



Ανάκτηση θερμότητας από
ναυτικούς κινητήρες για
παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας
μέσω Οργανικού Κύκλου Rankine

Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: Καρέλλας Σωτήριος, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2024

KARYOTIS EVANGELOS

Waste heat recovery from marine engines for power production using Organic Rankine Cycle

Sector: Thermal Energy

Supervisor: Karellas Sotirios, NTUA Professor

Athens 2024



SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING

Ευχαριστίες:

Θα ήθελα να εκφράσω τις ευχαριστίες μου προς τον Καθ. Καρέλλα Σωτήριο, καθηγητή του τομέα Θερμότητας του ΕΜΠ, για την ευκαιρία που μου έδωσε να εκπονήσω την διπλωματική μου εργασία υπό τις οδηγίες του. Επιπλέον θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τους Δρ. Ρουμπεδάκη Τρύφωνα και Δρ. Πάλλη Πλάτωνα για την καθοδήγηση και τη βοήθεια που μου παρείχαν κατά τη διάρκεια συγγραφής της εργασίας. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους συναδέλφους μου από το Πολεμικό Ναυτικό κ. Καπράλο Ευάγγελο και Κιοσελόγλου Δημήτριο για την στήριξη που μου παρείχαν κατά τη διάρκεια της φοίτησής μου στο ΕΜΠ.

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτή τη Διπλωματική εργασία είναι του συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Ονοματεπώνυμο:

Καρυώτης Ευάγγελος

Περιεχόμενα

1.	Εισαγωγή	14
1.1	Το περιβαλλοντικό αντίκτυπο της ναυτιλίας εξαιτίας των εκπομπών ρύπων 14	
1.2	Απορριπτόμενη θερμότητα των ναυτικών κινητήρων diesel	16
1.3	Σκοπός της εργασίας	19
2.	Οργανικός Κύκλος Rankine.....	21
2.1	Θερμοδυναμικός κύκλος Clausius – Rankine	21
2.2	Οργανικός κύκλος Rankine.....	23
2.3	Θερμοδυναμική ανάλυση του Οργανικού Κύκλου Rankine	24
2.4	Τύποι εκτονωτών στον Οργανικό Κύκλο Rankine	29
2.4.1	Εκτονωτές ογκομετρικού τύπου.....	29
2.4.2	Στρόβιλοι.....	32
2.5	Οι εναλλάκτες στον Οργανικό Κύκλο Rankine	35
2.5.1	Βασικά στοιχεία εναλλακτών	35
2.5.2	Αυλωτοί εναλλάκτες.....	37
2.5.3	Πλακοειδείς εναλλάκτες.....	37
2.5.4	Αερόψυκτοι εναλλάκτες.....	39
2.6	Οργανικά ρευστά για συστήματα Οργανικού Κύκλου Rankine.....	40
2.6.1	Κατηγοριοποίηση των οργανικών ρευστών.....	40
2.6.2	Θερμοδυναμικές και φυσικές ιδιότητες των οργανικών ρευστών.....	42
2.6.3	Θερμοχημική σταθερότητα των οργανικών ρευστών	43
2.6.4	Ευφλεκτότητα και ασφάλεια.....	44
2.6.5	Κανονισμοί και νομοθεσία γύρω από τα οργανικά ρευστά	45
2.6.6	Κριτήρια για την επιλογή των οργανικών ρευστών	46
3.	Μοντελοποίηση του συστήματος	48
3.1	Εισαγωγή	48
3.2	Η εγκατάσταση πρόωσης	48
3.2.1	Εισαγωγή	48
3.2.2	Επιχειρησιακό προφίλ	50
3.2.3	Χωροταξικοί περιορισμοί.....	51
3.2.4	Επιλογή μηχανής	53
3.2.5	Καύσιμο F-76	54
3.3	Μοντέλο ανάλυσης	55
3.3.1	Εισαγωγή	55
3.3.2	Η μηχανή MTU 20V 956 TB 82.....	56
3.3.3	Το θερμοδυναμικό μοντέλο	57
3.3.4	Θερμοδυναμική ανάλυση	59
3.3.5	Οικονομική ανάλυση – Βασικοί οικονομικοί όροι.....	60
3.3.6	Οικονομική ανάλυση – Κριτήρια αξιολόγησης	62
3.3.7	Οικονομική ανάλυση – Παραδοχές και δεδομένα	65
4.	Αποτελέσματα θερμοδυναμικής ανάλυσης.....	69
4.1	Προσδιορισμός βέλτιστου οργανικού ρευστού.....	69

4.2	Επιλογή οργανικού ρευστού	70
4.3	Εκπομπές ρύπων – Περιβαλλοντικό αποτύπωμα	74
5.	Αποτελέσματα οικονομικής ανάλυσης	77
5.1	Βασικοί οικονομικοί δείκτες – περίοδος αποπληρωμής επένδυσης	77
5.2	Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης.....	79
5.2.1	Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης ως προς το επιτόκιο προεξόφλησης.....	79
5.2.2	Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης ως προς τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης και το επιτόκιο προεξόφλησης	84
5.2.3	Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης ως προς το αρχικό κόστος επένδυσης	90
5.2.4	Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης ως προς το κόστος καυσίμου ...	95
6.	Συμπεράσματα – Προτάσεις	100
7.	Κατάλογος Πινάκων.....	101
8.	Κατάλογος Σχημάτων	102
9.	Κατάλογος Εικόνων	105
10.	Κατάλογος Αναφορών	106

Σύνοψη:

Η χρόνια υπερκατανάλωση των φυσικών πόρων του πλανήτη, σε συνδυασμό με τη συνεχώς αυξανόμενη ζήτηση ενέργειας και το άστατο διεθνές περιβάλλον έχει οδηγήσει σε μεγάλη αύξηση του κόστους ενέργειας. Επιπρόσθετα, η αλόγιστη χρήση υδρογονανθράκων για δεκαετίες έχει προκαλέσει καταστροφή του φυσικού μας περιβάλλοντος όπως το φαινόμενο του θερμοκηπίου και την τρύπα του όζοντος. Όπως γίνεται φανερό, υπάρχει ανάγκη ανάπτυξης τεχνολογιών και μεθόδων εξοικονόμησης ενέργειας τόσο για οικονομικούς όσο και για περιβαλλοντικούς λόγους.

Η ναυτιλία, που αποτελεί ένα από τους βασικούς πυλώνες της σύγχρονης διεθνούς αγοράς, είναι ένας από τους κύριους υπαίτιους της περιβαλλοντικής αλλαγής, και ένας μεγάλος καταναλωτής φυσικών πόρων για την μεταφορά ανθρώπων και αγαθών. Σε αυτό το πλαίσιο, η διπλωματική εργασία εξετάζει τη χρήση ενός συστήματος ανάκτησης ενέργειας από τους ναυτικούς κινητήρες με τη χρήση του Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC).

Για την εκπόνηση της μελέτης χρησιμοποιήθηκε ως μοντέλο ένας ναυτικός κινητήρας diesel που εξυπηρετεί την πρόωση του πλοίου. Η επιλογή του εργαζόμενου μέσου του ORC γίνεται με τη χρήση υπολογιστικού μοντέλου, το οποίο στη συνέχεια μας επιτρέπει να προσδιορίσουμε το σημείο σχεδίασης του κύκλου. Έχοντας προσδιορίσει ενεργειακά το μέγεθος της εγκατάστασης, πραγματοποιείται οικονομοτεχνική μελέτη της επένδυσης που απαιτείται για να υλοποιηθεί η εγκατάσταση και εξετάζεται η βιωσιμότητα και αποδοτικότητα αυτής.

Τα αποτελέσματα της μελέτης έδειξαν πως η εγκατάσταση συστήματος ORC στο πλοίο που εξετάζεται αποδίδουν 451,10 KW_{el} ηλεκτρικής ενέργειας, μείωση κατανάλωσης καυσίμου κατά 8% και μείωση των εκπομπών ρυπαντών κατά 12,7%. Η οικονομική μελέτη υποδεικνύει ότι η επένδυση είναι βιώσιμη με εσωτερικό συντελεστή απόδοσης (IRR) = 27,9% και περίοδο αποπληρωμής τα 7,7 έτη.

Abstract:

The continuous overconsumption of the planet's natural resources, combined with the ever-increasing energy demand and the unstable international environment has led to a large increase in energy costs. In addition, the excessive use of hydrocarbons for decades has caused significant damage to the natural environment such as the greenhouse effect and the ozone hole. Having stated the above, it becomes obvious there is a need to develop energy saving technologies and methods, both for economic and environmental reasons.

Shipping, which is one of the pillars of the modern international market, is one of the main culprits of environmental change, and a large consumer of natural resources in order to achieve the transportation of people and goods. In this context, the thesis examines the use of an waste heat recovery (WHR) system from marine engines using the Organic Rankine Cycle (ORC).

For the study to be conducted, a propulsion marine diesel engine was used as a model. The selection of the working medium of the ORC is done using a computational model, which then allows us to determine the design point of the cycle. Having determined the energy size of the installation, a techno-economic assessment is carried out to determine whether the investment is viable and efficient.

The results of the study showed that the installation of an ORC system on the ship produces 451.10 KW_{el} of electric power, manages a reduction in fuel consumption of 8% and also a reduction in pollutant emissions by 12.7%. The financial study indicates that the investment is viable with an internal rate of return (IRR) = 27.9% and a payback period of 7.7 years.

Πίνακας Συμβόλων

B	Έσοδο [€]
BCR	Λόγος Εσόδων-Έξοδα (Benefit to Cost Ratio)
C	Αξία Χρηματοροής ή Κόστος [€]
C_p	Ειδική Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερή Πίεση [J/kgK]
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index
DPB	Περίοδος Αποπληρωμής με Έκπτωση [years]
EF	Συντελεστής Εκπομπής (Emission Factor)
f	Ετήσια Αύξηση Τιμής [%]
h	Ειδική Ενθαλπία [J/kg]
i	Επιτόκιο [%]
IRR	Εσωτερικός Συντελεστής Απόδοσης (Internal Rate of Return) [%]
LCOE	Σταθμισμένο Κόστος Ενέργειας (Levelized Cost of Energy) [€/MWh _e]
LMTD	Μέση Λογαριθμική Θερμοκρασιακή Διαφορά (Logarithmic Mean Temperature Difference) [°K ή °C]
\dot{m}	Παροχή Μάζας [kg/s]
M	Μοριακό Βάρος [kg/mol]
N	Χρονικός Ορίζοντας Επένδυσης [years]
NPV	Καθαρή Παρούσα Αξία (Net Present Value) [€]
P	Ισχύς [W]
P	Ολική Πίεση [bar]
\dot{Q}	Θερμική Ισχύς [W]
S	Ειδική Εντροπία [J/kgK]
SFC	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (Specific Fuel Consumption) [kg/kWh]
SIC	Ειδικό Κόστος Επένδυσης (Specific Investment Cost) [€/kW _e]
SPB	Περίοδος Αποπληρωμής [years]
T	Χρονική Περίοδος [years]
T	Θερμοκρασία [°K ή °C]
UA	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας [W/K]
\dot{V}	Παροχή Όγκου [m ³ /s]
w	Ειδικό Έργο [J/kg]

Ελληνικά Σύμβολα

Δ	μεταβολές μεγεθών
η	Βαθμός Απόδοσης [%]
r_p	Λόγος Πίεσης
ρ	Πυκνότητα [m ³ /kg]

Πίνακας Δεικτών

ann	Ετήσιος (Annual)
cond	Συμπυκνωτής (Condenser)
cw	Νερό Ψύξης (Cooling Water)
el	Ηλεκτρικός (Electrical)
evap	Ατμοποιητής (Evaporator)
exp	Εκτονωτής (Expander)
f	Καύσιμο (Fuel)
gross	Μικτός (Gross)
gen	Γεννήτρια (Generator)
h	Υψηλός (High)
hs	Πηγή Θερμότητας (Heat Source)
in	Είσοδος (Input)
is	Ισεντροπικός (Isentropic)
L	Χαμηλός (Low)
max	Μέγιστος (Maximum)
net	Καθαρός (Net)
OM	Λειτουργία-Συντήρηση (Operation-Maintenance)
out	Έξοδος (Output)
pump	Αντλία (Pump)
rec	Receiver
sw	Θαλασσινό Νερό (Sea Water)
total	Συνολικός (Total)
wf	Εργαζόμενο Μέσο (Working Fluid)
0	Αρχική Τιμή

Πίνακας Συντομογραφιών

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Αμερικανική Εταιρία Μηχανικών Θέρμανσης, Ψύξης και Κλιματισμού)
CFCs	Chlorofluorocarbons (Χλωροφθοράνθρακες)
COGOG	Combined Gas or Gas (Συνδυασμός Αεροστροβίλου ή Αεροστροβίλου)
CPP	Controllable Pitch Propeller (Προπέλα Μεταβλητού Βήματος)
ECA	Emission Control Areas
F-Gases	Fluorinated Greenhouse Gases (Φθοριούχα Αέρια του Θερμοκηπίου)
FPP	Fixed Pitch Propeller (Προπέλα Σταθερού Βήματος)
GWP	Global Warming Potential
HCs	Hydrocarbons (Υδρογονάνθρακες)
HCFCs	Chlorofluorocarbons (Υδροχλωροφθοράνθρακες)
HFCs	Hydrofluorocarbons (Υδροφθοράνθρακες)
HFES	Hydrofluoroethers (Υδροφθοραιθέρες ή Φθοριούχοι Αιθέρες)
HFO	Heavy Fuel Oil (Βαρύ Πετρέλαιο)
IMO	International Maritime Organization (Διεθνής Οργανισμός Ναυτιλίας)
MGO	Marine Gas Oil (Ναυτιλιακό Πετρέλαιο)
ODP	Ozone Depleting Potential
ODS	Ozone Depleting Substances (Ουσίες που Καταστρέφουν το Όζον)
ORC	Organic Rankine Cycle (Οργανικός Κύκλος Rankine)
PFCs	Perfluorocarbons (Υπερφθοράνθρακες)
SRC	Steam Rankine Cycle (Κύκλος Ατμού Rankine)
SP	Size Parameter (Παράμετρος Μεγέθους)
VCC	Vapor Compression Cycle (Κύκλος Συμπύεσης Ατμού)
VFR	Volumetric Flow Ratio (Λόγος Ογκομετρικής Παροχής)
WHR	Waste Heat Recovery (Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας)

Ελληνικές Συντομογραφίες

A/Σ	Αεροστρόβιλος
H/Z	Ηλεκτροπαραγωγό Ζεύγος
MEK	Μηχανή Εσωτερικής Καύσεως
Υ.Π.	Υψηλή Πίεση
Χ.Π.	Χαμηλή Πίεση

1. Εισαγωγή

1.1 Το περιβαλλοντικό αντίκτυπο της ναυτιλίας εξαιτίας των εκπομπών ρύπων

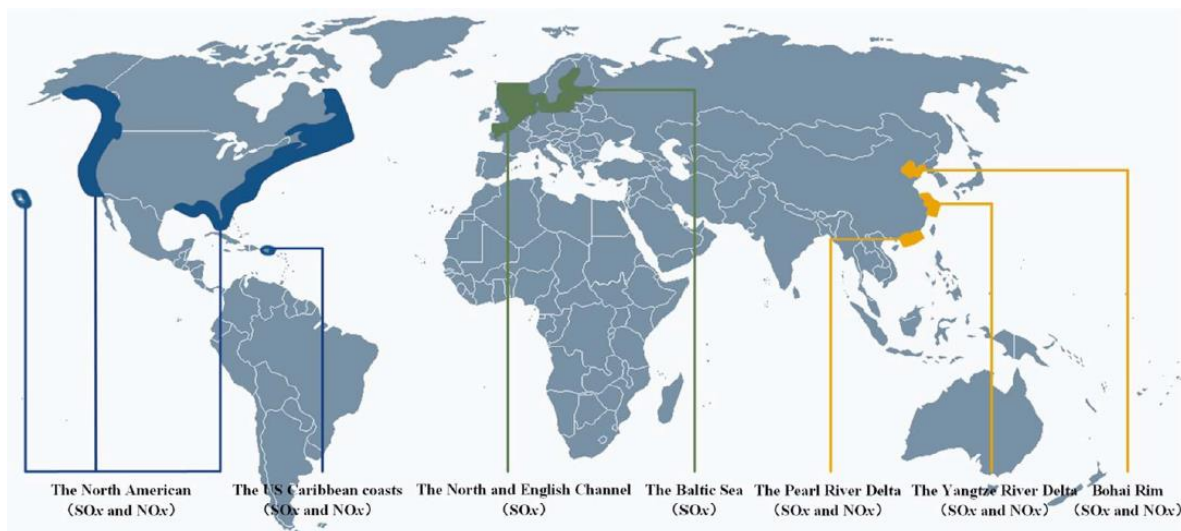
Τα τελευταία χρόνια, λόγω της έλλειψης πηγών ενέργειας, την περιβαλλοντική μόλυνση και την κλιματική αλλαγή, τα θέματα εξοικονόμησης ενέργειας γίνονται όλο και πιο σημαντικά. Τα αποτελέσματα της κλιματικής αλλαγής, τα οποία προκαλούνται από τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου, παρατηρούνται ως αύξηση της μέσης θερμοκρασίας ανά τον κόσμο, αύξηση της στάθμης της θάλασσας και λιώσιμο των παγετώνων. Σε συνδυασμό με την έντονη βιομηχανοποίηση που πραγματοποιείται παγκοσμίως και την αύξηση του πληθυσμού οι εκπομπές ρύπων αποτελούν ένα από τα μεγαλύτερα προβλήματα που αντιμετωπίζει η ανθρωπότητα στη σύγχρονη εποχή. Προκειμένου να ανταποκριθεί η διεθνής κοινότητα σε αυτό το δυσοίωνο μέλλον λαμβάνονται μέτρα περιορισμού των κύριων πηγών που επιταχύνουν την κλιματική αλλαγή. Σε αυτό το πλαίσιο διεξάγεται μία παγκόσμια προσπάθεια μετάβασης σε ανανεώσιμες πηγές ενέργειας και δραστικής μείωσης του αποτυπώματος άνθρακα.

Οι ναυτικοί κινητήρες diesel αποτελούν την πιο συνηθισμένη επιλογή πρόωσης στην ναυτιλία, καθώς λειτουργούν αξιόπιστα και με ασφάλεια, ενώ ο θερμοκός βαθμός απόδοσής τους είναι μεγαλύτερος του 50%. Αν και τα τελευταία χρόνια ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου των κινητήρων diesel έχει μειωθεί κατά 15%-25%, οι εκπομπές NO_x έχουν αυξηθεί κατά 30%-40% [1] λόγω της ανάφλεξης του καυσίμου σε μεγαλύτερες πιέσεις και θερμοκρασίες. Παρομοίως έχουν αυξηθεί οι εκπομπές σε SO_x. Η συνεχής ανάπτυξη της παγκόσμιας ναυτιλίας έχει ως αποτέλεσμα την όλο και μεγαλύτερη ρύπανση της ατμόσφαιρας με εκπομπές που προέρχονται από κινητήρες diesel. Στις ανεπτυγμένες χώρες, το 40%-50% της συνολικής μόλυνσης σε NO_x προέρχεται από πλοία [1], εκπομπές οι οποίες επηρεάζουν την ποιότητα του νερού, τις αναπνευστικές ικανότητες, αυξάνουν την θερμοκρασία του περιβάλλοντος και προκαλούν όξινη βροχή. Ο IMO έχει επιβάλει αυστηρά μέτρα για τον περιορισμό των εκπομπών NO_x σύμφωνα με τον Regulation 13 of MARPOL Annex VI και αφορά μηχανές ισχύος μεγαλύτερης των 130 kW όπως φαίνεται στον Πίνακα 1. Η κατηγορία III αφορά τις εκπομπές στις NO_x Emission Control Areas (NO_x ECAs) όπως φαίνονται στο Σχήμα 1.

Πίνακας 1. MARPOL Annex VI NO_x emission limits [2]

Tier	Ship construction date on or after	Total weighted cycle emission limit (g/kWh)		
		n = engine's rated speed (rpm)		
		n<130	130<n<2000	n≥2000
I	1 January 2000	17,0	45 * n ^(-0,2)	9,8
II	1 January 2011	14,4	44 * n ^(-0,23)	7,7
II	1 January 2016	3,4	9 * n ^(-0,2)	1,96

Τα NO_x στα καυσαέρια των κινητήρων diesel προέρχονται από δύο πηγές, την μετατροπή του αζώτου που περιέχεται στο καύσιμο σε NO_x κατά τη διάρκεια της ανάφλεξης και την οξείδωση του αζώτου στον αέρα σε υψηλή θερμοκρασία. Η πρώτη αντίδραση επηρεάζεται έντονα από τη θερμοκρασία των καυσαερίων και τον χρόνο παραμονής του αζώτου στα θερμά καυσαέρια. Μία μεσόστροφη μηχανή diesel δουλεύει κατά μέσο όρο 4.000 ώρες ανά έτος και παράγει περί τους 1.500 τόνους NO_x [1].



Σχήμα 1. Χάρτης των περιοχών ελέγχου εκπομπών καυσαερίων

Η δημιουργία SO_x στα καυσαέρια σχετίζεται κυρίως με την περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο. Κατά τη διαδικασία της ανάφλεξης, όλο το θείο οξειδώνεται σε SO_x και όταν διαδίδεται στην ατμόσφαιρα σχηματίζει θειικό οξύ, το οποίο αποτελεί μία από τις βασικές αιτίες της όξινης βροχής. Ο IMO έχει θέσει όρια όσον αφορά την περιεκτικότητα των καυσίμων σε θείο και ειδικότερα στις SO_x Emission Control Areas (SO_x ECA) σύμφωνα με τον Πίνακα 2.

Πίνακας 2. MARPOL Annex VI fuel sulfur limits [2]

Date	Sulfur Limit in Fuel (% m/m)	
	SO_x ECA	Global
2000	1,5%	4,5%
2010	1,0%	3,5%
2012		
2015	0,1%	0,5%
2020		

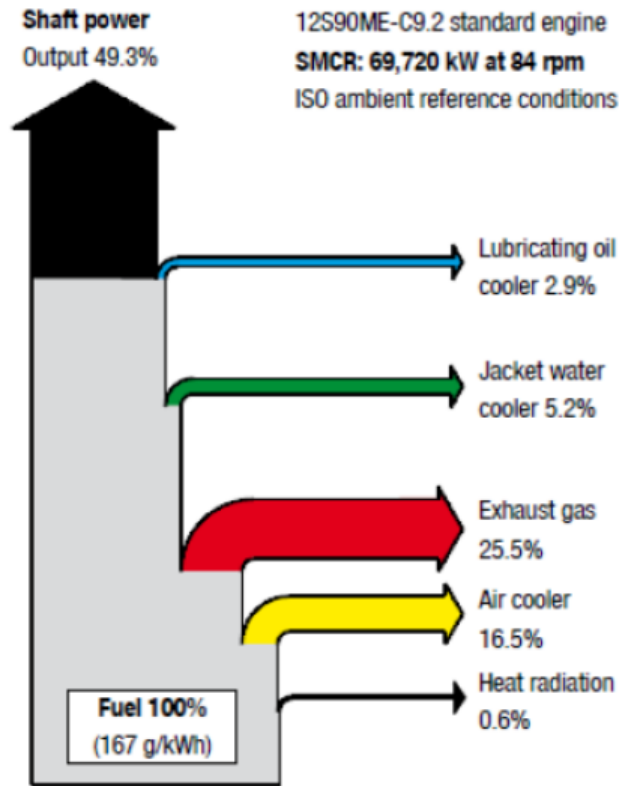
Ο τομέας της ναυτιλίας παρήγαγε το 2,89% των ανθρωπογενών ρύπων παγκοσμίως το 2018 και σύμφωνα με τον Διεθνή Ναυτιλιακό Οργανισμό (IMO) η συνολική ποσότητα των εκπεμπόμενων ρύπων προβλέπεται να αυξηθεί έως το 2050 μέχρι και σε ποσοστό 40% στο

χειρότερο δυνατό σενάριο [3]. Όπως είναι φανερό υπάρχει σημαντική ανάγκη μετάβασης σε πηγές ανανεώσιμης ενέργειας και εφαρμογής τεχνολογιών που θα οδηγήσουν στην εξοικονόμηση καυσίμου, ταυτόχρονα με τη μείωση των εκπομπών ρύπων στην ατμόσφαιρα. Στον τομέα της ναυτιλίας η χρήση συστημάτων ανάκτησης της απορριπτόμενης ενέργειας αποτελεί ένα από τους πιο αποδοτικούς τρόπους μείωσης των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου και ειδικά του διοξειδίου του άνθρακα.

1.2 Απορριπτόμενη θερμότητα των ναυτικών κινητήρων diesel

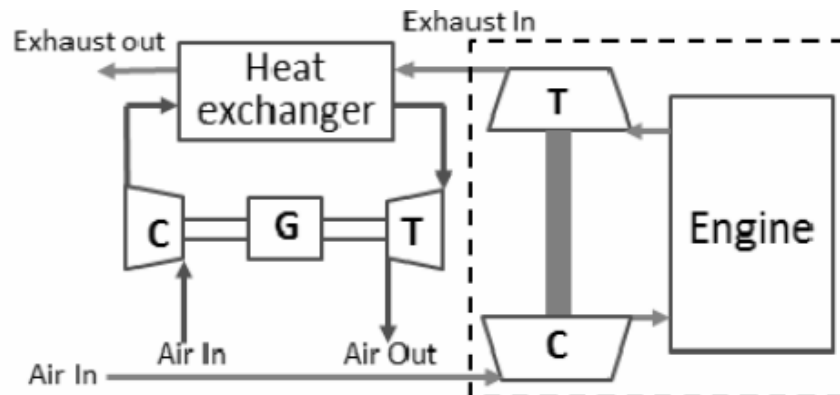
Οι κινητήρες diesel αποτελούν την πιο συνηθισμένη επιλογή πρόωσης στην ναυτιλία τόσο ως μηχανές πρόωσης όσο και ως βοηθητικές μηχανές παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Κάποια από τα χαρακτηριστικά τους γνωρίσματα είναι η αξιοπιστία κατά τη λειτουργία, οι μεγάλοι χρόνοι μεταξύ των απαιτούμενων συντηρήσεων, η ευελιξία στον τύπο καυσίμου που χρησιμοποιούν, η γρήγορη απόκριση στην μεταβολή απαίτησης φορτίου. Ωστόσο το σημαντικότερο χαρακτηριστικό των ναυτικών κινητήρων diesel είναι η σχετικά υψηλή θερμική του απόδοση. Ενδεικτικά η θερμική απόδοση τους κυμαίνεται από 30% για μικρότερους κινητήρες έως και 50% για μεγαλύτερους κινητήρες [4]. Παρά την υψηλή απόδοσή τους όμως υπάρχουν σημαντικές απώλειες ενέργειας όπως η θερμότητα των καυσαερίων, του νερού ψύξεως, του ελαίου λίπανσης και του εναλλάκτη αέρα εισαγωγής. Μία τυπική κατανομή της παραγόμενης και απορριπτόμενης ενέργειας φαίνεται στο Σχήμα 2.

Στο πλαίσιο αύξησης του θερμικού βαθμού απόδοσης, που συνεπάγεται οικονομικότερη λειτουργία της προωστήριας εγκατάστασης αλλά και μικρότερη εκπομπή ρύπων έχει αναπτυχθεί ένας αριθμός τεχνολογιών εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης θερμότητας (Waste Heat Recovery – WHR). Το εύρος θερμοκρασίας όπου κάθε σύστημα WHR αποδίδει καθώς και η ποιότητα της θερμότητας και η διαθέσιμη της ενέργεια είναι βασικές πληροφορίες ως προς την επιλογή της τεχνολογίας που μπορεί να εγκατασταθεί. Η πλειοψηφία των συστημάτων αυτών επικεντρώνονται στην εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων, καθώς είναι η μεγαλύτερη πηγή απορριπτόμενης θερμότητας, ενώ άλλες απασχολούνται με τον αέρα σαρώσεως, το νερό ψύξεως και το έλαιο λίπανσης.



Σχήμα 2. Διάγραμμα απωλειών ενέργειας για κινητήρα MAN B&W 12S90ME-C9.2

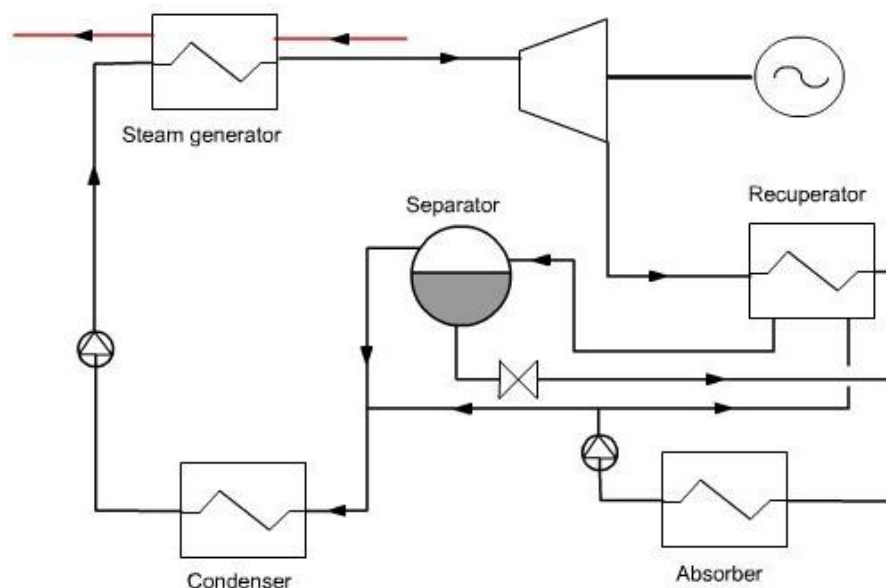
1. **Κύκλος Brayton:** Απαρτίζεται από ένα συμπιεστή όπου το εργαζόμενο μέσο συμπιέζεται, στη συνέχεια έναν εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος εκμεταλλεύεται την θερμότητα των καυσαερίων του κινητήρα και τέλος ένα συμπιεστή όπου η εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου παράγει μηχανικό έργο, το οποίο αξιοποιείται μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω γεννήτριας.



Σχήμα 3. Εγκατάσταση WHR με χρήση του Κύκλου Brayton

Το βασικό χαρακτηριστικό του Κύκλου Brayton είναι ότι λειτουργεί με μονοφασικό ρευστό, με συνέπεια την απώλεια φθορών από την ύπαρξη ατμού. Ο απλός κύκλος που χρησιμοποιεί αέρα ως εργαζόμενο μέσο αποδίδει καλύτερα σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες, που δεν είναι ιδιαίτερα συνηθισμένες στους ναυτικούς κινητήρες. Εκτός του αέρα, έχουν δημιουργηθεί κλειστοί κύκλοι Brayton που χρησιμοποιούν αέρια στην υπερκρίσιμη περιοχή τους.

2. **Κύκλος Kalina:** Πρόκειται για μία διάταξη που χρησιμοποιεί ένα μείγμα αμμωνίας – νερού σαν εργαζόμενο μέσο. Τα καυσαέρια που απορρίπτονται από τον κινητήρα θερμαίνουν το μείγμα, το οποίο διαχωρίζεται, με τον πλούσιο σε αμμωνία ατμό να εκτονώνεται σε ένα στρόβιλο και το φτωχό σε αμμωνία μείγμα να αναμειγνύεται εκ νέου με τον ατμό σε απορροφητή με έκλυση θερμότητας. Καθορίζοντας την περιεκτικότητα σε αμμωνία μπορεί να ταιριάζει τα χαρακτηριστικά του με την πηγή θερμότητας του κυκλώματος και έχει καλή απόδοση σε χαμηλές θερμοκρασίες.



Σχήμα 4. Εγκατάσταση WHR με χρήση του Κύκλου Kalina

3. **Ψυκτικοί κύκλοι:** Χρησιμοποιούν θερμικές πηγές χαμηλής θερμοκρασίας για την παραγωγή ψυκτικής ενέργειας που χρησιμοποιείται στις υπόλοιπες εγκαταστάσεις του σκάφους. Χρησιμοποιούνται συνήθως σε συνδυασμό με άλλους θερμοδυναμικούς κύκλους και οι εγκαταστάσεις τους έχουν πολύ χαμηλές απαιτήσεις συντήρησης και είναι σχεδόν αθόρυβες.
4. **Αφαλάτωση:** Η τεχνική της αστραπιαίας αφαλάτωσης αποτελεί μία από τις πιο διαδεδομένες μεθόδους εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης ενέργειας από το ναυτικούς κινητήρες, και ειδικά από το νερό ψύξης των μηχανών. Η διάταξη αποτελείται από ένα δοχείο που βρίσκεται σε υποπίεση με σκοπό την εξάτμιση του θαλασσινού νερού σε χαμηλές θερμοκρασίες, χρησιμοποιώντας ως πηγή

θερμότητας το νερό ψύξης της μηχανής. Στη συνέχεια ο ατμός ψύχεται και συμπυκνώνεται με αποτέλεσμα την παραγωγή φρέσκου νερού. Η διαδικασία μπορεί να γίνει σε ένα ή περισσότερα επαναλαμβανόμενα στάδια.

5. **Άμεση εκμετάλλευση καυσαερίων:** Περιλαμβάνει την εγκατάσταση στροβίλου μέσω βαλβίδας bypass, στην έξοδο των καυσαερίων πριν αυτά περάσουν στον υπερπληρωτή (turbo). Η λογική είναι πως τα turbo διαθέτουν πολύ υψηλό βαθμό απόδοσης και έτσι ένα κομμάτι της ενέργειας που δαπανάται για την υπερπλήρωση του αέρα εισαγωγής μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Το κύριο μειονέκτημά τους είναι ότι λειτουργούν αφού η μηχανή έχει φτάσει σε ορισμένο φορτίο και έχει υψηλή θερμοκρασία καυσαερίων και συνεπώς δεν είναι διαθέσιμοι σε όλο το εύρος του φορτίου.
6. **Επανακυκλοφορία των καυσαερίων:** Τεχνική διαδεδομένη κυρίως για την αποτελεσματική μείωση των εκπομπών NO_x των μηχανών. Σύμφωνα με αυτή, ένας μέρος των καυσαερίων αναμειγνύεται με τον αέρα εισαγωγής του κινητήρα με αποτέλεσμα την μείωση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του μείγματος, τη μείωση των θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου και τη μείωση συγκέντρωσης οξυγόνου, με τελικό αποτέλεσμα τη μείωση εκπομπών NO_x. Το αρνητικό τους στοιχείο είναι ότι προκαλείται αυξημένη κατανάλωση καυσίμου και κατά συνέπεια μεγαλύτερος σχηματισμός αιθάλης, το οποίο είναι περιβαλλοντικός κίνδυνος και προκαλεί φθορά στα μέρη της μηχανής.

1.3 Σκοπός της εργασίας

Ο Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC) είναι μια ευρέως διαδιδόμενη τεχνολογία που καλύπτει με πολλούς τρόπους τα ζητήματα που αναλύθηκαν παραπάνω. Ένα σύστημα ORC εκμεταλλεύεται την απορριπτόμενη θερμότητα προερχόμενη από τα καυσαέρια και το νερό ψύξεως των ναυτικών κινητήρων και την χρησιμοποιεί για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ο κύκλος έχει σαφή πλεονεκτήματα σε εφαρμογές χαμηλής παρεχόμενης θερμοκρασίας καθώς χρησιμοποιεί οργανικά ρευστά τα οποία έχουν χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία και ταιριάζουν στο παραπάνω προφίλ θερμοκρασιών και πιέσεων. Επιπρόσθετα, οι εγκαταστάσεις ORC τείνουν να είναι μικρής πολυπλοκότητας και χαμηλού κόστους.

Η εργασία έχει ως στόχο την αξιολόγηση ενός συστήματος εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων ενός ναυτικού κινητήρα diesel, με τη χρήση του οργανικού κύκλου Rankine, με σκοπό την βελτίωση της απόδοσης του συστήματος και τη μείωση των συνολικών εκπομπών μετατρέποντας την ενέργεια αυτή σε ηλεκτρική.

Στο 1^ο κεφάλαιο περιγράφεται το πλαίσιο και τους κανονισμούς που υφίστανται στη ναυτιλία διεθνώς γύρω από την εκπομπή αερίων του θερμοκηπίου και ένα από τους βασικούς άξονες αντιμετώπισης του θέματος, τις τεχνολογίες εκμετάλλευσης απορριπτόμενης ενέργειας. Γίνεται μια συνοπτική περιγραφή ορισμένων τέτοιων

τεχνολογιών και τελικά γίνεται παρουσίαση του σκοπού της εργασίας και μια επισκόπηση των κεφαλαίων αυτής.

Στο 2^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται ο απλός κύκλος Rankine συνοπτικά, και εκτενέστερα ο οργανικός κύκλος Rankine. Γίνεται θερμοδυναμική ανάλυση του κύκλου, ορίζονται οι βαθμοί απόδοσης και ενεργειακή ανάλυση. Παρακάτω αναφέρονται τα βασικά μέρη από τα οποία αποτελείται μια εγκατάσταση ORC και οι εναλλακτικές επιλογές που υπάρχουν και τελικώς τα διαθέσιμα οργανικά ρευστά που είναι διαθέσιμα με τη σχετική νομοθεσία που διέπει τη χρήση τους.

Στο 3^ο κεφάλαιο περιγράφεται το πλοίο στο οποίο εξετάζεται η εγκατάσταση συστήματος ανάκτησης ενέργειας με ORC. Αναλύοντας τους χωροταξικούς περιορισμούς και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της εγκατάστασης γίνεται επιλογή των μηχανών από τις οποίες θα αξιοποιηθεί η απορριπτόμενη ενέργεια. Στη συνέχεια ορίζονται τα θερμοδυναμικά και οικονομικά μοντέλα που θα οδηγήσουν στην επιλογή του οργανικού ρευστού, τον προσδιορισμό των βασικών χαρακτηριστικών των εξαρτημάτων του ORC και στην κοστολόγηση της εγκατάστασης.

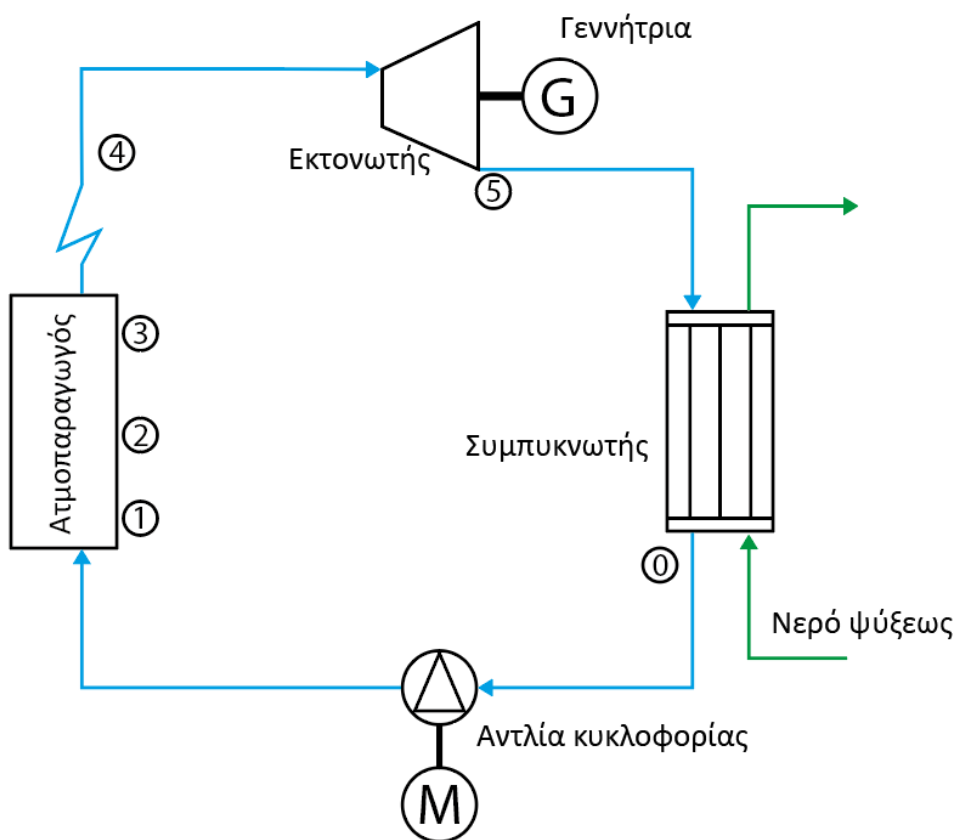
Το 4^ο κεφάλαιο αποτελείται από τα αποτελέσματα της θερμοδυναμικής ανάλυσης ώστε να τοποθετηθεί σύστημα ORC στο πλοίο που εξετάζεται. Προσδιορίζεται το εργαζόμενο μέσο που θερμοδυναμικά αποτελεί τη βέλτιστη επιλογή, παρέχοντας τη μέγιστη ισχύ και απόδοση. Στη συνέχεια γίνεται προσδιορισμός των ενεργειακών απαιτήσεων των εναλλακτών, της αντλίας και του εκτονωτή του συστήματος. Στο τέλος του κεφαλαίου γίνεται ανάλυση των εκπομπών ρυπαντών λόγω της μείωσης κατανάλωσης καυσίμου.

Στο 5^ο κεφάλαιο παρατίθενται τα αποτελέσματα της οικονομικής ανάλυσης της επένδυσης. Εξετάζεται κατά πόσο είναι βιώσιμη οικονομικά η επένδυση, τα μεγέθη των χρηματορροών της και η περίοδος αποπληρωμής. Κατόπιν γίνεται ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης σε μεταβολές των εξωτερικών οικονομικών παραγόντων.

2. Οργανικός Κύκλος Rankine

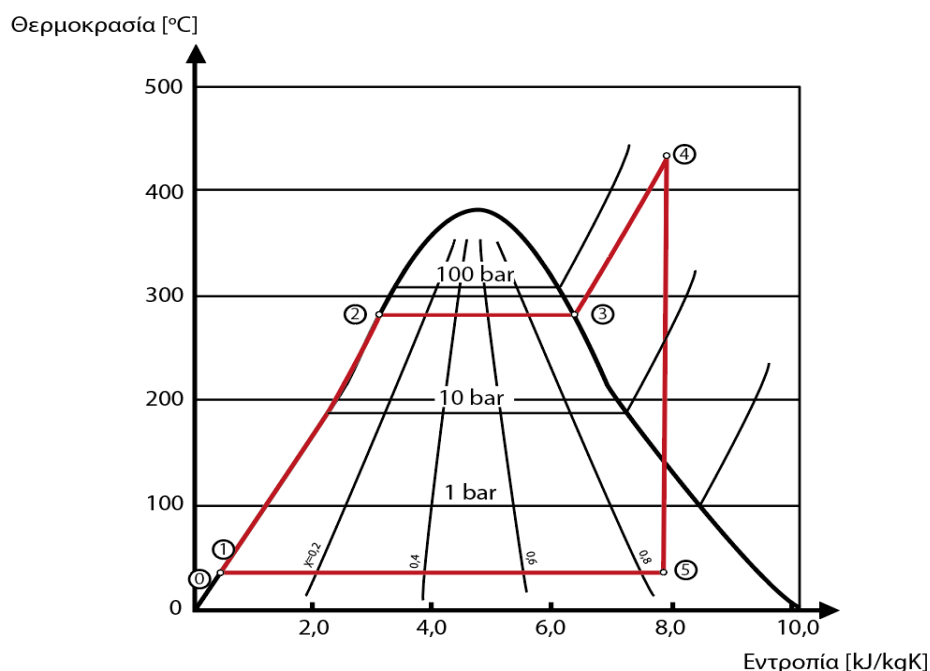
2.1 Θερμοδυναμικός κύκλος Clausius – Rankine

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Clausius – Rankine αποτελεί τη βάση των κύκλων ισχύος που έχουν ως σκοπό τη μετατροπή θερμικής ενέργειας σε μηχανικό έργο. Ο απλός κύκλος έχει ως εργαζόμενο μέσο το νερό. Η παραγωγή έργου προκύπτει από τη εκτόνωση υπέρθερμου ατμού σε έναν εκτονωτή (ατμοστρόβιλο), ο οποίος εν συνεχεία μετατρέπει την μηχανική ενέργεια σε ηλεκτρική. Η διάταξη του κύκλου Clausius – Rankine φαίνεται στο Σχήμα 5.



Σχήμα 5. Διάταξη θερμοδυναμικού κύκλου Clausius – Rankine

Το νερό καταθλίβεται μέσω της αντλίας κυκλοφορίας στον ατμοπαραγωγό, όπου εκεί προθερμαίνεται (μεταβολή 1-2), ατμοποιείται έως ότου φτάσει σε κατάσταση κορεσμένου ατμού (μεταβολή 2-3) και τέλος υπερθερμαίνεται (μεταβολή 3-4). Η αλλαγή κατάστασης στον ατμοπαραγωγό γίνεται υπό σταθερή πίεση. Εν συνεχεία ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται ισεντροπικά (μεταβολή 4-5) στον ατμοστρόβιλο (εκτονωτής) και τέλος περνά στον συμπυκνωτή όπου επιστρέφει σε υγρή κατάσταση, αφού έχει αποβάλει θερμότητα υπό σταθερή πίεση (μεταβολή 5-0). Οι παραπάνω μεταβολές παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.



Σχήμα 6. Θερμοδυναμικός κύκλος Clausius – Rankine

Προκειμένου να δημιουργηθεί υπέρθερμος ατμός χρησιμοποιείται ατμοπαραγωγός (λέβητας) μέσω του οποίου προσδίδεται θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο. Η μεταβολή αυτή είναι ισόθλιπτη και πραγματοποιείται σε τρεις φάσεις:

1. Μεταβολή 1-2: Προθέρμανση του νερού στον οικονομητήρα (Economizer) μέχρι το στάδιο του κορεσμένου υγρού.
2. Μεταβολή 2-3: Ατμοποίηση του νερού στον ατμοποιητή (Evaporator) έως την κατάσταση του κορεσμένου ατμού.
3. Μεταβολή 3-4: Υπερθέρμανση του κορεσμένου ατμού στον υπερθερμαντή (Superheater) έως την κατάσταση υπέρθερμου ατμού (4).

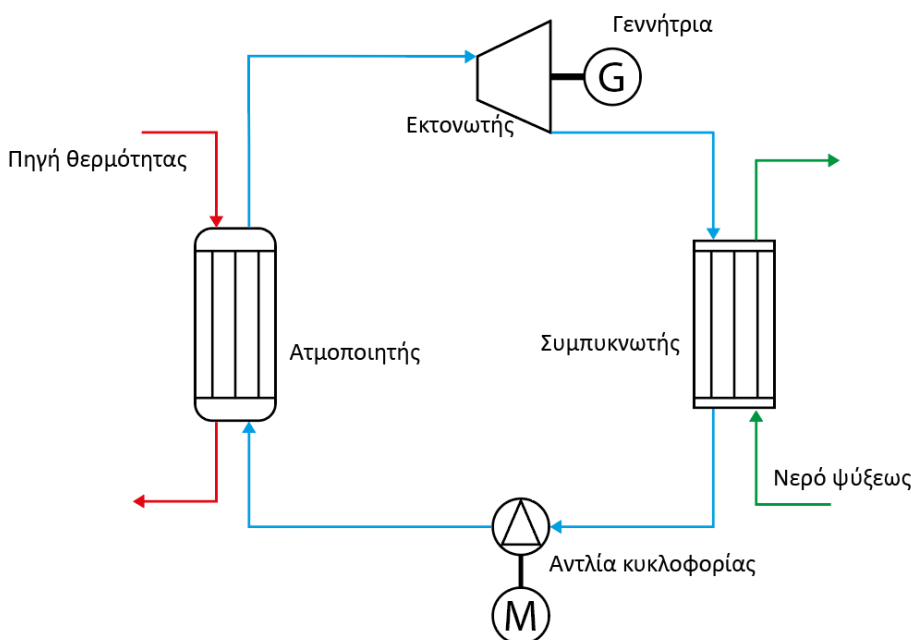
Η χρήση του νερού ως εργαζόμενο μέσο αποτελεί μία αποδοτική επιλογή, της τάξεως του 65-70% ενός ιδανικού κύκλου Carnot, σε περιπτώσεις κορεσμένου ατμού. Αυτό προϋποθέτει ωστόσο πηγές ενέργειας υψηλής θερμοκρασίας, το οποίο δεν είναι διαθέσιμο σε όλες τις περιπτώσεις. Επιπρόσθετα, οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του ατμού απαιτούν τη χρήση στροβίλων πολλαπλών σταδίων, πολύπλοκων εγκαταστάσεων και προκαλούν το σχηματισμό υγρού ατμού κατά τη φάση της εκτόνωσης. Η παρουσία του υγρού ατμού μπορεί να προκαλέσει ταχεία φθορά των μηχανικών μερών λόγω διάβρωσης. Αυτό το πρόβλημα διορθώνεται με τη αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού στην περιοχή των υπερκρίσιμων θερμοκρασιών.

Αυτοί οι περιορισμοί καθιστούν τον ατμό μια μη ικανοποιητική λύση σε εφαρμογές όπου οι πηγές ενέργειας είναι χαμηλής θερμοκρασίας, όπως είναι η ανάκτηση της θερμότητας των καυσαερίων ενός ναυτικού κινητήρα diesel. Αυτή την ανάγκη δύναται να

καλύψει ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), ο οποίος καθιστά τεχνικά εφικτό και οικονομικά ελκυστικό την παραγωγή ενέργειας από πηγές ενέργειας χαμηλής θερμοκρασίας.

2.2 Οργανικός κύκλος Rankine

Η γενική ιδέα ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας μέσω του οργανικού κύκλου Rankine (ORC) είναι παρόμοια με αυτή του απλού κύκλου Clausius – Rankine: Το εργαζόμενο μέσο απορροφά θερμότητα στον ατμοποιητή από μία πηγή απορριπτόμενης θερμότητας, όπως είναι τα καυσαέρια ή το νερό ψύξης των μηχανών πρόωσης και τη μετατρέπει στον εκτονωτή σε χρήσιμη ενέργεια (όπως η ηλεκτρική). Ο ατμός του εργαζόμενου ρευστού φεύγει από τον ατμοποιητή, εισέρχεται στον στρόβιλο όπου εκτονώνεται, παράγεται μηχανικό έργο το οποίο μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια. Το εργαζόμενο μέσο εν συνεχεία περνά στον συμπυκνωτή όπου μετατρέπεται σε κορεσμένο υγρό και μέσω της τροφοδοτικής αντλίας περνά εκ νέου στον ατμοποιητή (Σχήμα 7).



Σχήμα 7. Οργανικός κύκλος Rankine

Η διαφορά μεταξύ των δύο κύκλων βρίσκεται στην επιλογή του εργαζόμενου μέσου. Ο απλός κύκλος χρησιμοποιεί νερό το οποίο όπως αναφέραμε προηγουμένως απαιτεί μεγάλη θερμοκρασία από την πηγή θερμότητας για να μην είναι καταστροφικό για τα μηχανικά μέρη του εκτονωτή. Ο οργανικός κύκλος χρησιμοποιεί οργανικά ρευστά όπως υδρογονάνθρακες και υδροχλωροφθοράνθρακες τα οποία έχουν κρίσιμη θερμοκρασία πολύ χαμηλότερη από αυτή του νερού. Επίσης, διαφέρουν ως προς την ποσότητα θερμότητας που απαιτείται για την ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου και ως εκ τούτου

ως ατμοπαραγωγός χρησιμοποιείται ένας εναλλάκτης θερμότητας (ατμοποιητής) όπου πραγματοποιεί όλες τις λειτουργίες (προθέρμανση, ατμοποίηση και υπερθέρμανση).

Παρότι τα χαρακτηριστικά ενός ORC είναι ελκυστικά, υπάρχουν κάποιοι περιορισμοί στην υιοθέτηση αυτής της τεχνολογίας αλλά και θέματα ασφάλειας που πρέπει να ελέγχονται. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να τοποθετείται ως προς την τοξικότητα και την ευφλεκτότητα του ρευστού που χρησιμοποιείται, καθώς η εγκατάσταση βρίσκεται πλησίον των κινητήρων στο μηχανοστάσιο όπου εργάζονται οι χειριστές. Σε περίπτωση διαρροής το περιβαλλοντικό αντίκτυπο είναι υπολογίσιμο επειδή πολλά από τα οργανικά ρευστά έχουν πολύ υψηλό δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη (Global Warming Potential). Τέλος, η κρίσιμη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου πρέπει να είναι κοντά σε αυτή της πηγής θερμότητας ώστε ο βαθμός απόδοσης να είναι βέλτιστος. Κάποια οργανικά ρευστά έχουν υψηλή λανθάνουσα θερμότητα και έτσι δεν είναι κατάλληλα για εφαρμογές σε χαμηλές θερμοκρασίες.

2.3 Θερμοδυναμική ανάλυση του Οργανικού Κύκλου Rankine

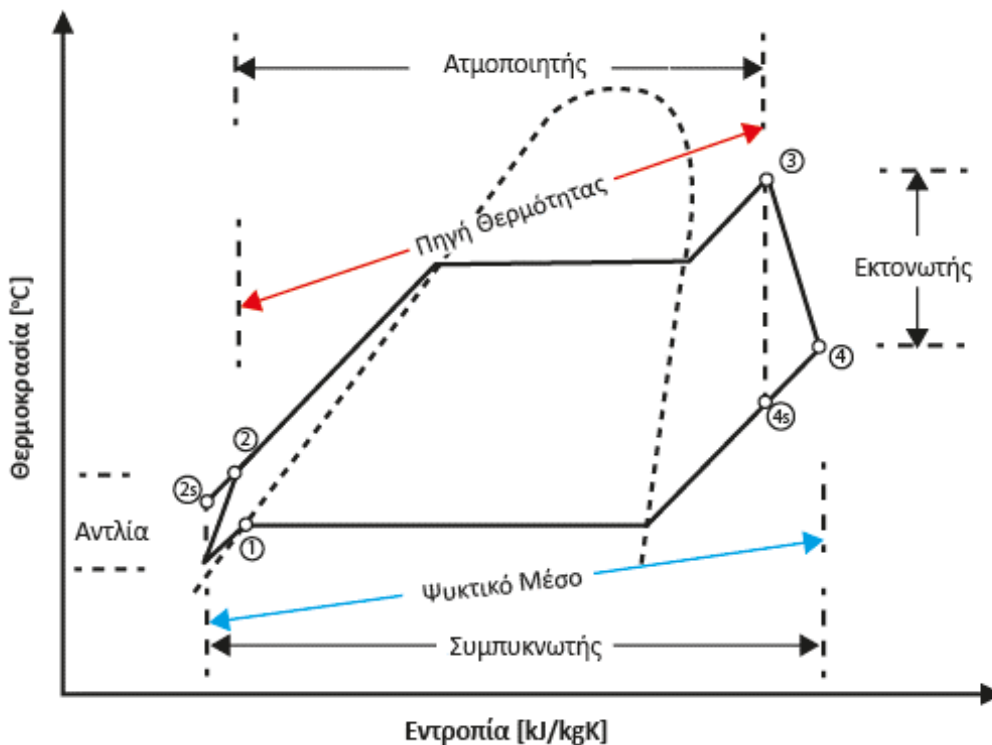
Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναλυθεί ενεργειακά ο τρόπος με τον οποίο ο ORC είναι αποδοτικός στο να μετατρέπει την απορροφούμενη θερμική ενέργεια από το εργαζόμενο μέσο στον ατμοποιητή μετατρέπεται σε χρήσιμη ηλεκτρική. Χρησιμοποιώντας τον 1^ο νόμο της θερμοδυναμικής θα παρουσιαστεί ένα ενεργειακό ισοζύγιο ξεχωριστά για τον ατμοποιητή, το συμπυκνωτή, τον εκτονωτή και την αντλία κυκλοφορίας. Ο 1^{ος} νόμος της θερμοδυναμικής αναφέρει πως το ποσό θερμότητας (Q) που απορροφά ή αποβάλλει ένα θερμοδυναμικό σύστημα είναι ίσο με το αλγεβρικό άθροισμα της μεταβολής της εσωτερικής του ενέργειας και του έργου που παράγει ή δαπανά το σύστημα:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) - \sum_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) \quad (2.1)$$

Στο Σχήμα 8 φαίνεται το διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας του απλού ORC για ένα υποθετικό οργανικό ρευστό. Σε αυτό παρουσιάζονται οι θερμικές μεταβολές που υφίσταται το εργαζόμενο μέσο καθώς διέρχεται από τα μέρη του κύκλου. Αρχικά το ρευστό αντλείται, αποκτά την πίεση του σημείου (2) και εισέρχεται στον ατμοποιητή. Η μεταβολή (2-3) αντιστοιχεί στην άνω πίεση του κύκλου και περιλαμβάνει τα στάδια της προθέρμανσης, εξάτμισης και υπερθέρμανσης του ρευστού στον ατμοποιητή. Το ρευστό εισέρχεται σε υγρή μορφή στο σημείο (2) και θερμαίνεται έως ένα ανώτερο θερμοκρασιακό όριο πριν εισέλθει στον εκτονωτή στο σημείο (3) το οποίο προκύπτει από την πηγή θερμότητας που αξιοποιείται. Καθώς ο ατμός εξέρχεται του ατμοποιητή στο σημείο (3), εκτονώνεται στην κατώτερη πίεση του δικτύου στο σημείο (4) μέσω του εκτονωτή. Αυτή η μεταβολή είναι που παράγει το μηχανικό έργο, το οποίο θα αξιοποιηθεί για να παράγει ηλεκτρική ενέργεια. Τέλος, ο ατμός περνά στον συμπυκνωτή στο σημείο (4) μέχρι τη θερμοκρασία κορεσμένου υγρού που αντιστοιχεί στο σημείο (1) και εισέρχεται εκ νέου στην αντλία κυκλοφορίας. Συνήθως στον συμπυκνωτή πραγματοποιείται και μια διαδικασία

υπόψυξης πέραν της θερμοκρασίας κορεσμένου υγρού που αντιστοιχεί στην πίεση του δικτύου. Αυτή έχει ως αποτέλεσμα την βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης του ORC.

Η συμπεριφορά του εργαζόμενου μέσου ακολουθεί τις μεταβολές που φαίνονται στο Σχήμα 8 όταν πρόκειται για καθαρά υγρά, αζεοτροπικά μείγματα και μη ζεοτροπικά μείγματα χαμηλής θερμοκρασιακής ολίσθησης. Στην ιδανική περίπτωση, στον ατμοποιητή και στον συμπυκνωτή οι μεταβολές (2-3 και 4-1) θεωρούνται ότι έχουν αμελητέες πτώσης πίεσης. Για ζεοτροπικά μείγματα, οι μεταβολές δεν είναι ισόθερμες και παρουσιάζεται μια ελαφριά κλίση καθώς υπάρχουν διαφορετικά κλάσματα μάζας των συστατικών στην υγρή και αέρια φάση του μείγματος.



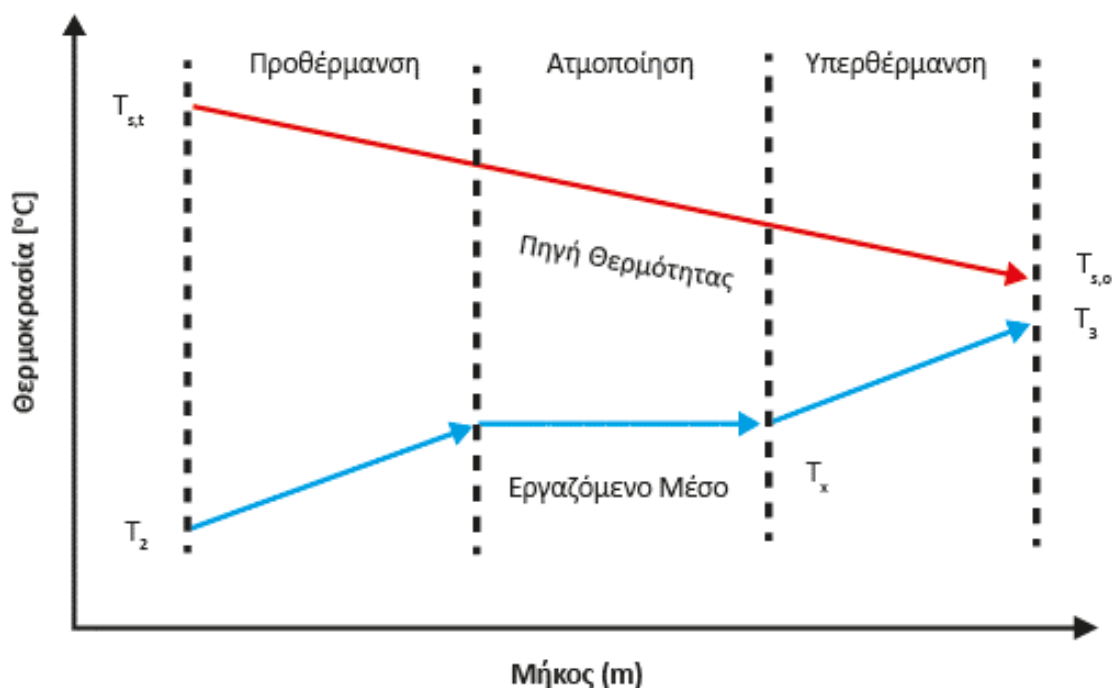
Σχήμα 8. Θερμοδυναμικό διάγραμμα απλού οργανικού κύκλου Rankine

Εφαρμόζοντας τον 1^ο θερμοδυναμικό νόμο στον ατμοποιητή (μεταβολή 2-3), η ενέργεια του εργαζόμενου ρευστού αυξάνεται ως εξής:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

Το παραγόμενο έργο στον ατμοποιητή δεν υφίσταται και τέθηκε ως μηδενικό και οι ενεργειακές μεταβολές λόγω αλλαγών στην ταχύτητα και υψομετρικών μεταβολών θεωρούνται αμελητέες και δεν περιλαμβάνονται. Η μεταβολή στον ατμοποιητή θεωρείται ισόθερμη στο κομμάτι της εξάτμισης και υπό σταθερή πίεση με μηδενικές απώλειες

θερμότητας προς το περιβάλλον λόγω της μόνωσης που τον περιβάλλει. Στο Σχήμα 9 παρουσιάζεται η θερμοκρασιακή μεταβολή του οργανικού ρευστού κατά τις τρεις φάσεις που διέρχεται στον ατμοποιητή. Η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου ρευστού (T_3) ελέγχεται από την θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων ($T_{s,o}$).



Σχήμα 9. Μεταβολή θερμοκρασίας στον ατμοποιητή ενός ORC

Η συνολική θερμότητα του ατμοποιητή απαρτίζεται από την επιμέρους θερμότητα των τριών σταδίων ως ακολούθως:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{preheating} + \dot{Q}_{evaporation} + \dot{Q}_{superheating} \quad (2.3)$$

Στον εκτονωτή η υψομετρική διαφορά μεταξύ αγωγού εισόδου και εξόδου είναι αμελητέα. Η ταχύτητα του ατμού, ωστόσο, στην εισαγωγή είναι πολύ μεγαλύτερη από την αντίστοιχη που υπάρχει στην εξαγωγή αυτού. Παρόλα αυτά, η επίδραση της ταχύτητας συνήθως παραλείπεται από την Εξ. (2.1):

$$\dot{W}_{ex} = \eta_{v,ex} \cdot \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (2.4)$$

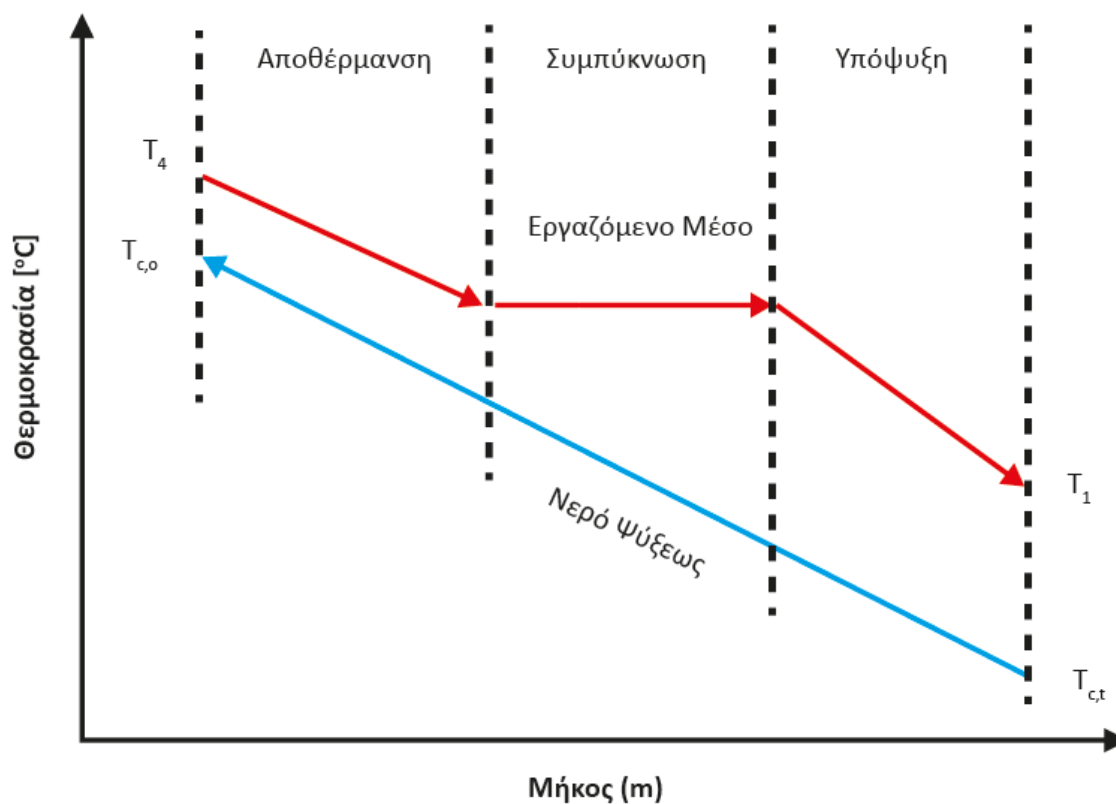
$$\eta_{is,ex} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}} \quad (2.5)$$

Ο ισεντροπικός και ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή είναι παράμετροι που έχουν τιμές ανάλογα με τον τύπο και τον κατασκευαστή. Μεγάλοι, καλά σχεδιασμένοι στρόβιλοι μπορούν να έχουν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης πάνω του 90%. Μικροί στρόβιλοι μπορεί να έχουν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης κάτω το 70%.

Οι θεωρήσεις που έγιναν για τον ατμοποιητή μπορούν να επικαλεστούν και στην περίπτωση του συμπυκνωτή. Συνεπώς, το ισοζύγιο θερμότητας του συμπυκνωτή προκύπτει:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (2.6)$$

Αντίστοιχα στο Σχήμα 10 παρουσιάζονται οι διαδικασίες από-υπερθέρμανσης, συμπύκνωσης και υπόψυξης που υφίσταται το εργαζόμενο μέσο στον συμπυκνωτή.



Σχήμα 10. Μεταβολή θερμοκρασίας στον συμπυκνωτή ενός ORC

Το νερό ψύξεως εισέρχεται στον συμπυκνωτή σε θερμοκρασία $T_{c,t}$ και εξέρχεται με θερμοκρασία $T_{c,o}$. Η συνολική θερμότητα που ανταλλάσσεται απαρτίζεται από τα επιμέρους τρία μέρη θερμότητας που αντιστοιχούν στα στάδια της συμπύκνωσης:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{desuperheating} + \dot{Q}_{condensation} + \dot{Q}_{subcooling} \quad (2.7)$$

Η ισεντροπική μεταβολή που εκτελείται από την αντλία κυκλοφορίας απεικονίζεται με τη μεταβολή (2-2s) στο Σχήμα 8. Η αντλία κυκλοφορεί το εργαζόμενο ρευστό στον ORC, το οποίο μεταβαίνει από την καμπύλη χαμηλότερης πίεσης, σε αυτή της μεγαλύτερης. Συνεπώς η Εξ.2.1 γίνεται:

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (2.8)$$

$$\eta_{is,pump} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας εξαρτάται από τον τύπο αυτής και προσδιορίζεται από τον κατασκευαστή. Καλοσχεδιασμένες αντλίες έχουν βαθμούς απόδοσης στο εύρος του 75% - 85%. Το έργο της αντλίας στην Εξ.2.8 έχει αρνητικό πρόσημο καθώς είναι ενέργεια που καταναλώνεται ούτως ώστε να εξασφαλισθεί η συνεχής ροή του ρευστού στον ORC.

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του κύκλου προκύπτει από το λόγο του συνολικού παραγόμενου έργου προς την ενέργεια που καταναλώθηκε στον ατμοποιητή:

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (2.10)$$

Το συνολικό παραγόμενο έργο είναι η διαφορά μεταξύ του έργου που παράγεται στον εκτονωτή με το καταναλισκόμενο έργο που απαιτείται για να λειτουργήσει η αντλία:

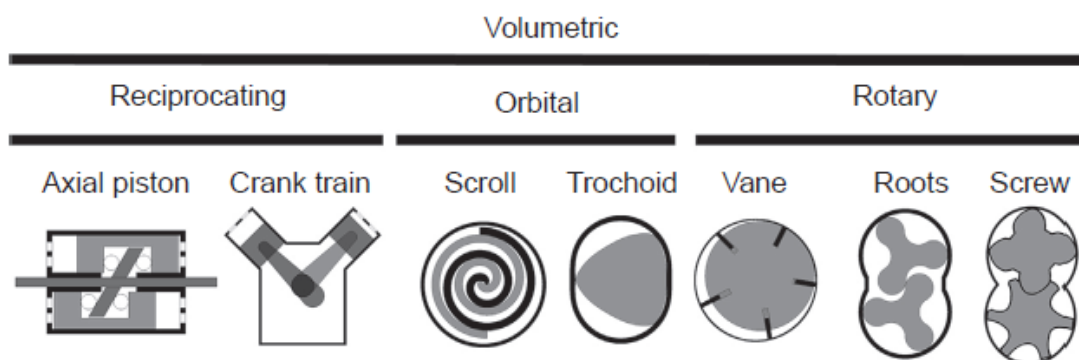
$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{ex} - \dot{W}_{pump} \quad (2.11)$$

2.4 Τύποι εκτονωτών στον Οργανικό Κύκλο Rankine

Ο εκτονωτής αποτελεί το πιο κρίσιμο μέρος του ORC ούτως ώστε αυτός να αποτελέσει μία ενεργειακά και οικονομικά αποδοτική επιλογή. Συνεπώς, η επιλογή του αποτελεί μια πρόκληση στο στάδιο του σχεδιασμού ενός οργανικού κύκλου Rankine, ειδικότερα αν ληφθεί υπόψη το εύρος των πηγών θερμότητας που μπορεί να χρησιμοποιηθεί και οι διαφορετικές θερμοκρασίες λειτουργίας. Οι τύποι εκτονωτών που αφορούν ORC και έχουν εφαρμοσθεί ανήκουν σε δύο κατηγορίες, τους ογκομετρικούς και στροβίλους. Οι πρώτοι χρησιμοποιούν την διαφορά πίεσης κατά την διαδικασία της εκτόνωσης για να παράγουν έργο, ενώ οι δεύτεροι μετατρέπουν την κινητική ενέργεια του ρευστού σε μηχανική. Τα κριτήρια επιλογής εκτονωτή είναι σύνθετα και εκτός από την απόδοση περιλαμβάνουν το κόστος αγοράς, συντήρησης, χωροταξικούς περιορισμούς και την πολυπλοκότητα της εγκατάστασης. Παρακάτω αναφέρονται συνοπτικά οι διάφοροι τύπου εκτονωτών που έχουν εφαρμογή σε ORC.

2.4.1 Εκτονωτές ογκομετρικού τύπου

Αποτελούν μηχανές θετικής εκτόπισης με σταθερή αναλογία όγκου. Το έργο παράγεται από τη διαδικασία της εκτόνωσης του ρευστού όταν αυτό οδηγείται σε ένα κλειστό χώρο και μετά μεταφέρεται σε ένα χώρο με χαμηλότερη πίεση.



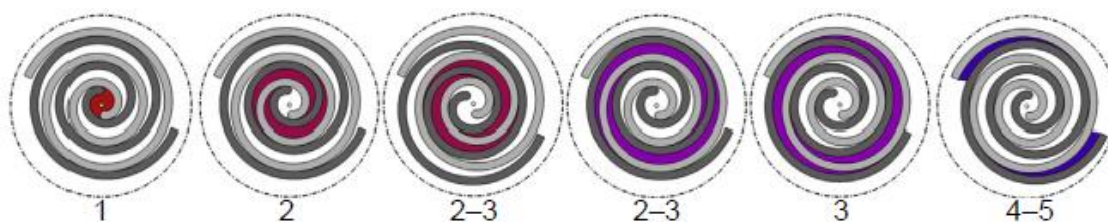
Σχήμα 11. Κατηγοριοποίηση των εκτονωτών ογκομετρικού τύπου

Η πρώτη διαφοροποίηση έγκειται στον τρόπο κίνησης των κινούμενων μερών και κατηγοριοποιούνται σε παλινδρομικούς, τροχιακούς και οι περιστροφικούς. Οι περισσότεροι εκτονωτές έχουν έναν ενσωματωμένο λόγο όγκου που οδηγεί σε μία φάση εσωτερικής εκτόνωσης του ρευστού (εκτονωτικές μηχανές), ενώ οι εκτονωτές τύπου Roots δεν επιτρέπουν την εσωτερική εκτόνωση του ρευστού (μη εκτονωτικές μηχανές). Άλλη διαφοροποίηση είναι ο τρόπος εισαγωγής και εξαγωγής του ρευστού. Οι εκτονωτές που χρησιμοποιούν βαλβίδες είναι πιο πολύπλοκοι και μειώνουν την αξιοπιστία της μηχανής. Υπάρχουν εκτονωτές ανοικτού τύπου όπου ο άξονας περνά μέσα από το κέλυφος και ενώνεται με τη γεννήτρια ή τη συσκευή που τροφοδοτεί ο εκτονωτής. Αντίστοιχα, υπάρχουν εκτονωτές όπου η σύνδεση μεταξύ αυτών και της γεννήτριας γίνεται εντός μονωμένου κελύφους με αποτέλεσμα το παρεχόμενο έργο να είναι αποκλειστικά ηλεκτρική ενέργεια. Τέλος ανάλογα με τον αριθμό των κινούμενων μερών απαιτείται λίπανση αυτών και

πιθανώς η χρήση ενός διαχωριστήρα ελαίου στην έξοδο του εκτονωτή. Παρακάτω θα παρατεθούν συνοπτικά οι πιο συνηθισμένοι τύποι εκτονωτών ογκομετρικού τύπου.

2.4.1.1 Σπειροειδείς εκτονωτές

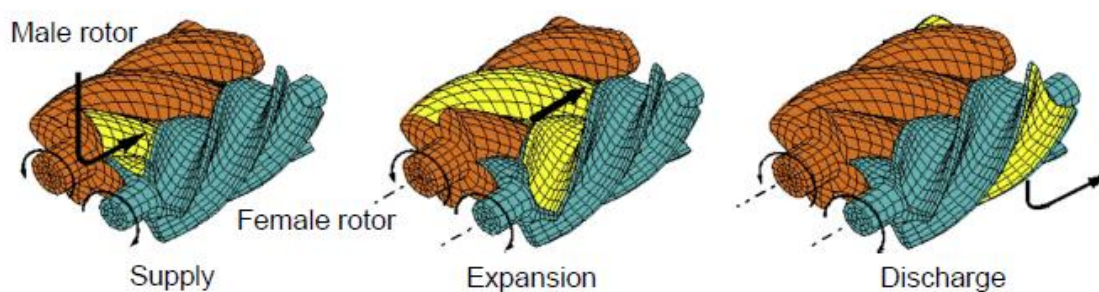
Πρόκειται για εκτονωτή που απαρτίζεται από μία σταθερή σπείρα, και μία δεύτερη η οποία περιστρέφεται. Η σχετική έκκεντρη κίνηση των δύο σπειρών έχει διαφορά φάσης 180° , προκαλεί αύξηση του όγκου που καταλαμβάνει το ρευστό και συνεπώς μείωση της πίεσης. Είναι φθηνοί, με βαθμό απόδοσης 60%-70% και έχουν εφαρμογή για χαμηλή ισχύ της τάξης του 1-10 kW [5]. Η κατασκευή τους είναι πολύπλοκη και είναι ιδανικοί για εφαρμογές χαμηλής ισχύος.



Σχήμα 12. Αρχή λειτουργίας ενός σπειροειδή εκτονωτή

2.4.1.2 Κοχλιωτοί εκτονωτές

Ένας κοχλιωτός εκτονωτής αποτελείται από ένα ή περισσότερους ελικοειδείς λοβωτούς άξονες οι οποίοι βρίσκονται εντός ενός κελύφους. Το κέλυφος μαζί με τους άξονες σχηματίζει ένα χώρο, ο όγκος του οποίου μεταβάλλεται ανάλογα με την θέση των αξόνων. Το εύρος ισχύος στο οποίο εφαρμόζονται είναι έως λίγες εκατοντάδες kW και έχουν παρόμοιους περιορισμούς με τους σπειροειδείς εκτονωτές. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης τους κυμαίνεται σε τιμές μεγαλύτερες του 80%.

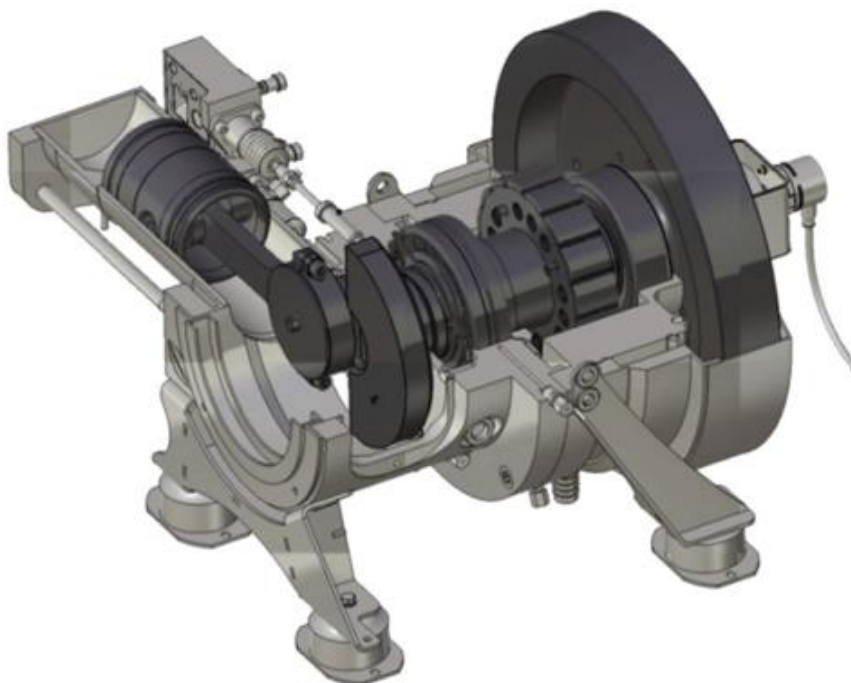


Σχήμα 13. Αρχή λειτουργίας ενός κοχλιωτού εκτονωτή

2.4.1.3 Παλινδρομικοί εμβολοφόροι εκτονωτές

Οι εμβολοφόροι εκτονωτές αποτελούνται από ένα ή περισσότερους κυλίνδρους στους οποίους έμβολα κινούνται παλινδρομικά από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) στο Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Το ρευστό εισέρχεται και εξέρχεται των κυλίνδρων μέσω οπών που

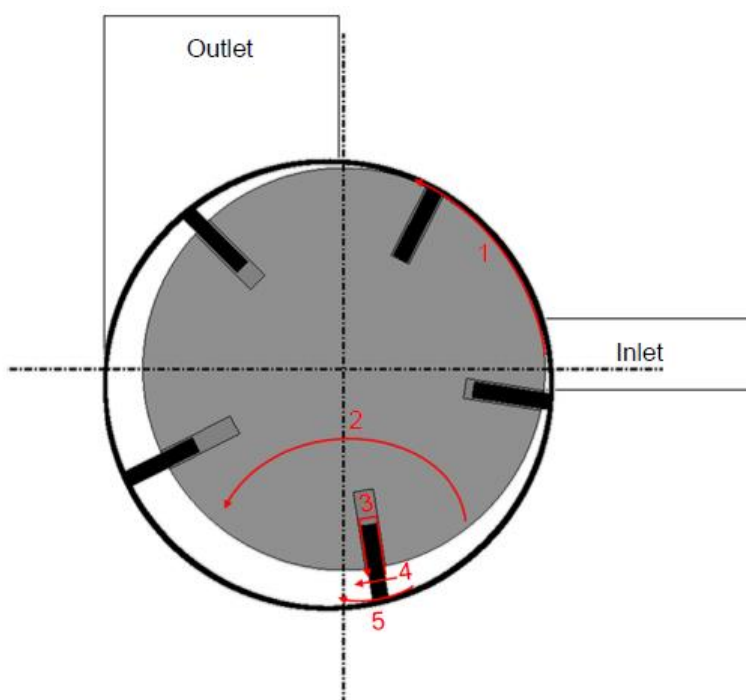
διαθέτουν βαλβίδες οι οποίες ενεργοποιούνται και απενεργοποιούνται μηχανικά. Αφού το ρευστό εισέλθει στον κύλινδρο με το έμβολο στο ΑΝΣ, η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει και ξεκινά η εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Μόλις το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει και το ρευστό, σε χαμηλή πλέον πίεση, απελευθερώνεται στο δίκτυο.



Σχήμα 14. Άποψη του αξονικού συστήματος κυλινδρικού εκτονωτή

2.4.1.4 Περιστροφικοί εκτονωτές πτερυγίων

Ο περιστροφικός εκτονωτής πτερυγίων αποτελείται από ένα κυλινδρικό κέλυφος (στάτης) μέσα στο οποίο ένας κυλινδρικός ρότορας περιστρέφεται. Ο ρότορας είναι τοποθετημένος έκκεντρα και στην περιφέρειά του έχει εγκοπές που επιτρέπουν την τοποθέτηση πτυσσόμενων πτερυγίων. Τα πτερύγια πιέζονται ενάντια στο τοίχωμα του κελύφους από ελατήρια και ανάμεσά τους σχηματίζουν θαλάμους όπου εγκλωβίζεται το ρευστό. Από τη θυρίδα εισαγωγής το ρευστό, που αρχικά βρίσκεται υπό πίεση σε κλειστό χώρο, ξεκινά να εκτονώνεται προκαλώντας την περιστροφή το ρότορα και τελικώς οδηγείται, υπό χαμηλή πίεση, στη θυρίδα εξαγωγής.



Σχήμα 15. Αρχή λειτουργίας περιστροφικού εκτονωτή πτερυγίων

2.4.2 Στρόβιλοι

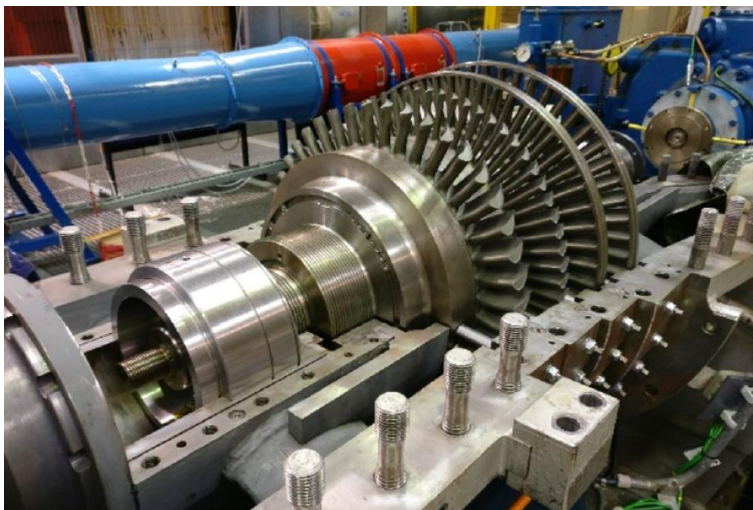
Η αρχή λειτουργίας των στροβίλων είναι πως όταν ένα ρευστό που βρίσκεται σε υψηλή πίεση διέρχεται από τα πτερύγια του στροβίλου προκαλείται περιστροφή του δίσκου των πτερυγίων παράλληλα με την εκτόνωση του ρευστού. Σε κύκλους ατμού, η πτώση της ενθαλπίας είναι μεγαλύτερη οπότε απαιτούνται περισσότερα στάδια απ' ότι στον ORC. Υπάρχουν δύο κύρια είδη στροβίλων: αξονικού και ακτινικού τύπου. Ωστόσο, δεν υπάρχει προκαθορισμένη προσέγγιση όσον αφορά το σχεδιασμό και την επιλογή στροβίλων σε ένα ORC.

2.4.2.1 Αξονικοί στρόβιλοι

Οι αξονικοί στρόβιλοι αποτελούν, με μεγάλη διαφορά, την πιο προτιμώμενη λύση στη μετατροπή της ενέργειας ενός ρευστού που εργάζεται σε ένα θερμοδυναμικό κύκλο σε μηχανική ενέργεια. Κατά προσέγγιση το 90% της παραγόμενης ενέργειας παγκοσμίως προέρχεται από τη χρήση αξονικών στροβίλων [6]. Τα πλεονεκτήματά τους είναι πολλά με το κυριότερο να είναι η τεράστια ευελιξία:

- Ευελιξία στο εργαζόμενο μέσο το οποίο μπορεί να είναι αέριο, ατμός.
- Πολύ μεγάλο εύρος επιτρεπτών θερμοκρασιών, με τις μέγιστες να αγγίζουν τους 1400°C.
- Μεγάλο εύρος επιτρεπόμενων πιέσεων, από εκατοστά τους ενός bar έως 300 bar.
- Η πτώση ενθαλπίας μπορεί να είναι από δέκατα του J/kg έως 3.000 kJ/kg.

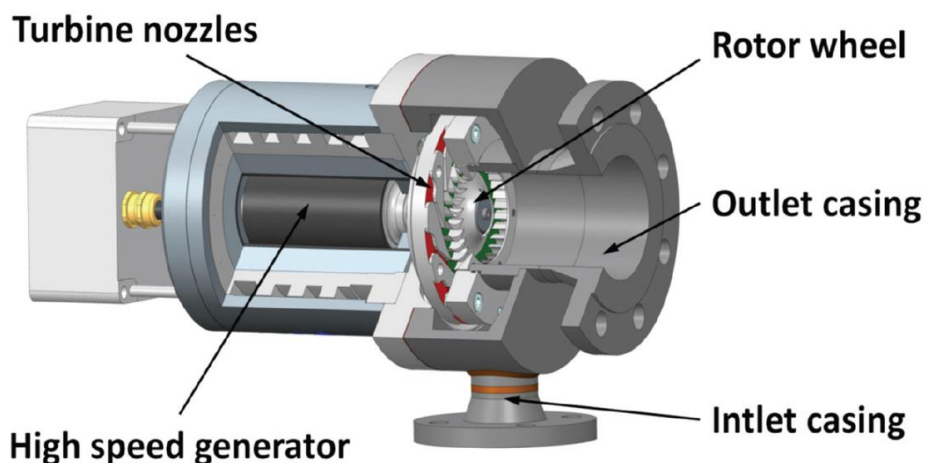
- Εύρος ταχυτήτων έως 100.000 rpm.
- Πολύ μεγάλοι λόγοι όγκου (έως μερικές χιλιάδες)



Σχήμα 16. Άποψη αξονικού στροβίλου

2.4.2.2 Ακτινικοί στρόβιλοι εισροής

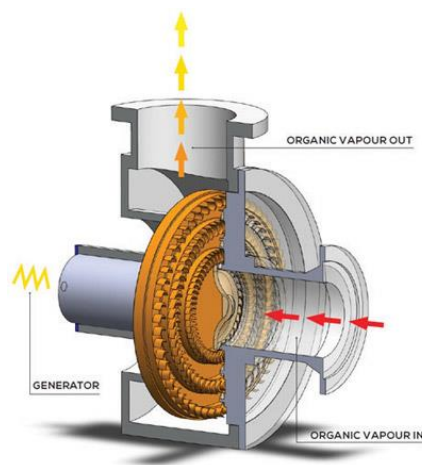
Στους ακτινικούς στροβίλους εισροής, η ροή το εργαζόμενου μέσου είναι σε ακτινική κατεύθυνση προς το κέντρο του ρότορα. Ο πιο συνηθισμένος τύπος είναι αυτός των 90°, όπου το ρευστό αλλάζει κατεύθυνση κατά 90° μέσα στο ρότορα και το ρευστό εξέρχεται με αξονική κατεύθυνση. Το βασικό τους πλεονέκτημα είναι ο πολύ υψηλός βαθμός συμπίεσης ανά βαθμίδα, που επιτρέπει την χρήση μικρού αριθμού βαθμίδων. Στην πράξη είναι συνηθισμένο να υπάρχουν λόγοι συμπίεσης μέχρι και 10 και να χρησιμοποιείται μόνο μία βαθμίδα. Πρόκειται για την πιο συνηθισμένη επιλογή εκτονωτή σε εφαρμογές ORC, που χρησιμοποιείται ρευστό στην υπερκρίσιμη περιοχή όπου υπάρχουν υψηλές θερμοκρασίες και αποκλειστικά μεταβολές με αισθητή θερμότητα.



Σχήμα 17. Ακτινικός στρόβιλος εισροής

2.4.2.3 Ακτινικοί στρόβιλοι εκροής

Τα οργανικά ρευστά χαρακτηρίζονται από υψηλό μοριακό βάρος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα στον εκτονωτή: χαμηλή πτώση ενθαλπίας κατά την εκτόνωση, υψηλό ογκομετρικό λόγο και χαμηλή ταχύτητα του ήχου. Σε ορισμένες περιπτώσεις αυτά τα χαρακτηριστικά οδηγούν στον σχεδιασμό ακτινικών στρόβιλων εισροής ή αξονικών στρόβιλων με χαμηλό βαθμό απόδοσης. Σε αυτό το σημείο οι ακτινικοί στρόβιλοι εκροής γίνονται μια ελκυστική εναλλακτική καθώς παρέχουν τη δυνατότητα τοποθέτησης πολλαπλών βαθμίδων σε ένα δίσκο, εξοικονομώντας χώρο και επιτυγχάνοντας υψηλό βαθμό απόδοσης.



Σχήμα 18. Ακτινικός στρόβιλος εκροής

Στον Πίνακα 3 παρουσιάζονται συνοπτικά τα εύρη λειτουργίας των εκτονωτών που αναφέρθηκαν προηγουμένως:

Πίνακας 3. Σύνοψη εκτονωτών που χρησιμοποιούνται σε ORC [5]

Τύπος Εκτονωτή	Εύρος Ισχύος (kW)	Ταχύτητα Εκτονωτή (rpm)	Παροχή Μάζας (kg/s)
Ακτινικός	25,00 – 780,00	7.500 – 67.600	0,10 – 41,10
Αξονικός	2,80 – 350,00	2.500 – 65.000	0,10 – 150,00
Σπειροειδής	0,20 – 2,80	70 – 4.000	0,02 – 0,28
Κοχλιωτός	1,00 – 560,00	400 – 8.000	0,07 – 66,00
Παλινδρομικός	0,16 – 2,00	400 – 5.000	0,01 – 0,11
Περιστροφικός	0,01 – 31,00	500 – 4.012	0,01 – 0,07

2.5 Οι εναλλάκτες στον Οργανικό Κύκλο Rankine

2.5.1 Βασικά στοιχεία εναλλακτών

Οι εναλλάκτες αποτελούν συστήματα μετάδοσης θερμότητας μεταξύ μίας πηγής και ενός εργαζόμενου ρευστού και χρησιμοποιούνται είτε για διαδικασίες θέρμανσης, είτε για ψύξης. Υπάρχουν τρεις κύριες κατηγορίες των εναλλακτών ως προς την διάταξη των ροών. Στην παράλληλη ροή, τα δύο ρευστά εισέρχονται στον εναλλάκτη από την ίδια μεριά και εξέρχονται από άλλη μεριά αφού μετακινηθούν παράλληλα μέσα στον εναλλάκτη. Στους εναλλάκτες αντιρροής, τα ρευστά εισέρχονται και εξέρχονται του εναλλάκτη με αντίθετες φορές και αποτελούν το πιο αποδοτικό σχεδιασμό μετάδοσης θερμότητας. Η τρίτη κατηγορία είναι οι εναλλάκτες σταυρωτής ροής, όπου τα δύο ρευστά ταξιδεύουν σε κάθετες διευθύνσεις εντός του εναλλάκτη.

Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας ενός εναλλάκτη υπολογίζεται ως εξής:

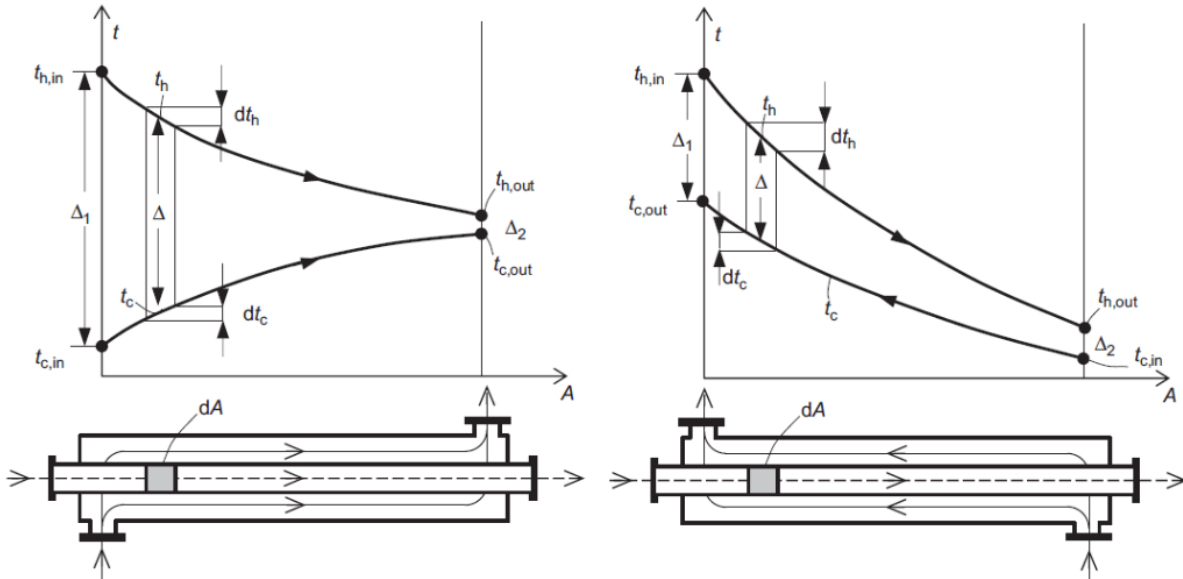
$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \overline{\Delta t} \quad (2.12)$$

Όπου **A** είναι η επιφάνεια κάθετη στην κατεύθυνση της ροής, **U** ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και $\overline{\Delta t}$ η μέση θερμοκρασιακή διαφορά για ολόκληρο τον εναλλάκτη. Ο συντελεστής **U** αφορά όλο τον εναλλάκτη και είναι αντιστρόφως ανάλογος του αθροίσματος των θερμικών αντιστάσεων.

Η μέση θερμοκρασιακή διαφορά υπολογίζεται για εναλλάκτες ομορροής και αντιρροής μονής διαδρομής, διπλού σωλήνα, όπως και για εξατμιστές και συμπυκνωτές όπου ένα από τα ρευστά παραμένει σε σταθερή θερμοκρασία:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln(\Delta_1/\Delta_2)} = \Delta t_{lm} \quad (2.13)$$

(Όπου Δ_1, Δ_2 η διαφορά θερμοκρασίας εισόδου/εξόδου)



Σχήμα 19. Εναλλάκτης αντιρροής (αριστερά) και ομορροής (δεξιά)

Σε πολύπλοκους εναλλάκτες, όπως με δέσμες σωλήνων, για τον υπολογισμό του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας χρησιμοποιείται ένας διορθωτικός συντελεστής F , ο οποίος έχει προσδιοριστεί πειραματικά, αναλόγως την διάταξη:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F \cdot \bar{\Delta t} \quad (2.14)$$

Σε περιπτώσεις που δεν είναι γνωστές οι θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη, αλλά είναι γνωστός ο τύπος του και το μέγεθός του, ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογιστεί από τη μέθοδο **NTU (number of transfer units)**. Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιεί τον όρο της αποτελεσματικότητας ϵ , ο οποίος υπολογίζεται διαφορετικά αναλόγως τη διάταξη του εναλλάκτη και χρησιμοποιεί το **NTU** ως όρο για τον υπολογισμό.

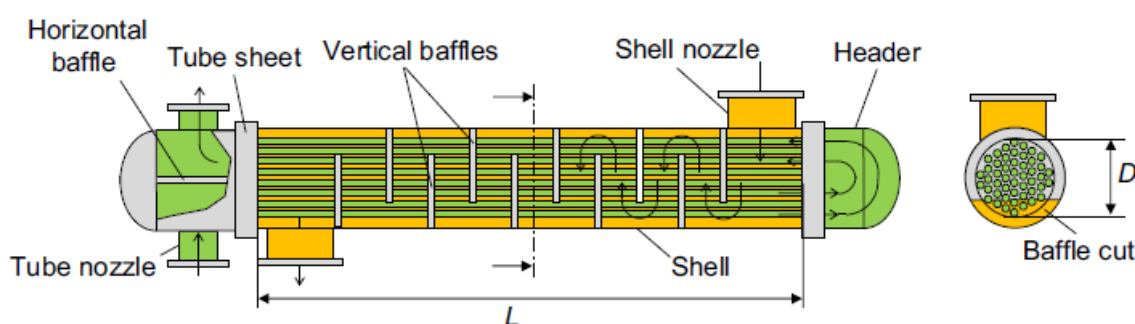
$$NTU = U \cdot A / C_{min} \quad (2.15)$$

Στον ORC οι εναλλάκτες χρησιμοποιούνται για τους παρακάτω σκοπούς: την πρόσδοση θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο στον ατμοποιητή, την απελευθέρωση θερμότητας προς το περιβάλλον στον συμπυκνωτή και την εσωτερική ανάκτηση της θερμικής ενέργειας που περιέχεται στον ατμό που εξέρχεται του εκτονωτή στον ανακτητή. Εξαιτίας της χαμηλής απόδοσης του ORC, ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στον σχεδιασμό των εναλλακτών καθώς εκεί υπάρχει το μεγαλύτερο ποσοστό απώλειας ισχύος. Για όλες τις εφαρμογές, όσον αφορά τους εναλλάκτες πρέπει να γίνεται συμβιβασμός ανάμεσα σε δύο αντίθετες αρχές. Από θερμοδυναμικής άποψης είναι θετική η ύπαρξη μεγάλων επιφανειών, καθώς ελαχιστοποιούν την παραγωγή εντροπίας και βελτιώνουν την συνολική απόδοση. Σημαντικό είναι επίσης πως οι εναλλάκτες ομορροής και αντιρροής δεν έχουν σημαντική διαφορά απόδοσης σε περίπτωση που ένα ρευστό διατηρεί σταθερή θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της μεταφοράς θερμότητας (εξάτμιση/συμπύκνωση). Από την άλλη μεριά,

μεγαλύτερες επιφάνειες οδηγούν σε πιο ακριβό εξοπλισμό και αυξημένο σταθμισμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας. Παρακάτω παρουσιάζονται οι διάφοροι τύποι εναλλακτών και οι εφαρμογές τους σε ORC.

2.5.2 Αυλωτοί εναλλάκτες

Οι αυλωτοί εναλλάκτες αποτελούν την πιο χρησιμοποιημένη επιλογή σε μεγάλο εύρος εφαρμογών. Η πιο συχνή διάταξη αυτού του είδους εναλλάκτη αποτελείται από μία συστάδα παράλληλων στρογγυλών αυλών τοποθετημένων μέσα σε ένα κυλινδρικό μακρόστενο κέλυφος. Ρευστό μετακινείται μέσα στους αυλούς και ταυτόχρονα ένα δεύτερο ρευστό μετακινείται μέσα στο κέλυφος στον χώρο περιφερειακά των αυλών. Εντός του κελύφους είναι τοποθετημένοι κάθετοι ανακλαστήρες προκειμένου να δημιουργείται μία ικανοποιητική διαδρομή ροής.



Σχήμα 20. Αυλωτός εναλλάκτης θερμότητας

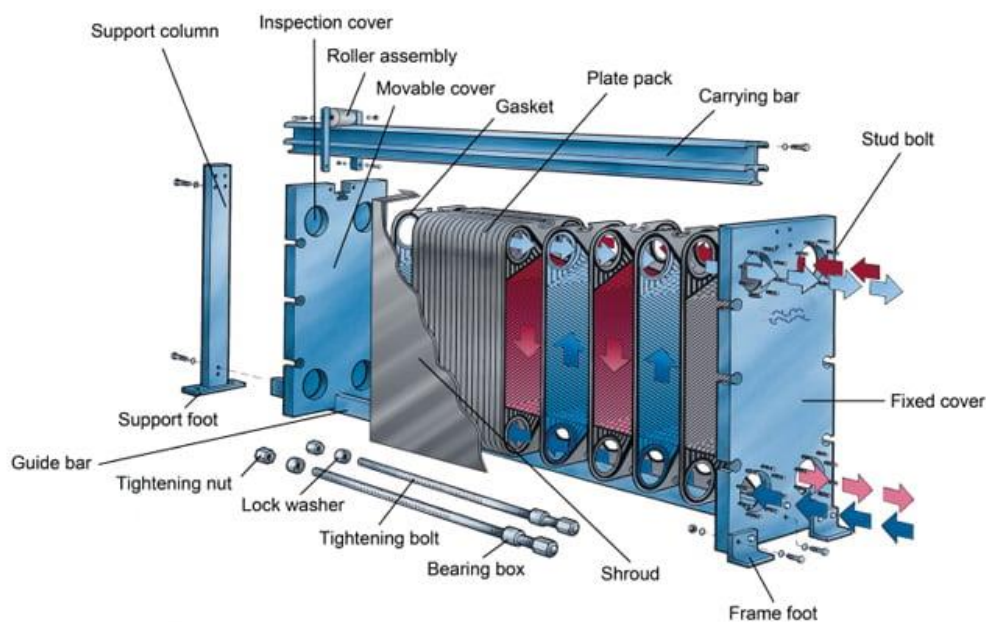
Η πιο συνηθισμένη σχεδίαση των αυλωτών εναλλακτών είναι αυτή της συναγωγής μίας φάσης. Οι εναλλάκτες συναγωγής δύο φάσεων χρησιμοποιούνται λιγότερο γιατί αν και πετυχαίνουν υψηλότερη θερμική απόδοση, απαιτούν περιορισμένη διακύμανση θερμότητας στο ρευστό που διέρχεται του κελύφους για τον περιορισμό των θερμικών τάσεων και των θερμικών διαρροών στους διαμήκεις ανακλαστήρες. Τα κελύφη διαιρετής ροής χρησιμοποιούνται κυρίως σαν συμπυκνωτές.

2.5.3 Πλακοειδείς εναλλάκτες

Ο πλακοειδής εναλλάκτης είναι ένα πολύ σημαντικό είδος εξοπλισμού όσον αφορά την μεταφορά θερμότητας μεταξύ ροών ρευστών, καθώς είναι μία πολύ συμπαγής συσκευή με υψηλό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και μέτριες απώλειες πίεσης. Είναι ικανός να υλοποιήσει ροές πλήρους αντιρροής, που οδηγούν σε χαμηλές θερμοκρασιακές διαφορές εξόδου, διατάξεις μίας ή πολλαπλών διαδρομών, χαμηλή συγκράτηση υγρού και μειωμένη ρύπανση. Αποτελείται από σειρά πολλών παράλληλων ορθογώνιων μεταλλικών πλακών, με κατάλληλες αυλακώσεις που επιτρέπουν την τυρβώδη ροή του ατμού και το σχηματισμό καναλιών ανάμεσα στις πλάκες. Επιπρόσθετα, οι αυλακώσεις προσδίδουν αυξημένη σταθερότητα στις πλάκες. Οι πλάκες έχουν κατάλληλα διαμορφωμένες οπές στις γωνίες τους στις οποίες τοποθετούνται δίκτυα με κατάλληλη στεγανοποίηση για να αποφεύγονται

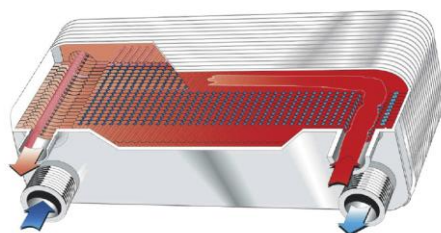
οι διαρροές. Οι πλάκες ενώνονται και συγκρατούνται μεταξύ τους από κοχλίες που βρίσκονται πάνω σε ένα εξωτερικό πλαίσιο.

Επιπρόσθετα πλεονεκτήματα των πλακοειδών εναλλακτών είναι η εύκολη αποσυναρμολόγηση για καθαρισμό, συντήρηση, ή επιθεώρηση και ότι ο συνολικός αριθμός πλακών σε κάθε πλαίσιο μπορεί εύκολα να προσαρμοσθεί για να αντιμετωπίσει διαφορετικές απαιτήσεις. Ωστόσο, η ύπαρξη στεγανοποιητικών παρεμβυσμάτων ανάμεσα στις πλάκες οδηγεί και σε κάποιους περιορισμούς. Η μέγιστη πίεση λειτουργίας συνήθως ανέρχεται στα 10 – 16 bars, η μέγιστη θερμοκρασία καθορίζεται από το είδος του στεγανοποιητικού (συνήθως μικρότερη των 150 °C) [6], το υλικό τους πρέπει να είναι συμβατό με το ρευστό που χρησιμοποιείται και τέλος η ύπαρξη στεγανοποιητικών δεν εγγυάται τέλεια ερμητική στεγανοποίηση ειδικά κατά την αέρια φάση του ρευστού.



Σχήμα 21. Πλακοειδής εναλλάκτης

Κάποιοι από αυτούς τους περιορισμούς αντιμετωπίζονται με τη χρήση συγκολλητών πλακοειδών εναλλακτών. Σε αυτό το είδος εναλλάκτη εξαλείφεται η ύπαρξη φλαντζών, κοχλιών σύσφιξης και πλαισίων. Αντ' αυτού οι μεταλλικές πλάκες συγκολλούνται υπό κενό μεταξύ τους σε υψηλή θερμοκρασία σε όλα τα σημεία επαφής τους, σχηματίζοντας έτσι ένα αναπόσπαστο στεγανό τμήμα εναλλάκτη, το οποίο δύναται να λειτουργεί σε υψηλότερες θερμοκρασίες και πιέσεις σε σχέση με τα συμβατικά πλακοειδή. Αυτά τα στοιχεία, καθιστούν τους συγκολλητούς εναλλάκτες μία καλή επιλογή για εγκαταστάσεις ORC που απαιτούν πιέσεις λειτουργίας 40-45 bars και υψηλές θερμοκρασίες.

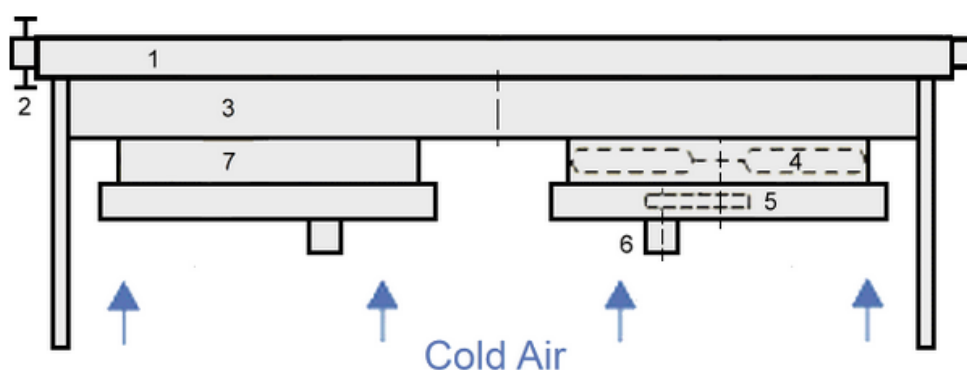


Σχήμα 22. Συγκολλητός πλακοειδής εναλλάκτης

2.5.4 Αερόψυκτοι εναλλάκτες

Οι αερόψυκτοι εναλλάκτες είναι μια εναλλακτική επιλογή για την απόρριψη χαμηλού θερμικού φορτίου από μια ροή είτε για ψύξη, είτε για συμπύκνωση του εργαζόμενου ρευστού. Τα συγκριτικά πλεονεκτήματα που έχουν έναντι των υδρόψυκτων εναλλακτών είναι το χαμηλότερο κόστος συντήρησης, η ευκολία καθαρισμού της μεριάς που διέρχεται ο αέρας σε σχέση με τη διάβρωση και τη ρύπανση της μεριάς που διέρχεται το νερό και ο μικρότερος κίνδυνος μόλυνσης του εργαζόμενου μέσου. Έχουν ωστόσο μειονεκτήματα καθώς αποτελούν ογκώδεις κατασκευές, απαιτούν μεγάλη ψυχόμενη επιφάνεια, είναι λιγότερο αποδοτικά, η θερμοκρασία του αέρα μεταβάλλεται αναλόγως την εποχή και τη γεωγραφία και προκαλούν ηχορύπανση.

Η κατασκευή τους αποτελείται από συστάδες σωλήνων που έχουν εξωτερικά περύγια. Το εργαζόμενο ρευστό διέρχεται από το εσωτερικό των σωλήνων, ενώ σε κάθετη διεύθυνση παρέχεται αέρας από ανεμιστήρες περιμετρικά των αυλών ούτως ώστε να επιτευχθεί η ψύξη αυτών. Οι σωλήνες είναι τύπου U για την επίτευξη πολλαπλών διαδρομών του ρευστού από το εσωτερικό του εναλλάκτη.



1. Tube bundle 2. Header 3. Plenum 4. Fan 5. Belt drive 6. Motor 7. Fan ring

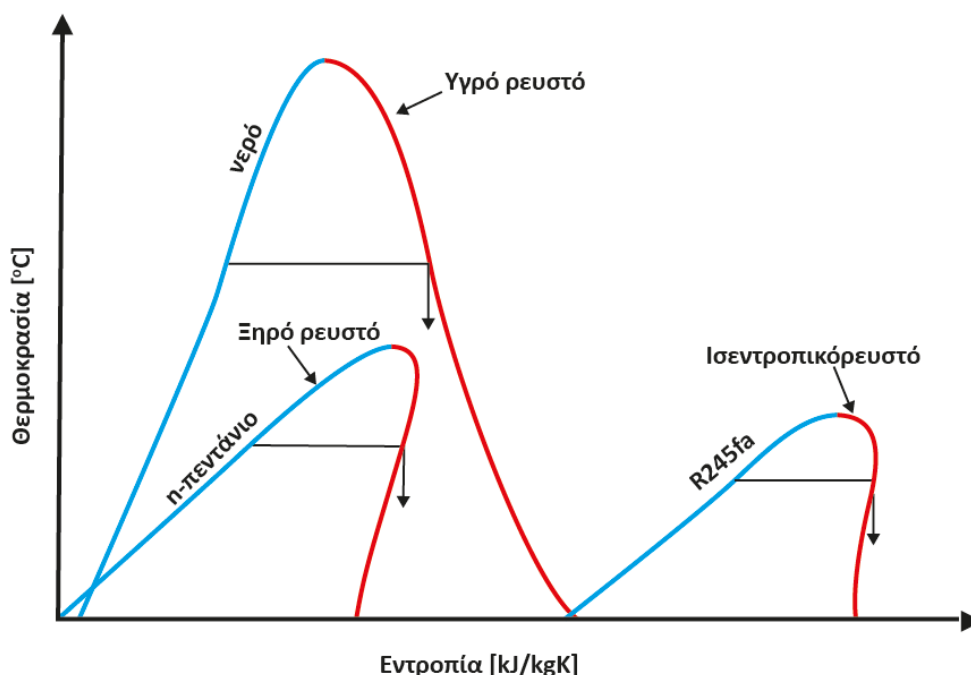
Σχήμα 23. Αερόψυκτος εναλλάκτης

2.6 Οργανικά ρευστά για συστήματα Οργανικού Κύκλου Rankine

Η εκλογή του κατάλληλου εργαζόμενου ρευστού είναι κρίσιμη για την ενεργειακή απόδοση, την αποδιδόμενη ισχύ και την βιωσιμότητα του ORC. Επιπρόσθετα, ο σχεδιασμός του κύκλου, το μέγεθος, ο τύπος και η γεωμετρία των μηχανημάτων και η οικονομική λειτουργία είναι άμεσα εξαρτημένα από τις θερμοφυσικές ιδιότητες του ρευστού που χρησιμοποιείται. Η θερμοχημική σταθερότητα των εργαζόμενων ρευστών είναι επίσης σημαντικός παράγοντας στην εκλογική διαδικασία. Τα οργανικά ρευστά συνήθως εμφανίζουν προβλήματα χημικής αστάθειας όπως αποσύνθεση και αλλοίωση σε υψηλές θερμοκρασίες. Αυτά τα χαρακτηριστικά επιβάλλουν κάποιους περιορισμούς πρακτικά στα όρια θερμοκρασιών του ρευστού στον ORC.

2.6.1 Κατηγοριοποίηση των οργανικών ρευστών

Τα εργαζόμενα ρευστά μπορούν να κατηγοριοποιηθούν με βάση το διάγραμμα φάσης που ακολουθούν, το οποίο αποτελεί ένα από τα πιο κρίσιμα χαρακτηριστικά των εργαζόμενων ρευστών στον ORC. Η καμπύλη επηρεάζει την καταλληλότητα του υγρού, την απόδοση του κύκλου και την διάταξη των μηχανημάτων σε μία εγκατάσταση ORC. Υπάρχουν τρεις διαφορετικοί τύποι καμπυλών φάσεων ατμού που απεικονίζονται σε διαγράμματα θερμοκρασίας – εντροπίας ($T - s$): τα ξηρά ρευστά με θετική κλίση, τα υγρά ρευστά με αρνητική κλίση και τα ισεντροπικά ρευστά με θεωρητικά άπειρη κλίση. Η διαφορά ανάμεσα στους τρεις τύπους έχει να κάνει με τη συμπεριφορά του ρευστού κατά τη διαδικασία της ισεντροπικής εκτόνωσης αυτού. Τα υγρά ρευστά όταν εκτονώνονται αλλάζουν κατάσταση σε υγρό ατμό, τα ξηρά ρευστά σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού ενώ τα ισεντροπικά ρευστά παραμένουν σε κατάσταση κορεσμένου ατμού. Αυτό το χαρακτηριστικό των ισεντροπικών ρευστών τα καθιστά ιδανικά για χρήση σε ORC. Τα υγρά ρευστά προκειμένου να διατηρήσουν ένα υψηλό ποσοστό ξηρότητας, υφίστανται υπερθέρμανση προτού εισέλθουν στον εκτονωτή. Η απαίτηση για διατήρηση της ξηρότητας του ατμού εντός του εκτονωτή έχει να κάνει με την διάβρωση που θα προκαλούσε η ύπαρξη υγρού ατμού στα πτερύγιά του. Αντίθετα ένα ξηρό ρευστό με πολύ μεγάλη κλίση, θα εξέλθει του εκτονωτή με υπέρθερμο ατμό υψηλής θερμοκρασίας, ο οποίος αποτελεί σπατάλη ενέργειας. Αυτό μπορεί να καταπολεμηθεί με τη χρήση αναγεννητή, ο οποίος με τη σειρά του αποτελεί ένα επιπλέον κόστος αρχικής επένδυσης και πολυπλοκότητας της εγκατάστασης.



Σχήμα 24. Κατηγορίες ρευστών ως προς την κλίση του διαγράμματος φάσεων

Μία άλλη κατηγοριοποίηση των εργαζόμενων οργανικών ρευστών είναι ως προς τη δομή του και το είδος των ατόμων που απαρτίζονται σε μοριακό επίπεδο:

2.6.1.1 Υδρογονάνθρακες

Συμπεριλαμβάνουν τους γραμμικούς (n-βουτάνιο, n-πεντάνιο), διακλαδισμένης αλύσου (Μεθυλοπροπάνιο, Μεθυλοβουτάνιο) και αρωματικούς υδρογονάνθρακες (Τολουόλιο, Βενζόλιο) και διαθέτουν επιθυμητές θερμοδυναμικές ιδιότητες αλλά και θέματα ευφλεκτότητας.

2.6.1.2 Υπερφθοράνθρακες

Είναι εξαιρετικά σταθεροί και αδρανείς, αλλά έχουν εξαιρετικά μεγάλη μοριακή πολυπλοκότητα και θερμοδυναμικά δεν εμφανίζουν επιθυμητές ιδιότητες. Επίσης πρόκειται για ρευστά με μεγάλη τοξικότητα, ευφλεκτότητα και διαβρωτικότητα.

2.6.1.3 Σιλοξάνες

Είναι από τις δημοφιλείς λύσεις στην ανάκτηση ενέργειας, καθώς διαθέτουν καλές φυσικές και θερμικές ιδιότητες. Έχουν χαμηλή τοξικότητα και η χρήση τους έχει μικρή επίπτωση στο περιβάλλον. Διαθέτουν υψηλή μοριακή μάζα και χρησιμοποιούνται ως φορέας υψηλών θερμοκρασιών. Κατά την συμπύκνωση και την εξάτμιση παρουσιάζουν μια ελαφριά θερμοκρασιακή κλίση.

2.6.1.4 Αιθέρες και φθοριούχοι αιθέρες

Θερμοδυναμικά παρουσιάζουν μη επιθυμητές ιδιότητες και διακρίνονται από υψηλή ευφλεκτότητα, διαβρωτικότητα και τοξικότητα.

2.6.1.5 Αλκοόλες

Είναι υδατοδιαλυτές και θερμοδυναμικά παρουσιάζουν μη επιθυμητές ιδιότητες ενώ διακρίνονται από υψηλή ευφλεκτότητα, διαβρωτικότητα και τοξικότητα.

2.6.1.6 Ανόργανες χημικές ενώσεις

Υπάρχει μεγάλος αριθμός ενώσεων προς χρήση και έχουν χαμηλό κόστος. Το περιβαλλοντικό αποτύπωμα που έχουν είναι χαμηλό. Ωστόσο, εμφανίζουν κάποια προβλήματα κατά την λειτουργία.

2.6.2 **Θερμοδυναμικές και φυσικές ιδιότητες των οργανικών ρευστών**

Η επίδραση των οργανικών ρευστών στην απόδοση των συστημάτων ORC εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τις ιδιότητες που έχουν και επηρεάζουν την απόδοση του κύκλου, τις συνθήκες λειτουργίας, την οικονομική βιωσιμότητα και την επίδραση που έχει στο περιβάλλον. Παρακάτω γίνεται αναφορά στις θερμοδυναμικές και φυσικές ιδιότητες των ρευστών και στην επίδραση που έχουν στην ενεργειακή και οικονομική απόδοση του κύκλου.

2.6.2.1 Λανθάνουσα θερμότητα

Υψηλή τιμή λανθάνουσας θερμότητας κατά την διαδικασία της εξάτμισης επιτρέπει στο μεγαλύτερο ποσό της πηγής ενέργειας να αξιοποιηθεί για την αλλαγή φάσης του εργαζόμενου ρευστού, αποφεύγοντας έτσι την ανάγκη για ρύθμιση της υπέρθερμης θερμοκρασίας και την πιθανή χρήση αναγεννητή για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Ωστόσο, μικρότερη τιμή της λανθάνουσας θερμότητας επιτρέπει στο ρευστό να συνεχίσει να αυξάνει τη θερμοκρασία του, αποκτώντας παρόμοια με αυτή της πηγής θερμότητας. Σύμφωνα με [μελέτες] που έχουν πραγματοποιηθεί η αναλογία της λανθάνουσας θερμότητας εξάτμισης προς την αισθητή θερμότητα επηρεάζει σε πολύ μεγάλο βαθμό την θερμική απόδοση και την απόδοση εξέργειας του ORC. Συγκεκριμένα, μεγάλη τιμή στο λόγο λανθάνουσας προς αισθητής θερμότητας έδειξε βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης, ενώ αντίθετα ο βαθμός απόδοσης της εξέργειας μειώθηκε.

2.6.2.2 Πυκνότητα

Η πυκνότητα του ατμού αποτελεί ένα παράγοντα κλειδί, ειδικά όσον αφορά ρευστά με χαμηλή θερμοκρασία συμπύκνωσης. Χαμηλή πυκνότητα οδηγεί σε μεγάλη παροχή, με συνέπεια πτώσεις πίεσης στον εκτονωτή. Για να αντισταθμιστεί αυτός ο παράγοντας απαιτείται μεγαλύτερος εκτονωτής, που δυσχεραίνει αισθητά το κόστος της εγκατάστασης.

2.6.2.3 Ειδική θερμότητα

Η ειδική θερμότητα του ρευστού σε υγρή μορφή θα πρέπει να είναι χαμηλή, ώστε να μειωθεί το έργο που καταναλώνει η αντλία κυκλοφορίας. Το έργο της αντλίας έμμεσα επηρεάζει το συνολικό έργο της εγκατάστασης και συνεπώς την απόδοσή της.

2.6.2.4 Κρίσιμη θερμοκρασία

Έχει διαπιστωθεί ότι η κρίσιμη θερμοκρασία επηρεάζει το λόγο εκτόνωσης στον εκτονωτή και την θερμική απόδοση. Υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία συσχετίζεται με υψηλό λόγο εκτόνωσης και θερμική απόδοση, χωρίς ωστόσο ο συσχετισμός να είναι ισχυρός. Ωστόσο, αυτό οδηγεί σε χαμηλή πίεση συμπύκνωσης που με τη σειρά του απαιτεί μεγαλύτερο στρόβιλο και συμπυκνωτή.

2.6.2.5 Θερμοκρασία βρασμού

Προσομοιώσεις έχουν δείξει ότι σε ρευστά που ανήκουν στην ίδια οικογένεια ρευστών, υψηλό σημείο βρασμού συνδέεται με υψηλότερο βαθμό θερμικής απόδοσης.

2.6.2.6 Σημείο πήξεως

Η θερμοκρασία πήξεως πρέπει να είναι χαμηλότερη από την χαμηλότερη θερμοκρασία που υφίσταται στον κύκλο.

2.6.2.7 Μοριακό βάρος

Τα περίπλοκα μόρια, δηλαδή τα περισσότερα από τα οργανικά ρευστά, είναι βαριά. Αυτό οδηγεί σε χαμηλή περιφερειακή ταχύτητα στον εκτονωτή και μικρό αριθμό πτερυγίων. Το μοριακό βάρος είναι ανάλογο με την απόδοση και αντιστρόφως ανάλογο με το έργο του εκτονωτή. Μικρό έργο, ωστόσο, οδηγεί σε μεγάλο ρυθμό εκτόνωσης και πιθανώς υπερηχητική ροή του ρευστού.

2.6.2.8 Ιξώδες

Το χαμηλό ιξώδες είναι απαραίτητο τόσο στην υγρή όσο και την αέρα φάση του ρευστού προκειμένου να υπάρχουν μικρές απώλειες τριβής στις σωληνώσεις και τους εναλλάκτες.

2.6.2.9 Αγωγιμότητα

Απαιτείται υψηλή αγωγιμότητα ώστε να επιτυγχάνεται υψηλός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας.

2.6.3 **Θερμοχημική σταθερότητα των οργανικών ρευστών**

Η θερμοχημική σταθερότητα των εργαζόμενων ρευστών στον ORC είναι μία βασική σχεδιαστική παράμετρος, η οποία είναι πολύ δύσκολο να προσδιοριστεί σε απόλυτους όρους. Τα περισσότερα οργανικά ρευστά υφίστανται ένα επίπεδο αποσύνθεσης σε υψηλότερες θερμοκρασίες και ειδικότερα πάνω από τους 350 – 400 °C καθιστούνται ακατάλληλα για χρήση. Η σταθερότητα των ρευστών μπορεί να επηρεαστεί από πολλούς παράγοντες όπως η παρουσία άλλων υλικών, του αέρα, της υγρασίας και των λιπαντικών.

Ο ρυθμός αποσύνθεσης ποικίλει ανάλογα με το ρευστό και την εφαρμογή που χρησιμοποιείται και μπορεί να εξακριβωθεί μόνο με πειραματικές μεθόδους. Στον παρατίθενται για κάποια αντιπροσωπευτικά οργανικά ρευστά η μέγιστη εκτιμώμενη θερμοκρασία κάτω από την οποία μπορούν να είναι λειτουργικά.

Πίνακας 4. Εκτιμώμενη λειτουργική θερμοκρασία οργανικών υγρών ORC [7]

Οργανικό Ρευστό	T _{max} (°C)	T _{κρίσιμη} (°C)	P _{κρίσιμη} (bar)	T _{βρασμού}
Υδρογονάνθρακες				
Πεντάνιο	300	196,55	33,70	36,06
Κυκλοπεντάνιο	300	238,54	45,15	49,25
Τολουόλιο	350-400	318,60	41,26	110,60
Χλωροβενζόλιο	320	359,50	45,19	131,75
Διφαινύλιο	400	499,85	33,80	255,00
Οξείδιο του διφαινυλίου	400	493,65	30,80	258,00
Φθοριούχες ενώσεις και ψυκτικά ρευστά				
R134a	350-370	101,06	40,59	-26,07
R245fa	300	154,01	36,51	15,14
R23	400	25,86	48,20	-82,10
R32	570-590	78,40	57,80	-51,65
Fluorinol 85	250-300	233,00	55,20	75,00
Υπερφθοροεξάνιο	400	175,55	18,70	56,60
Υπερφθοροπροπάνιο	500	71,85	26,75	-39,00
Εξαφθοροβενζόλιο	350-400	243,58	32,75	117,96
Σιλοξάνες				
Γραμμικές (MM, MDM, MD ₂ M)	300	245,63-326,25	19,39-12,27	100,52-194,35
Κυκλικές (D ₄ , D ₅ , D ₆)	350	313,35-372,63	13,32-9,61	175,00-244,99

2.6.4 Ευφλεκτότητα και ασφάλεια

Το εύρος επιλογής των εργαζόμενων ρευστών είναι αρκετά μεγάλο και μία σημαντική παράμετρος που πρέπει να υπολογισθεί είναι η ασφάλεια χρήσης του κάθε ρευστού. Η κύρια παράμετρος είναι η τοξικότητα του ρευστού, με την ευφλεκτότητα και η εκρηκτικότητα να ακολουθούν. Ιδανικά θα χρησιμοποιούνταν ρευστό με μηδενική ευφλεκτότητα και τοξικότητα, ωστόσο αυτό δεν είναι πάντα εφικτό. Η κατηγοριοποίηση των ρευστών όσον αφορά την ασφάλεια συνήθως αντιπροσωπεύεται από τον κανονισμό του ASHRAE [8], στον οποίο υπάρχουν τέσσερις διαβαθμίσεις όσον αφορά την τοξικότητα και την ευφλεκτότητα.

INCREASING FLAMMABILITY	Higher flammability	A3	B3
	Flammable	A2	B2
	Lower flammability	A2L	B2L
	No flame propagation	A1	B1
		Lower toxicity	Higher toxicity
		INCREASING TOXICITY	

Σχήμα 25. Κατηγοριοποίηση των ρευστών ως προς την ασφάλεια κατά ASHRAE

Ένας επιπλέον παράγοντας που αφορά την ασφάλεια του οργανικού ρευστού έχει να κάνει με το επιπλέον κόστος που προκύπτει. Ένα ρευστό το οποίο έχει υψηλό δείκτη τοξικότητας ή ευφλεκτότητας, προσδίδει και μεγαλύτερο κόστος στην εγκατάσταση ώστε ο κίνδυνος από τη χρήση του να είναι ελάχιστος. Αυτό αντισταθμίζεται από το γεγονός ότι τα μη-εύφλεκτα ρευστά έχουν αρκετά υψηλότερο κόστος αγοράς από τα εύφλεκτα.

2.6.5 Κανονισμοί και νομοθεσία γύρω από τα οργανικά ρευστά

Υπάρχουν δύο κύριοι δείκτες που καθορίζουν κατά πόσο είναι αποδεκτό ένα οργανικό ρευστό για χρήση σε σχέση με την περιβαλλοντική επιβάρυνση που προκαλεί. Ο πρώτος είναι το Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP) και ορίζεται ως ο λόγος της παγκόσμιας απώλειας του όζοντος εξαιτίας της εξεταζόμενης ουσίας προς τη συνολική απώλεια του όζοντος λόγω της απελευθέρωσης της ίδιας μάζας CFC-11. Ο δεύτερος δείκτης είναι το Δυναμικό Παγκόσμιας Θέρμανσης (Global Warming Potential – GWP) και συγκρίνει τη θερμότητα που παγιδεύεται από συγκεκριμένη μάζα της εξεταζόμενης ουσίας προς την θερμότητα που παγιδεύεται από ίση μάζα διοξειδίου του άνθρακα.

Κάθε οργανικό ρευστό, συνεπώς, έχει ένα περιβαλλοντικό αποτύπωμα. Οι διεθνείς οργανισμοί έχουν θέσει συγκεκριμένα όρια τα οποία ρυθμίζονται και αναπροσαρμόζονται τα τελευταία χρόνια με σκοπό τον περιορισμό ουσιών που έχουν επιβαρυντικό χαρακτήρα στο περιβάλλον και τους μακροπρόθεσμους στόχους που έχουν θέσει για την προστασία του. Υπάρχουν τρία ρυθμιστικά πλαίσια που καθορίζουν αυτά τα όρια: Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ για ουσίες που επηρεάζουν την τρύπα του όζοντος, το Πρωτόκολλο του Κιότο που αφορά την παγκόσμια θέρμανση και οι Ευρωπαϊκές F-gases ρυθμιστικές διατάξεις που αφορούν τη χρήση φθοριούχων αερίων.

Οι μηχανισμοί του Πρωτόκολλου του Κιότο [9] επιτρέπουν την ανταλλαγή ρύπων μεταξύ χωρών, την ανάπτυξη προγραμμάτων μειώσεων των ρύπων στις αναπτυσσόμενες

χώρες αλλά και στις ανεπτυγμένες. Το συνολικά όρια στις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα δεν έχουν επιτευχθεί και ορισμένες χώρες είτε έχουν αποσυρθεί από τη συμφωνία, είτε δεν εφαρμόζουν τα απαραίτητα μέτρα που απαιτούνται. Παρόλα αυτά συνεχίζει και υπάρχει μεγάλη πίεση για εξοικονόμηση εκπομπών από όλες τις πηγές και συνεπώς τα οργανικά αέρια με υψηλό GWP έχουν σταματήσει να χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον.

Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ [9] οδηγεί στην πλήρη εξάλειψη της εμπορικής χρήσης των φθοροχλωρανθράκων έως το 2030, καθώς αποτελούν ρευστά με πολύ υψηλό δείκτη ODP. Σε συνδυασμό με το Πρωτόκολλο του Κιότου, ένα μεγάλο μέρος ευρέως διαδεδομένων ψυκτικών υγρών είτε έχουν αντικατασταθεί είτε πρόκειται να εκλείψουν στο εγγύς μέλλον. Οι Ευρωπαϊκοί F-gases κανονισμοί εντατικοποίησαν την διαδικασία αυτή και έθεσαν αυστηρό πλαίσιο για τη χρήση, συλλογή και καταστροφή των υδροφθορανθράκων.

2.6.6 Κριτήρια για την επιλογή των οργανικών ρευστών

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως η επιλογή του οργανικού ρευστού που θα χρησιμοποιηθεί αποτελεί την πιο κρίσιμη στον σχεδιασμό ενός συστήματος ORC. Η επιλογή επηρεάζει τον θερμοδυναμικό κύκλο, τις απαιτήσεις ασφάλειας και την επιλογή των υπολοίπων μηχανημάτων του κύκλου. Συνοψίζοντας τα όσα αναφέρθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια, τα κριτήρια που εξετάζονται για την χρησιμοποίηση ενός εργαζόμενου ρευστού είναι [10]:

- Θερμοδυναμικές ιδιότητες: Επηρεάζουν την απόδοση του κύκλου.
- Θερμοχημική σταθερότητα: Πρέπει το εργαζόμενο ρευστό να είναι συμβατό με το θερμοκρασιακό προφίλ της πηγής ενέργειας.
- Ευφλεκτότητα: Συχνά χρησιμοποιούμενα ρευστά όπως οι υδρογονάνθρακες είναι εύφλεκτα και απαιτούν επιπλέον επένδυση κόστους.
- Τοξικότητα: Αποτελεί μεγάλο κίνδυνο για τους χειριστές και ενδείκνυται η χρήση μη τοξικών ρευστών.
- Συμβατότητα: Το οργανικό ρευστό πρέπει να είναι συμβατό με τα υλικά των υπόλοιπων μηχανημάτων.
- Περιβαλλοντικό αποτύπωμα: Οι δείκτες ODP και GWP πρέπει να είναι εντός των προβλεπόμενων ορίων.
- Διαθεσιμότητα και κόστος: Το κόστος των οργανικών ρευστών είναι αξιόλογο και γίνεται σημαντικός παράγοντας σε μεγάλες εγκαταστάσεις.

Πρακτικά είναι αδύνατο να ικανοποιηθούν όλα αυτά τα κριτήρια για ένα ρευστό που είναι κατάλληλο για συστήματα ORC. Η βιομηχανία ψύξης αρχικά χρησιμοποιούσε φθοροχλωρανθράκες οι οποίοι είχαν εξαιρετικά γνωρίσματα (χαμηλό κόστος, μη αναφλέξιμοι, μη τοξικοί και καλά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά), αλλά έχουν απαγορευθεί λόγω του πολύ μεγάλου δείκτη ODP. Μετέπειτα χρησιμοποιήθηκαν υδροφθορανθράκες οι οποίοι είχαν χαμηλό ODP, δεν ήταν εύφλεκτοι, τοξικοί και

μπορούσαν να ανακυκλωθούν. Ωστόσο λόγω υψηλού δείκτη GWP οδηγούνται και αυτοί στην κατάργηση της χρήσης τους. Γι' αυτό το λόγο στις περισσότερες εφαρμογές χρησιμοποιούνται ρευστά που δεν διαθέτουν όλα τα χαρακτηριστικά που θα απαιτούνταν από ένα ιδανικό ρευστό για ORC. Στον Πίνακα 5 παρατίθενται τα πιο συνηθισμένα ρευστά που χρησιμοποιούνται ανά εφαρμογή.

Πίνακας 5. Κοινά εργαζόμενα ρευστά σε εμπορικές εγκαταστάσεις ORC

Οργανικό Ρευστό	Εφαρμογή
R134a	Γεωθερμικές εγκαταστάσεις με πολύ χαμηλή θερμοκρασία
R245fa	Ρευστό χαμηλής θερμοκρασίας, κυρίως στην ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων
n-πεντάνιο	Ηλιακή ενέργεια και μέτριας θερμοκρασίας ανάκτηση καυσαερίων
Solkatherm	Ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων
OMTS	Εγκαταστάσεις συμπαραγωγής θερμότητας και ηλεκτρισμού
Τολουόλιο	Ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων

3. Μοντελοποίηση του συστήματος

3.1 Εισαγωγή

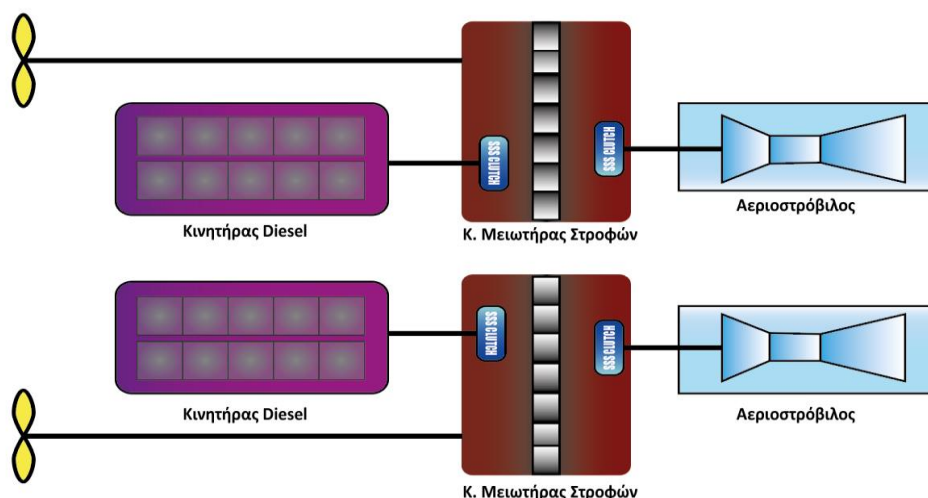
Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζεται η μέθοδος με την οποία θα μοντελοποιηθεί η εγκατάσταση πρόωσης του πλοίου που εξετάζεται, ο σχεδιασμός του συστήματος ORC που ταιριάζει στο προφίλ της διαθέσιμης πηγής ενέργειας και η τεχνο-οικονομική ανάλυση των εναλλακτικών λύσεων. Η εργασία εξετάζει το ενδεχόμενο εγκατάστασης συστήματος ORC για την εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων ενός ναυτικού κινητήρα diesel με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Το αποτέλεσμα θα είναι η μείωση των παραγόμενων ρύπων, μέσω της μείωσης της θερμοκρασίας των καυσαερίων που εισέρχονται στο περιβάλλον, και η βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης των μηχανών.

Αρχικά παρουσιάζεται η εγκατάσταση πρόωσης και οι διαθέσιμες μηχανές που θα μπορούσαν να επιλεγούν ως πηγή θερμότητας για την εγκατάσταση ενός ORC συστήματος. Στη συνέχεια αναλύονται οι περιορισμοί, το προφίλ λειτουργίας των μηχανών και οι παράμετροι λειτουργίας τους ώστε να προκύψει η μηχανή, γύρω από την οποία θα σχεδιαστεί η εγκατάσταση του ORC. Κατόπιν γίνεται ανάλυση του θερμοδυναμικού μοντέλου που θα επιτρέψει την εκλογή του κατάλληλου οργανικού ρευστού για την λειτουργία του κύκλου. Τέλος, θα παρουσιαστούν τα οικονομικά κριτήρια και οι δείκτες που θα επιτρέψουν την εξέταση της οικονομικής βιωσιμότητας της επένδυσης.

3.2 Η εγκατάσταση πρόωσης

3.2.1 Εισαγωγή

Το σκάφος που εξετάζεται διαθέτει σύστημα πρόωσης δύο αξόνων CODOG (COmbined Diesel Or Gas). Οι μηχανές που διαθέτει το πλοίο είναι δύο αεριοστρόβιλοι General Electric LM-2500 και δύο ναυτικοί κινητήρες diesel MTU 956 20V TB82. Σε ταχύτητες μικρότερες των 21 κόμβων χρησιμοποιούνται κατά προτίμηση οι κινητήρες diesel, οι οποίοι έχουν χαμηλή ειδική κατανάλωση καυσίμου σε όλο το εύρος λειτουργίας. Σε ταχύτητες υψηλότερες των 21 κόμβων χρησιμοποιούνται αποκλειστικά οι αεριοστρόβιλοι λόγω της υψηλής ισχύος που μπορούν να αποδώσουν. Υπάρχει η δυνατότητα της χρήσης ενός αεριοστρόβιλου και ενός κινητήρα diesel σε διαφορετικούς άξονες, ωστόσο δεν συνιστάται και αποτελεί λύση ανάγκης.



Σχήμα 26. Σύστημα πρόωσης CODOG

Ο LM-2500 της General Electric είναι ένας αεριοστρόβιλος απλού κύκλου, δύο αξόνων που παρουσιάζει μεγάλη συγκέντρωση ισχύος. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.

Πίνακας 6. Λειτουργικοί παράμετροι αεριοστρόβιλου GE LM-2500

Λειτουργική παράμετρος	Τιμή
Μέγιστη ισχύς	22.370 kW
Ειδική κατανάλωση (sfc)	227 g/kWh
Παροχή καυσαερίων	70,5 kg/s
Θερμοκρασία καυσαερίων	566 °C
Θερμική απόδοση	35,7%
Ταχύτητα gas generator	9.700 rpm
Ταχύτητα στροβίλου ισχύος	3.600 rpm

Ο ναυτικός κινητήρας MTU 20V 956 TB 82 είναι μία μεσόστροφη τετράχρονη μηχανή diesel, διαθέτει είκοσι κυλίνδρους σε διάταξη Vee και δύο στροβιλοφυσητήρες. Τα χαρακτηριστικά του στοιχεία παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.

Πίνακας 7. Λειτουργικοί παράμετροι κινητήρα MTU 20V 956 TB 82

Λειτουργική παράμετρος	Τιμή
Μέγιστη ισχύς	3.820 kW
Αριθμός κυλίνδρων	20
Κυβισμός συνολικά	191,2 lt
Ειδική κατανάλωση (sfc)	225 g/kWh
Παροχή καυσαερίων	25,7 kg/s
Θερμοκρασία καυσαερίων	520 °C
Λόγος συμπίεσης	12:1
Μέγιστη συνεχής ταχύτητα	1.450 rpm

Εκτός των μηχανών πρόωσης, η εγκατάσταση διαθέτει και τέσσερις μηχανές diesel τύπου MTU 8V 396 TB 53 συζευγμένες σε τέσσερις γεννήτριες για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Τα λειτουργικά στοιχεία του κινητήρα παρουσιάζονται στον Πίνακα 8.

Πίνακας 8. Λειτουργικοί παράμετροι κινητήρα MTU 8V 396 TB 53

Λειτουργική παράμετρος	Τιμή
Μέγιστη ισχύς	720 kW
Αριθμός κυλίνδρων	8
Κυβισμός συνολικά	31,6 lt
Ειδική κατανάλωση (sfc)	214 g/kWh
Παροχή καυσαερίων	11,4 kg/s
Θερμοκρασία καυσαερίων	410 °C
Λόγος συμπίεσης	12,3:1
Μέγιστη συνεχής ταχύτητα	1.800 rpm

3.2.2 Επιχειρησιακό προφίλ

Οι δραστηριότητες του σκάφους εντοπίζονται στη Μεσόγειο Θάλασσα, μία από τις πιο επιβαρυσμένες θαλάσσιες περιοχές παγκοσμίως όσον αφορά την εκπομπή ρύπων. Όπως αναφέρθηκε στο Κεφ.1.1, υφίστανται έντονοι περιορισμοί στην εκπομπή ατμοσφαιρικών ρύπων στην περιοχή σε εκπομπές NO_x και SO_x. Το πλοίο δεν εκτελεί σταθερό δρομολόγιο, αλλά εκτελεί διαφορετικές αποστολές κατά τις απασχολήσεις του. Ως εκ τούτου οι ετήσιες ώρες λειτουργίας των μηχανών του ποικίλουν ανά το έτος. Στον Πίνακα 9 παρουσιάζονται οι ώρες λειτουργίας κατά μέσο όρο των μηχανών του σκάφους.

Πίνακας 9. Ώρες λειτουργίας ανά έτος των μηχανών

Τύπος μηχανής	Ώρες λειτουργίας ανά έτος
GE LM-2500	200
MTU 20V 956 TB 82	2.100
MTU 8V 396 TB 53	2.200

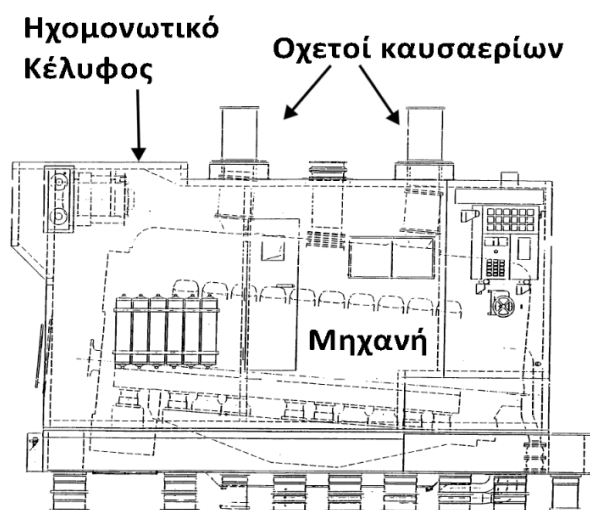
Το φορτίο στο οποίο δουλεύουν οι μηχανές πρόωσης είναι μεταβλητό και προσαρμόζεται στις ανάγκες της ενίοτε απασχόλησης. Στον Πίνακα 10 παρουσιάζεται το προφίλ φορτίων που ακολουθούν οι μηχανές πρόωσης σε ένα έτος. Οι μηχανές παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος λειτουργούν σε σταθερό φορτίο περί το 50% για λόγους ισοκατανομής των ηλεκτρικών φορτίων και ασφάλειας της εγκατάστασης.

Πίνακας 10. Κατανομή φορτίων μηχανών πρόωσης ανά έτος

Φορτίο Τύπος μηχανής	Φορτίο		
	0-50%	50-70%	70-100%
GE LM-2500	10% του συνολικού χρόνου	10% του συνολικού χρόνου	80% του συνολικού χρόνου
MTU 20V 956 TB 82	20% του συνολικού χρόνου	40% του συνολικού χρόνου	40% του συνολικού χρόνου

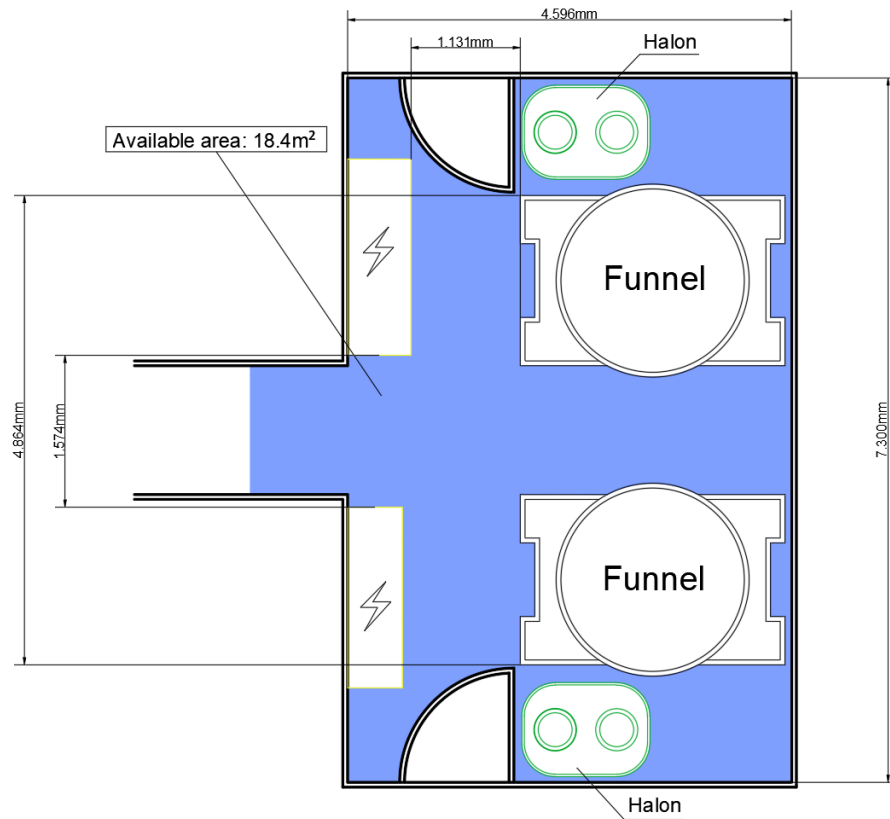
3.2.3 Χωροταξικοί περιορισμοί

Οι τρεις διαφορετικοί τύποι μηχανών βρίσκονται σε διαφορετικά μηχανοστάσια. Κάθε μηχανή βρίσκεται εντός ενός κελύφους για λόγους πυρασφάλειας, ηχομόνωσης και έδρασης. Τα καυσαέρια των μηχανών εξέρχονται του κελύφους μέσω οχετών που καταλήγουν στα εξωτερικά καταστρώματα. Η ύπαρξη του ηχομονωτικού κελύφους παρουσιάζει μεγάλους χωροταξικούς περιορισμούς, καθώς ο διαθέσιμος χώρος που υφίσταται εντός αυτού περιορίζεται από τις ίδιες τις μηχανές, τα βοηθητικά μηχανήματα και δίκτυα που απαιτούνται για τη λειτουργία και χώρος διέλευσης του προσωπικού. Αυτομάτως καθίσταται αδύνατη η τοποθέτηση επιπλέον μηχανημάτων και δικτύων εντός του κελύφους για οποιαδήποτε από τις τρεις μηχανές.

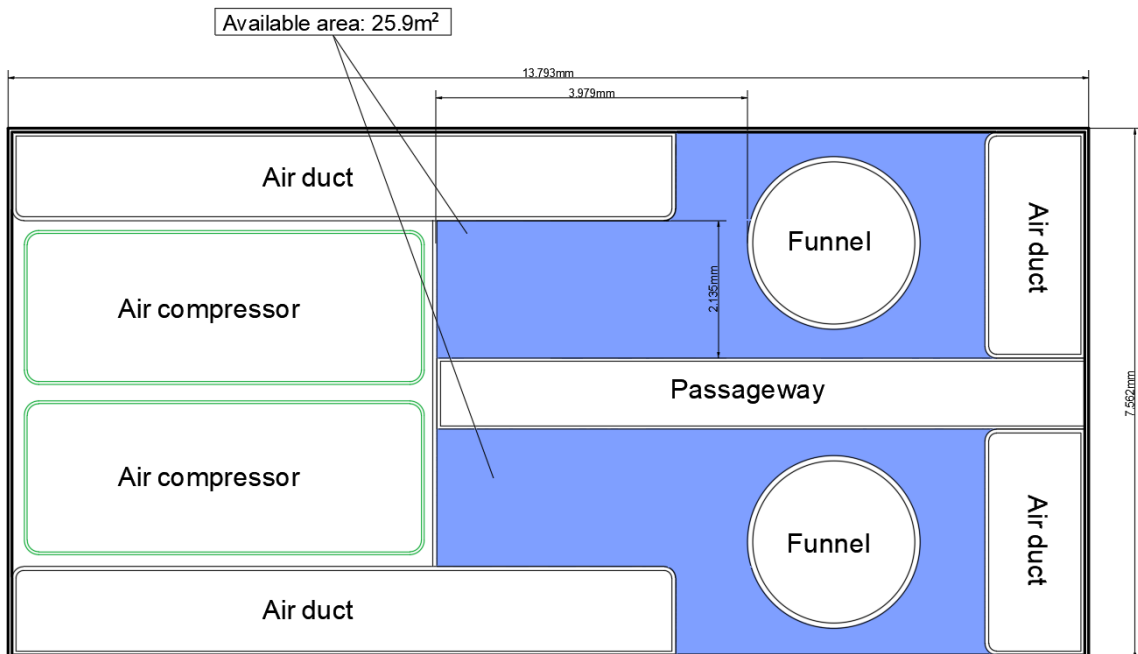


Εικόνα 1. Ηχομονωτικό κέλυφος κινητήρα MTU 20V 956 TB 82

Ο χώρος που διατίθεται τελικώς για την εγκατάσταση ενός συστήματος ORC θα πρέπει να είναι απομακρυσμένος από τις μηχανές, αλλά σε χώρο πλησίον των οχετών καυσαερίων. Στο υπό εξέταση πλοίο υπάρχουν δύο κύρια μηχανοστάσια, τα οποία εξυπηρετούν τις μηχανές πρόωσης. Οι οχετοί καυσαερίων της κάθε μηχανής διέρχονται από τον προθάλαμο κάθε μηχανοστασίου προτού καταλήξουν στους κεντρικούς οχετούς του σκάφους (φουγάρα). Οι τέσσερις ηλεκτρομηχανές του πλοίου βρίσκονται ανά ζεύγη στα δύο ηλεκτροστάσια. Οι οχετοί καυσαερίων τους διέρχονται και αυτοί από τα δύο κύρια μηχανοστάσια. Οι διαθέσιμοι χώροι στους προθαλάμους των δύο μηχανοστασίων φαίνονται στο Σχήμα 27 και Σχήμα 28.



Σχήμα 27. Διαθέσιμος χώρος εγκατάστασης στο μηχανοστάσιο αεριοστροβίλων



Σχήμα 28. Διαθέσιμος χώρος εγκατάστασης στο μηχανοστάσιο κινητήρων diesel

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 27, υπάρχει περιορισμένος χώρος για την τοποθέτηση των μηχανημάτων ενός συστήματος ORC στο χώρο των αεριοστροβίλων. Ο χώρος είναι ακόμη μικρότερος καθώς απαιτείται η διέλευση του προσωπικού από τους διαδρόμους που απεικονίζεται. Στο δεύτερο μηχανοστάσιο ωστόσο, υπάρχει σημαντικά περισσότερος χώρος διαθέσιμος, ο οποίος δεν διασπάται σε μικρότερα τμήματα. Επιπρόσθετα η διέλευση του προσωπικού δεν είναι συχνή από το συγκεκριμένο χώρο, καθώς δεν βρίσκεται κοντά σε κεντρικό διάδρομο της εγκατάστασης.

Το μηχανοστάσιο diesel μπορεί να εξυπηρετήσει εγκατάσταση για τις δύο μηχανές MTU 20V 956 TB 82 καθώς και τις δύο MTU 8V 396 TB 53. Οι σχετοί καυσαερίων των κινητήρων διέρχονται από το χώρο αυτό και υπάρχει η χωροταξική διαθεσιμότητα εγκατάστασης και των υπολοίπων μηχανημάτων. Το διαθέσιμο ύψος του χώρου δεν είναι σταθερό αλλά κυμαίνεται στα 2,5m.

3.2.4 Επιλογή μηχανής

Οι τρεις μηχανές, που παρουσιάστηκαν στην ενότητα 3.2.1, παράγουν καυσαέρια που έχουν θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά κατάλληλα για την εγκατάσταση συστημάτων ORC. Ωστόσο η πολιτική χρήση των μηχανών αλλά και οι περιορισμοί που υφίστανται οδηγούν στην επιλογή ενός τύπου μηχανής, ο οποίος θα είναι κατάλληλος για εκμετάλλευση. Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, υπάρχουν δύο μηχανοστάσια που υπάρχει η δυνατότητα εγκατάστασης των μηχανημάτων που απαρτίζουν ένα σύστημα ORC, καθώς από εκεί διέρχονται οι σχετοί καυσαερίων. Το πλώριο μηχανοστάσιο εξυπηρετεί τους αεριοστροβίλους και τις δύο από τις τέσσερις ηλεκτρομηχανές. Το πρυμναίο μηχανοστάσιο εξυπηρετεί τους υπόλοιπους κινητήρες.

Οι αεριοστροβίλοι λειτουργούν περί τις 200 ώρες το χρόνο, αριθμός ο οποίος είναι πολύ μικρός ώστε να καταστεί ωφέλιμη μια εγκατάσταση ανάκτησης ενέργειας. Επιπρόσθετα όπως φάνηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, το μηχανοστάσιο διαθέτει μικρό διαθέσιμο χώρο για την εγκατάσταση των μηχανημάτων. Συνεπώς, οι αεριοστροβίλοι δεν αποτελούν μια εφικτή πλατφόρμα για εφαρμογή ενός συστήματος ORC. Το χωροταξικό πρόβλημα ισχύει και για τις δύο ηλεκτρομηχανές που εξυπηρετούνται από τον ίδιο χώρο, συνεπώς απορρίπτονται και αυτές.

Η επιλογή ανάμεσα στους δύο κινητήρες πρόωσης diesel και τις δύο ηλεκτρομηχανές θα κριθεί από τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των καυσαερίων τους, καθώς οι σχετοί τους διέρχονται από τον ίδιο χώρο και έχουν περίπου τις ίδιες ώρες λειτουργίας ανά έτος.

Πίνακας 11. Συγκριτικός πίνακας θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών κινητήρων

Λειτουργική παράμετρος	MTU 20V 956 TB 82	MTU 8V 396 TB 53
Μέγιστη ισχύς	3.820 kW	720 kW
Αριθμός κυλίνδρων	20	8
Κυβισμός συνολικά	191,2 lt	31,6 lt

Ειδική κατανάλωση (sfc)	225 g/kWh	214 g/kWh
Παροχή καυσαερίων	25,7 kg/s	11,4 kg/s
Θερμοκρασία καυσαερίων	520 °C	410 °C
Λόγος συμπίεσης	12:1	12,3:1
Μέγιστη συνεχής ταχύτητα	1.450 rpm	1.800 rpm

Όπως φαίνεται από τον Πίνακα 11 οι κινητήρες πρόωσης διαθέτουν ισχύ έως και πέντε φορές μεγαλύτερη της αντίστοιχης των ηλεκτρομηχανών, καθώς και μεγαλύτερη παροχή καυσαερίων. Η θερμοκρασίες των καυσαερίων, αν και διαφέρουν κατά 110 °C, θεωρούνται υψηλές στο εύρος των εφαρμογών για ORC και θα οδηγήσουν σε ίδιο τύπο εργαζόμενου ρευστού. Κατά συνέπεια είναι εμφανές ότι οι μηχανές diesel πρόωσης διαθέτουν μεγαλύτερη διαθέσιμη θερμική ενέργεια και μία εγκατάσταση ORC μπορεί να παράγει περισσότερη ισχύ χρησιμοποιώντας τα καυσαερίά τους σε σύγκριση με αυτά των ηλεκτρομηχανών.

3.2.5 Καύσιμο F-76

Οι μηχανές του πλοίου χρησιμοποιούν marine gas oil (MGO) F-76. Στον παρακάτω Πίνακα αναγράφονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά του [11].

Πίνακας 12. Χαρακτηριστικές ιδιότητες καυσίμου F-76

Ιδιότητα	Τιμή	Μέθοδος Ελέγχου
Εμφάνιση	Καθαρό και διαυγές, χωρίς ακαθαρσίες και νερό σε θερμοκρασίες μεταξύ 10 και 25 °C	Οπτικός έλεγχος ή ASTM D4176
Πυκνότητα στους 15 °C	800-880 kg/m ³	ISO 3675
Χρώμα	3,5 (max)	ISO 2049
Περιεκτικότητα σε τέφρα	0,01% m/m	ISO 6245
Διάβρωση από τον χαλκό (3hours στους 100 °C)	1 class (max)	ISO 2160
Σημείο Θόλωσης (Cloud Point)	-1 °C (max)	ISO 3015
Σημείο Ροής	-6 °C (max)	ISO 3016
Σημείο Ανάφλεξης (Flash Point)	60 °C (min)	ISO 2719
Ποιότητα Ανάφλεξης ¹ :	40 (min)	ISO 5165
Αριθμός Κετανίου	43 (min)	ASTM D976
Δείκτης Κετανίου		
Περιεκτικότητα σε θείο	1% m/m	ISO 8754

¹ Τα όρια στην ποιότητα ανάφλεξης αναφέρονται σε καύσιμο F-76 το οποίο δεν περιέχει βελτιωτικά κετανίου.

		ISO 14596 ASTM D4294 ASTM D5453 ²
Απόσταξη: Ανάκτηση 10% Ανάκτηση 50% Ανάκτηση 90% Τελικό Σημείο Βρασμού Υπολείμματα συν απώλειες στο Τελικό Σημείο Βρασμού	Αναφορά Αναφορά 357 °C (max) 385 °C (max) 3% v/v (max)	ISO 3405
Κινηματικό Ιξώδες στους 40 °C	1,7-4,3 mm ² /s	ISO 3104
Ουδετεροποίηση: Αριθμός Οξέος Ανόργανη Οξύτητα Ουδετερότητα	Max 0.5 mg KOH/g 0 mg KOH/g Ουδέτερο mg KOH/g	ISO 6618 IP 182 ASTM D1093
Νερό και καθιζήματα από φυγοκέντριση	0,05% v/v (max)	ISO 3734
Διαχωρισμός από νερό: Απογαλακτωματοποίηση Ή Αντίδραση με το νερό	10 min (max) 2,0 (max)	ISO 6614 Def. Stan. 91-4/8 Annex A
Δοκιμή στην μόλυνση από σωματίδια Δοκιμή στην τάση να φράσει τα φίλτρα	15 mg/l (max) 150 ml (min)	ASTM D6217 ASTM D5452 IP 387 procedure A ASTM D2068

3.3 Μοντέλο ανάλυσης

3.3.1 Εισαγωγή

Ο σκοπός της εργασίας είναι η μελέτη εγκατάστασης συστήματος ανάκτησης ενέργειας με τη χρήση ORC σε πλοίο με τα χαρακτηριστικά που αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, προκειμένου να επιτευχθεί εξοικονόμηση ενέργειας και βελτίωση του περιβαλλοντικού αποτυπώματος αυτού. Το τελικό αποτέλεσμα εξετάζει την εφικτότητα του συστήματος από θερμοδυναμικής και χωροταξικής άποψης και εν συνεχεία μία οικονομοτεχνική λύση η οποία θα προτείνει τη βέλτιστη επιλογή οργανικού ρευστού και

² Η μέθοδος ISO 14596 προτείνεται για περιεκτικότητα σε θείο χαμηλότερη από 0,2% wt, η ISO 8754 από 0,2 έως 1% wt, η ASTM D4294 από 0,015 έως 1% wt και η ASTM D5453 από 0,0001 έως 0,015% wt. Επιπλέον, δύναται να χρησιμοποιηθεί και η μέθοδος ASTM D1552, ανάλογα με το εύρος της περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο.

μηχανημάτων. Για την επίτευξη αυτού του σκοπού θα δημιουργηθεί ξεχωριστό μοντέλο για την επιλογή οργανικού ρευστού και τον καθορισμό των λειτουργικών παραμέτρων της εγκατάστασης και ένα δεύτερο που θα αφορά την οικονομική πλευρά της μελέτης.

3.3.2 Η μηχανή MTU 20V 956 TB 82

Όπως περιεγράφηκε στην ενότητα 3.2.4, οι μηχανές που θα εξετασθούν είναι οι MTU 20V 956 TB 82, λόγω των θερμοδυναμικών τους χαρακτηριστικών, τη διαθεσιμότητα λειτουργίας αλλά και την χωροταξία του μηχανοστασίου όπου είναι εγκατεστημένες. Οι μηχανές είναι τετράχρονες, 20 κυλίνδρων σε διάταξη Vee, με δύο στροβιλοφυσητήρες. Στο πλοίο χρησιμοποιούνται ως κινητήρες πρόωσης και συνδέονται σε μειωτήρες μείωσης στροφών. Στον Πίνακα 13 αναγράφονται οι λειτουργικές τους παράμετροι.

Πίνακας 13. Λειτουργικές παράμετροι κινητήρα MTU 20V 956 TB 82

Λειτουργική παράμετρος	Τιμή
Μέγιστη ισχύς	3.820 kW
Στροφές λειτουργίας	1.450 rpm
Αριθμός κυλίνδρων	20
Συνολικός κυβισμός	191,2 lt
Λόγος συμπίεσης	12:1
Ειδική κατανάλωση καυσίμου	224 g/kWh
Θερμοκρασία καυσαερίων	560 °C
Παροχή καυσαερίων	25 kg/s
Παροχή θαλάσσιου ύδατος ψύξεως	32 lt/s
Θερμοκρασία θαλάσσιου ύδατος ψύξεως	27 °C
Πίεση θαλάσσιου ύδατος ψύξεως	3,0 bar
Παροχή ύδατος ψύξεως	40 lt/s
Θερμοκρασία ύδατος ψύξεως	80 °C
Πίεση ύδατος ψύξεως	3,5 bar
Πίεση ελαίου	8,5 bar
Θερμοκρασία ελαίου	85 °C

Η εγκατάσταση ORC που εξετάζεται θα αποσκοπεί στην ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα. Η παροχή των καυσαερίων διακυμαίνεται αναλόγως τις στροφές λειτουργίας της μηχανής, με τις συνηθισμένες τιμές να βρίσκονται μεταξύ 20 και 25 kg/s. Η θερμοκρασία των καυσαερίων ρυθμίζεται μέσω συστήματος ψύξεως του αέρα εισαγωγής, ούτως ώστε να είναι συνεχώς μεγαλύτερη των 500 °C. Επιπρόσθετα, το δίκτυο ψύξης θαλάσσης του κινητήρα θα εξυπηρετήσει τις ανάγκες του ατμοποιητή. Σε περίπτωση που η παροχή του ύδατος δεν είναι επαρκής, δύναται να τοποθετηθεί ενδιάμεσα και βοηθητική αντλία κυκλοφορίας.

3.3.3 Το θερμοδυναμικό μοντέλο

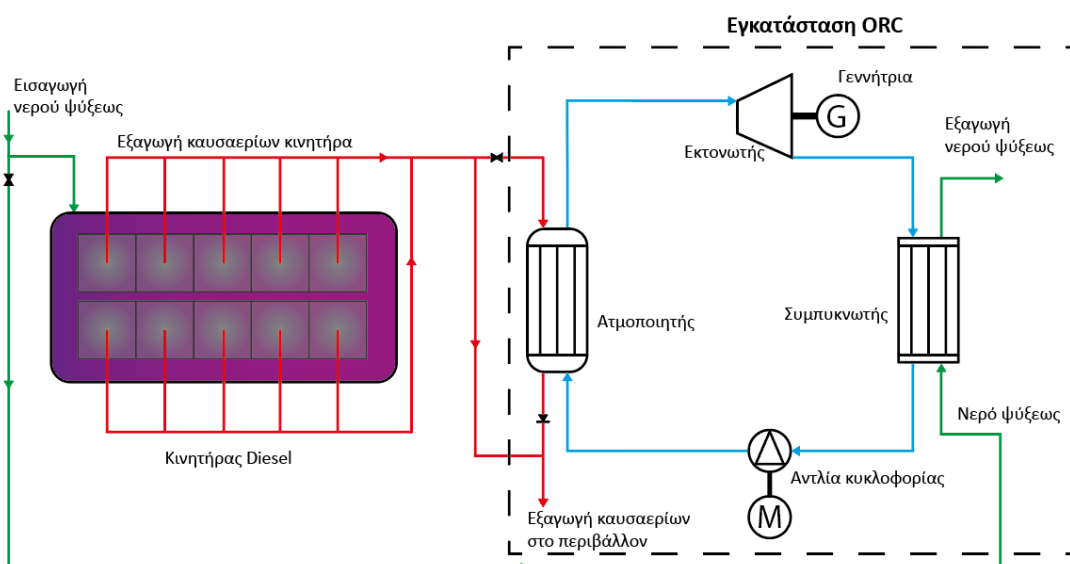
Η επιλογή του οργανικού μέσου που θα χρησιμοποιηθεί στην εγκατάσταση ORC θα προκύψει μέσω της χρήσης υπολογιστικού βοηθήματος excel, στο οποίο γίνεται χρήση της βάσης δεδομένων CoolProp [12]. Οι λειτουργικές παράμετροι της εγκατάστασης και η διαστασιολόγηση θα προκύψουν επίσης από το ανωτέρω υπολογιστικό βοήθημα.

Για τον υπολογισμό των παραμέτρων χρησιμοποιούνται ως δεδομένα εισόδου η ισχύς του κινητήρα, η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στον ατμοποιητή (πηγή θερμότητας), η παροχή των καυσαερίων, η παροχή και η θερμοκρασία του νερού ψύξεως στον συμπυκνωτή. Τα δεδομένα εισόδου μπορούν να θεωρηθούν ως σταθερές τιμές και αναφέρονται συγκεντρωτικά στον Πίνακα 14.

Πίνακας 14. Δεδομένα εισόδου για την επιλογή οργανικού ρευστού

Παράμετρος	Τιμή
Ισχύς κινητήρα P	3.820 kW
Παροχή καυσαερίων \dot{m}_{gas}	25 kg/s
Θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων στον ατμοποιητή $T_{gas,in}$	560 °C
Παροχή νερού ψύξεως \dot{m}_{sw}	30 kg/s
Θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξεως στον συμπυκνωτή $T_{sw,in}$	27 °C

Για την πηγή θερμότητας θα τοποθετηθεί ένας αγωγός πάνω στον κύριο οχετό καυσαερίων, ο οποίος θα τα διοχετεύει στον ατμοποιητή και εν συνεχεία θα επικοινωνεί εκ νέου με τον κύριο οχετό ώστε να καταλήξουν στην ατμόσφαιρα. Για τη σωστή λειτουργία του συστήματος θα τοποθετηθεί επιστόμιο στην διακλάδωση των καυσαερίων, καθώς και αντεπίστροφη βαλβίδα μετά τον ατμοποιητή. Αντίστοιχα το δίκτυο νερού ψύξεως θαλάσσης της μηχανής θα διαμοιρασθεί ώστε να ικανοποιηθούν οι ανάγκες ψύξης του συμπυκνωτή. Οι τροποποιήσεις αυτές φαίνονται ποιοτικά στο Σχήμα 29.



Σχήμα 29. Διάγραμμα ανάκτησης ενέργειας μέσω ORC από κινητήρα Diesel

Τα καυσαέρια αποτελούν την πηγή θερμότητας του ατμοποιητή και ως εκ τούτου έχουν καθοριστικό ρόλο στην επιλογή του οργανικού ρευστού. Με τη θερμοκρασία τους να κυμαίνεται σταθερά άνω των 500 °C κρίνεται σκόπιμο να διερευνηθεί η αξιοποίηση εργαζόμενων μέσων με υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία, περί των 300 °C. Οι υδρογονάνθρακες είναι μία κατηγορία ρευστών που πληρούν την ανωτέρω προδιαγραφή, καθώς έχουν επιθυμητές θερμοδυναμικές ιδιότητες. Τα θέματα ευφλεκτότητας και τοξικότητας που προκύπτουν από τη χρήση υδρογονανθράκων μπορούν να αντιμετωπισθούν με τη χρήση επιβραδυντικών ρευστών. Στη συγκεκριμένη μελέτη εξετάζεται η χρήση πέντε υδρογονανθράκων, το τολουόλιο, το βενζόλιο, το κυκλοεξάνιο, το αιθυλοβενζόλιο και το γραμμικό ισομερές οκτάνιο (κ-οκτάνιο). Στον Πίνακα 15 αναφέρονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των παραπάνω οργανικών ρευστών.

Πίνακας 15. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά υδρογονανθράκων

Υδρογονάνθρακας	T_{\max} (°C)	$T_{\text{κρίσιμη}}$ (°C)	$P_{\text{κρίσιμη}}$ (bar)	$T_{\text{βρασμού}}$
Τολουόλιο	420,00	318,60	41,26	110,60
Βενζόλιο	450,00	288,85	48,90	80,05
Κυκλοεξάνιο	426,85	281	40,70	80,75
Αιθυλοβενζόλιο	426,85	343,85	36,40	136,15
κ-οκτάνιο	456,85	295,65	24,86	125,65

Στο υπολογιστικό μοντέλο έχει συμπεριληφθεί υπόψυξη και υπερθέρμανση 10 °C στον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή αντίστοιχα. Για την υλοποίηση των υπολογισμών έγιναν παραδοχές που αφορούν ορισμένες μεταβλητές.

Πίνακας 16. Παραδοχές μεταβλητών υπολογιστικού μοντέλου

Παράμετρος	Τιμή
Μηχανικός βαθμός απόδοσης	95%
Απόδοση γεννήτριας	90%
Βαθμίδες εκτονωτή	2

3.3.4 Θερμοδυναμική ανάλυση

Οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν χρησιμοποιώντας την παρακάτω θερμοδυναμική ανάλυση, στην οποία φαίνονται οι ενεργειακοί ισολογισμοί στα μέρη του κύκλου και οι βαθμοί απόδοσης.

Στο συμπυκνωτή οι θερμικές απώλειες του εναλλάκτη θεωρούνται αμελητέες και χρησιμοποιείται η παρακάτω εξίσωση για να υπολογιστεί η μεταφορά θερμότητας από το οργανικό ρευστό στο θαλασσινό νερό:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_4 - h_1) = \dot{m}_{sw} \cdot C_{p,sw} \cdot (T_{sw,out} - T_{sw,in}) \quad (3.1)$$

Στον ατμοποιητή πραγματοποιείται η μεταφορά θερμότητας από τα καυσαέρια στο εργαζόμενο μέσο και υπολογίζεται από τον παρακάτω ισολογισμό, στον οποίο οι απώλειες θερμότητας του εναλλάκτη θεωρούνται αμελητέες:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{gas} \cdot C_{p,gas} \cdot (T_{gas,in} - T_{gas,out}) \quad (3.2)$$

Το ειδικό έργο που αποδίδεται από την αντλία στο ρευστό υπολογίζεται:

$$(w_p) = \eta_p \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

Αντίστοιχα η ειδική ισχύς της αντλίας υπολογίζεται:

$$(P_p) = \eta_p \cdot \dot{m}_{wf} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

Η ισχύς που παράγεται από τον ORC υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$P_{ORC} = (P_{exp} - P_p) = \dot{m}_{wf} \cdot [\eta_t(h_3 - h_4) - \eta_p(h_2 - h_1)] \quad (3.5)$$

Η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται στη γεννήτρια υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$P_{el} = \eta_G \cdot P_{ORC} = \eta_G \cdot \dot{m}_{wf} \cdot [\eta_{exp}(h_3 - h_4) - \eta_p(h_2 - h_1)] \quad (3.6)$$

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του συστήματος προκύπτει από την αναλογία της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος προς την προσδιδόμενη στο ρευστό θερμότητα του ατμοποιητή:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{Q_{evap}} \quad (3.7)$$

Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης (βαθμός απόδοσης Carnot) υπολογίζεται:

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_H}{T_L} \quad (3.8)$$

3.3.5 Οικονομική ανάλυση – Βασικοί οικονομικοί όροι

3.3.5.1 Εισαγωγή

Η εγκατάσταση συστήματος ανάκτησης ενέργειας με χρήση ORC αποτελεί μία επένδυση. Απώτερος σκοπός αυτής αποτελεί η αποκόμιση ωφελειών στο μέλλον, είτε αυτά είναι οικονομικά, είτε περιβαλλοντικά ή άλλης μορφής. Για να υλοποιηθεί μία επένδυση απαιτείται η δέσμευση και διοχέτευση οικονομικών πόρων σε μία παραγωγική διαδικασία. Στις επενδύσεις που αφορούν ORC, το μεγαλύτερο μέρος της επένδυσης βρίσκεται στο αρχικό κόστος, καθώς το κόστος λειτουργίας τους είναι αρκετά μικρότερο. Τα οικονομικά οφέλη της επένδυσης προκύπτουν από την παραγωγή επιπρόσθετης οικονομικής ενέργειας από τις υπάρχουσες πηγές, αλλά και περιβαλλοντικά, από τη μείωση των εκπομπών ρύπων.

Η οικονομική βιωσιμότητα μιας επένδυσης εξαρτάται από πολλούς παράγοντες, όπως το αρχικό κόστος αγοράς του εξοπλισμού, η διάρκεια απόσβεσης της επένδυσης, το κόστος της εργασίας που απαιτείται για την εγκατάσταση, το κόστος του χρήματος, το νομοθετικό πλαίσιο. Σε αυτό το κεφάλαιο παρατίθενται βασικές οικονομικές έννοιες οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν για την οικονομική ανάλυση της επένδυσης και οικονομικοί δείκτες από τους οποίους θα προκύψει το πόρισμα για το ποια από τις διαθέσιμες επιλογές είναι βιώσιμη πιο συμφέρουσα [13], [14], [15], [16].

3.3.5.2 Χρηματοροή

Χρηματοροή ή ταμειακή ροή (cash flow) αποτελεί το χρηματικό ποσό που εισέρχεται ή εξέρχεται σε μια δεδομένη χρονική στιγμή από την επιχείρηση που θα επενδύσει στο σύστημα. Η πρόοδος και η υλοποίηση μιας επένδυσης προκύπτει από τις χρηματοροές που λαμβάνουν χώρα, οι οποίες επιτρέπουν την ολοκλήρωση των διαφόρων σταδίων της κατασκευής και λειτουργίας της παραγωγικής μονάδας.

Θετικές χρηματοροές (ταμειακές εισροές) θεωρούνται όλες οι εισροές μετρητών από τους χρηματοδοτικούς πόρους (ιδία κεφάλαια, δανεισμός, πιστώσεις) και τα έσοδα πωλήσεων της μονάδας (εισπράξεις). Αρνητικές χρηματοροές (ταμειακές εκροές) θεωρούνται οι συνολικές επενδύσεις και εγκαταστάσεις, το λειτουργικό κόστος, η εξυπηρέτηση των δανείων, οι πληρωμές φόρων.

3.3.5.3 Χρονική αξία χρήματος

Ο όρος χρονική αξία χρήματος εκφράζει τη διαπίστωση ότι ένα χρηματικό ποσό που είναι διαθέσιμο σήμερα είναι περισσότερο χρήσιμο από ένα ίσο που διατίθεται κάποια χρονική στιγμή στο μέλλον. Εκφράζεται με ένα επιτόκιο (interest rate) το οποίο εκφράζει

την αμοιβή δανειζόμενου κεφαλαίου και υπολογίζεται συνήθως σε ετήσια βάση ως ποσοστό του κεφαλαίου αυτού. Η επένδυση αποτελείται από μια σειρά χρηματοροών, οι οποίες δεν μπορούν να συγκριθούν μεταξύ τους καθώς έχουν υλοποιηθεί σε διαφορετικές χρονικές στιγμές, στις οποίες η αξία του χρήματος είναι διαφορετική. Για την οικονομική αξιολόγηση του επενδυτικού σχεδίου είναι αναγκαία η αναγωγή όλων των χρηματοροών σε κοινή χρονική βάση. Αυτό επιτυγχάνεται με τις έννοιες του ανατοκισμού και τις προεξόφλησης.

Μία χρηματοροή με σημερινή αξία C , μπορεί μετατραπεί σε μελλοντική αξία S_t για τη χρονική στιγμή t και ένα ορισμένο επιτόκιο i σύμφωνα με τη σχέση:

$$S_t = C \cdot (1 + i)^t \quad (3.9)$$

Αντίστοιχα με την προεξόφληση, η μελλοντική αξία μιας χρηματοροής ανάγεται σε σημερινές τιμές. Συνεπώς η αξία μιας χρηματοροής C η οποία θα υλοποιηθεί σε χρόνο t , έχει αξία στο παρόν (P_0) και υπολογίζεται:

$$P_0 = C \cdot (1 + i)^{-t} \quad (3.10)$$

3.3.5.4 Πληθωρισμός

Ο πληθωρισμός αποτελεί μια ανεξάρτητη παράμετρο διαχρονικής μείωσης της αξίας του χρήματος. Με την πάροδο του χρόνου και την ύπαρξη πληθωρισμού, το ίδιο χρηματικό ποσό έχει μικρότερη αγοραστική αξία. Υπολογίζεται ως ετήσια μεταβολή και εκφράζει την αύξηση των τιμών των αγαθών και των υπηρεσιών. Προκειμένου να αξιολογηθεί ένα επενδυτικό σχέδιο εφαρμόζονται δύο μέθοδοι για την επίδραση του πληθωρισμού. Η πρώτη είναι η μέθοδος των σταθερών τιμών, όπου αγνοείται ο πληθωρισμός. Σε αυτή την προσέγγιση θεωρείται είτε πως ο πληθωρισμός δεν επηρεάζει αισθητά τις τιμές των χρηματοροών, είτε πως επηρεάζει ισοδύναμα τα οφέλη και τα κόστη. Η δεύτερη μέθοδος είναι αυτή των πληθωριστικά μεταβαλλόμενων χρηματοροών, όπου εφαρμόζονται διαφορετικοί ρυθμοί πληθωρισμού (τρέχουσες τιμές) στα επί μέρους μεγέθη που μεταβάλλονται εξαιτίας του και τα την περίοδο της κατασκευής και λειτουργίας της επένδυσης.

3.3.5.5 Αποσβέσεις

Οι αποσβέσεις αντιπροσωπεύουν τη σταδιακή μείωση της αξίας των παγίων περιουσιακών στοιχείων μιας επένδυσης (λόγω φθοράς, τεχνολογικής απαξίωσης). Για τον υπολογισμό των αποσβέσεων ενός παγίου περιουσιακού στοιχείου, πρέπει να είναι γνωστά το αρχικό κόστος επένδυσης, ο χρήσιμος χρόνος ζωής του και η υπολειμματική αξία. Στην πράξη χρησιμοποιείται ένα σταθερό συντελεστή απόσβεσης στη θέση του χρήσιμου χρόνου ζωής.

3.3.5.6 Κόστος χρηματοδότησης

Το κόστος χρηματοδότησης εκφράζει το κόστος των δανειακών κεφαλαίων που χρησιμοποιήθηκαν για την επίτευξη μιας επένδυσης. Κάθε δάνειο χαρακτηρίζεται από το

ύψος του, το χρόνο λήψης, την περίοδο χάριτος αν υπάρχει, το επιτόκιο με το οποίο υπολογίζονται οι τόκοι του δανείου, τη συμφωνία ή όχι των τόκων κατά την περίοδο χάριτος, και τον τρόπο αποπληρωμής του δανείου. Η αποπληρωμή γίνεται με τοκοχρεολυτικές δόσεις που περιλαμβάνουν το χρεολύσιο, δηλαδή την επιστροφή του δανείου και τον τόκο για το υπόλοιπο κεφάλαιο.

3.3.6 Οικονομική ανάλυση – Κριτήρια αξιολόγησης

Η απόφαση για την υλοποίηση μιας επένδυσης είναι ιδιαίτερα σημαντική και για αυτό το λόγο απαιτείται η διερεύνηση της χρηματοοικονομικής αποδοτικότητας αυτής. Η οικονομική ανάλυση που δημιουργείται περιλαμβάνει τη σύνθεση των στοιχείων κόστους και οφέλους της επένδυσης που πρέπει να εκτιμηθούν:

- Το συνολικό κόστος της επένδυσης και η σχεδιαζόμενη χρονική κατανομή των εκροών.
- Το κατάλληλο χρηματοδοτικό σχήμα, δηλαδή το ύψος του μετοχικού κεφαλαίου, η επιχορήγηση και το δάνειο.
- Ο προβλεπόμενος χρήσιμος χρόνος ζωής της επένδυσης.
- Η προβλεπόμενη παραγωγή και τα αναμενόμενα έσοδα.
- Το κόστος λειτουργίας και συντήρησης.
- Η πιθανή υπολειμματική αξία της επένδυσης.
- Το νομικό και οικονομικό περιβάλλον μέσα στο οποίο θα λειτουργήσει η επιχείρηση και το οποίο καθορίζει το ύψος των φορολογικών συντελεστών, το ρυθμό απόσβεσης των παγίων περιουσιακών στοιχείων και το ύψος του πληθωρισμού.

Για την ποσοτικοποίηση αυτών των στοιχείων χρησιμοποιούνται οι παρακάτω οικονομικές δείκτες.

3.3.6.1 Καθαρή παρούσα αξία (Net Present Value)

Η καθαρή παρούσα αξία (NPV) εκφράζει την αξία σε χρηματικές μονάδες, που προκύπτει από την προεξόφληση στο παρόν όλων των καθαρών χρηματοροών κάθε έτους για ολόκληρο τον χρονικό ορίζοντα του σχεδίου επένδυσης. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=1}^n \left[\frac{C_f \cdot (1+f_f)^{t-1} - C_{OM} \cdot (1+f)^{t-1}}{(1+i)^t} \right] \quad (3.11)$$

Όπου:

- i το επιτόκιο προεξόφλησης ή το ποσοστό έκπτωσης
- t η περίοδος προεξόφλησης
- n η εκτιμώμενη περίοδος της επένδυσης (σύνολο χρονοσειρών ή ροών)
- f η ετήσια αύξηση σε δαπάνες λειτουργίας και συντήρησης

- f_f η ετήσια αύξηση στην τιμή του καυσίμου
- C_0 το αρχικό κόστος κεφαλαίου της επένδυσης όπου συμπεριλαμβάνει όλες τις αντίστοιχες εργασίες, επιμέρους στοιχεία και επιπλέον κόστη σχετικά με την εγκατάσταση της μονάδας ORC
- C_f το ετήσιο κόστος αποφυγής καυσίμου (εξοικονόμηση ενέργειας)
- C_{OM} το ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας της μονάδας

Το επιτόκιο προεξόφλησης επιλέγεται με βάση τις τρέχουσες συνθήκες της τραπεζικής αγοράς, εφόσον αυτή λειτουργεί ομαλά και αντανακλά τις πραγματικές συνθήκες προσφοράς και ζήτησης κεφαλαίων. Συνήθως, στο τραπεζικό επιτόκιο προστίθεται ένα επιπλέον ποσοστό, το περιθώριο κινδύνου, με το οποίο αντισταθμίζεται το ρίσκο του εγχειρήματος. Το περιθώριο κινδύνου κυμαίνεται μεταξύ 1% και 4% ανάλογα με τον βαθμό αβεβαιότητας του σχεδίου της επιχείρησης.

Η NPV αποτελεί μια αξιόπιστη μέθοδος αξιολόγησης καθόσον μετατρέπει τις μελλοντικές ροές αξιών του σχεδίου επένδυσης σε παρούσες αξίες, δηλαδή σε αυτές που ισχύουν την στιγμή που παίρνεται η απόφαση. Η τιμή της NPV δεν έχει κάποια συγκεκριμένη σημασία. Σημασία έχει εάν είναι θετική ή αρνητική. Θετική NPV συνεπάγεται αποδοτικότητα μεγαλύτερη από το επιτόκιο προεξόφλησης και άρα ένα αποδεκτό σχέδιο και επένδυση οικονομικά βιώσιμη. Από την άλλη, αρνητική NPV συνεπάγεται μικρότερη αποδοτικότητα από το επιτόκιο προεξόφλησης και το σχέδιο απορρίπτεται. Μηδενική τιμή της NPV έχει ως επακόλουθο οριακή αποδοτικότητα. Ο δείκτης αυτός είναι χρήσιμος για την κατάταξη διαφόρων εναλλακτικών λύσεων κατά σειρά οικονομικής βιωσιμότητας. Το πλέον αποδοτικό σχέδιο είναι αυτό με την υψηλότερη τιμή της NPV.

3.3.6.2 Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (Internal Rate of Return)

Ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR) είναι το υπολογιζόμενο επιτόκιο (εσωτερική αποδοτικότητα) με το οποίο η παρούσα αξία των ταμειακών εισροών είναι ίση με την παρούσα αξία των ταμειακών εκροών. Δηλαδή η άθροιση των καθαρών χρηματοροών όλου του χρονικού ορίζοντα του σχεδίου επένδυσης είναι ίση με το μηδέν. Υπολογίζεται ως εξής:

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=1}^n \left[\frac{C_f \cdot (1+f_f)^{t-1} - C_{OM} \cdot (1+f)^{t-1}}{(1+IRR)^t} \right] \quad (3.12)$$

Αποτελεί το μοναδικό επιτόκιο που μηδενίζει την τιμή της NPV και είναι ένας δείκτης εκτίμησης της απόδοσης μιας επένδυσης. Δεδομένου ότι η τιμή του επιτοκίου i με το οποίο γίνονται οι αναγωγές στην παρούσα αξία είναι ένα μέγεθος μακροοικονομικό και ενδέχεται να μεταβληθεί κατά τη διάρκεια ζωής της επένδυσης, ο IRR εκφράζει το πόσο κινδυνεύει να ανατραπεί η οικονομική βιωσιμότητα της επένδυσης λόγω μεταβολής των επιτοκίων. Συγκρίνοντας την IRR με το επίσημο επιτόκιο της αγοράς i προκύπτει ότι είναι αποδοτικό το σχέδιο εάν $IRR > i$ και μη αποδοτικό εάν $IRR < i$. Σε περίπτωση διαφορετικών σχεδίων επιλέγεται εκείνο που έχει μεγαλύτερο IRR.

3.3.6.3 Περίοδος αποπληρωμής (Payback Period)

Η περίοδος αποπληρωμής εκφράζει το χρόνο που απαιτείται για να ανακτηθεί το αρχικό κεφάλαιο της επένδυσης. Χωρίζεται σε δύο υποκατηγορίες, την απλή περίοδο αποπληρωμής (Simple Payback Period – SPB) και την περίοδο αποπληρωμής με έκπτωση (Discounted Payback Period – DPB). Η SPB έχει μικρότερη τιμή συγκριτικά με την DPB, χρησιμοποιείται πιο συχνά και δεν απαιτεί την παρούσα αξία των χρηματοροών για τον υπολογισμό της. Ωστόσο, η DPB είναι η προτιμώμενη μέθοδος, καθώς απαιτεί οι χρηματοροές που πραγματοποιούνται κάθε χρόνο να υπολογίζονται με βάση την NPV τους. Εάν η τιμή της περιόδου αποπληρωμής είναι μικρότερη από τον χρονικό ορίζοντα της επένδυσης, τότε αυτή κρίνεται οικονομικά αποδοτική. Σε διαφορετική περίπτωση κρίνεται ως μη αποδοτική οικονομικά. Οι SPB και DPB υπολογίζονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$DPB = y + \frac{|n|}{p} \quad (3.13)$$

Όπου:

- y ο χρόνος όπου το άθροισμα των χρηματοροών γίνεται θετικό
- p η αξία με έκπτωση του αθροίσματος των χρηματοροών τον χρόνο που αυτό γίνεται θετικό πρώτη φορά
- n η αξία με έκπτωση του αθροίσματος των χρηματοροών τον χρόνο

$$SPB = \frac{C_0}{C_f - C_{OM}} \quad (3.14)$$

3.3.6.4 Ειδικό κόστος επένδυσης (Specific Investment Cost – SIC)

Το ειδικό κόστος επένδυσης εκφράζει κατά πόσο είναι βελτιστοποιημένη η επένδυση, καθώς υπολογίζεται από το λόγο του συνολικού κόστους επένδυσης προς την ολική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ του συστήματος. Αποτελεί ένα χρήσιμο δείκτη υπολογισμού της θερμοδυναμικής απόδοσης του συστήματος.

$$SIC = \frac{C_0}{P_{net}} \quad (3.15)$$

3.3.6.5 Σταθμισμένο κόστος ενέργειας (Levelized Cost of Energy – LCOE)

Το σταθμισμένο κόστος ενέργειας εκφράζει την απόδοση της επένδυσης μέχρι το τέλος του χρονικού ορίζοντα αυτής. Υπολογίζεται ως το λόγο των συνολικών εξόδων κατά τη διάρκεια ζωής αυτής, προς τη συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από την εγκατάσταση.

$$LCOE = \frac{C_{total}}{E_{total}} = \frac{C_0 + \sum_{t=0}^n \left[\frac{C_{OM}(1+f)^{t-1}}{(1+i)^t} \right]}{\sum_{t=0}^n E_{ann}} \quad (3.16)$$

3.3.6.6 Λόγος εσόδων προς εξόδων (Benefit to Cost Ratio – BCR)

Ο λόγος εσόδων προς τα έξοδα εκφράζει το πηλίκιο του των εσόδων σε όλο το χρονικό ορίζοντα της επένδυσης (B_{total}), προς το άθροισμα των εξόδων (C_{total}) και υπολογίζονται:

$$BCR = \frac{B_{total}}{C_{total}} = \frac{\sum_{t=0}^n \left[\frac{B_t}{(1+i)^t} \right]}{\sum_{t=0}^n \left[\frac{C_t}{(1+i)^t} \right]} \quad (3.17)$$

Για να είναι μια επένδυση οικονομικά βιώσιμη πρέπει ο λόγος BCR να είναι μεγαλύτερος της μονάδας. Μια επένδυση με την υψηλότερη τιμή του BCR δεν αντιστοιχεί σε μεγαλύτερο όφελος, δεδομένου ότι ο BCR δεν αποδίδει την τάξη των μεγεθών (καθόσον αποτελεί λόγο μεγεθών) και έτσι η χρήση του θα πρέπει να συνοδεύεται με την τιμή του αριθμητή.

3.3.7 Οικονομική ανάλυση – Παραδοχές και δεδομένα

Παρακάτω αναγράφονται τα οικονομικά δεδομένα που συλλέχθηκαν προκειμένου να υλοποιηθεί η οικονομική ανάλυση, καθώς και οι παραδοχές που έγιναν και αφορούν ορισμένους οικονομικούς δείκτες.

Καθώς δεν υπάρχουν διαθέσιμα δεδομένα όσον αφορά το ειδικό κόστος επένδυσης (SIC) για εγκαταστάσεις ORC, έχει γίνει μία συγκεντρωτική αναπαράσταση των δεδομένων που είναι προσβάσιμα και απεικονίζουν των SIC. Στις περισσότερες περιπτώσεις τα δεδομένα αφορούν βιομηχανικές εγκαταστάσεις. Προκειμένου να ομαλοποιηθεί η τιμή του SIC, που υπολογίζεται για κάθε έτος, χρησιμοποιείται η παρακάτω σχέση:

$$SIC_{2023} = SIC_t \cdot \frac{CEPCI_{2023}}{CEPCI_t} \quad (3.18)$$

Όπου CEPCI(t): Chemical Engineering Plant Cost Index

Στον πίνακα 17 αναγράφεται η μέση ετήσια τιμή του CEPCI από το 2010 έως τον Οκτώβριο 2023. Οι τιμές που παρουσιάζονται σε δολάρια (Η.Π.Α.) μπορούν να μετατραπούν σε ευρώ, με ένα συντελεστή 0,93, που αποτελεί το συνάλλαγμα για το Φεβρουάριο 2024 [17].

Πίνακας 17. Μέση ετήσια τιμή του CEPCI για την χρονική περίοδο 2008-2023

Έτος	CEPCI (US dollars)	Έτος	CEPCI (US dollars)
2008	575,4	2016	541,7
2009	521,9	2017	567,5
2010	550,8	2018	603,1
2011	585,7	2019	607,5
2012	584,6	2020	596,2
2013	567,3	2021	708,8

2014	576,1	2022	816,0
2015	556,8	2023	799,7

Ο SIC που υπολογίζεται περιλαμβάνει μόνο το κόστος των μερών του ORC και κανένα από τα υπόλοιπα κόστη όπως η μεταφορά, η εγκατάσταση και λοιπά. Προκειμένου να υπολογιστεί το συνολικό κόστος της επένδυσης χρησιμοποιείται ένας εμπειρικός “συντελεστής εγκατάστασης” με τιμή 1,47 όπως αυτός προτείνεται από τον Gewalt. Συνεπώς το κόστος του ORC υπολογίζεται:

$$C_{ORC} = 5.000 \cdot P_{el,ORC}^{-0,174} \quad (3.19)$$

Στη συνέχεια το κόστος ομαλοποιείται κάνοντας χρήση του CEPCI που αναφέρθηκε προηγουμένως και γίνεται αναγωγή σε τιμές του 2023:

$$C_{ORC,2023} = \frac{CEPCI_{ORC,2023}}{CEPCI_{ORC,2013}} \cdot 5.000 \cdot P_{el,ORC}^{-0,174} = 7.047,95 \cdot P_{el,ORC}^{-0,174} \quad (3.20)$$

Τελικώς, για τον υπολογισμό του συνολικού SIC του ORC χρησιμοποιείται ο συντελεστής 1,47 και προκύπτει:

$$C_{WHR,ORC,2023} = 1,47 \cdot 7.047,95 \cdot P_{el,ORC}^{-0,174} = 10.360,48 \cdot P_{el,ORC}^{-0,174} \quad (3.21)$$

3.3.7.1 Συνολικό αρχικό κόστος επένδυσης

Το συνολικό κόστος του εξοπλισμού που απαιτείται υπολογίζεται από το άθροισμα των επιμέρους μερών που αποτελείται, συμπεριλαμβανομένου και του εργαζόμενου μέσου.

$$C_O = C_{pump} + C_{exp} + C_{hex} + C_{gen} + C_{gb} + C_{rec} + C_{wf} \quad (3.22)$$

Σε αυτό το κόστος προστίθενται και τα συμπληρωματικά κόστη εγκατάστασης, αναλώσιμων υλικών και εξοπλισμού καθώς και του εργατικού δυναμικού που απαιτείται για την λειτουργία του ORC. Στη βιβλιογραφία προτείνεται η χρήση συντελεστών για τον υπολογισμό του ως πολλαπλάσιο του κόστους εξοπλισμού (C_o).

Το κόστος του εκτονωτή υπολογίζεται ανάλογα με τον τύπου που επιλέγεται με τις παρακάτω σχέσεις:

$$C_{screw} = 3.143,7 + 217.423 \cdot \dot{V}_{exp,out} \quad (3.23)$$

$$C_{turb} = C_1 \cdot P_{exp}^{n_1} + C_2 \cdot \left(\frac{SP}{SP_0}\right)^{n_2} \cdot n_s^{n_3} \quad (3.24)$$

Τα κόστη των εναλλακτών υπολογίζονται με βάση την επιφάνεια εναλλαγής:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (3.25)$$

Το κόστος του receiver υπολογίζεται με βάση τη χωρητικότητά του, η οποία αντιστοιχεί περίπου στο 1L ανά KW_{el} . Η σχέση υπολογισμού του κόστους είναι η παρακάτω:

$$C_{rec} = 31,5 + 16 \cdot V_{rec} \cdot 10^{-3} \quad (3.26)$$

Χρησιμοποιώντας τη μέθοδο του Turton, μπορούμε να υπολογίσουμε μέσω συσχετισμών τα επιμέρους κόστη της αντλίας (C_{pump}), της γεννήτριας (C_{gen}) και του κιβωτίου (C_{gb}). Το κόστος του εργαζόμενου μέσου υπολογίζεται βάση πινάκων (βιβλ). Η ποσότητα θεωρείται ότι είναι ίση με 1,5 φορά τη χωρητικότητα του receiver.

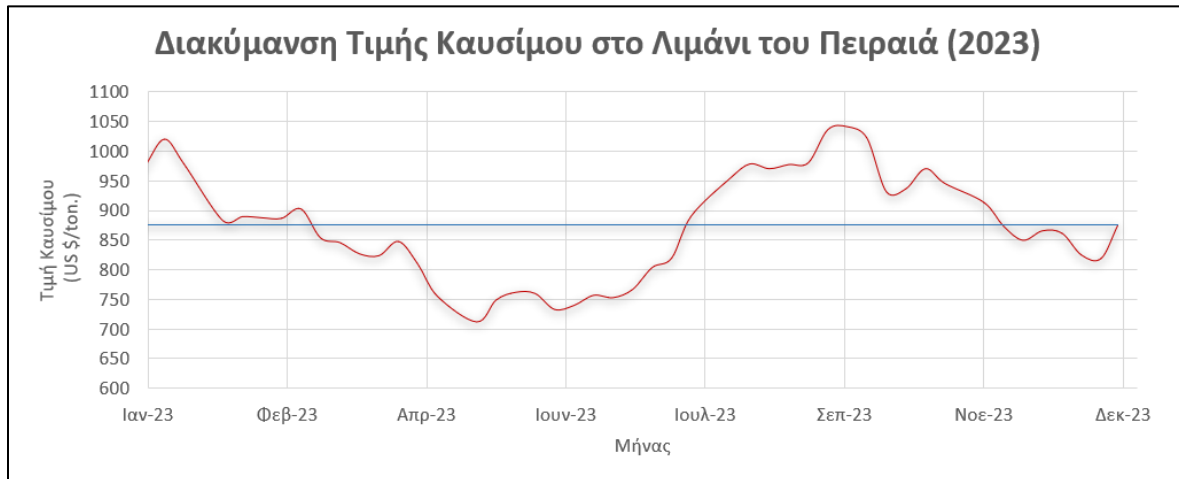
Οι υπόλοιπες παραδοχές και τα οικονομικά μεγέθη που υπολογίσθηκαν για την ολοκλήρωση της οικονομικής ανάλυσης φαίνονται στον Πίνακα 18.

Πίνακας 18. Παραδοχές οικονομικής ανάλυσης

Παράμετρος	Τιμή
Χρόνος ζωής της εγκατάστασης n	10 έτη
Επιτόκιο προεξόφλησης i	8%
Ετήσιο κόστος λειτουργίας και συντήρησης C_{OM}	2% του αρχικού κόστους επένδυσης C_0
Ετήσια εξοικονόμηση καυσίμου C_f	374.395,28 €/έτος
Ετήσια αύξηση σε δαπάνες λειτουργίας και συντήρησης f	3 %/έτος
Ετήσια αύξηση στην τιμή του καυσίμου f_f	4 %/έτος
Ιδία κεφάλαια	100 %
Δάνειο	0 %
Επιδότηση	0 %
Ώρες λειτουργίας	2.100 hr/year
SIC εγκατάστασης WHR ORC	4.654 €/KW _{el}
Συνολικό Αρχικό Κόστος Επένδυσης C_0	2.099.452,2 €
Μέσο Κόστος Καυσίμου MGO C_f (2023)	875,06 U.S. \$/tn
Κατανάλωση Καυσίμου (χωρίς WHR ORC)	1795,40 kg/h

Κατανάλωση Καυσίμου (με WHR ORC)	1567,28 kg/h
Ισοτιμία συναλλάγματος (2024)	1 U.S. \$ = 0,906 €

Η τιμή του καυσίμου υπολογίσθηκε βάση στατιστικών στοιχείων για το έτος 2023 [18] όπως φαίνεται στο Σχήμα 30.



Σχήμα 30. Διακύμανση τιμής MGO στο λιμάνι του Πειραιά το 2023

4. Αποτελέσματα θερμοδυναμικής ανάλυσης

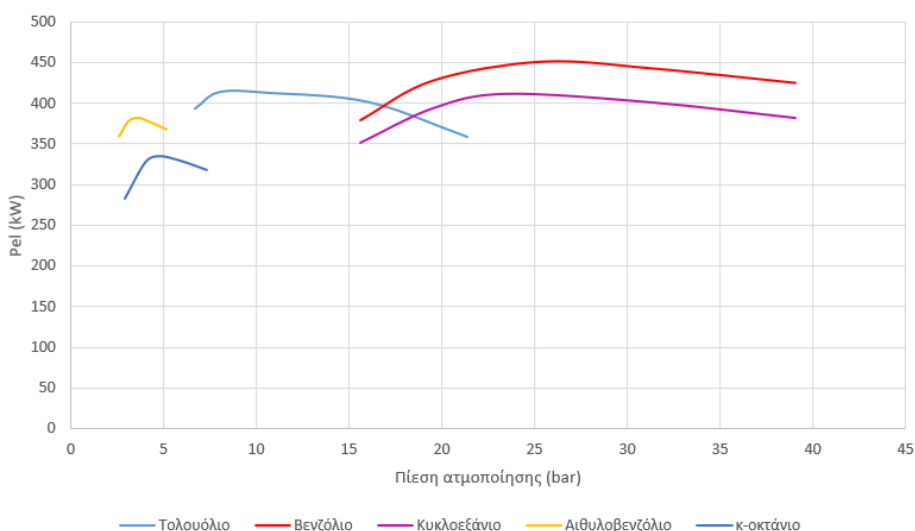
4.1 Προσδιορισμός βέλτιστου οργανικού ρευστού

Όπως αναφέρεται στο 3.3.3, η βέλτιστη κατηγορία οργανικών ρευστών για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών αποτελούν οι υδρογονάνθρακες. Τα πέντε ρευστά που προτείνονται για εξέταση είναι τα κάτωθι:

- Τολουόλιο
- Βενζόλιο
- Κυκλοεξάνιο
- Αιθυλοβενζόλιο
- κ-οκτάνιο

Ο προσδιορισμός του βέλτιστου εργαζόμενου μέσου για την εφαρμογή που εξετάζεται θα καθοριστεί μέσω της σύγκρισης των αποδόσεων των ανωτέρω ρευστών για τις συνθήκες αναφοράς που καταγράφηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Η παροχή και η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι κατά προσέγγιση σταθερές με συνέπεια η αποδιδόμενη θερμότητα στον ατμοποιητή να είναι σταθερή.

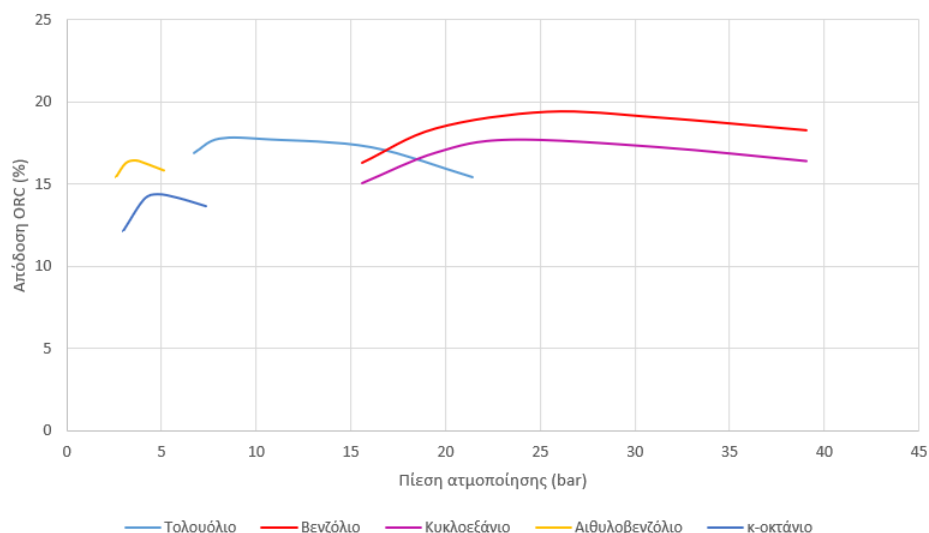
Στο Σχήμα 31 παρουσιάζεται η συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στον κύκλο του ORC για τα πέντε διαφορετικά οργανικά ρευστά. Παρατηρείται αρχικά αύξηση της παραγόμενης ισχύς όσο αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης και έπειτα σταδιακή πτώση αυτής. Το βενζόλιο παρέχει την μεγαλύτερη συνολική ισχύ, ενώ το τολουόλιο και το κυκλοεξάνιο έχουν επίσης υψηλές τιμές.



Σχήμα 31. Συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από το ORC

Στο Σχήμα 32 ο συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης ακολουθεί παρόμοια εξέλιξη με την συνολική παραγόμενη ισχύ, του προηγούμενου σχήματος. Η μέγιστη τιμή

που παρατηρείται είναι 22,91% με εργαζόμενο μέσο το βενζόλιο και πίεση ατμοποίησης τα 25,38 bar.



Σχήμα 32. Βαθμός απόδοσης εγκατάστασης ORC

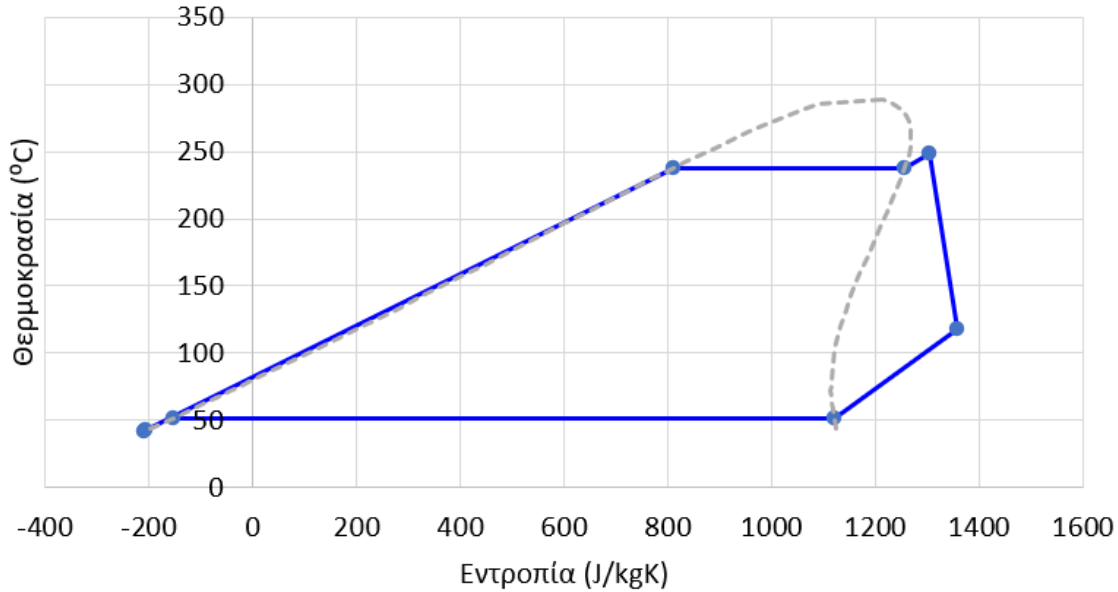
4.2 Επιλογή οργανικού ρευστού

Σύμφωνα με τη σύγκριση που έγινε στην προηγούμενη παράγραφο, το οργανικό ρευστό που επιλέχθηκε για την εφαρμογή που εξετάζεται είναι το βενζόλιο. Τα χαρακτηριστικά που το διακρίνουν σε σχέση με τα υπόλοιπα ρευστά είναι η ολική παραγόμενη ενέργεια και η ολική απόδοση του ORC. Τα δύο ρευστά που παρουσίασαν παρόμοια αποτελέσματα είναι το τολουόλιο και το κυκλοεξάνιο. Η ενέργεια που παράγεται από αυτά τα δύο ρευστά είναι αρκετά υψηλή αλλά η απόδοση του συστήματος είναι μικρότερη κατά 10%. Σε όλες τις περιπτώσεις διαπιστώθηκε υψηλή θερμοκρασία ατμοποίησης, η οποία υπερβαίνει της κρίσιμης μόνο στην περίπτωση του κυκλοεξανίου. Όλα τα ρευστά παρουσιάζουν παρόμοια συμπεριφορά τόσο στον ατμοποιητή, όσο και στο συμπυκνωτή. Το pitch point του τελευταίου είναι αρκετά χαμηλό, αλλά σε όλες τις περιπτώσεις μεγαλύτερο των 10 K. Στον Πίνακα 19 και το Σχήμα 33 παρουσιάζονται οι τιμές που λαμβάνουν οι θερμοδυναμικές παράμετροι του βενζολίου για την εφαρμογή που εξετάζεται.

Πίνακας 19. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά βενζολίου στο σημείο σχεδίασης

Σημείο	Θερμοκρασία (°C)	Πίεση (bar)	Ειδική ενθαλπία (kJ/kg)	Ειδική εντροπία (J/kgK)
1	45,00	0,39	-70,19	-209,90
2	43,38	25,38	66,01	-205,90
3	238,10	25,38	353,80	811,50

4	238,07	25,38	581,278	1256,44
5	248,07	25,38	605,34	1303,06
6	117,80	0,39	447,30	1358,00
7	52,00	0,39	362,00	1120,00
8	52,00	0,39	-52,20	-153,72



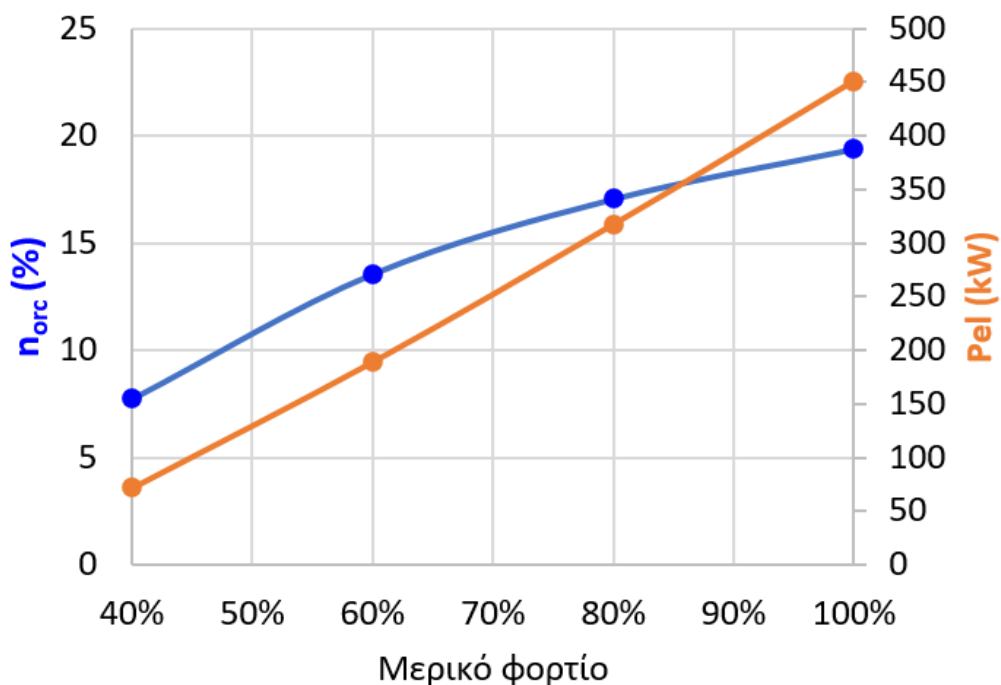
Σχήμα 33. Θερμοδυναμικός κύκλος βενζολίου στο σημείο σχεδίασης

Στον Πίνακα 20 παρουσιάζονται οι τιμές που λαμβάνουν οι υπόλοιπες παράμετροι του ORC στο σημείο σχεδίασης. Στο Σχήμα 34 εμφανίζεται η απόδοση του ORC σε μερικό φορτίο καθώς και η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια.

Πίνακας 20. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά συστήματος στο σημείο σχεδίασης

Παράμετρος	Τιμή
Συνολική ισχύς (kW)	468,00
Ολική απόδοση (%)	19,40
Λόγος πίεσης	65,00
Παροχή μάζας βενζολίου (kg/s)	3,46
Ηλεκτρική ισχύς αντλίας (kW)	16,90

Καθαρά παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια (kW)	451,10
Ειδική κατανάλωση κινητήρα (kg/kWh)	0,235



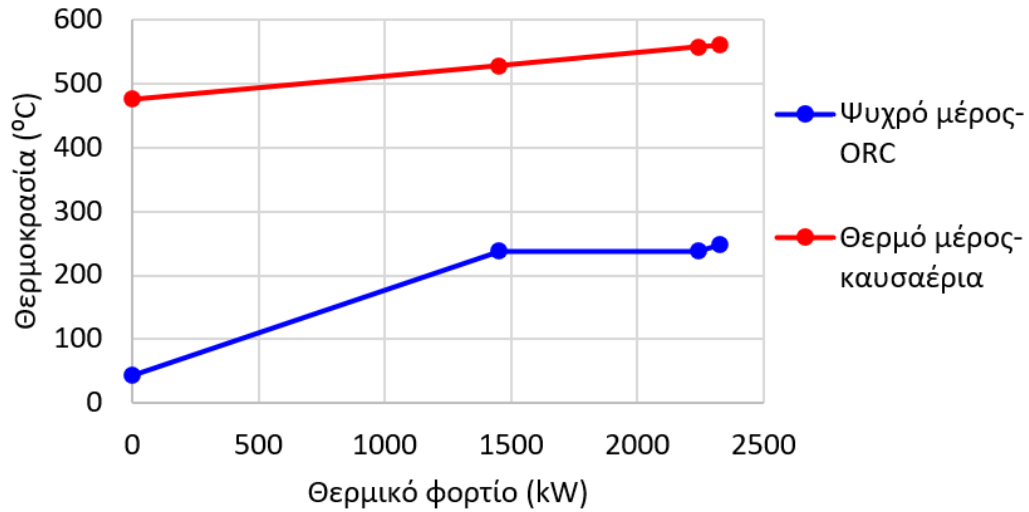
Σχήμα 34. Απόδοση ORC και παραγόμενη ενέργεια σε μερικό φορτίο

Ο Πίνακας 21 και τα Σχήμα 35 και Σχήμα 36 απεικονίζουν την λειτουργία του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή αντίστοιχα.

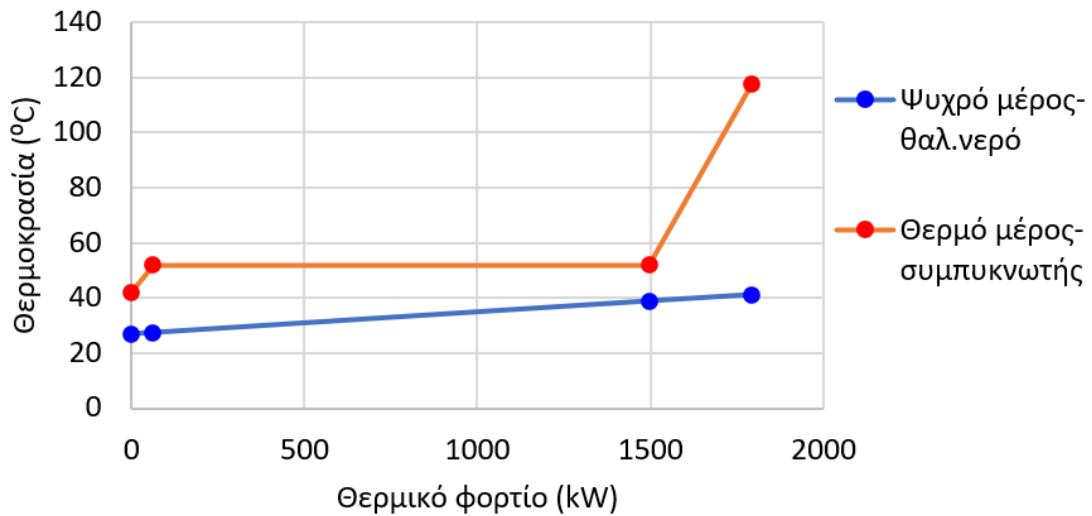
Πίνακας 21. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εναλλακτών στο σημείο σχεδίασης

Παράμετρος	Τιμή
Θερμότητα ατμοποιητή (kW)	2.325,60
Pitch Point ατμοποιητή (K)	290,30
Επιφάνεια εναλλαγής ατμοποιητή (A ²)	14,01
Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)	560
Παροχή καυσαερίων (kg/s)	25
Θερμότητα συμπυκνωτή (kW)	1.792,70
Pitch Point συμπυκνωτή (K)	13,10
Επιφάνεια εναλλαγής συμπυκνωτή (A ²)	55,90

Θερμοκρασία ύδατος ψύξεως (°C)	27
Παροχή ύδατος ψύξεως (kg/s)	30



Σχήμα 35. Διάγραμμα Q-T ατμοποιητή στο σημείο σχεδίασης



Σχήμα 36. Διάγραμμα Q-T συμπυκνωτή στο σημείο σχεδίασης

4.3 Εκπομπές ρύπων – Περιβαλλοντικό αποτύπωμα

Το σύστημα ORC που επιλέχθηκε στην προηγούμενη παράγραφο επιφέρει μείωση στην ετήσια κατανάλωση καυσίμου η οποία προκύπτει από την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια η οποία δεν απαιτείται να παραχθεί από τις ηλεκτρομηχανές του πλοίου. Στον Πίνακα 22 παρουσιάζεται η διαφορά στην ετήσια κατανάλωση του καυσίμου λόγω της εγκατάστασης του συστήματος ανάκτησης ενέργειας.

Πίνακας 22. Κατανάλωση καυσίμου μετά την προσθήκη συστήματος ORC

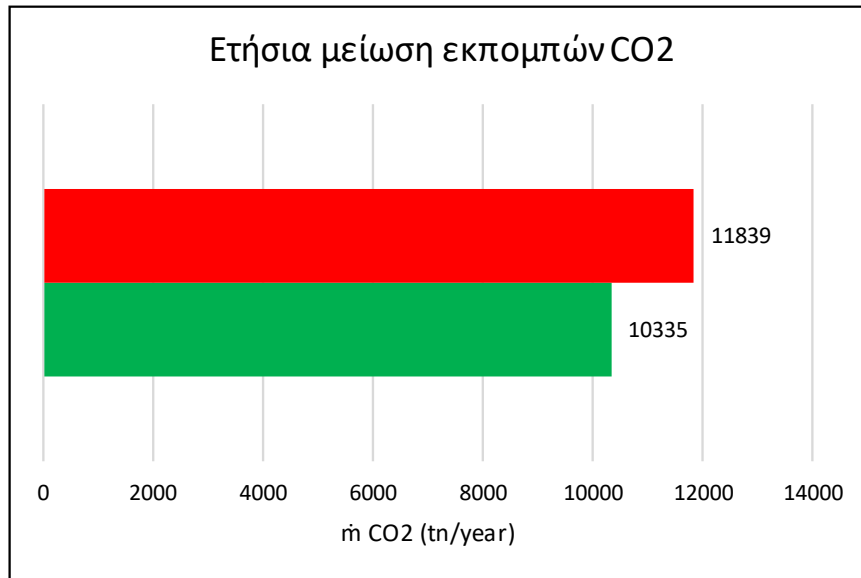
Παράμετρος	Τιμή
Ετήσια κατανάλωση καυσίμου χωρίς τη χρήση ORC	3.770 tn/έτος
Ετήσια κατανάλωση καυσίμου με τη χρήση ORC	3.291 tn/έτος
Εξοικονόμηση καυσίμου ανά έτος	479 tn/έτος
Ποσοστό εξοικονόμησης καυσίμου ανά έτος	8%

Η χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου συνεπώς επιφέρει και χαμηλότερη εκπομπή ρύπων στα καυσαέρια. Για τον υπολογισμό των ρυπαντών που εκπέμπονται χρησιμοποιήθηκαν ορισμένοι συντελεστές εκπομπών ρύπων ως ακολούθως [19], [20]:

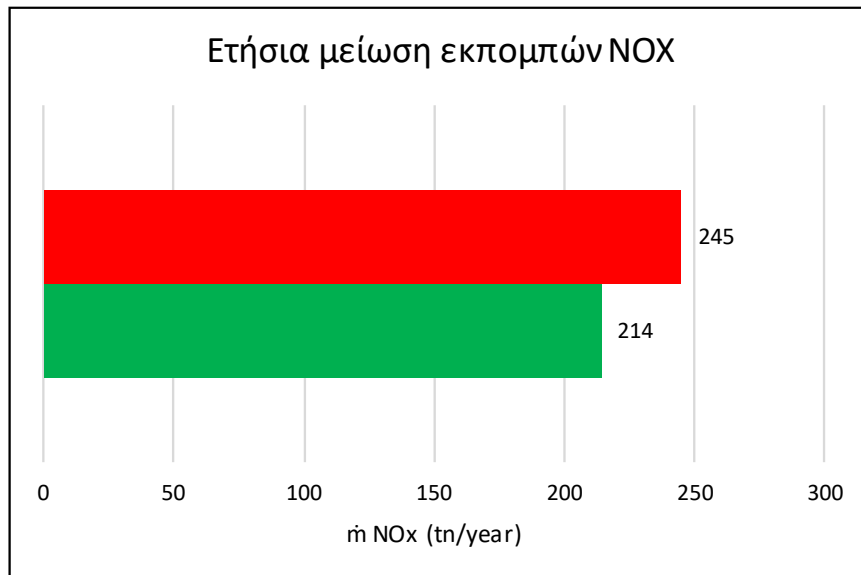
$$E_i = \sum_f (\sum_j FC_{f,j} \times EM_{i,f,j}) \quad (4.1)$$

Όπου: i ο ρυπαντής, f το κάθε χρησιμοποιούμενο καύσιμο, j ο κάθε κινητήρας που χρησιμοποιείται, E η ετήσια εκπομπή του ρυπαντή i σε τόνους, $FC_{f,j}$ η ετήσια κατανάλωση του καυσίμου f από τον κινητήρα j σε τόνους και $EM_{i,f,j}$ ο συντελεστής εκπομπής του ρυπαντή i από κινητήρα j με καύσιμο f .

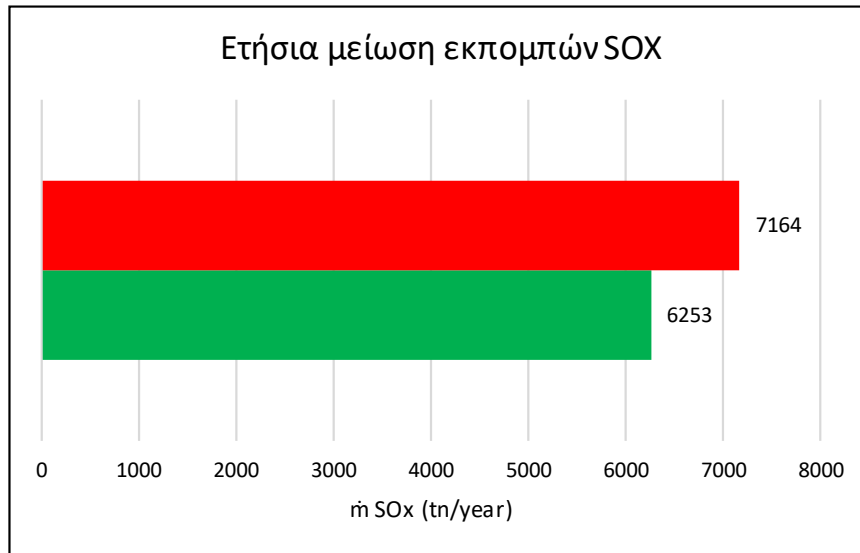
Κάνοντας χρήση της παραπάνω εξίσωσης προκύπτουν τα παρακάτω διαγράμματα () όπου απεικονίζεται η μείωση των εκπομπών CO₂, NO_x, SO_x και PM2.5:



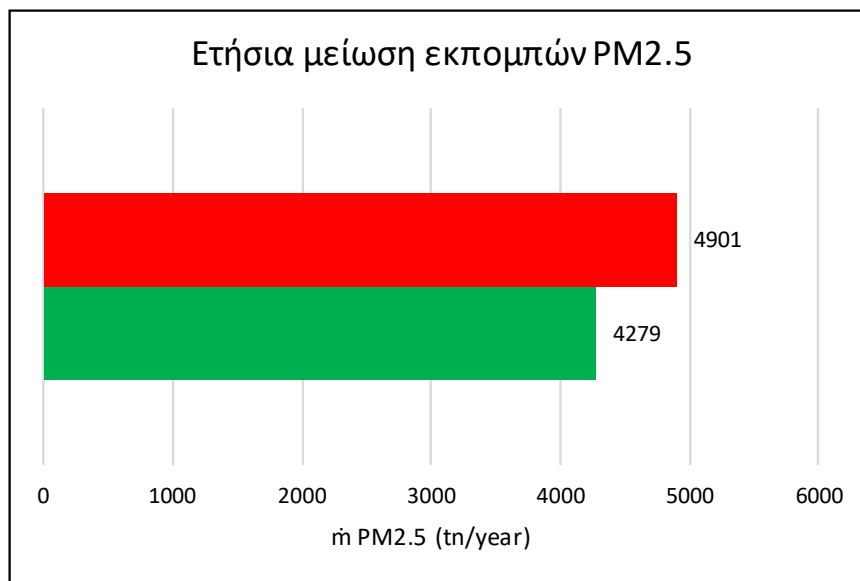
Σχήμα 37. Ετήσια μείωση εκπομπών CO₂ με τη χρήση ORC



Σχήμα 38. Ετήσια μείωση εκπομπών NO_x με τη χρήση ORC



Σχήμα 39. Ετήσια μείωση εκπομπών SO_x με τη χρήση ORC



Σχήμα 40. Ετήσια μείωση εκπομπών PM2.5 με τη χρήση ORC

Σύμφωνα με τα παραπάνω σχήματα οι συνολικές εκπομπές ρυπαντών μειώθηκαν κατά 12,7%. Οι εκπομπές σε CO₂ μειώθηκαν κατά 1500 τόνους ανά έτος, σε NO_x κατά 31 τόνους ανά έτος, σε SO_x κατά 1 τόνο ανά έτος και σε PM2.5 κατά 0,7 τόνους ανά έτος.

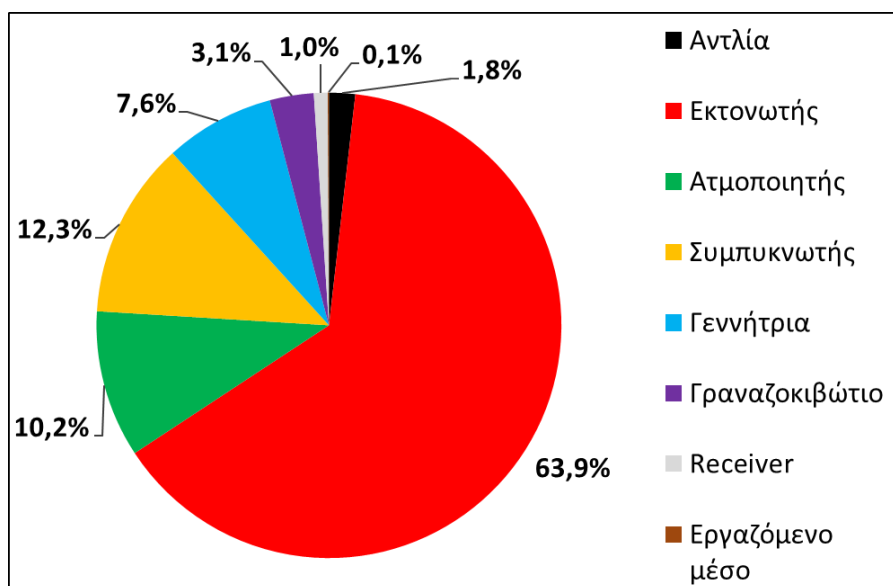
5. Αποτελέσματα οικονομικής ανάλυσης

5.1 Βασικοί οικονομικοί δείκτες – περίοδος αποπληρωμής επένδυσης

Αναλύοντας την επένδυση που συνεπάγεται με την εγκατάσταση ενός συστήματος ORC στο πλοίο, καταλήγουμε πως η θερμοδυναμικά βέλτιστη επιλογή αποτελεί και την οικονομικά προσφορότερη από τις επιλογές που διαθέταμε. Τα κόστη των επιμέρους μερών του ORC υπολογίστηκαν σύμφωνα με τη μέθοδο της ενότητας 3.3.7 ως ακολούθως:

Πίνακας 23. Κόστη εξοπλισμού και εγκατάστασης ORC

Εξοπλισμός	Τιμή
Αντλία	19.063 €
Εκτονωτής	671.108 €
Ατμοποιητής	107.266 €
Συμπυκνωτής	128.999 €
Γεννήτρια	80.254 €
Γραναζοκιβώτιο	32.101 €
Receiver	10.047 €
Εργαζόμενο μέσο	885 €
Συμπληρωματικά κόστη εργασίας και υλικών εγκατάστασης	1.049.726 €
Συνολικό κόστος επένδυσης	2.099.452 €



Σχήμα 41. Κόστη εξοπλισμού συστήματος ORC

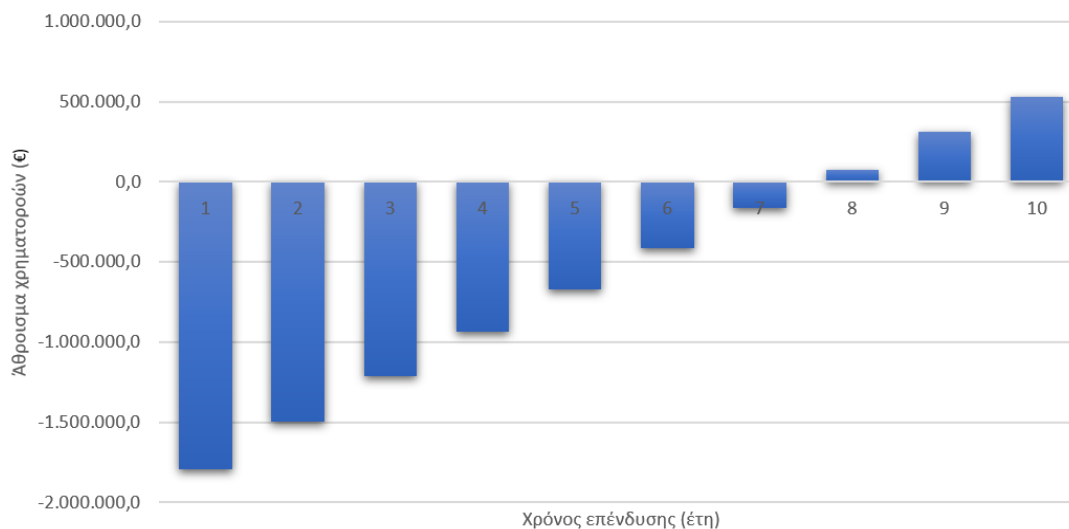
Παρακάτω παρατίθενται τα αποτελέσματα για τους οικονομικούς δείκτες που ορίστηκαν στο Μοντελοποίηση του συστήματος.

Πίνακας 24. Οικονομικοί δείκτες επένδυσης εγκατάστασης ORC

Δείκτης	Τιμή
NPV Αρχικού κόστους επένδυσης	2.099.452 €
NPV κόστους λειτουργίας και συντήρησης	41.989 €
NPV κόστους εξοικονόμησης ενέργειας	256.320 €
NPV καθαρού οφέλους	2.403.903 €
NPV επένδυσης	304.451 €
Εσωτερικός συντελεστής απόδοσης (IRR)	27,9%
Απλή περίοδος αποπληρωμής (SPB)	6,3
Περίοδος αποπληρωμής με έκπτωση (DPB)	7,7
Σταθμισμένο κόστος ενέργειας (LCOE)	367,10 €/MWh
Λόγος εσόδων προς εξόδων (BCR)	1,1
Ετήσια καθαρά παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια	947,32 MWh

Βάση των παραπάνω αποτελεσμάτων καταλήγουμε πως η επένδυση είναι βιώσιμη. Ο IRR (27,9%) είναι αρκετά μεγαλύτερος του επιτοκίου προεξόφλησης i (8%), το οποίο

επιβεβαιώνεται και από το λόγο εσόδων εξόδων ($BCR=1,1>1$), συνεπώς η επένδυση είναι αποδοτική. Η περίοδος αποπληρωμής με έκπτωση (DPB) είναι περίπου 8 χρόνια, χρονικός ορίζοντας στον οποίο θα έχει αποπληρωθεί η επένδυση. Στο Σχήμα 42 παρουσιάζεται η περίοδος αποπληρωμής.



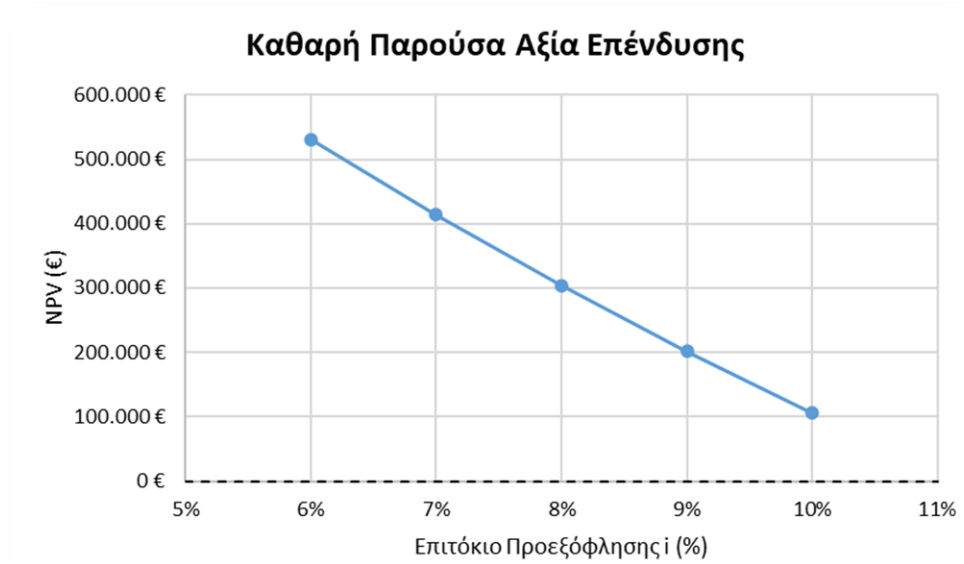
Σχήμα 42. Άθροισμα χρηματοροών στον χρονικό ορίζοντα της επένδυσης

5.2 Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης

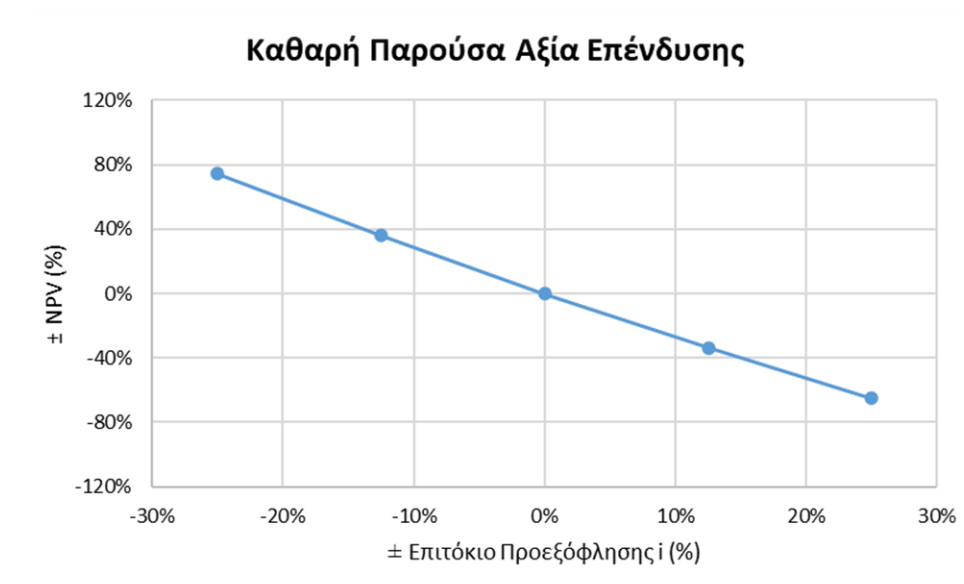
Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται ανάλυση των οικονομικών δεικτών ως προς την ευαισθησία που δείχνουν στην μεταβολή των δεδομένων της επένδυσης. Τα δεδομένα μπορεί να λάβουν διαφορετικές τιμές είτε λόγω λανθασμένης εκτίμησης, είτε λόγω αβεβαιότητας και μεταβολής εξωτερικών παραγόντων.

5.2.1 Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης ως προς το επιτόκιο προεξόφλησης

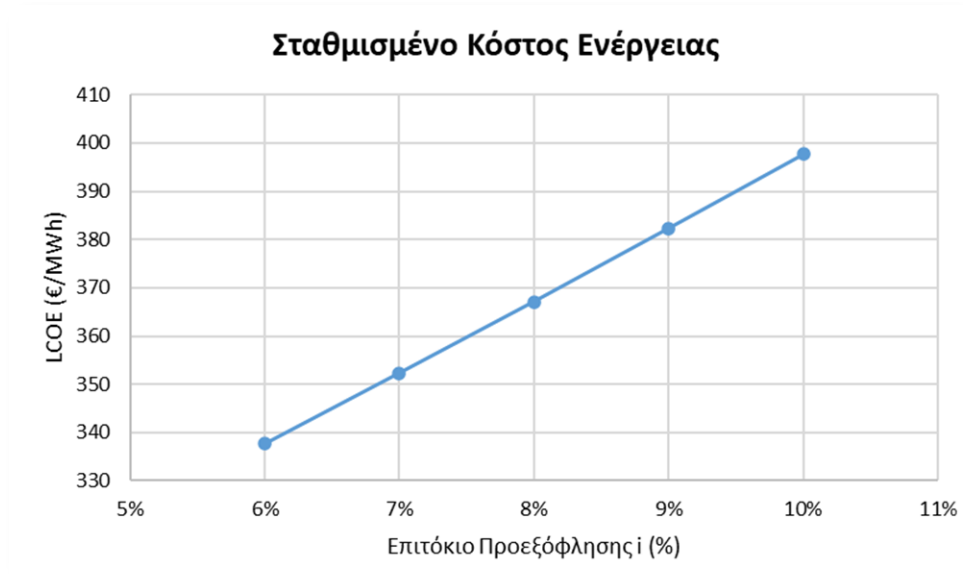
Στα σχήματα 43 έως και Σχήμα 52 παρουσιάζονται οι τιμές των δεικτών NPV, LCOE, DPB, BCR και IRR, σε απόλυτες και ποσοστιαίες τιμές συναρτήσεως του επιτοκίου προεξόφλησης. Το επιτόκιο προεξόφλησης λαμβάνει τιμές μεταξύ 6%-10%.



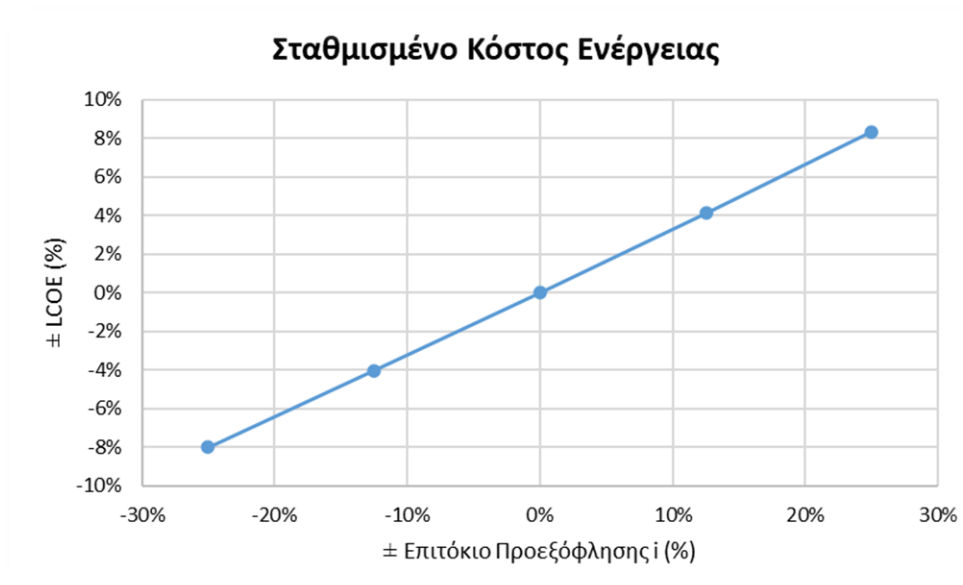
Σχήμα 43. Μεταβολή του NPV με το επιτόκιο προεξόφλησης



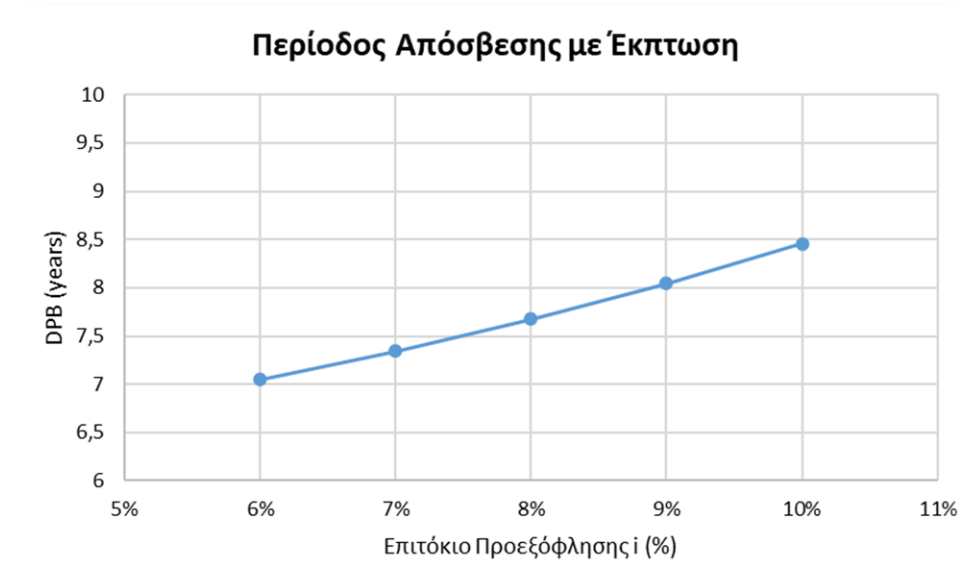
Σχήμα 44. Ποσοστιαία μεταβολή του NPV με το επιτόκιο προεξόφλησης



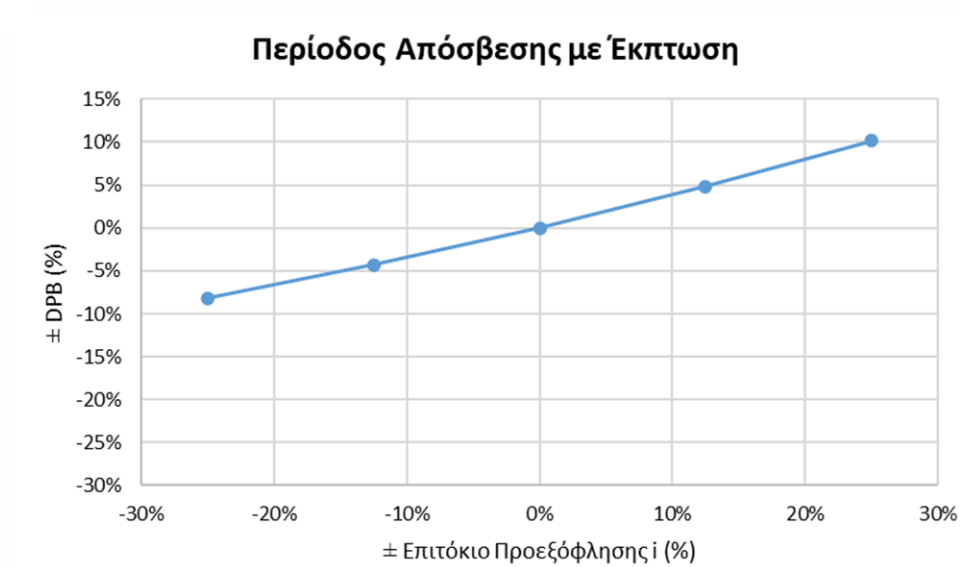
Σχήμα 45. Μεταβολή του LCOE με το επιτόκιο προεξόφλησης



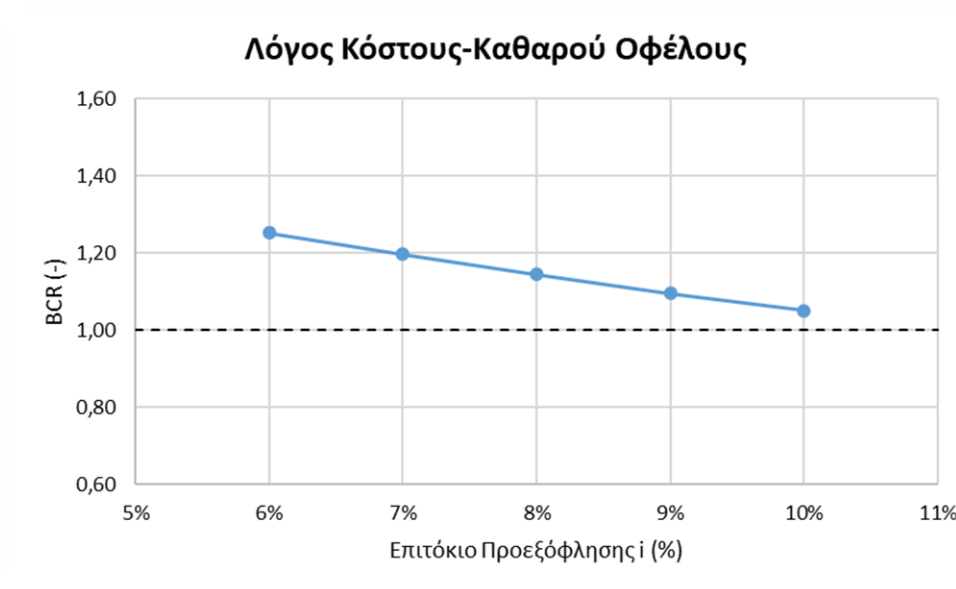
Σχήμα 46. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με το επιτόκιο προεξόφλησης



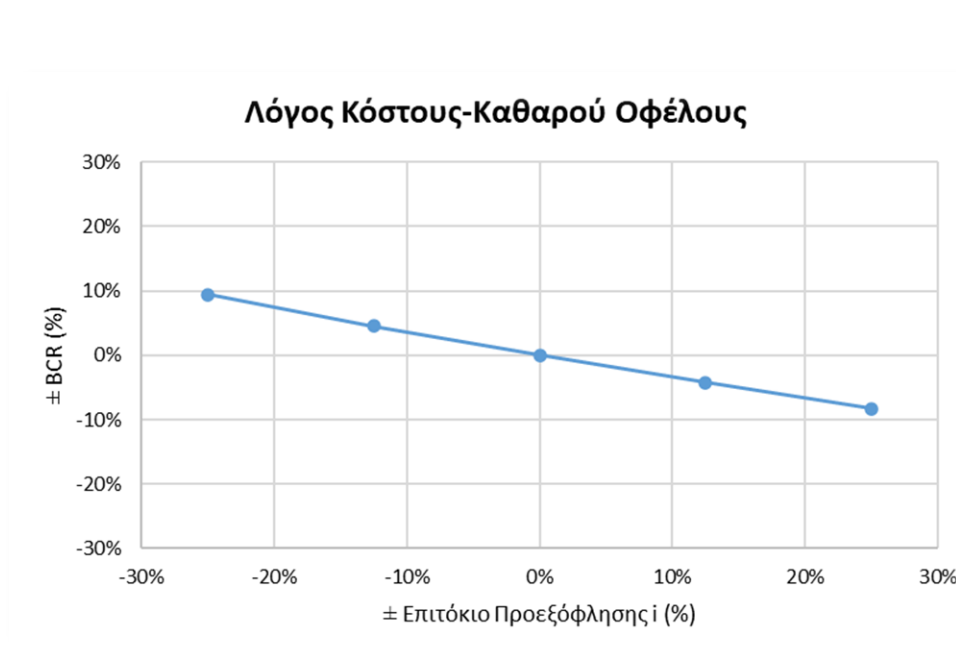
Σχήμα 47. Μεταβολή του DPB με το επιτόκιο προεξόφλησης



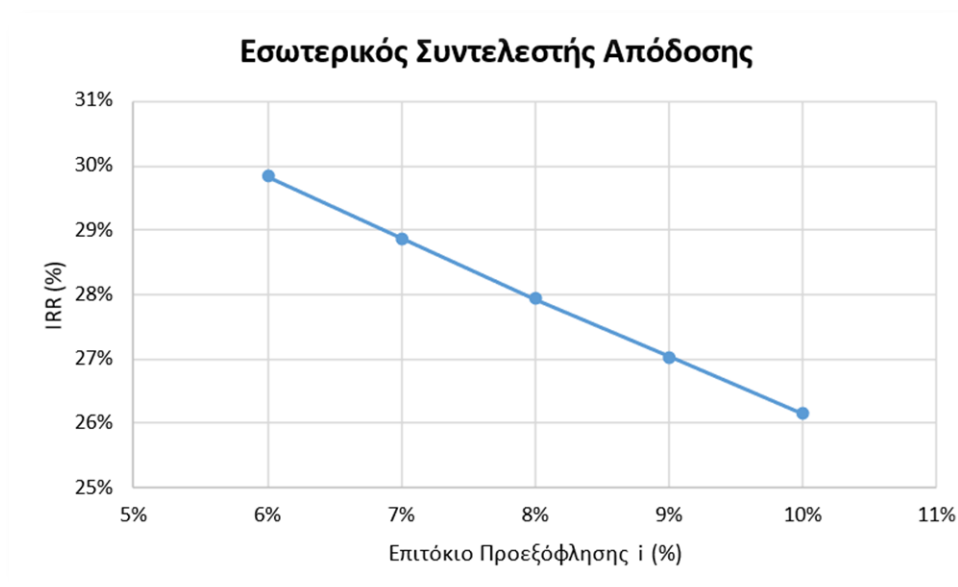
Σχήμα 48. Ποσοστιαία μεταβολή του DPB με το επιτόκιο προεξόφλησης



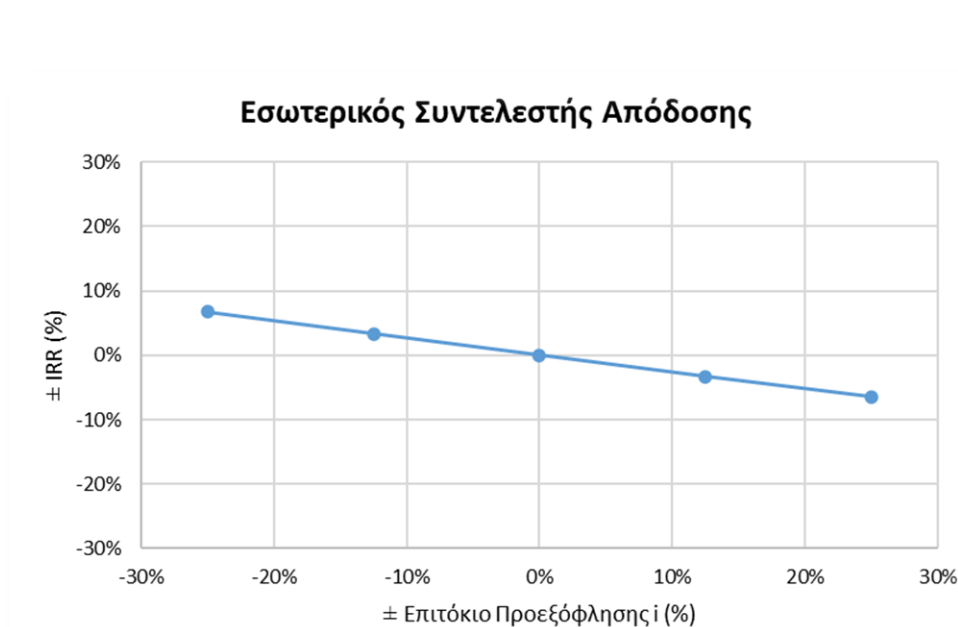
Σχήμα 49. Μεταβολή του BCR με το επιτόκιο προεξόφλησης



Σχήμα 50. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το επιτόκιο προεξόφλησης



Σχήμα 51. Μεταβολή του IRR με το επιτόκιο προεξόφλησης

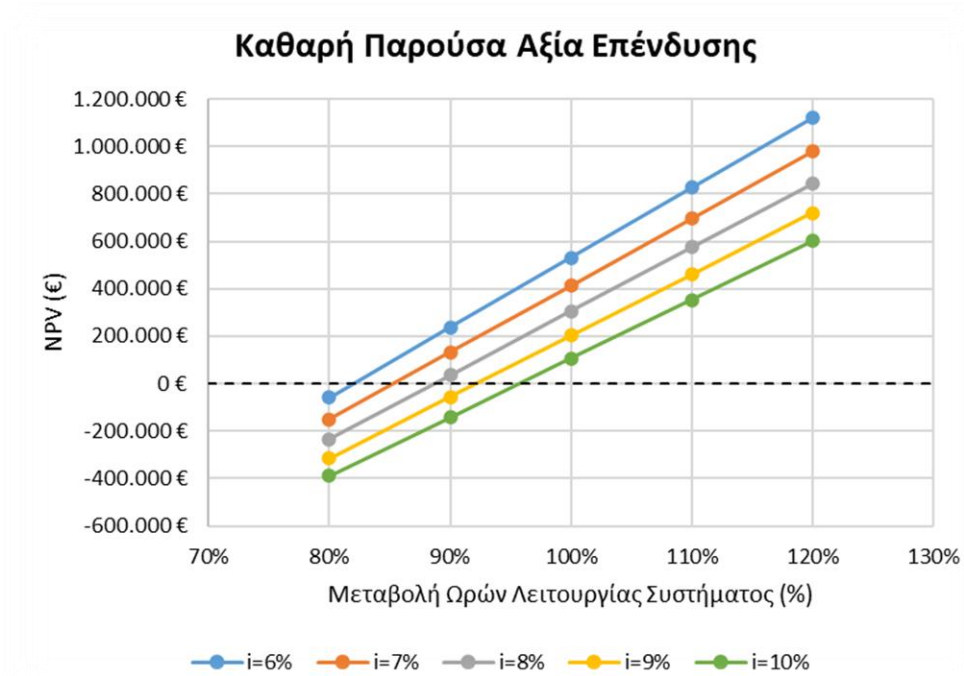


Σχήμα 52. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το επιτόκιο προεξόφλησης

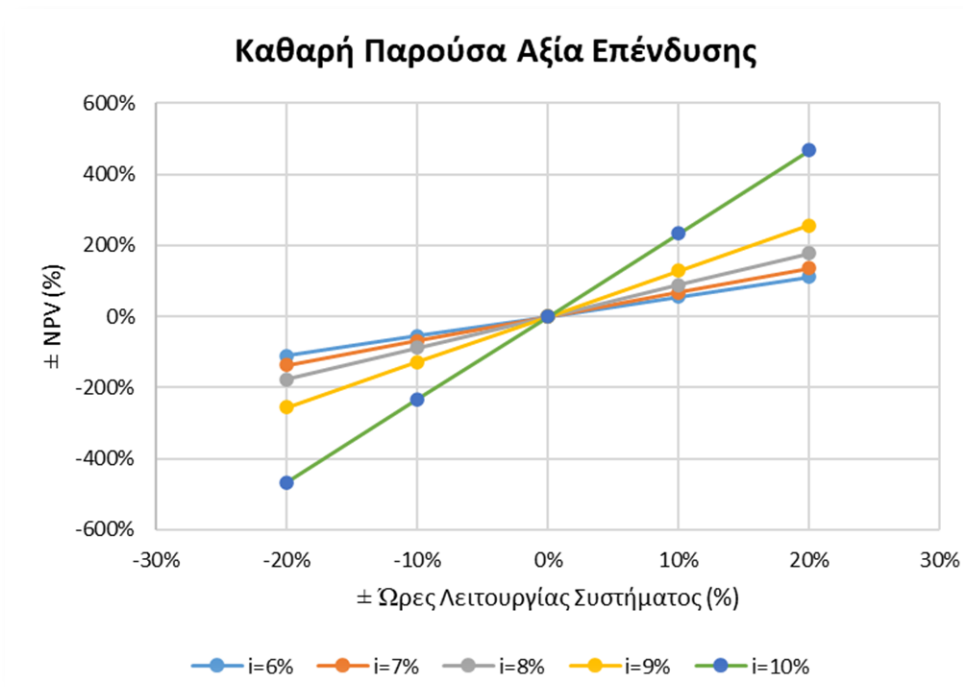
5.2.2 Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης ως προς τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης και το επιτόκιο προεξόφλησης

Στα σχήματα 53 έως και 62 παρουσιάζονται οι τιμές των δεικτών NPV, DPB, BCR και IRR, σε συνάρτηση με μεταβολή των ωρών λειτουργίας της εγκατάστασης και του επιτοκίου

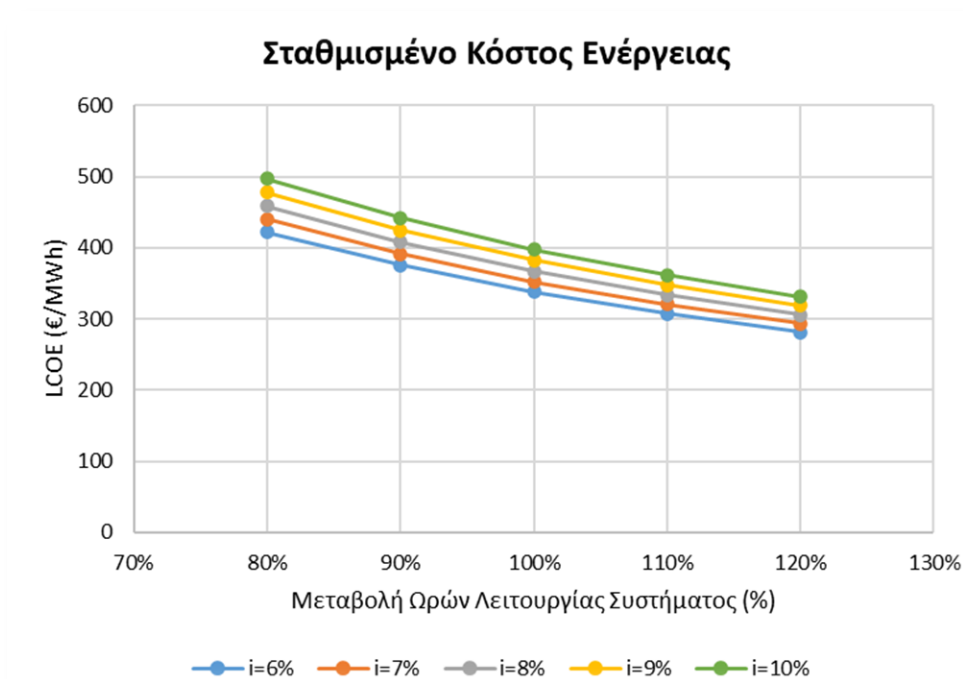
προεξόφλησης. Οι ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης μεταβάλλονται σε εύρος 80%-120% των αρχικών και αντίστοιχα το επιτόκιο προεξόφλησης λαμβάνει τιμές από 6%-10%. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης παρουσιάζονται και σε ποσοστιαία μορφή.



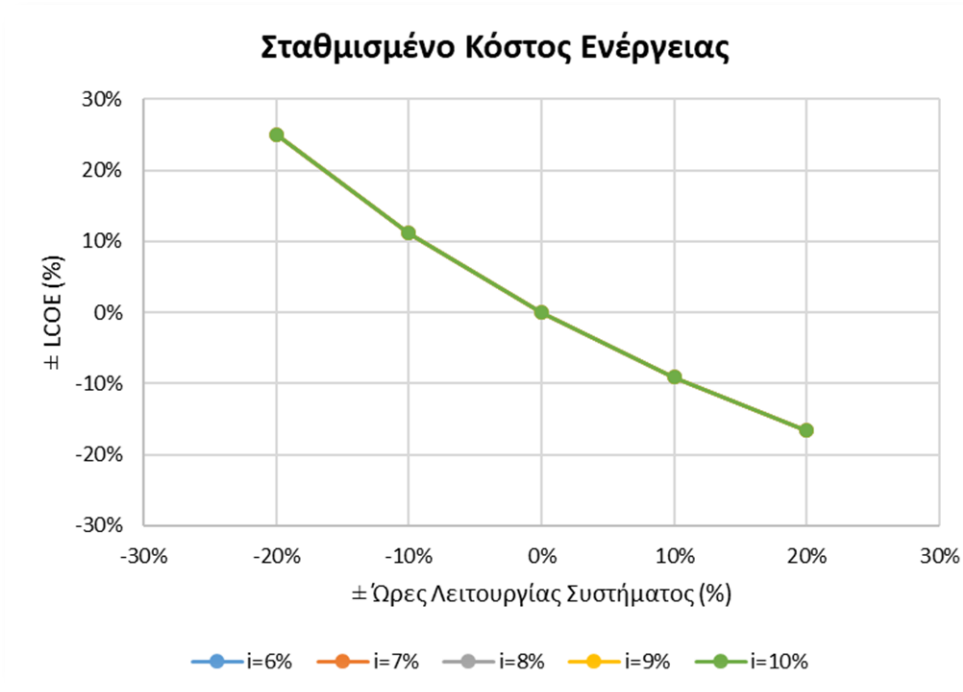
Σχήμα 53. Μεταβολή του NPV με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



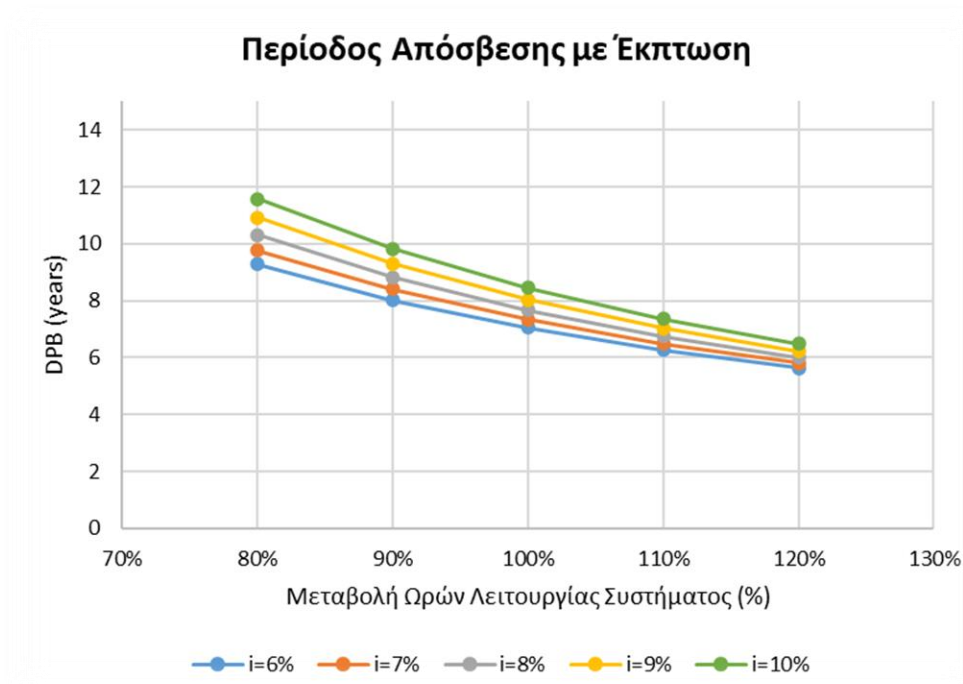
Σχήμα 54. Ποσοστιαία μεταβολή του NPV με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



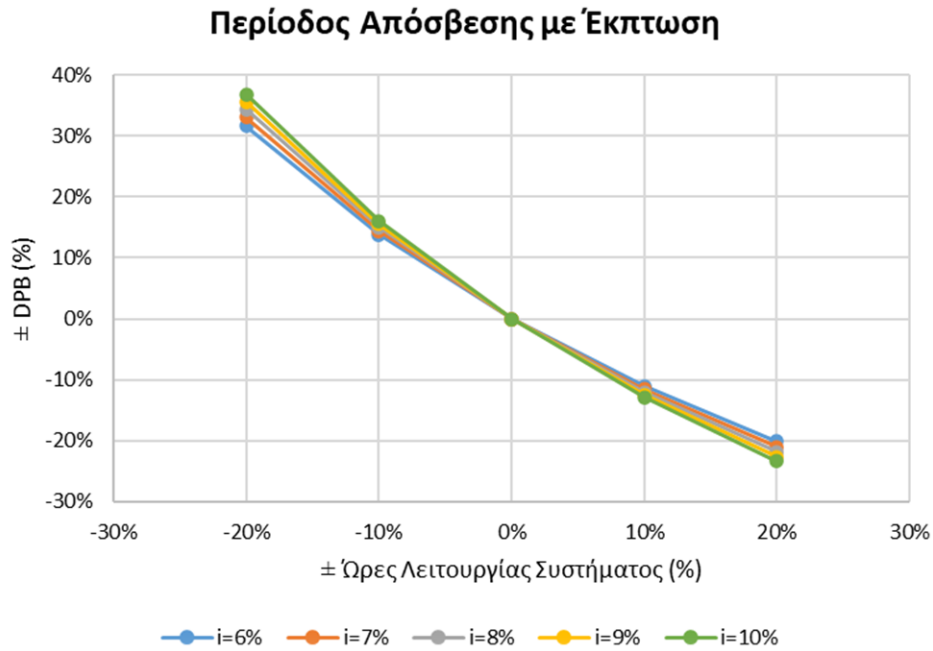
Σχήμα 55. Μεταβολή του LCOE με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



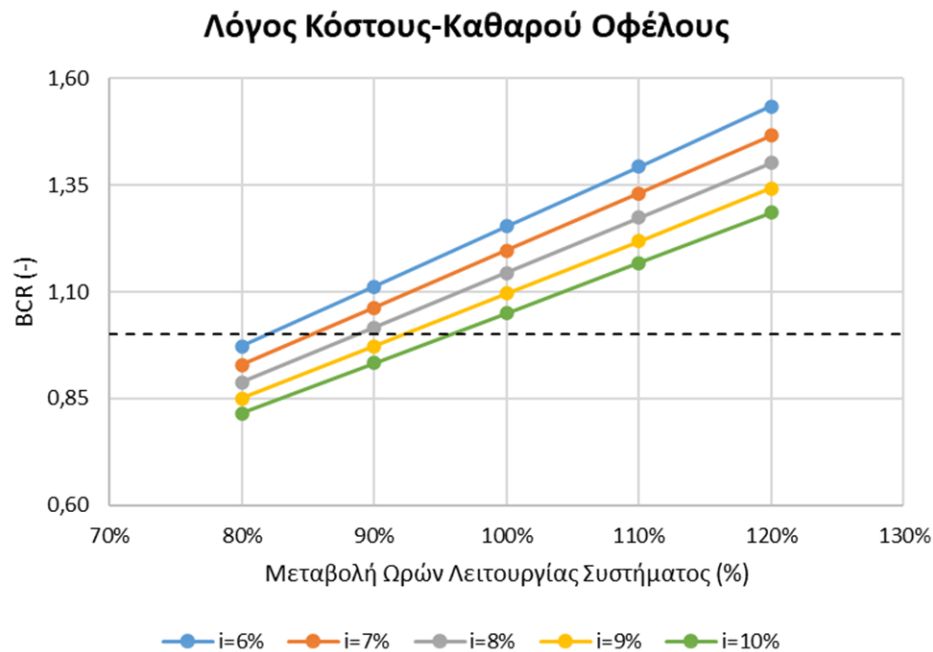
Σχήμα 56. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



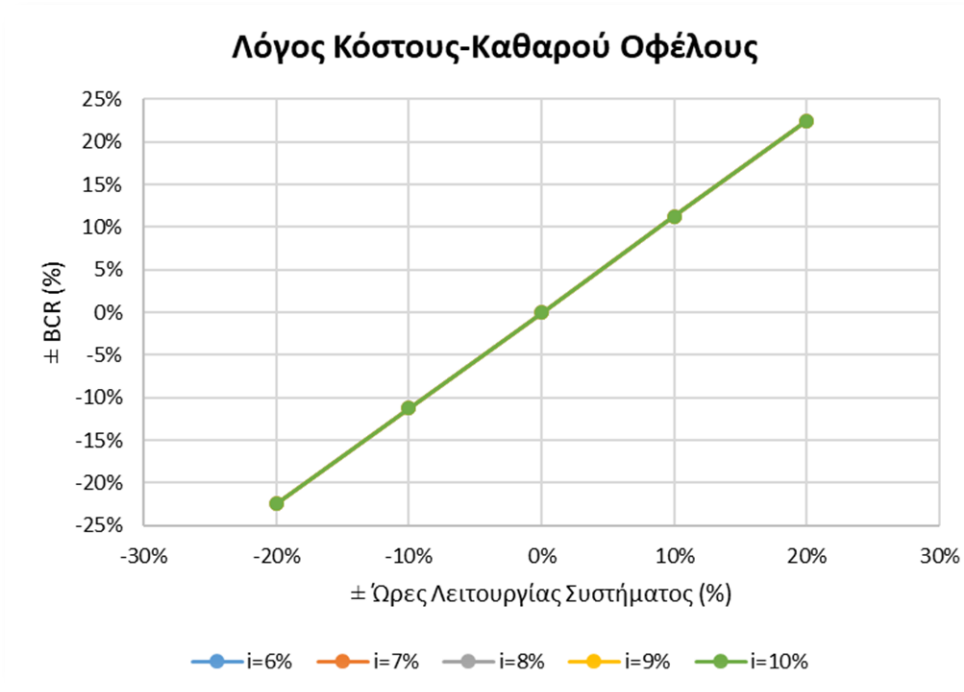
Σχήμα 57. Μεταβολή του DPB με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



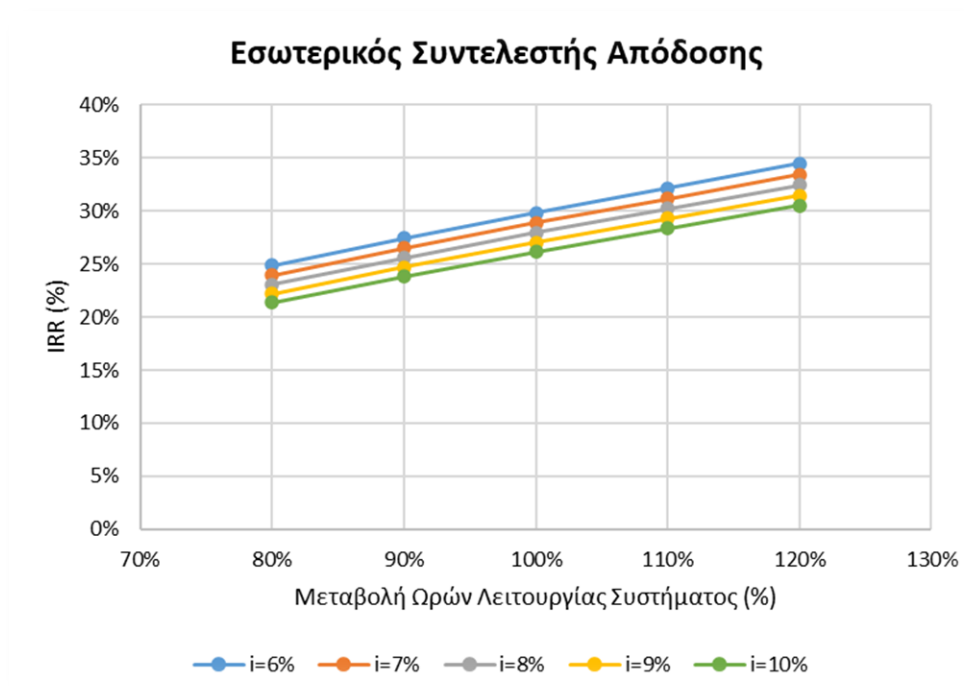
Σχήμα 58. Ποσοστιαία μεταβολή του DPB με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



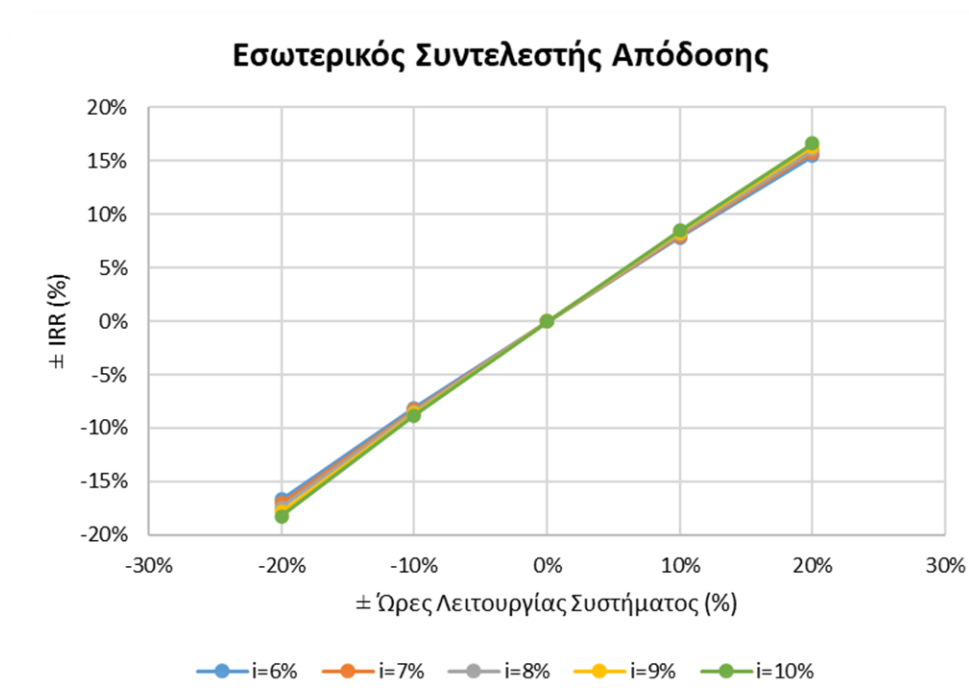
Σχήμα 59. Μεταβολή του IRR με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



Σχήμα 60. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



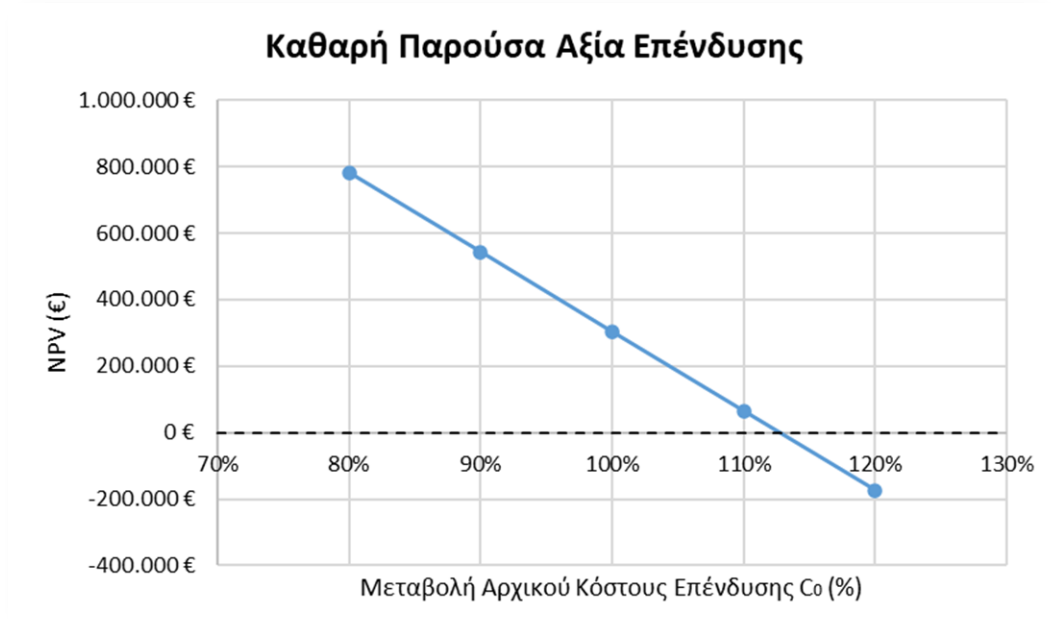
Σχήμα 61. Μεταβολή του IRR με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



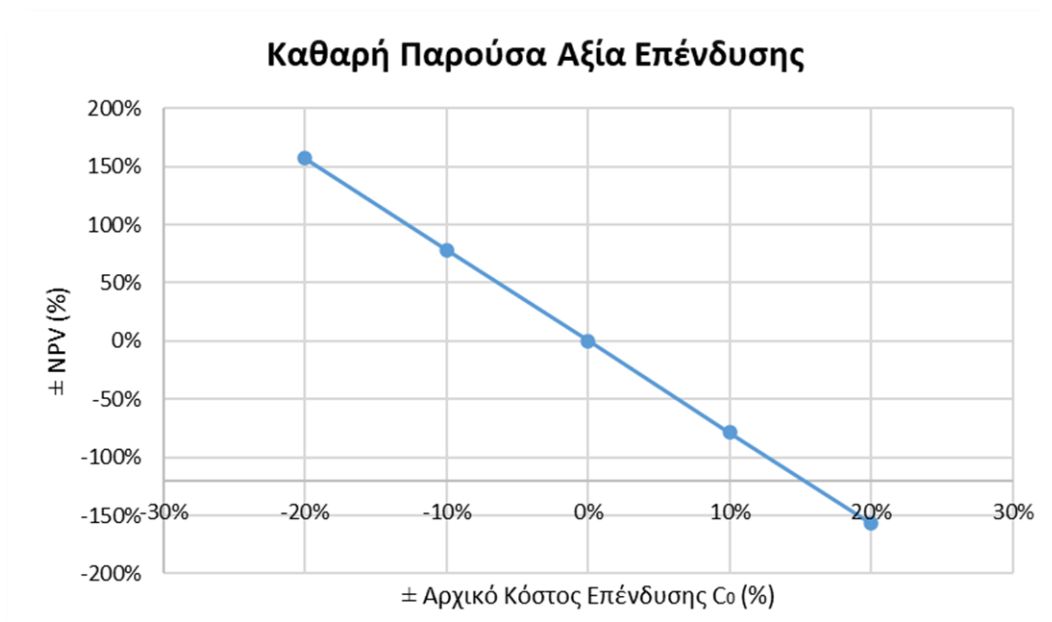
Σχήμα 62. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης

5.2.3 Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης ως προς το αρχικό κόστος επένδυσης

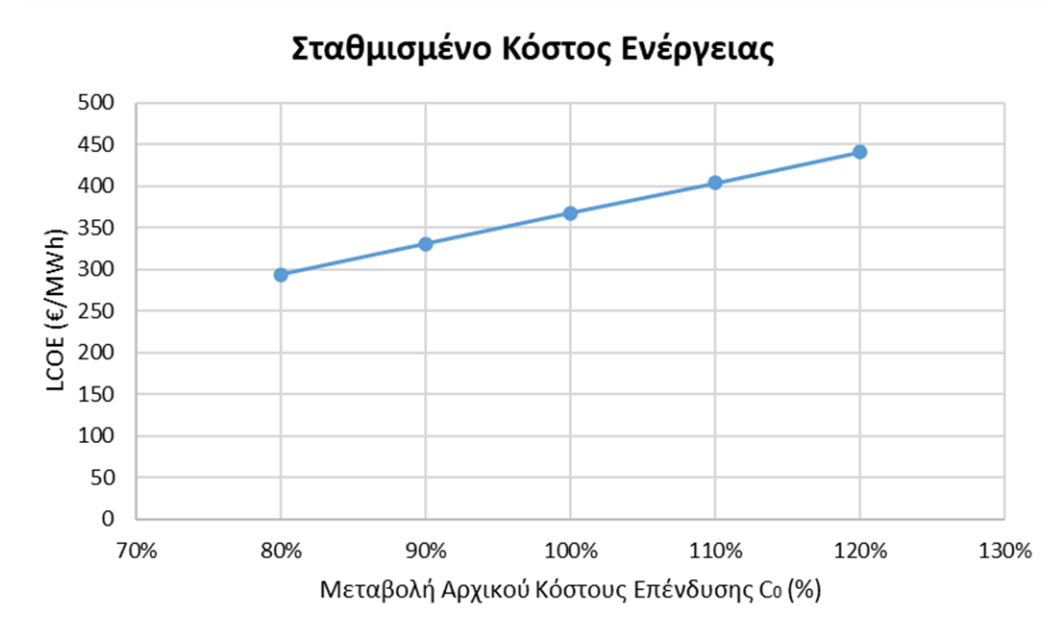
Στα σχήματα 63 έως και Σχήμα 72 παρουσιάζονται οι τιμές των δεικτών NPV, LCOE, DPB, BCR και IRR, σε απόλυτες και ποσοστιαίες τιμές συναρτήσει του αρχικού κόστους της επένδυσης. Το αρχικό κόστος επένδυσης λαμβάνει τιμές μεταξύ 80%-120% της αρχικής του τιμής.



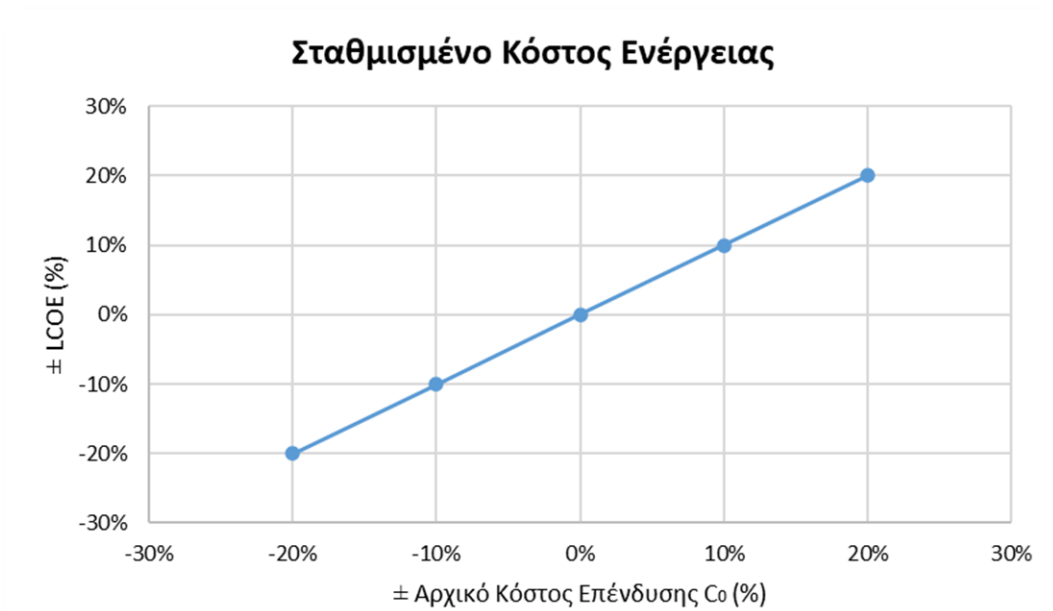
Σχήμα 63. Μεταβολή του NPV με το αρχικό κόστος επένδυσης



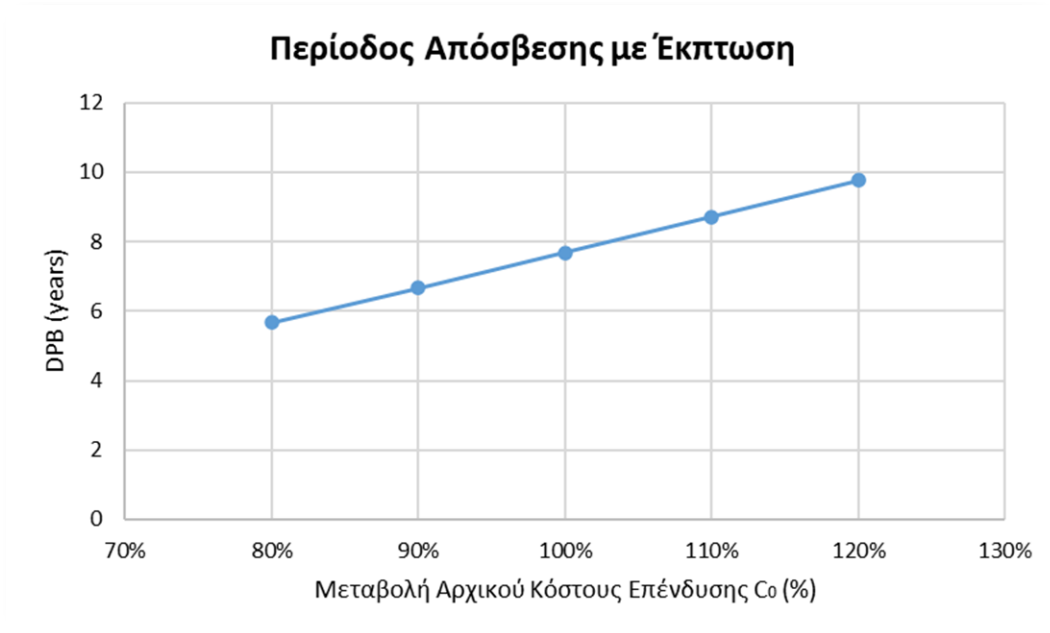
Σχήμα 64. Ποσοστιαία μεταβολή του NPV με το αρχικό κόστος επένδυσης



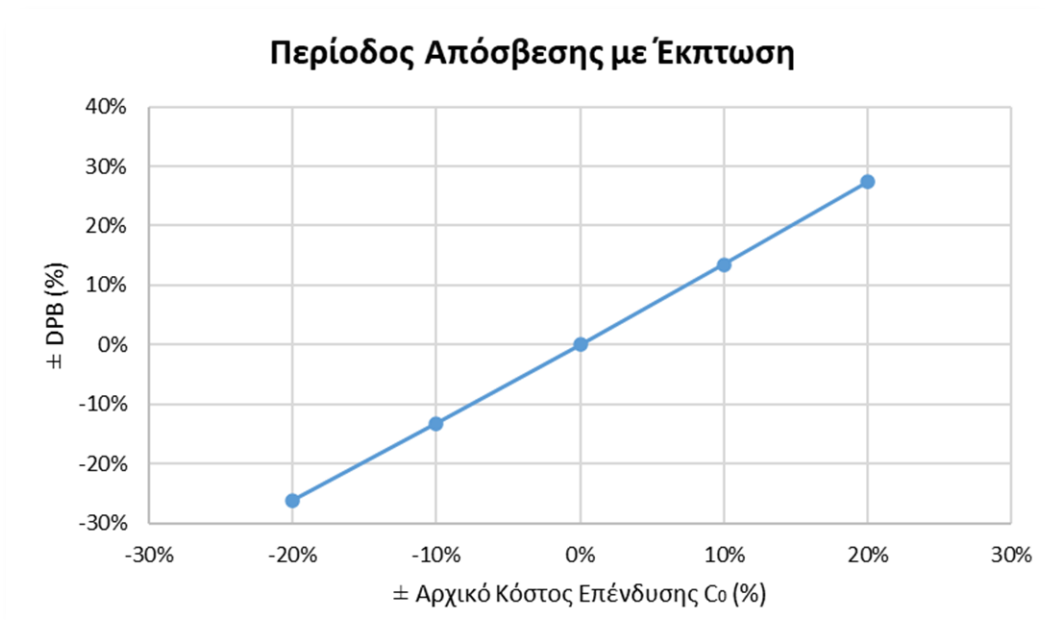
Σχήμα 65. Μεταβολή του LCOE με το αρχικό κόστος επένδυσης



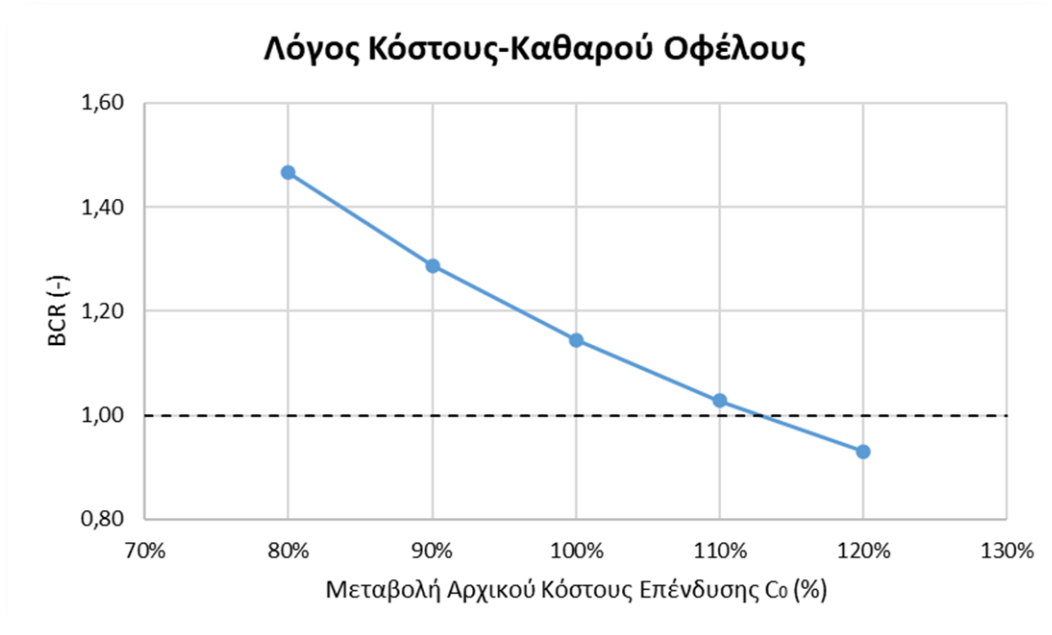
Σχήμα 66. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με το αρχικό κόστος επένδυσης



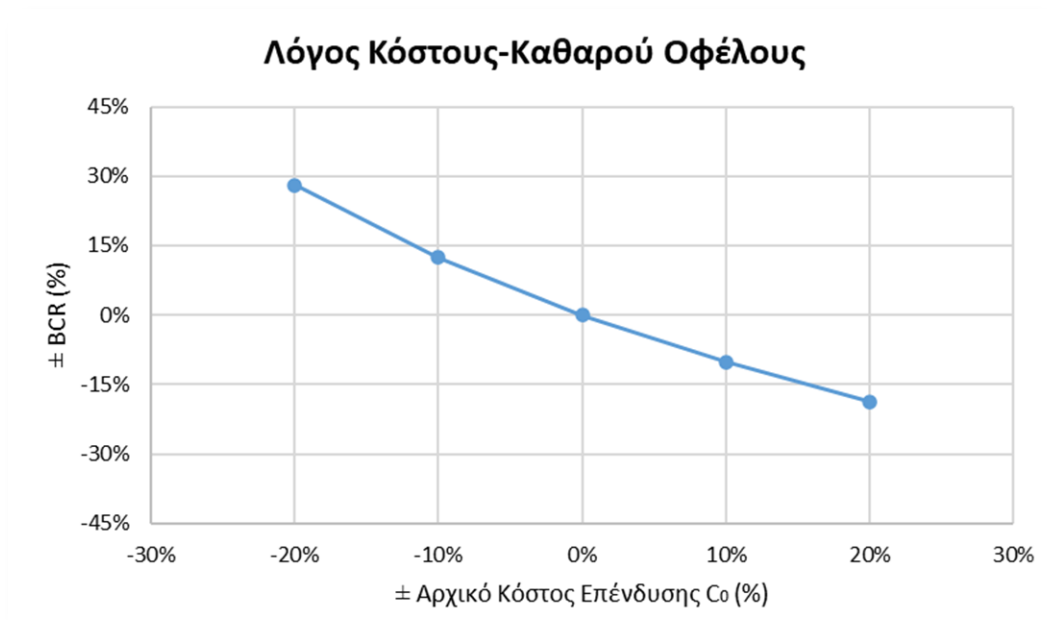
Σχήμα 67. Μεταβολή του DPB με το αρχικό κόστος επένδυσης



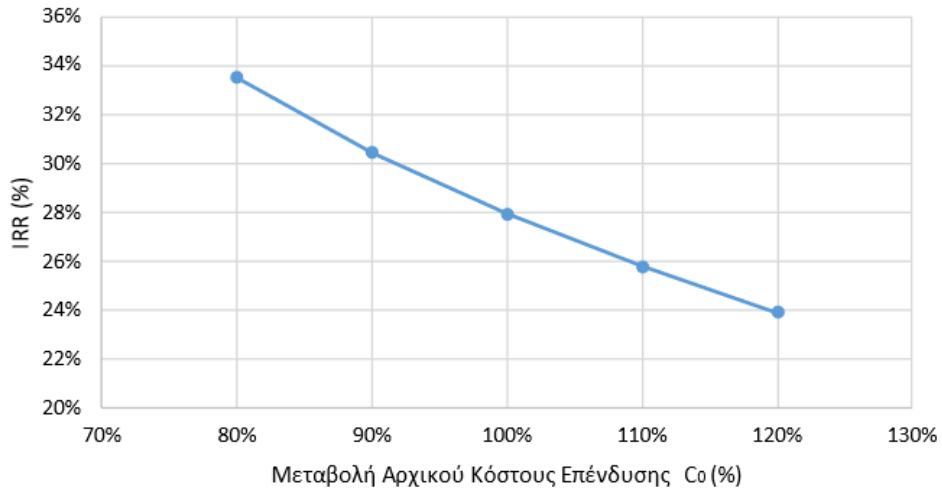
Σχήμα 68. Ποσοστιαία μεταβολή του DPB με το αρχικό κόστος επένδυσης



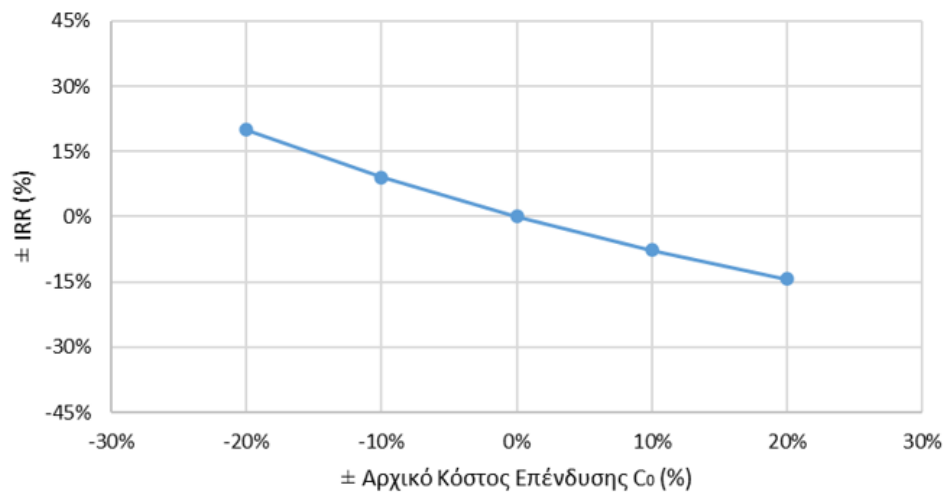
Σχήμα 69. Μεταβολή του BCR με το αρχικό κόστος επένδυσης



Σχήμα 70. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το αρχικό κόστος επένδυσης



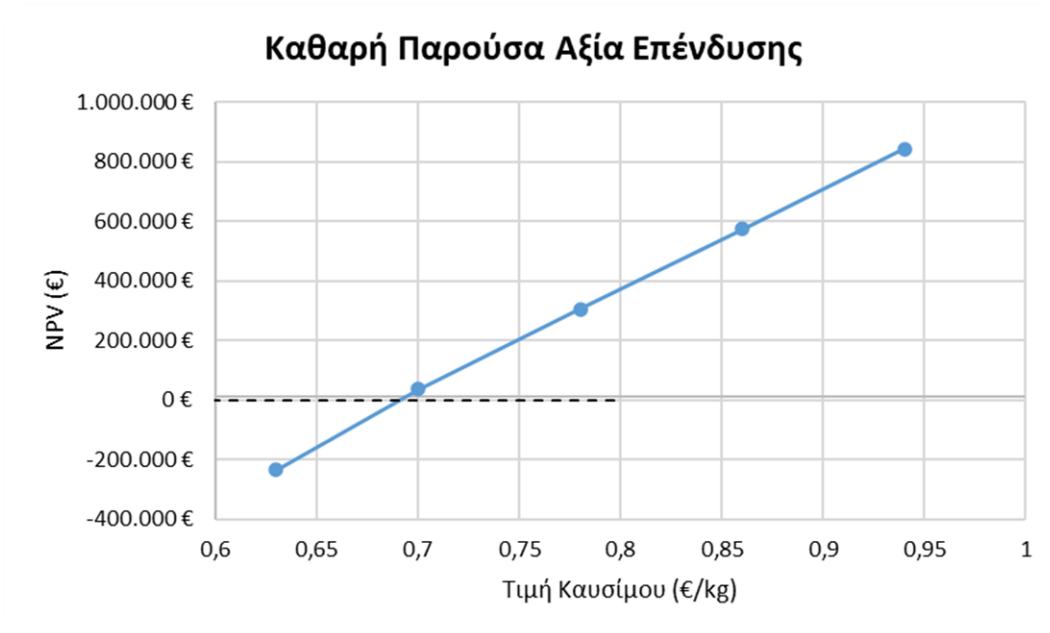
Σχήμα 71. Μεταβολή του IRR με το αρχικό κόστος επένδυσης



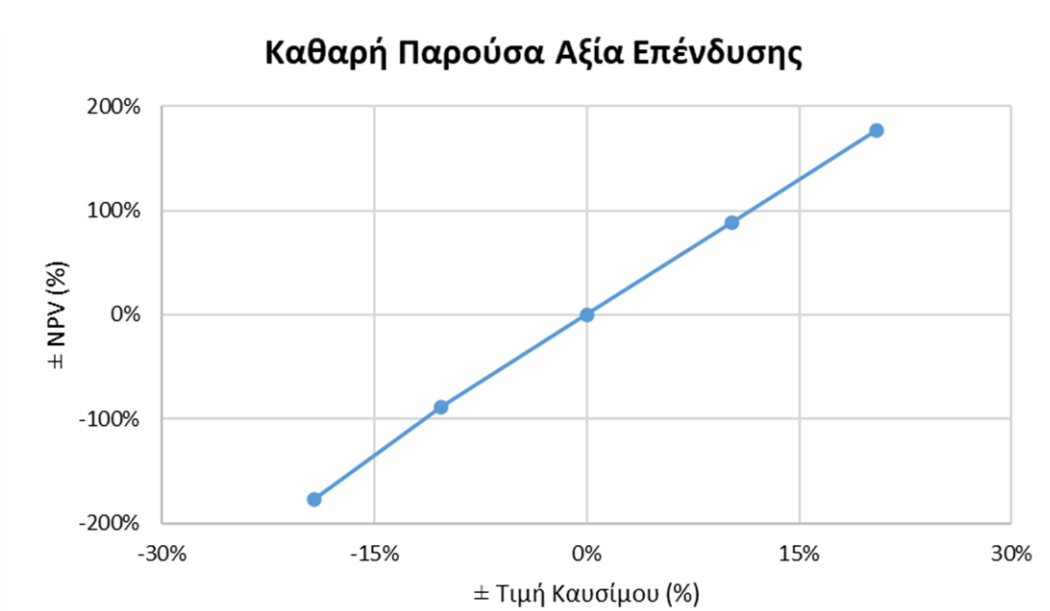
Σχήμα 72. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το αρχικό κόστος επένδυσης

5.2.4 Ανάλυση ευαισθησίας της επένδυσης ως προς το κόστος καυσίμου

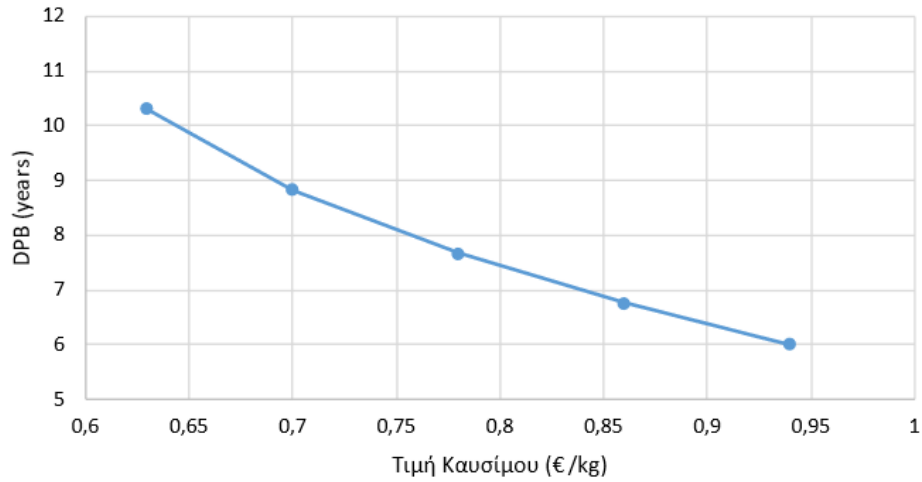
Στα σχήματα 73 έως και Σχήμα 80 παρουσιάζονται οι τιμές των δεικτών NPV, LCOE, DPB, BCR και IRR, σε απόλυτες και ποσοστιαίες τιμές συναρτήσει του κόστους καυσίμου. Το κόστος καυσίμου λαμβάνει τιμές μεταξύ 0,63-0,94€/kg.



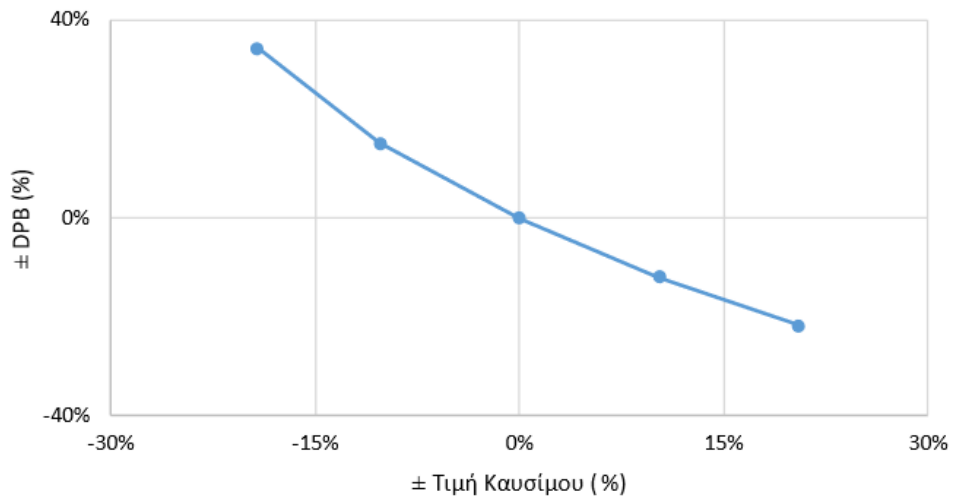
Σχήμα 73. Μεταβολή του DPB με το κόστος καυσίμου



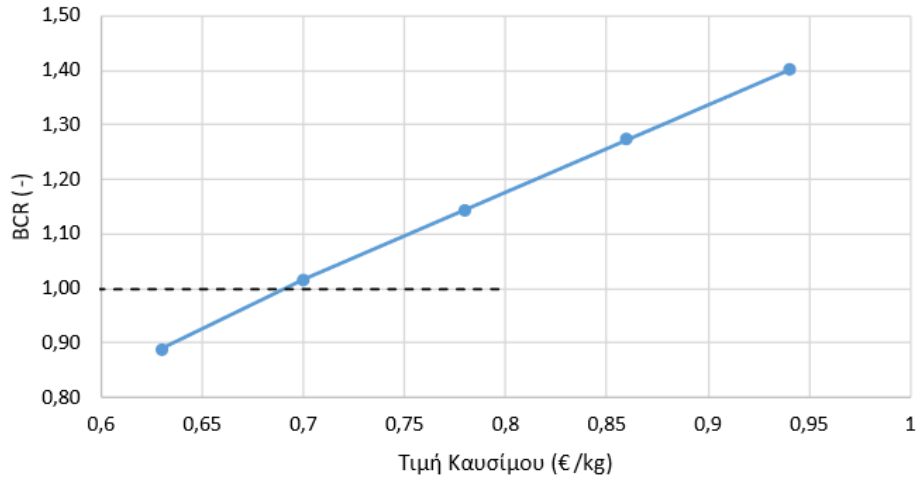
Σχήμα 74. Ποσοστιαία μεταβολή του NPV με το κόστος καυσίμου



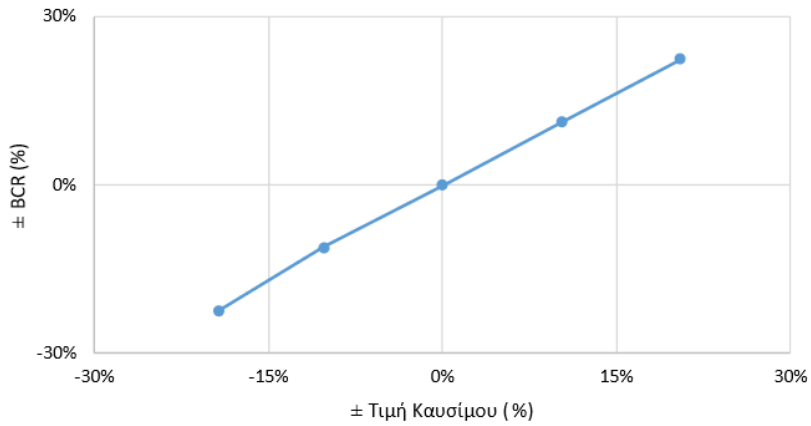
Σχήμα 75. Μεταβολή του DPB με το κόστος καυσίμου



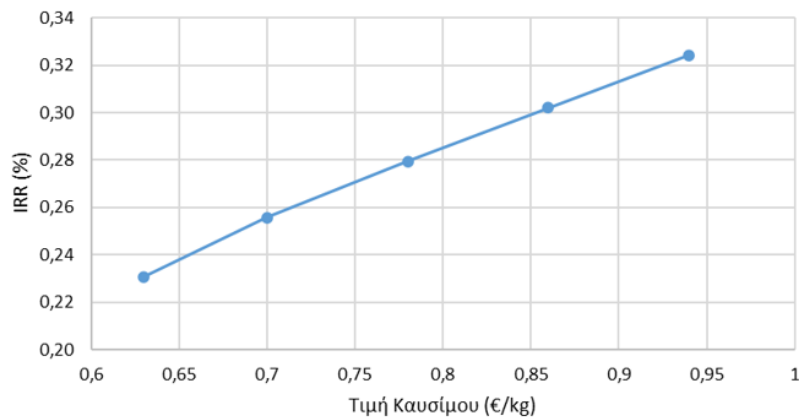
Σχήμα 76. Ποσοστιαία μεταβολή του DPB με το κόστος καυσίμου



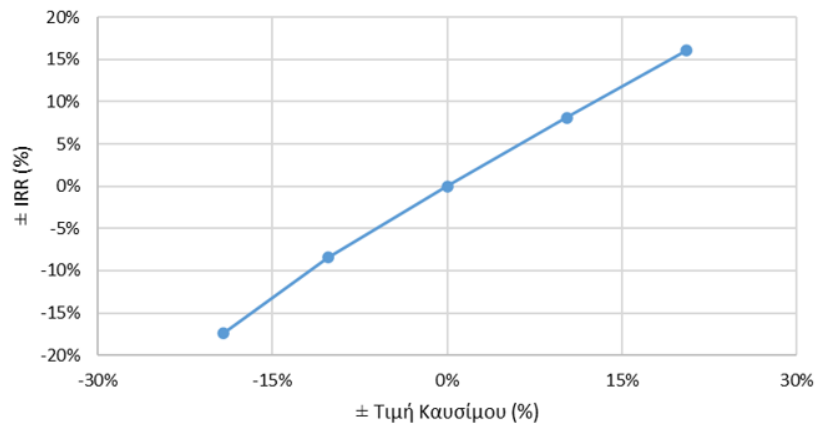
Σχήμα 77. Μεταβολή του BCR με το κόστος καυσίμου



Σχήμα 78. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το κόστος καυσίμου



Σχήμα 79. Μεταβολή του IRR με το κόστος καυσίμου



Σχήμα 80. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το κόστος καυσίμου

6. Συμπεράσματα – Προτάσεις

Η μελέτη μας οδηγεί στο συμπέρασμα πως η εγκατάσταση ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας ORC από πηγή θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας είναι μια εφικτή λύση. Τα οφέλη μιας τέτοιας εφαρμογής είναι η εξοικονόμηση ενέργειας και η μείωση των εκπομπών ρύπων από τα καυσαέρια. Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας είναι συνεχώς ωφέλιμη σε ένα πλοίο καθώς εξυπηρετεί όλα του τα συστήματα και είναι πολύ αποδοτική στη χρήση της.

Η συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από τη χρήση του ORC ανέρχεται στις 947,32 MWh ανά έτος, ποσότητα η οποία αποτελεί το 8% της συνολικής ενέργειας που απαιτείται για τη λειτουργία του πλοίου. Η ετήσια κατανάλωση καυσίμου μειώνεται κατά 479tn MGO, το κόστος του οποίου ανέρχεται στα 374.395 € ανά έτος.

Η χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου οδήγησε σε μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων κατά 12,7% και ειδικότερα οι εκπομπές CO₂ μειώθηκαν κατά 1500 τόνους ανά έτος, NO_x κατά 31 τόνους ανά έτος, SO_x κατά 1 τόνο ανά έτος και PM2.5 κατά 0,7 τόνους ανά έτος.

Παρά τις χαμηλές ώρες λειτουργίας του κινητήρα (2.100 ώρες ανά έτος) από τον οποίο πραγματοποιείται η ανάκτηση ενέργειας, η επένδυση θεωρείται βιώσιμη με συντελεστή IRR=27,9% και περίοδο αποπληρωμής τα 7,7 έτη. Το αρχικό κόστος της επένδυσης ανέρχεται στα 2.099.452 € με σταθμισμένο κόστος ενέργειας LCOE=367,10 €/MWh και κόστος λειτουργίας και συντήρησης τα 41.989 € ανά έτος.

Αντικείμενο περαιτέρω μελέτης της εργασίας θα αποτελούσε η εγκατάσταση συστήματος αυτομάτου ελέγχου για την παρακολούθηση και λειτουργία του ORC. Ο λόγος που κρίνεται σκόπιμη η λειτουργία της εγκατάστασης χωρίς ανθρώπινη παρουσία είναι η υψηλή τοξικότητα και ευφλεκτότητα που παρουσιάζουν οι υδρογονάνθρακες που αποτελούν τα προτιμώμενα οργανικά ρευστά για πηγή θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών.

Μία διαφορετική προσέγγιση θα αποτελούσε η χρήση ενδιάμεσου κύκλου ψύξεως μέσω θερμικού ελαίου και η μετέπειτα αξιοποίηση του με οργανικό μέσο που διαθέτει χαμηλότερο συντελεστή επικινδυνότητας.

Επιπρόσθετα θα μπορούσε να εξεταστεί η δυνατότητα ανάκτησης ενέργειας του ύδατος ψύξεως των κινητήρων, το οποίο αποτελεί πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Μια τέτοια εγκατάσταση θα είχε ενδιαφέρον να εξεταστεί ως φθηνότερη εναλλακτική μικρότερης κλίμακας για την ανάκτηση ενέργειας στο πλοίο που εξετάζεται.

7. Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1. MARPOL Annex VI NO _x emission limits [2]	14
Πίνακας 2. MARPOL Annex VI fuel sulfur limits [2].....	15
Πίνακας 3. Σύνοψη εκτονωτών που χρησιμοποιούνται σε ORC [5].....	34
Πίνακας 4. Εκτιμώμενη λειτουργική θερμοκρασία οργανικών υγρών ORC [7]	44
Πίνακας 5. Κοινά εργαζόμενα ρευστά σε εμπορικές εγκαταστάσεις ORC.....	47
Πίνακας 6. Λειτουργικοί παράμετροι αεριοστρόβιλου GE LM-2500	49
Πίνακας 7. Λειτουργικοί παράμετροι κινητήρα MTU 20V 956 TB 82	49
Πίνακας 8. Λειτουργικοί παράμετροι κινητήρα MTU 8V 396 TB 53.....	50
Πίνακας 9. Ώρες λειτουργίας ανά έτος των μηχανών	50
Πίνακας 10. Κατανομή φορτίων μηχανών πρόωσης ανά έτος.....	50
Πίνακας 11. Συγκριτικός πίνακας θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών κινητήρων	53
Πίνακας 12. Χαρακτηριστικές ιδιότητες καυσίμου F-76	54
Πίνακας 13. Λειτουργικές παράμετροι κινητήρα MTU 20V 956 TB 82	56
Πίνακας 14. Δεδομένα εισόδου για την επιλογή οργανικού ρευστού.....	57
Πίνακας 15. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά υδρογονανθράκων.....	58
Πίνακας 16. Παραδοχές μεταβλητών υπολογιστικού μοντέλου.....	59
Πίνακας 17. Μέση ετήσια τιμή του CEPCI για την χρονική περίοδο 2008-2023.....	65
Πίνακας 18. Παραδοχές οικονομικής ανάλυσης	67
Πίνακας 19. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά βενζολίου στο σημείο σχεδίασης	70
Πίνακας 20. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά συστήματος στο σημείο σχεδίασης.....	71
Πίνακας 21. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εναλλακτών στο σημείο σχεδίασης.....	72
Πίνακας 22. Κατανάλωση καυσίμου μετά την προσθήκη συστήματος ORC	74
Πίνακας 23. Κόστη εξοπλισμού και εγκατάστασης ORC	77
Πίνακας 24. Οικονομικοί δείκτες επένδυσης εγκατάστασης ORC	78

8. Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1. Χάρτης των περιοχών ελέγχου εκπομπών καυσαερίων.....	15
Σχήμα 2. Διάγραμμα απωλειών ενέργειας για κινητήρα MAN B&W 12S90ME-C9.2	17
Σχήμα 3. Εγκατάσταση WHR με χρήση του Κύκλου Brayton	17
Σχήμα 4. Εγκατάσταση WHR με χρήση του Κύκλου Kalina	18
Σχήμα 5. Διάταξη θερμοδυναμικού κύκλου Clausius – Rankine	21
Σχήμα 6. Θερμοδυναμικός κύκλος Clausius – Rankine.....	22
Σχήμα 7. Οργανικός κύκλος Rankine.....	23
Σχήμα 8. Θερμοδυναμικό διάγραμμα απλού οργανικού κύκλου Rankine	25
Σχήμα 9. Μεταβολή θερμοκρασίας στον ατμοποιητή ενός ORC	26
Σχήμα 10. Μεταβολή θερμοκρασίας στον συμπυκνωτή ενός ORC.....	27
Σχήμα 11. Κατηγοριοποίηση των εκτονωτών ογκομετρικού τύπου	29
Σχήμα 12. Αρχή λειτουργίας ενός σπειροειδή εκτονωτή	30
Σχήμα 13. Αρχή λειτουργίας ενός κοχλιωτού εκτονωτή.....	30
Σχήμα 14. Άποψη του αξονικού συστήματος κυλινδρικού εκτονωτή.....	31
Σχήμα 15. Αρχή λειτουργίας περιστροφικού εκτονωτή πτερυγίων	32
Σχήμα 16. Άποψη αξονικού στροβίλου	33
Σχήμα 17. Ακτινικός στρόβιλος εισροής	33
Σχήμα 18. Ακτινικός στρόβιλος εκροής.....	34
Σχήμα 19. Εναλλάκτης αντιρροής (αριστερά) και ομορροής (δεξιά)	36
Σχήμα 20. Αυλωτός εναλλάκτης θερμότητας	37
Σχήμα 21. Πλακοειδής εναλλάκτης.....	38
Σχήμα 22. Συγκολλητός πλακοειδής εναλλάκτης	39
Σχήμα 23. Αερόψυκτος εναλλάκτης.....	39
Σχήμα 24. Κατηγορίες ρευστών ως προς την κλίση του διαγράμματος φάσεων	41
Σχήμα 25. Κατηγοριοποίηση των ρευστών ως προς την ασφάλεια κατά ASHRAE	45
Σχήμα 26. Σύστημα πρόωσης CODOG	49
Σχήμα 27. Διαθέσιμος χώρος εγκατάστασης στο μηχανοστάσιο αεριοστροβίλων	52
Σχήμα 28. Διαθέσιμος χώρος εγκατάστασης στο μηχανοστάσιο κινητήρων diesel	52
Σχήμα 29. Διάγραμμα ανάκτησης ενέργειας μέσω ORC από κινητήρα Diesel	58
Σχήμα 30. Διακύμανση τιμής MGO στο λιμάνι του Πειραιά το 2023.....	68
Σχήμα 31. Συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από το ORC.....	69
Σχήμα 32. Βαθμός απόδοσης εγκατάστασης ORC.....	70
Σχήμα 33. Θερμοδυναμικός κύκλος βενζολίου στο σημείο σχεδίασης	71
Σχήμα 34. Απόδοση ORC και παραγόμενη ενέργεια σε μερικό φορτίο.....	72
Σχήμα 35. Θερμοδυναμικός κύκλος ατμοποιητή στο σημείο σχεδίασης	73
Σχήμα 36. Θερμοδυναμικός κύκλος συμπυκνωτή στο σημείο σχεδίασης.....	73
Σχήμα 37. Ετήσια μείωση εκπομπών CO ₂ με τη χρήση ORC.....	75
Σχήμα 38. Ετήσια μείωση εκπομπών NO _x με τη χρήση ORC	75
Σχήμα 39. Ετήσια μείωση εκπομπών SO _x με τη χρήση ORC	76
Σχήμα 40. Ετήσια μείωση εκπομπών PM _{2.5} με τη χρήση ORC	76

Σχήμα 41. Κόστη εξοπλισμού συστήματος ORC	78
Σχήμα 42. Άθροισμα χρηματοροών στον χρονικό ορίζοντα της επένδυσης.....	79
Σχήμα 43. Μεταβολή του NPV με το επιτόκιο προεξόφλησης.....	80
Σχήμα 44. Ποσοστιαία μεταβολή του NPV με το επιτόκιο προεξόφλησης.....	80
Σχήμα 45. Μεταβολή του LCOE με το επιτόκιο προεξόφλησης	81
Σχήμα 46. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με το επιτόκιο προεξόφλησης	81
Σχήμα 47. Μεταβολή του DPB με το επιτόκιο προεξόφλησης.....	82
Σχήμα 48. Ποσοστιαία μεταβολή του DPB με το επιτόκιο προεξόφλησης.....	82
Σχήμα 49. Μεταβολή του BCR με το επιτόκιο προεξόφλησης	83
Σχήμα 50. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το επιτόκιο προεξόφλησης	83
Σχήμα 51. Μεταβολή του IRR με το επιτόκιο προεξόφλησης	84
Σχήμα 52. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το επιτόκιο προεξόφλησης	84
Σχήμα 53. Μεταβολή του NPV με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	85
Σχήμα 54. Ποσοστιαία μεταβολή του NPV με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	86
Σχήμα 55. Μεταβολή του LCOE με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	86
Σχήμα 56. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	87
Σχήμα 57. Μεταβολή του DPB με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	87
Σχήμα 58. Ποσοστιαία μεταβολή του DPB με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	88
Σχήμα 59. Μεταβολή του IRR με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	88
Σχήμα 60. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	89
Σχήμα 61. Μεταβολή του IRR με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	89
Σχήμα 62. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	90
Σχήμα 63. Μεταβολή του NPV με το αρχικό κόστος επένδυσης.....	91
Σχήμα 64. Ποσοστιαία μεταβολή του NPV με το αρχικό κόστος επένδυσης.....	91
Σχήμα 65. Μεταβολή του LCOE με το αρχικό κόστος επένδυσης	92
Σχήμα 66. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με το αρχικό κόστος επένδυσης	92
Σχήμα 67. Μεταβολή του DPB με το αρχικό κόστος επένδυσης.....	93
Σχήμα 68. Ποσοστιαία μεταβολή του DPB με το αρχικό κόστος επένδυσης.....	93
Σχήμα 69. Μεταβολή του BCR με το αρχικό κόστος επένδυσης	94
Σχήμα 70. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το αρχικό κόστος επένδυσης	94
Σχήμα 71. Μεταβολή του IRR με το αρχικό κόστος επένδυσης	95
Σχήμα 72. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το αρχικό κόστος επένδυσης	95
Σχήμα 73. Μεταβολή του DPB με το κόστος καυσίμου.....	96

Σχήμα 74. Ποσοστιαία μεταβολή του NPV με το κόστος καυσίμου.....	96
Σχήμα 75. Μεταβολή του DPB με το κόστος καυσίμου.....	97
Σχήμα 76. Ποσοστιαία μεταβολή του DPB με το κόστος καυσίμου.....	97
Σχήμα 77. Μεταβολή του BCR με το κόστος καυσίμου.....	98
Σχήμα 78. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το κόστος καυσίμου.....	98
Σχήμα 79. Μεταβολή του IRR με το κόστος καυσίμου.....	98
Σχήμα 80. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το κόστος καυσίμου.....	99

9. Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 1. Ηχομονωτικό κέλυφος κινητήρα MTU 20V 956 TB 82..... 51

10. Κατάλογος Αναφορών

- [1] C. Sun και Y. Li, «Pollution Control of Exhaust Emissions of Marine Diesel Engines,» σε *4th International Symposium on Resource Exploration and Environmental Science*, 2020.
- [2] Amendments to MARPOL Annex VI and the NO Technical Code, Marine Environment Protection Committee, 2005.
- [3] I.M.O., «Fourth IMO GHG Study 2020,» INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION, London, 2021.
- [4] P. Breeze, *Piston Engine-Based Power Plants*, Elsevier, 2018.
- [5] A. H. Tarrad, *What Every Engineer Should Know about the Organic Rankine Cycle and Waste Energy Recovery*, Cambridge Scholars, 2022.
- [6] M. Astolfi και E. Macchi, σε *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, Woodhead Publishing, 2017.
- [7] J. Bao και L. Zhao, «A review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τόμ. 24, 2013.
- [8] ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 34-2022 - Designation and Safety Classification of Refrigerants, ASHRAE, 2022.
- [9] V. I. Grover, *Encyclopedia of Global Warming & Climate Change Second Edition*, SAGE Publications, 2012.
- [10] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. b. Declaye, P. Dewallef και V. Lemort, «Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τόμ. 22, 2013.
- [11] NATO, APLP-1385 Guide Specification (Minimum Quality Standards) for Naval Distillate Fuels (F-75 and F-76) APLP-1385, NATO Standardization Agency, 2014.
- [12] «<http://www.coolprop.org>,» [Ηλεκτρονικό].
- [13] K. Braimakis, *Multi-Scale Thermo-Economic Optimization and Thermodynamic Assessment of Energetic and Exergetic Efficiency Improvement Concepts of Organic Rankine Cycle*, Athens: National Technical University of Athens, 2018.

- [14] G. Kallis, T. C. Roumpedakis, P. Pallis, Z. Koutantzi, A. Charalampidis και S. Karellas, «Life Cycle Analysis of a Waste Heat Recovery for Marine Engines Organic Rankine Cycle,» *Energy*, τόμ. 257, 2022.
- [15] Α. Ζερβός και Γ. Κάραλης, Σημειώσεις Αιολικής Ενέργειας, Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2018.
- [16] S. Gorgousopoulos, K. Braimakis, D. Grimekis και S. Karellas, «Thermodynamic and Techno-Economic Assessment of Pure and Zeotropic Fluid ORCs for Waste Heat Recovery in a Biomass IGCC Plant,» τόμ. 183, αρ. Applied Thermal Engineering, 2021.
- [17] «<https://www.xe.com/currencyconverter>,» [Ηλεκτρονικό].
- [18] «<https://shipandbunker.com/prices/emea/medabs/gr-pir-piraeus>,» [Ηλεκτρονικό].
- [19] P. Jun, M. Gillenwater και W. Barbour, CO₂, CH₄, and N₂O Emissions from Transportation-water-borne Navigation, τόμ. 13, Good Practice Guidance and Uncertainty Management in National Greenhouse Gas Inventories, Institute for Global Environmental Strategies (IGES), 2002.
- [20] L. A. Díaz-Secades, R. Gonz´alez και N. Rivera, «Waste Heat Recovery from Marine Engines and their Limiting Factors: Bibliometric Analysis and Further Systematic Review,» *Cleaner Energy Systems*, τόμ. 6, 2023.
- [21] IPCC, «Climate Change 2007 Synthesis Report,» Intergovernmental Panel on Climate Change, 2008.
- [22] P. Pallis, Experimental Investigation and Economic Assesment of a Fully Automated Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Marine Engine Jacket Cooling Water, Athens: National Technical University of Athens, 2020.
- [23] «Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council,» Strasbourg, 2006.
- [24] Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) No 842/2006, Official Journal of the European Union, 2014.
- [25] Μ. Καλικάτζαράκης, Εκμετάλλευση Απορριπτόμενης Θερμότητας Χαμηλών Θερμοκρασιών Ναυτικών Κινητήρων Diesel με Χρήση Οργανικού Κύκλου Rankine, Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2013.
- [26] Χ. Κατσάνος, Τεχνολογίες Εκμετάλλευσης της Θερμότητας Καυσαερίων σε Κινητήρες Diesel, Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2011.

- [27] B. F. Tchanche, *Low-Grade Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycles*, Agricultural University of Athens, 2010.
- [28] Ε. Καπράλος, *Τεχνοοικονομική Αξιολόγηση Συστήματος Εκμετάλλευσης Απορριπτόμενης Θερμότητας από τα Χιτώνια Ψύξεως Ναυτικού Κινητήρα Diesel με χρήση του Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC) σε Πλοίο*, Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2022.
- [29] A. S. Chowdhury και M. M. Ehsan, «A Critical Overview of Working Fluids in Organic Rankine, Supercritical Rankine, and Supercritical Brayton Cycles Under Various Heat Grade Sources,» *International Journal of Thermofluids*, τόμ. 20, 2023.
- [30] H. Chen,, D. Y. Goswami και E. K. Stefanakos, «A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τόμ. 14, 2010.
- [31] M. G. Civgin και G. Deniz, «Analyzing the Dual-Loop Organic Cycle for Waste Heat Recovery of Container Vessel,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 199, 2021.
- [32] G. Radica, «Efficiency Increase in Ship's Primal Energy System Using a Multistage Compression with Intercooling,» *Thermal Science*, 2015.
- [33] O. Dumont, L. Talluri, D. Fiaschi, G. Manfrida και V. Lemort, «Comparison of a Scroll, a Screw, a Roots, a Piston Expander and a Tesla Turbine for Small-Scale Organic Rankine Cycle,» Thermodynamics laboratory, University of Liège; Department of Industrial Engineering, Università degli Studi di Firenze.
- [34] M. E. Mondejar, F. Ahlgren, M. Thern και M. Genrup, «Quasi-Steady State Simulation of an Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery in a Passenger Vessel,» *Applied Energy*, τόμ. 185, 2017.
- [35] L. Zhen, M. Li, Z. Hu, W. Lv και X. Zhao, «The Effects of Emission Control Area Regulations on Cruise Shipping,» *Transportation Research Part D*, τόμ. 62, 2018.
- [36] S. Douvartzides και I. Karmalis, «Working Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) Exhaust Heat Recovery of an Internal Combustion Engine Power Plant,» *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, τόμ. 161, 2016.
- [37] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin και V. Lemort, «Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,» *Industrial & Engineering Chemistry Research*, τόμ. 53, pp. 2498-2508, 2014.

- [38] J. Song και C.-w. Gu, «Analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) systems with pure hydrocarbons and mixtures of hydrocarbon and retardant for engine waste heat recovery,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 89, 2015.
- [39] M. Astolfi, *An Innovative Approach for the Techno-Economic Optimization of Organic Rankine Cycles*, Politecnico di Milano, 2017.
- [40] T. C. Roumpedakis , N. Fostieris, K. Braimakis, E. Monokrousou, A. Charalampidis και S. Karellas, «S. Techno-Economic Optimization of Medium Temperature Solar-Driven Subcritical Organic Rankine Cycle,» *Thermo*, 2021.
- [41] M. Adams και F. Antognazza, «EMEP/EEA air pollutant emission inventory guidebook 2019,» European Environment Agency, 2019.