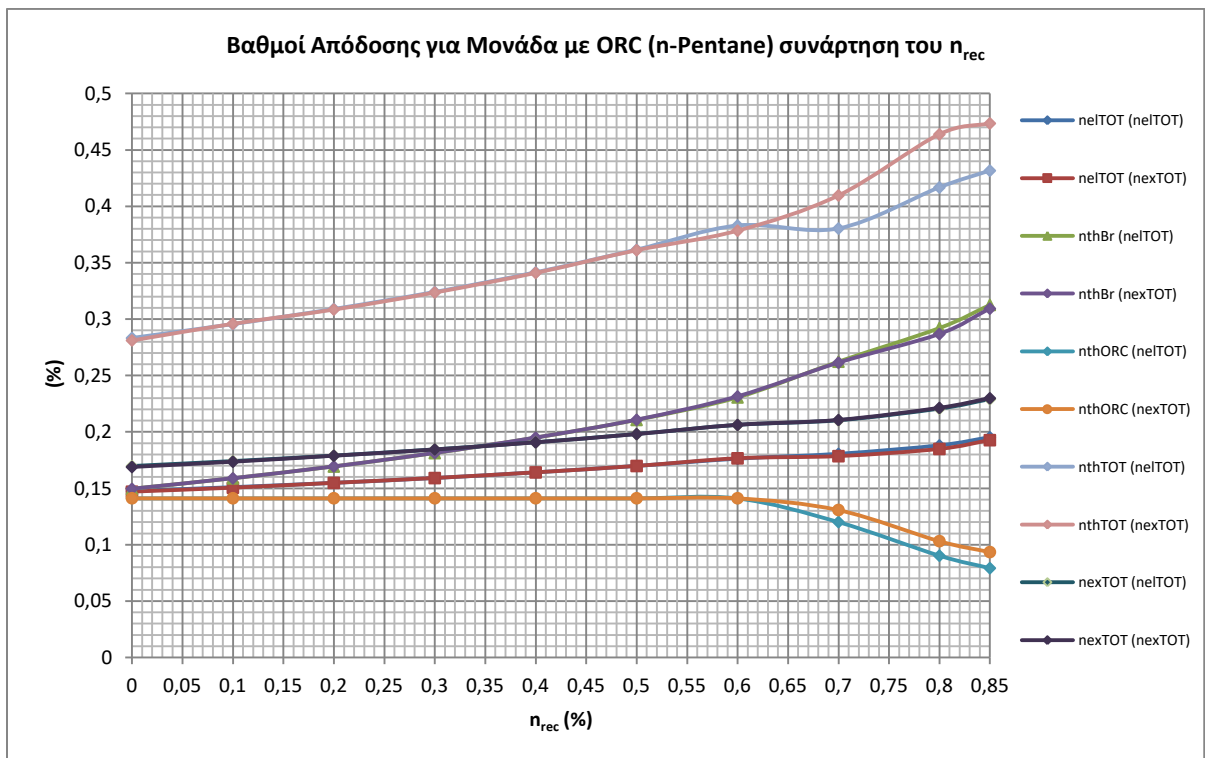
Κατά τον υπολογισμό του κόστους των μονάδων με ORC συμπεραίνεται πως όταν χρησιμοποιείται n-Pentane, έναντι Toluene, πέραν των ελαφρώς αυξημένων βαθμών (ηλεκτρικού και εξεργειακού – Πίνακας 5.1.5), που ωστόσο είναι παραπλήσιοι, επιτυγχάνεται μικρότερο κόστος μονάδας ($6.097 \cdot 10^6 \text{€}$ έναντι $6.844 \cdot 10^6 \text{€}$). Παρατηρήθηκε μεγαλύτερο κόστος του κύκλου Brayton και του ψύκτη αλλά αρκετά χαμηλότερο κόστος του ORC. Για τους λόγους αυτούς επιλέγεται ως εργαζόμενο μέσο το n-Pentane και με βαθμό απόδοσης ανακομιστή ίσο με 0.85. Οι παράμετροι βελτιστοποίησης για κάθε



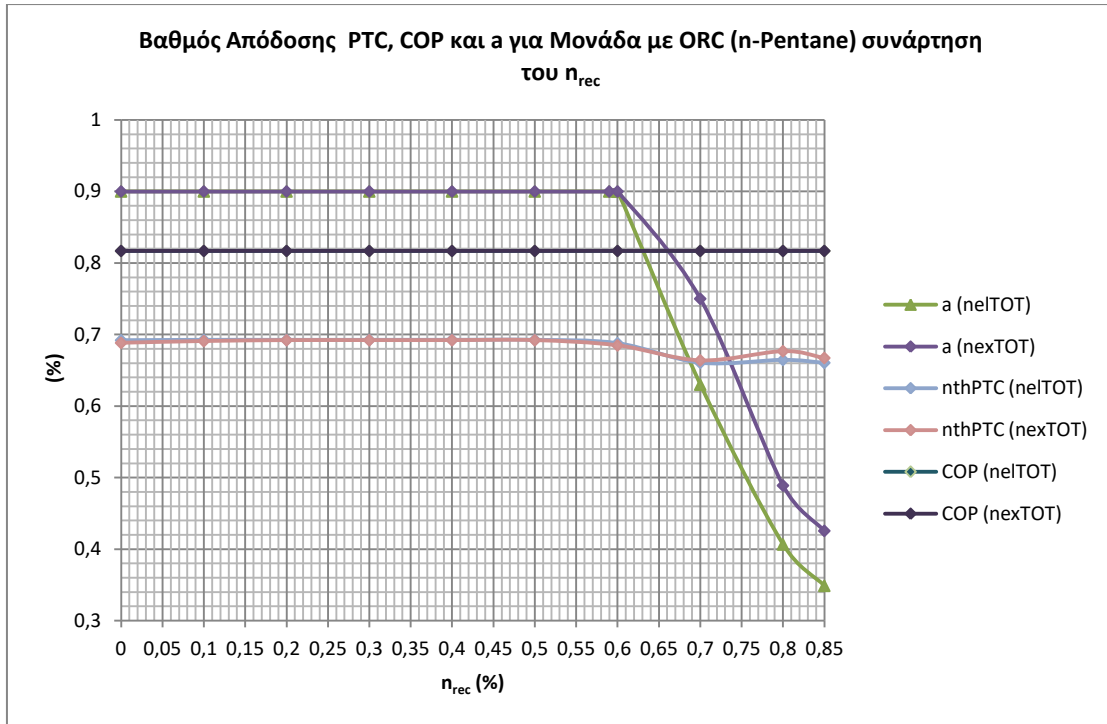
βαθμό απόδοσης η_{rec} είναι τρεις, η T_{IT} , η T_7 και ο a και κατά την βελτιστοποίηση τα αποτελέσματα της μέγιστης θερμοκρασίας T_{IT} δεν παρουσίασαν κάποια συγκεκριμένη ομοιομορφία. Ωστόσο, τα διαγράμματα των παραγόμενων ποσών ενέργειας, των βαθμών απόδοσης, τον προσδιδόμενων θερμικών ποσών και παροχών μάζας παρατίθενται παρακάτω (Διαγράμματα 5.2.8 – 5.2.12).



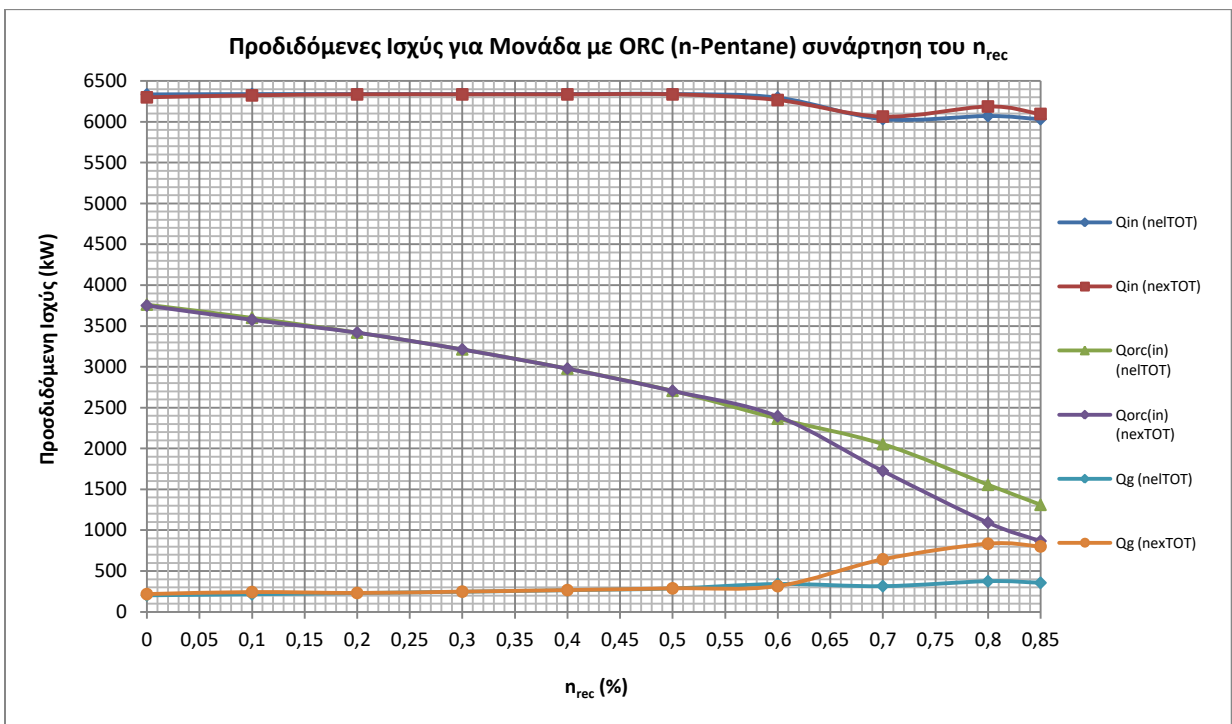
Διάγραμμα 5.2.8: Παραγόμενες ισχύς της μονάδας με ORC(n-Pentane) με μεγιστοποίηση των στόχων $\eta_{el(TOT)}$ και $\eta_{ex(TOT)}$ για τιμές του η_{rec} .



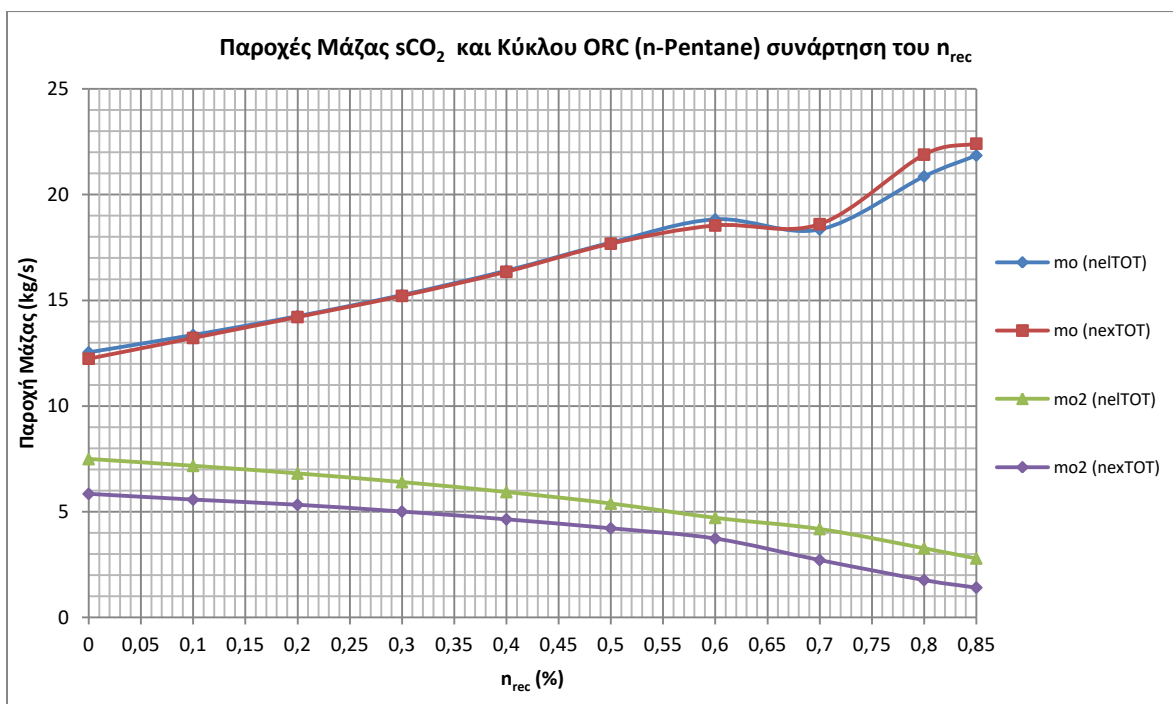
Διάγραμμα 5.2.9: Βαθμοί απόδοσης, συνολικός ηλεκτρικός ($\eta_{el(TOT)}$), θερμικός του κύκλου Brayton (η_{thBr}), θερμικός του ORC (η_{thORC}), συνολικός θερμικός (η_{thTOT}) και συνολικός εξεργειακός (η_{exTOT}) της μονάδας με ORC(n-Pentane) με μεγιστοποίηση των στόχων $\eta_{el(TOT)}$ και $\eta_{ex(TOT)}$ για τιμές του η_{rec} .



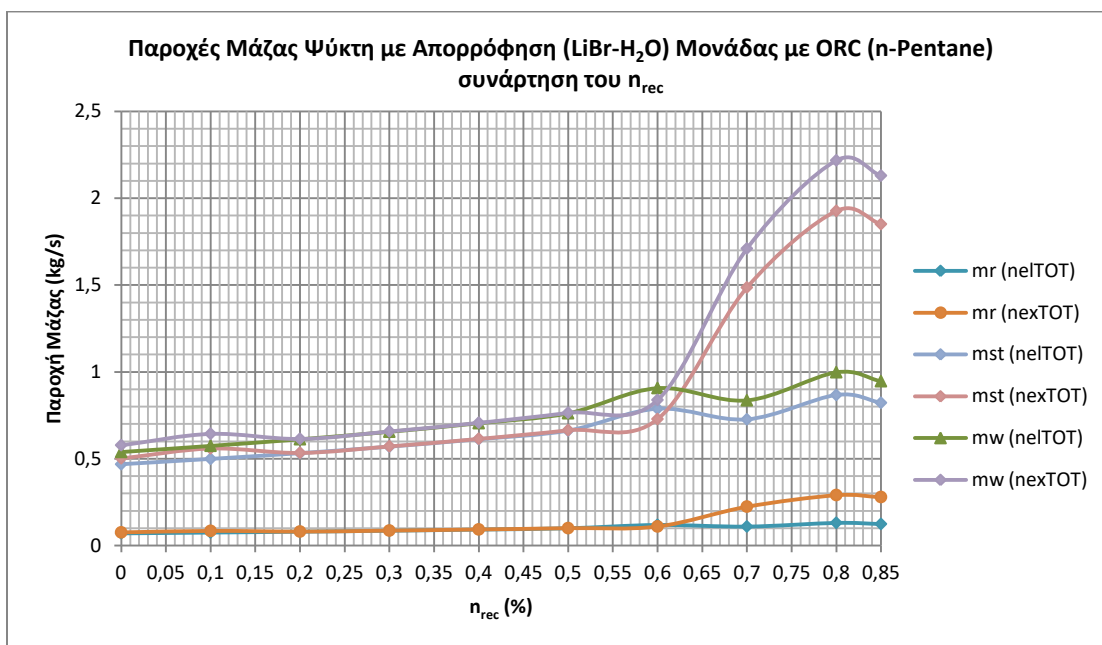
Διάγραμμα 5.2.10: Θερμικός βαθμός απόδοσης των PTC (n_{thPTC}), COP του ψύκτη και παράγων πίεσης (α) της μονάδας με ORC(n-Pentane) με μεγιστοποίηση των στόχων $\eta_{el(TOT)}$ και $\eta_{ex(TOT)}$ για τιμές του η_{rec} .



Διάγραμμα 5.2.11: Προσδιδόμενες θερμικές ισχύς στον κύκλο Brayton (Q_{in}), στον κύκλο ORC ($Q_{ORC(in)}$) και στον ψύκτη (Q_g).



Διάγραμμα 5.2.12: Διάγραμμα παροχής μάζας sCO_2 (m_o) και n-Pentane στον ORC (m_{o2}).



Διάγραμμα 5.2.13: Διάγραμμα παροχών μάζας στον ψύκτη με απορρόφηση (H_2O), δηλαδή του ψυκτικού μέσου (νερού) (m_r), του αραιού διαλύματος (m_w) και του πλουσίου διαλύματος (m_{st}).

Στο Διάγραμμα 5.2.8 παρουσιάζονται τα παραγόμενα ποσά ενέργειας για τους δύο στόχους μεγιστοποίησης. Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από τον Brayton είναι πανομοιότυπη. Η ηλεκτρική ισχύς του ORC παρουσιάζει διαφοροποίηση για τιμές του n_{rec} πάνω από περίπου 0.65 με υψηλότερη εκείνη της περίπτωσης μεγιστοποίησης του $n_{el(TOT)}$. Η μείωση της ηλ. ισχύος του ORC στην περίπτωση μεγιστοποίησης του $n_{ex(TOT)}$ συνοδεύεται από αύξηση της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος κατά τάξεις μεγέθους των 200kW-400kW και μικρότερη αύξηση της παραγόμενης θερμότητας τηλεθέρμανσης κατά τάξης μεγέθους 40kW-80kW.



Αναφορικά με τους βαθμούς απόδοσης (Διάγραμμα 5.2.9) της εγκατάστασης παρατηρείται πως η βελτιστοποίηση με στόχο τον n_{exTOT} , για $n_{rec} > 0.60$ οδηγεί σε αύξηση του συνολικού θερμικού (n_{thTOT}) και του ORC (n_{thORC}). Ωστόσο παρουσιάζει χαμηλή μείωση του ηλεκτρικού βαθμού (n_{elTOT}) και ελάχιστη διαφοροποίηση του συνολικού εξεργειακού (n_{exTOT}) από την περίπτωση που στόχος αποτελεί ο συνολικός ηλεκτρικός (n_{el}). Όπως παρατηρείται και από το Διάγραμμα 5.2.10 στην περίπτωση μεγιστοποίησης του n_{exTOT} αυξήθηκε ο n_{thORC} με ταυτόχρονη αύξηση του λόγου πιέσεων α . Ο n_{thORC} για την περίπτωση στόχου του n_{elTOT} λαμβάνει τιμές τάξεως από 0.15 έως 0.08 ενώ όταν στόχος τίθεται ο n_{exTOT} από 0.15 έως 0.09. Παρατηρείται μικρή διαφοροποίηση του θερμικού βαθμού των PTC (n_{thPTC}) και ο COP είναι περίπου 0.817 και σταθερός.

Από το Διάγραμμα 5.2.11 παρατηρείται πως η αύξηση του n_{rec} οδηγεί τελικώς σε μείωση της προσδιδόμενης θερμότητας στον Brayton με εκείνη στην περίπτωση στόχου του μέγιστου $n_{ex(TOT)}$ να είναι ελαφρώς υψηλότερη κατά το διάστημα 0.70-0.85 ενώ για το διάστημα 0.0-0.7 είναι παραπλήσιες. Επιπλέον, ενδιαφέρον παρουσιάζει και το γεγονός ότι τα ποσά θερμότητας που απορρίπτονται στον ORC ($Q_{ORC(in)}$) και στον ψύκτη (Q_g) παραμένουν σχεδόν ίσα για n_{rec} στο διάστημα 0.0-0.6, ενώ για το 0.60-0.85 παρατηρείται μείωση της $Q_{ORC(in)}$ και αύξηση της Q_g για στόχο την μεγιστοποίηση του $n_{ex(TOT)}$.

Αναφορικά με τις παροχές μάζας των εργαζόμενων μέσων sCO_2 (m_o), n-Pentane (m_{o2}) και στον ψύκτη LiBr-H₂O τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 5.2.12 και 5.2.13. Για την παροχή μάζα sCO_2 (Διάγραμμα 5.1.12) παρατηρείται πως η αύξηση του n_{rec} οδηγεί στην αύξηση της, όπως και έχει εξεξηγηθεί στις Ενότητες 4.3.1 και 4.3.2. Στην περίπτωση μεγιστοποίησης του εξεργειακού β .α. παρατηρείται πως η παροχή μάζας του sCO_2 είναι υψηλότερη και η διαφοροποίηση ξεκινά από n_{rec} περίπου στο 0.65 με 0.70. Η παροχή μάζας του n-Pentane (m_{o2}) παρουσιάζει μείωση με την αύξηση του n_{rec} και στην περίπτωση στόχου του $n_{ex(TOT)}$ είναι χαμηλότερη κατά τάξη μεγέθους 1kg/s-2kg/s.

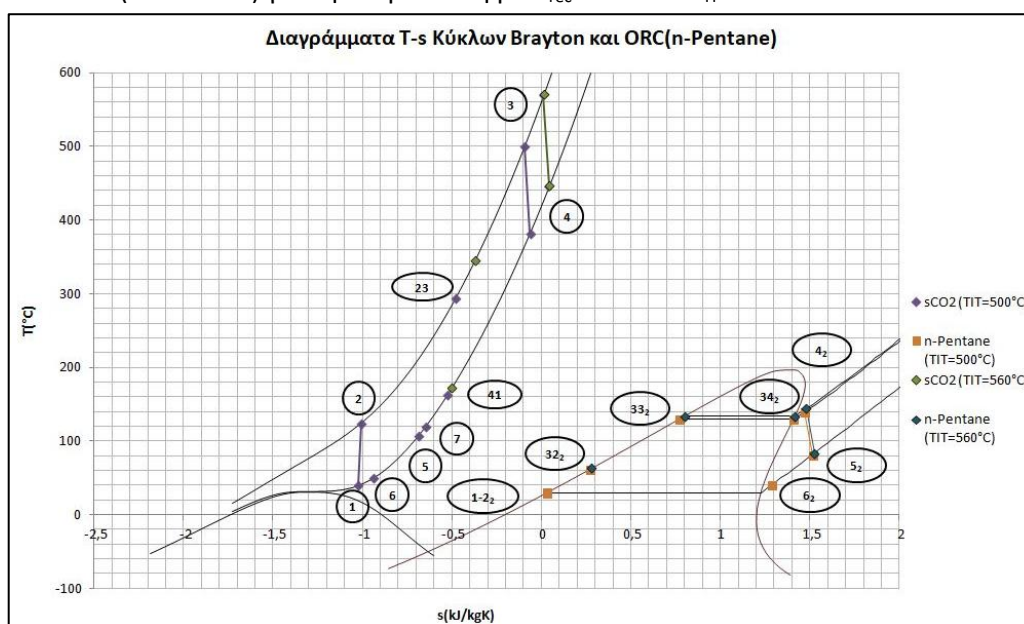
5.3: Παρατηρήσεις και Συμπεράσματα.

Για την μονάδα χωρίς την τοποθέτηση ORC παρατηρήθηκε πως η αύξηση του n_{rec} οδήγησε σε αύξηση ηλεκτρικού (n_{el}) και εξεργειακού (n_{exTOT}) βαθμού. Παρατηρήθηκε μείωση του συνολικού θερμικού βαθμού απόδοσης (n_{thTOT}) αλλά και του κόστους της εγκατάστασης με το τελικό να ανέρχεται στα 6.500·10⁶€. Λόγο μεγιστοποίησης του ηλεκτρικού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης αλλά και την μείωση του κόστους της εγκατάστασης επιλέχθηκε η μονάδα με τον μέγιστο n_{rec} , αλλά και επιπλέον λόγω του γεγονότος ότι η μείωση του n_{thTOT} επέρχεται από την μείωση της ψυκτικής ισχύος (Q_E). Η Q_E διατηρείται ωστόσο σε υψηλά επίπεδα με την τελική να κυμαίνεται στην τάξη των 1350kW. Η εγκατάσταση Brayton sCO_2 που θα διερευνηθεί ως προς την δυναμική λειτουργία της μονάδας είναι εκείνη για $n_{rec}=0.85$. Η διερεύνηση περιλαμβάνει θερμοδυναμικούς και οικονομικούς υπολογισμούς για διαφορετική συνολική επιφάνεια εγκατεστημένων PTC, όγκου δοχείου αποθήκευσης και θερμοκρασίας λειτουργίας T_{IT} . Οι στόχοι είναι παραπάνω του ενός, καθώς απαιτείται τόσο οικονομική βιωσιμότητα της μονάδας όσο και αποτελεσματική ενεργειακή αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας.

Με σκοπό την αύξηση της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας εξετάστηκε το σενάριο απόρριψης θερμότητας του ρεύματος sCO_2 χαμηλής πίεσης μετά τον ανακομιστή και πριν από τον ψύκτη, όπου και παρατηρούνται οι υψηλότερες θερμοκρασίες απόρριψης θερμότητας. Η τροποποίηση αυτή επιφέρει μείωση στον συνολικό θερμικό βαθμό απόδοσης (n_{thTOT}) καθώς μειώνεται το ψυκτικό



αποτέλεσμα, όμως κρίνεται αναγκαίο να συγκριθεί με το κέρδος σε ηλεκτρική ισχύ. Δοκιμάστηκαν έξι εργαζόμενα μέσα στον ORC και παρατηρήθηκε ότι το εργαζόμενο μέσο και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του, όπως η κρίσιμη θερμοκρασία του αλλά και οι κλίσεις της καμπύλης T-s επηρεάζουν άμεσα την λειτουργία του ORC. Ο καθορισμός της θερμοκρασίας ατμοποίησης και της υψηλής πίεσης στον κύκλο ORC έχει άμεση επίδραση στον θερμικό β.α. του ORC (η_{thORC}). Με στόχους την μεγιστοποίηση των η_{elTOT} και η_{extTOT} επιλέχθηκαν ως εργαζόμενα μέσα το Toluene και το n-Pentane με η_{rec} 0.10 και 0.85 αντίστοιχα. Όμως το κόστος εγκατάστασης στην περίπτωση του n-Pentane εκτιμήθηκε αρκετά χαμηλότερο, $6.097 \cdot 10^6 \text{€}$ έναντι $6.844 \cdot 10^6 \text{€}$. Η τελική επιλογή αναφορικά με την μονάδα με ORC κρίθηκε με μέγιστο η_{rec} (0.85) και εργαζόμενο μέσο το n-Pentane, εκείνο με την χαμηλότερη κρίσιμη πίεση. Στο Σχήμα 5.3.1 απεικονίζονται σε διάγραμμα T-s οι κύκλοι του Brayton sCO_2 και του ORC(n-Pentane) για την περίπτωση με $\eta_{rec}=0.85$ και $T_{IT}=500^\circ\text{C}$ και 560°C .



Σχήμα 5.3.1: Αναπαράσταση της μεταβολής διαγράμματος T-s του κύκλου Brayton sCO_2 και του ORC(n-Pentane) για $\eta_{rec}=0.85$ και $T_{IT}=500^\circ\text{C}$, 560°C .

Από τους πίνακες 5.1.2 και 5.1.5 παρατηρείται πως η χρήση ORC επιφέρει αύξηση τόσο του συνολικού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης (η_{elTOT}) όσο ακόμη και του μέγιστου εξεργειακού (η_{extTOT}). Η αύξηση αυτή είναι της τάξης του 1%. Επιπλέον, το τελικό κόστος της μονάδας με ORC(n-Pentane) ($6.097 \cdot 10^6 \text{€}$) μειώθηκε έναντι της περιπτώσεως δίχως ORC ($6.500 \cdot 10^6 \text{€}$). Η μείωση αυτή αποδίδεται στην μείωση του κόστους του ψύκτη. Τυχόν διαφοροποιήσεις στην θερμοκρασία T_{IT} επηρεάζουν την λειτουργία των μονάδων. Για τον λόγο αυτό έγιναν δοκιμές για διαφορετικές θερμοκρασίες λειτουργίας κατά την δυναμική ανάλυση ώστε να εξετασθεί σε ποια θερμοκρασία η ενεργειακή αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας είναι η αποδοτικότερη και η μονάδα η οικονομικά συμφέρουσα.

Συγκριτικά με τις δύο μονάδες, εκείνη της απλής περίπτωσης και εκείνης με ORC, συνάγεται το συμπέρασμα ότι ο ORC δίνεται να βελτιώσει της ενεργειακή συμπεριφορά της μονάδας, όμως με σχετικά μικρή επίδραση στους τελικούς βαθμούς, ηλεκτρικό και θερμικό. Οι πιέσεις και ο ανακομιστής έλαβαν τις ακρέες τιμές τους, δηλαδή η P_H την μέγιστη (220bar), η P_L την ελάχιστη (75bar) και ο ανακομιστής την μέγιστη (0.85) και στις δύο περιπτώσεις. Δηλαδή, η μεγιστοποίηση του ηλεκτρικού και εξεργειακού βαθμού επιτυγχάνεται και στην περίπτωση με ORC, όταν ο ORC δεν επιρραάζει την λειτουργία του Brayton αυξάνοντας την P_L και μειώνοντας τον η_{rec} ώστε να



εξασφαλιστούν υψηλότερες θερμοκρασίες απόρριψης θερμότητας. Η αιτία αποδίδεται στον χαμηλό βαθμό απόδοσης του ORC. Ωστόσο, ο ORC χρησιμοποιήθηκε ως συμπληρωματικός κύκλος.

5.4: Βιβλιογραφικές Αναφορές.

[5.1] Karellas S., Leontaritis A.-D., Panousis G., Bellos E., Kakaras E. “Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry”, *Energy* (2013), 58: 147 – 156.

[5.2] Bellos E., Tzivanidis C. “Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy”, *Energy Conversion and Management* (2018), 156: 427 – 436.

[5.3] Bellos E., Tzivanidis C., Symeou C., Antonopoulos K. “Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach”, *Energy Conversion and Management* (2017), 137: 34-48.

[5.4] Bellos E., Tzivanidis C. “Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates”, *Applied Thermal Engineering* (2017), 126: 809 – 821.

[5.5] Bellos E., Loukas V., Theodosiou I.-C., Tzivanidis C. “Investigation of a solar biomass polygeneration system”, *Energy Conversion and Management* (2018), 173: 283-295.

[5.6] Wan Yu, Qichao Gong, Dan Gao, Gang Wang, Huashan Su, Xiang Li. “Thermodynamic Analysis of Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Internal Combustion Engine Waste Heat Recovery”, *Processes* (2020), p.g. 1 - 23.

[5.7] Kulhanek M., Dostal V. “SUPERCRITICAL CARBON DIOXIDE CYCLES THERMODYNAMIC ANALYSIS AND COMPARISON”, *Czech Technical University, Prague* (2011), p.g. 1-12.

[5.8] Bellos E., Tzivanidis C. “Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump”, *Journal of Cleaner Production* (2017), 161: 493-509.



Κεφάλαιο 6: Δυναμική Ετήσια Ανάλυση.

Στα Κεφάλαια 4 και 5 η μελέτη των μονάδων αποσκοπούσε περισσότερο στην θερμοδυναμική λειτουργία και βελτιστοποίηση των χρησιμοποιούμενων κύκλων. Οι στόχοι ήταν θερμοδυναμικοί, πέραν του κόστους των εγκαταστάσεων. Συγκεκριμένα ήταν η μεγιστοποίηση συνολικού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης (η_{EITOT}) και συνολικού εξεργειακού (η_{EXTOT}). Για τις συνθήκες περιβάλλοντος, δηλαδή η θερμοκρασία ($T_{\text{amb}}=25^{\circ}\text{C}$) και άμεση ακτινοβολία ($I_{\text{bn}}=800\text{W}/\text{m}^2$) λήφθηκαν σταθερές, όπως επίσης σταθερά λήφθηκαν και η εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών και το δοχείο αποθήκευσης. Διατηρώντας αμετάβλητα τα μεγέθη αυτά έγινε διερεύνηση και βελτιστοποίηση ώστε να επιλεγεί βέλτιστη μονάδα, τόσο με ORC όσο και χωρίς για την σταθερή αυτή λειτουργία. Το σκεπτικό που ακολουθήθηκε είναι πως με την βελτιστοποίηση σε σταθερή λειτουργία οι επιλεχθείσες μονάδες θα εξετασθούν ως προς την ετήσια λειτουργία τους στα σημεία σχεδιασμού τους.

Μείζον πρόβλημα της σταθερούς λειτουργίας είναι πως δεν αποτυπώνεται η επίδραση της ημερήσιας διακύμανσης της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (T_{amb}), της άμεσης ακτινοβολίας (I_{bn}) και του συντελεστή πρόσπτωσης K στην λειτουργία των μονάδων. Οι τρεις αυτοί παράμετροι (T_{amb} , I_{bn} , K) και η επίδραση τους στην συνολική λειτουργία των μονάδων (θερμοδυναμική και οικονομολογική) αποτελεί τον κύριο άξονα της δυναμικής ανάλυσης. Οι μονάδες, η μία χωρίς ORC και εκείνη με ORC (n -Pentane) λήφθηκαν ως είχαν υπολογιστεί από το Κεφάλαιο 5 της θερμοδυναμικής βελτιστοποίησης. Η δέσμευση και αξιοποίηση της ενέργειας της ηλιακής ακτινοβολίας επιτυγχάνεται μέσω των ηλιακών συλλεκτών PTC και του δοχείου αποθήκευσης της. Οι συλλέκτες και το δοχείο αποτελούν τις κύριες σχεδιαστικές παραμέτρους της δυναμικής ανάλυσης. Η κατάλληλη επιλογή αυτών καθορίζει την αποθηκευόμενη και προσφερόμενη για τριπαραγωγή θερμότητα αλλά αυξάνει το κόστος των μονάδων. Για τον λόγο αυτό η συνδυαστική βελτιστοποίηση τόσο με θερμοδυναμικούς στόχους (η_{EITOT} , η_{EXTOT}) όσο και με οικονομικούς (IRR, NPV, PBP, λ_{NPV} , C_o) καθίσταται απαραίτητη.

Οι παραπάνω αναλύσεις και υπολογισμοί είναι άμεσα συνυφασμένοι με την εκάστοτε περιοχή που βρίσκεται η μονάδα. Η περιοχή στην οποία αναφέρεται η παρούσα εργασία είναι η Αθήνα. Το μοντέλο υπολογισμού της ακτινοβολίας και της άμεσης όπως και του συντελεστή K αναπτύχθηκαν στις Ενότητες 3.1 και 4.1.1 αντίστοιχα. Αναφορικά με την θερμοκρασία περιβάλλοντος χρησιμοποιήθηκε κατάλληλο μοντέλο.

6.1: Άμεση Ακτινοβολία και Θερμοκρασία Περιβάλλοντος Αθήνας.

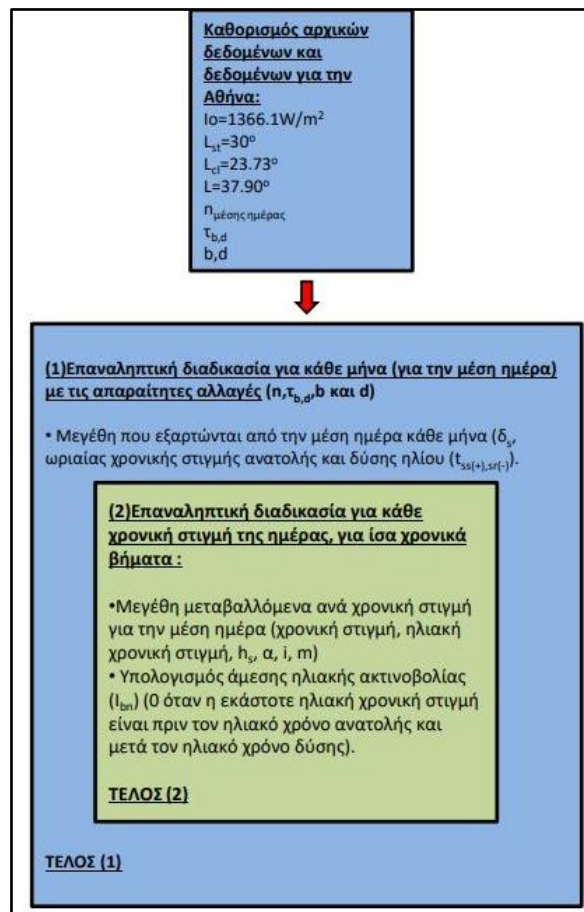
Ο υπολογισμός της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας (I_{bn}) έγινε χρησιμοποιώντας το μοντέλο «καθαρού ουρανού» της ASHRAE που παρουσιάστηκε στην Ενότητα 3.1.3. Η άμεση ακτινοβολία υπολογίζεται από την εξίσωση (3.1.14). Η ηλιακή ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας σε επίπεδο κάθετο στις ακτίνες (I) (3.1.13), οι συντελεστές των οπτικών παχών (τ_b , τ_d) (Πίνακας 3.1) καθώς και οι συντελεστές b και d (3.1.17 και 3.1.18) χρησιμοποιούνται για την μέση ημέρα κάθε μήνα. Στον Πίνακα 6.1.1 αποτυπώνεται ο αύξων αριθμός ημέρας (n) που αντιστοιχεί στην μέση ημέρα κάθε μήνα. Ο συντελεστής της αερίου μάζας (m) (3.1.16) προϋποθέτει τον υπολογισμό της γωνίας ηλιακού ύψους (α). Η γωνία α υπολογίζεται από την εξίσωση (3.1.7) κατόπιν του υπολογισμού της γωνίας ηλιακής απόκλισης (δ_s), που υπολογίζεται για την μέση ημέρα κάθε μήνα (3.1.2) και την ωριαία γωνία (h_s), η οποία υπολογίζεται για κάθε χρονική στιγμή ηλιοφάνειας για την εκάστοτε μέση ημέρα. Πριν και μετά της χρονικής διάρκειας ηλιοφάνειας η I_{bn} τίθεται ίση με 0. Ενώ η ηλιοφάνεια ξεκινάει από την χρονική στιγμή που αντιστοιχεί στον ηλιακό χρόνο ανατολής ($t_{sr(-)}$) και τελειώνει στον ηλιακό χρόνο δύσης



($t_{ss(+)}$) (3.1.12). Ο αλγόριθμος που χρησιμοποιήθηκε γράφηκε στην MatLab και στο Σχήμα 6.1.1 παρουσιάζεται συνοπτικά το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου.

Πίνακας 6.1.1: Αύξον αριθμός ημέρας (η) της μέσης ημέρας κάθε μήνα.[6.5]

| Μήνας | n |
|-------------|-----|
| Ιανουάριος | 17 |
| Φεβρουάριος | 47 |
| Μάρτιος | 75 |
| Απρίλιος | 105 |
| Μάιος | 135 |
| Ιούνιος | 162 |
| Ιούλιος | 198 |
| Αύγουστος | 228 |
| Σεπτέμβρης | 258 |
| Οκτώβρης | 288 |
| Νοέμβρης | 318 |
| Δεκέμβρης | 344 |



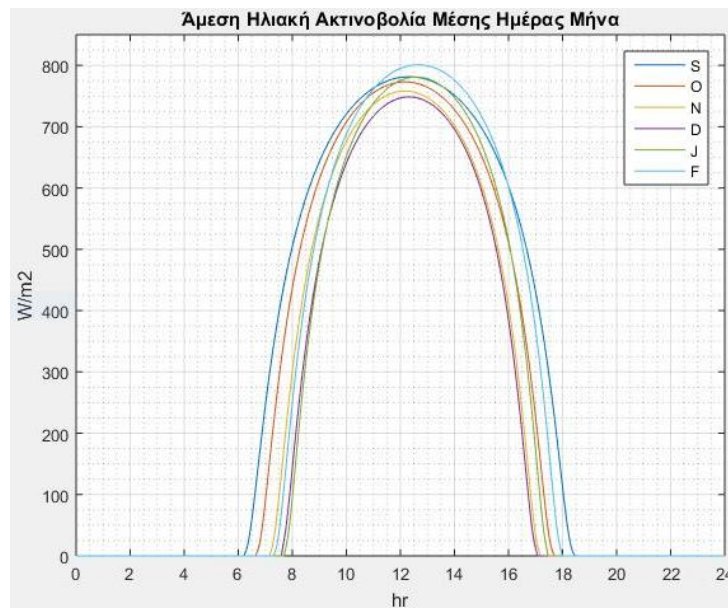
Σχήμα 6.1.1: Διάγραμμα ροής για τον υπολογισμό της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας ($I_{b,n}$) για κάθε χρονική στιγμή εντός της μέσης ημέρας κάθε μήνα και σύμφωνα με το μοντέλο καθαρού ουρανού της ASHRAE.

Αναφορικά με το χρονικό βήμα, δηλαδή τις ίσες χρονικές διαμερίσεις μέσα στις 24h της ημέρας λήφθηκε ίσο με 1000 χρονικές στιγμές. Οι 1000 χρονικές στιγμές αντιστοιχούν σε 999 (1000-1) χρονικά διαστήματα/χρονικά βήματα. Το χρονικό βήμα (dt) είναι ίσο με:

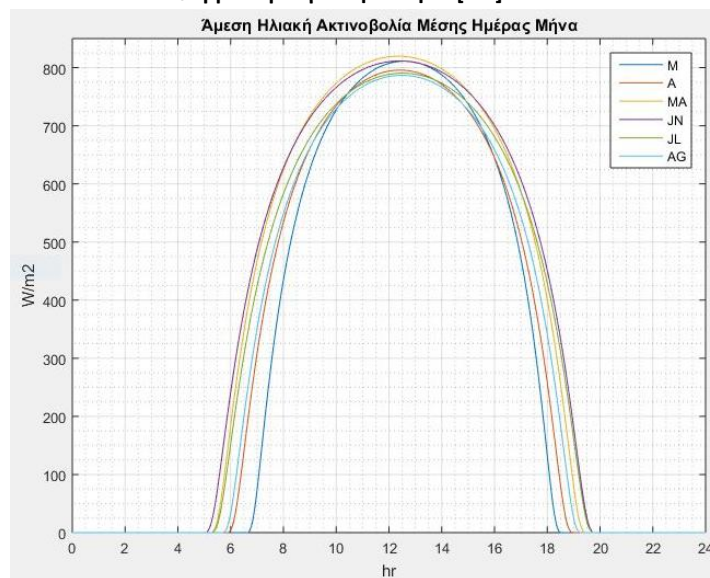
$$dt = \frac{24\text{h}}{N-1} = \frac{24\text{h}}{1000-1} = 1'26'' \quad (6.1.1)$$



Η I_{bn} κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα παρουσιάζεται διαγραμματικά στα Σχήματα 6.1.2 και 6.1.3.

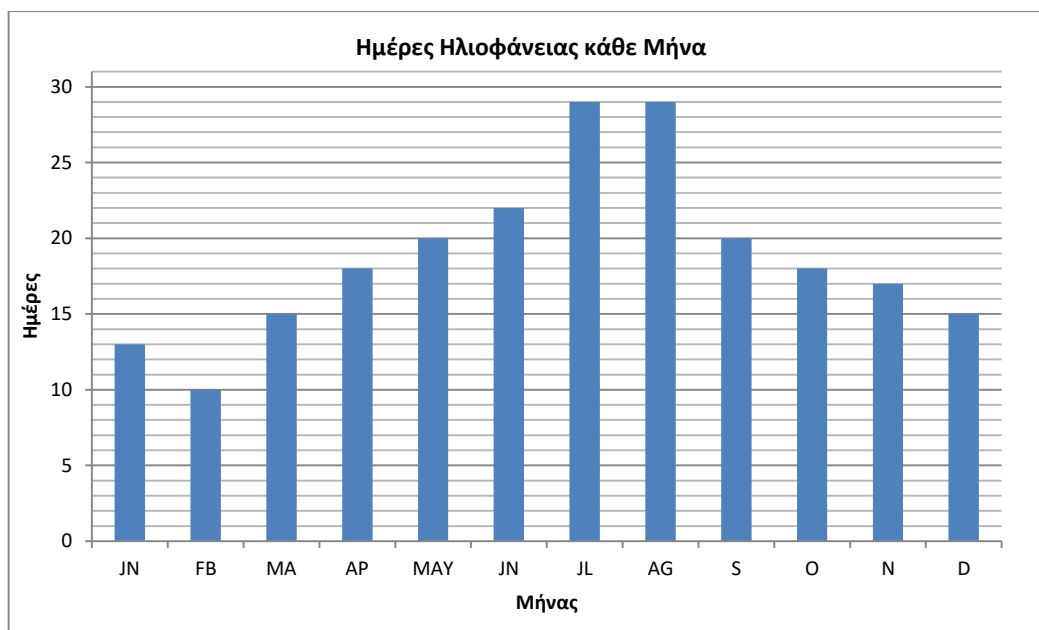


Σχήμα 6.1.2: Άμεση ηλιακή ακτινοβολία (I_{bn}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας για τους μήνες Σεπτέμβριο-Φεβρουάριο για την Αθήνα.[6.5]



Σχήμα 6.1.3: Άμεση ηλιακή ακτινοβολία (I_{bn}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας για τους μήνες Μαΐο-Αύγουστο για την Αθήνα.[6.5]

Για τους ενεργειακούς και οικονομικούς υπολογισμούς απαιτείται η γνώση της ακτινοβολίας για κάθε ημέρα του έτους. Η λογική που ακολουθήθηκε ήταν η χρήση των ηλιακών και δεδομένων για την μέση ημέρα κάθε μήνα λαμβάνοντας τα πανομοιότυπα για τις «ηλιόλουστες ημέρες» κάθε μήνα, δηλαδή τις ημέρες που ισχύει το μοντέλο του καθαρού ουρανού. Οι ηλιόλουστες ημέρες που θεωρήθηκαν για κάθε μήνα παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.1.4.



Σχήμα 6.1.4: Ηλιόλουστες ημέρες κάθε μήνα για την Αθήνα.[6.5]

Η θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_{amb}) κατά την δυναμική ανάλυση καθορίζει τις θερμικές απώλειες του δοχείου (Q_{loss2}) μέσω της εξίσωσης (4.1.24), αλλά και των συλλεκτών (η_{thc}) και συγκεκριμένα της κάθε παράλληλης συστοιχίας σύμφωνα με την εξίσωση (4.1.36). Για τον υπολογισμό της T_{amb} έγινε η θεώρηση ημιτονοειδούς συνάρτησης κατά τη διάρκεια της ημέρας, προϋποθέτοντας τον καθορισμό μέσης τιμής (T_{mean}), της (ημερήσιας) διακύμανσης (DR) και της συχνότητας. Η εξίσωση που χρησιμοποιήθηκε είναι η εξής (ο χρόνος είναι σε ώρες) [6.5]:

$$T(t) = T_{mean} + \frac{DR}{2} \cos\left(2\pi \cdot \left(\frac{t-t_{max}}{24}\right)\right) \quad (6.1.2)$$

όπου: T_{mean} : η μέση θερμοκρασία της ημέρας [$^{\circ}C$]

DR: η ημερήσια διακύμανση θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια της ημέρας [$^{\circ}C$]

t_{max} : η χρονική στιγμή κατά την οποία παρατηρείται η μέγιστη θερμοκρασία κατά την διάρκεια της ημέρας (hr).

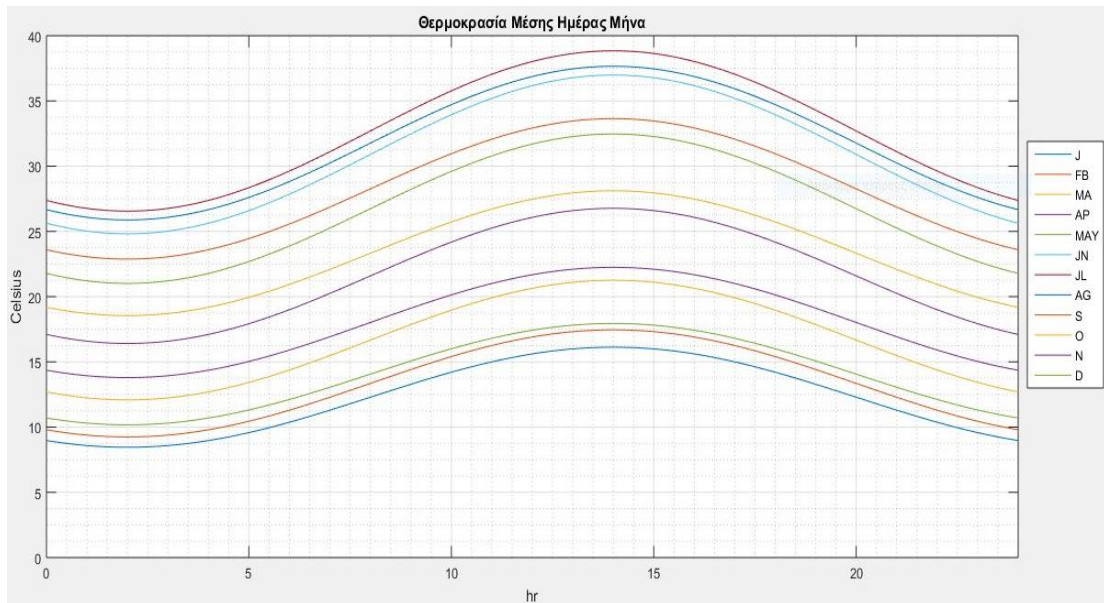
Η χρονική στιγμή t_{max} τίθεται ίση με 14:00, που θεωρείται η συμβατική χρονική στιγμή μεγίστου. Για την T_{mean} και τον DR λήφθηκαν για την Αθήνα και παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.1.2.

Πίνακας 6.1.2: Μέση θερμοκρασία και ημερήσια διακύμανση θερμοκρασίας για κάθε μήνα για την Αθήνα.[6.5]

| Μήνας | T_{mean} ($^{\circ}C$) | DR ($^{\circ}C$) |
|-------------|----------------------------|--------------------|
| Ιανουάριος | 12.29 | 7.67 |
| Φεβρουάριος | 13.35 | 8.21 |
| Μάρτιος | 16.67 | 9.17 |
| Απρίλιος | 21.59 | 10.36 |
| Μάιος | 26.74 | 11.45 |
| Ιούνιος | 30.90 | 12.17 |
| Ιούλιος | 32.70 | 12.29 |
| Αύγουστος | 31.77 | 11.78 |
| Σεπτέμβριος | 28.26 | 10.77 |
| Οκτώβριος | 23.33 | 9.57 |
| Νοέμβριος | 18.02 | 8.45 |
| Δεκέμβριος | 14.06 | 7.77 |



Η ημερήσια διακύμανση της θερμοκρασίας για κάθε μήνα παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.1.5.



Σχήμα 6.1.5: Ημερήσια διακύμανση θερμοκρασίας για κάθε μήνα για την Αθήνα.[6.5]

6.2: Επίλυση Συλλεκτών PTC και Δοχείου Αποθήκευσης για την Δυναμική Ανάλυση.

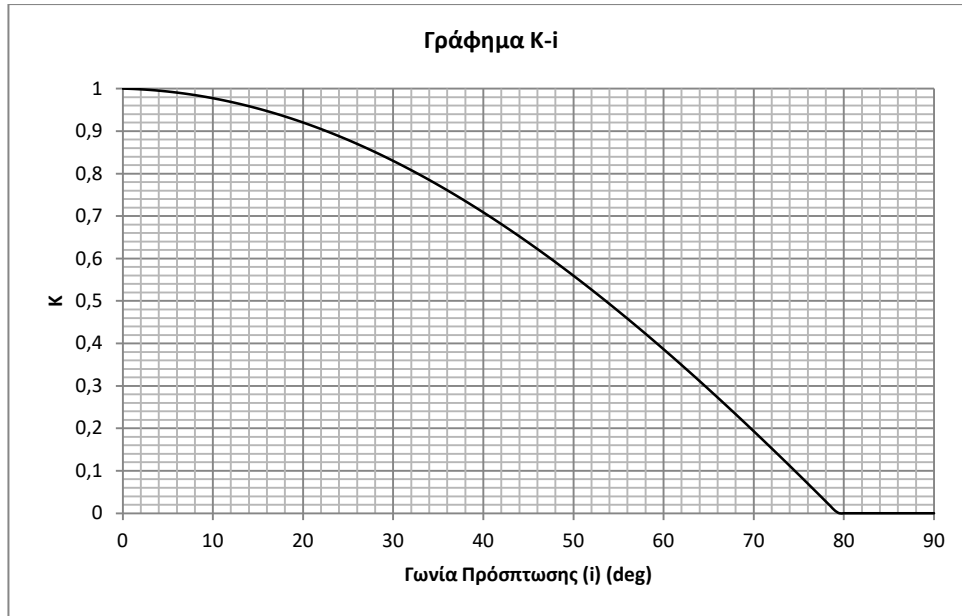
6.2.1: Μοντελοποίηση Συλλεκτών PTC για την Δυναμική Ανάλυση.

Η λογική που ακολουθήθηκε για την μοντελοποίηση του συστήματος των συλλεκτών είναι απλούστερη της ανάλυσης ευαισθησίας κατά την οποία πραγματοποιήθηκε μοντελοποίηση της μεταφοράς θερμότητας στους συλλέκτες PTC από και προς το τηγμένο άλας. Ο υπολογισμός του απαιτεί και τον υπολογισμό του παράγοντα των οπτικών απωλειών, K , συνάρτηση της γωνίας πρόσπτωσης(i). Αρχικά, η γωνία πρόσπτωσης (i) αποτελεί μέγεθος που όπως παρουσιάζεται και στο Σχήμα 6.1.1 υπολογίζεται για κάθε χρονική στιγμή (ηλιοφάνειας) για κάθε μέση ημέρα μήνα. Η εξίσωση υπολογισμού της είναι η (4.1.5) και παρατίθεται και εκείνη μαζί με την εξίσωση υπολογισμού του K παρακάτω [6.1]:

$$\cos i = \sqrt{\cos^2 z + \cos^2 \delta_s \cdot \sin^2 h_s} \quad (6.2.1)$$

$$K(i) = \cos(i) - 5.25097 \cdot 10^{-4} \cdot i - 2.289621 \cdot 10^{-5} \cdot i^2 \quad (6.2.2)$$

Στο Σχήμα 6.2.1 αποτυπώνεται η συνάρτηση K - i διαγραμματικά για τους συλλέκτες PTC που χρησιμοποιήθηκαν.

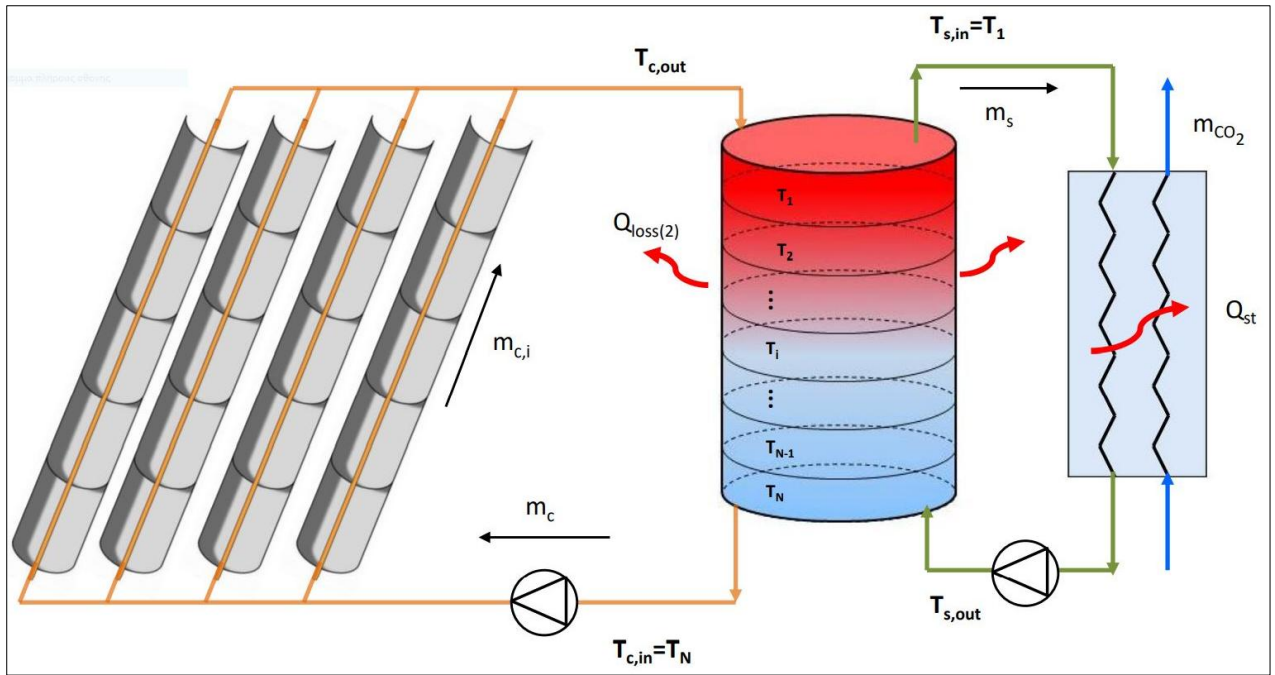


Σχήμα 6.2.1: Γράφημα της συνάρτησης K-i των συλλεκτών PTC που χρησιμοποιήθηκαν.[6.1]

6.2.2: Μοντελοποίηση Δοχείου Αποθήκευσης για την Δυναμική Ανάλυση.

Το δοχείο αποθήκευσης διαδραματίζει καθοριστικό ρόλο κατά την δυναμική ανάλυση. Σκοπός του είναι η αποθήκευση θερμότητας για την μετέπειτα χρήση της και η εξομάλυνση της επίδρασης της διακύμανσης της ημερήσιας ακτινοβολίας. Κατά την σταθερή λειτουργία θεωρήθηκε πως αποθηκεύεται θερμότητα από στο δοχείο αποθήκευσης. Από την θερμότητα που τελικά προσφέρεται στο δοχείο (Q_{in}) από τους συλλέκτες PTC, αφαιρούνται οι απώλειες του δοχείου λόγω συναγωγής (Q_{loss2}) και υπολογίζεται τελικά το προσφερόμενο ποσό θερμότητας για τριπαραγωγή (Q_{st}). Η λογική αυτή αποσκοπεί στον υπολογισμό του μέγιστου δυνατού αξιοποιήσιμου ποσού θερμότητας κατά την σταθερή λειτουργία των μονάδων. Οι μονάδες βελτιστοποιήθηκαν με βάση το ποσό αυτό και τώρα σκοπός είναι η διαμόρφωση κατάλληλα του συστήματος συλλεκτών PTC-δοχείου ώστε οι μονάδες κατά την λειτουργία τους να αντλούν το ποσό αυτό από το δοχείο αποθήκευσης.

Η δυνατότητα παροχής της απαιτούμενης θερμότητας από το τηγμένο άλας του δοχείου προϋποθέτει τον υπολογισμό κάθε χρονικής στιγμής της θερμοκρασιακής διακύμανσης εντός του δοχείου και την επίδραση σε αυτή του ρεύματος προσφοράς θερμότητας από τους PTC (m_c) και του ρεύματος απόρριψης θερμότητας για τριπαραγωγή (m_s). Το ρεύμα m_s είναι απαραίτητο να βρίσκεται στην απαιτούμενη θερμοκρασία που καθορίζεται από την T_T του κύκλου Brayton. Στο Σχήμα 6.2.2 παρουσιάζεται σκαριφηματικά το σύστημα συλλεκτών PTC που παραλαμβάνει την θερμότητα, το δοχείο και το κύκλωμα απόρριψης της θερμότητας στο sCO_2 μέσω κατάλληλου εναλλάκτη αντιρροής.



Σχήμα 6.2.2: Σύστημα συλλεκτών PTC, δοχείο αποθήκευσης θερμότητας και κύκλωμα απόρριψης θερμότητας στο sCO₂ με σκοπό την χρονική ανάλυση.

Κατά την λειτουργία και των PTC και του κύκλου Brayton υπάρχουν οι παροχές m_c και m_s . Η θερμοκρασία του τηγμένου άλατος της εκάστοτε παροχής ισούται με την θερμοκρασία του στρώματος του δοχείου από το οποίο απομακρύνεται. Η m_c απομακρύνεται από τον πυθμένα του δοχείου και η m_s από την κορυφή οπότε ([6.2],[6.5]):

$$T_{c,in} = T_N \quad (6.2.3)$$

$$T_{s,in} = T_1 \quad (6.2.4)$$

Οι παροχές του τηγμένου άλατος αποτελούν γνωστά μεγέθη και συγκεκριμένα η m_s διατηρήθηκε ίση με την ονομαστική τιμή της που είχε χρησιμοποιηθεί και κατά τους υπολογισμούς των Κεφαλαίων 4 και 5, δηλαδή:

$$\dot{m}_s = 232 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = \text{const} \quad (6.2.5)$$

Για την παροχή του τηγμένου άλατος μίας συστοιχίας PTC ($\dot{m}_{c,i}$) ισούται με:

$$\dot{m}_{c,i} = 0,02 \cdot A_{a,i} = 0,02 \cdot L_i \cdot W \quad (6.2.6)$$

Αναφορικά με τον υπολογισμό της θερμοκρασίας $T_{c,out}$ θεωρήθηκε ότι όλες οι παράλληλες δέσμες συλλεκτών έχουν τον ίδιο $n_{th,C}$. Οπότε για κάθε παράλληλη συστοιχία συλλεκτών προκύπτει ότι:

$$n_{th,C} = \frac{Q_u}{Q_{solar}} \Leftrightarrow Q_u = n_{th,C} \cdot (I_{bn} \cdot A_a) = n_{th,C} \cdot (I_{bn} \cdot L \cdot W) \quad (6.2.7)$$

Οπότε η $T_{c,out}$ υπολογίζεται ως ακολούθως: $Q_{u,i} = m_{c,i} \cdot c_{p,C}(T_{c,out} - T_{c,in}) \stackrel{(6.2.7)}{\Leftrightarrow} n_{th,C} \cdot (I_{bn} \cdot L \cdot W) = m_{c,i} \cdot c_{p,C}(T_{c,out} - T_{c,in}) \stackrel{(6.2.7)}{\Leftrightarrow} n_{th,C} \cdot (I_{bn} \cdot L \cdot W) = 0,02 \cdot L \cdot W \cdot c_{p,C}(T_{c,out} - T_{c,in}) \Leftrightarrow T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{n_{th,C} \cdot I_{bn}}{0,02 \cdot c_{p,C}}$



Άρα προκύπτει ότι:

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{n_{th,c} \cdot I_{bn}}{0,02 \cdot c_{p,c}} \quad (6.2.8)$$

η οποία είναι η ίδια για κάθε ένα από τα παράλληλα εξερχόμενα ρεύματα $m_{c,i}$ καθώς έγινε η παραδοχή σταθερού $c_{p,c}$.

Η θερμοκρασία $T_{s,out}$ υπολογίζεται και εκείνη με βάση την αρχή διατήρησης της ενέργειας. Όπως και προαναφέρθηκε το ποσό θερμότητας που προσφέρεται στον sCO_2 (Q_{st}) λαμβάνεται ως δεδομένο από τα αποτελέσματα βελτιστοποίησης των μονάδων. Οπότε προκύπτει ότι:

$$Q_{st} = \dot{m}_s \cdot c_{p,s} (T_{s,in} - T_{s,out}) \Leftrightarrow T_{s,out} = T_{s,in} - \frac{Q_{st}}{\dot{m}_s \cdot c_{p,s}} \quad (6.2.9)$$

Ο υπολογισμός της θερμοκρασιακής διακύμανσης εντός του δοχείου πραγματοποιήθηκε χωρίζοντας το δοχείο σε ζώνες (N) ίσου όγκου. Θεωρήθηκε σταθερή πυκνότητα και θερμοχωρητικότητα για το τηγμένο άλας του δοχείου. Η επίλυση των ζωνών πραγματοποιήθηκε για κάθε χρονική στιγμή από την διακριτοποίηση της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας, δηλαδή ανά 1'26'' (6.1.1). Για την επίλυση τους εφαρμόστηκε η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας και συγκεκριμένα ([6.2],[6.5]):

$$Q_{stored} = Q_u - Q_{st} - Q_{loss(2)} \quad (6.2.10)$$

Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί πως στους υπολογισμούς της σταθερής λειτουργίας των Κεφαλαίων 4 και 5 κατά τα οποία δεν θεωρήθηκε αποθήκευση θερμότητας στο δοχείο το ποσό Q_{stored} εξισώνεται με το 0. Η παραπάνω εξίσωση (6.2.10) εφαρμοζόμενη για κάθε στοιχείο N του δοχείου αποθήκευσης γράφεται ως ([6.2],[6.5]):

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{\partial T_{st,1}}{\partial t} = \dot{m}_c c_{p,s} (T_{c,out}^0 - T_{st,1}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{st,2} - T_{st,1}) - U_T A_{T,1} (T_{st,1} - T_{amb}) \quad (6.2.11)$$

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{\partial T_{st,i}}{\partial t} = \dot{m}_c c_{p,s} (T_{st,i-1} - T_{st,i}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{st,i+1} - T_{st,i}) - U_T A_{T,i} (T_{st,i} - T_{amb}) \quad (6.2.12)$$

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{\partial T_{st,N}}{\partial t} = \dot{m}_c c_{p,s} (T_{st,N-1} - T_{st,N}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{s,out}^0 - T_{st,N}) - U_T A_{T,N} (T_{st,N} - T_{amb}) \quad (6.2.13)$$

Η χρονική παράγωγος της θερμοκρασίας μίας ζώνης του δοχείου υπολογίζεται με απλή διαφορά ως εξής:

$$\frac{dT_{st,i}}{dt} = \frac{T_{st,i} - T_{st,i}^0}{dt} \quad (6.2.14)$$

Με τον δείκτη «⁰» συμβολίζονται όσα ποσά λήφθηκαν με βάση την προηγούμενη χρονική στιγμή. Ο λόγος που οι θερμοκρασίες $T_{c,out}^0$ και $T_{s,out}^0$ υπολογίζονται για την προηγούμενη χρονική στιγμή είναι έτσι ώστε το σύστημα που προκύπτει για την επίλυση των θερμοκρασιών να είναι τριδιαγώνιο. Οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση του είναι οι ακόλουθες ([6.2],[6.5]):

$$A \cdot T = B \quad (6.2.15)$$

$$A = \begin{bmatrix} \left(\frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} + (\dot{m}_c + \dot{m}_s) c_{p,s} + U_T A_{T,1} \right) & -\dot{m}_s c_{p,s} & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & -\dot{m}_c c_{p,s} & \left(\frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} + (\dot{m}_c + \dot{m}_s) c_{p,s} + U_T A_{T,i} \right) & -\dot{m}_s c_{p,s} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & -\dot{m}_c c_{p,s} & \left(\frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} + (\dot{m}_c + \dot{m}_s) c_{p,s} + U_T A_{T,N} \right) \end{bmatrix} \quad (6.2.16)$$



$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_{st,1} \\ \vdots \\ T_{st,i} \\ \vdots \\ T_{st,N} \end{bmatrix} \quad (6.2.17)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} T_{st,1}^0 + \dot{m}_c c_{p,s} T_{c,out}^0 + U_T A_{T,1} T_{amb} \\ \vdots \\ \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} T_{st,i}^0 + U_T A_{T,2} T_{amb} \\ \vdots \\ \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} T_{st,N}^0 + \dot{m}_s c_{p,s} T_{s,out}^0 + U_T A_{T,N} T_{amb} \end{bmatrix} \quad (6.2.18)$$

Το σύστημα (6.2.16) επιλύεται για κάθε χρονική στιγμή κατά την διάρκεια της ημέρας. Όταν οι PTC δεν λειτουργούν η παροχή μάζας m_c τίθεται ίση με 0. Οι PTC είναι εκτός λειτουργίας όταν δεν υπάρχει ηλιακή ακτινοβολία (πριν την ανατολή και μετά την δύση), όταν η ηλιακή ακτινοβολία είναι χαμηλή (στην παρούσα εργασία τέθηκε το όριο $>125 \text{ W/m}^2$) και για να μην υπερθερμανθεί το τηγμένο άλας του οποίου η θερμοκρασία δεν πρέπει να υπερβαίνει τους 600°C . Το κύκλωμα παροχής m_s που τροφοδοτεί τον κύκλο Brayton τίθεται εκτός λειτουργίας, δηλαδή $m_s=0$, όταν η θερμοκρασία $T_{s,in}=T_1$ είναι χαμηλότερη από την επιθυμητή ώστε να ικανοποιείται η συνθήκη λειτουργίας του Brayton στην T_{IT} , δηλαδή:

$$T_1 \geq T_{IT} + PP(7\text{K} - 10\text{K}) \quad (6.2.19)$$

6.2.3: Αλγόριθμος Επίλυσης Συλλεκτών PTC και Δοχείου Αποθήκευσης για την Δυναμική Ανάλυση.

Η επίλυση του συστήματος (6.2.16) γίνεται για κάθε χρονική στιγμή της ημέρας εκκινώντας από τις 24:00 και τελειώνοντας πάλι στις 24:00. Για την εκκίνηση της επίλυσης είναι απαραίτητη η αρχικοποίηση των θερμοκρασιών εντός του δοχείου. Η αρχική τιμή που τέθηκε για κάθε θερμοκρασία είναι η:

$$T_{st,i} = 450^\circ\text{C} \quad (6.2.20)$$

Η εξέταση της σύγκλισης πραγματοποιείται στην τελευταία χρονική στιγμή (24:00) που ταυτίζεται και την αρχική (0:00) και επομένως το δοχείο είναι αναγκαίο να οδηγείται στην ίδια θερμοκρασιακή κατανομή, αλλιώς οι τελικές θερμοκρασίες των N ζωνών του δοχείου τίθενται ως αρχικές και επαναλαμβάνεται η επίλυση της ημέρας. Το κριτήριο σύγκλισης που τέθηκε χρησιμοποιεί το σχετικό σφάλμα ($e_{s,i}$) κάθε θερμοκρασίας των ζωνών και κανένα δεν πρέπει να υπερβαίνει μια οριακή τιμή, δηλαδή:

$$e_{s,i} = \frac{|T_{st,i}(t=24:00) - T_{st,i}(t=0:00)|}{T_{st,i}(t=0:00)} \leq 10^{-3} \quad (6.2.21)$$

Κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας μήνα (καθαρού ουρανού) που η μονάδα παράγει ενέργεια στο εκάστοτε σημείο λειτουργίας οι παραγόμενες ισχύς ολοκληρώνονται χρονικά. Οπότε υπολογίζεται ο συνολικός χρόνος λειτουργίας της μονάδας και των παραγόμενων ποσών. Τα μεγέθη αυτά πολλαπλασιαζόμενα με τις ηλιόλουστες ημέρες (Σχήμα 6.1.3) κάθε μήνα αποδίδουν την μηνιαία και συνάμα ετήσια λειτουργία της μονάδας. Τα παραπάνω υπολογίζονται με τις ακόλουθες εξισώσεις:



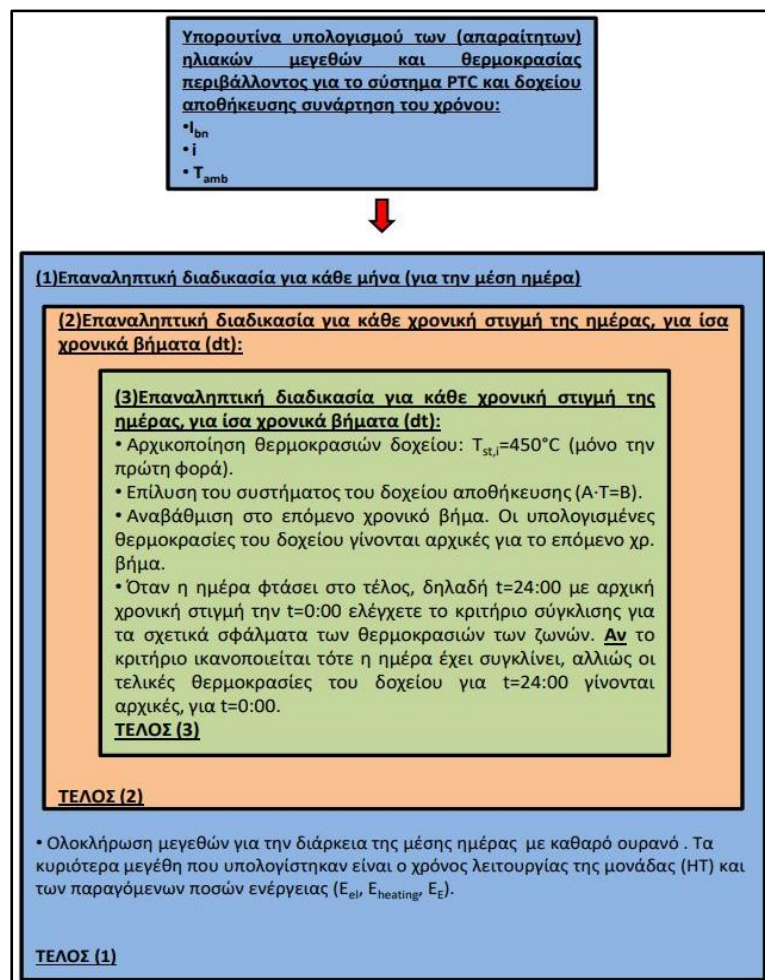
$$E_{el} = HT \cdot P_{el} \quad (6.2.22)$$

$$E_{heating} = HT \cdot Q_{heating} \quad (6.2.23)$$

$$E_E = HT \cdot Q_E \quad (6.2.24)$$

όπου: HT: είναι ο χρόνος που προσφέρεται θερμότητα στην μονάδα τριπαραγωγής (Heating Time) [sec]

Ο αλγόριθμος υπολογισμού της θερμότητας που αποδίδεται και αποθηκεύεται στο δοχείο αποθήκευσης και απορρόφησης από την μονάδα τριπαραγωγής γράφθηκε και αυτός σε MatLab. Είσοδος του αποτελούν τα ηλιακά μεγέθη που υπολογίζονται από τον αλγόριθμο-υπορουτίνα του Σχήματος 6.1.1 και η θερμοκρασία περιβάλλοντος (6.1.2). Έπειτα πραγματοποιούνται οι υπολογισμοί των συλλεκτών και του δοχείου μέσω της κύριας εξίσωσης (6.2.16). Το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου αποτυπώνεται στο Σχήμα 6.2.3.



Σχήμα 6.2.3: Διάγραμμα ροής για τον υπολογισμό της δυναμικής θερμοδυναμικής συμπεριφοράς του συστήματος αποθήκευσης θερμότητας (PTC και δοχείο αποθήκευσης) για την μέση ημέρα κάθε μήνα (με καθαρό ουρανό), για τον κάθε μήνα και το έτος.



6.3: Αποτελέσματα Μονάδων στα Ονομαστικά Σημεία Σχεδιασμού για την Δυναμική Ανάλυση.

Στην Ενότητα αυτή έγινε εξέταση της δυναμικής λειτουργίας των δύο μονάδων, της μίας χωρίς ORC και εκείνης με ORC, στα ονομαστικά σημεία σχεδιασμού τους. Τα σημεία σχεδιασμού των μονάδων ήταν οι μονάδες εκείνες που είχε καταλήξει η ανάλυση ευαισθησίας και η θερμοδυναμική βελτιστοποίηση για σταθερή λειτουργία σε ονομαστικές συνθήκες ($I_{bn}=800\text{W/m}^2$, $T_{amb}=25^\circ\text{C}$ και $K=1$). Σκοπός της ανάλυσης αυτής αποτελεί η διαπίστωση της διαφοράς της λειτουργίας για σταθερές ονομαστικές συνθήκες με τις πραγματικές της επιλεγμένης περιοχής. Στον Πίνακα 6.3.1 παρατίθενται συνοπτικά τα χαρακτηριστικά των δύο μονάδων στις οποίες κατέληξαν τα Κεφάλαια 4 και 5.

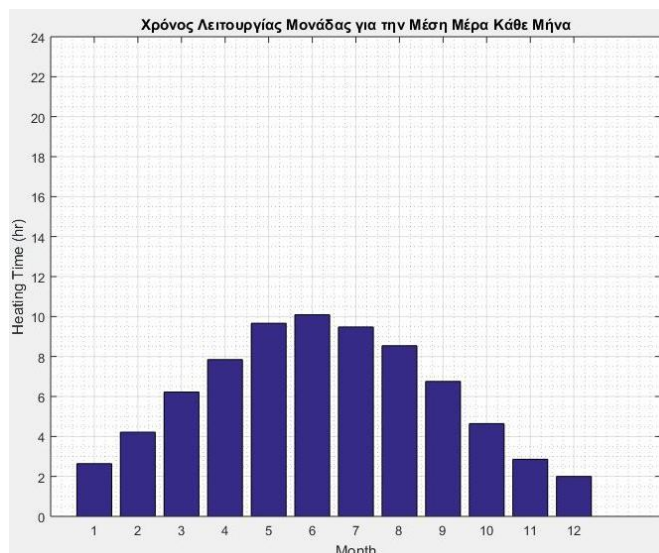
Πίνακας 6.3.1: Μονάδα χωρίς και με ORC στα ονομαστικά σημεία σχεδιασμού.

| Χαρακτηριστικά | Μονάδα με Brayton $s\text{CO}_2$, Ψύκτη με Απορρόφηση (LiBr- H_2O) και Τηλεθέρμανση | Μονάδα με Brayton $s\text{CO}_2$, ORC(n-Pentane) Ψύκτη με Απορρόφηση (LiBr- H_2O) και Τηλεθέρμανση |
|---------------------------------|---|--|
| Παράλληλες Δέσμες Συλλεκτών PTC | 10 | 10 |
| Μήκος Δέσμης Συλλεκτών PTC | 200m | 200m |
| Συνολική Συλλεκτική Επιφάνεια | 11600m ² | 11600m ² |
| Όγκος Δοχείου Αποθήκευσης | 464m ³ | 464m ³ |
| T_{IT} | 550°C | 560°C |
| η_{rec} | 0.85 | 0.85 |
| Q_{st} | 6085kW | 6028kW |
| P_{el} | 1709kW | 1811kW |
| $Q_{heating}$ | 1943kW | 1901kW |
| Q_E | 1362kW | 295kW |

Με εφαρμογή του αλγορίθμου του Σχήματος 6.2.3 υπολογίστηκε ο χρόνος λειτουργίας των μονάδων για την μέση ημέρα κάθε μήνα και τα διαγράμματα παρατίθεται παρακάτω (Διάγραμμα 6.3.1 και 6.3.2).



Διάγραμμα 6.3.1: Χρόνος λειτουργίας της μονάδας χωρίς ORC για την μέση ημέρα κάθε μήνα με καθαρό ουρανό και για τα δεδομένα ηλιοφάνειας και θερμοκρασίας της Αθήνας.



Διάγραμμα 6.3.2: Χρόνος λειτουργίας της μονάδας με ORC(n-Pentane) για την μέση ημέρα κάθε μήνα με καθαρό ουρανό και για τα δεδομένα ηλιοφάνειας και θερμοκρασίας της Αθήνας.

Στον Πίνακα 6.2.3 παρουσιάζονται αναλυτικότερα οι χρόνοι λειτουργίας για την μέση ημέρα κάθε μήνα και Πίνακα 6.3.3 παρατίθενται τα αποτελέσματα από την λειτουργία των δύο μονάδων κατά τη διάρκεια του έτους. Αξίζει να σημειωθεί πως βασικό μέγεθος για τον υπολογισμό του ετήσιου συνολικού θερμικού (η_{thTOT}) και εξεργειακού βαθμού απόδοσης (η_{exTOT}) αποτέλεσε η ετήσια άμεση ηλιακή ακτινοβολία που διατίθεται και συγκεκριμένα το ηλιακό δυναμικό αυτής για ενεργειακή αξιοποίηση από τις μονάδες.

Πίνακας 6.3.2: Χρόνοι ημερήσιας λειτουργίας για την μέση ημέρα κάθε μήνα με καθαρό ουρανό των δύο μονάδων για κλιματικά δεδομένα της Αθήνας.

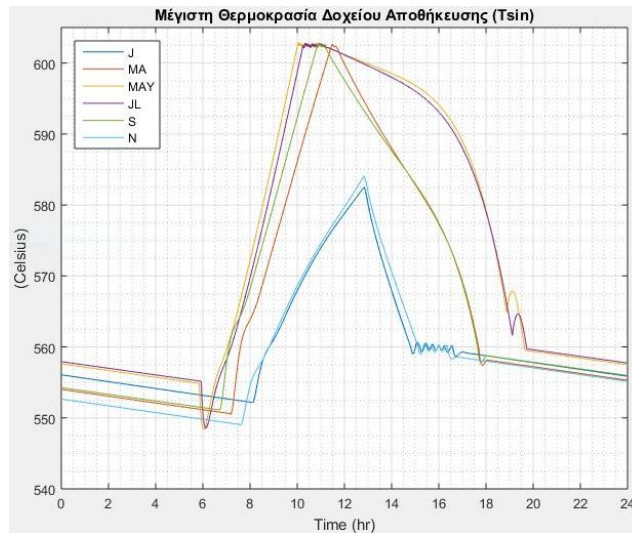
| Μήνας (οι χρόνοι σε ώρες) | Μονάδα με Brayton sCO_2 , Ψύκτη με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) και Τηλεθέρμανση | Μονάδα με Brayton sCO_2 , ORC(n-Pentane) Ψύκτη με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) και Τηλεθέρμανση |
|------------------------------|--|---|
| Ιανουάριος | 2.70 | 2.64 |
| Φεβρουάριος | 4.30 | 4.22 |
| Μάρτιος | 6.30 | 6.22 |
| Απρίλιος | 7.96 | 7.85 |
| Μάιος | 9.82 | 9.66 |
| Ιούνιος | 10.22 | 10.09 |
| Ιούλιος | 9.58 | 9.48 |
| Αύγουστος | 8.62 | 8.54 |
| Σεπτέμβρης | 6.86 | 6.75 |
| Οκτώβρης | 4.78 | 4.65 |
| Νοέμβρης | 2.75 | 2.86 |
| Δεκέμβρης | 2.11 | 2.00 |

Ο υπολογισμός της πραγματοποιήθηκε από την ολοκλήρωση των τιμών ακτινοβολίας με το επιλεγμένο χρονικό βήμα (6.1.2). Η ολοκλήρωση έγινε για την μέση ημέρα κάθε μήνα, έπειτα πολλαπλασιάστηκαν τα ενεργειακά ποσά με τις ημέρες ηλιοφάνειας (Σχήμα 6.1.3) και τέλος προστέθηκαν. Έγινε διερεύνηση της επίδρασης του χρονικού βήματος στο αποτέλεσμα και παρατηρήθηκε πως οι τιμές για $N=1000-1200$ χρονικές στιγμές την ημέρα δεν επέφεραν αλλαγή ακόμη και όταν χρησιμοποιήθηκε η απλούστερη μέθοδος της αριθμητικής ολοκλήρωσης, τα ορθογώνια. Η ετήσια ενέργεια ανά μονάδα επιφάνειας της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας που προσπίπτει στην Αθήνα υπολογίστηκε ίση με:

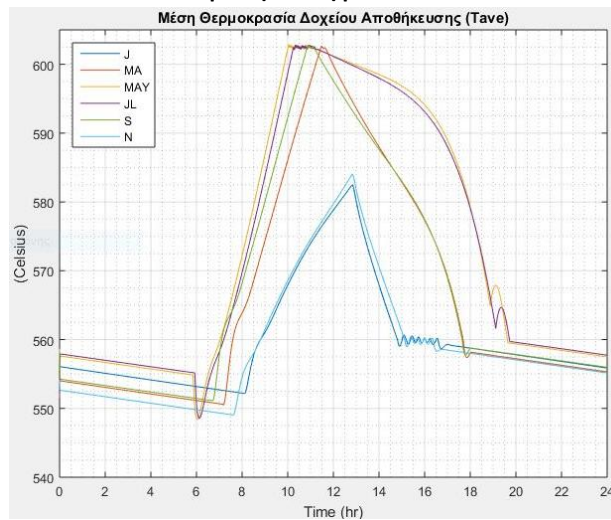


$$E_{Ibn} = 1627 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ annual}} = 5.860 \cdot 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ annual}} \quad (6.3.1)$$

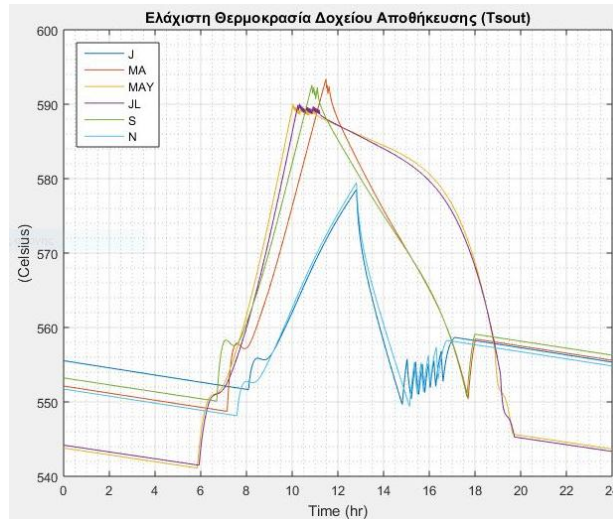
Επίσης παρατίθενται τα διαγράμματα (Διαγράμματα 6.3.3-6.7.8) θερμοκρασιών του αποθηκευτικού δοχείου κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας συγκεκριμένων μηνών (Ιανουαρίου, Μαρτίου, Μαΐου, Ιουλίου, Σεπτεμβρίου και Νοεμβρίου) και για χρόνο καθυστέρηση της λειτουργίας (T_w) 4hr, που θα εξηγηθεί στην συνέχεια. Τα διαγράμματα είναι για την απλή μονάδα και την μονάδα με ORC(n-Pentane) στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας και με $T_{IT}=550^\circ\text{C}$ ($T_{sin}=T_{IT}+PP=560^\circ\text{C}$) και $T_{IT}=560^\circ\text{C}$ ($T_{sin}=T_{IT}+PP=570^\circ\text{C}$) αντίστοιχα. Αρχικά, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για την απλή μονάδα και έπειτα για εκείνη με τον ORC(n-Pentane).



Διάγραμμα 6.3.3: Μέγιστη θερμοκρασία δοχείου (T_{sin}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την απλή μονάδα.

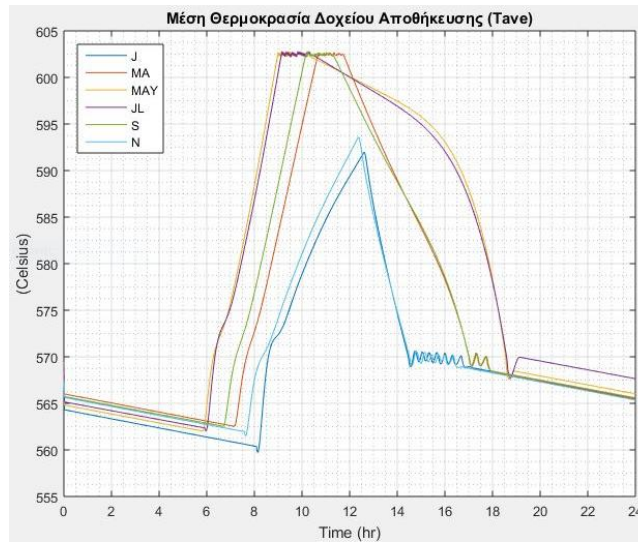


Διάγραμμα 6.3.4: Μέση θερμοκρασία δοχείου (T_{AVE}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την απλή μονάδα.

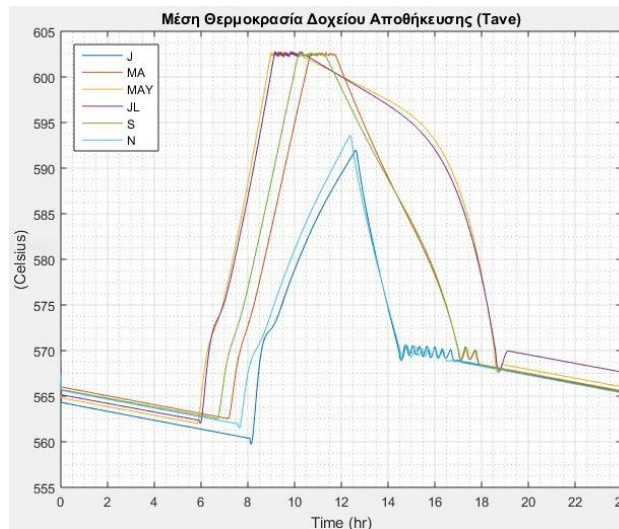


Διάγραμμα 6.3.5: Μέση θερμοκρασία δοχείου ($T_{s,out}$) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την απλή μονάδα.

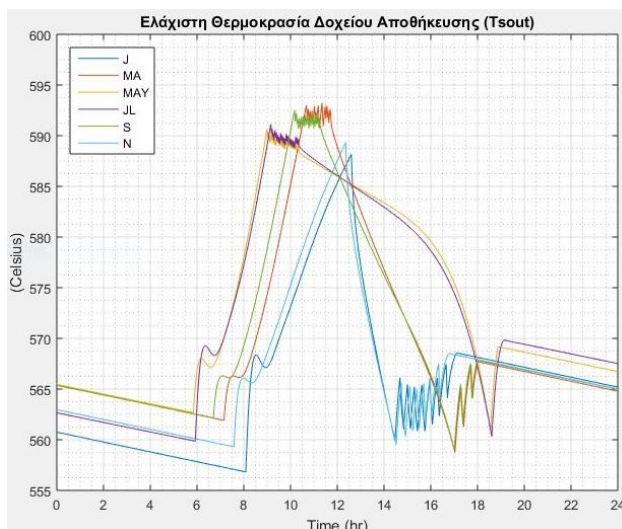
Για την μονάδα με ORC(n-Pentane) τα διαγράμματα είναι τα ακόλουθα:



Διάγραμμα 6.3.6: Μέγιστη θερμοκρασία δοχείου ($T_{s,in}$) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την μονάδα με ORC(n-Pentane).



Διάγραμμα 6.3.7: Μέση θερμοκρασία δοχείου (T_{AVE}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την μονάδα με ORC(n-Pentane).



Διάγραμμα 6.3.8: Ελάχιστη θερμοκρασία δοχείου ($T_{s,out}$) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την μονάδα με ORC(n-Pentane).

Από τα παραπάνω λειτουργικά διαγράμματα του δοχείου σημειώνεται πως είναι ευδιάκριτη η ασταθής λειτουργία αυτού, δηλαδή η εμφάνιση διακοπών και παρουσιάζεται κυρίως τις απογευματινές ώρες όπου η ηλιακή ακτινοβολία μειώνεται αλλά αποδίδει ακόμη ωφέλιμη θερμότητα ενώ η εγκατάσταση λειτουργεί. Η εγκατάσταση στιγμιαία καταναλώνει περισσότερο από την προσδιδόμενη με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας κάτω από την επιθυμητή ($T_{sin}=T_{IT}+PP$) και την ανάγκη κλεισίματος της εγκατάστασης.

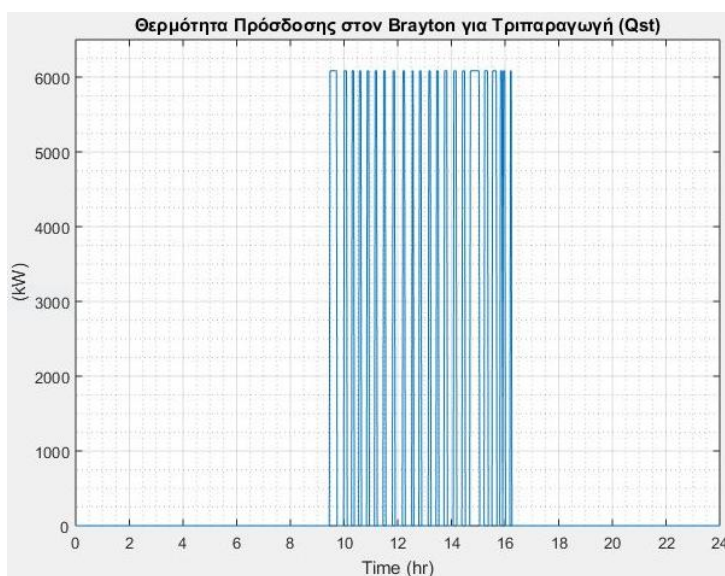
Πίνακας 6.3.3: Αποτελέσματα ετήσιας λειτουργίας των δύο μονάδων για κλιματικά δεδομένα της Αθήνας.

| Αποτελέσματα Ετήσιας Λειτουργίας | Μονάδα με Brayton sCO ₂ , Ψύκτη με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) και Τηλεθέρμανση | Μονάδα με Brayton sCO ₂ , ORC(n-Pentane) Ψύκτη με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) και Τηλεθέρμανση |
|---------------------------------------|---|--|
| Ετήσιο Ποσοστό Χρόνου Λειτουργίας (%) | 12.21 | 11.96 |
| T_{IT} (°C) | 550 | 560 |
| E_{el} (MWh) | 1828 | 1897 |
| $E_{heating}$ (MWh) | 2078 | 1992 |
| E_E (MWh) | 1457 | 309 |
| Q_{st} (MWh) | 6509 | 6315 |
| $\eta_{el,TOT}$ (%) | 9.68 | 10.05 |
| $\eta_{th,TOT}$ (%) | 28.41 | 22.23 |
| $\eta_{ex,TOT}$ (%) | 14.86 | 13.51 |

Παρατηρείται πως η μονάδα χωρίς ORC λειτουργεί για μεγαλύτερο χρονικό ποσοστό παράγοντας όμως ηλεκτρική ενέργεια κατά 69kWh χαμηλότερη το έτος. Επίσης παρουσιάζει υψηλότερο συνολικό ενεργειακό ($\eta_{th,TOT}$) και εξεργειακό ($\eta_{ex,TOT}$) βαθμό απόδοσης. Η διαφοροποίηση στον χρόνο λειτουργίας των μονάδων αποδίδεται στην διαφορά της θερμοκρασίας T_{IT} . Υψηλότερη T_{IT} συνεπάγεται και υψηλότερες θερμοκρασίες στο δοχείο αποθήκευσης άρα περισσότερο χρόνο για την επίτευξη τους και συνεπώς λιγότερο χρόνο λειτουργίας. Η θερμοκρασία T_{IT} αποτελεί παράγοντα βελτιστοποίησης για την δυναμική λειτουργία της κάθε μονάδας, μαζί με την συλλεκτική επιφάνεια και τον όγκο του δοχείου αποθήκευσης. Αναφορικά με την συλλεκτική επιφάνεια, η αύξηση της συνεπάγεται παραγωγή περισσότερης θερμότητας προς εκμετάλλευση, ενώ η αύξηση του όγκου του δοχείου αποσκοπεί στην αποθήκευση ποσού θερμότητας.

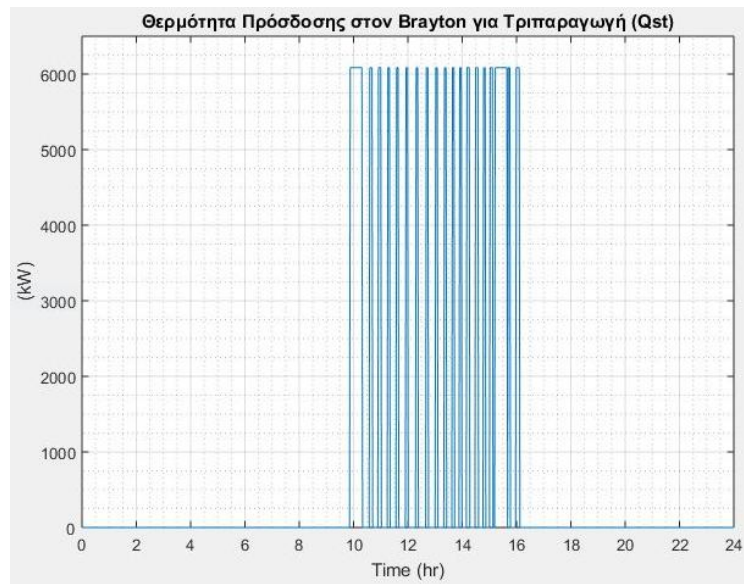


Από τα Διαγράμματα 6.3.1 και 6.3.2 καθώς και από τον Πίνακα 6.3.2 παρατηρείται ο χαμηλότερος χρόνος λειτουργίας της μονάδας ORC αλλά εκτός αυτού ο μέγιστος ημερήσιος χρόνος λειτουργίας δεν υπερβαίνει τις 11 ώρες για κάθε μονάδα. Μάλιστα για τους μήνες Ιανουάριο και Δεκέμβριο είναι 2-3 ώρες. Στην παρούσα εργασία τέθηκε χρονικό όριο στην λειτουργία των μονάδων κατά την βελτιστοποίηση τους στο επόμενο Κεφάλαιο. Αν η λειτουργία είναι κάτω της μίας ώρας τότε η μονάδα δεν θα λειτουργεί καθόλου, γεγονός που όπως παρατηρήθηκε από τον Πίνακα 6.3.2 δεν φαίνεται να απασχολεί τις παρούσες μονάδες. Η αύξηση του όγκου του δοχείου μαζί με την απαιτούμενη αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας για την επίτευξη των επιθυμητών θερμοκρασιών και ποσών θερμότητας αποσκοπεί στην αύξηση του χρόνου λειτουργίας. Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί πως στις παρούσες μονάδες με την ονομαστική επιφάνεια PTC και δοχείου παρατηρήθηκε ασταθή λειτουργία των μονάδων λόγω της μη ικανότητας του συστήματος να παρέχει την απαιτούμενη θερμότητα (Q_{st}) στην επιθυμητή θερμοκρασία T_{IT} . Συγκεκριμένα παρατίθεται το διάγραμμα (Διάγραμμα 6.3.3) απορρόφησης της θερμότητας Q_{st} από το sCO_2 για τον μήνα Δεκέμβριο για την μονάδα χωρίς ORC.

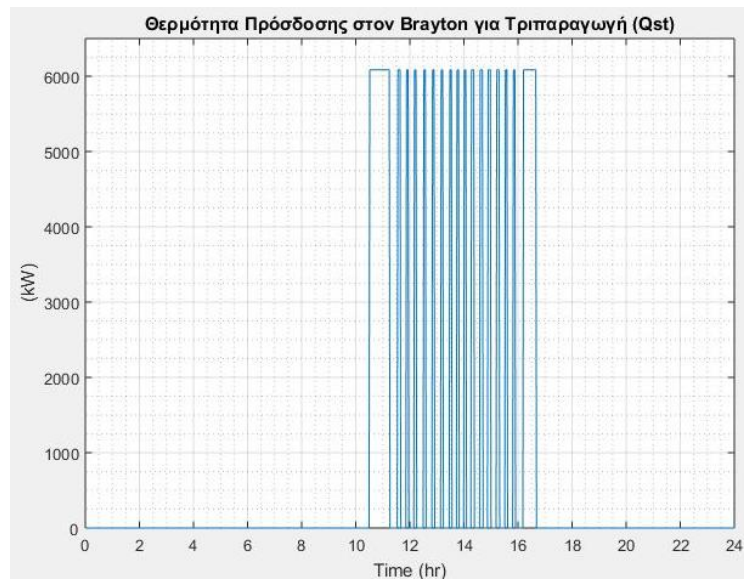


Διάγραμμα 6.3.3: Διάγραμμα λειτουργίας-παροχής θερμότητας στο sCO_2 (Q_{st}) για την απλή μονάδα κατά την μέση ημέρα με ηλιοφάνεια τον Δεκέμβριο και για καθυστέρηση λειτουργίας 30min.

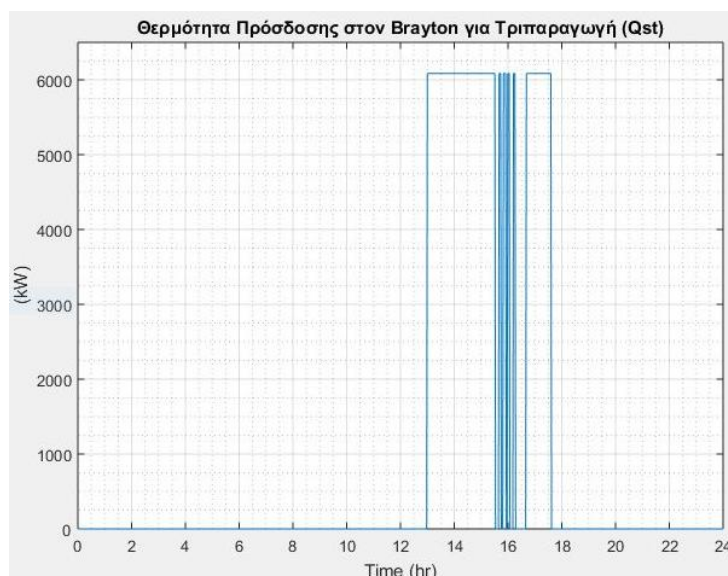
Τακτική που χρησιμοποιήθηκε για την ομαλοποίηση της λειτουργίας ήταν η προσπάθεια επίτευξης όσο το δυνατόν περισσότερο ομαλής μέγιστης θερμοκρασίας του δοχείου (T_{IT+PP}). Ο στόχος αυτός επιτεύχθηκε με την καθυστέρηση της εκκίνησης της λειτουργίας της μονάδας τριπαραγωγής από την στιγμή που η μέγιστη θερμοκρασία του δοχείου φτάσει την τιμή T_{IT+PP} για την πρώτη φορά. Στο παραπάνω διάγραμμα (Διάγραμμα 6.3.3) χρησιμοποιήθηκε η τιμή χρόνου καθυστέρησης (T_w) που χρησιμοποιήθηκε και ως ονομαστική και είναι η μισή ώρα (30min). Ακολούθως παρατίθενται τα διαγράμματα (Διαγράμματα 6.3.4-6.3.6) για διαφορετικούς χρόνου T_w (1hr-2hr-4hr).



Διάγραμμα 6.3.4: Διάγραμμα λειτουργίας-παροχής θερμότητας στο sCO_2 (Q_{st}) για την απλή μονάδα κατά την μέση ημέρα με ηλιοφάνεια τον Δεκέμβριο και για καθυστέρηση λειτουργίας 1hr.



Διάγραμμα 6.3.5: Διάγραμμα λειτουργίας-παροχής θερμότητας στο sCO_2 (Q_{st}) για την απλή μονάδα κατά την μέση ημέρα με ηλιοφάνεια τον Δεκέμβριο και για καθυστέρηση λειτουργίας 2hr.



Διάγραμμα 6.3.6: Διάγραμμα λειτουργίας-παροχής θερμότητας στο sCO_2 (Q_{st}) για την απλή μονάδα κατά την μέση ημέρα με ηλιοφάνεια τον Δεκέμβριο και για καθυστέρηση λειτουργίας 4hr.

Στον Πίνακα 6.3.3 παρατίθενται οι ημερήσιοι χρόνοι λειτουργίας σε ώρες της μονάδας χωρίς ORC για τις περιπτώσεις των Διαγραμμάτων 6.3.3-6.3.6.

Πίνακας 6.3.3: Ημερήσιοι χρόνοι λειτουργίας μονάδας χωρίς ORC για τον Δεκέμβριο για διάφορες T_w .

| T_w | Χρόνος Λειτουργίας (hr) |
|-------|-------------------------------|
| 30min | 2.11 |
| 1hr | 2.16 |
| 2hr | 2.08 |
| 4hr | 2.11 |

Αρχικά, από τα Διαγράμματα 6.3.3-6.3.6 παρατηρείται πως η αύξηση του χρόνου αναμονής (T_w) συνεπάγεται και μείωση της αστάθειας με την διεύρυνση τμημάτων ομαλούς λειτουργίας. Ωστόσο παρατηρείται μείωση του συνολικού χρόνου λειτουργίας από 2.96(2 58') σε 2.27 (2 16'). Η ασταθής λειτουργία αποδίδεται σε μεγάλο όγκο δοχείου συγκριτικά με την συνολική επιφάνεια συλλεκτών. Δηλαδή, η επιφάνεια αυτή ($11600m^2$) δεν δύναται να θερμάνουν ικανοποιητικά τον όγκο του δοχείου ($464m^3$). Ωστόσο, ο ημερήσιος χρόνος λειτουργίας (Διαγράμματα 6.3.1 και 6.3.2) αυξάνεται με αύξηση του δοχείου που συνεπάγεται και κατάλληλη αύξηση της συλλεκτικής επιφάνειας.

Για την επιλογή κατάλληλου συνδυασμού επιφάνειας των PTC (A_c), όγκου δοχείου (V_{st}) αλλά και θερμοκρασίας T_{IT} πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση-ανάλυση ευαισθησίας για κάθε μία από τις δύο μονάδες (με και χωρίς ORC). Τα αποτελέσματα στα οποία επικεντρώνεται η παρούσα μελέτη είναι ο συνολικός θερμικός (η_{thTOT}) και εξεργειακός (η_{exTOT}) βαθμός απόδοσης από θερμοκδυναμική άποψη. Επιπλέον, υπολογίζονται και αξιολογούνται οικονομικοί δείκτες με τους κυριότερους να είναι ο PBP (Payback period-περίοδος αποπληρωμής), NPV (Net present value – καθαρή παρούσα αξία) και ο IRR (Internal rate of return – εσωτερικός βαθμός απόδοσης). Τα αποτελέσματα αυτά θα αποτελούν και τους «στόχους» των μονάδων ενώ οι παράμετροι βελτιστοποίησης είναι οι A_c , V_{st} και η T_{IT} . ([6.3],[6.4])



6.4: Βιβλιογραφικές Αναφορές.

[6.1] Bellos E., Vellios L., Theodosiou I.-C., Tzivanidis C. “Investigation of a solar-biomass polygeneration system”, *Energy Conversion and Management* (2018), 173: 283 – 295.

[6.2] Bellos E., Tzivanidis C., Symeou C., Antonopoulos K. “Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach”, *Energy Conversion and Management* (2017), 137: 34 – 48.

[6.3] Bellos E., Tzivanidis C. “Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates”, *Applied Thermal Engineering* (2017), 126: 809 - 821.

[6.4] Tzivanidis C., Bellos E., Antonopoulos K. “Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal Organic Rankine Cycle power plant”, *Energy Conversion and Management* (2016), 126: 421 – 433.

[6.5] Bellos E., Tzivanidis C., Belessiotis V. “Daily performance of parabolic trough solar collectors”, *Solar Energy* (2017), 158: 663-678.



Κεφάλαιο 7: Δυναμική Ετήσια Θερμοδυναμική και Οικονομοτεχνική Βελτιστοποίηση.

Η θερμοδυναμική και οικονομοτεχνική βελτιστοποίηση κατά τη διάρκεια της ετήσιας λειτουργίας της εκάστοτε μονάδας αποσκοπεί στην ουσιαστική διερεύνηση της λειτουργίας λαμβάνοντας υπόψη πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Στο Κεφάλαιο 6 παρουσιάστηκαν οι τα περιβαλλοντικά δεδομένα, όπως η άμεση ηλιακή ακτινοβολία (I_{bn}) και η θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_{amb}) για την Αθήνα όπως και ο αλγόριθμος επίλυσης του συστήματος των συλλεκτών (PTC) και του δοχείου αποθήκευσης. Πραγματοποιήθηκε η θερμοδυναμική ανάλυση των συγκρινόμενων μονάδων με σκοπό την τεκμηρίωση της ανάγκης για την χρήση διαφορετικού συνδυασμού συνολικής επιφάνειας συλλεκτών PTC (A_c) και όγκου δοχείου (V_{st}) από τα ονομαστικά αλλά και διαφορετικής θερμοκρασίας εισαγωγής στον στρόβιλο (T_{IT}) από εκείνες που βρέθηκαν ως βέλτιστες κατά την σταθερή λειτουργία (Πίνακας 5.1.2 και 5.1.5).

Αρχικά, παρουσιάζεται ο εκτενέστερα ο τρόπος κοστολόγηση των διάφορων εγκαταστάσεων και ειδικότερα του κύκλου Brayton sCO_2 . Αναλύονται τα οικονομικά κριτήρια που χρησιμοποιήθηκαν για την αξιολόγηση των μονάδων, τα οποία θα εφαρμοστούν μαζί με τα θερμοδυναμικά ($\max: \{ \eta_{elTOT}, \eta_{exTOT} \}$) για τα αποτελέσματα διαφορετικών συνδυασμών A_c , V_{st} και T_{IT} .

7.1: Τεχνο-οικονομικά Στοιχεία.

7.1.1: Κόστος Εγκαταστάσεων PTC, Δοχείου Αποθήκευσης, ORC και Ψύξης με Απορρόφηση.

Οι εγκαταστάσεις που χρησιμοποιήθηκαν και απαιτούν κοστολόγηση δεν είναι άλλες από τους συλλέκτες PTC, το δοχείο αποθήκευσης, τον κύκλο Brayton sCO_2 , τον ORC, τον ψύκτη με απορρόφηση θερμότητας (LiBr-H₂O) και τον εναλλάκτη θερμότητας για την παροχή ZNX με τηλεθέρμανση. Ο εναλλάκτης τηλεθέρμανσης ως κόστος συνυπολογίστηκε μαζί το κόστος του Brayton το οποίο εκτιμήθηκε με την χρήση κατάλληλων εξισώσεων. Για την εκτίμηση του κόστους των λοιπών στοιχείων έγινε η θεώρηση της γραμμικής συσχέτισης του με την παραγόμενη ενέργεια τους μέσω κατάλληλου σταθερού συντελεστή. Συγκεκριμένα, οι σταθερές κόστους συνοψίζονται στον Πίνακα 7.1.1.

Πίνακας 7.1.1: Συντελεστής κόστους εγκαταστάσεων. ([7.1]-[7.3])

| Εγκατάσταση | Σταθερά Κόστους |
|--|------------------------|
| Συλλέκτες PTC | 250€/m ² |
| Δοχείο Αποθήκευσης | 1000€/m ³ |
| ORC | 2000€/kW _{el} |
| Ψύξη με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) | 600€/kW _E |

Οι σταθερές αυτές αποτελούν τυπικές τιμές κόστους των εν λόγω εγκαταστάσεων και βρίσκουν ευρεία εφαρμογή σε μελέτες οικονομικής αξιολόγησης. ([7.1]-[7.3])

7.1.2: Κόστος Εγκατάστασης Brayton $s-CO_2$.

Τα συστήματα συμπαραγωγής και τριπαραγωγής ενέργειας με εργαζόμενο μέσο CO₂ και κατά κύριο λόγο υπερκρίσιμο βρίσκονται ακόμη σε αρχικό στάδιο αναφορικά με την εμπορική



διαθεσιμότητα και χρήση τους. Για τον λόγο αυτό η εκτίμηση του κόστους τέτοιου τύπου εγκαταστάσεων περιορίζεται κυρίως σε μοντέλα εκτίμησης του κόστους των επιμέρους στοιχείων τους (στροβιλομηχανές, εναλλάκτες, γεννήτρια, κιβώτιο ταχυτήτων, σωληνώσεις, ηλεκτρολογικά κ.α). Οι υπολογισμοί αυτοί εμπεριέχουν σφάλμα και για το λόγο αυτό απαιτείται η χρήση και σύγκριση διαφορετικών μοντέλων. Ωστόσο, αρκετά από αυτά τα υπολογιστικά μοντέλα αποσκοπώντας στην κάλυψη του σφάλματος οδηγούνται σε υπερεκτιμήσεις. Στην παρούσα διπλωματική εργασία παρουσιάζονται σχέσεις για διαφορετικούς τρόπους κοστολόγησης του εκάστοτε στοιχείου, αλλά τελικώς επιλέγονται εκείνες που αποδίδουν το υψηλότερο κόστος για την αποφυγή υποεκτιμήσεων.[7.4]

7.1.2.1: Κόστος Εναλλακτών Θερμότητας.

Οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν αναμφίβολα ένα από τα σημαντικότερα στοιχεία θερμοδυναμικών εγκαταστάσεων και ειδικότερα των θερμικών μηχανών. Κυρίαρχη απαίτηση αποτελεί η κατασκευαστική δυνατότητα μεταφοράς θερμότητας από ένα εργαζόμενο μέσο σε άλλο τόσο για την πρόσδοση θερμότητας όσο και για την ψύξη. Οι εναλλάκτες θερμότητας ικανοποιούν την απαίτηση αυτή, η οποία είναι άμεσα συνδεδεμένη με τα λειτουργικά χαρακτηριστικά και την ποιότητα αυτών. Τα παραπάνω σε συνδυασμό με το μέγεθος και το υψηλό κόστος τους μετατρέπουν τους εναλλάκτες θερμότητας σε στοιχεία μελέτης ιδιαίτερης σημασίας. Οι εναλλάκτες θερμότητας που κοστολογήθηκαν στις παρούσες εγκαταστάσεις είναι ο βασικός εναλλάκτης πρόσδοσης θερμότητας στο sCO_2 από το τηγμένο άλας (molten salt), ο ανακομιστής θερμότητας του κύκλου Brayton, ο εναλλάκτης τηλεθέρμανσης και ο εναλλάκτης Gas Cooler που χρησιμοποιείται για την ψύξη του sCO_2 . Οι υπόλοιποι εναλλάκτες θερμότητας εμπεριέχονται ως κόστος στο κόστος της εγκατάστασης ORC και την ψύξης με απορρόφηση.[7.4]

Επί των πλείστων οι μελέτες που πραγματεύονται κοστολόγηση εναλλακτών θερμότητας βασίζονται στην κοστολόγηση τύπου «U-A», δηλαδή του γινομένου της επιφάνειας αναφοράς (επιφάνεια επαφής είτε με το ένα ρευστό είτε με το άλλο) και της αντίστοιχης θερμικής διαπερατότητας. Το γινόμενο αυτό αποτελεί το αντίστροφο της συνολικής θερμικής αντίστασης του εναλλάκτη για την ροής θερμότητας, δηλαδή:

$$R_{TOT} = \frac{1}{U_{ref} \cdot A_{ref}} \text{ [K/kW]} \quad (7.1.1)$$

Το γινόμενο $U_{ref} \cdot A_{ref}$ θα συμβολίζεται απλώς $U \cdot A$.

Η εξίσωση της συναλλασσόμενης θερμότητας στον εναλλάκτη (\dot{Q}_{HEX}) είναι η ακόλουθη:

$$\dot{Q}_{HEX} = (U \cdot A) \Delta T_{lm} \quad (7.1.2)$$

όπου: ΔT_{lm} είναι η λογαριθμική διαφορά θερμοκρασιών μεταξύ του θερμού (hot) και ψυχρού (cold)

ρεύματος εργαζόμενων μέσων του εναλλάκτη και υπολογίζεται με βάση την ακόλουθη εξίσωση:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out}) - (T_{hot,out} - T_{cold,in})}{\ln\left(\frac{T_{hot,in} - T_{cold,out}}{T_{hot,out} - T_{cold,in}}\right)} \quad (7.1.3)$$

Η πρώτη σχέση που ελέγχθηκε αποτελεί η γραμμική συνάρτηση του κόστους του εναλλάκτη (C) με το γινόμενο $U \cdot A$ και συγκεκριμένα:



$$C = C_1 \cdot (U \cdot A) \quad (7.1.4)$$

Ο συντελεστής αναλογίας C_1 (\$/(W/K))\$ λήφθηκε ως συνάρτηση εύρους τιμών των γινομένων $U \cdot A$ αλλά και ανάλογα με το είδος του εναλλάκτη θερμότητας. Ο πίνακας (Πίνακας 7.1.2) τιμών που χρησιμοποιήθηκε παρατίθεται παρακάτω.

Πίνακας 7.1.2: Συντελεστής C_1 ανάλογα το είδος του εναλλάκτη θερμότητας και συνάρτηση του $U \cdot A$. [7.4]

| UA (kW/K) | 5,00 | 30,0 | 100 | 300 | 1000 |
|---|------|------|-----|-----|------|
| Βασικός Εναλλάκτης (\$/(W/K)) | 1,9 | 1,3 | 1,1 | 1 | 1 |
| Ανακομιστής Θερμότητας (\$/(W/K)) | 6,3 | 1,4 | 1,3 | 1,1 | 1 |
| Συμπυκνωτής/Air Cooler/Gas Cooler(\$/(W/K)) | 7,6 | 2,4 | 1,3 | 1,1 | 1 |

Για τον συντελεστή C_1 έχουν προταθεί και ορισμένες τροποποιήσεις τόσο ως προς τις τιμές του και την διακύμανση τους όσο και ως προς τα πεδία εφαρμογής τους. Ειδικότερα οι εναλλάκτες που χρησιμοποιούνται σε κύκλους παραγωγής ενέργειας με sCO_2 δύναται να είναι τυποποιημένου κυκλώματος (Printed Circuit Heat Exchangers) και τότε η τυποποίηση των τιμών C_1 πραγματοποιείται με βάση την μέγιστη θερμοκρασία του εναλλάκτη σύμφωνα με τον Πίνακα 7.1.3.

Πίνακας 7.1.3: Συντελεστής C_1 ανάλογα το είδος του εναλλάκτη θερμότητας και συνάρτηση του $U \cdot A$. [7.4]

| Μέγιστη Θερμοκρασία (T_{max}) | <350°C | 350°C ≤ T_{max} ≤ 600°C | 600°C < |
|--|--------|---------------------------|---------|
| Εναλλάκτης Τυποποιημένου Κυκλώματος (\$/(W/K)) | 0,294 | 0,253 | 1,318 |

Αναφορικά με τον υπολογισμό του κόστους και ειδικότερα σε ανακομιστές οργανικού κύκλου Rankine η μέθοδος που βρίσκει ευρεία εφαρμογή είναι ως συνάρτηση της επιφάνειας του εναλλάκτη μόνο (A) και όχι το γινόμενο (UA). Διαδεδομένη εξίσωση του κόστους του εναλλάκτη (C) για τον σκοπό αυτό είναι η ακόλουθη [7.4]:

$$C = 4.5 \cdot 10^5 \left(\frac{A}{100} \right)^{0.7} \quad [\$] \quad (7.1.5)$$

Επιπλέον, προτείνεται και προσαύξηση του κόστους (F_p) ανάλογα με την υψηλή πίεση (P) και υπολογίζεται από την εξίσωση [7.4]:

$$\log(F_p) = -3,35099 + 1,915216 \cdot \log(P) - 0,28169 \cdot \log^2(P) \quad (7.1.6)$$

Η εύρεση της επιφάνειας του εναλλάκτη γίνεται μέσω των εξισώσεων (7.1.2) και (7.1.3) από τις οποίες υπολογίζεται το γινόμενο UA και έπειτα με τον υπολογισμό της θερμικής αγωγιμότητας (U) ως προς την επιφάνεια του εναλλάκτη (εξωτερική επιφάνεια συναλλαγής) (A). Η U υπολογίζεται ως εξής:

$$U = \left(\frac{1}{\frac{A_{in,p}}{h_{in,A_{ex,p}}} + \frac{1}{h_{ex,A_{ex,p}}} + \frac{R_{f,in}}{A_{in,p}} + \frac{R_{f,ex}}{A_{ex,p}} + R_{ma}} \right)^{-1} \quad (7.1.7)$$

όπου: h_{in} : ο συντελεστής συναγωγής του εργαζόμενου μέσου εσωτερικά των σωλήνων [W/m^2K]

h_{ex} : ο συντελεστής συναγωγής του εργαζόμενου μέσου εξωτερικά των σωλήνων [W/m^2K]

$A_{in,p}$: η επιφάνεια συναλλαγής εσωτερικά των σωλήνων [m^2]

$A_{ex,p}$: η επιφάνεια συναλλαγής εξωτερικά των σωλήνων [m^2]

$A_{ex,r}$: η πραγματική επιφάνεια συναλλαγής εξωτερικά των σωλήνων [m^2]



$R_{f,in}$: ο συντελεστής θερμικής αντίστασης εσωτερικά των σωλήνων λόγω επικαθίσεων (fooling) [K/m^2W]

$R_{f,ex}$: ο συντελεστής θερμικής αντίστασης εξωτερικά των σωλήνων λόγω επικαθίσεων (fooling) [K/m^2W]

R_{ma} : ο συντελεστής αντίστασης του υλικού [K/m^2W]

Η εξίσωση υπολογισμού του κόστους που επιλέχθηκε είναι η (7.1.4) με τις τιμές του συντελεστή C_i να λαμβάνονται από τον Πίνακα 7.1.2. Η επιλογή αυτή έγινε καθώς για την εφαρμογή της μεθόδου που περιγράφεται από την εξίσωση (7.1.5) απαιτείται ο υπολογισμός της επιφάνειας συναλλαγής A και άρα και της θερμικής διαπερατότητας U . Οι υπολογισμοί αυτοί εμπεριέχουν τον υπολογισμό των μεγεθών των συντελεστών συναγωγής, την επιλογή πτερυγίων στην περίπτωση που χρησιμοποιούνται και την μοντελοποίηση της ροής. Η παρούσα εργασία δεν αποσκοπεί στον λεπτομερή σχεδιασμό των εναλλακτών καθώς η εξίσωση (7.1.4) καλύπτει από άποψη ακρίβειας την ανάλυση κόστους, καθώς αποτελεί έναν υπερεκτιμημένο υπολογισμό του κόστους. η επιλογή του Πίνακα 7.1.2 έναντι του 7.1.3 έγινε λόγω του γεγονότος ότι η κοστολόγηση σύμφωνα με τον 7.1.2 γίνεται ως συνάρτηση των τιμών του γινομένου UA και καλύπτονται περισσότερες κατηγορίες εναλλακτών.[7.4]

7.1.2.2: Κόστος Στροβιλομηχανών.

Οι στροβιλομηχανές (συμπιεστές και στρόβιλοι) αποτελούν τα ακριβότερα στοιχεία των εγκαταστάσεων παραγωγής ενέργειας. Όπως και αναφέρθηκε η τεχνολογία των στροβιλομηχανών με υπερεκκρίσιμο CO_2 (sCO_2) βρίσκεται σε πρώιμο στάδιο σχετικά με την εμπορική χρήση της με αποτέλεσμα προβλήματα κοστολόγησης της. Εγκυμονεί ο κίνδυνος τόσο της υποεκτίμησης όσο και της υπερεκτίμησης του κόστους. Κυρίαρχα χαρακτηριστικά των συμπιεστών και στρόβιλων sCO_2 είναι η λειτουργία τους σε υψηλές πιέσεις, όπως αυτές της παρούσας εργασίας ($P_L=75bar$ και $P_H=220bar$) και εύρος θερμοκρασιών από χαμηλές έως και υψηλές. Ωστόσο, εξαιτίας της υψηλής πυκνότητας που παρουσιάζει το sCO_2 το μέγεθος των στροβιλομηχανών είναι τάξης μικρότερο από τους συνήθεις αεριοστροβίλους και ατμοστροβίλους για την ίδια τάξη ισχύος. Η μείωση του μεγέθους οδηγεί σε μικρότερο κόστος. Η μέθοδος που ενδείκνυται για τον υπολογισμό του κόστους (C) των στροβιλομηχανών κυρίως για ισχύς της τάξεως μερικών MW είναι η θεώρηση συνάρτησης με την παραγόμενη ισχύ (\dot{W}) ως εξής: [7.4]

$$C = C_i \cdot \dot{W}^{n_i} \text{ [\$]} \quad (7.1.8)$$

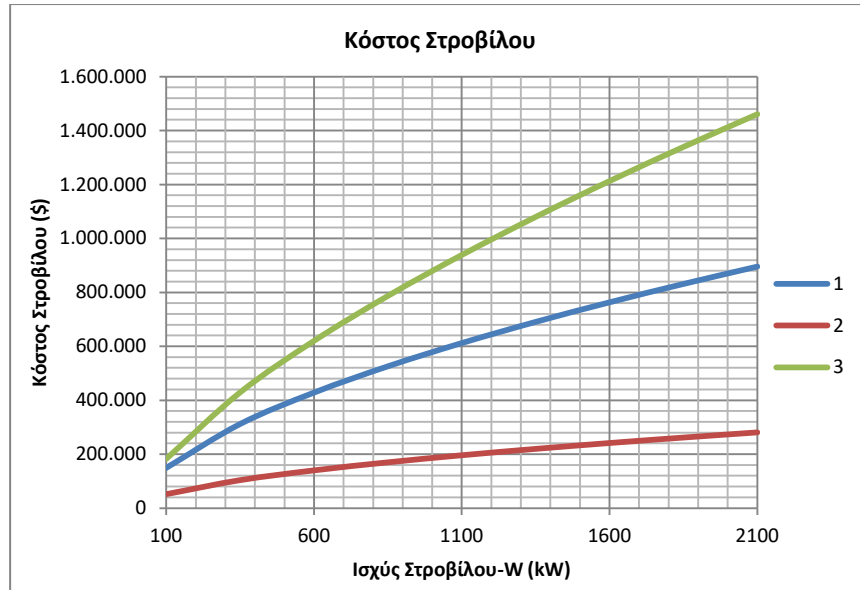
όπου: C_i και n_i κατάλληλες σταθερές και \dot{W} η ισχύς σε kW.

Διάφοροι συνδυασμοί που προτείνονται για την κοστολόγηση στρόβιλων παρατίθενται στον Πίνακα 7.1.4.

Πίνακας 7.1.4: Συντελεστές C_i και n_i για τον υπολογισμό κόστους στρόβιλου. [7.4]

| i | C_i | n_i |
|-----------------|---------|--------|
| 1 | 9923.7 | 0.5886 |
| 2 (ισχύς σε MW) | 186.200 | 0.5561 |
| 3 | 7790 | 0.6842 |

Το κόστος του στρόβιλου με βάση την εξίσωση (7.1.8) και τις τιμές των συντελεστών C_i και n_i παρουσιάζεται συνάρτηση της ισχύος του (\dot{W}) στο Διάγραμμα 7.1.1.



Διάγραμμα 7.1.1: Κόστος στροβίλου υπολογισμένο με διαφορετικούς συντελεστές C_i και η_i . [7.4]

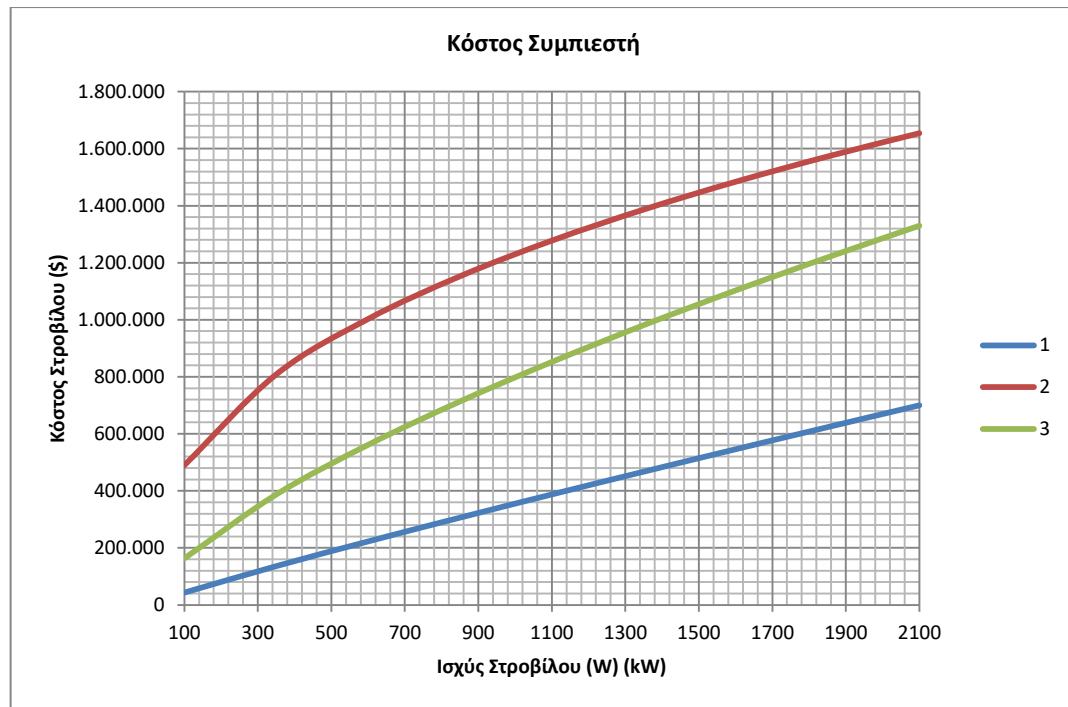
Από τις παραπάνω εξισώσεις εκείνη που επιλέχθηκε για τον υπολογισμό του κόστους είναι η (1) καθώς κυμαίνεται σε ενδιάμεση περιοχή τιμών, ενώ η (2) και (3) αποφεύχθηκαν για να μην υποεκτιμηθεί ή υπερεκτιμηθεί το κόστος λόγω της μεγάλης απόκλισης. Παρατηρείται ότι μόλις από ισχύ στροβίλου 1600kW το κόστος μεταξύ των (1) και (3) διαφέρει κατά περίπου 400.000\$.

Η εξίσωση που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του κόστους των συμπιεστών με εργαζόμενο μέσο sCO_2 είναι η ίδια με εκείνη των στροβίλων, η (7.1.8). Ο λόγος είναι η εξίσου έλλειψη δεδομένων κόστους αν και οι συμπιεστές sCO_2 είναι πιο διαδεδομένη καθώς χρησιμοποιούνται και σε ψυκτικές εγκαταστάσεις. Ωστόσο, οι διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας των συμπιεστών στα συστήματα παραγωγής ενέργειας (πίεση και θερμοκρασία εξόδου, λόγος πίεσης) καθώς και η κοστολόγηση ολόκληρου του συστήματος ψύξης και όχι του συμπιεστή μεμονωμένα οδηγεί σε μη επάρκεια δεδομένων. Οι συντελεστές C_i και η_i που χρησιμοποιούνται αποτυπώνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 7.1.5)

Πίνακας 7.1.4: Συντελεστές C_i και η_i για τον υπολογισμό κόστους στροβίλου. [7.4]

| i | C_i | η_i |
|-----------------|-------------------|----------|
| 1 | 643,15 | 0,9142 |
| 2 (Ισχύς σε MW) | $1,23 \cdot 10^6$ | 0,3992 |
| 3 | 6898 | 0,6878 |

Στο Διάγραμμα 7.1.2 παρουσιάζονται οι εξισώσεις κόστους συμπιεστών για κάθε μία από τις τιμές του Πίνακα 7.1.4. Η συνάρτηση που επιλέγεται για είναι η (3) για τους ίδιους λόγους με προηγουμένως, δηλαδή οι άλλες δύο (1) και (2) αποφεύχθηκαν για να μην γίνει τυχόν υπερεκτίμηση ή υποεκτίμηση της εγκατάστασης. Η (3) κυμαίνεται στις ενδιάμεσες τιμές.[7.4]



Διάγραμμα 7.1.2: Κόστος συμπίεστη υπολογισμένο με διαφορετικούς συντελεστές C_1 και η_i . [7.4]

7.1.2.3: Κόστος Γεννήτριας και Κιβωτίου Ταχυτήτων.

Σημαντικά στοιχεία των συστημάτων παραγωγής ενέργειας αποτελούν η γεννήτρια και το κιβώτιο ταχυτήτων. Για την κοστολόγηση τους γίνεται πρόταση χρήσης εξίσωσης της μορφής:

$$\log(C) = C_1 + C_2 \cdot \log(\dot{W}) + C_3 \cdot \log^2(\dot{W}) \quad (C \text{ σε } [\$]) \quad (7.1.9)$$

Όπου η ισχύς \dot{W} είναι η ισχύς εισόδου του εκάστοτε συστήματος σε kW για του συντελεστές C_1 , C_2 και C_3 προτείνονται οι ακόλουθες τιμές:

Πίνακας 7.1.5: Συντελεστές C_1 , C_2 και C_3 για την κοστολόγηση της γεννήτριας και του κιβωτίου ταχυτήτων.[7.4]

| Σύστημα | C_1 | C_2 | C_3 |
|-------------------|----------|----------|----------|
| Γεννήτρια | 4,105466 | 0,057044 | 0,079664 |
| Κιβώτιο Ταχυτήτων | 3,707701 | 0,056923 | 0,79684 |

Η εξίσωση αυτή καλύπτει εύρος ισχύος από 80kW έως και 10MW. Ωστόσο, για τον υπολογισμό του κόστους γεννήτριας προτείνεται και η εξίσωση:

$$C = 108900 \cdot (\dot{W})^{0,5463} \quad [\$] \quad (7.1.10)$$

Η εξίσωση αυτή βρίσκει εφαρμογή για ισχύς τάξεως αρκετών MW. Για τον λόγο αυτό το κόστος τόσο της γεννήτριας όσο και του κιβωτίου υπολογίζονται με βάση την εξίσωση (7.1.9) και τις τιμές του Πίνακα 7.1.5.[7.4]

7.1.2.4: Λοιπά Κόστη (Σωληνώσεις, Ηλεκτρολογικά και Εγκατάστασης)

Τα κόστη των εναλλακτών θερμότητας, των στροβιλομηχανών, της γεννήτριας και του κιβωτίου ταχυτήτων αποτελούν το συνολικό κόστος των συστημάτων (Purchased Equipment Cost - PEC). Το κόστος των συστημάτων δεν αποτελεί, όμως, και το συνολικό κόστος της μονάδας, καθώς έρχονται να προστεθούν και το κόστος των σωληνώσεων, των ηλεκτρολογικών και της εγκατάστασης ως τα

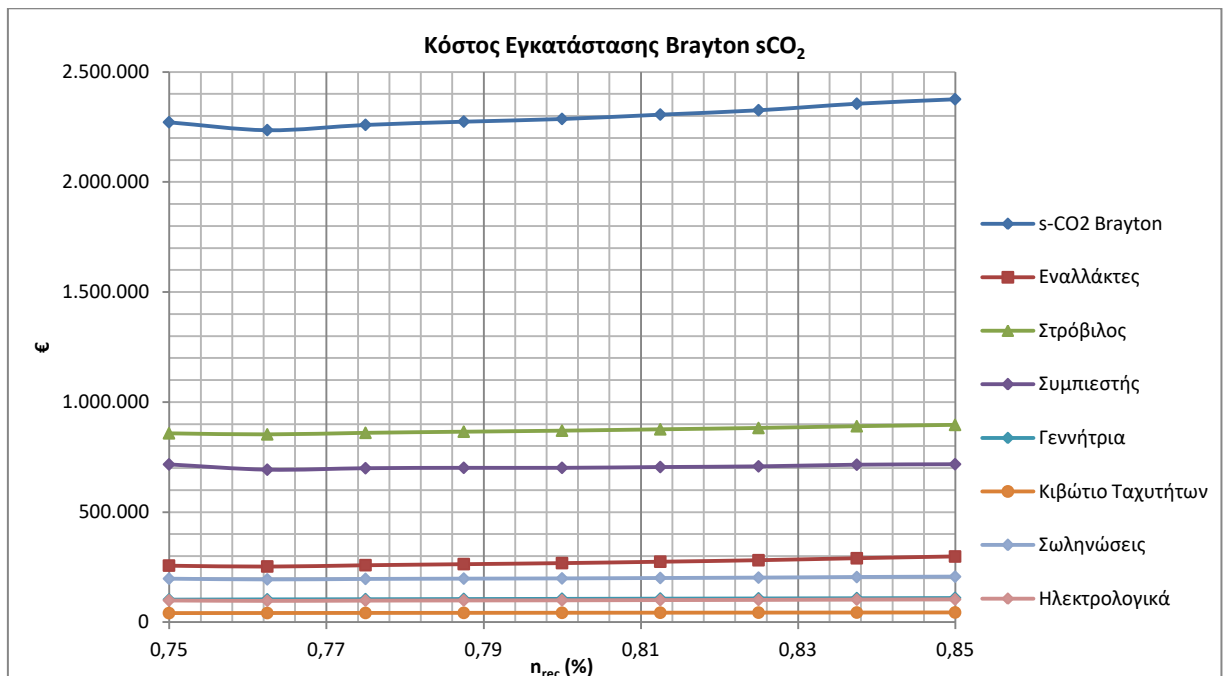


κυριότερα πρόσθετα. Το κόστος των σωληνώσεων για εγκαταστάσεις sCO_2 και κυρίως για παραγωγή ενέργειας είναι αρκετά υψηλό λόγω των υψηλών θερμοκρασιών και πιέσεων. Το κόστος αυτό εκτιμάται στο εύρος 5-20% του PEC με το ποσοστό αυτό να αυξάνει όσο αυξάνει η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου (T_{IT}). Στην παρούσα εργασία επιλέχθηκε ίσο με 10%.

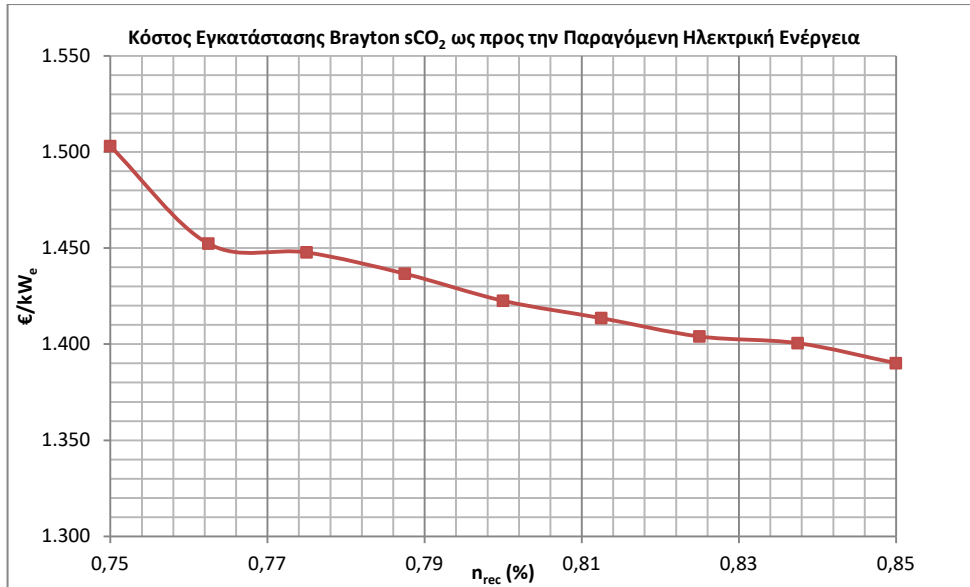
Το κόστος των ηλεκτρολογικών στοιχείων, όπως και αυτό της εγκατάστασης εκτιμούνται με όμοιο τρόπο, δηλαδή ως ποσοστό του PEC. Το κόστος των ηλεκτρολογικών λαμβάνεται ίσο με 5% ενώ το κόστος της εγκατάστασης, συνυπολογίζοντας και το κόστος της εργασία λαμβάνεται ίσο με 12% του PEC.

7.1.3: Κόστη Εγκαταστάσεων Brayton sCO_2 Μονάδων Χωρίς ORC, με ORC(Toluene) και ORC(n-Pentane).

Αναφορικά με την απλή εγκατάσταση, εκείνη που δεν περιλαμβάνει ORC, το κόστος υπολογίστηκε για κάθε μία από τις τιμές του n_{rec} κατά την οποία έγινε βελτιστοποίηση ως προς την μεγιστοποίηση του n_{eITOT} καθώς τότε παρουσιάζονται μεγαλύτερες θερμοκρασίες T_{IT} από ότι αν τεθεί στόχος η n_{eXTOT} . Για την μετατροπή του κόστους από \$ σε € χρησιμοποιήθηκε η ισοτιμία του νομίσματος και λήφθηκε ίση με 0.83, δηλαδή $1\$=0.83€$. Τα διαγράμματα των αποτελεσμάτων για το κόστος της εγκατάστασης Brayton παρατίθενται παρακάτω (Διάγραμμα 7.1.3-7.1.4). Παρατηρείται πως αύξηση του n_{rec} καθώς οδηγεί πέραν της αύξησης του κόστους του ανακομιστή και σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Ωστόσο, από το Διάγραμμα 7.1.4 παρατηρείται μείωση του κόστους της εγκατάστασης Brayton (PEC και τα λοιπά κόστη) ως προς την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ του. Για n_{rec} λαμβάνει τιμή ίση με περίπου 1390€/kW_e.

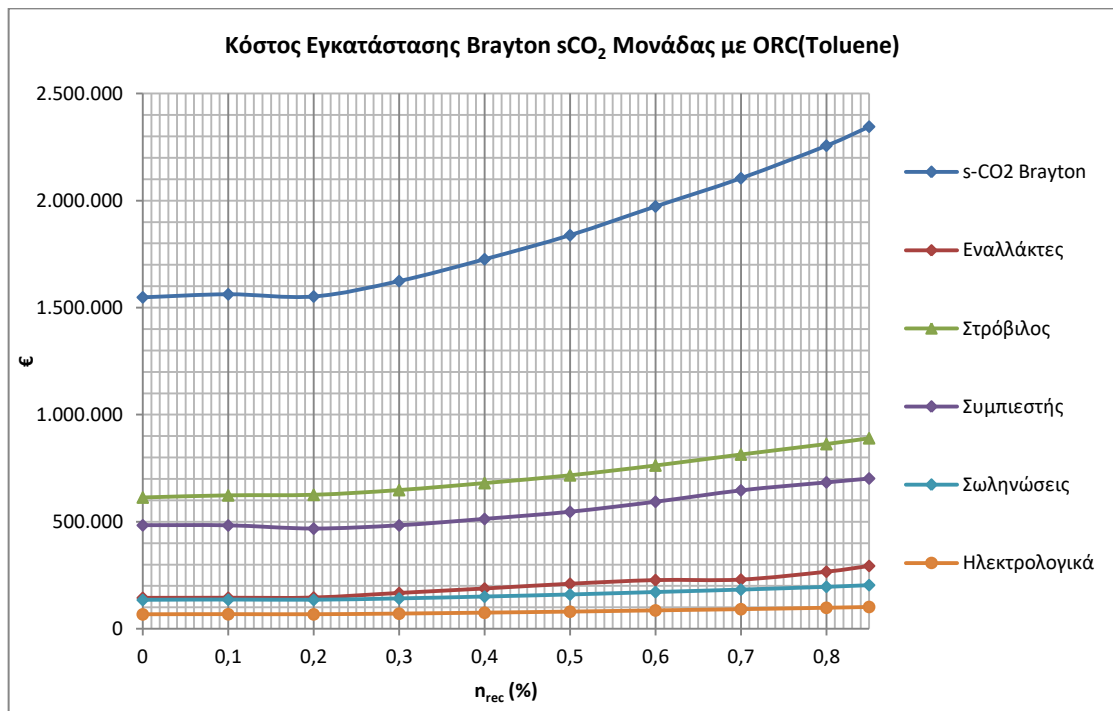


Διάγραμμα 7.1.3: Κόστη εγκατάστασης Brayton για την απλή εγκατάσταση συνάρτηση του n_{rec} και με στόχο βελτιστοποίησης τον $\max\{n_{eITOT}\}$.

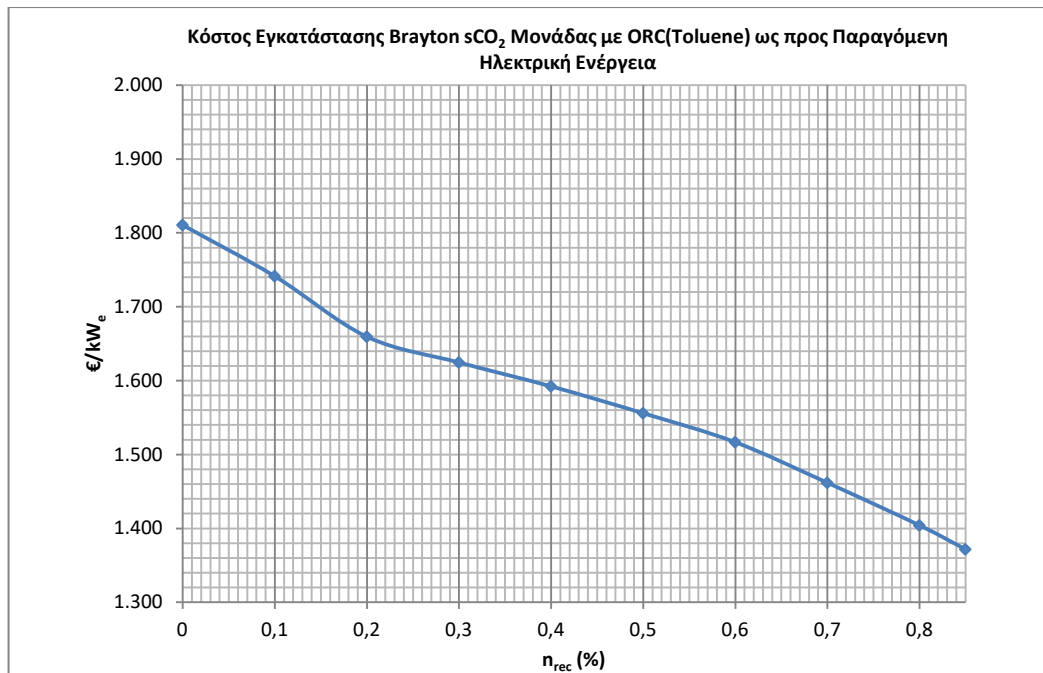


Διάγραμμα 7.1.4: Κόστος εγκατάστασης Brayton sCO_2 ως προς την Παραγόμενη Ηλεκτρική Ενέργεια εγκατάσταση συνάρτηση του η_{rec} και με στόχο βελτιστοποίησης τον $\max\{\eta_{eITOT}\}$.

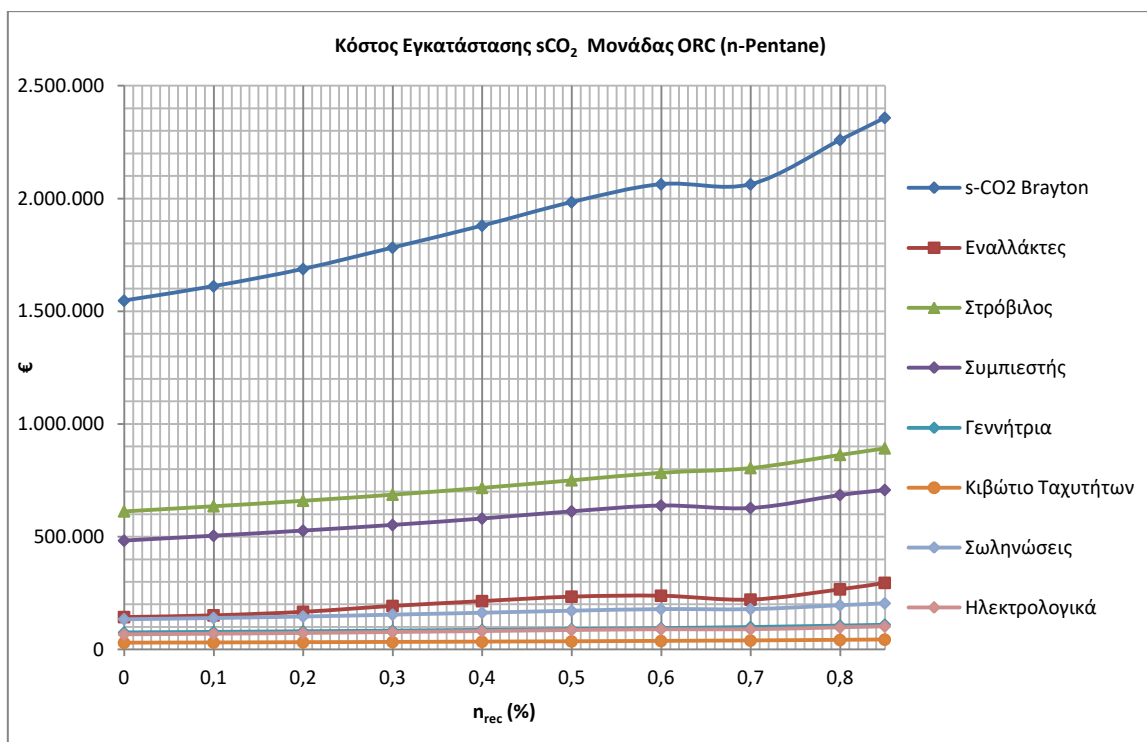
Τα διαγράμματα των αποτελεσμάτων για το κόστος της εγκατάστασης Brayton για την μονάδα όπου χρησιμοποιήθηκε ORC(Toluene) παρατίθενται παρακάτω (Διάγραμμα 7.1.5-7.1.6) και όταν χρησιμοποιήθηκε ORC(n-Pentane) αντιστοιχούν τα Διαγράμματα 7.1.7-7.1.8.



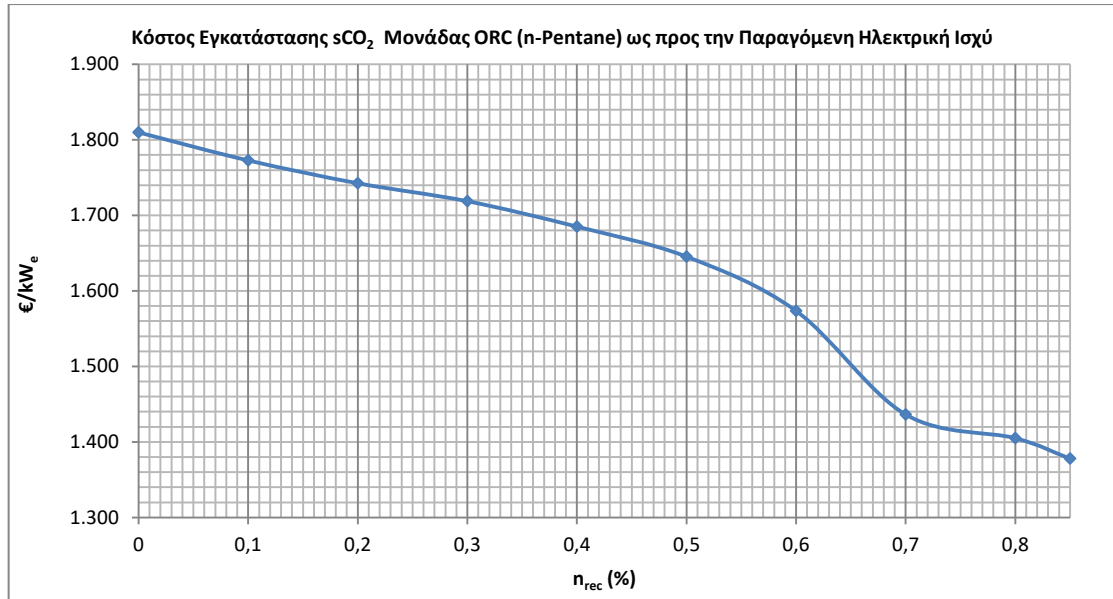
Διάγραμμα 7.1.5: Κόστη εγκατάστασης Brayton για την εγκατάσταση με ORC (Toluene) συνάρτηση του η_{rec} και με στόχο βελτιστοποίησης τον $\max\{\eta_{eITOT}\}$.



Διάγραμμα 7.1.6: Κόστος εγκατάστασης Brayton διαιρεμένο με την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ για την εγκατάσταση με ORC (Τολουένη) συνάρτηση του n_{rec} και με στόχο βελτιστοποίησης τον $\max\{n_{eITOT}\}$.



Διάγραμμα 7.1.7: Κόστη εγκατάστασης Brayton για την εγκατάσταση με ORC (n-Pentane) συνάρτηση του n_{rec} και με στόχο βελτιστοποίησης τον $\max\{n_{eITOT}\}$.



Διάγραμμα 7.1.8: Κόστος εγκατάστασης Brayton διαιρεμένο με την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ για την εγκατάσταση με ORC (Toluene) συνάρτηση του n_{rec} και με στόχο βελτιστοποίησης τον $\max\{n_{elTOT}\}$.

7.2: Οικονομικοί Δείκτες.

Για την αξιολόγηση της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς των μονάδων εφαρμόστηκε η μεγιστοποίηση του συνολικού ηλεκτρικού (n_{elTOT}) και εξεργειακού (n_{exTOT}) βαθμού. Η λειτουργία, όμως, των μονάδων είναι άμεσα συνδεδεμένη και με την οικονομική βιωσιμότητα τους ως επένδυση μέσω του κόστους και των χρηματοροών τους. Για την οικονομική αξιολόγηση μίας επένδυσης οι σημαντικότεροι και πιο διαδεδομένοι δείκτες αποτελούν η καθαρή παρούσα αξία (Net Present Value-NPV), ο εσωτερικό βαθμός απόδοσης (Internal Rate of Return – IRR) και η περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης (Pay Back Period – PBP). Αρχική, προϋπόθεση για τον υπολογισμό των δεικτών αποτελεί ο καθορισμός των ετήσιων χρηματοροών και της διάρκειας ετών κατά την οποία εξετάζεται η επένδυση (N). Ως διάρκεια ετών επιλέχθηκαν τα 25 έτη που αποτελούν τυπικό μέγεθος της διάρκειας ζωής τέτοιων επενδύσεων.

Αρχικό κόστος της επένδυσης θεωρήθηκε και το συνολικό κόστος της μονάδας (C_0) και για κάθε έτος υπολογίζονται τα ετήσια έσοδα από την πώληση ενέργειας (ηλεκτρισμού, ψύξης και θερμότητας) αλλά και τα έξοδα συντήρησης και λειτουργίας (operation and maintenance cost – $K_{O\&M}$). Η ετήσια χρηματοροή (cash flow – CF) υπολογίζεται με την αφαίρεση αυτών των δύο χρηματικών ποσοτήτων. Δηλαδή η CF υπολογίζεται με βάση την ακόλουθη εξίσωση ([7.1]-[7.3]) :

$$CF = (Y_{el} \cdot K_{el} + Y_E \cdot K_E + Y_{heating} \cdot K_{heating}) - K_{O\&M} \quad (7.2.1)$$

όπου: $Y_{el,E,heating}$: η ετήσια παραγόμενη ποσότητα ενέργειας από την εκάστοτε μορφή [kWh]

$K_{el,E,heating}$: η τιμή πώλησης της εκάστοτε ενέργειας [€/kWh]

Το κόστος συντήρησης και λειτουργίας ($K_{O\&M}$) θεωρήθηκε ποσοστό του αρχικού κόστους της επένδυσης (C_0) και συγκεκριμένα:

$$K_{O\&M} = 0.01 \cdot C_0 \quad (7.2.2)$$

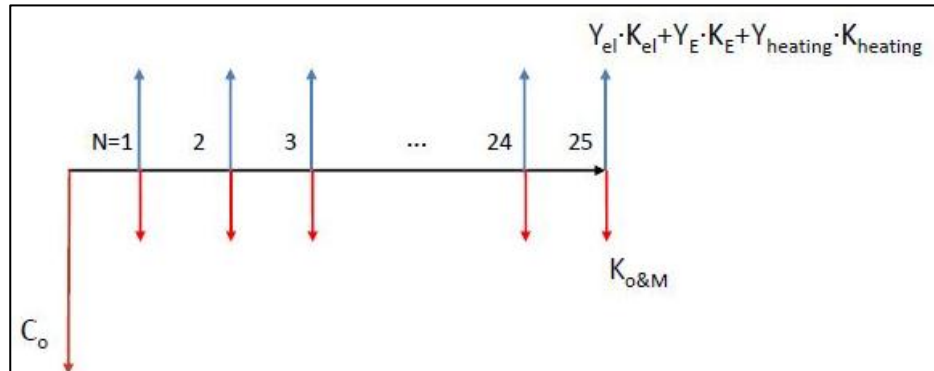
Η τιμή πώλησης της κάθε μορφής ενέργειας παρουσιάζεται στον Πίνακα 7.2.1.



Πίνακα 7.2.1: Τιμή πώλησης κάθε ενέργειας [7.3]

| Παραγόμενο Ποσό Ενέργειας | €/kWh |
|---|-------|
| Ηλεκτρική Ενέργεια (K_{el}) | 0.20 |
| Ψύξη (K_E) | 0.067 |
| Θερμότητα Τηλεθέρμανσης ($K_{heating}$) | 0.10 |

Στο Σχήμα 7.2.1 αποτυπώνονται σκαριφηματικά οι ετήσιες χρηματοροές.



Σχήμα 7.2.1: Διάγραμμα χρηματοροών που χρησιμοποιήθηκε για την οικονομική ανάλυση των μονάδων.

Η καθαρή παρούσα αξία (NPV) αποτελεί τον συμψηφισμό στο παρόν όλων των καθαρών χρηματικών εισροών και εκροών κατά τον χρονικό ορίζοντα της επένδυσης ($N=25$ έτη). Με τον τρόπο αυτό αποτυπώνεται η παρούσα αξία της επένδυσης. Είναι βασικό ο NPV να είναι οπωσδήποτε > 0 . Ο NPV υπολογίζεται με βάση την παρακάτω εξίσωση [7.3]:

$$NPV = -C_0 + CF \cdot \frac{(1+r)^N - 1}{r \cdot (1+r)^N} \quad (7.2.3)$$

Το επιτόκιο αναγωγής (r) σε τεχνο-οικονομικές αναλύσεις ηλιακών εγκαταστάσεων παραγωγής ενέργειας λαμβάνει σύνηθες τιμές στην περιοχή του 3%, 3.5% ([7.1]-[7.3]). Παρόλα αυτά στην παρούσα μελέτη λήφθηκε ίσο με 6% ($r=6\%$) ώστε να αποφευχθεί περισσότερο η υποεκτίμηση και συνάμα η υπερεκτίμηση της βιωσιμότητας των μονάδων

Ο IRR αποτελεί δείκτης της απόδοσης του συστήματος και είναι το οριακό επιτόκιο προεξόφλησης για το οποίο οι παρούσες ταμιακές εισροές ισούνται με τις εκροές και υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$IRR = \frac{CF}{C_0} \cdot \left[1 - \frac{1}{(1+IRR)^N} \right] \quad (7.2.4)$$

Η περίοδος αποπληρωμής (PBP) είναι το χρονικό διάστημα εκείνο που απαιτείται ώστε οι καθαρές ετήσιες χρηματοροές (CF) να εξισωθούν με το κόστος επένδυσης (C_0). Μη λαμβάνοντας υπόψη το επιτόκιο αναγωγής (r) η απλή περίοδος αποπληρωμής (simple payback period – SPP) υπολογίζεται από την σχέση:

$$SPP = \frac{C_0}{CF} \quad (7.2.5)$$

ενώ ακριβέστερα λογαριάζοντας και το r η περίοδος αποπληρωμής (payback period – PBP) γίνεται:

$$PBP = \frac{\ln\left(\frac{CF}{CF - C_0 \cdot r}\right)}{\ln(1+r)} \quad (7.2.6)$$



Κατά την οικονομική αξιολόγηση ο δείκτης που λήφθηκε υπόψη είναι ο PP.

Πέραν των παραπάνω βασικών οικονομικών δεικτών έγινε χρήση και άλλων δευτερευουσών οικονομικών και μη δεικτών ως στόχους βελτιστοποίησης ώστε να αξιολογηθεί η λειτουργικότητα των μονάδων. Αρχικά, χρησιμοποιήθηκε και το συνολικό κόστος της μονάδας (C_0) ως στόχος, αλλά και ο λόγος της NPV με αυτήν (λ_{NPV}), δηλαδή:

$$\lambda_{NPV} = \frac{NPV}{C_0} \quad (7.2.7)$$

Επιπλέον, σημαντικός δείκτης ώστε να αποτελέσει στόχο βελτιστοποίησης κρίνεται ο συνολικός χρόνος λειτουργίας της μονάδας κατά την διάρκεια του έτους (Total Functioning Time – TFT) και υπολογίζεται ως ο λόγος των μεγεθών αυτών από την εξίσωση:

$$TFT = \frac{YHT}{YT} = \frac{\sum_{i=1}^{12} MHT_i}{365 \cdot 24} = \frac{\sum_{i=1}^{12} (SD_i \cdot ADHT_i)}{8760} \quad (7.2.8)$$

όπου: YT: ο χρόνος ενός έτους σε ώρες [hr]

YHT: ο χρόνος του έτους που παρέχεται θερμότητα στην μονάδα τριπαραγωγής [hr]

MHT_i: ο χρόνος που παρέχεται θερμότητα στην μονάδα τριπαραγωγής τον εκάστοτε μήνα i [hr]

SD_i: οι ημέρες ηλιοφάνειας για τον μήνα i

ADHT_i: ο χρόνος που παρέχεται θερμότητα στην μονάδα τριπαραγωγής για την μέση ημέρα του εκάστοτε μήνα i [hr]

Το κριτήριο του TFT αποτελεί άμεση ένδειξη του χρόνου λειτουργίας της μονάδας στο σημείο λειτουργίας που έχει επιλεγεί και είναι επιθυμητή η μεγιστοποίηση του.

7.3: Δυναμική Ανάλυση Μονάδων σε Διαφορετικά Σημεία Σχεδιασμού.

Αρχικά έγινε διερεύνηση της επίδρασης των εν λόγω σχεδιαστικών παραμέτρων (A_c , V_{ST} και T_{IT}) στην συνολική λειτουργία της μονάδας με τον υπολογισμό των στόχων που έχουν αναφερθεί και παρουσιάζονται συνοπτικά στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 7.3.1). Οι εγκαταστάσεις τριπαραγωγής, δηλαδή ο κύκλος Brayton (sCO_2), ο ORC (όταν χρησιμοποιείται) και ο ψύκτης με απορρόφηση (LiBr- H_2O) για τις οποίες πραγματοποιήθηκε η δυναμική ανάλυση με βάση των Πίνακα 7.3.1 λήφθηκαν από την βελτιστοποίηση σταθερούς λειτουργίας, ως είχαν υπολογιστεί στο Κεφάλαιο 5. Πιο συγκεκριμένα οι προδιαγραφές τους παρουσιάζονται στους Πίνακες 7.3.2 και 7.3.3.

Πίνακας 7.3.1: Σχεδιαστικές παράμετροι και στόχοι βελτιστοποίησης για την δυναμική ανάλυση.

| | |
|----------------------------|--------------------------|
| Σχεδιαστικές Παράμετροι | A_c |
| | V_{ST} |
| | T_{IT} |
| Στόχοι προς Βελτιστοποίηση | $\eta_{th(TOT)}$ |
| | $\eta_{ex(TOT)}$ |
| | PBP* |
| | NPV |
| | IRR |
| | TFT |
| | $\lambda_{NPV}(NPV/C_0)$ |
| | C_0^* |

*οι στόχοι αυτοί είναι προς ελαχιστοποίηση

Πίνακας 7.3.2: Προδιαγραφές μονάδας τριπαραγωγής χωρίς ORC συνάρτηση της T_{IT} .



| Προδιαγραφές | T_{IT} (°C) | | | |
|---|---------------|-------|-------|-------|
| | 500 | 510 | 530 | 550 |
| P_H (bar) | 220 | | | |
| P_L (bar) | 75 | | | |
| T_G (°C) | 100 | | | |
| η_{rec} (%) | 0,85 | | | |
| Q_{st} (kW) | 6341 | 6293 | 6193 | 6085 |
| P_{el} (kW) | 1688 | 1693 | 1703 | 1709 |
| $Q_{heating}$ (kW) | 2160 | 2116 | 2028 | 1943 |
| Q_E (kW) | 1355 | 1358 | 1362 | 1362 |
| $C_{Brayton}$ ($\cdot 10^6 \text{€}$) | 2.319 | | | |
| $C_{Chiller}$ ($\cdot 10^6 \text{€}$) | 0.813 | 0.815 | 0.817 | 0.817 |

Πίνακας 7.3.3: Προδιαγραφές μονάδας τριπαραγωγής με ORC(n-Pentane) συνάρτηση της T_{IT} .

| Προδιαγραφές | T_{IT} (°C) | | | | |
|---|---------------|--------|--------|--------|--------|
| | 500 | 510 | 530 | 550 | 560 |
| P_H (bar) | 220 | | | | |
| P_L (bar) | 75 | | | | |
| T_G (°C) | 100 | | | | |
| T_7 (°C) | 120 | 125 | 124.5 | 121.5 | 120.6 |
| a (%) | 0.3065 | 0.3565 | 0.3614 | 0.3573 | 0.3573 |
| η_{rec} (%) | 0,85 | | | | |
| Q_{st} (kW) | 6341 | 6293 | 6193 | 6085 | 6028 |
| P_{el} (kW) | 1685 | 1693 | 1704 | 1710 | 1711 |
| $P_{el(ORC)}$ (kW) | 90 | 92 | 96 | 99 | 100 |
| $Q_{heating}$ (kW) | 2160 | 2116 | 2028 | 1943 | 1901 |
| Q_E (kW) | 328 | 330 | 314 | 300 | 295 |
| $C_{Brayton}$ ($\cdot 10^6 \text{€}$) | 2.358 | | | | |
| C_{ORC} ($\cdot 10^6 \text{€}$) | 0.180 | 0.184 | 0.199 | 0.199 | 0.199 |
| $C_{Chiller}$ ($\cdot 10^6 \text{€}$) | 0.197 | 0.198 | 0.196 | 0.196 | 0.177 |

Βασικό βήμα της δυναμικής ανάλυσης αποτελεί ο αρχικός καθορισμός του πεδίου τιμών στα οποία γίνονται οι δοκιμές της λειτουργίας της μονάδας και η αναζήτηση της βέλτιστης λύσης. Τα πεδία τιμών παρατίθενται στον Πίνακα 7.3.4.

Πίνακας 7.3.4: Εύρη τιμών των σχεδιαστικών παραμέτρων.

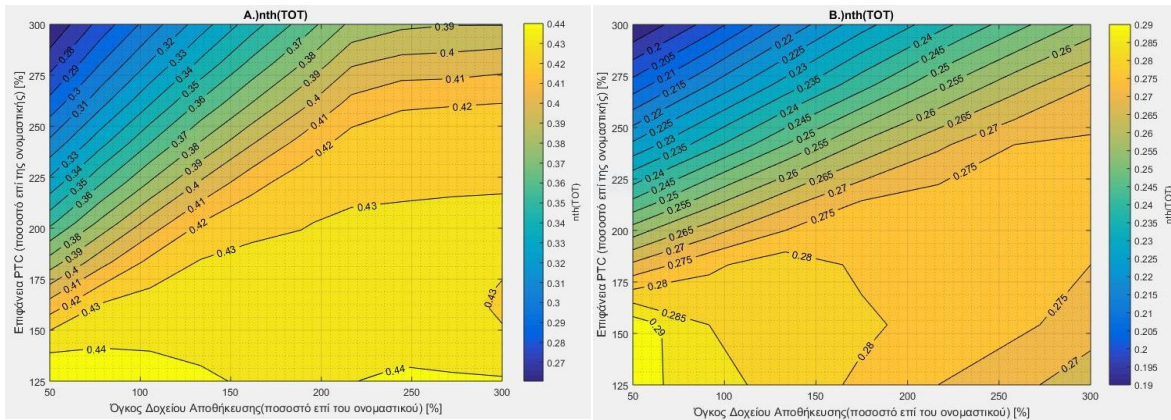
| Παράμετροι Σχεδιασμού | Ονομαστική Τιμή | | Εύρος Τιμών |
|----------------------------|-----------------|------------|--|
| A_C (m ²) | 11600 | $A_{C,o}$ | 14500-34800 (125-300% της ονομαστικής) |
| V_{ST} (m ³) | 464 | $V_{ST,o}$ | 232-1392 (50-300% της ονομαστικής) |
| T_{IT} (°C) | - | | 500-550 (για την μονάδα χωρίς ORC) |
| | | | 500-560 (για την μονάδα με ORC) |

Αρχικά, παρουσιάζονται κάποια αποτελέσματα για την δυναμική ανάλυση της μονάδας χωρίς ORC (Πίνακας 7.3.2) για την ελάχιστη και μέγιστη θερμοκρασία T_{IT} του εύρους, δηλαδή τους 500°C και 550°C και έπειτα για την μονάδα με ORC αντίστοιχα. Σκοπός αποτελεί η διαπίστωση της επίδρασης της T_{IT} στους στόχους προς βελτιστοποίηση.

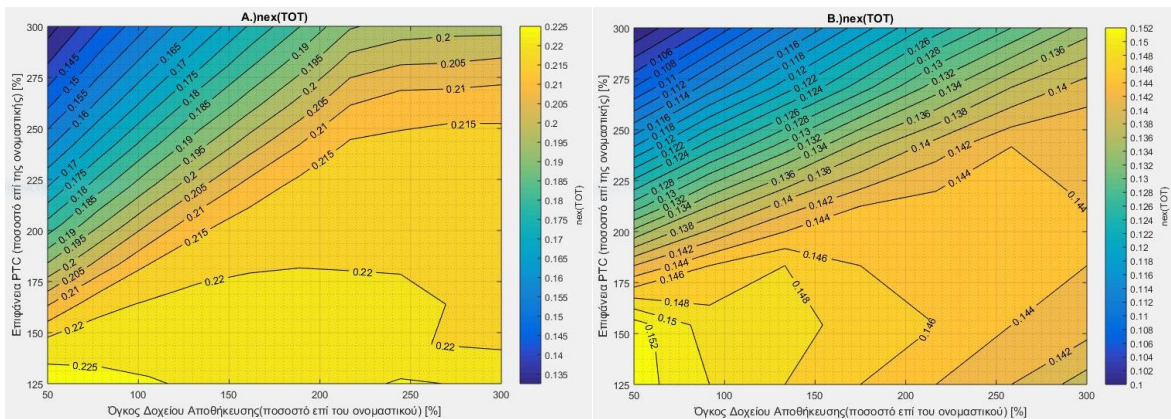


7.3.1: Δυναμική Ανάλυση Μονάδας χωρίς ORC σε Διαφορετικά Σημεία Σχεδιασμού.

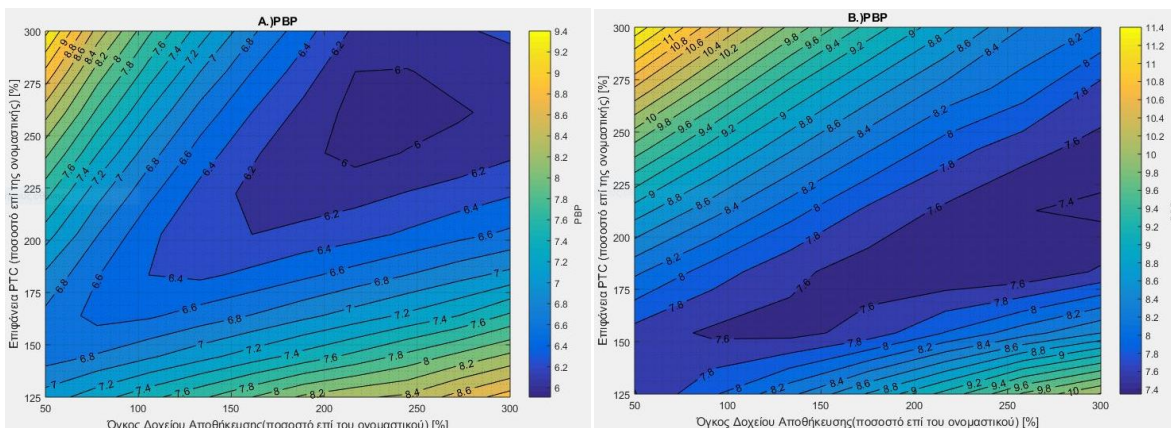
Για την μονάδα του Πίνακα 7.3.2 για τις θερμοκρασίες $T_{IT}=500^{\circ}\text{C}$ και 550°C έγινε διερεύνηση για τα εύρη τιμών της A_C και του V_{ST} . Βασικό συμπέρασμα που διαπιστώθηκε αποτελεί πως η μείωση της T_{IT} οδηγεί σε μονότονη βελτίωση της λειτουργίας της μονάδας. Στα Διαγράμματα 7.3.1-7.3.8 παρατίθενται τα αποτελέσματα του εκάστοτε στόχου για τις δύο θερμοκρασίες.



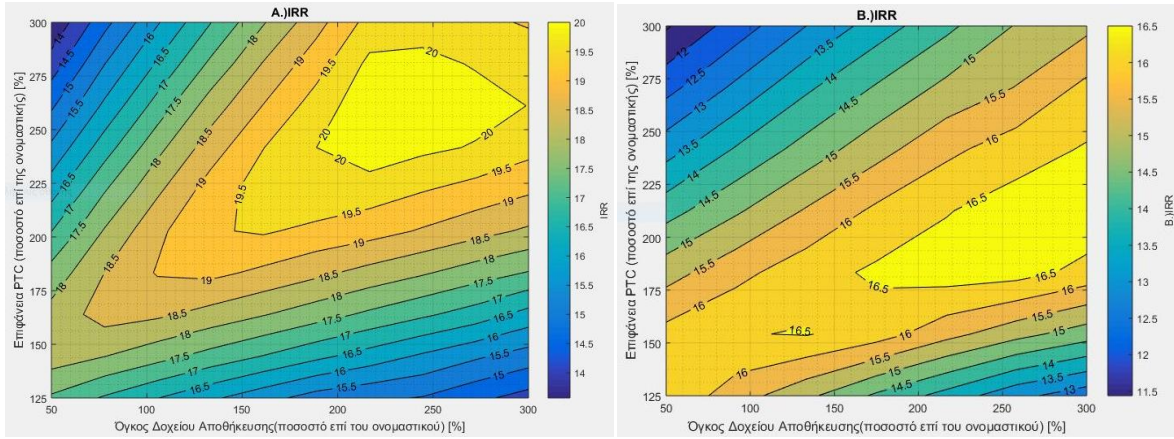
Διάγραμμα 7.3.1: Διαγράμματα συνολικού (ετήσιου) θερμικού βαθμού απόδοσης ($\eta_{\text{θηTOT}}$) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 550°C .



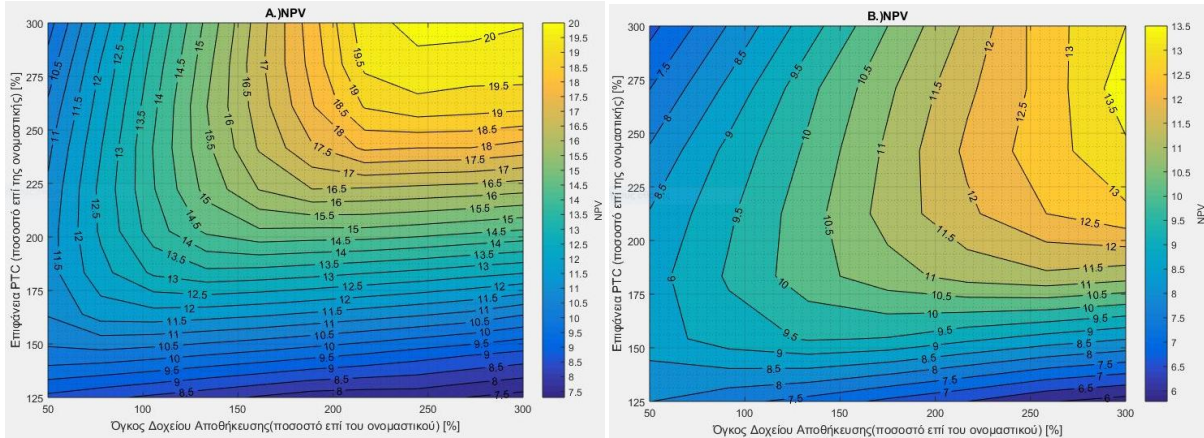
Διάγραμμα 7.3.2: Διαγράμματα συνολικού (ετήσιου) εξεργειακού βαθμού απόδοσης ($\eta_{\text{ηexTOT}}$) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 550°C .



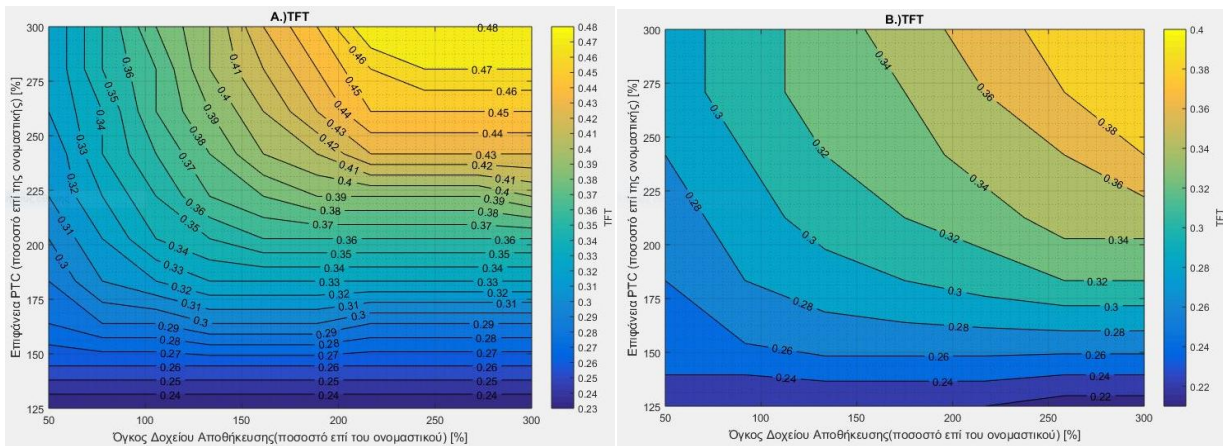
Διάγραμμα 7.3.3: Διαγράμματα περιόδου αποπληρωμής (PBP) μονάδας για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 550°C .



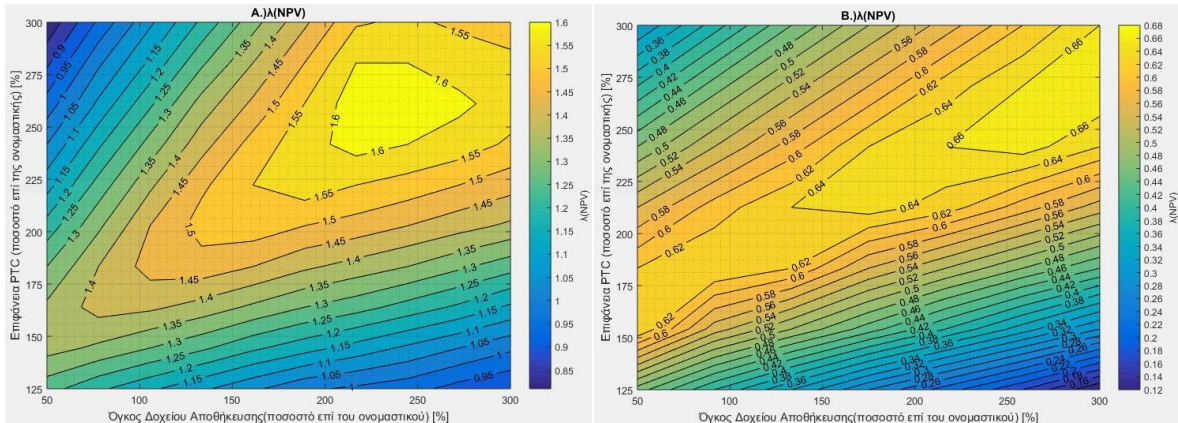
Διάγραμμα 7.3.4: Διαγράμματα εσωτερικού βαθμού απόδοσης (IRR) μονάδας για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 550°C .



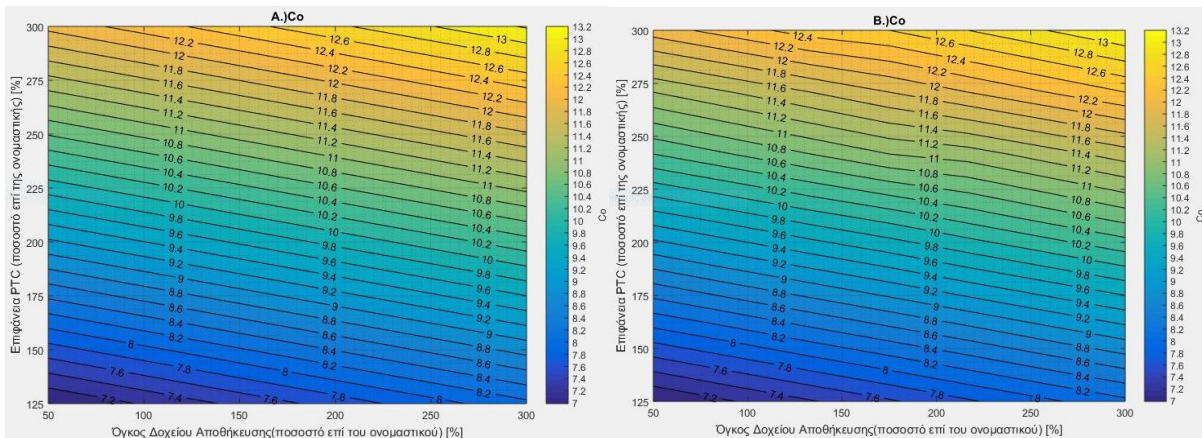
Διάγραμμα 7.3.5: Διαγράμματα καθαρής παρούσας αξίας (NPV) μονάδας σε 10^6€ για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 550°C .



Διάγραμμα 7.3.6: Διαγράμματα ετήσιου χρόνου λειτουργίας (TFT) μονάδας ως ποσοστό των ωρών του έτους (8760 hr) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 550°C .



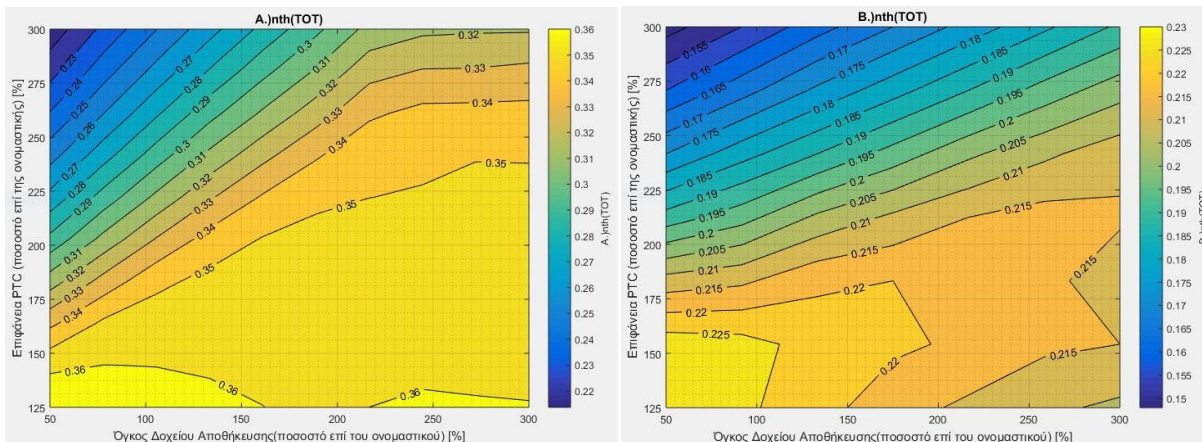
Διάγραμμα 7.3.7: Διαγράμματα λόγου NPV με C_o ($\lambda(NPV)$) μονάδας για θερμοκρασίες T_{IT} Α. $500^\circ C$ και Β. $550^\circ C$.



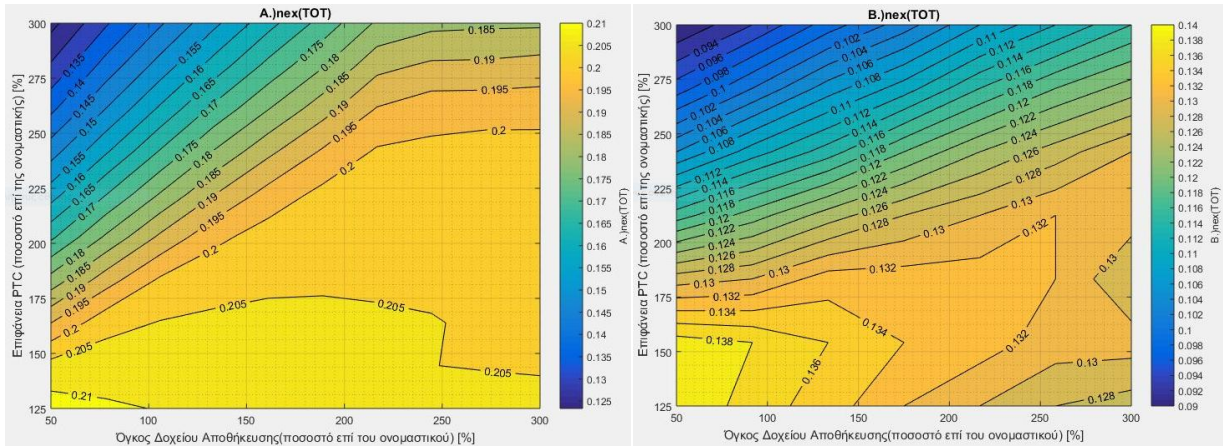
Διάγραμμα 7.3.8: Διαγράμματα λόγου κόστους μονάδας (C_o) σε 10^6€ για θερμοκρασίες T_{IT} Α. $500^\circ C$ και Β. $550^\circ C$.

7.3.2: Δυναμική Ανάλυση Μονάδας χωρίς ORC σε Διαφορετικά Σημεία Σχεδιασμού.

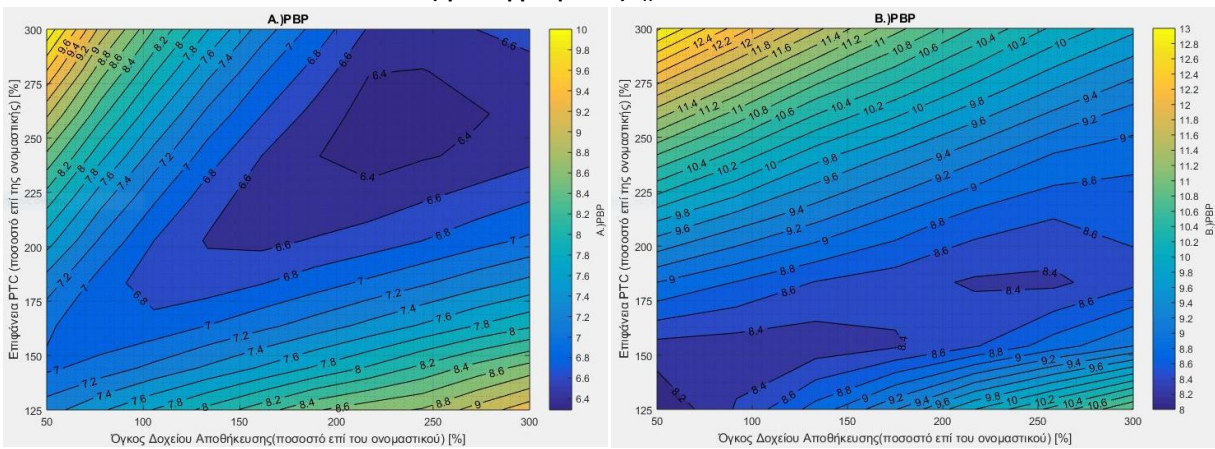
Για την μονάδα με ORC(n-Pentane) του Πίνακα 7.3.3 για τις θερμοκρασίες $T_{IT}=500^\circ C$ και $560^\circ C$ έγινε διερεύνηση για τα εύρη τιμών της A_c και του V_{ST} . Το συμπέρασμα που διαπιστώθηκε είναι το ίδιο και με την διερεύνηση της απλής μονάδας και είναι η μείωση της T_{IT} οδηγεί σε μονότονη βελτίωση της λειτουργίας της μονάδας. Στα Διαγράμματα 7.3.9-7.3.16 παρατίθενται τα αποτελέσματα του εκάστοτε στόχου για τις δύο θερμοκρασίες.



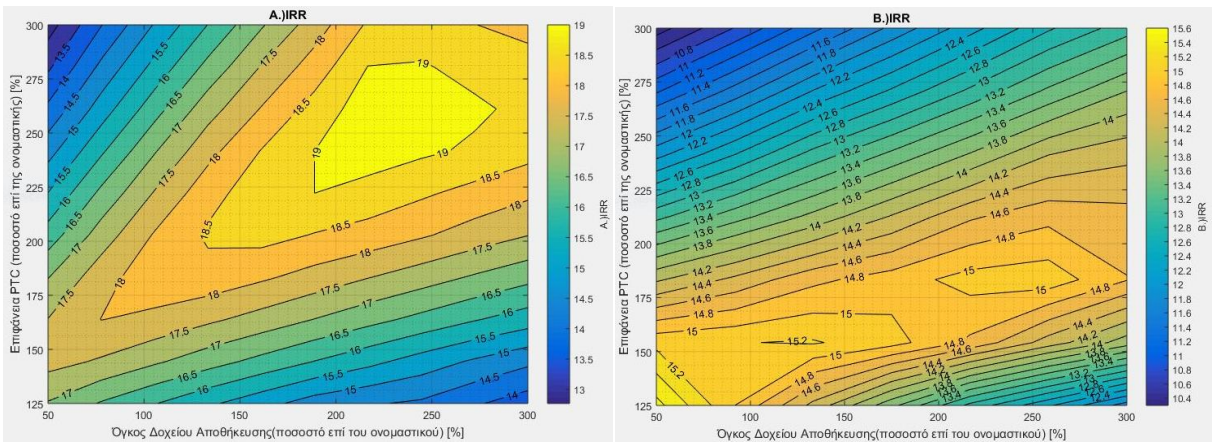
Διάγραμμα 7.3.9: Διαγράμματα ετήσιου συνολικού θερμικού βαθμού απόδοσης (η_{thTOT}) για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. $500^\circ C$ και Β. $560^\circ C$.



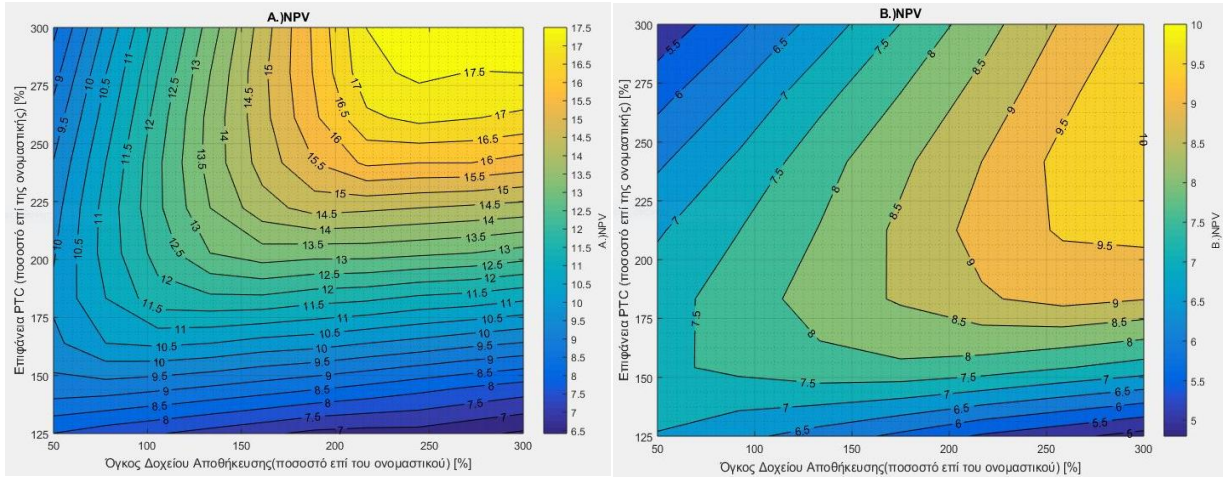
Διάγραμμα 7.3.10: Διαγράμματα ετήσιου συνολικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης (η_{tot}) για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_H Α. 500°C και Β. 560°C .



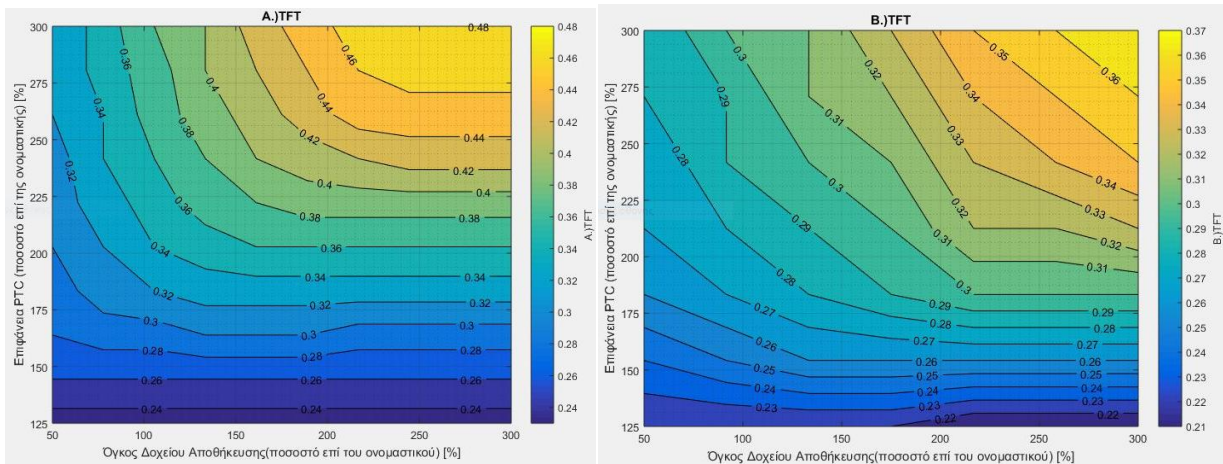
Διάγραμμα 7.3.11: Διαγράμματα περιόδου αποπληρωμής (PBP) σε χρόνια για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_H Α. 500°C και Β. 560°C .



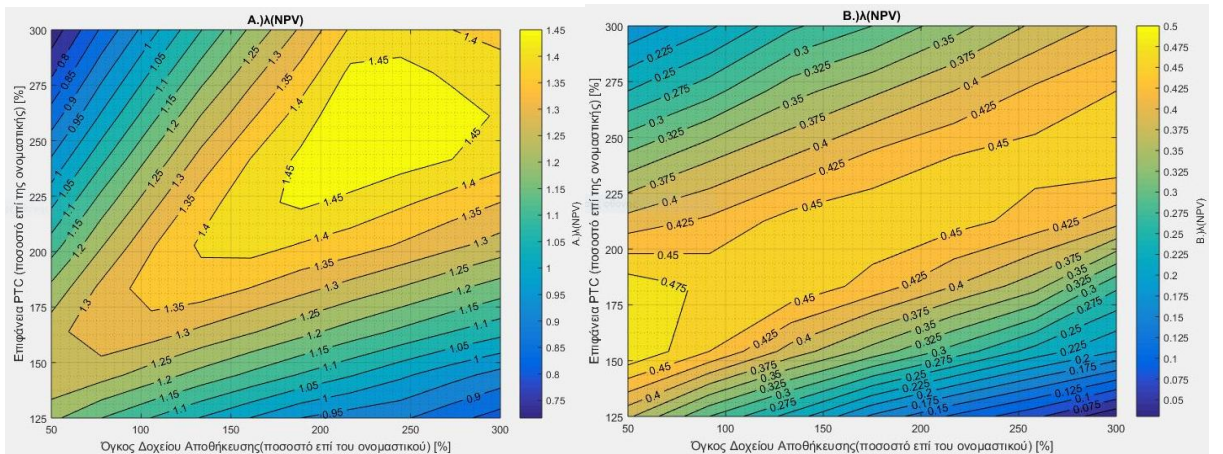
Διάγραμμα 7.3.12: Διαγράμματα εσωτερικού βαθμού απόδοσης (IRR) για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_H Α. 500°C και Β. 560°C .



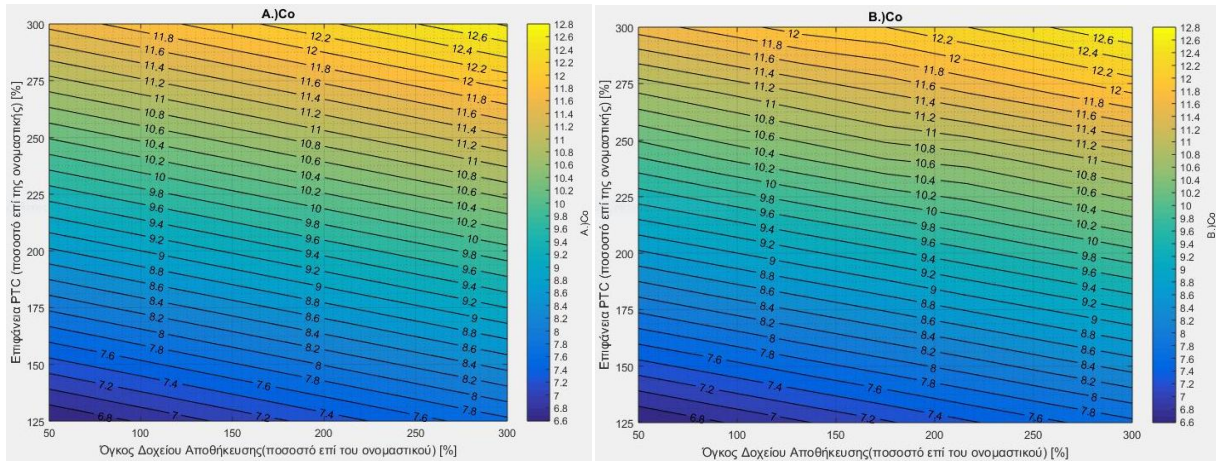
Διάγραμμα 7.3.13: Διαγράμματα καθαρής παρούσας αξίας (NPV) για την μονάδα με ORC(n-Pentane) σε 10⁶€ για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 560°C.



Διάγραμμα 7.3.14: Διαγράμματα συνολικού χρόνου λειτουργίας (TFT) για την μονάδα με ORC(n-Pentane) ως ποσοστό των ωρών του έτους (8760 hr) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 560°C.



Διάγραμμα 7.3.15: Διαγράμματα του λόγου του NPV προς την C₀ (λ_{NPV}) για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 560°C.



Διάγραμμα 7.3.16: Διαγράμματα του αρχικού κόστους (C_0) για την μονάδα με ORC(n-Pentane) σε 10^5 € για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και Β. 560°C .

7.4: Βελτιστοποίηση Δυναμικής Ανάλυσης.

Η βελτιστοποίηση της δυναμικής λειτουργίας της μονάδας αποτελεί και την τελευταία με σκοπό την κατάληξη στην μονάδα που παρουσιάζει την βέλτιστη θερμοδυναμική και τεchnο-οικονομική συμπεριφορά. Όπως και παρουσιάστηκε στον Πίνακα 7.3.1 οι σχεδιαστικές παράμετροι είναι 3 ενώ οι στόχοι συνολικά είναι 8. Ο αριθμός των στόχων εισάγει το πρόβλημα επιλογής κριτηρίου βελτιστοποίησης πολλών στόχων συγχρόνως (πολυκριτηριακή μέθοδος αξιολόγησης – multi objective evaluation). Η μέθοδος που ακολουθήθηκε είναι εκείνη του ορισμού αντικειμενικής συνάρτησης (F) που λαμβάνει ως είσοδο τις τιμές των εκάστοτε στόχων και η έξοδος της θα είναι μία τιμή, καθοριστική της επιλογής βέλτιστης λύσης.[7.5]

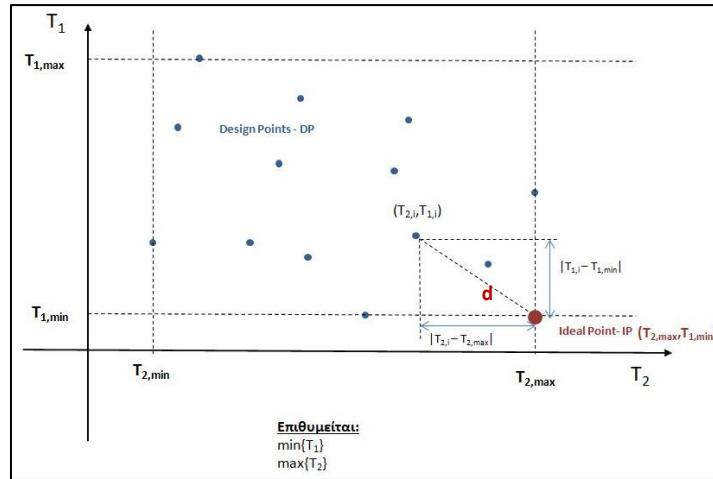
Με τις πολυκριτηριακές μεθόδους δίνεται η δυνατότητα αξιολόγησης διαφορετικών κριτηρίων συγχρόνως, όπως των θερμοδυναμικών και των τεchnο-οικονομικών. Τα σημεία σχεδιασμού που αξιολογούνται προκύπτουν από διαφορετικούς συνδυασμούς τιμών (A_C , V_{ST} , T_{IT}) και υποβάλλονται στην ίδια αντικειμενική συνάρτηση F. Συγκεκριμένα η συνάρτηση F ορίζεται ως:

$$(A_C, V_{ST}, T_{IT}) \rightarrow (n_{th(TOT)}, n_{ex(TOT)}, \mathbf{PBP}, \mathbf{IRR}, \mathbf{NPV}, \mathbf{TFT}, \lambda_{NPV}, C_0) \sim (T_1, \dots, T_N) \quad (7.4.1)$$

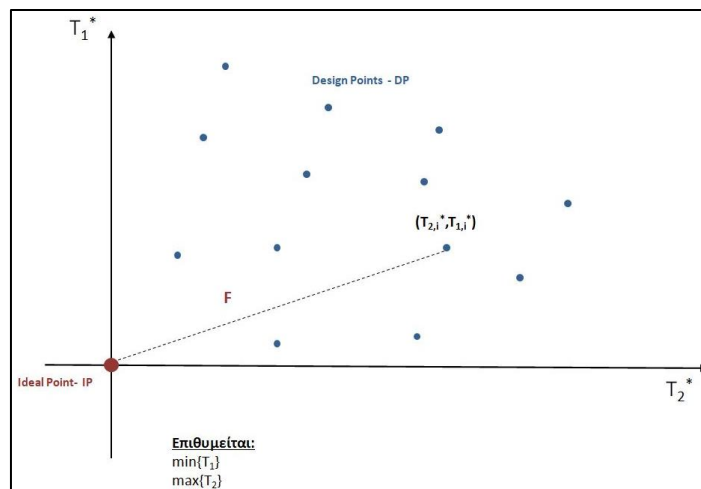
$$\mathbf{F} = \mathbf{F}(T_1, \dots, T_j) \quad (7.4.2)$$

όπου με T συμβολίζεται ο εκάστοτε στόχος (Target).

Η αντικειμενική συνάρτηση που επιλέχθηκε ως κριτήριο αξιολόγησης του εν λόγω σημείου σχεδιασμού (design point -DP) είναι το γεωμετρικό κριτήριο της απόστασης του σημείου από το θεωρητικά καθορισμένο ως βέλτιστο (ideal point - IP) σε διανυσματικό χώρο αδιάστατων στόχων. Όσοι στόχοι θα αποτελέσουν είσοδο στην αντικειμενική συνάρτηση F πρώτα καθορίζουν τις συντεταγμένες του βέλτιστου σημείου (ideal point - IP). Δηλαδή όταν ένας στόχος επιθυμείται να ελαχιστοποιηθεί τότε το IP λαμβάνει συντεταγμένη την ελάχιστη τιμή του στόχου από τα DP, ενώ για βελτιστοποίηση συμβαίνει το αντίστροφο. Η αδιαστατοποίηση πραγματοποιείται θεωρώντας πόσο κάθε συντεταγμένη ενός στόχου απέχει από την αντίστοιχη βέλτιστη τιμή του που έχει ο IP. Συγκεκριμένα παρουσιάζεται το Σχήμα 7.4.1 και 7.4.2 όπου αναπαρίσταται η βελτιστοποίηση με δύο στόχους (T_1, T_2) και γεωμετρικό κριτήριο.



Σχήμα 7.4.1: Σημεία σχεδιασμού (DP) και καθορισμός του θεωρητικά ιδανικού (IP).



Σχήμα 7.4.1: Προβολή των σημείων σχεδιασμού (DP) και του θεωρητικά ιδανικού (IP) στον αδιάστατο διανυσματικό χώρο και υπολογισμός της αντικειμενικής συνάρτησης F για κάθε ένα DP.

Αναλυτικότερα, επιθυμείται η αδιάστατοποίηση των DP με βάση την αντιστοίχιση στο καθένα του ποσοστού της απόστασης της τιμής της κάθε συντεταγμένης του στόχου από την αντίστοιχη βέλτιστη. Οι αδιάστατες συντεταγμένες συμβολίζονται με το (*) και ορίζονται ως εξής:

$$T_1^* = \left| \frac{T_{1,i} - T_{1,\min}}{T_{1,\max} - T_{1,\min}} \right| \quad \text{Στόχος: } \min\{T_1\} \quad (7.4.3)$$

$$T_2^* = \left| \frac{T_{2,i} - T_{2,\max}}{T_{2,\max} - T_{2,\min}} \right| \quad \text{Στόχος: } \max\{T_2\} \quad (7.4.4)$$

Ως αντικειμενική συνάρτηση F επιλέγεται η απόσταση του εκάστοτε DP από το IP στον αδιάστατο χώρο, όπου IP(0,0) και η βέλτιστη λύση αντιστοιχεί σε $\min\{F\} (=0)$. Η τιμή της F για ένα DP(i) όπως των ανωτέρω σχημάτων υπολογίζεται ως εξής:

$$F_i = \sqrt{(T_1^*)^2 + (T_2^*)^2} = \sqrt{\left(\left| \frac{T_{1,i} - T_{1,\min}}{T_{1,\max} - T_{1,\min}} \right| \right)^2 + \left(\left| \frac{T_{2,i} - T_{2,\max}}{T_{2,\max} - T_{2,\min}} \right| \right)^2} = \sqrt{\sum_{j=1}^{j_{\max}} \left(\left| \frac{T_{j,i} - T_{j,\max/\min}}{T_{j,\max} - T_{j,\min}} \right| \right)^2} \quad (7.4.5)$$

όπου j είναι ο αριθμός των στόχων που αξιολογούνται και στον αριθμητή το max/min γίνεται max όταν επιθυμείται μεγιστοποίηση του στόχου και min ελαχιστοποίηση αντίστοιχα.



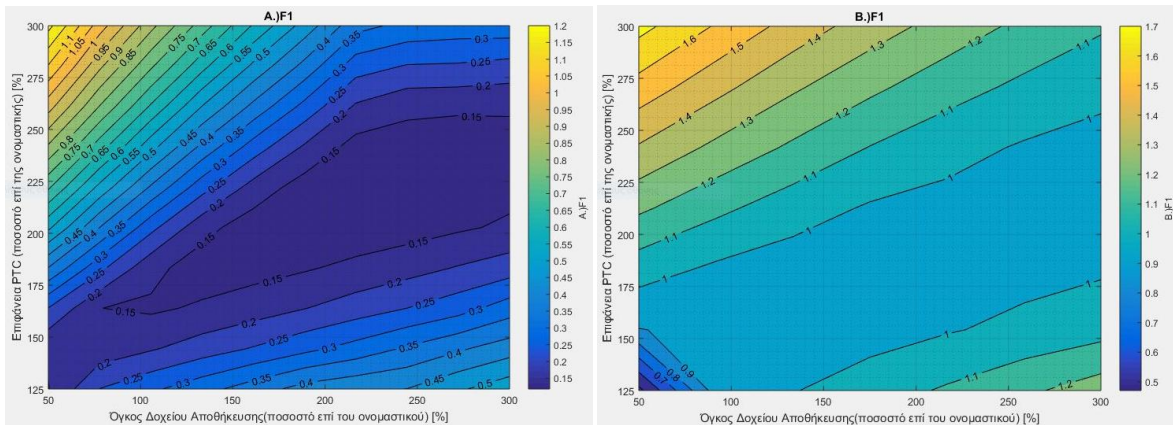
Οι αντικειμενικές συναρτήσεις που χρησιμοποιήθηκαν είναι 8, όσοι και οι στόχοι. Για κάθε έναν από τους τεχνο-οικονομικούς στόχους (PBP, IRR, NPV, TFT, λ_{NPV} , C_o) συνυπολογίζονται και ο $n_{th(TOT)}$ και ο $n_{ex(TOT)}$, οπότε χρησιμοποιούνται 6 F αξιολογώντας 3 στόχους η κάθε μία. Επιπλέον, χρησιμοποιήθηκαν και 2 F αξιολογώντας 4 στόχους. Η μία είναι η $F(n_{th(TOT)}, n_{ex(TOT)}, TFT, PBP)$ και η άλλη η $F(n_{th(TOT)}, n_{ex(TOT)}, TFT, IRR)$. Οι βελτιστοποιήσεις πραγματοποιήθηκαν για κάθε μία μονάδα χωριστά, αλλά για όλο το εύρος θερμοκρασιών T_{IT} . Στον Πίνακα 7.4.1 παρουσιάζονται οι αντικειμενικές συναρτήσεις F που χρησιμοποιήθηκαν με βάση την εξίσωση (7.4.5).

Πίνακας 7.4.1: Αντικειμενικές συναρτήσεις (F) των στόχων που χρησιμοποιήθηκαν και οι εισοδοί τους.

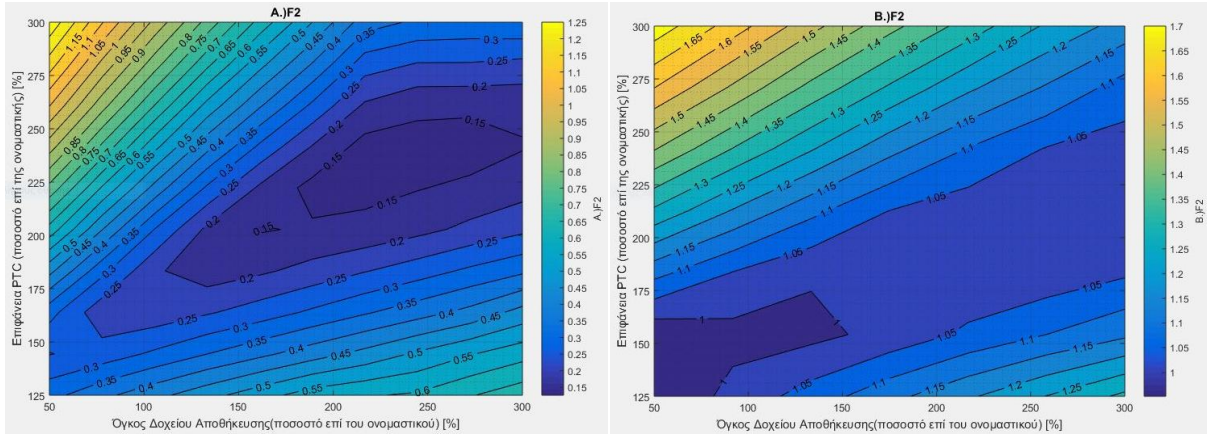
| Στόχοι | Αντικειμενικές Συναρτήσεις (F) | | | | | | | |
|-----------------|--------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | F ₁ | F ₂ | F ₃ | F ₄ | F ₅ | F ₆ | F ₇ | F ₈ |
| $n_{th(TOT)}$ | X | X | X | X | X | X | X | X |
| $n_{ex(TOT)}$ | X | X | X | X | X | X | X | X |
| PBP | X | - | - | - | - | - | X | - |
| IRR | - | X | - | - | - | - | - | X |
| NPV | - | - | X | - | - | - | - | - |
| TFT | - | - | - | X | - | - | X | X |
| λ_{NPV} | - | - | - | - | X | - | - | - |
| C_o | - | - | - | - | - | X | - | - |

7.4.1: Βελτιστοποίηση Δυναμικής Ανάλυσης Μονάδας χωρίς ORC.

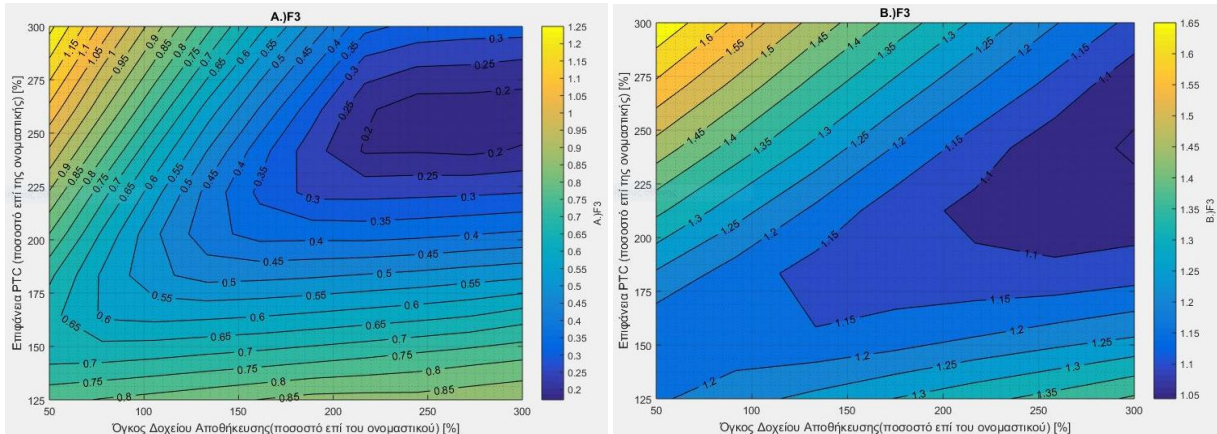
Στα Διαγράμματα 7.4.1-7.4.8 παρατίθενται οι τιμές των F για την απλή μονάδα και για θερμοκρασίες $T_{IT}=500^{\circ}C$ και $550^{\circ}C$. Παρατηρήθηκε πως η μείωση της T_{IT} με την ελάχιστη να ισούται με τους $500^{\circ}C$ οδηγεί σε μονότονη μείωση των $F_{i=1,..,8}$.



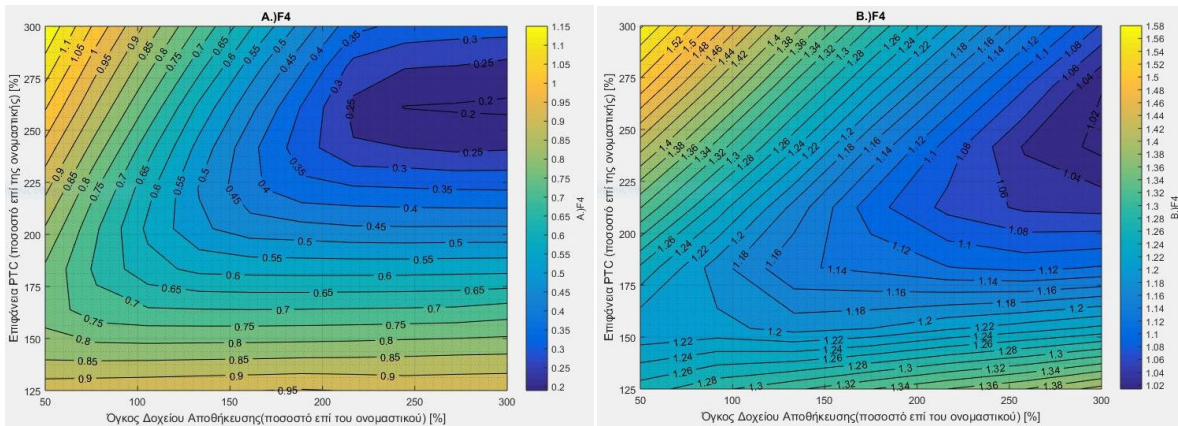
Διαγράμματα 7.4.1: Συνάρτηση F_1 για την απλή μονάδα για θερμοκρασίες T_{IT} Α. $500^{\circ}C$ και $550^{\circ}C$.



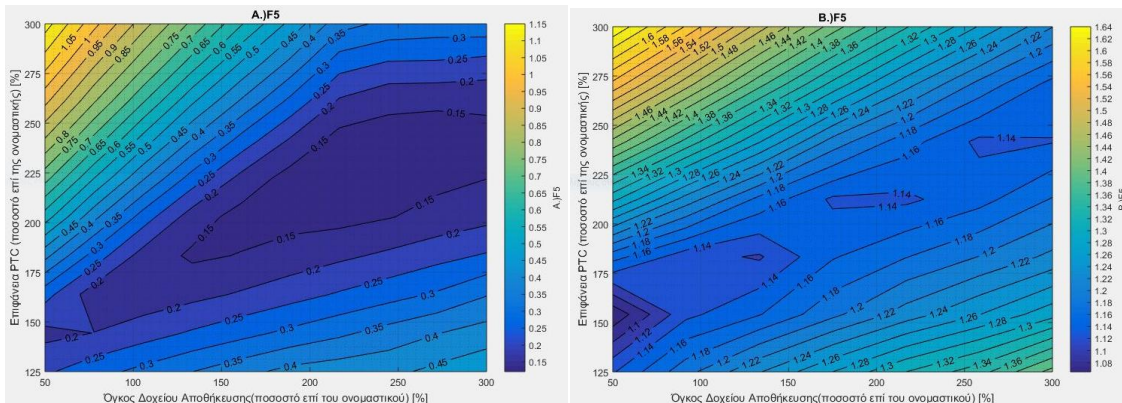
Διαγράμματα 7.4.2: Συνάρτηση F_2 για την απλή μονάδα για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 550°C.



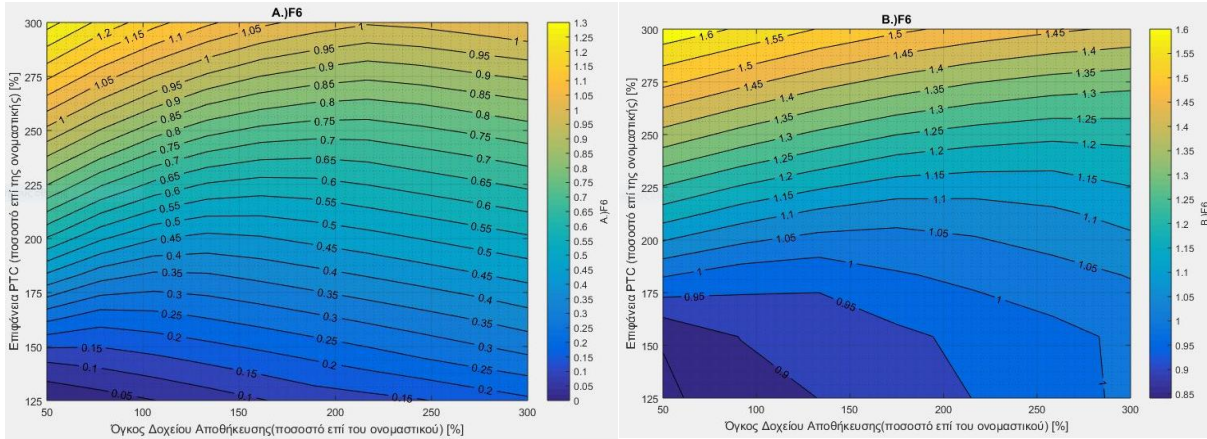
Διαγράμματα 7.4.3: Συνάρτηση F_3 για την απλή μονάδα για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 550°C.



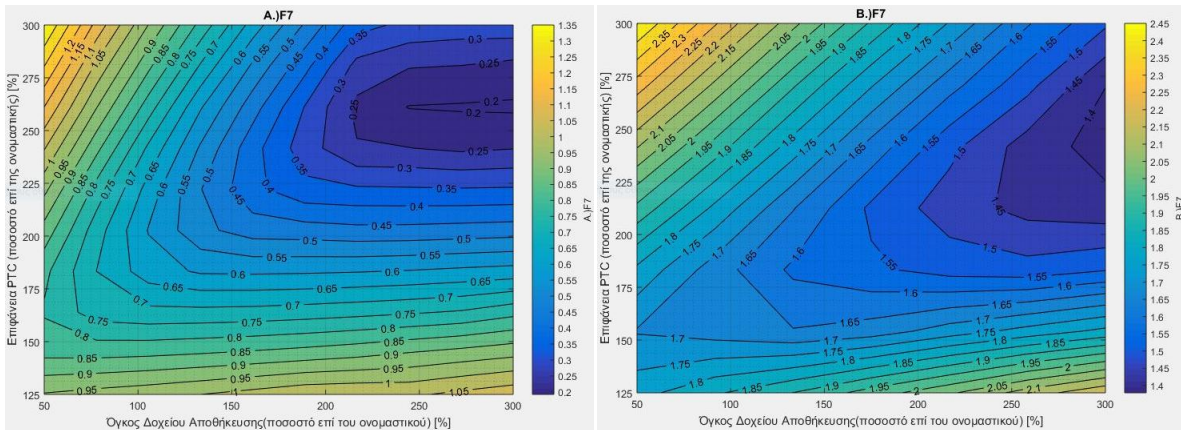
Διαγράμματα 7.4.4: Συνάρτηση F_4 για την απλή μονάδα για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 550°C.



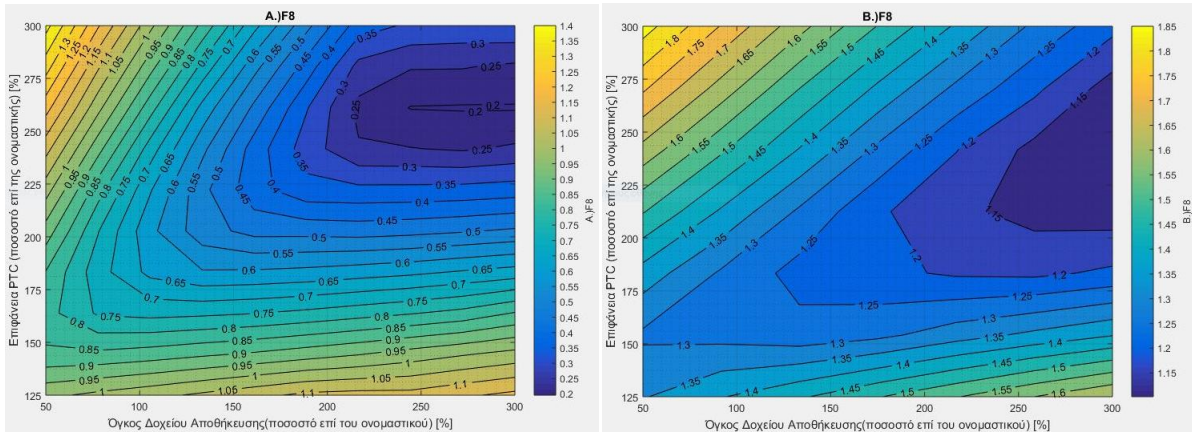
Διαγράμματα 7.4.5: Συνάρτηση F_5 για την απλή μονάδα για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 550°C.



Διαγράμματα 7.4.6: Συνάρτηση F_6 για την απλή μονάδα για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 550°C .



Διαγράμματα 7.4.7: Συνάρτηση F_7 για την απλή μονάδα για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 550°C .



Διαγράμματα 7.4.8: Συνάρτηση F_8 για την απλή μονάδα για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 550°C .

Με βάση την διακριτοποίηση που εφαρμόστηκε για την απλή μονάδα και συγκεκριμένα για $T_{IT}=500^{\circ}\text{C}$ παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.4.2 οι βέλτιστες λύσεις για κάθε αντικειμενική συνάρτηση F .

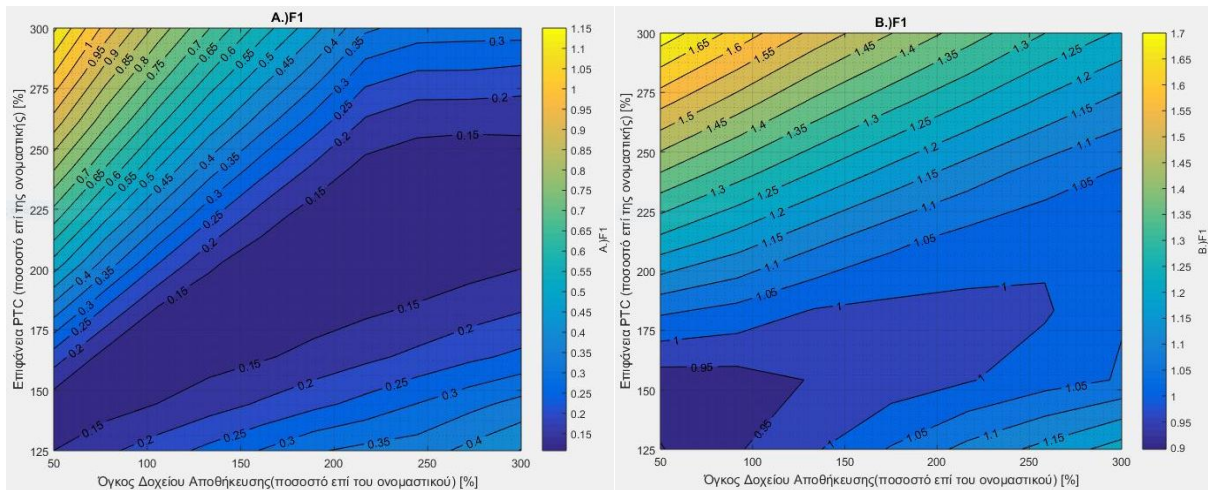


Πίνακας 7.4.2: Αποτελέσματα βέλτιστων λύσεων για την μονάδα χωρίς ORC.

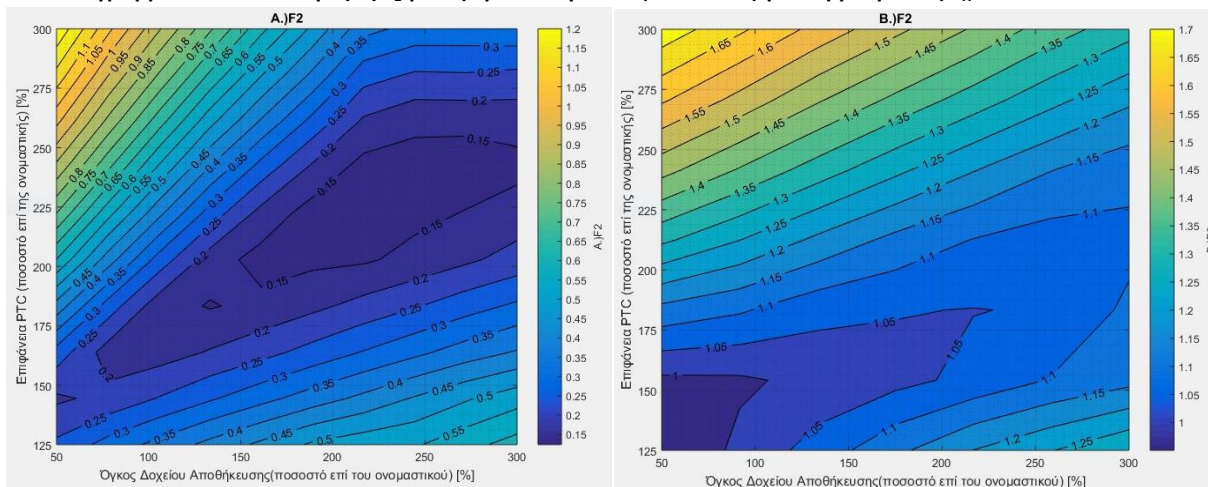
| Αντικειμενική Συνάρτηση F | Τιμές Μεγεθών Βέλτιστων Λύσεων | | | | | T _{IT} (°C) |
|------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|----------------|-----------------------------------|-------------|----------------------|
| | Τιμή της F | A _C (m ²) | | V _{ST} (m ³) | | |
| | | [%·A _{C,o}] | Τιμή | [%·V _{ST,o}] | Τιμή | |
| F ₁ | 0.1180 | 202.8 | 23524.8 | 216.7 | 1005.5 | 500 |
| F ₂ | 0.1262 | 241.7 | 28037.2 | 272.2 | 1263 | 500 |
| F ₃ | 0.1706 | 261.1 | 30287.6 | 300 | 1392 | 500 |
| F ₄ | 0.1998 | 261.1 | 30287.6 | 300 | 1392 | 500 |
| F ₅ | 0.1214 | 241.7 | 28037.2 | 272.2 | 1263 | 500 |
| F ₆ | 0.0 | 125 | 14500 | 50 | 232 | 500 |
| F ₇ | 0.2014 | 261.1 | 30287.6 | 300 | 1392 | 500 |
| F ₈ | 0.2051 | 261.1 | 30287.6 | 300 | 1392 | 500 |

7.4.2: Βελτιστοποίηση Δυναμικής Ανάλυσης Μονάδας με ORC(n-Pentane).

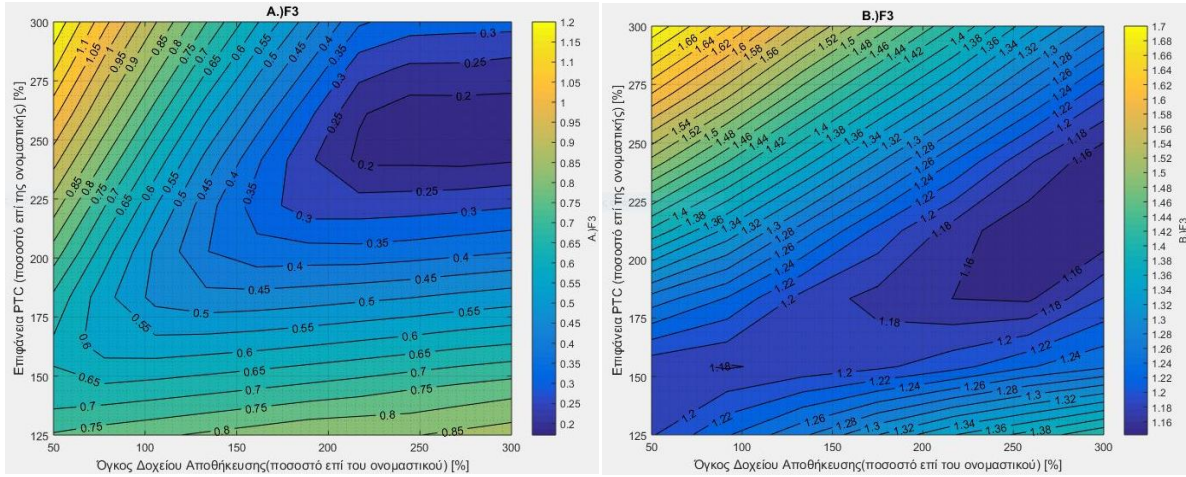
Στα Διαγράμματα 7.4.9-7.4.16 παρατίθενται οι τιμές των F για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT}=500°C και 560°C. Παρατηρήθηκε ομοίως πως η μείωση της T_{IT} με την ελάχιστη να ισούται με τους 500°C οδηγεί σε μονότονη μείωση των F_{i=1,...,8}.



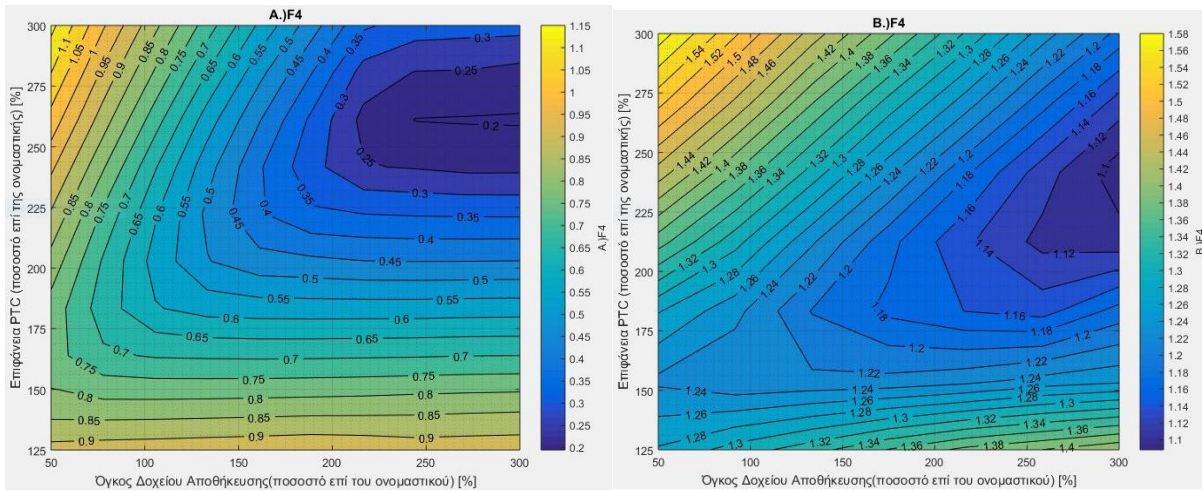
Διαγράμματα 7.4.9: Συνάρτηση F₁ για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} A. 500°C και 560°C.



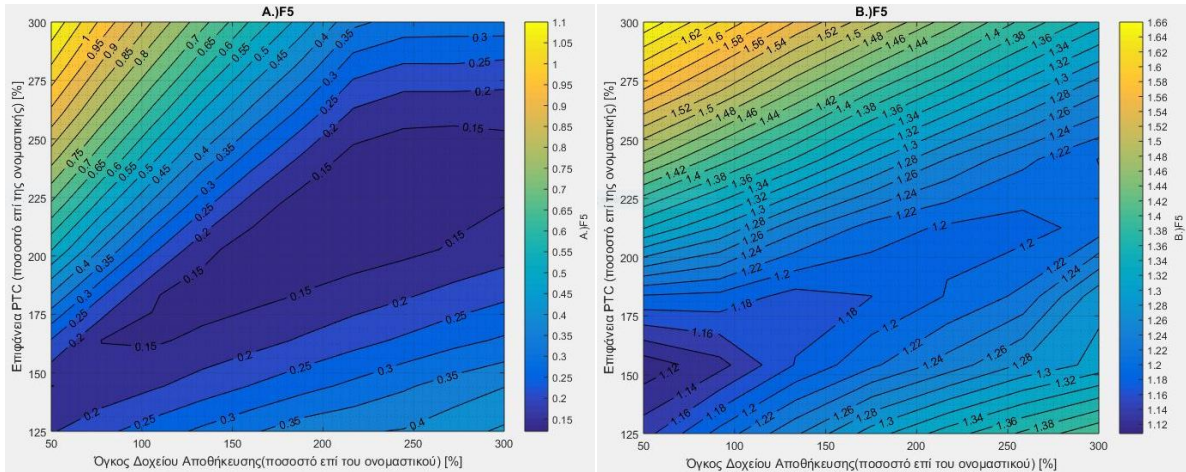
Διαγράμματα 7.4.10: Συνάρτηση F₂ για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} A. 500°C και 560°C.



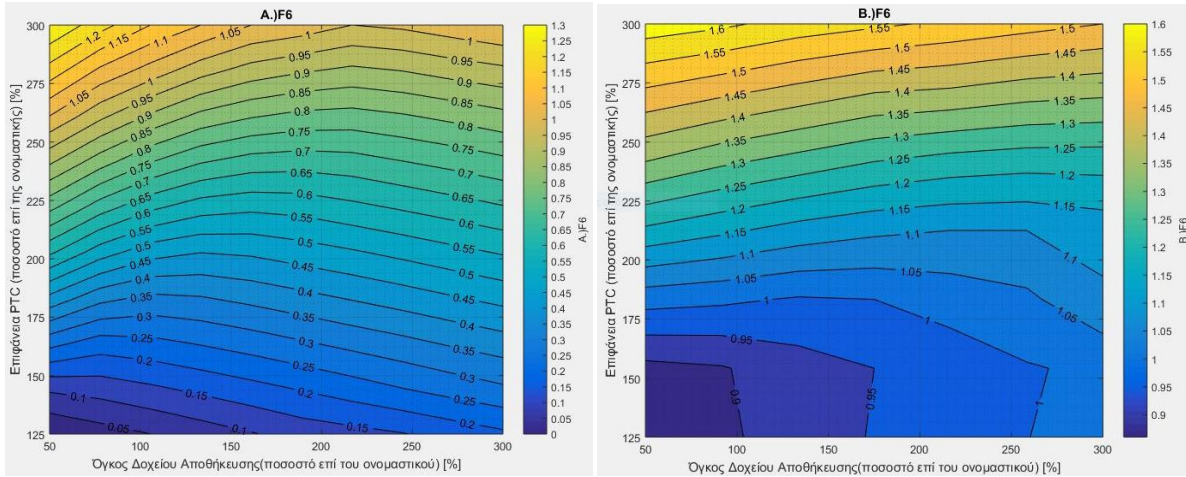
Διαγράμματα 7.4.11: Συνάρτηση F_3 για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} A. 500°C και 560°C .



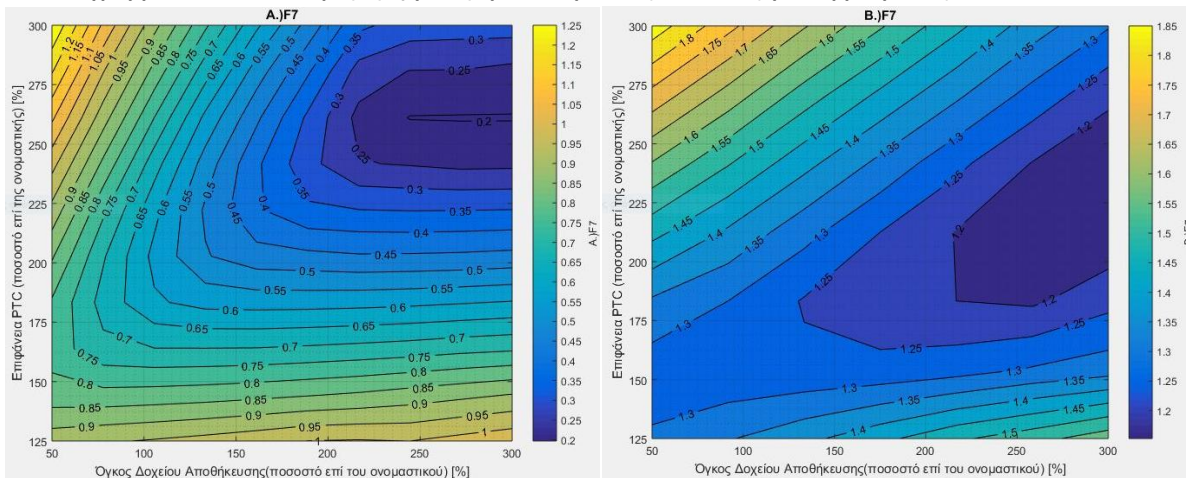
Διαγράμματα 7.4.12: Συνάρτηση F_4 για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} A. 500°C και 560°C .



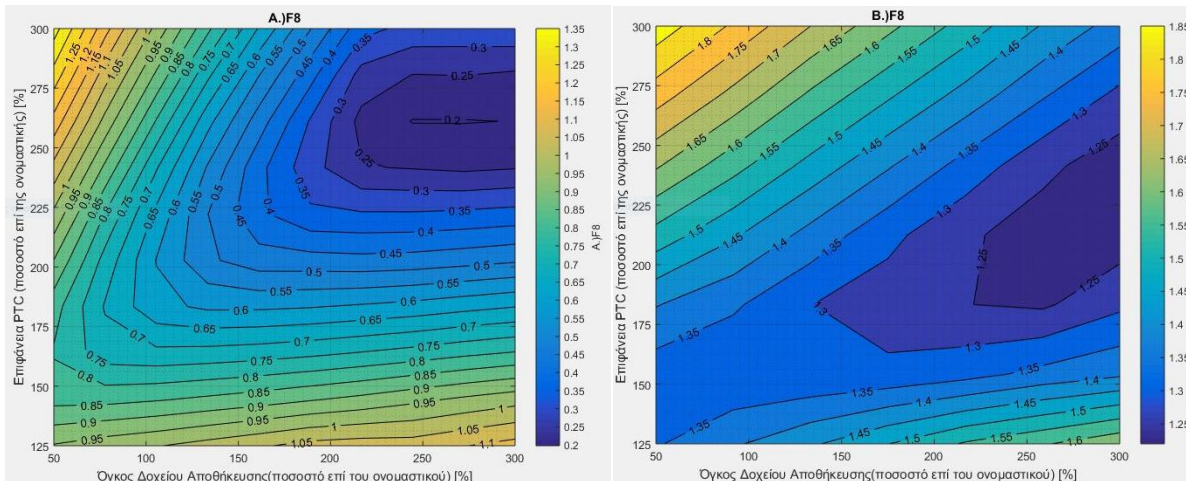
Διαγράμματα 7.4.13: Συνάρτηση F_5 για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} A. 500°C και 560°C .



Διαγράμματα 7.4.14: Συνάρτηση F_6 για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 560°C .



Διαγράμματα 7.4.15: Συνάρτηση F_7 για μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 560°C .



Διαγράμματα 7.4.18: Συνάρτηση F_8 για την μονάδα με ORC(n-Pentane) για θερμοκρασίες T_{IT} Α. 500°C και 560°C .

Με βάση την διακριτοποίηση που εφαρμόστηκε για την μονάδα με ORC(n-Pentane) και συγκεκριμένα για $T_{IT}=500^{\circ}\text{C}$ παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.4.3 οι βέλτιστες λύσεις για κάθε αντικειμενική συνάρτηση F .



Πίνακας 7.4.3: Αποτελέσματα βέλτιστων λύσεων για την μονάδα με ORC(n-Pentane).

| Αντικειμενική Συνάρτηση F | Τιμές Μεγεθών Βέλτιστων Λύσεων | | | | | |
|------------------------------|--------------------------------|----------------------|----------------|-----------------------|-------------|---------------------|
| | Τιμή της F | $A_C(m^2)$ | | $V_{ST}(m^3)$ | | $T_{IT}(^{\circ}C)$ |
| | | $[\% \cdot A_{C,o}]$ | Τιμή | $[\% \cdot V_{ST,o}]$ | Τιμή | |
| F_1 | 0.1080 | 202.8 | 23524.8 | 216.7 | 1005.5 | 500 |
| F_2 | 0.1248 | 241.7 | 28037.2 | 272.2 | 1263 | 500 |
| F_3 | 0.1711 | 261.1 | 30287.6 | 244.4 | 1134 | 500 |
| F_4 | 0.1950 | 261.1 | 30287.6 | 300 | 1392 | 500 |
| F_5 | 0.1206 | 241.7 | 28037.2 | 272.2 | 1263 | 500 |
| F_6 | 0.0 | 125 | 14500 | 50 | 232 | 500 |
| F_7 | 0.1966 | 261.1 | 30287.6 | 300 | 1392 | 500 |
| F_8 | 0.1978 | 261.1 | 30287.6 | 272.2 | 1263 | 500 |

7.5: Τελικές Μονάδες.

Η επιλογή των τελικών μονάδων πραγματοποιήθηκε από τις βέλτιστες λύσεις των Πινάκων 7.4.2 και 7.4.3. Αναφορικά με την μονάδα χωρίς ORC παρατηρείται πως όταν αντικειμενικές συναρτήσεις χρησιμοποιούνται οι $F_1=F_1(PBP, n_{el(TOT)}, n_{ex(TOT)})$ και $F_2=F_2(IRR, n_{el(TOT)}, n_{ex(TOT)})$ οι βέλτιστες λύσεις προέκυπτουν οι $(A_C, V_{ST}, T_{IT})=(202.8\% \cdot A_{C,o}, V_{ST}=216.7\% \cdot V_{ST,o}, 500^{\circ}C)=(23524.8m^2, 1005.5m^3, 500^{\circ}C)$ και $(A_C, V_{ST}, T_{IT})=(241.7\% \cdot A_{C,o}, V_{ST}=272.2\% \cdot V_{ST,o}, 500^{\circ}C)=(28037.8m^2, 1263m^3, 500^{\circ}C)$ που είναι σχετικά υψηλές τιμές καθώς οι στόχοι PBP και IRR βελτιστοποιούνται για υψηλούς συνδυασμούς (A_C, V_{ST}) όπως διακρίνεται και από τα Διαγράμματα 7.3.3 και 7.3.4. Ομοίως βέλτιστη προκύπτει για χαμηλή τιμή $(A_C, V_{ST})=(125\% \cdot A_{C,o}, 50\% \cdot V_{ST,o})$ όταν εφαρμόζεται αντικειμενική συνάρτηση η $F_6= F_6(C_o, n_{el(TOT)}, n_{ex(TOT)})$ καθώς και οι τρεις αυτοί στόχοι βελτιστοποιούνται στις τιμές αυτές, γεγονός που δικαιολογείται από τα Διαγράμματα 7.3.1, 7.3.2 και 7.3.8. Ωστόσο οι υπόλοιπες αντικειμενικές συναρτήσεις οδήγησαν σύγκλιση σε υψηλές τιμές επιφάνειας PTC και όγκου δοχείου με την σύγκλιση τους στην κοινή λύση $(A_C, V_{ST})=(261.1\% \cdot A_{C,o}, 300\% \cdot V_{ST,o})$. Αρχικώς, οι λύσεις σε χαμηλούς συνδυασμούς οδηγούν και σε ασταθή λειτουργία του δοχείου και εκτός αυτού οι λοιπές αντικειμενικές συναρτήσεις (F_3, F_4, F_7, F_8) λαμβάνουν υπόψη τους τα κριτήρια NPV, TFT και $\lambda_{NPV}(NPV/C_o)$ αλλά και τα PBP, IRR από τις F_7 και F_8 . Οπότε ως βέλτιστη λύση για την απλή μονάδα επιλέχθηκε η μονάδα με $(A_C, V_{ST}, T_{IT})=(261.1\% \cdot A_{C,o}, 300\% \cdot V_{ST,o}, T_{IT})=(30287.6m^2, 1392m^3, 500^{\circ}C)$.

Σχετικά με την μονάδα με ORC(n-Pentane) το σκεπτικό που ακολουθήθηκε αλλά και τα αποτελέσματα είναι παρόμοια, ωστόσο με κάποιες διαφοροποιήσεις. Σημαντική διαφοροποίηση είναι πως οι αντικειμενικές συναρτήσεις F_3, F_4, F_7, F_8 δεν οδηγούν σε σύγκλιση σε κοιμή λύση. Ωστόσο, όπως και προηγουμένως όλες εκτός της F_6 οδηγούν σε σύγκλιση σε σχετικά υψηλές τιμές (A_C, V_{ST}) . Ως βέλτιστη λύση επιλέχθηκε εκείνη που ικανοποιούσε τα περισσότερα κριτήρια βελτιστοποίησης που είναι και τα F_2, F_5 και F_8 και περιλαμβάνουν από τους τεχνο-οικονομικούς στόχους τους IRR, λ_{NPV} και TFT. Η βέλτιστη λύση που επιλέχθηκε είναι η $(A_C, V_{ST}, T_{IT})=(261.1\% \cdot A_{C,o}, 272.2\% \cdot V_{ST,o}, T_{IT})=(30287.6m^2, 1263m^3, 500^{\circ}C)$

Στους Πίνακες 7.5.1 και 7.5.2 παρουσιάζονται οι τελικές μονάδες που προέκυψαν από την βελτιστοποίηση της ετήσιας λειτουργίας και συγκεκριμένα τα κυριότερα χαρακτηριστικά και προδιαγραφές αυτών.



Πίνακας 7.5.1: Προδιαγραφές μονάδας χωρίς ORC.

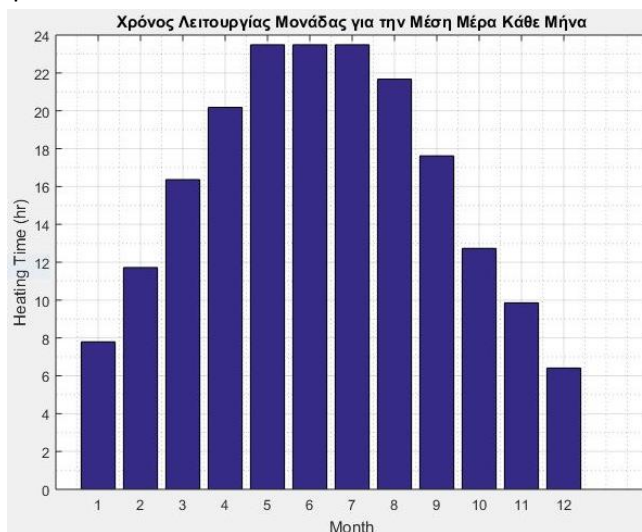
| Προδιαγραφές | Τιμές | | |
|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------|--|
| A_c (m ²) | 30287.6 (261.1%· $A_{c,o}$) | 27 παράλληλες δέσμες | 26 δέσμες μήκους L=200m 1 δέσμη μήκους L=22m |
| V_{ST} (m ³) | 1392 (300%· $V_{ST,o}$) | | |
| T_{IT} (°C) | 500 | | |
| N(διάρκεια ζωής έργου-χρόνια) | 25 | | |
| $\eta_{el(TOT)}$ | 0.2847 | | |
| $\eta_{th(TOT)}$ | 0.4201 | | |
| $\eta_{ex(TOT)}$ | 0.2136 | | |
| PBP(χρόνια) | 6.05 | | |
| IRR | 19.99 | | |
| NPV(10 ⁶ €) | 19.149 | | |
| TFT(%) | 0.4531 | | |
| $\lambda_{NPV}(NPV/C_o)$ (%) | 1.58 | | |
| Q_{st} (kW) | 6341 | | |
| P_{el} (kW) | 1688 | | |
| $Q_{heating}$ (kW) | 2160 | | |
| Q_E (kW) | 1355 | | |
| C_o (10 ⁶ €) | 12.096 | C_{PTC} | 7.572 |
| | | C_{ST} | 1.392 |
| | | $C_{Brayton}$ | 2.319 |
| | | $C_{chiller}$ | 0.813 |

Πίνακας 7.5.2: Προδιαγραφές μονάδας με ORC(n-Pentane) .

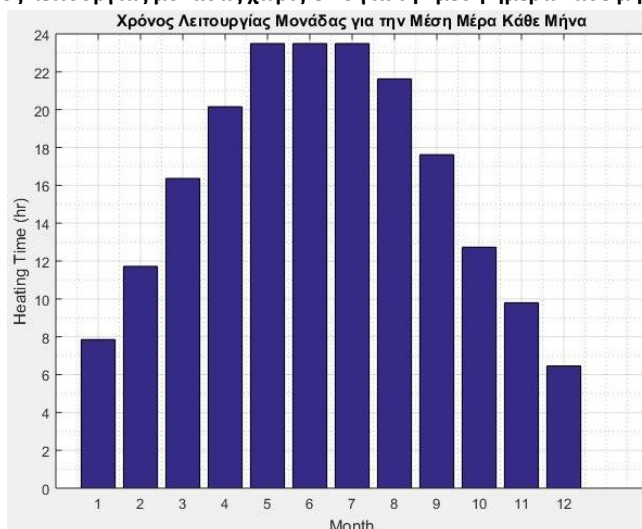
| Προδιαγραφές | Τιμές | | |
|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------|--|
| A_c (m ²) | 30287.6 (261.1%· $A_{c,o}$) | 27 παράλληλες δέσμες | 26 μήκους L=200m 1 μήκους L=22m |
| V_{ST} (m ³) | 1263 (272.2%· $V_{ST,o}$) | | |
| T_{IT} (°C) | 500 | | |
| a(%) | 30.65 | | |
| N(διάρκεια ζωής έργου-χρόνια) | 25 | | |
| $\eta_{el(TOT)}$ | 0.2984 | | |
| $\eta_{th(TOT)}$ | 0.3430 | | |
| $\eta_{ex(TOT)}$ | 0.1981 | | |
| PBP(χρόνια) | 6.38 | | |
| IRR | 19.09 | | |
| NPV(10 ⁶ €) | 17.024 | | |
| TFT(%) | 0.4529 | | |
| $\lambda_{NPV}(NPV/C_o)$ (%) | 1.47 | | |
| Q_{st} (kW) | 6341 | | |
| P_{el} (kW) | 1685 | | |
| $P_{el(ORC)}$ (kW) | 90 | | |
| $Q_{heating}$ (kW) | 2160 | | |
| Q_E (kW) | 327 | | |
| C_o (10 ⁶ €) | 11.570 | C_{PTC} | 7.572 |
| | | C_{ST} | 1.263 |
| | | $C_{Brayton}$ | 2.358 |
| | | C_{ORC} | 0.180 |
| | | $C_{chiller}$ | 0.197 |



Ο χρόνος λειτουργίας των μονάδων για την μέση ημέρα κάθε μήνα παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 7.5.1 και 7.5.2 για την μονάδα χωρίς και με ORC αντίστοιχα. Ενώ οι τιμές των διαγραμμάτων παρουσιάζονται αναλυτικότερα στον Πίνακα 7.5.3.



Διάγραμμα 7.5.1: Χρόνος λειτουργίας μονάδας χωρίς ORC για την μέση ημέρα κάθε μήνα για την Αθήνα.



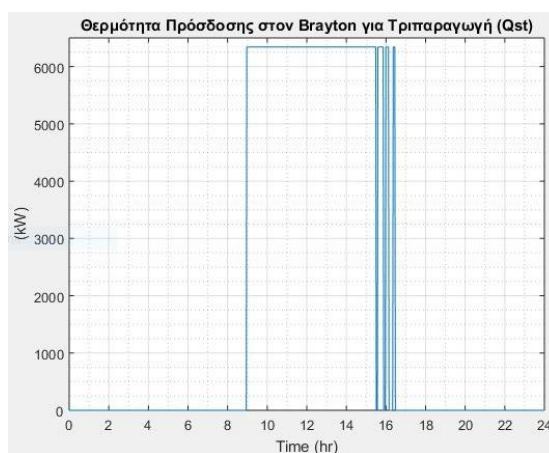
Διάγραμμα 7.5.2: Χρόνος λειτουργίας μονάδας με ORC(n-Pentane) για την μέση ημέρα κάθε μήνα για την Αθήνα.

Πίνακας 7.5.3: Χρόνοι ημερήσιας λειτουργίας για την μέση ημέρα κάθε μήνα με καθαρό ουρανό των δύο τελικών μονάδων για κλιματικά δεδομένα της Αθήνας.

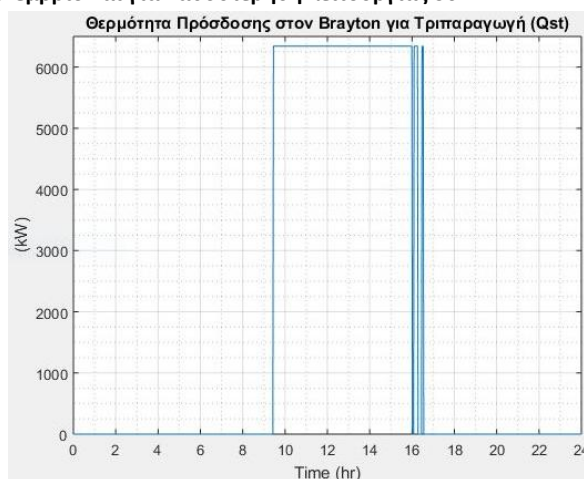
| Μήνας (οι χρόνοι σε ώρες) | Μονάδα με Brayton sCO ₂ , Ψύκτη με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) και Τηλεθέρμανση | Μονάδα με Brayton sCO ₂ , ORC(n-Pentane) Ψύκτη με Απορρόφηση (LiBr-H ₂ O) και Τηλεθέρμανση |
|------------------------------|---|--|
| Ιανουάριος | 7.80 | 7.85 |
| Φεβρουάριος | 11.72 | 11.72 |
| Μάρτιος | 16.36 | 16.36 |
| Απρίλιος | 20.18 | 20.16 |
| Μάιος | 23.49 | 23.49 |
| Ιούνιος | 23.49 | 23.49 |
| Ιούλιος | 23.49 | 23.49 |
| Αύγουστος | 21.68 | 21.62 |
| Σεπτέμβρης | 17.62 | 17.62 |
| Οκτώβρης | 12.73 | 12.73 |
| Νοέμβρης | 9.85 | 9.80 |
| Δεκέμβρης | 6.41 | 6.46 |



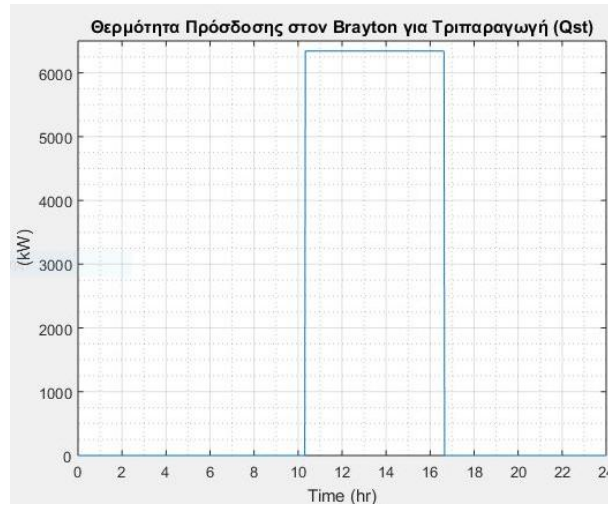
Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμη η παράθεση διαγραμμάτων ημερήσιας λειτουργίας και συγκεκριμένα του προσφερόμενου θερμικού ποσού Q_{ST} από το δοχείο αποθήκευσης της εγκατάστασης τριπαραγωγής ώστε να παρατηρηθούν τυχόν φαινόμενα διακοπόμενης λειτουργίας. Ο μήνας που επιλέχθηκε είναι ο Δεκέμβριος καθώς τότε παρατηρείται η μικρότερη χρονική διάρκεια λειτουργίας της μονάδας και η μονάδα είναι η απλή (Πίνακας 7.5.1). Έγινε, όπως και στο Κεφάλαιο 6 διερεύνηση του χρόνου λειτουργίας ανάλογα με την καθυστέρηση λειτουργίας του Brayton από την χρονική στιγμή που η μέγιστη θερμοκρασία του δοχείου φτάσει στην επιθυμητή τιμή ($T_{IT}+PP=500^{\circ}C+10^{\circ}C$). Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 7.5.3-7.5.6. Όπως είναι εμφανές και στην περίπτωση των υψηλών τιμών (A_C, V_{ST}) και χαμηλής T_{IT} παρουσιάζεται ασταθής λειτουργία στον χαμηλότερο χρόνο έναρξης της μονάδας sCO_2 , την μισή ώρα (Διάγραμμα 7.5.3), αλλά η λειτουργία σταθεροποιείται για χρόνο τριών ωρών (Διάγραμμα 7.5.6). Παρόλα αυτά ο χρόνος καθυστέρησης δεν παρουσίασε ιδιαίτερο αντίκτυπο στον συνολικό ημερήσιο χρόνο λειτουργίας της μονάδας, όπως φαίνεται και στον Πίνακα 7.5.4.



Διάγραμμα 7.5.3: Παροχή θερμότητας στο sCO_2 (Q_{st}) για την απλή μονάδα κατά την μέση ημέρα με ηλιοφάνεια τον Δεκέμβριο και για καθυστέρηση λειτουργίας 30min.



Διάγραμμα 7.5.4: Παροχή θερμότητας στο sCO_2 (Q_{st}) για την απλή μονάδα κατά την μέση ημέρα με ηλιοφάνεια τον Δεκέμβριο και για καθυστέρηση λειτουργίας 60min (1hr).

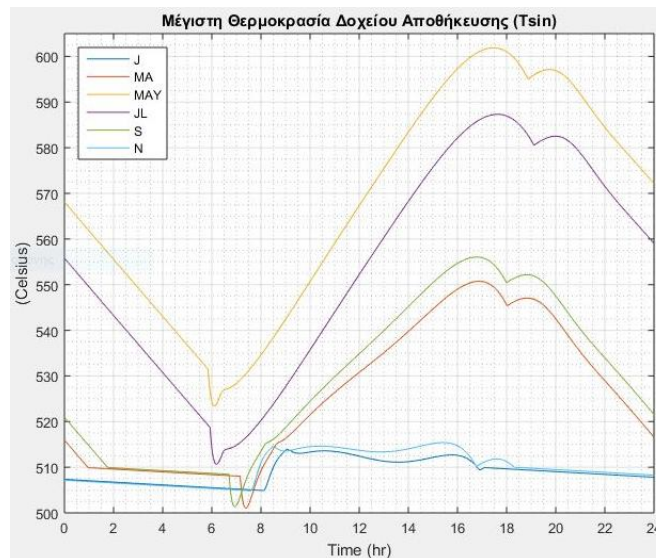


Διάγραμμα 7.5.5: Παροχή θερμότητας στο sCO_2 (Q_{st}) για την απλή μονάδα κατά την μέση ημέρα με ηλιοφάνεια τον Δεκέμβριο και για καθυστέρηση λειτουργίας 120min (2hr).

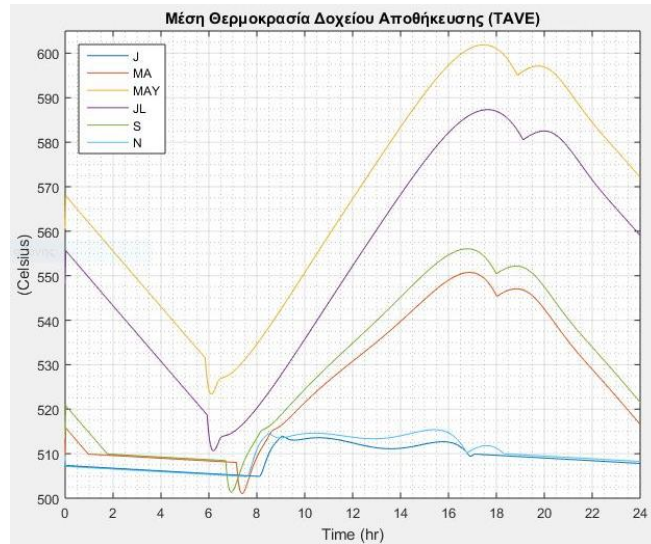
Πίνακας 7.5.4: Ημερήσιος χρόνος λειτουργίας απλής μονάδας συνάρτηση της καθυστέρησης της εκκίνησης της για τον μήνα Δεκέμβριο.

| Χρόνος Καθυστέρησης Λειτουργίας Απλής (T_w) | Συνολικός Ημερήσιος Χρόνος Λειτουργίας (hr) |
|---|---|
| 30min | 6.41 |
| 1hr | 6.43 |
| 2hr | 6.33 |

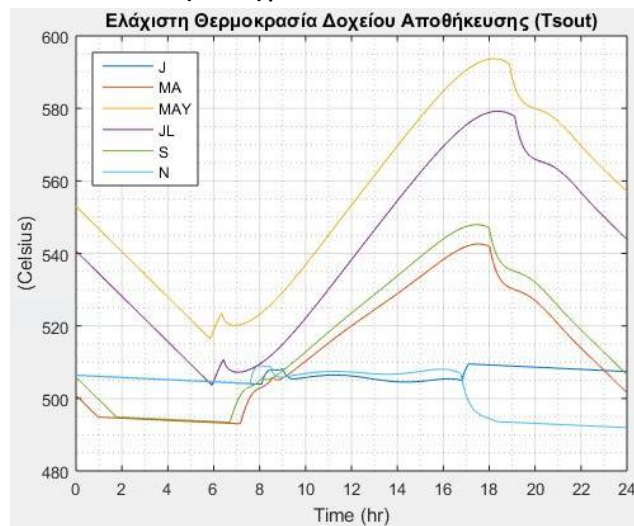
Ακολουθεί παράθεση των θερμοκρασιακών διαγραμμάτων (Διαγράμματα 7.5.6-7.5.11) (μέγιστης, μέσης και ελάχιστης) του δοχείου αποθήκευσης για την περίπτωση των επιλεγμένων ως βέλτιστων μονάδων (χωρίς και με ORC). Επισημαίνεται πως και για τις δύο μονάδες τα μεγέθη T_{IT} και του \dot{Q}_{ST} είναι κοινά και ίσα με $500^\circ C$ και $6341kW$ αντίστοιχα.



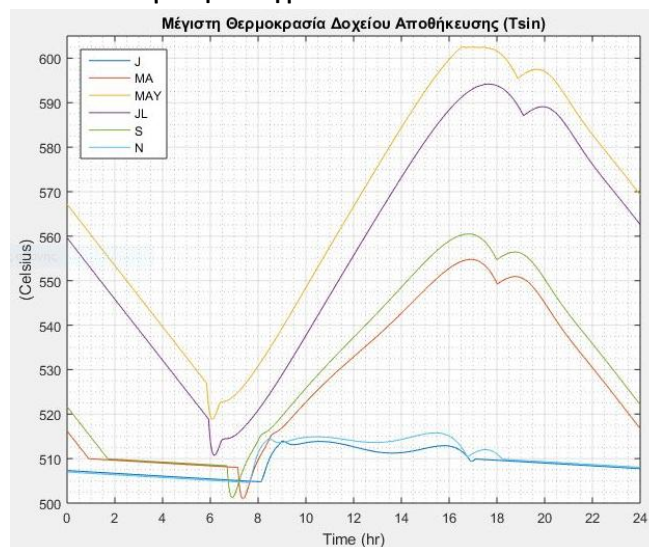
Διάγραμμα 7.5.6: Μέγιστη θερμοκρασία δοχείου (T_{sin}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την απλή μονάδα.



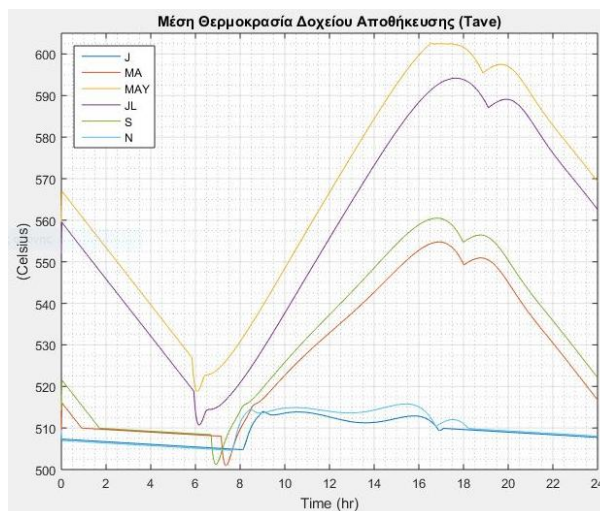
Διάγραμμα 7.5.7: Μέση θερμοκρασία δοχείου (T_{AVE}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την απλή μονάδα.



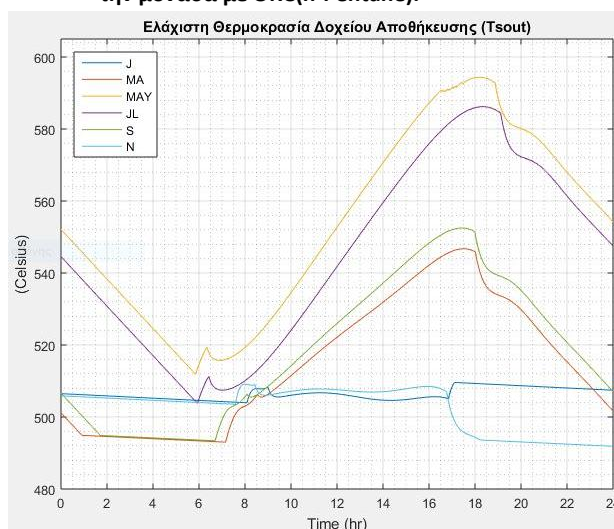
Διάγραμμα 7.5.8: Ελάχιστη θερμοκρασία δοχείου (T_{s,out}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την απλή μονάδα.



Διάγραμμα 7.5.9: Μέγιστη θερμοκρασία δοχείου (T_{s,in}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την μονάδα με ORC(n-Pentane).



Διάγραμμα 7.5.10: Μέση θερμοκρασία δοχείου (T_{AVE}) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την μονάδα με ORC(n-Pentane).



Διάγραμμα 7.5.11: Ελάχιστη θερμοκρασία δοχείου ($T_{s,out}$) κατά την διάρκεια της μέσης ημέρας των συγκεκριμένων μηνών για την μονάδα με ORC(n-Pentane).

Από τα παραπάνω διαγράμματα είναι εμφανής η βελτιωμένη λειτουργία του θερμοδοχείου συγκριτικά με τα Διαγράμματα 6.3.3-6.3.8 που ισχύουν για τις μονάδες στο ονομαστικά σημεία σχεδιασμού. Ο χρόνος καθυστέρησης (T_w) επιλέχθηκε ίσος με τις 2hr καθώς τότε δεν παρατηρήθηκε ασταθής λειτουργία. Παρατηρείται εξομάλυνση των καμπυλών αλλά και απουσία της ασταθούς λειτουργίας, μόνο μία-δύο διακοπές της λειτουργίας κατά τον μήνα Ιανουάριο (J) μικρής διακύμανσης και διάρκειας.

7.6: Σύγκριση Ετήσιας Λειτουργίας Μονάδων και Συμπεράσματα.

Βασικό συμπέρασμα αποτελεί η σύγκλιση και των δύο μονάδων στην ίδια περιοχή λύσεων (A_C, V_{ST}, T_{IT}) και Με βάση την διακριτοποίηση που εφαρμόστηκε οι βέλτιστες λύσεις που προέκυψαν για τις δύο μονάδες είναι οι $(A_C, V_{ST}, T_{IT}) = (261.1\% \cdot A_{C,o}, 300\% \cdot V_{ST,o}, T_{IT}) = (30287.6m^2, 1392m^3, 500^\circ C)$ και $(A_C, V_{ST}, T_{IT}) = (261.1\% \cdot A_{C,o}, 300\% \cdot V_{ST,o}, T_{IT}) = (30287.6m^2, 1392m^3, 500^\circ C)$. Στο σημείο κρίνεται σημαντικός ο σχολιασμός της τελικά ελαχιστοποίησης της θερμοκρασίας εισαγωγής στον στρόβιλο, T_{IT} . Κατά την θερμοδυναμική βελτιστοποίηση του Κεφαλαίου 5 παρατηρήθηκε σύγκλιση σε υψηλότερες T_{IT} , όμως κατά την ετήσια σταθερή λειτουργία των μονάδων τριπαραγωγής οι υψηλότερες θερμοκρασίες οδηγούν και σε υψηλότερες θερμοκρασίες δοχείου. Η επίτευξη υψηλών θερμοκρασιών δοχείου σε



συνδυασμό με την πτώση τους λόγω λειτουργίας των μονάδων, την μη διαθεσιμότητα επαρκούς ηλιακής ενέργειας όλες τις ώρες, αλλά ακόμη και το υψηλό θερμικό υπόλοιπο στο δοχείο σε μη εκμεταλλεύσιμη θερμοκρασία οδηγεί σε τελική μείωση της εκμετάλλευσης της διατιθέμενης ηλιακής ενέργειας. Το γεγονός αυτό παρουσιάζεται χειροτερεύοντας τους θερμοδυναμικούς και μη στόχους που χρησιμοποιήθηκαν. Οι εγκαταστάσεις τριπαραγωγής που χρησιμοποιήθηκαν και στις δύο μονάδες βελτιστοποιήθηκαν ενεργειακά και εξεργειακά κατά την σταθερή λειτουργία και οι παραπάνω λύσεις αποτελούν την ετήσια, δυναμική, βέλτιστη λειτουργία τους με βάση τα κριτήρια των αντικειμενικών συναρτήσεων $F_{1, \dots, 8}$.

Η μονάδα με ORC(n-Pentane) παρουσίασε υψηλότερο συνολικό ετήσιο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης ($\eta_{el(TOT)}$) (29.84%) κατά 1.37% από την απλή μονάδα (28.47%). Ωστόσο, παρουσιάστηκαν χαμηλότερος συνολικός θερμικός ($\eta_{th(TOT)}$), 34.30% έναντι 42.01% και εξεργειακός ($\eta_{ex(TOT)}$), 19.81% έναντι 21.36%. Αναφορικά με τους τεchnο-οικονομικούς στόχους όλοι ήταν ελαφρώς βελτιωμένοι για την απλή μονάδα, ωστόσο η μονάδα με ORC παρουσίασε χαμηλότερο αρχικό κόστος (C_o) ($11.570 \cdot 10^6 \text{€}$) κατά 526000€ από την απλή μονάδα ($12.096 \cdot 10^6 \text{€}$). Οι βασικές διαφοροποιήσεις των μονάδων είναι η υψηλότερη ηλεκτρική ισχύς (1775kW) της μονάδας με ORC έναντι της απλής (1688kW), αλλά κυρίως η μείωση της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος από 1355kW σε 327kW. Η μεγάλη αυτή μείωση της ψυκτικής ισχύος οδηγεί στην μείωση του χαμηλού κόστους. Ωστόσο, ο χαμηλός θερμικός και ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ORC(n-Pentane) (7.60% και 7.37%) οδηγεί σε μείωση του συνολικού θερμικού και εξεργειακού βαθμού αλλά και των λοιπών οικονομικών δεικτών (PBP, IRR, NPV, λ_{NPV}).

7.7: Βιβλιογραφικές Αναφορές

[7.1] Bellos E., Tzivanidis C., Symeou C., Antonopoulos K. “Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach”, Energy Conversion and Management (2017), 137: 34-48.

[7.2] Bellos E., Tzivanidis C. “Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates”, Applied Thermal Engineering (2017), 126: 809 – 821.

[7.3] Bellos E., Loukas V., Theodosiou I.-C., Tzivanidis C. “Investigation of a solar biomass polygeneration system”, Energy Conversion and Management (2018), 173: 283-295.

[7.4] Τσιτούρης Δημήτριος, «Τεchnο-οικονομική μελέτη συστημάτων πολυπαραγωγής.», Διπλωματική Εργασία, επιβλέπων καθηγητής: Καρέλλας Σωτήριος, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα (2020), σελ. 77-88.

[7.5] Bellos E., Tzivanidis C., Tsimpoukis D. “Enhancing the performance of parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators”, Renewable and Sustainable Energy Reviews (2018), 91: 358 – 375.



Κεφάλαιο 8: Γενικά Συμπεράσματα Μελέτης.

Η ανάγκη μείωσης του περιβαλλοντικού αποτυπώματος και βελτίωσης της ενεργειακής πολιτικής οδήγησε στη βαθμιαία ανεξαρτητοποίηση από την χρήση των μη ανανεώσιμων πηγών ενέργειας και την εντατικότερη και αποδοτικότερη αξιοποίηση των ανανεώσιμων. Η ανάπτυξη κατάλληλης τεχνολογίας για την επίτευξη της μεταβολής αυτής κρίνεται μείζονος σημασίας αναθεωρώντας και επιφέροντας αλλαγές σχεδόν σε κάθε ενεργειακό κλάδο. Οι τεχνολογίες θερμικών σταθμών για την παραγωγή ενέργειας με σκοπό την ηλεκτροπαραγωγή, την θέρμανση και ψύξη αποτελούν ιδιαίτερης σημασίας ενεργειακές διεργασίες αξιοποιώντας θερμότητα κατάλληλης θερμοκρασίας.

Η παρούσα μελέτη αποσκοπούσε στην διερεύνηση της δυνατότητας της ηλιακής ενέργειας να παρέχει θερμότητα σε κατάλληλη θερμοκρασία έτσι ώστε τα δύο αυτά μεγέθη συνδυαστικά να καθιστούν δυνατή την ηλεκτροπαραγωγή αλλά και την τριπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θερμότητας και ψύξης. Για την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας με την μετατροπή της σε θερμότητα χρησιμοποιήθηκαν συλλέκτες PTC. Παρουσιάστηκαν διάφορες τεχνολογίες συγκεντρωτικών συλλεκτών (των κατάλληλων για ηλεκτροπαραγωγή), όπως οι PTC, οι ανακλαστές τύπου Fresnel, οι παραβολικοί δίσκοι (parabolic disc collectors) και οι ηλιακοί πύργοι (solar towers) και επιλέχθηκε η διερεύνηση εφαρμογής με τους PTC. Η αποθήκευση της θερμότητας αποτέλεσε μονόδρομος για την εύρυθμη και αποδοτική λειτουργία της μονάδας τριπαραγωγής. Ως μέθοδος αποθήκευσης επιλέχθηκε η απλούστερη, δηλαδή η άμεση ενεργή αποθήκευση με ένα δοχείο. Ως θερμικό εργαζόμενο μέσο εξετάστηκε το τηγμένο άλας 60% NaNO_3 – 40% KNO_3 (κατά βάρος) λόγω της δυνατότητας του στην επίτευξη θερμοκρασιών έως και τους 600°C.

Για το θερμοκρασιακό επίπεδο αυτό, θεωρούμενο επαρκώς υψηλό για ηλεκτροπαραγωγή επιλέχθηκε προς διερεύνηση ως βασικός θερμικός κύκλος ο κύκλος αερίου Brayton με εργαζόμενο μέσο υπερκρίσιμο (supercritical) διοξείδιο του άνθρακα ($s\text{-CO}_2$). Η θερμότητα που απορρίπτεται από το $s\text{CO}_2$ για την ψύξη του χρησιμοποιείται για την παραγωγή ψύξης από εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση με $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ και τηλεθέρμανση. Ωστόσο, γίνεται σύγκριση μονάδας που ποσό απορριπτόμενης θερμότητας και όσο το δυνατόν θερμοκρασιακά υψηλότερο χρησιμοποιείται για την ηλεκτροπαραγωγή από κύκλο ORC. Οι ισχύς που πραγματεύεται η παρούσα μελέτη βρίσκονται στο εύρος μερικών MW ή ακόμη και εκατοντάδων KW (στην ηλεκτροπαραγωγή από ORC και ψύξη με απορρόφηση στην μονάδα με ORC). Παρατηρήθηκε πως για την επίτευξη των εύρων ενεργειακών αυτών προϊόντων απαιτούνται συλλέκτες συνολικής επιφάνειας της τάξης δεκάδων χιλιάδων τετραγωνικών μέτρων και όγκου δοχείου αποθήκευσης από μερικές εκατοντάδες έως και κάποιες χιλιάδες κυβικά μέτρα.

Αρχικά, η μελέτη επικεντρώθηκε στην ανάλυση της ευαισθησίας της εκάστοτε μονάδας ως προς την μεταβολή ορισμένων, βασικών, παραμέτρων λειτουργίας. Σε αυτές καταλογίζονται οι ελάχιστη και μέγιστη πίεση του κύκλου Brayton (P_L και P_H αντίστοιχα), η θερμοκρασία εισαγωγής του $s\text{CO}_2$ στον στρόβιλο (T_{IT}), ο βαθμός απόδοσης ανακομιστή (η_{rec}), η θερμοκρασία ατμογέννησης (T_g) και όταν χρησιμοποιείται κύκλος ORC, το εργαζόμενο μέσο, η θερμοκρασία εξαγωγής του $s\text{CO}_2$ από τον εναλλάκτη πρόσδοσης θερμότητας στον ORC (T_7) και ο λόγος της μέγιστης πίεσης του ORC προς την κρίσιμη (a). Στην ανάλυση ευαισθησίας πραγματοποιήθηκε ανάλυση των μονάδων σε σταθερές συνθήκες άμεσης ακτινοβολίας ($I_{bn}=800\text{W/m}^2$), θερμοκρασία περιβάλλοντος ($T_{amb}=25^\circ\text{C}$) και ονομαστικού παράγοντα οπτικών απωλειών συλλεκτών PTC ($K=1$), επικεντρώνοντας το ενδιαφέρον στην μονάδα τριπαραγωγής και την θερμοδυναμική βελτιστοποίηση της. Σε κάθε περίπτωση η T_g τελικά λήφθηκε ίση με 100°C και διατηρήθηκε σταθερή. Οι πιέσεις P_H και P_L του κύκλου Brayton



έλαβαν σε κάθε περίπτωση τόσο για την μονάδα χωρίς όσο και με ORC τις ακραίες τιμές του εύρους τους (75 και 220 bar αντίστοιχα) όπως και ο β.α. ανακομιστή ($n_{rec}=0.85$). Για τον κύκλο με ORC επιλέχθηκε ως εργαζόμενο μέσο εκείνο με την χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία (T_{crit}), το n-Pentane με $T_{crit} = 196.55$ °C. Η θερμοκρασία T_7 κυμαίνεται σε εύρος κοντά στην ελάχιστη τιμή των δοκιμών (120°C-125°C) και ο λόγος α κυμαίνεται στο εύρος 32.00% - 36.00% ($P_{H,ORC-nPentane}=10.78 - 12.13$ bar). Βασικό συμπέρασμα αναφορικά με την τριπαραγωγή αποτελεί πως η εισαγωγή κύκλου ORC βελτιστοποιείται τόσο ενεργειακά (ως προς τον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης) όσο και εξεργειακά όταν ο κύκλος αυτός αξιοποιεί μόνον απορριπτόμενη θερμότητα. Δηλαδή, ο κύκλος Brayton λειτουργεί στις ακραίες τιμές πιέσεων του και με μέγιστο n_{rec} (0.85) και η ελάττωση των τιμών αυτών και συγκεκριμένα των P_L και n_{rec} εξασφαλίζοντας υψηλότερες θερμοκρασίες για τον κύκλο ORC δεν οδηγεί σε βέλτιστη λειτουργία της μονάδας (ηλεκτρικά και εξεργειακά) λόγω του χαμηλού θερμικού βαθμού απόδοσης του ORC(n-Pentane) που κυμαίνεται σε τάξεις μεγέθους 7.30%-8.04%. Ωστόσο, όταν χρησιμοποιήθηκε ως εργαζόμενο μέσο το Toluene εκείνο με την υψηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία ($T_{crit} = 318.60$ °C) παρατηρήθηκε μεγιστοποίηση του συνολικού ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης για $n_{rec}=0.10$, όμως απορρίφθηκε λόγω υψηλότερου κόστους ομάδας συγκριτικά με το n-Pentane. Οι τελικές μονάδες που έχουν βελτιστοποιηθεί θερμοδυναμικά θα εξετασθούν ως προς την ετήσια λειτουργία τους για διαφορετική συνολική συλλεκτική επιφάνεια PTC (A_C), δοχείο αποθήκευσης (V_{ST}) αλλά και θερμοκρασίας T_{IT} παρά του γεγονότος πως η θερμοδυναμική βελτιστοποίηση κατάληξε βέλτιστες. Η θερμοκρασία T_{IT} θεωρήθηκε σημαντική παράμετρος για την ετήσια λειτουργία καθώς καθορίζει τις θερμοκρασίες εντός του θερμοδοχείου και άρα και την λειτουργία των PTC αλλά και την συνολική ετήσια λειτουργία.

Για την ετήσια δυναμική ανάλυση αναπτύχθηκε, αρχικά, μοντέλο για την άμεση ακτινοβολία για καθαρό ουρανό, το μοντέλο της ASHRAE και θεωρήθηκε και ημιτονοειδής διακύμανση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Τα μεγέθη αυτά υπολογίστηκαν για την μέση ημέρα κάθε μήνα και για καθαρό ουρανό για την περιοχή της Αθήνας. Επίσης, για κάθε μήνα θεωρήθηκε το πλήθος των ηλιόλουστων ημερών του. Οι μεταβλητές σχεδιασμού είναι οι (A_C , V_{ST} , T_{IT}) και για διαφορετικούς συνδυασμούς αυτών πραγματοποιήθηκαν οι υπολογισμοί των θερμοδυναμικών και τεχνο-οικονομικών στόχων για μονάδα με και χωρίς τον επιλεγμένο ORC(n-Pentane). Με σκοπό την αξιολόγηση και σύγκριση των αποτελεσμάτων χρησιμοποιήθηκαν 8 συνολικά πολυκριτηριακές αντικειμενικές συναρτήσεις F και παρατηρήθηκε σύγκλιση στην ίδια περιοχή τιμών των σχεδιαστικών παραμέτρων με βέλτιστες να επιλέχθηκαν οι (A_C, V_{ST}, T_{IT})=(261.1%· $A_{C,or}$, 300%· $V_{ST,or}$, T_{IT})=(30287.6m², 1392m³, 500°C) και (A_C, V_{ST}, T_{IT})=(261.1%· $A_{C,or}$, 272.2%· $V_{ST,or}$, T_{IT})=(30287.6m², 1263m³, 500°C) για την μονάδα χωρίς ORC και εκείνη με ORC(n-Pentane). Ιδιαίτερα σημαντικό συμπέρασμα αποτελεί πρώτον η ποσοστιαία αύξηση (σε τάξη μεγέθους μεγαλύτερη του διπλασιασμού από την ονομαστική) του A_C και του V_{ST} (σε τάξη μεγέθους τριπλασιασμού) επιτυγχάνοντας αυξημένη αποθήκευση και αξιοποίηση της θερμότητας στην χαμηλότερη θερμοκρασία T_{IT} με σκοπό την βελτιστοποίηση κύριων αντικειμενικών συναρτήσεων F . Αξίζει να επισημανθεί ότι και οι δύο μονάδες (με και χωρίς ORC) παρουσίασαν παραπλήσια ετήσια λειτουργία αναφορικά με τους στόχους με εκείνη χωρίς το ORC να έχει βελτιωμένες τιμές πλην του αρχικού κόστους και του ετήσιου ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης. Μία μονάδα τέτοιου τύπου στην οποία είναι επιθυμητό ψυκτικό αποτέλεσμα χαμηλότερο των 1355kW, ίσο με εκείνο της απλής μονάδας, καθίσταται δυνατό να το μειώσει σε 327kW παράγοντας 90kW ηλεκτρισμό από τον κύκλο ORC(n-Pentane) και διατηρώντας σε ίδια επίπεδα τους στόχους, όπως και διαπιστώθηκε.



Η μελέτη αυτή αποσκοπεί στο να καλυφθεί γνωστικό πεδίο αναφορικά με την τριπαραγωγή σε υψηλά θερμοκρασιακά εύρη ($500^{\circ}\text{C}\sim 600^{\circ}\text{C}$) από σύγχρονες τεχνολογικά εγκαταστάσεις όπως οι κύκλοι Brayton sCO_2 , ORC και ψύξης με απορρόφηση θερμότητας $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, ενώ η απορριπτόμενη θερμότητα προορίζεται για ZNX (60°C). Η δέσμευση και αποθήκευση την προς εκμετάλλευση θερμότητα πραγματοποιήθηκε από εγκατάσταση συλλεκτών PTC και δοχείου αποθήκευσης με θερμικό ρευστό $60\% \text{NaNO}_3 - 40\% \text{KNO}_3$ (κατά βάρος). Ο συνδυασμός των παραπάνω επιμέρους εγκαταστάσεων και θερμικών ρευστών για την εφαρμογή και το μέγεθος αυτής με σκοπό την παραγωγή ενεργειακών ποσών τάξης εκατοντάδων ή και μερικών χιλιάδων KW ανοίγει περαιτέρω ερευνητικές προτάσεις. Οι προτάσεις αυτές επιλέχθηκε να ταξινομηθούν ανάλογα με την εγκατάσταση που επικεντρώνονται στον Πίνακα 8.1.1 στοχεύοντας σε κύριες διαφοροποιήσεις αυτής από την εκείνη που μελετήθηκε.

Πίνακας 8.1.1: Προτάσεις Έρευνας

| Σύστημα | Προτάσεις |
|---------------------------------------|--|
| Συγκεντρωτικοί Συλλέκτες | <ul style="list-style-type: none"> Χρήση διαφορετικού τύπου συλλεκτών από τους PTC, όπως λόγω χάριν τους ανακλαστήρες Fresnel. Βελτιστοποίηση μέσω κατάλληλων τροποποιήσεων των υπαρχόντων ή και μη συλλεκτών με σκοπό την βελτίωση της λειτουργίας. Διερεύνηση διαφορετικού εργαζόμενου μέσου από το $60\% \text{NaNO}_3 - 40\% \text{KNO}_3$ (κατά βάρος), όπως κάποιο νανορευστό. |
| Αποθήκευση | <ul style="list-style-type: none"> Διερεύνηση διαφορετικής μεθόδου αποθήκευσης, όπως άμεση ή έμμεση αποθήκευση. Διερεύνηση διαφορετικού μέσου αποθήκευσης της θερμότητας. Βελτιστοποίηση ως προς τα φαινόμενα διακοπτόμενης λειτουργίας λόγω μη αρκετά υψηλής θερμοκρασίας στο δοχείο αποθήκευσης. |
| Κύκλος Brayton sCO_2 | <ul style="list-style-type: none"> Διαφοροποίηση του θερμοδυναμικού κύκλου ως προς τις βαθμίδες εκτόνωσης και συμπίεσης. Χρήση στροβίλου υψηλής και χαμηλής πίεσης και αντίστοιχα και συμπίεστή. Ενδύαμηση θέρμανση μεταξύ των βαθμίδων του στροβίλου και ψύξη του συμπίεστή. Διερεύνηση ως προς την εισαγωγή ηλιακών σε κύκλο Brayton sCO_2 όπου αξιοποιείται και καύσιμο για περαιτέρω πρόσδοση θερμότητας και υψηλότερες θερμοκρασίες. |
| Κύκλος ORC | <ul style="list-style-type: none"> Διερεύνηση της λειτουργίας μονάδας με Brayton sCO_2 και ORC σε κύκλο Brayton με χρήση και καυσίμου για να επίτευξη και υψηλότερων θερμοκρασιών και απορριπτόμενη θερμότητα στον ORC (πέραν των προαναφερθέντων λόγων). |
| Κύκλος Ψύξης με Απορρόφηση Θερμότητας | <ul style="list-style-type: none"> Διερεύνηση διαφορετικού κύκλου ψύξης με απορρόφηση τόσο ως προς τα χρησιμοποιούμενα εργαζόμενα μέσα όσο και ως προς τα στοιχεία του ίδιου του κύκλου. Διερεύνηση διαφορετικής μεθόδου ψύξης που απαιτείται θερμότητα όπως η ψύξη με προσρόφηση θερμότητας. |
| Παραγωγή Θερμότητας | <ul style="list-style-type: none"> Παραγωγή θερμότητας για διαφορετικό σκοπό από αυτόν του ZNX. |
| Γενικά | <ul style="list-style-type: none"> Διερεύνηση ως προς τις τεchnο-οικονομικές σχέσεις και μεθόδους που χρησιμοποιήθηκαν. Διερεύνηση ως προς τις μεθόδους βελτιστοποίησης τόσο στην σταθερή λειτουργία (εξελικτικοί αλγόριθμοι του EES) όσο και ως προς την πολυκριτηριακή βελτιστοποίηση. Δηλαδή, αναζήτηση διαφορετικών αντικειμενικών συναρτήσεων F και διερεύνηση χρησιμοποιώντας «βάρη» στους στόχους. Ανάλυση και βελτιστοποίηση σε μηνιαία βάση της λειτουργίας των μονάδων. |