



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Διπλωματική Εργασία

**«Ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική ανάλυση μίας
ηλιακά οδηγούμενης μονάδας τριπαραγωγής με
εργαζόμενο μέσο το διοξείδιο του άνθρακα για
εφαρμογή σε supermarket»**

Παναγιώτης Λύκας

Επιβλέπων καθηγητής: Χρήστος Τζιβανίδης

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2021



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

Diploma Thesis

**“Energetic, exergetic and economic investigation of a
solar-driven CO₂-based trigeneration unit for
application in supermarkets”**

Panagiotis Lykas

Supervisor: Professor Christos Tzivanidis

Athens, September 2021

Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας, επισφραγίζεται ένας πενταετής κύκλος σπουδών στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών. Επομένως, επιβάλλεται να ευχαριστήσω όσους με βοήθησαν στην διεκπεραίωση των σπουδών μου και συγκεκριμένα στην ολοκλήρωση της εν λόγω διπλωματικής εργασίας. Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Αναπληρωτή Καθηγητή της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Χρήστο Τζιβανίδη, ο οποίος μου έδωσε την ευκαιρία να ασχοληθώ με το συγκεκριμένο θέμα. Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον Δρ. Ευάγγελο Μπέλλο για την εύστοχη καθοδήγηση και την πολύτιμη βοήθεια που μου προσέφερε καθ' όλη τη διάρκεια διεκπεραίωσης της εργασίας. Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω τη διεύθυνση και το προσωπικό της εταιρείας METRO AEBE για τη βοήθεια και τα δεδομένα που μου προσέφερε απλόχερα. Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και τους φίλους μου για την αμέριστη στήριξη και τη διαρκή συμπαράσταση καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Πρόλογος

Η συνεχής αύξηση της ενεργειακής ζήτησης, η διαρκής αύξηση της τιμής του ηλεκτρικού ρεύματος, η χρήση ορυκτών καυσίμων και τα περιβαλλοντικά προβλήματα που αυτή συνεπάγεται καθιστούν τη χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας επιτακτική ανάγκη και θέτουν τις ανανεώσιμες πηγές στον πυρήνα της ενεργειακής πολιτικής. Μία από αυτές είναι η ηλιακή ενέργεια η οποία αποτελεί και συγκριτικό πλεονέκτημα για την Ελλάδα. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να αξιοποιηθεί μέσω της ηλιακής θερμικής τεχνολογίας για την παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας, την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και για άλλες χρήσεις.

Συγκεκριμένα, στην παρούσα εργασία μελετάται η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας σε supermarket. Στα supermarket μεγάλο μέρος της ενεργειακής ζήτησης οφείλεται στην ηλεκτρική κατανάλωση των ψυκτικών συστημάτων των τροφίμων που εμπεριέχουν και στην ανάγκη για ωφέλιμη θερμότητα τόσο για την θέρμανση των χώρων όσο και για την παροχή ζεστού νερού χρήσης. Επομένως, διερευνάται η χρήση παραβολικών ηλιακών συλλεκτών, συστημάτων οργανικού κύκλου Rankine και η ενσωμάτωση νέων διατάξεων στα ήδη υπάρχοντα ψυκτικά συστήματα, με σκοπό τη συγκρότηση ενός ολοκληρωμένου συστήματος τριπαραγωγής. Το εν λόγω σύστημα θα παράγει, εκτός από την απαραίτητη ψύξη, ταυτοχρόνως ηλεκτρική ενέργεια για την κάλυψη των καταναλώσεων των ψυκτικών διατάξεων και, αν είναι δυνατόν, να διοχετεύει ενέργεια στο ηλεκτρικό δίκτυο, αλλά και ωφέλιμη θερμότητα για την κάλυψη των θερμικών φορτίων του supermarket.

Οι διάφορες περιπτώσεις που εξετάζονται, αναλύονται ενεργειακά, εξεργειακά και οικονομικά και εν τέλει βελτιστοποιούνται με κριτήριο τη βέλτιστη ενεργειακή/εξεργειακή συμπεριφορά και την όσο το δυνατόν ικανοποιητικότερη οικονομική απόδοση.

Περιεχόμενα

Ευχαριστίες.....	i
Πρόλογος.....	iii
Περίληψη.....	1
Abstract	4
Επεξήγηση συμβόλων.....	6
Λογισμικά που χρησιμοποιήθηκαν	13
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή-Ενεργειακή κατάσταση.....	15
1.1. Ενέργεια και πηγές.....	15
1.2. Παγκόσμια και ελληνική ενεργειακή κατάσταση	16
1.3. Φαινόμενο θερμοκηπίου και διεθνείς πολιτικές	18
Βιβλιογραφία 1 ^{ου} Κεφαλαίου	19
Κεφάλαιο 2: Ηλιακή ενέργεια	20
2.1. Βασικές αρχές και ηλιακές γωνίες.....	20
2.2. Μοντέλο ηλιακής ακτινοβολίας.....	23
2.3. Μετεωρολογικά δεδομένα.....	25
2.4. Ηλιακοί συλλέκτες.....	26
2.4.1. Μη συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες.....	27
2.4.2. Συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες.....	29
Βιβλιογραφία 2 ^{ου} Κεφαλαίου	36
Κεφάλαιο 3: Ανάλυση επιμέρους τεχνολογιών του συστήματος τριπαραγωγής.....	37
3.1. Παραβολικοί συλλέκτες (PTC)	37
3.1.1. Βασικές αρχές λειτουργίας	37
3.1.2. Γεωμετρική ανάλυση.....	38
3.1.3. Βασικό μαθηματικό μοντέλο.....	39
3.1.4. Θερμική ανάλυση απορροφητή	41
3.1.5. Εργαζόμενα μέσα.....	41
3.1.6. Εφαρμογές παραβολικών συλλεκτών	46
3.2. Σύστημα αποθήκευσης ενέργειας-Δοχείο	47
3.3. Κύκλος ψύξης με διοξείδιο του άνθρακα	48
3.3.1. Γενικά στοιχεία περί ψύξης και ψυκτικού κύκλου	48
3.3.2. Ψυκτικά μέσα	50

3.3.3. Δείκτες καταλληλότητας ψυκτικών μέσων	51
3.3.4. Ψυκτικές εγκαταστάσεις με διοξείδιο του άνθρακα	52
3.4. Κύκλος Brayton με διοξείδιο του άνθρακα	57
3.4.1. Γενικά στοιχεία για τον κύκλο Brayton.....	57
3.4.2. Χρήση διοξειδίου του άνθρακα.....	59
3.5. Οργανικός κύκλος Rankine	62
3.5.1. Γενικά στοιχεία για τον οργανικό κύκλο Rankine	62
3.5.2. Επιλογή εργαζόμενου μέσου	64
3.6. Συστήματα συμπαραγωγής-τριπαραγωγής	68
Βιβλιογραφία 3 ^{ου} Κεφαλαίου	72
Κεφάλαιο 4: Ανάλυση και μοντελοποίηση του συστήματος τριπαραγωγής	75
4.1. Ανάλυση και μοντελοποίηση παραβολικών συλλεκτών (PTC).....	76
4.1.1. Χαρακτηριστικά χρησιμοποιούμενου παραβολικού συλλέκτη.....	76
4.1.2. Μαθηματικό μοντέλο παραβολικών συλλεκτών.....	78
4.2. Ανάλυση και μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης	82
4.3. Ανάλυση και μοντελοποίηση κύκλου ψύξης με επιπλέον διατάξεις κύκλου Brayton	85
4.4. Ανάλυση και μοντελοποίηση οργανικού κύκλου Rankine	89
4.5. Ενεργειακή και εξεργειακή αξιολόγηση του συστήματος	93
4.6. Οικονομική ανάλυση	94
4.7. Ανάλυση στη μόνιμη κατάσταση	99
4.8. Ανάλυση δυναμικού συστήματος	99
Βιβλιογραφία 4 ^{ου} Κεφαλαίου	104
Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα.....	106
5.1. Αποτελέσματα επίλυσης στη μόνιμη κατάσταση	106
5.1.1. Αποτελέσματα χωρίς τη χρήση ORC	106
5.1.2. Επιλογή εργαζόμενου μέσου ORC	107
5.1.3. Παραμετρικά αποτελέσματα	113
5.1.4. Μεταβολή ηλιακής ακτινοβολίας και γωνίας πρόσπτωσης	134
5.1.5. Βελτιστοποίηση	137
5.2. Αποτελέσματα επίλυσης δυναμικής ανάλυσης.....	151
5.2.1. Βελτιστοποίηση ετήσιας λειτουργίας	151
5.2.2. Αποτελέσματα κατά τη διάρκεια των μέσων ημερών του μήνα.....	165
Κεφάλαιο 6: Μοντελοποίηση συστήματος Booster με επαλήθευση του μοντέλου .	177

6.1. Ληφθείσες μετρήσεις.....	177
6.2. Μοντελοποίηση συστήματος Booster.....	180
6.3. Επαλήθευση του μοντέλου	184
6.4. Πρόταση για τριπαραγωγή στο supermarket.....	188
Βιβλιογραφία 6 ^{ου} Κεφαλαίου	192
Κεφάλαιο 7: Συμπεράσματα-Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα	193
7.1 Συμπεράσματα.....	193
7.2 Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα.....	194

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η μελέτη ενός συστήματος τριπαραγωγής, το οποίο θα εγκατασταθεί σε supermarket στην Αθήνα. Το σύστημα έχει ως αρχική πηγή ενέργειας την ηλιακή ακτινοβολία, η οποία συλλέγεται μέσω παραβολικών συλλεκτών και παράγει συγχρόνως ωφέλιμη ψύξη για την κάλυψη των ψυκτικών αναγκών των προϊόντων του καταστήματος, ωφέλιμη θερμότητα για την κάλυψη των θερμικών αναγκών και ηλεκτρική ενέργεια για την κάλυψη της ζήτησης λόγω των ψυκτικών συγκροτημάτων και για την πώλησή της στο δίκτυο, αν αυτό καταστεί δυνατό. Επομένως, επιδιώκεται η αναβάθμιση του υπάρχοντος ψυκτικού συστήματος, ούτως ώστε να εξασφαλιστούν και οι υπόλοιπες ανάγκες του καταστήματος. Το σύστημα μελετάται με ενεργειακά, εξεργειακά και οικονομικά κριτήρια με σκοπό τη βελτιστοποίησή του, με την όλη ανάλυση να πραγματοποιείται με τη χρήση υπολογιστικών εργαλείων.

Στο πρώτο κεφάλαιο, περιγράφεται η σύγχρονη παγκόσμια και ελληνική ενεργειακή κατάσταση, τα περιβαλλοντικά προβλήματα που έχουν προκύψει καθώς επίσης και οι περιβαλλοντικές πολιτικές και οι στόχοι που έχουν θεσπιστεί. Για να επιτευχθούν οι περιβαλλοντικοί στόχοι, κρίνεται αναγκαία η ανάπτυξη και η χρήση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, συμπεριλαμβανομένης της ηλιακής ενέργειας.

Στο δεύτερο κεφάλαιο, γίνεται εκτενής αναφορά στην ηλιακή ενέργεια και στους τρόπους αξιοποίησής της. Αρχικά, αναλύονται οι βασικές αρχές της ηλιακής ακτινοβολίας και στη συνέχεια περιγράφονται όλα τα είδη θερμικών ηλιακών συλλεκτών μέσα από μία ευρεία βιβλιογραφική ανασκόπηση. Ειδικότερα, παρουσιάζονται οι βασικές αρχές λειτουργίας τόσο των μη συγκεντρωτικών όσο και των συγκεντρωτικών ηλιακών συλλεκτών. Τέλος, παρατίθενται τα μετεωρολογικά δεδομένα που έχουν θεωρηθεί για την περιοχή της Αθήνας.

Στο τρίτο κεφάλαιο, περιγράφονται εκτενώς όλες οι τεχνολογίες των επιμέρους συστημάτων από τα οποία θα αποτελείται το προς μελέτη σύστημα τριπαραγωγής για supermarket. Μετά από ευρεία βιβλιογραφική αναζήτηση, παρουσιάζεται η δομή και η λειτουργία, αρχικά, των παραβολικών συλλεκτών και των συστημάτων αποθήκευσης θερμότητας. Στη συνέχεια, αναλύονται οι ψυκτικές εγκαταστάσεις και τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται, με έμφαση στις ψυκτικές διατάξεις που εφαρμόζονται σε supermarket με τη χρήση του διοξειδίου του άνθρακα ως εργαζόμενο μέσο. Επιπλέον, περιγράφεται ο κύκλος Brayton με έμφαση στη χρήση διοξειδίου του άνθρακα και τα συστήματα οργανικού κύκλου Rankine, με λεπτομερή αναφορά στη διαδικασία επιλογής του εργαζόμενου μέσου. Τέλος, περιγράφονται τεχνολογίες συμπαραγωγής και τριπαραγωγής.

Στο τέταρτο κεφάλαιο, παρατίθεται αναλυτικά η μοντελοποίηση του συνολικού συστήματος τριπαραγωγής, τόσο στη μόνιμη όσο και στη δυναμική κατάσταση. Συγκεκριμένα, περιλαμβάνονται οι εξισώσεις που περιγράφουν τη λειτουργία των

παραβολικών συλλεκτών, του δοχείου αποθήκευσης, του αναβαθμισμένου κύκλου διοξειδίου του άνθρακα και του οργανικού κύκλου Rankine. Επίσης, αναφέρονται τα ενεργειακά, εξεργειακά και οικονομικά μεγέθη με βάση τα οποία αξιολογείται συνολικά το σύστημα.

Στο πέμπτο κεφάλαιο, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της μελέτης. Αρχικά, διερευνάται αν απαιτείται η εγκατάσταση συστήματος οργανικού κύκλου Rankine και εν συνεχεία παρουσιάζεται η διαδικασία επιλογής του κατάλληλου οργανικού εργαζόμενου μέσου. Ακόμη, παρατίθενται τα παραμετρικά αποτελέσματα και η βελτιστοποίηση που επιτελέστηκε με βάση τη λειτουργία σε μόνιμη κατάσταση. Επιπλέον, αναλύεται η δυναμική λειτουργία της εγκατάστασης με τη μοντελοποίηση της λειτουργίας κατά τη διάρκεια της ημέρας και του έτους. Έτσι, επιλέγεται το κατάλληλο μέγεθος της συλλεκτικής επιφάνειας και του δοχείου με βάση πολλαπλά κριτήρια βελτιστοποίησης, τα οποία λαμβάνουν υπόψη την ετήσια ενεργειακή και εξεργειακή συμπεριφορά αλλά και την οικονομική βιωσιμότητα.

Στο έκτο κεφάλαιο, παρουσιάζονται οι μετρήσεις που ελήφθησαν από supermarket της εταιρείας METRO AEBE, οι οποίες αξιοποιούνται με σκοπό να επαληθεύσουν το μοντέλο που αναπτύχθηκε για τη λειτουργία του συστήματος Booster.

Στο έβδομο κεφάλαιο, παρατίθενται τα συμπεράσματα της παρούσας μελέτης καθώς και προτάσεις για μελλοντική έρευνα.

Abstract

The purpose of the present thesis is to investigate a trigeneration system, which will be installed in a supermarket in Athens. The primary energy source of this system is solar irradiance, which is captured through parabolic trough collectors and the unit produces, at the same time, cooling to cover the refrigeration demands of the store products, useful heat to cover the heating demands and electricity to cover the consumption of the refrigeration units and for sale to the network, if it is possible. Therefore, the upgrade of the existing refrigeration system is sought, in order to satisfy the other needs of the store. The system is studied with energetic, exergetic and economic criteria in order to optimize it, with the entire analysis being performed using software programs.

In the first chapter, the current global energy situation and in Greece, the environmental problems that have arisen as well as the environmental policies and targets that have been established are described. In order to achieve the environmental goals, it is necessary to develop and use renewable energy sources, including solar energy.

In the second chapter, solar energy and the ways of its utilization are presented. First, the basic principles of solar irradiance are analyzed and then all the types of solar thermal collectors are described through an extensive literature review. In particular, the basic operating principles of both non-concentrating and concentrating solar collectors are presented. Finally, the meteorological data for the area of Athens are considered.

In the third chapter, all the technologies of the separate systems, which will constitute the trigeneration unit for supermarkets, are described in detail. After extensive literature search, the structure and the function of parabolic trough collectors and thermal storage systems are outlined. Moreover, the refrigeration facilities and refrigerants, which are used, are analyzed. Emphasis is placed on the refrigeration units applied in a supermarket using carbon dioxide as working medium. In addition, the Brayton cycle is described and the emphasis is put on the use of carbon dioxide. Organic Rankine cycle systems are also presented, with detailed reference to the process of the working fluid selection. Finally, cogeneration and trigeneration technologies are described.

In the fourth chapter, the modeling of the overall trigeneration system, both in steady state and in dynamic conditions, is presented in detail. In particular, the equations describing the operation of the parabolic trough collectors, the storage tank, the upgraded carbon dioxide cycle and the organic Rankine cycle are included. Also, the energetic, exergetic and economic figures are reported, based on which the whole system is evaluated.

In the fifth chapter, the results of the study are presented. First, it is investigated whether the installation of an organic Rankine cycle system is required and then the

process of selecting the appropriate organic working medium is presented. Also, the parametric results and the optimization performed based on the steady state operation are outlined. In addition, the dynamic operation of the facility is analyzed by modeling the daily and annual operation. Thus, the appropriate size of the collector aperture and the storage tank volume are selected through a lot of optimization criteria, which take into account the annual energetic and exergetic performance as well as the economic viability.

In the sixth chapter, the measured quantities, which are received by a supermarket of METRO AEBE company and used in order to verify the model which was developed for the operation of the Booster system, are presented.

In the seventh chapter, the conclusions of the present study are outlined as well as suggestions for future research.

Επεξήγηση συμβόλων

Μεγέθη

A	Επιφάνεια (m^2)
a	Πλάτος παραβολής (m)
A _a	Συλλεκτική επιφάνεια (επιφάνεια συγκεντρωτή) (m^2)
B	Γωνία που χρησιμοποιείται στην εξίσωση χρόνου ET ($^\circ$)
b	Εκθέτης αερίου μάζας για άμεση ακτινοβολία (-)
C	Γεωμετρικός λόγος συγκέντρωσης (-)
C ₀	Κόστος επένδυσης (€)
CE	Εκπομπές CO ₂ για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (kg_{CO_2}/kWh)
c _p	Ειδική θερμοχωρητικότητα ($J/kg \cdot K$)
D	Διάμετρος (m)
d	Εκθέτης αερίου μάζας για διάχυτη ακτινοβολία (-)
DR	Ημερήσια διακύμανση ($^\circ C$)
E	Ετήσια απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια σε ένα σύστημα (kWh)
ET	Εξίσωση χρόνου (-)
f	Εστιακή απόσταση παραβολής (m)
F	Κριτήριο ελαχιστοποίησης της απόστασης (-)
F _{el}	Συντελεστής τελικών απωλειών (-)
f _r	Συντελεστής απωλειών τριβής (-)
F _s	Παράγοντας σκόνης (-)
G	Στιγμιαία ηλιακή ακτινοβολία (W/m^2)
h	Συντελεστής συναγωγής (W/m^2K) ή βάθος παραβολικού συλλέκτη (m) ή ειδική ενθαλπία (J/kg)
H	Ύψος (m)
i	Επιτόκιο αναγωγής (%)
K	Κόστος (€ ή \$)
K(θ)	Συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης (-)
L	Μήκος (m)

I_{local}	Γεωγραφικό μήκος ($^{\circ}$)
LR	Ετήσιος ρυθμός διαρροής ψυκτικού μέσου (%)
I_{st}	Μεσημβρινός τοπικής συμβατικής ώρας ($^{\circ}$)
M	Ποσότητα ψυκτικού μέσου που τοποθετείται σε μία εγκατάσταση (kg)
m	Αέριος μάζα (-)
\dot{m}	Παροχή μάζας (kg/s)
N	Αριθμός ζωνών δοχείου (-)
n	Αύξων αριθμός ημέρας (-)
Nu	Αριθμός Nusselt (-)
NY	Διάρκεια ζωής (έτη)
P	Πίεση (bar)
P_{el}	Ηλεκτρική ισχύς (W)
Pr	Αριθμός Prandtl (-)
Q	Ρεύμα θερμότητας (W)
Re	Αριθμός Reynolds (-)
RF	Συντελεστής ανακύκλωσης ψυκτικού μέσου (-)
s	Ειδική εντροπία (J/kg·K)
SM	Ηλιακό πολλαπλάσιο (Solar Multiple)
T	Θερμοκρασία ($^{\circ}$ C ή K)
t	Χρόνος (s)
T_{prop}	Θερμοκρασία όπου λαμβάνονται οι ιδιότητες
U	Συντελεστής ειδικής θερμικής διαπερατότητας (W/m^2K)
u	Ταχύτητα (m/s)
U_L	Συνολικός συντελεστή θερμικών απωλειών ηλιακού συλλέκτη (W/m^2K)
V	Όγκος (m^3)
W	Θερμοδυναμικό έργο (W) ή πλάτος παραβολής (m)
wt%	Ποσοστό κατά βάρος (%)
Y	Ετήσια ενεργειακή ποσότητα (kWh)
YE	Ετήσια εξεργειακή ποσότητα (kWh)

Ελληνικά σύμβολα

α	Απορροφητικότητα ενός υλικού (-) ή γωνία ηλιακού ύψους ($^{\circ}$)
β	Γωνία κλίσης συλλέκτη ($^{\circ}$)
γ	Παράγοντας σύλληψης (-) ή γωνία αζιμουθίου απιφανείας ($^{\circ}$)
γ_s	Γωνία αζιμουθίου Ηλίου ($^{\circ}$)
δ	Ηλιακή απόκλιση ($^{\circ}$)
ΔP	Διαφορά πίεσης (Pa)
ΔS_{gen}	Αύξηση εντροπίας (J/K)
Δt	Χρονικό βήμα (min)
ΔT	Θερμοκρασιακή διαφορά ($^{\circ}C$ ή K)
ε	Συντελεστής εκπομπής (-)
η	Βαθμός απόδοσης (-)
θ	Γωνία πρόσπτωσης ($^{\circ}$)
θ_z	Γωνία ζενίθ ($^{\circ}$)
λ	Μήκος κύματος ακτινοβολίας (nm)
μ	Δυναμική συνεκτικότητα (Pa·s)
ρ	Πυκνότητα ρευστού (kg/m^3) ή ανακλαστικότητα επιφάνειας (-)
σ	Σταθερά Stefan-Boltzmann ($W/m^2 \cdot K^4$)
τ	Διαπερατότητα ενός υλικού (-) ή οπτικό πάχος ακτινοβολίας (-)
ϕ	Γεωγραφικό πλάτος ($^{\circ}$)
ω	Ωριαία γωνία ($^{\circ}$)

Δείκτες και εκθέτες

0	Προηγούμενο χρονικό βήμα
abs	Απορροφητής (absorber)
amb	Περιβάλλον (ambient)
annual	Ετήσιος
b	Άμεση ακτινοβολία (beam radiation)
BITZER Εταιρεία BITZER	

bn	Άμεση ακτινοβολία καθέτου επιπέδου
booster	Σύστημα Booster
c	Κάλυμμα (cover)
CO ₂	Διοξείδιο του άνθρακα
col	Συλλέκτης (collector)
comp	Συμπιεστής (compressor)
cond	Συμπυκνωτής (condenser)
crit	Κρίσιμο σημείο (critical point)
d	Διάχυτη ακτινοβολία (diffuse radiation)
design	Σχεδιασμός
E	Ανατολή (East)
EES	Engineering Equation Solver
el	Ηλεκτρική ενέργεια
en	Ενεργειακός
evap	Ατμοποιητής (evaporator)
ex	Εξεργειακός
gas	Αέριο
gc	Εναλλάκτης αερίου (gas cooler)
H	Υψηλή τιμή θερμοκρασίας
heat ή h	Ωφέλιμη θερμότητα (heating)
hex	Εναλλάκτης θερμότητας (heat exchanger)
high	Υψηλή τιμή
HP	Αντλία θερμότητας (heat pump)
in	Εσωτερικά ή είσοδος
is	Ισεντροπικός
L	Χαμηλή τιμή θερμοκρασίας
loss	Απώλειες (losses)
lt	Χαμηλή θερμοκρασία
max	Μέγιστη τιμή

mean	Μέση τιμή
meas	Μετρήσεις
mg	Ηλεκτρομηχανικός
min	Ελάχιστη τιμή
motor	Κινητήρας
MS-CO2	Εναλλάκτης θερμότητας για τη συναλλαγή μεταξύ του τηγμένου άλατος και του διοξειδίου του άνθρακα
mt	Μέση θερμοκρασία
N	Βορράς (North)
net	Καθαρό αποτέλεσμα
O&M	Λειτουργία και συντήρηση (operation and maintenance)
on	Ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας καθέτου επιπέδου
opt	Οπτικός
ORC	Οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle)
out	Εξωτερικά ή έξοδος
pump	Αντλία
r	Δέκτης (receiver)
R	Ψυγείο (refrigerator)
rec	Αναγεννητής ORC ή ανακομιστής CO ₂ (recuperator)
refr	Ψύξη (refrigeration)
S	Νότος (South)
s	Τηγμένο άλας (molten salt)
sc	Ηλιακή σταθερά
sh	Υπερθέρμανση (superheating)
solar	Ηλιακή ενέργεια
SR	Ανατολή Ηλίου (Sunrise)
SS	Δύση Ηλίου (Sunset)
st	Θερμοκρασία και θερμότητα στο δοχείο αποθήκευσης (storage)
start	Αρχή
stop	Τέλος

sun	Ήλιος
system	Ολόκληρο σύστημα
T	Δοχείο αποθήκευσης (tank)
th	Θερμικός
total	Σύνολο
turb	Στρόβιλος
u	Ωφέλιμη θερμότητα
W	Δύση (West)

Ακρωνύμια

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers
ATL	Χρόνος ζωής στην ατμόσφαιρα (Atmospheric Lifetime)
CF	Χρηματοροή (Cash Flow)
CFC	Χλωροφθοράνθρακες
COP	Συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient of Performance)
CPC	Σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (Compound Parabolic Collectors)
EES	Engineering Equation Solver
ETC	Συλλέκτες με σωλήνες κενού (Evacuated Tube Collectors)
FPC	Επίπεδοι συλλέκτες (Flat Plate Collectors)
GWP	Δυναμικό παγκόσμιας θέρμανσης (Global Warming Potential)
HBFC	Υδροβρωμοφθοράνθρακες
HCFC	Υδροχλωροφθοράνθρακες
HFC	Υδροφθοράνθρακες
HFO	Υδροφθορολεφίνες
HTF	Ρευστό μεταφοράς θερμότητας (Heat Transfer Fluid)
IRR	Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (Internal Rate of Return)
LEJ	Liquid Ejectors
LFR	Συλλέκτες με ανακλαστήρες Fresnel (Linear Fresnel Reflectors)
LT	Χαμηλή θερμοκρασία (Low Temperature)

MT	Μέση θερμοκρασία (Medium Temperature)
NPV	Καθαρή παρούσα αξία (Net Present Value)
ODP	Δυναμικό καταστροφής του όζοντος (Ozone Depletion Potential)
ORC	Οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle)
PBP	Χρόνος αποπληρωμής (Payback Period)
PCM	Υλικό αλλαγής φάσης (Phase Change Material)
PFC	Υπερφθοράνθρακες
PP	Ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά (Pinch Point)
PTC	Παραβολικοί συλλέκτες (Parabolic Trough Collectors)
PV	Φωτοβολταϊκά
SPBP	Απλός χρόνος αποπληρωμής (Simple Payback Period)
TEWI	Συνολική ισοδύναμη επίδραση στην παγκόσμια θέρμανση (Total Equivalent Warming Impact)
UV	Υπεριώδης ακτινοβολία
VEJ	Vapor Ejectors

Λογισμικά που χρησιμοποιήθηκαν

EES (Engineering Equation Solver)

Το EES είναι ένα πρόγραμμα επίλυσης εξισώσεων που χρησιμοποιείται από μηχανικούς καθώς μπορεί να επιλύσει αριθμητικά πολλές συζευγμένες μη γραμμικές αλγεβρικές και διαφορικές εξισώσεις. Επίσης, μέσω του προγράμματος μπορεί να επιτευχθεί παραμετρική ανάλυση των προβλημάτων και πολυπαραμετρική βελτιστοποίηση μέσω διαφόρων μεθόδων. Επιπλέον είναι δυνατή η μετατροπή των μονάδων μέτρησης, ο έλεγχος της συνέπειας των μονάδων και η δημιουργία γραφημάτων. Τέλος, περιλαμβάνει μία μεγάλη βάση δεδομένων με τις θερμοδυναμικές ιδιότητες όλων των εργαζομένων μέσων που χρησιμοποιούνται συνήθως στις εφαρμογές.

MATLAB (Matrix Laboratory)

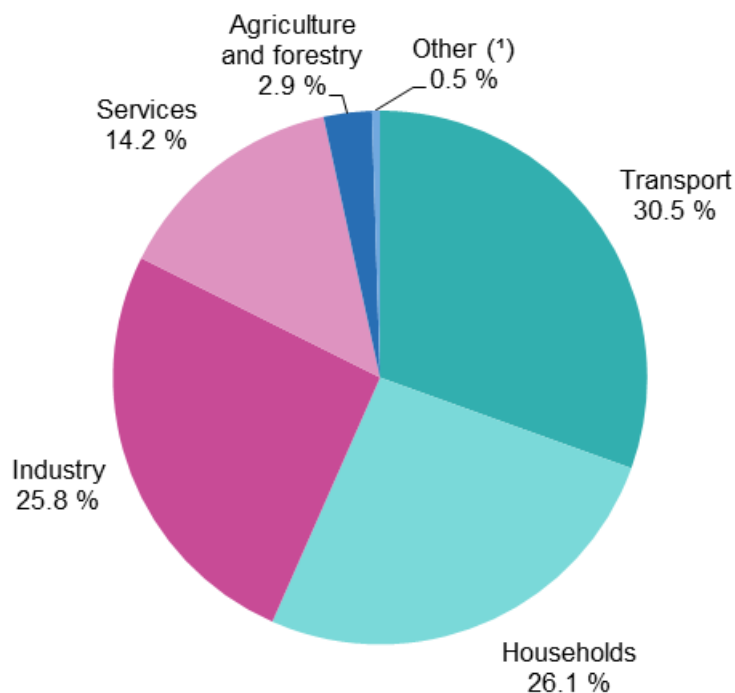
Η MATLAB είναι μία προγραμματιστική και υπολογιστική πλατφόρμα που χρησιμοποιείται από τους μηχανικούς για την ανάλυση δεδομένων, την ανάπτυξη αλγορίθμων και τη δημιουργία μοντέλων. Για να επιτευχθούν οι υπολογισμοί και οι αναλύσεις, το λογισμικό περιλαμβάνει ένα περιβάλλον της επιφάνειας εργασίας και μια γλώσσα προγραμματισμού. Η MATLAB επιτρέπει πράξεις μεταξύ μητρώων (πινάκων), τη δημιουργία συναρτήσεων, την κατασκευή διαγραμμάτων συναρτήσεων και δεδομένων και τη δόμηση αλγορίθμων.

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή-Ενεργειακή κατάσταση

1.1. Ενέργεια και πηγές

Ενέργεια είναι η ικανότητα ενός συστήματος να παράγει ωφέλιμο έργο ή κίνηση. Είναι επιθυμητό η απαιτούμενη ενέργεια να προκύπτει με το βέλτιστο δυνατό τρόπο [1.1]. Η ζήτηση για ωφέλιμη ενέργεια παρατηρείται σε όλους τους τομείς της ανθρώπινης δραστηριότητας. Συγκεκριμένα, αφορά στον πρωτογενή τομέα (γεωργία, κτηνοτροφία, αλιεία), στο δευτερογενή τομέα (βιομηχανία, βιοτεχνία) και στον τριτογενή τομέα (υπηρεσίες, μεταφορές). Επίσης, σημαντικό ποσοστό της ενεργειακής κατανάλωσης καταλαμβάνει ο οικιακός τομέας. Σε όλους τους παραπάνω τομείς, περιλαμβάνονται οι ανάγκες για ηλεκτρισμό, ωφέλιμη θερμότητα και ψύξη. Παρακάτω ακολουθεί διάγραμμα στο σχήμα 1.1 με την ενεργειακή κατανάλωση στην Ευρωπαϊκή Ένωση ανά τομέα σε τόνους ισοδύναμου πετρελαίου σύμφωνα με την Ευρωπαϊκή Στατιστική Υπηρεσία [1.2].

Final energy consumption by sector, EU-27, 2018
(% of total, based on tonnes of oil equivalent)

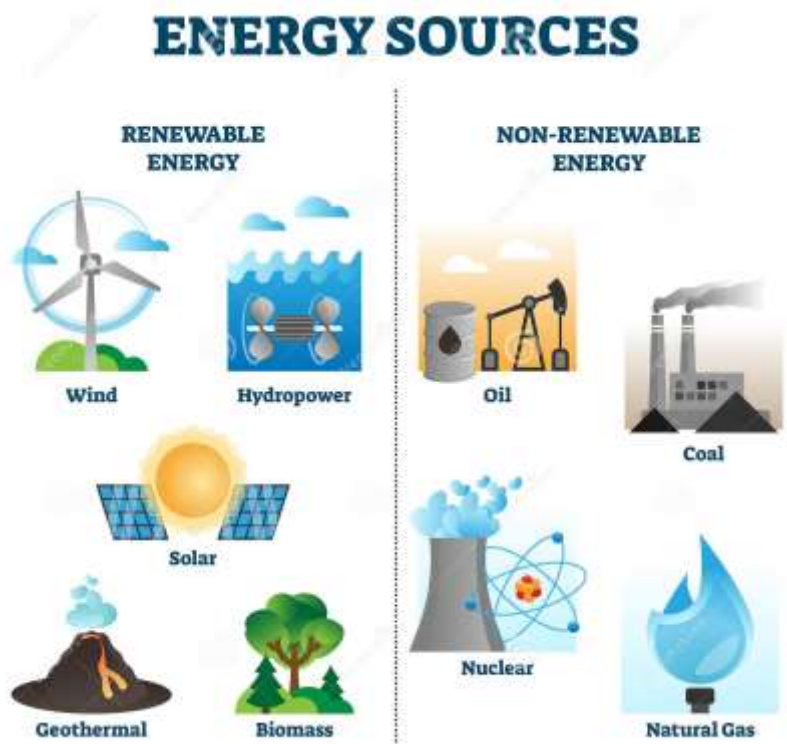


Σχήμα 1. 1: Ενεργειακή κατανάλωση ανά τομέα στην Ευρωπαϊκή Ένωση [1.2].

Οι πηγές ενέργειας χωρίζονται σε δύο κατηγορίες, τις ανανεώσιμες και τις μη ανανεώσιμες [1.1]. Μη ανανεώσιμες πηγές ενέργειας θεωρούνται οι πηγές που δεν αναπληρώνονται ή αναπληρώνονται σε μεγάλο χρονικό διάστημα στις οποίες περιλαμβάνονται ο άνθρακας, το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο. Η εκμετάλλευσή τους αποφέρει υψηλή πυκνότητα ισχύος, δεν επηρεάζεται από τα μετεωρολογικά δεδομένα και δεν απαιτεί αποθήκευση. Ωστόσο, έχουν υψηλό λειτουργικό κόστος λόγω των καυσίμων, τα οποία επιπλέον υπόκεινται στις διακυμάνσεις των τιμών

τους. Επίσης, δεν είναι φιλικές στο περιβάλλον λόγω των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου (βλ. παρακάτω) και ρύπων, όπως το μονοξείδιο του άνθρακα (CO), τα οξείδια του αζώτου (NO_x), τα οξείδια του θείου (SO_x), οι υδρογονάνθρακες (HC) και τα στερεά σωματίδια. Μία επιπλέον πηγή ενέργειας είναι η πυρηνική, η οποία παράγεται από πυρηνικές αντιδράσεις [1.3].

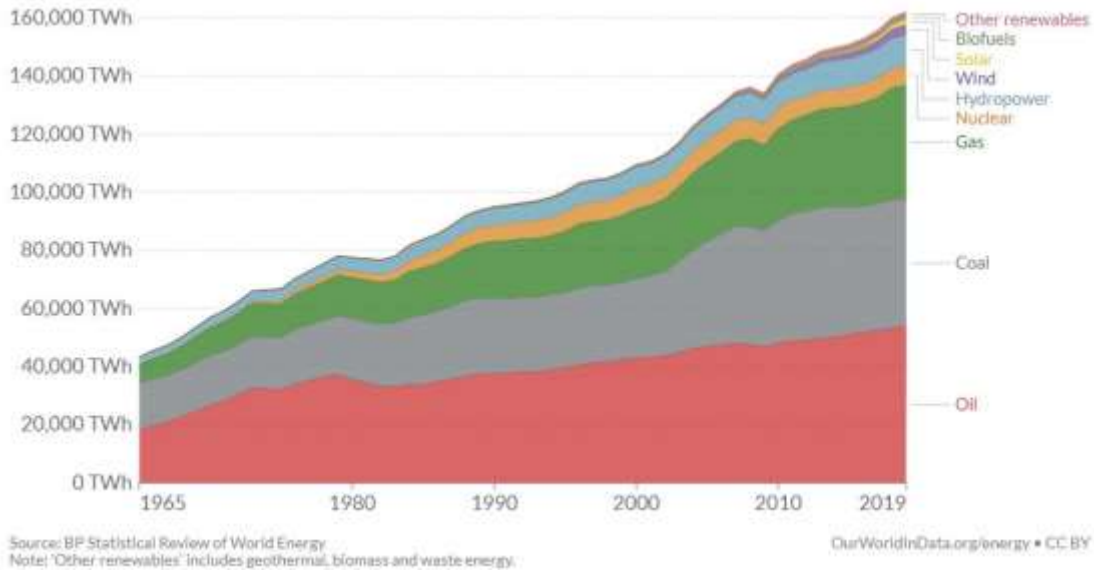
Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας είναι οι πηγές που θεωρούνται ανεξάντλητες στις οποίες περιλαμβάνονται ο ήλιος, ο άνεμος, η υδραυλική ενέργεια, η γεωθερμία, η βιομάζα, η ενέργεια των κυμάτων, των ωκεανών και η παλιρροιακή ενέργεια. Είναι φιλικές στο περιβάλλον καθώς δεν το επιβαρύνουν με εκπομπές κατά τη λειτουργία τους και έχουν χαμηλό λειτουργικό κόστος. Επιπλέον, είναι γεωγραφικά διάσπαρτες και εγχώριες πηγές, γεγονός που συμβάλλει αφενός στην αποκεντρωμένη παραγωγή και αφετέρου στην ενεργειακή ασφάλεια και ανεξαρτησία των χωρών. Όμως, έχουν χαμηλή πυκνότητα ισχύος και μεταβαλλόμενη διαθεσιμότητα και παραγωγή, η οποία εξαρτάται από τα μετεωρολογικά δεδομένα. Επομένως προκύπτει η ανάγκη αποθήκευσης ενέργειας με τη διείσδυση των ανανεώσιμων πηγών στο ενεργειακό μείγμα [1.3].



Σχήμα 1. 2: Πηγές ενέργειας [1.4].

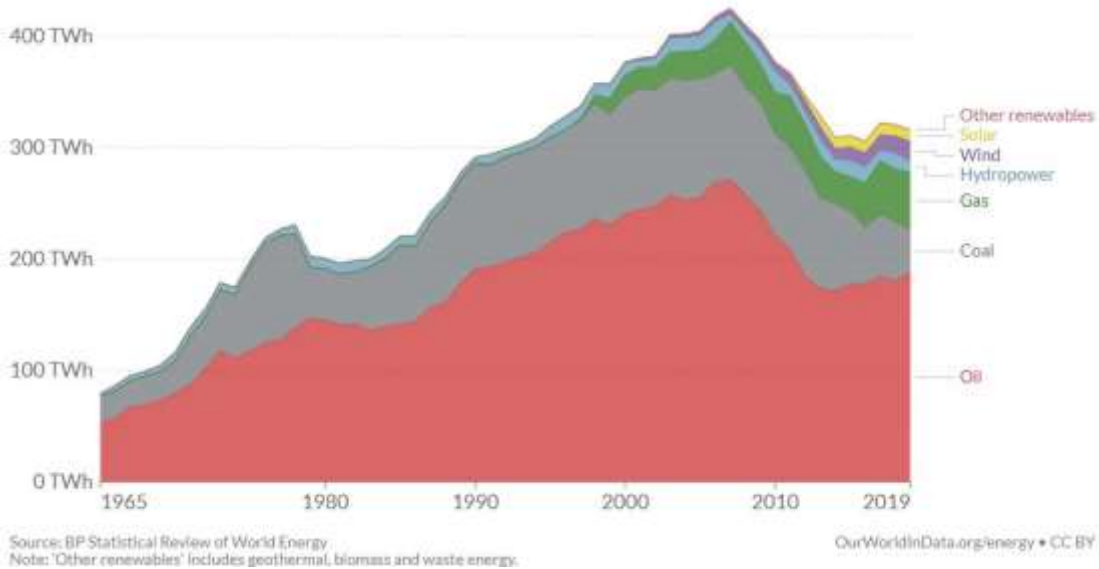
1.2. Παγκόσμια και ελληνική ενεργειακή κατάσταση

Η διαρκής αύξηση του πληθυσμού, το υψηλό βιοτικό επίπεδο και η βιομηχανική δραστηριότητα των αναπτυγμένων χωρών (ΗΠΑ, Ευρώπη, Ιαπωνία) και η συνεχής άνοδος και ανάπτυξη επιπλέον χωρών (Κίνα, Ινδία) έχουν ως αποτέλεσμα την διαρκώς αυξανόμενη ενεργειακή κατανάλωση [1.5], η οποία αποτυπώνεται στο παρακάτω διάγραμμα, που απεικονίζει την παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση από τη δεκαετία του 1950 έως το 2019.



Σχήμα 1. 3: Παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση ανά πηγή ενέργειας [1.6].

Επομένως, με βάση το διάγραμμα του σχήματος 1.3 παρατηρείται η διαρκώς αυξανόμενη χρήση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Ωστόσο, το μεγαλύτερο ποσοστό της παγκόσμιας ενεργειακής ζήτησης καλύπτεται από τις συμβατικές μη ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Στη συνέχεια, ακολουθεί το αντίστοιχο διάγραμμα στο σχήμα 1.4 για την Ελλάδα με την ενεργειακή κατανάλωση από το 1965 έως το 2019.

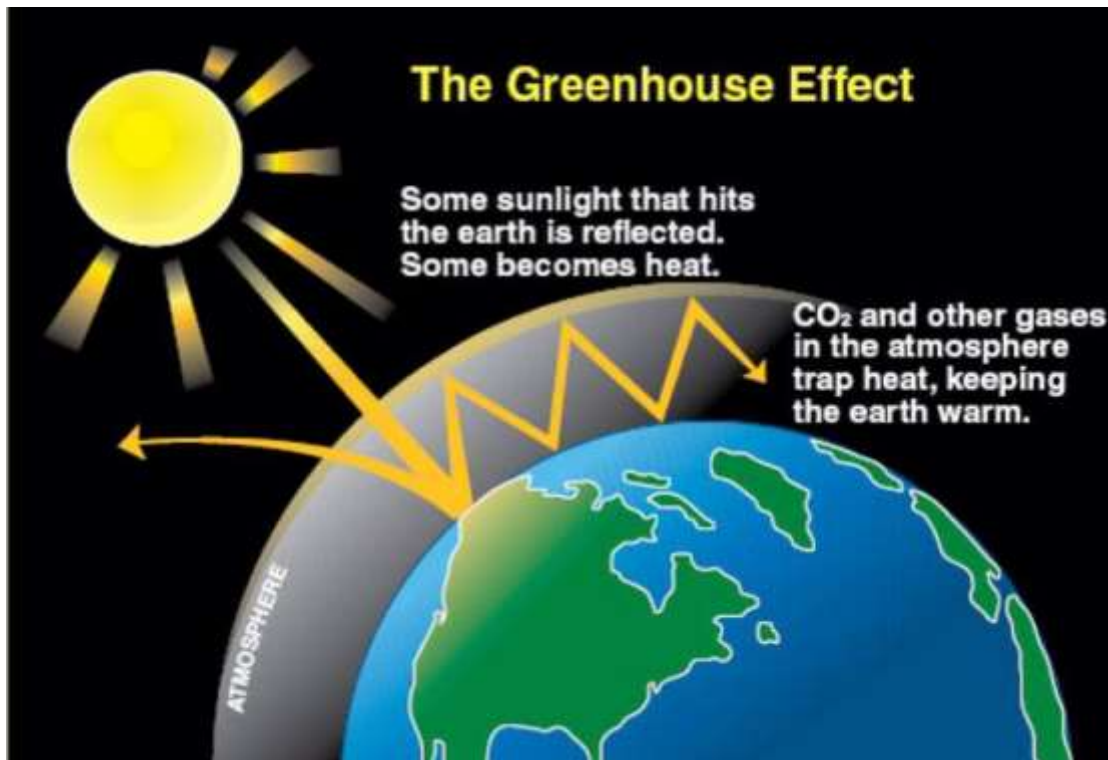


Σχήμα 1. 4: Ενεργειακή κατανάλωση στην Ελλάδα ανά πηγή ενέργειας [1.6].

Σύμφωνα με το διάγραμμα, τα τελευταία χρόνια στην Ελλάδα γίνεται αντιληπτή η συνεχής αύξηση στο μερίδιο της ηλιακής και της αιολικής ενέργειας αλλά και του φυσικού αερίου, ενώ μειώνεται η εξάρτηση της χώρας από το πετρέλαιο και τον άνθρακα, που παλαιότερα κάλυπταν σχεδόν το σύνολο των αναγκών.

1.3. Φαινόμενο θερμοκηπίου και διεθνείς πολιτικές

Το φαινόμενο του θερμοκηπίου είναι ένα φυσικό φαινόμενο το οποίο όμως εντείνεται με τις ανθρώπινες δραστηριότητες. Αέρια που υπάρχουν στην ατμόσφαιρα όπως διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) και υδρατμοί λειτουργούν ως θερμοκήπιο γύρω από τη Γη και παγιδεύουν την ηλιακή ακτινοβολία και δεν διαφεύγει στο διάστημα όταν εκείνη ανακλάται μετά την πρόσπτωσή της στην επιφάνεια της Γης. Χάρη στο φαινόμενο αυτό, η μέση θερμοκρασία στην επιφάνεια της Γης είναι περίπου ίση με 15°C . Ωστόσο λόγω των ανθρωπίνων δραστηριοτήτων, βιομηχανικών και οικιακών, εκλύονται στην ατμόσφαιρα αέρια τα οποία ονομάζονται αέρια θερμοκηπίου και εντείνουν το φαινόμενο. Στα αέρια αυτά περιλαμβάνεται το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), το μεθάνιο (CH_4), το όζον (O_3), οι χλωροφθοράνθρακες (CFC) και το υπεροξείδιο του αζώτου (N_2O). Επομένως η παγκόσμια θέρμανση που οφείλεται στο φαινόμενο του θερμοκηπίου θεωρείται ότι προκαλεί συνέπειες, όπως η αύξηση της θερμοκρασίας της επιφάνειας και της ατμόσφαιρας της Γης, αύξηση της στάθμης των ωκεανών και κλιματικές αλλαγές, όπως ακραία καιρικά φαινόμενα [1.7].



Σχήμα 1. 5: Αναπαράσταση φαινομένου θερμοκηπίου [1.8].

Τα τελευταία χρόνια έχουν θεσμοθετηθεί σε διεθνές επίπεδο πολιτικές προστασίας του πλανήτη από την κλιματική αλλαγή και την υπερθέρμανση που στοχεύουν στην εξοικονόμηση ενέργειας, στην αυξημένη ενεργειακή απόδοση και στην αντικατάσταση των ορυκτών καυσίμων με τη διεύθυνση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Συγκεκριμένα, έχει θεσπιστεί η Agenda 2030 της Γενικής Συνέλευσης του Οργανισμού Ηνωμένων Εθνών, που έχει στόχο την αυξημένη χρήση ανανεώσιμων πηγών και την ενεργειακή αποδοτικότητα [1.1]. Επίσης, έχει γίνει δεκτή από τα

κράτη-μέλη του Οργανισμού Ηνωμένων Εθνών η Συμφωνία του Παρισιού που έχει σκοπό τη μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου και τον περιορισμό της υπερθέρμανσης [1.9]. Ακόμα η Ευρωπαϊκή Ένωση έχει αποφασίσει να καταστεί κλιματικά ουδέτερη έως το 2050 [1.10]. Τέλος, εφαρμόζονται και σε εθνικό επίπεδο αντίστοιχες πολιτικές από τις χώρες, όπως το Εθνικό Σχέδιο για την Ενέργεια και το Κλίμα [1.11] και η απόφαση για απολιγνιτοποίηση της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα [1.12].

Βιβλιογραφία 1^{ου} Κεφαλαίου

- [1.1] Vivek, C.M, Ramkumar, P, Srividhya, P.K & Sivasubramanian, M 2021, 'Recent strategies and trends in implanting of renewable energy sources for sustainability – A review', *Materials Today: Proceedings*.
- [1.2] https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Energy_statistics_-_an_overview
- [1.3] <http://www.allaboutenergy.gr/Piges23.html>
- [1.4] <https://www.dreamstime.com/>
- [1.5] Κακαράς, Ε και Καρέλλας, Σ 2015, Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα, Εκδόσεις Τσότρας, Αθήνα, σελ. 17-19.
- [1.6] <https://ourworldindata.org/energy>
- [1.7] Dincer, I 2020, *Συστήματα Ψύξης και Εφαρμογές*, 3^η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Αθήνα, σελ. 108-110.
- [1.8] <https://medium.com/@tutorbin/greenhouse-effect-advantages-and-disadvantages-4d4f113ec61d>
- [1.9] <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement>
- [1.10] https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2050_en
- [1.11] <https://ypen.gov.gr/energeia/esek/>
- [1.12] <https://www.sdam.gr/node/142>

Κεφάλαιο 2: Ηλιακή ενέργεια

2.1. Βασικές αρχές και ηλιακές γωνίες

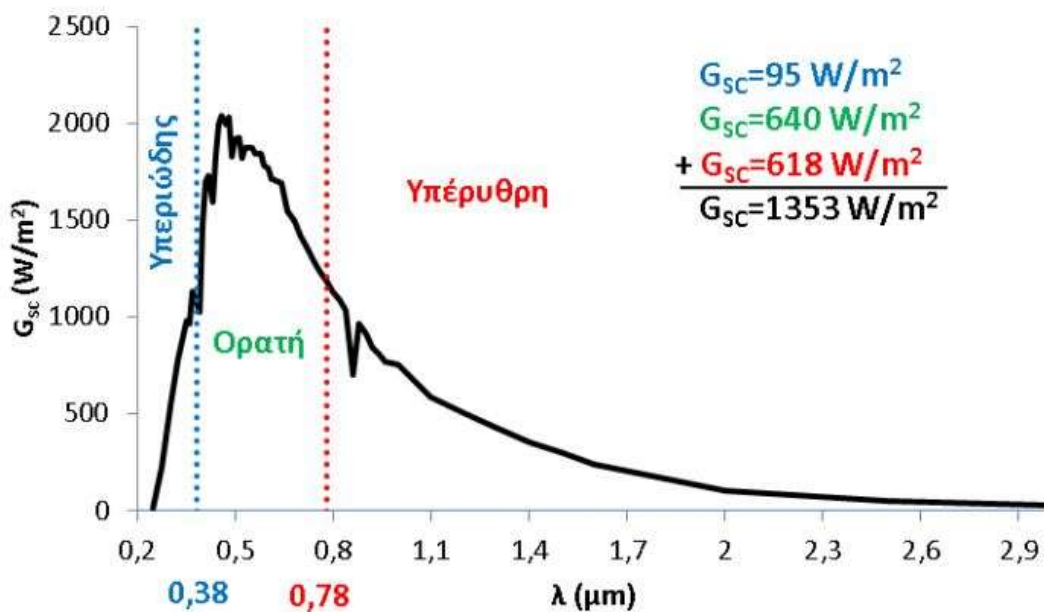
Ο Ήλιος είναι ο αστέρας του πλανητικού συστήματος στο οποίο ανήκει η Γη και η ακτινοβολία που εκπέμπει είναι η μοναδική προσδιδόμενη ενέργεια σε αυτή. Η ηλιακή ενέργεια που προσπίπτει στην επιφάνεια της Γης εκφρασμένη ανά μονάδα επιφανείας και χρόνου λέγεται ισχύς ακτινοβολίας με μονάδες $[W/m^2]$. Επειδή η τροχιά της Γης είναι ελλειπτική, η απόσταση μεταξύ Ήλιου και Γης μεταβάλλεται με αποτέλεσμα να μεταβάλλεται η μέση ισχύς ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας κατά $\pm 3.4\%$. Η μέση ισχύς ηλιακής ακτινοβολίας που προσπίπτει σε μία επιφάνεια κάθετη στις ακτίνες του Ήλιου εκτός ατμόσφαιρας επί της μέσης απόστασης Ήλιου-Γης λέγεται ηλιακή σταθερά G_{sc} που ισούται με $1353 W/m^2$. Η ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας σε ένα επίπεδο κάθετο στις ακτίνες υπολογίζεται από την επόμενη σχέση [2.1]:

$$G_{on} = G_{sc} \cdot \left[1 + 0.034 \cdot \cos \left(\frac{360^\circ n}{365.25} \right) \right] \quad (2.1)$$

Όπου:

- $G_{sc} = 1353 \frac{W}{m^2}$
- n ο αύξων αριθμός της ημέρας του έτους με $n=1 \div 365$.

Η ηλιακή ακτινοβολία κατανέμεται σε ένα μεγάλο εύρος μηκών κύματος λ και η ισχύς που προσπίπτει ανά μονάδα επιφανείας εντός μίας ορισμένης φασματικής ζώνης ονομάζεται φασματική ισχύς σε μονάδες $[W/(m^2 \cdot nm)]$ [2.1]. Η φασματική κατανομή της ηλιακής ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας που περιλαμβάνει και τις 3 περιοχές μηκών κύματος, υπεριώδης, ορατή και υπέρυθρη, απεικονίζεται στο ακόλουθο σχήμα 2.1 [2.2].



Σχήμα 2. 1: Φασματική κατανομή ηλιακής ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας [2.2].

Η φασματική ισχύς μπορεί να προσεγγιστεί από το φάσμα ενός μέλανος σώματος θερμοκρασίας 5770 K [2.3]. Ο άξονας περιστροφής της Γης σχηματίζει γωνία 23.45° με το επίπεδο της ελλειπτικής τροχιάς. Η γωνία μεταξύ της ευθείας που διέρχεται από τα κέντρα των δύο σωμάτων και του επιπέδου που διέρχεται από τον ισημερινό λέγεται ηλιακή απόκλιση και λαμβάνει τιμές από -23.45° έως 23.45°. Η ηλιακή απόκλιση δ σε μοίρες υπολογίζεται ως εξής [2.1]:

$$\delta = 23.45^\circ \cdot \sin\left(\frac{360^\circ \cdot (284+n)}{365}\right) \quad (2.2)$$

Όπου n ο αύξων αριθμός της ημέρας του έτους με $n=1 \div 365$.

Ηλιακός χρόνος είναι ο χρόνος που ορίζεται με βάση τη φαινόμενη κίνηση του Ηλίου στον ουρανό. Ηλιακό μεσημέρι θεωρείται η χρονική στιγμή που ο Ήλιος τέμνει τον μεσημβρινό του παρατηρητή. Ο ηλιακός χρόνος σε min διαφέρει από το συμβατικό χρόνο ως εξής [2.4]:

$$[\text{ηλιακός χρόνος}] = [\text{συμβατικός χρόνος}] + ET \pm 4 \cdot (l_{st} - l_{local}) \quad (2.3)$$

Όπου:

- ET η εξίσωση χρόνου που ορίζεται ως εξής σε min [2.4]:

$$ET = 9.87 \cdot \sin(2B) - 7.53 \cdot \cos(B) - 1.5 \cdot \sin(B) \quad (2.4)$$

- B σε μοίρες [2.4]: $B = \frac{360 \cdot (n-81)}{364}$ (2.5)

- l_{st} ο μεσημβρινός της τοπικής συμβατικής ώρας
- l_{local} το γεωγραφικό μήκος
- + για τα δυτικά γεωγραφικά πλάτη (π.χ. Αμερική)
- - για τα ανατολικά γεωγραφικά πλάτη (π.χ. Αθήνα)

Ωριαία γωνία ω ορίζεται ως η γωνιακή μετατόπιση του Ηλίου ανατολικά ή δυτικά του τοπικού μεσημβρινού λόγω της περιστροφής της Γης περί τον άξονά της. Λαμβάνει αρνητικές τιμές πριν το ηλιακό μεσημέρι και θετικές μετά το ηλιακό μεσημέρι [2.4]. Υπολογίζεται από την εξής σχέση:

$$\omega = \frac{[\text{min από το ηλιακό μεσημέρι}]}{4 \frac{\text{min}}{\text{deg}}} \quad (2.6)$$

Ως γωνία ηλιακού ύψους α ορίζεται η γωνία μεταξύ μίας ακτίνας Ηλίου και του οριζοντίου επιπέδου και υπολογίζεται ως εξής [2.1]:

$$\sin(\alpha) = \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \quad (2.7)$$

Όπου φ το γεωγραφικό πλάτος.

Η συμπληρωματική της γωνία ονομάζεται γωνία ζενίθ θ_z . Ως αζιμούθιο Ηλίου γ_s ορίζεται η γωνία μεταξύ της προβολής της ευθείας όρασης του Ηλίου στο οριζόντιο επίπεδο και της νότιας κατεύθυνσης [2.4] και υπολογίζεται ως εξής [2.1]:

$$\sin(\gamma_s) = \cos(\delta) \cdot \frac{\sin(\omega)}{\cos(\alpha)} \quad (2.8)$$

Στην παραπάνω εξίσωση προκύπτει πρόβλημα όταν η απόλυτη τιμή της γωνίας αζιμουθίου είναι μεγαλύτερη από 90° , καθώς με τη συνάρτηση τόξου ημιτόνου «arcsin» δεν προκύπτουν τιμές μεγαλύτερες από 90° μέσω ενός λογισμικού. Επομένως, ορίζονται οι ακόλουθες ηλιακές ώρες κατά τις οποίες ο Ήλιος είναι ακριβώς στην Ανατολή και στη Δύση σε λεπτά ως εξής [2.1]:

$$t_{E(-),W(+)} = 12 \cdot 60 \mp \left(\arccos \left(\frac{\tan(\delta)}{\tan(\varphi)} \right) \right) \cdot \left(4 \frac{\text{min}}{\text{deg}} \right) \quad (2.9)$$

Για ηλιακές ώρες πριν ο Ήλιος βρεθεί ακριβώς στην Ανατολή και μετά από τη στιγμή που βρεθεί ακριβώς στην Δύση, τότε η γωνία ηλιακού αζιμουθίου τροποποιείται ως εξής [2.1]:

$$\gamma_s = \pm(180^\circ - |\gamma_s|) \quad (2.10)$$

Για την ηλιακή ώρα Ανατολής (SR) και Δύσης (SS) του Ηλίου σε λεπτά χρησιμοποιείται η ακόλουθη σχέση [2.1]:

$$t_{SR(-),SS(+)} = 12 \cdot 60 \mp (\arccos(-\tan(\delta) \cdot \tan(\varphi))) \cdot \left(4 \frac{\text{min}}{\text{deg}} \right) \quad (2.11)$$

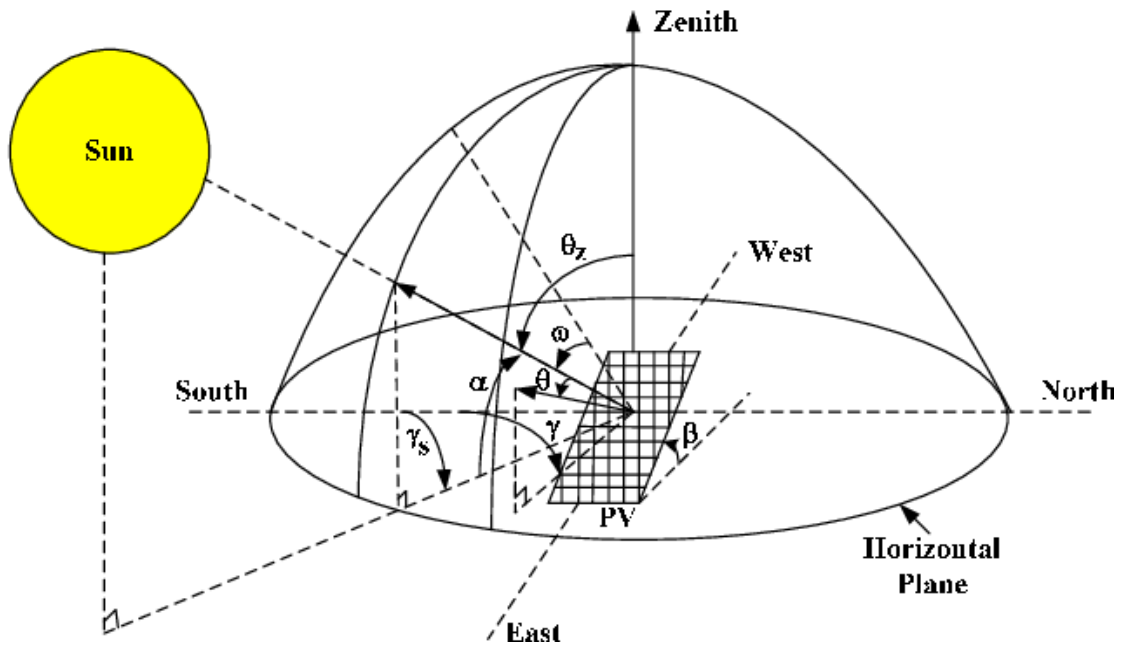
Για ηλιακές ώρες πριν την Ανατολή και μετά τη Δύση θεωρείται μηδενική ηλιακή ακτινοβολία. Επίσης, ως αέριος μάζα m ορίζεται ως ο λόγος της οπτικής διαδρομής της άμεσης ακτινοβολίας μέσα στην ατμόσφαιρα προς την οπτική διαδρομή αν ο ήλιος βρισκόταν στο ζενίθ [2.2]. Υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση η οποία θεωρείται ακριβέστερη από άλλες απλούστερες [2.1]:

$$m = \frac{1}{\sin(a) + 0.50572 \cdot (6.07995 + a)^{-1.6364}} \quad (2.12)$$

Επιπλέον ορίζονται και οι παρακάτω γωνίες [2.4]:

- Το αζιμούθιο επιφανείας γ , που είναι η γωνία που σχηματίζεται από την προβολή της καθέτου σε μία επιφάνεια πάνω στο οριζόντιο επίπεδο και τη νότια κατεύθυνση.
- Η κλίση επιπέδου β , που είναι η γωνία που σχηματίζει μία επίπεδη επιφάνεια με το οριζόντιο επίπεδο.
- Η γωνία πρόσπτωσης θ , που είναι η γωνία που σχηματίζει η προσπίπτουσα ακτίνα άμεσης ακτινοβολίας πάνω σε μια επιφάνεια με την κάθετη στην επιφάνεια.

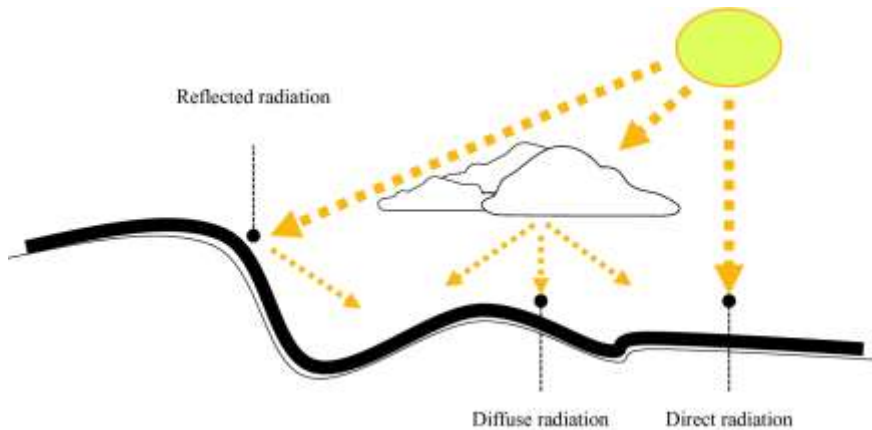
Παρακάτω, ακολουθεί σχήμα όπου απεικονίζονται όλες οι προαναφερθείσες γωνίες.



Σχήμα 2. 2: Σχηματική αναπαράσταση των γωνιών [2.5].

Η ολική ηλιακή ακτινοβολία που φτάνει στη Γη χωρίζεται σε 2 μέρη [2.4]:

- Άμεση ακτινοβολία: Είναι η ακτινοβολία που φτάνει στη Γη κατευθείαν από τον Ήλιο, χωρίς διασκορπισμό στην ατμόσφαιρα.
- Διάχυτη ακτινοβολία: Είναι η ακτινοβολία που φτάνει στη Γη έπειτα από διασκορπισμό και αλλαγή κατεύθυνσης μέσα στην ατμόσφαιρα. Επίσης, προκύπτει διάχυτη ακτινοβολία προερχόμενη από ανάκλαση στο έδαφος.



Σχήμα 2. 3: Άμεση και διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία [2.6].

2.2. Μοντέλο ηλιακής ακτινοβολίας

Για τον προσδιορισμό της ισχύος ακτινοβολίας σε οποιαδήποτε τοποθεσία θα χρησιμοποιηθεί το μοντέλο που αναπτύχθηκε από την ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers) το οποίο ονομάζεται ASHRAE Clear Sky Model. Με αυτό γίνεται εκτίμηση της ηλιακής ακτινοβολίας μίας μέρας χωρίς συννεφιά. Σύμφωνα με το μοντέλο της ASHRAE η άμεση ακτινοβολία σε W/m^2

σε επιφάνεια κάθετη προς τις ακτίνες του Ήλιου $G_{b,N}$ και η διάχυτη ακτινοβολία σε W/m^2 οριζοντίου επιπέδου $G_{d,h}$ ορίζονται αντίστοιχα ως εξής [2.1]:

$$G_{b,N} = G_{on} \cdot e^{-\tau_b \cdot m^b} \quad (2.13)$$

$$G_{d,h} = G_{on} \cdot e^{-\tau_d \cdot m^d} \quad (2.14)$$

Όπου:

- τ_b το οπτικό πάχος άμεσης ακτινοβολίας
- τ_d το οπτικό πάχος διάχυτης ακτινοβολίας
- b ο εκθέτης αερίου μάζας για άμεση ακτινοβολία που υπολογίζεται από τη σχέση [2.1]:

$$b = 1.219 - 0.043 \cdot \tau_b - 0.151 \cdot \tau_d - 0.204 \cdot \tau_b \cdot \tau_d \quad (2.15)$$

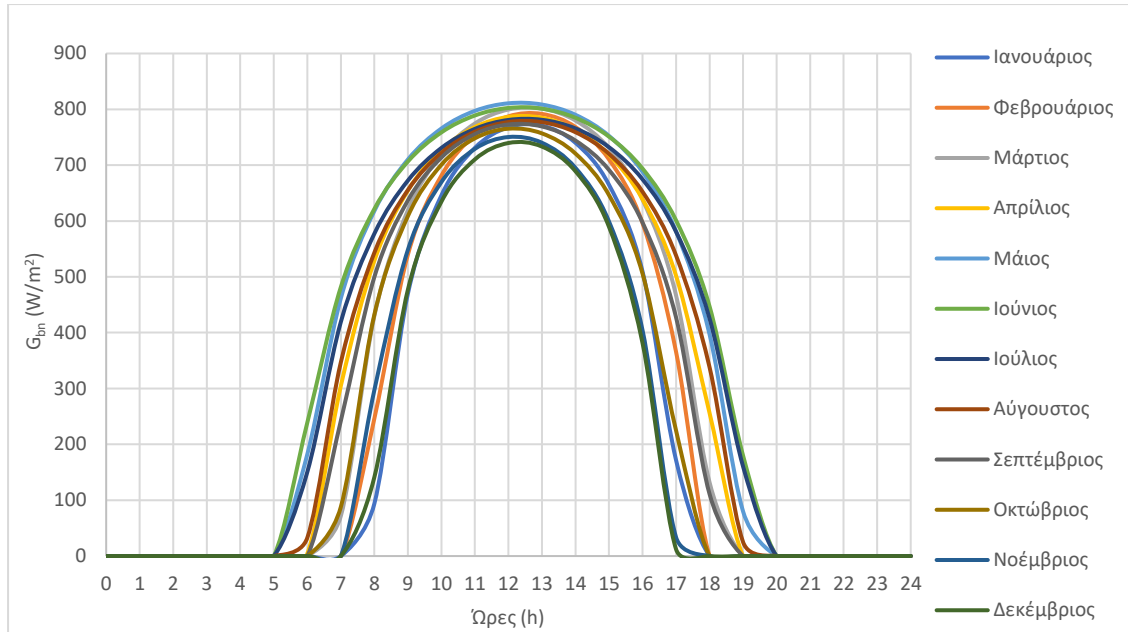
- d ο εκθέτης αερίου μάζας για διάχυτη ακτινοβολία [2.1]:

$$d = 0.202 + 0.852 \cdot \tau_b - 0.007 \cdot \tau_d - 0.357 \cdot \tau_b \cdot \tau_d \quad (2.16)$$

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, λαμβάνονται δεδομένα για την περιοχή της Αθήνας ($\phi=37.9^\circ$ [2.1], $l_{local}=23.73^\circ$ [2.1] και $l_{st}=30^\circ$ [2.4]) παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα και στο παρακάτω σχήμα.

Πίνακας 2. 1: Δεδομένα για την Αθήνα από το μοντέλο της ASHRAE [2.1].

Μήνας	τ_b	τ_d
Ιανουάριος	0.370	2.155
Φεβρουάριος	0.399	2.038
Μάρτιος	0.435	1.938
Απρίλιος	0.484	1.818
Μάιος	0.468	1.933
Ιούνιος	0.477	1.945
Ιούλιος	0.498	1.885
Αύγουστος	0.493	1.900
Σεπτέμβριος	0.473	1.926
Οκτώβριος	0.436	2.005
Νοέμβριος	0.398	2.089
Δεκέμβριος	0.378	2.132



Σχήμα 2. 4: Άμεση ηλιακή ακτινοβολία καθέτου επιπέδου για όλη τη διάρκεια του έτους στην Αθήνα σύμφωνα με το μοντέλο της ASHRAE [2.1].

2.3. Μετεωρολογικά δεδομένα

Για τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος θεωρείται συνημιτονοειδής κατανομή με τη μέγιστη τιμή της να εμφανίζεται στις 14:00, σύμφωνα με την εξής σχέση [2.7]:

$$T(t) = T_{mean} + \frac{DR}{2} \cdot \cos\left(2\pi \cdot \left(\frac{t-t_{max} \cdot 60}{24 \cdot 60}\right)\right) \quad (2.17)$$

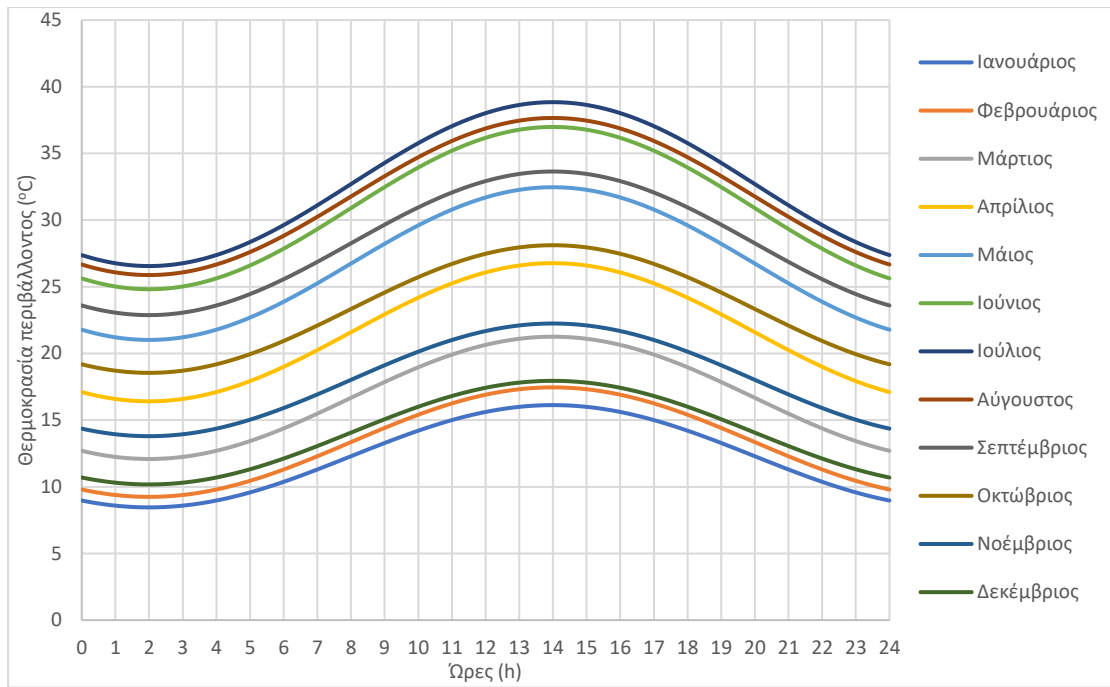
Όπου:

- t σε λεπτά με συμβατική ώρα
- T_{mean} η μέση θερμοκρασία της ημέρας
- DR η ημερήσια διακύμανση
- $t_{max} = 14$ η συμβατική ώρα που εμφανίζεται η μέγιστη τιμή

Για την περιοχή της Αθήνας, θεωρούνται τιμές μέσης θερμοκρασίας και ημερήσιας διακύμανσης, οι οποίες παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα [2.7].

Πίνακας 2. 2: Μετεωρολογικά δεδομένα για την Αθήνα [2.7].

Μήνας	T_{mean} (°C)	DR (°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



Σχήμα 2. 5: Θερμοκρασία περιβάλλοντος στην Αθήνα καθ' όλη της διάρκειας του έτους [2.7].

2.4. Ηλιακοί συλλέκτες

Η αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας μπορεί να επιτευχθεί με 2 τρόπους, με κριτήριο τα συστήματα που χρησιμοποιούνται, είτε παθητικά είτε ενεργητικά. Η παθητική αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας επιτυγχάνεται μέσω κατάλληλων επιλογών, όπως για παράδειγμα η επιλογή κατάλληλου προσανατολισμού και υλικών σε κτήρια. Ενεργητικά, η δέσμευση της γίνεται μέσω κατάλληλου μηχανολογικού εξοπλισμού, όπως τα φωτοβολταϊκά συστήματα (PV) και οι ηλιακοί θερμικοί συλλέκτες (solar thermal collectors). Τα φωτοβολταϊκά συστήματα χρησιμοποιούνται για την άμεση παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και τα ηλιακά θερμικά συστήματα για την παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας [2.8]. Συγκεκριμένα ο ηλιακός συλλέκτης είναι ένας ειδικός εναλλάκτης θερμότητας, στον οποίο διαδραματίζει πολύ σημαντικό ρόλο η μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία, ενώ σε άλλους εναλλάκτες δεν είναι σημαντική. Η θερμότητα μεταφέρεται υπό τη μορφή ακτινοβολίας από μία μακρινή πηγή, τον Ήλιο και μεταβιβάζεται σε ένα μέσο μεταφοράς θερμότητας, σε ένα ρευστό [2.4] όπως νερό, αέρας, θερμικό έλαιο, τηγμένο άλας και νανορευστά [2.9]. Η ωφέλιμη θερμότητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση χώρων, για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, για μαγειρική, για επεξεργασία νερού (αφαλάτωση) και για παραγωγή ψύξης (με απορρόφηση ή προσρόφηση). Επιπλέον, η θερμότητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε βιομηχανικές διεργασίες όπως η ξήρανση ή για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με την εισαγωγή της σε έναν θερμοδυναμικό κύκλο, όπως τον κύκλο νερού-ατμού Clausius-Rankine, τον οργανικό κύκλο Rankine και τη μηχανή Stirling [2.8].

2.4.1. Μη συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες

Οι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες αξιοποιούν την ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει στην επιφάνεια απορρόφησης του συλλέκτη εκμεταλλευόμενοι τόσο την άμεση όσο και τη διάχυτη ακτινοβολία [2.4]. Χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές σχετικά χαμηλών θερμοκρασιών, δηλαδή μέχρι 200°C [2.10], δεν απαιτούν κινηματικό μηχανισμό για την παρακολούθηση του Ηλίου και έχουν μικρές ανάγκες συντήρησης [2.4]. Σε αυτούς του συλλέκτες περιλαμβάνονται οι εξής [2.11]:

- Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (FPC: Flat Plat Collectors)
- Συλλέκτες με σωλήνες κενού (ETC: Evacuated Tube Collectors)

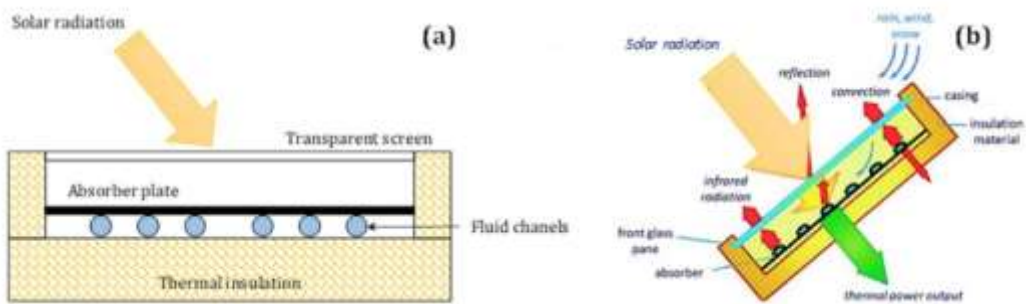
2.4.1.1. Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (FPC)

Ένας επίπεδος συλλέκτης αποτελείται από τον απορροφητήρα, ένα ή περισσότερα καλύμματα, τις σωληνώσεις, τη μόνωση και το κέλυφος. Ειδικότερα, ο απορροφητήρας είναι μία θερμικά αγωγίμη επιφάνεια που ως σκοπό έχει να δεσμεύσει όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ποσότητα ηλιακής ακτινοβολίας, να επανεκπέμψει όσο το δυνατόν λιγότερη και να διασφαλίσει τη μεταφορά της θερμότητας στο εργαζόμενο ρευστό. Συνήθως, η απορροφητική πλάκα κατασκευάζεται από χαλκό, λόγω της υψηλής θερμικής του αγωγιμότητας και των αντιδιαβρωτικών του ιδιοτήτων. Η επιφάνεια αυτή βάφεται με μαύρη μπογιά ή επιστρώνεται με μία επιλεκτική επίστρωση, η οποία συνδυάζει υψηλή απορροφητικότητα με χαμηλή εκπεμπιμότητα. Επιπλέον, το κάλυμμα χρησιμοποιείται για δύο λόγους. Πρώτον, από την ακτινοβολία που εκπέμπει ο απορροφητήρας επιτρέπει τη διαφυγή της ακτινοβολίας μικρού μήκους κύματος και αποτρέπει την ακτινοβολία μεγάλου μήκους κύματος και, δεύτερον, συμβάλλει στη μείωση των απωλειών θερμότητας από τον απορροφητήρα στο περιβάλλον. Το κάλυμμα συνήθως κατασκευάζεται από γυαλί. Επίσης χρησιμοποιούνται και διαφανή πλαστικά τα οποία παρουσιάζουν μηχανική αντοχή αλλά υποβαθμίζονται με το χρόνο και μπορούν να τα διαπεράσουν οι ακτινοβολίες μεγάλου μήκους κύματος. Με τη χρήση περισσότερων καλυμμάτων μειώνονται περαιτέρω οι απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον. Επιπρόσθετα, η μόνωση τοποθετείται στο πλαϊνό και στο πίσω μέρος του συλλέκτη [2.1].

Οι συλλέκτες αυτοί χρησιμοποιούνται κυρίως για θέρμανση χώρων ή παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, αλλά δυνητικά μπορούν να χρησιμοποιηθούν για κλιματισμό ή στη βιομηχανία [2.4]. Οι επίπεδοι συλλέκτες χωρίζονται σε συλλέκτες υγρού, όπου χρησιμοποιείται νερό ή νερό με αντιπηκτικό, και σε συλλέκτες αέρα όπου το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας. Η χρήση αέρα είναι ευνοϊκή για τη θέρμανση χώρων λόγω της άμεσης θέρμανσης αέρα και για ξήρανση. Ωστόσο, απαιτούνται μεγαλύτερες επιφάνειες συναλλαγής και παροχές διότι ο αέρας παρουσιάζει μικρότερη θερμοχωρητικότητα και συντελεστή συναγωγής σε σχέση με το νερό [2.1]. Τέλος, οι συλλέκτες αυτοί είναι κατάλληλοι για θερμοκρασίες έως 100°C μεγαλύτερες από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος και έχουν σταθερή θέση και κλίση, η οποία καθορίζεται με βάση το γεωγραφικό πλάτος της περιοχής όπου εγκαθίστανται [2.4].



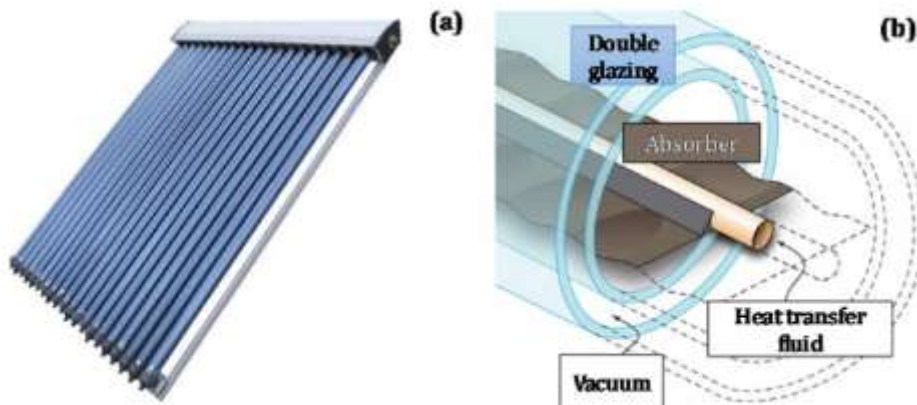
Σχήμα 2. 6: Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης [2.12].



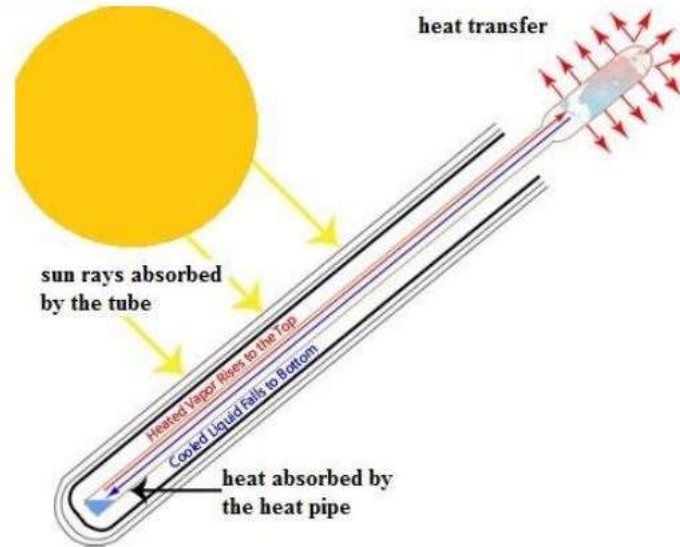
Σχήμα 2. 7: Σχηματική αναπαράσταση επίπεδου συλλέκτη σε τομή (a) και των φαινομένων μετάδοσης θερμότητας (b) [2.9].

2.4.1.2. Συλλέκτες με σωλήνες κενού (ETC)

Οι συλλέκτες με σωλήνες κενού επινοήθηκαν καθώς οι επίπεδοι συλλέκτες είχαν χαμηλή αποδοτικότητα σε συννεφιασμένες μέρες και σε χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος λόγω των συμπυκνωμάτων πάνω στην επιφάνεια της πλάκας. Αυτοί οι ηλιακοί συλλέκτες αποτελούνται από ένα σωλήνα ο οποίος βρίσκεται μέσα σε ένα άλλο σωλήνα σφραγισμένο υπό κενό. Το κενό ελαττώνει τις απώλειες συναγωγής και αγωγής, με αποτέλεσμα οι συλλέκτες να μπορούν να λειτουργούν σε υψηλότερες θερμοκρασίες από τους επίπεδους [2.11], έως και 200°C [2.10].



Σχήμα 2. 8: Συλλέκτης με σωλήνες κενού (a) και σε τομή (b) [2.9].



Σχήμα 2. 9: Λειτουργία συλλέκτη με σωλήνες κενού [2.11].

Στο σχήμα 2.9 απεικονίζεται ένας από τους τύπους συλλεκτών κενού. Συγκεκριμένα, ο κάθε σωλήνας, που κατασκευάζεται συνήθως από χαλκό, συνδέεται με ένα μαύρο φύλλο χαλκού που καλύπτει το σωλήνα και λειτουργεί ως απορροφητική πλάκα. Επίσης, ο σωλήνας περιέχει μια μικρή ποσότητα υγρού όπως μεθανόλη που υφίσταται εναλλάξ εξάτμιση και συμπύκνωση. Σε κάθε κύκλο, το υγρό εξατμίζεται μέσω της ηλιακής ενέργειας, ο ατμός ανυψώνεται και στη συνέχεια συμπυκνώνεται απελευθερώνοντας τη λανθάνουσα θερμότητα. Το συμπύκνωμα επιστρέφει στον ηλιακό συλλέκτη και η διαδικασία επαναλαμβάνεται. Η θερμότητα που έχει συλλεχθεί παραλαμβάνεται από νερό ή γλυκόλη που ρέει στην πολλαπλή. Έπειτα, το θερμαινόμενο υγρό διαρρέει σε έναν άλλο εναλλάκτη θερμότητας και μεταφέρει τη θερμότητα του σε μια κατανάλωση ή σε νερό που είναι αποθηκευμένο σε δεξαμενή αποθήκευσης [2.11]. Επιπλέον, υπάρχουν και διατάξεις συλλεκτών κενού που χρησιμοποιούν νερό [2.9]. Τέλος, οι συλλέκτες αυτοί μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε οικιακό επίπεδο για τη παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, για κλιματισμό, για θέρμανση πισίνων καθώς επίσης και σε βιομηχανικό επίπεδο για παραγωγή ατμού και ξήρανση [2.10].

2.4.2. Συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες

Οι συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες αποδίδουν τη θερμότητα που παράγουν σε υψηλότερες θερμοκρασίες σε σχέση με τις προαναφερθείσες διατάξεις που είναι μη συγκεντρωτικές. Οι υψηλότερες θερμοκρασίες επιτυγχάνονται καθώς η ηλιακή ακτινοβολία απορροφάται από μία μικρότερη επιφάνεια δέκτη, γεγονός που οδηγεί σε μειωμένες θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον. Κατά κύριο λόγο αξιοποιούν την άμεση ακτινοβολία και σπανιότερα μέρος της διάχυτης ακτινοβολίας. Επίσης, στις περισσότερες περιπτώσεις επιβάλλεται παρακολούθηση και κίνηση του συλλέκτη με βάση την τροχιά του Ηλίου. Χαρακτηριστικό μέγεθος στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες είναι ο γεωμετρικός λόγος συγκέντρωσης C ο οποίος ορίζεται από την εξής σχέση [2.4]:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.18)$$

Όπου:

- A_a η συλλεκτική επιφάνεια ή συγκεντρωτής ή επιφάνεια ανοίγματος όπου εισέρχεται και συγκεντρώνεται η ηλιακή ακτινοβολία
- A_r η επιφάνεια του δέκτη ή απορροφητή όπου απορροφάται η ηλιακή ακτινοβολία

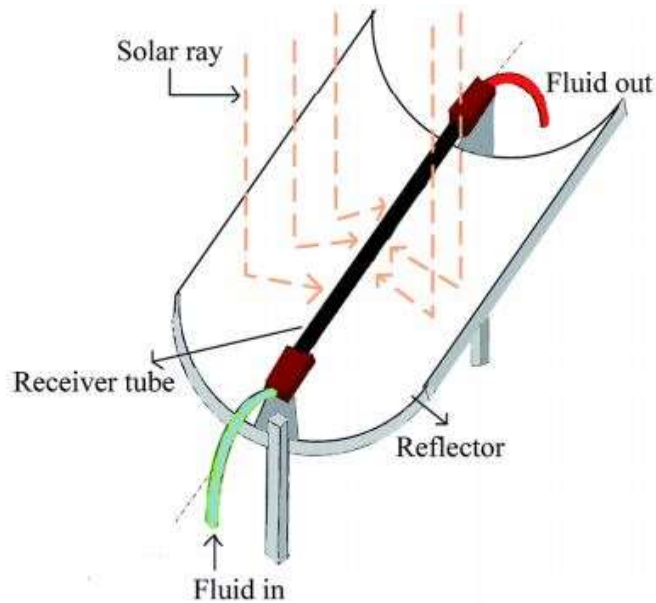
Ένας συγκεντρωτικός συλλέκτης αποτελείται από το συγκεντρωτή και το δέκτη, εντός του οποίου ρέει το εργαζόμενο μέσο και περιλαμβάνει επίσης τα καλύμματα και τη μόνωση. Επιπλέον, ο δέκτης μπορεί να κατασκευαστεί με διάφορες παραλλαγές, όπως κυρτός, κοίλος, επίπεδος, με ή χωρίς κάλυμμα. Από την άλλη πλευρά, οι συγκεντρωτές μπορούν να διαχωριστούν με βάση διάφορα κριτήρια. Συγκεκριμένα, οπτικά μπορούν να διαχωριστούν σε ανακλαστικούς (κάτοπτρα) ή διαθλαστικούς (φακοί). Επίσης μπορούν να διαχωριστούν με βάση το σχήμα τους, δηλαδή αν είναι επιμήκεις, με αποτέλεσμα να εστιάζουν σε μία ευθεία, ή κυκλικό, όπου κατασκευάζεται μία επιφάνεια εκ περιστροφής (σφαίρα ή παραβολοειδές) και η εστίαση γίνεται σε ένα σημείο. Ακόμη, μπορούν να διαχωριστούν βάσει του αν είναι συνεχείς ή να αποτελούνται από τμήματα, καθώς επίσης και βάσει του αν σχηματίζουν είδωλο ή όχι. Οι συγκεντρωτές που δημιουργούν είδωλο πάνω στο δέκτη επιτυγχάνουν μεγαλύτερους λόγους συγκέντρωσης [2.4].

Οι συλλέκτες αυτοί χρησιμοποιούνται κυρίως για παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση και παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Στην κατηγορία αυτή περιλαμβάνονται οι εξής συλλέκτες [2.1]:

- Παραβολικοί συλλέκτες (PTC: Parabolic Trough Collectors)
- Σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (CPC: Compound Parabolic Collectors)
- Συλλέκτες με παραβολοειδές κάτοπτρο ή πιάτο (Dish Collectors)
- Συλλέκτες με ανακλαστές Fresnel (LFR: Linear Fresnel Reflectors)
- Συλλέκτες κεντρικού δέκτη ή Ηλιακός πύργος ισχύος (Solar Tower)

2.4.2.1. Παραβολικοί συλλέκτες (PTC)

Οι επιμήκεις παραβολικοί συλλέκτες ή απλούστερα παραβολικοί συλλέκτες αποτελούνται από κάτοπτρο παραβολικής μορφής και ένα μεταλλικό σωλήνα που είναι συνήθως βαμμένος μαύρος ο οποίος λειτουργεί ως επιφάνεια απορρόφησης και περιβάλλεται από γυάλινο κάλυμμα με σκοπό τη μείωση των απωλειών θερμότητας [2.11]. Αυτός ο σωλήνας εκτείνεται κατά μήκος της εστιακής γραμμής του κατόπτρου. Ο συγκεντρωτής είναι κατασκευασμένος από γυαλισμένα μεταλλικά φύλλα λυγισμένα σε σχήμα παραβολής ή αποτελείται από κοίλα κάτοπτρα [2.9]. Όταν η παραβολική συλλεκτική επιφάνεια είναι στραμμένη προς τον ήλιο, οι παράλληλες ακτίνες που προσπίπτουν στον ανακλαστήρα, ανακλώνται και καταλήγουν πάνω στο δέκτη. Παρακάτω ακολουθεί επεξηγηματικό σχήμα [2.11].



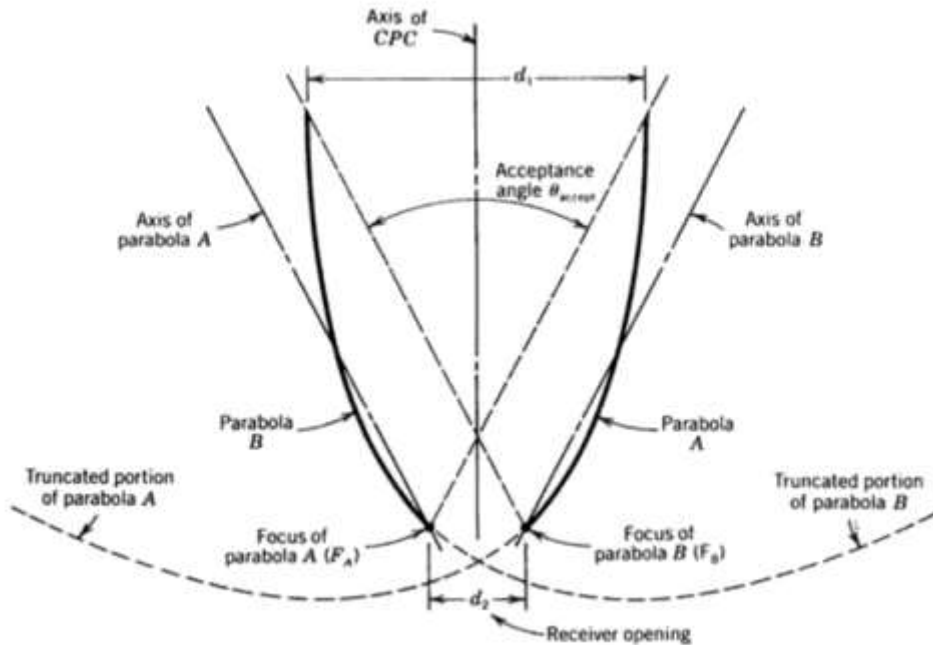
Σχήμα 2. 10: Παραβολικός συλλέκτης [2.11].

Οι παραβολικοί συλλέκτες αξιοποιούν μόνο την άμεση ακτινοβολία [2.4]. Επιπλέον, απαιτείται η παρακολούθηση του Ηλίου κατά ένα μόνο άξονα. Ο συλλέκτης μπορεί να προσανατολιστεί σε κατεύθυνση Ανατολής-Δύσης, παρακολουθώντας τον Ήλιο από Βορρά προς Νότο, ή να προσανατολιστεί σε κατεύθυνση Βορρά-Νότου παρακολουθώντας τον Ήλιο από Ανατολή προς Δύση. Οι συλλέκτες που τοποθετούνται κατά τον άξονα Νότου-Βορρά συλλέγουν περισσότερη ενέργεια κατά τη διάρκεια του έτους, εντούτοις οι συλλέκτες με κατεύθυνση Δύσης-Ανατολής λειτουργούν αποδοτικότερα το καλοκαίρι. Για την παρακολούθηση του Ηλίου υπάρχουν δύο κύρια συστήματα. Το πρώτο βασίζεται σε κινητήρες που ελέγχονται ηλεκτρονικά μέσω αισθητήρων, οι οποίοι ανιχνεύουν το μέγεθος της ηλιακής ακτινοβολίας και το δεύτερο βασίζεται σε κινητήρες ελεγχόμενους από υπολογιστή με έλεγχο ανάδρασης από αισθητήρες μέτρησης της ηλιακής ροής στο δέκτη [2.11]. Με αυτούς του συλλέκτες προκύπτουν λόγοι συγκέντρωσης έως 90, λειτουργούν σε θερμοκρασιακό εύρος από 150°C έως 800°C [2.13] και συνήθως χρησιμοποιούνται υγρά μέσα μεταφοράς θερμότητας, όπως μίγματα με βάση το νερό, θερμικά έλαια ή τηγμένα άλατα (για εφαρμογές υψηλής θερμοκρασίας) [2.9]. Για θερμοκρασίες κοντά στο ανώτατο όριο των 800°C χρησιμοποιούνται αέρια εργαζόμενα μέσα (αέρας, άζωτο, διοξείδιο του άνθρακα) [2.13].

2.4.2.2. Σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (CPC)

Οι σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες έχουν την ικανότητα να απορροφούν σχεδόν όλη την ηλιακή ακτινοβολία που εκπέμπεται, στη συλλεκτική τους επιφάνεια. Αυτοί οι συλλέκτες είναι σε θέση να συγκεντρώσουν ένα μεγάλο ποσοστό διάχυτης ακτινοβολίας στα ανοίγματα τους χωρίς να απαιτείται παρακολούθηση του Ηλίου. Αυτοί οι συλλέκτες πρέπει να σταθεροποιηθούν σε μια συγκεκριμένη γωνία που ονομάζεται γωνία αποδοχής που εξαρτάται από τη θέση τους, αν και ορισμένα είδη σύνθετων παραβολικών συλλεκτών μπορεί να παρακολουθούν τις ακτίνες του Ηλίου. Για σταθερούς συλλέκτες η ελάχιστη γωνία αποδοχής είναι ίση με 47 μοίρες,

η οποία καλύπτει την απόκλιση του ήλιου από το θερινό έως το χειμερινό ηλιοστάσιο. Ωστόσο, για το σχεδιασμό ενός σύνθετου παραβολικού συλλέκτη απαιτούνται τόσο θεωρητική ανάλυση όσο και αριθμητική ανάλυση και υπολογισμοί [2.11].



Σχήμα 2. 11: Γεωμετρία σύνθετου παραβολικού συλλέκτη [2.14].

Όπως απεικονίζεται και στο σχήμα 2.11, οι σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες είναι επιμήκεις και η κάθε πλευρά της τομής τους είναι παραβολή. Η γωνία που σχηματίζεται από τον κάθετο άξονα συμμετρίας του συλλέκτη και την ευθεία που ενώνει την εστία της μία παραβολής με το άκρο του απέναντι ανοίγματος ονομάζεται ημιγωνία αποδοχής και η διπλάσιά της γωνία αποδοχής (acceptance angle) θ_{accept} . Με την υπόθεση ότι οι ανακλαστικές επιφάνειες είναι οπτικά τελείες, οι ακτίνες που εισέρχονται στη συλλεκτική επιφάνεια υπό γωνία θ για την οποία ισχύει ότι: $-\frac{\theta_{accept}}{2} \leq \theta \leq \frac{\theta_{accept}}{2}$, ανακλώνονται προς το δέκτη, ενώ οι υπόλοιπες δεν καταλήγουν στο δέκτη. Οι δέκτες μπορεί να είναι επιμήκεις ή κυλινδρικοί [2.4]. Τέλος, επιτυγχάνονται μικροί λόγοι συγκέντρωσης μεταξύ 2 έως 10 [2.1] και θερμοκρασίες λειτουργίας έως 250°C [2.15].

2.4.2.3. Συλλέκτες με παραβολοειδές κάτοπτρο ή πιάτο

Οι συλλέκτες αυτοί αποτελούνται από παραβολοειδείς συγκεντρωτές, οι οποίες είναι επιφάνειες εκ περιστροφής και η τομή τους που περιέχει τον άξονα συμμετρίας είναι παραβολή [2.4]. Οι συλλεκτικές αυτές επιφάνειες παρακολουθούν τον ήλιο σε δύο άξονες κατά τη διάρκεια της ημέρας και εστιάζουν την ακτινοβολία που προσπίπτει στο κάτοπτρο σε ένα σημείο [2.11]. Ο δέκτης που μπορεί να είναι σφαιρικός, επίπεδος ή κοίλος [2.4], απορροφά την ηλιακή ακτινοβολία και τη μεταφέρει σε ένα εργαζόμενο ρευστό. Η θερμική ενέργεια μπορεί είτε να μετατραπεί σε ηλεκτρική ενέργεια συνδέοντας απευθείας μια μηχανή σε

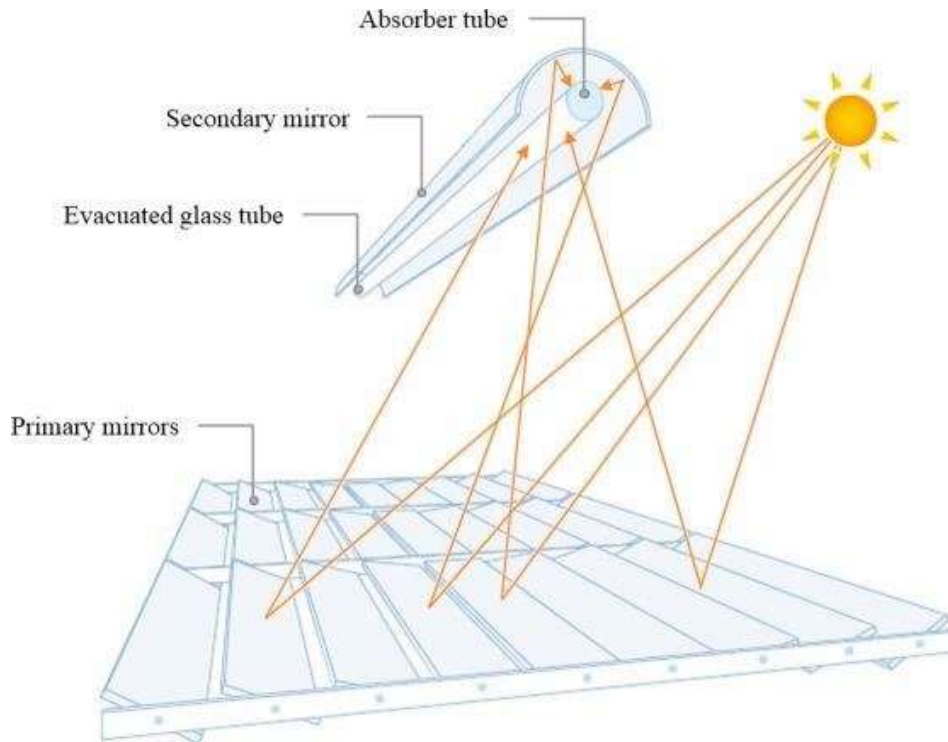
συνδυασμό με μία γεννήτρια [2.11], όπως μηχανή Stirling ή μικροστρόβιλο Brayton για αυτόνομη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας [2.8], είτε να μεταφερθεί μέσω σωλήνων σε ένα κεντρικό σύστημα μετατροπής ισχύος [2.11]. Οι συλλέκτες αυτοί σχηματίζουν είδωλο, δεσμεύουν μόνο την άμεση ακτινοβολία [2.4], επιτυγχάνουν υψηλούς λόγους συγκέντρωσης έως 3000 και θερμοκρασιακό εύρος 300-1500°C [2.13]. Επομένως αποτελούν συστήματα υψηλής αποδοτικότητας στην απορρόφηση της ηλιακής ακτινοβολίας και στη μετατροπής θερμικής ενέργειας [2.11].



Σχήμα 2. 12: Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο [2.16].

2.4.2.4. Συλλέκτες με ανακλαστήρες Fresnel (LFR)

Αυτά τα συστήματα αποτελούνται από επίπεδους ή ελαστικά κυρτούς ανακλαστήρες που είναι φθηνότεροι σε σύγκριση με τους παραβολικούς ανακλαστήρες. Επιπλέον, οι ανακλαστήρες είναι τοποθετημένοι κοντά στο έδαφος με αποτέλεσμα να ελαχιστοποιούνται οι δομικές απαιτήσεις. Ο γραμμικός συλλέκτης Fresnel αποτελείται από πολλά κάτοπτρα που εστιάζουν τις ακτίνες φωτός στο δέκτη, που περιβάλλεται από δευτερεύοντα ανακλαστήρα. Υπάρχουν διαφορετικά σχέδια αυτού του είδους συλλέκτη. Στο βασικό σχέδιο υπάρχει μόνο ένας απορροφητικός σωλήνας, αλλά υπάρχουν και νέοι σχεδιασμοί με δύο ή περισσότερους σωλήνες [2.11]. Τα τμήματα του ανακλαστήρα ευθυγραμμίζονται οριζόντια, ακολουθώντας τον ήλιο έτσι ώστε ο δέκτης να μπορεί να απορροφήσει τις ακτίνες του ήλιου χωρίς να χρειάζεται να κινηθεί [2.9]. Με τα συστήματα αυτά επιτυγχάνονται λόγοι συγκέντρωσης 25-170 και εύρος θερμοκρασιών 150-400°C [2.13]. Τέλος, χρησιμοποιούνται σε συστήματα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με κύκλο Rankine ισχύος 30-80 MW [2.8].



Σχήμα 2. 13: Συλλέκτες με ανακλαστήρες Fresnel [2.17].

2.4.2.5. Συλλέκτες κεντρικού δέκτη ή Ηλιακός πύργος ισχύος

Το εν λόγω σύστημα αποτελείται από τους ηλιοστάτες, οι οποίοι είναι ελαφρώς κοίλα κάτοπτρα παρακολούθησης του Ηλίου και εντοπίζονται γύρω από έναν πύργο στον οποίο υπάρχει δέκτης στο ανώτερο σημείο του. Οι ηλιοστάτες τοποθετούνται γύρω από τον πύργο-δέκτη σε κύκλο ή απλώς στα βόρεια του πύργου για το βόρειο ημισφαίριο ή στα νότια του πύργου για το νότιο ημισφαίριο. Σε αυτές τις εγκαταστάσεις συγκεντρώνονται μεγάλες ποσότητες ηλιακής ενέργειας στην κοιλότητα του δέκτη που μπορούν να χρησιμοποιηθούν στη συνέχεια για παραγωγή ατμού υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης σε ατμοπαραγωγό. Η θερμική ενέργεια που απορροφά ο δέκτης μεταφέρεται σε εργαζόμενο ρευστό που μπορεί να αποθηκευτεί και αργότερα να χρησιμοποιηθεί για να παραχθεί ενέργεια κατά τη διάρκεια της νύχτας. Οι θερμοδυναμικοί κύκλοι που χρησιμοποιούνται είναι συνήθως κύκλοι Rankine και Brayton, με τους τελευταίους να χρησιμοποιούνται για υψηλότερες θερμοκρασίες. Το μέσο μεταφοράς θερμότητας μπορεί να είναι νερό, ατμός, υγρό νάτριο, τηγμένο νιτρικό άλας (νιτρικό νάτριο ή νιτρικό κάλιο) ή αέρας σε προηγμένα συστήματα. Το μέσο θερμικής αποθήκευσης μπορεί να είναι λάδι αναμεμιγμένο με βραχώδες υλικό, τηγμένο νιτρικό άλας, υγρό νάτριο ή πυρότουβλο σε προηγμένα συστήματα. Οι λόγοι συγκέντρωσης αυτού του τύπου συλλεκτών κυμαίνονται μεταξύ 300 και 1500. Σε ορισμένες περιπτώσεις κατασκευάζονται υβριδικά συστήματα που χρησιμοποιούν ηλιακή ενέργεια και ορυκτά καύσιμα στη θερμική αποθήκευση. Η μέση ηλιακή ροή που μπορεί να εισαχθεί στον δέκτη λαμβάνει τιμές μεταξύ 200 και 1000 kW/m². Αυτή η υψηλή ροή καθιστά τις εγκαταστάσεις αυτές να λειτουργούν σε υψηλές θερμοκρασίες πάνω από 1500°C

[2.11]. Τέλος, οι μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας κυμαίνονται σε εύρος ισχύς 10 MW-1 GW [2.1].



Σχήμα 2. 14: Ηλιακός πύργος ισχύος με το αντίστοιχο πεδίο ηλιοστατών [2.18].

Βιβλιογραφία 2^{ου} Κεφαλαίου

- [2.1] Goswami, Y 2021, *Ηλιακή Ενέργεια για μηχανικούς*, 3^η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Αθήνα, σελ. 8-9, 45-71, 119, 174-178, 233-236.
- [2.2] Μπέλλος, Ε 2016, Διδακτορική Διατριβή: Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτήρια, ΕΜΠ, Αθήνα.
- [2.3] Bellos, E & Tzivanidis, C 2017, 'Parametric investigation of supercritical carbon dioxide utilization in parabolic trough collectors', *Applied Thermal Engineering*, vol. 127, pp. 736–747.
- [2.4] Αντωνόπουλος, Κ 2011, *Θερμικά-Ηλιακά Συστήματα*, Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, σελ. 3-30, 56-73.
- [2.5] <https://www.semanticscholar.org/paper/Calculation-of-optimum-fixed-tilt-angle-of-PV-on-of-Karafil-Ozbay/c68ddb854b04e1933335fd277c7d2bec2e6be424>
- [2.6] https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-47016-6_1
- [2.7] Bellos, E, Tzivanidis, C & Belessiotis, V 2017, 'Daily performance of parabolic trough solar collectors', *Solar Energy*, vol. 158, pp. 663-678.
- [2.8] Κακαράς, Ε και Καρέλλας, Σ 2015, *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα*, Εκδόσεις Τσότρας, Αθήνα, σελ. 507-514.
- [2.9] Evangelisti, L, De Lieto Vollaro, R & Asdrubali, F 2019, 'Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 114, 109318.
- [2.10] Gaur, M, Saxena, G, Kushwah, A, Gupta, A, Pandey, K & Malvi, C.S 2017, 'Recent development and applications of evacuated tube solar collectors', *Smart Technologies for Green and Sustainable Future*, Maulana Azad National Institute of Technology, Bhopal.
- [2.11] Dabiri, S & Rahimi, M 2016, 'Basic introduction of solar collectors and energy and exergy analysis of a heliostat plant', *The 3rd International Conference and Exhibition on Solar Energy*, University of Tehran, 5-6 September.
- [2.12] <https://www.onosisolar.com/solar-collectors/flat-plate-solar-thermal-collector/>
- [2.13] Krishna, Y, Faizal, M, Saidur, R, Ng, K.C & Aslfattahi, N 2020, 'State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 152, 119541.
- [2.14] https://www.researchgate.net/figure/Compound-parabolic-concentrator-CPC_fig1_313253692
- [2.15] Gilani, H & Hoseinzadeh, S 2021, 'Techno-economic study of compound parabolic collector in solar water heating system in the northern hemisphere', *Applied Thermal Engineering*, vol. 190, 116756.
- [2.16] <https://www.exportersindia.com/anushree-greentech-india-pvt-ltd/solar-parabolic-dish-concentrator-4008005.htm>
- [2.17] https://www.researchgate.net/figure/Figure-1-Linear-Fresnel-Collector-Components-4_fig1_334303538
- [2.18] <https://climatekids.nasa.gov/concentrating-solar>

Κεφάλαιο 3: Ανάλυση επιμέρους τεχνολογιών του συστήματος τριπαραγωγής

3.1. Παραβολικοί συλλέκτες (PTC)

3.1.1. Βασικές αρχές λειτουργίας

Οι παραβολικοί συλλέκτες αποτελούνται από τη συλλεκτική επιφάνεια που συγκεντρώνει την ηλιακή ακτινοβολία και τον απορροφητή. Συγκεκριμένα, η άμεση ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει στους κοίλους ανακλαστές παραβολικής μορφής, όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.1, και καταλήγει στον απορροφητή σωληνοειδούς μορφής που τοποθετείται στο σημείο εστίασης της παραβολικής επιφάνειας. Εντός του απορροφητή διαρρέει το εργαζόμενο ρευστό, το οποίο θερμαίνεται από τη συγκεντρωμένη ακτινοβολία. Με τη συγκέντρωση της ακτινοβολίας απαιτείται μικρότερη επιφάνεια απορρόφησης, με συνέπεια να προκύπτουν λιγότερες θερμικές απώλειες [3.1].

Οι συγκεντρωτές εμφανίζουν υψηλό βαθμό αντανάκλασης, έτσι ώστε να αντανakλούν την ακτινοβολία στο μεγαλύτερο δυνατό βαθμό. Συνήθως η ανακλαστική τους επιφάνεια είναι κάτοπτρο κατασκευασμένο από γυαλί και στην πίσω πλευρά τους τοποθετούνται φύλλα αλουμινίου. Άλλες φορές χρησιμοποιούνται και άλλα υλικά όπως στιλβωμένο αλουμίνιο, αλλά με τα προαναφερθέντα προκύπτει μεγαλύτερη αντοχή και φασματική ανάκλαση. Ο απορροφητής ή δέκτης αποτελείται από ένα μεταλλικό σωλήνα, ο οποίος περιβάλλεται από ένα γυάλινο σωλήνα, με αποτέλεσμα να μειώνονται οι απώλειες λόγω συναγωγής. Ο μεταλλικός σωλήνας εμφανίζει υψηλή απορροφητικότητα και χαμηλό συντελεστή εκπομπής, δηλαδή είναι επιλεκτικός, με συνέπεια να μειώνονται οι απώλειες λόγω ακτινοβολίας. Η ύπαρξη κενού μεταξύ σωλήνα και γυάλινου καλύμματος και επίστρωσης στο γυαλί που δεν επιτρέπει την ανάκλαση της ακτινοβολίας στην επιφάνειά του οδηγούν σε ακόμη μεγαλύτερο θερμικό βαθμό απόδοσης [3.1].

Τα παραβολικά κάτοπτρα στηρίζονται σε χαλύβδινους πυλώνες, οι οποίοι διαθέτουν μηχανισμό κίνησης (tracking system) ενός άξονα. Έτσι εντοπίζεται και παρακολουθείται η θέση του Ηλίου με υψηλή ακρίβεια [3.1]. Εάν ο συλλέκτης είναι προσανατολισμένος σε κατεύθυνση Ανατολής-Δύσης, παρακολουθεί τον Ήλιο από Βορρά προς Νότο, ή εάν είναι προσανατολισμένος σε κατεύθυνση Βορρά-Νότου, παρακολουθεί τον Ήλιο από Ανατολή προς Δύση [3.2]. Συνήθως, οι σωληνοειδείς δέκτες έχουν πεπερασμένο μήκος (έως περίπου 6 μέτρων) με συνέπεια να απαιτείται σύνδεση των επιμέρους σωληνών σε ένα ευρύ ηλιακό πεδίο. Η σύνδεση των γυάλινων σωληνών με τους μεταλλικούς σωλήνες γίνεται μέσω μεταλλικών διαφορικών συνδέσμων που εξισορροπούν τις διαφορές στις θερμικές διαστολές του χάλυβα και του γυαλιού. Οι σύνδεσμοι αυτοί μαζί με τις αρθρώσεις διαστολής επιβάλλεται να προστατεύονται από την ακτινοβολία που έχει συγκεντρωθεί. Επομένως, αποφεύγεται η ανάπτυξη υψηλών θερμικών τάσεων που μπορεί να οδηγήσουν σε αστοχία τη συνδεσμολογία [3.1].



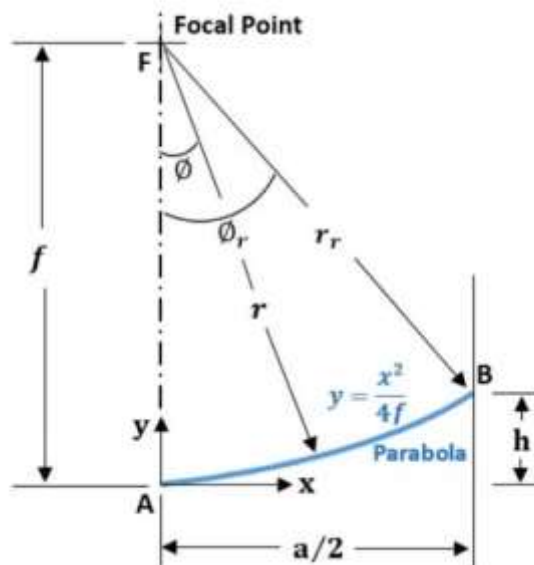
Σχήμα 3. 1: Παραβολικοί συλλέκτες [3.3].

3.1.2. Γεωμετρική ανάλυση

Βασικό γεωμετρικό μέγεθος, το οποίο αναφέρεται και στο κεφάλαιο 2.4.2 αλλά αναφέρεται και εδώ για λόγους πληρότητας, είναι ο γεωμετρικός λόγος συγκέντρωσης C ο οποίος ορίζεται από την εξής σχέση [3.4]:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (3.1)$$

Δηλαδή είναι ο λόγος της επιφάνειας του συγκεντρωτή A_a προς την επιφάνεια του δέκτη A_r . Στη συνέχεια ακολουθεί διάγραμμα με την τομή ενός παραβολικού συλλέκτη.



Σχήμα 3. 2: Τομή ενός παραβολικού συλλέκτη με το σύστημα συντεταγμένων και τα γεωμετρικά μεγέθη [3.4].

Η εξίσωση παραβολής για το παραπάνω σύστημα συντεταγμένων (σχήμα 3.2) είναι η εξής [3.4]:

$$y = \frac{1}{4f} x^2 \quad (3.2)$$

Ως a ή W ορίζεται το άνοιγμα ή πλάτος της παραβολής και f η εστιακή απόσταση δηλαδή η κάθετη απόσταση από το εστιακό σημείο μέχρι την παραβολή. Σύμφωνα με το σχήμα 3.2, με βάση τα σημεία A , F και B ορίζεται η γωνία χείλους του κατόπτρου φ_r και η αντίστοιχη ακτίνα χείλους r_r . Η γωνία χείλους, η οποία επηρεάζει την εισερχόμενη ακτινοβολία του Ηλίου και την κατασκευή του παραβολικού συλλέκτη, υπολογίζεται ως εξής [3.4]:

$$\varphi_r = \arctan\left(\frac{\frac{8f}{a}}{16\left(\frac{f}{a}\right)^2 - 1}\right) = \arcsin\left(\frac{a}{2r_r}\right) \quad (3.3)$$

Η ακτίνα r και η γωνία ϕ σε οποιοδήποτε σημείο του παραβολικού ανακλαστήρα συνδέονται με την εξής σχέση [3.4]:

$$r = \frac{2f}{1 + \cos\phi} \quad (3.4)$$

Το μήκος τόξου L μπορεί στη συνέχεια να εκτιμηθεί ως εξής [3.4]:

$$L = 2f \cdot \left[\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \cdot \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \ln\left(\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \cdot \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right)\right) \right] \quad (3.5)$$

Τέλος, το βάθος του παραβολικού συλλέκτη h υπολογίζεται ως εξής [3.4]:

$$h = \frac{a^2}{16f} \quad (3.6)$$

3.1.3. Βασικό μαθηματικό μοντέλο

Οι παραβολικοί συλλέκτες αξιοποιούν μόνο την άμεση ακτινοβολία καθέτου επιπέδου G_{bn} και ανάλογα με την συλλεκτική επιφάνεια A_a που έχει εγκατασταθεί, η διαθέσιμη ηλιακή ισχύς Q_{solar} ισούται με την εξής σχέση [3.5]:

$$Q_{solar} = A_a \cdot G_{bn} \quad (3.7)$$

Η ωφέλιμη ισχύς Q_u θεωρείται η ισχύς που παραλαμβάνει το ρευστό σύμφωνα με την παρακάτω σχέση [3.5]:

$$Q_u = \dot{m}_{col} \cdot c_{p,col} \cdot (T_{col,out} - T_{col,in}) \quad (3.8)$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης ισχύος προς την διαθέσιμη ισχύ σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση [3.5]:

$$\eta_{th,col} = \frac{Q_u}{Q_{solar}} \quad (3.9)$$

Επιπλέον, θεωρείται ο οπτικός βαθμός απόδοσης ως ο λόγος της ηλιακής ακτινοβολίας που απορροφάται από τον απορροφητή Q_{abs} προς τη διαθέσιμη ισχύ, δηλαδή την ισχύ που παραλαμβάνει ο δέκτης [3.6] ως εξής:

$$\eta_{opt} = \frac{Q_{abs}}{Q_{solar}} \quad (3.10)$$

Ο μέγιστος οπτικός βαθμός απόδοσης $\eta_{opt,max}$ θεωρείται ότι προκύπτει υπό γωνία πρόσπτωσης $\theta=0^\circ$ και υπολογίζεται από την εξής σχέση [3.6]:

$$\eta_{opt,max} = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \quad (3.11)$$

Όπου:

- ρ η ανακλαστικότητα (reflectivity) της ανακλαστικής επιφάνειας του συλλέκτη, για καθαρές γυάλινες επιφάνειες λαμβάνει τιμές από 0.93 έως 0.94 [3.6].
- τ η διαπερατότητα (transmissivity) του γυάλινου σωλήνα, ως τυπική τιμή θεωρείται 0.93 ωστόσο μπορεί να αυξηθεί και πάνω από 0.96 με τη χρήση αντιανακλαστικής επίστρωσης [3.6].
- α η απορροφητικότητα (absorbivity) του απορροφητή, ως τυπική τιμή για επιλεκτικό απορροφητή θεωρείται μεταξύ 0.94 και 0.95 [3.6].
- γ ο παράγοντας σύλληψης (intercept factor), ο οποίος εκφράζει το ποσοστό των ανακλώμενων από το συγκεντρωτή ακτινών που προσπίπτουν στο δέκτη. Ένα μέρος των ανακλώμενων ακτινών δεν προσεγγίζουν τον απορροφητή λόγω ατελειών του ανακλαστήρα, ανακολουθιών του μηχανισμού παρακολούθησης του Ηλίου και σκίασης από τις στηρίξεις του απορροφητήρα. Τυπικές τιμές κυμαίνονται από 0.92 έως 0.94 [3.6].

Ωστόσο, κατά τη λειτουργία της εγκατάστασης ο οπτικός βαθμός απόδοσης είναι μικρότερος από τον μέγιστο λόγω της γωνίας πρόσπτωσης που μπορεί να μην είναι μηδενική, λόγω απωλειών από τις επικαθίσεις σκόνης καθώς και από το ποσοστό της επιφάνειας του δέκτη που δεν ηλιαίζεται. Έτσι, ο οπτικός βαθμός απόδοσης υπολογίζεται από την εξής σχέση [3.6]:

$$\eta_{opt} = K(\theta) \cdot F_s \cdot F_{el} \cdot \eta_{opt,max} \quad (3.12)$$

Όπου:

- $K(\theta)$ ο συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης (IAM: Incident Angle Modifier) ο οποίος ορίζεται ως εξής [3.6]:

$$K(\theta) = \frac{\eta_{opt}(\theta)}{\eta_{opt}(\theta=0)} \quad (3.13)$$

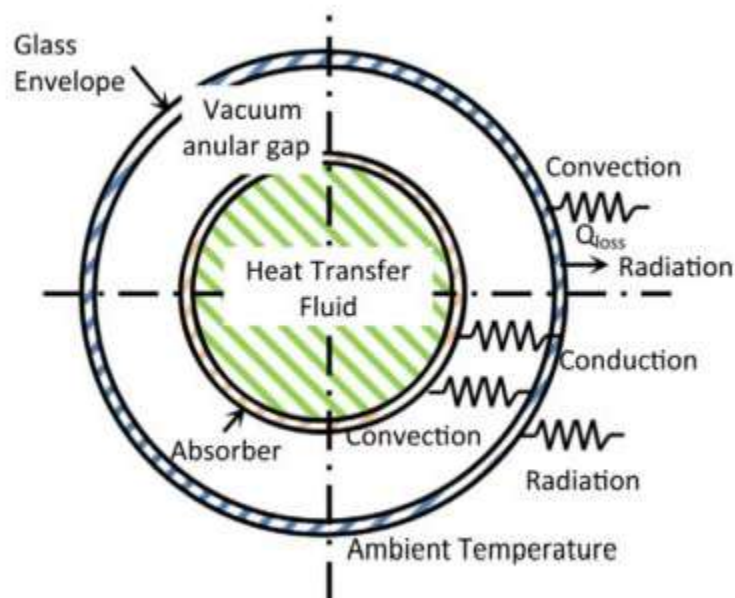
- F_s ο παράγοντας σκόνης, που ορίζεται ως ο λόγος της τρέχουσας μέσης ανακλαστικότητας του συγκεντρωτή προς την ανακλαστικότητα όταν εκείνος είναι καθαρός [3.6].
- F_{el} ο συντελεστής τελικών απωλειών που λαμβάνει υπόψη ότι ένα ποσοστό της επιφάνειας του δέκτη δεν δέχεται ηλιακή ακτινοβολία [3.6].

Οι συντελεστές F_s και F_{el} μπορούν να αμεληθούν οπότε χρησιμοποιείται η εξής σχέση:

$$\eta_{opt} = K(\theta) \cdot \eta_{opt,max} \quad (3.14)$$

3.1.4. Θερμική ανάλυση απορροφητή

Στον απορροφητή-δέκτη ενός παραβολικού συλλέκτη που περιβάλλεται από γυάλινο κάλυμμα υφίστανται και οι τρεις τρόποι μετάδοσης θερμότητας, δηλαδή παρατηρείται μετάδοση θερμότητας με αγωγή, συναγωγή και ακτινοβολία. Συναγωγή ονομάζεται η μεταφορά θερμότητας από ένα μέρος σε ένα άλλο μέσω ενός ρευστού σε κίνηση και εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τις ιδιότητες ρευστού, τη γεωμετρία και την τραχύτητα των επιφανειών των σωληνώσεων. Μεταφορά θερμότητας με συναγωγή εμφανίζεται μεταξύ της εσωτερικής επιφάνειας του σωλήνα απορρόφησης και του εργαζόμενου μέσου, μεταξύ της εξωτερικής επιφάνειας του σωλήνα απορρόφησης και του γυάλινου καλύμματος και μεταξύ του γυάλινου καλύμματος και του περιβάλλοντος. Η μεταφορά θερμότητας μεταξύ του γυάλινου περιβλήματος και του περιβάλλοντος εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τον άνεμο, ο οποίος προκαλεί εξαναγκασμένη συναγωγή και αυξάνει τις απώλειες. Μετάδοση θερμότητας με αγωγή ονομάζεται η ροή θερμότητας εντός ενός στερεού από μία υψηλότερη σε μία χαμηλότερη θερμοκρασία. Σε ένα δέκτη παραβολικού συλλέκτη, εκδηλώνεται μεταφορά θερμότητας μέσω αγωγής εντός του σωλήνα που διαρρέει το εργαζόμενο μέσο, του χαλύβδινου απορροφητήρα και του γυάλινου καλύμματος [3.4]. Επίσης, σημειώνεται και μεταφορά θερμότητας μέσω αγωγής προς τα στηρίγματα [3.6]. Στη μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία, η ακτινοβολία μπορεί να αντανακλάται, να απορροφάται ή να διαπερνά ένα υλικό. Στην προκειμένη περίπτωση παρατηρείται μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία μεταξύ του απορροφητή και του καλύμματος καθώς και μεταξύ του καλύμματος και του περιβάλλοντος [3.4].



Σχήμα 3. 3: Θερμική ανάλυση στην τομή του απορροφητή ενός παραβολικού συλλέκτη [3.4].

3.1.5. Εργαζόμενα μέσα

Η επιλογή του εργαζόμενου μέσου μεταφοράς θερμότητας (HTF: Heat transfer fluid) είναι μια κρίσιμη παράμετρος για την οικονομική αποδοτικότητα και την ευελιξία

(dispatchability) των ηλιακών θερμικών συλλεκτών. Τα κυριότερα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται είναι τα εξής [3.7]:

- Νερό/ατμός
- Θερμικά έλαια (Thermal oils)
- Τηγμένα άλατα (Molten salts)
- Τηγμένα μέταλλα (Liquid metals)
- Αέρια (αέρας, διοξείδιο του άνθρακα, ήλιο)
- Νανορευστά (με ρευστό βάσης νερό ή θερμικό έλαιο ή τηγμένο άλας)

Οι θερμοδυναμικές και οι φυσικές ιδιότητες του ρευστού είναι ο βασικός παράγοντας που πρέπει να ληφθεί υπόψη για την αποτελεσματική λειτουργία των ηλιακών συλλεκτών και του συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας. Οι κυριότεροι παράγοντες για την επίτευξη υψηλής θερμικής απόδοσης του συλλέκτη είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα, η ενθαλπία αλλαγής φάσης, η θερμική αγωγιμότητα, το ιξώδες, η πυκνότητα, ο συντελεστής θερμικής διαστολής, η πτώση πίεσης, το σημείο τήξης, η θερμοκρασία υποβάθμισης του ρευστού, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας του ρευστού και η σταθερότητά του σε υψηλές θερμοκρασίες.

Συγκεκριμένα, η ειδική θερμοχωρητικότητα είναι ο παράγοντας ο οποίος ελέγχει την αύξηση της θερμοκρασίας που μπορεί να μεταφερθεί ή να αποθηκευτεί. Η αύξηση της θερμοχωρητικότητας αυξάνει την απόδοση του θερμοδυναμικού κύκλου. Μια άλλη σημαντική ιδιότητα του μέσου μεταφοράς θερμότητας είναι η θερμοκρασία του σημείου τήξης ή πήξης. Το σημείο τήξης σχετίζεται άμεσα με το λειτουργικό κόστος του σταθμού παραγωγής θερμότητας, επειδή η θερμοκρασία στο ηλιακό πεδίο πρέπει να διατηρείται πάνω από αυτή την τιμή ακόμη και μετά τη δύση του Ηλίου. Ακόμα, η απόδοση του θερμοδυναμικού κύκλου του σταθμού εξαρτάται από τη θερμοκρασία λειτουργίας, με την αύξηση της οποίας αυξάνει η απόδοση της εγκατάστασης. Επίσης, η θερμοκρασία υποβάθμισης του ρευστού διαδραματίζει βασικό ρόλο στον καθορισμό της αποδοτικότητας της εγκατάστασης. Η θερμοκρασία υποβάθμισης ορίζεται ως η θερμοκρασία κατά την οποία το 3% του αρχικού βάρους του εργαζόμενου ρευστού χάνεται όταν θερμαίνεται.

Επιπλέον, η θερμική αγωγιμότητα και η πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου εξαρτώνται από τη θερμοκρασία. Η θερμική αγωγιμότητα είναι μια σημαντική ιδιότητα που επηρεάζει τον αριθμό Nusselt της ροής. Μια άλλη σημαντική ιδιότητα για το εργαζόμενο μέσο είναι η πίεση ατμών. Συνήθως, σε παραβολικούς συλλέκτες, η χαμηλή πίεση ατμών είναι κατάλληλη επειδή καταδεικνύει τον ρυθμό εξάτμισης του υγρού. Τέλος, ο συντελεστής θερμικής διαστολής πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κυρίως στα τηγμένα άλατα. Είναι σημαντικό να μελετηθεί το φαινόμενο της θερμικής διαστολής κατά το σχεδιασμό των παραβολικών συλλεκτών λόγω της πιθανότητας ζημιάς κυρίως σε σωλήνες απορρόφησης κενού και σε σωληνώσεις του ηλιακού πεδίου. Το εργαζόμενο ρευστό επιλέγεται με βάση το αναμενόμενο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας. Είναι απαραίτητο οι ηλιακοί συλλέκτες να λειτουργούν εντός των κατάλληλων ορίων θερμοκρασίας και πίεσης [3.7].

Νερό / ατμός

Το νερό χρησιμοποιείται ως συμβατικό ρευστό σε θερμικά ηλιακά συστήματα λόγω της υψηλής ειδικής θερμοχωρητικότητας ($4185 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$) και εφαρμόζεται σε οικιακό και βιομηχανικό επίπεδο με περιορισμένο εύρος θερμοκρασιών $70\text{-}250^\circ\text{C}$. Σε περίπτωση χρήσης νερού ως εργαζόμενο μέσο επιδιώκεται πίεση περίπου έως 80 bar ώστε να διατηρηθεί η υγρή του φάση σε υψηλές θερμοκρασίες. Επίσης οι παραβολικοί συλλέκτες μπορούν να χρησιμοποιηθούν για παραγωγή ατμού σε εφαρμογές επεξεργασίας τροφίμων. Η άμεση παραγωγή ατμού στις σωληνώσεις των συλλεκτών έχει πολλά πλεονεκτήματα αλλά και μερικούς περιορισμούς. Η απαιτούμενη θερμότητα απορροφάται κατά τη διάρκεια της αλλαγής φάσης σε χαμηλότερη θερμοκρασία βελτιώνοντας τη θερμική απόδοση σε σύγκριση με την αισθητή μεταφορά θερμότητας που λαμβάνει χώρα σε θερμικά έλαια και τηγμένα άλατα. Επίσης, το νερό είναι φιλικό προς το περιβάλλον και τυχόν διαρροή του δεν το επιβαρύνει. Επίσης, το σημείο πήξης του είναι χαμηλότερο από αυτό του θερμικού ελαίου ή των τηγμένων αλάτων και είναι λιγότερο διαβρωτικό σε σύγκριση με τα τηγμένα άλατα. Με τη χρήση του συστήματος νερού/ατμού αποφεύγεται ο ενδιάμεσος εναλλάκτης θερμότητας και οι σχετικές απώλειες. Ενώ στους παραβολικούς συλλέκτες υπάρχει η δυνατότητα επίτευξης υψηλότερων θερμοκρασιών, η χρήση νερού/ατμού δεν ενδείκνυται για εφαρμογές υψηλότερων θερμοκρασιών όπως η ηλεκτροπαραγωγή, καθώς η θερμοκρασία αλλαγής φάσης είναι χαμηλή και απαιτείται υπερθερμαντήρας για την αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού και την περαιτέρω εκτόνωσή του σε στρόβιλο [3.7].

Συνθετικά θερμικά έλαια

Τα συνθετικά θερμικά έλαια χρησιμοποιούνται σε παραβολικούς συλλέκτες για θερμοκρασίες έως περίπου 400°C . Το εργαζόμενο μέσο Therminol VP-1 χρησιμοποιείται σε εύρος θερμοκρασιών $12\text{-}400^\circ\text{C}$. Το κατώτερο όριο ορίζεται έτσι ώστε να αποφευχθεί η κρυστάλλωση του συνθετικού ελαίου. Όταν το συνθετικό θερμικό έλαιο θερμαίνεται σε θερμοκρασία ανώτερη από το εύρος λειτουργίας, οι υδρογονάνθρακες αποσυντίθενται γρήγορα, παράγοντας υδρογόνο και το έλαιο οξειδώνεται. Η υποβάθμιση αυτή μειώνει τη διάρκεια ζωής του ρευστού και επιβάλλει την άμεση αντικατάστασή του. Τα παραπροϊόντα που σχηματίζονται μειώνουν τη θερμική απόδοση και αυξάνουν το κόστος συντήρησης της εγκατάστασης [3.7].

Τηγμένα άλατα

Τα τηγμένα άλατα χρησιμοποιούνται σε παραβολικούς συλλέκτες για εφαρμογές μεταφοράς και αποθήκευσης θερμότητας. Κυρίως αξιοποιούνται τα νιτρικά άλατα, λόγω των ικανοποιητικών χημικών χαρακτηριστικών τους. Τα τηγμένα άλατα εμφανίζουν αρκετές επιθυμητές ιδιότητες σε υψηλή θερμοκρασία όπως υψηλή πυκνότητα, υψηλή ειδική θερμοχωρητικότητα, εξαιρετική σταθερότητα σε αυξημένη θερμοκρασία και χαμηλή πίεση ατμών. Σε σύγκριση με τα συνθετικά έλαια, είναι φθηνότερα και έχουν λιγότερες επιπτώσεις στο περιβάλλον καθώς

είναι μη ρυπογόνα, μη εύφλεκτα, ευρέως διαθέσιμα και ευνοϊκά για εξοικονόμηση κόστους μέσω της χρήσης μικρότερων δεξαμενών θερμικής αποθήκευσης λόγω της υψηλής ειδικής θερμοχωρητικότητάς τους. Το κύριο μειονέκτημά τους είναι το υψηλό σημείο τήξης, με συνέπεια να απαιτείται προθέρμανση και διατήρηση της θερμοκρασίας του υγρού σε ανεκτά επίπεδα κατά τη διάρκεια της νύχτας και τις συνεφιασμένες μέρες. Η σύσταση τους άλατος καθορίζει τα χαρακτηριστικά του. Το πιο κοινό άλας που χρησιμοποιείται σε συγκεντρωτικούς συλλέκτες έχει σύσταση σε NaNO_3 60 wt% και σε KNO_3 40 wt%. Το εύρος λειτουργίας του άλατος είναι μεταξύ 222°C έως 60°C . Το κατώτερο όριο (222°C) είναι το σημείο τήξης του άλατος, το οποίο είναι σχετικά χαμηλό και καθιστά εφικτή τη χρήση του σε εγκαταστάσεις παραβολικών συλλεκτών. Επίσης, χρησιμοποιείται το τριμερές ευτηκτικό μείγμα KNO_3 , NaNO_2 και NaNO_3 με κλάσματα μάζας 53%, 40% και 7% αντίστοιχα (Hitec molten salt), με εύρος θερμοκρασιών 142 - 535°C . Επίσης έχουν μελετηθεί μείγματα των αλάτων $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$, KNO_3 και NaNO_3 , των αλάτων KNO_3 , LiNO_3 και $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ και άλλοι συνδυασμοί [3.7].

Τηγμένα μέταλλα

Τα τελευταία χρόνια διερευνάται η χρήση τηγμένων μετάλλων σε ηλιακές θερμικές εφαρμογές. Μέχρι τώρα δεν έχει κατασκευαστεί μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με τη χρήση εμπορικών παραβολικών συλλεκτών με τηγμένο μέταλλο ως εργαζόμενο μέσο. Οι ιδιότητές τους εμφανίζονται ως ελπιδοφόρες, όπως η ευρεία περιοχή θερμοκρασίας λειτουργίας (98 - 883°C), η αποδοτική μεταφορά θερμότητας και το χαμηλό ιξώδες. Από την άλλη πλευρά, τα τηγμένα μέταλλα είναι σχετικά ακριβότερα σε σύγκριση με τον αέρα, το νερό, τα έλαια και τα τηγμένα άλατα. Επίσης, η ειδική θερμοχωρητικότητα των τηγμένων μετάλλων είναι χαμηλότερη, ως εκ τούτου έχουν μειωμένη ικανότητα αποθήκευσης σε αντίστοιχα συστήματα αποθήκευσης ενέργειας. Ένα από τα μέταλλα που προτείνεται είναι το νάτριο. Τα κύρια μειονεκτήματα του μεταλλικού νατρίου είναι η ευφλεκτότητά του όταν εκτεθεί σε υγρασία ή νερό. Το νάτριο είναι λιγότερο διαβρωτικό στο χάλυβα σε σύγκριση με άλλα τηγμένα μέταλλα. Επίσης, ερευνώνται τα ευτηκτικά μείγματα μολύβδου(Pb)-βισμούθιου(Bi) και νατρίου(Na)-καλίου(K). Ιδιότητες των τηγμένων μετάλλων όπως η θερμοχωρητικότητα, η ενθαλπία και η ανθεκτικότητά τους στη διάβρωση είναι πιθανό να ενισχυθούν μέσω του εμπλουτισμού τους με νανοσωματίδια [3.7].

Νανορευστά

Προκειμένου να βελτιωθεί η οπτική και θερμική απόδοση των συλλεκτών, διεξάγονται έρευνες για τη βελτίωση του σχεδιασμού των συλλεκτών και των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των εργαζόμενων μέσων. Προς αυτή την κατεύθυνση έχει προταθεί η εισαγωγή νανοσωματιδίων σε ένα βασικό ρευστό. Τα νανορευστά ταξινομούνται σε δύο κατηγορίες, τα μεταλλικά στερεά νανοσωματίδια και τα μη μεταλλικά στερεά νανοσωματίδια. Τα μεταλλικά νανοσωματίδια που χρησιμοποιούνται συχνά για την παρασκευή νανορευστών είναι από χαλκό (Cu), σίδηρο (Fe), αργίλιο (Al), άργυρο (Ag) και χρυσό (Au). Επιπλέον, τα μη μεταλλικά

στερεά που χρησιμοποιούνται είναι Al_2O_3 , CuO , Si , SiC , τα Carbon nanotubes (CNTs) και τα Boron Nitrate Nanotubes (BNNTs και Nanodroplets). Αυτά τα νανορευστά διασπείρονται σε ένα μέσο διασποράς που ονομάζεται βασικό υγρό. Τα ευρέως χρησιμοποιούμενα υγρά είναι το νερό, τα συνθετικά έλαια, τα έλαια μηχανής και η αιθυλενογλυκόλη. Τα νανορευστά ενισχύουν τις θερμοφυσικές ιδιότητες του βασικού υγρού με αποτέλεσμα την αποδοτικότερη μεταφορά θερμότητας. Η προσθήκη νανοσωματιδίων μπορεί να ενισχύσει μία συγκεκριμένη θερμοφυσική ιδιότητα του βασικού υγρού, ενώ ορισμένες άλλες ιδιότητες μπορεί να υποβαθμιστούν. Για παράδειγμα, έχει προταθεί η χρήση μεθανόλης με προσθήκη σωματιδίων γραφενίου σε ηλιακούς συλλέκτες σωλήνων κενού και διαπιστώθηκε ότι η θερμική αγωγιμότητα του ρευστού μεταφοράς θερμότητας ενισχύθηκε κατά 19% με την προσθήκη 0.1 wt% γραφενίου. Ωστόσο, η θερμοχωρητικότητα του ρευστού μειώθηκε κατά 4%. Τόσο τα μεταλλικά στερεά όσο και τα μη μεταλλικά στερεά μπορούν να κατηγοριοποιηθούν περαιτέρω σε μονά και υβριδικά νανορευστά. Μονό νανορευστό ονομάζεται όταν ένα μόνο νανοϋλικό προστίθεται στο βασικό υγρό, ενώ υβριδικό λέγεται όταν έχουν προστεθεί δύο ή περισσότερα νανοσωματίδια. Ωστόσο, υπάρχουν ορισμένοι περιορισμοί όπως η συσσωμάτωση των νανορευστών σε σύντομο χρονικό διάστημα, η μακροπρόθεσμη σταθερότητα του ρευστού σε υψηλή θερμοκρασία, το υψηλό ιξώδες, η χαμηλή θερμική αγωγιμότητα και η ειδική θερμοχωρητικότητα. Η εισαγωγή νανοσωματιδίων στα ρευστά μεταφοράς θερμότητας έχει τόσο πλεονεκτήματα όσο και μειονεκτήματα σχετικά με την ειδική θερμοχωρητικότητα. Δηλαδή, η εισαγωγή νανοσωματιδίων σε υγρά όπως νερό, αιθυλενογλυκόλη και ιοντικά υγρά έχει επιζήμια αποτελέσματα, αλλά στα τηγμένα άλατα εμφανίζει θετικά αποτελέσματα [3.7].

Αέρια

Τα αέρια εργαζόμενα μέσα μπορούν να χρησιμοποιηθούν χωρίς περιορισμούς θερμοκρασίας και πίεσης, επομένως ενδείκνυνται για εφαρμογές πολύ υψηλής θερμοκρασίας. Έτσι παρακάμπτονται οι περιορισμοί των υπόλοιπων εργαζόμενων μέσων όπως η διατήρηση υψηλής πίεσης στο νερό ώστε να διατηρείται σε υγρή κατάσταση, η χαμηλή θερμική σταθερότητα των ελαίων σε υψηλή θερμοκρασία, το υψηλό σημείο πήξης των τηγμένων αλάτων, η υψηλή διαβρωτικότητα των σωλήνων με τη χρήση ελαίων και αλάτων, η περιβαλλοντική υποβάθμιση και η οικονομική βιωσιμότητα. Τα αέρια όπως ο αέρας, το διοξείδιο του άνθρακα, το άζωτο, το ήλιο και το νέον είναι μη τοξικά και ευρέως διαθέσιμα καθιστώντας τα οικονομικά αποδοτικά. Υπάρχουν εφαρμογές παραβολικών συλλεκτών με τη χρήση αέρα για ηλεκτροπαραγωγή και αφαλάτωση. Επιπλέον, το διοξείδιο του άνθρακα έχει αποδειχθεί ότι έχει καλύτερη απόδοση σε υψηλές θερμοκρασίες σε σύγκριση με τον αέρα. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε παραβολικούς συλλέκτες και στην υπερκρίσιμη περιοχή του, όπου η πυκνότητα και η θερμική αγωγιμότητα του διοξειδίου του άνθρακα είναι υψηλότερη σε σύγκριση με την αέρια κατάσταση, με αποτέλεσμα να εμφανίζει βελτιωμένη θερμική και εξεργειακή συμπεριφορά [3.7].

3.1.6. Εφαρμογές παραβολικών συλλεκτών

Στο παρόν εδάφιο αναφέρονται οι κυριότερες εφαρμογές των παραβολικών συλλεκτών.

Αφαλάτωση

Οι παραβολικοί συλλέκτες μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη διαδικασία της αφαλάτωσης, δηλαδή της μετατροπής του αλμυρού νερού σε πόσιμο. Μία από τις κοινές μεθόδους αφαλάτωσης είναι η μέθοδος αντίστροφης ώσμωσης [3.4]. Η ώσμωση είναι ένα φυσικό φαινόμενο όπου το νερό διέρχεται από ένα διάλυμα χαμηλής συγκέντρωσης προς ένα διάλυμα υψηλότερης συγκέντρωσης μέσω μίας μεμβράνης. Για να επιτευχθεί η αντίστροφη ώσμωση, θα πρέπει να γίνει αναστροφή της ροής του νερού. Για να πραγματοποιηθεί αυτό απαιτείται η χρήση μηχανικής ενέργειας, η οποία μπορεί να παραχθεί μέσω ενός κύκλου ισχύος (Rankine) που τροφοδοτείται με θερμότητα από παραβολικούς συλλέκτες [3.6].

Θέρμανση αέρα

Οι παραβολικοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται για τη θέρμανση αέρα, ο οποίος μπορεί να αξιοποιηθεί για θέρμανση κτιρίων και για εφαρμογές ξήρανσης σε θαλασσινά τρόφιμα, στη γεωργία και στην κλωστοϋφαντουργία. Τα ηλιακά συστήματα θέρμανσης αέρα μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε τρεις τύπους, τα ενεργά, τα παθητικά και τα υβριδικά συστήματα, με ή χωρίς συστήματα αποθήκευσης. Για την αποθήκευση θερμότητας συχνά χρησιμοποιούνται υλικά αλλαγής φάσης (PCM: Phase change materials) που αποθηκεύουν ενέργεια αλλάζοντας τη φάση τους. Στην προκειμένη περίπτωση, η αποθήκευση ενέργειας μέσω λανθάνουσας θερμότητας θεωρείται περισσότερο ακριβής σε σχέση με τη χρήση αισθητής θερμότητας [3.4].

Ηλιακή ψύξη

Σε θερμά και υγρά περιβάλλοντα, που απαιτείται ψύξη και αφύγρανση του αέρα στα κτήρια, μπορεί να χρησιμοποιηθεί θερμότητα παραγόμενη από παραβολικούς συλλέκτες για την αναθέρμανση του αέρα προκειμένου να επιτευχθεί η κατάλληλη θερμοκρασία μετά την ψύξη που προκλήθηκε από την αφύγρανσή του. Επίσης, μπορεί να χρησιμοποιηθεί ο κύκλος ψύξης με απορρόφηση με εισαγωγή θερμότητας από τα ηλιακά για εφαρμογές βιομηχανικής ψύξης [3.4].

Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Οι παραβολικοί συλλέκτες μπορούν να αξιοποιηθούν για την παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας η οποία στη συνέχεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας για την παραγωγή ατμού. Αυτή η τακτική χρησιμοποιείται λόγω της υψηλής θερμοκρασίας και του υψηλού λόγου συγκέντρωσης. Οι παραβολικοί συλλέκτες μπορούν να τροφοδοτήσουν ένα κύκλο νερού-ατμού τύπου Rankine ή έναν κύκλο Brayton [3.4].

Παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση

Η παραγόμενη θερμότητα από παραβολικούς συλλέκτες μπορεί να αξιοποιηθεί σε βιομηχανικές διεργασίες όπως το μαγείρεμα, η ξήρανση, ο καθαρισμός, η απολίπανση και η παστερίωση. Οι βιομηχανικές διεργασίες απαιτούν θερμοκρασίες κάτω των 300°C, οι οποίες μπορούν να επιτευχθούν με αυτούς τους συλλέκτες [3.4].

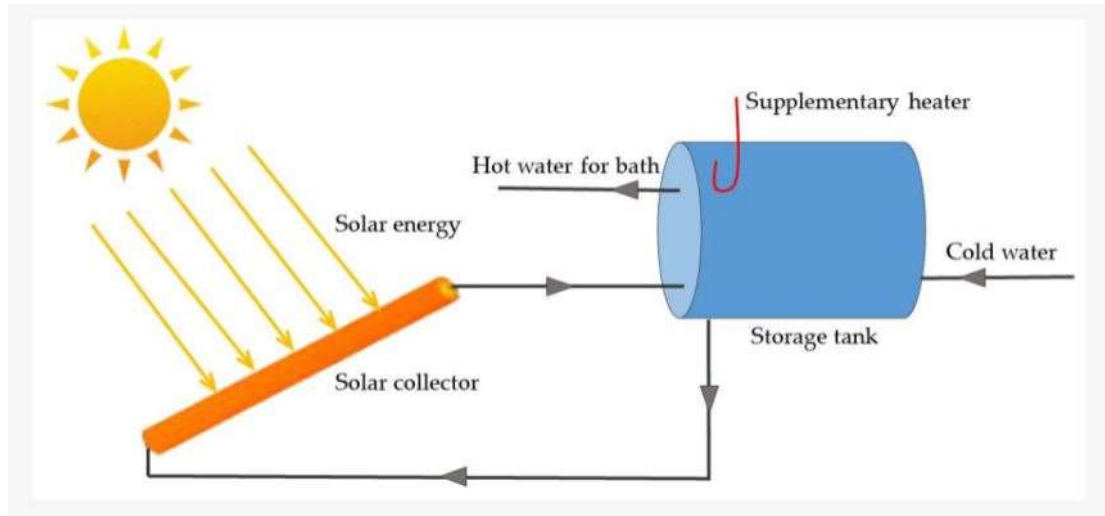
3.2. Σύστημα αποθήκευσης ενέργειας-Δοχείο

Η χρήση συστημάτων αποθήκευσης θερμότητας (TES: Thermal energy storage) είναι ευρέως διαδεδομένη σε εγκαταστάσεις ηλιακών συλλεκτών, λόγω της περιορισμένης και μεταβαλλόμενης διαθεσιμότητας της ηλιακής ενέργειας κατά τη διάρκεια της ημέρας. Με τη αξιοποίηση των τεχνολογιών αποθήκευσης ενέργειας αυξάνει η αξιοπιστία της εγκατάστασης, καθώς λειτουργεί υπό πιο σταθερά όρια με λιγότερες αιχμές και με λιγότερες πιθανότητες να υποστεί βλάβη. Επιπλέον, η παραγωγή της εκάστοτε εγκατάστασης (θερμότητα, ηλεκτρισμός, ψύξη) καθίσταται πιο ανεξάρτητη με το χρόνο, καθώς με την αποθήκευση η πλεονάζουσα ενέργεια που παράγεται σε ώρες χαμηλής ζήτησης μπορεί να αξιοποιηθεί σε ώρες υψηλής ζήτησης όπου το ηλιακό δυναμικό είναι περιορισμένο. Επομένως, η εγκατάσταση δουλεύει σε υψηλά φορτία, είναι αποδοτικότερη και παρουσιάζει υψηλότερη παραγωγικότητα. Επιπρόσθετα, με τη χρήση συστημάτων αποθήκευσης θερμότητας προσφέρεται η δυνατότητα κάλυψης της μεταβαλλόμενης ζήτησης, με αποτέλεσμα να μειώνεται το κόστος του παραγόμενου προϊόντος, όπως ο ηλεκτρισμός και η ωφέλιμη θερμότητα. Για τη λειτουργία του αποθηκευτικού συστήματος απαιτείται το ηλιακό πεδίο, δηλαδή η συνολική συλλεκτική επιφάνεια, να είναι μεγαλύτερη (ακόμα και διπλάσια) σε σχέση με εκείνη που έχει μία εγκατάσταση που δεν αποθηκεύει ενέργεια. Έτσι, μπορεί να επιτευχθεί η συλλογή της επιπλέον ενέργειας που απαιτεί το σύστημα αποθήκευσης [3.1].

Στην παρούσα φάση θα οριστεί η έννοια του ηλιακού πολλαπλασίου (solar multiple). Ηλιακό πολλαπλάσιο είναι ο λόγος της θερμικής ενέργειας από μία εγκατάσταση συλλεκτών στο σημείο σχεδιασμού προς την θερμική ενέργεια που απαιτείται για να λειτουργήσει η εγκατάσταση σε ονομαστικές συνθήκες. Επομένως, εκφράζει την επιπλέον ενέργεια που απαιτείται για τη λειτουργία της εγκατάστασης σε σχέση με τις ονομαστικές συνθήκες, η οποία θα πρέπει να αποθηκευτεί για να μην μείνει αχρησιμοποίητη (waste) [3.8]. Εάν το ηλιακό πολλαπλάσιο είναι πολύ μεγάλο, τότε αν και θα αυξηθεί η παραγωγή, θα αυξηθεί πολύ και το κόστος της εγκατάστασης. Από την άλλη πλευρά, εάν είναι μικρό το ηλιακό πολλαπλάσιο, το σύστημα θα λειτουργεί περισσότερο σε μερικό φορτίο [3.9]. Επομένως το ηλιακό πολλαπλάσιο λαμβάνει τιμές από 1 έως 2 [3.8,3.9].

Τα συστήματα αποθήκευσης θερμότητας σε ηλιακούς σταθμούς χωρίζονται σε ενεργητικά και παθητικά. Ενεργητικά λέγονται τα συστήματα στα οποία γίνεται εξαναγκασμένη μεταφορά θερμότητας σε ένα μέσο αποθήκευσης και χρησιμοποιούνται για αυτό μία ή δύο δεξαμενές. Μπορεί να είναι είτε άμεσα συστήματα, δηλαδή το ρευστό μεταφοράς θερμότητας να ταυτίζεται με το μέσο

αποθήκευσης, είτε έμμεσα, όταν χρησιμοποιούνται διαφορετικά ρευστά [3.1]. Στη συνέχεια ακολουθεί παράδειγμα έμμεσου ενεργητικού συστήματος στο σχήμα 3.4.



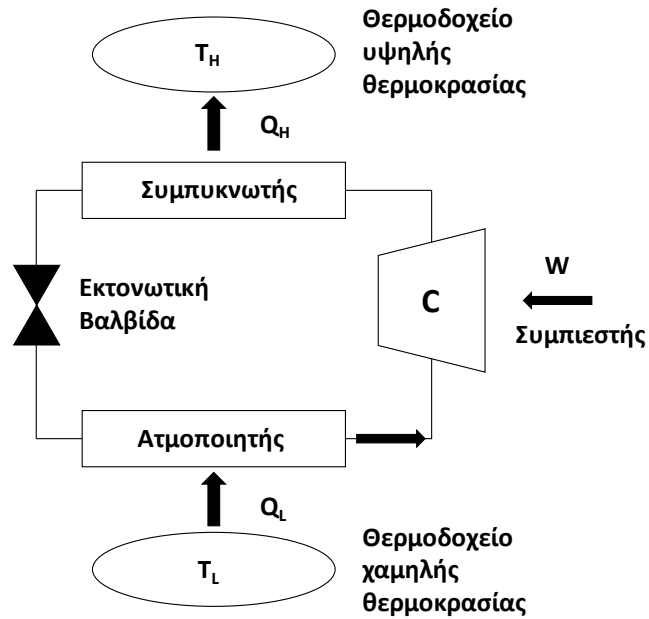
Σχήμα 3. 4: Δοχείο αποθήκευσης θερμότητας με ηλιακό συλλέκτη σε κατοικία για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης [3.10].

Παθητικά λέγονται τα συστήματα στα οποία το μέσο μεταφοράς θερμότητας των συλλεκτών ρέει εντός του υλικού αποθήκευσης, το οποίο φορτίζεται και αποφορτίζεται. Είναι συνήθως έμμεσα συστήματα και κατά τη διάρκεια της φόρτισης, η θερμότητα μεταφέρεται από το εργαζόμενο μέσο στο υλικό αποθήκευσης, ενώ κατά την αποφόρτιση η ροή ενέργειας αντιστρέφεται. Τα συστήματα αυτά ονομάζονται και αναγεννητές (regenerators). Τέλος, ως μέσα αποθήκευσης χρησιμοποιούνται κυρίως στερεά υλικά, όπως σκυρόδεμα ή υλικά αλλαγής φάσης (PCM: Phase change materials) [3.1].

3.3. Κύκλος ψύξης με διοξείδιο του άνθρακα

3.3.1. Γενικά στοιχεία περί ψύξης και ψυκτικού κύκλου

Η ψύξη (refrigeration) είναι μία από τις σημαντικότερες διεργασίες και ευθύνεται για το 20% της παγκόσμιας ετήσιας κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας. Αξιοποιείται στον οικιακό τομέα με τη χρήση οικιακών ψυγείων, κλιματιστικών και αντλιών θερμότητας, στο βιομηχανικό τομέα και στον τριτογενή τομέα. Στον τριτογενή τομέα, εκτός από τη χρήση κλιματιστικών και αντλιών θερμότητας, περιλαμβάνονται οι ψυκτικές εγκαταστάσεις τροφίμων για εμπορική χρήση, για την αποθήκευση και για τη μεταφορά τους. Σημαντικό μερίδιο καταλαμβάνει η ανάγκη για ψύξη σε υπεραγορές (supermarket) [3.11]. Τα ψυγεία και οι αντλίες θερμότητας είναι διατάξεις που μεταφέρουν θερμότητα από ένα περιβάλλον με χαμηλή θερμοκρασία σε ένα περιβάλλον υψηλότερης θερμοκρασίας μέσω ενός εισαγόμενου έργου. Ο πλέον κοινός και χρησιμοποιούμενος ψυκτικός κύκλος είναι ο ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών, ο οποίος απεικονίζεται στη συνέχεια [3.12].



Σχήμα 3. 5: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών.

Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου, που ονομάζεται ψυκτικό μέσο (refrigerant). Όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.5, το ψυκτικό μέσο εισάγεται ως ατμός στο συμπιεστή (compressor) ο οποίος με τη πρόσδοση έργου W αυξάνει την πίεση και τη θερμοκρασία του. Στη συνέχεια το μέσο εισέρχεται στο συμπυκνωτή (condenser) όπου ψύχεται και μετατρέπεται σε υγρό απορρίπτοντας θερμότητα Q_H στο θερμοδοχείο υψηλής θερμοκρασίας T_H . Έπειτα σε υγρή μορφή εισέρχεται στην εκτονωτική-στραγγαλιστική βαλβίδα (expansion valve) όπου μειώνεται η πίεση και η θερμοκρασία του και προκύπτει διφασικό μείγμα. Αμέσως μετά, το ψυκτικό μέσο εισάγεται στον ατμοποιητή (evaporator) όπου λαμβάνει θερμότητα Q_L από το θερμοδοχείο χαμηλής θερμοκρασίας T_L και εξέρχεται ως ατμός. Ο ατμός στη συνέχεια εισάγεται στο συμπιεστή και ο κύκλος επαναλαμβάνεται. Το ισοζύγιο ενέργειας του κύκλου περιγράφεται ως εξής [3.12]:

$$Q_H = Q_L + W \quad (3.15)$$

Για τη μέτρηση της αποδοτικότητας του ψυκτικού κύκλου θεωρείται ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP: Coefficient of performance) ο οποίος για ένα ψυγείο (refrigerator) εκφράζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης ψυκτικής ισχύος προς το έργο που δαπανά ο συμπιεστής ως εξής [3.12]:

$$COP_R = \frac{Q_L}{W} \quad (3.16)$$

Επιπλέον, για μια αντλία θερμότητας (heat pump) επειδή χρησιμοποιείται για θέρμανση, θεωρείται ως ωφέλιμη θερμότητα το ποσό Q_H . Επομένως ο συντελεστής συμπεριφοράς ορίζεται ως εξής [3.12]:

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W} \quad (3.17)$$

3.3.2. Ψυκτικά μέσα

Ψυκτικά μέσα αποκαλούνται τα ρευστά που απορροφούν έντονα θερμότητα όταν ατμοποιούνται. Επομένως κατά την αλλαγή φάση από υγρή σε αέρια, επιτυγχάνεται ικανοποιητικό ψυκτικό φορτίο. Στην παρούσα εργασία, τα ψυκτικά μέσα χωρίζονται σε 5 κατηγορίες ως εξής [3.12]:

1) Αλογονάνθρακες

Οι αλογονάνθρακες περιέχουν ένα ή περισσότερα αλογόνα και ειδικότερα το χλώριο, το βρώμιο και το φθόριο. Σε αυτή την κατηγορία περιλαμβάνονται οι χλωροφθοράνθρακες (CFC), τα αλογοναλκάνια, ο τετραχλωράνθρακας (CCl_4) και οι υπερφθοράνθρακες (PFC). Οι ουσίες αυτές χρησιμοποιούνταν ευρέως στο παρελθόν, αλλά πλέον έχουν περιοριστεί λόγω των περιβαλλοντικών επιπτώσεων, όπως η επίδραση τους στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και στη στοιβάδα του όζοντος [3.12].

2) Υδρογονάνθρακες

Σε αυτήν την κατηγορία περιλαμβάνονται οι υδροβρωμοφθοράνθρακες (HBFC), οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC), οι υδροφθοράνθρακες (HFC), το βρωμομεθάνιο (CH_3Br) και το μεθυλοχλωροφόρμιο (CH_3CCl_3). Ορισμένες από αυτές τις ουσίες έχουν σοβαρή περιβαλλοντική επίδραση. Επίσης, σε αυτή την κατηγορία ανήκουν και οι φυσικοί υδρογονάνθρακες, οι οποίοι έχουν μηδενική επίδραση στο όζον, πολύ μικρή στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και χαμηλή τοξικότητα. Στους φυσικούς υδρογονάνθρακες περιλαμβάνεται το μεθάνιο, το αιθάνιο, το προπάνιο και το βουτάνιο [3.12].

3) Ανόργανες ενώσεις

Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν ουσίες όπως ο αέρας, η αμμωνία (NH_3), το νερό (H_2O), το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) και το διοξείδιο του θείου (SO_2). Αναλυτικότερα, η αμμωνία έχει πολύ καλή ψυκτική συμπεριφορά και έχει μηδενική επίπτωση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου αφού δεν έχει άνθρακα αλλά ενέχει ορισμένους κινδύνους όπως βλάβες στην ανθρώπινη υγεία (μάτια, δέρμα, πνεύμονες) και ευφλεκτότητα. Τα μειονεκτήματά της μπορούν να περιοριστούν μέσω κατάλληλου σχεδιασμού και ελέγχου. Επίσης, το διοξείδιο του άνθρακα είναι άχρωμο, άοσμο, μη τοξικό, μη εύφλεκτο, άφθονο και φτηνό εργαζόμενο μέσο. Επίσης, δεν έχει επίπτωση στο όζον και έχει μικρότερη επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου σε σχέση με άλλα ψυκτικά μέσα, όπως οι CFC και οι HFC. Τέλος, ο αέρας δεν επιφέρει καμία επιβάρυνση στο περιβάλλον, είναι ασφαλής, διαθέσιμος και φτηνός αλλά με τη χρήση του δεν προκύπτει καλή ψυκτική συμπεριφορά λόγω της μικρής του πυκνότητας [3.12].

4) Αζεοτροπικά μείγματα

Τα αζεοτροπικά μείγματα αποτελούνται από δύο ουσίες που έχουν διαφορετικές ιδιότητες και δεν μπορούν να διαχωριστούν με απόσταξη, αλλά συμπεριφέρονται ως μία ουσία. Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν τα R500, R502 και R504 [3.12].

5) Ζεοτροπικά μείγματα

Τα ζεοτροπικά μείγματα αποτελούνται από ουσίες με διαφορετικές πτητικότητες, οπότε παρατηρείται μεταβολή της σύστασης της υγρής και της αέριας φάσης κατά την ατμοποίηση και τη συμπύκνωσή τους. Τα μείγματα αυτά εμφανίζουν πλεονεκτήματα όπως αυξημένο COP, εξοικονόμηση ενέργειας και δυνατότητα ελέγχου της ψυκτικής ισχύος. Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν τα R401b και R407c [3.12].

3.3.3. Δείκτες καταλληλότητας ψυκτικών μέσων

Οι δείκτες καταλληλότητας αφορούν και καταδεικνύουν την επίδραση των ψυκτικών μέσων στο περιβάλλον και είναι οι εξής:

1) Δυναμικό καταστροφή του όζοντος (ODP: Ozone depletion potential)

Το όζον (O_3) της στρατόσφαιρας έχει την ιδιότητα να απορροφά την υπεριώδη ακτινοβολία (UV: Ultraviolet radiation) και συγκεκριμένα την UVB, η οποία προκαλεί βλάβες στους ζωντανούς οργανισμούς όπως καταστροφή του DNA και καρκίνο του δέρματος. Υπάρχουν ψυκτικά μέσα τα οποία περιέχουν άτομα χλωρίου ή βρωμίου, τα οποία ελευθερώνονται με τη διάσπαση των ενώσεων και καταστρέφουν το όζον. Επομένως το δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP) είναι ένας αριθμός που καταδεικνύει την ποσότητα του όζοντος που καταστρέφεται λόγω μίας χημικής ένωσης. Το ODP είναι ο λόγος της επίδρασης μίας χημικής ένωσης στο όζον προς την επίδραση της ίδιας ποσότητας R11. Εξ ορισμού το R11 έχει $ODP=1$, οι CFC μεταξύ 0.7 και 1, τα αλογοναλκάνια έως 10, οι HCFC από 0.01 έως 0.08 αλλά οι HFC καθώς και οι φυσικοί υδρογονάνθρακες μηδενικό [3.12].

2) Δυναμικό παγκόσμιας θέρμανσης (GWP: Global warming potential)

Όπως αναλύθηκε και στο κεφάλαιο 1, υπάρχουν ουσίες που εκλύονται από την ανθρώπινη δραστηριότητα και συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Το δυναμικό παγκόσμιας θέρμανσης (GWP) καταδεικνύει τη συμμετοχή μίας ουσίας στην παγκόσμια θέρμανση. Συγκεκριμένα, είναι ο λόγος της θερμότητας που δεσμεύει μία ουσία προς τη θερμότητα που δεσμεύει ίση μάζα διοξειδίου του άνθρακα. Εξ ορισμού το διοξείδιο του άνθρακα έχει $GWP=1$, οι CFC και HCFC από 93 έως 12100, ορισμένοι HFC έχουν υψηλό, οι φυσικοί υδρογονάνθρακες πολύ μικρό αλλά το νερό και η αμμωνία μηδενικό [3.12].

3) Συνολική ισοδύναμη επίδραση στην παγκόσμια θέρμανση (TEWI: Total equivalent warming impact)

Αυτός ο δείκτης λαμβάνει υπόψη τις άμεσες και τις έμμεσες εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου. Οι άμεσες (direct) εκπομπές αφορούν τη διαρροή του εργαζόμενου μέσου και οι έμμεσες (indirect) αφορούν τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα που εκλύονται για την παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας που απαιτείται, λαμβάνοντας υπόψη το ενεργειακό μείγμα. Επομένως θεωρούνται οι εξής εξισώσεις [3.13]:

$$TEWI = TEWI_{direct} + TEWI_{indirect} \quad (3.18)$$

$$TEWI_{direct} = GWP \cdot LR \cdot NY + GWP \cdot M \cdot (1 - RF) \quad (3.19)$$

$$TEWI_{indirect} = E \cdot CE \cdot NY \quad (3.20)$$

Όπου:

- LR ο ετήσιος ρυθμός διαρροής σε ποσοστό %
- NY η διάρκεια ζωής της εγκατάστασης σε έτη
- M η ποσότητα εργαζόμενου μέσου που τοποθετείται στην εγκατάσταση σε kg
- RF ο συντελεστής ανακύκλωσης του εργαζόμενου μέσου
- E η ετήσια απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια σε kWh
- CE οι εκπομπές CO₂ σε kg_{CO2}/kWh ηλεκτρικής ενέργειας

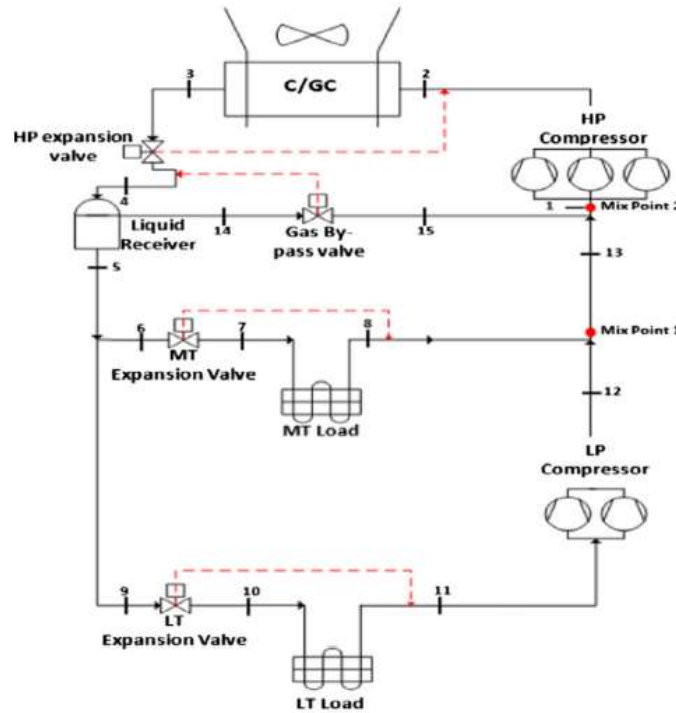
4) Κατηγορία ασφαλείας κατά ASHRAE (Safety group)

Σύμφωνα με το ASHRAE Standard 34-2019 Designation and Safety Classification of Refrigerants, τα ψυκτικά μέσα κατηγοριοποιούνται ως προς την ασφάλεια τους με βάση 2 ή 3 αλφαριθμητικούς χαρακτήρες. Ο πρώτος χαρακτήρας καταδεικνύει την τοξικότητα, με το "A" να συμβολίζει χαμηλή τοξικότητα και το "B" να συμβολίζει υψηλή τοξικότητα. Οι υπόλοιποι 1 ή 2 χαρακτήρες εκφράζουν την ευφλεκτότητα, με το "1" να συμβολίζει ότι το ρευστό δεν αναφλέγεται, το "2L" να συμβολίζει χαμηλή ευφλεκτότητα, το "2" να συμβολίζει ότι είναι εύφλεκτο και το "3" υψηλή ευφλεκτότητα [3.14].

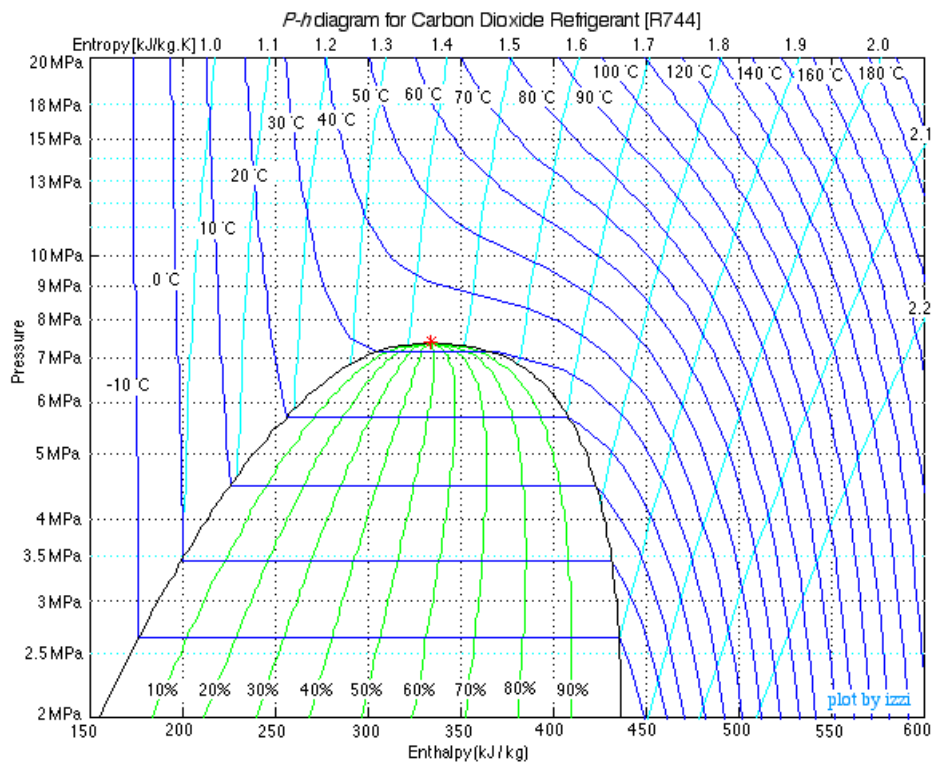
3.3.4. Ψυκτικές εγκαταστάσεις με διοξείδιο του άνθρακα

Τα τελευταία χρόνια έχουν αναπτυχθεί πολλές ψυκτικές μονάδες με τη χρήση του διοξειδίου του άνθρακα ως εργαζόμενο μέσο, αντικαθιστώντας τους υδροφθοράνθρακες (HFC), σε εφαρμογές ψύξης και κατάψυξης τροφίμων κυρίως σε supermarket. Όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω, το διοξείδιο του άνθρακα εμφανίζει πολύ καλά περιβαλλοντικά χαρακτηριστικά, όπως ODP=0, GWP=1 και επιπλέον δεν είναι τοξικό και εύφλεκτο (κατηγορία A1 κατά ASHRAE [3.14]). Ακόμη, το διοξείδιο του άνθρακα έχει ικανοποιητικές θερμοδυναμικές ιδιότητες, όπως υψηλή πυκνότητα, θερμοχωρητικότητα, αγωγιμότητα, ψυκτική ικανότητα και λανθάνουσα θερμότητα [3.15]. Η κρίσιμη πίεσή του είναι 73.8 bar και η κρίσιμη θερμοκρασία του είναι 30.98°C [3.16].

Λόγω της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας, το διοξείδιο του άνθρακα σε υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος έχει ανώτερη πίεση κύκλου μεγαλύτερη από την κρίσιμη τιμή (supercritical) και ο εναλλάκτης αποβολής της θερμότητας αποκαλείται εναλλάκτης αερίου (gas cooler). Επομένως, ένα μέρος του κύκλου βρίσκεται στην υποκρίσιμη και ένα άλλο στην υπερκρίσιμη περιοχή (επομένως η λειτουργία αποκαλείται «transcritical»). Αντιθέτως, όταν η ανώτερη πίεση του κύκλου είναι υποκρίσιμη (subcritical) ο εναλλάκτης μέσω του οποίου αποβάλλεται θερμότητα στο περιβάλλον αποκαλείται συμπυκνωτής (condenser). Στην περίπτωση που η λειτουργία του μέσου εισάγεται στην υπερκρίσιμη περιοχή, το σύστημα είναι λιγότερο αποδοτικό, οπότε εφαρμόζονται διάφορες εναλλακτικές εκδοχές συστημάτων [3.15]. Το τυπικό σύστημα ψύξης σε supermarket είναι το σύστημα Booster, το οποίο απεικονίζεται στο σχήμα 3.6. Επίσης, στο σχήμα 3.7 παρουσιάζεται το διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας του διοξειδίου του άνθρακα.



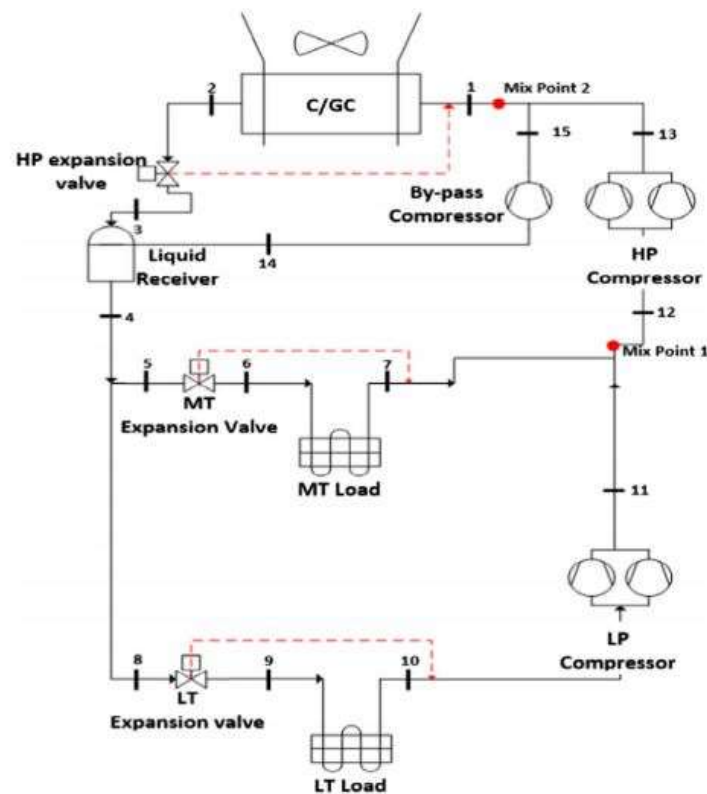
Σχήμα 3. 6: Σύστημα Booster [3.15].



Σχήμα 3. 7: Διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας του CO₂ [3.17].

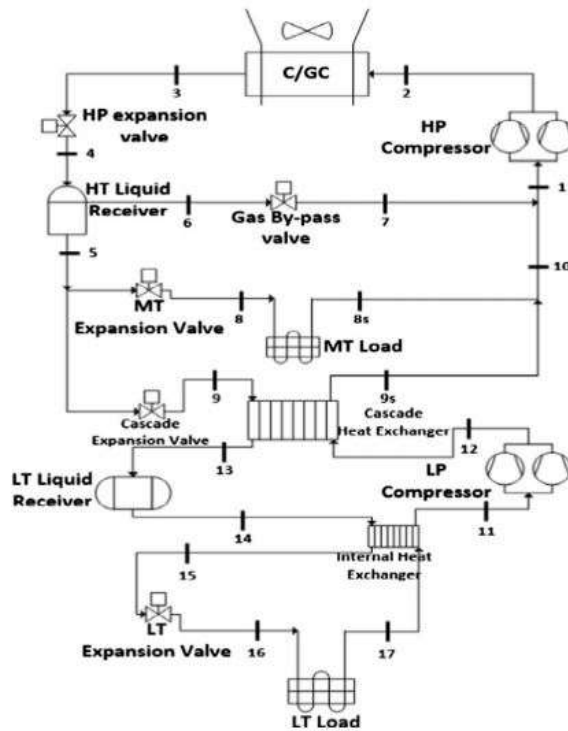
Στο σύστημα εφαρμόζεται διβάθμια συμπίεση. Αρχικά το ψυκτικό μέσο εξέρχεται από τον ατμοποιητή χαμηλής θερμοκρασίας (LT) και εισάγεται στο συμπιεστή της κατώτερης βαθμίδας. Μετά την έξοδο από το συμπιεστή, το διοξείδιο του άνθρακα αναμειγνύεται με το ρευστό το οποίο εξέρχεται από τον ατμοποιητή μέσης

θερμοκρασίας (MT). Στη συνέχεια αναμειγνύεται με το αέριο παράκαμψης (gas bypass refrigerant/flash gas) που προέρχεται από το δοχείο-διαχωριστή. Το τελικό μείγμα εισέρχεται στο συμπιεστή της ανώτερης βαθμίδας, από όπου το ρευστό εξέρχεται με την υψηλότερη πίεση του κύκλου. Μετά, αποβάλλει τη θερμότητα στο περιβάλλον μέσω του συμπυκνωτή/gas cooler και στη συνέχεια με τις κατάλληλες εκτονωτικές βαλβίδες, υψηλής, μέσης και χαμηλής πίεσης, το ρευστό επανέρχεται στις αντίστοιχες πιέσεις. Η ανώτερη πίεση ελέγχεται από τη βαλβίδα υψηλής πίεσης και τον ανεμιστήρα μεταβλητής ταχύτητας του gas cooler. Το σύστημα Booster σε υψηλές τιμές θερμοκρασίας περιβάλλοντος οδηγείται σε υψηλές πιέσεις και σε υψηλές ποσότητες του αερίου παράκαμψης (flash gas) με αποτέλεσμα να αυξάνει η ηλεκτρική κατανάλωση του συστήματος. Η μειωμένη αποδοτικότητα του συστήματος αυτού σε υψηλές θερμοκρασίες μπορεί να αντιμετωπιστεί με τη χρήση ενός παράλληλου συμπιεστή για το αέριο, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα [3.15].



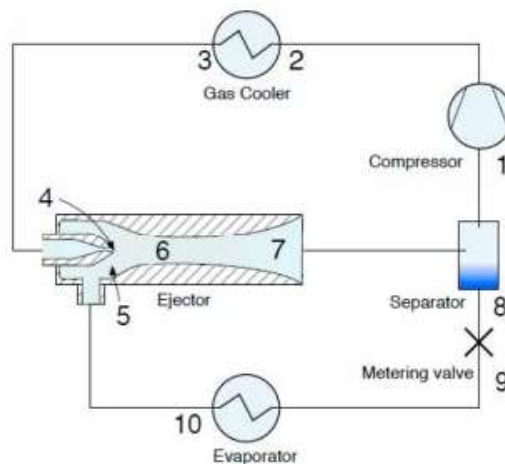
Σχήμα 3. 8: Σύστημα Booster με παράλληλη συμπίεση [3.15].

Με τον τρόπο αυτό, ο παράλληλος συμπιεστής χρησιμοποιείται για να συμπιέζει μόνο το flash gas και με μικρότερο λόγο πίεσης από τον βασικό συμπιεστή, με αποτέλεσμα να περιορίζεται η ενεργειακή κατανάλωση του συστήματος. Τα 2 παραπάνω συστήματα μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως τμήμα ανώτερης πίεσης σε κλιμακωτά συστήματα (cascade systems). Το τμήμα κατώτερης πίεσης είναι διαχωρισμένο και το εργαζόμενο μέσο του ατμοποιεί το άλλο εργαζόμενο μέσο στο ανώτερο τμήμα. Ένα σύστημα cascade απεικονίζεται στο σχήμα 3.9 [3.15].



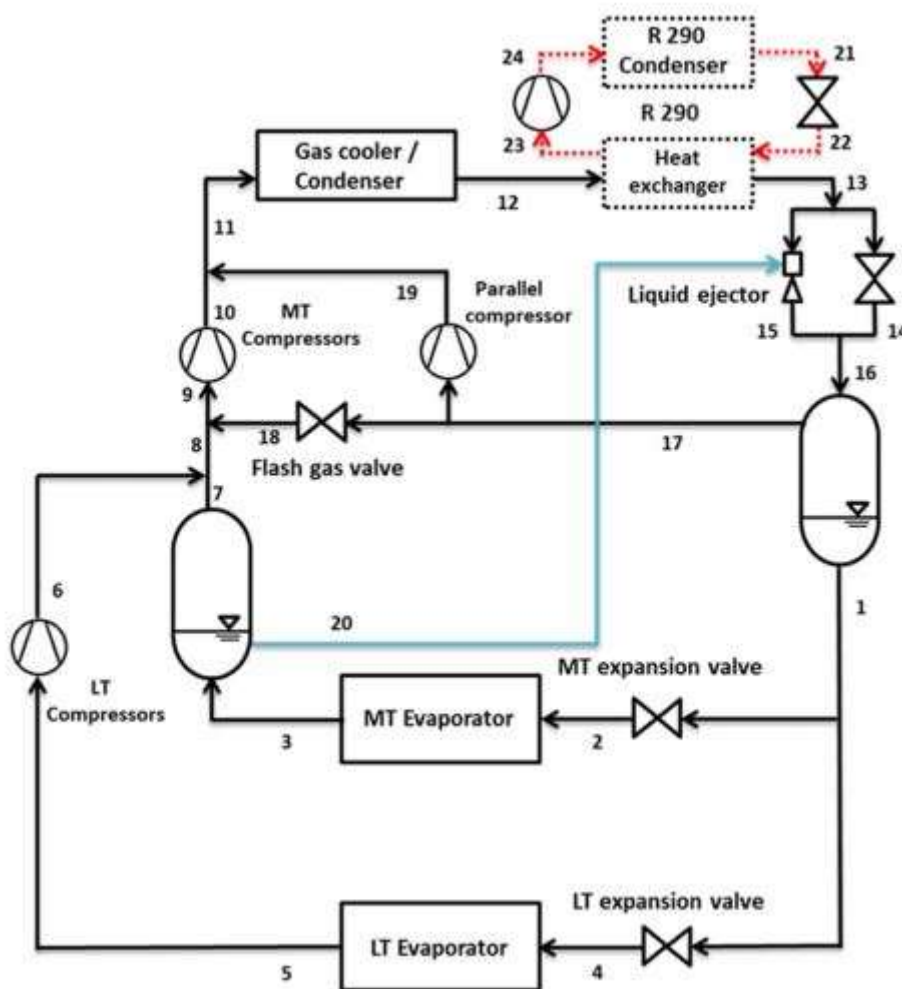
Σχήμα 3. 9: Κλιμακωτό σύστημα (cascade system) [3.15].

Η χρήση των εκτονωτικών βαλβίδων επιφέρει μεγάλη καταστροφή εξέργειας και σημαντικές μη-αναστρεψιμότητες, με αποτέλεσμα να μειώνεται η συνολική αποδοτικότητα του συστήματος. Για να αποφευχθούν αυτά, αναπτύχθηκε η τεχνολογία των ejectors. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται από τη μία πλευρά σε υψηλή πίεση και στη συνέχεια εκτονώνεται και επιταχύνεται μέσω ενός ακροφυσίου. Επίσης, εισάγεται ψυκτικό μέσο χαμηλής πίεσης και λόγω της διαφοράς πίεσης, εισέρχεται και αυτό σε ακροφύσιο αναρρόφησης. Τα δύο ρεύματα αναμειγνύονται στη συνέχεια σε ένα θάλαμο ανάμιξης και ένα μέρος της εναπομένουσας κινητικής ενέργειας του διοξειδίου του άνθρακα μετατρέπεται σε αύξηση πίεσης μέσω του διαχύτη. Παρακάτω στο σχήμα 3.10 παρουσιάζεται σχηματικά ο ejector εφαρμοσμένος σε έναν απλό ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης [3.18].



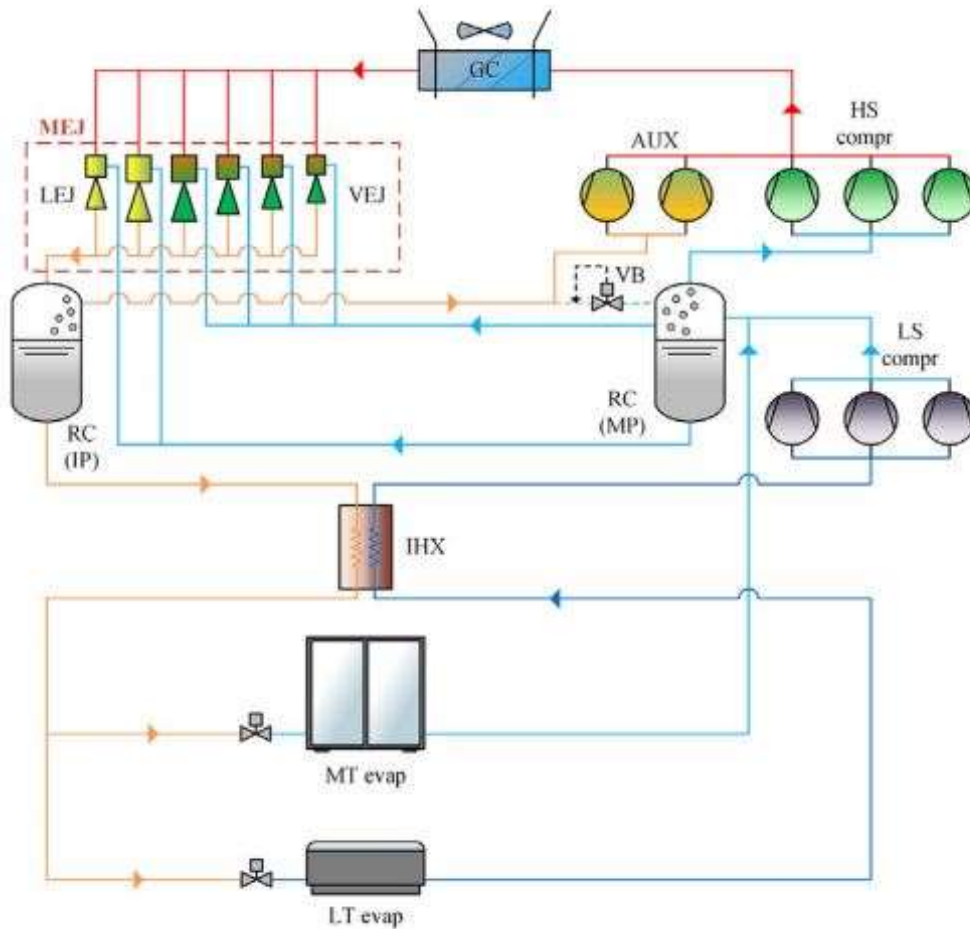
Σχήμα 3. 10: Ejector [3.18].

Οι liquid ejectors χρησιμοποιούνται για την υπερπλήρωση (overfeeding) των ατμοποιητών, δηλαδή την τροφοδότησή τους με μεγαλύτερη παροχή υγρού ψυκτικού μέσου από αυτή που πραγματικά ατμοποιείται. Με την τεχνική αυτή, δεν εφαρμόζεται υπερθέρμανση του μέσου εντός του ατμοποιητή και αξιοποιείται ο υψηλός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στη διφασική περιοχή. Έτσι, είναι δυνατή η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης που επιφέρει μείωση της ενεργειακής κατανάλωσης. Με τη μέθοδο αυτή, το υγρό που βρίσκεται στην έξοδο του ατμοποιητή δεν εισέρχεται στο συμπιεστή και τροφοδοτείται στον liquid ejector. Στη συνέχεια στο σχήμα 3.11 αναπαρίσταται ένα σύστημα Booster με παράλληλη συμπίεση και liquid ejector [3.19].



Σχήμα 3. 11: Σύστημα Booster με παράλληλη συμπίεση και liquid ejector [3.19].

Εκτός από τους liquid ejectors (LEJ), μπορούν να χρησιμοποιηθούν και οι vapor ejectors (VEJ), οι οποίοι προ-συμπιέζουν μια μεγάλη ποσότητα ψυκτικού από τη μέση έως την ενδιάμεση πίεση του συστήματος, μειώνοντας την ποσότητα που πρέπει να συμπιέσουν οι βασικοί συμπιεστές και τροφοδοτώντας τους παράλληλους συμπιεστές [3.20]. Στο σχήμα 3.12 αναπαρίσταται ένα ψυκτικό συγκρότημα που περιλαμβάνει, εκτός των άλλων, και vapor ejectors.

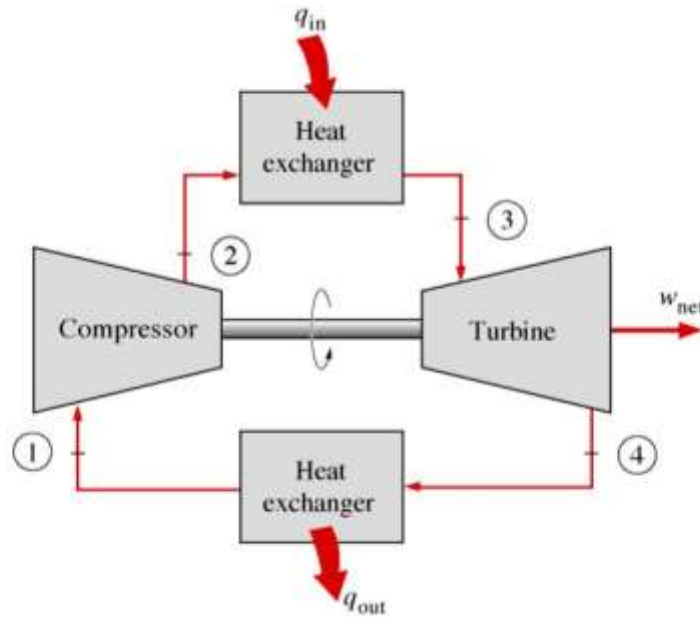


Σχήμα 3. 12: Σύστημα Booster με παράλληλη συμπίεση και multi-ejectors (liquid & vapor) [3.20].

3.4. Κύκλος Brayton με διοξείδιο του άνθρακα

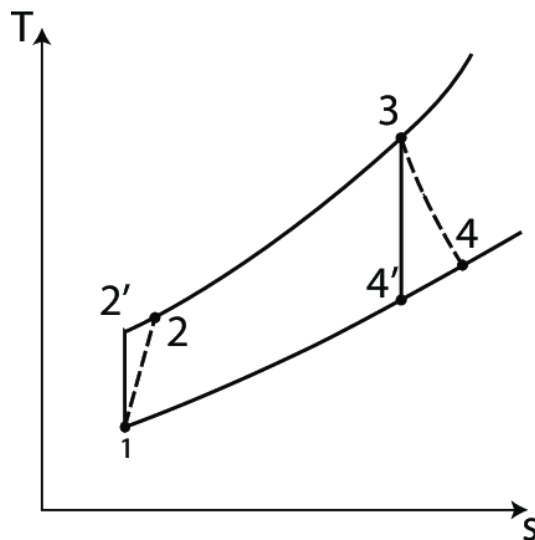
3.4.1. Γενικά στοιχεία για τον κύκλο Brayton

Ο ιδανικός κύκλος Brayton αποτελείται από δύο ισηντροπικές (σταθερή εντροπία) και δύο ισόθλιπτες (σταθερή πίεση) εσωτερικά αντιστρεπτές διεργασίες με εργαζόμενο μέσο αέρα ή αέρα/καυσαέριο. Όπως παρουσιάζεται και στο ακόλουθο σχήμα, ο αέρας εισέρχεται στο συμπιεστή (κατάσταση 1), όπου αυξάνει η πίεση και η θερμοκρασία του (κατάσταση 2). Στη συνέχεια ο αέρας αναμειγνύεται με το καύσιμο στο θάλαμο καύσης και προκύπτει καυσαέριο αρκετά υψηλής θερμοκρασίας (κατάσταση 3). Έπειτα το καυσαέριο εκτονώνεται στο στρόβιλο και εξέρχεται από αυτόν (κατάσταση 4) στο περιβάλλον, εάν πρόκειται για ανοιχτό κύκλο. Ο ανοιχτός κύκλος Brayton χρησιμοποιείται για την προώθηση αεροσκαφών και για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, συνδέοντας το στρόβιλο με μία γεννήτρια. Αντιθέτως, σε μία μονάδα ηλεκτροπαραγωγής, ο κύκλος μπορεί να χρησιμοποιηθεί και ως κλειστός, με εργαζόμενο μέσο αποκλειστικά αέρα. Συγκεκριμένα το εργαζόμενο μέσο μετά το στρόβιλο μπορεί να διέλθει από έναν εναλλάκτη όπου θα αποβάλλει θερμότητα και στη συνέχεια θα εισέρθει στο συμπιεστή κλείνοντας τον κύκλο [3.21].



Σχήμα 3. 13: Κλειστός κύκλος Brayton [3.22].

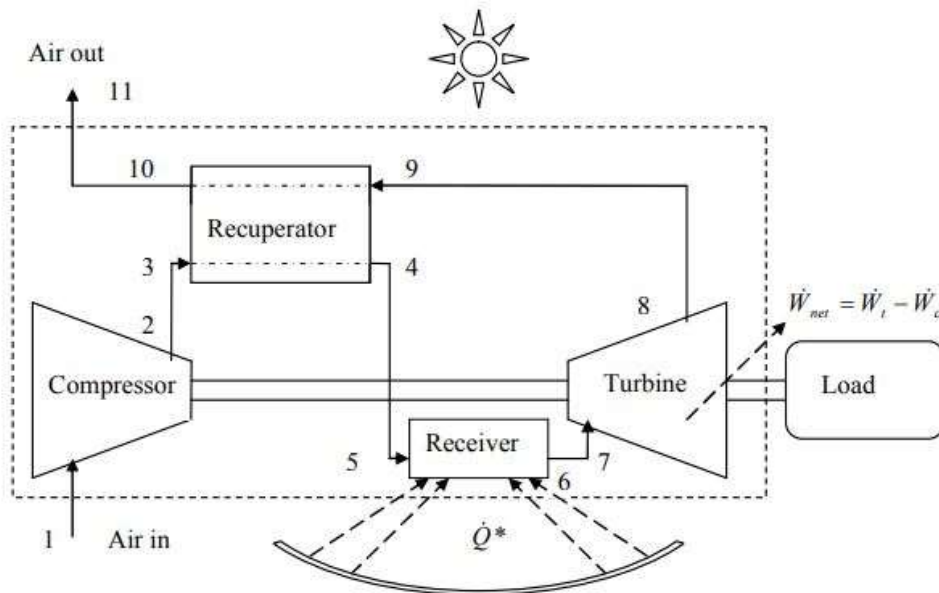
Ωστόσο, οι αδιαβατικές διεργασίες που λαμβάνουν χώρα στους συμπιεστές και στους στρόβιλους δεν είναι ποτέ εσωτερικά αντιστρεπτές, με αποτέλεσμα να αυξάνει η εντροπία του εργαζόμενου μέσου στην έξοδό του από αυτές τις μηχανές [3.21], όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.14.



Σχήμα 3. 14: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας κύκλου Brayton [3.23].

Μία συνηθισμένη τακτική για την αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου Brayton είναι η χρήση ανακομιστή. Ειδικότερα, στον ανακομιστή εισάγεται το εργαζόμενο μέσο μετά τον στρόβιλο το οποίο είναι υψηλής θερμοκρασίας έτσι ώστε να προθερμαίνεται το εργαζόμενο μέσο μετά τη συμπίεσή του. Επομένως αξιοποιείται το ενεργειακό περιεχόμενο του εργαζόμενου μέσου μετά το στρόβιλο το οποίο υπό άλλες συνθήκες θα απορρίπτονταν στο περιβάλλον και εξοικονομείται μέρος της θερμότητας που πρέπει να προσδοθεί στο εργαζόμενο μέσο. Ένας κύκλος

Brayton με πηγή θερμότητας από ηλιακούς συλλέκτες και με ανακομιστή παρουσιάζεται στο σχήμα 3.15 [3.21].



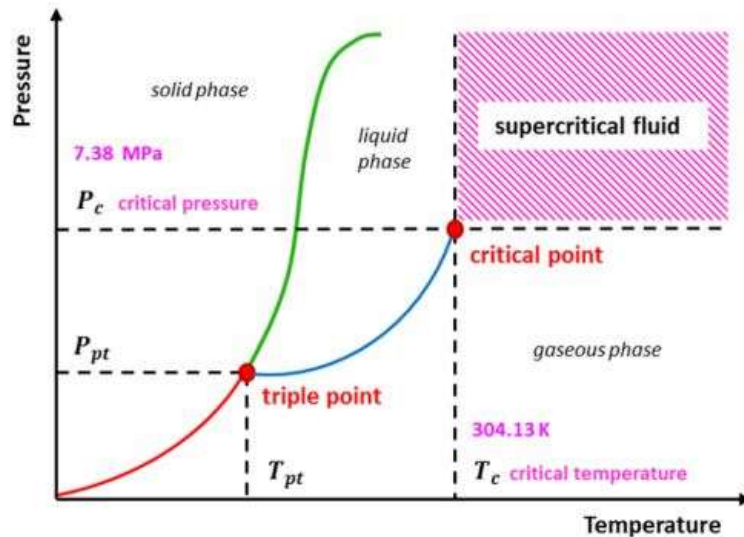
Σχήμα 3. 15: Κύκλος Brayton με αναγέννηση και πηγή ενέργειας την ηλιακή ακτινοβολία [3.24].

Επίσης, για να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης του κύκλου θα πρέπει να μειωθεί το έργο συμπίεσης και να αυξηθεί το έργο εκτόνωσης. Για τη μείωση του έργου συμπίεσης, μπορεί να εφαρμοστεί πολυβάθμια συμπίεση με ενδιάμεση ψύξη και για την αύξηση του έργου εκτόνωσης μπορεί να εφαρμοστεί πολυβάθμια εκτόνωση με ενδιάμεση αναθέρμανση του εργαζόμενου μέσου [3.21]. Εκτός από αέρα σε κλειστό κύκλο ή αέρα/καυσαέριο σε ανοιχτό κύκλο, μπορούν και να χρησιμοποιούν και άλλα εργαζόμενα μέσα, όπως άζωτο (N_2), υπεροξείδιο του αζώτου (N_2O), ήλιο (He) και διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) [3.25].

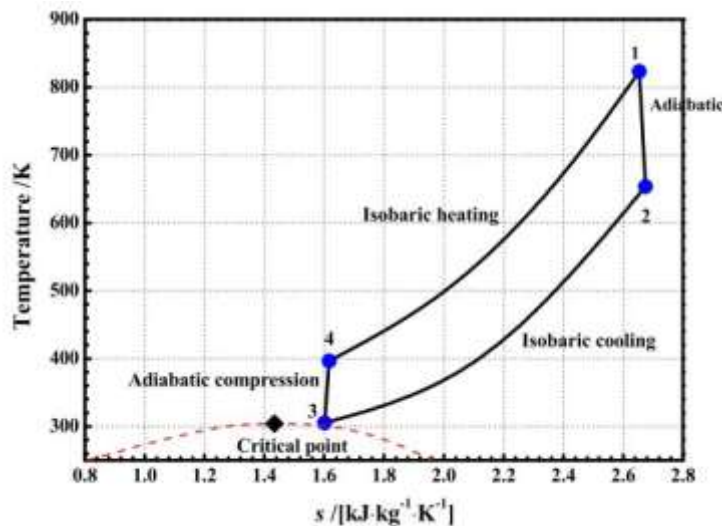
3.4.2. Χρήση διοξειδίου του άνθρακα

Το CO_2 όπως έχει αναφερθεί και στο κεφάλαιο 3.3.4. είναι ένα ρευστό μη τοξικό, μη εύφλεκτο, άμεσα διαθέσιμο, φθινό, περιβαλλοντικά φιλικό, σταθερό σε υψηλές θερμοκρασίες και με μεγάλο εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας ($-73^\circ C$ έως $1000^\circ C$). Επιπλέον, λόγω της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας του ($30.98^\circ C$) και της κρίσιμης πίεσής του που είναι 73.8 bar μπορεί εύκολα να εισέλθει στην υπερκρίσιμη περιοχή σε εφαρμογές παραβολικών συλλεκτών. Το διάγραμμα φάσεων του διοξειδίου του άνθρακα παρουσιάζεται στο σχήμα 3.16. Υπερκρίσιμο θεωρείται ένα ρευστό που βρίσκεται σε θερμοκρασία και πίεση ίση ή μεγαλύτερη από το κρίσιμο σημείο του και στην κατάσταση αυτή παρουσιάζει ιδιότητες μεταξύ υγρού και αερίου. Ειδικότερα, το υπερκρίσιμο CO_2 (supercritical CO_2 ή s- CO_2) εκτονώνεται καλύπτοντας ένα διαθέσιμο χώρο ως αέριο [3.26], έχει δηλαδή χαμηλή συνεκτικότητα [3.27], αλλά με πυκνότητα όπως ενός μονοφασικού υγρού. Λόγω της υψηλής πυκνότητάς του, απαιτείται μικρή παροχή. Επομένως, μειώνεται σημαντικά το έργο συμπίεσης και μπορούν να χρησιμοποιηθούν μικρότερες στροβιλομηχανές (στρόβιλοι και συμπιεστές) [3.26]. Λόγω του μικρότερου μεγέθους των διατάξεων, προκύπτουν

μικρότερα κόστη εγκατάστασης, συντήρησης και λειτουργίας και καταλαμβάνεται μικρότερος χώρος [3.27]. Επίσης, μπορούν να επιτευχθούν μεγαλύτερες θερμοκρασίες βελτιώνοντας το βαθμό απόδοσης του συστήματος. Σημειώνεται ότι το CO₂ μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κύκλο ισχύος Brayton με πηγή θερμότητας μέσω παραβολικών συλλεκτών ως εργαζόμενο μέσο [3.26]. Παρακάτω παρατίθεται διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (σχήμα 3.17) ενός υπερκρίσιμου κύκλου Brayton διοξειδίου του άνθρακα.



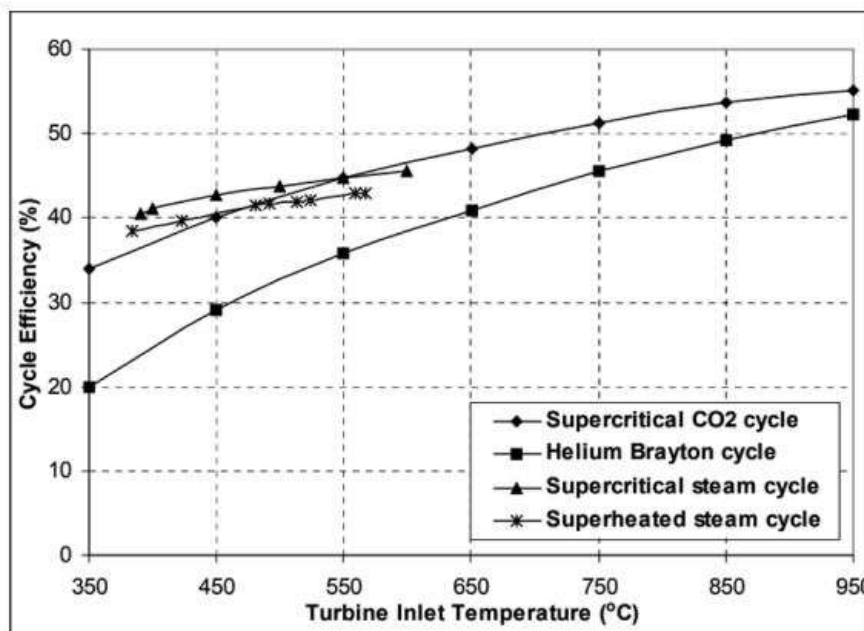
Σχήμα 3. 16: Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας όπου διακρίνονται οι φάσεις του διοξειδίου του άνθρακα [3.26].



Σχήμα 3. 17: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας ενός υπερκρίσιμου κύκλου Brayton με διοξείδιο του άνθρακα [3.27].

Επίσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί και στους παραβολικούς συλλέκτες ως μέσο μεταφοράς θερμότητας, αντί να χρησιμοποιηθεί ένα άλλο ρευστό γεγονός που θα οδηγούσε σε περιπλοκότερη εγκατάσταση και αύξηση των θερμικών απωλειών [3.26]. Στην περίπτωση χρήσης αποκλειστικά διοξειδίου του άνθρακα, τότε ο κύκλος Brayton αποκαλείται άμεσος και έχει ανώτατο πρακτικό όριο γύρω στους 750°C. Ωστόσο, όταν χρησιμοποιείται άλλο μέσο μεταφοράς θερμότητας στους συλλέκτες

τότε αποκαλείται έμμεσος και το ανώτερο θερμοκρασιακό όριο του καθορίζεται από τη μέγιστη δυνατή θερμοκρασία του ρευστού στους συλλέκτες [3.27]. Λόγω των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του, μπορούν να επιτευχθούν μεγαλύτεροι βαθμοί απόδοσης σε χαμηλότερα θερμοκρασιακά εύρη σε σχέση με έναν κύκλο Brayton με εργαζόμενο μέσο ήλιο [3.26]. Επίσης, με το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα μπορούν να προκύψουν μεγαλύτερες θερμοκρασίες εισόδου στο στρόβιλο, με αποτέλεσμα να είναι αποδοτικότερη η λειτουργία του αντίστοιχου κύκλου Brayton σε σχέση με τον κύκλο ατμού Rankine για θερμοκρασίες άνω των 470-550°C [3.27]. Ακόμα, το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα εμφανίζει μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα και με τη χρήση του προκύπτουν μικρότερες και πιο σταθερές θερμοκρασίες εξόδου του στρόβιλου [3.25]. Παρακάτω ακολουθεί συγκριτικό διάγραμμα στο σχήμα 3.18 που περιλαμβάνει κλασικό κύκλο Rankine, υπερκρίσιμο κύκλο Rankine, κύκλο Brayton με ήλιο και κύκλο Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ($s\text{-CO}_2$).



Σχήμα 3. 18: Συγκριτικό διάγραμμα θερμοδυναμικών κύκλων ισχύος [3.26].

Όπως γίνεται αντιληπτό και στο σχήμα 3.18, ο υπερκρίσιμος κύκλος διοξειδίου του άνθρακα επιφέρει μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης, κυρίως σε υψηλές θερμοκρασίες. Ωστόσο, θα πρέπει να δοθεί προσοχή σε πιθανές διαρροές σε σημεία σύνδεσης και κινούμενα μέρη. Ακόμη, τα υλικά κατασκευής των διατάξεων του συστήματος θα πρέπει να εμφανίζουν υψηλή αντοχή στη διάβρωση και τη θερμική κόπωση, λόγω των υψηλών θερμοκρασιών, της οξείδωσης και του ερπυσμού που μπορεί να υποστούν [3.26]. Στον κύκλο αυτό εφαρμόζονται οι τακτικές βελτίωσης της απόδοσης που εφαρμόζονται και στον κλασικό κύκλο Brayton, δηλαδή η αναγέννηση, η ενδιάμεση ψύξη και η αναθέρμανση. Εκτός από τη χρήση του σε εφαρμογές παραβολικών και ευρύτερα συγκεντρωτικών συλλεκτών, ο κύκλος μπορεί να αξιοποιηθεί στην παραγωγή ενέργειας από πυρηνική ενέργεια, από

γεωθερμία, από εκμετάλλευση απορριπτόμενης θερμότητας και σε κυψέλες καυσίμου [3.27].

3.5. Οργανικός κύκλος Rankine

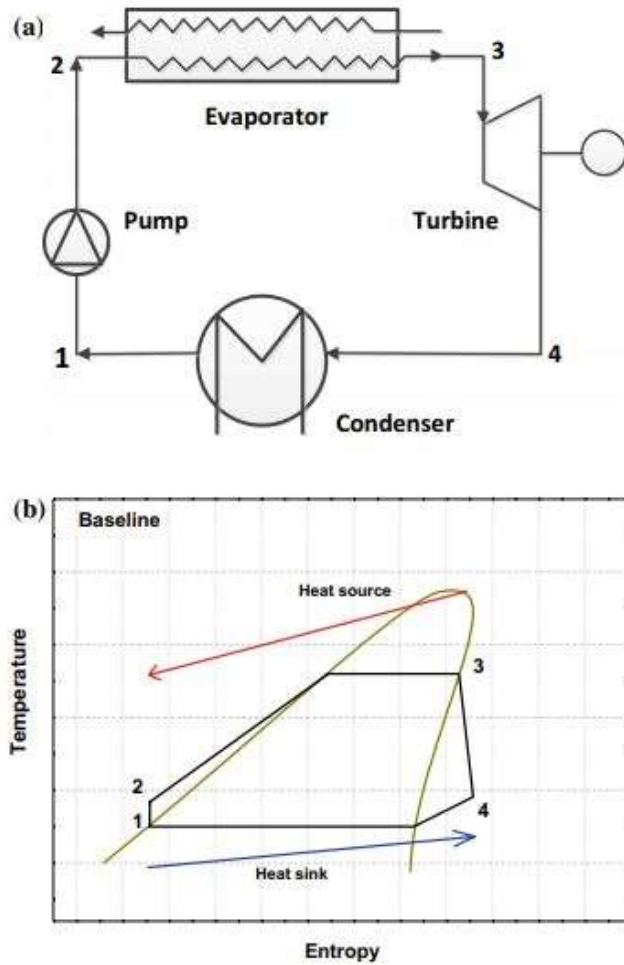
3.5.1. Γενικά στοιχεία για τον οργανικό κύκλο Rankine

Ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC) είναι θερμοδυναμικός κύκλος παρόμοιος με τον κύκλο νερού-ατμού Clausius-Rankine αλλά ως εργαζόμενα μέσα χρησιμοποιούνται οργανικά ρευστά [3.1], τα οποία έχουν χαμηλά σημεία βρασμού [3.28]. Με την χρήση αυτού του κύκλου αξιοποιούνται πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, όπως η θερμότητα από γεωθερμία, η θερμότητα από αξιοποίηση βιομάζας, η θερμότητα από ηλιακή ενέργεια ή απορριπτόμενη θερμότητα (waste heat). Η τεχνολογία που βασίζεται σε αυτόν τον κύκλο μπορεί να αξιοποιηθεί σε αποκεντρωμένες και μικρές μονάδες ηλεκτρικής ισχύος έως 1 MW.

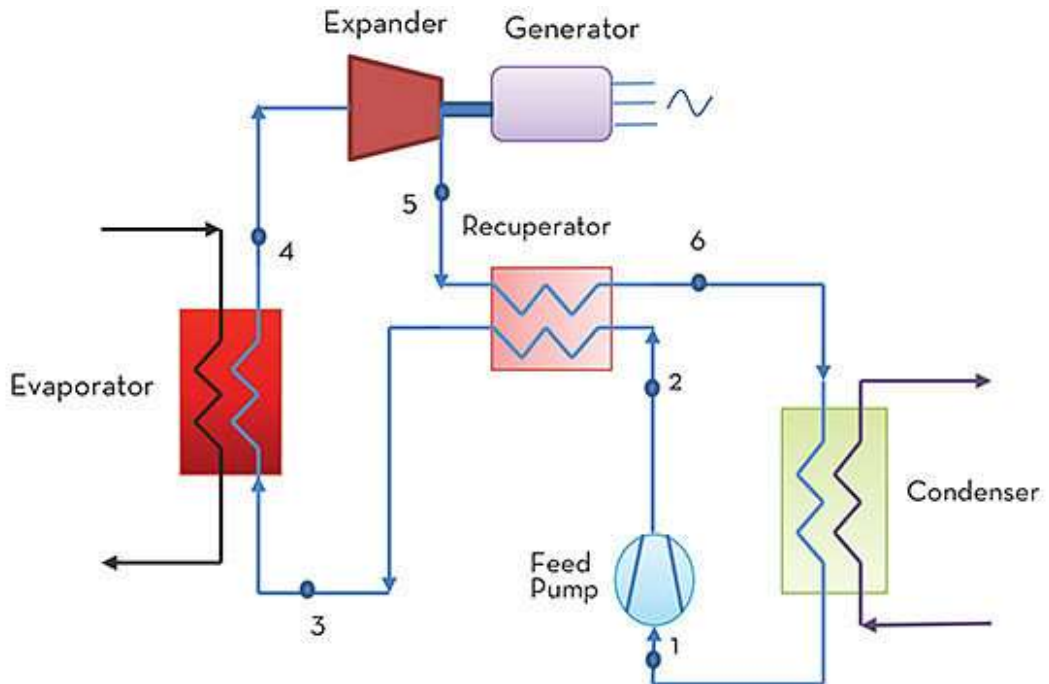
Ειδικότερα, το εργαζόμενο μέσο προθερμαίνεται στον οικονομητήρα (economizer) καταλήγοντας σε κατάσταση κορεσμένου ατμού, στη συνέχεια ατμοποιείται στον ατμοποιητή (evaporator) εξερχόμενος από αυτόν σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και ακολούθως εισάγεται στον υπερθερμαντή (superheater) όπου καταλήγει σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Έπειτα εκτονώνεται στο στρόβιλο με την εκτόνωση να ολοκληρώνεται εντός της περιοχής του υπέρθερμου ατμού, γεγονός που προστατεύει τους εκτονωτές από πιθανή διάβρωση που θα προκαλούσαν σταγόνες υγρού και καθιστά την λειτουργία πιο αξιόπιστη. Ο στρόβιλος είναι συνδεδεμένος με γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Στη συνέχεια, το οργανικό ρευστό εισέρχεται στο συμπυκνωτή όπου αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον και υγροποιείται ώστε να εισέρθει στην αντλία όπου αυξάνει η πίεσή του. Μετά την αντλία το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον οικονομητήρα και ολοκληρώνεται ο κύκλος. Το σχήμα 3.19 περιλαμβάνει σχηματική αναπαράσταση του κύκλου και το αντίστοιχο διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας [3.1].

Για την αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου, χρησιμοποιείται αναγεννητής (recuperator/regenerator) που επιτρέπει την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου προτού εισέρθει στον οικονομητήρα μέσω του υπέρθερμου ατμού που έχει εξέρθει από το στρόβιλο. Έτσι αξιοποιείται το ενεργειακό περιεχόμενο του υπέρθερμου ατμού αντί να απορρίπτεται στο περιβάλλον και απαιτείται η πρόσδοση λιγότερης ενέργειας από την πηγή στον κύκλο [3.1]. Παρακάτω, στο σχήμα 3.20 παρατίθεται σχηματική αναπαράσταση ενός οργανικού κύκλου Rankine με αναγεννητή.

Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι συνήθως χρησιμοποιείται μία πολύ μικρή υπερθέρμανση στην είσοδο του στρόβιλου. Επίσης, υπάρχουν και σχεδιασμοί με υπερθέρμανση του ρευστού ανάμεσα στις βαθμίδες του στρόβιλου, αλλά είναι σπάνιοι. Συνήθως, για επίτευξη υψηλής απόδοσης χρησιμοποιείται ο σχεδιασμός του σχήματος 3.20.



Σχήμα 3. 19: Αναπαράσταση των διατάξεων του κύκλου (α) και διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (β) [3.29].



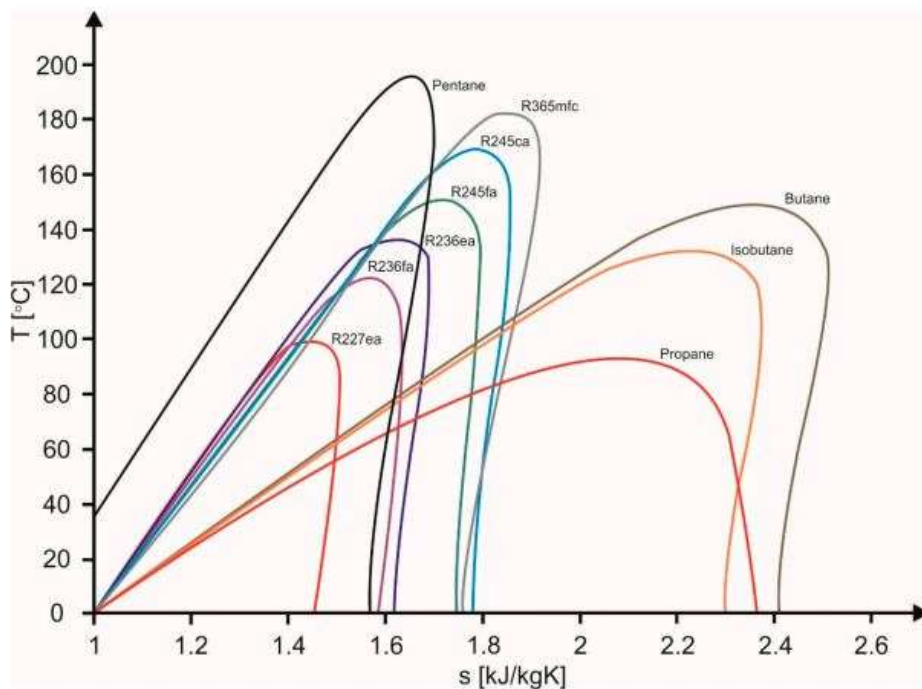
Σχήμα 3. 20: Οργανικός κύκλος Rankine με αναγέννηση [3.30].

3.5.2. Επιλογή εργαζόμενου μέσου

Ένα από τα σημαντικότερα στοιχεία κατά το σχεδιασμό ενός οργανικού κύκλου Rankine είναι η επιλογή ενός κατάλληλου, θερμοδυναμικά και περιβαλλοντικά, εργαζόμενου μέσου. Η επιλογή αυτή συνδέεται άμεσα με το θερμοκρασιακό επίπεδο της πηγής θερμότητας [3.1]. Επίσης, επηρεάζει τη θερμοδυναμική συμπεριφορά, την οικονομική απόδοση και την ασφάλεια του συστήματος. Οι κατηγορίες ρευστών που μπορούν να χρησιμοποιηθούν είναι οι εξής [3.28]:

- Υδρογονάνθρακες (προπάνιο, βουτάνιο, ισοβουτάνιο, πεντάνιο)
- Υπερφθοράνθρακες (R14, R116, R218)
- Χλωροφθοράνθρακες (CFC) (R11, R12, R113)
- Υδροφθοράνθρακες (HFC) (R-227ea, R-236fa, R-236ea, R-245fa, R-245ca, R-365mfc)
- Υδροφθορολεφίνες (HFO) (HFO-1234yf)
- Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC) (R21, R22, R123)
- Σιλικόνες (MM, MDM, MD2M)
- Αιθέρες και φθοριωμένοι αιθέρες (διαιθυλαιθέρας, διμεθυλαιθέρας)
- Αλκοόλες (μεθανόλη, αιθανόλη)
- Ανόργανες ουσίες (αμμωνία, διοξείδιο του άνθρακα)

Στη συνέχεια παρατίθεται διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας με τις καμπύλες κορεσμού πολλών εργαζόμενων μέσων στο σχήμα 3.21.



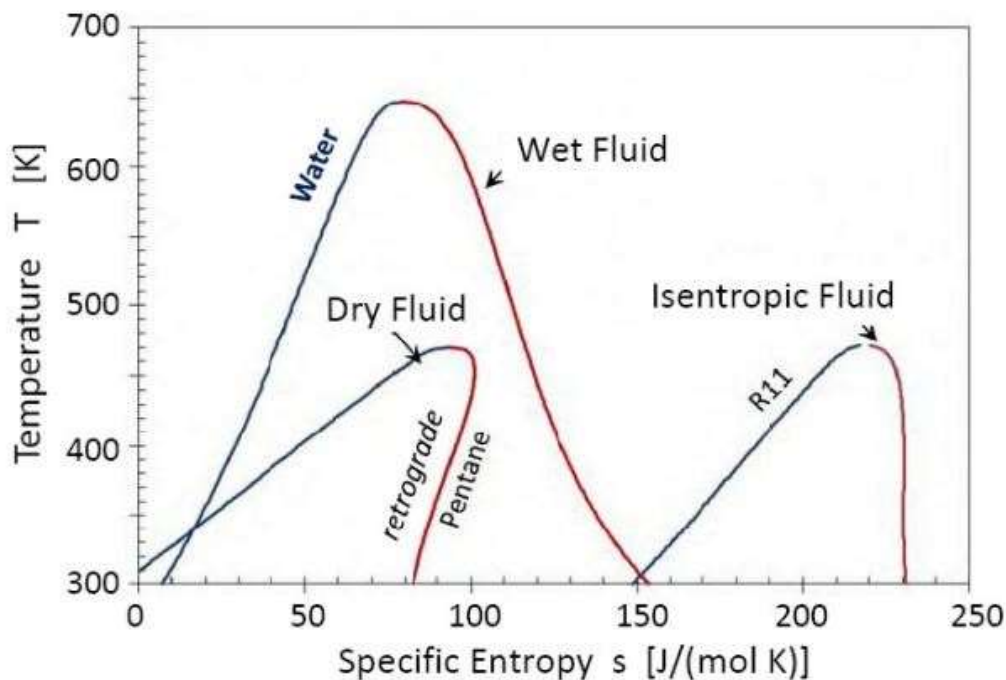
Σχήμα 3. 21: Διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας διαφόρων εργαζόμενων μέσων [3.31].

Εκτός των άλλων, τα εργαζόμενα μέσα μπορούν να ταξινομηθούν σύμφωνα με την καμπύλη κορεσμένου ατμού. Αυτό το χαρακτηριστικό είναι ιδιαίτερα σημαντικό διότι επηρεάζει τη δυνατότητα εφαρμογής του μέσου, την απόδοση του κύκλου και

τη διάταξη του εξοπλισμού του συστήματος. Επομένως, τα εργαζόμενα μέσα χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες με βάση την κλίση της καμπύλης κορεσμένου ατμού $\frac{ds}{dT}$ στο διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) ως εξής [3.28]:

- Ξηρά ρευστά (dry fluids), με θετική κλίση $\frac{ds}{dT}$
- Υγρά ρευστά (wet fluids), με αρνητική κλίση $\frac{ds}{dT}$
- Ισεντροπικά ρευστά (isentropic fluids), με μηδενική κλίση $\frac{ds}{dT}$

Γραφικά, οι τρεις κατηγορίες αναπαρίστανται στο σχήμα 3.22.

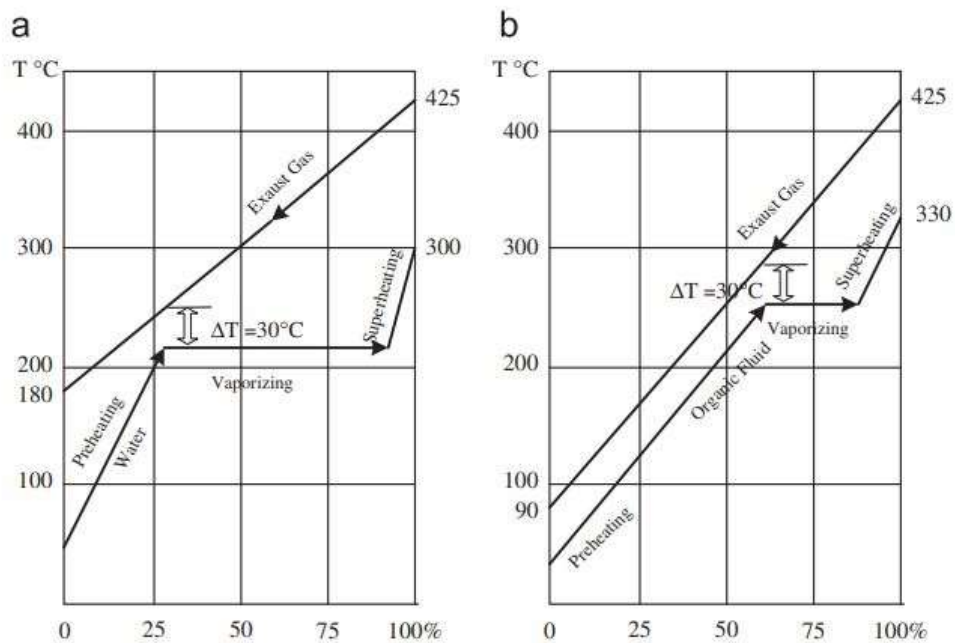


Σχήμα 3. 22: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας με τις τρεις κατηγορίες εργαζόμενων μέσων [3.32].

Λόγω της αρνητικής κλίσης της καμπύλης κορεσμένου ατμού, τα υγρά ρευστά (νερό, αμμωνία) αν δεν υπερθερμανθούν, στην έξοδο του στροβίλου παρατηρούνται συνήθως ποσότητες υγρού. Η παρουσία υγρού εντός του στροβίλου μπορεί να προκαλέσει βλάβη στα πτερύγια του στροβίλου και να μειώσει τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του στροβίλου. Συνήθως, το ελάχιστο ποσό ξηρότητας στην έξοδο του στροβίλου διατηρείται πάνω από 0.85. Για να επιτευχθεί αυτό, απαιτείται υπερθέρμανση του υγρού εργαζόμενου μέσου. Ωστόσο, λόγω της μείωσης του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στη ατμώδη φάση απαιτείται μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής που οδηγεί σε μεγαλύτερο κόστος. Αντιθέτως, τα ισεντροπικά και τα ξηρά ρευστά δεν χρειάζονται υπερθέρμανση και με τη χρήση τους ελαχιστοποιείται ο κίνδυνος εμφάνισης υγρών σταγονιδίων. Ως εκ τούτου, τα ισεντροπικά και τα ξηρά εργαζόμενα μέσα κρίνονται περισσότερο κατάλληλα για συστήματα ORC. Εάν ένα ρευστό είναι «πολύ ξηρό», δηλαδή έχει μεγάλη θετική κλίση, τότε ο ατμός στην έξοδο του στροβίλου θα είναι σε μεγάλο βαθμό υπέρθερμος. Επομένως, για να μην μείνει ανεκμετάλλευτο το ενεργειακό του

περιεχόμενο με την αποβολή θερμότητας στο περιβάλλον μέσω του συμπυκνωτή, χρησιμοποιείται αναγεννητής που αυξάνει το αρχικό κόστος επένδυσης και την πολυπλοκότητα του συστήματος. Όσον αφορά την υπερθέρμανση, έχει αποδειχθεί ότι για τα ξηρά εργαζόμενα μέσα, όταν η πίεση είναι υψηλή, η υπερθέρμανση μπορεί να αυξήσει την απόδοση του συστήματος σε μικρό βαθμό. Επομένως, ο οργανικός κύκλος Rankine μπορεί να λειτουργήσει ικανοποιητικά χωρίς τη χρήση υπερθέρμανσης. Τέλος, εμφανίζουν και τα ισεντροπικά εργαζόμενα μέσα (R11, fluorigal 85) μία ευνοϊκή ιδιότητα. Συγκεκριμένα, έχουν σχεδόν κάθετη καμπύλη κορεσμένου ατμού, με αποτέλεσμα, όταν δεν χρησιμοποιηθεί υπερθέρμανση, ο ατμός στην έξοδο του στροβίλου να βρίσκεται σε υπέρθερμη κατάσταση που δεν απέχει πολύ από τον κορεσμό. Έτσι, δεν χρειάζεται να χρησιμοποιηθεί αναγεννητής. Οι ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου επηρεάζουν τη λειτουργία, την απόδοση, τον περιβαλλοντικό αντίκτυπο και την οικονομική βιωσιμότητα ενός συστήματος ORC. Οι σημαντικότερες ιδιότητες που λαμβάνονται υπόψη είναι οι εξής [3.28]:

- 1) Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης: Όταν η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης είναι υψηλή τότε το μεγαλύτερο μέρος της συναλλαγής θερμότητας μεταξύ της πηγής θερμότητας και του εργαζόμενου μέσου λαμβάνει χώρα κατά την αλλαγή φάσης και ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος αυξάνει. Ωστόσο, όταν η λανθάνουσα θερμότητα είναι μικρή, τότε η συναλλαγή γίνεται κυρίως μέσω μεταβολής της θερμοκρασίας, με αποτέλεσμα το θερμοκρασιακό προφίλ του εργαζόμενου μέσου να συμβαδίζει καλύτερα με το θερμοκρασιακό προφίλ του ρευστού της πηγής θερμότητας. Έτσι μειώνονται οι μη-αναστρεψιμότητες και αυξάνει ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος. Οι δύο περιπτώσεις απεικονίζονται στο σχήμα 3.23.



Σχήμα 3. 23: Διάγραμμα θερμοκρασίας-ποσοστού συναλασσόμενης θερμότητας για ένα εργαζόμενο μέσο με υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης (a) και αντίστοιχα με χαμηλή (b) [3.28].

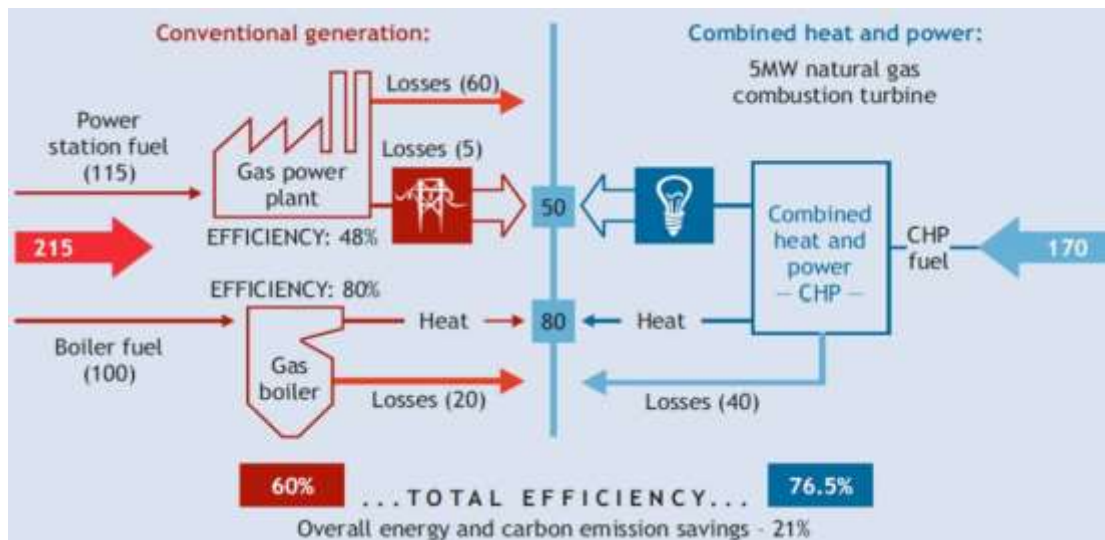
- 2) Πυκνότητα: Κρίνεται σημαντικό το εργαζόμενο μέσο να εμφανίζει υψηλή πυκνότητα ως αέριο έτσι ώστε η παροχή όγκου να είναι μικρότερη και να μειώνεται το μέγεθος του στροβίλου. Έτσι, το κόστος εγκατάστασης μειώνεται.
- 3) Ειδική θερμοχωρητικότητα: Η ειδική θερμοχωρητικότητα του υγρού θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερη ώστε να μειώνεται το έργο της αντλίας.
- 4) Κρίσιμη θερμοκρασία: Ρευστά με υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία συνήθως εμφανίζουν υψηλότερο βαθμό απόδοσης αλλά μικρότερη πίεση συμπύκνωσης.
- 5) Θερμοκρασία ατμοποίησης: Τα ρευστά πρέπει να μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος και να εμφανίζουν θερμοκρασίες ατμοποίησης από 0-100°C.
- 6) Σημείο πήξης: Πρέπει να είναι μικρότερο από την ελάχιστη θερμοκρασία του κύκλου.
- 7) Μοριακό βάρος: Ρευστά με μεγάλο μοριακό βάρος επιφέρουν καλύτερους βαθμούς απόδοσης στροβίλου αλλά απαιτούν μεγαλύτερες επιφάνειες συναλλαγής.
- 8) Μοριακή πολυπλοκότητα: Η επιλογή εργαζόμενου μέσου με βάση τη μοριακή πολυπλοκότητα πρέπει να λαμβάνει υπόψη τον τύπο της πηγής θερμότητας.
- 9) Συνεκτικότητα: Η συνεκτικότητα πρέπει να είναι μικρή τόσο στην υγρή όσο και στην αέρια φάση ώστε να μειώνονται οι απώλειες πίεσης.
- 10) Αγωγιμότητα: Απαιτείται υψηλή αγωγιμότητα ώστε να προκύπτουν υψηλοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας στους εναλλάκτες [3.28].

Επίσης υπάρχουν και ορισμένοι περιορισμοί ως προς την επιλογή εργαζόμενου μέσου. Ειδικότερα, η ανώτερη πίεση του κύκλου θα πρέπει να είναι μικρότερη από την κρίσιμη πίεση και να μην την προσεγγίζει πολύ, καθώς κοντά στο κρίσιμο σημείο μικρές αλλαγές στη θερμοκρασία επιφέρουν μεγάλες αλλαγές πιέσεων. Επίσης, η χαμηλότερη πίεση του κύκλου πρέπει να είναι μεγαλύτερη από μία καθορισμένη τιμή. Ακόμα, ορίζεται ανώτερο θερμοκρασιακό όριο στον κύκλο ώστε το ρευστό να μην καταστεί χημικά ασταθές και υποστεί αποσύνθεση. Επιπλέον, τίθενται ορισμένοι περιορισμοί σχετικά με τους στροβίλους/εκτονωτές, καθώς δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί οποιοσδήποτε τύπος στροβίλου ή εκτονωτή με οποιοδήποτε εργαζόμενο μέσο. Για παράδειγμα, οι ακτινικοί στροβίλοι έχουν περιορισμούς στην ταχύτητα ακροπτερυγίου, στην ταχύτητα περιστροφής και στον αριθμό Mach. Τέλος, υπάρχουν περιβαλλοντικοί περιορισμοί και περιορισμοί ασφαλείας. Συγκεκριμένα, λαμβάνονται υπόψη οι δείκτες GWP και ODP [3.28], όπως αναφέρονται στο κεφάλαιο 3.3.3 αλλά και ο χρόνος ζωής στην ατμόσφαιρα (ATL: Atmospheric lifetime), που είναι ο χρόνος που παραμένει μία ουσία στην ατμόσφαιρα προτού αναμειχθεί πλήρως με τα υπόλοιπα αέρια της ατμόσφαιρας [3.33]. Επίσης, λαμβάνεται υπόψη η κατηγορία ασφαλείας κατά ASHRAE, όπως αναφέρεται και στο κεφάλαιο 3.3.3. Εν γένει, είναι επιθυμητό το εργαζόμενο μέσο να μην είναι εύφλεκτο και τοξικό. Ωστόσο οι υδρογονάνθρακες χρησιμοποιούνται

συχνά, παρόλο που είναι εύφλεκτοι, επειδή δεν υπάρχει κίνδυνος αν δεν υπάρχει κοντά πηγή ανάφλεξης [3.28].

3.6. Συστήματα συμπαραγωγής-τριπαραγωγής

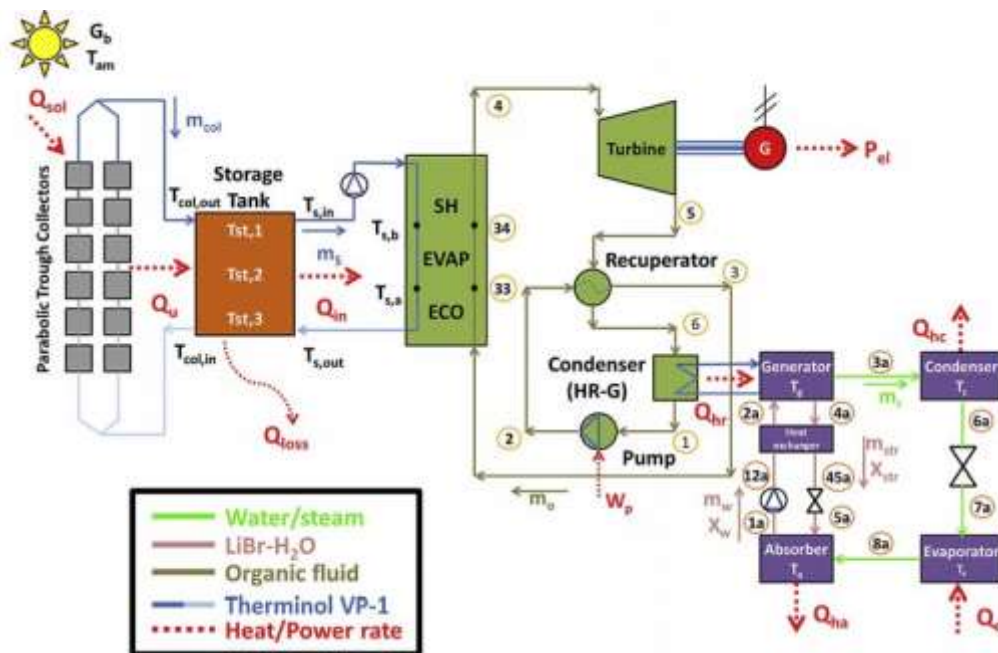
Οι τεχνολογίες συμπαραγωγής και πολυπαραγωγής, όπως η τριπαραγωγή, θεωρούνται από τις πλέον αποδοτικότερες ενεργειακά τεχνολογίες. Συμπαραγωγή ονομάζεται η συνδυασμένη παραγωγή θερμικής ενέργειας και ηλεκτρισμού από την ίδια αρχική πηγή ενέργειας, την ίδια μονάδα και την ίδια διεργασία. Η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας εφαρμόζεται σε μεγάλες κεντρικές ή μικρές αποκεντρωμένες μονάδες σε εφαρμογές κτηρίων τριτογενούς τομέα, σε πόλεις (τηλεθέρμανση), σε βιομηχανίες και σε αγροτικές χρήσεις. Με τις τεχνολογίες αυτές, αξιοποιείται η αποβαλλόμενη θερμότητα, η οποία στις μονάδες ηλεκτρισμού απορρίπτεται στο περιβάλλον. Έτσι, επιτυγχάνεται αυξημένη ενεργειακή απόδοση και εξοικονομείται μέρος της αρχικής πηγής ενέργειας (όπως ορυκτά καύσιμα) σε σχέση με την περίπτωση χωριστής παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας. Επιπλέον είναι οικονομικά πιο συμφέρουσες και περιβαλλοντικά πιο φιλικές, καθώς μειώνονται οι εκπομπές προς το περιβάλλον [3.1]. Παρακάτω ακολουθεί το σχήμα 3.24 στο οποίο συγκρίνεται η τεχνολογία συμπαραγωγής με την εφαρμογή χωριστής παραγωγής με καύσιμο φυσικό αέριο, όπου φαίνεται ότι με τη χρήση συμπαραγωγής (CHP: Combined Heat & Power) επιτυγχάνεται υψηλότερος συνολικός ενεργειακός βαθμός απόδοσης (76.5% αντί για 60%) και μικρότερη κατανάλωση καυσίμου (170 μονάδες αντί για 215) [3.34].



Σχήμα 3. 24: Σύγκριση χωριστής παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας με τη συμπαραγωγή [3.34].

Οι τεχνολογίες συμπαραγωγής εφαρμόζονται σε ατμοηλεκτρικούς σταθμούς (κύκλος Rankine), σε μονάδες αεριοστροβίλου (κύκλος Brayton), σε μονάδες συνδυασμένου κύκλου ατμοστροβίλου-αεριοστροβίλου, σε συστήματα μηχανών εσωτερικής καύσης όπου αξιοποιείται η απορριπτόμενη θερμότητα στα καυσαέρια και στο ψυκτικό υγρό, σε συστήματα οργανικού κύκλου Rankine (ORC) ή μηχανών Stirling [3.1]. Επιπλέον, υπάρχουν και τεχνολογίες τριπαραγωγής, όπου παράγεται και ψύξη, εκτός από θερμότητα και ηλεκτρισμό (CCHP: Combined Cooling, Heating

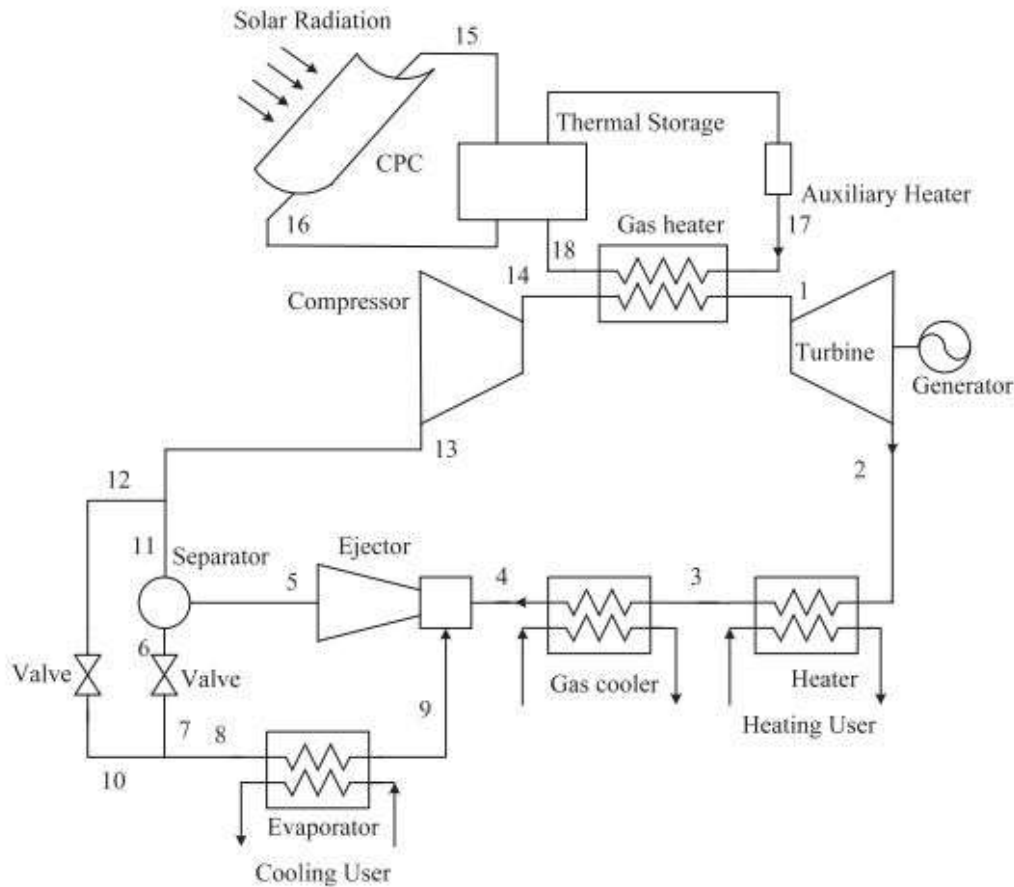
and Power). Σε μονάδες τριπαραγωγής πολλές φορές δεν χρησιμοποιούνται ορυκτά καύσιμα αλλά αξιοποιείται ως αρχική πηγή ενέργειας κάποια ανανεώσιμη πηγή, όπως η ηλιακή ενέργεια, ή απορριπτόμενη θερμότητα. Για παράδειγμα, από τους Bellos and Tzivanidis [3.35] έχει μελετηθεί σύστημα τριπαραγωγής με πηγή ενέργειας ηλιακή ακτινοβολία που δεσμεύεται από παραβολικούς συλλέκτες. Παράλληλα, προτείνεται δεξαμενή αποθήκευσης και μέσο μεταφοράς θερμότητας Therminol VP-1 τόσο στους συλλέκτες όσο και στη δεξαμενή. Η θερμότητα προσδίδεται σε ένα σύστημα οργανικού κύκλου Rankine για την παραγωγή ηλεκτρισμού. Επίσης παράγεται ψυκτική ισχύς από διάταξη ψύξης με απορρόφηση LiBr-H₂O (βρωμιούχου λιθίου-νερού), ο αναγεννητής της οποίας τροφοδοτείται από τη θερμότητα που απορρίπτεται από το συμπυκνωτή του οργανικού κύκλου. Ακόμα παράγεται και θερμική ισχύς από την θερμότητα που απορρίπτει ο συμπυκνωτής και ο απορροφητής της ψυκτικής διάταξης. Η ανάλυση πραγματοποιείται σε μόνιμη κατάσταση και με τη δοκιμή διαφόρων οργανικών εργαζόμενων μέσων, προκύπτει με κριτήριο το βέλτιστο εξεργειακό βαθμό απόδοσης το τολουένιο με τιμή 29.42%. Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης που συγκρίνει όλα τα προϊόντα σε σχέση με την ηλιακή ενέργεια προκύπτει από 130-180% λόγω της χρήσης ψύξης με απορρόφησης. Το εν λόγω σύστημα απεικονίζεται στο παρακάτω σχήμα [3.35].



Σχήμα 3. 25: Σύστημα τριπαραγωγής με παραβολικούς συλλέκτες (PTC), ORC και ψύξη με απορρόφηση [3.35].

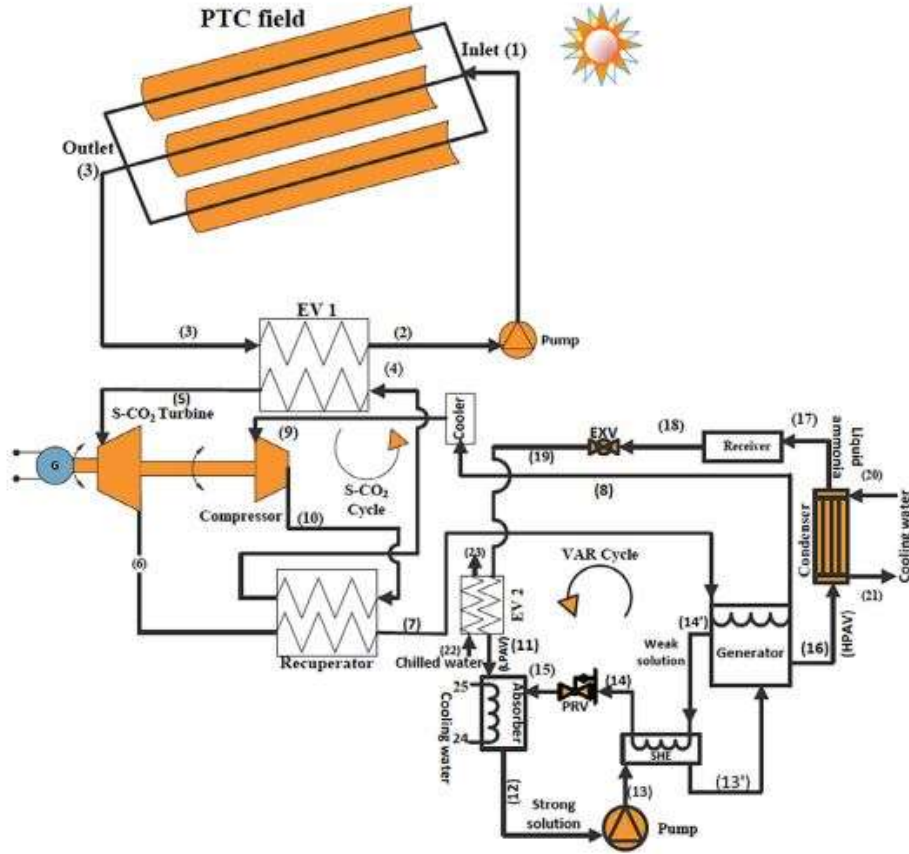
Επιπλέον, από τους Wang et al. [3.36] έχει μελετηθεί ηλιακά οδηγούμενο σύστημα τριπαραγωγής το οποίο περιλαμβάνει σύνθετους παραβολικούς συλλέκτες, δεξαμενή αποθήκευσης και βοηθητική πηγή ενέργειας. Η θερμότητα μεταφέρεται σε κύκλο Brayton με εργαζόμενο μέσο το διοξείδιο του άνθρακα μέσω του οποίου παράγεται ηλεκτρική ενέργεια. Μετά την έξοδο του στροβίλου ανακτάται θερμότητα η οποία αξιοποιείται ως ωφέλιμη. Επίσης, στον κύκλο Brayton ενσωματώνεται και ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με ejector με έναν ατμοποιητή για την παραγωγή ωφέλιμης ψύξης. Με ανάλυση σε μόνιμη κατάσταση

προκύπτει ενεργειακός βαθμός απόδοσης 53% και εξεργειακός 28.8%. Το σύστημα απεικονίζεται στο ακόλουθο σχήμα [3.36].



Σχήμα 3. 26: Σύστημα τριπαραγωγής με σύνθετους παραβολικούς συλλέκτες (CPC), κύκλο Brayton και ψυκτικό κύκλο [3.36].

Επιπρόσθετα, από τους Mishra and Singh [3.37] έχει μελετηθεί ηλιακά οδηγούμενο σύστημα τριπαραγωγής στο οποίο η ηλιακή ακτινοβολία δεσμεύεται από παραβολικούς συλλέκτες. Η θερμότητα μεταφέρεται σε κύκλο Brayton με εργαζόμενο μέσο το διοξείδιο του άνθρακα μέσω του οποίου παράγεται ηλεκτρική ενέργεια. Μετά την έξοδο του στροβίλου ανακτάται θερμότητα η οποία προσδίδεται στον αναγεννητή διάταξης ψύξης με απορρόφηση $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (αμμωνίας-νερού), με σκοπό της παραγωγής ψυκτικής ισχύος. Ακόμα παράγεται και θερμική ισχύς από την θερμότητα που απορρίπτει ο συμπυκνωτής και ο απορροφητής της ψυκτικής διάταξης. Με βάση την ανάλυση που πραγματοποιήθηκε σε μόνιμη κατάσταση, στην περίπτωση που η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου είναι 650 K, προκύπτει εξεργειακός βαθμός απόδοσης 75.2% και θερμικός βαθμός απόδοσης 41.89%. Επίσης οι συντελεστές συμπεριφοράς του συστήματος απορρόφησης προκύπτουν για θερμότητα 1.435 και για ψύξη 0.4675. Τέλος, το σύστημα απεικονίζεται στο ακόλουθο σχήμα [3.37].



Σχήμα 3. 27: Σύστημα τριπαραγωγής με παραβολικούς συλλέκτες (PTC), κύκλο Brayton και κύκλο ψύξης με απορρόφηση [3.37].

Βιβλιογραφία 3^{ου} Κεφαλαίου

- [3.1] Κακαράς, Ε και Καρέλλας, Σ 2015, *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα*, Εκδόσεις Τσότρας, Αθήνα, σελ. 55-61, 431-433, 519-532.
- [3.2] Dabiri, S & Rahimi, M 2016, 'Basic introduction of solar collectors and energy and exergy analysis of a heliostat plant', The 3rd International Conference and Exhibition on Solar Energy, University of Tehran, 5-6 September.
- [3.3] <https://www.energy.gov/eere/solar/articles/skytrough-parabolic-solar-collector>
- [3.4] Abdulhamed, A.J, Adam, N.M, Ab-Kadir, M.Z.A & Hairuddin, A.A 2018, 'Review of solar parabolic-trough collector geometrical and thermal analyses, performance, and applications', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 91, pp. 822-831.
- [3.5] Bellos, E, Tzivanidis, C & Antonopoulos, K.A 2016, 'A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors', *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, pp. 374-386.
- [3.6] Goswami, Y 2021, *Ηλιακή Ενέργεια για μηχανικούς*, 3^η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Αθήνα, σελ. 218-223, 587-588.
- [3.7] Krishna, Y, Faizal, M, Saidur, R, Ng, K.C & Aslfattahi, N 2020, 'State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 152, 119541.
- [3.8] Coelho, B, Varga, S, Oliveira, A & Mendes, A 2014, 'Optimization of an atmospheric air volumetric central receiver system: Impact of solar multiple, storage capacity and control strategy', *Renewable Energy*, vol. 63, pp. 392-401.
- [3.9] Li, Y, Yuan, J & Yang, Y 2014, 'Study on solar multiple for an integrated solar combined cycle system with direct steam generation', *Energy Procedia*, vol. 61, pp.29-32.
- [3.10] <https://www.mdpi.com/2079-9292/9/11/1941/htm>
- [3.11] <https://iifir.org/en/fridoc/the-role-of-refrigeration-in-the-global-economy-2019-142028>
- [3.12] Dincer, I 2020, *Συστήματα Ψύξης και Εφαρμογές*, 3^η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Αθήνα, σελ. 47-49, 88-114.
- [3.13] Tsimpoukis, D, Syngounas, E, Petsanas, D, Mitsopoulos, G, Anagnostatos, S, Bellos, E, Tzivanidis, C & Vrachopoulos, M 2020, 'Energy and environmental investigation of R744 all-in-one configurations for refrigeration and heating/air conditioning needs of a supermarket', *Journal of Cleaner Production*, vol. 279, 123234.
- [3.14] <https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines>
- [3.15] Tsamos, K.M, Ge, Y.T, Santosa, ID, Tassou, S.A, Bianchi, G & Mylona, Z 2017, 'Energy Conversion and Management, Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates', *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 822-829.
- [3.16] https://www.engineeringtoolbox.com/CO2-carbon-dioxide-properties-d_2017.html

- [3.17] https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/property_tables/CO2/ph_CO2.html
- [3.18] Gullo, P, Hafner, A, Banasiak, K, Minetto, S & Kriezi, E 2019, 'Multi-Ejector Concept: A Comprehensive Review on its Latest Technological Developments', *Energies*, 12 (3), 406.
- [3.19] Mitsopoulos, G, Syngounas, E, Tsimpoukis, D, Bellos, E, Tzivanidis, C & Anagnostatos, S 2019, 'Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO₂ refrigerant', *Energy Conversion and Management: X*, vol X 1, 100006.
- [3.20] Gullo, P, Tsamos, K.M, Hafner, A, Banasiak, K, Ge, Y.T & Tassou, S.A 2018, 'Crossing CO₂ equator with the aid of multi-ejector concept: A comprehensive energy and environmental comparative study', *Energy*, vol. 164, pp. 236-263.
- [3.21] Black, W & Hartley, J 2010, *Εφαρμοσμένη Θερμοδυναμική*, 1^η ελληνική έκδοση, Εκδόσεις Ίων, Αθήνα, σελ. 465-492.
- [3.22] <https://slideplayer.com/slide/5211608/>
- [3.23] <https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/draw-p-v-diagram-real-brayton-cycle-t-s-diagram-picture-temperature-specific-entropy-diagram-q49240768>
- [3.24] Le Roux, W, Mwesigye, A, Bello-Ochende, T & Meyer, J 2014, 'Tracker and collector for an experimental setup of a small-scale solar thermal Brayton cycle', 2nd Southern African Solar Energy Conference (SASEC2014), Port-Elizabeth.
- [3.25] Javanshir, A, Sarunac, N & Razzaghpahan, Z 2018, 'Thermodynamic analysis of simple and regenerative Brayton cycles for the concentrated solar power applications', *Energy Conversion and Management*, vol. 163, pp. 428-443.
- [3.26] Aguilar, R, Valenzuela, L, Avila-Marin, L.A & Garcia-Ybarra, L.P 2019, 'Simplified heat transfer model for parabolic trough solar collectors using supercritical CO₂', *Energy Conversion and Management*, vol. 196, pp. 807-820.
- [3.27] Li, M-J, Zhu, H-H, Guo, J-Q, Wang, K & Tao, W-Q 2017, 'The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries', *Applied Thermal Engineering*, vol. 126, pp. 255-275.
- [3.28] Bao, J & Zhao, L 2013, 'A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 325-342.
- [3.29] Li, G 2019, 'Organic Rankine cycle environmental impact investigation under various working fluids and heat domains concerning refrigerant leakage rates', *International Journal of Environmental Science and Technology*, vol. 16, pp. 431-450.
- [3.30] <https://www.achrnews.com/articles/126941-uk-considers-organic-rankine-cycle>
- [3.31] Kolasinski, P 2020, 'The Method of the Working Fluid Selection for Organic Rankine Cycle (ORC) Systems Employing Volumetric Expanders', *Energies*, 13, 573.
- [3.32] Hasselmann, K, Reinker, F, Weische, S, Kenig, E.Y, Dubberke, F & Vrabec, J 2014, 'Performance Predictions of Axial Turbines for Organic Rankine Cycle (ORC) Applications Based on Measurements of the Flow Through Two-Dimensional

Cascades of Blades', Proceedings of the ASME 2014 Power Conference (POWER2014-32098) July 28-31, Baltimore, Maryland, USA.

[3.33] https://19january2017snapshot.epa.gov/climateleadership/atmospheric-lifetime-and-global-warming-potential-defined_.html

[3.34] Apunda, M.O & Nyangoye, B.O 2017, 'Selection of a Combined Heat and Power (CHP), and CHP Generation Compared to Buying of Electrical Power from the National Grid and Separate Thermal Heat Production', *Open Science Journal*, August.

[3.35] Bellos, E & Tzivanidis, C 2017, 'Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump', *Journal of Cleaner Production*, vol. 161, pp. 493-509.

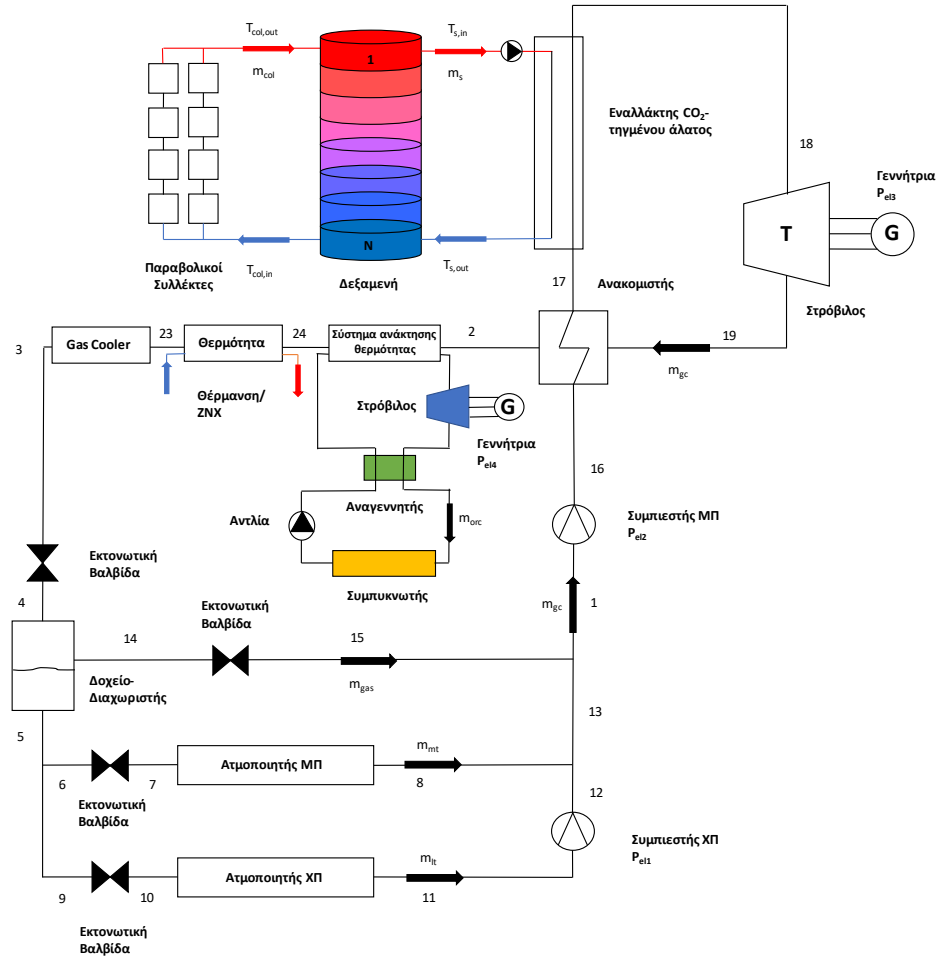
[3.36] Wang, J, Zhao, P, Niu, X & Dai, Y 2012, 'Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO₂ driven by solar energy', *Applied Energy*, vol. 94, pp. 58-64.

[3.37] Mishra, R.S & Singh, H 2018, 'Detailed parametric analysis of solar driven supercritical CO₂ based combined cycle for power generation, cooling and heating effect by vapor absorption refrigeration as a bottoming cycle', *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 8, pp. 397-410.

Κεφάλαιο 4: Ανάλυση και μοντελοποίηση του συστήματος τριπαραγωγής
Στην παρούσα εργασία θα πραγματοποιηθεί παραμετρική μελέτη και βελτιστοποίηση ενός συστήματος τριπαραγωγής το οποίο πρόκειται να εγκατασταθεί σε supermarket. Η προς μελέτη εγκατάσταση βασίζεται σε ένα σύστημα ψύξης Booster με εργαζόμενο μέσο διοξείδιο του άνθρακα που περιλαμβάνει ένα φορτίο χαμηλής θερμοκρασίας ή κατάψυξης και ένα φορτίο μέσης θερμοκρασίας ή συντήρησης, χωρίς τη χρήση παράλληλης συμπίεσης. Το υπάρχον σύστημα θα αναβαθμιστεί με την ενσωμάτωση διατάξεων κύκλου Brayton στον ψυκτικό κύκλο, έτσι ώστε να παράγεται ηλεκτρισμός και ωφέλιμη θερμότητα για τη θέρμανση του χώρου και για ζεστό νερό χρήσης.

Έτσι προτείνεται η εγκατάσταση παραβολικών συλλεκτών (PTC) μαζί με ένα δοχείο αποθήκευσης με τη χρήση τηγμένου άλατος ως ρευστού μεταφοράς θερμότητας και αποθήκευσης. Η θερμότητα αυτή προσδίδεται στο διοξείδιο του άνθρακα μέσω ενός εναλλάκτη αντιρροής, ο οποίος τοποθετείται μετά την ανύψωση της πίεσης μέσω ενός συμπιεστή. Θα εγκατασταθεί νέος συμπιεστής ο οποίος θα αυξάνει την πίεση του διοξειδίου του άνθρακα σε μεγαλύτερα επίπεδα σε σχέση με τον υπάρχοντα συμπιεστή υψηλής πίεσης (HP compressor). Εν συνεχεία θα εγκατασταθεί ένας στρόβιλος συνδεδεμένος με μία ηλεκτρική γεννήτρια και ένας ανακομιστής θερμότητας που θα αξιοποιεί το ενεργειακό περιεχόμενο της εξόδου του στρόβιλου και θα μειώνει την ανάγκη για τοποθέτηση περαιτέρω ηλιακών συλλεκτών. Επίσης, μετά τον ανακομιστή, προτείνεται η εγκατάσταση ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας, το οποίο θα μεταφέρει τη θερμότητα από το διοξείδιο του άνθρακα σε ένα σύστημα οργανικού κύκλου Rankine (ORC). Ακόμα, το σύστημα θα προσδίδει θερμότητα χαμηλότερης θερμοκρασίας μέσω ενός εναλλάκτη για θέρμανση νερού, που μπορεί να αξιοποιηθεί για την κάλυψη των θερμικών αναγκών του καταστήματος. Τέλος, το υπολειπόμενο ποσό θερμότητας θα απορρίπτεται στο περιβάλλον. Το συνολικό σύστημα παρουσιάζεται σχηματικά στη συνέχεια στο σχήμα 4.1.

Το επόμενο βήμα είναι η παρουσίαση του μαθηματικού υποβάθρου για την μοντελοποίηση του εξεταζόμενου συστήματος. Οι εξισώσεις που δίνονται αφορούν τόσο την ανάλυση σε μόνιμες συνθήκες αλλά και σε δυναμικές συνθήκες.



Σχήμα 4. 1: Σχηματική αναπαράσταση ολόκληρου του συστήματος τριπαραγωγής.

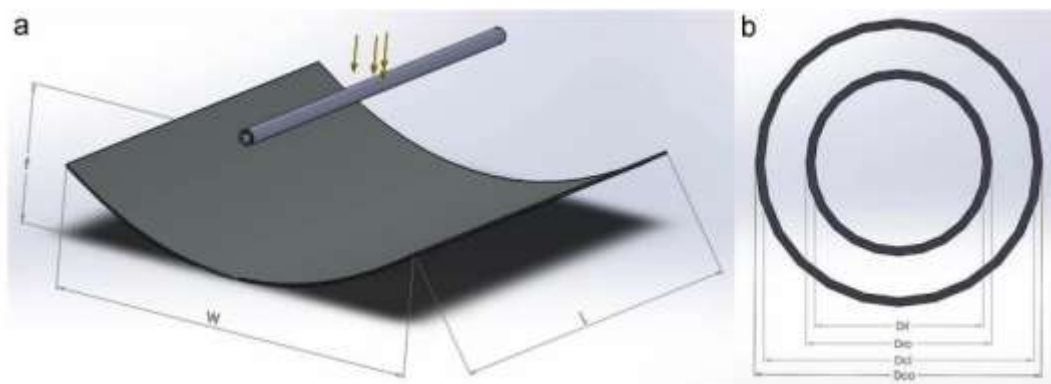
4.1. Ανάλυση και μοντελοποίηση παραβολικών συλλεκτών (PTC)

4.1.1. Χαρακτηριστικά χρησιμοποιούμενου παραβολικού συλλέκτη

Στην παρούσα εργασία επιλέγεται ο παραβολικός συλλέκτης Eurotrough ET-150, ο οποίος είναι ευρέως χρησιμοποιούμενος συλλέκτης και αποτελείται από έναν ανακλαστήρα και ένα σωλήνα που περιλαμβάνει απορροφητή και ένα γυάλινο κάλυμμα. Επιλέγεται ως εργαζόμενο μέσο το νιτρικό τηγμένο άλας που αποτελείται από 60 wt% NaNO_3 (νιτρικό νάτριο) και 40 wt% KNO_3 (νιτρικό κάλιο). Το άλας μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εύρος θερμοκρασιών από 220°C έως 600°C, καθώς σε χαμηλότερες θερμοκρασίες υπάρχει κίνδυνος στερεοποίησης. Επομένως είναι κατάλληλο για το εύρος θερμοκρασιών που αναμένεται να εμφανιστεί στο παρόν σύστημα. Επίσης, στο εύρος αυτό αναμένεται υψηλός θερμικός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης στον εν λόγω συλλέκτη [4.1]. Επιπλέον, θεωρείται ότι οι συλλέκτες τοποθετούνται με τον άξονα τους στην κατεύθυνση Βορρά-Νότου και το σύστημα παρακολούθησης να κινεί τον συλλέκτη κατά τον άξονα Ανατολής-Δύσης κατά τη διάρκεια της ημέρας [4.2]. Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα γεωμετρικά στοιχεία του συλλέκτη και άλλοι χρήσιμοι συντελεστές. Για τη γεωμετρία ακολουθεί και επεξηγηματικό σχήμα (σχήμα 4.2).

Πίνακας 4. 1: Στοιχεία παραβολικού συλλέκτη Eurotrough ET-150 [4.1].

Μεγέθη	Τιμές
Πλάτος παραβολής W	5.8 m
Εσωτερική διάμετρος απορροφητή $D_{r,in}$	66 mm
Εξωτερική διάμετρος απορροφητή $D_{r,out}$	70 mm
Εσωτερική διάμετρος καλύμματος $D_{c,in}$	120 mm
Εξωτερική διάμετρος καλύμματος $D_{c,out}$	125 mm
Μήκος ενός συλλέκτη L	12 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 $\eta_{opt,max}$	0.80
Γεωμετρικός λόγος συγκέντρωσης C	26.37



Σχήμα 4. 2: Σχηματική αναπαράσταση του συλλέκτη (a) και της σωλήνωσης σε τομή (b) με τα γεωμετρικά μεγέθη [4.3].

Η επιφάνεια του συγκεντρωτή ή ανοίγματος του ενός συλλέκτη A_{col} θεωρείται ως εξής [4.1]:

$$A_{col} = L \cdot W = 69.6 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

Στην παρούσα μελέτη χρησιμοποιούνται πολλοί όμοιοι συλλέκτες με τα χαρακτηριστικά που περιγράφονται στον παραπάνω πίνακα οι οποίοι διατάσσονται σε σειρές δημιουργώντας ένα ηλιακό πεδίο. Η συνολική συλλεκτική επιφάνεια που απαιτείται για τη λειτουργία του συστήματος τριπαραγωγής περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$A_a = L_{total} \cdot W \quad (4.2)$$

Με L_{total} το συνολικό μήκος των συλλεκτών.

Με βάση τις διαμέτρους του πίνακα 4.1 προκύπτουν οι αντίστοιχες επιφάνειες [4.3]:

Εσωτερική επιφάνεια απορροφητή:

$$A_{r,in} = \pi \cdot D_{r,in} \cdot L_{total} \quad (4.3)$$

Εξωτερική επιφάνεια απορροφητή:

$$A_{r,out} = \pi \cdot D_{r,out} \cdot L_{total} \quad (4.4)$$

Εσωτερική επιφάνεια καλύμματος:

$$A_{c,in} = \pi \cdot D_{c,in} \cdot L_{total} \quad (4.5)$$

Εξωτερική επιφάνεια καλύμματος:

$$A_{c,out} = \pi \cdot D_{c,out} \cdot L_{total} \quad (4.6)$$

4.1.2. Μαθηματικό μοντέλο παραβολικών συλλεκτών

Οι παραβολικοί συλλέκτες αξιοποιούν μόνο την άμεση ακτινοβολία και συγκεκριμένα την άμεση ακτινοβολία καθέτου επιπέδου G_{bn} . Επομένως ανάλογα με την συλλεκτική επιφάνεια A_a που έχει εγκατασταθεί, η διαθέσιμη ηλιακή ισχύς Q_{solar} ισούται με την εξής σχέση [4.1]:

$$Q_{solar} = A_a \cdot G_{bn} \quad (4.7)$$

Η απορροφούμενη ηλιακή ισχύς Q_{abs} είναι η ισχύς που δεσμεύεται από τον απορροφητή και προκύπτει από την εξής σχέση [4.1]:

$$Q_{abs} = Q_{solar} \cdot \eta_{opt} \quad (4.8)$$

Ο οπτικός βαθμός απόδοσης η_{opt} προκύπτει από την εξής σχέση [4.4]:

$$\eta_{opt} = K(\theta) \cdot \eta_{opt,max} \quad (4.9)$$

Ο συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης $K(\theta)$ υπολογίζεται για το συγκεκριμένο συλλέκτη, που είναι τοποθετημένος σε άξονα Βορρά-Νότου, από την εξής σχέση [4.2]:

$$K(\theta) = \cos(\theta) - 5.25097 \cdot 10^{-4} \cdot \theta - 2.859621 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2 \quad (4.10)$$

Όπου θ τη γωνία πρόσπτωσης σε μοίρες.

Η γωνία πρόσπτωσης για παραβολικούς συλλέκτες τοποθετημένους σε άξονα Βορρά-Νότου με παρακολούθηση του Ηλίου στον άξονα Ανατολής-Δύσης προκύπτει από την ακόλουθη σχέση [4.2]:

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \cdot \sin^2(\omega)} \quad (4.11)$$

Η γωνία ζενίθ θ_z , η ηλιακή απόκλιση δ και η ωριαία γωνία ω έχουν αναλυθεί στο κεφάλαιο 2.1.

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης ισχύος Q_u προς την διαθέσιμη ισχύ σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση [4.1]:

$$\eta_{th,col} = \frac{Q_u}{Q_{solar}} \quad (4.12)$$

Η ωφέλιμη ισχύς θεωρείται η ισχύς που παραλαμβάνει το ρευστό σύμφωνα με την παρακάτω σχέση [4.1]:

$$Q_u = \dot{m}_{col} \cdot c_{p,s} \cdot (T_{col,out} - T_{col,in}) \quad (4.13)$$

Για τον καθορισμό της θερμοχωρητικότητας $c_{p,s}$ αλλά και των υπολοίπων ιδιοτήτων του άλατος θεωρείται μία ενδιάμεση θερμοκρασία T_{prop} , διότι κατά την επίλυση του συστήματος των εξισώσεων δεν είναι γνωστή η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τους συλλέκτες $T_{col,out}$ και προτιμάται μεγαλύτερη ακρίβεια στους υπολογισμούς. Επομένως, η θερμοκρασία αυτή προκύπτει μέσω μίας εμπειρικής προσέγγισης θεωρώντας θερμικό βαθμό απόδοσης του συλλέκτη 70% και θερμοχωρητικότητα σύμφωνα με την θερμοκρασία εισόδου $T_{col,in}$ από την εξής σχέση:

$$T_{prop} = T_{col,in} + \frac{Q_{solar} \cdot 0.7}{\dot{m}_{col} \cdot c_{p,s}(T_{col,in}) \cdot 2} \quad (4.14)$$

Η παραπάνω διαπίστωση είναι μία λογική προσέγγιση που οδηγεί σε πιο ακριβή και αποδεκτά αποτελέσματα.

Για την παροχή μάζας του άλατος στους συλλέκτες θεωρείται ο ακόλουθος εμπειρικός κανόνας [4.5]:

$$\dot{m}_{col} = 0.02 \cdot A_a \quad (4.15)$$

Επίσης η ωφέλιμη ισχύς προκύπτει και από την ακόλουθη εξίσωση [4.1]:

$$Q_u = h_s \cdot A_{r,in} \cdot (T_r - T_{col,mean}) \quad (4.16)$$

Όπου:

- h_s ο συντελεστή θερμικής συναγωγής του ρευστού στο εσωτερικό του σωλήνα
- T_r η θερμοκρασία του απορροφητήρα
- $T_{col,mean} = \frac{T_{col,out} + T_{col,in}}{2}$ η μέση θερμοκρασία του ρευστού

Για τον συντελεστή θερμικής συναγωγής του ρευστού στο εσωτερικό του σωλήνα h_s εφαρμόζεται η ακόλουθη διαδικασία. Αρχικά θεωρούνται οι αριθμοί Reynolds και Prandtl της εσωτερικής ροής [4.1]:

$$Re_s = \frac{4 \cdot \dot{m}_{col}}{\pi \cdot D_{r,in} \cdot \mu_s} \quad (4.18)$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot c_{p,s}}{k_s} \quad (4.19)$$

Στη συνέχεια θεωρείται ο αριθμός Nusselt χρησιμοποιώντας την εξίσωση Dittus-Boelter για τυρβώδη ροή [4.1]:

$$Nu_s = 0.023 \cdot Re_s^{0.8} \cdot Pr_s^{0.4} \quad (4.20)$$

Επομένως, προκύπτει ο ζητούμενος συντελεστής συναγωγής [4.1]:

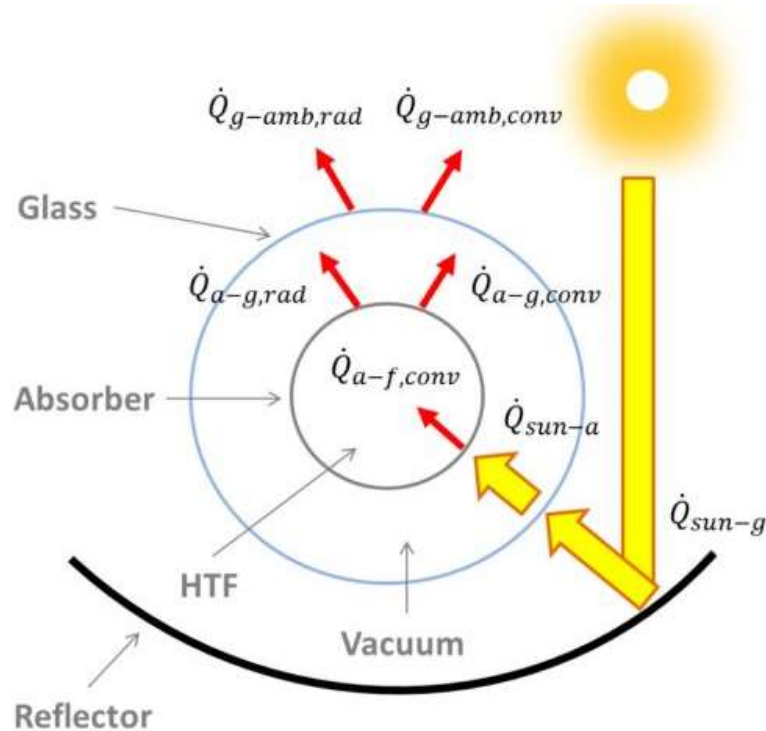
$$h_s = \frac{Nu_s \cdot k_s}{D_{r,in}} \quad (4.21)$$

Όλες οι παραπάνω ιδιότητες του ρευστού που απαιτούνται υπολογίζονται στην ενδιάμεση θερμοκρασία T_{prop} . Η απορροφούμενη ενέργεια ισούται με το άθροισμα

της ωφέλιμης ενέργειας και των θερμικών απωλειών Q_{loss} . Ο ενεργειακός ισολογισμός εκφράζεται με την ακόλουθη εξίσωση [4.1]:

$$Q_{abs} = Q_u + Q_{loss} \quad (4.22)$$

Οι θερμικές απώλειες αφορούν τη θερμότητα που συναλλάσει ο απορροφητής με το κάλυμμα και το κάλυμμα με το περιβάλλον. Παρακάτω ακολουθεί το σχήμα 4.3 με τη συναλλαγή θερμότητας σε έναν παραβολικό συλλέκτη.



Σχήμα 4. 3: Σχηματική αναπαράσταση μονοδιάστατης ροής θερμότητας σε έναν παραβολικό συλλέκτη [4.6].

Στη μόνιμη κατάσταση αυτά τα δύο ποσά θερμότητας είναι ίσα και ισούνται με τις θερμικές απώλειες των συλλεκτών. Συγκεκριμένα, για τις απώλειες από τον απορροφητή έως το κάλυμμα, δεν λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες λόγω συναγωγής, άρα υπολογίζονται μόνο οι απώλειες λόγω ακτινοβολίας μέσω της σχέσης [4.1]:

$$Q_{loss} = \frac{A_{r,out} \cdot \sigma \cdot (T_r^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} \cdot \frac{A_{r,out}}{A_{c,in}}} \quad (4.23)$$

Όπου:

- T_r η θερμοκρασία του απορροφητήρα
- T_c η θερμοκρασία του καλύμματος
- $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ η σταθερά Stefan-Boltzmann

Ωστόσο στις θερμικές απώλειες από το κάλυμμα στο περιβάλλον λαμβάνονται υπόψη και οι 2 τρόποι μετάδοσης θερμότητας, δηλαδή με συναγωγή και ακτινοβολία. Όλα τα παραπάνω περιγράφονται στην ακόλουθη εξίσωση [4.1]:

$$Q_{loss} = A_{c,out} \cdot h_{out} \cdot (T_c - T_{amb}) + A_{c,out} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_c \cdot (T_r^4 - T_{amb}^4) \quad (4.24)$$

Όπου:

- $h_{out} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$, τυπική τιμή για τον συντελεστή συναγωγής μεταξύ καλύμματος και περιβάλλοντος [4.1]
- T_{amb} η θερμοκρασία περιβάλλοντος

Επίσης, οι θερμικές απώλειες εκφράζονται συνολικά από τον απορροφητή στο περιβάλλον μέσω της ακόλουθης σχέσης [4.7]:

$$Q_{loss} = U_L \cdot A_{r,out} \cdot (T_r - T_{amb}) \quad (4.25)$$

Όπου U_L ο συντελεστής θερμικών απωλειών από τον απορροφητή έως το περιβάλλον.

Οι αντίστοιχες απώλειες πίεσης στην σωλήνωση του συλλέκτη καθορίζονται από την εξής σχέση [4.1]:

$$\Delta P = f_r \cdot \frac{L_{total}}{D_{r,in}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho_s \cdot u^2 \right) \quad (4.26)$$

Όπου ο συντελεστής απωλειών τριβής f_r υπολογίζεται ως εξής [4.1]:

$$f_r = \frac{1}{[0.79 \cdot \ln(Re_s) - 1.64]^2} \quad (4.27)$$

Επιπλέον η ταχύτητα u ορίζεται ως εξής [4.1]:

$$u = \frac{\dot{m}_{col}}{\rho_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{r,in}^2} \quad (4.28)$$

Όπου η πυκνότητα ρ_s υπολογίζεται με βάση τη θερμοκρασία T_{prop} .

Τέλος μελετάται η συμπεριφορά των συλλεκτών εξεργειακά. Ειδικότερα, η εξέργεια είναι το μέγιστο δυνατό έργο που μπορεί να παραχθεί. Η εξέργεια είναι δείκτης της ποιότητας της διαδικασίας, δηλαδή καταδεικνύεται κατά πόσο η διαδικασία είναι μη αντιστρεπτή και απέχει από την ιδανική. Αρχικά, η ωφέλιμη εξέργεια E_u ισούται με την ωφέλιμη ενέργεια μειούμενη κατά τις όρους μη-αναστρεψιμότητας, που οδηγούν σε αύξηση εντροπίας. Επομένως προκύπτει η ακόλουθη εξίσωση [4.1]:

$$E_u = Q_u - T_{amb} \cdot \Delta S_{gen} \quad (4.29)$$

Άμα αναλυθεί ο όρος αύξησης εντροπίας ΔS_{gen} προκύπτει η ακόλουθη σχέση [4.1]:

$$E_u = Q_u - \dot{m}_{col} \cdot c_{p,s} \cdot T_{amb} \cdot \ln \left(\frac{T_{col,out}}{T_{col,in}} \right) - \dot{m}_{col} \cdot T_{amb} \cdot \frac{\Delta P}{\rho_s \cdot T_{col,mean}} \quad (4.30)$$

Στην παραπάνω σχέση ο πρώτος όρος αφορά τη μη ιδανική μεταφορά θερμότητας που οδηγεί σε θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον και ο δεύτερος όρος αφορά τις απώλειες πίεσης στις σωληνώσεις. Στην προκειμένη περίπτωση που έχουμε υγρό και η πυκνότητά είναι αρκετά μεγάλη, μπορεί να αμεληθεί ο δεύτερος όρος και η εξίσωση να απλοποιηθεί στην παρακάτω μορφή [4.1]:

$$E_u = Q_u - \dot{m}_{col} \cdot c_{p,s} \cdot T_{amb} \cdot \ln\left(\frac{T_{col,out}}{T_{col,in}}\right) \quad (4.31)$$

Τέλος, ως προς τη διαθέσιμη εξέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας ο Ήλιος θεωρείται ένα θερμοδοχείο ακτινοβολίας θερμοκρασίας $T_{sun} = 5770 K$ και σύμφωνα με το μοντέλο του Petela η εξέργεια υπολογίζεται ως εξής [4.1]:

$$E_{solar} = Q_{solar} \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{amb}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right)^4\right) \quad (4.32)$$

Επομένως, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη προκύπτει ως εξής [4.1]:

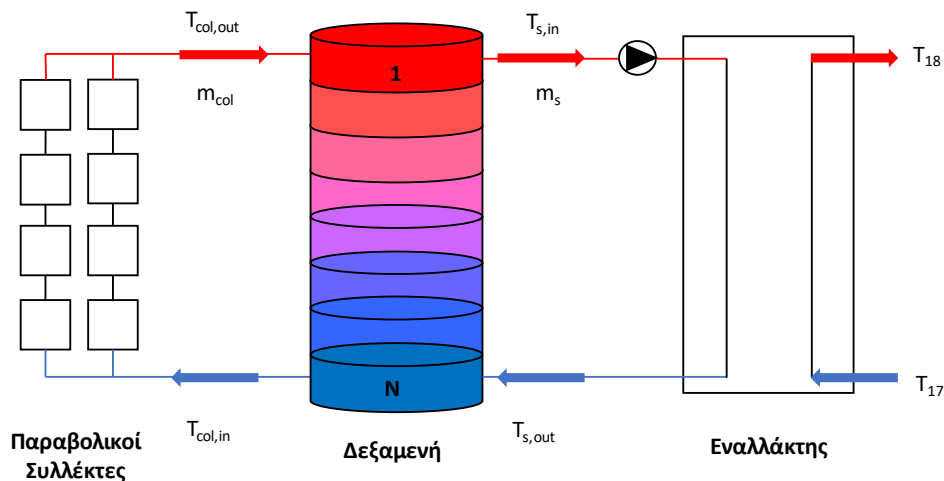
$$\eta_{ex,col} = \frac{E_u}{E_{solar}} \quad (4.33)$$

4.2. Ανάλυση και μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης

Ο ενεργειακός ισολογισμός ενός δοχείου αποθήκευσης περιγράφεται από την εξής εξίσωση [4.8]:

$$Q_{st} = Q_u - Q_{in} - Q_{loss} \quad (4.34)$$

Ειδικότερα, η αποθηκευμένη θερμική ενέργεια (Q_{st}) ισούται με τη θερμότητα που εισάγεται στη δεξαμενή από τους συλλέκτες (Q_u) μειούμενη από τη θερμότητα που εξάγεται από τη δεξαμενή, δηλαδή τη θερμότητα που εισάγεται στο σύστημα τριπαραγωγής και την παραλαμβάνει το διοξείδιο του άνθρακα (Q_{in}) καθώς και τις θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον (Q_{loss}) [4.8]. Παρακάτω ακολουθεί στο σχήμα 4.4 αναπαράσταση των συλλεκτών μαζί με το δοχείο και τον εναλλάκτη όπου γίνεται η μεταφορά θερμότητας από το τηγμένο άλας στο διοξείδιο του άνθρακα.



Σχήμα 4. 4: Σχηματική αναπαράσταση δοχείου αποθήκευσης.

Σε **μόνιμη κατάσταση** θεωρείται ότι σε όλο το δοχείο επικρατεί η ίδια θερμοκρασία T_{st} η οποία παραμένει σταθερή με το χρόνο επομένως δεν αποθηκεύεται θερμότητα στη δεξαμενή. Άρα ισχύει η ακόλουθη εξίσωση [4.8]:

$$Q_u = Q_{in} + Q_{loss} \quad (4.35)$$

Όπου:

$$Q_u = \dot{m}_{col} \cdot c_{p,s} \cdot (T_{col,out} - T_{col,in}) \quad (4.36)$$

$$Q_{in} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_{18} - h_{17}) = \dot{m}_s \cdot c_{p,s} \cdot (T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (4.37)$$

$$Q_{loss} = U_T \cdot A_T \cdot (T_{st} - T_{amb}) \quad (4.38)$$

- \dot{m}_{col} η παροχή μάζας του ρευστού στους συλλέκτες
- \dot{m}_{gc} η παροχή του CO₂ που θερμαίνεται
- \dot{m}_s η παροχή μάζας του ρευστού που εξέρχεται από το δοχείο για να θερμάνει το CO₂
- $c_{p,s}$ η θερμοχωρητικότητα του ρευστού
- U_T η ειδική θερμική διαπερατότητα του τοιχώματος του δοχείου με $U_T = 0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ [4.8]
- A_T η παράπλευρη επιφάνεια του δοχείου η οποία υπολογίζεται ως εξής [4.5]:

$$A_T = \pi \cdot D_T \cdot H_T + 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_T^2}{4} \quad (4.39)$$

- D_T η διάμετρος του δοχείου
- H_T το ύψος του δοχείου, το οποίο θεωρείται ίσο με τη διάμετρο

Επιπλέον, θεωρείται ότι το ρευστό που εξάγεται από τη δεξαμενή έχει τη θερμοκρασία του ρευστού εντός της δεξαμενής, οπότε προκύπτει η εξής εξίσωση [4.5]:

$$T_{st} = T_{s,in} = T_{col,in} \quad (4.40)$$

Ωστόσο, αν ληφθεί υπόψη η **χρονική μεταβολή του φαινομένου**, τότε λαμβάνεται υπόψη η αρχική εξίσωση 4.34, το δοχείο αποθηκεύει θερμότητα, η θερμοκρασία του δεν είναι ενιαία και μεταβάλλεται με το χρόνο. Για την αριθμητική επίλυση του φαινομένου, το δοχείο χωρίζεται σε ζώνες, πλήθους N, όπου σε κάθε ζώνη θεωρείται ότι επικρατεί η ίδια θερμοκρασία και εφαρμόζεται ο ενεργειακός ισολογισμός της εξίσωσης 4.34. Το σύνολο των ενεργειακών ισολογισμών για κάθε ζώνη αποτελεί ένα σύστημα εξισώσεων το οποίο πρέπει να επιλυθεί σε κάθε χρονικό βήμα. Το σύστημα περιγράφεται αναλυτικά στη συνέχεια για την ανώτερη ζώνη (ζώνη 1), την κατώτερη ζώνη (ζώνη N) και μία ενδιάμεση ζώνη (ζώνη 2) [4.5].

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{\partial T_{st,1}}{\partial t} = \dot{m}_{col} c_{p,s} (T_{col,out} - T_{st,1}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{st,2} - T_{st,1}) - U_T A_{T,1} (T_{st,1} - T_{amb}) \quad (4.41)$$

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{\partial T_{st,2}}{\partial t} = \dot{m}_{col} c_{p,s} (T_{st,1} - T_{st,2}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{st,3} - T_{st,2}) - U_T A_{T,2} (T_{st,2} - T_{amb}) \quad (4.42)$$

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{\partial T_{st,N}}{\partial t} = \dot{m}_{col} c_{p,s} (T_{st,N-1} - T_{st,N}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{s,out} - T_{st,N}) - U_T A_{T,N} (T_{st,N} - T_{amb}) \quad (4.43)$$

Όπου:

- ρ_s η πυκνότητα του ρευστού
- V_T ο όγκος της δεξαμενής, ο οποίος προκύπτει από την εξής σχέση:

$$V_T = \pi \cdot \frac{D_T^2}{4} \cdot H_T \quad (4.44)$$

Σημείωση: Στην παρούσα εργασία ο όγκος της δεξαμενής σε m^3 προκύπτει θεωρώντας μία τιμή για τον λόγο της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο αυτό $\frac{A_a}{V_T}$ σε m^2/m^3 .

- $A_{T,i}$ η εξωτερική παράπλευρη επιφάνεια της κάθε ζώνης του δοχείου που ορίζονται ως εξής:

$$A_{T,i} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_T \cdot H_T}{N} + \pi \cdot \frac{D_T^2}{4}, & i = 1 \text{ ή } i = N \\ \frac{\pi \cdot D_T \cdot H_T}{N}, & i = 2: N - 1 \end{cases} \quad (4.45)$$

Οι παραπάνω εξισώσεις προκειμένου να επιλυθούν και χρονικά, θα πρέπει να διακριτοποιηθούν ως προς το χρόνο. Χρησιμοποιώντας τη μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών και χρονικό βήμα Δt [4.5] τροποποιούνται οι παραπάνω εξισώσεις ως εξής:

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{T_{st,1} - T_{st,1}^0}{\Delta t} = \dot{m}_{col} c_{p,s} (T_{col,out} - T_{st,1}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{st,2} - T_{st,1}) - U_T A_{T,1} (T_{st,1} - T_{amb}) \quad (4.46)$$

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{T_{st,2} - T_{st,2}^0}{\Delta t} = \dot{m}_{col} c_{p,s} (T_{st,1} - T_{st,2}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{st,3} - T_{st,2}) - U_T A_{T,2} (T_{st,2} - T_{amb}) \quad (4.47)$$

$$\frac{\rho_s V_T}{N} c_{p,s} \frac{T_{st,N} - T_{st,N}^0}{\Delta t} = \dot{m}_{col} c_{p,s} (T_{st,N-1} - T_{st,N}) + \dot{m}_s c_{p,s} (T_{s,out} - T_{st,N}) - U_T A_{T,N} (T_{st,N} - T_{amb}) \quad (4.48)$$

Με εκθέτη «0» συμβολίζονται οι τιμές θερμοκρασιών από το προηγούμενο χρονικό βήμα και οι θερμοκρασίες χωρίς τον εκθέτη αφορούν το νέο χρονικό βήμα και υπολογίζονται. Το παρακάτω σύστημα σε μορφή μητρώου περιγράφεται ως εξής:

$$\begin{bmatrix} \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} + (\dot{m}_{col} + \dot{m}_s) c_{p,s} + U_T A_{T,1} & -\dot{m}_s c_{p,s} & 0 & 0 & 0 \\ -\dot{m}_{col} c_{p,s} & \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} + (\dot{m}_{col} + \dot{m}_s) c_{p,s} + U_T A_{T,2} & -\dot{m}_s c_{p,s} & 0 & 0 \\ 0 & \vdots & \vdots & \vdots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & -\dot{m}_{col} c_{p,s} & \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} + (\dot{m}_{col} + \dot{m}_s) c_{p,s} + U_T A_{T,N} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} T_{st,1} \\ T_{st,2} \\ \vdots \\ T_{st,N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} T_{st,1}^0 + \dot{m}_{col} c_{p,s} T_{col,out} + U_T A_{T,1} T_{amb} \\ \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} T_{st,2}^0 + U_T A_{T,2} T_{amb} \\ \vdots \\ \frac{\rho_s V_T}{N \Delta t} c_{p,s} T_{st,N}^0 + \dot{m}_s c_{p,s} T_{s,out} + U_T A_{T,N} T_{amb} \end{bmatrix} \quad (4.49)$$

Τέλος θεωρείται ότι το ρευστό που εξάγεται από τη δεξαμενή έχει τη θερμοκρασία του ρευστού εντός της δεξαμενής στην εκάστοτε ζώνη, οπότε προκύπτουν οι εξής εξισώσεις [4.5]:

$$T_{s,in} = T_{st,1} \quad (4.50)$$

$$T_{col,in} = T_{st,N} \quad (4.51)$$

Στον εναλλάκτη που μεταδίδει τη θερμότητα από το τηγμένο άλας στο διοξείδιο του άνθρακα, εφαρμόζεται ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στο θερμό άκρο του ως εξής [4.8]:

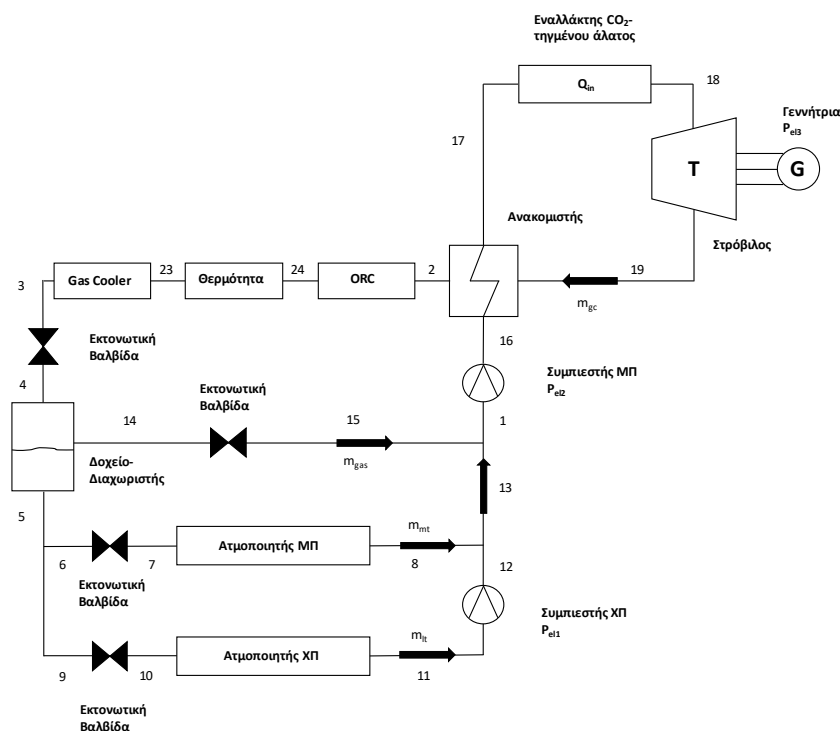
$$T_{s,in} = T_{18} + 7 \text{ K} \quad (4.52)$$

Όπου:

T_{18} η θερμοκρασία εξόδου του διοξειδίου του άνθρακα από τον εναλλάκτη.

4.3. Ανάλυση και μοντελοποίηση κύκλου ψύξης με επιπλέον διατάξεις κύκλου Brayton

Στο παρόν εδάφιο θα αναλυθούν οι εξισώσεις του ψυκτικού κύκλου με εργαζόμενο μέσο το διοξείδιο του άνθρακα στον οποίο έχουν ενσωματωθεί διατάξεις κύκλου Brayton. Ειδικότερα, προτείνεται να εγκατασταθεί ένας εναλλάκτης για τη συναλλαγή θερμότητας με το άλας, ένας στρόβιλος, ένας ανακομιστής, ένας εναλλάκτης που μεταφέρει θερμότητα προς το οργανικό ρευστό και λειτουργεί ως σύστημα ανάκτησης θερμότητας (heat recovery system) για τον οργανικό κύκλο Rankine και εν τέλει ένας εναλλάκτης θερμότητας για τη θέρμανση νερού. Παρακάτω, ακολουθεί σχηματική αναπαράσταση του κύκλου διοξειδίου του άνθρακα, όπου απεικονίζονται τα χαρακτηριστικά σημεία, στο σχήμα 4.5.



Σχήμα 4. 5: Αναπαράσταση κύκλου CO₂.

Στον παρακάτω πίνακα εισάγονται οι παράμετροι του συστήματος που θεωρούνται σταθερές.

Πίνακας 4. 2: Παράμετροι κύκλου CO₂ [4.9].

Παράμετροι	Τιμές
Χαμηλή θερμοκρασία κατάψυξης T_{lt}	-32°C
Μέση θερμοκρασία συντήρησης T_{mt}	-8°C
Φορτίο σχεδιασμού κατάψυξης $Q_{it,design}$	30 kW
Φορτίο σχεδιασμού συντήρησης $Q_{mt,design}$	100 kW
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή $\eta_{is,comp}$	0.82
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου $\eta_{is,turb}$	0.87
Ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης γεννήτριας η_{mg}	0.97
Υπερθέρμανση ατμοποιητή $\Delta T_{sh,evap}$	10 K

Η χαμηλή πίεση κατάψυξης P_{lt} και η μέση πίεση συντήρησης P_{mt} προκύπτουν από τις θερμοκρασίες κορεσμού T_{lt} και T_{mt} ίσες με 13.34 και 28.03 bar αντίστοιχα. Τα σημεία 7 και 10 τα οποία έχουν οριστεί στην είσοδο των ατμοποιητών θεωρείται ότι έχουν θερμοκρασία ίση με τις αντίστοιχες θερμοκρασίες κορεσμού και τα σημεία 8 και 11 τα οποία έχουν οριστεί στην έξοδο των ατμοποιητών έχουν υποστεί υπερθέρμανση ως εξής:

$$T_7 = T_{mt} \quad (4.53)$$

$$T_{10} = T_{lt} \quad (4.54)$$

$$T_8 = T_{mt} + \Delta T_{sh,evap} \quad (4.55)$$

$$T_{11} = T_{lt} + \Delta T_{sh,evap} \quad (4.56)$$

Ορίζοντας και τις παροχές που διέρχονται από τους ατμοποιητές \dot{m}_{lt} και \dot{m}_{mt} αντίστοιχα, ορίζονται και τα φορτία των ατμοποιητών σύμφωνα με τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$Q_{lt} = \dot{m}_{lt} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (4.57)$$

$$Q_{mt} = \dot{m}_{mt} \cdot (h_8 - h_7) \quad (4.58)$$

Σε περίπτωση μεταβολής της θερμοκρασίας περιβάλλοντος σε θερμοκρασία διαφορετική από αυτή του σχεδιασμού, ορίζεται μία συσχέτιση σύμφωνα με την οποία τα φορτία των ατμοποιητών λαμβάνουν τη μικρότερη τιμή τους σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 5°C και κάτω και τη μεγαλύτερη τιμή τους (τιμή σχεδιασμού) σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 30°C και άνω. Στις ενδιάμεσες τιμές θεωρείται μια γραμμική μεταβολή. Ακόμη, το ελάχιστο φορτίο συντήρησης θεωρείται ως το 66% του φορτίου σχεδιασμού και το ελάχιστο φορτίο κατάψυξης ως το 80% του φορτίου σχεδιασμού. Επομένως προκύπτουν οι εξής σχέσεις για τα φορτία συντήρησης και κατάψυξης [4.10]:

$$Q_{lt} = \left(1 - (1 - 0.8) \cdot \frac{30 - T_{amb}}{30 - 5}\right) \cdot Q_{lt,design} \quad (4.59)$$

$$Q_{mt} = \left(1 - (1 - 0.66) \cdot \frac{30 - T_{amb}}{30 - 5}\right) \cdot Q_{mt,design} \quad (4.60)$$

Ο συμπιεστής χαμηλής πίεσης έχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης που ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{is,comp} = \frac{h_{12,is} - h_{11}}{h_{12} - h_{11}} \quad (4.61)$$

Το θερμοδυναμικό έργο του συμπιεστή χαμηλής πίεσης είναι το εξής:

$$W_{comp1} = \dot{m}_{lt} \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (4.62)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνει ο συμπιεστής είναι:

$$P_{el1} = \frac{W_{comp1}}{\eta_{mg}} \quad (4.63)$$

Έχοντας γνωστές τις ιδιότητες του 11 και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή, προκύπτουν οι ιδιότητες του σημείου 12. Το σημείο 13 προκύπτει από ανάμειξη των σημείων 8 και 12 στην μέση πίεση P_{mt} επομένως για την ανάμειξη ισχύει η αρχή διατήρησης ενέργειας:

$$\dot{m}_{lt} \cdot h_{12} + \dot{m}_{mt} \cdot h_8 = (\dot{m}_{lt} + \dot{m}_{mt}) \cdot h_{13} \quad (4.64)$$

Στον παρόν σύστημα χρησιμοποιείται ένα δοχείο στο οποίο εισάγεται διφασικό μείγμα κατάστασης 4 και διαχωρίζεται σε κορεσμένο υγρό κατάστασης 5 και σε κορεσμένο αέριο κατάστασης 14. Το υγρό εξέρχεται με παροχή μάζας $(\dot{m}_{lt} + \dot{m}_{mt})$ και το αέριο με παροχή \dot{m}_{gas} . Το δοχείο βρίσκεται σε μία ενδιάμεση πίεση P_m η οποία πρέπει να είναι μεγαλύτερη από τη μέση πίεση συντήρησης P_{mt} και μικρότερη από την κρίσιμη πίεση. Η ενδιάμεση πίεση επιλέγεται έτσι ώστε στο σημείο 1 να προκύπτει κατάσταση κορεσμένου ατμού. Παράλληλα το σημείο 1 προκύπτει με ανάμειξη του σημείου 13, που έχει αναλυθεί παραπάνω, και του σημείου 15. Επομένως στην ανάμειξη ισχύει η αρχή διατήρησης μάζας και ενέργειας ως εξής:

$$\dot{m}_{lt} + \dot{m}_{mt} + \dot{m}_{gas} = \dot{m}_{gc} \quad (4.65)$$

$$\dot{m}_{gas} \cdot h_{15} + (\dot{m}_{lt} + \dot{m}_{mt}) \cdot h_{13} = \dot{m}_{gc} \cdot h_1 \quad (4.66)$$

Το σημείο 15 προκύπτει με εκτόνωση του κορεσμένου ατμού ενδιάμεσης πίεσης κατάστασης 14 μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας. Επομένως ισχύει ότι:

$$h_{14} = h_{15} \quad (4.67)$$

Από την άλλη πλευρά, το υγρό μετά την έξοδό του από το δοχείο χωρίζεται έτσι ώστε το ρευστό παροχής \dot{m}_{lt} να εκτονώνεται έως τη χαμηλή πίεση και το ρευστό παροχής \dot{m}_{mt} να εκτονώνεται έως τη μέση πίεση. Επομένως ισχύει ότι:

$$h_5 = h_6 = h_7 = h_9 = h_{10} \quad (4.68)$$

Εν συνεχεία, ο συμπιεστής υψηλής πίεσης ανυψώνει το διοξείδιο του άνθρακα στην υψηλότερη πίεση του κύκλου P_{high} , η οποία μπορεί να είναι αρκετά μεγαλύτερη από τις συνήθεις υψηλές πιέσεις σε ένα σύστημα Booster. Ο συμπιεστής υψηλής πίεσης έχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης που ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{is,comp} = \frac{h_{16,is} - h_1}{h_{16} - h_1} \quad (4.69)$$

Το θερμοδυναμικό έργο του συμπιεστή υψηλής πίεσης είναι το εξής:

$$W_{comp2} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_{16} - h_1) \quad (4.70)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνει ο συμπιεστής είναι:

$$P_{el2} = \frac{W_{comp2}}{\eta_{mg}} \quad (4.71)$$

Μετά το συμπιεστή υψηλής πίεσης το διοξείδιο του άνθρακα εισάγεται στον ανακομιστή όπου προθερμαίνεται από το θερμό ρεύμα της εξόδου του στροβίλου. Για τον ανακομιστή αυτό ισχύει η αρχή διατήρησης της ενέργειας:

$$\dot{m}_{gc} \cdot (h_{17} - h_{16}) = \dot{m}_{gc} \cdot (h_{19} - h_2) \quad (4.72)$$

Επομένως το ποσό θερμότητας που ανακτάται είναι:

$$Q_{rec} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_{17} - h_{16}) \quad (4.73)$$

Επιπλέον ορίζεται η αποτελεσματικότητα του ανακομιστή ως εξής:

$$\eta_{hex} = \frac{T_{17} - T_{16}}{T_{19} - T_{16}} \quad (4.74)$$

Το εισερχόμενο ποσό θερμότητας στον κύκλο του διοξειδίου του άνθρακα λόγω των ηλιακών συλλεκτών περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q_{in} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (4.75)$$

Στη συνέχεια, το διοξείδιο του άνθρακα εκτονώνεται σε στρόβιλο μέχρι την πίεση P_{gc} , η οποία όπως θα εξηγηθεί και παρακάτω, είναι η πίεση κατά την οποία το ρευστό θα απορρίψει θερμότητα στο περιβάλλον. Ο στρόβιλος έχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης που ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{is,turb} = \frac{h_{18} - h_{19}}{h_{18} - h_{19,is}} \quad (4.76)$$

Το θερμοδυναμικό έργο του στροβίλου είναι το εξής:

$$W_{turb} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_{18} - h_{19}) \quad (4.77)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που παράγει η γεννήτρια μέσω του στροβίλου είναι:

$$P_{el3} = \eta_{mg} \cdot W_{turb} \quad (4.78)$$

Το ποσό θερμότητας που παραλαμβάνει το εργαζόμενο μέσο του οργανικού κύκλου μέσω του συστήματος ανάκτησης θερμότητας είναι το εξής:

$$Q_{ORC} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_2 - h_{24}) \quad (4.79)$$

Το ποσό θερμότητας που παραλαμβάνει το νερό και μπορεί να αξιοποιηθεί ως ωφέλιμη θερμότητα είναι το εξής:

$$Q_{heat} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_{24} - h_{23}) \quad (4.80)$$

Για τη θερμοκρασία του σημείου 23 λαμβάνεται η εξής παραδοχή:

$$T_{23} = 50 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.81)$$

Αυτό το όριο θεωρείται ως η ελάχιστη τιμή θερμοκρασίας κατά την οποία το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί να προσδώσει θερμότητα. Το ποσό θερμότητας που αποβάλλεται στο περιβάλλον μέσω του εναλλάκτη αερίου (gas cooler) ορίζεται ως εξής:

$$Q_{gc} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_{23} - h_3) \quad (4.82)$$

Για τη θερμοκρασία του σημείου 3 λαμβάνεται η εξής παραδοχή [4.9]:

$$T_3 = T_{amb} + 3 \text{ K} \quad (4.83)$$

Όπου T_{amb} η θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Μετά τον εναλλάκτη αερίου (gas cooler), το διοξείδιο του άνθρακα εισάγεται σε εκτονωτική βαλβίδα και στη συνέχεια το διφασικό μείγμα που προκύπτει εισάγεται στο δοχείο. Ισχύει η εξής εξίσωση για τις ενθαλπίες:

$$h_3 = h_4 \quad (4.84)$$

4.4. Ανάλυση και μοντελοποίηση οργανικού κύκλου Rankine

Λόγω του υψηλού ενεργειακού περιεχομένου του διοξειδίου του άνθρακα στην έξοδο του στροβίλου (υψηλή ενθαλπία και θερμοκρασία) αλλά και στην έξοδο του ανακομιστή, χρησιμοποιείται μετά τον ανακομιστή ένας επιπλέον εναλλάκτης θερμότητας, ο οποίος θα μεταφέρει τη θερμότητα σε έναν οργανικό κύκλο Rankine (ORC). Με βάση τις θερμοκρασίες που αναμένεται να αναπτύσσονται στο διοξείδιο του άνθρακα στην έξοδο του ανακομιστή, που είναι και το σημείο στο τοποθετείται το σύστημα ανάκτησης θερμότητας (heat recovery system), επιλέχθηκαν εργαζόμενα μέσα με κρίσιμη θερμοκρασία, η οποία να τοποθετείται στο εν λόγω θερμοκρασιακό εύρος. Επίσης, τα εργαζόμενα μέσα που διαλέχθηκαν για να μελετηθούν είναι φιλικά προς το περιβάλλον, δηλαδή εμφανίζουν πολύ χαμηλές τιμές στους δείκτες GWP και ODP (βλ. κεφάλαιο 3.3.3). Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα οργανικά εργαζόμενα μέσα που θα μελετηθούν μαζί με το κρίσιμο σημείο τους και τους δείκτες καταλληλότητάς τους.

Πίνακας 4. 3: Οργανικά εργαζόμενα μέσα υπό διερεύνηση [4.11,4.12].

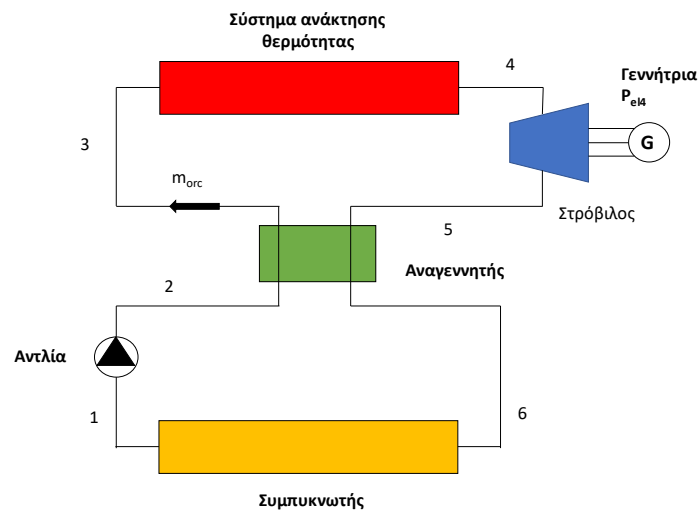
Οργανικά εργαζόμενα μέσα	P_{crit} (bar)	T_{crit} (°C)	GWP	ODP	Κατηγορία ασφάλειας κατά ASHRAE
Προπάνιο (R290)	42.48	96.7	3.3	<0	A3
Βουτάνιο (R600)	37.96	152.01	4	0	A3
Ισοβουτάνιο (R600a)	36.4	134.7	3	0	A3
Πεντάνιο (R601)	33.58	196.56	4±2	0	A3
Ισοπεντάνιο (R601a)	33.78	187.78	4±2	0	A3
MDM	14.15	290.94	-	0	A2
Τολουένιο	41.06	318.65	-	0	B3

Αξίζει να αναφερθεί ότι οι παραπάνω ενώσεις έχουν μηδαμινή επίδραση στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος και μικρή επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Συγκεκριμένα, το τολουένιο και το MDM δεν έχουν άμεση επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, γι' αυτό και δεν ορίζεται σε αυτά ο δείκτης GWP [4.11]. Επίσης, όλα τα εργαζόμενα μέσα εκτός από το τολουένιο είναι μη τοξικά, ωστόσο είναι εύφλεκτα, γεγονός που δεν είναι ανησυχητικό καθώς δεν αναμένεται πηγή ανάφλεξης πλησίον του συστήματος. Από τα εργαζόμενα μέσα του πίνακα 4.3 μόνο το προπάνιο ανήκει στην κατηγορία των υγρών ρευστών με αρνητική κλίση $\frac{ds}{dT}$.

Όλα τα υπόλοιπα ανήκουν στην κατηγορία των ξηρών ρευστών με θετική κλίση $\frac{ds}{dT}$. Επομένως για το προπάνιο θεωρείται υπερθέρμανση $\Delta T_{sh} = 5 \text{ K}$ και για τα υπόλοιπα ελάχιστη υπερθέρμανση $\Delta T_{sh} = 0.1 \text{ K}$. Όσον αφορά στη θερμοκρασία συμπύκνωσης του οργανικού μέσου και κατ'επέκταση την πίεση συμπύκνωσης, θεωρείται στα περισσότερα εργαζόμενα μέσα ότι προκύπτει από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος και μία επιπλέον θερμοκρασιακή διαφορά. Επομένως ισχύει η ακόλουθη εξίσωση:

$$T_{cond} = T_{amb} + 10 \text{ K} \quad (4.85)$$

Ωστόσο, με την εφαρμογή αυτού του κριτηρίου στο MDM, προκύπτουν πολύ χαμηλές τιμές πίεσης συμπύκνωσης, αρκετά χαμηλότερες από 1 bar. Οπότε θεωρείται ως κατώτερο όριο στην πίεση συμπύκνωσης τα 5 kPa, τιμή που προκύπτει με θερμοκρασία συμπύκνωσης 66.6°C [4.13]. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται κύκλος με αναγεννητή (recuperator), ο οποίος αξιοποιεί τον υπέρθερμο ατμό στην έξοδο του στρόβιλου προκειμένου να προθερμάνει το υπόψυκτο υγρό μετά την έξοδό του από την αντλία. Παρακάτω ακολουθεί σχηματική αναπαράσταση του κύκλου με τα χαρακτηριστικά του σημεία στο σχήμα 4.6.



Σχήμα 4. 6: Σχηματική αναπαράσταση του οργανικού κύκλου Rankine με τα χαρακτηριστικά σημεία.

Παρακάτω ακολουθεί ο πίνακας 4.4 με τα δεδομένα των παραμέτρων που χρησιμοποιούνται στον ORC.

Πίνακας 4. 4: Παράμετροι ORC [4.14].

Παράμετροι	Τιμές
Ελάχιστη θερμοκρασία διαφορά ατμοποιητή PP (Pinch Point)	10 K
Θερμοκρασιακή διαφορά στο ψυχρό άκρο του αναγεννητή ΔT_{rec}	5 K
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας $\eta_{is,pump}$	0.8
Βαθμός απόδοσης κινητήρα αντλίας η_{motor}	0.8
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου $\eta_{is,turb,ORC}$	0.87
Ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης γεννήτριας η_{mg}	0.97

Το εισαγόμενο ποσό θερμότητας Q_{ORC} στον οργανικό κύκλο Rankine είναι το ποσό θερμότητας που αποδίδει το CO_2 στο οργανικό μέσο, το οποίο περιγράφεται από την εξής συγκεντρωτική εξίσωση [4.14]:

$$Q_{ORC} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_2 - h_{24}) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{4_{ORC}} - h_{3_{ORC}}) \quad (4.86)$$

Η μετάδοση θερμότητας γίνεται μέσω ενός εναλλάκτη ο οποίος περιλαμβάνει καταρχήν τον οικονομητήρα (economizer) όπου το οργανικό ρευστό μετά την έξοδο από τον αναγεννητή (κατάσταση 3) εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό κατάστασης 33. Επίσης, περιλαμβάνεται ο ατμοποιητής (evaporator) όπου το κορεσμένο υγρό κατάστασης 33 μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό κατάστασης 34. Ακόμη, το εργαζόμενο μέσο υφίσταται μία μικρή υπερθέρμανση (superheating) με αποτέλεσμα να εξέρχεται σε τελική κατάσταση 4. Η υπερθέρμανση θεωρείται μικρή ή μεγαλύτερη ανάλογα με το αν το εργαζόμενο μέσο χαρακτηρίζεται ως υγρό ή ξηρό. Παρακάτω ακολουθεί η μοντελοποίηση του συγκεκριμένου εναλλάκτη. Αρχικά θεωρείται ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά PP (Pinch Point) στο ψυχρό άκρο του εναλλάκτη, δηλαδή όταν το οργανικό μέσο εισέρχεται στον οικονομητήρα. Επομένως ισχύει ότι:

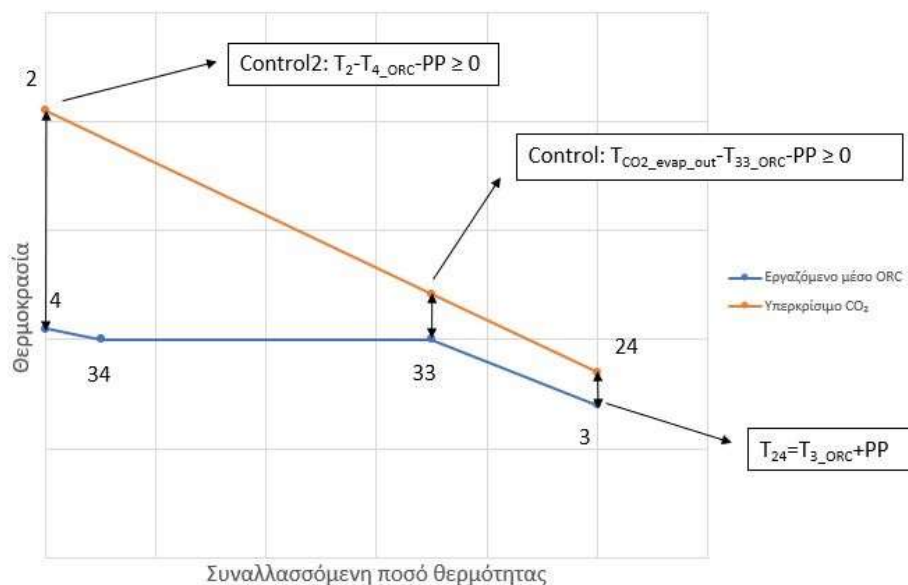
$$T_{24} = T_{3_{ORC}} + PP \quad (4.87)$$

Για την ασφαλή λειτουργία του εναλλάκτη, πραγματοποιούνται 2 έλεγχοι για τις υπόλοιπες χαρακτηριστικές θερμοκρασίες των 2 ρευστών ως εξής:

$$Control = T_{CO2_{evap_{out}}} - T_{33_{ORC}} - PP \geq 0 \quad (4.88)$$

$$Control2 = T_2 - T_{4_{ORC}} - PP \geq 0 \quad (4.89)$$

Με $T_{CO2_{evap_{out}}}$ η θερμοκρασία εξόδου του διοξειδίου του άνθρακα από τον ατμοποιητή. Παρακάτω ακολουθεί επεξηγηματικό σχήμα με το διάγραμμα θερμοκρασίας-συναλλασσόμενης θερμότητας του εναλλάκτη.



Σχήμα 4. 7: Διάγραμμα θερμοκρασίας-συναλλασσόμενης θερμότητας εναλλάκτη.

Στη βιβλιογραφία ([4.5],[4.14]) σε πολλές περιπτώσεις η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά PP ορίζεται στη θερμοκρασία εξόδου του διοξειδίου του άνθρακα από τον ατμοποιητή ($T_{CO2_evap_out}$), ωστόσο η συγκεκριμένη μοντελοποίηση δεν επελέγη επειδή δεν οδηγούσε σε ικανοποιητικά αποτελέσματα για τη θερμότητα που επιδιώκεται να παράγεται από το CO₂ μέσω εναλλάκτη μετά τη διάταξη του ORC. Επιπλέον στον οικονομητήρα ισχύει ο εξής ενεργειακός ισολογισμός:

$$\dot{m}_{gc} \cdot (h_{CO2_evap_out} - h_{24}) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{33_ORC} - h_{3_ORC}) \quad (4.90)$$

Με $h_{CO2_evap_out}$ η ενθαλπία εξόδου του διοξειδίου του άνθρακα από τον ατμοποιητή.

Η υψηλή πίεση του ORC $P_{high,ORC}$ προκύπτει ως ποσοστό της κρίσιμης πίεσης του εργαζόμενου μέσου P_{crit} . Επομένως θεωρείται η παράμετρος α ως εξής [4.15]:

$$\alpha = \frac{P_{high,ORC}}{P_{crit}} \quad (4.91)$$

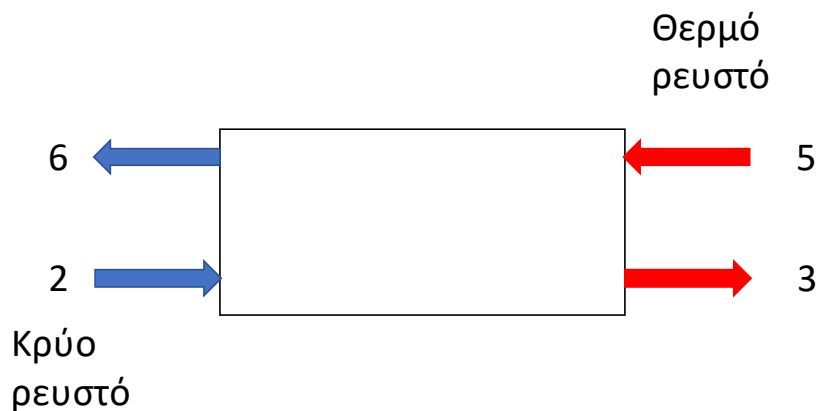
Για την παράμετρο α θεωρείται ότι λαμβάνει τιμές έως 0.9. Επομένως με γνωστή την υψηλή πίεση $P_{high,ORC}$ προκύπτει και η θερμοκρασία ατμοποίησης του ρευστού T_{sat} . Επομένως, η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον εναλλάκτη ισούται με:

$$T_{4_ORC} = T_{sat} + \Delta T_{sh} \quad (4.92)$$

Η πίεση συμπύκνωσης P_{cond} , η οποία είναι και η χαμηλή πίεση του ORC, ορίζεται με βάση τη θερμοκρασία συμπύκνωσης T_{cond} . Η θερμοκρασία συμπύκνωσης προκύπτει ανάλογα με το εργαζόμενο μέσο του οργανικού κύκλου. Θεωρείται ότι το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται από το συμπυκνωτή σε κατάσταση κορεσμού, επομένως προκύπτει ότι:

$$T_{1_ORC} = T_{cond} \quad (4.93)$$

Παρακάτω ακολουθεί σχηματική αναπαράσταση του αναγεννητή στο σχήμα 4.8.



Σχήμα 4. 8: Αναπαράσταση αναγεννητή.

Θεωρείται στο ψυχρό άκρο του αναγεννητή με βάση τη θερμοκρασιακή διαφορά ΔT_{rec} η εξής εξίσωση:

$$T_{6_ORC} = T_{2_ORC} + \Delta T_{rec} \quad (4.94)$$

Η αντλία έχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης που ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{is,pump} = \frac{h_{2,is_ORC} - h_{1_ORC}}{h_{2_ORC} - h_{1_ORC}} \quad (4.95)$$

Το θερμοδυναμικό έργο της αντλίας προσδιορίζεται από την εξής σχέση:

$$W_{pump} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{2_ORC} - h_{1_ORC}) \quad (4.96)$$

Η ηλεκτρική ισχύς της αντλίας ισούται με:

$$P_{pump} = \frac{W_{pump}}{\eta_{motor}} \quad (4.97)$$

Ο στρόβιλος έχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης που ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{is,turb,ORC} = \frac{h_{4_ORC} - h_{5_ORC}}{h_{4_ORC} - h_{5,is_ORC}} \quad (4.98)$$

Το θερμοδυναμικό έργο του στροβίλου προσδιορίζεται από την εξής σχέση:

$$W_{turb_ORC} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{4_ORC} - h_{5_ORC}) \quad (4.99)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από τη γεννήτρια ισούται με:

$$P_{turb} = \eta_{mg} \cdot W_{turb_ORC} \quad (4.100)$$

Επομένως η καθαρή ηλεκτρική ισχύς που εξάγεται από τον ORC ισούται με:

$$P_{el,4} = P_{turb} - P_{pump} \quad (4.101)$$

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του οργανικού κύκλου Rankine ορίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{el,4}}{Q_{ORC}} \quad (4.102)$$

4.5. Ενεργειακή και εξεργειακή αξιολόγηση του συστήματος

Προκειμένου να αξιολογηθεί ενεργειακά και εξεργειακά το σύστημα τριπαραγωγής λαμβάνοντας υπόψη όλες τις επιμέρους διατάξεις (κύκλος ψύξης με επιπλέον στρόβιλο, ηλιακοί συλλέκτες, ORC) και τα παραγόμενα προϊόντα (ψύξη, θερμότητα, ηλεκτρισμός), ορίζονται τα μεγέθη που θα αναλυθούν στη συνέχεια. Ειδικότερα, ορίζεται η καθαρή ηλεκτρική ισχύς που παράγεται συνολικά από το σύστημα, λαμβάνοντας υπόψη την ηλεκτρική ισχύ που παράγεται από τους 2 στροβίλους (διοξειδίου του άνθρακα και οργανικού μέσου) και την ηλεκτρική ισχύ που καταναλώνεται από τους 2 συμπιεστές, ως εξής:

$$P_{el,net} = P_{el,3} + P_{el,4} - P_{el,1} - P_{el,2} \quad (4.103)$$

Ακόμη ορίζονται δύο βαθμοί απόδοσης, ο ενεργειακός και ο εξεργειακός. Συγκεκριμένα, ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως το πηλίκο του αθροίσματος όλων των ωφέλιμων προϊόντων του συστήματος, δηλαδή της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος, της ωφέλιμης θερμότητας και της ψύξης, προς τη διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία. Ισχύει η ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_{en} = \frac{P_{el,net} + Q_{heat} + Q_{lt} + Q_{mt}}{Q_{solar}} \quad (4.104)$$

Τέλος ορίζεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ως το πηλίκο του αθροίσματος της εξέργειας όλων των ωφέλιμων προϊόντων του συστήματος, δηλαδή της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος, της ωφέλιμης θερμότητας και της ψύξης, προς τη διαθέσιμη εξέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας. Ισχύει η ακόλουθη εξίσωση [4.16]:

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el,net} + Q_{heat} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{heat}}\right) + Q_{lt} \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_{refr1}} - 1\right) + Q_{mt} \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_{refr2}} - 1\right)}{E_{solar}} \quad (4.105)$$

Όπου:

- $T_{heat} = 323.15 \text{ K}$ ($50 \text{ }^\circ\text{C}$) η θεωρούμενη θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας
- $T_{refr1} = T_{lt} = 241.15 \text{ K}$ ($-32 \text{ }^\circ\text{C}$) η θερμοκρασία κατάψυξης
- $T_{refr2} = T_{mt} = 265.15 \text{ K}$ ($-8 \text{ }^\circ\text{C}$) η θερμοκρασία συντήρησης
- T_{amb} η θερμοκρασία περιβάλλοντος

4.6. Οικονομική ανάλυση

Το σύστημα τριπαραγωγής, εκτός από ενεργειακά και εξεργειακά, πρέπει να αξιολογηθεί και οικονομικά. Συγκεκριμένα, πρέπει να μελετηθεί εάν η επένδυση είναι οικονομικά βιώσιμη και συμφέρουσα μέσω των βασικών οικονομικών δεικτών, οι οποίοι είναι η καθαρή παρούσα αξία (NPV: Net Present Value), ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR: Internal Rate of Return), ο απλός χρόνος αποπληρωμής (SPBP: Simple Payback Period) και ο χρόνος αποπληρωμής (PBP: Payback Period) [4.16]. Για να υπολογιστούν αυτοί οι δείκτες, απαιτείται ο προσδιορισμός του κόστους επένδυσης (capital cost). Το κόστος επένδυσης C_0 περιλαμβάνει πολλές συνιστώσες και αναλύεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$C_0 = K_{col} + K_T + K_{ORC} + K_{turb} + K_{comp} + K_{rec} + K_{MS-CO_2} + K_{heat} \quad (4.106)$$

Όπου:

- K_{col} το κόστος των ηλιακών συλλεκτών
- K_T το κόστος της δεξαμενής αποθήκευσης
- K_{ORC} το κόστος του συστήματος ORC
- K_{turb} το κόστος του στροβίλου που θα ενταχθεί στον κύκλο του διοξειδίου του άνθρακα

- K_{comp} το κόστος του συμπιεστή ο οποίος θα αντικαταστήσει το συμπιεστή υψηλής πίεσης του συστήματος Booster επειδή πρέπει να επιτυγχάνονται μεγαλύτεροι λόγοι πίεσης
- K_{rec} το κόστος του ανακομιστή
- K_{MS-CO_2} το κόστος του εναλλάκτη θερμότητας για τη συναλλαγή μεταξύ του τηγμένου άλατος και του διοξειδίου του άνθρακα
- K_{heat} το κόστος του εναλλάκτη θερμότητας για τη συναλλαγή μεταξύ του νερού και του διοξειδίου του άνθρακα για την παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας

Τα παραπάνω κόστη αναλύονται ως εξής:

- Ειδικό κόστος συλλεκτών 230 €/m² [4.14]
- Ειδικό κόστος δεξαμενής 1000 €/m³ [4.16]
- Ειδικός κόστος συστήματος οργανικού κύκλου Rankine 2000 €/kW παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος [4.14,4.16]
- Για το κόστος του στροβίλου που λειτουργεί με διοξείδιο του άνθρακα (s-CO₂ turbine) εντοπίστηκαν κατόπιν αναζήτησης στη βιβλιογραφία τρεις σχέσεις.

1^η σχέση [4.17]:

$$K_{turb} = 4001.4 \cdot W^{0.6897} \quad (4.107)$$

Όπου:

- K_{turb} σε δολάρια ΗΠΑ
- W το έργο στροβίλου σε kW

2^η σχέση [4.18]:

$$K_{turb} = 866.64 \cdot W^{0.82} \quad (4.108)$$

Όπου:

- K_{turb} σε δολάρια ΗΠΑ
- W το έργο στροβίλου σε kW

3^η σχέση [4.19]:

$$\log(K_{turb}) = 2.2476 + 1.4965 \cdot \log(W) - 0.1618 \cdot (\log(W))^2 \quad (4.109)$$

Όπου:

- K_{turb} σε δολάρια ΗΠΑ
- W το έργο στροβίλου σε kW

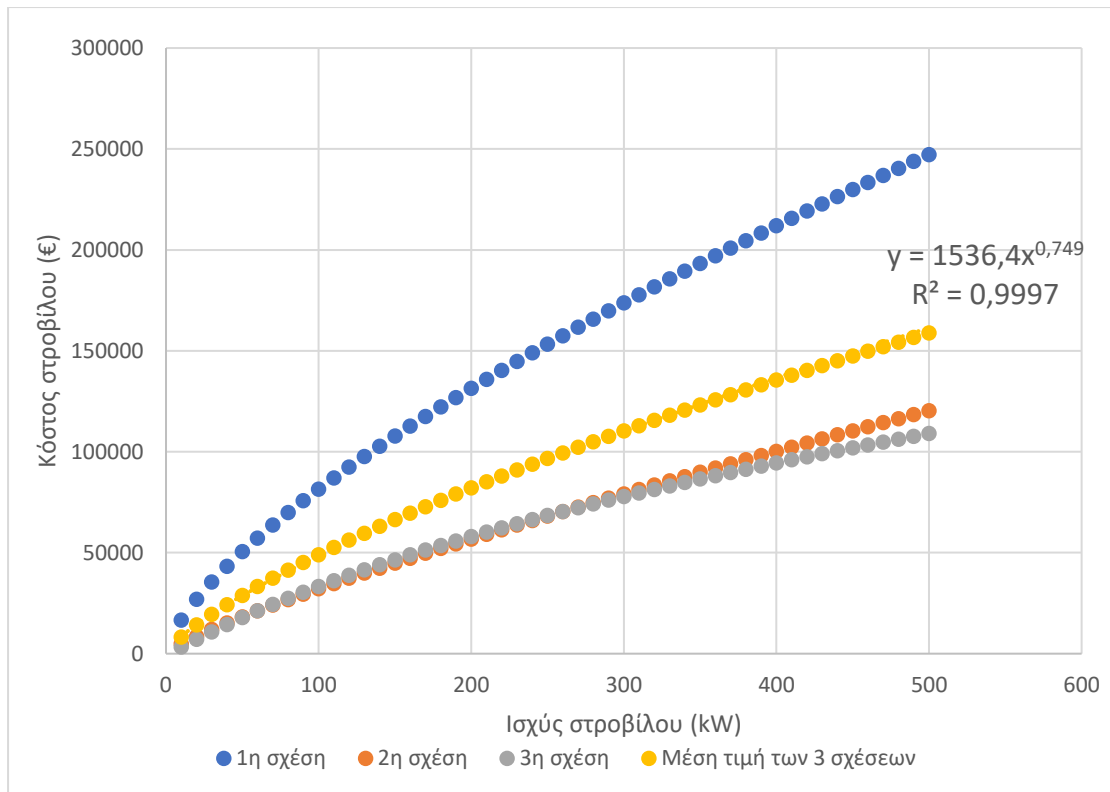
Λαμβάνοντας υπόψη και τις τρεις σχέσεις και υπολογίζοντας μέσες τιμές από τα αποτελέσματα και των τριών σχέσεων προκύπτει η επόμενη τελική σχέση για το κόστος του στροβίλου:

$$K_{turb} = 1536.4 \cdot W^{0.749} \quad (4.110)$$

Όπου:

- K_{turb} σε ευρώ
- W το έργο στροβίλου σε kW

Στην παραπάνω σχέση έχει ληφθεί υπόψη με βάση τις τρέχουσες συναλλαγματικές ισοτιμίες ότι 1 δολάριο ΗΠΑ (\$) ισοδυναμεί με 0.85 ευρώ (€) [4.20]. Με τη σχέση αυτή προκύπτει μέσο κόστος 420 €/kW. Οι παραπάνω σχέσεις και η τελική σχέση που προκύπτει από τις μέσες τιμές απεικονίζεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4. 9: Καθορισμός κόστους στροβίλου με βάση τις 3 σχέσεις.

- Για το κόστος του συμπιεστή που λειτουργεί με διοξείδιο του άνθρακα ($s\text{-CO}_2$ compressor) εντοπίστηκαν κατόπιν αναζήτησης στη βιβλιογραφία τρεις σχέσεις.

1^η σχέση [4.17]:

$$K_{comp} = 461.91 \cdot W^{0.9339} \quad (4.111)$$

Όπου:

- K_{comp} σε δολάρια ΗΠΑ
- W το έργο συμπιεστή σε kW

2^η σχέση [4.18]:

$$K_{comp} = 10167.5 \cdot W^{0.46} \quad (4.112)$$

Όπου:

- K_{comp} σε δολάρια ΗΠΑ
- W το έργο συμπιεστή σε kW

3^η σχέση [4.19]:

$$\log(K_{comp}) = 2.2897 + 1.3604 \cdot \log(W) - 0.1027 \cdot (\log(W))^2 \quad (4.113)$$

Όπου:

- K_{comp} σε δολάρια ΗΠΑ
- W το έργο συμπιεστή σε kW

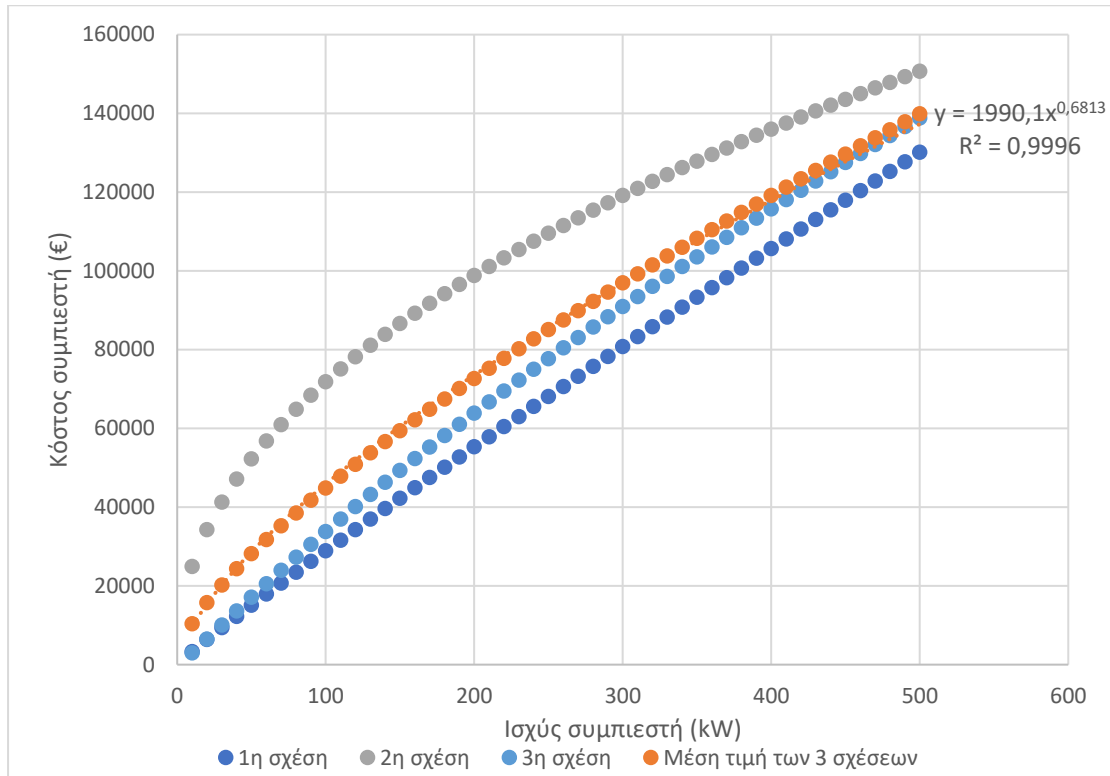
Λαμβάνοντας υπόψη και τις τρεις σχέσεις και υπολογίζοντας μέσες τιμές από τα αποτελέσματα και των τριών σχέσεων προκύπτει η επόμενη τελική σχέση για το κόστος του συμπιεστή:

$$K_{comp} = 1990.1 \cdot W^{0.6813} \quad (4.114)$$

Όπου:

- K_{comp} σε ευρώ
- W το έργο συμπιεστή σε kW

Στην παραπάνω σχέση έχει ληφθεί υπόψη με βάση τις τρέχουσες συναλλαγματικές ισοτιμίες ότι 1 δολάριο ΗΠΑ (\$) ισοδυναμεί με 0.85 ευρώ (€) [4.20]. Με τη σχέση αυτή προκύπτει μέσο κόστος 388 €/kW. Οι παραπάνω σχέσεις και η τελική σχέση που προκύπτει από τις μέσες τιμές απεικονίζεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4. 10: Καθορισμός κόστους συμπιεστή με βάση τις 3 σχέσεις.

- Για το κόστος των τριών εναλλακτών θερμότητας εντοπίστηκαν κατόπιν αναζήτησης στη βιβλιογραφία αρκετές σχέσεις. Αρχικά, παρατίθεται μία σχέση η οποία ισχύει εν γένει για εναλλάκτες, η οποία περιγράφεται ως εξής [4.21]:

$$K_{hex} = 2143 \cdot W^{0.514} \quad (4.115)$$

Όπου:

- K_{hex} το κόστος του εναλλάκτη θερμότητας σε δολάρια ΗΠΑ
- W το φορτίο του εναλλάκτη σε kW

Επίσης, υπάρχουν και σχέσεις από τις οποίες προκύπτει το κόστος των εναλλακτών θερμότητας μέσω του ειδικού κόστους ανά μονάδα του γινομένου της ειδικής θερμικής διαπερατότητας και της επιφάνειας συναλλαγής (UA με μονάδες W/K). Παρακάτω ακολουθεί πίνακας με τιμές κόστους ανά μονάδα UA σε δολάρια/(W/K).

Πίνακας 4. 5: Ειδικό κόστος εναλλακτών ανά μονάδα UA [4.17].

UA (W/K)	5·10 ³	3·10 ⁴	1·10 ⁵	3·10 ⁵	1·10 ⁶
Κύριος εναλλάκτης (\$/(W/K))	1.9	1.3	1.1	1.0	1.0
Ανακομιστής (\$/(W/K))	6.3	1.4	1.3	1.1	1.0
Αεροψυκτήρας/Συμπυκνωτής (\$/(W/K))	7.6	2.4	1.3	1.1	1.0

Επιπλέον, για τον ανακομιστή όπου διακινείται διοξείδιο του άνθρακα, ισχύει η ακόλουθη σχέση [4.22]:

$$K_{rec} = 49.45 \cdot UA^{0.7544} \quad (4.116)$$

Όπου K_{rec} το κόστος του ανακομιστή σε δολάρια ΗΠΑ

Με βάση όλες τις παραπάνω σχέσεις θεωρείται για τον υπολογισμό του κόστους όλων των εναλλακτών το **ειδικό κόστος των 100 €/kW συναλλασσόμενου φορτίου**. Η τιμή αυτή προκύπτει ως μέση τιμή από διάφορες εφαρμογές των παραπάνω σχέσεων.

Μετά τον καθορισμό του κόστους κεφαλαίου, απαιτείται ο καθορισμός της ετήσιας χρηματοροής, η οποία προκύπτει από τα ετήσια έσοδα και έξοδα. Ως ετήσια έσοδα θεωρούνται τα έσοδα από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και ωφέλιμης θερμότητας, καθώς και η εξοικονόμηση των χρημάτων που θα απαιτούνταν για τη λειτουργία του αρχικού συστήματος ψύξης Booster. Ως ετήσια έξοδα θεωρούνται τα κόστη συντήρησης και λειτουργίας (operation & maintenance cost). Επομένως η ετήσια χρηματοροή CF (cash flow) προκύπτει από την εξής σχέση [4.16]:

$$CF = Y_{booster} \cdot K_{el} + Y_{el} \cdot K_{el} + Y_h \cdot K_h - K_{O\&M} \quad (4.117)$$

Όπου:

- $Y_{booster}$ η ετήσια ηλεκτρική κατανάλωση του αρχικού συστήματος Booster σε kWh.
- Y_{el} η ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε kWh.
- Y_h η ετήσια παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας σε kWh.
- K_{el} το κόστος της ηλεκτρικής ενέργειας που θεωρείται ίσο με 0.2 €/kWh [4.16].
- K_h το κόστος της ωφέλιμης θερμότητας που θεωρείται ίσο με 0.1 €/kWh [4.16].
- $K_{O\&M}$ το ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας που θεωρείται ως το 1% του αρχικού κόστους επένδυσης C_0 [4.16].

Ορίζεται ο απλός χρόνος αποπληρωμής (simple payback period) ως εξής [4.16]:

$$SPBP = \frac{C_0}{CF} \quad (4.118)$$

Επίσης ορίζεται ο χρόνος αποπληρωμής (payback period), όπου οι ετήσιες χρηματοροές ανάγονται σε παρούσα αξία ως εξής [4.16]:

$$PBP = \frac{\ln\left(\frac{CF}{CF - C_0 \cdot i}\right)}{\ln(1+i)} \quad (4.119)$$

Όπου i το επιτόκιο αναγωγής που θεωρείται ίσο με 4% [4.14,4.16].

Επιπλέον, θεωρείται η καθαρή παρούσα αξία (net present value) της επένδυσης που υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση [4.16]:

$$NPV = -C_0 + CF \cdot \frac{(1+i)^{NY} - 1}{i \cdot (1+i)^{NY}} \quad (4.120)$$

Όπου NY η χρονική διάρκεια ζωής της επένδυσης που θεωρείται ίση με 25 έτη [4.14].

Τέλος, ορίζεται ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (internal rate of return), ο οποίος προκύπτει από την επίλυση της ακόλουθης μη-γραμμικής εξίσωσης [4.16]:

$$IRR = \frac{CF}{C_0} \cdot \left(1 - \frac{1}{(1+IRR)^{NY}} \right) \quad (4.121)$$

4.7. Ανάλυση στη μόνιμη κατάσταση

Για τον καθορισμό της λειτουργίας του συστήματος τριπαραγωγής σε μόνιμη κατάσταση χρησιμοποιείται η αναλυτική μαθηματική μοντελοποίηση που παρουσιάστηκε παραπάνω στα κεφάλαια 4.1 (μοντελοποίηση συλλεκτών), 4.2 (μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης, μόνο το τμήμα του κεφαλαίου που αφορά τη μόνιμη κατάσταση), 4.3 (μοντελοποίηση κύκλου CO_2), 4.4 (μοντελοποίηση ORC), 4.5 (ενεργειακή και εξεργειακή αξιολόγηση) και 4.6 (οικονομική αξιολόγηση). Για αυτό το λόγο αναπτύχθηκε κώδικας σε EES (Engineering Equation Solver). Επίσης χρησιμοποιήθηκαν και ορισμένα δεδομένα, τα οποία δίνονται στον πίνακα 4.6. Επίσης για τον καθορισμό του όγκου του δοχείου ορίζεται ο λόγος της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον συγκεκριμένο όγκο $\frac{A_a}{V_T}$ ίσος με $25 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Πίνακας 4. 6: Δεδομένα στη μόνιμη κατάσταση.

Μεγέθη	Τιμές
Θερμοκρασία περιβάλλοντος σχεδιασμού T_{amb}	35°C
Άμεση ακτινοβολία καθέτου επιπέδου G_{bn}	800 W/m ²
Γωνία πρόσπτωσης θ	10°
Ώρες λειτουργίας συστήματος τριπαραγωγής (εκτίμηση)	2000 h
Ηλεκτρική ισχύς του αρχικού συστήματος Booster $Y_{booster}$	73 kW

Τέλος, ορίζονται οι 6 βασικές παράμετροι του συστήματος ως εξής:

- η αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex}
- ο λόγος ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α
- η υψηλή πίεση του συστήματος P_{high}
- η πίεση του gas cooler P_{gc}
- η θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18}
- η θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb}

4.8. Ανάλυση δυναμικού συστήματος

Η δυναμική ανάλυση του συστήματος τριπαραγωγής πραγματοποιείται προκειμένου να προσομοιωθεί και να μελετηθεί η λειτουργία του κατά τη διάρκεια της ημέρας και κατ' επέκταση κατά τη διάρκεια του έτους. Θεωρείται ότι το

σύστημα εγκαθίσταται στην περιοχή της Αθήνας, επομένως κρίνεται απαραίτητος ο καθορισμός της άμεσης ακτινοβολίας καθέτου επιπέδου με βάση του μοντέλο ηλιακής ακτινοβολίας της ASHRAE, όπως περιγράφεται στο κεφάλαιο 2.1 και 2.2. Επιπλέον, χρησιμοποιούνται οι θερμοκρασίες περιβάλλοντος σε όλη τη διάρκεια της ημέρας και του έτους, όπως περιγράφεται στο κεφάλαιο 2.3. Το εν λόγω σύστημα το οποίο έχει ως πηγή πρόσδοσης θερμότητας παραβολικούς συλλέκτες κρίνεται σκόπιμο να λειτουργεί μόνο τις ηλιόλουστες μέρες. Ακολουθεί πίνακας με τις ηλιόλουστες μέρες για την περιοχή της Αθήνας και τη μέση ημέρα κάθε μήνα.

Πίνακας 4. 7: Ηλιόλουστες μέρες κάθε μήνα για την Αθήνα [4.8,4.23].

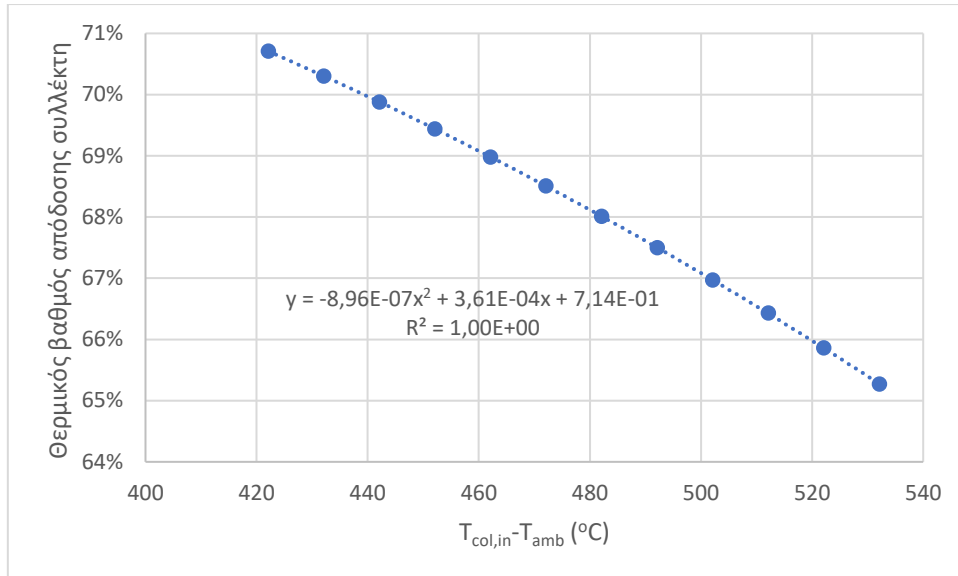
Μήνας	Μέση ημέρα μήνα	Ηλιόλουστες μέρες
Ιανουάριος	17	13
Φεβρουάριος	47	10
Μάρτιος	75	15
Απρίλιος	105	18
Μάιος	135	20
Ιούνιος	162	22
Ιούλιος	198	29
Αύγουστος	228	29
Σεπτέμβριος	258	20
Οκτώβριος	288	18
Νοέμβριος	318	17
Δεκέμβριος	344	15

Για την παρούσα μελέτη αναπτύχθηκε κώδικας σε MATLAB ο οποίος περιλαμβάνει αλγόριθμο σύμφωνα με τον οποίο προκύπτει η λειτουργία του συστήματος κατά τη διάρκεια μίας ημέρας. Αρχικά, θεωρείται μία τιμή συλλεκτικής επιφάνειας A_a σε m^2 και του λόγου της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής $\frac{A_a}{V_T}$ σε m^2/m^3 . Επομένως, υπολογίζεται η διαθέσιμη ηλιακή ισχύς Q_{solar} και η αντίστοιχη ωφέλιμη ισχύς Q_u προκύπτει θεωρώντας μία προσεγγιστική πολυωνυμική σχέση για το θερμικό βαθμό απόδοσης του συλλέκτη η οποία έχει την ακόλουθη μορφή [4.2]:

$$\eta_{th,col} = \frac{Q_u}{Q_{solar}} = \alpha \cdot K(\theta) + \beta \cdot \frac{T_{col,in} - T_{amb}}{G_{bn}} + \gamma \cdot \frac{(T_{col,in} - T_{amb})^2}{G_{bn}} \quad (4.122)$$

Όπου $K(\theta)$ συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης όπως καθορίζεται από το κεφάλαιο 4.1.2.

Οι παραπάνω συντελεστής θα προκύψουν από αποτελέσματα της λειτουργίας του συστήματος σε μόνιμη κατάσταση. Θεωρώντας $K(\theta) = 1$, $G_{bn} = 800 \frac{W}{m^2}$, $T_{amb} = 35^\circ C$ και διάφορες τιμές της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού στο συλλέκτη $T_{col,in}$ προκύπτουν οι τιμές του ακόλουθου διαγράμματος στο σχήμα 4.11.



Σχήμα 4. 11: Θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη συναρτήσει της διαφοράς $x = (T_{col,in} - T_{amb})$ θεωρώντας $K(\theta) = 1$, $G_{bn} = 800 \frac{W}{m^2}$ και $T_{amb} = 35^\circ C$.

Στα παραπάνω σημεία λειτουργίας εφαρμόστηκε προσέγγιση με πολυώνυμο δευτέρου βαθμού και με βάση τους συντελεστές που προέκυψαν, καθορίζονται οι συντελεστές της εξίσωσης 4.122 και η εξίσωση αυτή λαμβάνει την ακόλουθη μορφή:

$$\eta_{th,col} = \frac{Q_u}{Q_{solar}} = 0.7143 \cdot K(\theta) + 0.32 \cdot \frac{T_{col,in} - T_{amb}}{G_{bn}} - 0.00072 \cdot \frac{(T_{col,in} - T_{amb})^2}{G_{bn}} \quad (4.123)$$

Στη δυναμική ανάλυση χρησιμοποιείται η παραπάνω σχέση για τον υπολογισμό του θερμικού βαθμού απόδοσης του συλλέκτη για χάρη απλούστευσης και δεν χρησιμοποιείται η αναλυτική διαδικασία καθορισμού του με βάση τις θερμικές απώλειες του συλλέκτη (βλ. κεφάλαιο 4.1.2), η οποία χρησιμοποιείται κατά την επίλυση σε μόνιμη κατάσταση. Στη συνέχεια, ορίζεται χρονικό βήμα Δt και αριθμός ζωνών στο δοχείο N , παράμετροι που χρησιμοποιούνται κατά την επίλυση του συστήματος που περιγράφεται στο κεφάλαιο 4.2. Από την επίλυση αυτή, προκύπτουν οι θερμοκρασίες σε κάθε ζώνη του δοχείου σε όλη τη διάρκεια μίας μέρας. Θεωρείται ότι το τηγμένο άλας θα αποδίδει τη θερμότητα που έχει παραλάβει από την ηλιακή ακτινοβολία στο διοξείδιο του άνθρακα όταν θα βρίσκεται σε ένα επίπεδο θερμοκρασίας και πάνω από αυτό που θα αποκαλείται T_{start} . Αυτό καθορίζεται από τη θερμοκρασία εξόδου του διοξειδίου του άνθρακα από τον εναλλάκτη T_{18} , τη θερμοκρασιακή διαφορά του εναλλάκτη στο θερμό άκρο ($7^\circ C$) και μία επιπλέον θερμοκρασιακή διαφορά ΔT . Επομένως το κατώτερο θερμοκρασιακό όριο θα ορίζεται ως εξής [4.8]:

$$T_{start} = T_{18} + 7 K + \Delta T \quad (4.124)$$

Επίσης, θεωρείται και ένα ανώτερο θερμοκρασιακό όριο T_{stop} που καθορίζεται από την ανάγκη διατήρησης της χημικής σταθερότητας και την αποφυγή αποσύνθεσης του άλατος. Επομένως, καθώς το τηγμένο άλας αποδίδει τη θερμότητά του στο

διοξειδίου του άνθρακα εξερχόμενο από το άνω μέρος του δοχείου, πρέπει η θερμοκρασία της άνω ζώνης $T_{st,1}$ να βρίσκεται μεταξύ των εν λόγω ορίων ως εξής:

$$T_{start} < T_{st,1} < T_{stop} \quad (4.125)$$

Το προαναφερθέν σύστημα θα πρέπει να επιλυθεί περισσότερες από μία φορές για την τρέχουσα ημέρα, ούτως ώστε να συγκλίνουν οι υπολογιζόμενες θερμοκρασίες. Ορισμένα δεδομένα που χρησιμοποιούνται παρουσιάζονται στον πίνακα 4.8.

Πίνακας 4. 8: Δεδομένα δυναμικής ανάλυσης.

Παράμετροι	Τιμές
Θερμοκρασιακή διαφορά ΔT	3 K
Θερμοκρασία T_{stop}	590°C
Αρχική τιμή θερμοκρασιών δοχείου	550°C
Χρονικό βήμα Δt	10 min
Αριθμός ζωνών δοχείου N	10

Ο παραπάνω αλγόριθμος επιλύεται για τη μέση ημέρα κάθε μήνα, για τις οποίες προκύπτει η ημερήσια ηλεκτροπαραγωγή, η ημερήσια ποσότητα ωφέλιμης θερμότητας και το ημερήσιο ενεργειακό ποσό ψύξης. Τα αντίστοιχα μεγέθη υπολογίζονται και εξεργειακά. Θεωρώντας ότι τα ίδια αποτελέσματα θα ισχύουν για κάθε ηλιόλουστη ημέρα του ίδιου μήνα, προκύπτουν τα αντίστοιχα ετήσια ενεργειακά και εξεργειακά αποτελέσματα. Επομένως προκύπτει ο ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος ως εξής:

$$\eta_{en,annual} = \frac{Y_{el} + Y_h + Y_{lt} + Y_{mt}}{Y_{solar}} \quad (4.126)$$

Όπου:

- Y_{el} η ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας
- Y_h η ετήσια παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας
- Y_{lt} η ετήσια ενεργειακή παραγωγή ψύξης για κατάψυξη
- Y_{mt} η ετήσια ενεργειακή παραγωγή ψύξης για συντήρηση
- Y_{solar} η ετήσια διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια

Αντίστοιχα, ορίζεται και ο ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης με βάση την ακόλουθη εξίσωση:

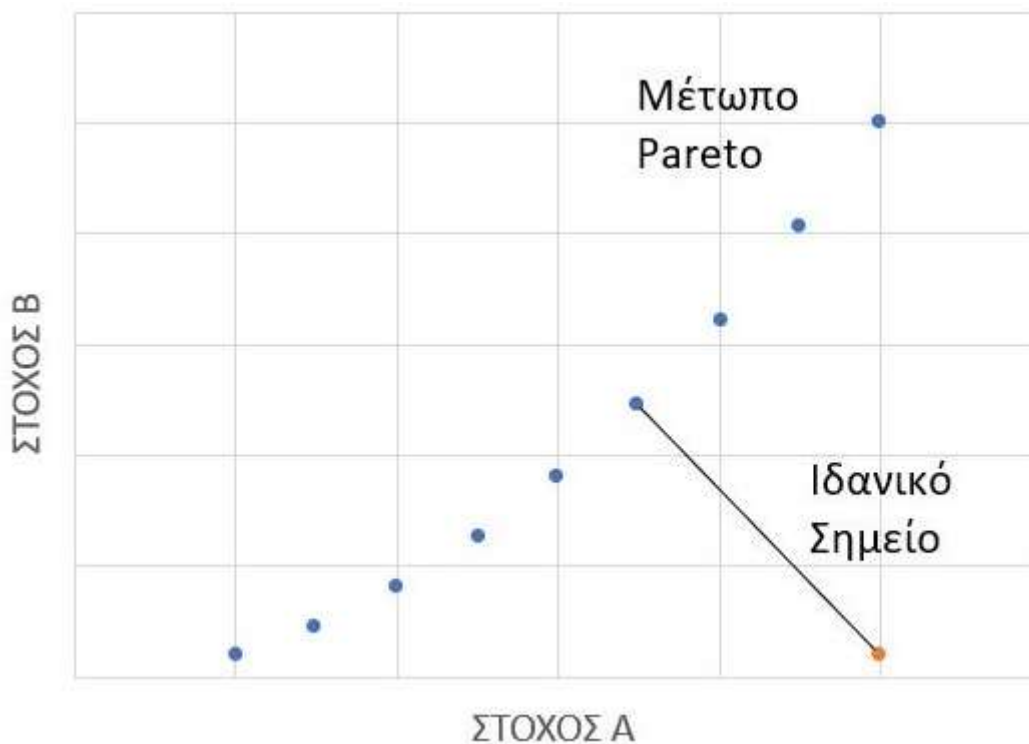
$$\eta_{ex,annual} = \frac{Y_{el} + YE_h + YE_{lt} + YE_{mt}}{YE_{solar}} \quad (4.127)$$

Όπου:

- Y_{el} η ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας
- YE_h η ετήσια εξεργειακή παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας
- YE_{lt} η ετήσια εξεργειακή παραγωγή ψύξης για κατάψυξη
- YE_{mt} η ετήσια εξεργειακή παραγωγή ψύξης για συντήρηση
- YE_{solar} η ετήσια διαθέσιμη ηλιακή εξέργεια

Οι οικονομικοί δείκτες για το δυναμικό σύστημα λαμβάνονται όπως ορίζονται στο κεφάλαιο 4.6. Προκειμένου να βελτιστοποιηθεί το παρόν σύστημα, ο παραπάνω αλγόριθμος εκτελείται λαμβάνοντας υπόψη διάφορες τιμές της συλλεκτικής

επιφάνειας A_a και του λόγου της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής $\frac{A_a}{V_T}$. Ως στόχοι της βελτιστοποίησης θεωρούνται ο μέγιστος ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης, ο μέγιστος ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης, ο ελάχιστος χρόνος αποπληρωμής και η μέγιστη καθαρή παρούσα αξία. Σε περίπτωση θεώρησης πολλαπλών στόχων βελτιστοποίησης προκύπτει ένα σύνολο λύσεων που ονομάζεται μέτωπο Pareto (Pareto Front) ή μέτωπο μη-κυριαρχούμενων λύσεων. Δεν μπορεί να προκύψει μία λύση που να βελτιστοποιεί ταυτόχρονα όλους τους στόχους. Το υποθετικό σημείο το οποίο ιδανικά βελτιστοποιεί ταυτόχρονα όλους τους στόχους ονομάζεται σημείο ισορροπίας (equilibrium point) [4.24] ή ιδανικό σημείο (ideal point) [4.16]. Παρακάτω, ακολουθεί διάγραμμα στο σχήμα 4.12 που απεικονίζει το μέτωπο Pareto ενός προβλήματος βελτιστοποίησης όπου επιδιώκεται μεγιστοποίηση του στόχου A και ελαχιστοποίηση του στόχου B μαζί με το αντίστοιχο ιδανικό σημείο.



Σχήμα 4. 12: Μέντωπο Pareto με δύο στόχους και το ιδανικό σημείο.

Το επιλεγόμενο τελικό σημείο το οποίο θα ανήκει στο μέτωπο Pareto θα είναι εκείνο που θα βρίσκεται πλησιέστερα στο σημείο ισορροπίας. Θεωρείται το ακόλουθο αδιάστατο κριτήριο ελαχιστοποίησης της απόστασης μεταξύ των σημείων των λύσεων και του ιδανικού σημείου ως εξής [4.16]:

$$F = \sqrt{\left(\frac{A-A_{max}}{A_{max}-A_{min}}\right)^2 + \left(\frac{B-B_{min}}{B_{max}-B_{min}}\right)^2} \quad (4.128)$$

Επιλέγεται το σημείο για το οποίο προκύπτει η μικρότερη δυνατή τιμή F. Η παραπάνω σχέση ισχύει και για περισσότερους από 2 στόχους με την πρόσθεση

ενός ή περισσότερων όρων της μορφής $\left(\frac{A-A_{max}}{A_{max}-A_{min}}\right)^2$ ή $\left(\frac{B-B_{min}}{B_{max}-B_{min}}\right)^2$ στην υπόρριζη ποσότητα.

Βιβλιογραφία 4^{ου} Κεφαλαίου

- [4.1] Bellos, E, Tzivanidis, C & Antonopoulos, K.A 2016, 'A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors', *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, pp. 374-386.
- [4.2] Bellos, E, Tzivanidis, C & Belessiotis, V 2017, 'Daily performance of parabolic trough solar collectors', *Solar Energy*, vol. 158, pp. 663-678.
- [4.3] Tzivanidis, C, Bellos, E, Korres, D, Antonopoulos, K.A & Mitsopoulos, G 2015, 'Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector', *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 6, pp. 226-237.
- [4.4] Goswami, Y 2021, *Ηλιακή Ενέργεια για μηχανικούς*, 3^η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Αθήνα, σελ. 221.
- [4.5] Bellos, E & Tzivanidis, C 2017, 'Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump', *Journal of Cleaner Production*, vol. 161, pp. 493-509.
- [4.6] Aguilar, R, Valenzuela, L, Avila-Marina, A & Garcia-Ybarra, P 2019, 'Simplified heat transfer model for parabolic trough solar collectors using supercritical CO₂', *Energy Conversion and Management*, vol. 196, pp. 807-820.
- [4.7] Krishna, Y, Faizal, M, Saidur, R, Ng, K.C & Asfattahi, N 2020, 'State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 152, 119541.
- [4.8] Bellos, E, Chatzovoulos, I & Tzivanidis, C 2021, 'Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair', *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 23, 100885.
- [4.9] Tsamos, K.M, Ge, Y.T, Santosa, ID, Tassou, S.A, Bianchi, G & Mylona, Z 2017, 'Energy Conversion and Management, Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates', *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 822-829.
- [4.10] Tsimpoukis, D, Syngounas, E, Petsanas, D, Mitsopoulos, G, Anagnostatos, S, Bellos, E, Tzivanidis, C & Vrachopoulos, M 2020, 'Energy and environmental investigation of R744 all-in-one configurations for refrigeration and heating/air conditioning needs of a supermarket', *Journal of Cleaner Production*, vol. 279, 123234.
- [4.11] Sotomonte, C.A.R, Ribeiro, S, Oliveira, E, Lora, E.E.S & Venturini, O.J 2011, 'Organic Rankine cycle associated with an absorption chiller for biomass applications', *Thermal Engineering*, vol. 10, No. 01 – 02, pp. 15-22.
- [4.12] https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_refrigerants
- [4.13] Fernández, F.J, Prieto, M.M & Suárez, I 2011, 'Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids', *Energy*, vol. 36, pp. 5239-5249.

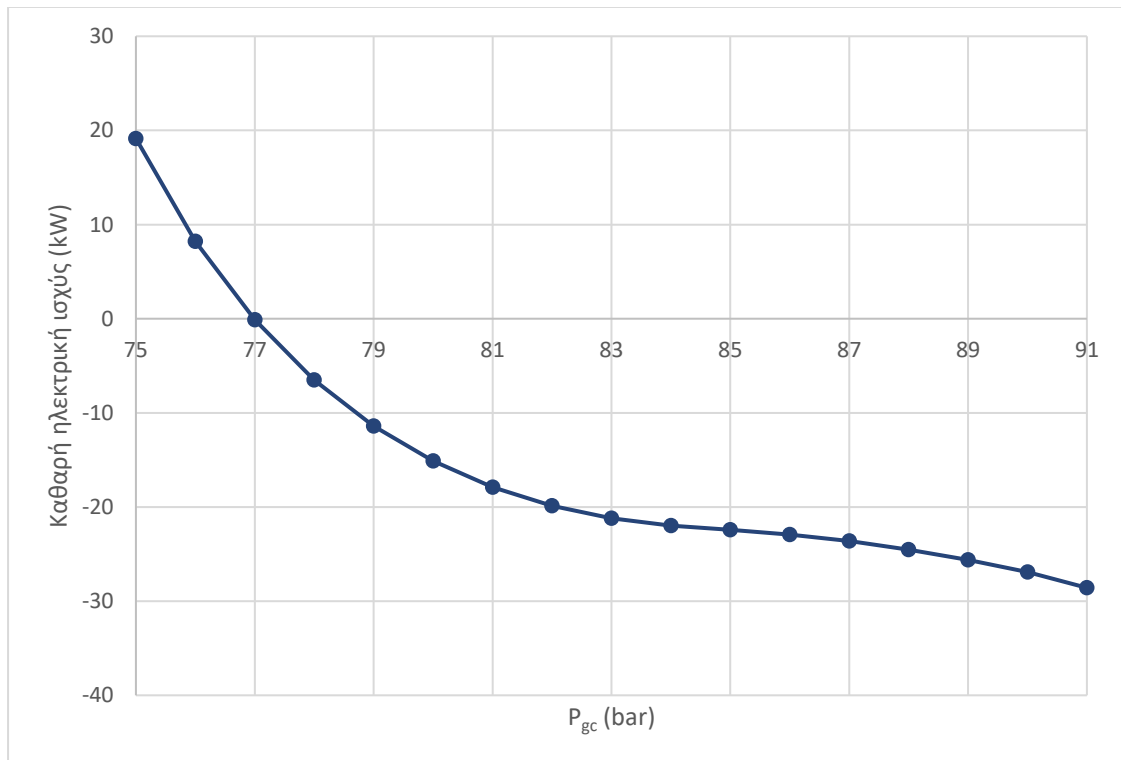
- [4.14] Tzivanidis, C, Bellos, E & Antonopoulos, K.A 2016, 'Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal Organic Rankine Cycle power plant', *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 421-433.
- [4.15] Bellos, E & Tzivanidis, C 2018, 'Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy', *Energy Conversion and Management*, vol. 156, pp. 427-439.
- [4.16] Bellos, E, Vellios, L, Theodosiou, I-C & Tzivanidis, C 2018, 'Investigation of a solar-biomass polygeneration system', *Energy Conversion and Management*, vol. 173, pp. 283-295.
- [4.17] Carlson, M, Middleton, B & Ho, C 2017, 'Techno-economic comparison of solar-driven s-CO₂ brayton cycles using component cost models baselined with vendor data and estimates', Proceedings of the ASME 2017 Power and Energy Conference (PowerEnergy2017-3590), June 26-30, Charlotte, North Carolina, USA.
- [4.18] Liu, Z, Liu, Z, Cao, X, Li, H & Yang, X 2020, 'Self-condensing transcritical CO₂ cogeneration system with extraction turbine and ejector refrigeration cycle: A techno-economic assessment study', *Energy*, vol. 208, 118391.
- [4.19] Zhou, A, Li, X, Ren, X & Gu, C 2020, 'Improvement design and analysis of a supercritical CO₂/transcritical CO₂ combined cycle for offshore gas turbine waste heat recovery', *Energy*, vol. 210, 118562.
- [4.20] <https://www.xe.com/currencyconverter/convert/?Amount=1&From=USD&To=EUR>
- [4.21] Gutierrez, J, Ochoa, G & Duarte-Forero, J 2020, 'A comparative study of the energy, exergetic and thermo-economic performance of a novelty combined Brayton s-CO₂-ORC configurations as bottoming cycles', *Heliyon*, vol. 6, e04459.
- [4.22] Weiland, N, Lance, B & Pidaparti, S 2019, 'S-CO₂ power cycle component cost correlations from doe data spanning multiple scales and applications', Proceedings of ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (GT2019-90493), June 17-21, Phoenix, Arizona, USA.
- [4.23] Αντωνόπουλος, Κ 2011, *Θερμικά-Ηλιακά Συστήματα*, Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, σελ. 5.
- [4.24] Baghernejad, A, Yaghoubi, M & Jafarpur, K 2016, 'Exergoeconomic optimization and environmental analysis of a novel solar-trigeneration system for heating, cooling and power production purpose', *Solar Energy*, vol. 134, pp. 165-179.

Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα

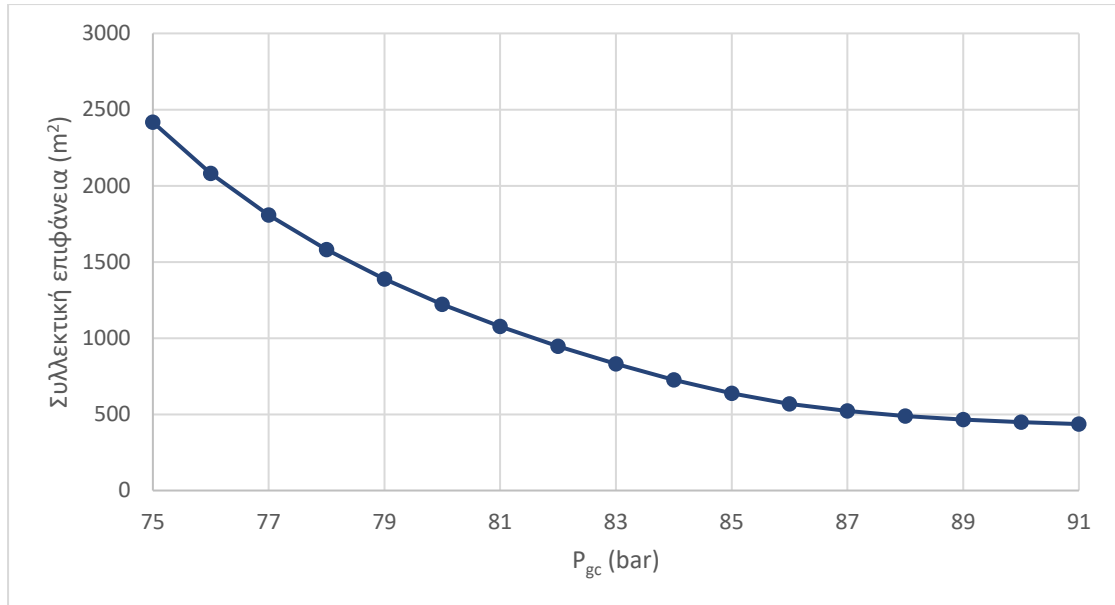
5.1. Αποτελέσματα επίλυσης στη μόνιμη κατάσταση

5.1.1. Αποτελέσματα χωρίς τη χρήση ORC

Αρχικά, πραγματοποιείται μία μελέτη προκειμένου να προσδιοριστεί εάν απαιτείται η εγκατάσταση συστήματος οργανικού κύκλου Rankine (ORC) για περαιτέρω παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος ή εάν επαρκεί ο στρόβιλος του διοξειδίου του άνθρακα για να επιτευχθεί καθαρό αποτέλεσμα ηλεκτρικής ισχύος, δηλαδή να μπορέσουν να καλυφθούν οι ανάγκες ηλεκτρικής ισχύος των συμπιεστών. Χρησιμοποιείται ο αλγόριθμος επίλυσης του συστήματος τριπαραγωγής στη μόνιμη κατάσταση, όπως περιγράφεται στα κεφάλαια 4.1-4.7. Με βάση τις συνθήκες σχεδιασμού στη μόνιμη κατάσταση ($T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$, $G_{bn} = 800 \text{ W}/\text{m}^2$, $\theta=10^{\circ}$, 2000 ώρες λειτουργίας και $Y_{booster} = 73 \text{ kW}$) επιλέγονται στην παρούσα βάση κατόπιν δοκιμών οι εξής τιμές των βασικών παραμέτρων: $P_{high} = 200 \text{ bar}$, $T_{18} = 550^{\circ}\text{C}$ και $\eta_{hex} = 80\%$. Επιλέγεται υψηλή τιμή αποτελεσματικότητας ανακομιστή έτσι ώστε να απαιτείται όσο το δυνατόν μικρότερη τιμή της επιφάνειας συλλεκτών. Με βάση όσα αναφέρονται στο κεφάλαιο 4 πραγματοποιήθηκαν δοκιμές για διάφορες τιμές της πίεσης gas cooler P_{gc} από 75 έως 91 bar. Παρουσιάζονται αποτελέσματα σχετικά με την καθαρή ηλεκτρική ισχύ αλλά και οι τιμές του μεγέθους της συλλεκτικής επιφάνειας που απαιτείται.



Σχήμα 5. 1: Καθαρή ηλεκτρική ισχύς συναρτήσει της πίεσης του gas cooler χωρίς τη χρήση ORC.



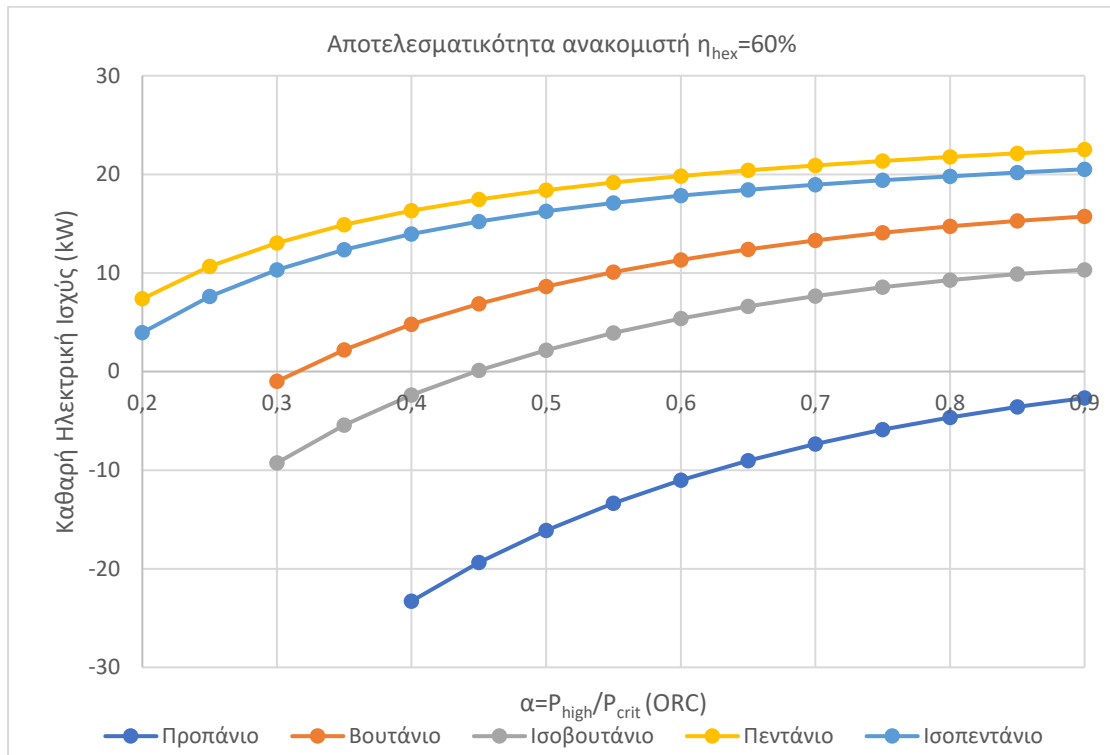
Σχήμα 5. 2: Συλλεκτική επιφάνεια συναρτήσει της πίεσης του gas cooler χωρίς τη χρήση ORC.

Παρατηρείται ότι προκύπτει θετικό αποτέλεσμα στην καθαρή ηλεκτρική ισχύ για τιμές της πίεσης του gas cooler πλησίον των 75 bar, ενώ σε μεγαλύτερες τιμές πιέσεων προκύπτουν αρνητικά αποτελέσματα. Ωστόσο, για να επιτευχθούν αυτά τα θετικά αποτελέσματα στην καθαρή ηλεκτρική ισχύ μόνο με τη χρήση στροβίλου διοξειδίου του άνθρακα, απαιτούνται πολύ μεγάλες τιμές επιφάνειας συλλεκτών. Η εγκατάσταση μεγάλων ηλιακών πεδίων προβλέπεται ότι θα είναι οικονομικά μη βιώσιμη και θα απαιτεί πολύ μεγάλο διαθέσιμο χώρο. Επίσης, η μη χρήση συστήματος ανάκτησης θερμότητας για ORC θα επιφέρει πολύ μεγάλη ποσότητα απομένουσας θερμικής ισχύος, η οποία θα υπερβαίνει τις θερμικές ανάγκες του supermarket και θα απορρίπτεται στο περιβάλλον. Επομένως, συμπεραίνεται ότι είναι απαραίτητη η εγκατάσταση συστήματος ORC για την επίτευξη επαρκούς ηλεκτρικής ισχύος που θα υπερκαλύπτει τις καταναλώσεις των συμπιεστών και θα διασφαλίζει την οικονομική βιωσιμότητα του συστήματος.

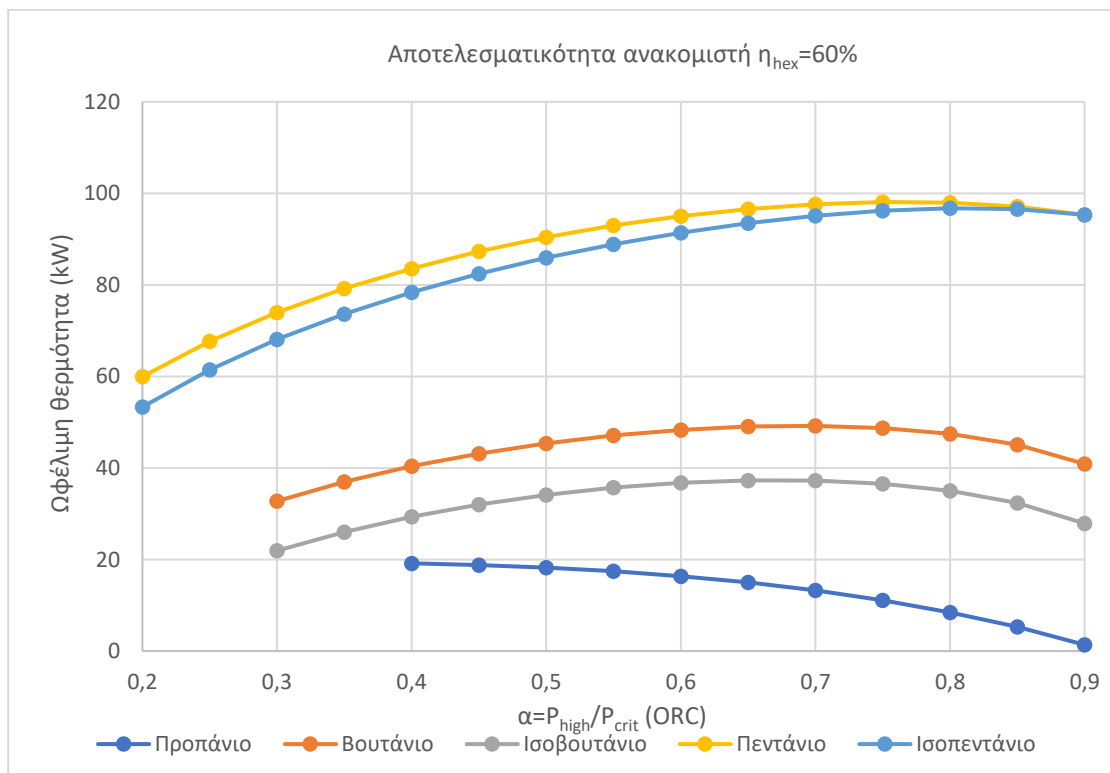
5.1.2. Επιλογή εργαζόμενου μέσου ORC

Για την επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου στον οργανικό κύκλο Rankine χρησιμοποιείται ο αλγόριθμος επίλυσης του συστήματος τριπαραγωγής στη μόνιμη κατάσταση, όπως περιγράφεται στα κεφάλαια 4.1-4.7. Με βάση τις συνθήκες σχεδιασμού στη μόνιμη κατάσταση ($T_{amb} = 35^\circ C$, $G_{bn} = 800 W/m^2$, $\theta = 10^\circ$, 2000 ώρες λειτουργίας και $Y_{booster} = 73 kW$) επιλέγονται στην παρούσα βάση κατόπιν δοκιμών οι εξής τιμές των βασικών παραμέτρων: $P_{gc} = 90 bar$, $P_{high} = 200 bar$ και $T_{18} = 550^\circ C$. Με βάση όσα αναφέρονται στο κεφάλαιο 4 πραγματοποιήθηκαν δοκιμές για όλα τα εργαζόμενα μέσα του πίνακα 4.3 του κεφαλαίου 4.4 για διάφορες τιμές του λόγου ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α και της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή η_{hex} . Παρουσιάζονται αποτελέσματα που καταδεικνύουν τη θερμοδυναμική συμπεριφορά του συστήματος τριπαραγωγής, δηλαδή η καθαρή ηλεκτρική ισχύς, η ωφέλιμη θερμότητα, ο ενεργειακός και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Αρχικά παρατίθενται

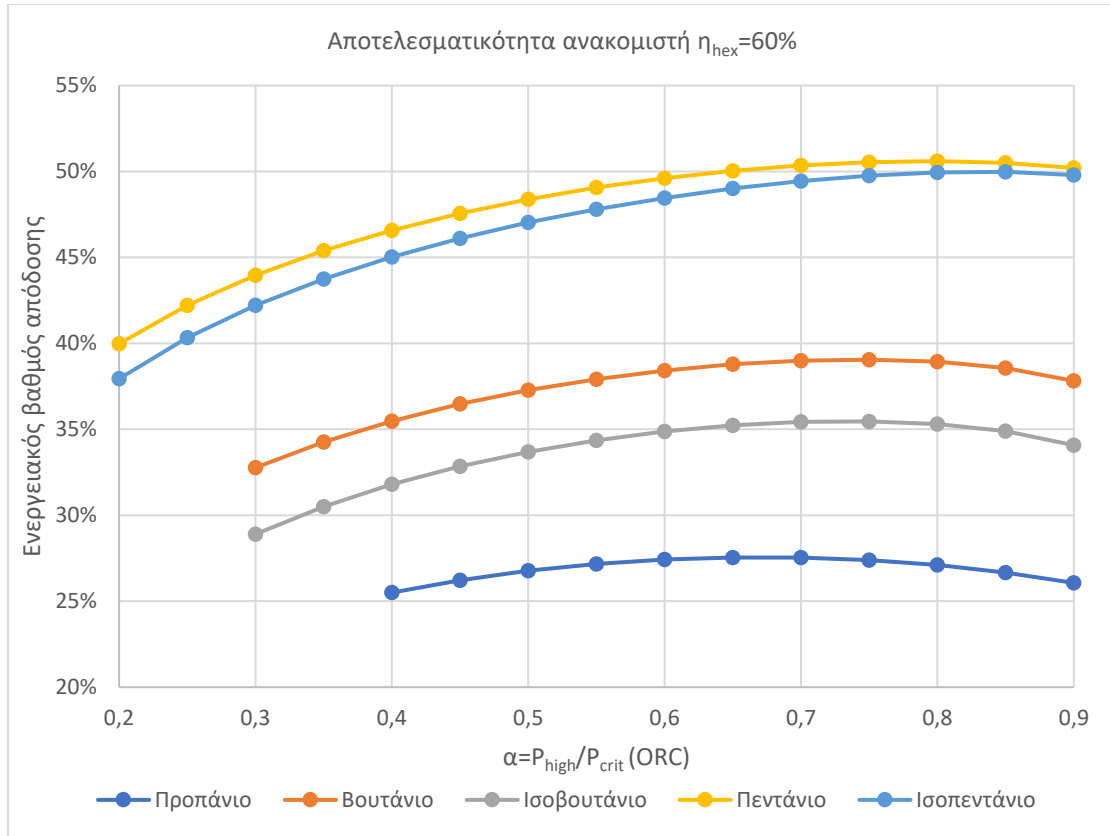
αποτελέσματα θεωρώντας αποτελεσματικότητα ανακομιστή 60% για τις διάφορες τιμές του λόγου α .



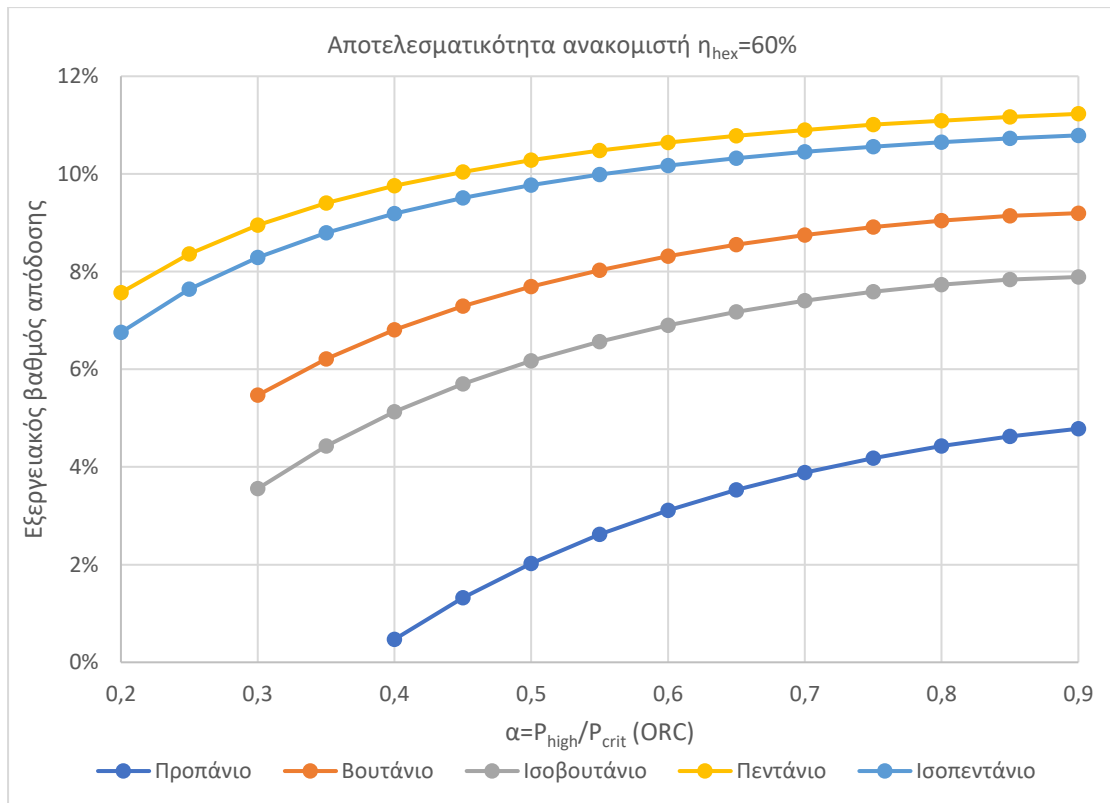
Σχήμα 5. 3: Παραγωγή καθαρής ηλεκτρικής ισχύος για διάφορα εργαζόμενα μέσα με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 60%.



Σχήμα 5. 4: Παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας για διάφορα εργαζόμενα μέσα με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 60%.

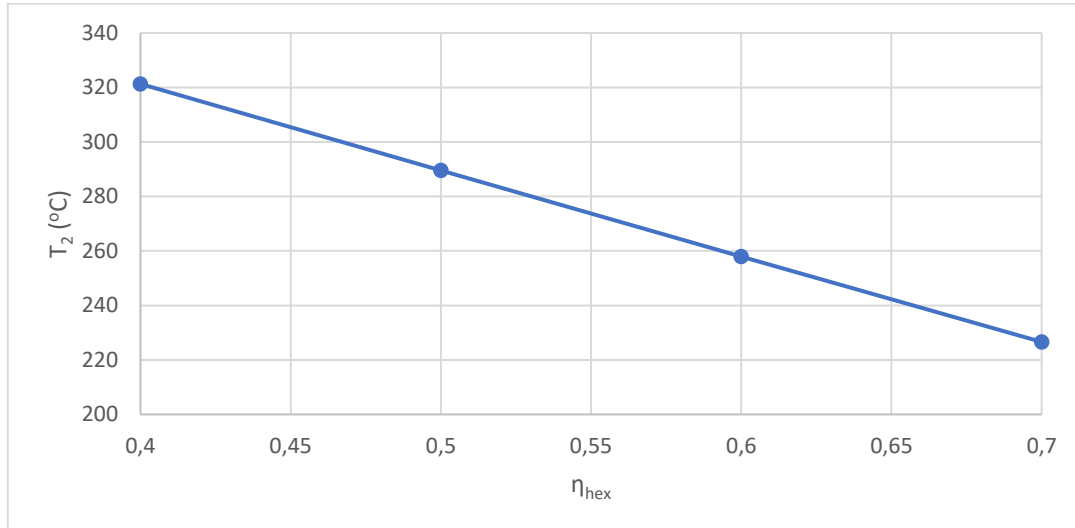


Σχήμα 5. 5: Ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος τριταραγωγής για διάφορα εργαζόμενα μέσα με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 60%.



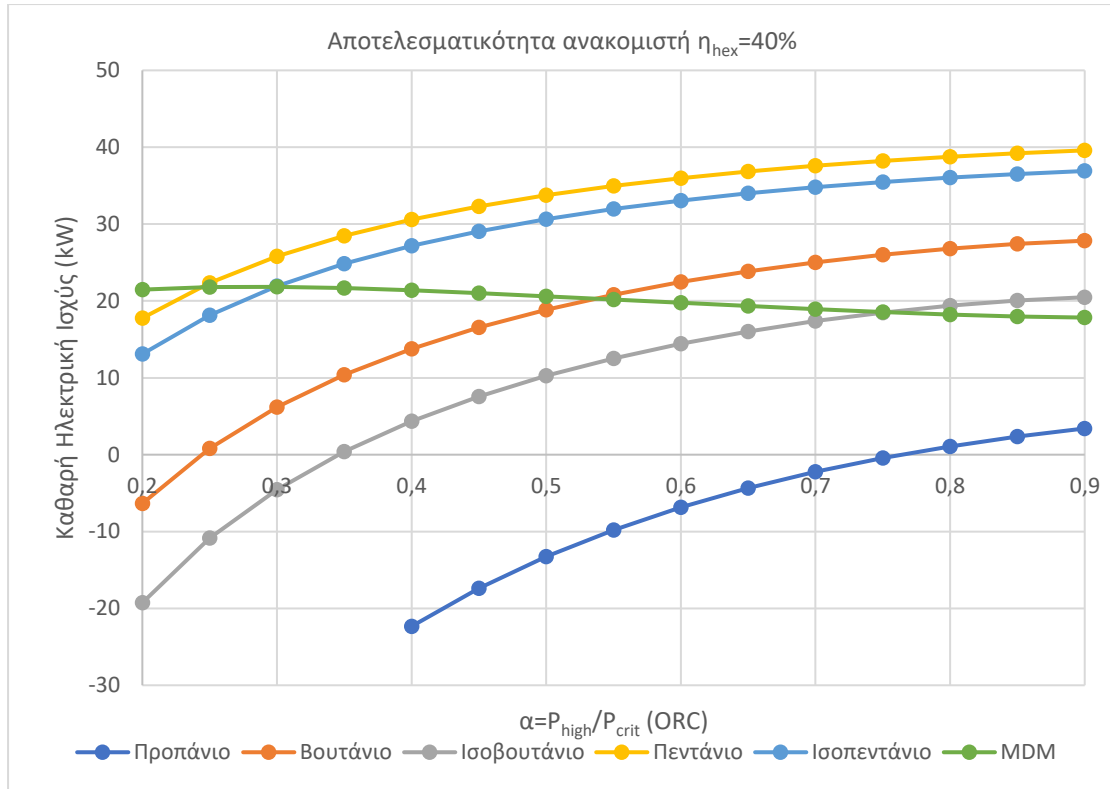
Σχήμα 5. 6: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος τριταραγωγής για διάφορα εργαζόμενα μέσα με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 60%.

Στην προκειμένη περίπτωση με τη θεώρηση αποτελεσματικότητας ανακομιστή 60% προκύπτει ότι το πεντάνιο (n-pentane) είναι το βέλτιστο ενεργειακά και εξεργειακά εργαζόμενο μέσο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η κρίσιμη θερμοκρασία του (196.56°C) βρίσκεται πλησιέστερα στη θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας T_2 , η οποία είναι ίση με 257.9°C, σε σχέση με τα υπόλοιπα ρευστά. Παρακάτω παρατίθεται διάγραμμα στο σχήμα 5.7 με τη θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον ORC συναρτήσει της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή.

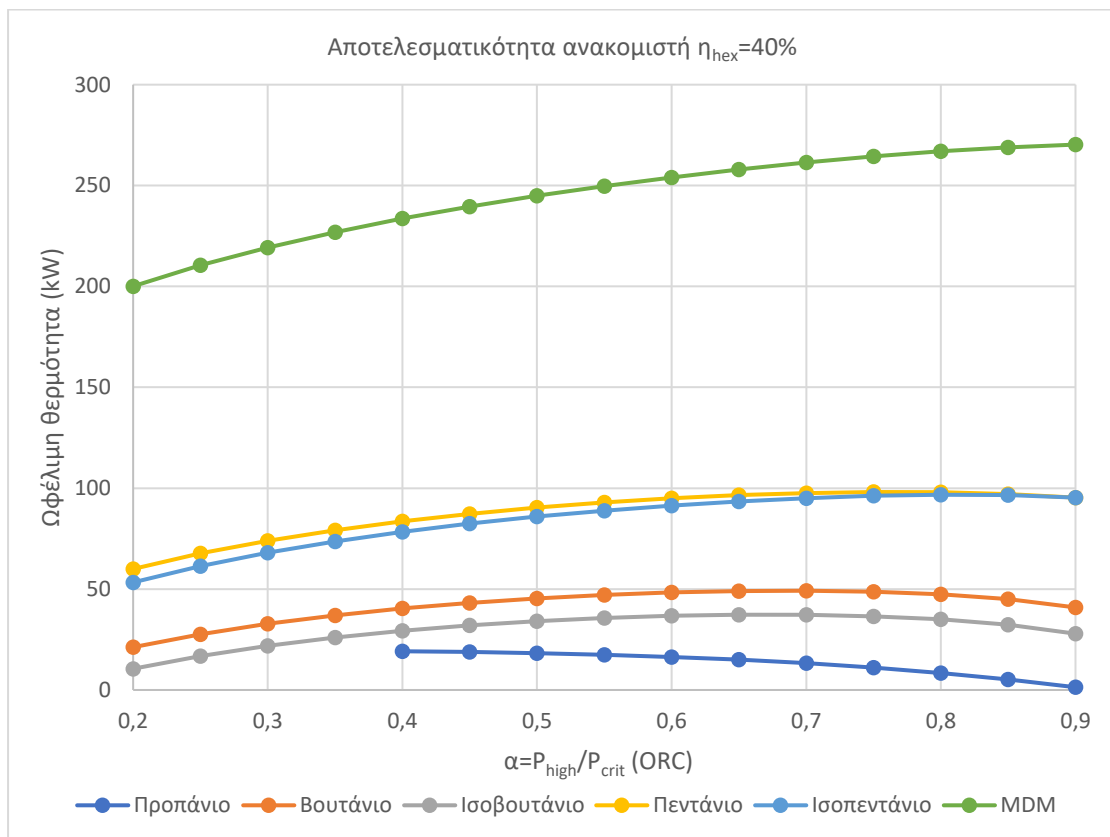


Σχήμα 5. 7: Θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον ORC T_2 συναρτήσει της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή η_{hex} .

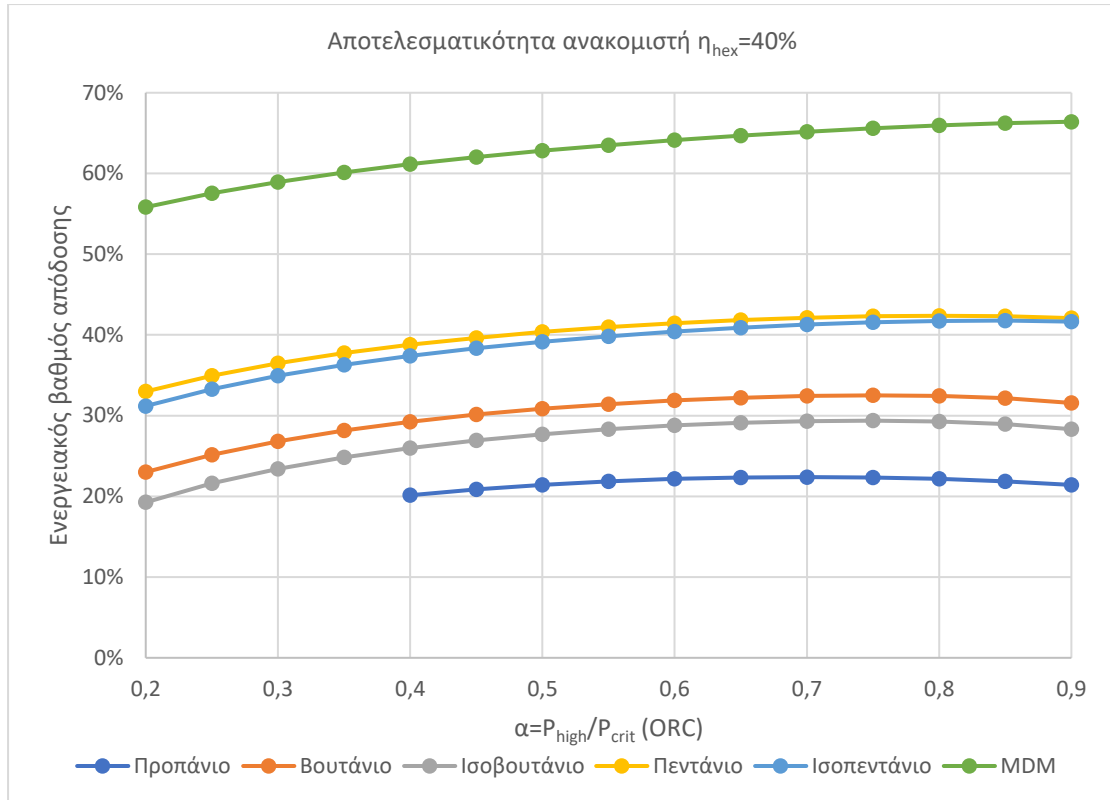
Επίσης, το ισοπεντάνιο (isopentane) εμφανίζει παραπλήσιες τιμές, καθώς έχει παραπλήσια κρίσιμη θερμοκρασία με το πεντάνιο (187.78°C). Το τολουένιο και το MDM δεν αναπαρίστανται στα παραπάνω διαγράμματα καθώς δεν ικανοποιούν τους δύο ελέγχους που εφαρμόζονται στον ατμοποιητή και τον οικονομητήρα του ORC σχετικά με τις θερμοκρασίες του διοξειδίου του άνθρακα και του οργανικού εργαζόμενου μέσου. Επίσης, το προπάνιο απορρίπτεται εξ ολοκλήρου καθώς με αυτό προκύπτουν αρνητικά αποτελέσματα στην καθαρή ηλεκτρική ισχύ, επομένως δεν μπορούν να καλυφθούν οι ανάγκες ηλεκτρικής ισχύος των συμπιεστών. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται και τα αντίστοιχα αποτελέσματα, αλλά αυτή τη φορά με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 40%.



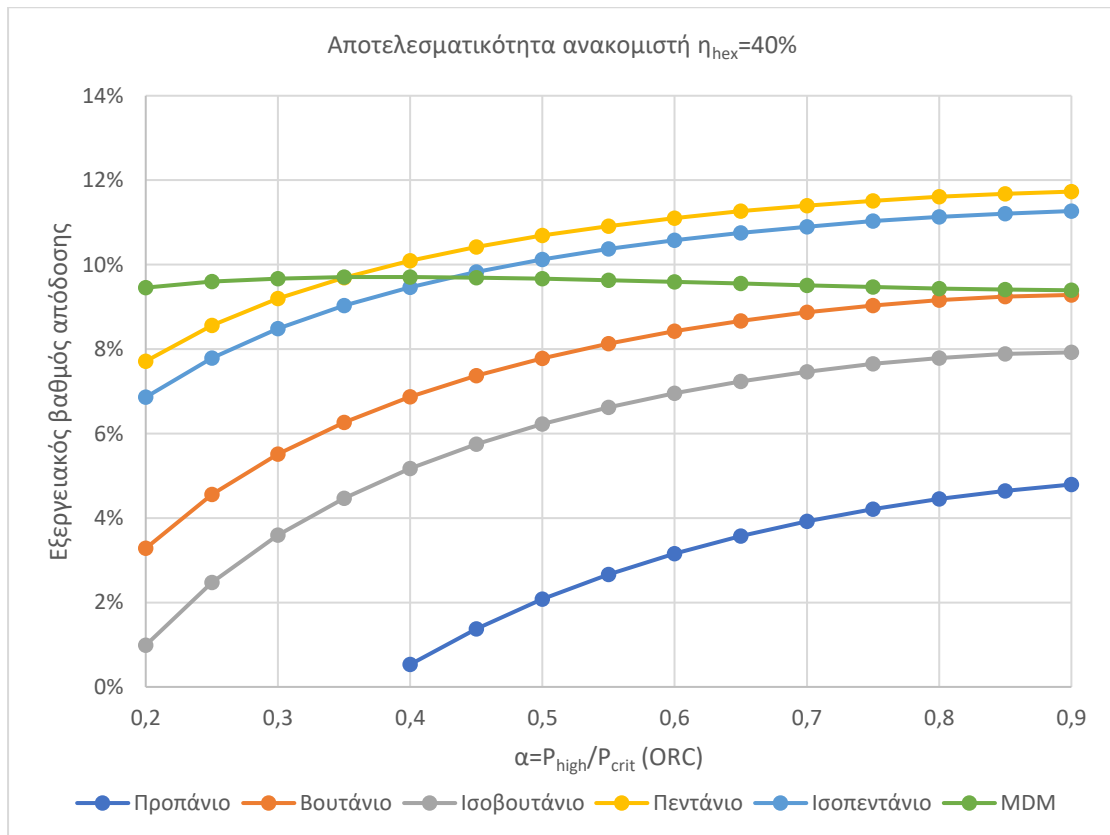
Σχήμα 5. 8: Παραγωγή καθαρής ηλεκτρικής ισχύος για διάφορα εργαζόμενα μέσα με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 40%.



Σχήμα 5. 9: Παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας για διάφορα εργαζόμενα μέσα με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 40%.

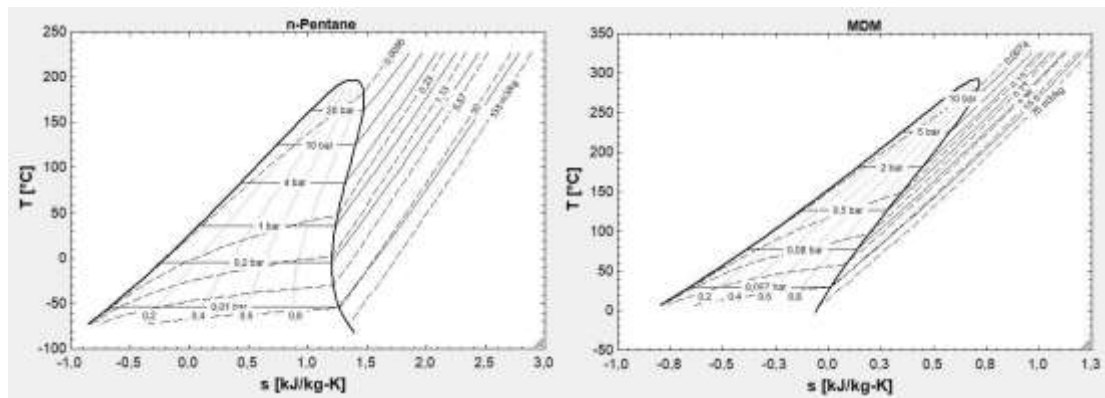


Σχήμα 5. 10: Ενεργειακός βαθμός απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 40%.



Σχήμα 5. 11: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης για διάφορα εργαζόμενα μέσα με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 40%.

Με βάση τα παραπάνω διαγράμματα, παρατηρείται ότι το πεντάνιο εμφανίζει για το μεγαλύτερο εύρος τιμών α τις μεγαλύτερες τιμές καθαρής ηλεκτροπαραγωγής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Ωστόσο, το MDM παρουσιάζει τις μέγιστες τιμές ενεργειακού βαθμού απόδοσης, λόγω της μεγαλύτερης παραγωγής ωφέλιμης θερμότητας. Λόγω της ελάττωσης της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή η θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας T_2 η οποία αυξάνει και είναι ίση πλέον με 321.3°C βρίσκεται πλησιέστερα στη κρίσιμη θερμοκρασία του MDM (290.94°C) σε σχέση με τα υπόλοιπα ρευστά. Στην προηγούμενη περίπτωση, δεν ανιχνεύτηκε το MDM, καθώς η θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας ήταν μικρότερη από την κρίσιμη θερμοκρασία του. Σε αυτή την περίπτωση, απορρίπτεται ξανά το τολουένιο το οποίο δεν εμφανίζεται στα διαγράμματα λόγω της παραβίασης των ελέγχων, αλλά και το προπάνιο λόγω της έλλειψης δυνατότητας κάλυψης των ηλεκτρικών καταναλώσεων των συμπιεστών. Επομένως, ως βέλτιστα θερμοδυναμικά επιλέγονται δύο εργαζόμενα μέσα, το πεντάνιο και το MDM. Σε περίπτωση που επιθυμείται υψηλότερη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος, τότε προτιμάται το πεντάνιο, ενώ όταν επιθυμείται υψηλότερη παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας με περαιτέρω ενεργειακή αξιοποίηση, επιλέγεται το MDM. Δεν μελετήθηκαν τιμές αποτελεσματικότητας ανακομιστή μικρότερες του 40% καθώς περαιτέρω μείωση της τιμής αυτής θα οδηγούσε στην ανάγκη εγκατάστασης περισσότερων ηλιακών συλλεκτών, γεγονός που θα αύξανε το κόστος και θα απαιτούσε περισσότερο διαθέσιμο χώρο. Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας των 2 επιλεγμένων εργαζομένων μέσων στο σχήμα 5.12.



Σχήμα 5. 12: Διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας για το πεντάνιο (*n-pentane*) και το MDM όπως εξήχθησαν από το EES.

5.1.3. Παραμετρικά αποτελέσματα

Οι σημαντικότερες παράμετροι του συστήματος τριπαραγωγής που θα μελετηθούν είναι η αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex} , ο λόγος ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α , η υψηλή πίεση του συστήματος P_{high} , η πίεση του gas cooler P_{gc} , η θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18} και η θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb} . Για κάθε ένα από τα δύο επιλεγθέντα εργαζόμενα μέσα, ορίζεται ένα βασικό σενάριο όπου έχουν θεωρηθεί συγκεκριμένες τιμές των ανωτέρω παραμέτρων. Στη συνέχεια παρατίθενται πίνακες

με τις τιμές των παραμέτρων και τα κυριότερα αποτελέσματα, ένας για κάθε σενάριο (για κάθε εργαζόμενο μέσο).

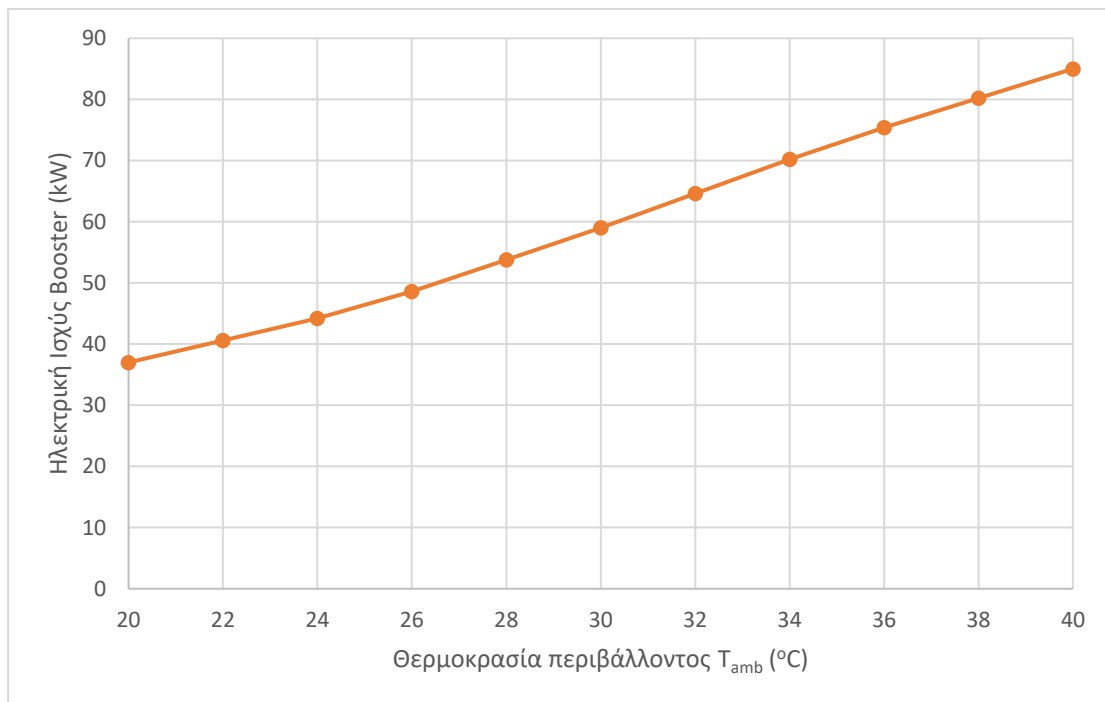
Πίνακας 5. 1: Βασικό σενάριο με τη χρήση πεντανίου στον ORC.

Παράμετροι	Τιμές
Αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex}	0.6
Λόγος ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α	0.8
Υψηλή πίεση του συστήματος P_{high}	200 bar
Πίεση του gas cooler P_{gc}	90 bar
Θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18}	550°C
Θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb}	35°C
Αποτελέσματα	Τιμές
Εισαγόμενο ποσό θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής Q_{in}	310.3 kW
Καθαρή ηλεκτρική ισχύς $P_{el,net}$	21.8 kW
Ωφέλιμη θερμότητα Q_{heat}	98 kW
Συλλεκτική επιφάνεια A_a	617.1 m ²
Όγκος δοχείου V	24.7 m ³
Παροχή μάζας στους συλλέκτες \dot{m}_{col}	12.3 kg/s
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{en}	50.6%
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{ex}	11.1%
Κόστος επένδυσης C_0	445410 €
Απλός χρόνος αποπληρωμής $SPBP$	8.4
Χρόνος αποπληρωμής PBP	10.4
Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR	11%
Καθαρή παρούσα αξία NPV	383378 €

Πίνακας 5. 2: Βασικό σενάριο με τη χρήση MDM στον ORC.

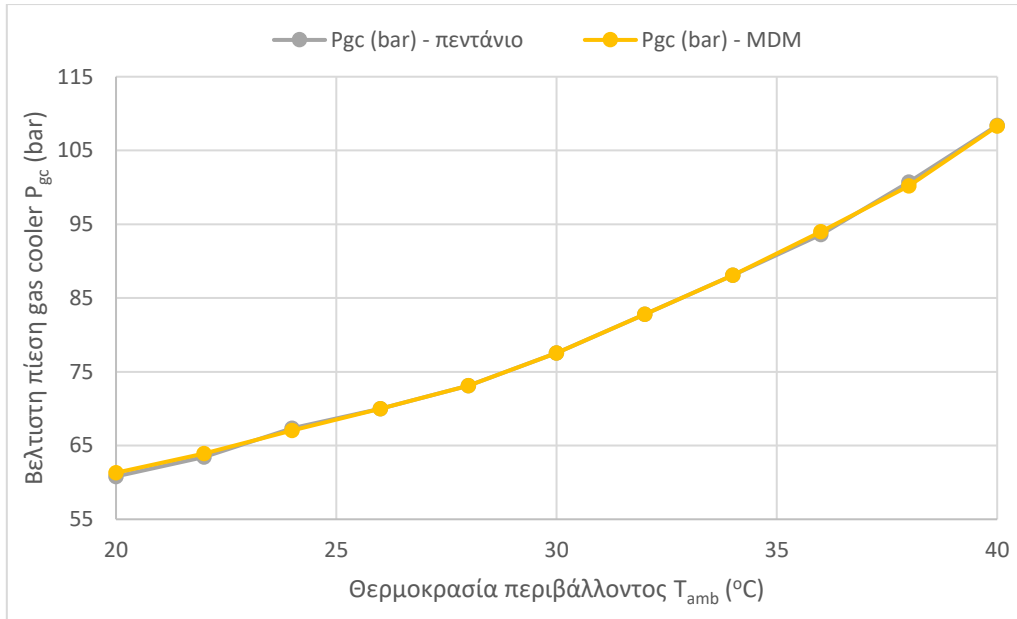
Παράμετροι	Τιμές
Αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex}	0.4
Λόγος ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α	0.9
Υψηλή πίεση του συστήματος P_{high}	200 bar
Πίεση του gas cooler P_{gc}	90 bar
Θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18}	550°C
Θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb}	35°C
Αποτελέσματα	Τιμές
Εισαγόμενο ποσό θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής Q_{in}	397.4 kW
Καθαρή ηλεκτρική ισχύς $P_{el,net}$	17.8 kW
Ωφέλιμη θερμότητα Q_{heat}	270.3 kW
Συλλεκτική επιφάνεια A_a	787.1 m ²
Όγκος δοχείου V	31.5 m ³
Παροχή μάζας στους συλλέκτες \dot{m}_{col}	15.7 kg/s
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{en}	66.4%
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{ex}	9.4%
Κόστος επένδυσης C_0	500687 €
Απλός χρόνος αποπληρωμής $SPBP$	5.9
Χρόνος αποπληρωμής PBP	6.8
Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR	16.7%
Καθαρή παρούσα αξία NPV	833238 €

Επιλέχθηκα οι ανωτέρω τιμές α και η_{hex} καθώς με βάση τα αποτελέσματα του εδαφίου 5.1.2 επέφεραν μεγαλύτερους ενεργειακούς βαθμούς απόδοσης. Με βάση τις 6 βασικές παραμέτρους, πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση ώστε να διαπιστωθεί η επίδραση της κάθε παραμέτρου στο συνολικό σύστημα τριπαραγωγής. Επομένως, σε κάθε παραμετρικό υπολογισμό, θεωρείται μία μεταβλητή παράμετρος και όλες οι άλλες θεωρούνται σταθερές στην τιμή του βασικού σεναρίου. Για την η_{hex} θεωρούνται τιμές από 0 έως 0.65 με βήμα 0.05, για το λόγο α από 0.2 έως 0.9 με βήμα 0.05, για την P_{high} από 140 έως 220 bar με βήμα 5 bar, για την P_{gc} από 75 έως 91 bar με βήμα 1 bar (αυτές οι τιμές ισχύουν για $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$) και για την T_{18} από 450 έως 560°C με βήμα 5°C. Τα παραπάνω όρια τιμών προέκυψαν κατόπιν δοκιμών. Για την παραμετροποίηση με βάση τη θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb} θεωρούνται τιμές από 20 °C έως 40°C με βήμα 2°C. Επίσης, θα πρέπει να θεωρηθεί μία μεταβολή της ηλεκτρικής ισχύος που απαιτεί το αρχικό σύστημα Booster, διότι η κατανάλωση ενός τέτοιου ψυκτικού συστήματος επηρεάζεται από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος μέσω της άνω πίεσης του gas cooler. Επομένως θεωρείται η ακόλουθη καμπύλη του σχήματος 5.13.



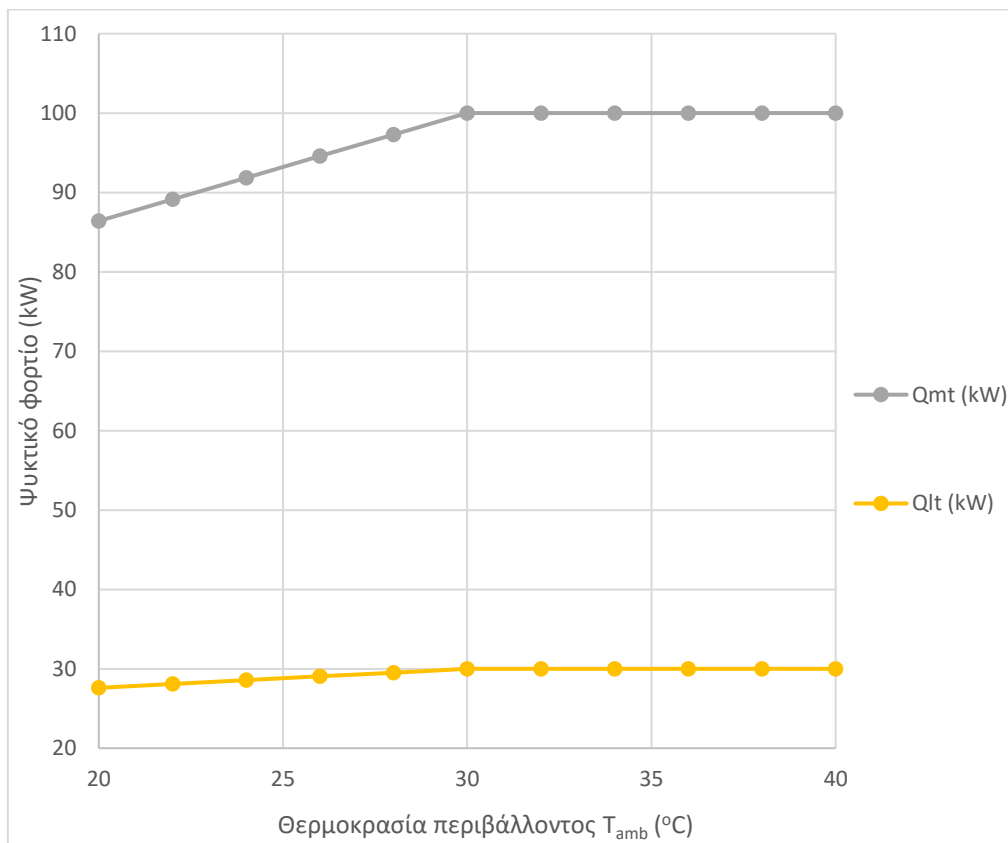
Σχήμα 5. 13: Ηλεκτρική ισχύς που απαιτεί το αρχικό σύστημα Booster σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Επίσης, στην προκειμένη περίπτωση δεν μπορεί να θεωρηθεί σταθερή και η πίεση του gas cooler P_{gc} . Στη συγκεκριμένη παραμετρική ανάλυση θεωρείται η πίεση που έχει προκύψει από τη βελτιστοποίηση που πραγματοποιήθηκε και θα παρουσιαστεί αναλυτικά στη συνέχεια (κεφάλαιο 5.1.5), η οποία μεταβάλλεται σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Στη συνέχεια στο σχήμα 5.14 παρουσιάζονται οι καμπύλες της εν λόγω πίεσης και για τα δύο σεναρία.



Σχήμα 5. 14: Μεταβολή της βέλτιστης πίεσης του gas cooler σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Επιπλέον, παρατίθεται σε διάγραμμα στο σχήμα 5.15 η μεταβολή των ψυκτικών φορτίων συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

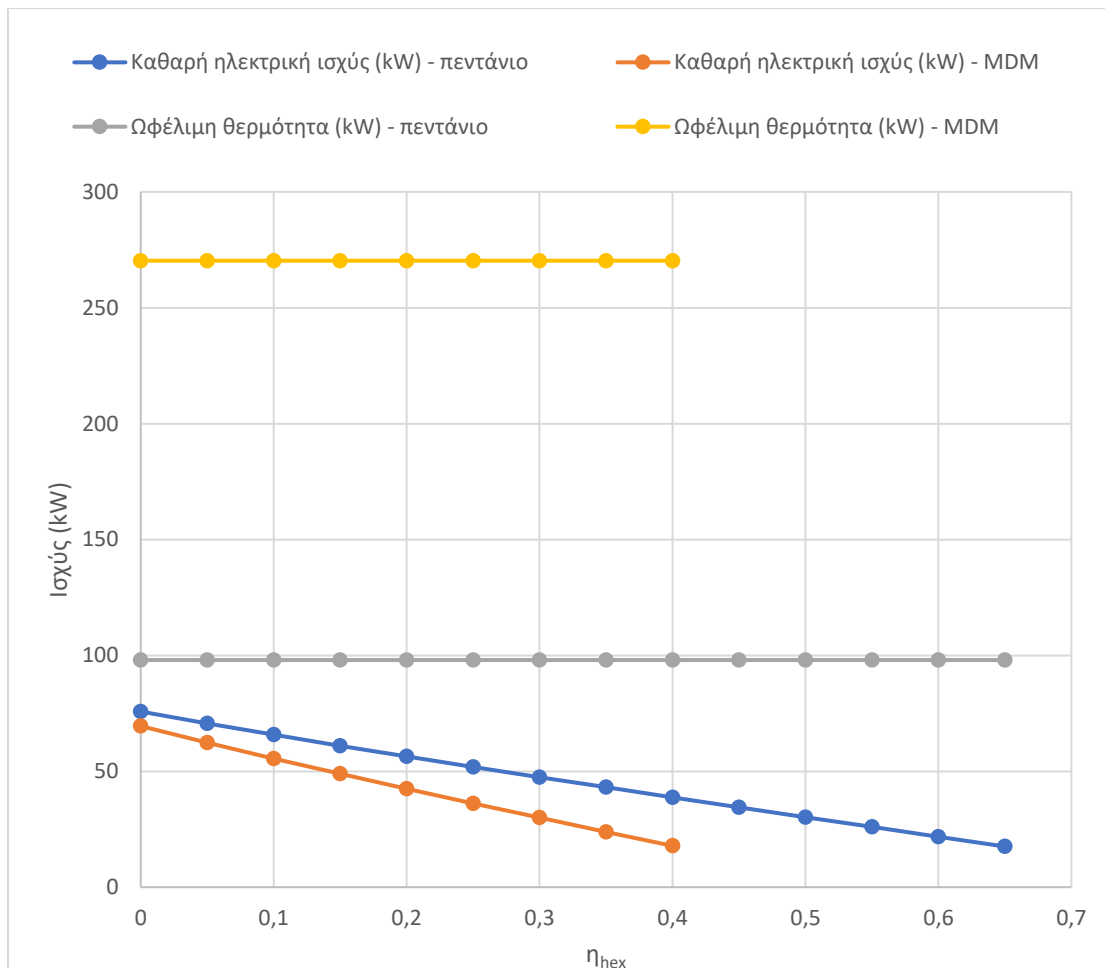


Σχήμα 5. 15: Μεταβολή ψυκτικού φορτίου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

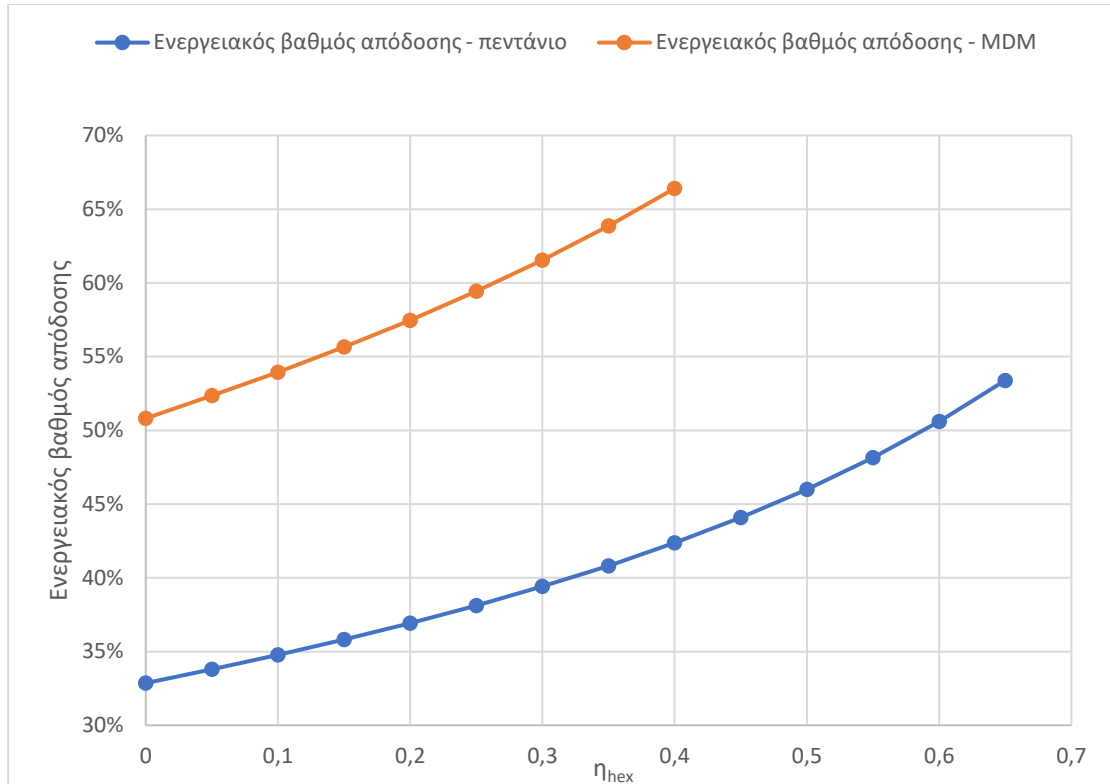
Στη συνέχεια παρουσιάζονται συγκριτικά διαγράμματα για κάθε παράμετρο και για τα δύο εργαζόμενα μέσα. Σημειώνεται ότι αναπαρίστανται μόνο όσες περιπτώσεις ικανοποιούν και τους 2 ελέγχους θερμοκρασιών που εφαρμόζονται στον ORC.

Επίδραση της παραμέτρου η_{hex} (αποτελεσματικότητα ανακομιστή)

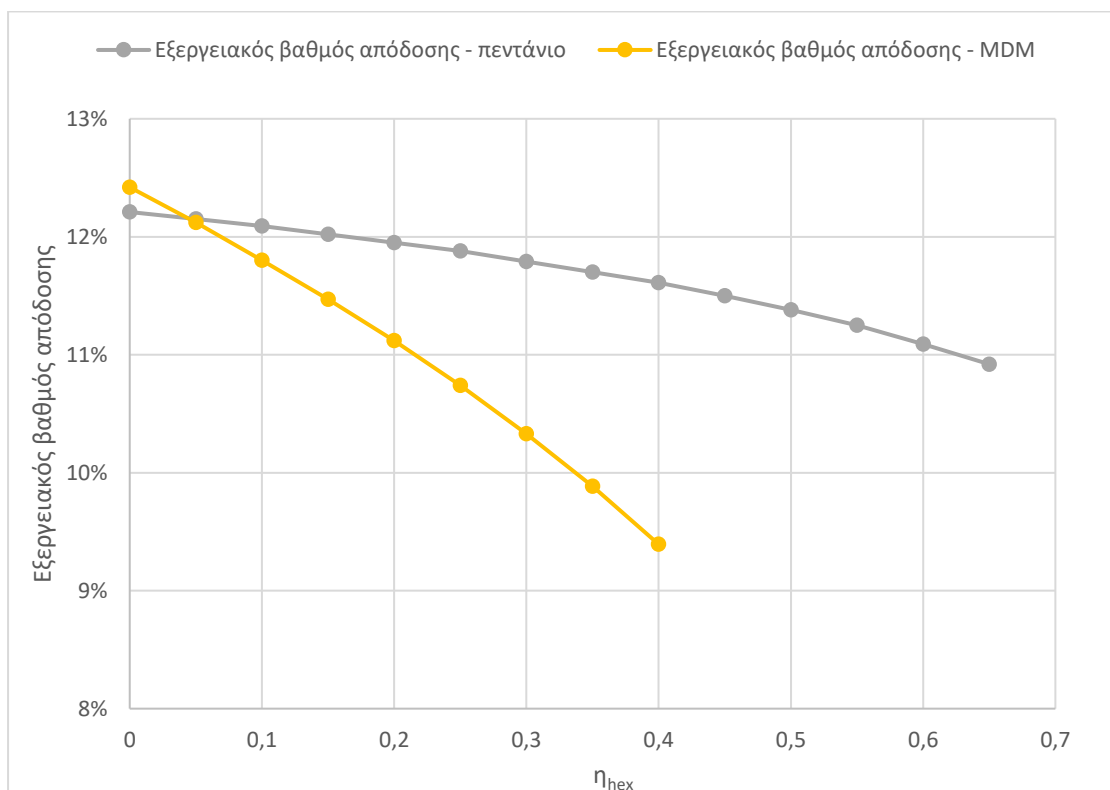
Αρχικά, παρατηρείται ότι με την αύξηση της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή μειώνεται η παραγωγή καθαρής ηλεκτρικής ισχύος και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης, ενώ δεν επηρεάζεται η παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας. Ωστόσο, σημειώνεται αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης και μείωση της περιόδου αποπληρωμής, καθώς με την αύξηση της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή μπορούν να χρησιμοποιηθούν μικρότερα ηλιακά πεδία. Επιπλέον, με τη χρήση MDM προκύπτουν μεγαλύτερες τιμές ωφέλιμης θερμότητας, ενεργειακού βαθμού απόδοσης και μικρότερες τιμές χρόνου αποπληρωμής, ενώ με τη χρήση πεντανίου προκύπτουν μεγαλύτερες τιμές εξεργειακού βαθμού απόδοσης και ηλεκτροπαραγωγής. Τέλος, με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, επιλέγεται οι υπόλοιπες παραμετρικές μελέτες να πραγματοποιηθούν θεωρώντας κάθε φορά 2 τιμές αποτελεσματικότητας ανακομιστή, 0% και 60% στην περίπτωση χρήσης πεντανίου και 0% και 40% στην περίπτωση χρήσης MDM.



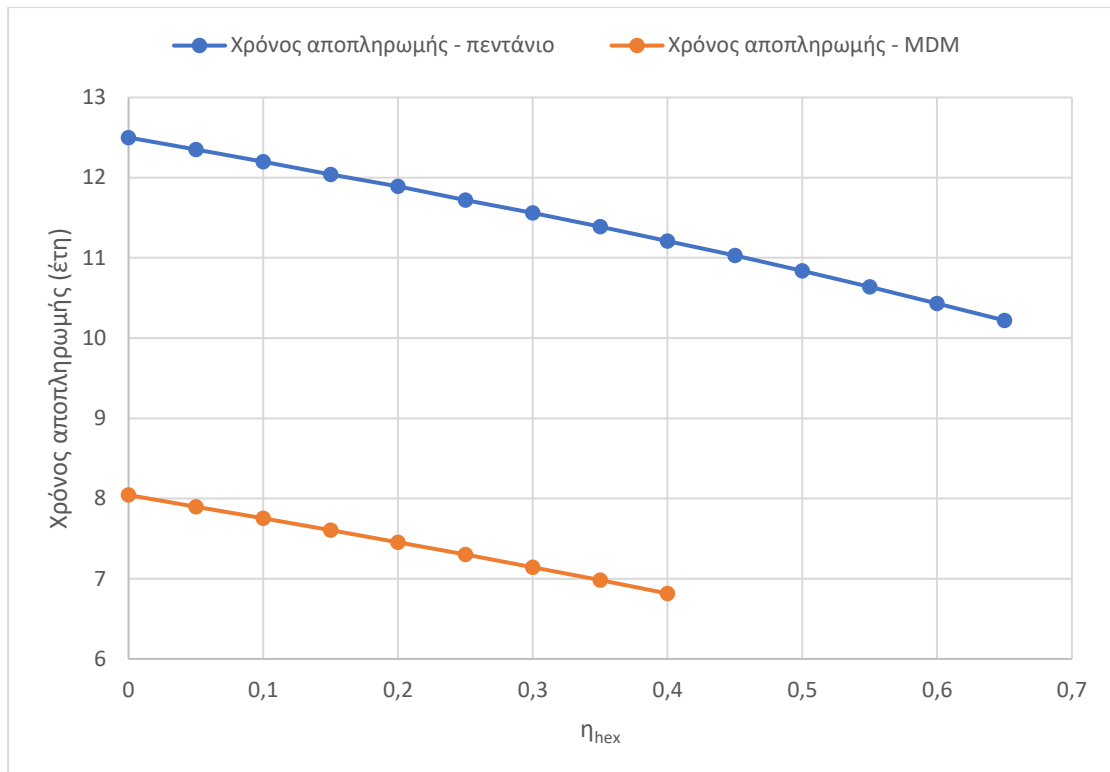
Σχήμα 5. 16: Μεταβολή της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος και της ωφέλιμης θερμότητας συναρτήσει της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



Σχήμα 5. 17: Μεταβολή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



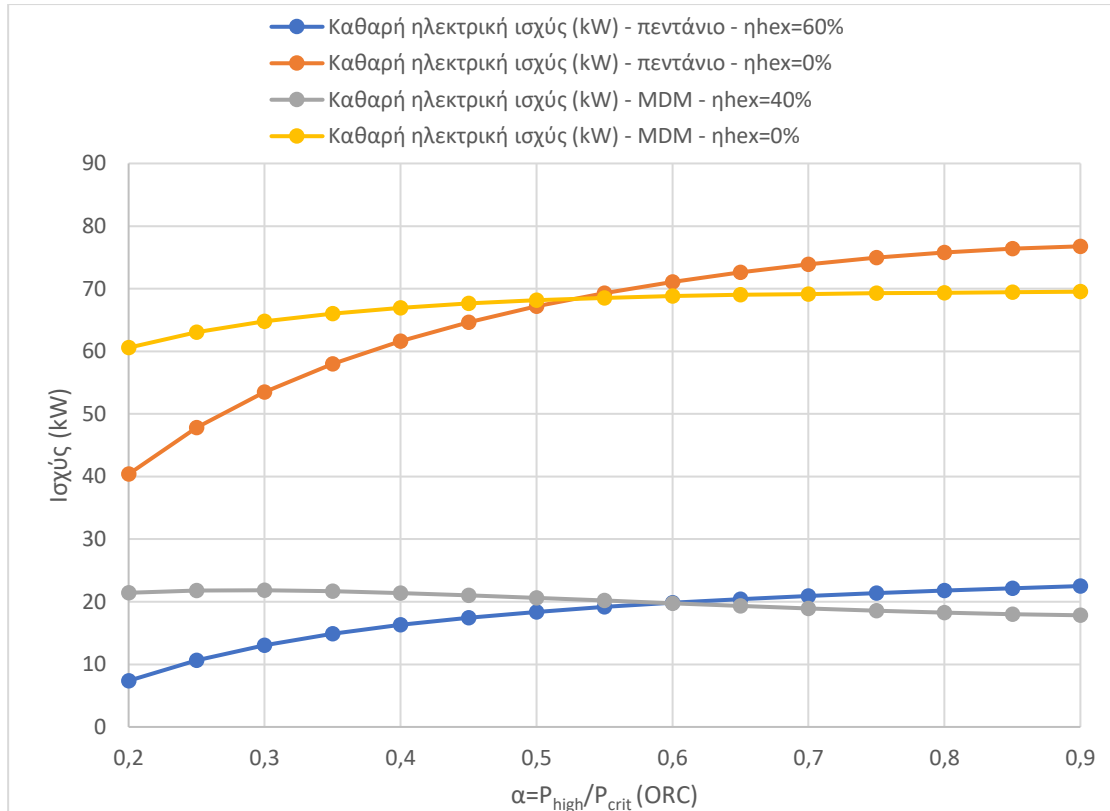
Σχήμα 5. 18: Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



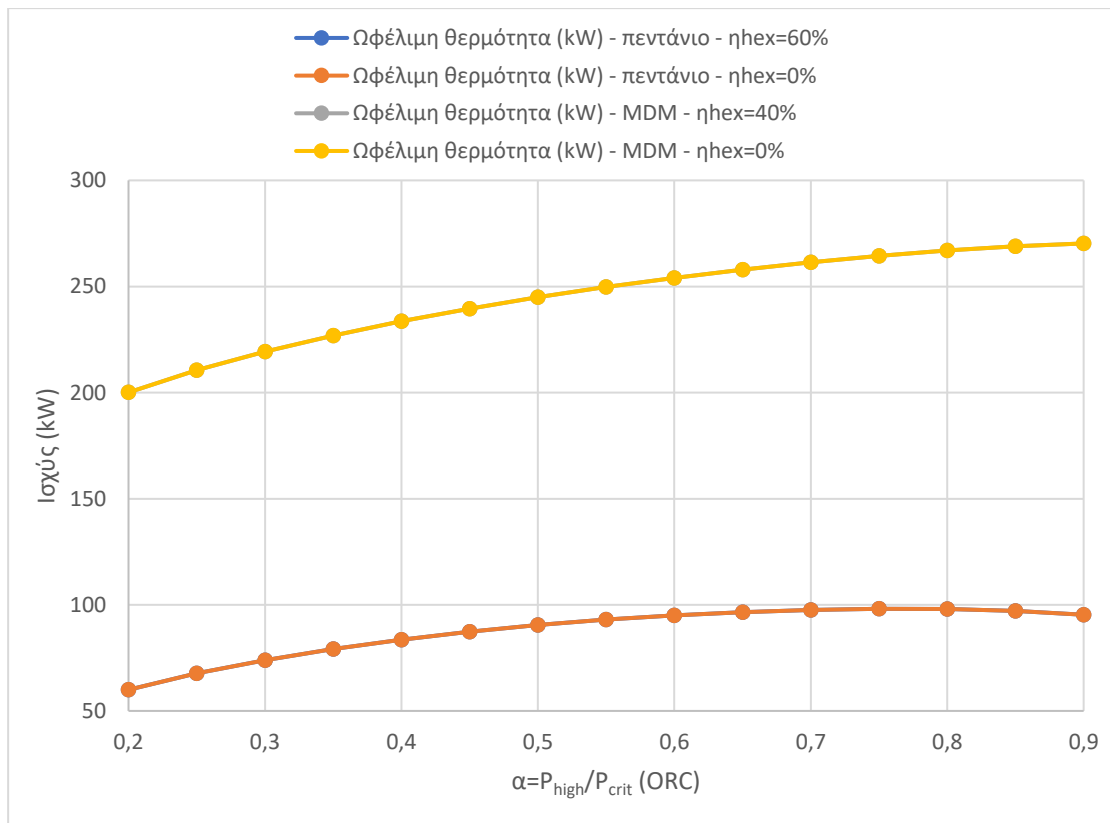
Σχήμα 5. 19: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.

Επίδραση της παράμετρου α (λόγος υψηλής πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC)

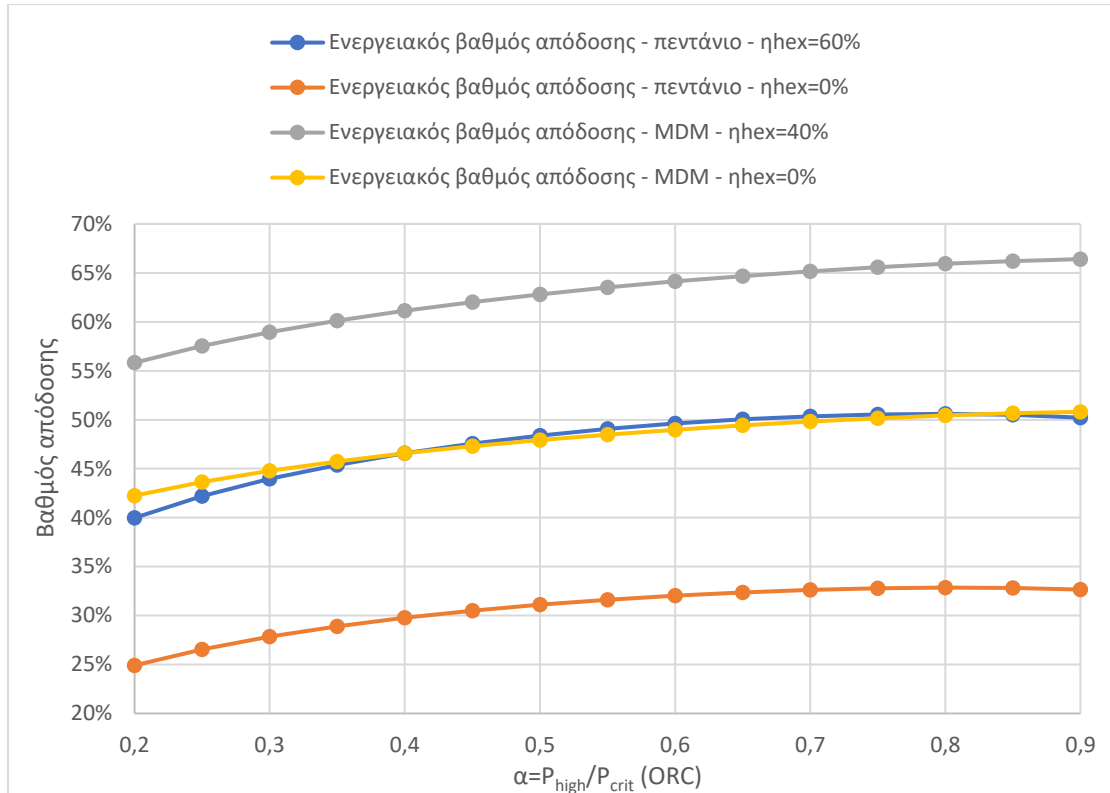
Με τη χρήση πεντανίου στον ORC, εμφανίζεται μέγιστο στην παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας και στον ενεργειακό βαθμό απόδοσης καθώς και ελάχιστο στο χρόνο αποπληρωμής για λόγο α ίσο με 0.8, ενώ με τη χρήση MDM προκύπτουν τα ίδια συμπεράσματα για τιμή του λόγου α ίση με 0.9. Επιπλέον, οι καμπύλες της καθαρής ηλεκτροπαραγωγής και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης έχουν παρόμοια μορφή. Είναι όλες αύξουσες εκτός από την περίπτωση χρήσης MDM με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 40% όπου εμφανίζεται μέγιστο, στο $\alpha=0.3$ για την καθαρή ηλεκτρική ισχύ και στο $\alpha=0.4$ για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.



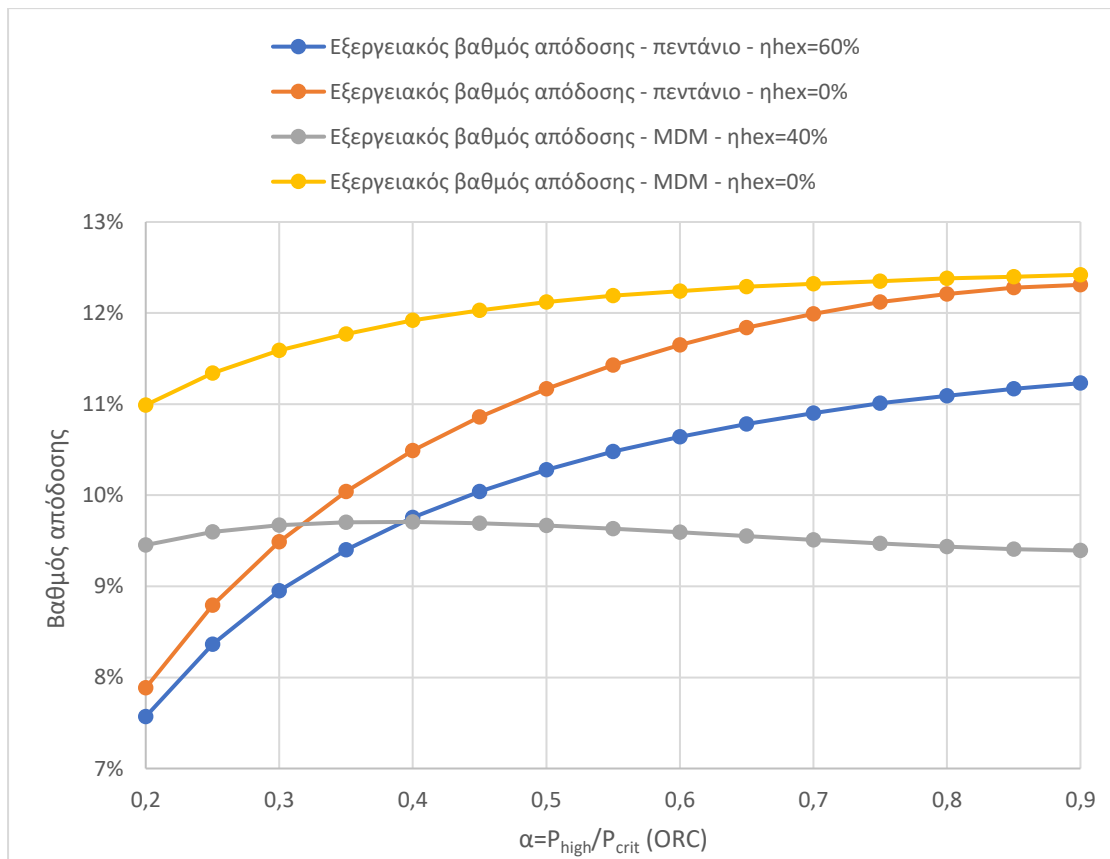
Σχήμα 5. 20: Μεταβολή της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει της παραμέτρου α και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



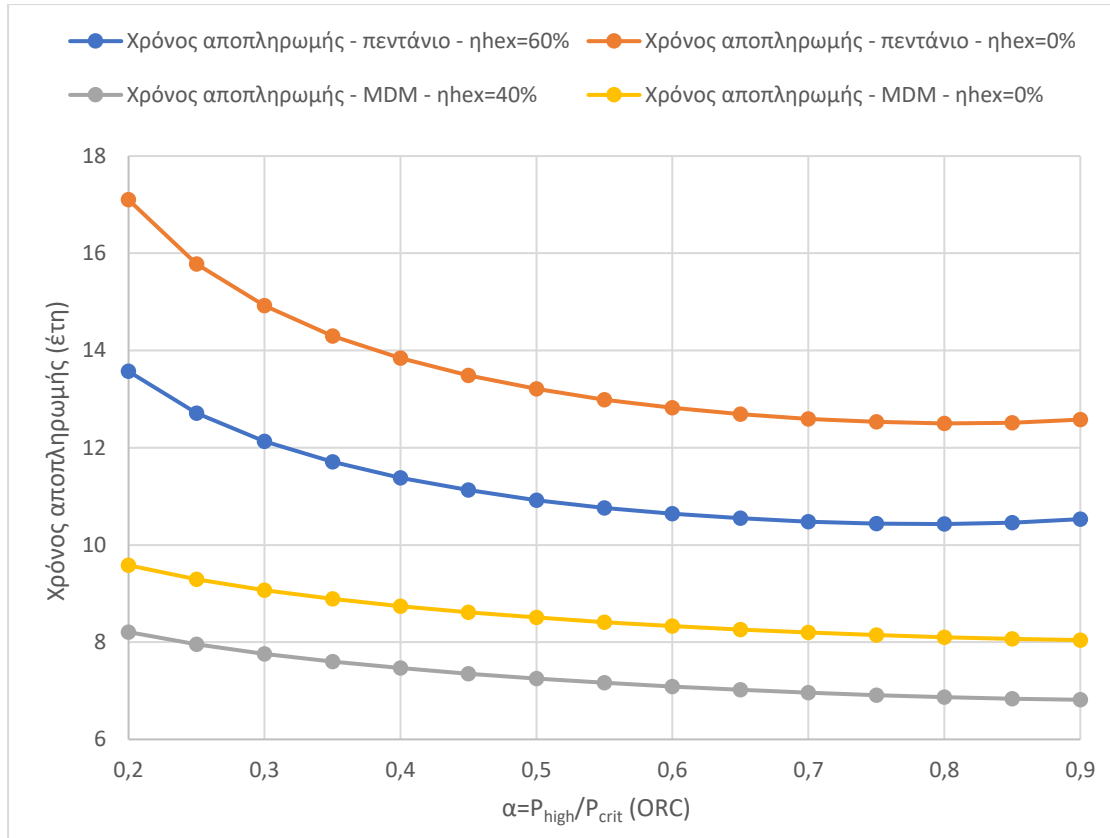
Σχήμα 5. 21: Μεταβολή της ωφέλιμης θερμότητας συναρτήσει της παραμέτρου α και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



Σχήμα 5. 22: Μεταβολή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παραμέτρου α και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



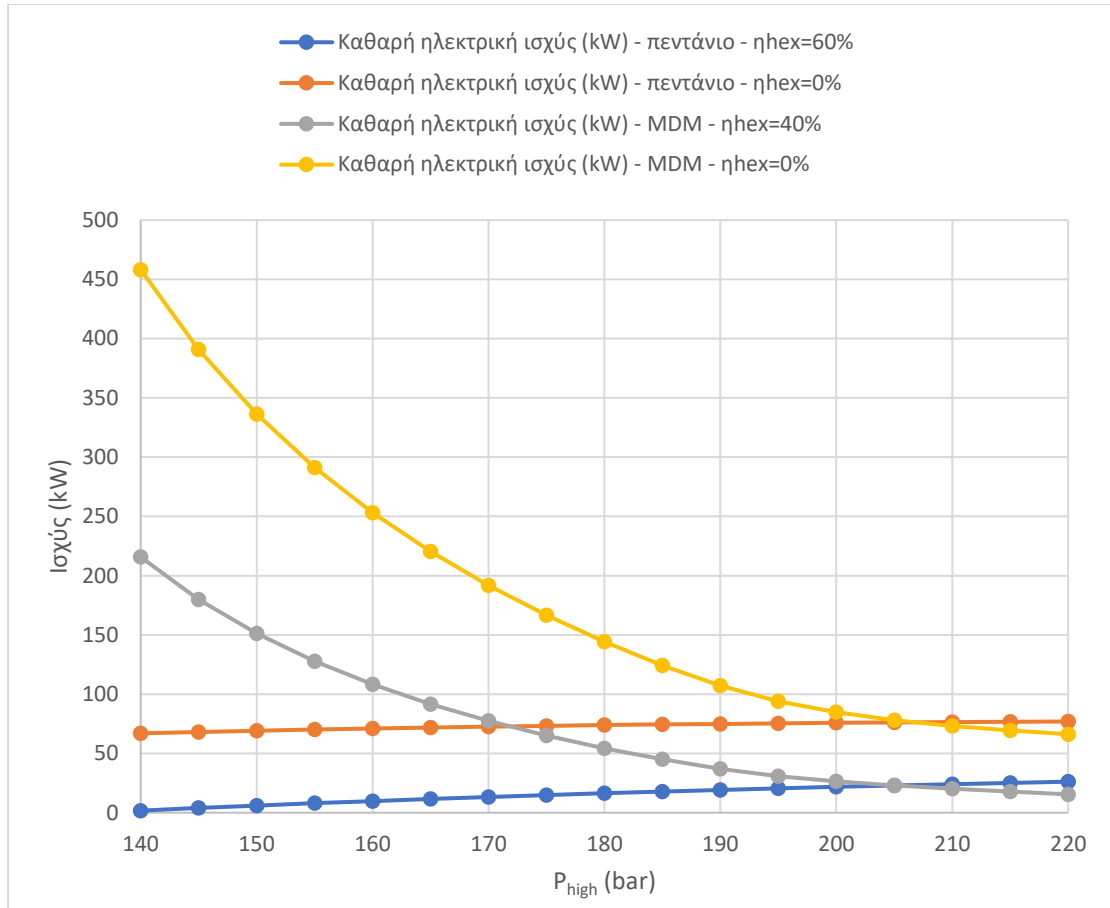
Σχήμα 5. 23: Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παραμέτρου α και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



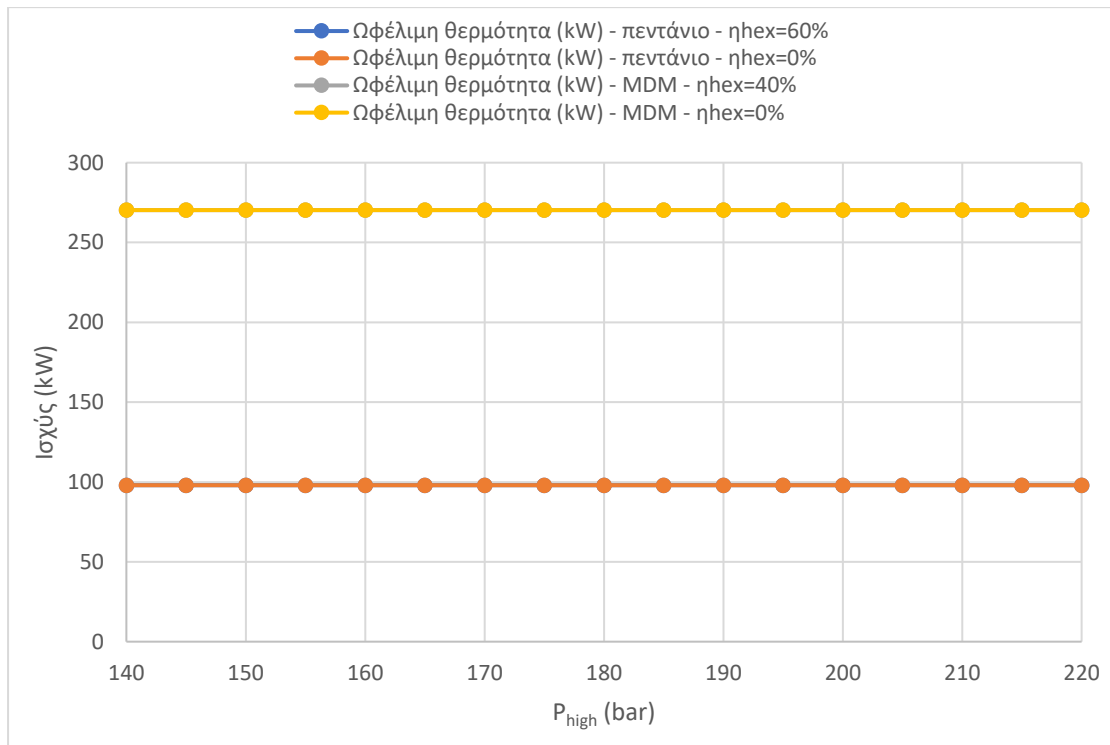
Σχήμα 5. 24: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της παραμέτρου α και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.

Επίδραση της παραμέτρου P_{high} (υψηλή πίεση)

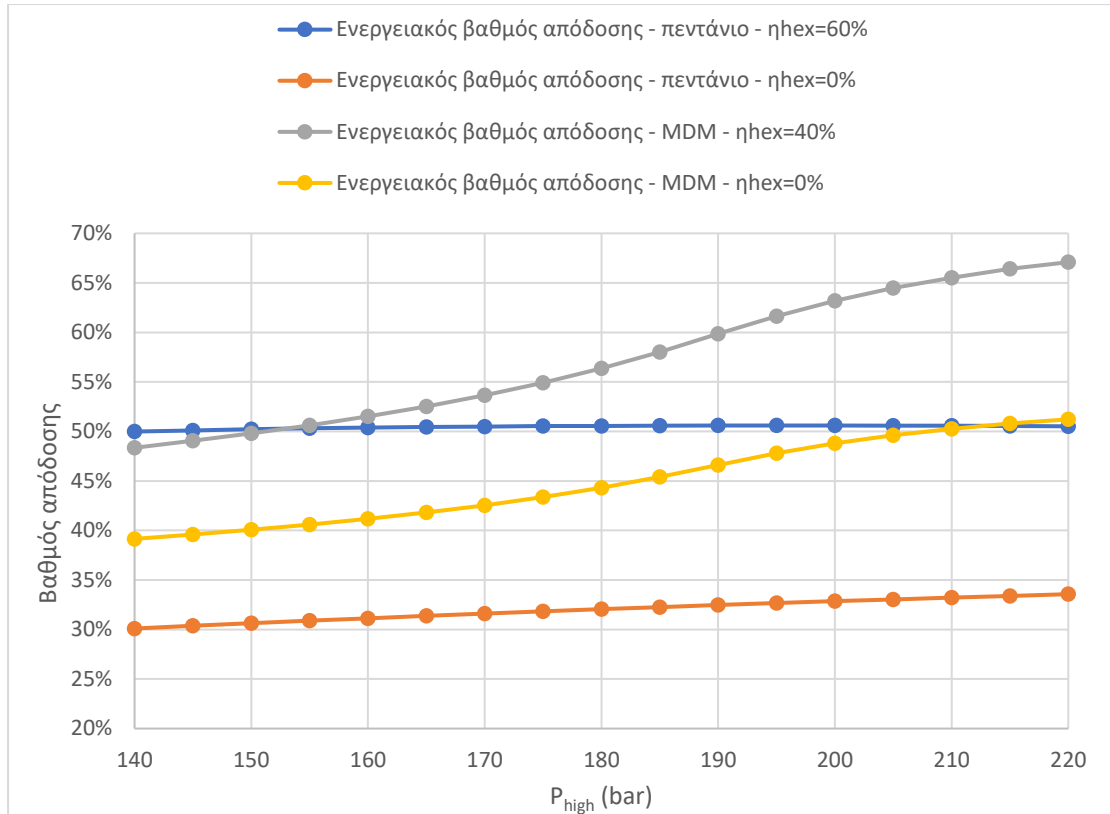
Αρχικά, σημειώνεται με τη χρήση MDM μείωση της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος με την αύξηση της υψηλής πίεσης, ενώ με τη χρήση πεντανίου αύξηση. Επιπλέον, δεν παρατηρείται επίδραση στην παραγόμενη ωφέλιμη θερμότητα. Όσον αφορά στον ενεργειακό βαθμό, με τη χρήση πεντανίου επηρεάζεται ελάχιστα, ενώ με τη χρήση MDM αυξάνει με την αύξηση της υψηλής πίεσης. Για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, εμφανίζεται αύξηση καθώς αυξάνει η υψηλή πίεση, με τη χρήση πεντανίου, ενώ με τη χρήση MDM εντοπίζονται αυξομειώσεις με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται στα 140 bar. Ακόμη, σημειώνεται μείωση του χρόνου αποπληρωμής με την αύξηση της υψηλής πίεσης σε όλες τις περιπτώσεις.



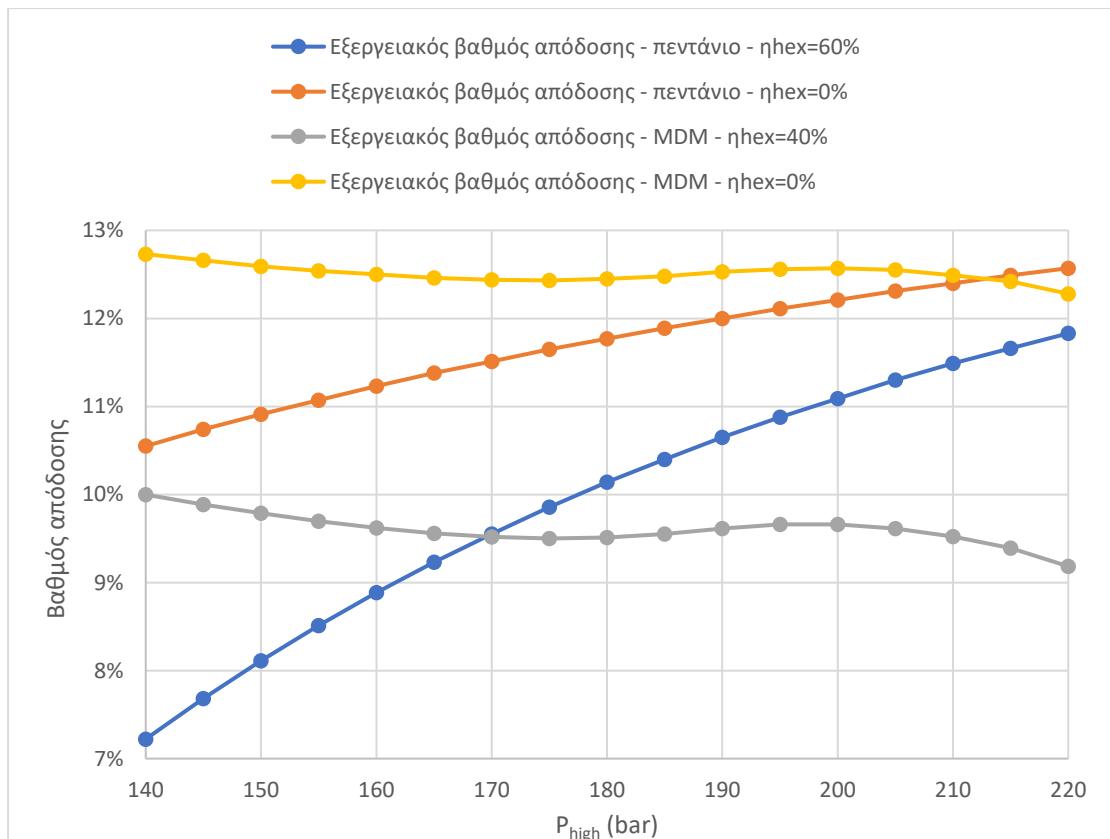
Σχήμα 5. 25: Μεταβολή της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει της υψηλής πίεσης και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



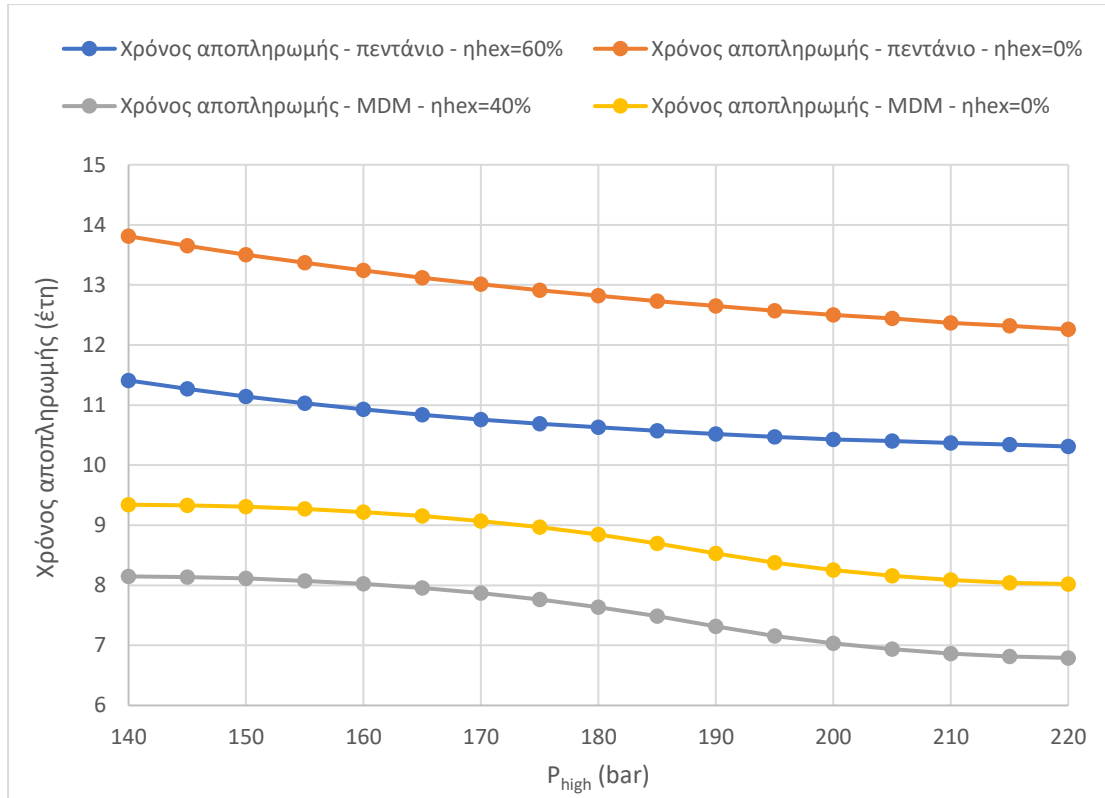
Σχήμα 5. 26: Μεταβολή της ωφέλιμης θερμότητας συναρτήσει της υψηλής πίεσης και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



Σχήμα 5. 27: Μεταβολή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της υψηλής πίεσης και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



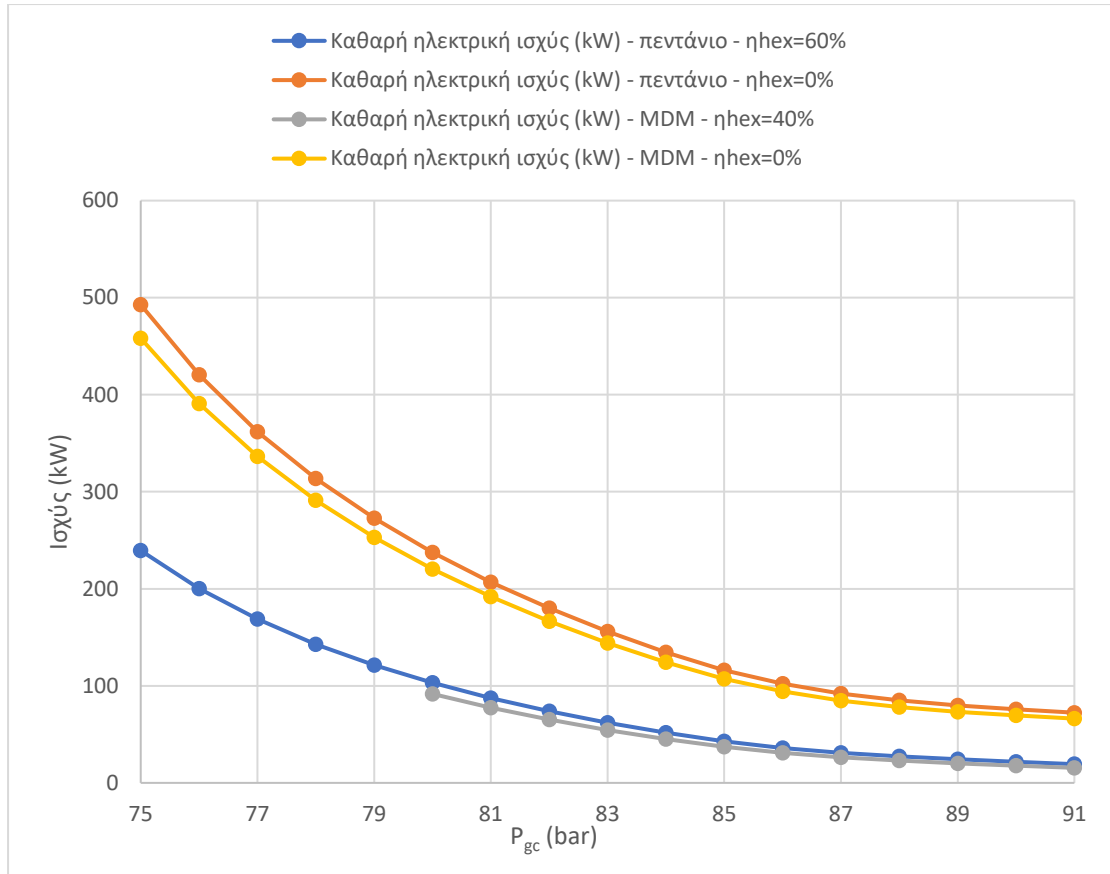
Σχήμα 5. 28: Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της υψηλής πίεσης και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



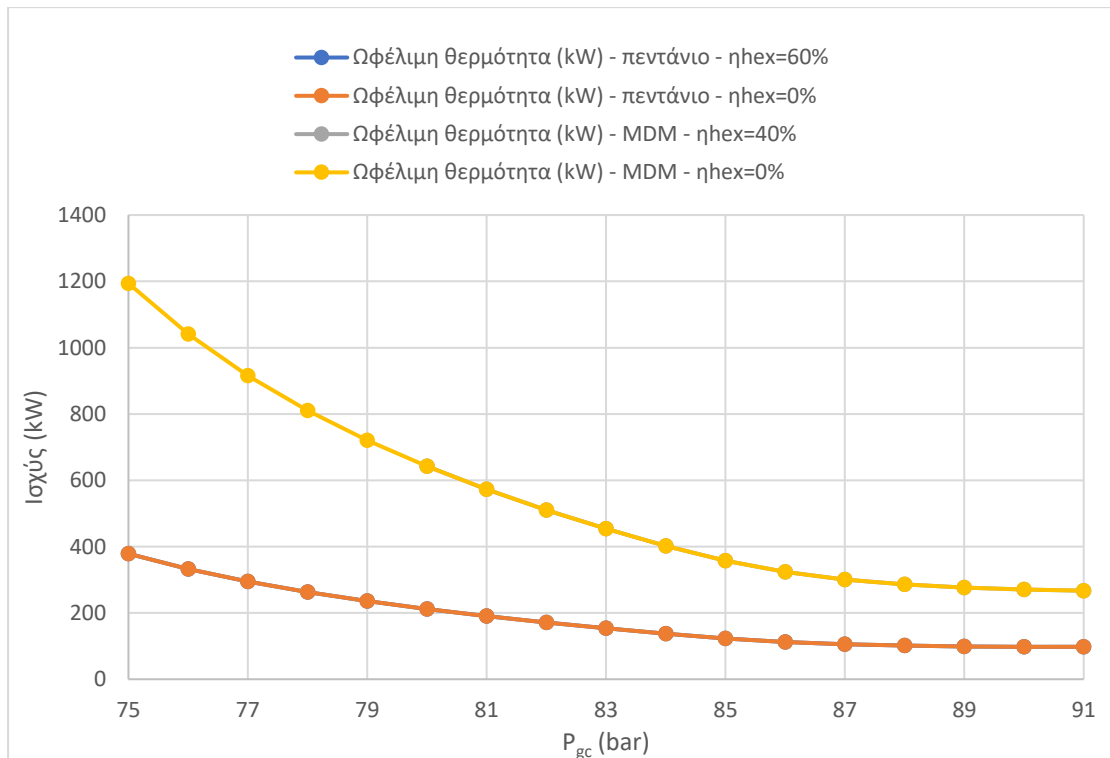
Σχήμα 5. 29: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της υψηλής πίεσης και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.

Επίδραση της παραμέτρου P_{gc} (πίεση gas cooler)

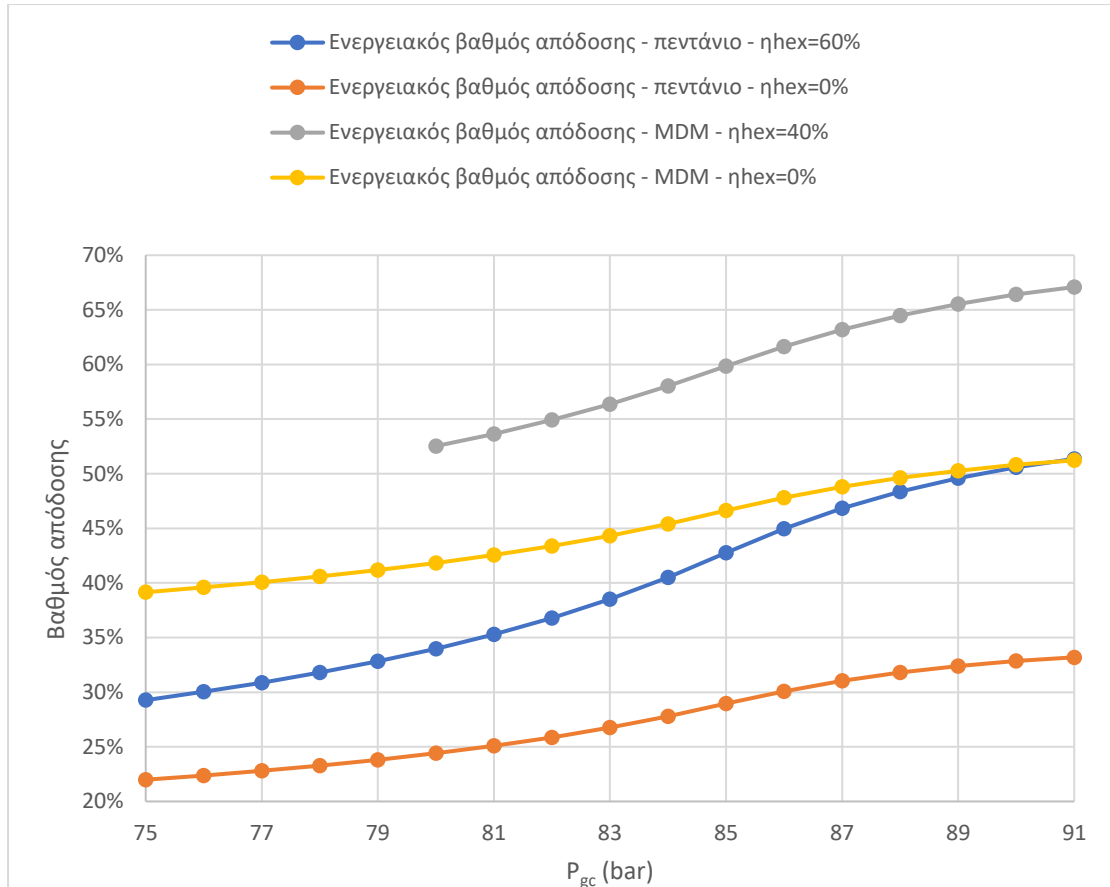
Αρχικά σημειώνεται σε όλες τις περιπτώσεις μείωση της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος και της ωφέλιμης θερμότητας με την αύξηση της πίεσης του gas cooler. Ωστόσο παρατηρείται αύξηση του ενεργειακού βαθμού και μείωση του χρόνου αποπληρωμής, εξαιτίας της ελάττωσης της συλλεκτικής επιφάνειας συναρτήσει της της πίεσης του gas cooler. Επιπλέον, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης εμφανίζει ορισμένες αυξομειώσεις σε όλες τις περιπτώσεις, με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται στα 75 bar, εκτός από την περίπτωση χρήσης MDM με αποτελεσματικότητα ανακομιστή 40% όπου εμφανίζεται μέγιστο στα 87 bar. Τόσο οι αυξομειώσεις αυτές όσο και οι απότομες μεταβολές των άλλων μεγεθών οφείλονται στις σημαντικές μεταβολές που υφίστανται στα θερμοδυναμικά μεγέθη στο επιλεγμένο εύρος πιέσεων, το οποίο είναι πλησίον της κρίσιμης πίεσης του διοξειδίου του άνθρακα.



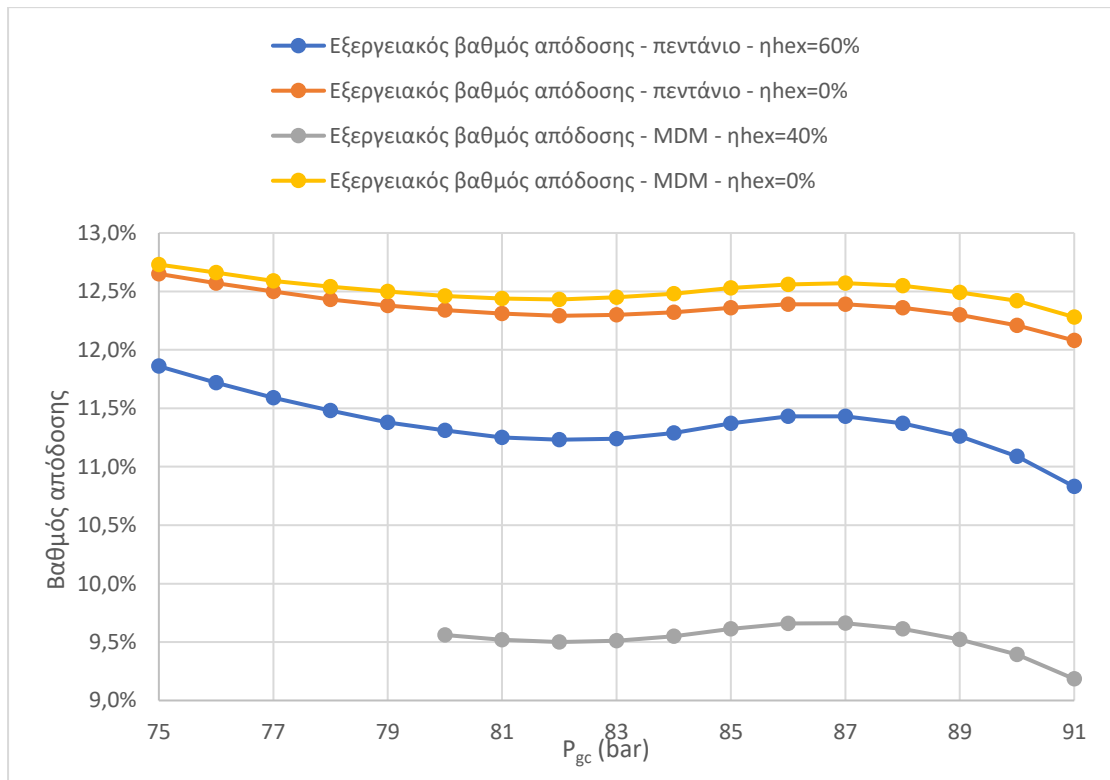
Σχήμα 5. 30: Μεταβολή της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει της πίεσης του gas cooler και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



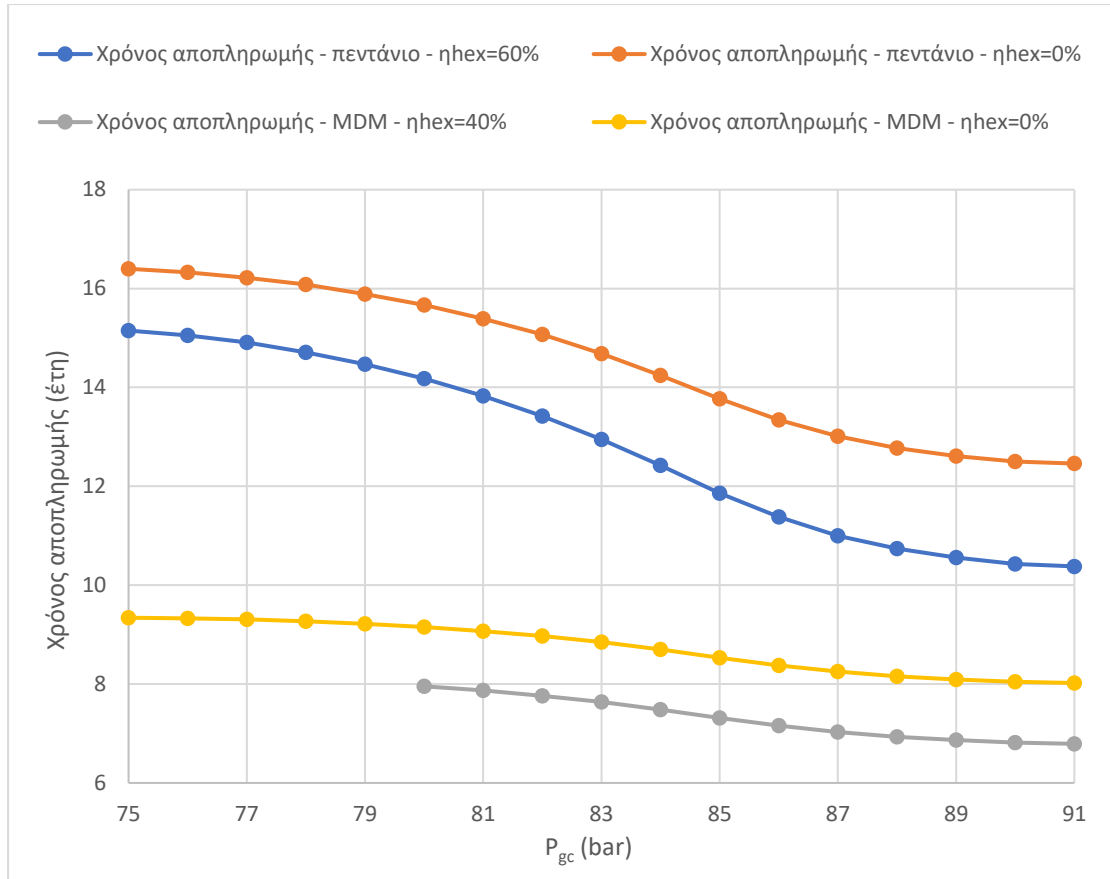
Σχήμα 5. 31: Μεταβολή της ωφέλιμης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης του gas cooler και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



Σχήμα 5. 32: Μεταβολή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης του gas cooler και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



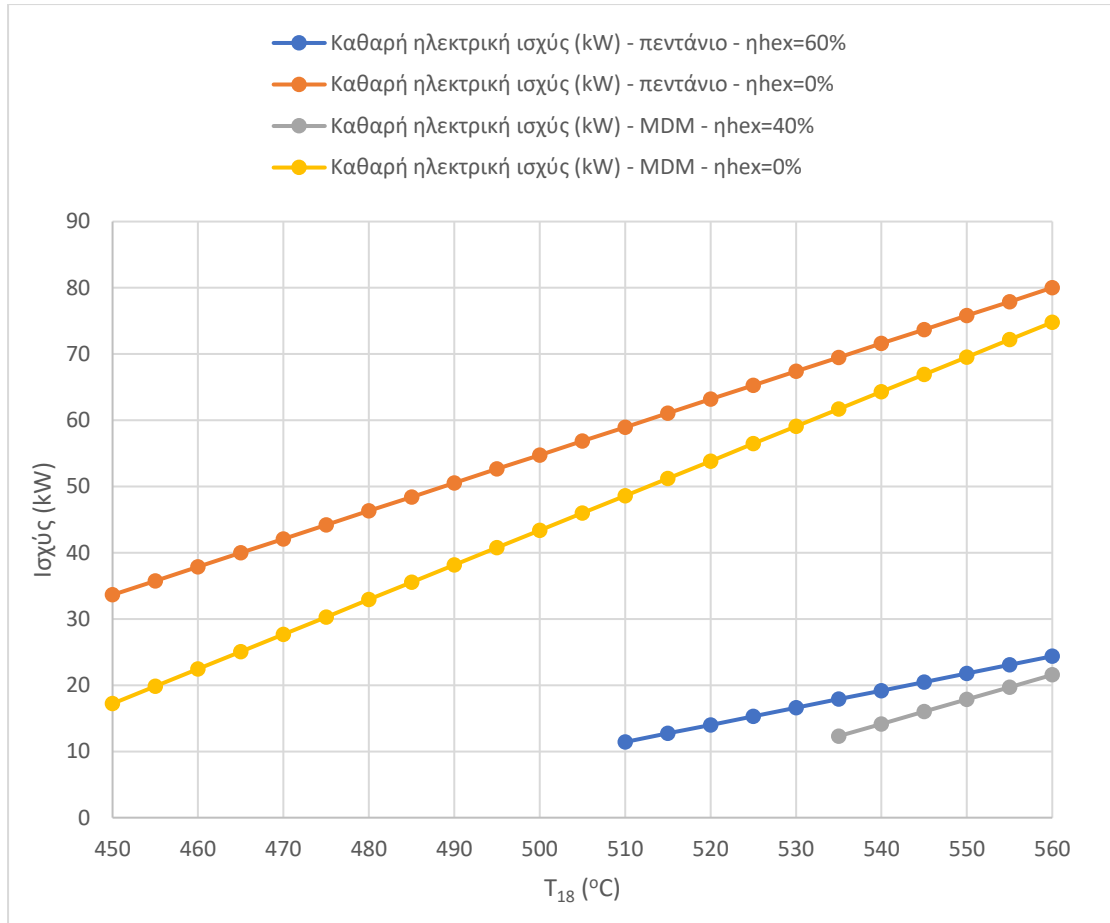
Σχήμα 5. 33: Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της πίεσης του gas cooler και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



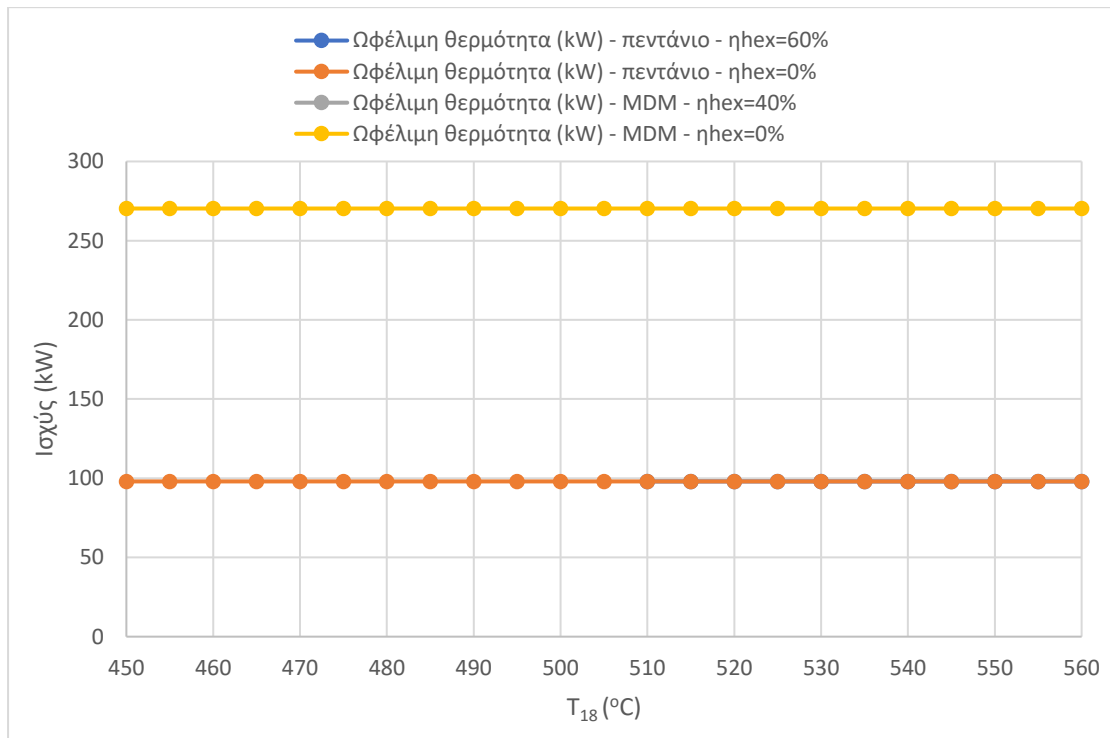
Σχήμα 5. 34: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της πίεσης του gas cooler και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.

Επίδραση της παραμέτρου T_{18} (Θερμοκρασία στην είσοδο του στροβίλου)

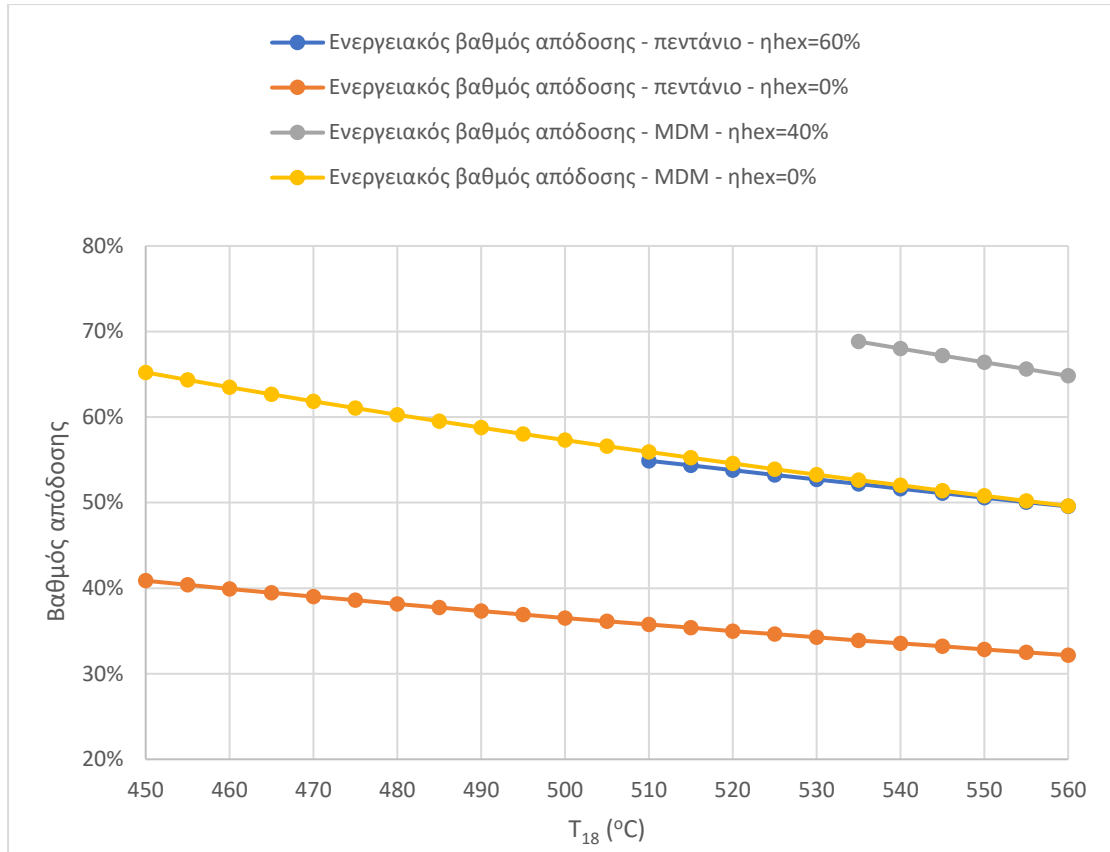
Αρχικά παρατηρείται αύξηση της καθαρής ηλεκτροπαραγωγής κα του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στο στρόβιλο. Επιπλέον, δεν εμφανίζεται επίδραση στην παραγόμενη ωφέλιμη θερμότητα. Ωστόσο, σημειώνεται μείωση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης και αύξηση του χρόνου αποπληρωμής λόγω της αύξησης της επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών που απαιτείται, με την αύξηση της εν λόγω θερμοκρασίας.



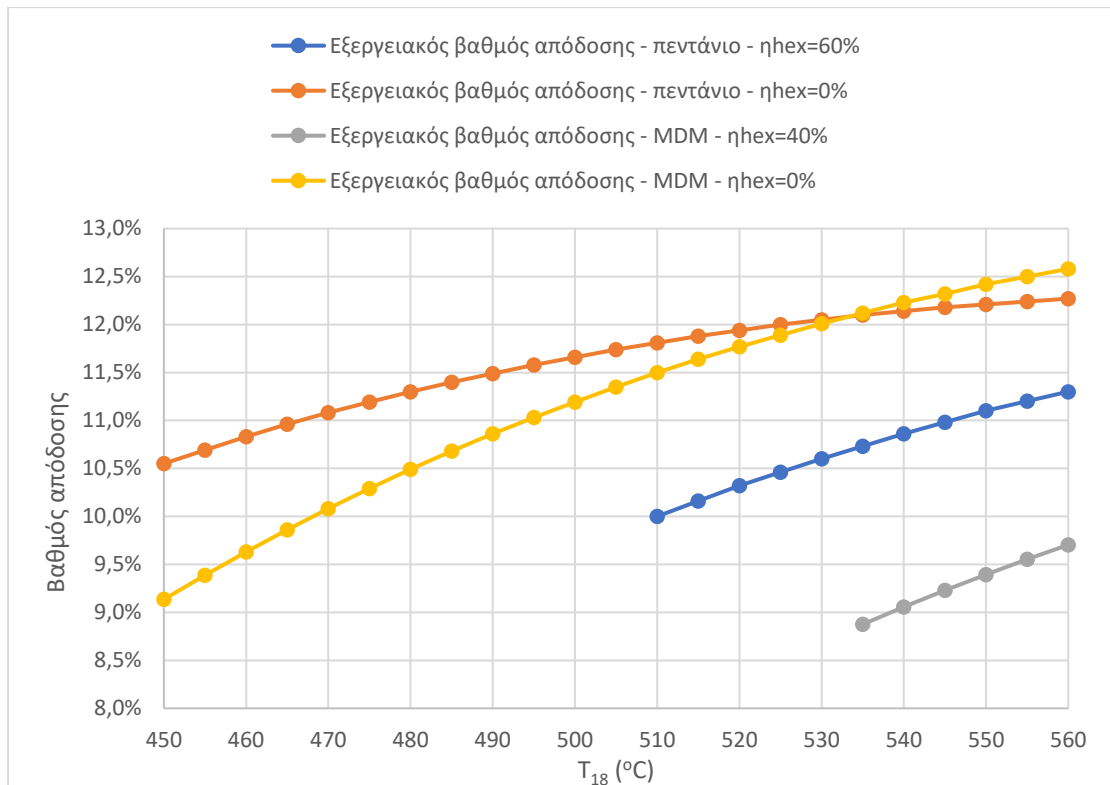
Σχήμα 5. 35: Μεταβολή της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει της θερμοκρασίας του CO₂ στην είσοδο του στροβίλου και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



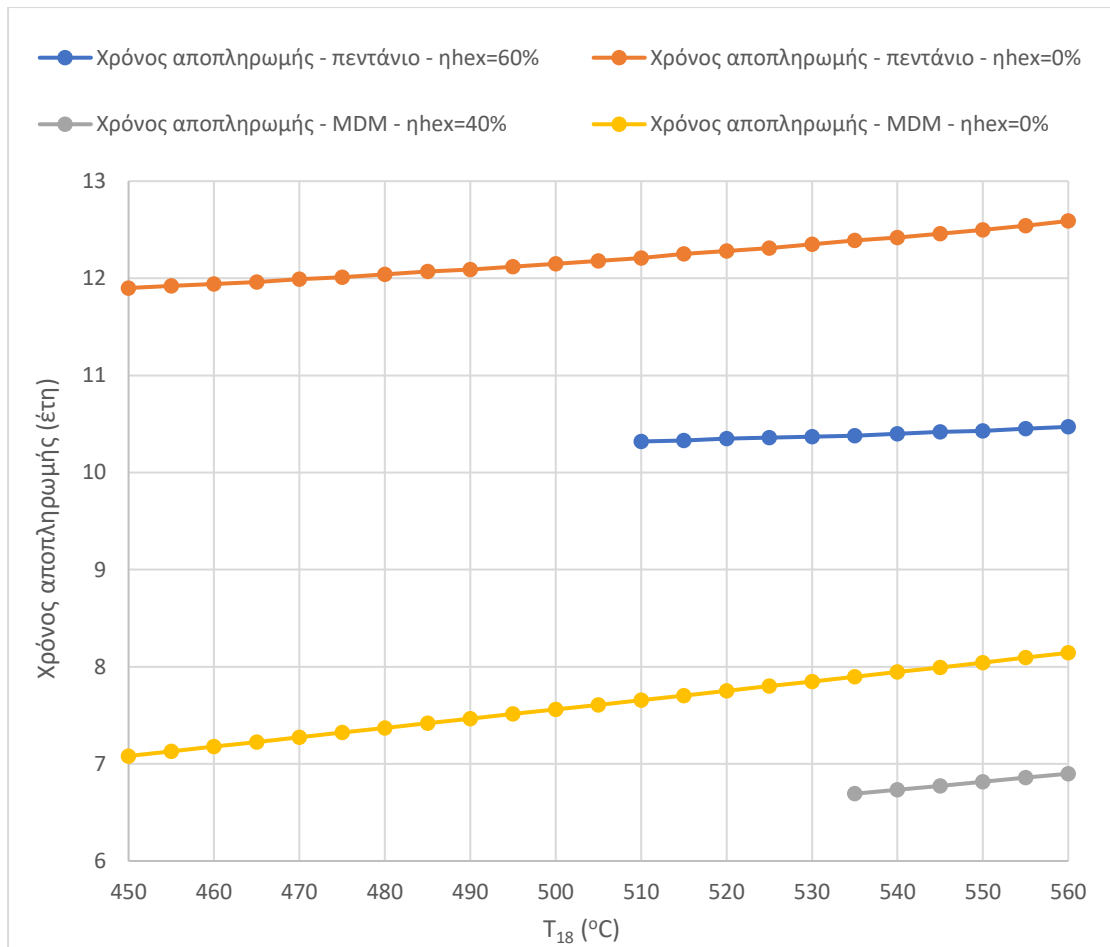
Σχήμα 5. 36: Μεταβολή της ωφέλιμης θερμότητας συναρτήσει της θερμοκρασίας του CO₂ στην είσοδο του στροβίλου και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



Σχήμα 5. 37: Μεταβολή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας του CO_2 στην είσοδο του στροβίλου και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



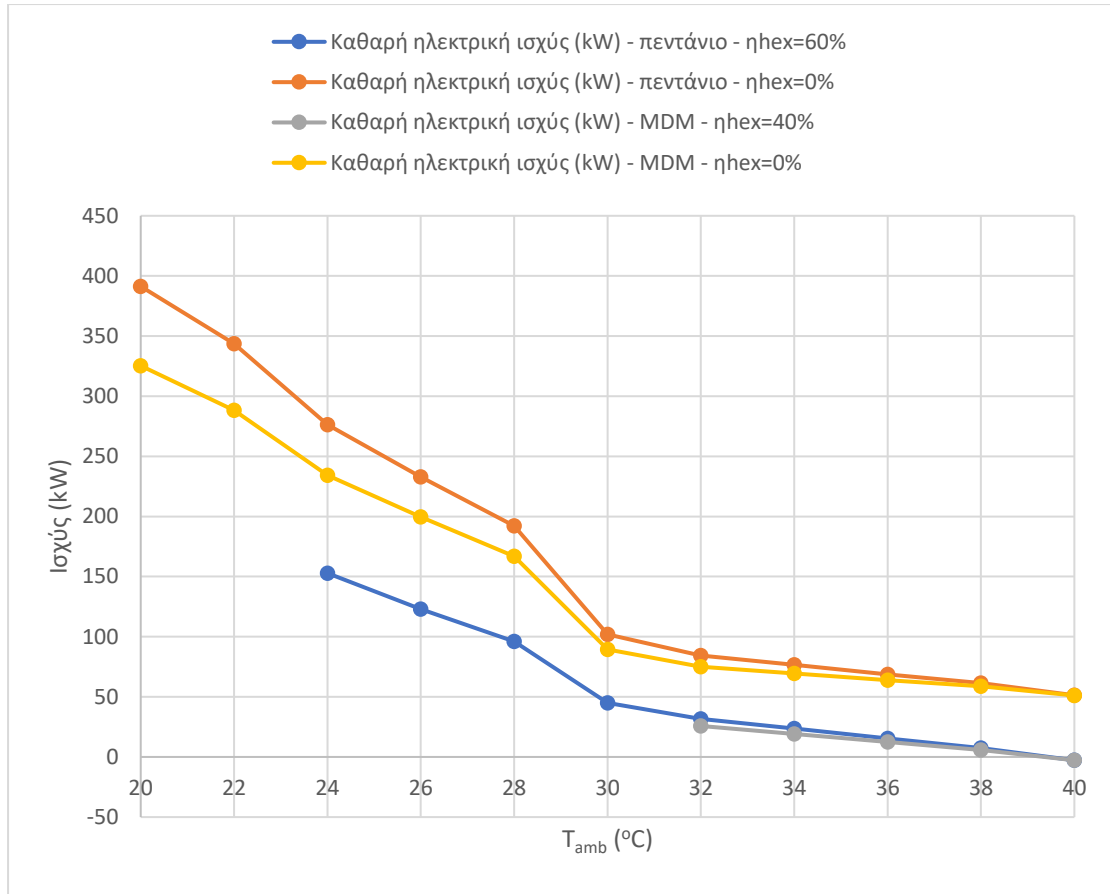
Σχήμα 5. 38: Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας του CO_2 στην είσοδο του στροβίλου και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



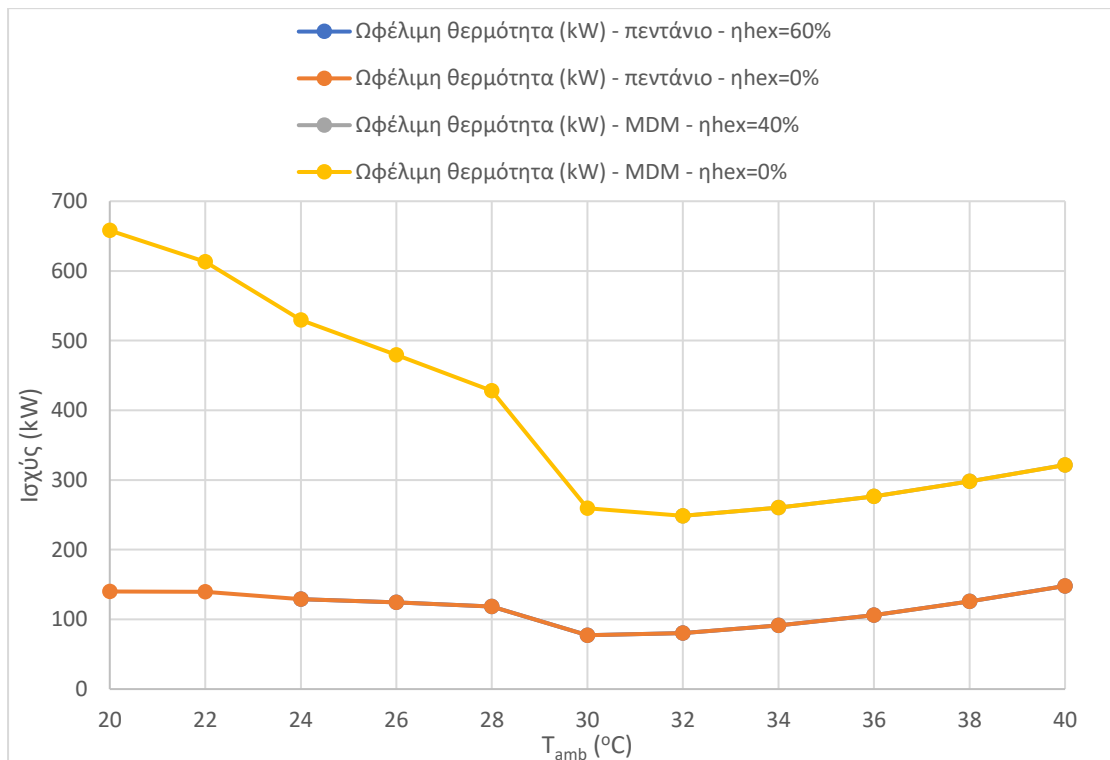
Σχήμα 5. 39: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της θερμοκρασίας του CO₂ στην είσοδο του στροβίλου και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.

Επίδραση της παραμέτρου T_{amb} (θερμοκρασία περιβάλλοντος)

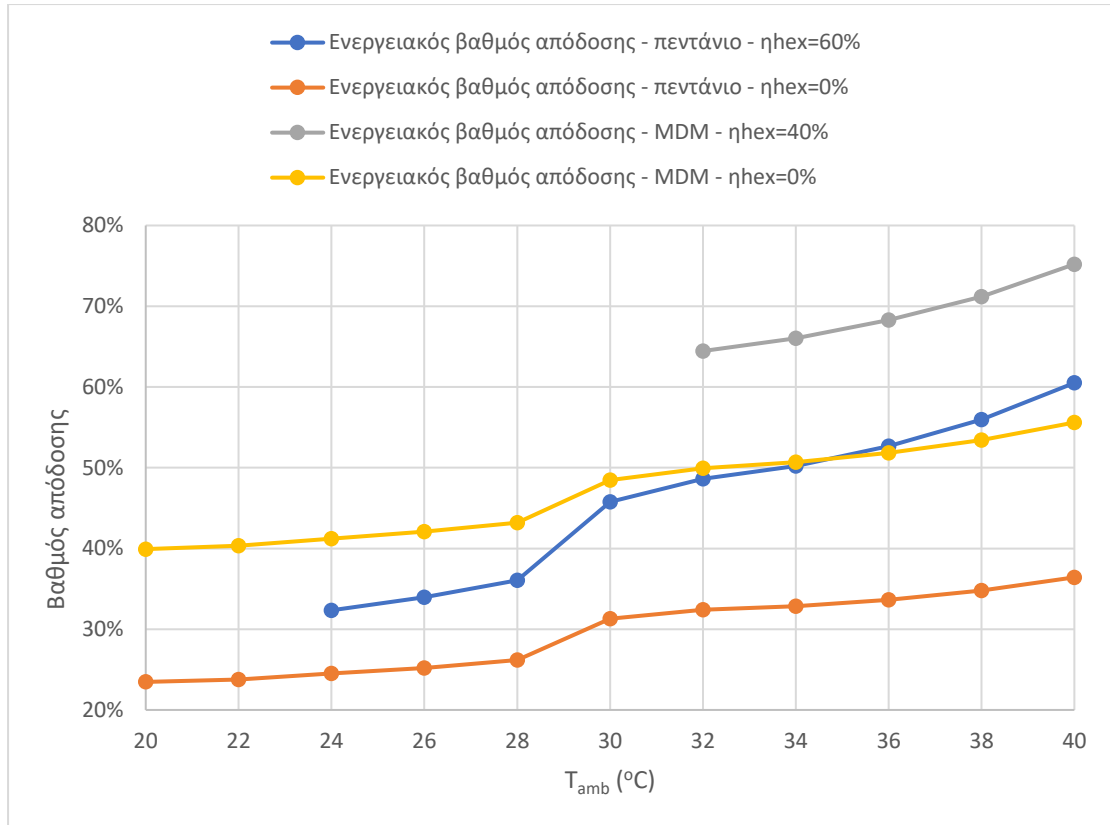
Αρχικά παρατηρείται μείωση της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, σε όλες τις περιπτώσεις. Ωστόσο, σημειώνεται αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, λόγω της μείωσης της συλλεκτικής επιφάνειας. Τέλος, με τη χρήση και των δύο εργαζόμενων μέσων προκύπτει μείωση της παραγωγής ωφέλιμης θερμότητας μέχρι την τιμή των 30-32°C και στη συνέχεια αύξηση, ενώ προκύπτει αύξηση της τιμής του χρόνου αποπληρωμής μέχρι την τιμή των 26°C και μετέπειτα μείωση.



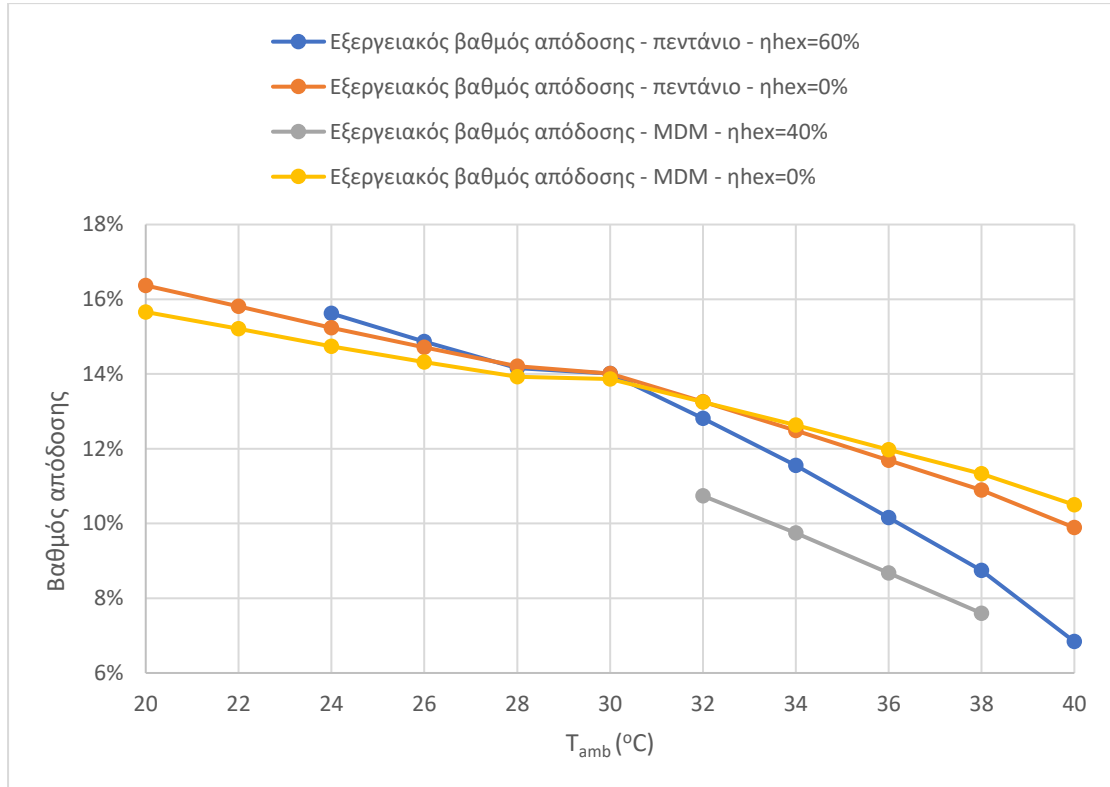
Σχήμα 5. 40: Μεταβολή της καθαρής ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



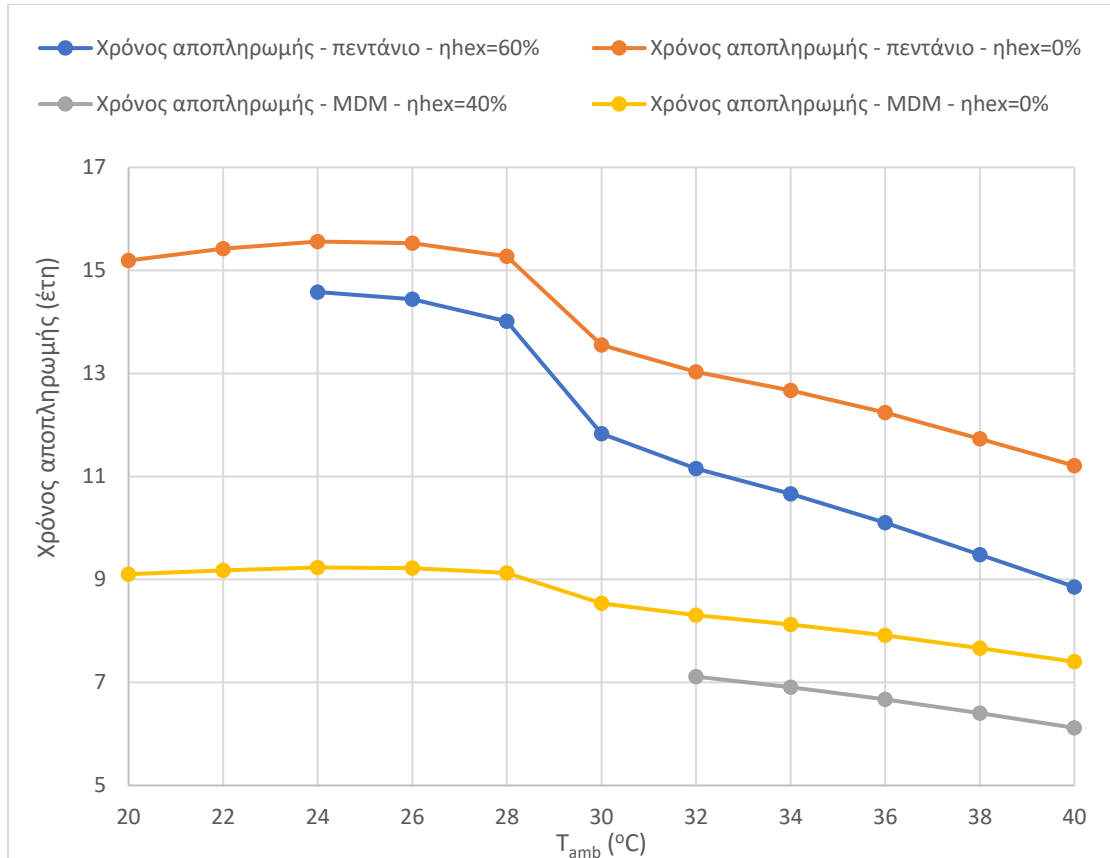
Σχήμα 5. 41: Μεταβολή της ωφέλιμης θερμότητας συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



Σχήμα 5. 42: Μεταβολή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



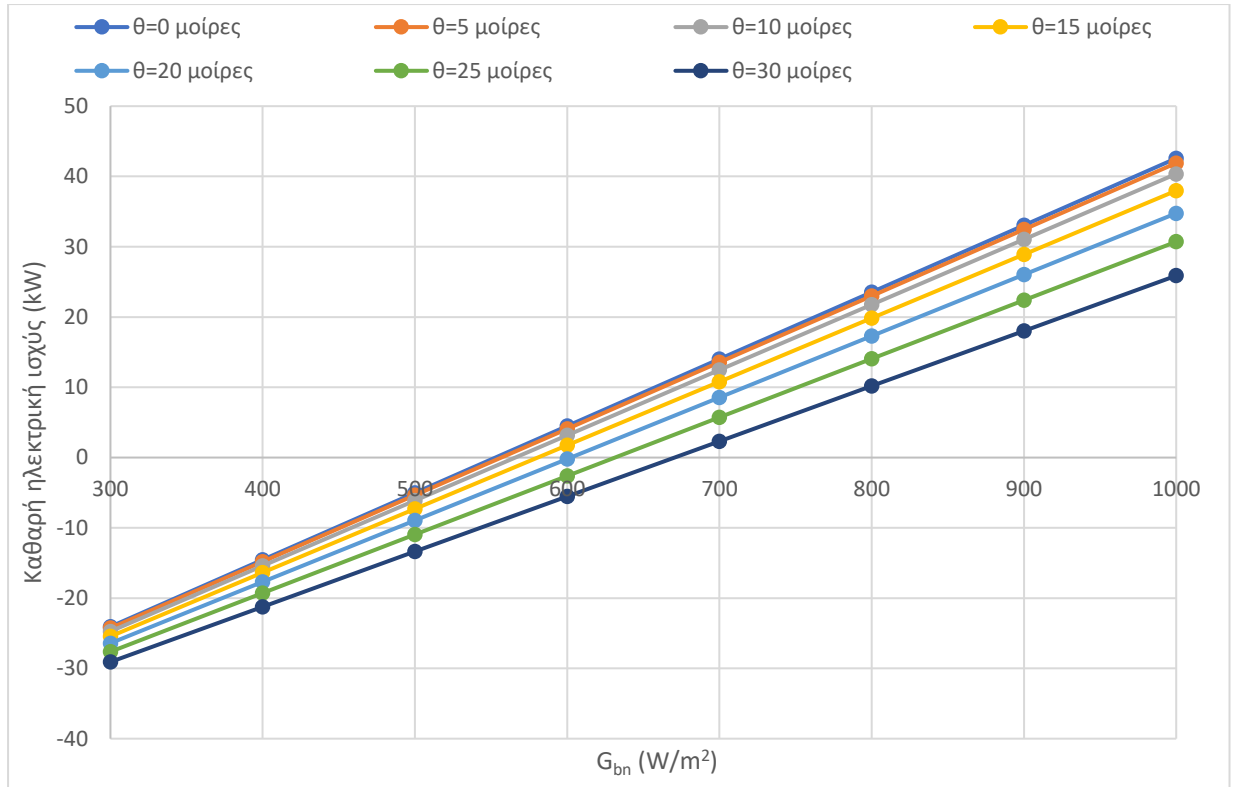
Σχήμα 5. 43: Μεταβολή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.



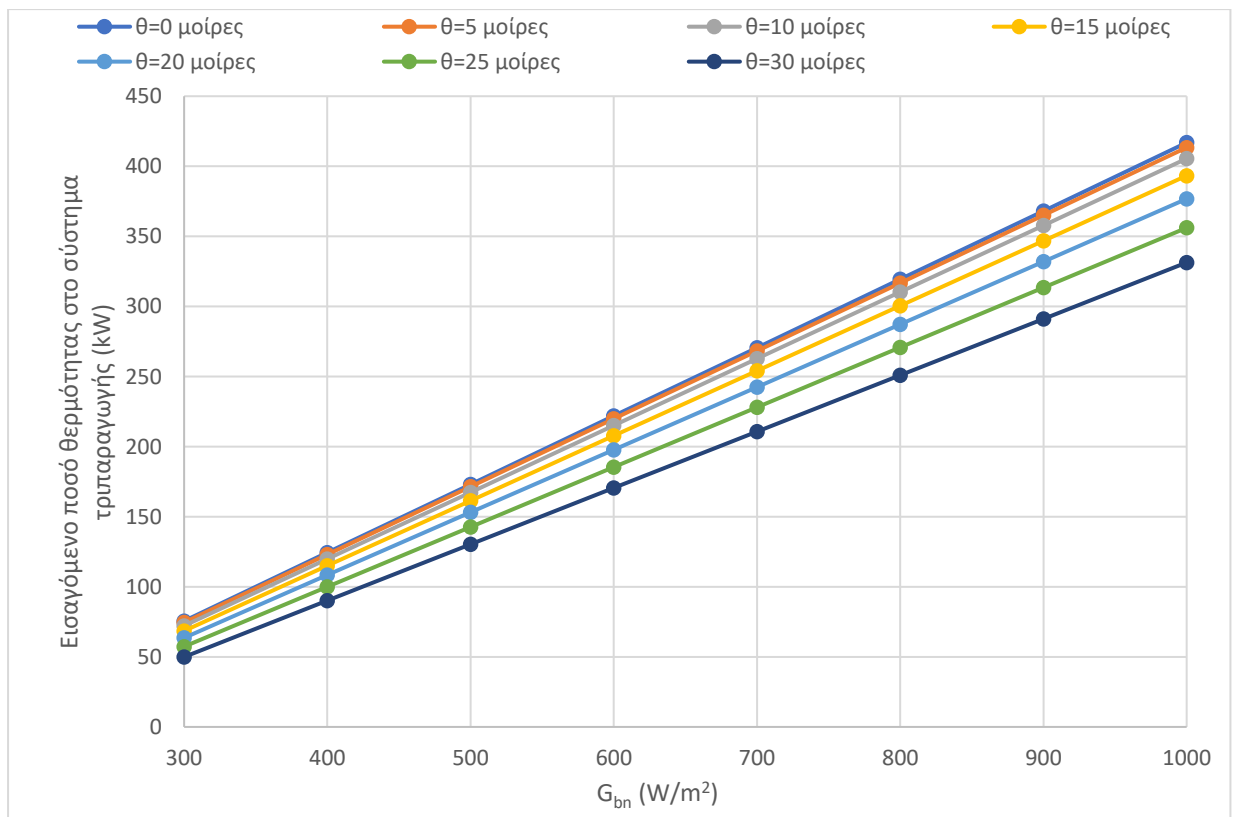
Σχήμα 5. 44: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.

5.1.4. Μεταβολή ηλιακής ακτινοβολίας και γωνίας πρόσπτωσης

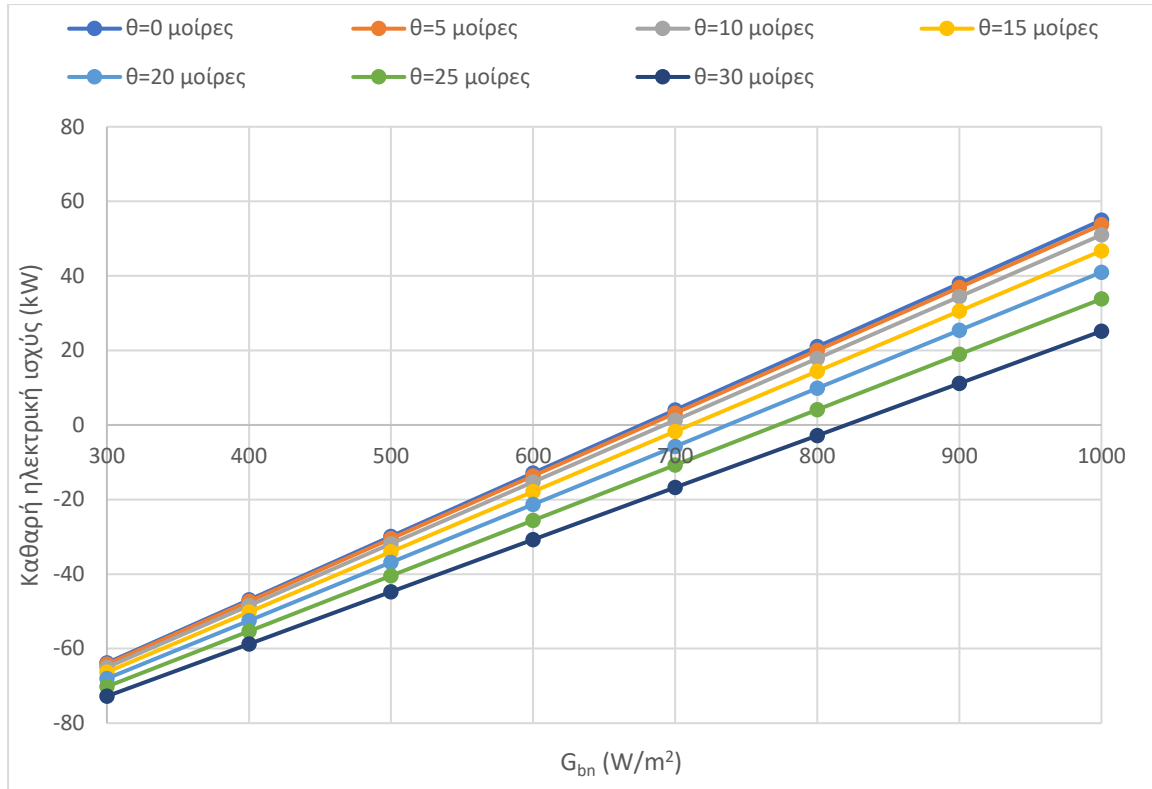
Στο παρόν εδάφιο χρησιμοποιούνται οι τιμές των παραμέτρων και η επιφάνεια των συλλεκτών που χρησιμοποιείται στα δύο βασικά σενάρια. Ωστόσο, επειδή η επιφάνεια συλλεκτών λαμβάνεται ως σταθερή, θεωρείται ότι μεταβάλλεται η αποτελεσματικότητα του ανακομιστή. Θεωρούνται τιμές άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας καθέτου επιπέδου G_{bn} από 300 W/m^2 έως 1000 W/m^2 και γωνίας πρόσπτωσης θ από 0 έως 30 μοίρες. Στη συνέχεια, παρατίθενται αποτελέσματα και για τα 2 σενάρια, ένα για κάθε οργανικό εργαζόμενο μέσο. Στα διαγράμματα των σχημάτων 5.45-5.48, γίνεται αντιληπτό ότι με την αύξηση της τιμής της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας καθέτου επιπέδου και τη μείωση της γωνίας πρόσπτωσης αυξάνει το εισαγόμενο ποσό θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής με συνέπεια να αυξάνει και η ηλεκτροπαραγωγή. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με την αύξηση της τιμής της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας συλλέγεται περισσότερη ηλιακή ισχύς και όσο η γωνία πρόσπτωσης τείνει προς τη μηδενική, τόσο αυξάνει ο οπτικός βαθμός απόδοσης των συλλεκτών και κατ' επέκταση η αποδοτικότητα του συνολικού συστήματος.



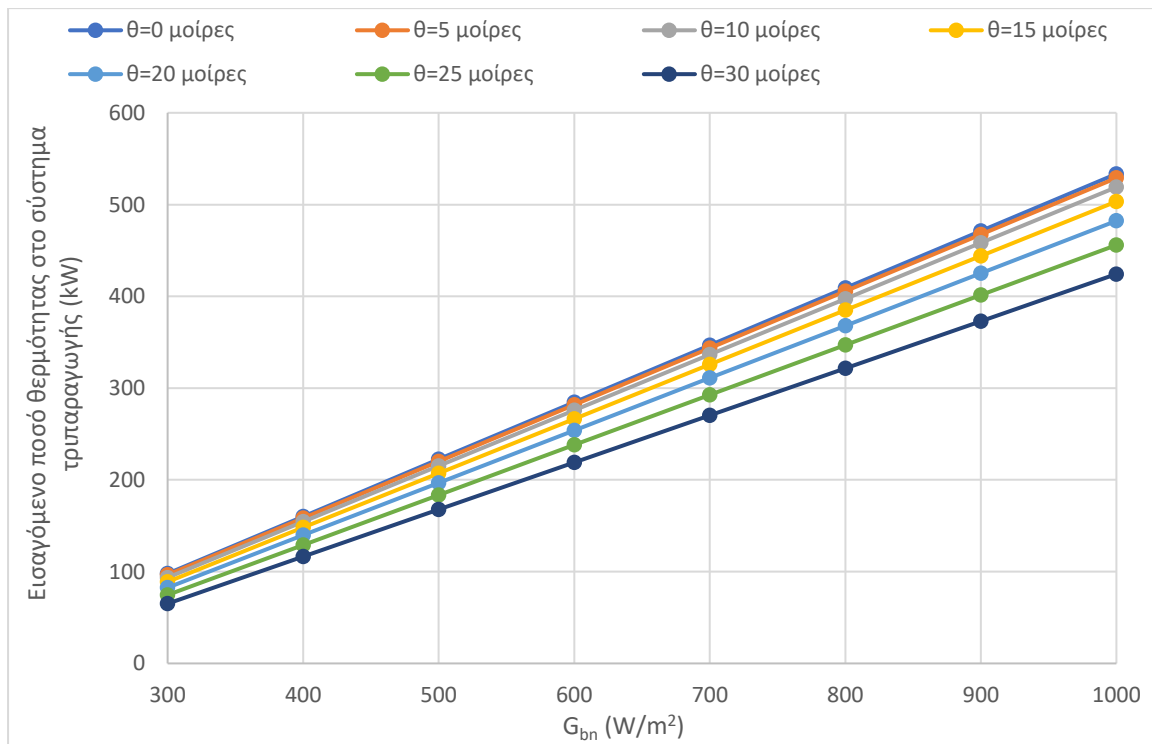
Σχήμα 5. 45: Καθαρή ηλεκτρική ισχύς για διάφορες τιμές ηλιακής ακτινοβολίας και γωνίας πρόσπτωσης με τη χρήση πεντανίου.



Σχήμα 5. 46: Εισαγόμενο ποσό θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής για διάφορες τιμές ηλιακής ακτινοβολίας και γωνίας πρόσπτωσης με τη χρήση πεντανίου.



Σχήμα 5. 47: Καθαρή ηλεκτρική ισχύς για διάφορες τιμές ηλιακής ακτινοβολίας και γωνίας πρόσπτωσης με τη χρήση MDM.



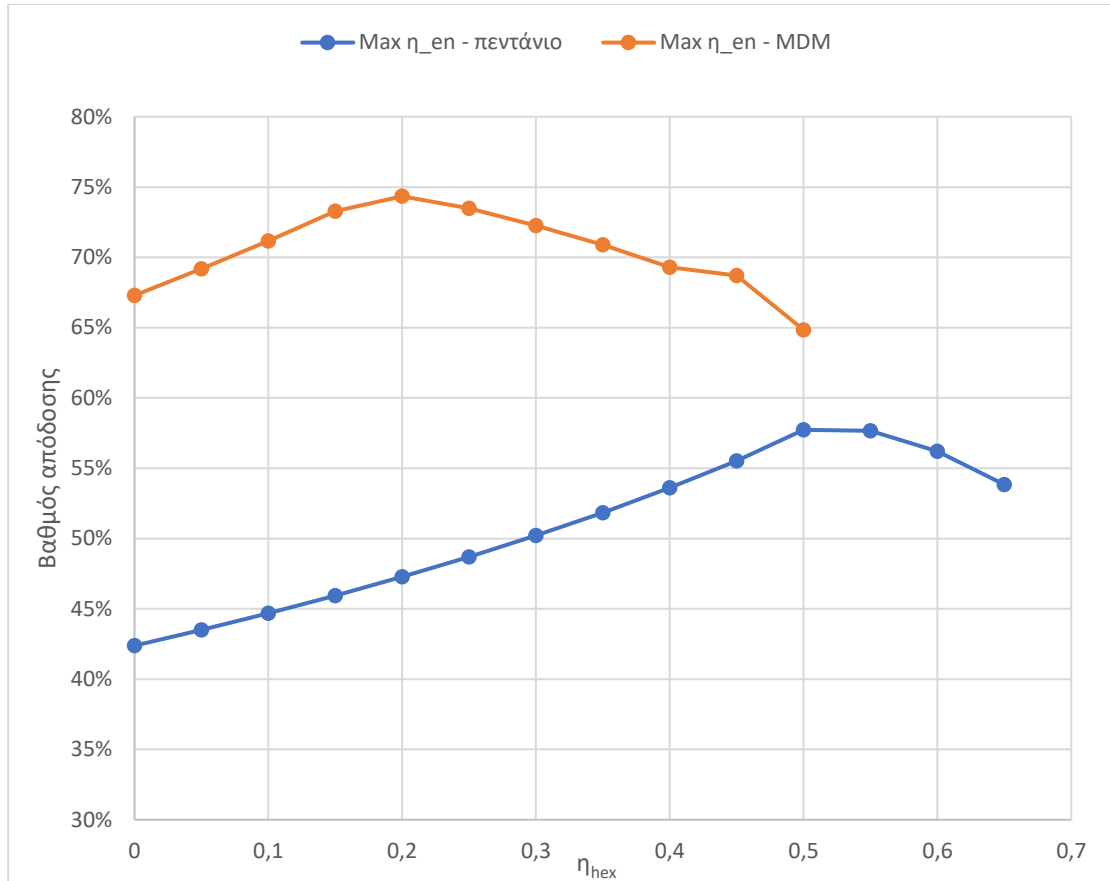
Σχήμα 5. 48: Εισαγόμενο ποσό θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής για διάφορες τιμές ηλιακής ακτινοβολίας και γωνίας πρόσπτωσης με τη χρήση MDM.

5.1.5. Βελτιστοποίηση

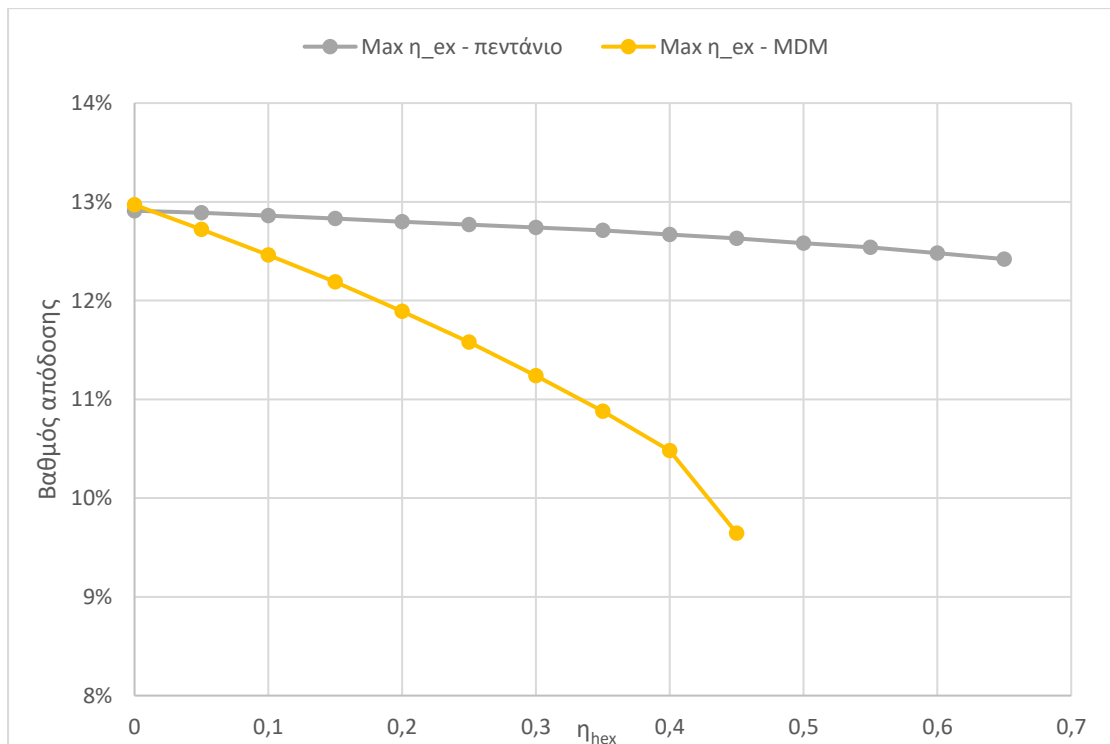
Για τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας του συστήματος στη μόνιμη κατάσταση θεωρούνται τρεις στόχοι: μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης (MAX η_{en}), μέγιστος εξεργειακός βαθμός απόδοσης (MAX η_{ex}) και ελάχιστος χρόνος αποπληρωμής (MIN PBP). Η βελτιστοποίηση πραγματοποιείται και για τα δύο σενάρια εργαζόμενων μέσων θεωρώντας κάθε φορά μία παράμετρο από αυτές που χρησιμοποιήθηκαν στην παραμετρική ανάλυση (η_{hex} , α , P_{high} , P_{gc} , T_{18} , T_{amb}) να μεταβάλλεται εντός καθορισμένων ορίων και τις υπόλοιπες να θεωρούνται μεταβλητές σχεδιασμού της βελτιστοποίησης. Για την αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex} θεωρούνται τιμές από 0 έως 0.65 με βήμα 0.05, για το λόγο ανώτερης προς την κρίσιμη πίεση του οργανικού κύκλου α από 0.2 έως 0.9 με βήμα 0.05, για την υψηλή πίεση P_{high} από 140 έως 220 bar με βήμα 5 bar, για την πίεση του gas cooler P_{gc} από 75 έως 91 bar με βήμα 1 bar (αυτές οι τιμές ισχύει για $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$) και για την θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο T_{18} από 450 έως 560°C με βήμα 10°C. Σε όλες τις περιπτώσεις, εκτός από την περίπτωση μεταβολής της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τη βελτιστοποίηση του συστήματος, θεωρείται θερμοκρασία περιβάλλοντος 35°C. Για την περίπτωση της μεταβολής της θερμοκρασίας περιβάλλοντος T_{amb} θεωρούνται τιμές από 20°C έως 40°C με βήμα 2°C και με βάση αυτές τις θερμοκρασίες θεωρείται και το κατάλληλο εύρος πιέσεων gas cooler P_{gc} . Συγκεκριμένα, για τις θερμοκρασίες από 20°C έως 26°C θεωρείται εύρος πιέσεων από 60 έως 70 bar, για τις θερμοκρασίες από 28°C έως 34°C θεωρείται εύρος πιέσεων από 70 έως 90 bar και για τις θερμοκρασίες από 36°C έως 40°C θεωρείται εύρος πιέσεων από 90 έως 110 bar. Στη συνέχεια παρατίθενται συγκριτικά διαγράμματα για κάθε παράμετρο και για τα δύο εργαζόμενα μέσα.

Μεταβολή της παραμέτρου η_{hex} (αποτελεσματικότητα ανακομιστή)

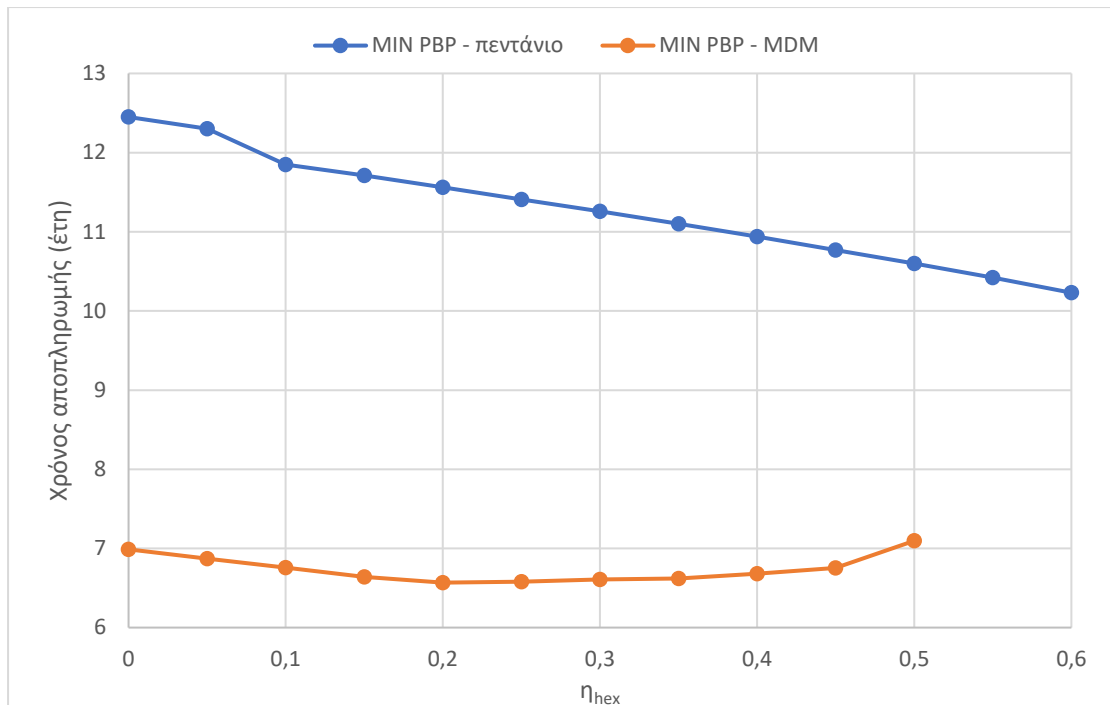
Αρχικά, οι καμπύλες του ενεργειακού βαθμού απόδοσης εμφανίζουν μέγιστο για αποτελεσματικότητα ανακομιστή 20% με τη χρήση MDM και 50% με τη χρήση πεντανίου. Ακόμη, οι καμπύλες του εξεργειακού βαθμού απόδοσης βαίνουν μειούμενες με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται χωρίς την χρήση ανακομιστή (αποτελεσματικότητα 0%). Τέλος, όσον αφορά στο χρόνο αποπληρωμής παρατηρείται ελάχιστη τιμή για αποτελεσματικότητα ανακομιστή 20% με τη χρήση MDM και 60% με τη χρήση πεντανίου.



Σχήμα 5. 49: Μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο την αποτελεσματικότητα του ανακομιστή.



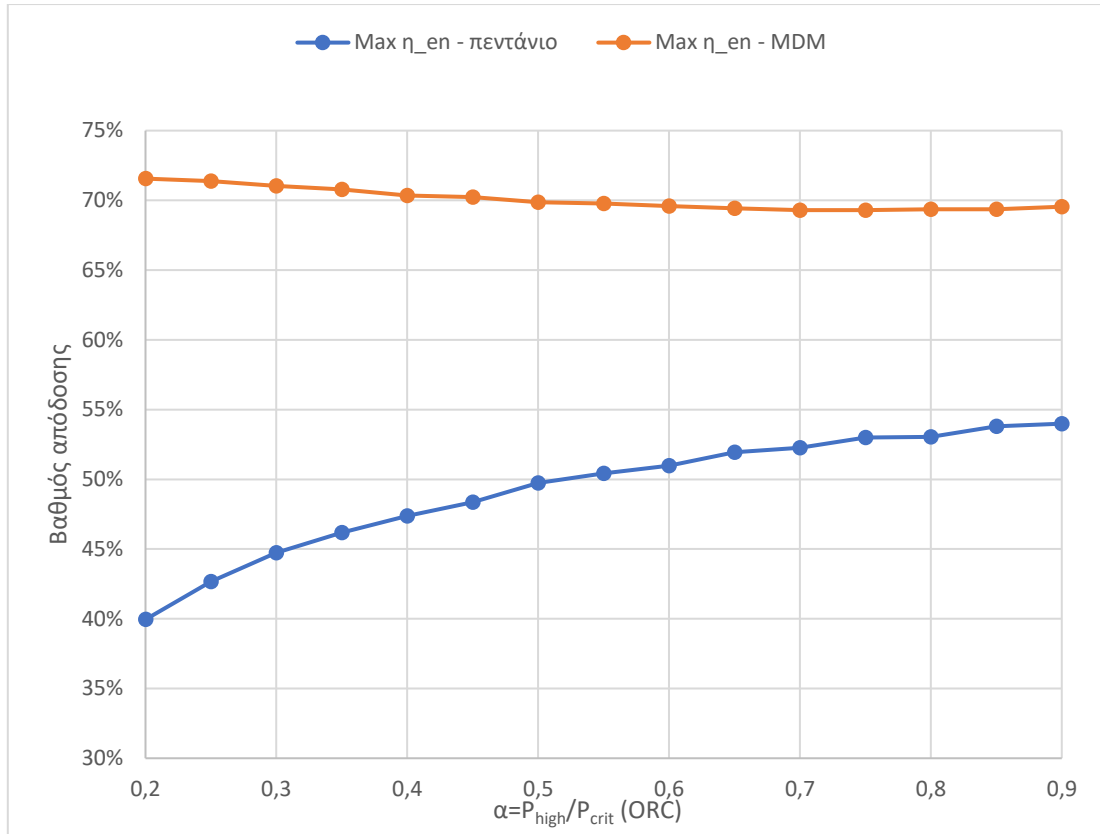
Σχήμα 5. 50: Μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο την αποτελεσματικότητα του ανακομιστή.



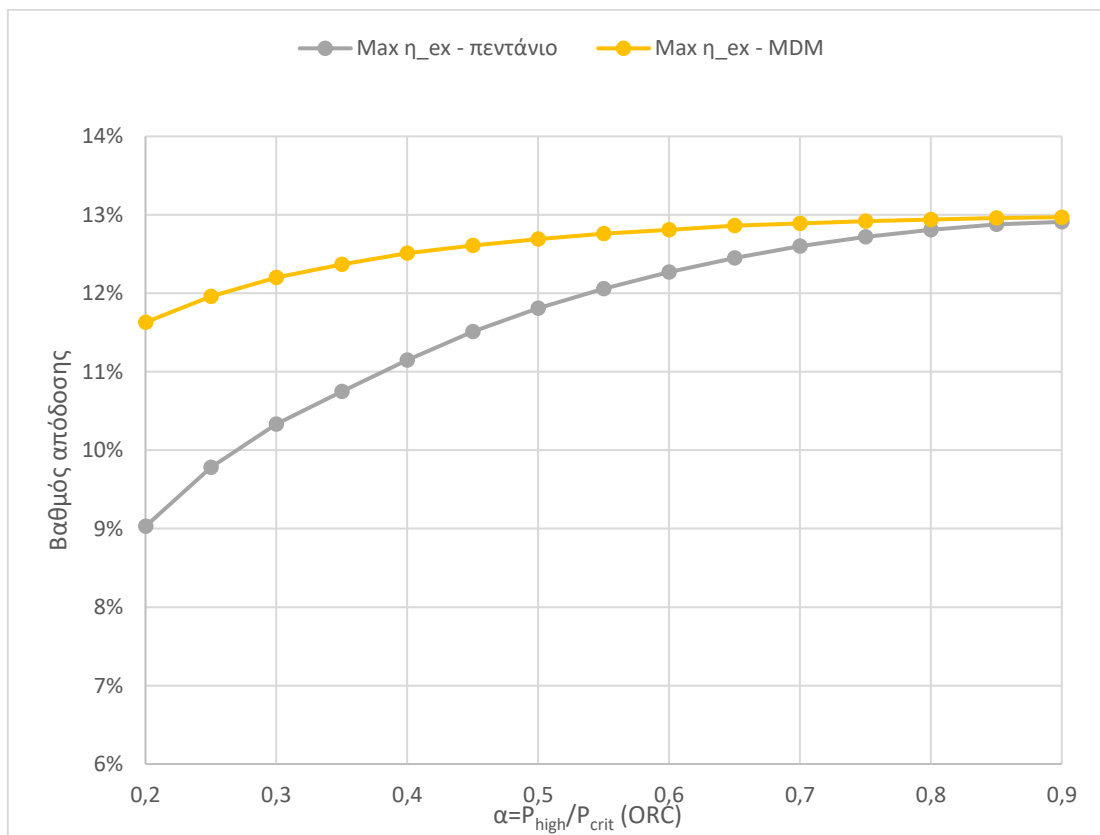
Σχήμα 5. 51: Ελαχιστοποίηση του χρόνου αποπληρωμής με παράμετρο την αποτελεσματικότητα του ανακομιστή.

Μεταβολή της παραμέτρου α (λόγος της υψηλής πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC)

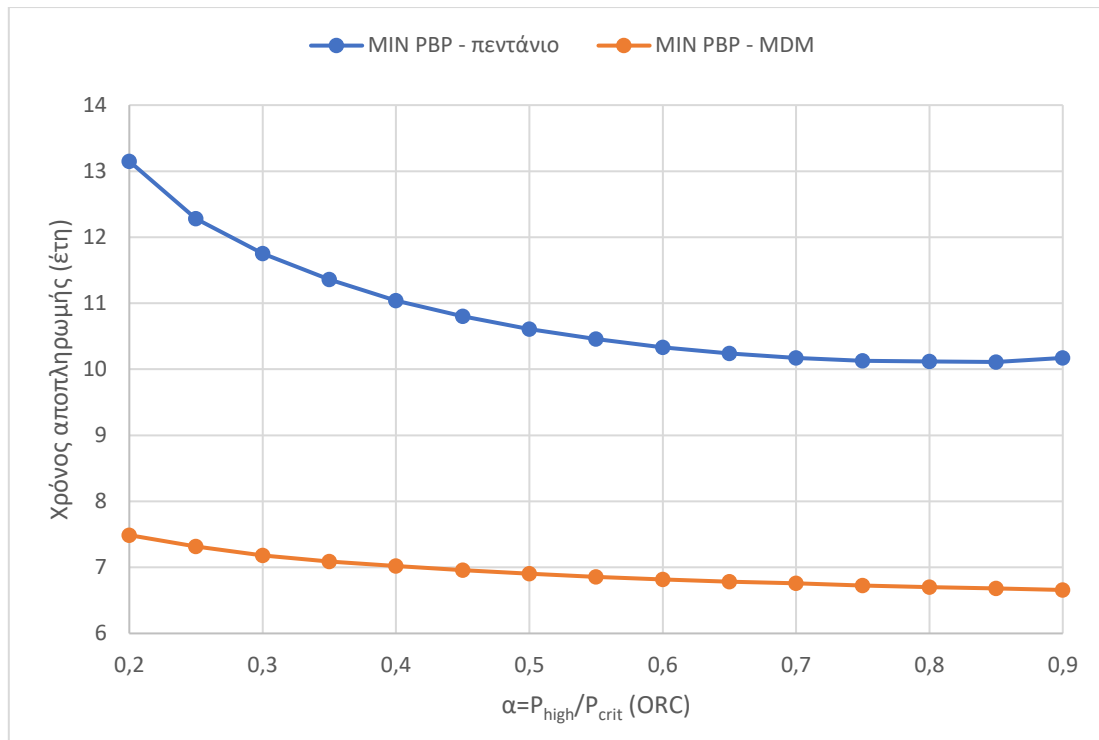
Αρχικά, οι καμπύλες του ενεργειακού βαθμού απόδοσης εμφανίζουν μέγιστο για τιμή $\alpha=0.2$ με τη χρήση MDM και για $\alpha=0.9$ με τη χρήση πεντανίου. Ακόμη, οι καμπύλες του εξεργειακού βαθμού απόδοσης βαίνουν αυξανόμενες με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται για $\alpha=0.9$. Τέλος, όσον αφορά στο χρόνο αποπληρωμής παρατηρείται ελάχιστη τιμή για $\alpha=0.9$ με τη χρήση MDM και για $\alpha=0.85$ με τη χρήση πεντανίου.



Σχήμα 5. 52: Μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο το λόγο α .



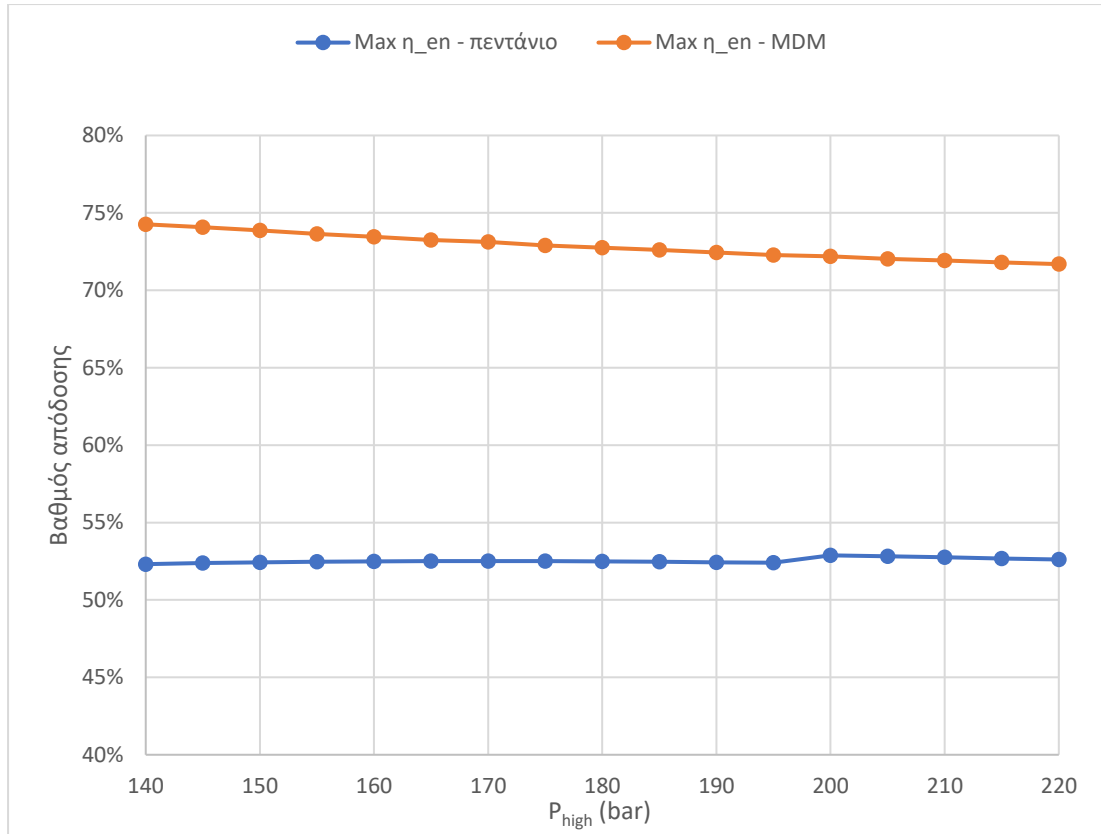
Σχήμα 5. 53: Μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο το λόγο α .



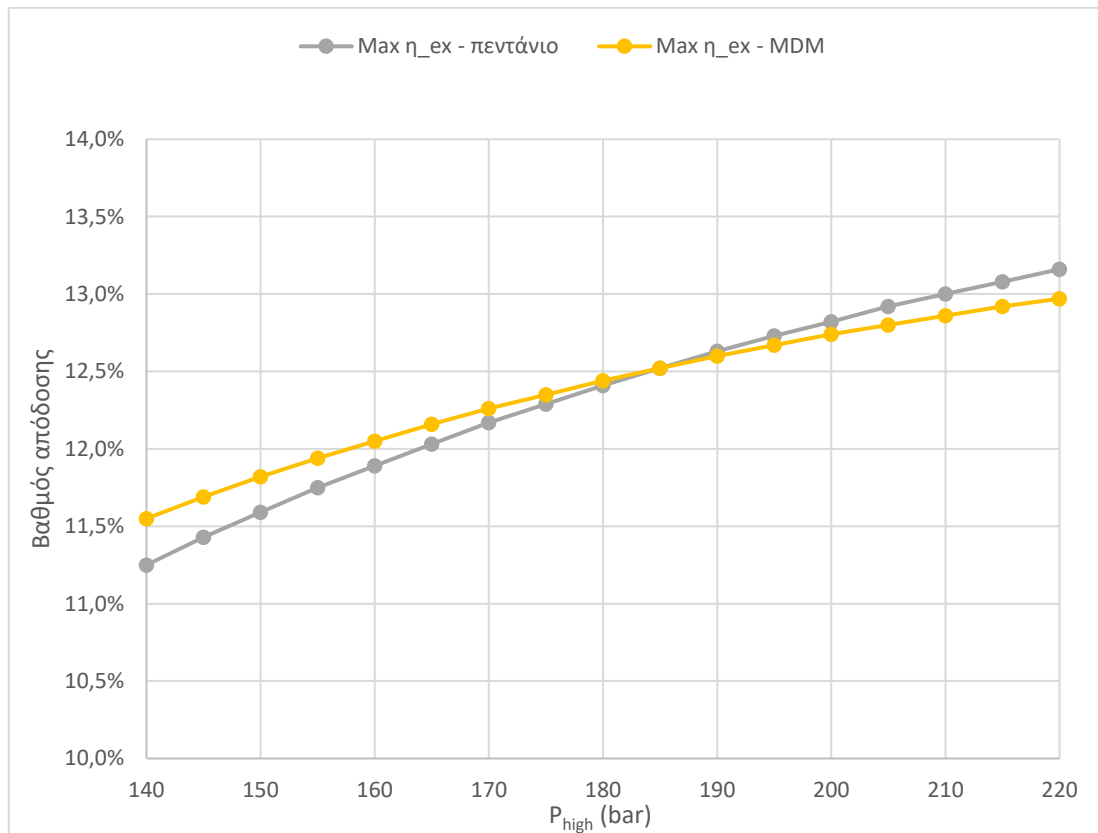
Σχήμα 5. 54: Ελαχιστοποίηση του χρόνου αποπληρωμής με παράμετρο το λόγο α .

Μεταβολή της παραμέτρου P_{high} (υψηλή πίεση)

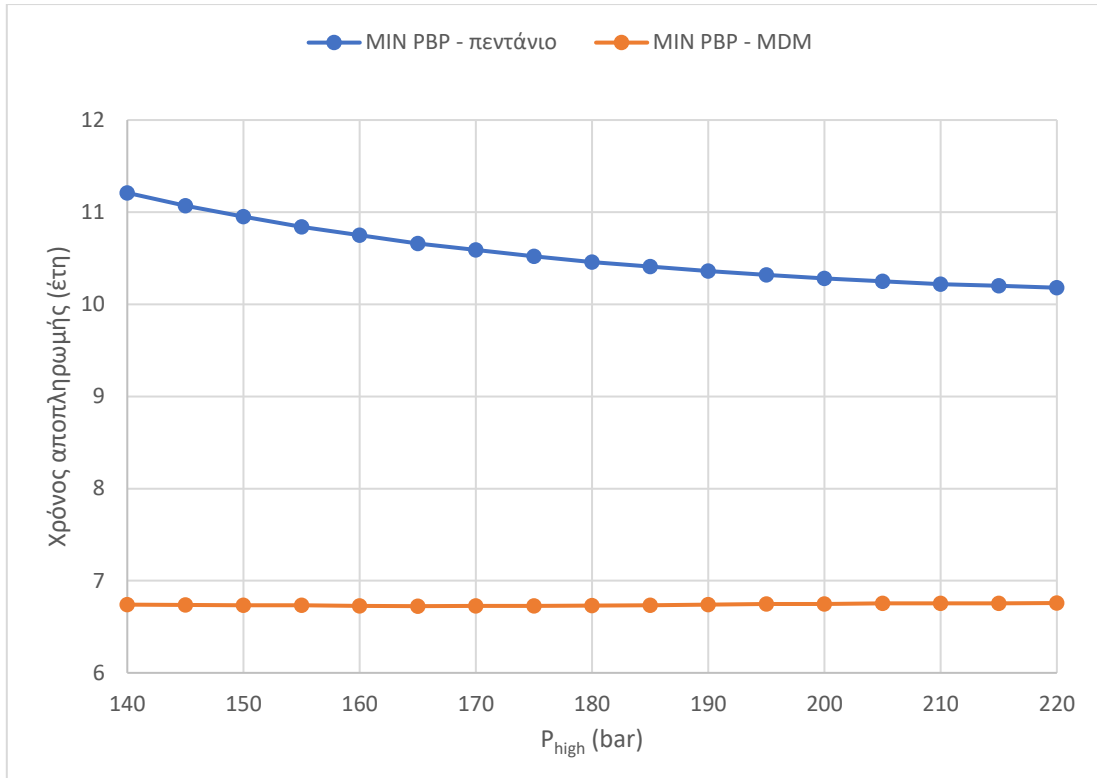
Αρχικά, η καμπύλη του ενεργειακού βαθμού απόδοσης εμφανίζει μέγιστο για υψηλή πίεση ίση με 140 bar με τη χρήση MDM, ενώ με τη χρήση πεντανίου δεν σημειώνεται αξιόλογη μεταβολή. Ακόμη, οι καμπύλες του εξεργειακού βαθμού απόδοσης βαίνουν αυξανόμενες με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται για υψηλή πίεση ίση με 220 bar. Τέλος, όσον αφορά στο χρόνο αποπληρωμής εμφανίζεται ελάχιστη τιμή για υψηλή πίεση ίση με 220 bar με τη χρήση πεντανίου, ενώ δεν παρατηρείται αξιόλογη μεταβολή με τη χρήση MDM.



Σχήμα 5. 55: Μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο την υψηλή πίεση.



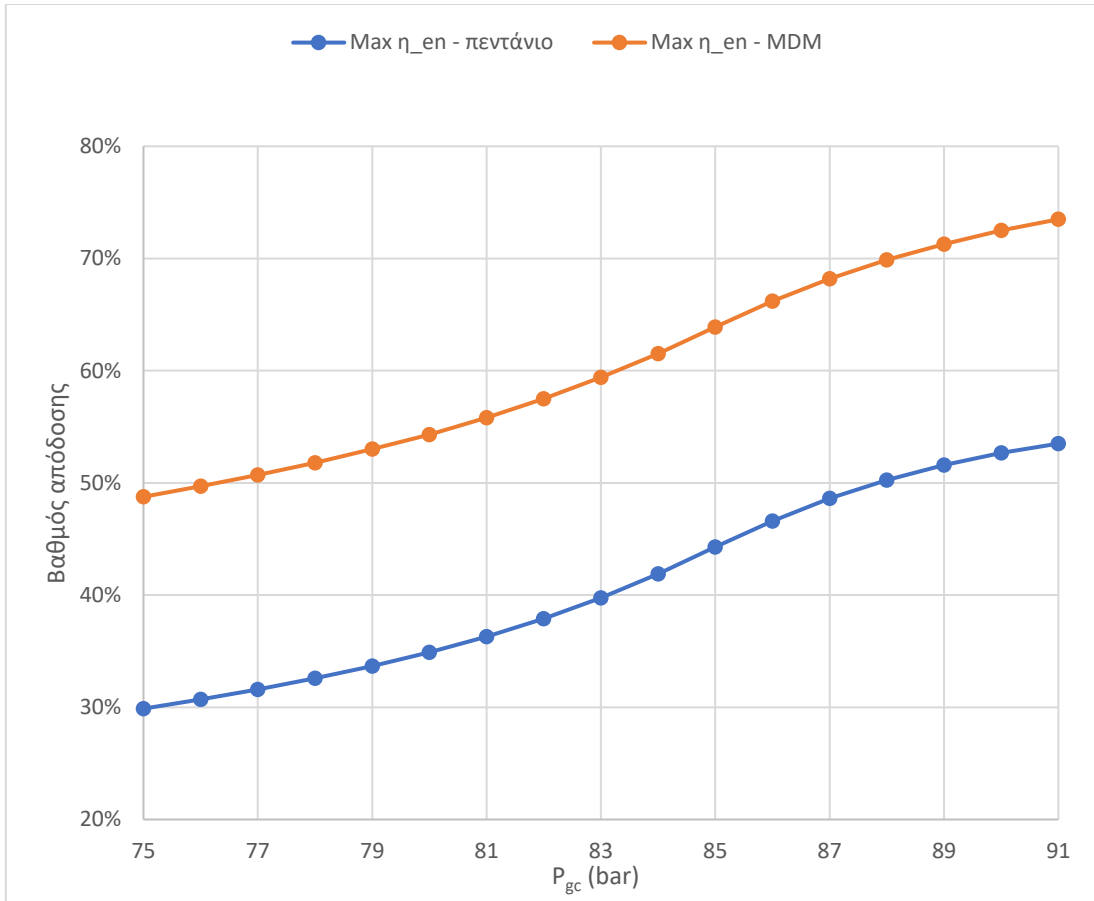
Σχήμα 5. 56: Μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο την υψηλή πίεση.



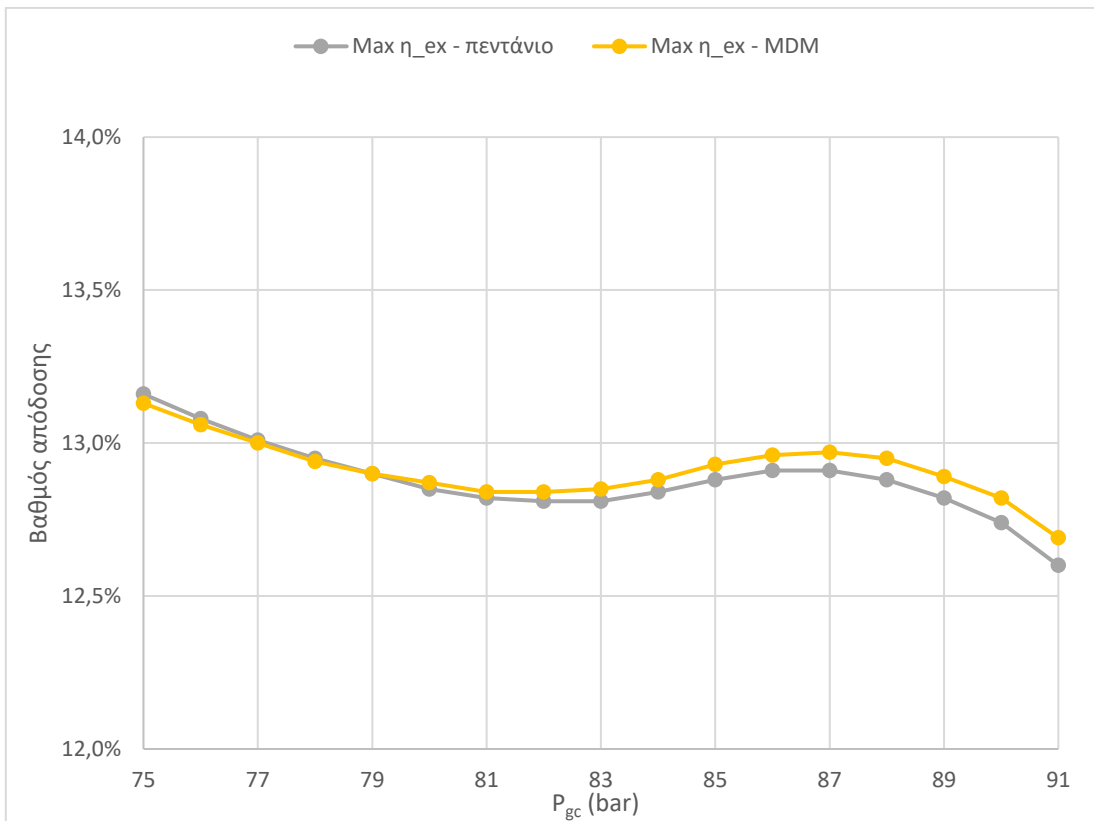
Σχήμα 5. 57: Ελαχιστοποίηση του χρόνου αποπληρωμής με παράμετρο την υψηλή πίεση.

Μεταβολή της παραμέτρου P_{gc} (πίεση gas cooler)

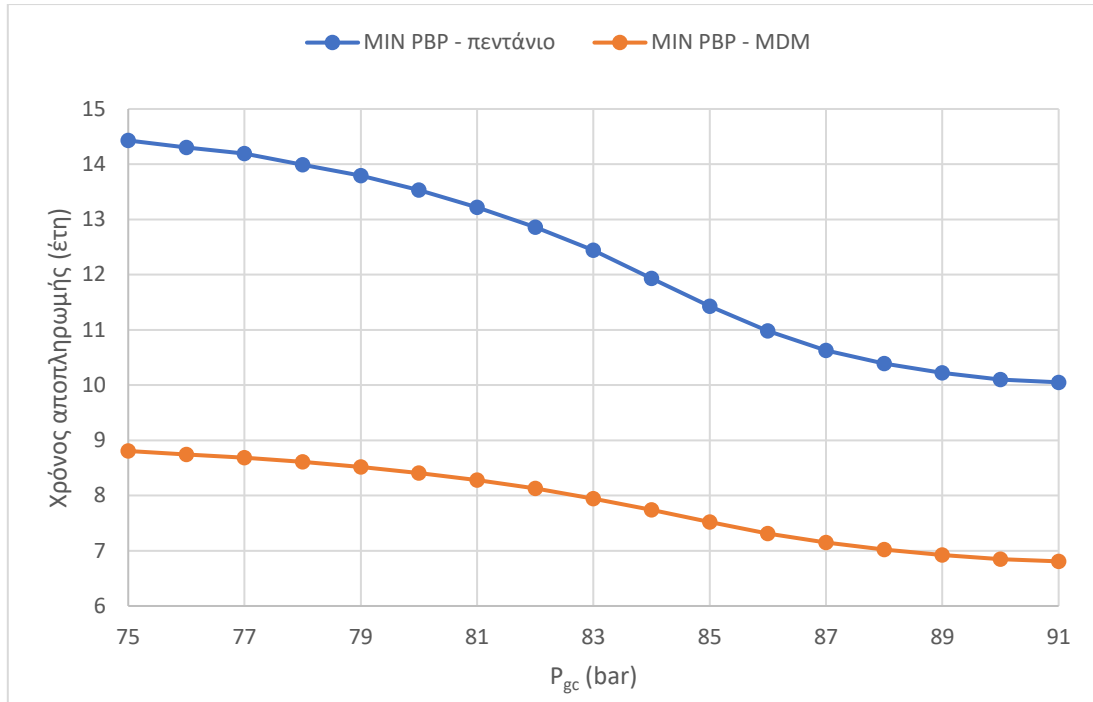
Αρχικά ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης εμφανίζει μέγιστη τιμή και ο χρόνος αποπληρωμής ελάχιστη για πίεση gas cooler 91 bar σε όλες τις περιπτώσεις. Ωστόσο, στις καμπύλες του εξεργειακού βαθμού απόδοσης παρατηρούνται αυξομειώσεις με τη μέγιστη τιμή να προκύπτει για πίεση gas cooler 75 bar. Οι αυξομειώσεις αλλά και γενικότερα οι μεταβολές στην κυρτότητα των καμπυλών οφείλονται στη μεταβολή των ιδιοτήτων του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα που συμβαίνουν σε πιέσεις παραπλήσιες με την κρίσιμη πίεση (73.8 bar).



Σχήμα 5. 58: Μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο την πίεση του gas cooler.



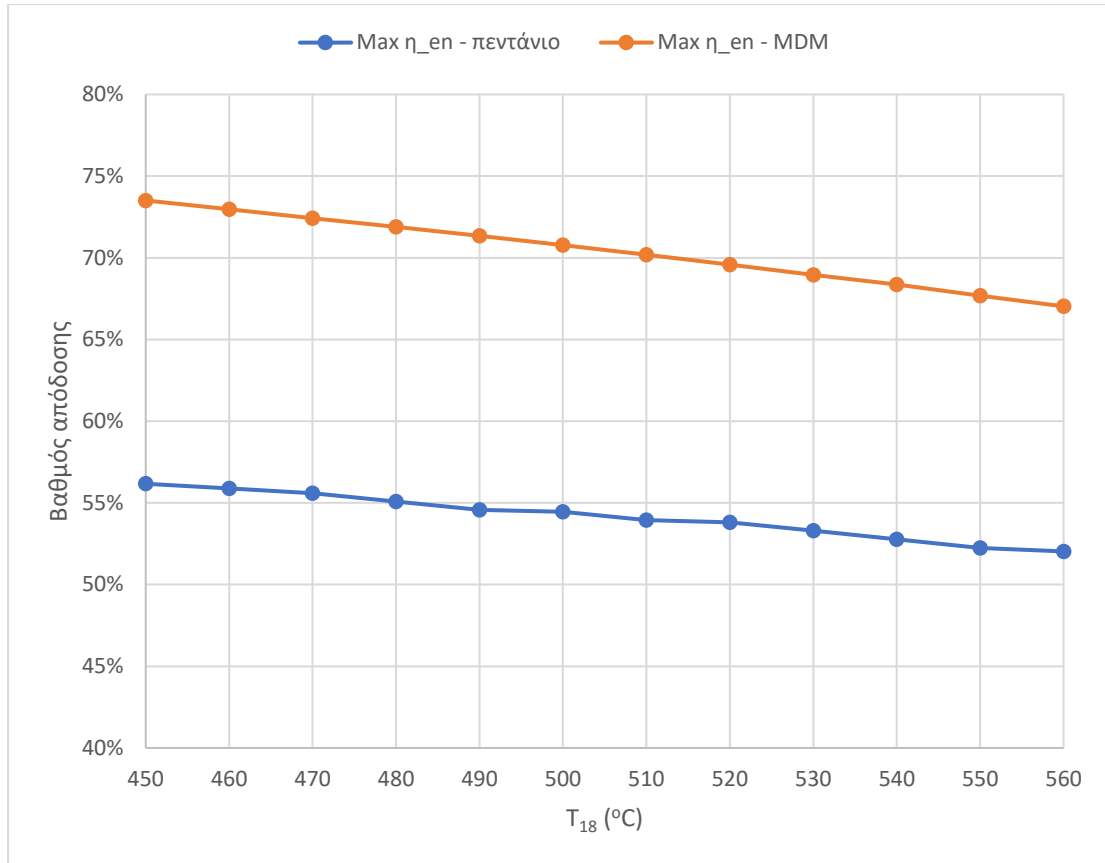
Σχήμα 5. 59: Μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο την πίεση του gas cooler.



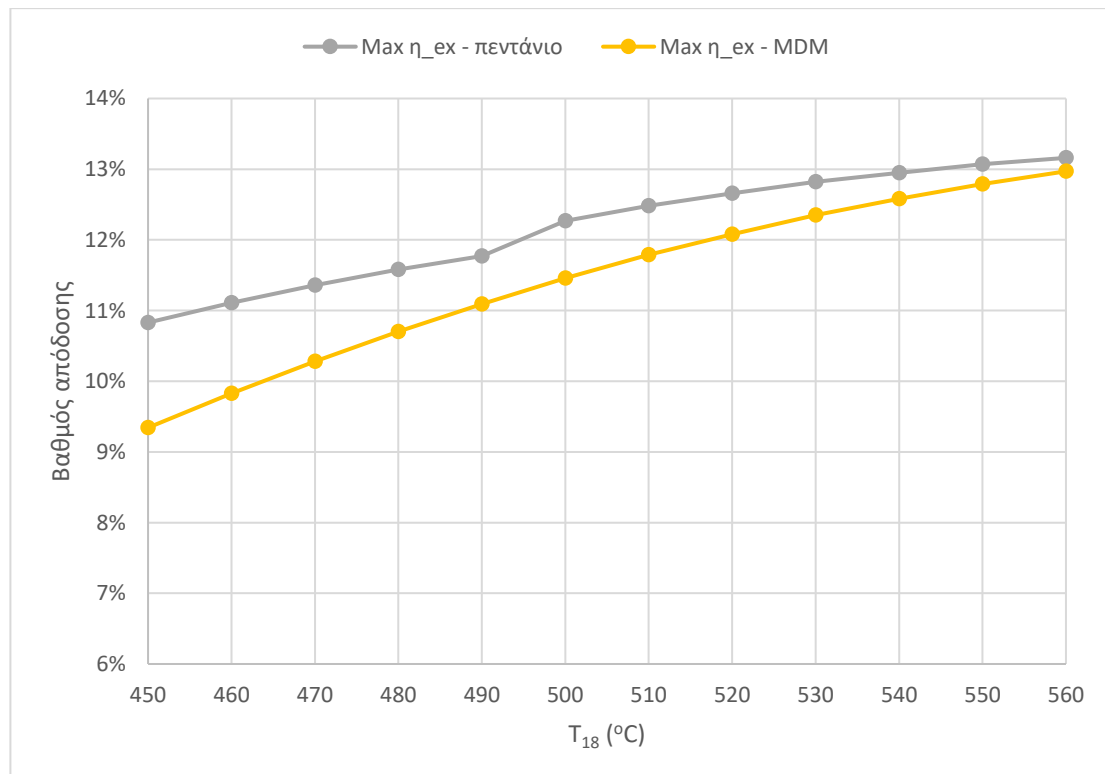
Σχήμα 5. 60: Ελαχιστοποίηση του χρόνου αποπληρωμής με παράμετρο την πίεση του gas cooler.

Μεταβολή της παραμέτρου T_{18} (θερμοκρασία στην είσοδο του στρόβιλου)

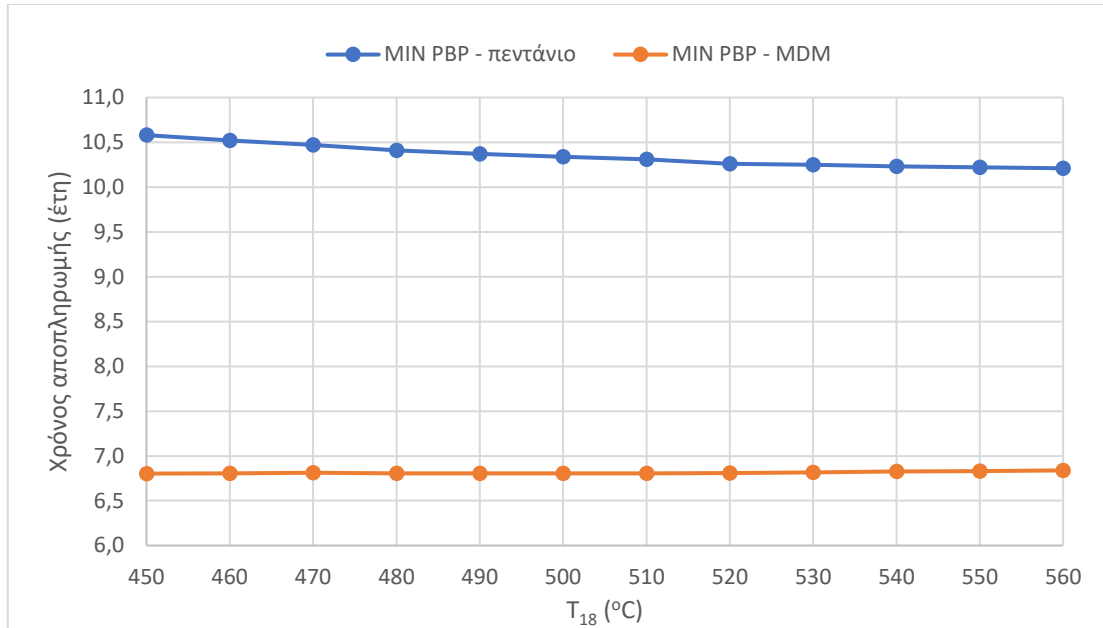
Αρχικά, οι καμπύλες του ενεργειακού βαθμού απόδοσης βαίνουν μειούμενες με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται για θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο 450°C , ενώ οι καμπύλες του εξεργειακού βαθμού απόδοσης βαίνουν αυξανόμενες με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται για θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο 560°C . Ωστόσο, ο χρόνος αποπληρωμής δεν εμφανίζει αξιόλογη μεταβολή σε όλες τις περιπτώσεις.



Σχήμα 5. 61: Μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο τη θερμοκρασία του CO_2 στην είσοδο του στροβίλου.



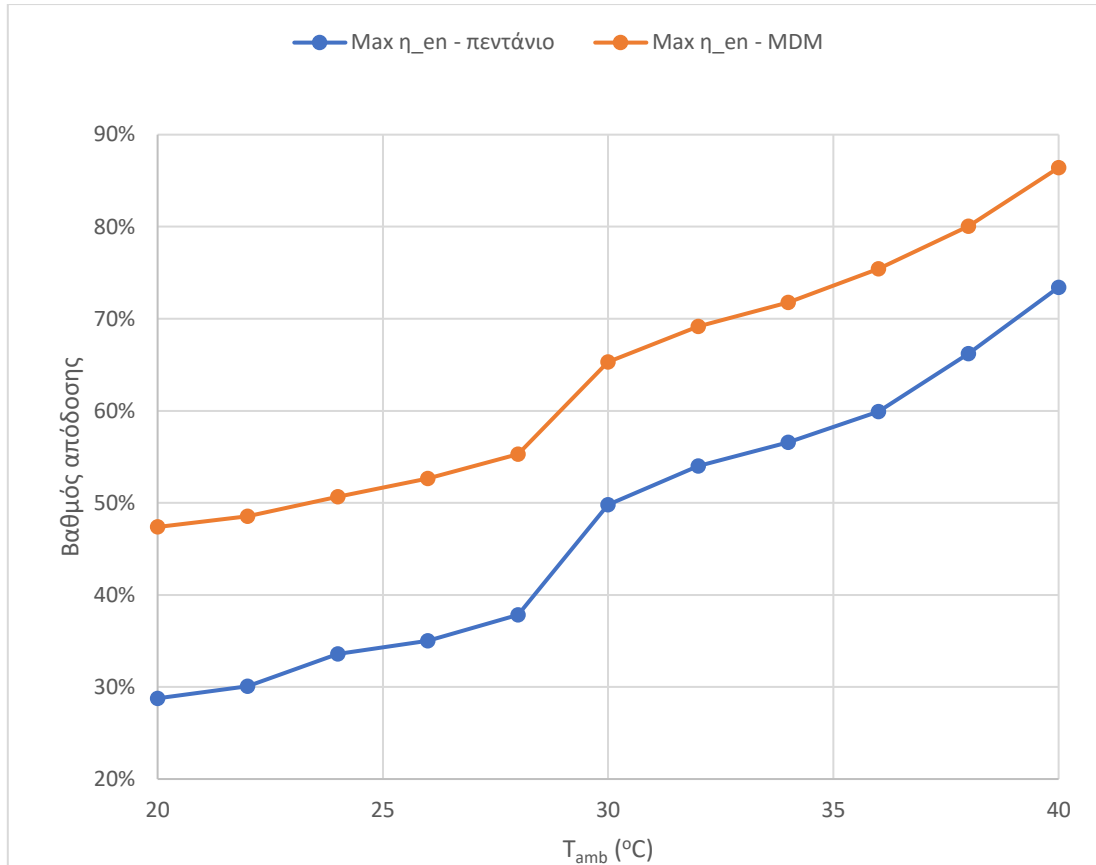
Σχήμα 5. 62: Μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο τη θερμοκρασία του CO_2 στην είσοδο του στροβίλου.



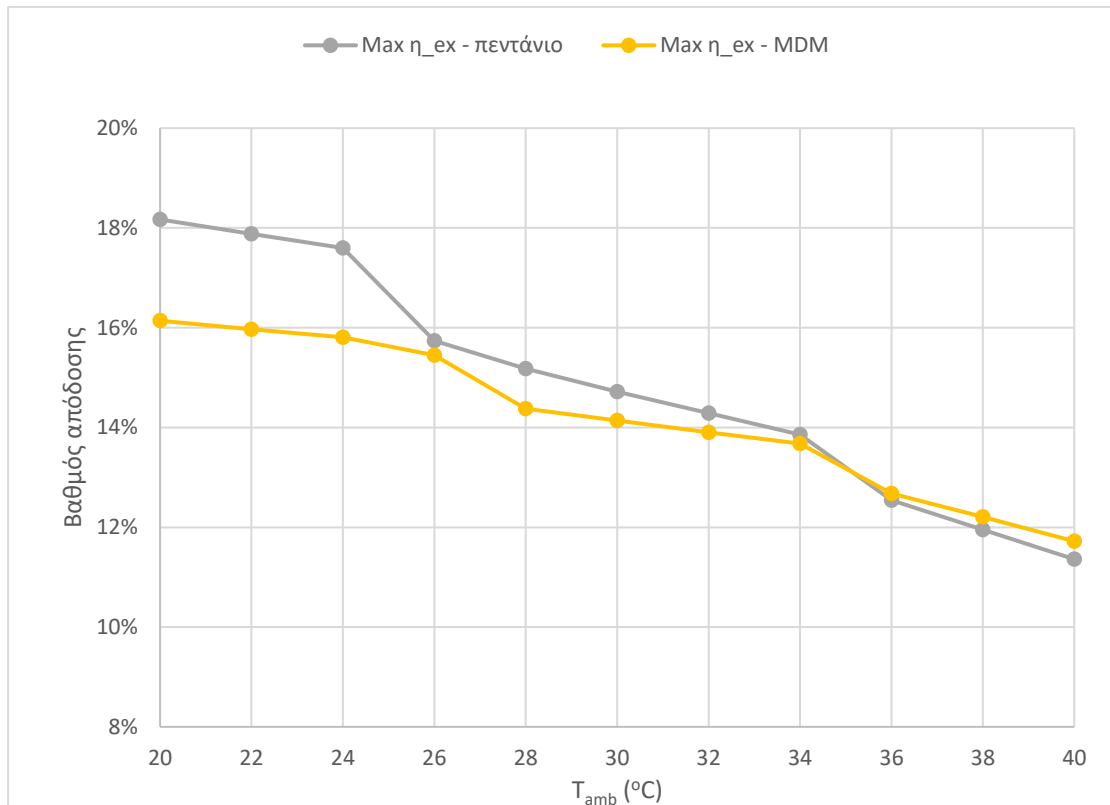
Σχήμα 5. 63: Ελαχιστοποίηση του χρόνου αποπληρωμής με παράμετρο τη θερμοκρασία του CO_2 στην είσοδο του στροβίλου.

Μεταβολή της παραμέτρου T_{amb} (θερμοκρασία περιβάλλοντος)

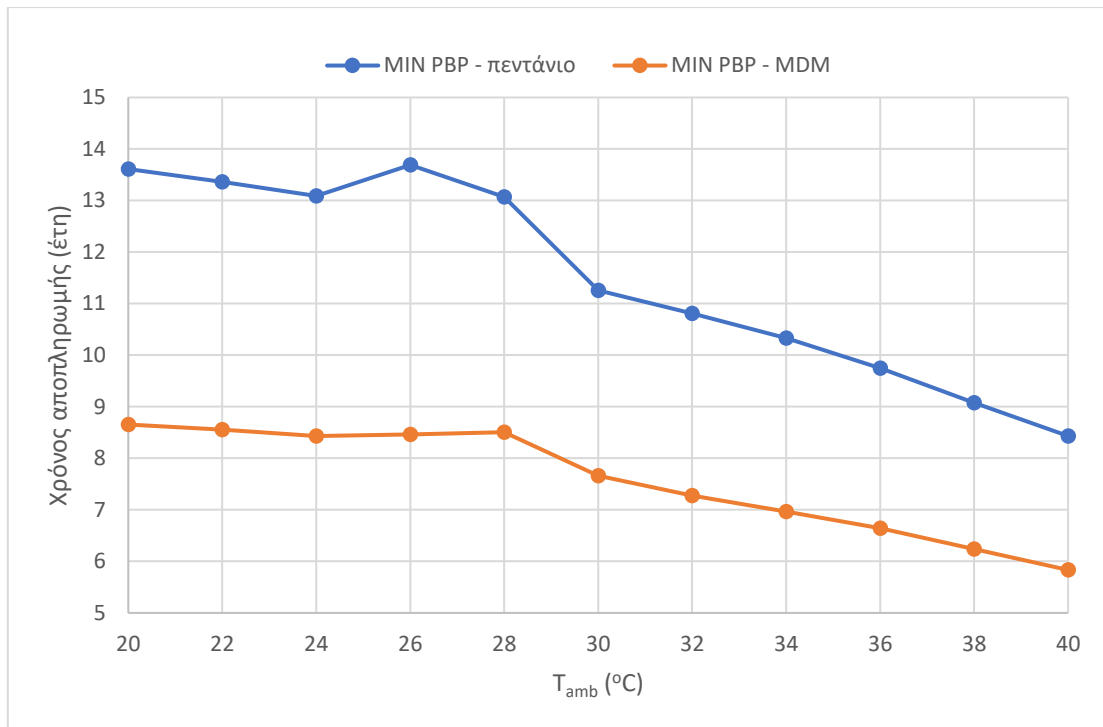
Αρχικά, οι καμπύλες του ενεργειακού βαθμού απόδοσης βαίνουν αυξανόμενες με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται για θερμοκρασία περιβάλλοντος $40^\circ C$, ενώ οι καμπύλες του εξεργειακού βαθμού απόδοσης βαίνουν μειούμενες με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται για θερμοκρασία περιβάλλοντος $20^\circ C$. Ωστόσο, στις καμπύλες του χρόνου αποπληρωμής παρατηρούνται αυξομειώσεις με τις ελάχιστες τιμές να εμφανίζονται για θερμοκρασία περιβάλλοντος $40^\circ C$.



Σχήμα 5. 64: Μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.



Σχήμα 5. 65: Μεγιστοποίηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης με παράμετρο τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.



Σχήμα 5. 66: Ελαχιστοποίηση του χρόνου αποπληρωμής με παράμετρο τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Όλα τα παραπάνω αποτελέσματα, που προέκυψαν από βελτιστοποίηση της λειτουργίας του συστήματος σε μόνιμη κατάσταση, είναι άλλοτε παραπλήσια και άλλοτε διαφορετικά σε σχέση με τα αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι, πέρα από την κύρια παράμετρο που μεταβάλλεται εντός ενός εύρους, κατά τη βελτιστοποίηση μπορούν και οι υπόλοιπες παράμετροι να λάβουν διάφορες τιμές εντός ενός αντίστοιχου εύρους, ενώ στην παραμετρική ανάλυση είναι σταθερές. Λόγω της βελτιστοποίησης, προκύπτουν εν γένει μεγαλύτερες τιμές ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης αλλά και χαμηλότερες τιμές χρόνου αποπληρωμής σε σχέση με τα παραμετρικά αποτελέσματα. Επιπλέον, προκύπτουν μεγαλύτερες τιμές ενεργειακού βαθμού απόδοσης και μικρότερες τιμές χρόνου αποπληρωμής με τη χρήση του MDM στον ORC σε σχέση με το πεντάνιο. Όσον αφορά στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, με τη χρήση του πεντανίου προκύπτουν εν γένει ικανοποιητικότερα αποτελέσματα. Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, επιλέγονται τα τελικά βέλτιστα σενάρια λειτουργίας στη μόνιμη κατάσταση, ένα για κάθε οργανικό εργαζόμενο μέσο, τα οποία θα χρησιμοποιηθούν και στη δυναμική ανάλυση. Για την περίπτωση χρήσης του πεντανίου, επιλέγεται το σενάριο που περιλαμβάνει το συνδυασμό παραμέτρων με τον οποίο προκύπτει ο μικρότερος δυνατός χρόνος αποπληρωμής. Επίσης, για την περίπτωση χρήσης του MDM δεν ακολουθείται το ίδιο κριτήριο καθώς σε αυτή την περίπτωση δεν προέκυπτε καθαρή παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Επομένως, επιλέγεται ένας άλλος συνδυασμός παραμέτρων με τον οποίο προκύπτει παραπλήσιος χρόνος αποπληρωμής και θετικό πρόσημο στην καθαρή ηλεκτρική ισχύ. Στη συνέχεια παρατίθενται υπό μορφή πινάκων τα δύο σενάρια λειτουργίας στη μόνιμη κατάσταση με τις παραμέτρους σχεδιασμού τους και τα εξαγόμενα αποτελέσματά τους.

Πίνακας 5. 3: Βέλτιστο σενάριο με τη χρήση πεντανίου στον ORC.

Παράμετροι	Τιμές
Αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex}	0.657
Λόγος ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α	0.789
Υψηλή πίεση του συστήματος P_{high}	220 bar
Πίεση του gas cooler P_{gc}	91 bar
Θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18}	554.6°C
Θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb}	35°C
Αποτελέσματα	Τιμές
Εισαγόμενο ποσό θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής Q_{in}	288.5 kW
Ηλεκτρική ισχύς συμπιεστή χαμηλής πίεσης $P_{el,1}$	7.4 kW
Ηλεκτρική ισχύς συμπιεστή υψηλής πίεσης $P_{el,2}$	141.02 kW
Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στο στρόβιλο του CO ₂ $P_{el,3}$	133.37 kW
Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στο στρόβιλο του ORC $P_{el,4}$	44.01 kW
Καθαρή ηλεκτρική ισχύς $P_{el,net}$	20.4 kW
Ωφέλιμη θερμότητα Q_{heat}	97.9 kW
Συλλεκτική επιφάνεια A_a	577.3 m ²
Όγκος δοχείου V	23.1 m ³
Παροχή μάζας στους συλλέκτες \dot{m}_{col}	11.55 kg/s
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{en}	53.8%
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{ex}	11.5%
Κόστος επένδυσης C_0	428702 €
Απλός χρόνος αποπληρωμής $SPBP$	8.14
Χρόνος αποπληρωμής PBP	10.05
Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR	11.5%
Καθαρή παρούσα αξία NPV	393742 €

Πίνακας 5. 4: Βέλτιστο σενάριο με τη χρήση MDM στον ORC.

Παράμετροι	Τιμές
Αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex}	0.453
Λόγος ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α	0.661
Υψηλή πίεση του συστήματος P_{high}	220 bar
Πίεση του gas cooler P_{gc}	90.82 bar
Θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18}	560°C
Θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb}	35°C
Αποτελέσματα	Τιμές
Εισαγόμενο ποσό θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής Q_{in}	377.09 kW
Ηλεκτρική ισχύς συμπιεστή χαμηλής πίεσης $P_{el,1}$	7.2 kW
Ηλεκτρική ισχύς συμπιεστή υψηλής πίεσης $P_{el,2}$	141.44 kW
Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στο στρόβιλο του CO ₂ $P_{el,3}$	135.02 kW
Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στο στρόβιλο του ORC $P_{el,4}$	40.6 kW
Καθαρή ηλεκτρική ισχύς $P_{el,net}$	18.3 kW
Ωφέλιμη θερμότητα Q_{heat}	255.96 kW
Συλλεκτική επιφάνεια A_a	755.1 m ²
Όγκος δοχείου V	30.2 m ³
Παροχή μάζας στους συλλέκτες \dot{m}_{col}	15.1 kg/s
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{en}	66.9%
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{ex}	9.8%
Κόστος επένδυσης C_0	487329 €
Απλός χρόνος αποπληρωμής $SPBP$	5.88
Χρόνος αποπληρωμής PBP	6.84
Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR	16.6%
Καθαρή παρούσα αξία NPV	806985 €

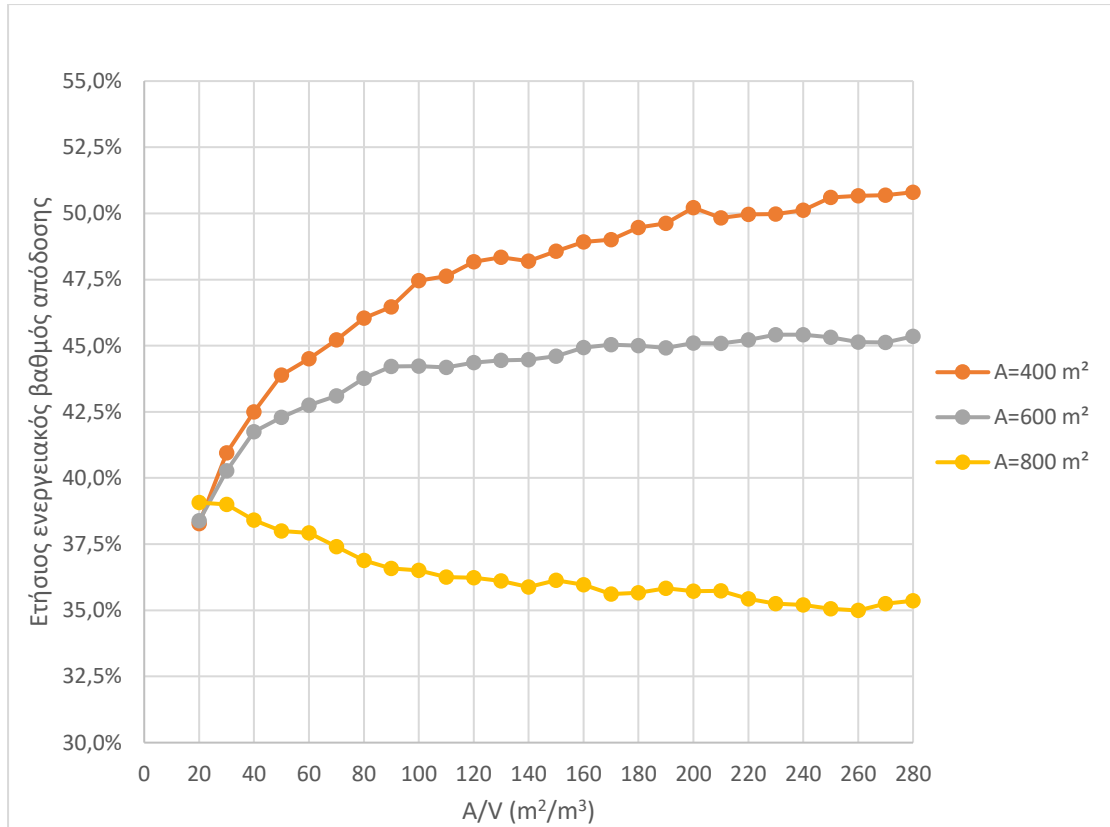
5.2. Αποτελέσματα επίλυσης δυναμικής ανάλυσης

5.2.1. Βελτιστοποίηση ετήσιας λειτουργίας

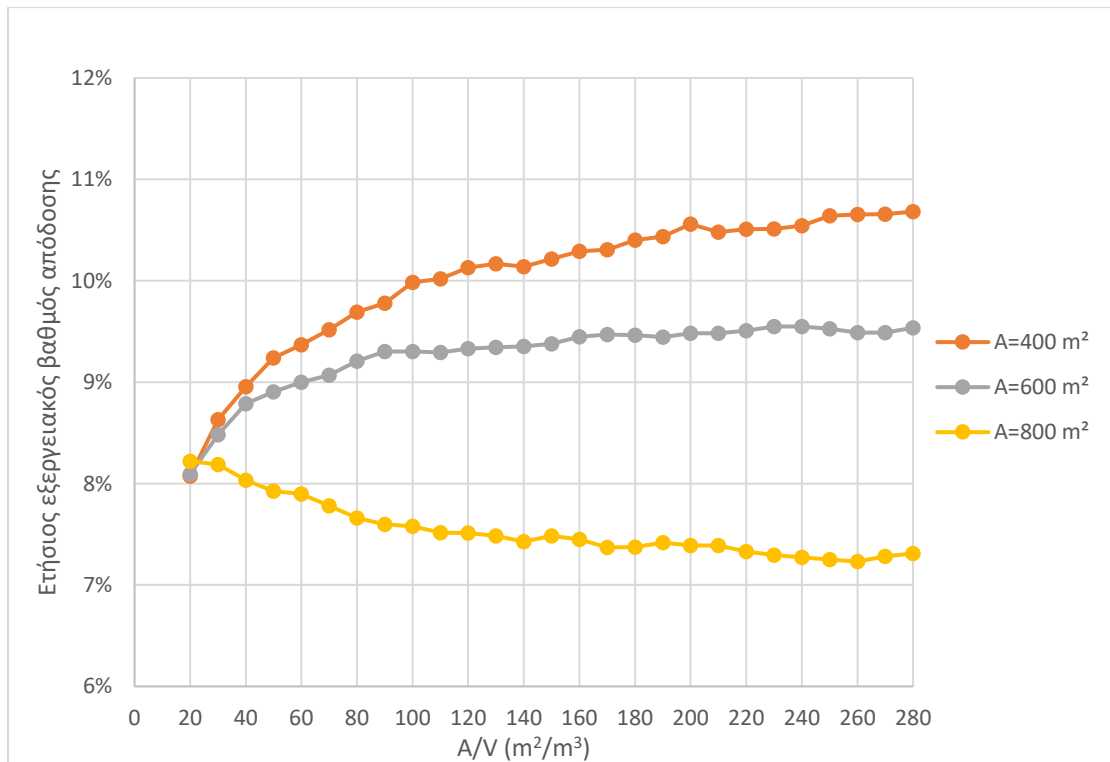
Για να επιτευχθεί ετήσια βελτιστοποίηση του συστήματος τριπαραγωγής χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις των κεφαλαίων 4.2 και 4.8. Συγκεκριμένα επιλύεται το δοχείο αποθήκευσης για τις μέσες ημέρες κάθε μήνα και μέσω των ηλιόλουστων ημερών προκύπτει η ετήσια λειτουργία. Το ποσό θερμότητας που αποδίδεται στο διοξείδιο του άνθρακα Q_{in} κάθε φορά που η θερμοκρασία της άνω ζώνης του δοχείου βρίσκεται εντός των προκαθορισμένων ορίων, όπως αναφέρονται στο κεφάλαιο 4.8, θεωρείται ίσο με το ποσό θερμότητας που προκύπτει στα βέλτιστα σενάρια λειτουργίας στη μόνιμη κατάσταση. Επομένως, η παροχή μάζας του τηγμένου άλατος \dot{m}_s , η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, η παραγόμενη ψυκτική ισχύς και η παραγόμενη ωφέλιμη θερμότητα είναι ίσες με τις τιμές που προκύπτουν στα βέλτιστα σενάρια λειτουργίας στη μόνιμη κατάσταση. Προκειμένου να βελτιστοποιηθεί το παρόν σύστημα, λαμβάνονται υπόψη διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας A_a και του λόγου της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής $\frac{A_a}{V_T}$. Ως στόχοι της βελτιστοποίησης έχουν θεωρηθεί ο μέγιστος ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης, ο μέγιστος ετήσιος εξεργειακός βαθμός απόδοσης, ο ελάχιστος χρόνος αποπληρωμής και η μέγιστη καθαρή παρούσα αξία. Η βελτιστοποίηση πραγματοποιείται και για τα δύο σενάρια λειτουργίας, το κάθε ένα με διαφορετικό εργαζόμενο μέσο στον ORC.

Χρήση πεντανίου

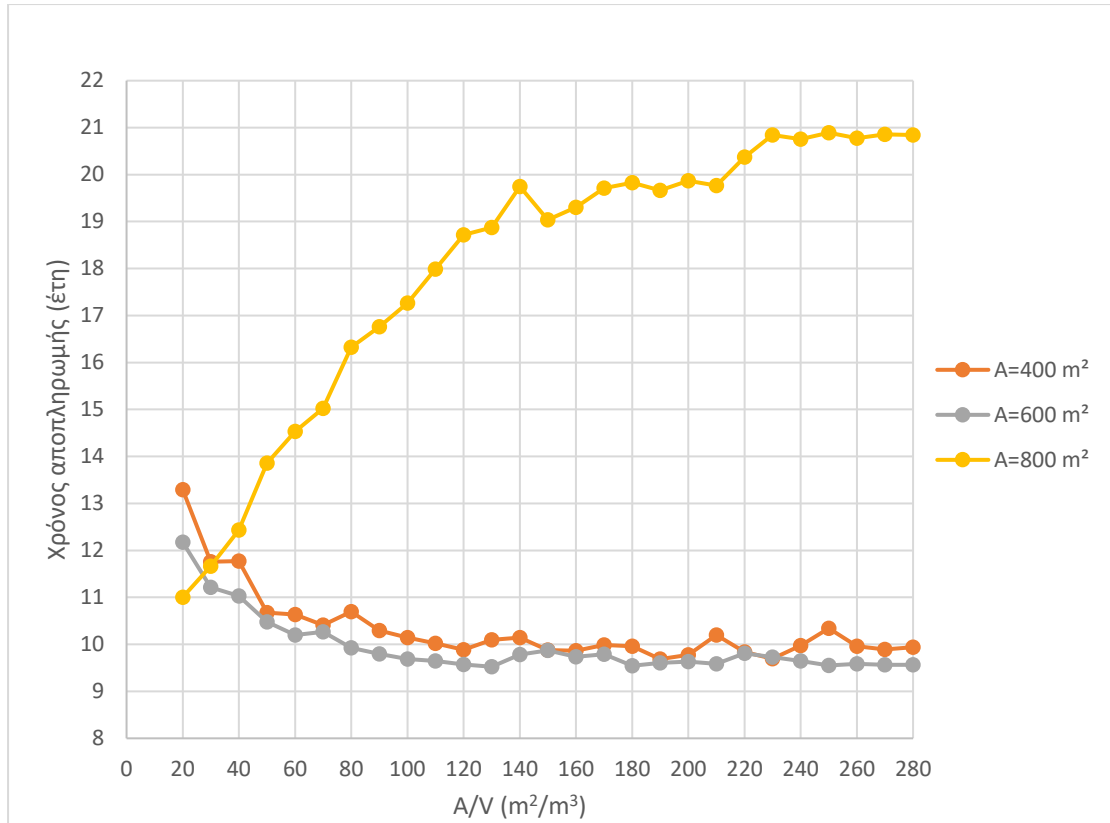
Αρχικά, επιτελείται με τη χρήση του πεντανίου για το οποίο έχει προκύψει συλλεκτική επιφάνεια $A_a = 577.3 \text{ m}^2$ και λόγος της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής $\frac{A_a}{V_T} = 25 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$. Για τη βελτιστοποίηση των παραπάνω μεγεθών, θεωρούνται τιμές A_a από 400 έως 800 m^2 και $\frac{A_a}{V_T}$ από 20 έως 280 m^2/m^3 . Παρακάτω ακολουθούν διαγράμματα με τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης για όλους τους στόχους του προβλήματος. Αρχικά, παρατίθενται διαγράμματα των 4 στόχων συναρτήσει του λόγου $\frac{A_a}{V_T}$ με παράμετρο τη συλλεκτική επιφάνεια.



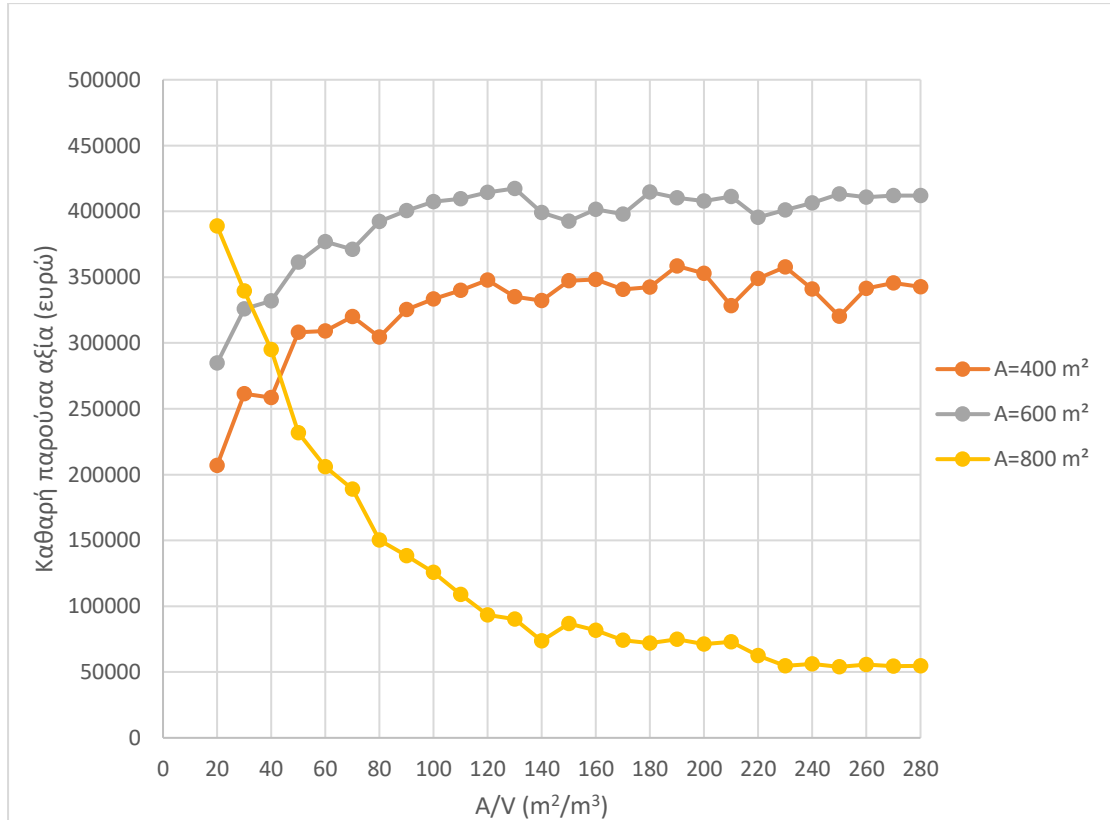
Σχήμα 5. 67: Μεταβολή του ετήσιου ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας με τη χρήση πεντανίου.



Σχήμα 5. 68: Μεταβολή του ετήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας με τη χρήση πεντανίου.

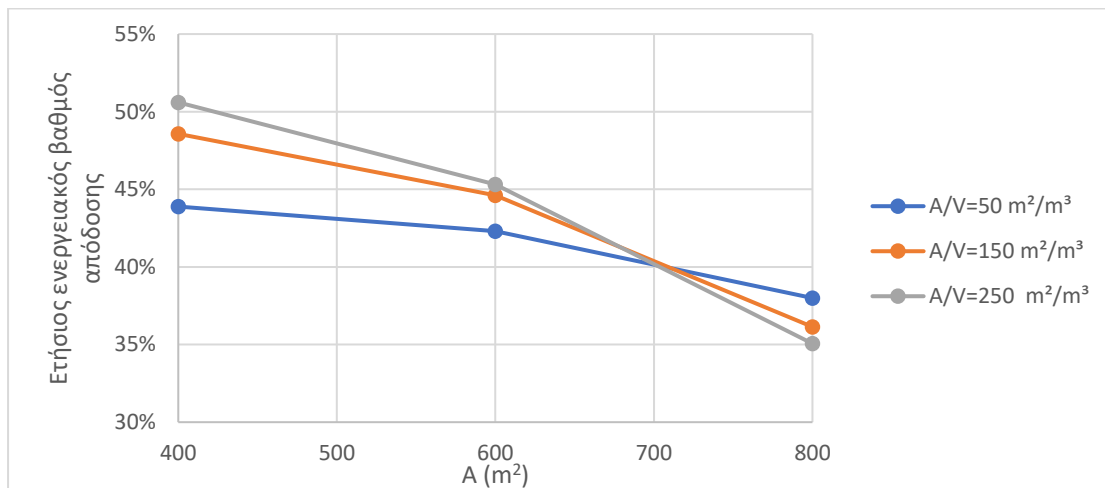


Σχήμα 5. 69: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας με τη χρήση πεντανίου.

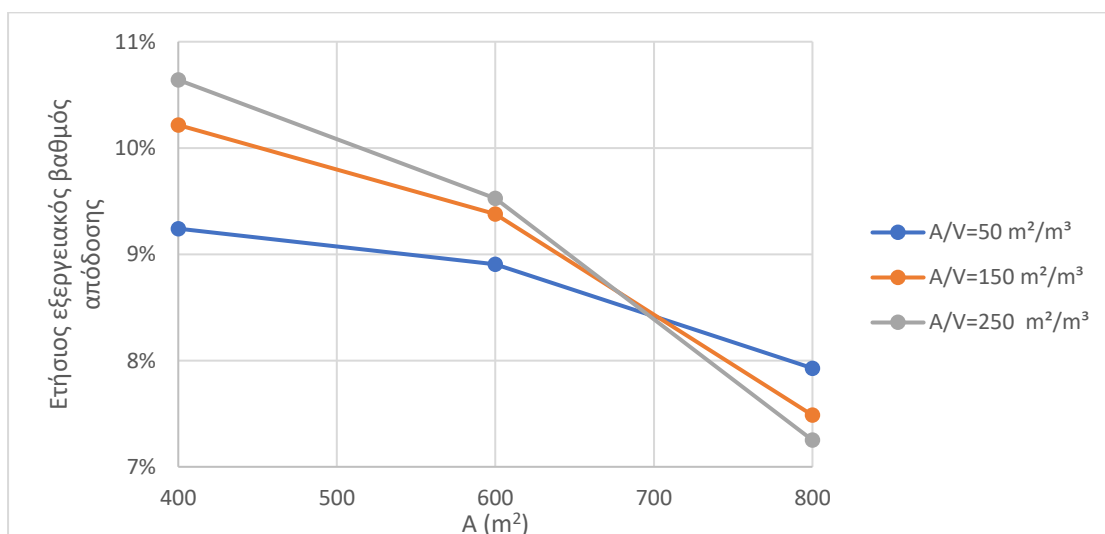


Σχήμα 5. 70: Μεταβολή της καθαρής παρούσα αξίας συναρτήσει του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας με τη χρήση πεντανίου.

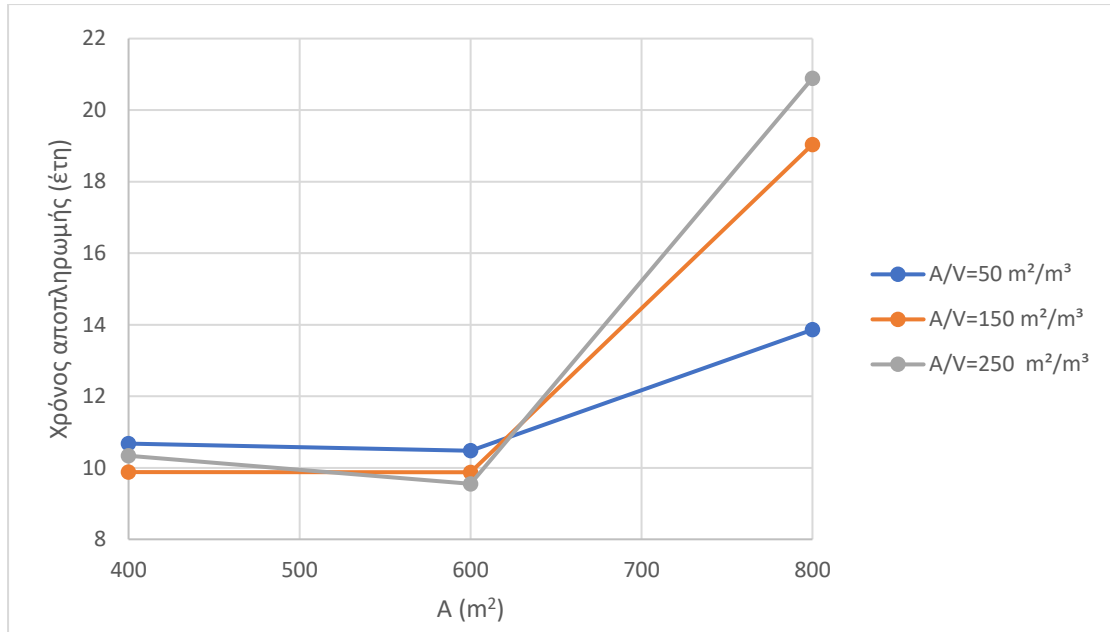
Αρχικά, οι καμπύλες του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και της καθαρής παρούσας αξίας για τις περιπτώσεις των συλλεκτικών επιφανειών 400 και 600 m² έχουν εν γένει αυξητική τάση με την αύξηση του λόγου της επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής ενώ οι καμπύλες του χρόνου αποπληρωμής βαίνουν μειούμενες. Αντιθέτως, οι καμπύλες που αντιστοιχούν στη συλλεκτική επιφάνεια των 800 m² εμφανίζουν την αντίστροφη συμπεριφορά. Στις παραπάνω καμπύλες παρατηρούνται σε μεγάλο μέρος του εύρους τους πολλές αυξομειώσεις τιμών και σε κάθε μία από αυτές διακρίνεται ένα ολικό ακρότατο, είτε μέγιστο, είτε ελάχιστο. Οι μεγαλύτερες τιμές καθαρής παρούσας αξίας αλλά και οι μικρότερες τιμές του χρόνου αποπληρωμής εμφανίζονται στην περίπτωση της συλλεκτικής επιφάνειας των 600 m². Ωστόσο, οι μεγαλύτερες τιμές ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης εμφανίζονται στην περίπτωση της συλλεκτικής επιφάνειας των 400 m². Εν συνεχεία, παρατίθενται διαγράμματα των 4 στόχων συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας με παράμετρο το λόγο $\frac{A_a}{V_T}$.



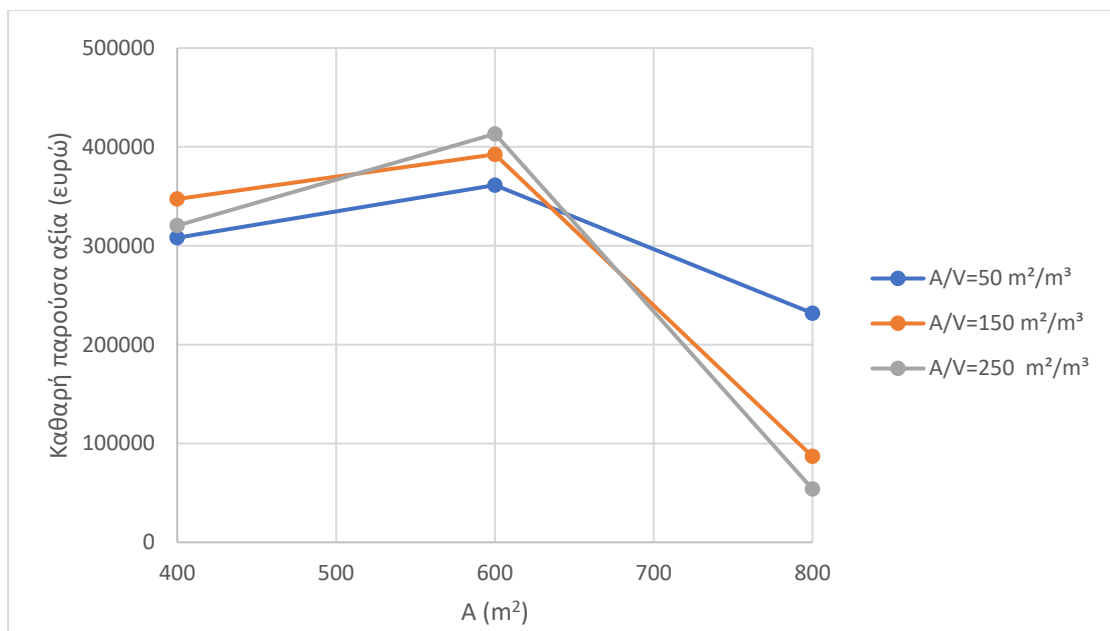
Σχήμα 5. 71: Μεταβολή του ετήσιου ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για τις διάφορες τιμές του λόγου επιφάνειας/όγκου με τη χρήση πεντανίου.



Σχήμα 5. 72: Μεταβολή του ετήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για τις διάφορες τιμές του λόγου επιφάνειας/όγκου με τη χρήση πεντανίου.



Σχήμα 5. 73: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για τις διάφορες τιμές του λόγου επιφάνειας/όγκου με τη χρήση πεντανίου.



Σχήμα 5. 74: Μεταβολή της καθαρής παρούσας αξίας συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για τις διάφορες τιμές του λόγου επιφάνειας/όγκου με τη χρήση πεντανίου.

Παρατηρείται ότι τα αποτελέσματα που προκύπτουν για $\frac{A_a}{V_T} = 150 \frac{m^2}{m^3}$ και $\frac{A_a}{V_T} = 250 \frac{m^2}{m^3}$ είναι παραπλήσια και διαφέρουν σημαντικά από όσα προκύπτουν για $\frac{A_a}{V_T} = 50 \frac{m^2}{m^3}$. Επίσης, εμφανίζονται ικανοποιητικότερα αποτελέσματα στο εύρος των συλλεκτικών επιφανειών 400-600 m², δηλαδή μεγαλύτερος ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης, μεγαλύτερη καθαρή παρούσα αξία και μικρότερος χρόνος αποπληρωμής. Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα εφαρμόζεται σε όλες τις περιπτώσεις το κριτήριο της ελαχιστοποίησης της απόστασης F του ιδανικού

σημείου από το μέτωπο Pareto. Λαμβάνονται υπόψη διάφοροι συνδυασμοί στόχων και για κάθε συνδυασμό επιλέγεται το σημείο που εμφανίζει τη χαμηλότερη τιμή F. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται στους ακόλουθους πίνακες όλα τα σενάρια βελτιστοποίησης της ετήσιας λειτουργίας τα οποία ικανοποιούν τουλάχιστον έναν συνδυασμό στόχων με τα κυριότερα αποτελέσματά τους και τις τιμές F.

Πίνακας 5. 5: Σενάρια ετήσιας βελτιστοποίησης με τη χρήση πεντανίου.

Σενάρια	A_a (m ²)	$\frac{A_a}{V_T}$ (m ² /m ³)	V_T (m ³)	$\eta_{en.annual}$	$\eta_{ex.annual}$	PBP (έτη)	NPV (€)
1	400	1.74	230	0.500	0.105	9.69	357668.5
2	400	1.48	270	0.507	0.107	9.89	345592.0
3	400	1.43	280	0.508	0.107	9.94	342729.8
4	600	4.62	130	0.444	0.093	9.52	417417.8

Πίνακας 5. 6: Τιμές απόστασης F για τα σενάρια ετήσιας βελτιστοποίησης με τη χρήση πεντανίου ανάλογα με το συνδυασμό στόχων.

Σενάρια	Τιμή F ανάλογα με το συνδυασμό στόχων								
	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX $\eta_{ex.annual}$ MIN PBP	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX $\eta_{ex.annual}$ MIN PBP MAX NPV	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX $\eta_{ex.annual}$ MAX NPV	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX $\eta_{ex.annual}$	MAX $\eta_{en.annual}$ MIN PBP	MAX $\eta_{ex.annual}$ MIN PBP	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX NPV	MAX $\eta_{ex.annual}$ MAX NPV	MIN PBP MAX NPV
1		0.180	0.179				0.172	0.172	
2	0.034				0.033	0.033			
3				0					
4									0

Με βάση τους παραπάνω πίνακες επιλέγεται το τέταρτο σενάριο βελτιστοποίησης της ετήσιας λειτουργίας με $A_a = 600 \text{ m}^2$ και λόγος της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής $\frac{A_a}{V_T} = 130 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$, καθώς με αυτό προκύπτουν οι καλύτεροι δυνατοί οικονομικοί δείκτες (PBP, NPV) με αρκετά ικανοποιητικά αποτελέσματα στον ετήσιο ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης (λίγο μικρότερες τιμές σε σχέση με τα σενάρια 1, 2 και 3). Το ηλιακό πολλαπλάσιο (solar multiple) ισούται με:

$$SM = \frac{600 \text{ m}^2}{577.3 \text{ m}^2} = 1.04 \quad (5.2)$$

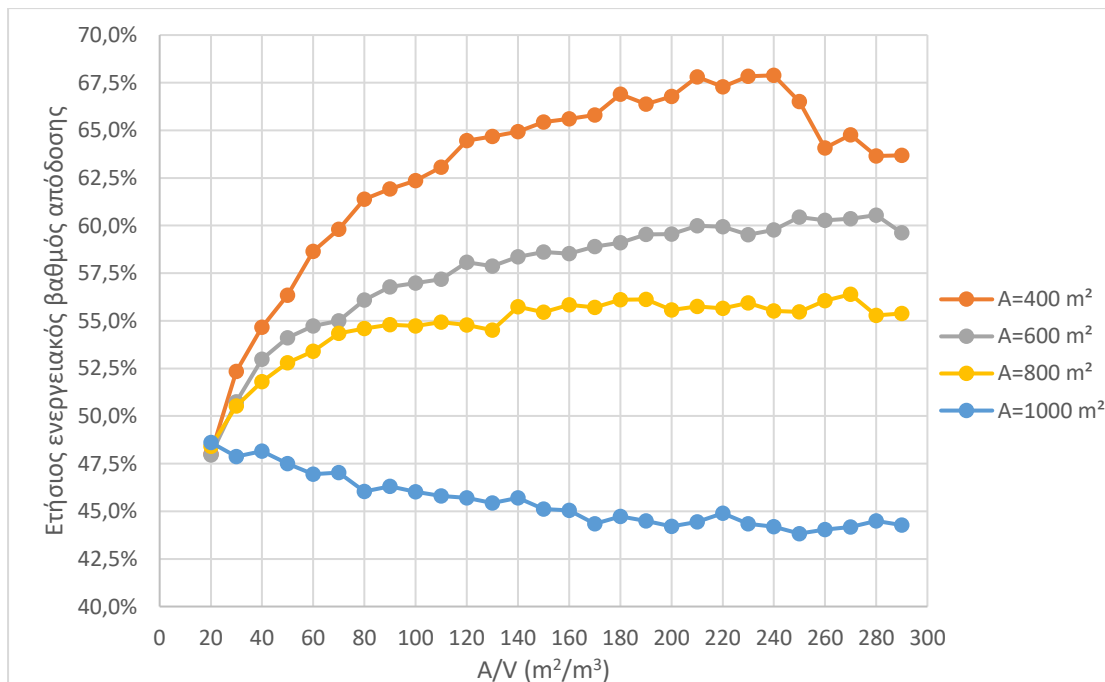
Για το επιλεγόμενο τέταρτο σενάριο ετήσιας βελτιστοποίησης παρατίθενται ορισμένα σημαντικά αποτελέσματα στον ακόλουθο πίνακα.

Πίνακας 5. 7: Αποτελέσματα για το βέλτιστο σενάριο ετήσιας λειτουργίας με τη χρήση πεντανιού.

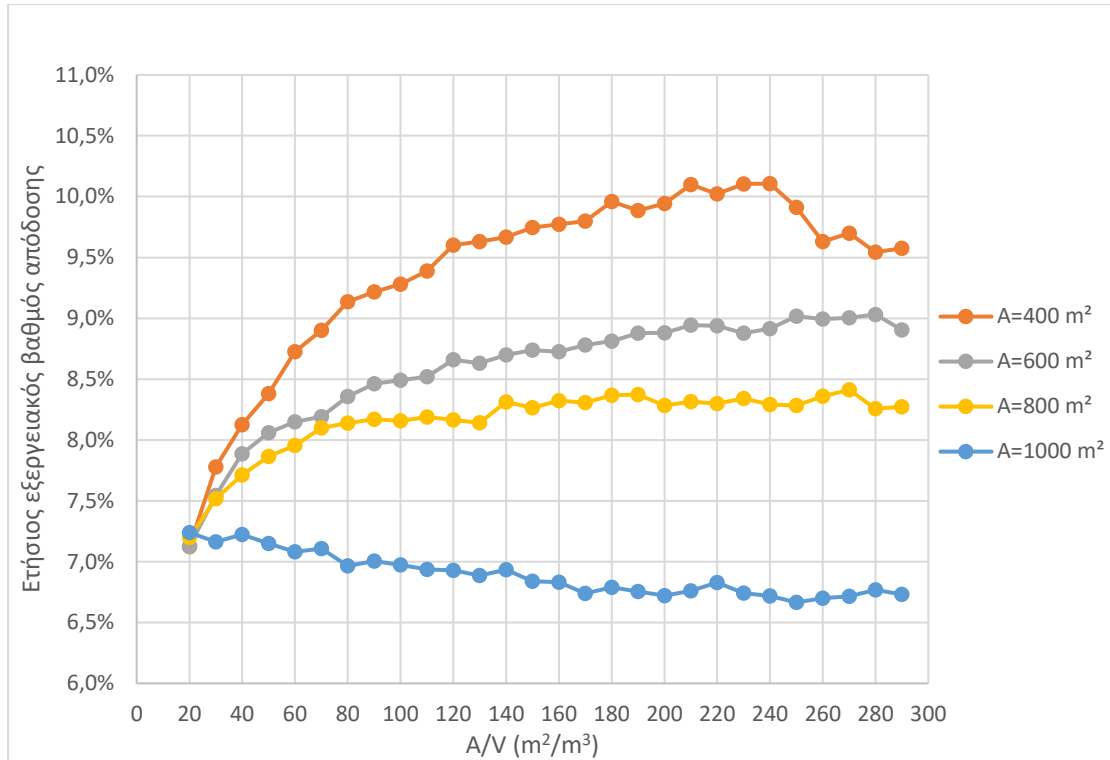
Μεγέθη	Αποτελέσματα
Ώρες λειτουργίας	2291.8
Ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας Y_{el} (kWh)	35255
Ετήσια παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας Y_h (kWh)	169567
Ετήσια ενεργειακή παραγωγή ψύξης για κατάψυξη Y_{lt} (kWh)	51940
Ετήσια ενεργειακή παραγωγή ψύξης για συντήρηση Y_{mt} (kWh)	173133
Ετήσια κατανάλωση του αρχικού συστήματος Booster $Y_{booster}$ (kWh)	167304
Ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας $K_{O\&M}$ (€)	4155
Ετήσια χρηματορροή CF (€)	53314
Κόστος επένδυσης C_0 (€)	415456
Απλός χρόνος αποπληρωμής SPBP (έτη)	7.79

Χρήση MDM

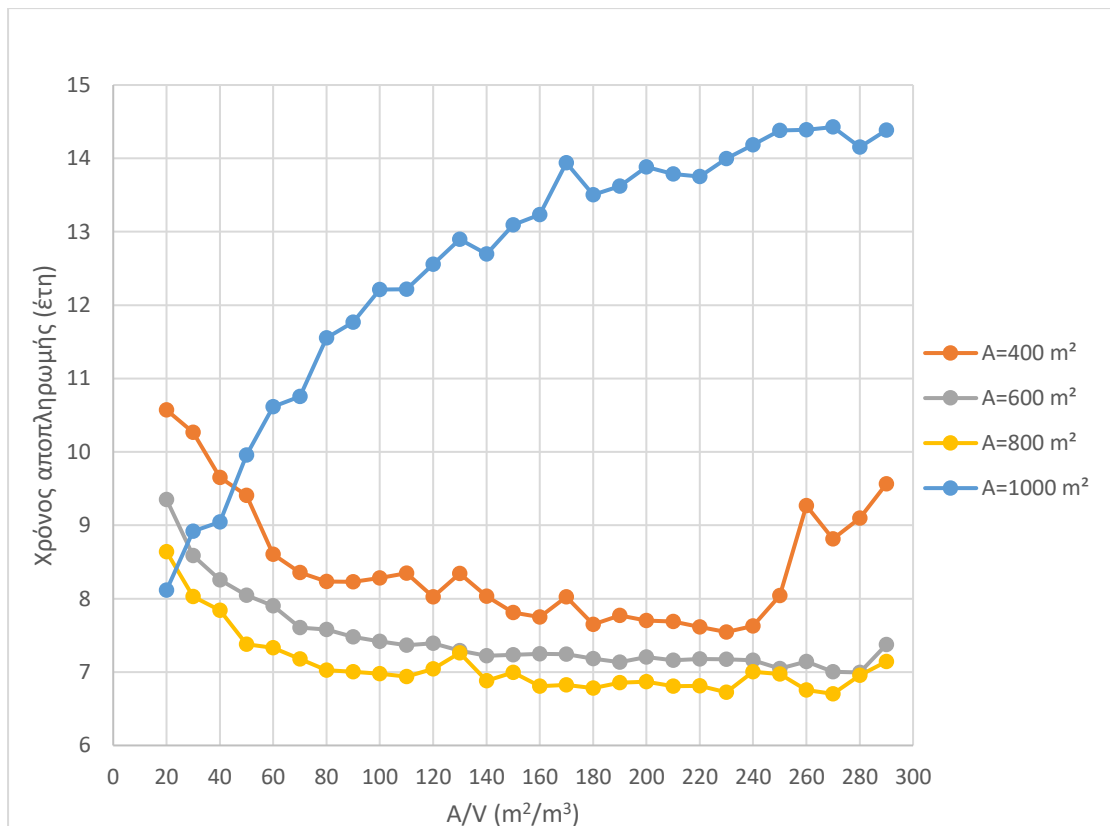
Στη συνέχεια, επιτελείται βελτιστοποίηση με τη χρήση του MDM για το οποίο έχει προκύψει συλλεκτική επιφάνεια $A_a = 755.1 \text{ m}^2$ και λόγος της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής $\frac{A_a}{V_T} = 25 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$. Για τη βελτιστοποίηση των παραπάνω μεγεθών, θεωρούνται τιμές A_a από 400 έως 1000 m^2 και $\frac{A_a}{V_T}$ από 20 έως 290 m^2/m^3 . Παρακάτω ακολουθούν διαγράμματα με τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης για όλους τους στόχους του προβλήματος. Αρχικά, παρατίθενται διαγράμματα των 4 στόχων συναρτήσει του λόγου $\frac{A_a}{V_T}$ με παράμετρο τη συλλεκτική επιφάνεια.



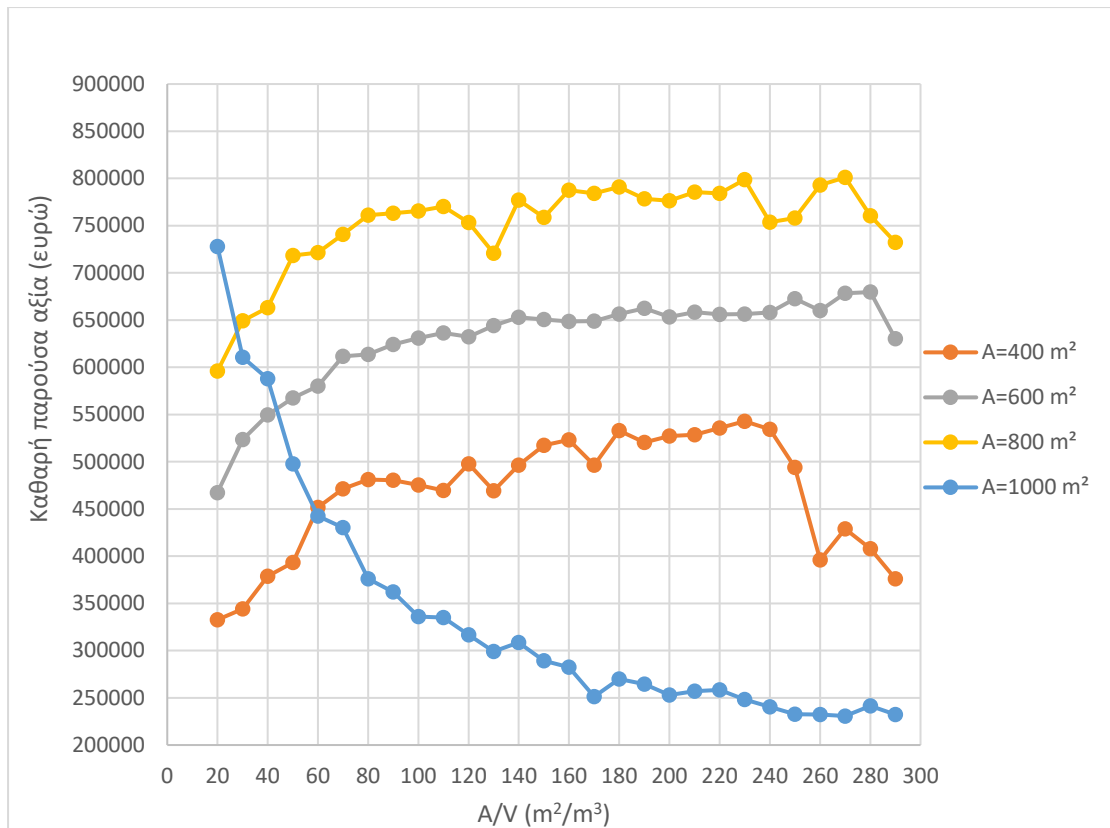
Σχήμα 5. 75: Μεταβολή του ετήσιου ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας με τη χρήση MDM.



Σχήμα 5. 76: Μεταβολή του ετήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας με τη χρήση MDM.

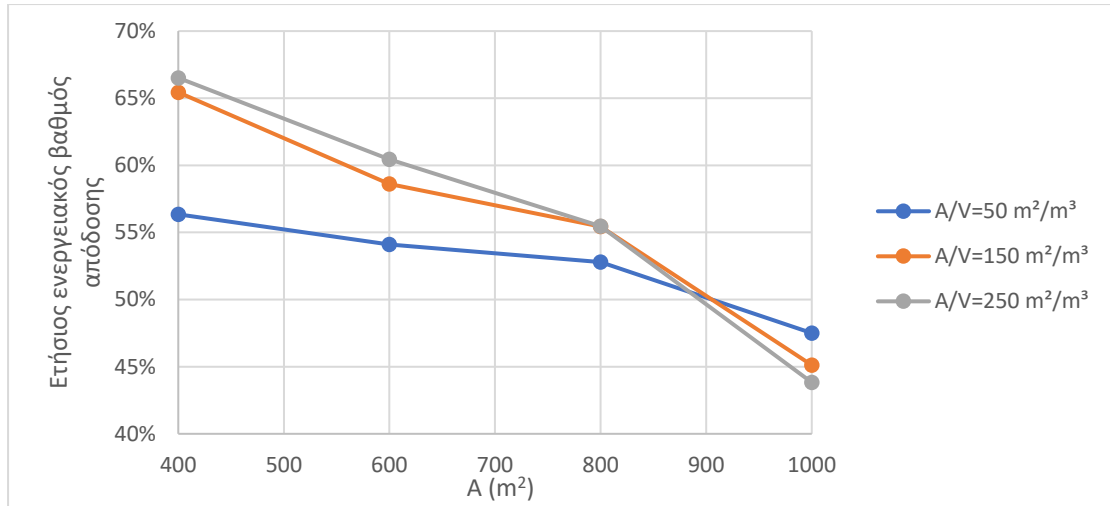


Σχήμα 5. 77: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας με τη χρήση MDM.

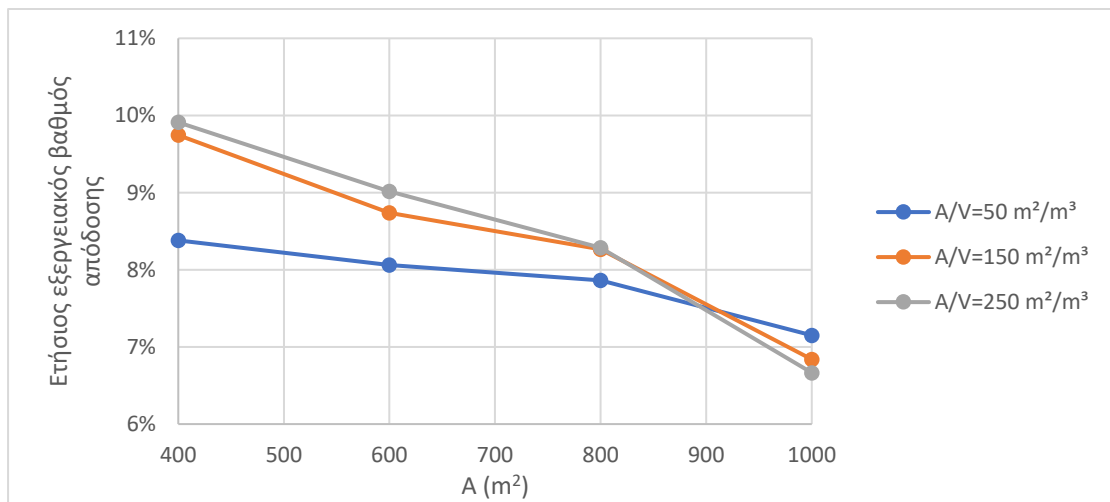


Σχήμα 5. 78: Μεταβολή της καθαρής παρούσας αξίας συναρτήσει του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις διάφορες τιμές της συλλεκτικής επιφάνειας με τη χρήση MDM.

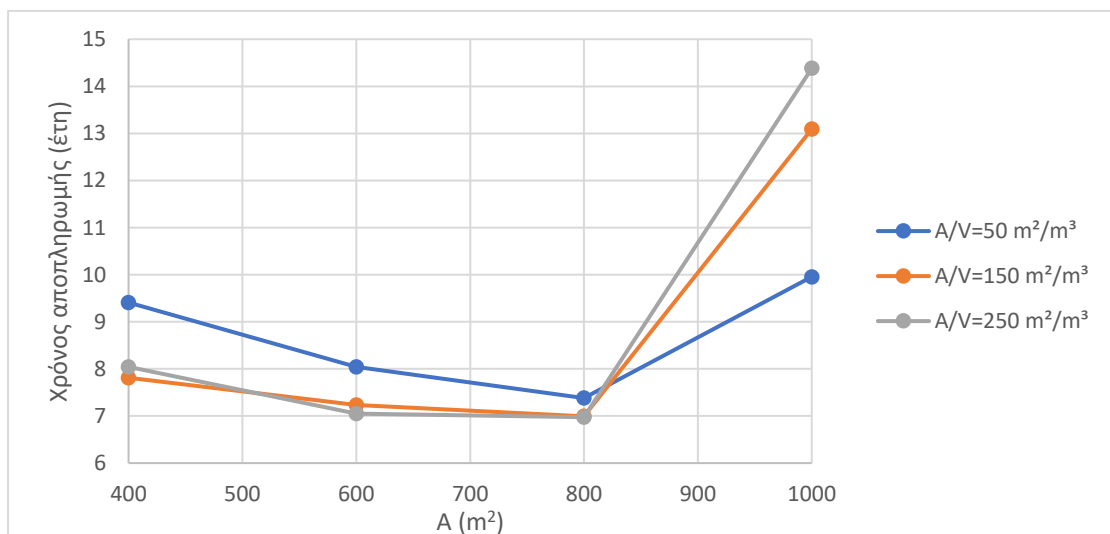
Αρχικά, οι καμπύλες του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, του εξεργειακού βαθμού απόδοσης και της καθαρής παρούσας αξίας για τις περιπτώσεις των συλλεκτικών επιφανειών 400, 600 και 800 m² έχουν εν γένει αυξητική τάση με την αύξηση του λόγου της επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής ενώ οι καμπύλες του χρόνου αποπληρωμής βαίνουν μειούμενες. Αντιθέτως, οι καμπύλες που αντιστοιχούν στη συλλεκτική επιφάνεια των 1000 m² εμφανίζουν την αντίστροφη συμπεριφορά. Στις παραπάνω καμπύλες παρατηρούνται σε μεγάλο μέρος του εύρους τους πολλές αυξομειώσεις τιμών και σε κάθε μία από αυτές διακρίνεται ένα ολικό ακρότατο, είτε μέγιστο, είτε ελάχιστο. Οι μεγαλύτερες τιμές καθαρής παρούσας αξίας αλλά και οι μικρότερες τιμές του χρόνου αποπληρωμής εμφανίζονται στην περίπτωση της συλλεκτικής επιφάνειας των 800 m². Ωστόσο, οι μεγαλύτερες τιμές ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης εμφανίζονται στην περίπτωση της συλλεκτικής επιφάνειας των 400 m². Εν συνεχεία, παρατίθενται διαγράμματα των 4 στόχων συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας με παράμετρο το λόγο $\frac{A_a}{V_T}$.



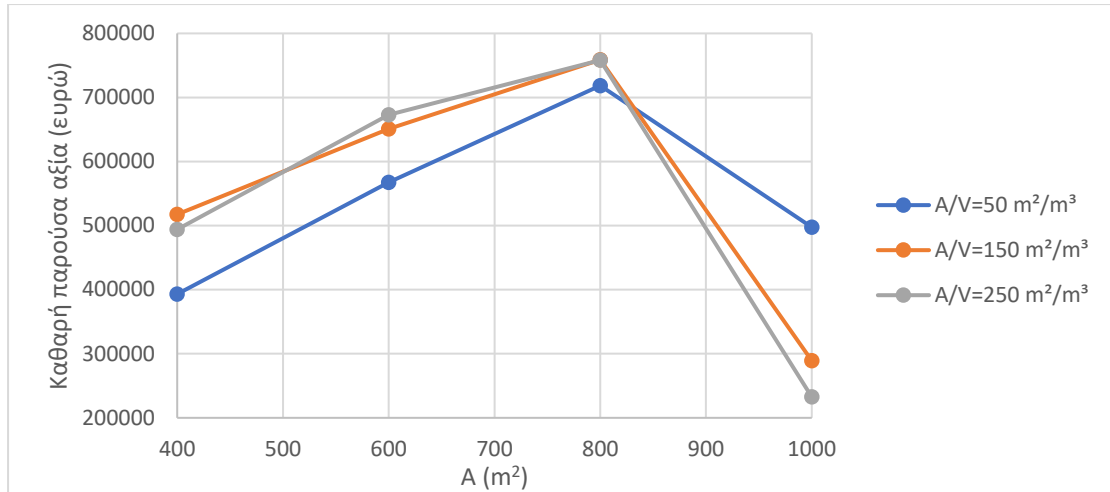
Σχήμα 5. 79: Μεταβολή του ετήσιου ενεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για τις διάφορες τιμές του λόγου επιφάνειας/όγκου με τη χρήση MDM.



Σχήμα 5. 80: Μεταβολή του ετήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για τις διάφορες τιμές του λόγου επιφάνειας/όγκου με τη χρήση MDM.

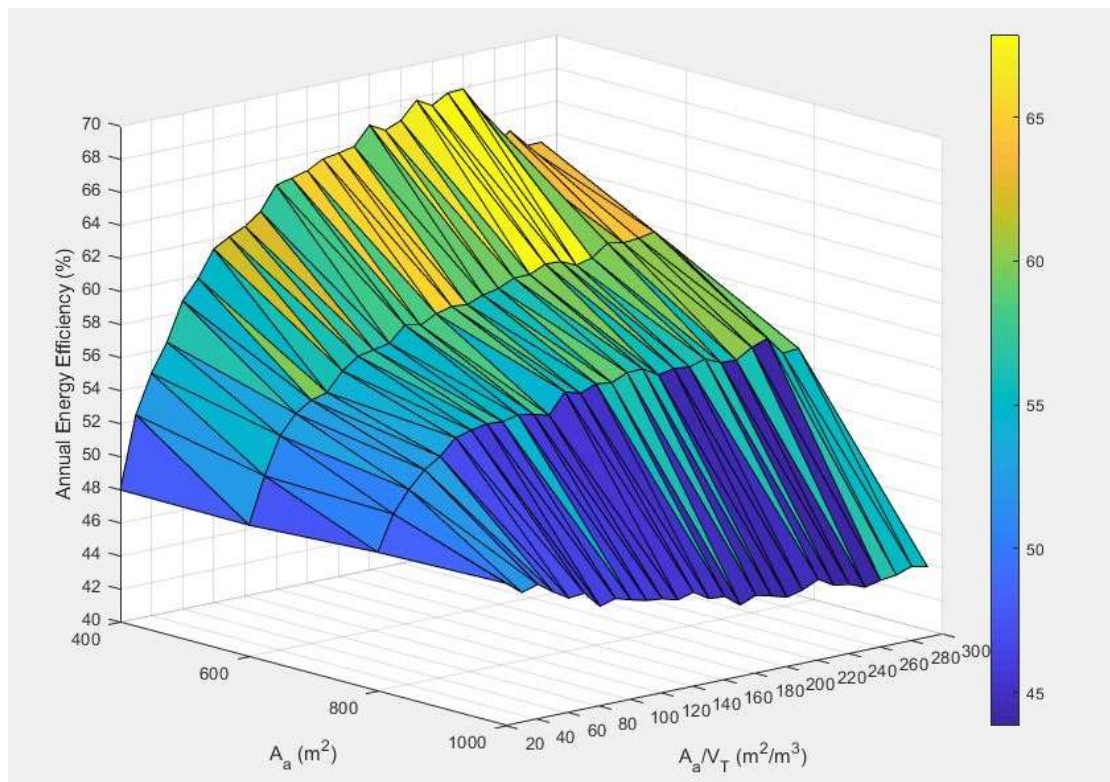


Σχήμα 5. 81: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για τις διάφορες τιμές του λόγου επιφάνειας/όγκου με τη χρήση MDM.

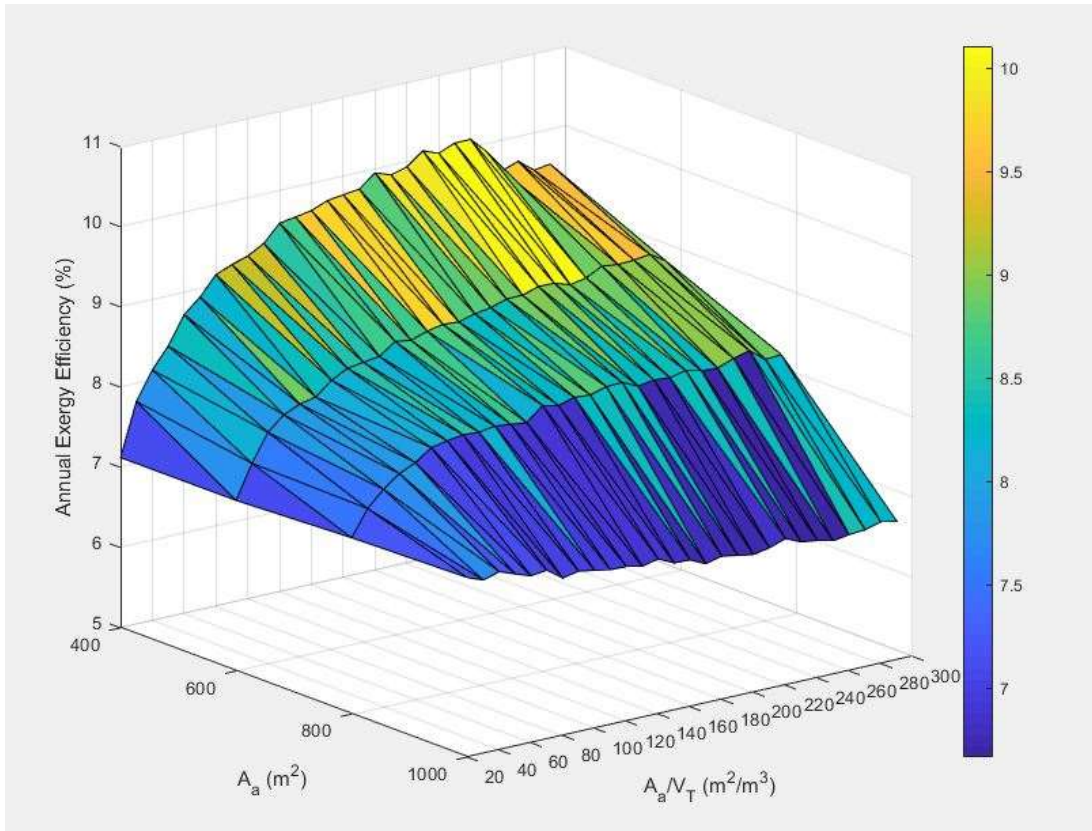


Σχήμα 5. 82: Μεταβολή της καθαρής παρούσας αξίας συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας για τις διάφορες τιμές του λόγου επιφάνειας/όγκου με τη χρήση MDM.

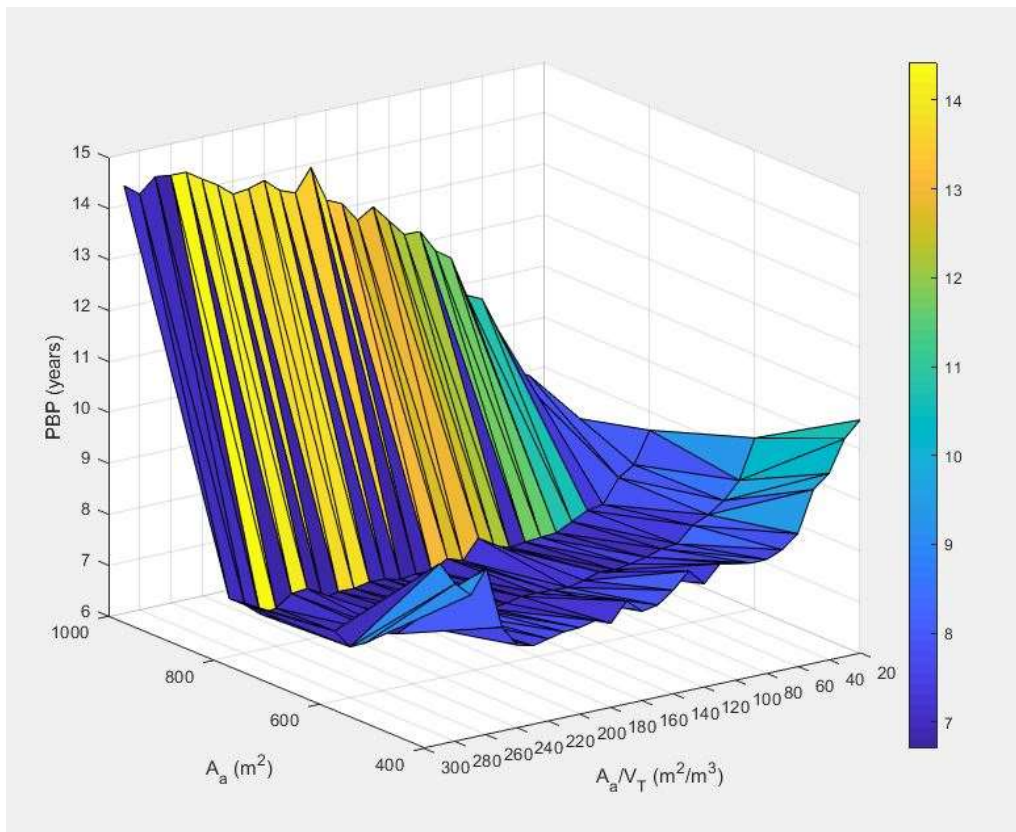
Παρατηρείται ότι τα αποτελέσματα που προκύπτουν για $\frac{A_a}{V_T} = 150 \frac{m^2}{m^3}$ και $\frac{A_a}{V_T} = 250 \frac{m^2}{m^3}$ είναι παραπλήσια και διαφέρουν σημαντικά από όσα προκύπτουν για $\frac{A_a}{V_T} = 50 \frac{m^2}{m^3}$. Επίσης, εμφανίζονται ικανοποιητικότερα αποτελέσματα στο εύρος των συλλεκτικών επιφανειών 400-800 m², δηλαδή μεγαλύτερος ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης, μεγαλύτερη καθαρή παρούσα αξία και μικρότερος χρόνος αποπληρωμής. Τα παραπάνω αποτελέσματα απεικονίζονται στη συνέχεια και σε μορφή τριδιάστατων διαγραμμάτων (3d plots).



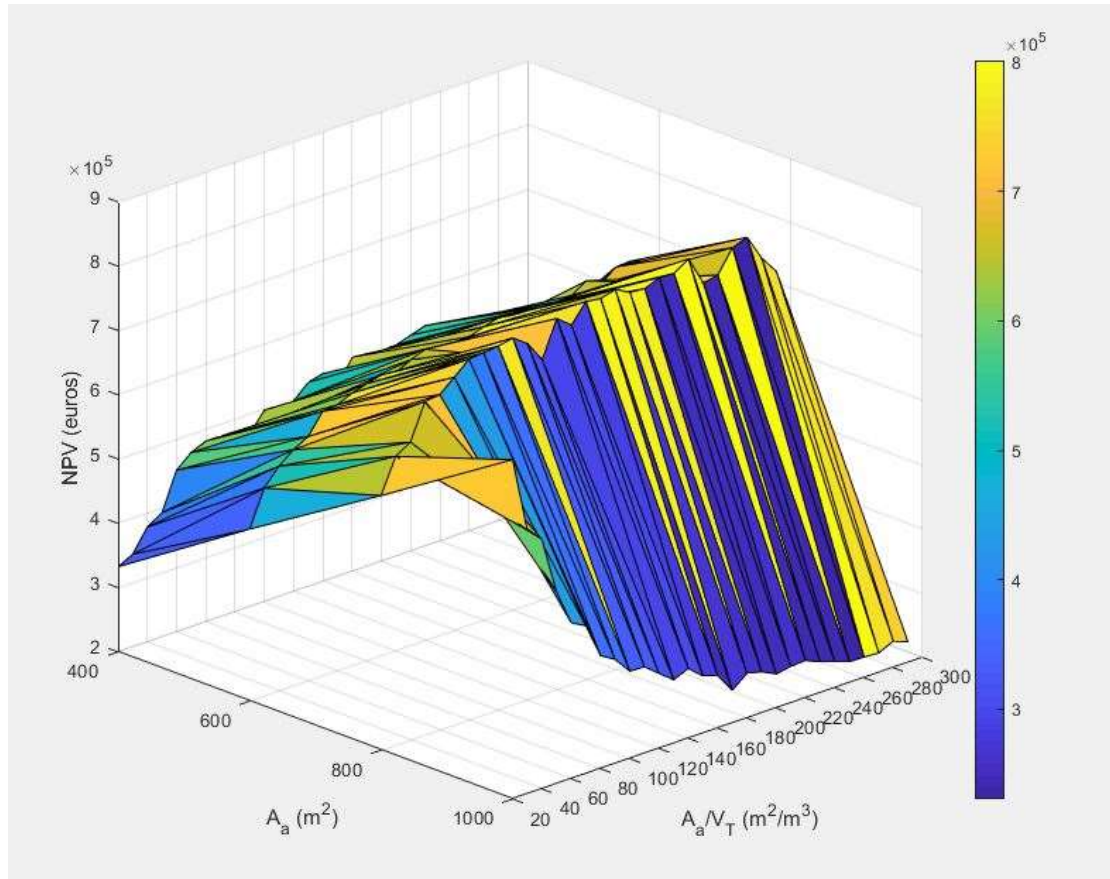
Σχήμα 5. 83: Μεταβολή του ετήσιου ενεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας και του λόγου επιφάνειας συλλεκτών προς όγκο δοχείου με χρήση MDM.



Σχήμα 5. 84: Μεταβολή του ετήσιου εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας και του λόγου επιφάνειας συλλεκτών προς όγκο δοχείου με χρήση MDM.



Σχήμα 5. 85: Μεταβολή του χρόνου αποπληρωμής συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας και του λόγου επιφάνειας συλλεκτών προς όγκο δοχείου με χρήση MDM.



Σχήμα 5. 86: Μεταβολή της καθαρής παρούσας αξίας συναρτήσει της συλλεκτικής επιφάνειας και του λόγου επιφάνειας συλλεκτών προς όγκο δοχείου με χρήση MDM.

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα εφαρμόζεται σε όλες τις περιπτώσεις το κριτήριο της ελαχιστοποίησης της απόστασης F του ιδανικού σημείου από το μέτωπο Pareto. Λαμβάνονται υπόψη διάφοροι συνδυασμοί στόχων και για κάθε συνδυασμό επιλέγεται το σημείο που εμφανίζει τη χαμηλότερη τιμή F . Στη συνέχεια, παρουσιάζονται στους ακόλουθους πίνακες όλα τα σενάρια βελτιστοποίησης της ετήσιας λειτουργίας τα οποία ικανοποιούν τουλάχιστον έναν συνδυασμό στόχων με τα κυριότερα αποτελέσματά τους και τις τιμές F .

Πίνακας 5. 8: Σενάρια ετήσιας βελτιστοποίησης με τη χρήση MDM.

Σενάρια	A_a (m ²)	$\frac{A_a}{V_T}$ (m ² /m ³)	V_T (m ³)	$\eta_{en.annual}$	$\eta_{ex.annual}$	PBP (έτη)	NPV (€)
1	400	1.74	230	0.678	0.101	7.55	542901.1
2	400	1.67	240	0.679	0.101	7.63	534432.5
3	600	2.14	280	0.605	0.090	6.99	679673.5
4	800	2.96	270	0.564	0.084	6.70	801085.4

Πίνακας 5. 9: Τιμές απόστασης F για τα σενάρια ετήσιας βελτιστοποίησης με τη χρήση MDM ανάλογα με το συνδυασμό στόχων.

Σενάρια	Τιμή F ανάλογα με το συνδυασμό στόχων								
	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX $\eta_{ex.annual}$ MIN PBP	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX $\eta_{ex.annual}$ MIN PBP MAX NPV	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX $\eta_{ex.annual}$ MAX NPV	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX $\eta_{ex.annual}$	MAX $\eta_{en.annual}$ MIN PBP	MAX $\eta_{ex.annual}$ MIN PBP	MAX $\eta_{en.annual}$ MAX NPV	MAX $\eta_{ex.annual}$ MAX NPV	MIN PBP MAX NPV
1	0.109	0.466	0.453		0.109	0.109			
2				0					
3							0.372	0.372	
4									0

Με βάση τους παραπάνω πίνακες επιλέγεται το τέταρτο σενάριο βελτιστοποίησης της ετήσιας λειτουργίας με $A_a = 800 \text{ m}^2$ και λόγος της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο της δεξαμενής $\frac{A_a}{V_T} = 270 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$, καθώς με αυτό προκύπτουν οι καλύτεροι δυνατοί οικονομικοί δείκτες (PBP, NPV) με αρκετά ικανοποιητικά αποτελέσματα στον ετήσιο ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης (λίγο μικρότερες τιμές σε σχέση με τα σενάρια 1, 2 και 3). Το ηλιακό πολλαπλάσιο (solar multiple) ισούται με:

$$SM = \frac{800 \text{ m}^2}{755.1 \text{ m}^2} = 1.06 \quad (5.3)$$

Για το επιλεγόμενο τέταρτο σενάριο ετήσιας βελτιστοποίησης παρατίθενται ορισμένα σημαντικά αποτελέσματα στον ακόλουθο πίνακα.

Πίνακας 5. 10: Αποτελέσματα για το βέλτιστο σενάριο ετήσιας λειτουργίας με τη χρήση MDM.

Μεγέθη	Αποτελέσματα
Ώρες λειτουργίας	2291.3
Ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας Y_{el} (kWh)	32983
Ετήσια παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας Y_h (kWh)	460463
Ετήσια ενεργειακή παραγωγή ψύξης για κατάψυξη Y_{lt} (kWh)	53970
Ετήσια ενεργειακή παραγωγή ψύξης για συντήρηση Y_{mt} (kWh)	179900
Ετήσια κατανάλωση του αρχικού συστήματος Booster $Y_{booster}$ (kWh)	167267
Ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας $K_{O\&M}$ (€)	4704
Ετήσια χρηματοροπή CF (€)	81392
Κόστος επένδυσης C_0 (€)	470428
Απλός χρόνος αποπληρωμής SPBP (έτη)	5.78

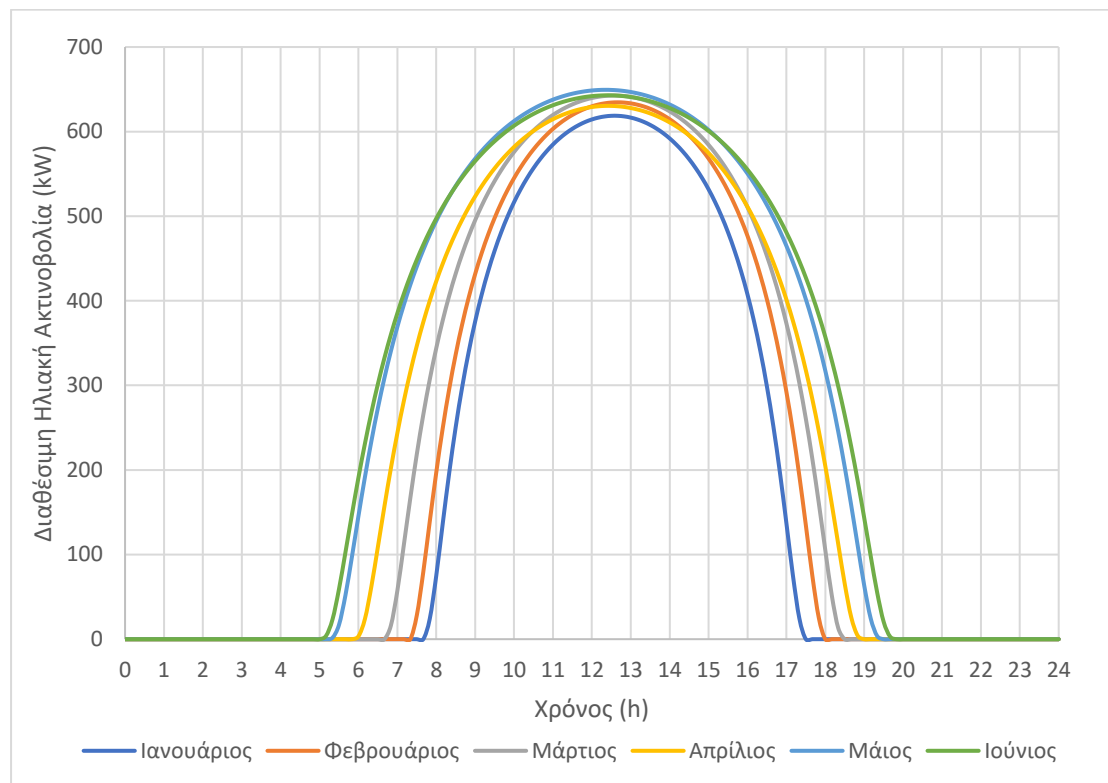
Συμπέρασμα

Επομένως, με τη μελέτη και τη βελτιστοποίηση της ετήσιας λειτουργίας του συστήματος τριπαραγωγής με τη χρήση και των δύο εργαζόμενων μέσων στον ORC προκύπτει ότι με τη χρήση του MDM επιτυγχάνεται μεγαλύτερη παραγωγή

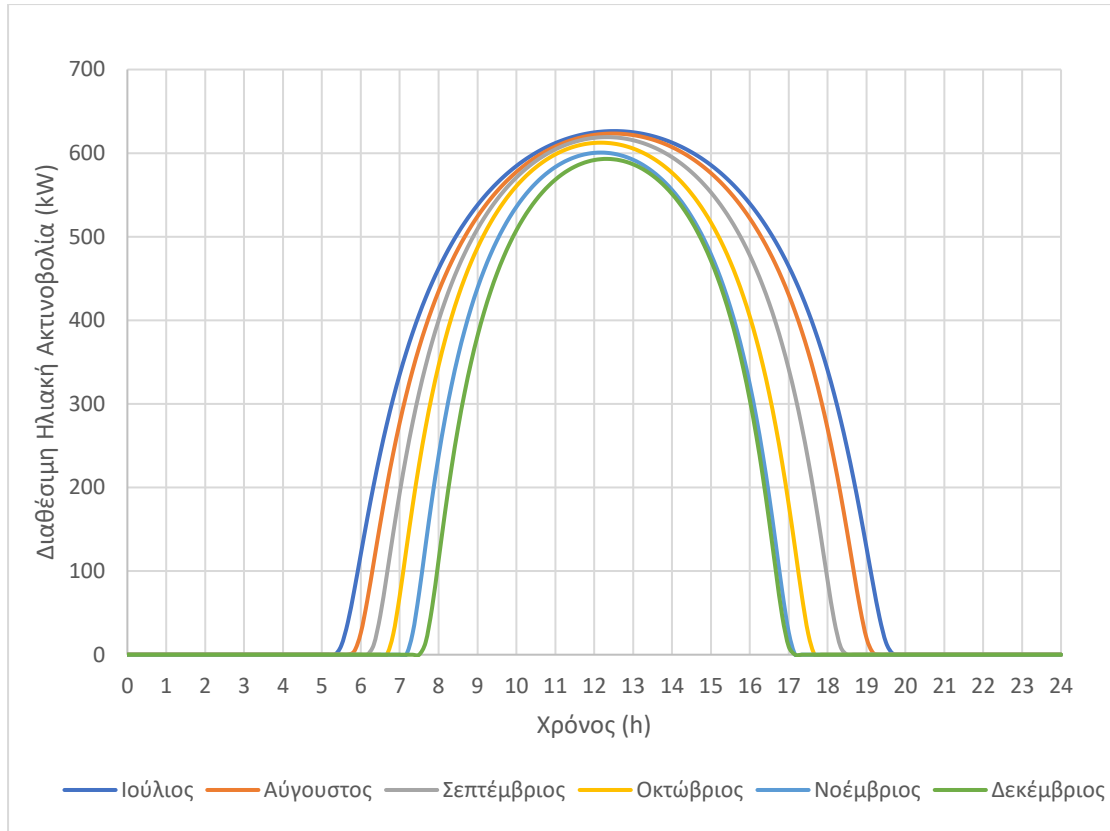
ωφέλιμης θερμότητας και μικρότερη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε σχέση με την περίπτωση χρήσης του πεντανίου. Επίσης εμφανίζει μεγαλύτερο ενεργειακό βαθμό απόδοσης αλλά μικρότερο εξεργειακό. Λόγω της μεγαλύτερης θερμικής παραγωγής, με τη χρήση του MDM, προκύπτουν βελτιωμένα οικονομικά αποτελέσματα, δηλαδή μεγαλύτερη καθαρή παρούσα αξία (περίπου 800 χιλιάδες ευρώ) και μικρότερη περίοδος αποπληρωμής (περίπου 7 χρόνια). Επομένως, εφόσον επιθυμείται μεγαλύτερη παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας επιλέγεται η χρήση του MDM στον ORC, αλλά εάν επιθυμείται μεγαλύτερη ηλεκτροπαραγωγή επιλέγεται το πεντάνιο με περίοδο αποπληρωμής περίπου 9.5 χρόνια.

5.2.2. Αποτελέσματα κατά τη διάρκεια των μέσων ημερών του μήνα

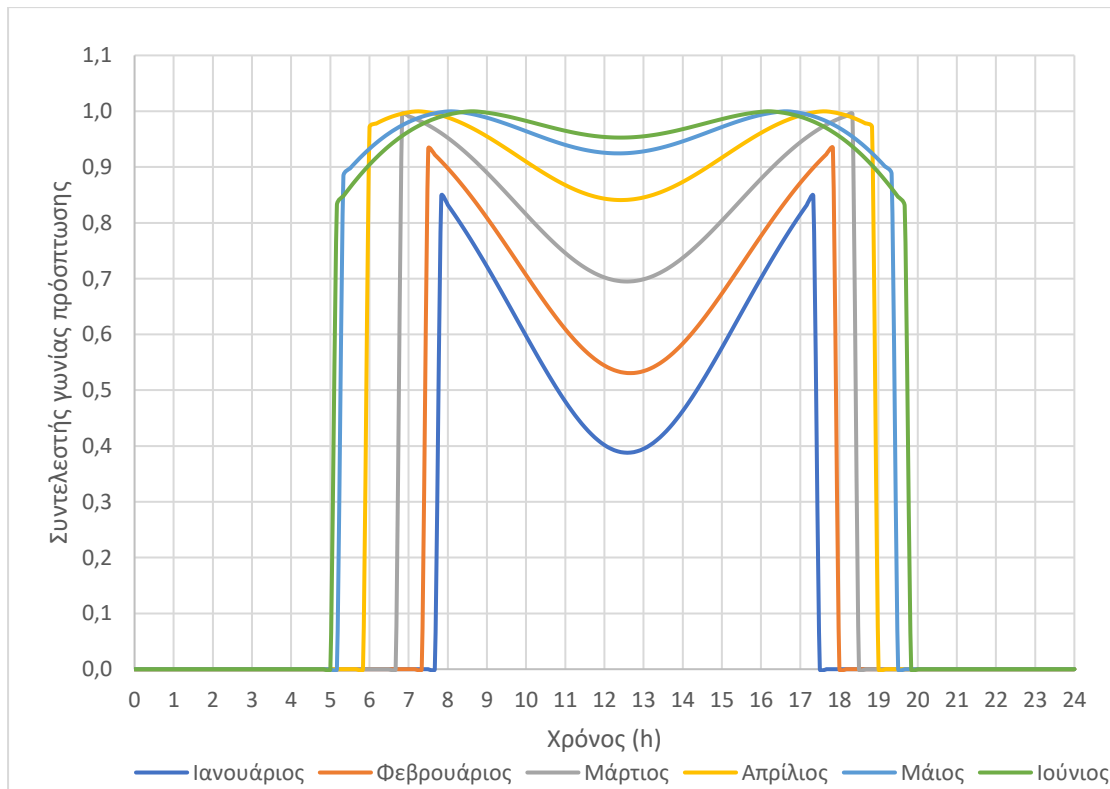
Στο παρόν εδάφιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την προσομοίωση της λειτουργίας του συστήματος κατά τη διάρκεια των μέσων ημερών των μηνών. Θεωρείται η χρήση MDM στον οργανικό κύκλο Rankine, καθώς έτσι προκύπτουν καλύτερα οικονομικά αποτελέσματα. Αρχικά, παρουσιάζονται διαγράμματα της διαθέσιμης ηλιακής ισχύος, του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης, του θερμικού βαθμού απόδοσης των συλλεκτών και της ωφέλιμης ισχύος καθ' όλη τη διάρκεια των μέσων ημερών.



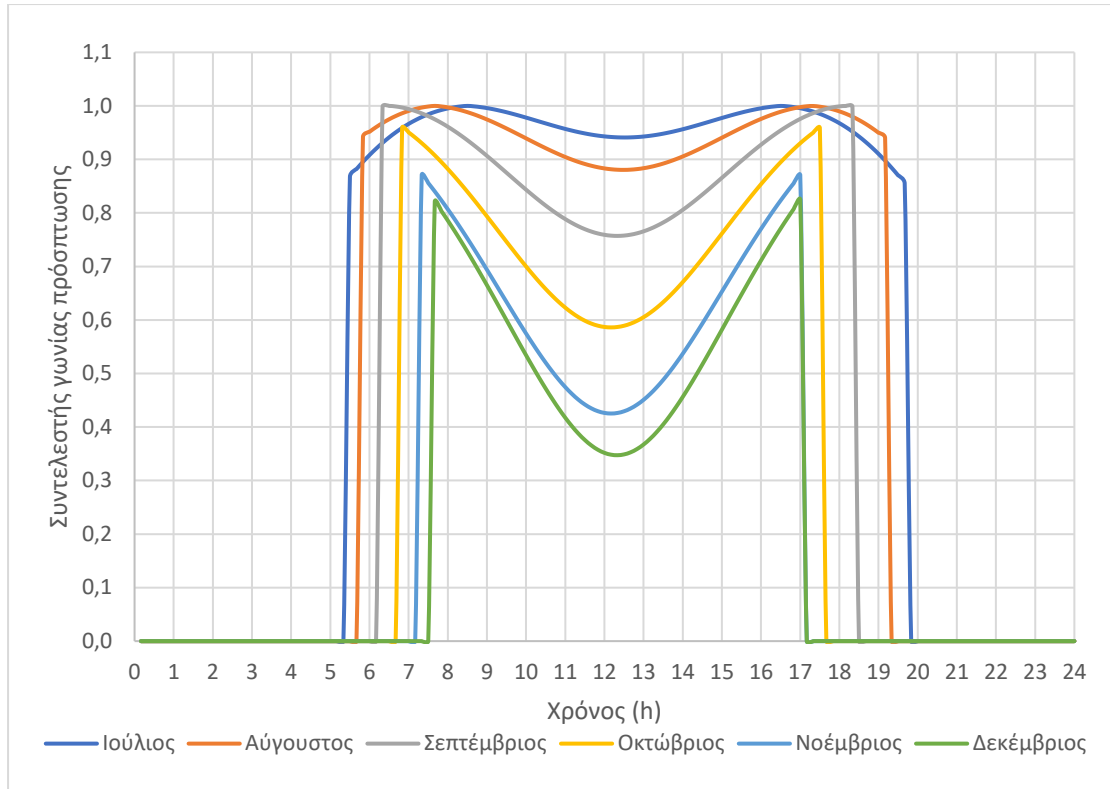
Σχήμα 5. 87: Μεταβολή της διαθέσιμης ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιανουάριο-Ιούνιο.



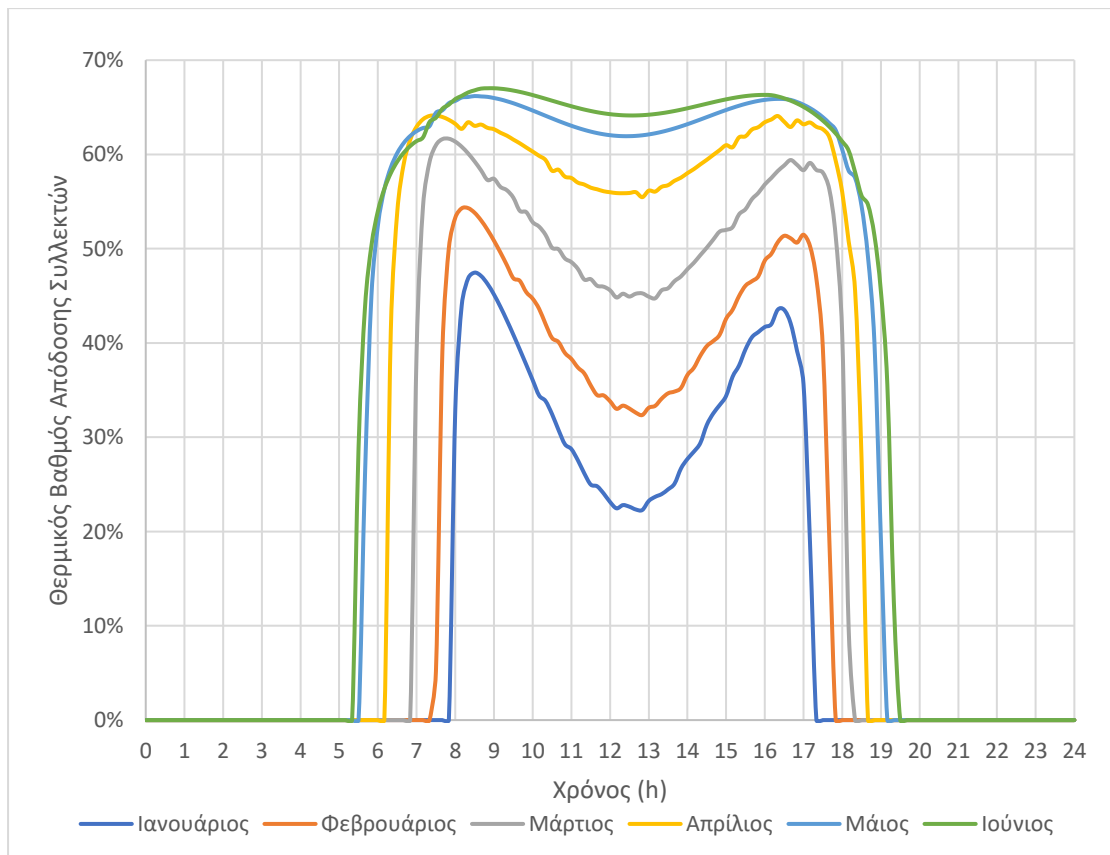
Σχήμα 5. 88: Μεταβολή της διαθέσιμης ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιούλιο-Δεκέμβριο.



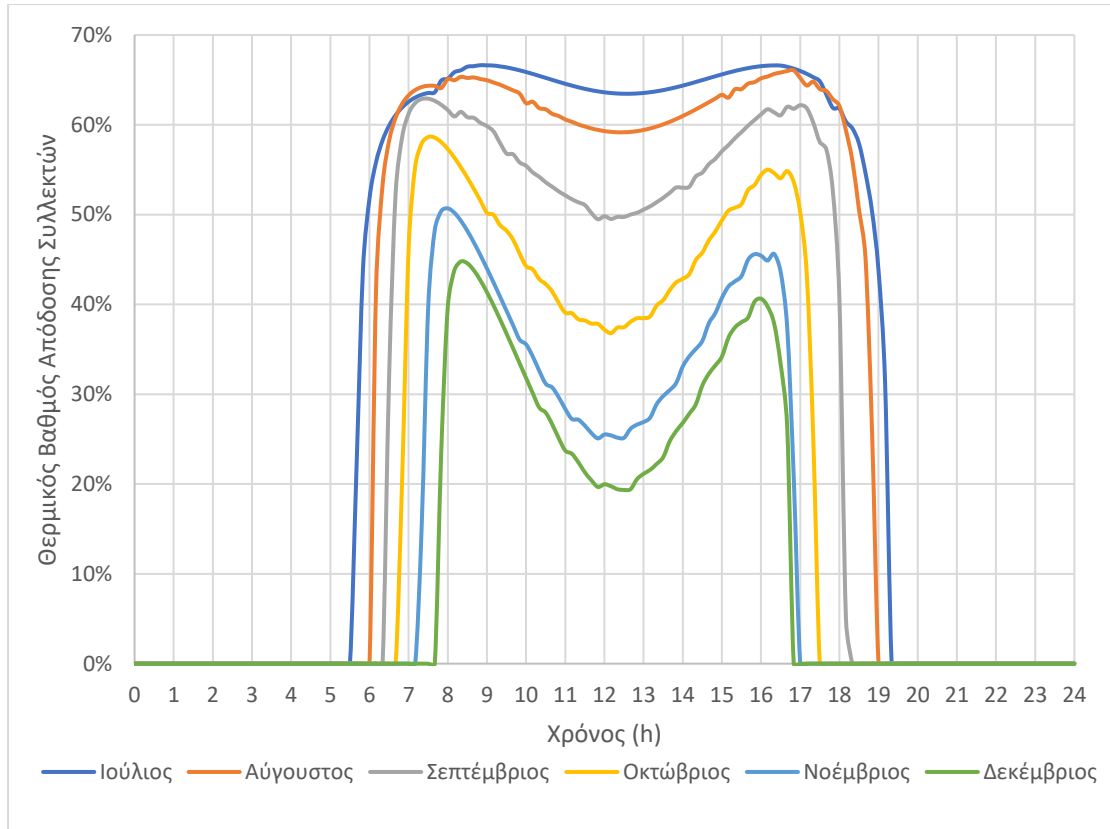
Σχήμα 5. 89: Μεταβολή του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιανουάριο-Ιούνιο.



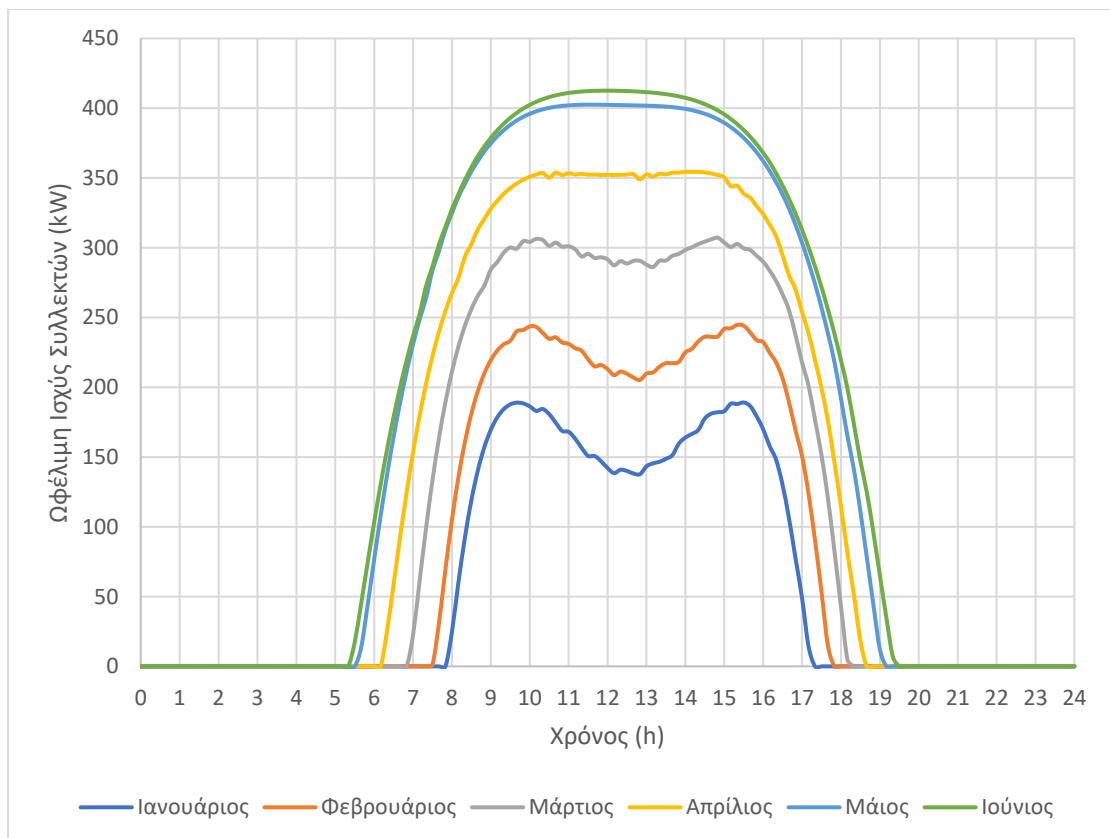
Σχήμα 5. 90: Μεταβολή του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιούλιο-Δεκέμβριο.



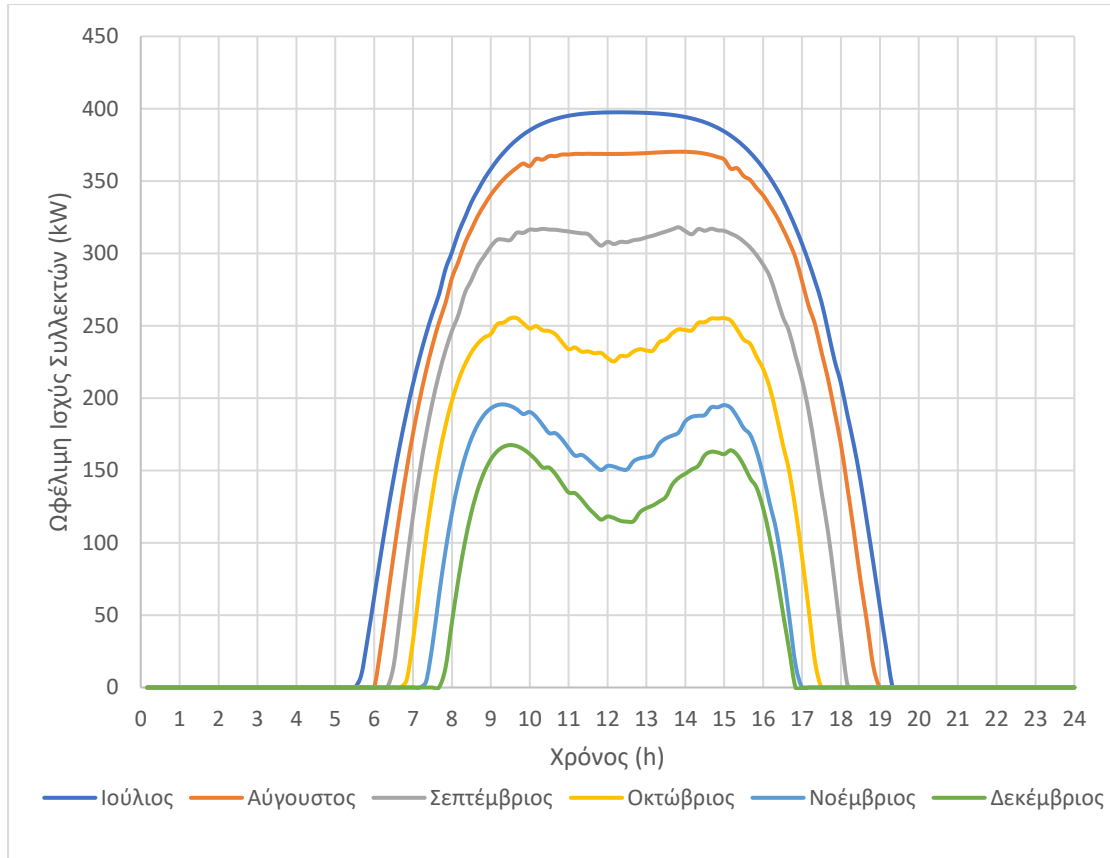
Σχήμα 5. 91: Μεταβολή του θερμικού βαθμού απόδοσης των συλλεκτών κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιανουάριο-Ιούνιο.



Σχήμα 5. 92: Μεταβολή του θερμικού βαθμού απόδοσης των συλλεκτών κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιούλιο-Δεκέμβριο.

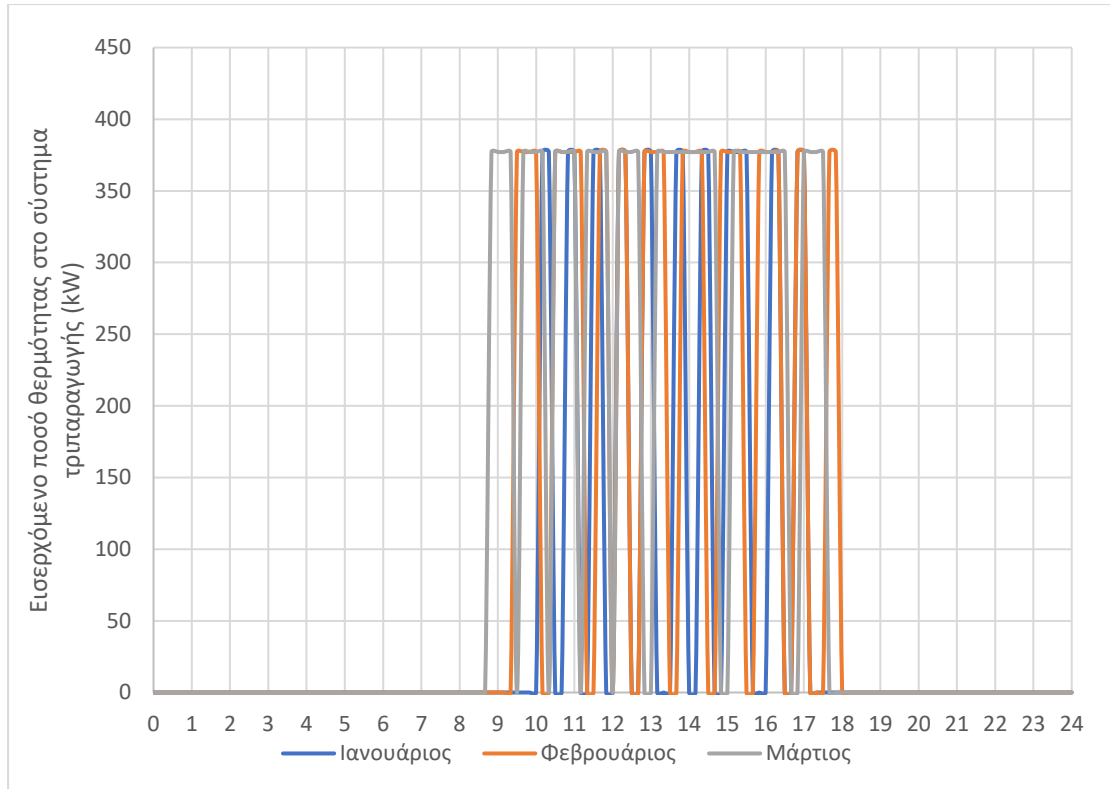


Σχήμα 5. 93: Μεταβολή της ωφέλιμης ισχύος κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιανουάριο-Ιούνιο.

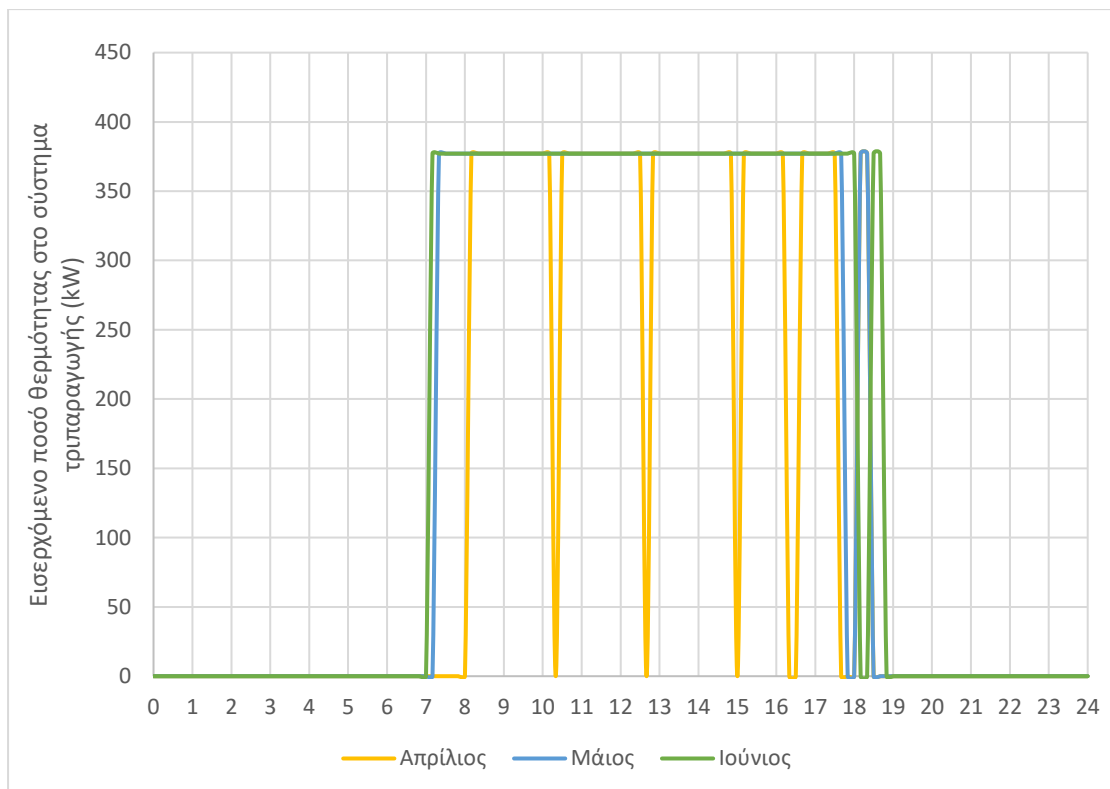


Σχήμα 5. 94: Μεταβολή της ωφέλιμης ισχύος κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιούλιο-Δεκέμβριο.

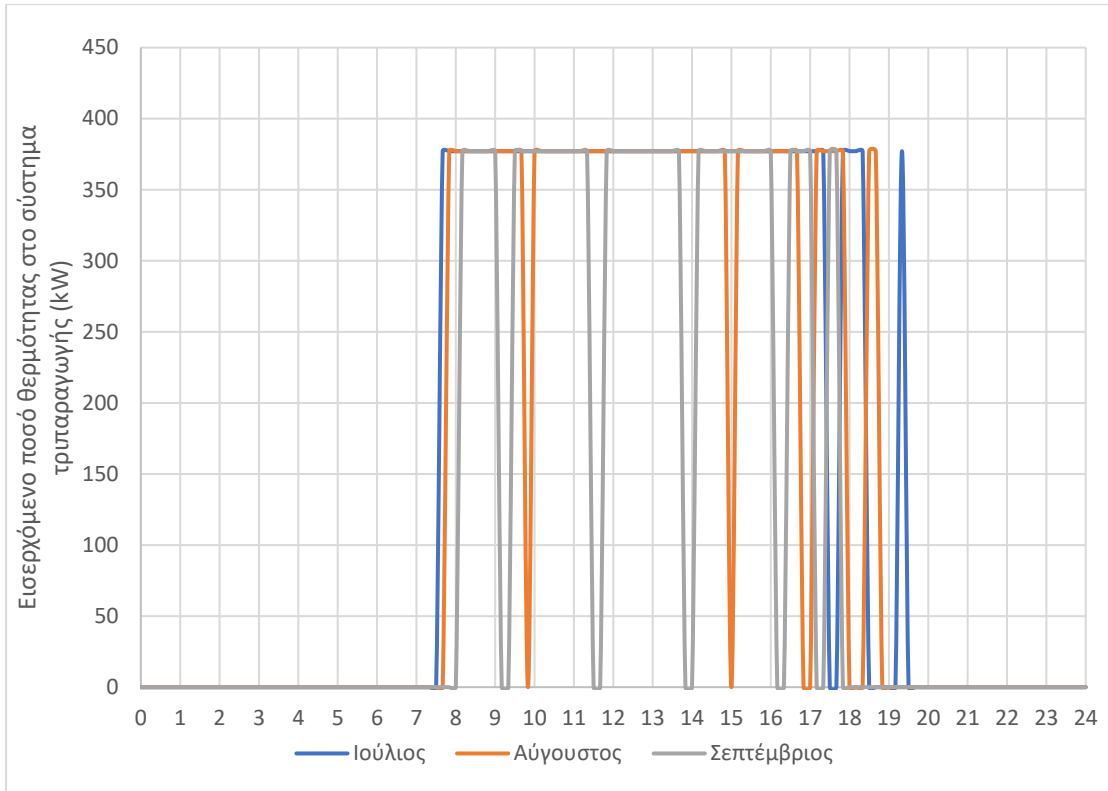
Αρχικά, στα σχήματα 5.87 και 5.88 παρατηρείται ότι οι μεγαλύτερες τιμές της διαθέσιμης ηλιακής ακτινοβολίας και για μεγαλύτερη διάρκεια εντός της ημέρας εμφανίζονται κατά τους θερινούς μήνες. Επίσης, στα σχήματα 5.89-5.94, οι καμπύλες του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης, του θερμικού βαθμού απόδοσης των συλλεκτών και της ωφέλιμης ισχύος εμφανίζουν μεγαλύτερες τιμές κατά τους θερινούς μήνες και έχουν παρόμοια μορφή και μονοτονία. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης είναι ανάλογος με το θερμικό βαθμό απόδοσης, ο οποίος με τη σειρά του είναι ανάλογος με την ωφέλιμη ισχύ (εξίσωση 4.123). Επίσης, τους χειμερινούς μήνες ο Ήλιος βρίσκεται πιο «χαμηλά» στον ορίζοντα και η «σκίαση» της συλλεκτικής επιφάνειας είναι μεγαλύτερη, με αποτέλεσμα να μειώνεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης των συλλεκτών, κυρίως τις μεσημβρινές ώρες. Επιπλέον, στις καμπύλες του θερμικού βαθμού απόδοσης των συλλεκτών και της ωφέλιμης ισχύος παρατηρούνται ορισμένες τοπικές αυξομειώσεις στις τιμές, οι οποίες οφείλονται στη μη διαρκή και σταθερή λειτουργία του συστήματος και στη μεταβολή της τιμής της θερμοκρασίας εισόδου στους συλλέκτες $T_{col,in}$ η οποία λαμβάνεται υπόψη στον καθορισμό του θερμικού βαθμού απόδοσης (σχέση 4.123). Η μη σταθερή λειτουργία του συστήματος εμφανίζεται και στη συνέχεια στα διαγράμματα όπου αναπαρίσταται η μεταβολή της εισερχόμενης θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα.



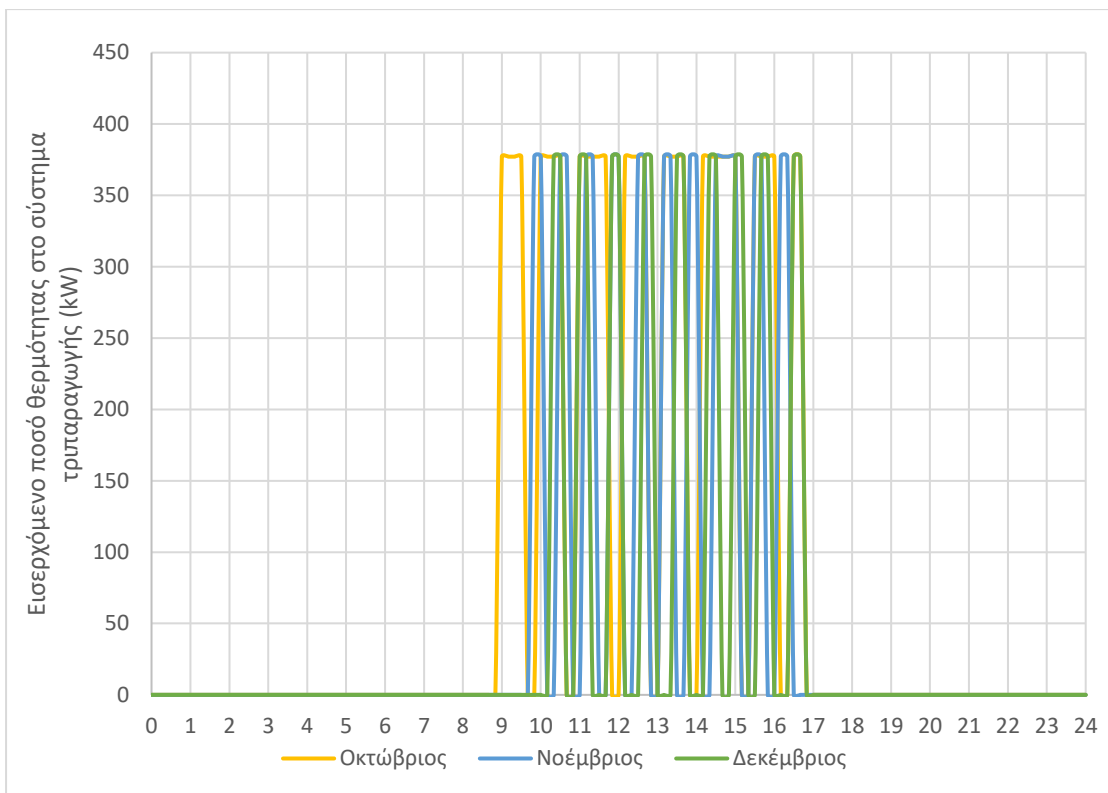
Σχήμα 5. 95: Μεταβολή της εισερχόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιανουάριο-Μάρτιο.



Σχήμα 5. 96: Μεταβολή της εισερχόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Απρίλιο-Ιούνιο.



Σχήμα 5. 97: Μεταβολή της ωφέλιμης θερμότητας κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Ιούλιο-Σεπτέμβριο.



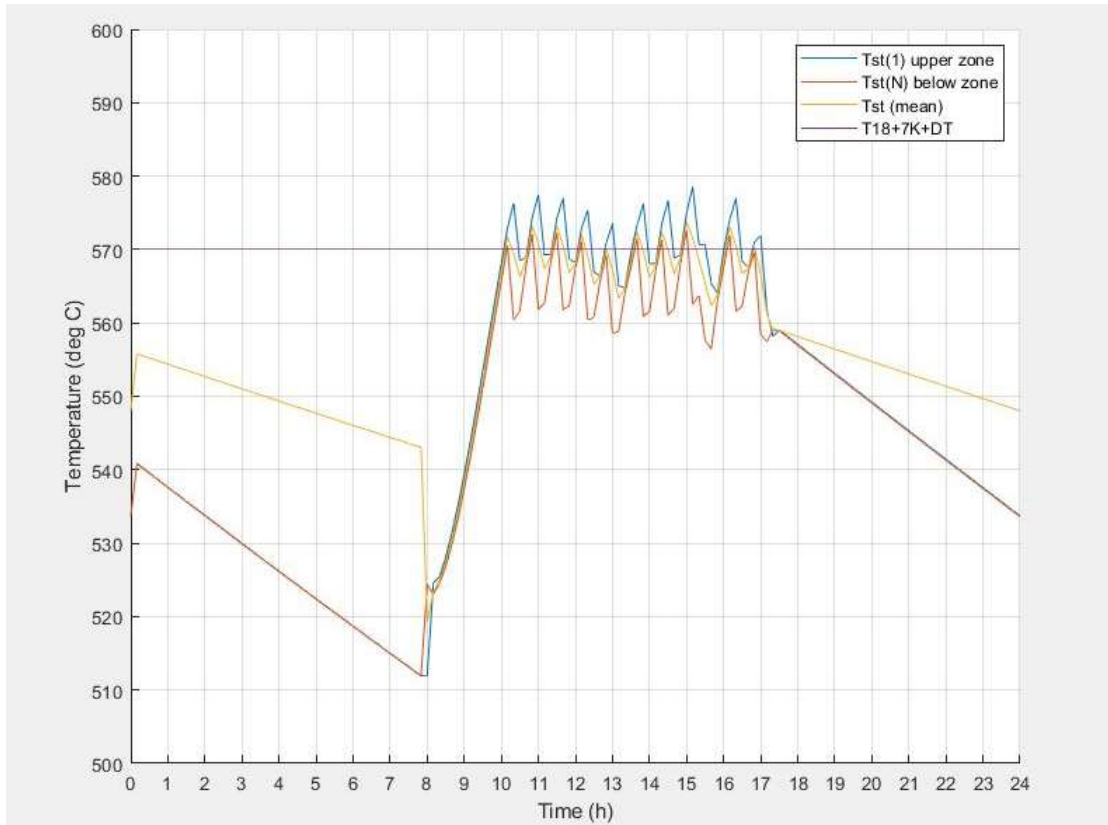
Σχήμα 5. 98: Μεταβολή της ωφέλιμης θερμότητας κατά τη διάρκεια της ημέρας για τους μήνες Οκτώβριο-Δεκέμβριο.

Στα σχήματα 5.95-5.98, είναι εμφανής η διακοπτόμενη λειτουργία του συστήματος τριπαραγωγής. Η μονάδα λειτουργεί για περιορισμένο χρονικό διάστημα τους χειμερινούς μήνες (6.5 ώρες το Δεκέμβριο και 7.17 ώρες τον Ιανουάριο), το οποίο αυξάνει τους εαρινούς και τους φθινοπωρινούς μήνες και ακόμα περισσότερο τους θερινούς μήνες (12.33 ώρες τον Ιούνιο). Στη συνέχεια, ακολουθεί ο πίνακας με τις ώρες λειτουργίας κατά τη διάρκεια της μέσης ημέρας κάθε μήνα.

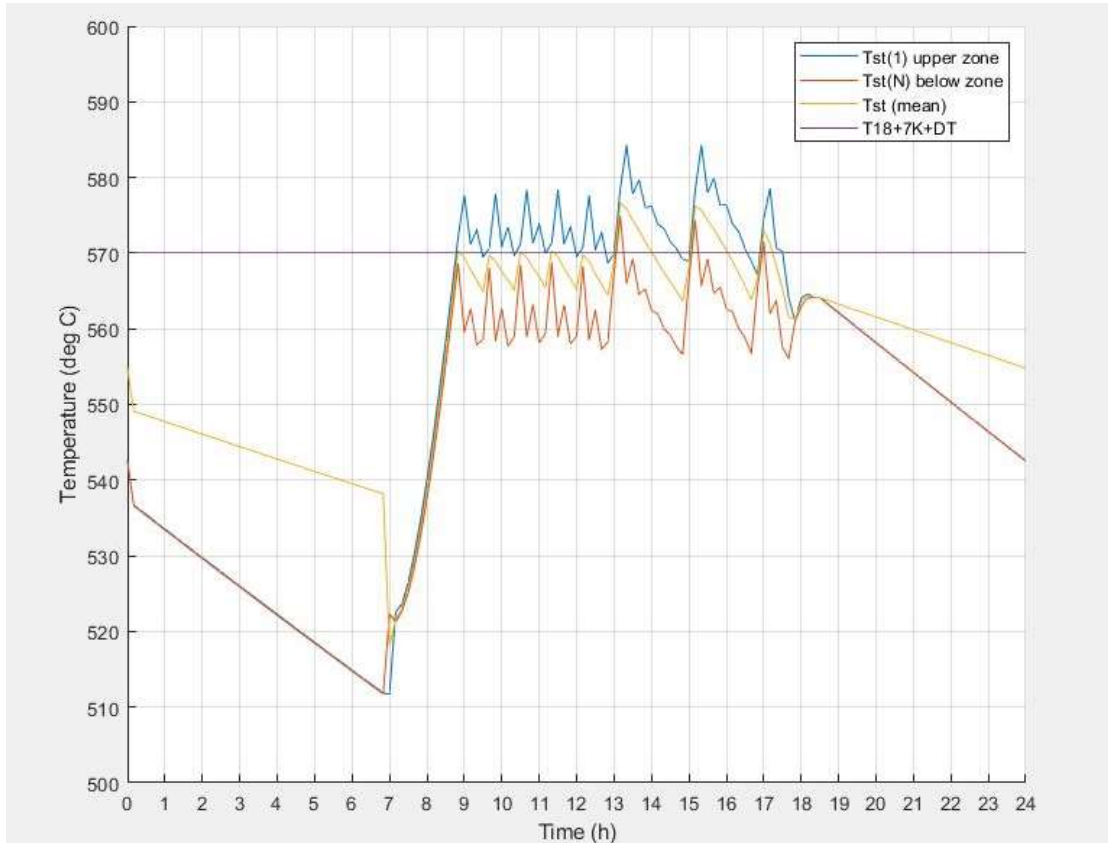
Πίνακας 5. 11: Ώρες λειτουργίας μονάδας τριπαραγωγής κατά τη μέση ημέρα κάθε μήνα.

Μήνες	Ώρες λειτουργίας κατά τη μέση ημέρα
Ιανουάριος	7.17
Φεβρουάριος	8.33
Μάρτιος	9.67
Απρίλιος	10.50
Μάιος	11.50
Ιούνιος	12.33
Ιούλιος	12.17
Αύγουστος	11.83
Σεπτέμβριος	9.83
Οκτώβριος	8.83
Νοέμβριος	7.67
Δεκέμβριος	6.50

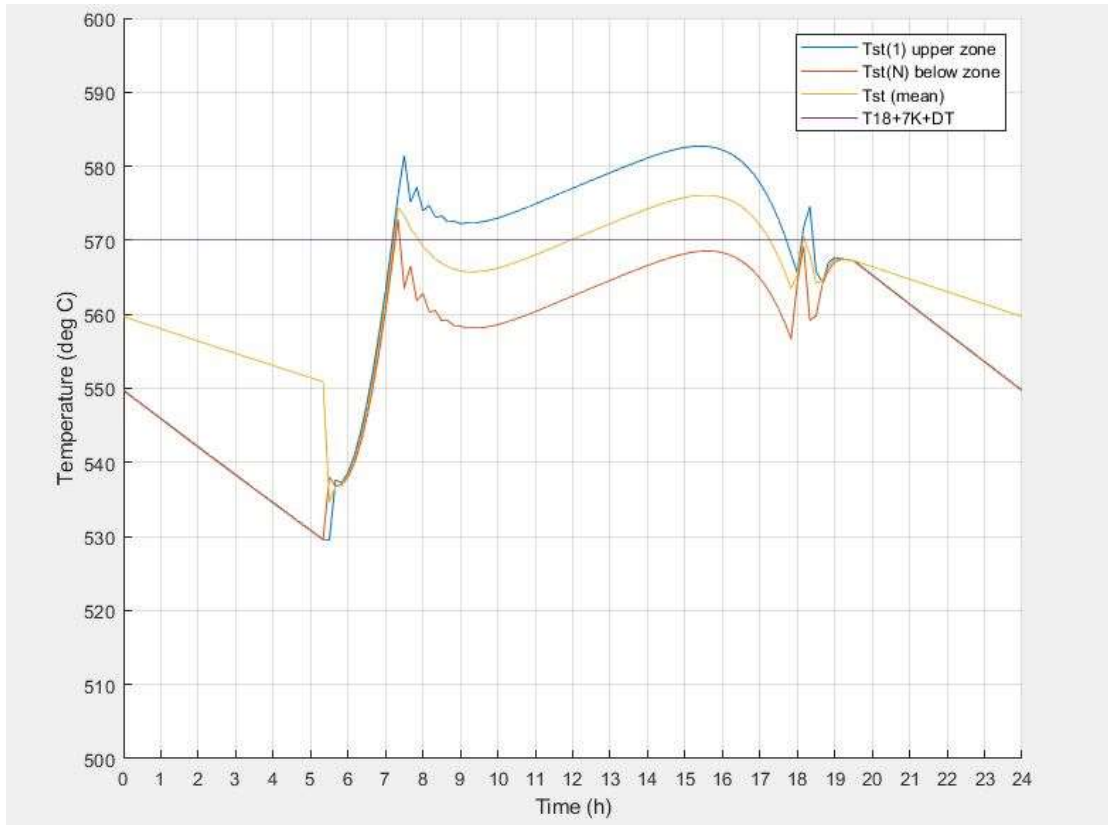
Στη συνέχεια, ακολουθούν διαγράμματα με τη μεταβολή των θερμοκρασιών του δοχείου καθ' όλη τη διάρκεια των 6 από τις συνολικά 12 μέρες ημέρες κάθε μήνα. Συγκεκριμένα, παρουσιάζεται η θερμοκρασία του ρευστού της άνω ζώνης του δοχείου, από όπου προσδίδεται η θερμότητα στο σύστημα, η θερμοκρασία της κάτω ζώνης του δοχείου, από όπου το ρευστό εισάγεται στους συλλέκτες, η μέση θερμοκρασία του δοχείου και το θερμοκρασιακό όριο, πάνω από το οποίο αποδίδεται η θερμότητα στο σύστημα τριπαραγωγής.



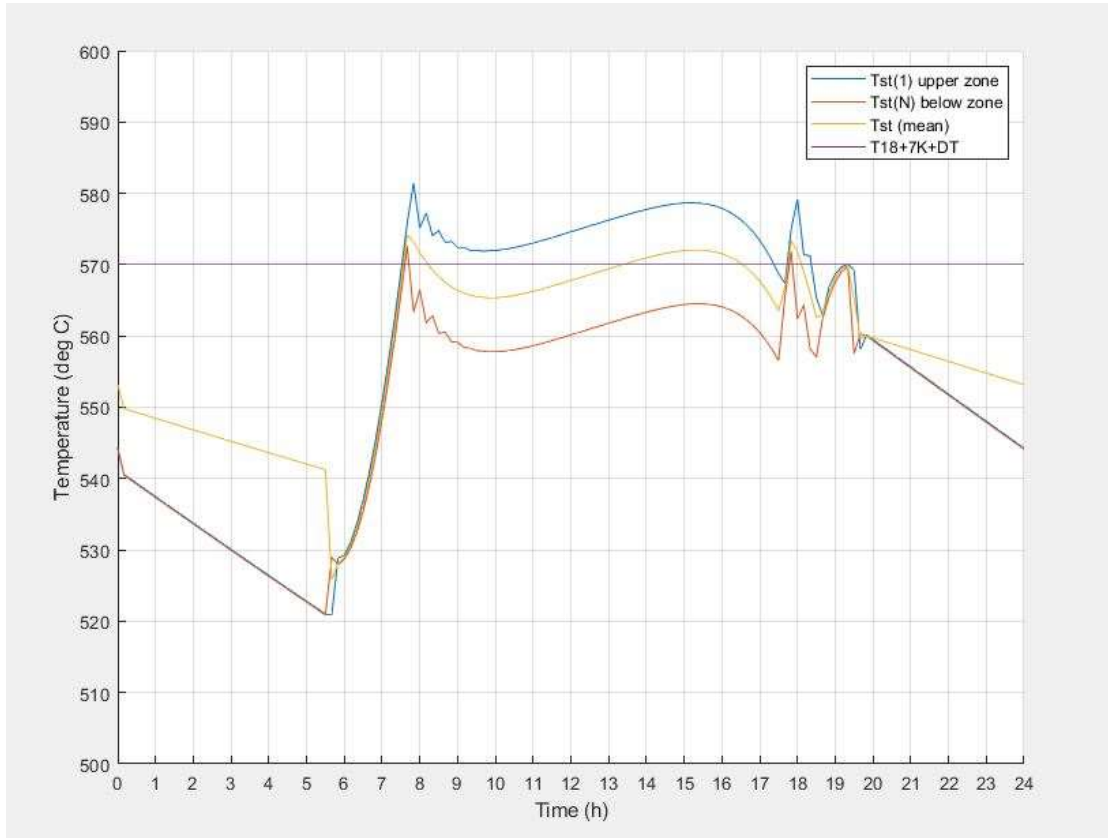
Σχήμα 5. 99: Μεταβολή της θερμοκρασίας της άνω ζώνης του δοχείου, της κάτω ζώνης του δοχείου και της μέσης θερμοκρασίας του δοχείου κατά τη διάρκεια της ημέρας για τη μέση μέρα του Ιανουαρίου.



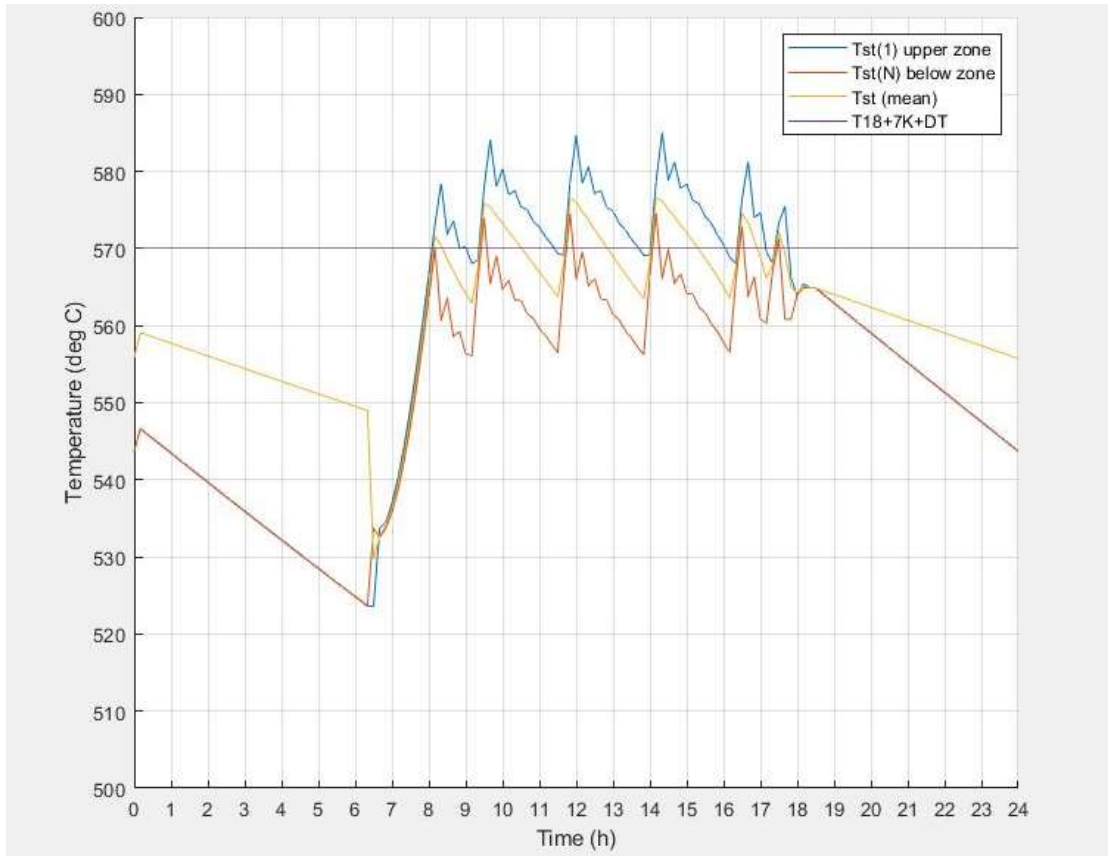
Σχήμα 5. 100: Μεταβολή της θερμοκρασίας της άνω ζώνης του δοχείου, της κάτω ζώνης του δοχείου και της μέσης θερμοκρασίας του δοχείου κατά τη διάρκεια της ημέρας για τη μέση μέρα του Μαρτίου.



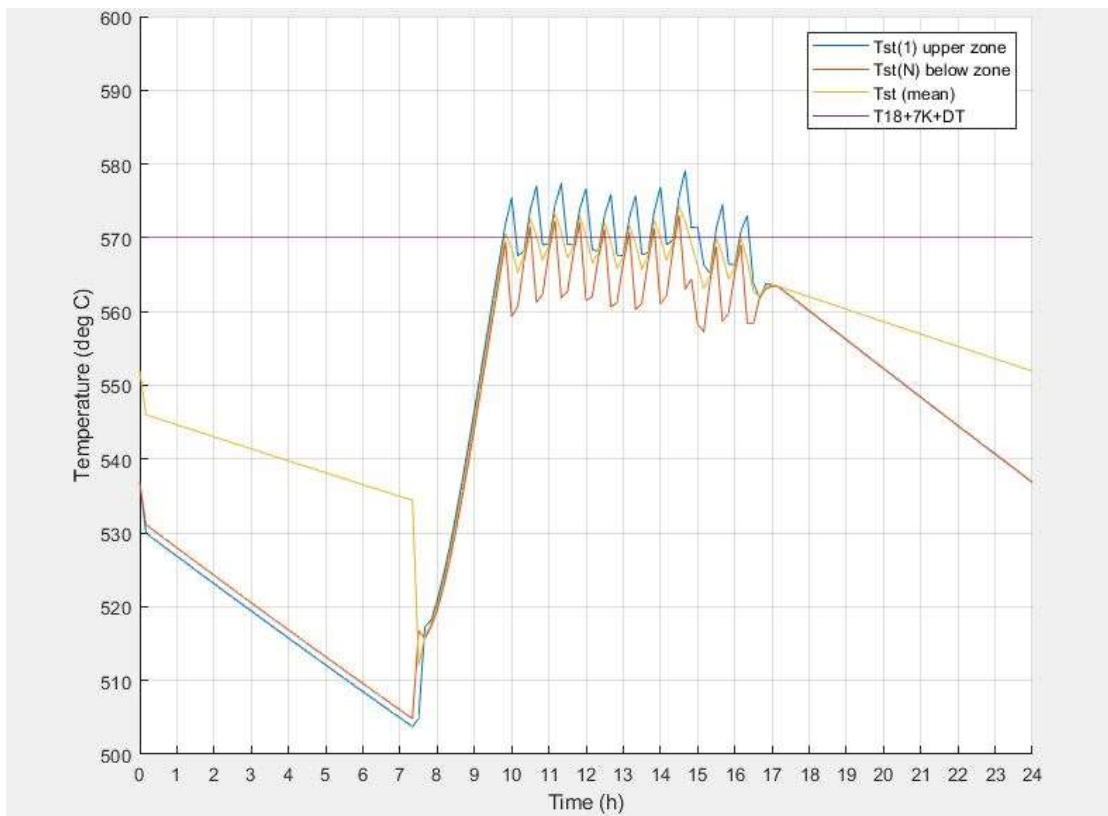
Σχήμα 5. 101: Μεταβολή της θερμοκρασίας της άνω ζώνης του δοχείου, της κάτω ζώνης του δοχείου και της μέσης θερμοκρασίας του δοχείου κατά τη διάρκεια της ημέρας για τη μέση μέρα του Μαΐου.



Σχήμα 5. 102: Μεταβολή της θερμοκρασίας της άνω ζώνης του δοχείου, της κάτω ζώνης του δοχείου και της μέσης θερμοκρασίας του δοχείου κατά τη διάρκεια της ημέρας για τη μέση μέρα του Ιουλίου.



Σχήμα 5. 103: Μεταβολή της θερμοκρασίας της άνω ζώνης του δοχείου, της κάτω ζώνης του δοχείου και της μέσης θερμοκρασίας του δοχείου κατά τη διάρκεια της ημέρας για τη μέση μέρα του Σεπτεμβρίου.



Σχήμα 5. 104: Μεταβολή της θερμοκρασίας της άνω ζώνης του δοχείου, της κάτω ζώνης του δοχείου και της μέσης θερμοκρασίας του δοχείου κατά τη διάρκεια της ημέρας για τη μέση μέρα του Νοεμβρίου.

Με βάση τα παραπάνω διαγράμματα, παρατηρείται ότι κατά τις ώρες που δεν υφίσταται ηλιακή ακτινοβολία, δηλαδή τις πρώτες πρωινές και τις βραδινές ώρες, η θερμοκρασία της άνω και της κάτω ζώνης ταυτίζονται. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι έχουν την ίδια επιφάνεια συναλλαγής με το εξωτερικό περιβάλλον. Οι υπόλοιπες ζώνες έχουν μικρότερη επιφάνεια συναλλαγής με το εξωτερικό περιβάλλον, επομένως εμφανίζουν λιγότερες απώλειες και μεγαλύτερες θερμοκρασίες από τις ακραίες, με αποτέλεσμα η μέση θερμοκρασία του δοχείου που προκύπτει από το άθροισμα των θερμοκρασιών όλων των ζωνών σε κάθε στιγμή να είναι μεγαλύτερη από αυτή των δύο ακραίων ζωνών. Οι εν λόγω θερμοκρασίες που αναπαρίστανται παραπάνω μειώνονται διαρκώς μετά τη δύση του Ηλίου και αυξάνουν απότομα κατά την ανατολή, δηλαδή τη χρονική στιγμή που υπάρχει διαθέσιμη ενέργεια. Μετά την ανατολή του Ηλίου και μέχρι τη χρονική στιγμή που ξεκινά να αποδίδει θερμότητα το δοχείο και να λειτουργεί το σύστημα, η θερμοκρασία της άνω ζώνης, η αντίστοιχη της κάτω ζώνης και η μέση θερμοκρασία έχουν παραπλήσιες τιμές. Όταν η θερμοκρασία της άνω ζώνης λάβει την τιμή που ορίζει το προβλεπόμενο όριο και το δοχείο ξεκινά να αποδίδει τη θερμότητα που έχει αποθηκεύσει, μετά από λίγο οι θερμοκρασίες αρχίζουν να μειώνονται. Αυτό το γεγονός οφείλεται στο γεγονός ότι αφαιρείται θερμότητα από το δοχείο και επειδή δεν είναι αρκετή η διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία προκειμένου να διατηρηθεί η θερμοκρασία σε υψηλότερα επίπεδα. Κατά συνέπεια, μετά από κάποιο χρονικό διάστημα, η θερμοκρασία θα πέσει κάτω από το όριο, το δοχείο δεν θα αποδίδει τη θερμότητα και το σύστημα τριπαραγωγής θα τεθεί εκτός λειτουργίας. Αυτό το φαινόμενο είναι πιο έντονο τους μη θερινούς μήνες, όπου παρατηρούνται πολλές διακοπές και επανεκκινήσεις στη λειτουργία της μονάδας παράλληλα με τις αντίστοιχες αυξομειώσεις στις θερμοκρασίες. Όταν το σύστημα βρίσκεται σε λειτουργία, η θερμοκρασία της άνω ζώνης είναι πάντα μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία της κάτω ζώνης, ενώ η μέση θερμοκρασία όλων των ζωνών κυμαίνεται μεταξύ των δύο θερμοκρασιών. Κατά τους θερινούς, όπως ο Ιούλιος, εμφανίζονται μεγαλύτερες τιμές θερμοκρασιών, λόγω των υψηλότερων τιμών ηλιακής ακτινοβολίας, σε σχέση με τους υπόλοιπους μήνες. Τέλος, λιγότερες μεταβολές στις εν λόγω θερμοκρασίες που οδηγούν σε πιο σταθερή συμπεριφορά στη μονάδα τριπαραγωγής, καθώς και μεγαλύτερη διάρκεια λειτουργίας εντός της ημέρας, αναμένεται με τη χρήση μεγαλύτερων επιφανειών συλλεκτών και όγκων δοχείου.

Κεφάλαιο 6: Μοντελοποίηση συστήματος Booster με επαλήθευση του μοντέλου

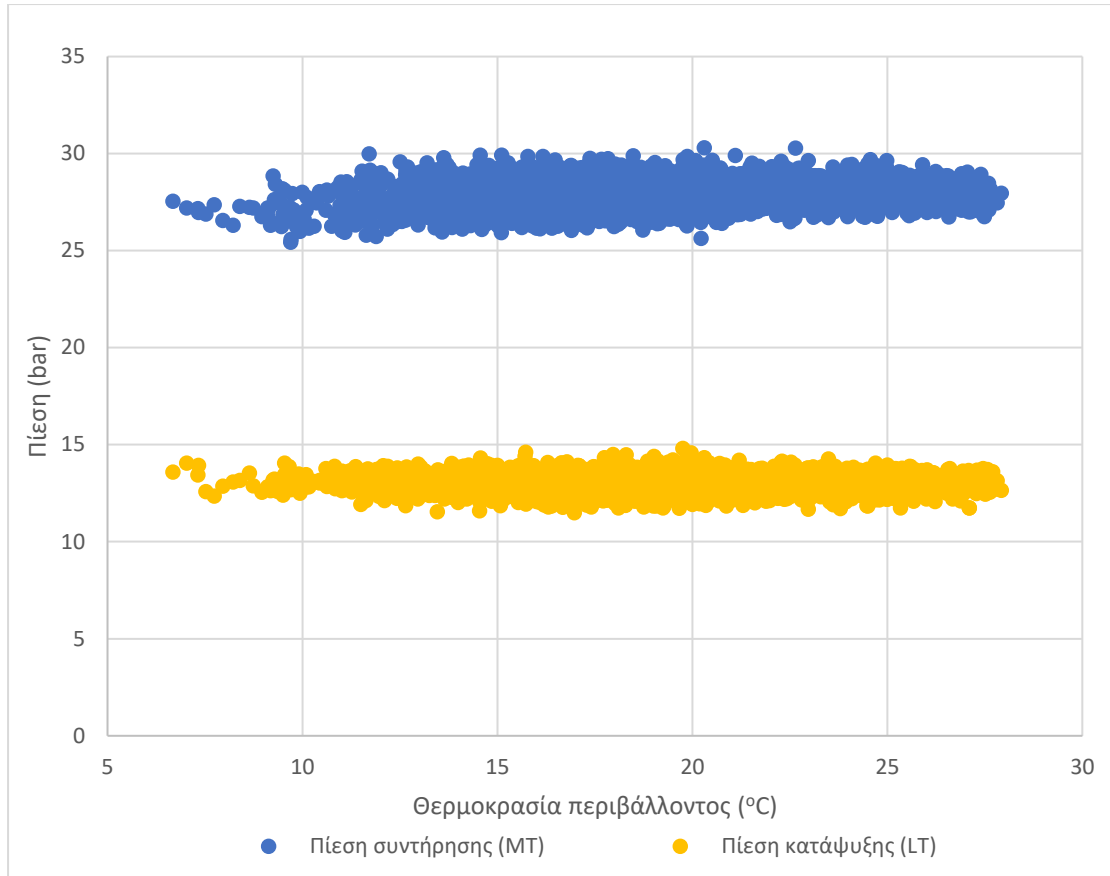
6.1. Ληφθείσες μετρήσεις

Στο παρόν κεφάλαιο θα παρουσιαστεί η μελέτη ενός πραγματικού ψυκτικού συστήματος Booster, με εργαζόμενο μέσο το διοξείδιο του άνθρακα. Η εν λόγω ψυκτική εγκατάσταση βρίσκεται σε supermarket της εταιρείας METRO ΑΕΒΕ και αποτελείται από ένα κλασικό σύστημα Booster (όπως έχει αναλυθεί στο κεφάλαιο 3.3.4) με δύο βαθμίδες, μία για συντήρηση και μία για κατάψυξη. Το σύστημα περιλαμβάνει και παράλληλο συμπιεστή, ο οποίος συνήθως είναι εκτός λειτουργίας [6.1]. Από το εν λόγω σύστημα το οποίο βρίσκεται σε λειτουργία λαμβάνονται μετρήσεις από 16/12/2020 έως 31/5/2021, δηλαδή για περίπου 5.5 μήνες οι οποίες καλύπτουν εύρος θερμοκρασιών περιβάλλοντος από 6°C έως 28°C. Οι μετρήσεις, τις οποίες παρείχε η εταιρεία, περιλαμβάνουν τιμές πιέσεων (μανομετρικών) και θερμοκρασιών. Τα μεγέθη που μετρήθηκαν από τα αντίστοιχα μετρητικά όργανα και ελήφθησαν υπόψη, παρουσιάζονται στον πίνακα 6.1.

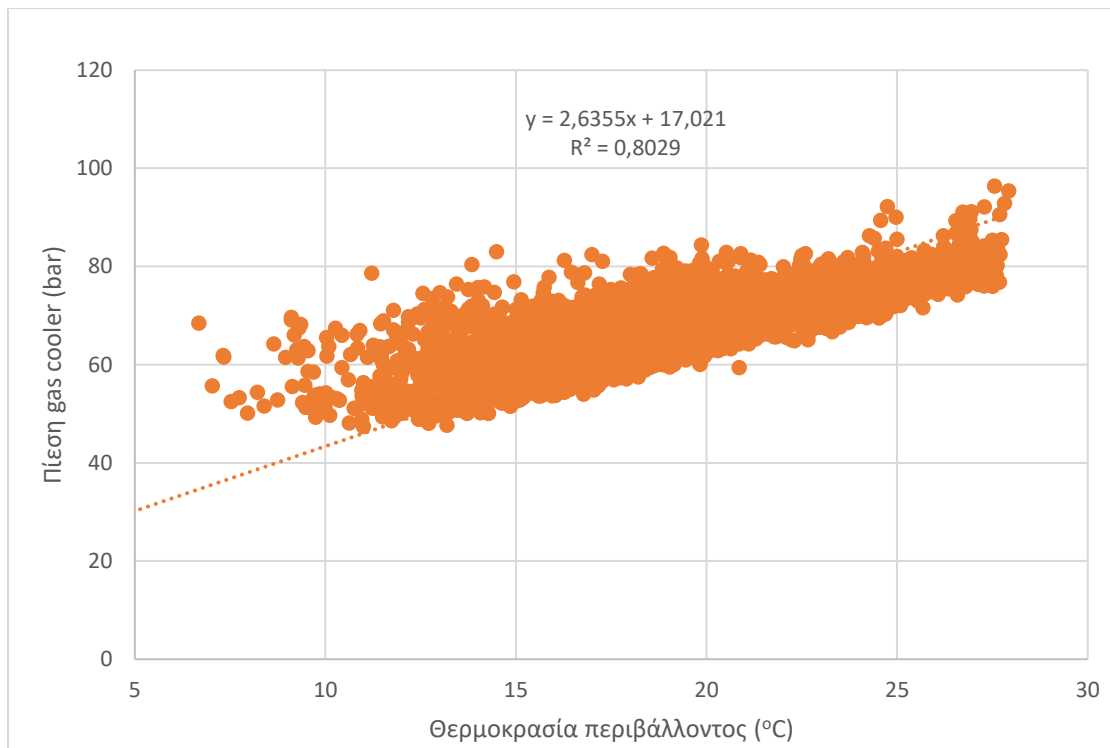
Πίνακας 6. 1: Μετρούμενα μεγέθη.

Μέγεθος	Σύμβολο	Μονάδα μέτρησης
Υπερθέρμανση βαθμίδας μέσης πίεσης (MT)	$\Delta T_{sh,mt}$	°C
Υπερθέρμανση βαθμίδας χαμηλής πίεσης (LT)	$\Delta T_{sh,lt}$	°C
Θερμοκρασία περιβάλλοντος	T_{amb}	°C
Θερμοκρασία εξόδου του CO ₂ από τον gas cooler	$T_{gc,out}$	°C
Θερμοκρασία εξόδου του CO ₂ από το συμπιεστή MT	T_2	°C
Πίεση gas cooler	P_{gc}	bar
Πίεση συντήρησης (MT)	P_{mt}	bar
Πίεση κατάψυξης (LT)	P_{lt}	bar
Ενδιάμεση πίεση δοχείου-διαχωριστή	P_m	bar
Καταναλισκόμενη ηλεκτρική ενέργεια	-	kWh

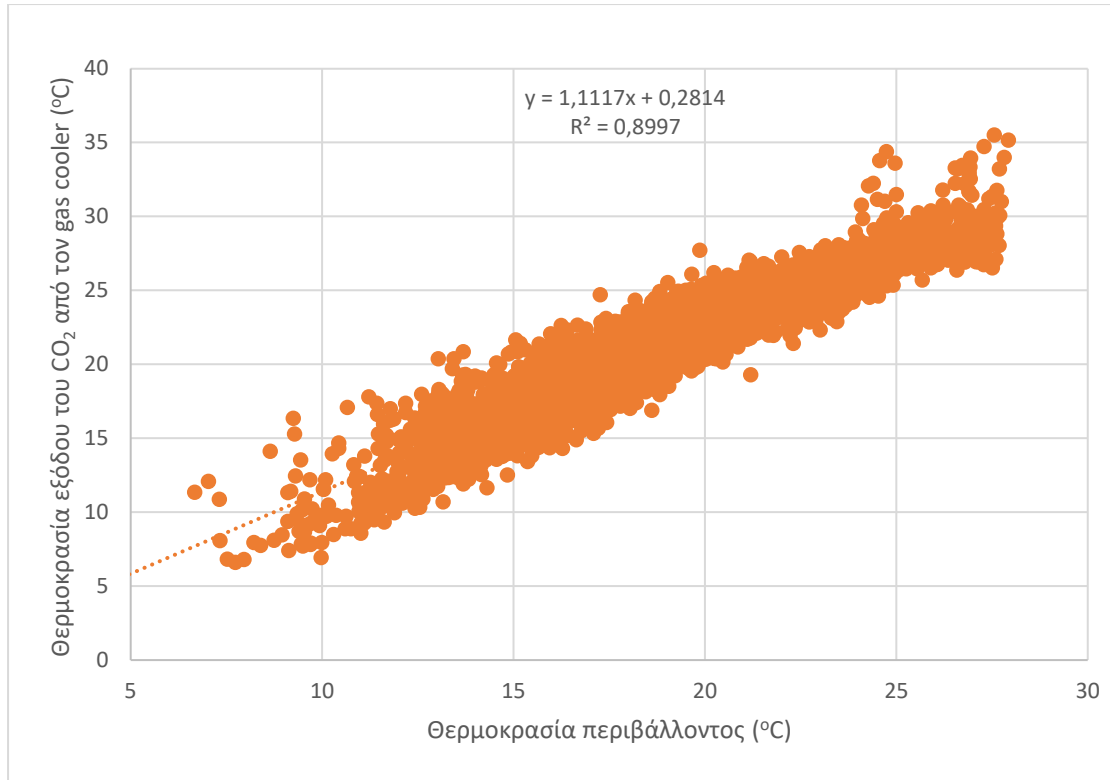
Οι μανομετρικές πιέσεις και οι θερμοκρασίες μετριοούνται ανά 5 λεπτά και η καταναλισκόμενη ηλεκτρική ενέργεια ανά 15 λεπτά. Στη συνέχεια ακολουθούν διαγράμματα με το συνολικό εύρος των μετρήσεων ορισμένων μεγεθών συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



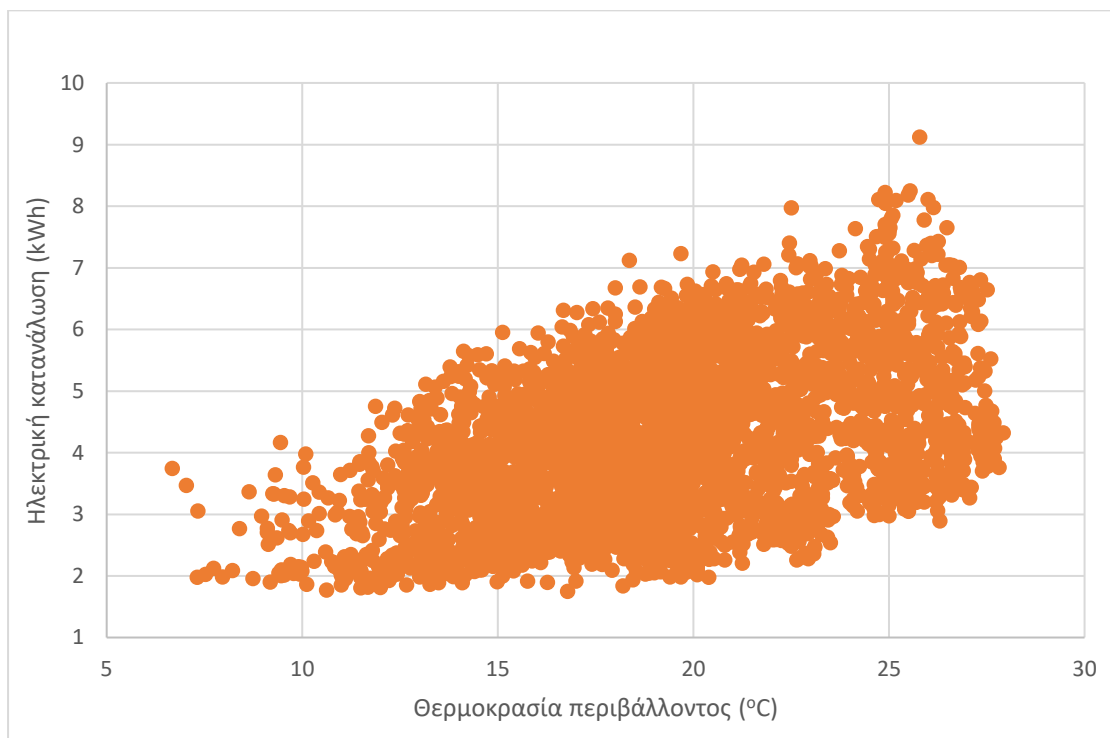
Σχήμα 6. 1: Μετρούμενες τιμές πίεσης συντήρησης και κατάψυξης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



Σχήμα 6. 2: Μετρούμενες τιμές πίεσης gas cooler συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



Σχήμα 6. 3: Μετρούμενες τιμές θερμοκρασίας εξόδου του CO₂ από τον gas cooler συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



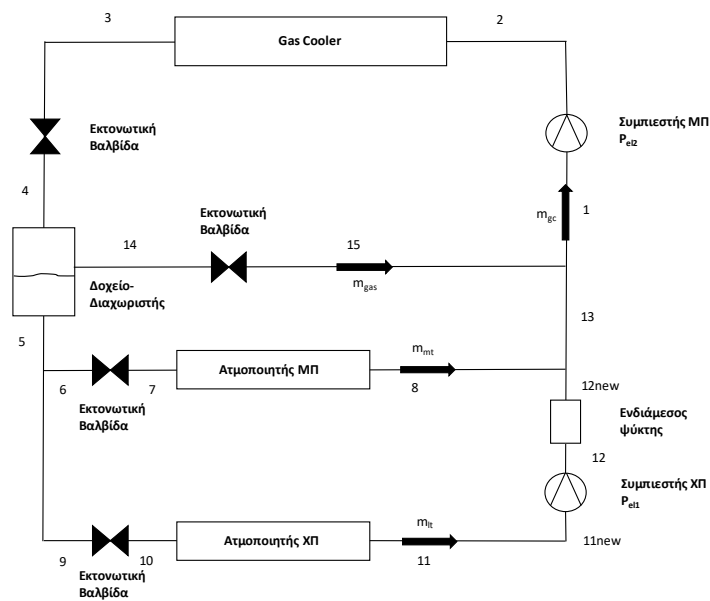
Σχήμα 6. 4: Μετρούμενη καταναλισκόμενη ηλεκτρική ενέργεια συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Με βάση τα παραπάνω διαγράμματα, συμπεραίνεται ότι οι μανομετρικές πιέσεις συντήρησης και κατάψυξης έχουν μικρή διακύμανση και δεν σημειώνεται αισθητή μεταβολή σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος με μέση τιμή 27.85 bar και

13.05 bar αντίστοιχα. Αντιθέτως, για την πίεση του gas cooler και για την θερμοκρασία εξόδου του διοξειδίου του άνθρακα από τον gas cooler παρατηρείται εν γένει αύξηση με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και μπορεί να θεωρηθεί με ικανοποιητική ακρίβεια μία γραμμική συσχέτιση. Όσον αφορά στην καταναλισκόμενη ηλεκτρική ενέργεια, εμφανίζεται εν γένει μία αύξησή της συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος λόγω της αύξησης της άνω πίεσης (πίεση gas cooler). Επίσης, παρατηρείται μεγάλη διακύμανση των τιμών λόγω της διαρκούς μεταβολής των ψυκτικών φορτίων. Τα ψυκτικά φορτία μεταβάλλονται εξαιτίας των συνεχών ανοιγμάτων των θυρών των ψυκτικών θαλάμων από τους πελάτες και τους εργαζομένους του καταστήματος, καθώς και των μεταβολών στις ποσότητες των προϊόντων που βρίσκονται εντός των χώρων αυτών [6.2]. Οι παραπάνω μετρήσεις αξιοποιούνται έτσι ώστε να πραγματοποιηθεί επαλήθευση (validation) του μοντέλου του ψυκτικού συγκροτήματος που θα αναλυθεί στη συνέχεια.

6.2. Μοντελοποίηση συστήματος Booster

Στο παρόν κεφάλαιο αναλύεται το μοντέλο του συστήματος Booster το οποίο εισάγεται στο EES για να πραγματοποιηθούν οι απαραίτητοι υπολογισμοί. Παρακάτω ακολουθεί επεξηγηματικό σχήμα με τα χαρακτηριστικά σημεία.



Σχήμα 6. 5: Σύστημα Booster με τα χαρακτηριστικά σημεία.

Θεωρώντας γνωστή τη χαμηλή πίεση κατάψυξης P_{lt} και τη μέση πίεση συντήρησης P_{mt} προκύπτουν οι αντίστοιχες θερμοκρασίες κορεσμού T_{lt} και T_{mt} . Τα σημεία 7 και 10 τα οποία έχουν οριστεί στην είσοδο των ατμοποιητών θεωρείται ότι έχουν θερμοκρασία ίση με τις αντίστοιχες θερμοκρασίες κορεσμού και τα σημεία 8 και 11 τα οποία έχουν οριστεί στην έξοδο των ατμοποιητών έχουν υποστεί υπερθέρμανση ως εξής:

$$T_7 = T_{mt} \quad (6.1)$$

$$T_{10} = T_{lt} \quad (6.2)$$

$$T_8 = T_{mt} + \Delta T_{sh,evap,mt} \quad (6.3)$$

$$T_{11} = T_{lt} + \Delta T_{sh,evap,lt} \quad (6.4)$$

Όπου:

$\Delta T_{sh,evap,mt} = 10 \text{ K}$ η υπερθέρμανση που υφίσταται στον ατμοποιητή μέσης πίεσης

$\Delta T_{sh,evap,lt} = 12 \text{ K}$ η υπερθέρμανση που υφίσταται στον ατμοποιητή χαμηλής πίεσης

Ορίζοντας και τις παροχές που διέρχονται από τους ατμοποιητές \dot{m}_{lt} και \dot{m}_{mt} αντίστοιχα, ορίζονται και τα φορτία των ατμοποιητών σύμφωνα με τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$Q_{lt} = \dot{m}_{lt} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (6.5)$$

$$Q_{mt} = \dot{m}_{mt} \cdot (h_8 - h_7) \quad (6.6)$$

Για τα ψυκτικά φορτία θεωρείται ότι μεταβάλλονται σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Τα ψυγεία και οι ψυκτικοί θάλαμοι δεν βρίσκονται σε άμεση επαφή με το εξωτερικό περιβάλλον και τη θερμοκρασία του, αλλά βρίσκονται στο χώρο του καταστήματος, του οποίου οι θερμοκρασιακές συνθήκες ελέγχονται από το σύστημα θέρμανσης και κλιματισμού. Ωστόσο, με την αύξηση της εξωτερικής θερμοκρασίας αυξάνει και η εσωτερική θερμοκρασία έτσι ώστε να επιτευχθεί θερμική άνεση. Επιπλέον, τα φορτία συντήρησης εμφανίζουν μεγαλύτερη μεταβολή συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος σε σχέση με τα φορτία κατάψυξης, καθώς τα ψυγεία συντήρησης πολλές φορές είναι ανοιχτά χωρίς γυάλινες πόρτες [6.2]. Επομένως ορίζεται μία συσχέτιση σύμφωνα με την οποία το ψυκτικό φορτίο λαμβάνει τη μικρότερη τιμή του σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 5°C και κάτω και τη μεγαλύτερη τιμή του (τιμή σχεδιασμού) σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 30°C και άνω. Στις ενδιάμεσες τιμές θεωρείται μια γραμμική μεταβολή. Ακόμη, το ελάχιστο φορτίο συντήρησης θεωρείται ως το 66% του φορτίου σχεδιασμού και το ελάχιστο φορτίο κατάψυξης ως το 80% του φορτίου σχεδιασμού. Επομένως προκύπτουν οι εξής σχέσεις για τα φορτία συντήρησης και κατάψυξης [6.3]:

$$Q_{lt} = \left(1 - (1 - 0.8) \cdot \frac{30 - T_{amb}}{30 - 5}\right) \cdot Q_{lt,design} \quad (6.7)$$

$$Q_{mt} = \left(1 - (1 - 0.66) \cdot \frac{30 - T_{amb}}{30 - 5}\right) \cdot Q_{mt,design} \quad (6.8)$$

Όπου:

- $Q_{lt,design} = 20.96 \text{ kW}$
- $Q_{mt,design} = 40.05 \text{ kW}$

Το σημείο 11new βρίσκεται στην είσοδο του συμπιεστή χαμηλής πίεσης και σε αυτό το σημείο το ρευστό έχει υποστεί τη συνολική υπερθέρμανση της βαθμίδας χαμηλής πίεσης. Επομένως στο σημείο αυτό η θερμοκρασία περιγράφεται ως εξής:

$$T_{11new} = T_{lt} + \Delta T_{sh,lt} \quad (6.9)$$

Ο συμπιεστής χαμηλής πίεσης έχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης που ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{is,comp1} = \frac{h_{12,is} - h_{11new}}{h_{12} - h_{11new}} \quad (6.10)$$

Το θερμοδυναμικό έργο του συμπιεστή χαμηλής πίεσης είναι το εξής:

$$W_{comp1} = \dot{m}_{lt} \cdot (h_{12} - h_{11new}) \quad (6.11)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνει ο συμπιεστής είναι:

$$P_{el1} = \frac{W_{comp1}}{\eta_{mg}} \quad (6.12)$$

Όπου $\eta_{mg} = 98\%$ ο ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης.

Έχοντας γνωστές τις ιδιότητες του 11new και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή, προκύπτουν οι ιδιότητες του σημείου 12. Μετά τον συμπιεστή, το ρευστό διέρχεται από έναν ενδιάμεσο ψύκτη, στην έξοδο του οποίου θεωρείται το σημείο 12new με την εξής θερμοκρασία:

$$T_{12new} = T_{amb} + 3 \text{ K} \quad (6.13)$$

Το σημείο 13 προκύπτει από ανάμειξη των σημείων 8 και 12new στην μέση πίεση P_{mt} επομένως για την ανάμειξη ισχύει η αρχή διατήρησης ενέργειας:

$$\dot{m}_{lt} \cdot h_{12new} + \dot{m}_{mt} \cdot h_8 = (\dot{m}_{lt} + \dot{m}_{mt}) \cdot h_{13} \quad (6.14)$$

Στον παρόν σύστημα χρησιμοποιείται ένα δοχείο στο οποίο εισάγεται διφασικό μείγμα κατάστασης 4 και διαχωρίζεται σε κορεσμένο υγρό κατάστασης 5 και σε κορεσμένο αέριο κατάστασης 14. Το υγρό εξέρχεται με παροχή μάζας $(\dot{m}_{lt} + \dot{m}_{mt})$ και το αέριο με παροχή \dot{m}_{gas} . Το δοχείο βρίσκεται σε μία ενδιάμεση πίεση P_m η οποία είναι και αυτή γνωστή από τις μετρήσεις. Για το σημείο 1 είναι γνωστό ότι το ρευστό στο σημείο αυτό έχει δεχθεί όλη την υπερθέρμανση της βαθμίδας μέσης πίεσης, επομένως προκύπτει η εξής θερμοκρασία:

$$T_1 = T_{mt} + \Delta T_{sh,mt} \quad (6.15)$$

Παράλληλα το σημείο 1 προκύπτει με ανάμειξη του σημείου 13, που έχει αναλυθεί παραπάνω, και του σημείου 15. Επομένως στην ανάμειξη ισχύει η αρχή διατήρησης μάζας και ενέργειας ως εξής:

$$\dot{m}_{lt} + \dot{m}_{mt} + \dot{m}_{gas} = \dot{m}_{gc} \quad (6.16)$$

$$\dot{m}_{gas} \cdot h_{15} + (\dot{m}_{lt} + \dot{m}_{mt}) \cdot h_{13} = \dot{m}_{gc} \cdot h_1 \quad (6.17)$$

Το σημείο 15 προκύπτει με εκτόνωση του κορεσμένου ατμού ενδιάμεσης πίεσης κατάστασης 14 μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας. Επομένως ισχύει ότι:

$$h_{14} = h_{15} \quad (6.18)$$

Από την άλλη πλευρά, το υγρό μετά την έξοδό του από το δοχείο χωρίζεται έτσι ώστε το ρευστό παροχής \dot{m}_{lt} να εκτονώνεται έως τη χαμηλή πίεση και το ρευστό παροχής \dot{m}_{mt} να εκτονώνεται έως τη μέση πίεση. Επομένως ισχύει ότι:

$$h_5 = h_6 = h_7 = h_9 = h_{10} \quad (6.19)$$

Εν συνεχεία, ο συμπιεστής μέσης πίεσης ανυψώνει το διοξείδιο του άνθρακα στην υψηλότερη πίεση του κύκλου P_{gc} , η οποία μετριέται. Ο συμπιεστής μέσης πίεσης έχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης που ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{is,comp2} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6.20)$$

Στην παρούσα σχέση, είναι γνωστή η θερμοκρασία του σημείου 2, η T_2 , η οποία είναι η θερμοκρασία εξόδου του διοξειδίου του άνθρακα από το συμπιεστή. Το θερμοδυναμικό έργο του συμπιεστή υψηλής πίεσης είναι το εξής:

$$W_{comp2} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.21)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνει ο συμπιεστής είναι:

$$P_{el2} = \frac{W_{comp2}}{\eta_{mg}} \quad (6.22)$$

Όπου $\eta_{mg} = 98\%$ ο ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης.

Η συνολική ηλεκτρική ισχύς των 2 συμπιεστών περιγράφεται ως εξής:

$$P_{el,EES} = P_{el1} + P_{el2} \quad (6.23)$$

Η $P_{el,EES}$ υπολογίζεται με βάση όλα όσα προαναφέρθηκαν. Η τιμή αυτή που προκύπτει συγκρίνεται με την αντίστοιχη τιμή που προκύπτει μέσω των μετρήσεων $P_{el,meas}$. Συγκεκριμένα, από τις μετρήσεις είναι γνωστή η συνολική καταναλισκόμενη ηλεκτρική ενέργεια από την οποία αφαιρείται ένα ποσοστό 2% το οποίο αφορά την κατανάλωση των ανεμιστήρων. Επίσης, η ενέργεια αυτή διαιρείται με το κατάλληλο χρονικό διάστημα ούτως ώστε να προκύψει η αντίστοιχη ισχύς η οποία θα συγκριθεί με την υπολογιζόμενη. Επίσης, το ποσό θερμότητας που αποβάλλεται στο περιβάλλον μέσω του εναλλάκτη αερίου (gas cooler) ορίζεται ως εξής:

$$Q_{gc} = \dot{m}_{gc} \cdot (h_2 - h_3) \quad (6.24)$$

Για σημείο 3 είναι γνωστή η θερμοκρασία του καθώς είναι η θερμοκρασία εξόδου του διοξειδίου του άνθρακα από τον gas cooler. Επομένως, ισχύει η εξής σχέση:

$$T_3 = T_{gc,out} \quad (6.25)$$

Μετά τον εναλλάκτη αερίου (gas cooler), το διοξείδιο του άνθρακα εισάγεται σε εκτονωτική βαλβίδα και στη συνέχεια το διφασικό μείγμα που προκύπτει εισάγεται στο δοχείο. Ισχύει η εξής εξίσωση για τις ενθαλπίες:

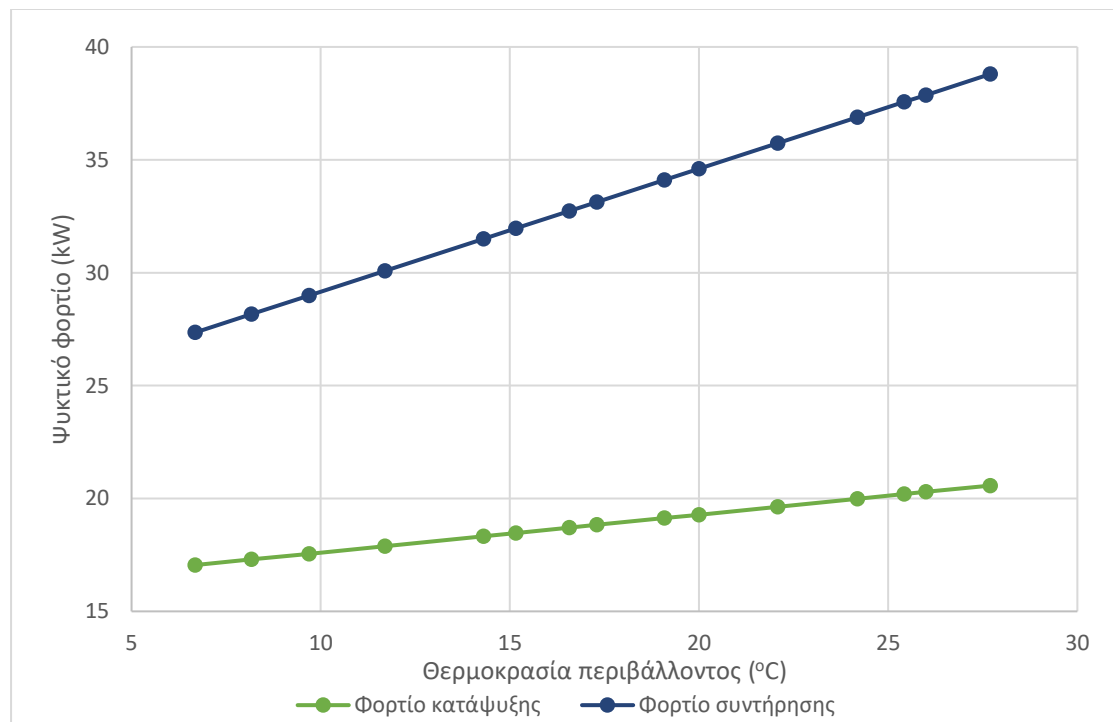
$$h_3 = h_4 \quad (6.26)$$

Τέλος, θεωρείται ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος που υπολογίζεται ως εξής:

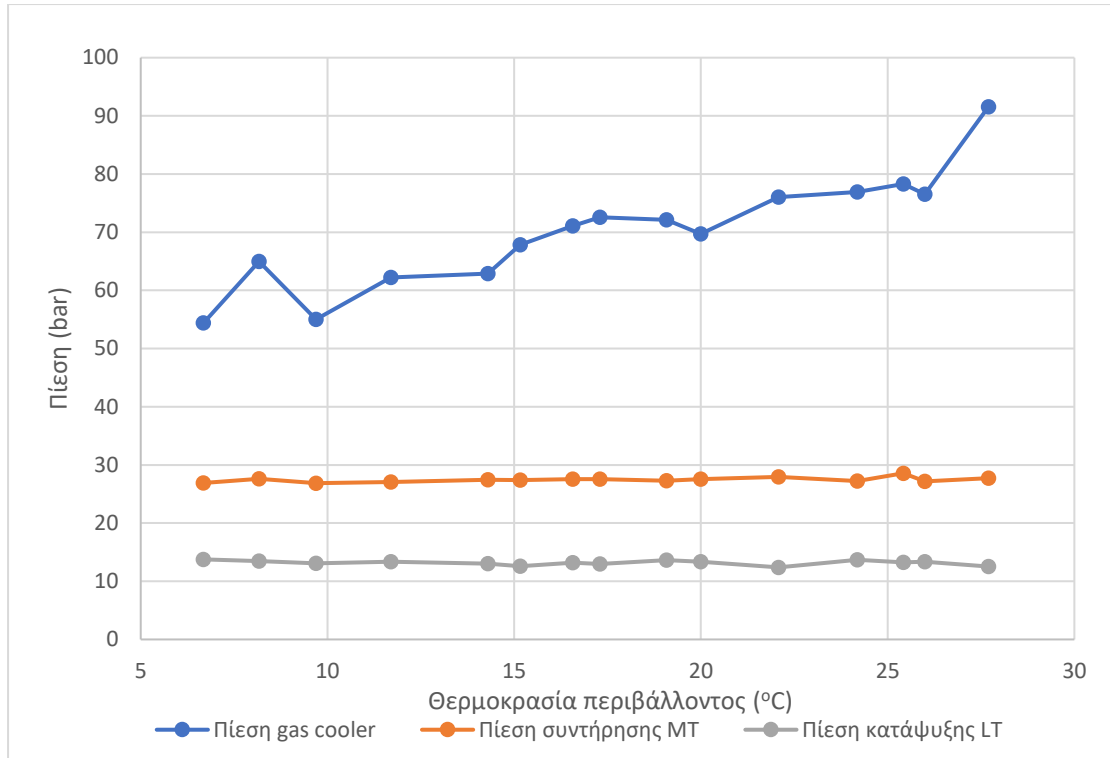
$$COP_{EES} = \frac{Q_{lt} + Q_{mt}}{P_{el,EES}} \quad (6.27)$$

6.3. Επαλήθευση του μοντέλου

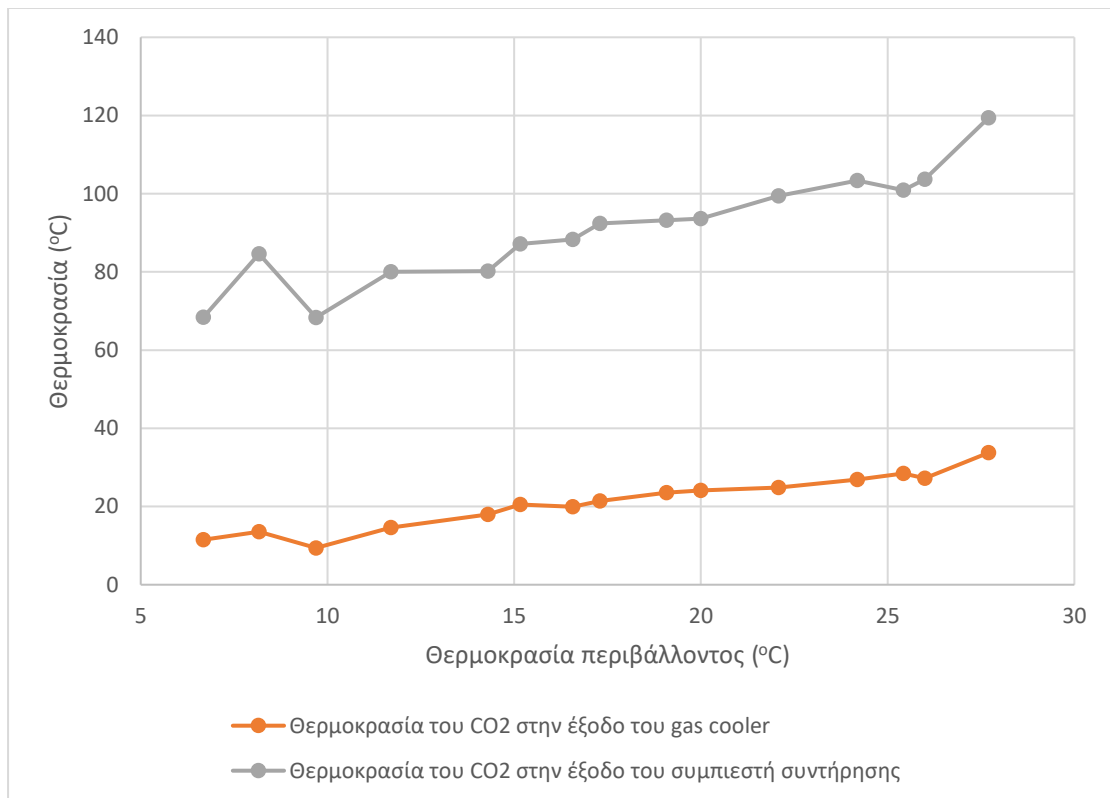
Προκειμένου να επιβεβαιωθεί και να επαληθευτεί το μοντέλο λαμβάνονται υπόψη από το σύνολο των μετρήσεων 15 χρονικά διαστήματα διάρκειας 45 λεπτών, τα οποία καλύπτουν όλο το θερμοκρασιακό εύρος και αφορούν μέρες και ώρες κατά τις οποίες το κατάστημα βρίσκεται σε λειτουργία, έτσι ώστε να ισχύουν οι γραμμικές σχέσεις του ψυκτικού φορτίου. Η διάρκεια αυτή καθορίζεται έτσι ώστε να εξομαλυνθούν οι μεταβολές των ψυκτικών φορτίων που μπορεί να συμβούν τυχαία λόγω ανοίγματος των θυρών των ψυγείων ή των θαλάμων. Στα διαστήματα που επιλέχθηκαν οι μεταβολές των μετρούμενων μεγεθών δεν ήταν μεγάλες, έτσι ώστε η λειτουργία του συστήματος στα εν λόγω διαστήματα να προσεγγίζει τη μόνιμη κατάσταση. Σε αυτά τα διαστήματα υπολογίζονται οι μέσες τιμές των μετρούμενων μεγεθών και εισάγονται ως δεδομένα στον κώδικα του EES που έχει αναπτυχθεί με βάση το μοντέλο του κεφαλαίου 6.2. Ακολουθούν διαγράμματα με ορισμένα μεγέθη από τα 15 χρονικά διαστήματα που χρησιμοποιήθηκαν ως δεδομένα στην παρούσα μελέτη.



Σχήμα 6. 6: Μεταβολή των ψυκτικών φορτίων των 15 χρονικών διαστημάτων συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



Σχήμα 6. 7: Μεταβολή των πιέσεων του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τα 15 χρονικά διαστήματα.



Σχήμα 6. 8: Μεταβολή των θερμοκρασιών του συστήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τα 15 χρονικά διαστήματα.

Παρατηρείται εν γένει αύξηση της πίεσης του gas cooler, της θερμοκρασίας εξόδου του CO₂ από τον gas cooler και της θερμοκρασίας εξόδου του CO₂ από το συμπιεστή συντήρησης με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Σε αντίθεση με το συμπιεστή συντήρησης, για το συμπιεστή κατάψυξης δεν έχουμε δεδομένα για τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στην έξοδό του. Επομένως θα πρέπει να γίνει μία εκτίμηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή κατάψυξης $\eta_{is,comp1}$. Για να επιτευχθεί αυτό, υπολογίζεται αρχικά από τις δεδομένες μετρήσεις ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή συντήρησης $\eta_{is,comp2}$ (μέση τιμή από όλα τα διαστήματα 79%). Επιπλέον, είναι γνωστό ότι χρησιμοποιούνται συμπιεστές της εταιρείας BITZER και συγκεκριμένα ο 2EME-4K για την κατάψυξη και ο 4HTE-20K για τη συντήρηση. Στον ιστότοπο της εταιρείας υπάρχει διαθέσιμο διαδικτυακό λογισμικό [6.4] με βάση το οποίο εκτιμώνται οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης και των δύο συμπιεστών. Για όλα τα χρονικά διαστήματα που εξετάστηκαν, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή συντήρησης που προέκυψε από το λογισμικό της BITZER $\eta_{is,comp2,BITZER}$ (μέση τιμή από όλα τα διαστήματα 72%) ήταν μικρότερος από τον αντίστοιχο που προέκυψε από τις μετρήσεις. Σε κάθε μία από τις 15 περιπτώσεις υπολογίζεται ο λόγος τους $\frac{\eta_{is,comp2,BITZER}}{\eta_{is,comp2}}$ (μέση τιμή από όλα τα διαστήματα 91%) και θεωρείται ότι ο λόγος αυτός ισχύει και για το συμπιεστή κατάψυξης. Με βάση το λόγο αυτό και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης που υπολογίζει το λογισμικό της BITZER για το συμπιεστή κατάψυξης $\eta_{is,comp1,BITZER}$ (μέση τιμή από όλα τα διαστήματα 73%), εκτιμάται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή κατάψυξης $\eta_{is,comp1}$ (μέση τιμή από όλα τα διαστήματα 80%).

Με βάση τις εξισώσεις του υπολογιστικού μοντέλου προκύπτει η συνολική ηλεκτρική ισχύς $P_{el,EES}$ και ο συντελεστής συμπεριφοράς COP_{EES} . Επίσης, με βάση τις μετρήσεις προκύπτει αντίστοιχα η ηλεκτρική ισχύς των συμπιεστών $P_{el,meas}$ και ο συντελεστής συμπεριφοράς COP_{meas} . Για τον υπολογισμό και των δύο συντελεστών συμπεριφοράς χρησιμοποιούνται οι γραμμικές σχέσεις προσδιορισμού των φορτίων, όπως περιγράφονται στο κεφάλαιο 6.2. Ως κριτήριο για την εγκυρότητα του μοντέλου θεωρείται το σχετικό σφάλμα των συντελεστών συμπεριφοράς, που ορίζεται ως εξής:

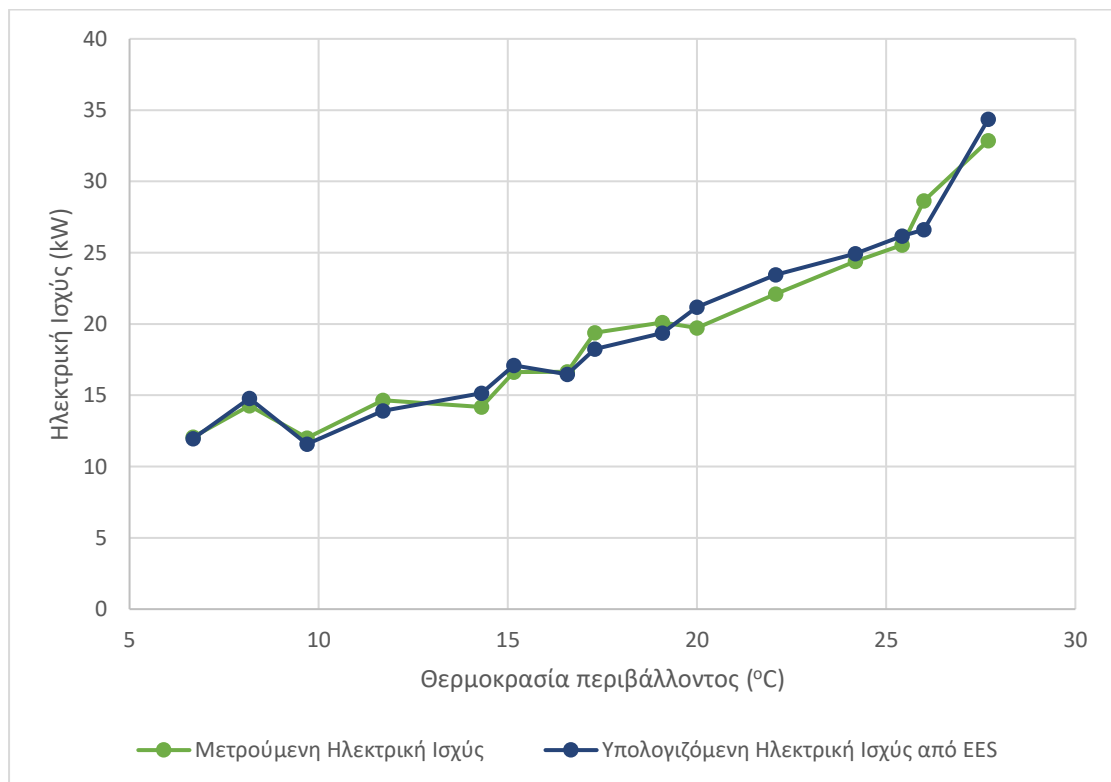
$$Err = \frac{|COP_{EES} - COP_{meas}|}{COP_{meas}} \quad (6.28)$$

Εν συνεχεία, ακολουθεί ο πίνακας 6.2 με τα κυριότερα αποτελέσματα που προέκυψαν από το υπολογιστικό μοντέλο.

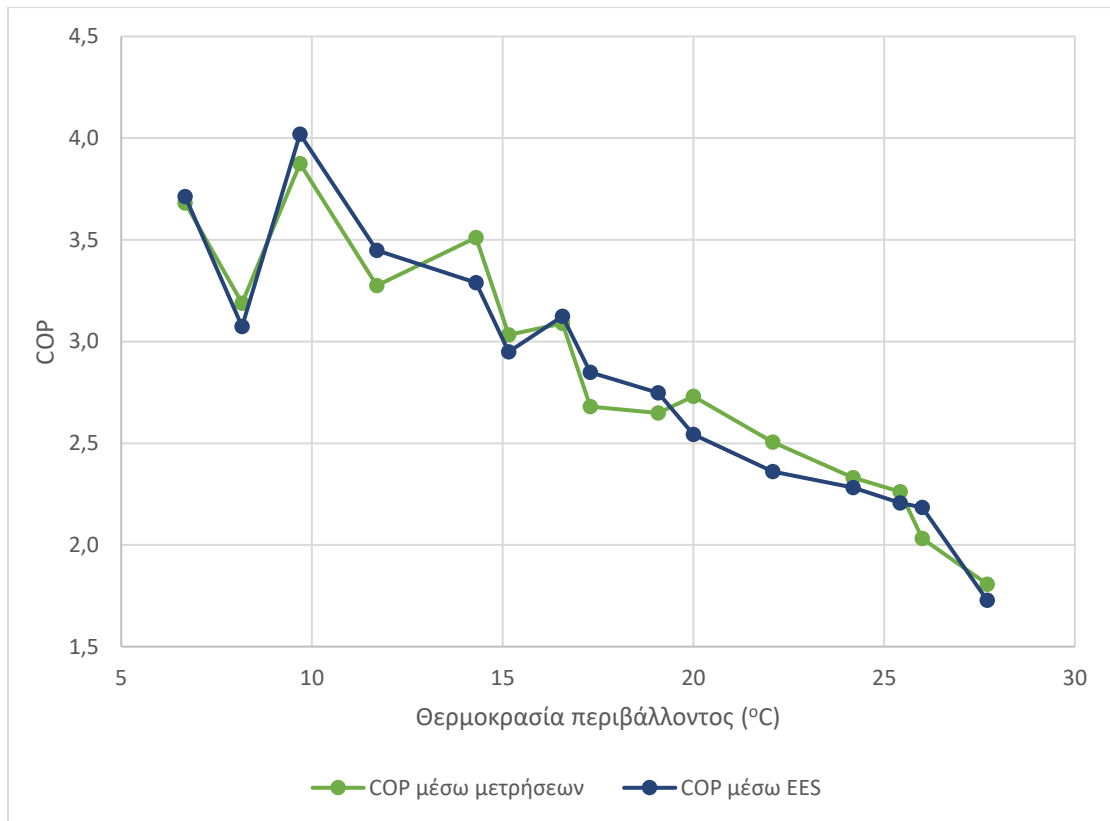
Πίνακας 6. 2: Πίνακας αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου.

Χρονικά Διαστήματα	T_{amb} (°C)	$\eta_{is,comp2}$	$\eta_{is,comp2,BITZER}$	$\frac{\eta_{is,comp2,BITZER}}{\eta_{is,comp2}}$	$\eta_{is,comp1,BITZER}$	$\eta_{is,comp1}$	$P_{el,meas}$ (kW)	$P_{el,EES}$ (kW)	COP_{meas}	COP_{EES}	Err
1	6.68	0.85	0.72	0.84	0.72	0.85	12.06	11.96	3.68	3.71	6.29%
2	8.17	0.78	0.72	0.92	0.73	0.80	14.26	14.79	3.19	3.07	2.10%
3	9.69	0.83	0.71	0.85	0.75	0.88	12.01	11.58	3.88	4.02	3.76%
4	11.70	0.76	0.72	0.95	0.74	0.78	14.65	13.91	3.28	3.45	2.42%
5	14.30	0.75	0.71	0.95	0.73	0.77	14.19	15.14	3.51	3.29	7.55%
6	15.16	0.77	0.70	0.91	0.72	0.78	16.63	17.10	3.03	2.95	4.39%
7	16.57	0.73	0.73	0.99	0.73	0.74	16.65	16.47	3.09	3.12	3.60%
8	17.30	0.82	0.71	0.87	0.73	0.84	19.39	18.24	2.68	2.85	5.32%
9	19.08	0.83	0.71	0.86	0.72	0.83	20.10	19.37	2.65	2.75	2.73%
10	20.00	0.89	0.72	0.81	0.73	0.90	19.73	21.18	2.73	2.54	1.11%
11	22.08	0.77	0.72	0.94	0.71	0.76	22.10	23.46	2.51	2.36	5.79%
12	24.19	0.76	0.74	0.96	0.73	0.76	24.40	24.92	2.33	2.28	6.86%
13	25.42	0.73	0.73	1.00	0.73	0.74	25.53	26.16	2.26	2.21	0.87%
14	26.00	0.80	0.73	0.90	0.72	0.80	28.64	26.63	2.03	2.18	3.74%
15	27.70	0.82	0.73	0.88	0.73	0.83	32.86	34.37	1.81	1.73	6.30%
Μέσες τιμές		0.79	0.72	0.91	0.73	0.80					4.19%

Επίσης, παρατίθενται συγκριτικά διαγράμματα για την ηλεκτρική ισχύ και το συντελεστή συμπεριφοράς.



Σχήμα 6. 9: Συγκριτικό διάγραμμα για την ηλεκτρική ισχύ συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



Σχήμα 6. 10: Συγκριτικό διάγραμμα για το συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Αρχικά συμπεραίνεται ότι αυξάνει η συνολική ηλεκτρική ισχύς των 2 συμπιεστών και μειώνεται ο συντελεστής συμπεριφοράς με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Τόσο για την ηλεκτρική ισχύ, όσο και το συντελεστή συμπεριφοράς, οι τιμές που προκύπτουν από το υπολογιστικό μοντέλο είναι παραπλήσιες σε σχέση με αυτές που προκύπτουν από τις μετρήσεις. Για το συντελεστή συμπεριφοράς προκύπτει μέσο σφάλμα 4.19% με εύρος από 0.87% έως 7.55%, τιμές που θεωρούνται αποδεκτές.

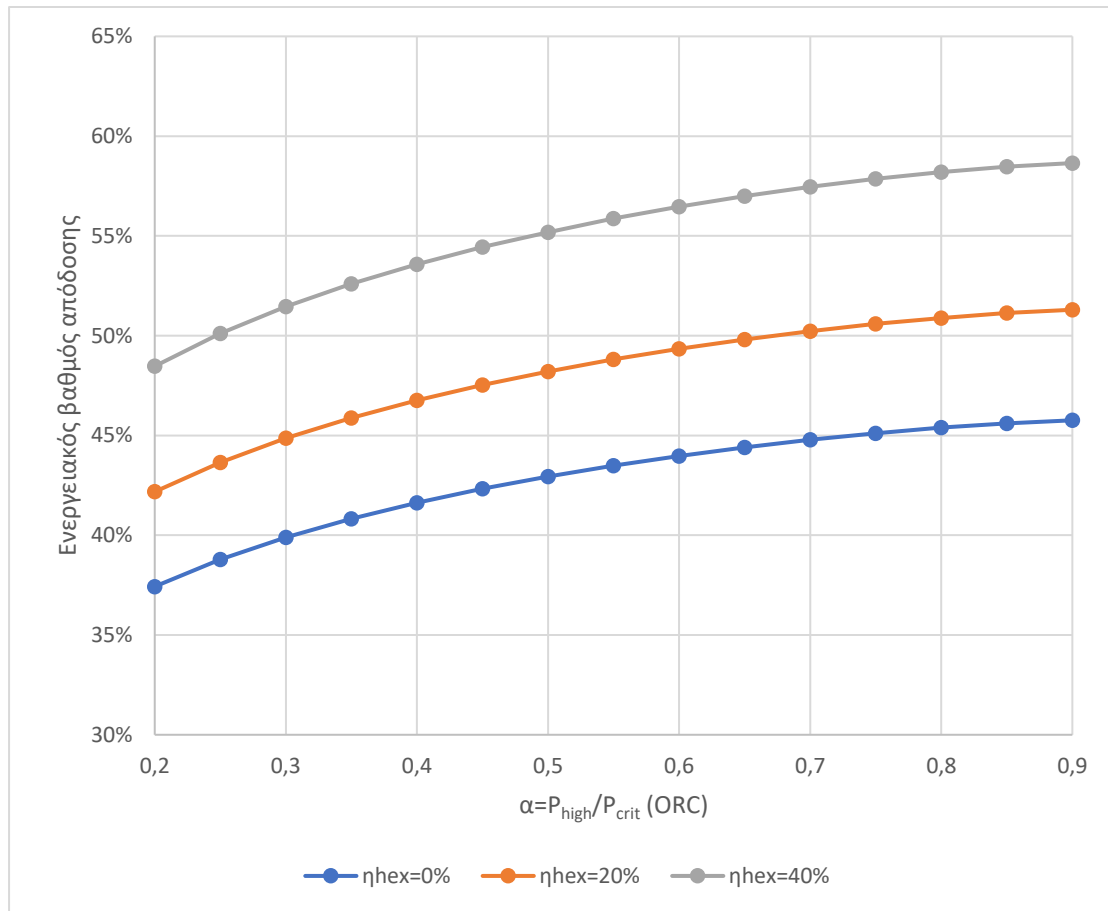
6.4. Πρόταση για τριπαγωγή στο supermarket

Στο παρόν κεφάλαιο θα παρουσιαστεί μία πρόταση για αναβάθμιση του υπάρχοντος συστήματος Booster που μελετήθηκε προηγουμένως σε σύστημα τριπαγωγής. Θα χρησιμοποιηθεί ο αλγόριθμος επίλυσης σε μόνιμη κατάσταση που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 4, αλλά αυτή τη φορά με τις παραμέτρους του συστήματος από το οποίο ελήφθησαν οι μετρήσεις. Σε αυτή την περίπτωση θα χρησιμοποιηθούν ξανά οι διατάξεις που προαναφέρθηκαν στο κεφάλαιο 4, όπως παραβολικοί συλλέκτες, εναλλάκτες, στρόβιλος και σύστημα οργανικού κύκλου Rankine. Ειδικότερα, στον οργανικό κύκλο Rankine θεωρείται εργαζόμενο μέσο MDM, καθώς προηγουμένως προέκυψε οικονομικά πιο συμφέρον. Παρακάτω ακολουθεί πίνακας με τα δεδομένα που ελήφθησαν υπόψη στο νέο σύστημα τριπαγωγής.

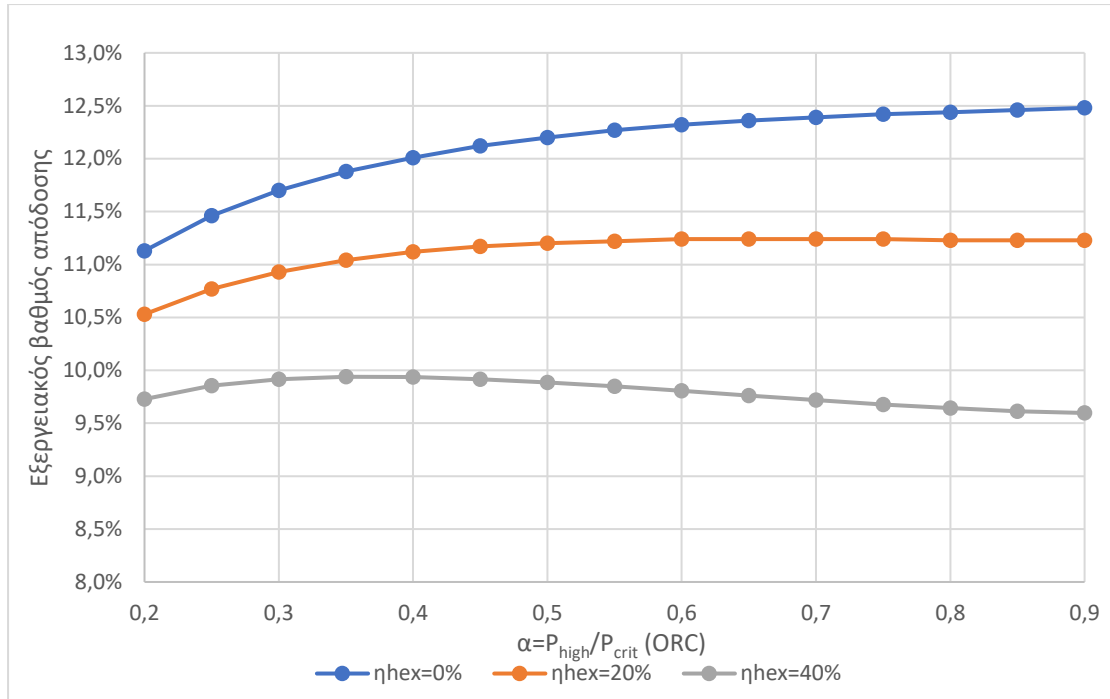
Πίνακας 6. 3: Δεδομένα νέου συστήματος τριπαραγωγής.

Παράμετροι	Τιμές
Χαμηλή πίεση κατάψυξης P_{lt}	14.05 bar
Μέση πίεση συντήρησης P_{mt}	28.85 bar
Φορτίο κατάψυξης σχεδιασμού $Q_{lt,design}$	20.96 kW
Φορτίο συντήρησης σχεδιασμού $Q_{mt,design}$	40.05 kW
Θερμοκρασία περιβάλλοντος σχεδιασμού T_{amb}	35°C

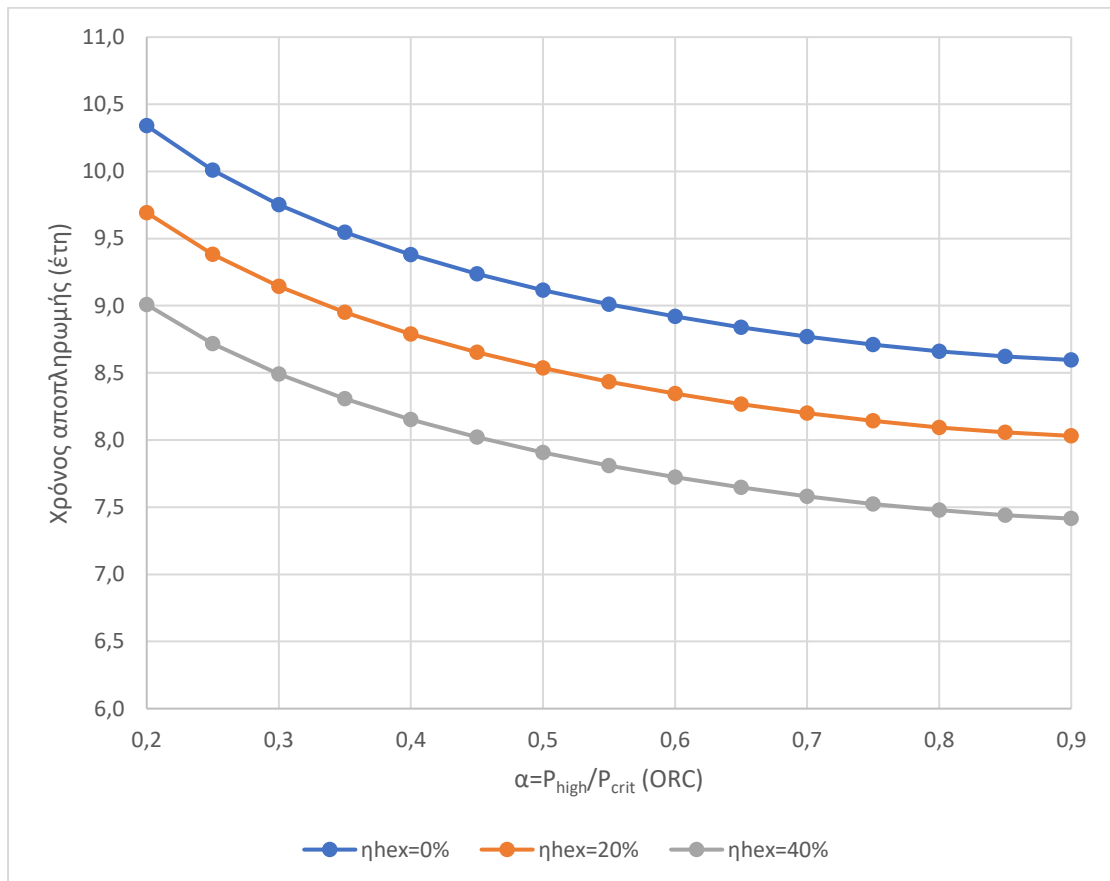
Επίσης, οι βασικοί παράμετροι του συστήματος θεωρήθηκαν κατόπιν δοκιμών ως εξής: η υψηλή πίεση του συστήματος P_{high} θεωρήθηκε ίση με 200 bar, η πίεση του gas cooler ίση με P_{gc} 85 bar και η θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18} 550 °C. Ως προς το λόγο ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α και την αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex} θεωρούνται διάφορες τιμές και παρουσιάζονται τα κυριότερα αποτελέσματα που προέκυψαν στα διαγράμματα των επόμενων σχημάτων.



Σχήμα 6. 11: Ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος συναρτήσει του λόγου α για διάφορες τιμές η_{hex} .



Σχήμα 6. 12: Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος συναρτήσει του λόγου α για διάφορες τιμές η_{hex} .



Σχήμα 6. 13: Χρόνος αποπληρωμής του συστήματος συναρτήσει του λόγου α για διάφορες τιμές η_{hex} .

Γίνεται αντιληπτό ότι με την αύξηση της αποτελεσματικότητας του ανακομιστή προκύπτουν μεγαλύτερες τιμές ενεργειακού βαθμού απόδοσης αλλά μικρότερες τιμές χρόνου αποπληρωμής και εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Επομένως, ενεργειακά και οικονομικά είναι πιο συμφέρουσα η τιμή αποτελεσματικότητας του ανακομιστή η_{hex} ίση με 40%. Για τους ίδιους λόγους, επιλέγεται για το λόγο ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α τιμή ίση με 0.9. Παρακάτω ακολουθεί ο πίνακας 6.4 με τις κυριότερες παραμέτρους και τα σημαντικότερα αποτελέσματα.

Πίνακας 6. 4: Παράμετροι και αποτελέσματα του νέου συστήματος τριπαραγωγής.

Παράμετροι	Τιμές
Αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex}	0.4
Λόγος ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α	0.9
Υψηλή πίεση του συστήματος P_{high}	200 bar
Πίεση του gas cooler P_{gc}	85 bar
Θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18}	550°C
Θερμοκρασία περιβάλλοντος σχεδιασμού T_{amb}	35°C
Αποτελέσματα	Τιμές
Εισαγόμενο ποσό θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής Q_{in}	268.38 kW
Καθαρή ηλεκτρική ισχύς $P_{el,net}$	18.21 kW
Ωφέλιμη θερμότητα Q_{heat}	171.87 kW
Συλλεκτική επιφάνεια A_a	535.1 m ²
Ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{en}	58.7%
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος η_{ex}	9.6%
Κόστος επένδυσης C_0	343586 €
Απλός χρόνος αποπληρωμής $SPBP$	6.31
Χρόνος αποπληρωμής PBP	7.42
Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR	15.4%
Καθαρή παρούσα αξία NPV	507231 €

Αξίζει να σημειωθεί ότι το εν λόγω σύστημα εμφανίζει στη μόνιμη κατάσταση ικανοποιητική ενεργειακή αποδοτικότητα και οικονομική συμπεριφορά, η οποία είναι ελαφρώς δυσμενέστερη σε σχέση με το σύστημα που έχει ήδη μελετηθεί.

Βιβλιογραφία 6^{ου} Κεφαλαίου

- [6.1] Tsamos, K.M, Ge, Y.T, Santosa, ID, Tassou, S.A, Bianchi, G & Mylona, Z 2017, 'Energy Conversion and Management, Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates', *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 822–829.
- [6.2] Mitsopoulos, G, Syngounas, E, Tsimpoukis, D, Bellos, E, Tzivanidis, C & Anagnostatos, S 2019, 'Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO₂ refrigerant', *Energy Conversion and Management: X*, vol X 1, 100006.
- [6.3] Tsimpoukis, D, Syngounas, E, Petsanas, D, Mitsopoulos, G, Anagnostatos, S, Bellos, E, Tzivanidis, C & Vrachopoulos, M 2020, 'Energy and environmental investigation of R744 all-in-one configurations for refrigeration and heating/air conditioning needs of a supermarket', *Journal of Cleaner Production*, vol. 279, 123234.
- [6.4] <https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1628353421572&mod=HHK>

Κεφάλαιο 7: Συμπεράσματα-Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα

7.1 Συμπεράσματα

Ο στόχος της συγκεκριμένης διπλωματικής εργασίας ήταν η ανάλυση και η μελέτη μίας μονάδας τριπαραγωγής, η οποία θα μπορεί να εγκατασταθεί σε supermarket. Η επιδίωξη της μελέτης ήταν η συγκρότηση ενός συστήματος που θα καλύπτει, καταρχήν, τις ψυκτικές απαιτήσεις των τροφίμων του καταστήματος. Παράλληλα με την ίδια εγκατάσταση, να μπορεί να παράγεται ηλεκτρική ενέργεια, η οποία θα χρησιμοποιείται για την κατανάλωση των συμπιεστών του ψυκτικού συγκροτήματος, καθώς επίσης και ωφέλιμη θερμότητα για την κάλυψη των θερμικών αναγκών του καταστήματος, για θέρμανση χώρων και παροχή ζεστού νερού προς χρήση. Για την εν λόγω μονάδα ήταν επιθυμητό να είναι όσο το δυνατόν ενεργειακά αποδοτικότερη, να εμφανίζει τη βέλτιστη δυνατή εξεργειακή συμπεριφορά και την καλύτερη δυνατή οικονομική βιωσιμότητα. Αυτοί οι σκοποί επιτεύχθηκαν με τη μελέτη και τη βελτιστοποίηση μίας μονάδας τριπαραγωγής, η οποία είχε ως βάση ένα σύστημα ψύξης Booster με εργαζόμενο μέσο διοξείδιο του άνθρακα. Ειδικότερα, προτάθηκε η αναβάθμιση του υπάρχοντος ψυκτικού κύκλου και η ενσωμάτωση διατάξεων του κύκλου Brayton σε αυτόν, όπως ο εναλλάκτης για πρόσδοση θερμότητας, ο στρόβιλος και ο ανακομιστής. Ως πηγή ενέργειας επιλέχθηκε η ηλιακή ακτινοβολία, η οποία θα δεσμεύεται από παραβολικούς συλλέκτες και η παραγόμενη θερμότητα θα αποθηκεύεται σε ένα δοχείο. Επιπλέον, μελετάται η τοποθέτηση συστήματος ανάκτησης θερμότητας για την αξιοποίηση της σε έναν οργανικό κύκλο Rankine με σκοπό την παραγωγή περαιτέρω ηλεκτρικής ισχύος. Τέλος, επιδιώκεται η εκμετάλλευση της απομένουσας θερμότητας για την κάλυψη των θερμικών αναγκών. Από την ανάλυση της συγκεκριμένης μονάδας προέκυψαν τα εξής συμπεράσματα:

- ❖ Επιβάλλεται η εγκατάσταση συστήματος οργανικού κύκλου Rankine (ORC), προκειμένου να προκύψει θετικό πρόσημο στην καθαρή ηλεκτρική ενέργεια, δηλαδή να καλύπτονται οι καταναλώσεις των συμπιεστών του συστήματος και το υπόλοιπο να πωλείται στο δίκτυο.
- ❖ Επειδή το σύστημα ανάκτησης θερμότητας βρίσκεται αμέσως μετά τον ανακομιστή, η θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον ORC εξαρτάται από την αποτελεσματικότητα του ανακομιστή.
- ❖ Όταν η αποτελεσματικότητα του ανακομιστή λαμβάνει μεγάλες τιμές (γύρω στο 60%), τότε με βάση τη θερμοκρασία πρόσδοσης στον ORC που προκύπτει επιλέγεται το πεντάνιο ως οργανικό εργαζόμενο μέσο, το οποίο είναι το βέλτιστο ενεργειακά και εξεργειακά.
- ❖ Όταν η αποτελεσματικότητα του ανακομιστή λαμβάνει μικρότερες τιμές (γύρω στο 40%), τότε με βάση τη θερμοκρασία πρόσδοσης στον ORC που προκύπτει επιλέγεται το MDM ως οργανικό εργαζόμενο μέσο, με το οποίο προκύπτει βέλτιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης. Με τη χρήση του MDM προκύπτει μεγαλύτερη παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας αλλά μικρότερη ηλεκτροπαραγωγή σε σχέση με την περίπτωση χρήσης πεντανίου.

- ❖ Μέσω της παραμετρικής ανάλυσης και της βελτιστοποίησης του συστήματος τριπαραγωγής σε μόνιμη κατάσταση (θερμοκρασία περιβάλλοντος σχεδιασμού $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$) προκύπτουν οι βέλτιστες τιμές των σημαντικότερων παραμέτρων του συστήματος που είναι η αποτελεσματικότητα του ανακομιστή η_{hex} , ο λόγος ανώτερης πίεσης προς την κρίσιμη πίεση του ORC α , η υψηλή πίεση του συστήματος P_{high} , η πίεση του gas cooler P_{gc} και η θερμοκρασία εισόδου του διοξειδίου του άνθρακα στον στρόβιλο T_{18} . Έτσι προκύπτουν τα βέλτιστα σενάρια λειτουργίας στη μόνιμη κατάσταση.
- ❖ Όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή της άμεσης ακτινοβολίας καθέτου επιπέδου που αξιοποιεί ο παραβολικός συλλέκτης και όσο μικρότερη είναι η τιμή της γωνίας πρόσπτωσης τόσο μεγαλύτερο ποσό θερμότητας δεσμεύεται και αποδίδεται στο σύστημα με αποτέλεσμα να αυξάνει η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς.
- ❖ Μέσω της διαδικασίας της βελτιστοποίησης της ετήσιας λειτουργίας και για τις 2 περιπτώσεις οργανικών εργαζομένων μέσων, προέκυψε ο βέλτιστος συνδυασμός συλλεκτικής επιφάνειας και αντίστοιχου όγκου δοχείου ο οποίος ικανοποιούσε με τον καλύτερο δυνατό τρόπο του στόχους της βελτιστοποίησης (ετήσιος ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης, χρόνος αποπληρωμής, καθαρή παρούσα αξία). Στην τελική επιλογή ελήφθησαν περισσότερο υπόψη τα οικονομικά κριτήρια και προέκυψαν συλλεκτικές επιφάνειες ελαφρώς μεγαλύτερες σε σχέση με αυτές που υπολογίζονταν κατά τη λειτουργία σε μόνιμη κατάσταση.
- ❖ Όπως και στη μόνιμη κατάσταση, έτσι και σε δυναμικές συνθήκες, το σύστημα τριπαραγωγής με χρήση MDM στον ORC προέκυψε οικονομικά πιο συμφέρον (PBP=6.7 έτη έναντι 9.52), ενεργειακά αποδοτικότερο (ετήσιος ενεργειακός βαθμός απόδοσης 56.4% έναντι 44.4%) και εμφάνιζε μεγαλύτερη παραγωγή ωφέλιμης θερμότητας σε σχέση με το αντίστοιχο σύστημα όπου χρησιμοποιούνταν πεντάνιο. Στο σύστημα στο οποίο θεωρήθηκε εργαζόμενο μέσο στον ORC πεντάνιο, προέκυψε μεγαλύτερος εξεργειακός βαθμός απόδοσης (9.3% έναντι 8.4%) και μεγαλύτερη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.
- ❖ Η μονάδα τριπαραγωγής λειτουργεί για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα κατά τη διάρκεια της ημέρας αλλά και πιο σταθερά κατά τους θερινούς μήνες. Τους υπόλοιπους μήνες η λειτουργία είναι διακοπτόμενη. Οπότε, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί μία βοηθητική θερμότητας προκειμένου να αντισταθμιστούν οι θερμοκρασιακές μεταβολές στο δοχείο αποθήκευσης, οι οποίες οδηγούν το σύστημα σε μη σταθερή λειτουργία.

7.2 Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα

Παρακάτω δίνονται μερικές ιδέες για μελλοντική έρευνα στο ερευνητικό πεδίο της παρούσας εργασίας.

- Θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί άλλος τύπος συγκεντρωτικού συλλέκτη (π.χ. ηλιακός κεντρικός δέκτης) ή να πραγματοποιηθεί μοντελοποίηση με δύο δοχεία αποθήκευσης.
- Θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί διαφορετικό εργαζόμενο μέσο στους ηλιακούς συλλέκτες αλλά και στο σύστημα αποθήκευσης θερμότητας.
- Θα μπορούσε να μελετηθεί η χρήση 3 συμπιεστών στον κύκλο διοξειδίου του άνθρακα. Συγκεκριμένα, προτείνεται η εγκατάσταση ενός συμπιεστή που θα ανυψώνει το ρευστό από την πίεση συντήρησης έως την πίεση του gas cooler και ένας άλλος συμπιεστής από την πίεση του gas cooler έως την υψηλή πίεση του συστήματος.
- Πραγματοποίηση ανάλυσης με μία επιπλέον βοηθητική πηγή θερμότητας (όπως η καύση βιομάζας) τόσο με ενεργειακά, όσο και με οικονομικά κριτήρια.
- Θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί αναλυτική εξεργειακή ανάλυση του συστήματος και εξεργο-οικονομική βελτιστοποίησης του συστήματος.