

**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΑΞΙΟΠΟΙΗΣΗΣ ΠΑΛΑΙΩΝ Α.Η.Σ. ΓΙΑ  
ΑΛΛΕΣ ΧΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟ ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΗΣ  
ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ**

**ΚΟΥΛΤΟΥΚΗΣ ΘΕΟΦΑΝΗΣ**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΚΟΛΟΚΟΤΡΩΝΗΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ  
ΜΕΛΟΣ Ε.ΔΙ.Π ΠΔΜ**

**ΚΟΖΑΝΗ, ΝΟΕΜΒΡΙΟΣ 2018**

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με την αξιοποίηση παλαιών Ατμοηλεκτρικών Σταθμών (ΑΗΣ), έτσι ώστε να μπορούν να ανταποκριθούν στο βαθμό που μπορούν στις σύγχρονες απαιτήσεις της αγοράς ενέργειας, τόσο από οικονομικής άποψης όσο και από ενεργειακής. Για το λόγο αυτό, επιλέχθηκε η μονάδα IV του ΑΗΣ Καρδιάς ως ένα πρότυπο παλαιάς ατμοηλεκτρικής μονάδας, που υπολογίζεται εντός του 2019 να σταματήσει τη λειτουργία του. Αυτό που έγινε είναι η δημιουργία σεναρίων επεμβάσεων στη μονάδα, με στόχο την εξαγωγή του βέλτιστου σεναρίου από άποψη εξοικονόμησης ενέργειας αλλά και οικονομικών δεικτών, με τελικό στόχο να συνεχιστεί η λειτουργία της μονάδας για όσο το δυνατόν περισσότερο γίνεται. Μία άλλη βασική παράμετρος που εξετάστηκε ήταν κατά πόσο μπορεί να χρησιμοποιηθεί θερμική ενέργεια από τον σταθμό για άλλες χρήσεις όπως για παράδειγμα για τηλεθέρμανση και κατά πόσο αυτή η πρακτική είναι αποτελεσματική.

## **ABSTRACT**

This thesis deals with the exploitation of old thermal power stations, so that they can respond to the requirements of the modern energy market, not only from the economic side of view but also from the power side. For this reason, Unit IV from the thermal power station of Kardia was selected as a standard of an old power station, which is going to shut down in 2019. What happened in the course of this thesis was the creation of different intervention scenarios, with the aim of extracting the best scenario out of them, both from the aspect of economics and energy savings, with the ultimate goal being the continuation of the units' operation. Another basic parameter that was examined was to what degree thermal energy from the station could be used for other uses such as district heating and to what extent this practice is effective.

## Ευχαριστίες

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω ένα σύνολο ανθρώπων, των οποίων η βοήθεια ήταν καταλυτική ώστε να υλοποιηθεί αυτή η διπλωματική εργασία, και πόσο μάλλον να ολοκληρωθεί και όλη η διαδρομή πριν την εργασία.

Συγκεκριμένα, θα ήθελα να ευχαριστήσω των κ. Κολοκοτρώνη Δημήτριο, μέλος Ε.Ι.ΔΙ.Π του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας, τόσο για την ανάθεση του θέματος και της εμπιστοσύνης που μου έδειξε, όσο και για την καθοδήγηση και τις πολύτιμες συμβουλές που προσέφερε κατά τη διάρκεια υλοποίησης της εργασίας.

Επίσης, ένα μεγάλο ευχαριστώ οφείλω στην οικογένεια μου, που πίστεψαν σε μένα και μου έδωσαν τη δυνατότητα αλλά και όλη την αναγκαία στήριξη προκειμένου να σπουδάσω και να γίνω ένας μηχανολόγος μηχανικός.

ΚΟΖΑΝΗ, ΝΟΕΜΒΡΙΟΣ 2018

Κουλτούκης Θεοφάνης

## Περιεχόμενα

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	2
ABSTRACT .....	3
Ευχαριστίες.....	4
1. Εισαγωγή.....	7
1.1 Ενεργειακό τοπίο στην Ελλάδα.....	7
1.2 Αξιοποίηση παλαιών ΑΗΣ .....	9
1.3 Άλλες χρήσεις των ΑΗΣ.....	11
1.3.1 Τηλεθέρμανση .....	12
1.3.1.1 Ορισμός.....	12
1.3.1.2 Ιστορικά Στοιχεία.....	13
1.3.1.3 Ελλάδα.....	13
1.3.1.4 Τηλεθέρμανση Κοζάνης .....	13
1.3.1.5 Τηλεθέρμανση Πτολεμαΐδας.....	14
1.3.2 Συμπαραγωγή .....	15
2. Μοντελοποίηση και Προσομοίωση.....	17
2.1 Θερμοδυναμικοί κύκλοι – Βασικά στοιχεία .....	17
2.1.1 Θερμοδυναμικός κύκλος Rankine .....	18
2.1.1.1 Αρχή λειτουργίας.....	18
2.1.1.2 Ενεργειακή ανάλυση του ιδανικού κύκλου Rankine .....	19
2.1.1.3 Απόκλιση πραγματικού κύκλου Rankine από τον ιδανικό.....	20
2.1.2 Θερμοδυναμικός κύκλος Brayton .....	22
2.1.2.1 Αρχή λειτουργίας.....	22
2.1.2.2 Ενεργειακή ανάλυση κύκλου Brayton .....	23
2.1.2.3 Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου Brayton από τον ιδεατό .....	25
2.2 Συνδυασμένος κύκλος .....	26
2.3 Περιγραφή του λογισμικού Gatecycle™ .....	27
2.3.1 Γενική περιγραφή.....	27

2.4 Σύνταξη του προτύπου .....	29
2.5 Παρουσίαση σεναρίων αναβάθμισης της μονάδας .....	33
2.5.1 Βασικά σενάρια .....	34
2.5.2 Σενάρια χρήσης εναλλακτικών καυσίμων .....	38
2.6 Βασικές σχέσεις και ενεργειακά ισοζύγια .....	40
2.6.1 Δείκτες αποδοτικότητας συστημάτων συμπαραγωγής .....	53
2.6.2 Οικονομικοί δείκτες .....	56
3. Αποτελέσματα προσομοιώσεων .....	57
3.1 Αποτελέσματα προσομοίωσης μονάδας .....	57
3.2 Αποτελέσματα βασικών σεναρίων .....	60
3.3 Αποτελέσματα σεναρίων εναλλακτικών καυσίμων .....	64
4. Τεχνοοικονομική ανάλυση σεναρίων .....	85
4.1 Βασικά σενάρια .....	85
4.2 Εναλλακτικά σενάρια .....	86
5. Συμπεράσματα .....	88
Βιβλιογραφία .....	90
Παράρτημα .....	93

# 1. Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται στοιχεία για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα αλλά και εξελίξεις που συμβαίνουν στο ενεργειακό τοπίο της χώρας. Επίσης, παρουσιάζονται τρόποι αξιοποίησης παλαιών ατμοηλεκτρικών μονάδων με ταυτόχρονη παράθεση παραδειγμάτων από ήδη δοκιμασμένα μοντέλα στο εξωτερικό. Τέλος, δίνονται κάποιες βασικές πληροφορίες για τη συμπαραγωγή αλλά και την τηλεθέρμανση γενικά.

## 1.1 Ενεργειακό τοπίο στην Ελλάδα

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα προέρχεται κυρίως από θερμοηλεκτρικούς σταθμούς. Στην Περιφέρεια Δυτικής Μακεδονίας παράγεται περίπου το 50% της συνολικής ηλεκτρικής ενέργειας. Η συγκέντρωση των θερμοηλεκτρικών σταθμών στο Βορρά της χώρας δημιουργεί αυξημένες απώλειες κατά τη μεταφορά της ηλεκτρικής ενέργειας στα κέντρα κατανάλωσης και ανισορροπία στη λειτουργία. Ωστόσο ο σχεδιασμός τους βασίστηκε στην εγγύτητά τους στις περιοχές που υπάρχουν πλούσια κοιτάσματα λιγνίτη, ο οποίος αποτελεί την καύσιμη πρώτη ύλη για αυτούς τους σταθμούς. Στη χώρα μας υπάρχουν τέσσερις περιοχές με σημαντικά αποθέματα λιγνίτη, στη Δράμα, στη Δυτική Μακεδονία, στην Ελασσόνα και στη Μεγαλόπολη. Σύμφωνα με στοιχεία του 2011 για το Διασυνδεδεμένο Σύστημα (National Report PAE 2012) [1] το 66.5% της εγκατεστημένης ισχύος των ηλεκτροπαραγωγικών μονάδων είναι θερμικοί σταθμοί, εκ των οποίων με λιγνίτη 4930 MW, με πετρέλαιο 730 MW και με φυσικό αέριο 4579 MW. Το 19.6% είναι μεγάλοι υδροηλεκτρικοί σταθμοί και το 13.9% είναι μονάδες ΑΠΕ.

Με βάση πάλι πρόσφατη έκθεση της Ρυθμιστικής Αρχής Ενέργειας (ΡΑΕ), του 2017 (στοιχεία του 2016), η εγκατεστημένη ισχύς ανά τύπο καυσίμου φαίνεται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 1.1), μαζί με στοιχεία για την εγκατεστημένη ισχύ για προηγούμενα έτη:

Table 18. Installed Capacity by Fuel				
By fuel	Installed Capacity 2016 (MW)	Installed Capacity 2015 (MW)	Installed Capacity 2014 (MW)	Installed Capacity 2013 (MW)
Lignite	3912	4456	4456	4456
Natural Gas	5239	5751	4906	4906
Oil	0	698	698	698
Hydro	3173	3173	3173	3018
RES	4873	4594	4464	4295
Total	17.197	18671,4	17696,5	17373,0

Πίνακας 1.1: Εγκατεστημένη ισχύς ανά τύπο καυσίμου (Πηγή: ΠΑΕ [1])

Με την πάροδο των ετών, παρατηρούνται τα εξής:

- Κλείσιμο και των τελευταίων σταθμών με καύσιμο το πετρέλαιο (για το διασυνδεδεμένο σύστημα) μιας και η παραγωγή ηλεκτρισμού με βάση το πετρέλαιο είναι η πλέον ασύμφορη, τουλάχιστον για τα δεδομένα τα Ελλάδας..
- Μεγαλύτερη διείσδυση των Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας (ΑΠΕ) στο ενεργειακό μίγμα της χώρας.
- Μείωση της παραγόμενης ισχύος από σταθμούς με καύσιμο το λιγνίτη λόγω παλαιότητας αλλά και αδυναμίας συμμόρφωσης στις σύγχρονες απαιτήσεις που τίθενται από την Ευρωπαϊκή Ένωση
- Το φυσικό αέριο καταλαμβάνει όλο και περισσότερο μερίδιο στην ελληνική αγορά ενέργειας, λόγω της χαμηλής του τιμής και της 'καθαρότητάς' του ως καύσιμο. Επίσης, στα πλαίσια της ιδιωτικοποίησης του τομέα της ενέργειας, όσες εταιρίες διαθέτουν σταθμούς παραγωγής χρησιμοποιούν φυσικό αέριο, καθώς η ΔΕΗ κατέχει ακόμα στο μονοπώλιο στην εξόρυξη λιγνίτη. . Βέβαια, αναγκαία προϋπόθεση για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από φυσικό αέριο είναι η ύπαρξη αγωγού φυσικού αερίου, γεγονός που δεν βοηθάει και τόσο στην αποκέντρωση της παραγωγής ενέργειας. Βέβαια, με βάση τις υφιστάμενες υποδομές και διαδρομές του φυσικού αερίου, υπάρχει η δυνατότητα (και ήδη υπάρχουν) μονάδες παραγωγής ενέργειας και στα νοτιότερα τμήματα της χώρας, όπου είναι και πιο ενεργοβόρα.



## 1.2 Αξιοποίηση παλαιών ΑΗΣ

Μέσα σε αυτό το κλίμα, με την τιμολόγηση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, η λύση βρίσκεται είτε στη δημιουργία νέων σταθμών είτε στην αναβάθμιση παλαιότερων. Και ενώ η δημιουργία νέων σταθμών είναι μια χρονοβόρα και απαιτητική διαδικασία (Πτολεμαΐδα V), οι κατά τόπους αναβαθμίσεις που μπορούν να γίνουν σε μία μονάδα έχουν σημαντικά οφέλη, όπως:

- Αύξηση του βαθμού απόδοσης με ότι αυτό συνεπάγεται (μείωση κατανάλωσης καυσίμου, μείωση εκπομπών κ.α.)
- Αύξηση της παραγόμενης ισχύος (στην περίπτωση εγκατάστασης αεριοστροβίλων ή λεβήτων ανάκτησης θερμότητας)
- Παράταση στη διάρκεια ζωής παλαιών μονάδων, που αποτελεί ένα πολύ σημαντικό ζήτημα, καθώς τα κενά ισχύος που αφήνουν αυτές οι μονάδες πρέπει να καλυφθούν από εισαγωγές ενέργειας (μέχρι τουλάχιστον να αντιμετωπιστεί αυτό το κενό), εκτοξεύοντας την τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας [2].
- Αξιοποίηση της πλεονάζουσας θερμικής ενέργειας με την εγκατάσταση π.χ. συστήματος τηλεθέρμανσης ή χρήση της θερμικής αυτής ενέργειας στη βιομηχανία. Με αυτό τον τρόπο, ο σταθμός μετατρέπεται σε ΣΗΘ, με βαθμό απόδοσης άνω του 75-80%, με όσα οφέλη αυτό συνεπάγεται.
- Απαιτούν λιγότερο χρόνο και κεφάλαια από ότι μία νέα μονάδα.
- Στην περίπτωση αξιοποίησης βιομάζας ως καύσιμο (είτε σε ένα ποσοστό είτε εξ ολοκλήρου), υπάρχουν πολλαπλά οφέλη για το περιβάλλον λόγω των μικρότερων εκπομπών CO<sub>2</sub> ενώ οφέλη υπάρχουν κυρίως οικονομικά και για τις τοπικές κοινωνίες, όπου η καλλιέργεια, συγκομιδή και τροφοδοσία της μονάδας με βιομάζα, δημιουργεί νέα οικονομικά κίνητρα για τους κατοίκους.

Μάλιστα, πολλά παραδείγματα τέτοιων μονάδων υπάρχουν στο εξωτερικό, όπου από μικρής μέχρι μεγάλης κλίμακας επεμβάσεις αναζωογόνησαν τις μονάδες αυτές. Ένα παράδειγμα επένδυσης μικρής κλίμακας αποτελεί μία μονάδα συμπαραγωγής της Energie Baden-Württemberg, στο Altbach, κοντά στη Στουτγάρδη. Συγκεκριμένα, η εταιρία θέλοντας να κρατήσει 'ζωντανή' τη μονάδα για τα επόμενα 30 χρόνια, επένδυσε 30 εκατομμύρια ευρώ για την αντικατάσταση των συστημάτων ελέγχου της μονάδας με νέα αλλά και την αναβάθμιση του ατμοστροβίλου εσωτερικά, διατηρώντας το εξωτερικό

κέλυφος του στροβίλου άθικτο. Τα αποτελέσματα ήταν να αυξηθεί η παραγόμενη ισχύς κατά 11 MW και να μειωθούν οι εκπομπές CO<sub>2</sub> κατά 50000 τόνους ετησίως, με τη λειτουργία της μονάδας να είναι πάνω από 4000 ώρες σε πλήρες φορτίο ανά έτος [3].

Ένα παράδειγμα επέμβασης μεγάλης κλίμακας αποτελεί η μονάδα 4450 MW της Polska Grupa Energetyczna, στο Belchatow της Πολωνίας (Σχήμα 1.2). Πρόκειται για την μεγαλύτερη ατμοηλεκτρική μονάδα που χρησιμοποιεί στερεά καύσιμα στην Ευρώπη, παράγοντας το 1/5 της ηλεκτρικής ενέργειας της Πολωνίας. Αποτελείται από 12 μονάδες των 370/380 MW με κύριο καύσιμο το λιγνίτη. Εκτός από την εγκατάσταση συστήματος αποθείωσης σε 10 από τις 12 μονάδες, τον Απρίλιο του 2009, η Alstrom πήρε ένα συμβόλαιο 160 εκατομμυρίων ευρώ για τον εκσυγχρονισμό της μονάδας 6 του σταθμού. Οι αλλαγές ήταν ριζικές, περιλαμβάνοντας αντικαταστάσεις του λέβητα, βοηθητικού εξοπλισμού, του ατμοστροβίλου, της γεννήτριας κ.α. Το αποτέλεσμα της επέμβασης ήταν να πέσουν οι εκπομπές NO<sub>x</sub> στο μισό, οι εκπομπές CO<sub>2</sub> να μειωθούν κατά 400000 τόνους ετησίως, η διαθεσιμότητα της μονάδας να βελτιωθεί και να επεκταθεί η διάρκεια ζωής της κατά 20 χρόνια [3].



**Σχήμα 1.2: Ατμοηλεκτρικός Σταθμός Belchatow (Πηγή: Wikipedia [4])**

Επίσης, τον Νοέμβριο του επόμενου έτους, δόθηκε άλλο ένα συμβόλαιο 140 εκατομμυρίων ευρώ στη Alstrom για την αντικατάσταση των ατμοστροβίλων από τις μονάδες 7 ως 12, μαζί με όλο τον παρελκόμενο εξοπλισμό (βαλβίδες bypass, ελεγκτές, βοηθητικά συστήματα κ.α.) αλλά και το σύστημα ελέγχου ποιότητας του αέρα. Το αποτέλεσμα ήταν η αύξηση της ισχύος κατά 20 MW ανά μονάδα (120 MW συνολικά),

αύξηση του βαθμού απόδοσης κατά 2.4%, μείωση των εκπομπών κατά 600000 τόνους ετησίως κάνοντας πλέον συμβατές τις μονάδες με την οδηγία 2001/80/WE της Ευρωπαϊκής Ένωσης και τέλος επεκτείνοντας τη λειτουργία των μονάδων για άλλα 25 χρόνια [3].

Όπως φαίνεται ξεκάθαρα, υπάρχει δυνατότητα αξιοποίησης παλαιών μονάδων και με πάρα πολύ καλά αποτελέσματα, μια πρακτική που θα μπορούσε να αποδώσει καρπούς στην Ελλάδα, καθώς μεγάλος αριθμός λιγνιτικών μονάδων που αποτελούν και τη βάση του συστήματος βρίσκεται στο τέλος του κύκλου ζωής του. Πόσο μάλλον αν ληφθεί υπ' όψιν ότι υπάρχει μεγάλος μέρος λιγνιτικών αποθεμάτων ακόμα που μπορεί να αξιοποιηθεί και με το κλείσιμο των μονάδων μένει αναξιοποίητο.

### **1.3 Άλλες χρήσεις των ΑΗΣ**

Ο όρος άλλες χρήσεις που χρησιμοποιείται και στον τίτλο, παραπέμπει σε οποιαδήποτε άλλη δραστηριότητα του ΑΗΣ εκτός από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Στο μεγαλύτερο ποσοστό, αυτές οι δραστηριότητες εντοπίζονται στον τομέα της παραγωγής θερμικής ενέργειας, ένα από τα βασικά υποπροϊόντα της διαδικασίας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, μιας και μόνο το 1/3 περίπου της θερμότητας που παράγεται κατά την καύση χρησιμοποιείται στην ηλεκτροπαραγωγή. Άλλωστε, δεν είναι τυχαία η ονομασία ενεργειακά κέντρα που δίνεται σε αυτούς τους σταθμούς, καθώς τεράστια ποσά ενέργειας μετατρέπονται από τη μία μορφή στην άλλη (χημική, θερμική, ηλεκτρική). Αυτή η δραστηριότητα ονομάζεται Συμπαράγωγή και περισσότερα αναφέρονται στη συνέχεια. Κύριοι προορισμοί αυτής της θερμικής ενέργειας αποτελούν οικίες, γραφεία, καταστήματα και γενικότερα οποιοσδήποτε χώρος χρίζει θέρμανσης (ή και ψύξης), ο τομέας της μεταποίησης (βιοτεχνίες, ελαφριά βιομηχανία) για ανάγκες του εξοπλισμού της εκάστοτε επιχείρησης (προθέρμανση καυσίμων, υποβοήθηση μικρών ατμολεβήτων κ.α.), ακόμα και θερμοκήπια. Ήδη από το 1987, στο Niederaußem, κοντά στην Κολωνία, ο εκεί ΑΗΣ των 2700 MW με καύσιμο το λιγνίτη, διοχετεύει το νερό από τους πύργους ψύξης για την θέρμανση θερμοκηπίων συνολικής έκτασης 53,000 m<sup>2</sup>. Η θερμοκρασία του νερού που προωθείται από το σταθμό προς τα θερμοκήπια διαφέρει, όταν το χειμώνα βρίσκεται στους 30°C ενώ το καλοκαίρι στους 40°C. Για τη θέρμανση των θερμοκηπίων χρησιμοποιούνται εναλλάκτες αέρος –νερού, ενώ οι συνθήκες ανάπτυξης των φυτών κρίνονται ευνοϊκές για τα συγκεκριμένα είδη φυτών, που είναι κατά κύριο λόγο λουλούδια [5].

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με το ζήτημα της τηλεθέρμανσης για οικιακή χρήση, από άποψης όλων των μορφών διοχέτευσης της θερμικής ενέργειας που

αναφέρθηκαν πριν (αγροτικός τομέας, βιομηχανία) και περισσότερες πληροφορίες για αυτήν υπάρχουν στην επόμενη ενότητα.

### **1.3.1 Τηλεθέρμανση**

Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται μία συνοπτική παρουσίαση του τρόπου λειτουργίας ενός τυπικού συστήματος τηλεθέρμανσης. Περισσότερη έμφαση δίνεται στο σύστημα τηλεθέρμανσης της πόλης της Κοζάνης, καθώς όλα τα στοιχεία για τη διαστασιολόγηση του συστήματος τηλεθέρμανσης αφορούν το συγκεκριμένο σύστημα σύστημα. Ωστόσο, δεν είναι αυτό κάθε αυτό το σύστημα τηλεθέρμανσης της Κοζάνης αλλά ένα υποθετικό σύστημα τηλεθέρμανσης, ένα πρότυπο δηλαδή (όπως και στην περίπτωση του ΑΗΣ που επιλέχθηκε) που θα μπορούσε να βρίσκεται οπουδήποτε.

#### **1.3.1.1 Ορισμός**

Τηλεθέρμανση (Τ/Θ, στη διεθνή βιβλιογραφία District Heating) ορίζεται ως η παροχή θέρμανσης μέσω ειδικού δικτύου μονωμένων αγωγών που μεταφέρουν ζεστό νερό, το οποίο έχει προηγουμένως θερμανθεί σε λέβητες. Οι λέβητες αυτοί είναι συνήθως λέβητες θερμοηλεκτρικών εργοστασίων, που βρίσκονται σε μεγάλη απόσταση από τους τελικούς καταναλωτές. Πρόκειται δηλαδή για την θέρμανση των κτιρίων μιας πόλης ή ενός τμήματος της πόλης από ένα κεντρικό καυστήρα και όχι από ατομικούς. [4]

Ένα σύστημα Τ/Θ αποτελείται από:

- Τα σταθμό παραγωγής θερμότητας όπου είναι εγκατεστημένος ο βασικός εξοπλισμός (λέβητας, σύστημα τροφοδοσίας και αποθήκευσης καυσίμου, εναλλάκτες θερμότητας κλπ).
- Το δίκτυο διανομής του μέσου (κυρίως νερό).
- Τις εσωτερικές εγκαταστάσεις θέρμανσης των κτηρίων (δίκτυα σωληνώσεων, θερμαντικά σώματα κλπ).
- Τους θερμικούς υποσταθμούς σύνδεσης των καταναλωτών μέσω των οποίων επιτυγχάνεται:
  - Το θερμό νερό της τηλεθέρμανσης να θερμαίνει το νερό του δικτύου των θερμαντικών σωμάτων του κτηρίου.
  - Να γίνεται αυτόματη ρύθμιση του νερού του καλοριφέρ ανάλογα με τις απαιτήσεις σε θέρμανση του κτηρίου.
  - Να γίνεται καταμέτρηση της κατανάλωσης του συγκεκριμένου κτηρίου.
  - Το νερό της τηλεθέρμανσης, αφού έχει θερμάνει το νερό του δικτύου του κτηρίου, να επιστρέφει μέσω των υπόγειων σωληνώσεων πίσω στον κεντρικό σταθμό προκειμένου να επαναθερμανθεί. [6]

### 1.3.1.2 Ιστορικά Στοιχεία

Οι ρίζες των πρώτων δικτύων τηλεθέρμανσης εντοπίζονται στα λουτρά και τα θερμοκήπια που υπήρχαν στη Ρωμαϊκή Αυτοκρατορία. Συνήθως, το πρώτο πραγματικά καταγεγραμμένο σύστημα τηλεθέρμανσης εντοπίζεται στην κοινότητα Chaudes-Aigues στη Γαλλία, όπου με τη χρήση γεωθερμικής ενέργειας θερμαίνονταν περί τα 30 σπίτια τον 14<sup>ο</sup> αιώνα. Το 1853, η αμερικάνικη ναυτική βάση στο Ανάπολις ξεκίνησε ένα σύστημα Τ/Θ με τη χρήση ατμού. Βέβαια, αυτά και πολλά άλλα συστήματα Τ/Θ έχουν καταγραφεί κατά τη διάρκεια των αιώνων όμως το πρώτο εμπορικά επιτυχημένο σύστημα ξεκίνησε τη λειτουργία του στο Lockport της Νέας Υόρκης το 1877, από τον αμερικανό μηχανικό Birdsill Holly, που θεωρείται από πολλούς ο πατέρας της τηλεθέρμανσης [4].

### 1.3.1.3 Ελλάδα

Στην Ελλάδα αυτή τη στιγμή τρεις πόλεις στη Δυτική Μακεδονία (Κοζάνη, Πτολεμαΐδα, Αμύνταιο) και μία στην Πελοπόννησο (Μεγαλόπολη) εξυπηρετούνται από δίκτυα Τ/Θ που εκμεταλλεύονται θερμότητα από τους τοπικούς ΑΗΣ. Τηλεθέρμανση υπάρχει και στην πόλη των Σερρών, όπου μία κεντρική μονάδα καύσης φυσικού αερίου εξυπηρετεί την πόλη (χωρίς παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας).

### 1.3.1.4 Τηλεθέρμανση Κοζάνης

Σύμφωνα με την υπ' αριθμ. 761/2012 απόφαση της ΡΑΕ περί «Χορήγησης άδειας διανομής θερμικής ενέργειας, θερμικής ισχύος 222 MWth, στην πόλη της Κοζάνης της ΔΕΥΑ Κοζάνης», η διανομή θερμότητας γίνεται στη πόλη της Κοζάνης και στα Δ.Δ. Ν. Χαραυγής και Ζώνη Ενεργού Πολεοδομίας.

Η θερμική ενέργεια που απαιτείται για τη λειτουργία της εγκατάστασης τηλεθέρμανσης Κοζάνης λαμβάνεται κατά κύριο λόγο από τις μονάδες III, IV, και V του ΑΗΣ Αγ. Δημητρίου, με την βοήθεια θερμικών εναλλακτών και την απομάστευση ατμού από την μεσαία και χαμηλή βαθμίδα των υφιστάμενων στροβίλων. Η συνολική απολαβή θερμικής ισχύος ανέρχεται σε **137 MWth**.

Το μέσο μεταφοράς της θερμικής ενέργειας είναι υπέρθερμο νερό. Η θερμική ενέργεια μεταφέρεται μέσω δισωλήνιου υπόγειου συστήματος προμονωμένων αγωγών μεταφοράς μήκους 17χιλιομέτρων στην πόλη της Κοζάνης στο κύριο αντλιοστάσιο διανομής Α1, με την βοήθεια του οποίου διανέμεται στα κτήρια. Σε ότι αφορά τους διασυνδεδεμένους οικισμούς η διανομή στο εσωτερικό δίκτυο αυτών γίνεται με την βοήθεια ξεχωριστών αντλιοστασίων.

Η απόδοση της θερμικής ενέργειας στα συστήματα κεντρικής θέρμανσης των κτηρίων γίνεται με τη χρήση εναλλακτών θερμότητας, που βρίσκονται εντός του κτηρίου. Οι θερμικοί υποσταθμοί καταναλωτών είναι τύπου καθαρής αντιρροής μη διαιρούμενου τύπου επάλληλων συγκολλημένων πλακών (Brazed Plate Heat Exchanger). Οι θερμοκρασίες εισαγωγής / επιστροφής είναι για το πρωτεύον 115°C/65°C και για το δευτερεύον 60°C/80°C, όπου πρωτεύον είναι το δίκτυο τηλεθέρμανσης που διέρχεται από την πόλη και δευτερεύον το δίκτυο διανομής των θερμαντικών σωμάτων εντός της οικίας. Οι θερμικοί υποσταθμοί στην πόλη Κοζάνης είναι ονομαστικής πίεσης 25bar και μέγιστης θερμοκρασίας λειτουργίας 130°C [7].

### 1.3.1.5 Τηλεθέρμανση Πτολεμαΐδας

Η παραγωγή της θερμότητας στην περίπτωση της Πτολεμαΐδας, πραγματοποιείται μέσω της καύσης λιγνίτη στις συμπαραγωγικές ατμοηλεκτρικές μονάδες της ΔΕΗ ενώ για τις ανάγκες αιχμής του θερμικού φορτίου και εφεδρείας, μέσω καύσης πετρελαίου στον λέβητα της Δημοτικής Επιχείρησης Τηλεθέρμανσης Πτολεμαΐδας (Δ.Ε.ΤΗ.Π.) Αναλυτικότερα η παραγωγή θερμότητας γίνεται:

- στις συμπαραγωγικές εγκαταστάσεις των Μονάδων III και IV του ΑΗΣ Καρδιάς, με θερμική ισχύ **100 MWth** και
- στο λεβητοστάσιο αιχμής – εφεδρείας, το οποίο βρίσκεται στις εγκαταστάσεις του κεντρικού αντλιοστασίου της Δ.Ε.ΤΗ.Π., στο χώρο του πρώην αγροκηπίου της Πτολεμαΐδας, με καύσιμο πετρέλαιο και λέβητα ισχύος 25 MWth.

Η ΣΗΘ του ΑΗΣ Καρδιάς γίνεται με απομάστευση ατμού από τις βαθμίδες της μέσης και χαμηλής πίεσης των ατμοστροβίλων των λιγνιτικών μονάδων. Στην συνέχεια ο ατμός ψύχεται και συμπυκνώνεται σε κατάλληλους εναλλάκτες ατμού - νερού, τύπου κελύφους - σωλήνα (Shell & Tube) όπου γίνεται η μετάδοση θερμότητας, θερμαίνοντας το νερό των επιστροφών της τ/θ από την πόλη, από τους 65ο C-70ο C στους 115°C -120°C.

Το υπέρθερμο νερό των 115°C-120°C που παράγεται στους ΑΗΣ, προσάγεται με τους αγωγούς μεταφοράς στο κεντρικό αντλιοστάσιο της Δ.Ε.ΤΗ.Π., στη συνέχεια διανέμεται στην πόλη με τους αγωγούς διανομής, μεταδίδει την θερμότητα στους καταναλωτές όπου πραγματοποιείται η ψύξη του και επιστρέφει μέσω των αγωγών επιστροφής για επαναθέρμανση στους ΑΗΣ [8].

Όλα τα παραπάνω που αναφέρθηκαν σχετικά με την τηλεθέρμανση απαιτούν την ύπαρξη ενός σταθμού συμπαραγωγής (στις περισσότερες περιπτώσεις), γι αυτό και παρακάτω αναφέρονται κάποια στοιχεία σχετικά με την έννοια της συμπαραγωγής.

### 1.3.2 Συμπαραγωγή

Συμπαραγωγή είναι η συνδυασμένη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας από την ίδια αρχική πηγή ενέργειας σε ένα ενιαίο, ολοκληρωμένο σύστημα. Πιο συγκεκριμένα, ορίζεται ως Συμπαραγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας, ενώ στη διεθνή βιβλιογραφία εντοπίζεται ως Combined Heat and Power (CHP). Αυτό έρχεται σε αντίθεση με την κοινή πρακτική, όπου η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται σε ένα κεντρικό σταθμό, ενώ χρησιμοποιείται επιτόπιος εξοπλισμός θέρμανσης και ψύξης, είτε πρόκειται για κατοικία είτε για βιομηχανία, για την κάλυψη αυτών των αναγκών, καθώς η θερμική ενέργεια που ανακτάται σε ένα σύστημα ΣΗΘ μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη θέρμανση ή ψύξη στη βιομηχανία ή τα κτίρια. Έτσι, δεν υπάρχει πλέον η ανάγκη να παραχθεί εκ νέου θερμότητα π.χ. σε κάποιο λέβητα, έτσι ώστε να καλυφτούν οι ανάγκες σε θέρμανση. Επειδή η ΣΗΘ εκμεταλλεύεται τη θερμότητα που σε άλλη περίπτωση θα χανόταν κατά τη συμβατική διακριτή παραγωγή ηλεκτρικής ή μηχανικής ενέργειας, η συνολική απόδοση αυτών των ολοκληρωμένων συστημάτων είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή των μεμονωμένων συστημάτων, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.3 παρακάτω.



Σχήμα 1.3: Συμβατικό ενεργειακό σύστημα σε σύγκριση με σύστημα συμπαραγωγής (Πηγή: Κ.Α.Π.Ε. [6])

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μέσω της αξιοποίησης συμβατικών καυσίμων είναι εξ' αρχής μη αποδοτική, καθώς μόνο το 1/3 της ενέργειας του καυσίμου αξιοποιείται, κάτι που προκύπτει και από το βαθμό απόδοσης τέτοιων μονάδων που είναι γύρω στο 30 – 35%. Στην περίπτωση των ΣΗΘ, η μικρότερη κατανάλωση καυσίμων οδηγεί και σε μειωμένες εκπομπές ρύπων σε σχέση με τη ξεχωριστή παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας. Ακόμη, η ΣΗΘ αποτελεί μια οικονομικά βιώσιμη προσέγγιση για τη μείωση των ατμοσφαιρικών ρύπων μέσω της πρόληψης της ρύπανσης, ενώ ο παραδοσιακός έλεγχος



της ρύπανσης που επιτυγχάνεται μέσω της επεξεργασίας των καυσαερίων δεν παρέχει κάποιο οικονομικό όφελος και στην πραγματικότητα οδηγεί σε μείωση της ωφέλιμης παραγόμενης ενέργειας. Στον πίνακα 1.4 που ακολουθεί, παρουσιάζεται μία γενική εικόνα των συστημάτων συμπαραγωγής. [9]

	Μονάδες ηλεκτρισμού και θερμότητας		Ολοκληρωμένες μονάδες ηλεκτρισμού και θερμότητας		
	Μονάδα ηλεκτρισμού και θερμότητας με ατμοστρόβιλο	Μονάδα συνδυασμένου κύκλου με αεριοστρόβιλο	Ολοκληρωμένη θερμική μονάδα ηλεκτροπαραγωγής με αεριοστρόβιλο	Ολοκληρωμένη θερμική μονάδα ηλεκτροπαραγωγής με βιομηχανικό κινητήρα	Μικρής κλίμακας ΣΗΘ με κινητήρα αυτοκινήτου
Σύστημα κίνησης	Ατμοστρόβιλος	Συνδυασμός ατμοστρόβιλων και αεριοστρόβιλων	Αεριοστρόβιλος	Βιομηχανικός κινητήρας Otto με τριοδικό καταλυτικό μετατροπέα, κινητήρας φτωχού μίγματος ή κινητήρας diesel με καταλυτικό μετατροπέα SCR <sup>2)</sup>	
Καύσιμο	Κάρβουνο, μαζούτ (καύση σε ρευστοποιημένη κλίνη), φυσικό αέριο, πετρέλαιο θέρμανσης (συμβατική ατμοπαραγωγή)	Φυσικό αέριο / υγραέριο, κηροζίνη, αεριοποιημένος άνθρακας (στο μέλλον)		Φυσικό αέριο / υγραέριο, βιοαέριο (επεξεργασίας λυμάτων, αγροτικής παραγωγής, αερίου ΧΥΤΑ), κηροζίνη / βιοκαύσιμα	

Επίπεδο θερμοκρασίας	Μέχρι 500 °C	Μέχρι 300 °C	Μέχρι 550 °C	Μέχρι 100 °C	Μέχρι 100 °C
Κύριο πεδίο εφαρμογής (παραδείγματα)	Τηλεθέρμανση	Τηλεθέρμανση	Θερμότητα διεργασιών για τη βιομηχανία και τα νοσοκομεία (ατμός και ζεστό νερό)	Τοπικά δίκτυα θέρμανσης, μεμονωμένα κτίρια (νοσοκομεία μεγάλα δημόσια κτίρια)	Ανεξάρτητα συγκροτήματα κατοικιών, μεμονωμένα κτίρια (σχολεία ξενοδοχεία, εμπορικές επιχειρήσεις)
Εύρος δυναμικότητας	5 – 1000 MW <sub>e</sub>	20 – 100 MW <sub>e</sub>	1 – 10 MW <sub>e</sub>	20 – 1000 kW <sub>e</sub>	5 – 15 kW <sub>e</sub>
Δείκτης συμπαραγωγής <sup>1)</sup>	0.30 – 0.60	0.80 – 1.20	0.40 – 0.60	0.55 – 0.65	0.35 – 0.45
Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης	0.25 – 0.35 <sup>3)</sup> 0.30 – 0.40 <sup>4)</sup>	0.40 - 0.50	0.20 – 0.35	0.30 – 0.40	0.25 – 0.30
Συνολική απόδοση	0.45 <sup>5)</sup> – 0.85	0.55 <sup>5)</sup> – 0.85	0.75 – 0.85	0.85 – 0.90	0.85 – 0.90
Πλεονεκτήματα	Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας σε μεγάλους σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής	Μικρό κόστος επένδυσης, μεγάλος συντελεστής συμπαραγωγής	Θερμότητα διεργασιών υψηλής θερμοκρασίας	Μικρές διαστάσεις, ολοκληρωμένη κατασκευή, υψηλός συνολικός βαθμός απόδοσης	

<sup>1)</sup> Δείκτης συμπαραγωγής = ηλεκτρική/θερμική ενέργεια  
<sup>2)</sup> SCR: εξουδετέρωση των NO<sub>x</sub> με ουρία  
<sup>3)</sup> Στρόβιλος αντίθλιψης, μέγιστη αποσύζευξη θερμότητας  
<sup>4)</sup> Στρόβιλος συμπυκνώματος, μέγιστη αποσύζευξη θερμότητας  
<sup>5)</sup> Υπόθεση: Μόνο μία πολύ μικρή ποσότητα της παραγόμενης θερμότητας ανακτάται (οι μεγάλοι θερμικοί σταθμοί συχνά κατασκευάζονται μακριά από τους καταναλωτές θερμότητας, και αυτός είναι ο λόγος που μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο ένα μικρό ποσοστό της παραγόμενης θερμότητας).

Πίνακας 1.4: Γενική εικόνα συστημάτων ΣΗΘ (Πηγή: Onsite Sycom Energy Corporation [10])



Από τον παραπάνω πίνακα, προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα:

- Κατ' αρχάς, οι τεχνολογίες που παρουσιάζονται αφορούν διαφορετικά είδη εφαρμογών. Συνεπώς, ανάλογα με τις εκάστοτε ανάγκες αλλά και δυνατότητες που υπάρχουν, επιλέγεται η κατάλληλη λύση.
- Στην δεύτερη κατηγορία εφαρμογών, παρουσιάζονται κάποιες πολύ ενδιαφέρουσες λύσεις, με υψηλούς βαθμούς απόδοσης, αλλά από την άλλη μικρή παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και σχετικά χαμηλό επίπεδο θερμοκρασίας. Βέβαια, όπως αναφέρθηκε και πριν, κάθε εφαρμογή αφορά μια συγκεκριμένη κατηγορία αναγκών που αυτή εξυπηρετεί καλύτερα.
- Στην περίπτωση της παρούσης διπλωματικής εργασίας, όσων αφορά το τμήμα της συμπαραγωγής, οι τεχνολογίες που εφαρμόζονται είναι αυτές της πρώτης κατηγορίας.

## 2. Μοντελοποίηση και Προσομοίωση

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται όλα τα απαραίτητα δεδομένα αλλά και η διαδικασία που οδήγησε τόσο στην προσομοίωση του αρχικού σταθμού, όσο και στην προσομοίωση όλων των σεναρίων.

Αρχικά, γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση των θερμοδυναμικών κύκλων που διέπουν τη λειτουργία της μονάδας. Έπειτα, γίνεται η παρουσίαση του λογισμικού που χρησιμοποιήθηκε καθώς και των σεναρίων που προσομοιώθηκαν. Τέλος, γίνεται αναφορά στις εξισώσεις που βρίσκονται πίσω από τη λειτουργία όλων των εξαρτημάτων του λογισμικού, καθώς και ενεργειακών και οικονομικών δεικτών που αξιοποιούνται στα επόμενα κεφάλαια.

### 2.1 Θερμοδυναμικοί κύκλοι – Βασικά στοιχεία

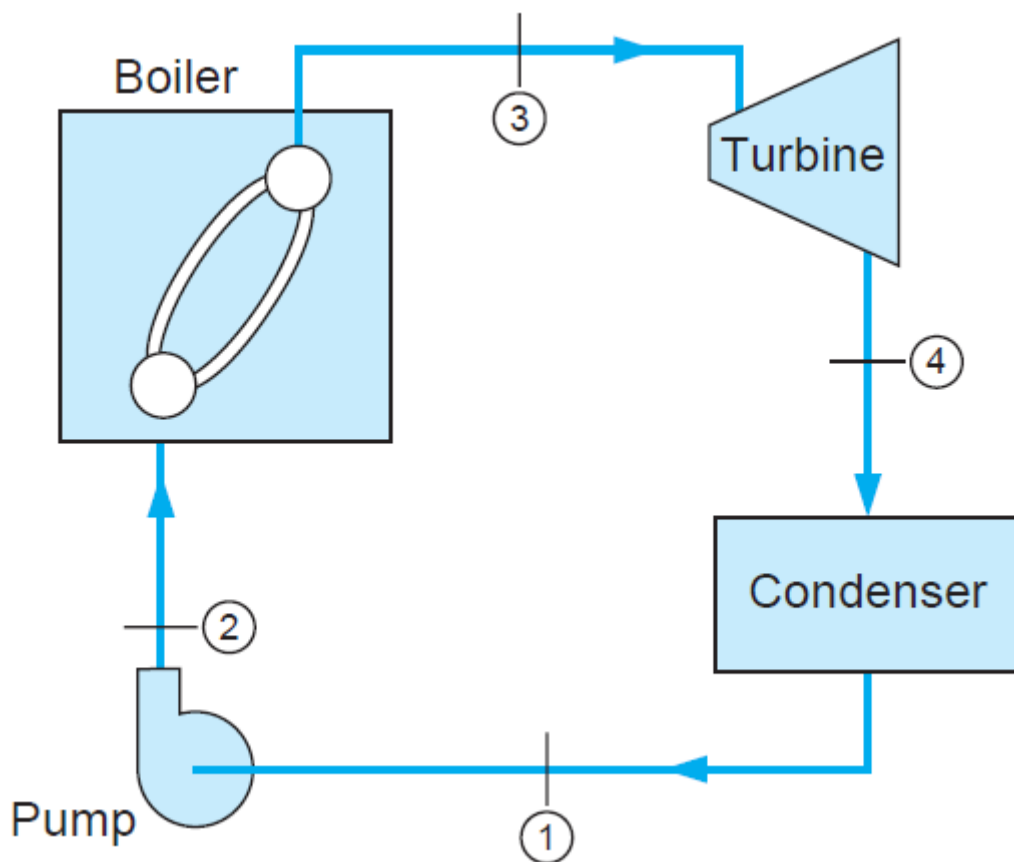
Γενικά, οι διατάξεις ή τα συστήματα που χρησιμοποιούνται για να παράγουν μια καθαρή ποσότητα ισχύος, συνήθως ονομάζονται *μηχανές* και οι θερμοδυναμικοί κύκλοι σύμφωνα με τους οποίους αυτές λειτουργούν ονομάζονται *κύκλοι παραγωγής ισχύος*.

Οι θερμοδυναμικοί κύκλοι μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ως κύκλοι αερίου (κύκλος Brayton) και κύκλοι ατμού (κύκλος Rankine), εξαρτώμενοι από τη φάση που βρίσκεται το εργαζόμενο μέσο. Στους κύκλους αερίων, το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται στην αέρια φάση σε όλη τη διάρκεια του κύκλου ενώ στους κύκλους ατμού το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται στη φάση ατμού κατά τη διάρκεια ενός τμήματος του κύκλου και στην υγρή φάση κατά τη διάρκεια κάποιου άλλου τμήματος του κύκλου.

## 2.1.1 Θερμοδυναμικός κύκλος Rankine

### 2.1.1.1 Αρχή λειτουργίας

Ο κύκλος Rankine είναι ένα θερμοδυναμικός κύκλος μιας θερμικής μηχανής, κατά τον οποίο ένα ποσό θερμότητας μετατρέπεται σε χρήσιμο μηχανικό έργο. Η θερμότητα παρέχεται εξωτερικά, σε ένα κλειστό βρόγχο όπου το εργαζόμενο μέσο είναι το νερό. Σχεδόν όλοι οι σταθμοί που έχουν ως εργαζόμενο μέσο το νερό ανεξαρτήτως του καυσίμου που χρησιμοποιούν ( άνθρακα, πετρέλαιο, φυσικό αέριο, πυρηνικοί σταθμοί) βασίζουν τη λειτουργία τους πάνω στον κύκλο Rankine. Επίσης, ο κύκλος Rankine μπορεί να χρησιμοποιηθεί και ως δευτερεύων κύκλος σε περιπτώσεις συνδυασμένων κύκλων.



Σχήμα 2.1: Σχηματική αναπαράσταση του βασικού κύκλου Rankine (Πηγή: Me Mechanical [11])

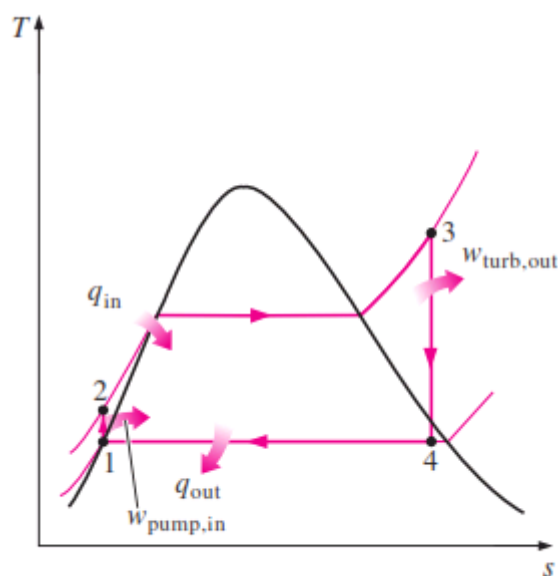
Σύμφωνα και με το Σχήμα 2.1, στον απλό ιδανικό κύκλο Rankine συμβαίνουν οι παρακάτω διεργασίες:

- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση του εργαζόμενου μέσου σε μια αντλία
- 2-3 Προσθήκη θερμότητας υπό σταθερή πίεση σε ένα λέβητα
- 3-4 Ισεντροπική εκτόνωση του μέσου σε ένα στρόβιλο
- 4-1 Απόρριψη θερμότητας υπό σταθερή πίεση σε ένα συμπυκνωτή

Το νερό εισέρχεται στην αντλία στην κατάσταση 1 ως κορεσμένο υγρό και συμπιέζεται ισεντροπικά ως την πίεση λειτουργίας του λέβητα. Η θερμοκρασία του νερού αυξάνεται λίγο, εξαιτίας της ελαφριάς μείωσης του ειδικού όγκου του νερού.

Το νερό εισέρχεται στο λέβητα στην κατάσταση 2 ως συμπιεσμένο υγρό και εξέρχεται στην κατάσταση 3 ως υπέρθερμος ατμός. Ο λέβητας βασικά είναι ένας μεγάλος εναλλάκτης θερμότητας, όπου η θερμότητα προερχόμενη από τα καυσαέρια, τους πυρηνικούς αντιδραστήρες ή από άλλες πηγές, μεταφέρεται μέσω συναγωγής στο νερό. Ο λέβητας, μαζί με το τμήμα όπου υπερθερμαίνεται ο υδρατμός (υπερθερμαντήρας) συχνά αποκαλείται γεννήτρια ατμού.

Στην κατάσταση 3, ο υπέρθερμος ατμός εισέρχεται στον στρόβιλο, όπου εκτονώνεται ισεντροπικά και παράγει ωφέλιμο έργο, περιστρέφοντας τον άξονα που συνδέεται με μια γεννήτρια. Η πίεση και η θερμοκρασία του ατμού μειώνονται στις τιμές της κατάστασης 4, όπου ο υδρατμός εισέρχεται στον συμπυκνωτή. Στην κατάσταση αυτή, ο υδρατμός είναι συνήθως ένα μίγμα ατμού – υγρού υψηλής ποιότητας. Ο υδρατμός συμπυκνώνεται εντός του συμπυκνωτή υπό σταθερή πίεση, εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό και εισέρχεται στην αντλία, ολοκληρώνοντας τον κύκλο [12].



Σχήμα 2.2: Ο απλός ιδανικός κύκλος Rankine σε διάγραμμα T-s (Πηγή: Quora [13])

### 2.1.1.2 Ενεργειακή ανάλυση του ιδανικού κύκλου Rankine

Θεωρητικά, στον ιδανικό κύκλο Rankine, η συμπίεση στην αντλία και η εκτόνωση στο στρόβιλο πραγματοποιούνται ισεντροπικά, ενώ η προσθήκη θερμότητας στο λέβητα και η

απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή γίνονται σε σταθερή πίεση. Επίσης, πρόκειται για διατάξεις σταθεροποιημένης ροής και συνεπώς ως τέτοιες αναλύονται. Συνεπώς, η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας για καθεμιά από αυτές τις διατάξεις, μπορεί να γραφεί ως εξής:

- Αντλία, ( $q=0$ ):  $w_{pump,in} = v(P_2 - P_1)$  (2.1)

- Λέβητας ( $w=0$ ):  $q_{in} = h_1 - h_2$  (2.2)

- Στρόβιλος ( $q=0$ ):  $w_{turb,out} = h_3 - h_4$  (2.3)

- Συμπυκνωτής ( $w=0$ ):  $q_{out} = h_4 - h_1$  (2.4)

Όπου, οι τιμές  $h_1 - h_4$  είναι οι τιμές της ενθαλπίας στο εκάστοτε σημείο του θερμοδυναμικού κύκλου (σύμφωνα με το σχήμα 2.2),  $v$  ο ειδικός όγκος και  $P$  οι πιέσεις στις αντίστοιχες καταστάσεις. Τα σύμβολα  $q$  και  $w$  αναφέρονται στο έργο και τη θερμότητα αντίστοιχα, που είτε παράγονται είτε καταναλώνονται από τη διάταξη (προσφέρονται και απορρίπτονται στην περίπτωση της θερμότητας).

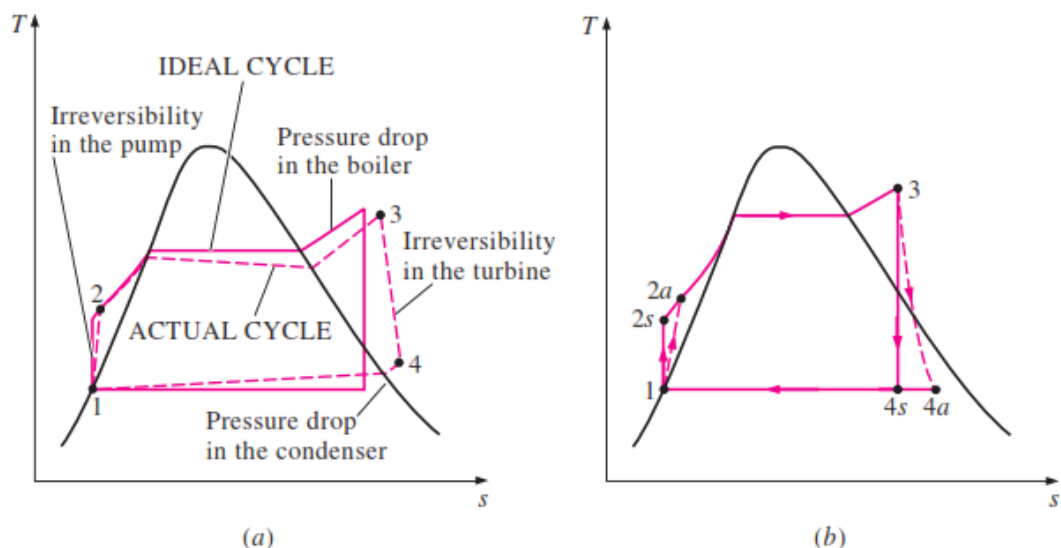
Η θερμική απόδοση του κύκλου Rankine προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (2.5)$$

όπου  $w_{net} = q_{in} - q_{out} = w_{turb,out} - w_{pump,in}$ .

### 2.1.1.3 Απόκλιση πραγματικού κύκλου Rankine από τον ιδανικό

Ο πραγματικός κύκλος παραγωγής ισχύος με ατμό διαφέρει από τον ιδανικό κύκλο Rankine, ως αποτέλεσμα των μη αντιστρεπτοτήτων σε διάφορες διατάξεις. Η τριβή του ρευστού στο εσωτερικό των σωληνώσεων και οι θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον είναι δύο από τις πιο συνηθισμένες πηγές αναντιστρεπτοτήτων.



**Σχήμα 2.3: (α) Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου παραγωγής ισχύος με ατμό από τον ιδανικό κύκλο Rankine. (β) Η επίδραση των αναντιστρεπτοτήτων της αντλίας και του στροβίλου στον ιδανικό κύκλο Rankine. (Πηγή: Yunus A. Cengel [12])**

Η τριβή του ρευστού προκαλεί πτώσεις πίεσης στο λέβητα, στον συμπυκνωτή και στις σωληνώσεις σύνδεσης των διαφόρων διατάξεων. Επίσης, η πίεση στο σημείο εισόδου του στροβίλου είναι λίγο χαμηλότερη από εκείνη στην έξοδο του λέβητα, εξαιτίας της πτώσης πίεσης στους σωλήνες διασύνδεσης. Η πτώση πίεσης που παρατηρείται στον συμπυκνωτή είναι συνήθως πολύ μικρή. Προκειμένου να αντισταθμιστούν αυτές οι απώλειες πίεσης, το νερό θα πρέπει να αντληθεί σε επαρκώς υψηλότερη πίεση από αυτή που απαιτείται από τις προδιαγραφές του ιδανικού κύκλου. Αυτό απαιτεί μία αντλία μεγαλύτερου μεγέθους καθώς και μεγαλύτερο έργο εισόδου σε αυτήν.

Η άλλη βασική πηγή αναντιστρεπτοτήτων είναι οι απώλειες θερμότητας από τον υδρατμό προς το περιβάλλον, καθώς ο υδρατμός ρέει διαμέσου των διαφόρων διατάξεων. Προκειμένου να διατηρηθεί το συνολικό έργο εξόδου του κύκλου στο ίδιο επίπεδο, χρειάζεται να μεταφερθεί περισσότερη θερμότητα στον υδρατμό εντός του λέβητα, ώστε να αντισταθμιστούν αυτές οι ανεπιθύμητες απώλειες θερμότητας. Ως αποτέλεσμα, η απόδοση του κύκλου μειώνεται.

Ιδιαίτερη σημασία έχουν οι αναντιστρεπτότητες που εμφανίζονται στην αντλία και το στρόβιλο. Ως αποτέλεσμα των αναντιστρεπτοτήτων, μια αντλία απαιτεί μεγαλύτερο έργο εισόδου, ενώ ένας στρόβιλος παράγει λιγότερο έργο εξόδου. Υπό ιδανικές συνθήκες, η ροή διαμέσου αυτών των διατάξεων είναι ισεντροπική. Οι αποκλίσεις των πραγματικών αντλιών και στροβίλων από τις αντίστοιχες ισεντροπικές διατάξεις μπορούν να υπολογιστούν χρησιμοποιώντας ισεντροπικές αποδόσεις, οι οποίες ορίζονται ως εξής:

$$\eta_p = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.6)$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.7)$$

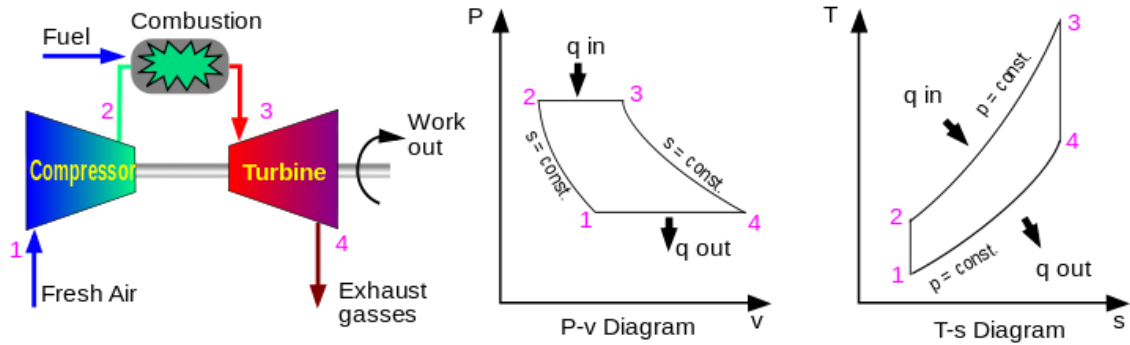
όπου οι καταστάσεις 2a και 4a είναι οι πραγματικές καταστάσεις εξόδου της αντλίας και του στροβίλου, αντίστοιχα, ενώ 2s και 4s είναι οι αντίστοιχες καταστάσεις για την ισεντροπική περίπτωση (Σχήμα 2.3).

Για την ανάλυση των πραγματικών κύκλων παραγωγής ισχύος με ατμό, χρειάζεται να ληφθούν υπόψη και άλλοι παράγοντες. Για παράδειγμα, στους πραγματικούς συμπυκνωτές, το υγρό είναι συνήθως υπόψυκτο, για να αποφευχθεί η έναρξη της σπηλαιώσης, η ταχεία εξάτμιση και συμπύκνωση του ρευστού στη πλευρά χαμηλής πίεσης της πτερωτής της αντλίας, οι οποίες μπορούν να την καταστρέψουν. Επιπρόσθετες απώλειες συμβαίνουν στα έδρανα, στο χώρο μεταξύ των κινούμενων εξαρτημάτων εξαιτίας των τριβών. Οι διαρροές υδρατμού κατά τη διάρκεια του κύκλου και ο αέρας που εισρέει στο συμπυκνωτή αντιστοιχούν σε δύο επιπλέον πηγές απωλειών. Τέλος, στον υπολογισμό της ολικής απόδοσης των εγκαταστάσεων παραγωγής ισχύος θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη και η ισχύς που καταναλώνεται από τον βοηθητικό εξοπλισμό, όπως οι ανεμιστήρες που τροφοδοτούν με αέρα τον καυστήρα [12].

## 2.1.2 Θερμοδυναμικός κύκλος Brayton

### 2.1.2.1 Αρχή λειτουργίας

Ο κύκλος Brayton προτάθηκε πρώτη φορά από τον George Brayton για να εφαρμοστεί στον παλινδρομικό πετρελαιοκινητήρα, τον οποίο ανέπτυξε ο ίδιος γύρω στα 1870. Σήμερα, αυτός ο κύκλος χρησιμοποιείται μόνο για αεριοστροβίλους, όπου οι διεργασίες συμπίεσης και εκτόνωσης πραγματοποιούνται σε περιστροφικές μηχανές. Οι αεριοστροβίλοι λειτουργούν σε ανοικτό κύκλο όπως φαίνεται στο σχήμα 2.4. Στο συμπιεστή έρχεται φρέσκος αέρας σε ατμοσφαιρικές συνθήκες, με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του αέρα. Ο αέρας υψηλής πίεσης συνεχίζει στο θάλαμο καύσης, όπου το καύσιμο καίγεται υπό σταθερή πίεση. Τα υψηλής θερμοκρασίας καυσαέρια που προκύπτουν, εισέρχονται στη συνέχεια στο στρόβιλο, όπου εκτονώνονται υπό ατμοσφαιρική πίεση, παράγοντας ισχύ. Τα καυσαέρια που εξέρχονται από το στρόβιλο απορρίπτονται (δηλαδή δεν ανακυκλοφορούν), και ως εκ τούτου ο κύκλος χαρακτηρίζεται ανοικτός.



Σχήμα 2.4: Ο ιδανικός κύκλος Brayton (Πηγή: Wikipedia [4])

Ο ανοικτός κύκλος αεριοστρόβιλου που περιγράφηκε μόλις, μπορεί να μοντελοποιηθεί ως ένας κλειστός κύκλος, εφαρμόζοντας τις παραδοχές του πρότυπου αέρα. Σε αυτόν τον κύκλο, οι διεργασίες συμπίεσης και εκτόνωσης παραμένουν ίδιες, αλλά η διεργασία της καύσης αντικαθίσταται από μια ισοβαρή διεργασία πρόσληψης θερμότητας από μια εξωτερική πηγή και η διεργασία απαγωγής των καυσαερίων αντικαθίσταται από μια ισοβαρή διεργασία απόρριψης θερμότητας στον ατμοσφαιρικό αέρα. Έτσι, ο ιδανικός κύκλος που προκύπτει, αποτελείται από τις εξής τέσσερις εσωτερικά αντιστρεπτές διεργασίες:

- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση (εντός συμπιεστή)
- 2-3 Ισοβαρής προσθήκη θερμότητας
- 3-4 Ισεντροπική εκτόνωση (εντός στροβίλου)
- 4-1 Ισοβαρής απόρριψη θερμότητας [12]

### 2.1.2.2 Ενεργειακή ανάλυση κύκλου Brayton

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω, οι διεργασίες του κύκλου Brayton είναι διεργασίες σταθεροποιημένης ροής και ως τέτοιες θα αναλυθούν. Συνεπώς, προκύπτει το εξής ενεργειακό ισοζύγιο, ανά μονάδα μάζας:

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_{exit} - h_{inlet} \quad (2.8)$$

Επομένως, οι μεταφορές θερμότητας από και προς το μέσο είναι:

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.9)$$

και

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (2.10)$$

Όπου  $C_p$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του μέσου για σταθερή πίεση και  $T$  η θερμοκρασία για τις καταστάσεις 1-4 του σχήματος 2.4, όπως και στην περίπτωση της ενθαλπίας προηγουμένως.

Τότε, η θερμική απόδοση του ιδανικού κύκλου Brayton υπό τις παραδοχές του πρότυπου ψυχρού αέρα γίνεται:

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (2.11)$$

Οι διεργασίες 1-2 και 3-4 είναι ισεντροπικές και  $P_2=P_3$ ,  $P_4=P_1$ . Επομένως,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.12)$$

όπου ως  $k$  ορίζεται ο λόγος  $C_p/C_v$

Αντικαθιστώντας αυτές τις εξισώσεις στη σχέση της θερμικής απόδοσης και απλοποιώντας προκύπτει

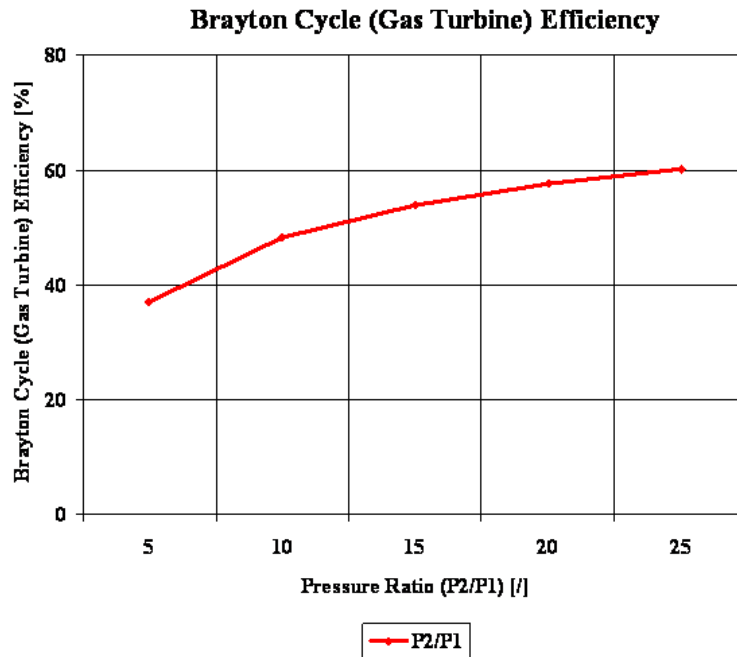
$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (2.13)$$

όπου

$r_p = \frac{P_2}{P_1}$  είναι ο λόγος συμπίεσης.

είναι ο λόγος συμπίεσης και  $k$  ο λόγος των ειδικών θερμοτήτων. Έτσι, από την παραπάνω εξίσωση προκύπτει ότι η θερμική απόδοση ενός ιδανικού κύκλου Brayton εξαρτάται από το λόγο των πιέσεων του αεριοστροβίλου και από το λόγο των ειδικών θερμοτήτων του εργαζόμενου μέσου, όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.5. Η θερμική απόδοση αυξάνει ανάλογα των δύο αυτών παραμέτρων, κάτι που ισχύει και στην περίπτωση των πραγματικών αεριοστροβίλων [12].





**Σχήμα 2.5: Θερμικός βαθμός απόδοσης κύκλου Brayton συναρτήσει του λόγου συμπίεσης (Πηγή: Wikipedia [4])**

### 2.1.2.3 Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου Brayton από τον ιδεατό

Όπως και στην περίπτωση του κύκλου Rankine, έτσι και στην περίπτωση του κύκλου Brayton, ο πραγματικός κύκλος διαφέρει από τον ιδεατό σε αρκετά σημεία. Κατ' αρχάς, η πτώση πίεσης κατά τη διάρκεια της προσθήκης και απόρριψης θερμότητας είναι αναπόφευκτη. Επίσης, το πραγματικό έργο εισόδου του συμπιεστή είναι μεγαλύτερο ενώ το έργο εξόδου του στροβίλου είναι μικρότερο. Έτσι, για τον υπολογισμό της πραγματικής συμπεριφοράς του στροβίλου και του συμπιεστή, χρησιμοποιούνται οι αδιαβατικές αποδόσεις που έχουν ως εξής:

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.14)$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.15)$$

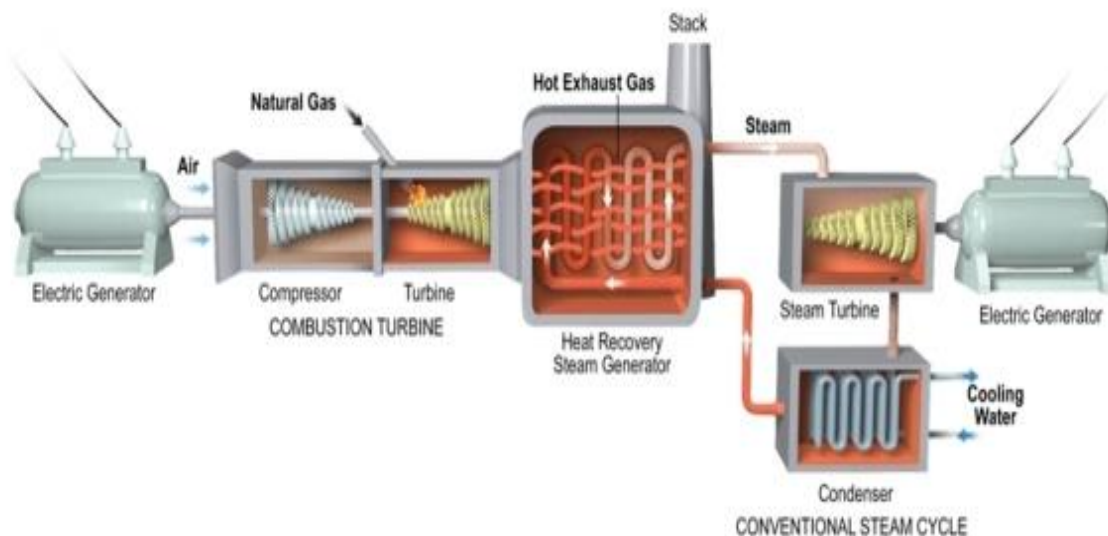
όπου οι καταστάσεις 2a και 4a είναι οι πραγματικές καταστάσεις εξόδου του συμπιεστή και του στροβίλου αντίστοιχα, ενώ οι καταστάσεις 2s και 4s είναι οι καταστάσεις για την αντίστοιχη ισεντροπική περίπτωση. [12]

## 2.2 Συνδυασμένος κύκλος

Σε έναν αεριοστρόβιλο, πρακτικά όλη η ενέργεια που δεν μετατρέπεται σε ισχύ στην άτρακτο εξόδου, είναι διαθέσιμη στα καυσαέρια εξαγωγής για άλλες χρήσεις. Η θερμότητα στην εξαγωγή μπορεί να χρησιμοποιηθεί με διάφορους τρόπους. Αν χρησιμοποιείται εξ ολοκλήρου για να παράγει ατμό σε ένα λέβητα αποβαλλόμενης θερμότητας ή σε έναν ατμοπαραγωγό ανάκτησης θερμότητας, με στόχο την αύξηση της παραγόμενης ισχύος στην άτρακτο, το σύστημα αναφέρεται ως μία **μονάδα παραγωγής ισχύος συνδυασμένου κύκλου αερίου / ατμού** ή απλά μία **μονάδα παραγωγής ισχύος συνδυασμένου κύκλου**. Επί της ουσίας, πρόκειται για έναν κύκλο Brayton υπερκείμενο ενός κύκλου Rankine, με αποτέλεσμα ένα μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης από καθένα από τους δύο κύκλους εάν αυτοί εκτελούνταν μεμονωμένα.

Οι κύκλοι αεριοστρόβιλου λειτουργούν συνήθως σε αρκετά ψηλότερες θερμοκρασίες από τους κύκλους ατμού. Η μέγιστη θερμοκρασία ρευστού (ατμός) στο σημείο εισόδου του στρόβιλου είναι περίπου  $620^{\circ}\text{C}$  για τις σύγχρονες ατμοπαραγωγικές μονάδες ισχύος και άνω των  $1425^{\circ}\text{C}$  για τις μονάδες παραγωγής ισχύος με αεριοστρόβιλο, όπου το ρευστό είναι καυσαέριο. Λόγω της υψηλότερης μέσης θερμοκρασίας στην οποία πραγματοποιείται η παροχή θερμότητας, οι κύκλοι αεριοστρόβιλων έχουν μεγαλύτερη δυναμικότητα. Ωστόσο, αυτοί οι κύκλοι παρουσιάζουν ένα ενδογενές μειονέκτημα: το αέριο εξέρχεται από τον αεριοστρόβιλο σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες (άνω των  $500^{\circ}\text{C}$ ), που εκμηδενίζει οποιοδήποτε όφελος στη θερμική απόδοση του ίδιου του αεριοστρόβιλου.

Από μηχανολογική άποψη, έχει νόημα η εκμετάλλευση των υψηλών θερμοκρασιών του κύκλου Brayton ως πηγή ενέργειας για τον κύκλο Rankine. Το αποτέλεσμα είναι ένας συνδυασμένος κύκλος αερίου – ατμού όπως φαίνεται στο σχήμα 2.6:



Σχήμα 2.6: Σχηματική αναπαράσταση συνδυασμένου κύκλου (Πηγή: Florida Power Company [14])

Γενικά, αυτή είναι η πιο απλή περίπτωση συνδυασμένου κύκλου που μπορεί να εφαρμοστεί. Σε πολλές περιπτώσεις μπορεί να χρειάζονται άνω του ενός αεριοστρόβιλοι ώστε να παράσχουν την αναγκαία θερμότητα στον ατμό. Επίσης, ο κύκλος ατμού μπορεί να εμπεριέχει αναγέννηση, όπως και αναθέρμανση. Η ενέργεια για τη διεργασία αναγέννησης μπορεί να προέλθει από την καύση επιπλέον καυσίμου στα υψηλής περιεκτικότητας σε οξυγόνο καυσαέρια.

Τέλος, άλλη μια ενδιαφέρουσα πρακτική που εφαρμόζεται είναι η λεγόμενη **Αναβάθμιση Ισχύος (Repowering)**. Αποτελεί ένα πολύ πρακτικό τρόπο αναβάθμισης παλαιών κυρίως ατμοηλεκτρικών μονάδων. Μιας και οι ατμοστρόβιλοι έχουν μεγαλύτερη διάρκεια ζωής από τους λέβητες, αντικαθίσταται ο λέβητας της μονάδας από ένα αεριοστρόβιλο (μπορεί και όχι, εξαρτάται από την κατάστασή του) ο οποίος διοχετεύει τα καυσαέρια του σε ένα λέβητα ανάκτησης θερμότητας (HRSG) ενώ ανάκτηση θερμότητας μπορεί να πραγματοποιήσει και ο ίδιος παλιός σε λέβητας, φυσικά σε περίπτωση που δεν πραγματοποιηθεί ολική αντικατάστασή του. Το αποτέλεσμα είναι μία πρωτοφανής αύξηση του βαθμού απόδοσης, από το 28% μέχρι και 38-40%, και μάλιστα με σχετικά μικρό κόστος, μιας και διατηρείται το μεγαλύτερο μέρος της παλαιάς εγκατάστασης. Αυτή η λύση είναι ιδιαίτερα ελκυστική, αφού δεν υπάρχει πλέον η ανάγκη ανέγερσης νέου σταθμού.

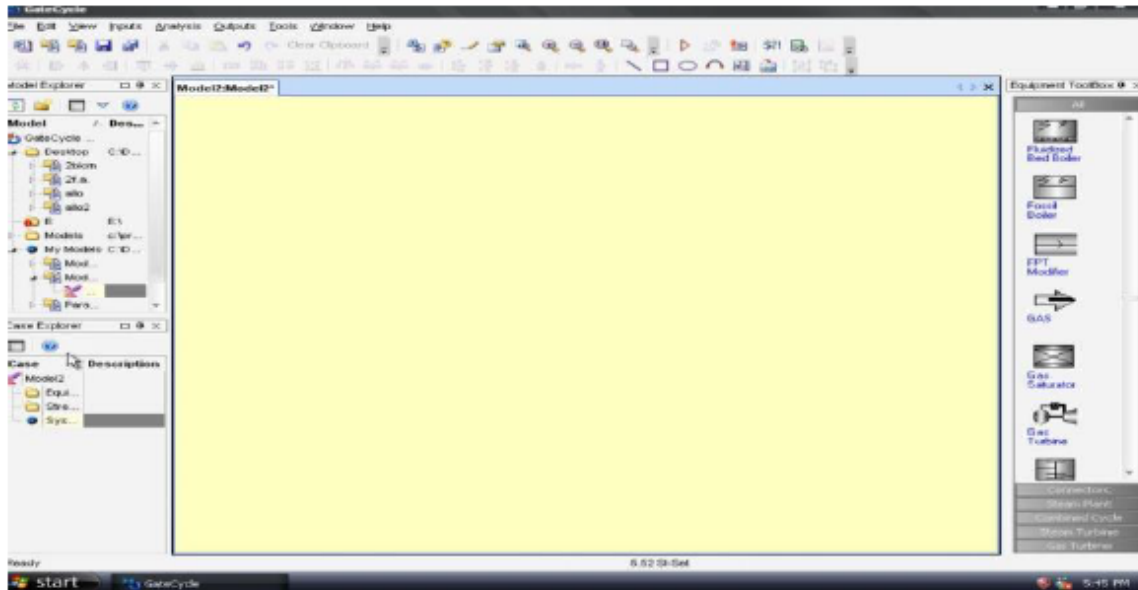
Αξίζει να αναφερθεί σε αυτό το σημείο ότι αυτή η μέθοδος αποτέλεσε βασικό πυλώνα στην υλοποίηση των βασικών σεναρίων αναβάθμισης που συντάχθηκαν στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας.

## 2.3 Περιγραφή του λογισμικού Gatecycle™

Σε αυτή την ενότητα γίνεται μια περιγραφή του λογισμικού Gatecycle™ που χρησιμοποιήθηκε για τις απαιτούμενες προσομοιώσεις της μονάδας, συμπεριλαμβανομένου των στοιχείων που αποτελούν την ατμοηλεκτρική μονάδα. Τέλος, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την προσομοίωση της Μονάδας Καρδιά IV στο Gatecycle™ και συγκρίνονται με πραγματικές, μετρημένες τιμές.

### 2.3.1 Γενική περιγραφή

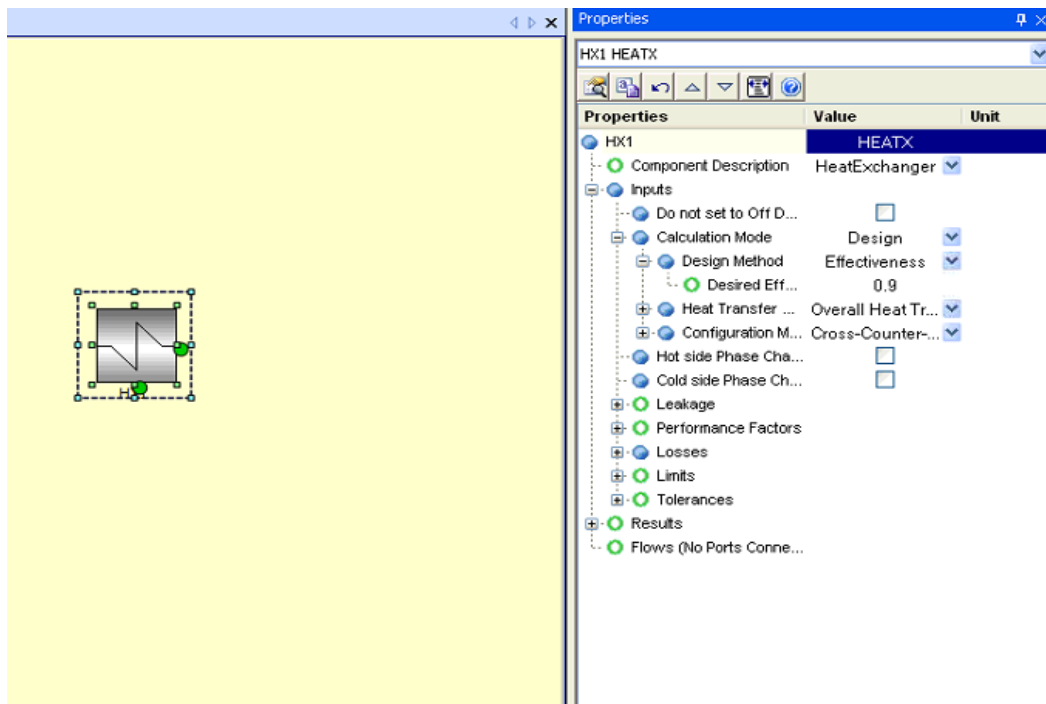
Το λογισμικό Gatecycle™ αποτελεί προϊόν της εταιρίας General Electric και έχει αναπτυχθεί από την GE Enter Software LLC. Το Gatecycle™ χρησιμοποιείται για την πρόβλεψη της απόδοσης ατμοηλεκτρικών σταθμών με χρήση στερεών καυσίμων, σταθμών συμπαραγωγής συνδυασμένων κύκλων και διάφορων άλλων ενεργειακών συστημάτων.



Σχήμα 2.7: Επιφάνεια σχεδίασης του Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

Ο σχεδιασμός των κυκλωμάτων ατμού/νερού και αέρα/ καυσαερίων γίνεται με την χρήση στοιχείων (blocks), όπου το κάθε στοιχείο αντιστοιχεί σε κάποιο τμήμα του σταθμού (στρόβιλος, λέβητας, υπέρθερμος κ.α.). Η λειτουργία κάθε στοιχείου διέπεται από κάποιες βασικές εξισώσεις μετάδοσης θερμότητας και γενικότερων ισοζυγίων ενέργειας και μάζας. Τα στοιχεία ενώνονται εύκολα μεταξύ τους με ρεύματα ατμού/νερού ή αέρα/καυσαερίων, ανάλογα με το είδος του εξοπλισμού και την εκάστοτε σύνδεση που επιτρέπει το πρόγραμμα να γίνει αλλά και την σύνδεση που επιθυμεί ο χρήστης. Κάθε ρεύμα χαρακτηρίζεται από τέσσερις βασικές παραμέτρους οι οποίες είναι η θερμοκρασία, η πίεση, η παροχή και η ενθαλπία.

Αφού ο χρήστης εισάγει τα στοιχεία που επιθυμεί στην επιφάνεια εργασίας (Σχήμα 2.7) και κάνει τις απαραίτητες συνδέσεις μεταξύ τους, το πρόγραμμα απαιτεί ορισμένα στοιχεία εισόδου για το κάθε στοιχείο (Σχήμα 2.8) που θα το βοηθήσουν να εκτελέσει του υπολογισμούς όπως η πίεση στην έξοδο μιας αντλίας, η θερμοκρασία στην έξοδο ενός υπερθέρμου, η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου κ.α. Με βάση αυτά τα δεδομένα, τα οποία πρέπει να είναι όσο λιγότερα γίνεται ώστε να έχει το πρόγραμμα την ελευθερία να υπολογίσει τα υπόλοιπα, γίνεται και υπολογισμός όλων των υπολοίπων παραμέτρων που αφορούν την λειτουργία των τμημάτων του σταθμού.

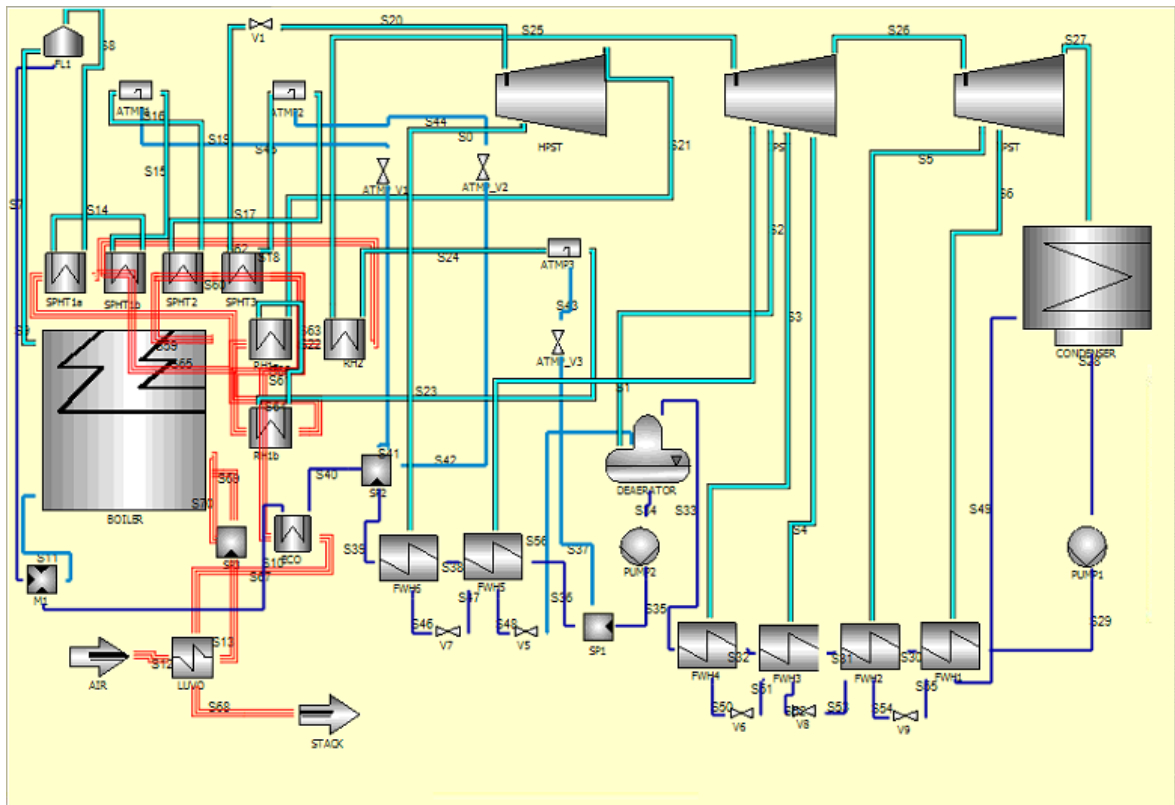


Σχήμα 2.8: Παράθυρο εισαγωγής τιμών για ένα εναλλάκτη θερμότητας (Πηγή: Gatecycle [15])

Αφότου γίνει η εισαγωγή όλων των απαραίτητων δεδομένων, πραγματοποιείται η προσομοίωση του σταθμού. Εάν υπάρχουν σφάλματα, το πρόγραμμα τερματίζει την προσομοίωση και δημιουργεί ένα αρχείο καταγραφής (το οποίο δημιουργείται με κάθε εκτέλεση προσομοίωσης), όπου ο χρήστης μπορεί να δει που δημιουργείται το σφάλμα και να το διορθώσει. Σε διαφορετική περίπτωση και εάν υπάρξει σύγκλιση των αποτελεσμάτων (καθώς το πρόγραμμα λειτουργεί με επαναληπτική μέθοδο και πρέπει να ικανοποιηθεί ένα όριο σφάλματος μεταξύ των επαναλήψεων), τότε το πρόγραμμα ενημερώνει το χρήστη για την επιτυχία της προσομοίωσης και σε πρώτο στάδιο παρουσιάζει το βαθμό απόδοσης καθώς και την παραγόμενη ισχύ. Οποιοδήποτε άλλο στοιχείο επιθυμεί να δει ο χρήστης υπάρχει διαθέσιμο στην καρτέλα του κάθε στοιχείου.

## 2.4 Σύνταξη του προτύπου

Σε αυτή την ενότητα πραγματοποιείται η σύνταξη του προτύπου μοντέλου, της Μονάδας IV του ΑΗΣ Καρδιάς (Σχήμα 2.9) και αναφέροντα κάποια στοιχεία σχετικά με τη διαδικασία σύνταξης του μοντέλου. Επίσης, πραγματοποιείται σύγκριση των μέσων πραγματικών τιμών σε τμήματα της μονάδας που έχουν προκύψει από μετρήσεις με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, για τα ίδια αυτά τμήματα.



Σχήμα 2.9: Διάγραμμα της μονάδας στο Gatecycle™

Κύριος στόχος ήταν η όσο το δυνατόν ακριβέστερη προσομοίωση της μονάδας έτσι ώστε τα αποτελέσματα να είναι όσο το δυνατόν πιο κοντά στις μετρημένες τιμές. Για όλα τα σενάρια το βασικό μοντέλο μένει το ίδιο, απλά αλλάζει η επέμβαση που πραγματοποιείται. Να σημειωθεί ότι όλα τα αναγκαία στοιχεία για τη μοντελοποίηση της μονάδας που χρησιμοποιήθηκαν (χαρακτηριστικά των επιμέρους στοιχείων, διαγράμματα ροής κ.α.) βρίσκονται στο Παράρτημα. Παρακάτω, αναφέρεται η διαδικασία προσομοίωσης του κάθε τμήματος της μονάδας ξεχωριστά. Τέλος, όπως προαναφέρθηκε γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τις μετρημένες τιμές σε διάφορα τμήματα της μονάδας, οι οποίες προήλθαν από το κέντρο ελέγχου της Δ.Ε.Η.

Να σημειωθεί πως οι συνθήκες περιβάλλοντος που ορίστηκαν είναι οι εξής:

- Πίεση: 1.0123 bar
- Θερμοκρασία: 15°C
- Σχετική υγρασία: 60%

#### Λέβητας στερεών καυσίμων

Οι κύριες παράμετροι λειτουργίας του λέβητα είναι:

- Το καύσιμο ή το θερμικό φορτίο του λέβητα

- Οι ιδιότητες του μίγματος καυσίμου
- Η περίσσεια αέρα

Επί της ουσίας, ορίζεται το είδος του καυσίμου που εισέρχεται στο θάλαμο καύσης (άνθρακας, πετρέλαιο ή φυσικό αέριο), συμπεριλαμβανομένου της θερμογόνου δύναμews και της στοιχειακής του ανάλυσης. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, επιλέχθηκε ως καύσιμο λιγνίτης, του οποίου η στοιχειακή ανάλυση αλλά και η θερμογόνος δύναμη (**5526 kJ/kg**) υπάρχει στο παράρτημα. Επίσης, ορίστηκαν η περίσσεια αέρα, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από την εστία αλλά και η συνολική παροχή καυσίμου, που αποτελούν πολύ σημαντικά στοιχεία. Τέλος, άλλη μία παράμετρος που ορίστηκε ήταν η ποιότητα ατμού, η οποία ορίστηκε στο 70%, σύμφωνα πάντα με τα διαθέσιμα δεδομένα για τη λειτουργία της μονάδας.

Αναφορικά με τους υπερθερμαντές, αναθερμαντές και τον οικονομητήρα, όλοι τους ορίζονται με βάση το συνολικό τους εμβαδόν συναλλαγής θερμότητας. Η τοποθέτηση τους είναι ακριβώς ίδια με την πραγματική μονάδα, δηλαδή η διαδρομή του ατμού και του καυσαερίου είναι ίδια. Η μόνη διαφορά είναι ότι το λογισμικό επιτρέπει μέχρι δύο υπερθερμαντήρες – αναθερμαντήρες να τοποθετηθούν εντός του λέβητα και επειδή στην προκειμένη είναι παραπάνω, επιλέχθηκε η τοποθέτησή τους εξωτερικά του λέβητα, με στοιχεία που αντιπροσωπεύουν τους υπερθέρμους και αναθέρμους αντίστοιχα.

### Ατμοστρόβιλος

Ο ατμοστρόβιλος αποτελείται από τρία τμήματα: Τα τμήματα υψηλής, μέσης και χαμηλής πίεσης. Εκτός από την απευθείας εισαγωγή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης, μια διαδικασία που απαιτεί γνώση του βαθμού από πριν, υπάρχει η δυνατότητα υπολογισμού του από το πρόγραμμα, αξιοποιώντας τη μέθοδο Spencer – Cotton – Cannon [16]. Η συγκεκριμένη μέθοδος αξιοποιεί ένα αλγόριθμο, όπου προσομοιώνει τον ατμοστρόβιλο κομμάτι- κομμάτι, ώστε να συσχετιστεί η απόδοση με το κάθε τμήμα του στροβίλου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μια ακριβέστερη εκλογή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου.

Επίσης, ορίζονται από το χρήστη οι ποσότητες ατμού που απομαστεύονται, σύμφωνα με τις προδιαγραφές της μονάδας, (πλην του ρεύματος που οδηγεί στον απαεριωτή, καθώς αυτό ορίζεται από το πρόγραμμα) από την κάθε βαθμίδα του στροβίλου αντίστοιχα.

### Προθερμαντής αέρα καύσης (LUVO)

Στην πραγματική μονάδα χρησιμοποιείται προθερμαντής αέρα καύσης τύπου LUVO. Βέβαια, το Gatecycle™ δεν δίνει τη δυνατότητα για ακριβή προσομοίωση της διάταξης.

Για αυτό το λόγο, χρησιμοποιήθηκε ένας απλός εναλλάκτης θερμότητας, με χαρακτηριστικά ταυτόσημα με αυτά που έχει το LUVO της πραγματικής μονάδας.

#### Αντλίες

Στις αντλίες ορίζεται η πίεση εξόδου τους, η οποία στην προκειμένη έγινε σύμφωνα πάντα με τα δεδομένα που υπάρχουν. Επίσης, υπάρχει η δυνατότητα να οριστεί και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας.

#### Συμπυκνωτής

Σημαντική παράμετρος που πρέπει να οριστεί στον συμπυκνωτή αποτελεί η πίεση λειτουργίας του, η οποία πρέπει να είναι ίδια με την πίεση εξόδου της βαθμίδας χαμηλής πίεσης του στροβίλου.

#### Ρυθμιστικές βαλβίδες

Ρυθμιστικές βαλβίδες χρησιμοποιούνται σε κάποια τμήματα της μονάδας για ρύθμιση της πίεσης. Η θέση τους όπως και οι παράμετροι λειτουργίας είναι σύμφωνοι με τα δεδομένα.

#### Αναμείκτες – Διαχωριστές

Όπως ακριβώς και με τις βαλβίδες, όπου υπάρχει ανάγκη για διαχωρισμό ή ένωση ρευμάτων χρησιμοποιούνται διαχωριστές ή αναμείκτες αντίστοιχα.

#### Διαχωριστής

Σημαντικό στο διαχωριστή είναι να συνδεθούν σωστά τα ρεύματα και να οριστεί η πίεση λειτουργίας του, όπως ακριβώς και στην πραγματική μονάδα.

#### Απαεριωτής

Το μόνο που απαιτείται στον απαεριωτή είναι ο ορισμός της πίεσης λειτουργίας του, καθώς το πρόγραμμα ορίζει πόσο ατμό χρειάζεται για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας, συνεπώς δεν μπορεί να γίνει κάποια άλλη ενέργεια.

#### Προθερμαντές νερού

Στην περίπτωση των προθερμαντών, εισέρχεται ο ατμός από τις απομαστεύεις του στροβίλου και προθερμαίνει το τροφοδοτικό νερό. Το συμπύκνωμα που εξέρχεται του προθερμαντή, τροφοδοτείται στον ακριβώς προηγούμενο προθερμαντή για επιπλέον προσφορά θερμότητας, μέχρι αυτά να καταλήξουν στο συμπυκνωτή.

#### Αεριοστρόβιλος

Στην αρχική διάταξη της μονάδας δεν υπάρχει διατεταγμένος κάποιος αεριοστρόβιλος. Όμως, επειδή σε σχεδόν όλα τα σενάρια χρησιμοποιείται αεριοστρόβιλος, παρακάτω παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά του αεριοστρόβιλου που χρησιμοποιείται.



Να σημειωθεί ότι σε όσα σενάρια αξιοποιήθηκε αεριοστρόβιλος, επιλέχθηκε το ίδιο μοντέλο, έτσι ώστε να υπάρχει μία ισοδυναμία και ένα εμφανές μέτρο σύγκρισης μεταξύ των σεναρίων.

Μοντέλο: **V64.3A 1995 GT WORLD**

Κατασκευαστής: **SIEMENS**

Ισχύς: **70.3906 MW**

Βαθμός απόδοσης: **36.74%**

Σχέση συμπίεσης: **16.64**

Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων: **572.76°C**

Παροχή καυσαερίων: **192.69 kg/s**

Επιλέχθηκε ο παραπάνω αεριοστρόβιλος λόγω της (σχετικά) υψηλής θερμοκρασίας καυσαερίων του αλλά και της ισχύος του, που τον χαρακτηρίζει ως ένα στρόβιλο μέσης - υψηλής ισχύος, όπως ακριβώς απαιτούνταν για την εγκατάσταση, καθώς ένας μεγαλύτερος αεριοστρόβιλος έχει σημαντικότερες επιπτώσεις σε καύσιμο και κόστος αγοράς και εγκατάστασης. Τέλος, σκοπός της διερεύνησης δεν είναι να αντικατασταθεί όλη η μονάδα από ένα ή δύο αεριοστρόβιλους που παράγουν την ίδια ισχύ αλλά να διερευνηθεί κατά πόσο μπορεί να αναβαθμιστεί η λειτουργία της μονάδας με επεμβάσεις μικρότερης κλίμακας. Έτσι, όταν αυτό μεταφράζεται σε εγκατάσταση πρόσθετου εξοπλισμού ( στην προκειμένη αεριοστρόβιλος), πρέπει προφανώς η τάξη μεγέθους του αεριοστρόβιλου να συμφωνεί με τη φιλοσοφία της επέμβασης.

## **2.5 Παρουσίαση σεναρίων αναβάθμισης της μονάδας**

Σε αυτή την ενότητα γίνεται μία συνοπτική παρουσίαση και ανάλυση των σεναρίων που μελετήθηκαν. Η ανάλυση χωρίζεται σε δύο μέρη. Στο πρώτο μέρος γίνεται η ανάλυση των πέντε βασικών σεναρίων ενώ στο δεύτερο μέρος γίνεται εκ νέου προσομοίωση των σεναρίων, μόνο που αξιοποιούνται βιοκαύσιμα σε διαφορετικά ποσοστά. Πρόκειται για τέσσερα σενάρια στα οποία χρησιμοποιείται αεριοστρόβιλος και ένα όπου δεν χρησιμοποιείται, αλλά πραγματοποιείται ταυτόχρονα και εγκατάσταση συστήματος τηλεθέρμανσης ισχύος **70 MW<sub>th</sub>**, με χαρακτηριστικά όμοια με αυτό της πόλης της Κοζάνης, καθώς γι' αυτό το σύστημα υπήρχαν δεδομένα. Τελευταίο κομμάτι της ανάλυσης αποτελεί η χρήση εναλλακτικών καυσίμων. Συγκεκριμένα, για όλα τα σενάρια,

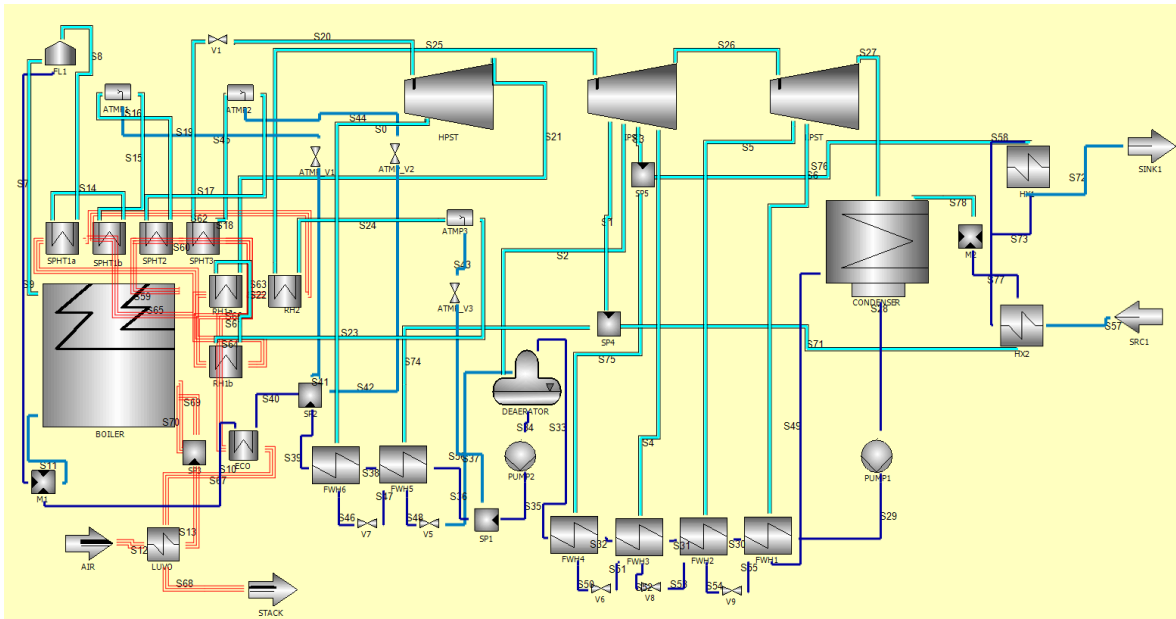
πραγματοποιούνται από την αρχή νέες προσομοιώσεις, μόνο που υπάρχει μερική αντικατάσταση του λιγνίτη , από άχυρο σιτηρών και wood chips προερχόμενα από κλαδέματα διάφορων καλλιεργειών αλλά και ξερά δασικά υπολείμματα. Ακολουθείται η εξής λογική: Κατά πόσο μπορεί η περιοχή της Δυτικής Μακεδονίας, στην οποία ανήκει ο σταθμός αλλά και για την οποία υπάρχουν διαθέσιμα στοιχεία, να υποστηρίξει με βιοκαύσιμα μία τέτοια μονάδα, ανεξαρτήτως της πτώσης της ισχύος που μπορεί να προέλθει από την αντικατάσταση του λιγνίτη από βιοκαύσιμα. Αυτό οφείλεται στη διαθεσιμότητα των βιοκαυσίμων, καθώς ως βάση των υπολογισμών θεωρήθηκε η αξιοποίηση του δυναμικού της Δυτικής Μακεδονίας. Χρησιμοποιήθηκαν 3 ζεύγη ποσοστών και έχουν ως εξής:

- 80% λιγνίτης – 20% βιομάζα
- 50% λιγνίτης – 50% βιομάζα
- 20% λιγνίτης – 80% βιομάζα

### **2.5.1 Βασικά σενάρια**

#### **1° Σενάριο**

Το πρώτο σενάριο (Σχήμα 2.10) είναι και το πιο απλό και προβλέπει μόνο την εγκατάσταση συστήματος τηλεθέρμανσης, τα χαρακτηριστικά του οποίου έχουν περιγραφεί σε προηγούμενη ενότητα (και είναι ίδια σε κάθε σενάριο). Το σύστημα τηλεθέρμανσης αξιοποιεί ατμό, ο οποίος απομαστεύεται από τη μέση πίεση και κατά τη συμπύκνωσή του θερμαίνει το νερό της τηλεθέρμανσης. Το συμπύκνωμα επιστρέφει στη συνέχεια στο συμπυκνωτή για να επιστρέψει στο κύκλωμα. Όπως είναι αναμενόμενο, υπάρχει πτώση στην παραγόμενη ισχύ και τον βαθμό απόδοσης, αφού αξιοποιείται ατμός ο οποίος σε διαφορετική περίπτωση θα παρήγαγε έργο. Επίσης, δεν υπάρχει μεταβολή σε κάποιο άλλο μέγεθος (κατανάλωση καυσίμου, εκπομπή CO<sub>2</sub>) σε σχέση με το αρχικό σενάριο. Όμως, δίνεται η δυνατότητα στο σταθμό να παράγει θερμική ισχύ, η οποία προσφέρει έσοδα αλλά και μετατρέπει τον σταθμό σε σταθμό ΣΗΘ.

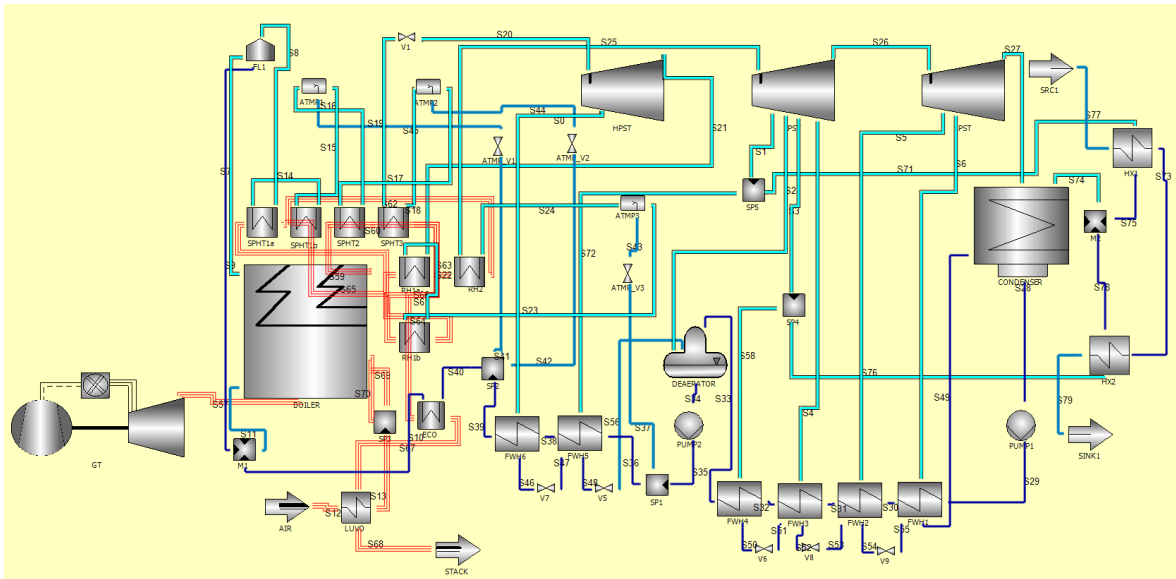


Σχήμα 2.10: Διάγραμμα του 1<sup>ου</sup> σεναρίου

### Σενάριο 2<sup>ο</sup>

Το δεύτερο σενάριο (Σχήμα 2.11) περιλαμβάνει την εγκατάσταση αεριοστροβίλου στη μονάδα, ο οποίος διοχετεύει όλα τα καυσαέρια στον λέβητα, με στόχο την αύξηση του θερμικού φορτίου και της ατμοπαραγωγής αλλά και την παροχή αναγκαίου οξυγόνου για την καύση (και ταυτόχρονη μείωση της ποσότητας αέρα που χρειάζεται ο λέβητας). Τέλος, το σύστημα τηλεθέρμανσης σε αυτή την περίπτωση είναι ίδιο με πριν, αξιοποιεί δηλαδή ατμό από τη μέση πίεση.

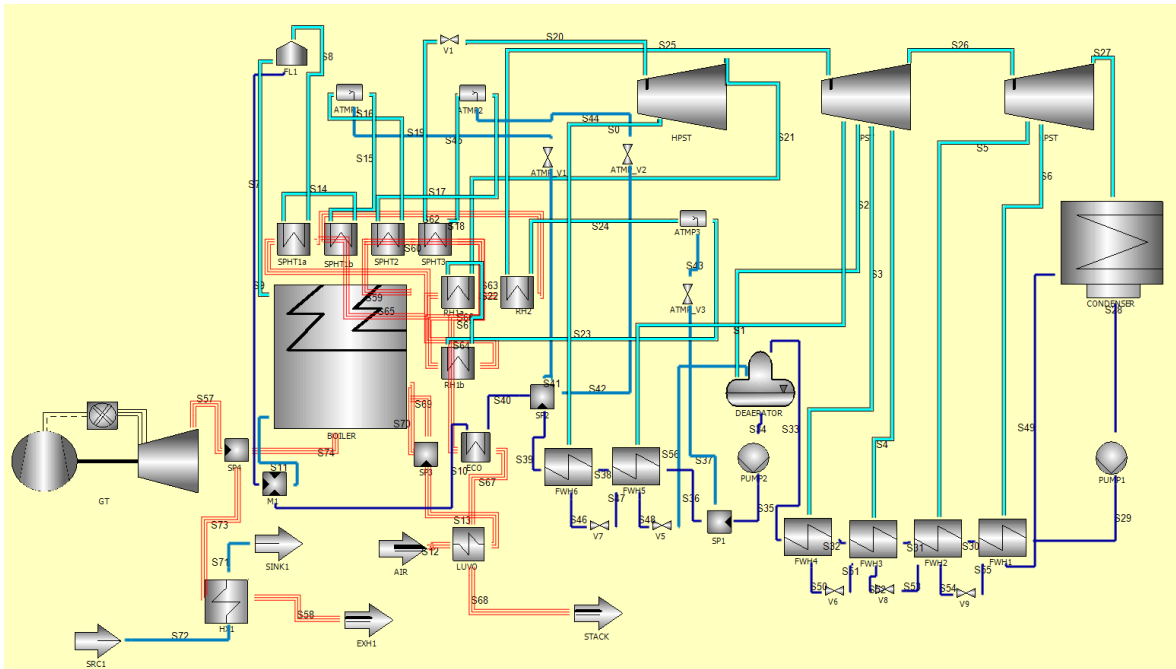
Σε αυτό το σενάριο, όπως είναι λογικό, παρατηρείται αύξηση του βαθμού απόδοσης και της παραγόμενης ισχύος, μείωση της κατανάλωσης λιγνίτη και των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα. Βέβαια, στο αντίποδα η μονάδα ξεκινάει να καταναλώνει φυσικό αέριο για την κάλυψη των αναγκών του αεριοστροβίλου.



Σχήμα 2.11: Διάγραμμα του 2<sup>ου</sup> σεναρίου

### Σενάριο 3<sup>ο</sup>

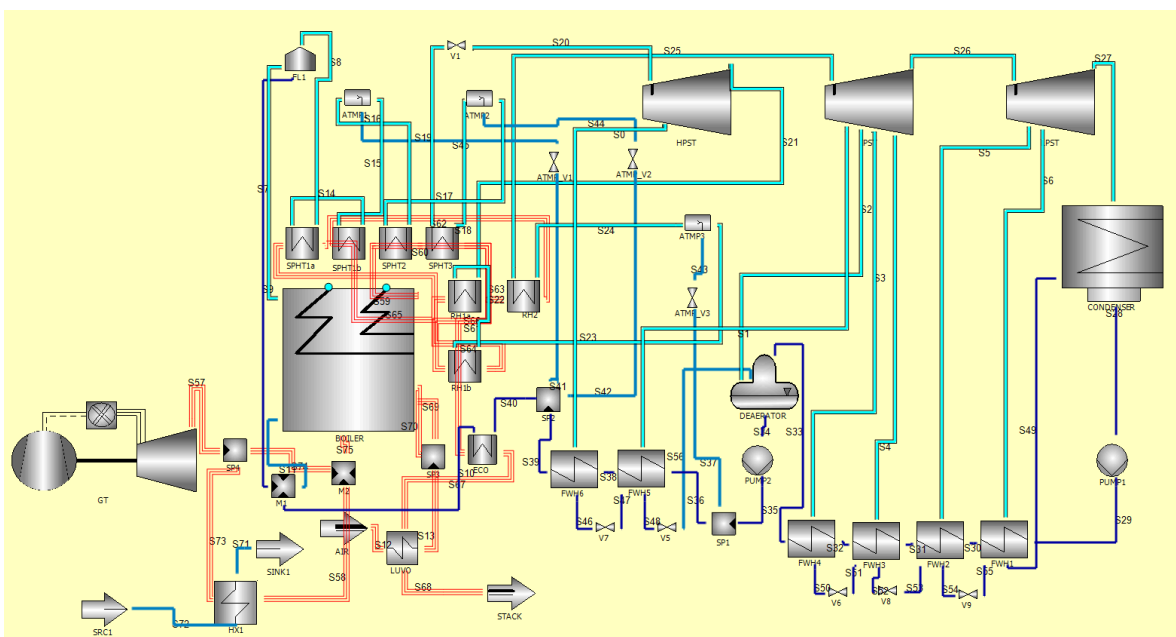
Στο τρίτο σενάριο (Σχήμα 2.12), αντί να διοχετευτεί όλη η ποσότητα των καυσαερίων στον λέβητα, γίνεται διαχωρισμός στο ρεύμα των καυσαερίων. Μία ποσότητα οδηγείται για την θέρμανση του νερού της τηλεθέρμανσης, ενώ τα υπόλοιπα καυσαέρια διοχετεύονται εντός του λέβητα. Η ποσότητα καυσαερίων που οδηγείται για την θέρμανση του νερού της τηλεθέρμανσης είναι η απαραίτητη, συνεπώς δεν υπάρχει ανάγκη για χρήση ατμού. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξηση της παραγόμενης ισχύος μιας και εισέρχεται μεγαλύτερη ποσότητα καυσαερίων εντός του λέβητα. Επίσης, λόγω των ξεχωριστών ρευμάτων καυσαερίων, υπάρχει και μεγαλύτερη ποσότητα καυσαερίων που καταλήγουν στην ατμόσφαιρα.



Σχήμα 2.12: Διάγραμμα του 3<sup>ου</sup> σεναρίου

### Σενάριο 4<sup>ο</sup>

Το τέταρτο σενάριο (Σχήμα 2.13) είναι παρόμοιο με το προηγούμενο, με μόνη διαφορά την εισαγωγή στο λέβητα και των καυσαερίων που προέρχονται από την διαδικασία θέρμανσης το νερού για τηλεθέρμανσης. Αυτό πραγματοποιείται με ανάμιξη των ρευμάτων σε ένα ρεύμα προτού αυτό εισέλθει στον λέβητα. Το αποτέλεσμα είναι μειωμένες εκπομπές σε σχέση με το προηγούμενο σενάριο αλλά από την άλλη, η μειωμένη θερμοκρασία των καυσαερίων δεν επιφέρει το ίδιο αξιόλογα με πριν αποτελέσματα.

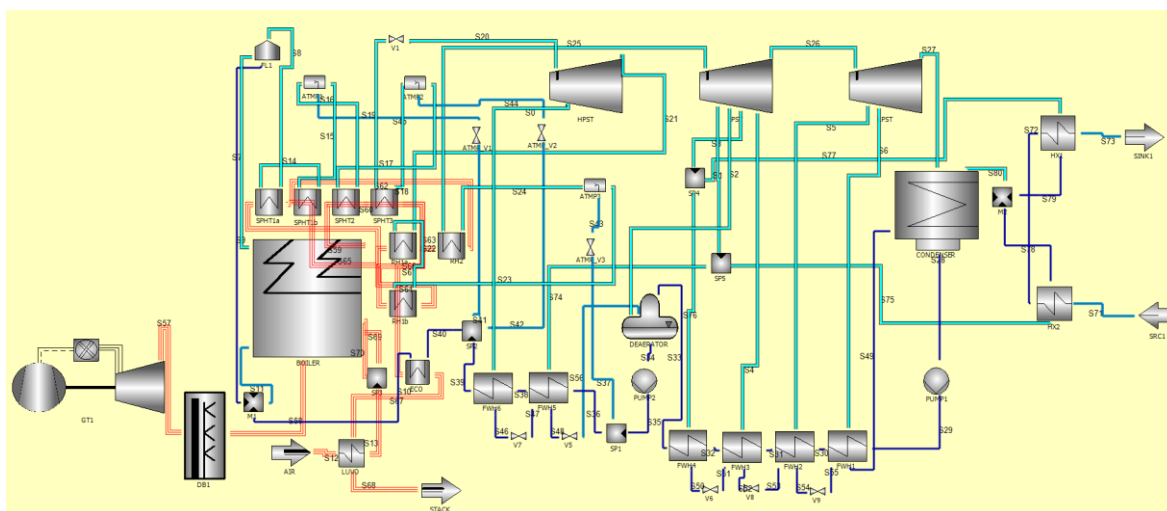


Σχήμα 2.13: Διάγραμμα του 4<sup>ου</sup> σεναρίου

## 5<sup>ο</sup> Σενάριο

Στο πέμπτο και τελευταίο σενάριο (Σχήμα 2.14), αξιοποιείται σαν πρότυπο το δεύτερο σενάριο (μαζί με το σύστημα τηλεθέρμανσης), μόνο που ανάμεσα στο ρεύμα καυσαερίων που οδηγούνται στο λέβητα, μεσολαβεί ένας μετακαυστήρας. Ο μετακαυστήρας αυτός με χρήση φυσικού αερίου, οξειδώνει ένα μέρος του οξυγόνου που υπάρχει στα καυσαέρια εξερχόμενα από τον αεριοστρόβιλο, με σκοπό την αύξηση της παροχής τους και της θερμοκρασίας τους.

Όπως είναι αναμενόμενο, υπάρχει αύξηση στο βαθμό απόδοσης και την παραγόμενη ισχύ και μείωση στον καταναλισκόμενο λιγνίτη. Σημαντικότερη παράμετρος που διερευνάται σε αυτό το σενάριο είναι το κατά πόσο συμφέρει να αυξηθεί η θερμοκρασία των καυσαερίων πριν εισέλθουν στο λέβητα και ότι αυτό συνεπάγεται (αυξημένος βαθμός απόδοσης και ατμοπαραγωγή, μικρότερη κατανάλωση λιγνίτη) σε σχέση με την αύξηση στην κατανάλωση φυσικού αερίου λόγω της ύπαρξης του μετακαυστήρα.



Σχήμα 2.14: Διάγραμμα του 5<sup>ου</sup> σεναρίου

### 2.5.2 Σενάρια χρήσης εναλλακτικών καυσίμων

Στο δεύτερο μέρος των προσομοιώσεων, γίνεται αξιοποίηση εναλλακτικών καυσίμων. Όπως προαναφέρθηκε, προσομοιώνονται εκ νέου τα πέντε βασικά σενάρια ώστε να καταναλώνουν και βιοκαύσιμα (άχυρο και wood chips), σε τρία ζεύγη ποσοστών. Συνεπώς, δεν υπάρχει κάποια αλλαγή στη διάταξη κάποιου σεναρίου, καθώς γίνεται μόνο ρύθμιση του καυσίμου και του ποσοστού που συμμετέχει στο μίγμα. Στον Πίνακα 2.15 που ακολουθεί παρουσιάζονται τα στοιχεία των δύο καυσίμων:

	Άχυρο	Wood Chips
C	49.4%	52.1%
O	43.6%	41.2%
H	6.1%	6.2%
N	0.7%	0.4%
S	0.17%	0.08%
ΚΘΔ	16400 kJ/kg	17000 kJ/kg
Πυκνότητα	100 kg/m <sup>3</sup>	185 kg/m <sup>3</sup>
Διαθεσιμότητα [17]	342367 tn/yr	82624 tn/yr

Πίνακας 2.15: Χαρακτηριστικά των δύο καυσίμων

Ο λόγος που αξιοποιείται η διαθεσιμότητα είναι για να προσδιοριστεί ένα όριο παροχής καυσίμου, πάνω από το οποίο θεωρείται ότι η μονάδα 'εισάγει' την υπόλοιπη, απαιτούμενη ποσότητα βιοκαυσίμου, καθώς δεν επαρκεί το δυναμικό της Δυτικής Μακεδονίας για την κάλυψη των αναγκών. Έτσι, η απαιτούμενη ποσότητα καυσίμου, είτε προέρχεται από κάποιο άλλο σημείο της χώρας είτε εισάγεται από το εξωτερικό (προφανώς με επιβάρυνση στην τελική τιμή του καυσίμου σε σχέση με το γηγενές καύσιμο).

Η λογική που ακολουθήθηκε σε αυτά τα σενάρια διαφέρει από τα βασικά. Συγκεκριμένα, επειδή η διαθέσιμη ποσότητα βιομάζας συγκριτικά με το μέγεθος και τα χαρακτηριστικά της μονάδας είναι λίγη, αλλά και επειδή προτιμήθηκε η αποφυγή χρήσης βιομάζας από άλλη πηγή πλην των κοντινών στο σταθμό περιοχών (για λόγους πρακτικότητας αλλά και εξοικονόμησης χρημάτων), αποφασίστηκε η πτώση του θερμικού φορτίου του λέβητα στο ελάχιστο (διατηρώντας την τηλεθέρμανση). Αυτό είχε ως αποτέλεσμα την μείωση της παραγόμενης ισχύος αλλά από την άλλη επέτρεψε στα βιοκαύσιμα να εισχωρήσουν σε μεγαλύτερα ποσοστά στο ενεργειακό μίγμα της μονάδας. Σε διαφορετική περίπτωση, διατηρώντας το θερμικό φορτίο του λέβητα στο ίδιο σημείο με τα βασικά σενάρια, δεν παρατηρήθηκε καμία σημαντική μεταβολή στο συνολικό κύκλωμα της μονάδας, καθώς η συμβολή των βιοκαυσίμων ήταν πολύ μικρή. Για όλα τα σενάρια ορίστηκε ένα κοινό κατώτατο όριο θερμικού φορτίου, κάτω από το οποίο παρουσιάζονται αστάθειες και το πρόγραμμα δεν μπορεί να δώσει κάποιο αποτέλεσμα, πλην του σεναρίου 4, όπου λόγο

των ιδιαιτεροτήτων που παρουσιάζει, το κύκλωμα σταθεροποιείται σε λίγο μεγαλύτερη τιμή θερμικού φορτίου.

Όλα τα αποτελέσματα που έχουν προκύψει από τις προσομοιώσεις καθώς και συγκρίσεις μεταξύ των σεναρίων βρίσκονται στο επόμενο κεφάλαιο.

## 2.6 Βασικές σχέσεις και ενεργειακά ισοζύγια

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται τα ενεργειακά ισοζύγια και οι εξισώσεις που βρίσκονται πίσω από κάθε εξάρτημα που χρησιμοποιήθηκε τόσο στο πρωτότυπο όσο και σε όλα τα σενάρια αναβάθμισης της υφιστάμενης μονάδας. Στο τέλος της ενότητας, παρουσιάζονται επίσης κάποια βασικά τεχνοοικονομικά μεγέθη αλλά και η μεθοδολογία που αξιοποιήθηκε στον τομέα αυτό.

### Θάλαμος Καύσης

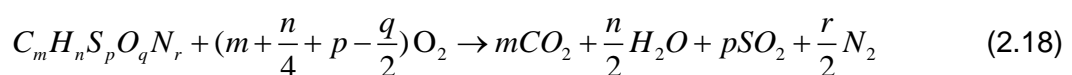
Για την περιγραφή του θαλάμου καύσης, που αποτελεί ένα πολύ σημαντικό τμήμα της εγκατάστασης, απαραίτητη είναι η παρουσίαση κάποιων γενικών στοιχείων για την καύση.

Γενικά, ο βαθμός απόδοσης μιας οποιαδήποτε θερμικής μηχανής ορίζεται ως

$$\eta = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad \text{ή} \quad (2.16)$$

$$\eta = \frac{W_{\text{οφελ.}}}{Q_{\text{προσδ}}} \quad (2.17)$$

Το  $Q_{\text{προσδ}}$  η προσδιδόμενη θερμότητα στο σύστημα που προσφέρεται συνήθως με την καύση καυσίμου. Στην περίπτωση καύσης καυσίμου, η θερμότητα αυτή προέρχεται από την θερμογόνο δύναμη του καυσίμου. Κατά την τέλεια καύση ενός καυσίμου του τύπου  $C_m H_n S_p O_q N_r$ , παράγονται διοξείδιο του άνθρακα, υδρατμοί και διοξείδιο του θείου. Ορίζεται λοιπόν ανώτερη και κατώτερη θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου ως εξής: η ανώτερη θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου είναι η αποδιδόμενη θερμότητα που προκύπτει από την καύση 1 kg καυσίμου και ο υδρατμός που σχηματίζεται αποδίδει την θερμότητά του με την συμπύκνωσή του σε νερό. Αντίθετα η κατώτερη θερμογόνος ικανότητα είναι η θερμότητα που απελευθερώνεται από την καύση 1 kg καυσίμου χωρίς την συμπύκνωση του υδρατμού. Έτσι, κατά τη διαδικασία καύσης [18]:





$$\text{Όπου } M_{\text{καυσίμου}} = mM_c + \frac{n}{2}M_{H_2} + pM_s + \frac{q}{2}M_{O_2} + \frac{r}{2}M_{N_2} \quad (2.19)$$

και  $M_x$  είναι η μοριακή μάζα του στοιχείου  $x$  (kg/kmol).

Συνεπώς, από την καύση 1kmol καυσίμου απαιτούνται  $(m + \frac{n}{4} + p - \frac{q}{2})$  kmol  $O_2$  και παράγονται  $m$  kmol  $CO_2$ ,  $\frac{n}{2}$  kmol  $H_2O$ ,  $p$  kmol  $SO_2$ ,  $\frac{r}{2}$  kmol  $N_2$ . Επομένως, για την καύση

1kg καυσίμου απαιτούνται  $\frac{(m + \frac{n}{4} + p - \frac{q}{2})M_{O_2}}{M_{\text{καυσίμου}}}$  kg  $O_2$  και παράγονται  $\frac{mM_{CO_2}}{M_{\text{καυσίμου}}}$  kg  $CO_2$ ,

$H_2O$ ,  $\frac{pM_{SO_2}}{M_{\text{καυσίμου}}}$  kg  $SO_2$  και  $\frac{rM_{N_2}}{2M_{\text{καυσίμου}}}$  kg  $N_2$ . Επειδή στον αέρα τα ποσοστά αζώτου και

οξυγόνου είναι 23.21%  $O_2$  και 76.79%  $N_2$ , ο απαιτούμενος αέρας για καύση (χωρίς την υγρασία) είναι:

$$\mu_{L_{O_2}} = \frac{\mu_{O_{2o}}}{X_{O_2}}, \quad (2.20)$$

όπου  $\mu_{O_{2o}} = \frac{(m + \frac{n}{4} + p - \frac{q}{2})M_{O_2}}{M_{\text{καυσίμου}}}$  και  $X_{O_2} = 23.21\%$ .

Επειδή η καύση γίνεται τις περισσότερες φορές με περίσσεια αέρα, ορίζεται  $\lambda$  λόγος αέρα καύσης, δηλαδή ο λόγος της πραγματικά χρησιμοποιούμενης ποσότητας αέρα προς την στοιχειομετρικά απαιτούμενη ποσότητα αέρα. Άρα,

$$\mu_{LT} = \lambda \cdot \mu_{L_{O_2}} \quad (2.21)$$

είναι ο συνολικά απαιτούμενος αέρας με την περίσσεια και

$$\mu_L = \lambda \cdot \mu_{L_{O_2}} = \mu_{LT}(1 + X_{(H_2O)L}) \quad (2.22)$$

είναι η ποσότητα του αέρα με την υγρασία.

Επομένως στο καυσαέριο θα υπάρχει:

- Άζωτο:  $\mu_{N_2} = \mu_{N_{2o}} + (\lambda - 1)(1 - X_{O_2})\mu_{L_{O_2}}$ , όπου  $\mu_{N_{2o}} = \frac{rM_{N_2}}{2M_{\text{καυσίμου}}}$  το άζωτο που εμπεριέχεται στο καύσιμο (kg/kg καυσίμου)
- Οξυγόνο:  $\mu_{O_{2G}} = (\lambda - 1)X_{O_2}\mu_{L_{O_2}}$  (kg/kg καυσίμου)

- Υδρατμός:  $\mu_{H_2O} = \mu_{(H_2O)_o} + (\lambda - 1)\mu_{(H_2O)_L_o}$  (kg/kg καυσίμου)
- Διοξείδιο του άνθρακα:  $\mu_{CO_2} = \frac{mM_{CO_2}}{M_{καυσίμου}}$  (kg/kg καυσίμου)
- Διοξείδιο του θείου:  $\mu_{SO_2} = \frac{pM_{SO_2}}{M_{καυσίμου}}$  (kg/kg καυσίμου)

Έτσι η συνολική ποσότητα καυσαερίου ανά kg καυσίμου είναι:

$$\mu_G = \mu_{N_2} + \mu_{O_2G} + \mu_{H_2O} + \mu_{CO_2} + \mu_{SO_2} \quad (2.23)$$

Επίσης, ισχύει και η παρακάτω σχέση:

$$\mu_G = \mu_L + 1, \quad (2.24)$$

δηλαδή  $m_{air} + m_{fuel} = m_{gas}$ . Με βάση αυτή την ποσότητα μπορεί να υπολογιστεί η περιεκτικότητα των καυσαερίων σε κάθε συστατικό:

- Άζωτο:  $X_{N_2} = \frac{\mu_{N_2}}{\mu_G}$
- Οξυγόνο:  $X_{O_2} = \frac{\mu_{O_2G}}{\mu_G}$
- Υδρατμός:  $X_{H_2O} = \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_G}$
- Διοξείδιο του άνθρακα:  $X_{CO_2} = \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_G}$
- Διοξείδιο του θείου:  $X_{SO_2} = \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_G}$

Με βάση τις παραπάνω περιεκτικότητες μπορούν να υπολογιστούν τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του καυσαερίου, όπως το  $c_p$  (θερμοχωρητικότητα για σταθερή πίεση) και R (η σταθερά καταστατικής εξίσωσης για το καυσαέριο).

Με βάση όλα τα παραπάνω μπορεί να γίνει υπολογισμός της θερμοκρασίας μετά την καύση με ισολογισμό στον θάλαμο καύσης θεωρώντας αδιαβατικά τοιχώματα. Οπότε:

$$\dot{m}_{air} c_{p_{air}} (T_{air} - T_{ref}) + \dot{m}_{fuel} c_{p_{fuel}} (T_{fuel} - T_{ref}) + \eta_b \dot{m}_{fuel} H_u = \dot{m}_{gas} c_{p_{gas}} (T_{gas} - T_{ref}) \quad (2.25)$$

$$\mu_L c_{p_{air}} (T_{air} - T_{ref}) + c_{p_{fuel}} (T_{fuel} - T_{ref}) + \eta_b H_u = \mu_G c_{p_{gas}} (T_{gas} - T_{ref}) \quad (2.26)$$

Όπου  $H_u$  η θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου (συνήθως η κατώτερη) στη θερμοκρασία αναφοράς  $T_{ref}$  και  $\eta_b$  ο βαθμός απόδοσης της καύσης. Επειδή αυτή η θερμοκρασία είναι πολύ μικρή σε σχέση με τους άλλους όρους μπορεί να αμεληθεί δίνοντας:

$$\mu_L c_{p_{air}} T_{air} + c_{p_{fuel}} T_{fuel} + \eta_b H_u = \mu_G c_{p_{gas}} T_{gas} \quad (2.27)$$

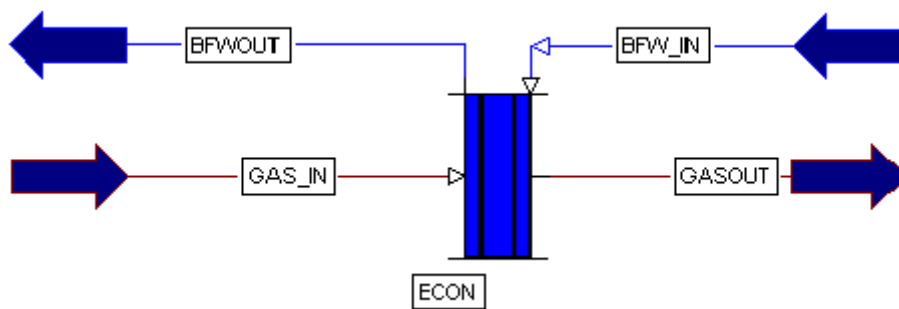
Στο GateCycle™, ο χρήστης εισάγει τη θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου ή υπολογίζεται βάση σύνθεσης καυσίμου (άμεση και στοιχειακή ανάλυση), ενώ μπορεί να δοθεί είτε η ποσότητα του καυσίμου, είτε η θερμοκρασιακή ανύψωση, είτε η ίδια η θερμοκρασία καύσης. Θερμοκρασία, ποσότητα αέρα και θερμοκρασία του καυσαερίου δίνονται από άλλα τμήματα του σχεδιαγράμματος ή είναι δεδομένα.

### Οικονομητήρας

Για τον οικονομητήρα (Σχήμα 2.16) ισχύει η σχέση:

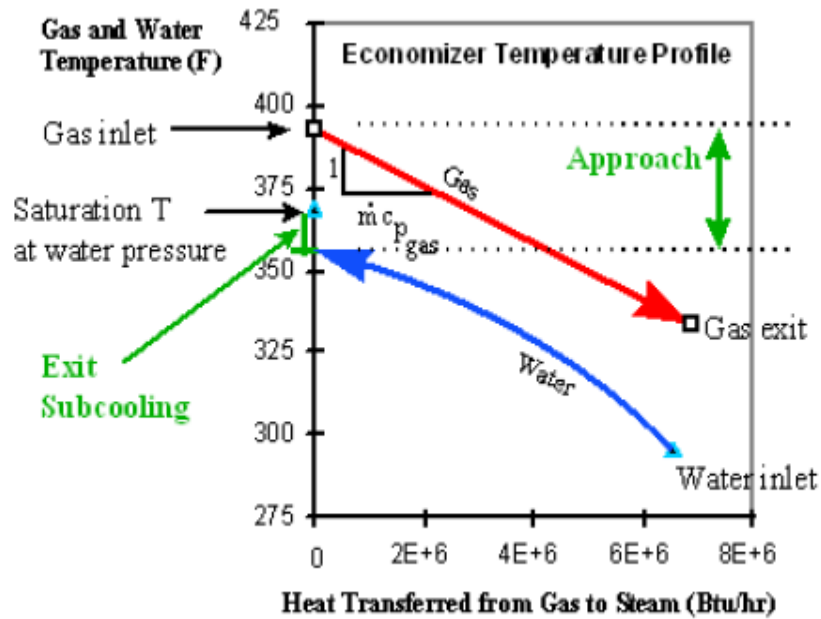
$$\dot{m}_{gas} c_{p_{gas}} (T_{gas,in} - T_{gas,out}) \cdot \eta = \dot{m}_{water} (h_{water,out} - h_{water,in}) \quad (2.28)$$

Όπου  $m_{gas}$  και  $m_{water}$  είναι οι παροχές του καυσαερίου και του τροφοδοτικού νερού αντίστοιχα,  $\eta$  ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη,  $T$  η θερμοκρασία στα εκάστοτε σημεία και  $h$  η ενθαλπία του νερού στην είσοδο και την έξοδο του εναλλάκτη.



Σχήμα 2.16: Εικονίδιο του οικονομητήρα στο GateCycle™ (Πηγή: GateCycle™ [15])

Η λειτουργία του οικονομητήρα περιγράφεται από το Σχήμα 2.17 που ακολουθεί:



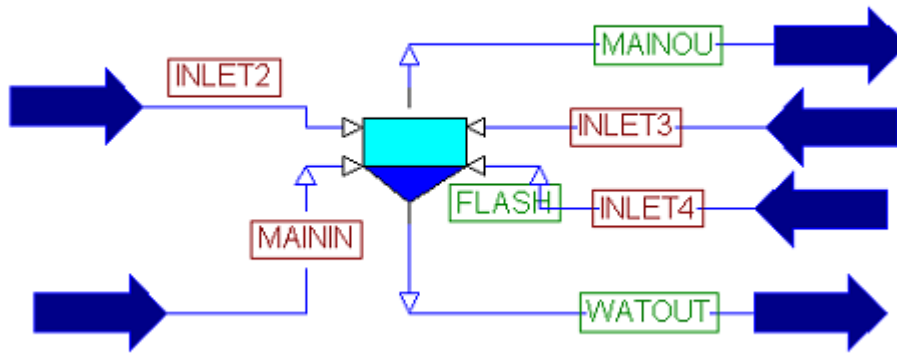
Σχήμα 2.17: Μετάδοση θερμότητας στον οικονομητήρα (Πηγή: Gatecycle [15])

Συνεπώς, για να οριστεί συνεπώς η μετάδοση θερμότητας μεταξύ καυσαερίου και τροφοδοτικού νερού, το πρόγραμμα απαιτεί ένα από τα παρακάτω:

- Θερμοκρασία εξόδου του τροφοδοτικού νερού ή του καυσαερίου
- Θερμοκρασία εξόδου του νερού κάτω από τον κορεσμό στην αντίστοιχη πίεση (exit subcooling)
- Θερμοκρασία προσέγγισης (approach temperature) που δηλώνει την διαφορά θερμοκρασίας εισόδου του καυσαερίου και εξόδου του νερού
- Αποδοτικότητα του εναλλάκτη, που ορίζεται ως το πηλίκο της πραγματικής μετάδοσης θερμότητας προς την θεωρητική μέγιστη μετάδοση θερμότητας

#### Διαχωριστής

Για το διαχωριστή ισχύει το ακόλουθο ισοζύγιο:



Σχήμα 2.18: Εικονίδιο του διαχωριστή στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

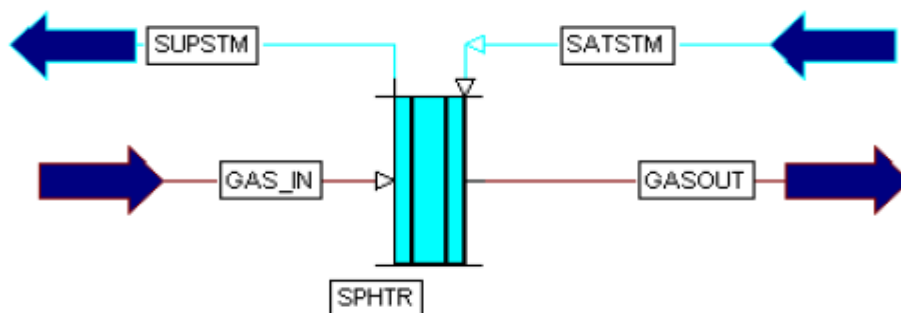
$$\begin{aligned} \dot{m}_{MAININ} + \dot{m}_{INLET2} + \dot{m}_{INLET3} + \dot{m}_{INLET4} &= \dot{m}_{MAINOU} + \dot{m}_{WATOUT} \\ \dot{m}_{bfw,in} h_{bfw,in} + \dot{m}_{aux,stm} h_{aux,stm} + \dot{m}_{nn,stm} h_{nn,stm} &= \dot{m}_{bfw} h_{bfw} + \dot{m}_{WATOUT} h_{WATOUT} \\ \dot{m}_{MAININ} + \dot{m}_{INLET2} + \dot{m}_{INLET3} + \dot{m}_{INLET4} &= \dot{m}_{MAINOU} + \dot{m}_{WATOUT} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{MAININ} h_{MAININ} + \dot{m}_{INLET2} h_{INLET2} + \dot{m}_{INLET3} h_{INLET3} + \dot{m}_{INLET4} h_{INLET4} = \dot{m}_{MAINOU} h_{MAINOU} + \dot{m}_{WATOUT} h_{WATOUT} \quad (2.29)$$

Με το  $m$  συμβολίζονται όλες οι παροχές μάζας και με το  $h$  όλες οι ενθαλπίες, σύμφωνα με το Σχήμα 2.18.

Στο διαχωριστή λαμβάνει μέρος ο διαχωρισμός του κορεσμένο ατμού, ο οποίος οδηγείται για υπερθέρμανση από το κορεσμένο νερό, το οποίο οδηγείται ξανά στο λέβητα για ατμοποίηση. Στο Gatecycle™ δίνεται η δυνατότητα να εισαχθούν μέχρι 4 ρεύματα στο διαχωριστή ενώ μπορεί επίσης να προσομοιώσει τη λειτουργία ενός διαχωριστή υγρασίας. Η συνηθέστερη μέθοδος για τη ρύθμιση του διαχωριστή (και αυτή που επιλέχθηκε) ήταν να γίνει αδιαβατικός διαχωρισμός μεταξύ των δύο ρευμάτων (ατμός – νερό).

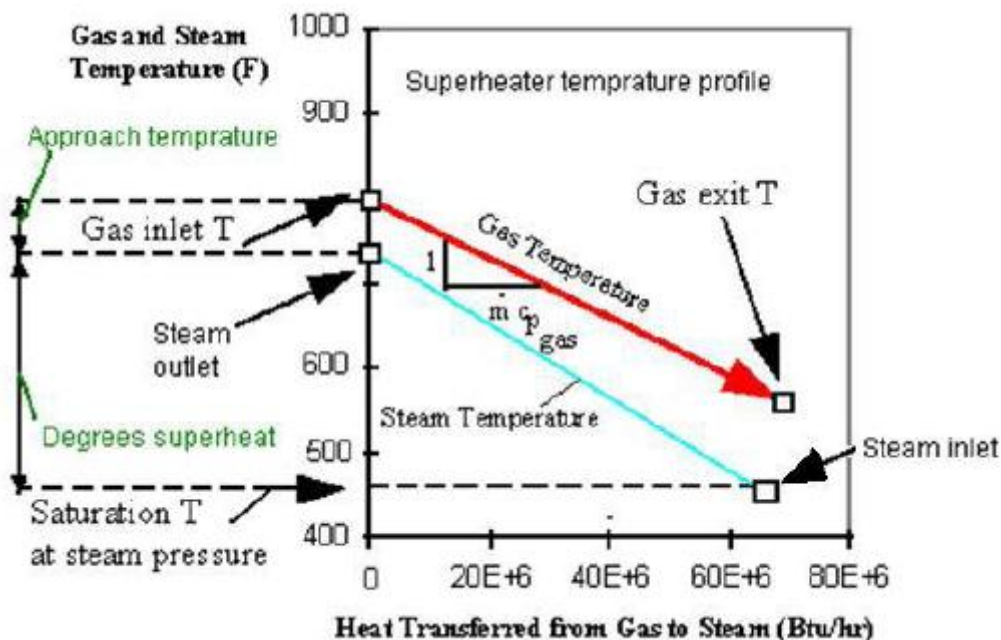
#### Υπερθερμαντής (Σχήμα 2.19)



Σχήμα 2.19: Εικονίδιο του υπερθερμαντή στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

Ο υπερθερμαντής ακολουθεί την λογική των απλών εναλλακτών θερμότητας (Σχήμα 2.20):

$$\dot{m}_{gas} c_{p_{gas}} (T_{gas,in} - T_{gas,out}) \cdot \eta = \dot{m}_{steam} (h_{steam,out} - h_{steam,in}) \quad (2.30)$$



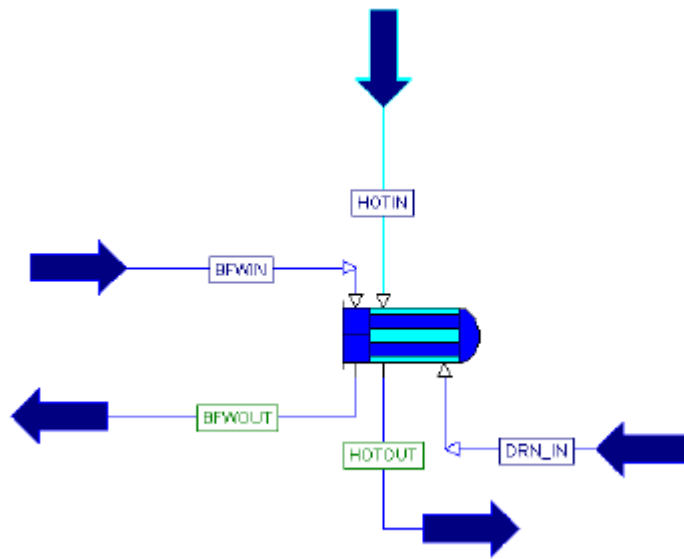
Σχήμα 2.20: Μετάδοση θερμότητας στον υπερθερμαντή (Πηγή: Gatecycle™ [15])

Τις περισσότερες φορές, η είσοδος του υπερθερμαντή είναι κορεσμένος ατμός. Το λογισμικό απαιτεί από το χρήστη να εισάγει ένα από τα παρακάτω:

- Θερμοκρασία εξόδου ατμού ή καυσαερίων
- Θερμοκρασία προσέγγισης (approach temperature) που δηλώνει την διαφορά θερμοκρασίας εισόδου του καυσαερίου και εξόδου του νερού
- Θερμοκρασία υπερθέρμανσης (degrees superheat) που δηλώνει την θερμοκρασία του ατμού πάνω από την θερμοκρασία κορεσμού, για την συγκεκριμένη πίεση
- Αποδοτικότητα του εναλλάκτη (effectiveness)

#### Προθερμαντής με ατμό

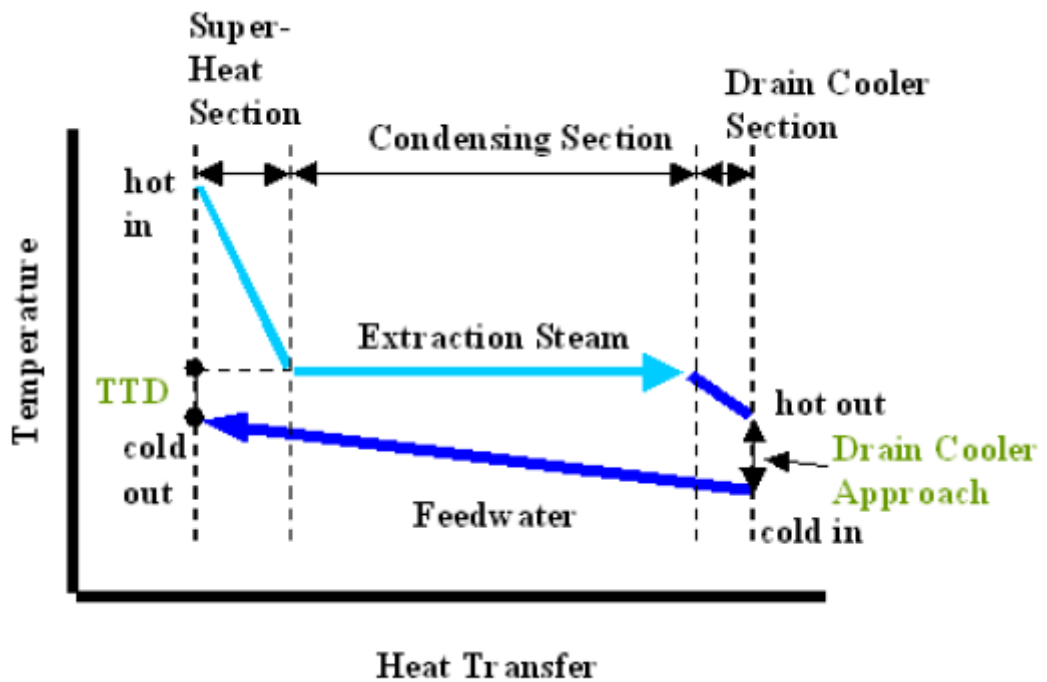
Ο προθερμαντής με ατμό (Σχήμα 2.21) λειτουργεί με τον παρακάτω τρόπο: Ατμός απομαστεύεται από τον αμοστρόβιλο και με την βοήθεια του εναλλάκτη αυτού, συμπυκνώνεται και προθερμαίνει το νερό τροφοδοσίας. Υπάρχει επίσης η δυνατότητα υπόψυξης του συμπυκνώματος.



Σχήμα 2.21: Εικονίδιο του προθερμαντή με ατμό στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

$$[\dot{m}_{steam}(h_{hot,in} - h_{hot,out}) + \dot{m}_{drain,in}(h_{drain,in} - h_{hot,out})] \cdot \eta = \dot{m}_{bfw}(h_{bfw,out} - h_{bfw,in}) \quad (2.31)$$

Η θερμότητα που προσδίδεται στο ψυχρό ρεύμα οφείλεται στην ψύξη του ατμού, την ενδεχόμενη υπόψυξη του αλλά και στην είσοδο DRAIN, από όπου μπορεί να εισέρχονται συμπυκνώματα από άλλους προθερμαντές, υψηλότερης πίεσης. Επίσης, για τη λειτουργία του προθερμαντή, ισχύει το Σχήμα 2.22:



Σχήμα 2.22: Μετάδοση θερμότητας στον προθερμαντή (Πηγή: Gatecycle™ [15])

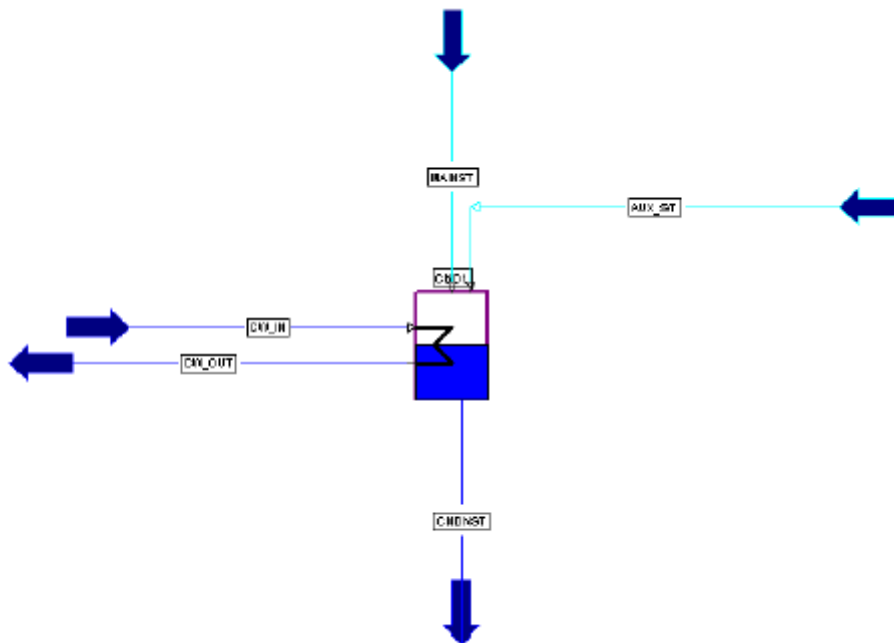
Για τη λειτουργία του προθερμαντή, εκτός από το να οριστεί αν πραγματοποιείται υπόψυξη του συμπυκνώματος, πρέπει να οριστεί και ένα από τα παρακάτω:

- Η ποσότητα ατμού που εισέρχεται στον εναλλάκτη
- Η τελική θερμοκρασιακή διαφορά (Terminal Temperature Difference – TTD) που δηλώνει τη διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του θερμαινόμενου ρεύματος από την θερμοκρασία συμπύκνωσης του ατμού στη συγκεκριμένη πίεση
- Στην περίπτωση που πραγματοποιείται υπόψυξη, πρέπει να οριστεί η θερμοκρασία προσέγγισης (drain cooler approach) προκειμένου να εκτιμηθεί μέχρι ποια θερμοκρασία θα υποψυχθεί το συμπύκνωμα.

### Συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής (Σχήμα 2.23) βρίσκεται μετά την τελευταία βαθμίδα του αμοστροβίλου και συμπυκνώνει το μίγμα νερού – ατμού που εξέρχεται από αυτόν. Ισχύει η ακόλουθη σχέση:

$$[\dot{m}_{main,stm} (h_{in} - h_{cndst}) + \dot{m}_{aux,stm} (h_{aux,stm} - h_{cndst})] = \dot{m}_{coolant} (h_{cw,out} - h_{cw,in}) \quad (2.32)$$



**Σχήμα 2.23: Εικονίδιο του συμπυκνωτή στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])**

Η πίεση που επικρατεί στον συμπυκνωτή εξαρτάται από την θερμοκρασία του ψυκτικού νερού. Συγκεκριμένα για την λειτουργία του συμπυκνωτή είναι απαραίτητο να καθοριστεί η θερμοκρασιακή ανύψωση του ψυκτικού νερού, ή η παροχή του ψυκτικού νερού (έχοντας ως δεδομένο την θερμοκρασία εισόδου του). Ακόμα πρέπει να καθοριστεί κάτι από τα ακόλουθα:

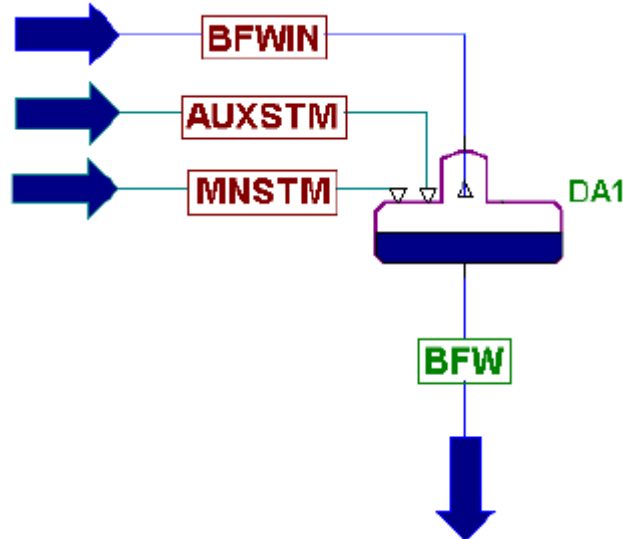


- Πίεση που επικρατεί στο ψυγείο
- Θερμοκρασιακή διαφορά συμπυκνώματος – εισόδου ψυκτικού. Με αυτόν τον τρόπο μπορεί να υπολογιστεί η πίεση δεδομένου ότι το σχηματιζόμενο νερό είναι συμπυκνωμένο.

Πέρα από αυτά μπορούν να προστεθούν απώλειες πίεσης κατά την είσοδο του ατμού, αλλά μπορεί να γίνει και υπόφυξη του συμπυκνώματος που πρέπει να προσδιοριστεί. Όλα τα παραπάνω αναφέρονται για εναλλάκτες θερμότητας σε κατάσταση σχεδιασμού (design). Στο GateCycle™ υπολογίζεται στην κατάσταση σχεδιασμού μια επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας χρησιμοποιώντας έναν τυπικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για κάθε εναλλάκτη. Με αυτόν τον τρόπο προσομοιώνεται η συμπεριφορά των εναλλακτών σε εκτός σχεδιασμού συνθήκες (off design).

#### Απαεριωτής

Ο απαεριωτής (Σχήμα 2.24) ή αλλιώς τροφοδοτική δεξαμενή είναι ένας ανοικτού τύπου εναλλάκτης θερμότητας.



Σχήμα 2.24: Εικονίδιο του απαεριωτή στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

Η διαδικασία που εκτελείται είναι η αδιαβατική ανάμιξη. Δηλαδή:

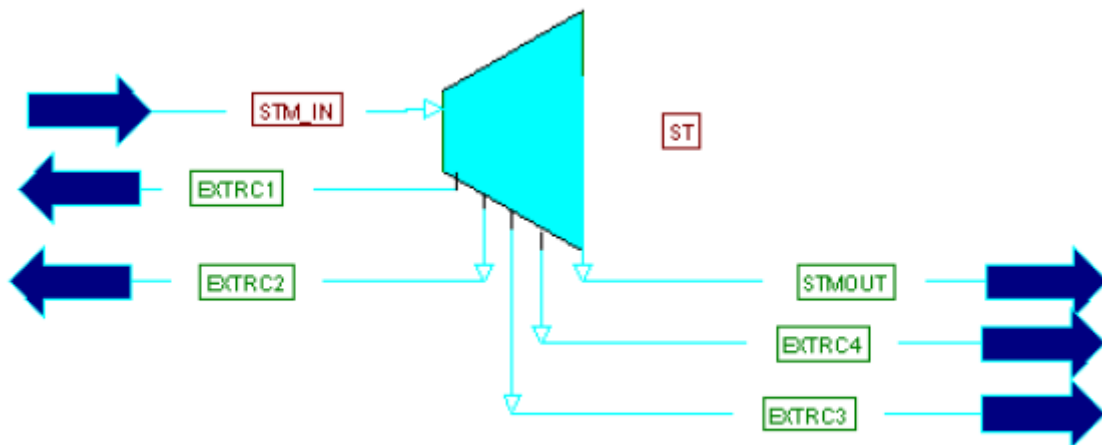
$$\dot{m}_{bfw,in} h_{bfw,in} + \dot{m}_{aux,stm} h_{aux,stm} + \dot{m}_{mn,stm} h_{mn,stm} = \dot{m}_{bfw} h_{bfw} \quad (2.33)$$

Όπου BFWIN είναι η είσοδος του τροφοδοτικού νερού, ενώ MNSTM είναι η κύρια είσοδος του ατμού για την προθέρμανση και απαερίωση, ενώ AUXSTM είσοδος τυχόν βοηθητικού

ατμού και τέλος BFW είναι η έξοδος του τροφοδοτικού νερού μετά την προθέρμανση. Στον απαεριωτή επιδιώκεται η θέρμανση του νερού ως την κατάσταση κορεσμού. Στο GateCycle™ σε περίπτωση που ο ατμός δεν επαρκεί για την θέρμανση τότε το νερό γίνεται υπόψυκτο. Στην περίπτωση που ο ατμός είναι παραπάνω από τον απαιτούμενο, τότε για την αποφυγή σχηματισμού διφασικού μίγματος στον απαεριωτή, ο σχηματιζόμενος ατμός απορρίπτεται αυτόματα και έτσι μένει στον απαεριωτή μόνο κορεσμένο νερό.

### Ατμοστρόβιλος

Στον ατμοστρόβιλο (Σχήμα 2.25) εισέρχεται ατμός σε μεγάλη θερμοκρασία και πίεση (STM\_IN) και εξέρχεται σε χαμηλότερη θερμοκρασία (STMOUT) και πίεση αποδίδοντας έργο. Είναι πιθανό να υπάρχουν απομαστεύσεις ατμού και έτσι να απομακρύνεται μέρος της συνολικής ποσότητας ατμού προτού εκτονωθεί πλήρως.



**Σχήμα 2.25: Εικονίδιο του ατμοστρόβιλου στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])**

Επομένως το παραγόμενο έργο στον ατμοστρόβιλο δίδεται από την εξής σχέση:

$$W = \dot{m}_{stm,in} (h_{stm,in} - h_{extrc1}) + (\dot{m}_{stm,in} - \dot{m}_{extrc1})(h_{extrc1} - h_{extrc2}) + \dots + (m_{stm,in} - m_{extrc1} - \dots - m_{extrcn})(h_{extrcn} - h_{stm,out}) \quad (2.34)$$

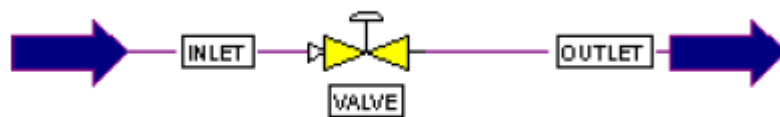
Χαρακτηριστικό του ατμοστροβίλου είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, καθώς όλες οι μεταβολές συνεπάγονται αύξηση της εντροπίας. Ατμοστρόβιλος με μικρό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης αξιοποιεί λιγότερο την διαθέσιμη ενθαλπική πτώση και έτσι μειώνεται το αποδιδόμενο έργο.

Άλλη παράμετρος που καθορίζει την αποδιδόμενη ισχύ του στροβίλου είναι η διαφορά πίεσης στα άκρα του. Στην είσοδο η πίεση καθορίζεται από ρυθμιστική βαλβίδα. Η πίεση

εξόδου πρέπει να εισαχθεί στην κατάσταση σχεδιασμού (design), ενώ υπολογίζεται σε εκτός σχεδιασμού περιπτώσεις (off design).

### Ρυθμιστικές βαλβίδες

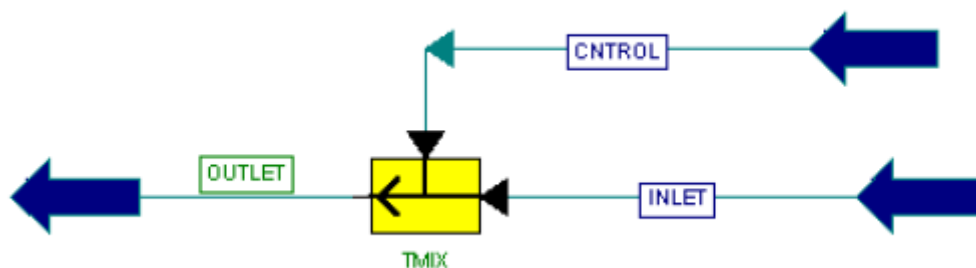
Οι ρυθμιστικές βαλβίδες (Σχήμα 2.26) αποτελούν εξαρτήματα ρύθμισης της πίεσης. Χρησιμοποιούνται για να δηλώσουν την ύπαρξη ρυθμιστικών βαλβίδων που ρυθμίζουν την πίεση π.χ. πριν τον ατμοστρόβιλο, δηλαδή εκτελούν ισενθαλπικό στραγγαλισμό. Μπορούν όμως να χρησιμοποιηθούν και για να μεταβάλλουν την ενθαλπία του εισερχόμενου ρεύματος, δηλαδή μπορούν να προσφέρουν ή να απάγουν θερμότητα. Σε κάθε περίπτωση οι ζητούμενες μεταβολές πρέπει να οριστούν.



Σχήμα 2.26: Εικονίδιο της ρυθμιστικής βαλβίδας στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

### Ρυθμιστές θερμοκρασίας με έγχυση νερού-ατμού (ψεκασμοί)

Σε αρκετές περιπτώσεις, είναι αναγκαία η ρύθμιση της θερμοκρασίας του ατμού σε κάποια σημεία της εγκατάστασης. Αυτή τη λειτουργία επιτελούν οι ρυθμιστές θερμοκρασίας (Σχήμα 2.27), που ψεκάζουν με νερό ή κορεσμένο ατμό για ψύξη του υπερθέρμου και επαναφορά του στην επιθυμητή θερμοκρασία. Η διεργασία που πραγματοποιείται είναι αδιαβατική ανάμιξη.



Σχήμα 2.27: Εικονίδιο του ρυθμιστή θερμοκρασίας στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

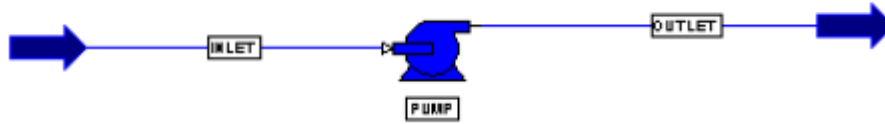
Δηλαδή,

$$\dot{m}_{inlet} h_{inlet} + \dot{m}_{control} h_{control} = (\dot{m}_{control} + \dot{m}_{inlet}) h_{outlet} \quad (2.35)$$

Βασικότερη παράμετρος είναι η επιθυμητή θερμοκρασία του ατμού στην έξοδο, που καθορίζει την απαιτούμενη παροχή του εγχόμενου νερού ή ατμού.

## Αντλίες

Μαζί με τους σωλήνες και τις βαλβίδες, οι αντλίες (Σχήμα 2.28) καθορίζουν την πίεση που επικρατεί σε κάθε σημείο του κυκλώματος.



Σχήμα 2.28: Εικονίδιο της αντλίας στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

Για την αντλία μπορεί να οριστεί ένας λόγος πίεσης ή μια σταθερή πίεση εξόδου (ρυθμιζόμενη με βαλβίδα). Το υγρό υπόκειται ενθαλπική αύξηση ίση με

$$\Delta h_{is} = \nu \cdot \Delta p \cdot 100 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.36)$$

αν η λειτουργία της αντλίας ήταν ισεντροπική, όπου  $\nu$  ο ειδικός όγκος [ $m^3/kg$ ] στην είσοδο της αντλίας (αναρρόφηση),  $\Delta p$  μεταβολή πίεσης της αντλίας [bar]. Έτσι ορίζεται και εδώ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης:

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h} \quad (2.37)$$

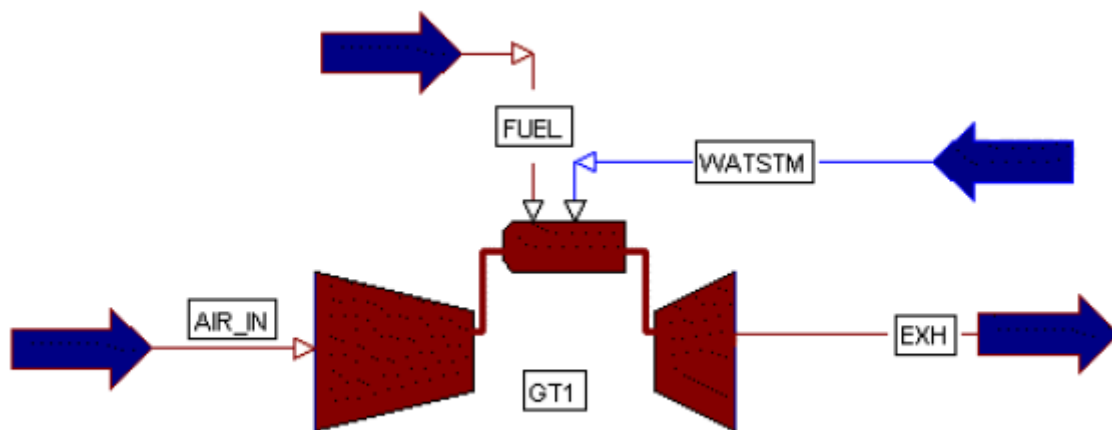
Η καταναλισκόμενη ισχύς ισούται με

$$P = \frac{m \cdot \nu \cdot \Delta p}{\eta \cdot \eta_{is}} [kW], \quad (2.38)$$

όπου  $m$  η παροχή του υγρού [kg/sec] και  $\eta$  ο βαθμός απόδοσης της αντλίας (περιλαμβάνοντας μηχανικό, ογκομετρικό, υδραυλικό κ.λπ. βαθμούς απόδοσης).

## Αεριοστρόβιλος

Στον αεριοστρόβιλο (Σχήμα 2.29) εισέρχεται αέρας (AIR\_IN) συμπιέζεται και καίγεται μαζί με το καύσιμο (FUEL). Τα καυσαέρια που παράγονται, εκτονώνονται στον στρόβιλο όπου παράγεται το έργο.



Σχήμα 2.29: Εικονίδιο του αεριοστρόβιλου στο Gatecycle™ (Πηγή: Gatecycle™ [15])

Στο GateCycle™ ο αεριοστρόβιλος προσομοιώνεται ως ένας απλός μονής ατράκτου αεριοστρόβιλος. Ο χρήστης μπορεί να επιλέξει από τη βιβλιοθήκη του GateCycle™ ένα από τα 150 και πλέον διαθέσιμα εμπορικά μοντέλα και να πραγματοποιήσει τη μελέτη που επιθυμεί. Αυτό επιτρέπει τη χρησιμοποίηση ενός αεριοστρόβιλου χωρίς να είναι διαθέσιμα τα δεδομένα του κατασκευαστή. Η ανάλυση είναι σχετικά απλή, σε επίπεδο κατασκευαστή, μιας και κάθε μοντέλο έχει τις καμπύλες απόδοσης του κατασκευαστή. Τυχόν διαφοροποιήσεις στις συνθήκες εισόδου (υγρασία, θερμοκρασία, συνθήκες καυσίμου κλπ.) και στη πτώση πίεσης επηρεάζουν τα αποτελέσματα του αεριοστρόβιλου [19].

### 2.6.1 Δείκτες αποδοτικότητας συστημάτων συμπαραγωγής

Ο βαθμός απόδοσης του κύριου κινητήρα (π.χ. του αεριοστρόβιλου, της μηχανής Diesel ή Otto, του ατμοστρόβιλου, κλπ.) ορίζεται ως:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_f}{\dot{H}_f} = \frac{\dot{W}_f}{\dot{m}_f H_u} \quad (2.39)$$

όπου  $\dot{W}_f$  είναι η ωφέλιμη ισχύς που παραδίδεται στον άξονα της κύριας πηγής ενέργειας,  $\dot{H}_f$  είναι η ισχύς του καυσίμου που καταναλώνεται από το σύστημα ( $\dot{H}_f = \dot{m}_f H_u$ ),  $\dot{m}_f$  είναι η παροχή μάζας του καυσίμου, και  $H_u$  η κατώτερη θερμογόνο δύναμή του. Πρέπει να σημειωθεί ότι, στην Ευρώπη η ανάλυση συνήθως γίνεται με την κατώτερη θερμογόνο δύναμη (ΚΘΔ) ενώ η ανώτερη θερμογόνο δύναμη (ΑΘΔ)  $H_o$  χρησιμοποιείται κατά κύριο λόγο στις ΗΠΑ.

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του συστήματος συμπαραγωγής ορίζεται ως:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{H}_f} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_f H_u} \quad (2.40)$$

όπου  $\dot{W}_e$  είναι η καθαρή παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος από το σύστημα (η ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνεται από το βοηθητικό εξοπλισμό αφαιρείται από την ηλεκτρική ισχύ της γεννήτριας). Επίσης, ο θερμικός βαθμός απόδοσης του μέρους παραγωγής της θερμότητας του συστήματος είναι:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}}{\dot{H}_f} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f H_u} \quad (2.41)$$

όπου  $\dot{Q}$  είναι η ωφέλιμη θερμική ισχύς του συμπαραγωγικού συστήματος. Τέλος, ο συνολικός ενεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος συμπαραγωγής είναι:

$$\eta = \eta_e + \eta_{th} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}}{\dot{H}_f} \quad (2.42)$$

Λόγω του ότι η ποιότητα της θερμότητας είναι χαμηλότερη από αυτή του ηλεκτρισμού συγκρινόμενα ενεργειακά (το κορεσμένο υγρό χαρακτηρίζεται χαμηλής ποιότητας ενέργεια σε σχέση με τον ατμό), η χρήση του παραπάνω δείκτη για σύγκριση των διάφορων συστημάτων δεν είναι απολύτως σωστή. Μολονότι συνήθως χρησιμοποιούνται οι ενεργειακοί βαθμοί απόδοσης, μία θερμοδυναμικά ακριβέστερη προσέγγιση και μία δικαιότερη σύγκριση μεταξύ των συστημάτων μπορεί να γίνει βάσει των εξεργειακών αποδοτικότητων τους.

Υπάρχουν όμως και άλλες σημαντικές παράμετροι που πρέπει να εξετάζονται στα συστήματα ΣΗΘ και μάλιστα παρουσιάζουν περισσότερο πρακτικό ενδιαφέρον, όπως είναι ο λόγος ηλεκτρισμού προς θερμότητα (Power to Heat Ratio - *PHR*)

$$PHR = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}} \quad (2.43)$$

και ο λόγος εξοικονόμησης ενέργειας καυσίμων:

$$FESR = \frac{\dot{H}_{fs} - \dot{H}_{fc}}{\dot{H}_{fs}} \quad (2.44)$$

όπου  $\dot{H}_{fs}$  είναι η συνολική ισχύς των καταναλισκόμενων καυσίμων για χωριστή παραγωγή της  $\dot{W}_e$  και της  $\dot{Q}$  αντίστοιχα και  $\dot{H}_{fc}$  είναι η ισχύς των καυσίμων του συστήματος συμπαραγωγής που παράγουν τις ίδιες ποσότητες ηλεκτρικής ενέργειας  $\dot{W}_e$  και

θερμότητας  $\dot{Q}$ . Προκειμένου ένα σύστημα συμπαραγωγής να αποτελεί μια λογική επιλογή από την άποψη της εξοικονόμησης ενέργειας, πρέπει να είναι:  $FESR > 0$ . Μάλιστα, εάν ο  $FESR$  έχει τιμή μεγαλύτερη του 10% (0.1), τότε ο πρόκειται για Συμπαραγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας Υψηλής Απόδοσης (ΣΗΘΥΑ) [20].

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις, προκύπτουν οι παρακάτω μορφές τους:

$$\eta = \eta_e \left(1 + \frac{1}{PHR}\right) \quad (2.45)$$

$$PHR = \frac{\eta_e}{\eta_{th}} = \frac{\eta_e}{\eta - \eta_e} \quad (2.46)$$

οι οποίες καθιστούν ευκολότερο τον καθορισμό αποδεκτών τιμών του λόγου ηλεκτρισμού προς θερμότητα ενός συστήματος, όταν ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης είναι εξ' αρχής γνωστός.. Πρέπει να αναφερθεί ότι, σε όλες τις εφαρμογές, ο λόγος ηλεκτρισμού προς θερμότητα αποτελεί έναν από τους βασικούς παράγοντες για την επιλογή ενός συστήματος συμπαραγωγής.

Εάν θεωρηθεί ότι ένα σύστημα ΣΗΘ αντικαθιστά ξεχωριστές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας με βαθμούς απόδοσης  $\eta_w$  και  $\eta_Q$ , αντίστοιχα, τότε αποδεικνύεται εύκολα ότι:

$$FESR = 1 - \frac{PHR + 1}{\eta \left( \frac{PHR}{\eta_w} + \frac{1}{\eta_Q} \right)} \quad (2.47)$$

όπου οι δείκτες  $W$  και  $Q$  υποδηλώνουν τη διακριτή παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας και της θερμότητας (π.χ. από μία μονάδα ηλεκτροπαραγωγής και έναν λέβητα), αντίστοιχα. Κατά συνέπεια, εάν ένα σύστημα ΣΗΘ με συνολικό βαθμό απόδοσης  $\eta=0,80$  και λόγο ηλεκτρισμού προς θερμότητα  $PHR=0,60$  υποκαθιστά μια μονάδα ηλεκτροπαραγωγής με απόδοση  $\eta_w=0,35$  και έναν λέβητα αποδοτικότητας  $\eta_Q=0,85$ , τότε από την παραπάνω εξίσωση προκύπτει ότι:  $FESR=0,325$ . Αυτό σημαίνει ότι η συμπαραγωγή μειώνει τη συνολική κατανάλωση ενέργειας κατά 32,5%.

Αξίζει να αναφέρουμε σε αυτό το σημείο ότι στην παρούσα διπλωματική εργασία ο δείκτης ο οποίος χρησιμοποιήθηκε αλλά και αποτελεί μέτρο σύγκρισης μεταξύ των διαφόρων σεναρίων είναι ο  $FESR$ , καθώς παρουσιάζει περισσότερο πρακτικό ενδιαφέρον μιας και δείχνει την εξοικονόμηση καυσίμου που πραγματοποιείται κατά την συμπαραγωγή ηλεκτρισμού θερμότητας σε σχέση με την ξεχωριστή παραγωγή τους.

## 2.6.2 Οικονομικοί δείκτες

Τα βασικά μεγέθη που υπολογίζονται και με βάση τα οποία γίνεται σύγκριση μεταξύ των σεναρίων είναι τα έτη αποπληρωμής της επένδυσης, η **Καθαρή Παρούσα Αξία (ΚΠΑ-NPV)** και ο **Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης (IRR)**. Η καθαρά παρούσα αξία, προκύπτει αν προεξοφλήσουμε στο παρόν, για κάθε έτος χωριστά, τη διαφορά μεταξύ όλων των μελλοντικών ταμειακών εισροών και εκροών για ολόκληρο το χρόνο ζωής του σχεδίου επενδύσεως, με βάση ένα συντελεστή προεξόφλησης. Η εύρεση της ΚΠΑ είναι θεμελιώδους σημασίας, γιατί στην ουσία αντιπροσωπεύει και εκφράζει όλες τις ροές του επενδυτικού σχεδίου, τη στιγμή που ο επενδυτής (ιδιώτης ή δημόσιο) παίρνει την απόφαση. Υπολογίζεται με βάση τον τύπο του Σχήματος 2.30.

$$ΚΠΑ = \sum_{t=1}^N \frac{\text{Ταμειακές Εισροές}}{(1+r)^t} - \text{Αρχική Επένδυση}$$

t = Χρονική περίοδος  
N = Χρονική διάρκεια της επένδυσης  
r = Προεξοφλητικό επιτόκιο

Σχήμα 2.30: Τύπος υπολογισμού ΚΠΑ (Πηγή: Euretirio [21])

Ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης αποτελεί μια πιο γενική και ευρύτερα χρησιμοποιούμενη μέθοδο συντελεστή αποδόσεως για οικονομικές αναλύσεις επενδυτικών σχεδίων. Ο υπολογισμός του απαιτεί την εύρεση του επιτοκίου στο οποίο η παρούσα αξία των ταμειακών εισροών ισούται με την παρούσα αξία των ταμειακών εκροών. Αν το επιτόκιο αυτό είναι υψηλότερο από το επιτόκιο προεξόφλησης που ισχύει στην αγορά, το σχέδιο επενδύσεως που αξιολογείται κρίνεται ως αποδεκτό, αν είναι χαμηλότερο το επενδυτικό σχέδιο απορρίπτεται, ενώ σε περίπτωση που υπάρχουν πολλά εναλλακτικά σχέδια επενδύσεως, επιλέγεται εκείνο που έχει το υψηλότερο επιτόκιο υπό τον όρο ότι το επιτόκιο αυτό είναι μεγαλύτερο από αυτό της αγοράς. Ο τύπος υπολογισμού του IRR είναι ο παρακάτω (Σχήμα 2.31):

$$CF_0 = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1 + IRR)^t}$$

Σχήμα 2.31: Τύπος υπολογισμού IRR (Πηγή: Wikipedia [4])

Όπου  $CF_t$  είναι η ταμειακή ροή του εκάστοτε έτους t και IRR είναι ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης της επένδυσης.



Όλα τα σενάρια υπολογίζονται σε ετήσια βάση, με προεξοφλητικό επιτόκιο **8%** και περίοδο ανάλυσης τα **10** έτη, με τη θεώρηση ότι μετά την επέμβαση η μονάδα θα μπορέσει να συνεχίσει τη λειτουργία της για αυτό το χρονικό διάστημα, αν ληφθεί υπ' όψιν ότι μία νέα μονάδα σχεδιάζεται για να λειτουργεί για 20 χρόνια.

Αναφορικά με τη λειτουργία της μονάδας μέσα σε ένα έτος, μιας και ο αριθμός των kWh που παράγει παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στην οικονομική διαστασιολόγηση της μονάδας, χρησιμοποιήθηκε η έννοια του **συντελεστή χρησιμοποίησης (capacity factor)** της μονάδας. Ως συντελεστής χρησιμοποίησης ορίζεται το πηλίκο της παραγόμενης ενέργειας από μία μονάδα, προς τη μέγιστη δυνατή παραγωγή ενέργειας που θα μπορούσε να επιτύχει εντός ενός μήνα, αν δούλευε σε πλήρες φορτίο. Από τη στιγμή που είναι άγνωστος εξ ορισμού ο αριθμός των kWh που παράγονται από τα υπό εξέταση σενάρια, γίνεται η παραδοχή ότι **ο συντελεστής χρησιμοποίησης είναι ίσος με 80%**. Αυτός ο αριθμός δεν προέκυψε τυχαία, αλλά αν ληφθεί υπ' όψιν ότι μετά την αναβάθμιση η μονάδα θα συγκαταλέγεται στις σχετικά νέες μονάδες, οι οποίες με βάση στοιχεία του ΑΔΜΗΕ [22] (π.χ. Άγιος Δημήτριος V) για τον τελευταίο χρόνο παρουσιάζουν κατά μέσο όρο ένα συντελεστή χρησιμοποίησης ίσο με 80%. Το αποτέλεσμα είναι να προκύπτουν **292 μέρες ανά έτος** για τη λειτουργία του σταθμού.

Όσον αφορά την τηλεθέρμανση, προκύπτουν **240 μέρες ανά έτος**, όσες ακριβώς λειτουργεί εντός του έτους.

Επίσης, γίνεται η θεώρηση ότι όλα τα απαιτούμενα κεφάλαια προέρχονται από ίδια κεφάλαια και ότι δεν υπάρχει κάποια επιδότηση.

### **3. Αποτελέσματα προσομοιώσεων**

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από τις προσομοιώσεις τόσο για την αρχική μονάδα, όσο και για όλα τα σενάρια.

#### **3.1 Αποτελέσματα προσομοίωσης μονάδας**

Στους Πίνακες 3.1 ως 3.5 παρουσιάζονται μετρημένα δεδομένα [23] για τα βασικά τμήματα του σταθμού, αποτελέσματα της προσομοίωσης για τα τμήματα αυτά και τέλος η ποσοστιαία διαφορά που παρουσιάζουν μεταξύ τους. Τα τμήματα αυτά είναι οι υπερθερμαντές (Superheater – SPHT), αναθερμαντές (Reheater – RH), ο λέβητας (Furnace – FRN) και ο οικονομητήρας (Economizer – ECO), με τη σειρά που αυτοί εμφανίζονται στη μονάδα (όσον αφορά την πορεία του ατμού) και με τον τρόπο που είναι διαιρεμένοι (ισχύει για τους υπέρθερμους και τους ανάθερμους). Τα δεδομένα που παρουσιάζονται για τα τμήματα αυτά είναι:

- Θερμοκρασία και πίεση του ατμού στην είσοδο και την έξοδο
- Θερμοκρασία καυσαερίου στην είσοδο και την έξοδο
- Παροχή μάζας ψεκασμών

Επίσης, όσων αφορά το ολοκληρωμένο κύκλωμα, παρουσιάζονται δεδομένα για τις συνολικές παροχές ατμού, καυσαερίων και καυσίμου.

**Πίνακας 3.1: Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ατμού στα διάφορα τμήματα της μονάδας**

Στοιχεία	Μετρημένα Δεδομένα		Αποτελέσματα Προσομοίωσης		Ποσοστιαία Διαφορά (%)	
	Θερμ. Εισόδου (°C)	Θερμ. Εξόδου (°C)	Θερμ. Εισόδου (°C)	Θερμ. Εξόδου (°C)	Θερμ. Εισόδου (%)	Θερμ. Εξόδου (%)
			Τιμές Ατμού			
ECO	257	317	243,54	302,82	5,53	4,68
FRN	332,11	361	325,25	361,58	2,11	-0,16
SH1A	361	370	361,58	367,07	-0,16	0,80
SH1B	370	428	367,07	429,6	0,80	-0,37
SH2	408	512	408	513,29	0,00	-0,25
SH3	496	542	494	540,37	0,40	0,30
RH1A	339	376	337,83	368,43	0,35	2,05
RH1B	376	444	368,43	451,8	2,05	-1,73
RH2	414	542	414	540,37	0,00	0,30

**Πίνακας 3.2: Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του καυσαερίου στα διάφορα τμήματα της μονάδας**

Στοιχεία	Μετρημένα Δεδομένα		Αποτελέσματα Προσομοίωσης		Ποσοστιαία Διαφορά (%)	
	Θερμ. Εισόδου (°C)	Θερμ. Εξόδου (°C)	Θερμ. Εισόδου (°C)	Θερμ. Εξόδου (°C)	Θερμ. Εισόδου (%)	Θερμ. Εξόδου (%)
			Τιμές Καυσαερίων			
ECO	405	303	400,74	291,48	1,06	3,95
FRN	1197,1	965	1306	965	-8,34	0,00
SH1A	492	428	478,45	428,25	2,83	-0,06
SH1B	682	548	688,71	547,9	-0,97	0,02
SH2	965	830	965	833,84	0,00	-0,46
SH3	830	780	833,84	785,52	-0,46	-0,70
RH1A	428	405	428,25	400,74	-0,06	1,06
RH1B	548	492	547,9	478,48	0,02	2,83
RH2	780	682	785,52	688,71	-0,70	-0,97

**Πίνακας 3.3: Πιέσεις του ατμού στην είσοδο και την έξοδο στα διάφορα τμήματα της μονάδας**

Στοιχεία	Μετρημένα Δεδομένα		Αποτελέσματα Προσομοίωσης		Ποσοστιαία Διαφορά (%)	
	Πίεση Εισόδου (bar)	Πίεση Εξόδου (bar)	Πίεση Εισόδου (bar)	Πίεση Εξόδου (bar)	Πίεση Εισόδου (bar)	Πίεση Εξόδου (bar)
			Τιμές Ατμού			
ECO	202	196,13	196,88	192,94	2,60	1,65
FRN	196,13	190	190	190	3,23	0,00
SH1A	188,8	186,7	190	186,2	-0,63	0,27
SH1B	186,7	183,2	186,2	182,47	0,27	0,40
ATEMP.SH1B	183,2	181,7	182,47	180,65	0,40	0,58
SH2	181,7	177,9	180,65	177,03	0,58	0,49
ATEMP.SH2	177,9	176,6	177,03	175,26	0,49	0,76
SH3	176,6	172,5	175,26	171,76	0,76	0,43
RH1A	44,8	44,5	45	44,1	-0,44	0,91
RH1B	44,5	44	44,1	43,22	0,91	1,80
ATEMP.RH1B	44	43,8	43,22	42,78	1,80	2,38
RH2	43,8	43,1	42,78	41,93	2,38	2,79

**Πίνακας 3.4: Παροχές μάζας των ψεκασμών ατμού**

Στοιχείο	Μετρημένα Δεδομένα	Αποτελέσματα Προσομοίωσης	Ποσοστιαία Διαφορά (%)
	Παροχή μάζας (kg/s)	Παροχή μάζας (kg/s)	Παροχή μάζας (kg/s)
SH1b	9,61	9,61	0,00
SH2	6,22	6,01	3,49
RH1b	7,78	7,53	3,32

**Πίνακας 3.5: Παροχές μάζας ατμού, καυσαερίων και καυσίμου στο ευρύτερο κύκλωμα της μονάδας**

Στοιχείο	Μετρημένα Δεδομένα	Αποτελέσματα Προσομοίωσης	Ποσοστιαία Διαφορά (%)
	Παροχή μάζας (kg/s)	Παροχή μάζας (kg/s)	Παροχή μάζας (kg/s)
Ατμός	248,05	254,44	-2,51
Καυσαέριο	574,96	515,15	11,61
Καύσιμο	155	155	0,00

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, εξάγονται τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι σε μεγάλο βαθμό ικανοποιητικά, καθώς στο μεγαλύτερο μέρος των τιμών, η απόκλιση δεν ξεπερνάει το 4%, πλην ελαχίστων εξαιρέσεων. Επίσης, σε πολλές περιπτώσεις, το σφάλμα δεν ξεπερνάει το 1%.
- Οι μεγαλύτερες αποκλίσεις παρουσιάζονται σε θερμοκρασίες και παροχές καυσαερίων, με μεγαλύτερη απόκλιση αυτή της παροχής καυσαερίων (11.61% λιγότερο από τα μετρημένα). Ωστόσο, εάν ληφθεί υπ' όψιν ότι η σύσταση του λιγνίτη διαφοροποιείται συνεχώς και ότι στο πρόγραμμα εισήχθη μια σταθερή σύσταση και θερμογόνος δύναμη, τότε η όποια απόκλιση θεωρείτο δεδομένη. Μάλιστα, από τη στιγμή που υπάρχει πολύ καλή σύγκλιση στις τιμές των θερμοκρασιών, των πιέσεων και των ψεκασμών ( στον υπέρθερμο 1b η τιμή που προέκυψε από την προσομοίωση ήταν ίδια με τα δεδομένα της μονάδας), τότε δεν προκύπτει λόγος αμφισβήτησης της εγκυρότητας της προσομοίωσης.

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που έχουν προκύψει από τις προσομοιώσεις όλων των σεναρίων ενώ μεσολαβεί και ένας σχολιασμός μεταξύ των σεναρίων. Πέντε παράμετροι παρουσιάζονται και είναι οι εξής:

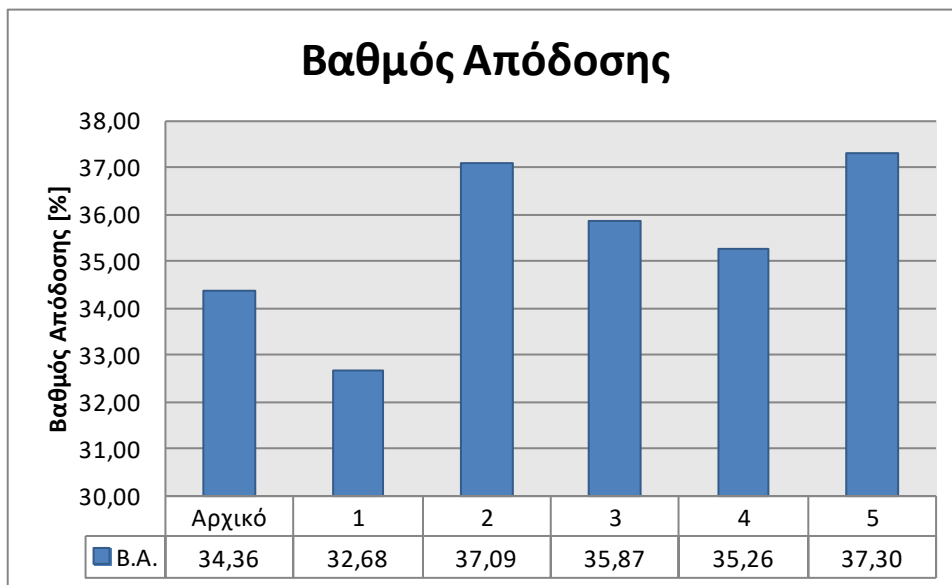
- Βαθμός απόδοσης
- Κατανάλωση καυσίμου
- Παραγόμενη ισχύς
- Εκπομπές CO<sub>2</sub> (σε tn/yr αλλά και kg CO<sub>2</sub>/kWh)
- Δείκτης FESR

### **3.2 Αποτελέσματα βασικών σεναρίων**

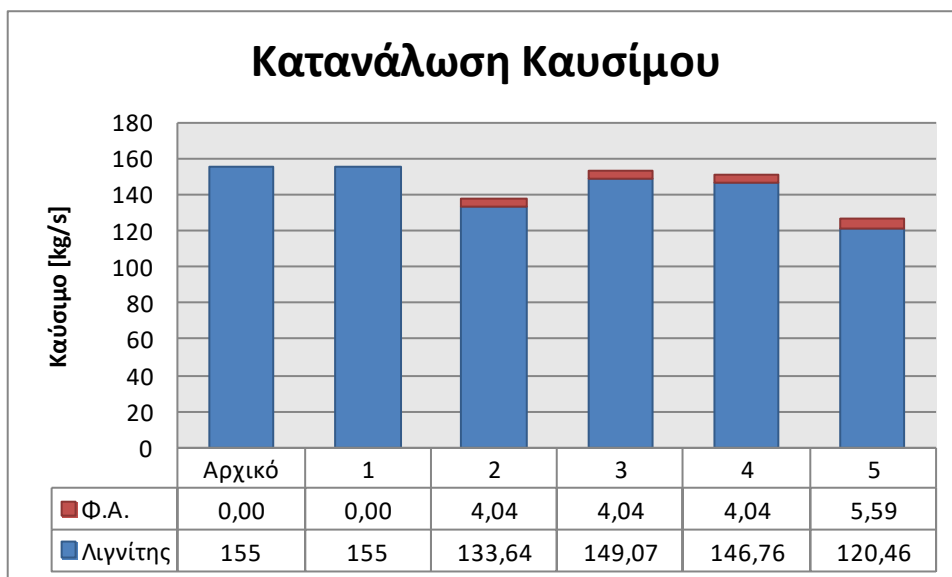
Σε πρώτο στάδιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των 5 βασικών σεναρίων (Σχήματα 3.6 – 3.11) και έπειτα τα αποτελέσματα των εναλλακτικών σεναρίων, για κάθε ζεύγος ποσοστών και καύσιμο.

Επίσης, να τονιστεί ότι μόνο στην περίπτωση των βασικών σεναρίων, υπάρχουν στα διαγράμματα και τα αποτελέσματα της αρχικής μονάδας, (εκτός των αποτελεσμάτων για

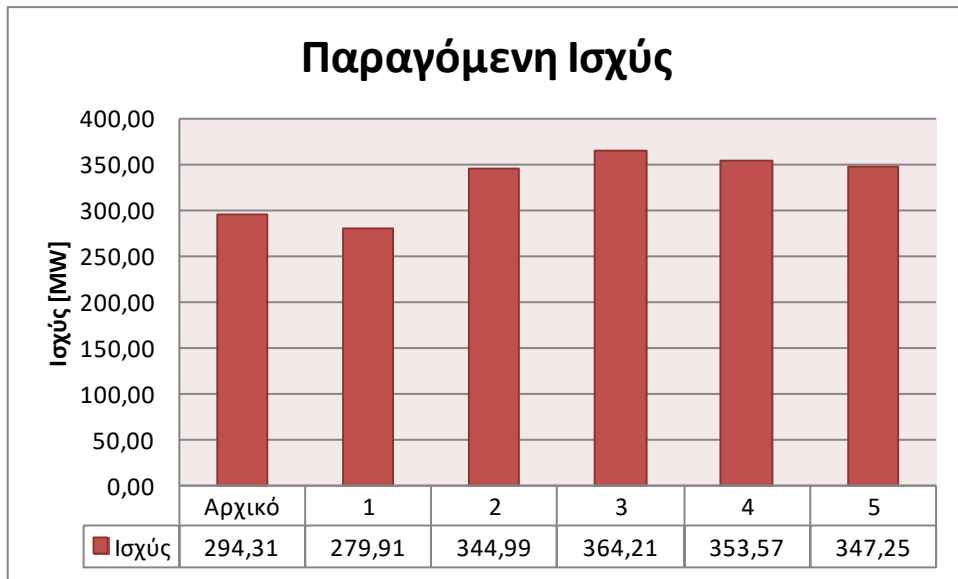
τον FESR), καθώς δεν υπήρχε κάποιο νόημα να μελετηθεί ο βασικός σταθμός στην περίπτωση των εναλλακτικών καυσίμων. Ο μόνος λόγος που παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του αρχικού σταθμού είναι καθαρά για λόγους σύγκρισης.



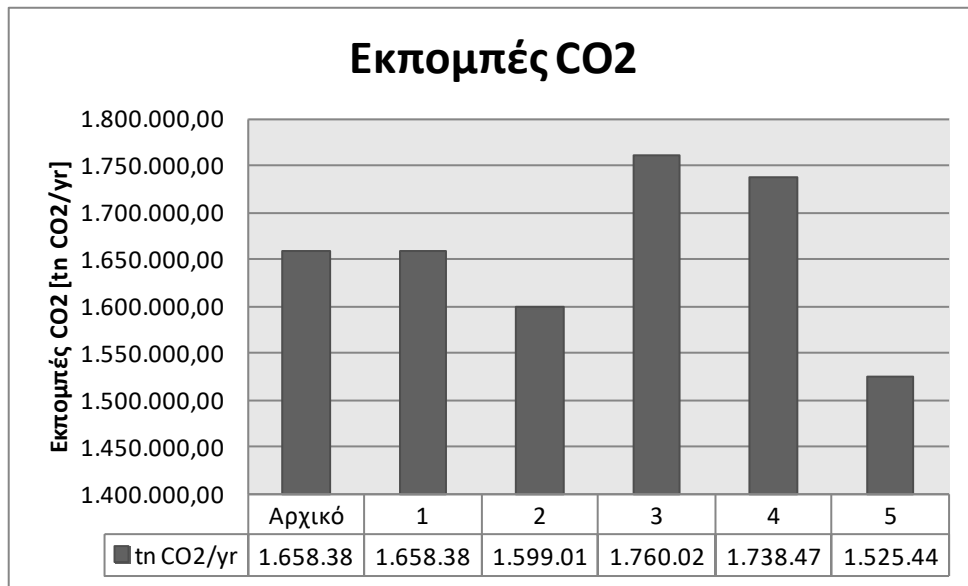
Σχήμα 3.6: Βαθμοί απόδοσης βασικών σεναρίων



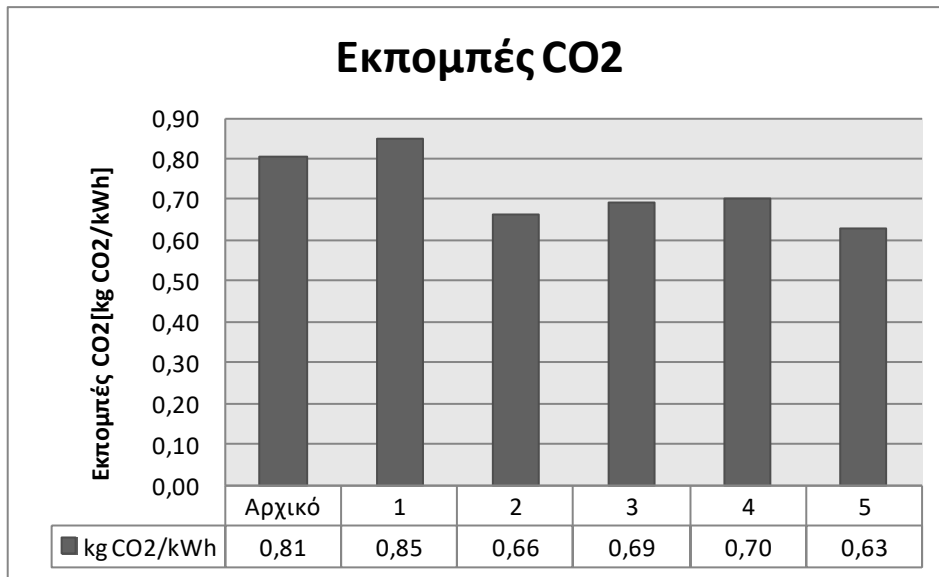
Σχήμα 3.7: Κατανάλωση καυσίμου βασικών σεναρίων



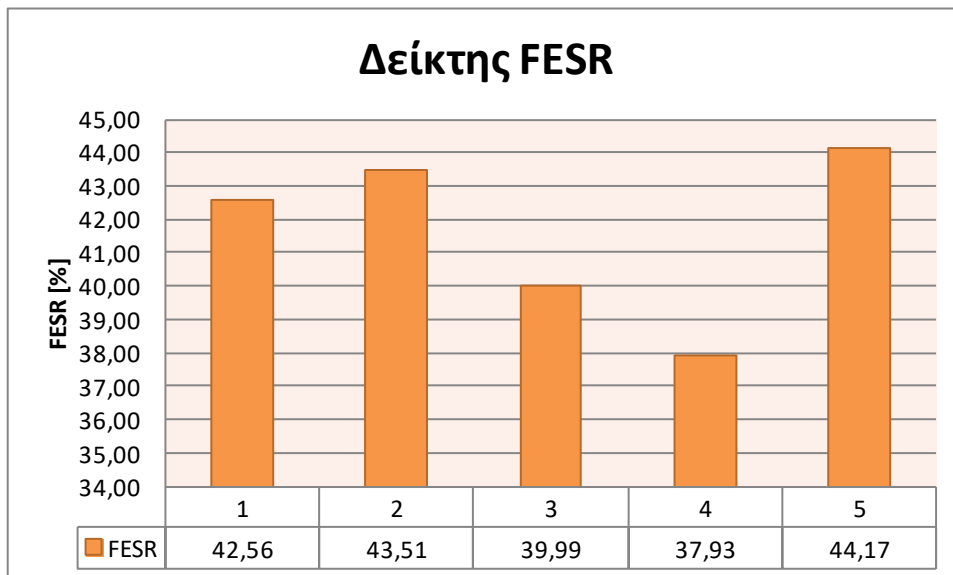
Σχήμα 3.8: Παραγόμενη ισχύς βασικών σεναρίων



Σχήμα 3.9: Εκπομπές CO<sub>2</sub> βασικών σεναρίων σε tn/yr



Σχήμα 3.10: Εκπομπές CO<sub>2</sub> βασικών σεναρίων σε kg CO<sub>2</sub>/kWh



Σχήμα 3.11: Τιμές του FESR για τα βασικά σενάρια

Προκύπτουν συνεπώς τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Τα καλύτερα αποτελέσματα συνολικά προκύπτουν από το σενάριο 5 σε όλους τους τομείς, κάτι το οποίο ήταν αναμενόμενο, καθώς η αισθητά υψηλότερη θερμοκρασία των καυσαερίων που προέκυπτε λόγω του μετακαυστήρα είχε αρκετά θετικές επιδράσεις στο συνολικό κύκλωμα.
- Η περισσότερη ισχύς παράγεται στο σενάριο 3, καθώς η ποσότητα ατμού που χρησιμοποιούνταν για θέρμανση του νερού αντικαθίσταται από καυσαέριο και επομένως ο ατμός χρησιμοποιείται για παραγωγή ισχύος. Βέβαια, η μικρή ποσότητα καυσαερίων που οδηγείται στο λέβητα, συγκρινόμενο με το σενάριο 2, κάνει το σενάριο 2 να είναι πιο αποτελεσματικό σε γενικές γραμμές από το σενάριο

3. Συνεπώς, σε γενικές γραμμές, μετά το σενάριο 5 το καλύτερο σενάριο είναι το σενάριο 2.
- Τις πιο κακές επιδόσεις παρουσιάζουν τα σενάρια 1 και 4. Το σενάριο 4 λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας των καυσαερίων που εισέρχονται στο λέβητα παρουσιάζει χαμηλότερο βαθμό απόδοσης και FESR σε σχέση με τα άλλα σενάρια ενώ το σενάριο 1 που περιλαμβάνει μόνο την εγκατάσταση συστήματος τηλεθέρμανσης δεν παρουσιάζει κάτι το αξιοσημείωτο (εκτός από ένα καλό FESR) μιας και είναι ίδιο με τον αρχικό σταθμό, ο οποίος θα σταματήσει τη λειτουργία του.
  - Τα αποτελέσματα του FESR είναι αρκετά καλά για όλα τα σενάρια και περνάνε κατά πολύ το όριο του 10%, πάνω από το οποίο μπορεί να χαρακτηριστεί μία μονάδα ΣΗΘΥΑ.
  - Η χρήση αεριοστροβίλου οδήγησε σε μία γενικότερη μείωση των εκπομπών CO<sub>2</sub> καθώς δεν χρησιμοποιείται πλέον η ίδια ποσότητα καυσίμου αλλά λόγω της διατήρησης του πλήρους φορτίου και της χρήσης λιγνίτη, η πτώση δεν είναι τόσο μεγάλη αλλά αναμενόμενη. Επίσης, η καύση φυσικού αερίου μειώνει σε ένα βαθμό το εκπεμπόμενο διοξείδιο του άνθρακα.
  - Η εξοικονόμηση λιγνίτη που επιτυγχάνεται είναι πολύ μεγάλη σε όλα τα σενάρια (πάνω από 100000 τόνους λιγνίτη ετησίως στη χειρότερη περίπτωση). Βέβαια, αντί του λιγνίτη καταναλώνεται φυσικό αέριο, με καλύτερο περιβαλλοντικό αντίκτυπο αλλά υψηλότερη τιμή συγκρινόμενο με το λιγνίτη.

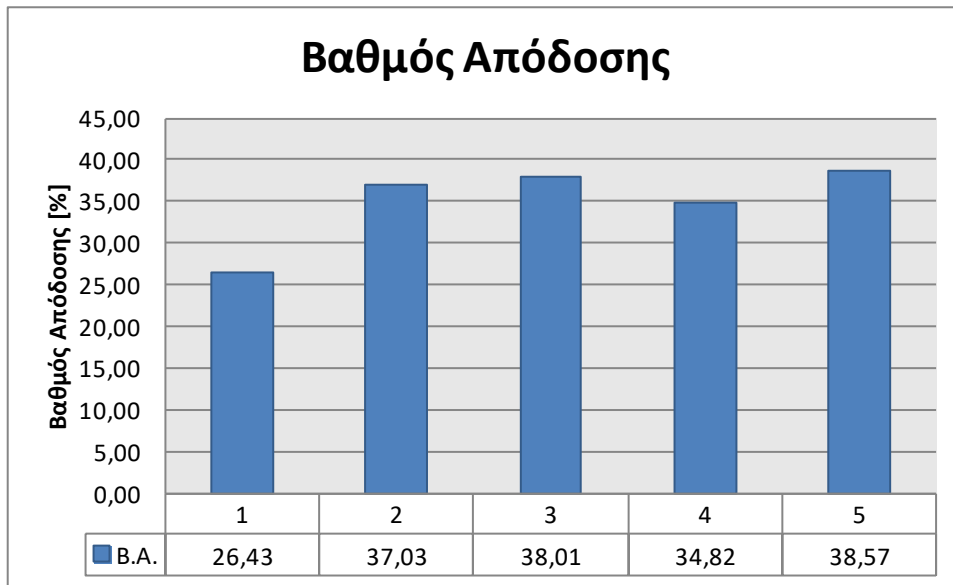
### **3.3 Αποτελέσματα σεναρίων εναλλακτικών καυσίμων**

Σε αυτή την παράγραφο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πέντε βασικών μεγεθών, όπως αυτά παρουσιάστηκαν και στην προηγούμενη παράγραφο. Έχει γίνει προηγουμένως περιγραφή των σεναρίων αλλά και της λογικής που ακολουθήθηκε. Όπως προαναφέρθηκε, τα εναλλακτικά καύσιμα είναι δύο και τα ζεύγη ποσοστών τρία.

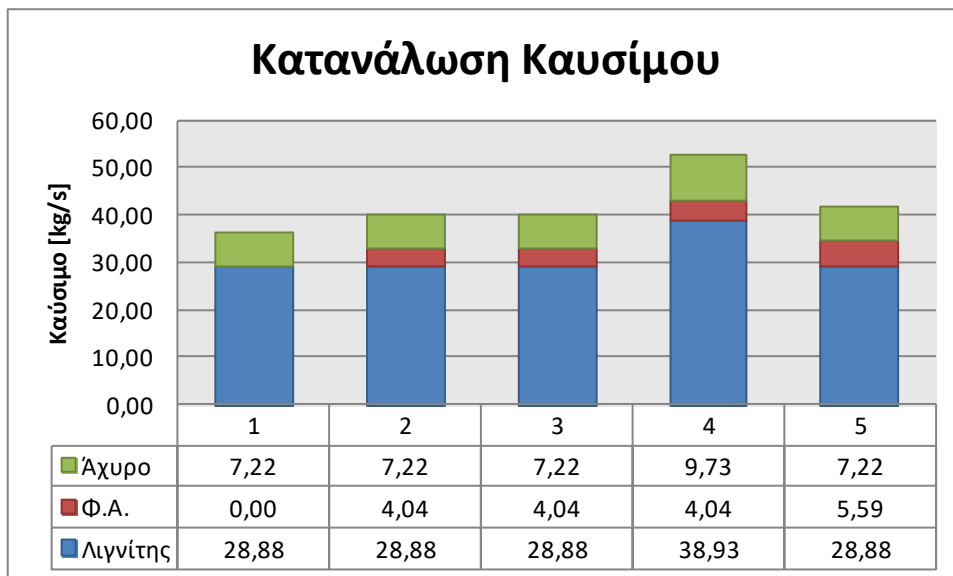


## Άχυρο

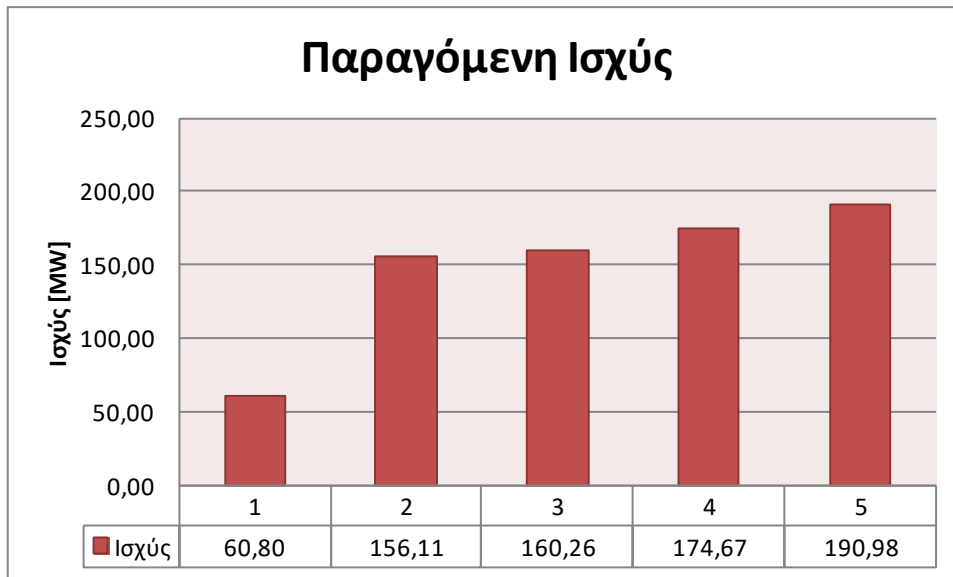
80% λιγνίτης – 20% άχυρο



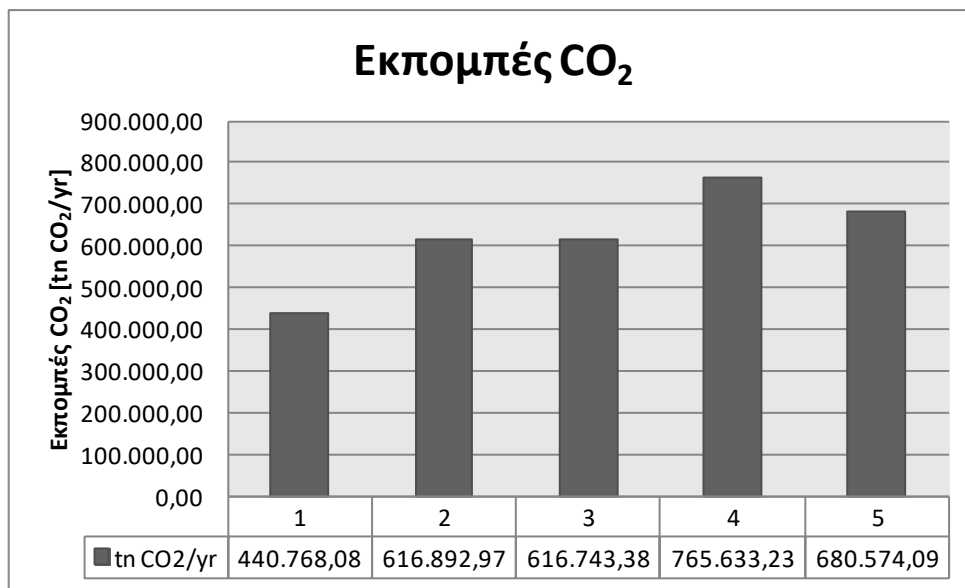
Σχήμα 3.12: Τιμές του βαθμού απόδοσης για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% άχυρο



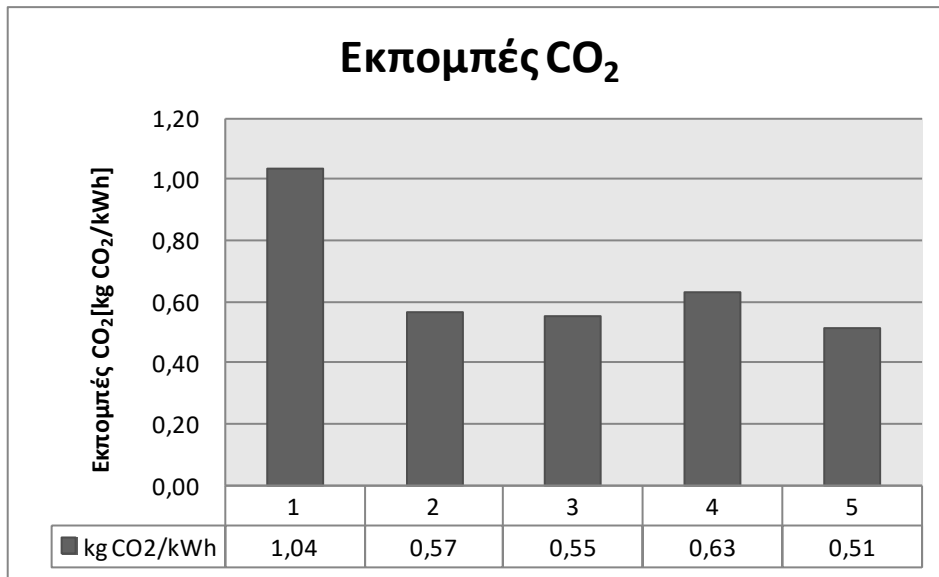
Σχήμα 3.13: Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% άχυρο



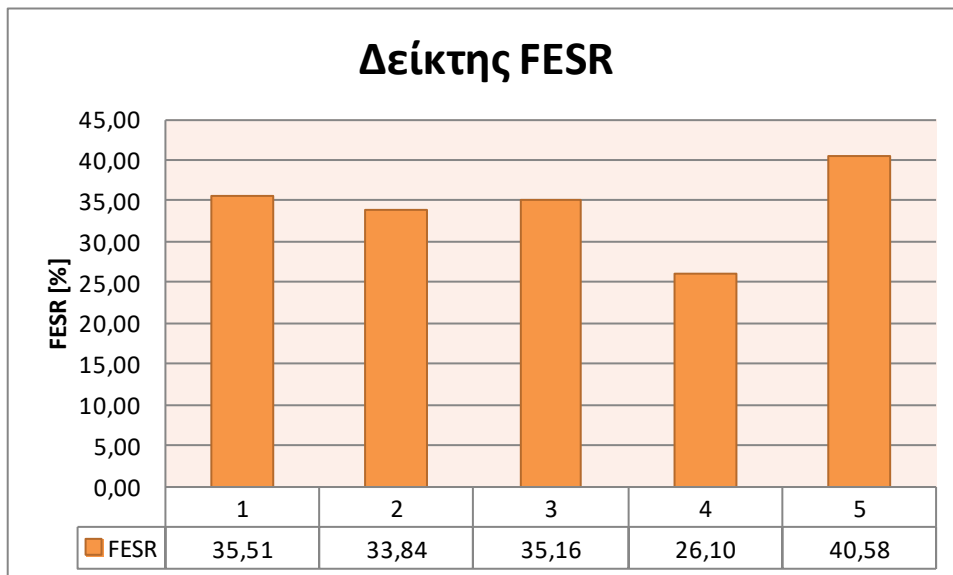
Σχήμα 3.14: Παραγόμενη ισχύς για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% άχυρο



Σχήμα 3.15: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% άχυρο



Σχήμα 3.16: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% άχυρο



Σχήμα 3.17: Τιμές του FESR για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% άχυρο

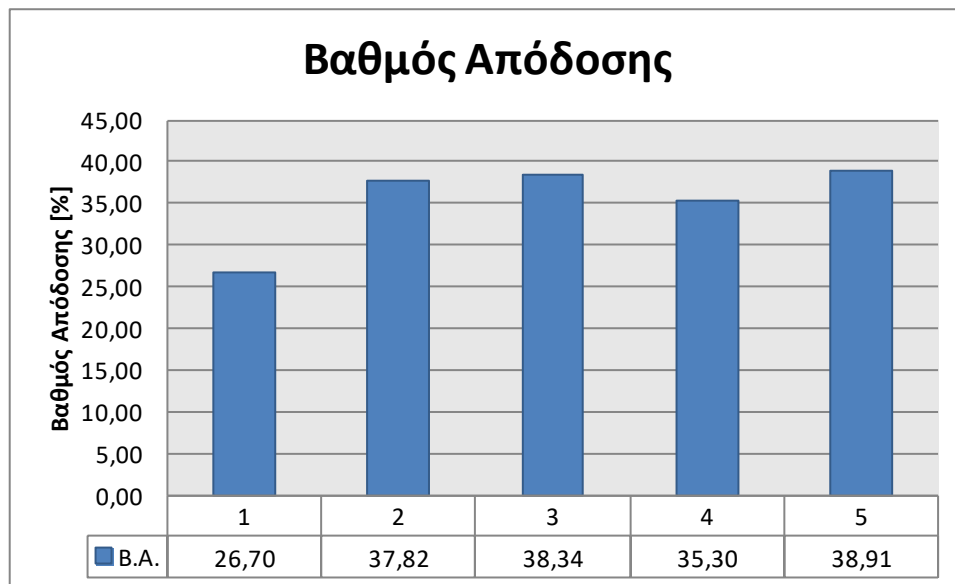
Με βάση τα παραπάνω σχήματα (3.12 – 3.17) προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα:

- Σε σχέση με τα βασικά σενάρια, υπάρχει όπως ήταν αναμενόμενο κατακόρυφη πτώση στην παραγόμενη ισχύ πάνω από 50%, αλλά πλέον καταναλώνεται 65-70% λιγότερη ποσότητα καυσίμου ενώ μέρος πλέον του ενεργειακού μίγματος αποτελεί και το άχυρο προερχόμενο από καλλιέργειες σιτηρών κ.α. Επίσης, υπάρχει τεράστια πτώση στις εκπομπές CO<sub>2</sub> που αγγίζει το 70-75% σε διαφορετικές περιπτώσεις.
- Το σενάριο 5 παραμένει στην κορυφή ενώ πλέον το σενάριο 3 παρουσιάζει καλύτερα χαρακτηριστικά από το σενάριο 2 (βαθμό απόδοσης, εκπομπές,

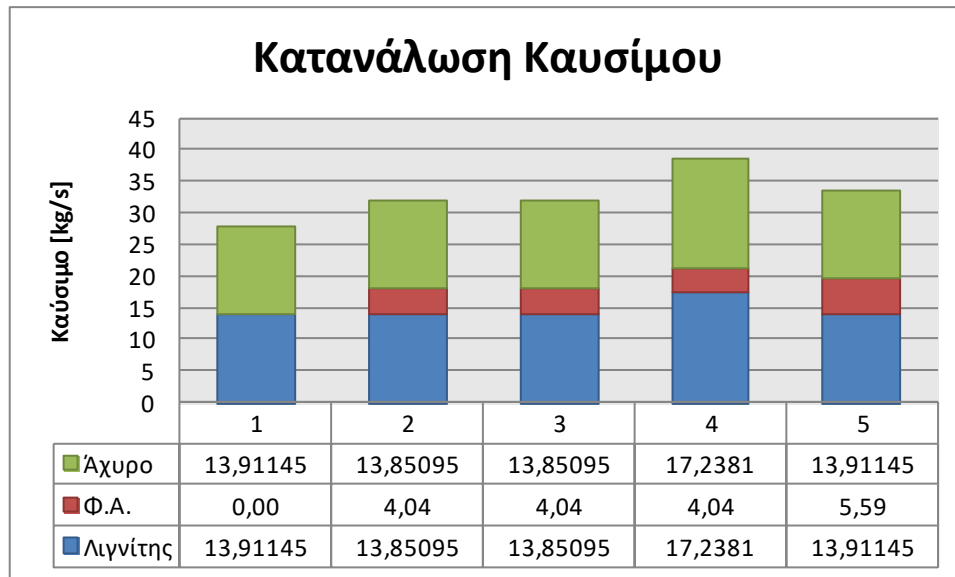
παραγόμενη ισχύ, FESR) καθώς από ότι φαίνεται ευνοείται από τις συγκεκριμένες συνθήκες.

- Το σενάριο 1, ακολουθούμενο από το 3 συνεχίζουν να παρουσιάζουν τις χειρότερες επιδόσεις. Μάλιστα, το σενάριο 1 παρουσιάζει πολύ χαμηλό βαθμό απόδοσης (26,43%), ως αποτέλεσμα της μη χρήσης αεριοστροβίλου αλλά και της κατακόρυφης πτώσης του θερμικού φορτίου. Επίσης, πολύ σημαντικό ρόλο παίζει και το κύκλωμα της τηλεθέρμανσης, καθώς απομαστεύει αρκετό ατμό για την θέρμανση του νερού της τηλεθέρμανσης, συγκριτικά πάντα με το αρχικό σενάριο όπου η αμοπαγωγή ήταν 3-4 φορές μεγαλύτερη. Δηλαδή, η μικρή αμοπαγωγή που συνεπάγεται η πτώση στο θερμικό φορτίο, δυσχεραίνεται ακόμα περισσότερο λόγω της απομάστευσης ατμού για την τηλεθέρμανση, με πολύ σημαντικές επιπτώσεις στην παραγόμενη ισχύ και τον βαθμό απόδοσης.

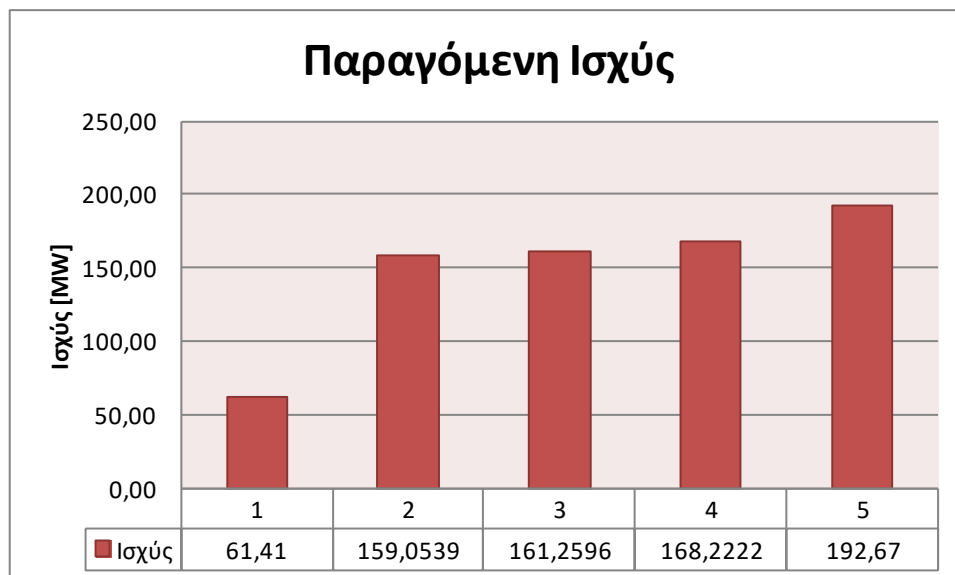
#### 50% λιγνίτης – 50% άχυρο



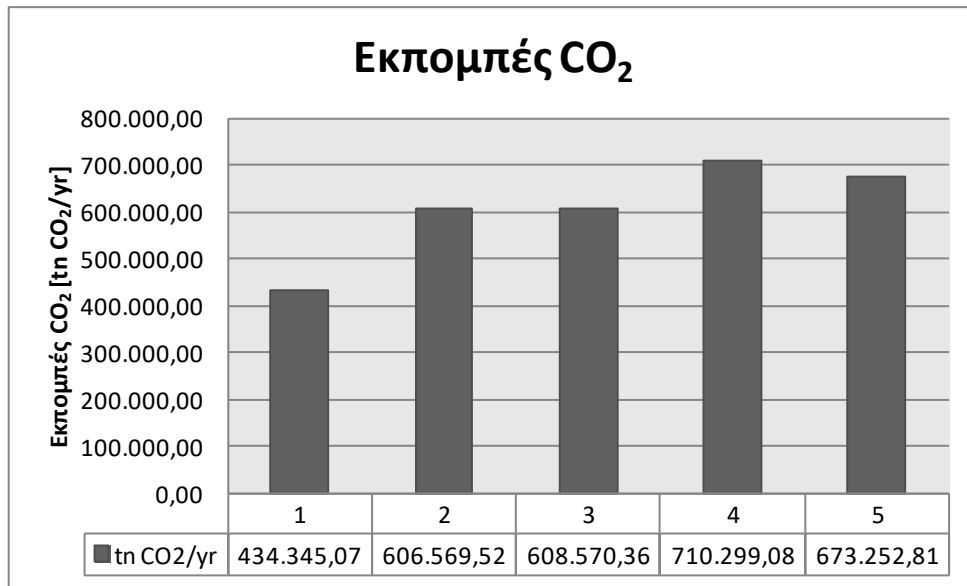
Σχήμα 3.18: Τιμές του βαθμού απόδοσης για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% άχυρο



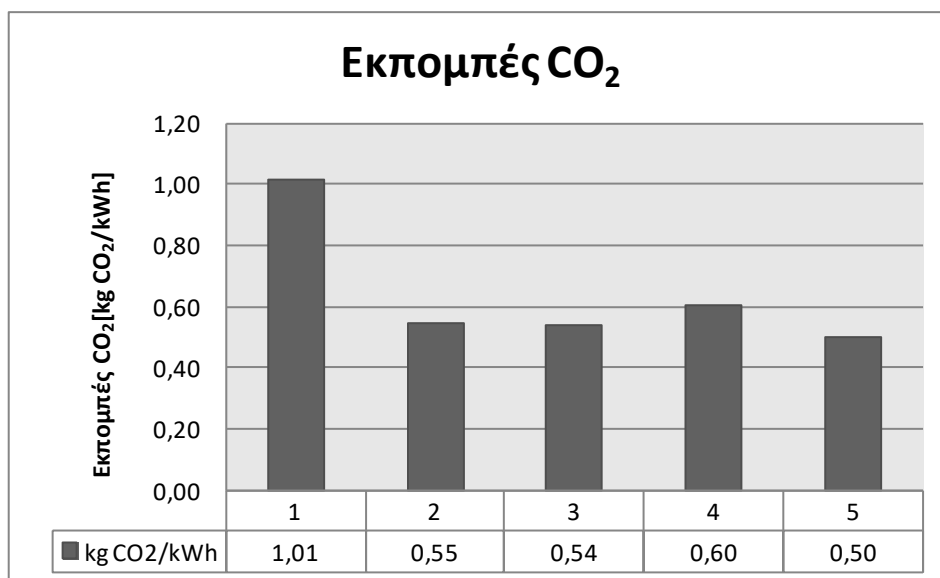
Σχήμα 3.19: Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% άχυρο



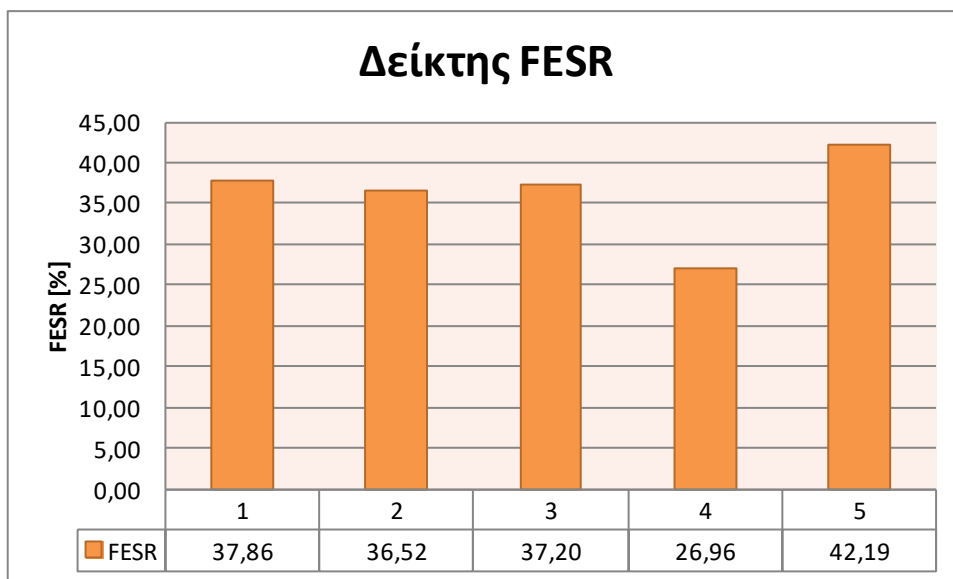
Σχήμα 3.20: Τιμές της παραγόμενης ισχύος για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% άχυρο



Σχήμα 3.21: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% άχυρο



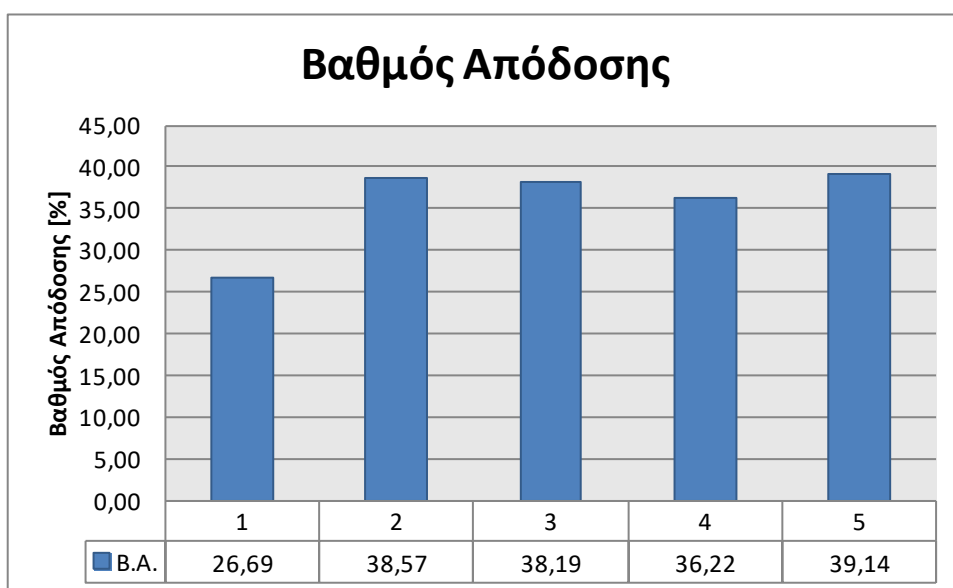
Σχήμα 3.22: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% άχυρο



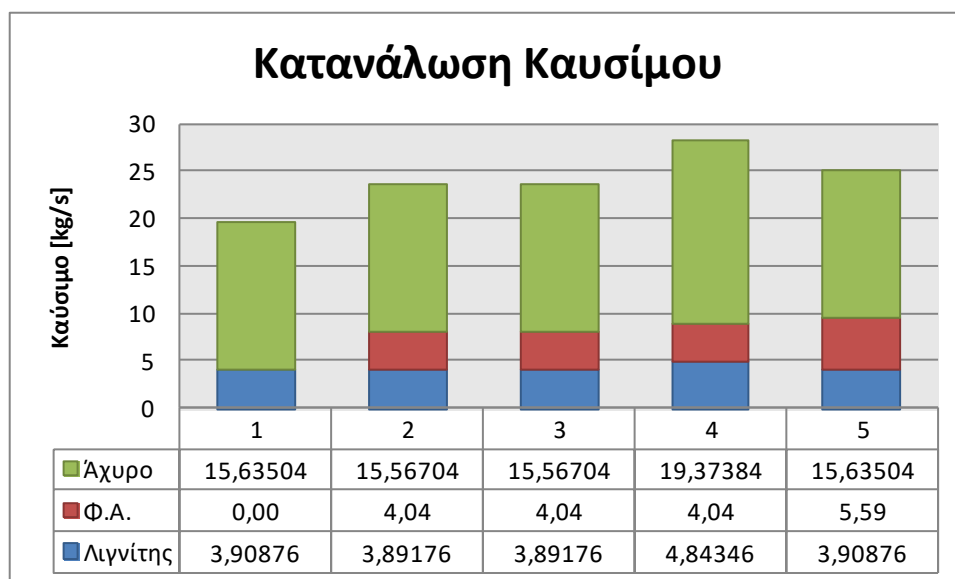
**Σχήμα 3.23: Τιμές του FESR για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% άχυρο**

- Τα αποτελέσματα (Σχήματα 3.18 – 3.22) είναι αναμενόμενα και σε γενικές γραμμές, από τη στιγμή που χρησιμοποιείται σε μεγαλύτερο ποσοστό ένα καύσιμο με υψηλότερη θερμογόνο δύναμη, μειώνεται η παροχή καυσίμου, αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης και μειώνονται και οι εκπομπές. Μόνο ο FESR παρουσιάζει διακυμάνσεις, αλλά και πάλι βρίσκεται σε αρκετά ικανοποιητικά επίπεδα. Μάλιστα, τα σενάρια 5 και 1 παρουσιάζουν βαθμούς απόδοσης 38,91% και 38,34% αντίστοιχα, τιμές πολύ ικανοποιητικές για τα δεδομένα του σταθμού.

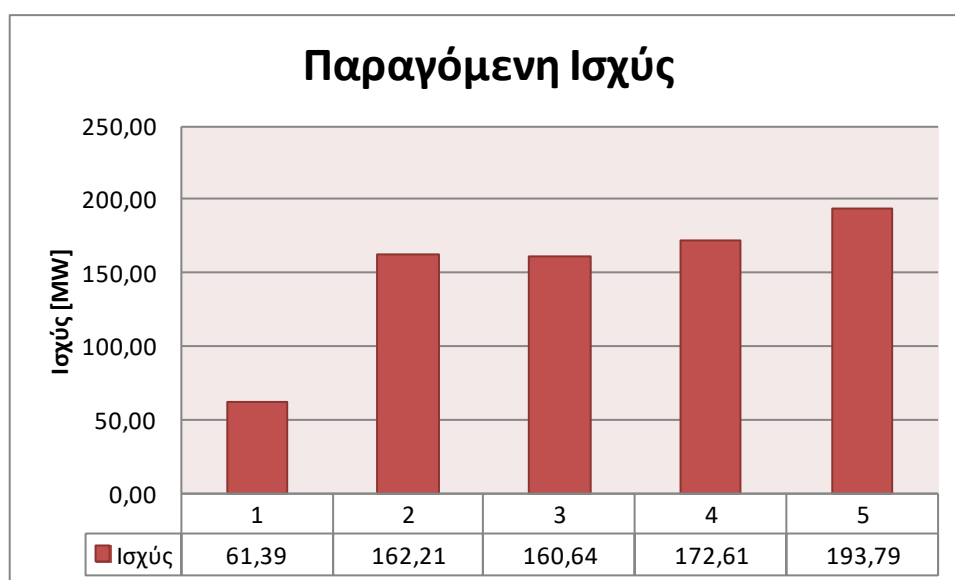
#### 20% λιγνίτης – 80% άχυρο



**Σχήμα 3.24: Τιμές του βαθμού απόδοσης για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% άχυρο**

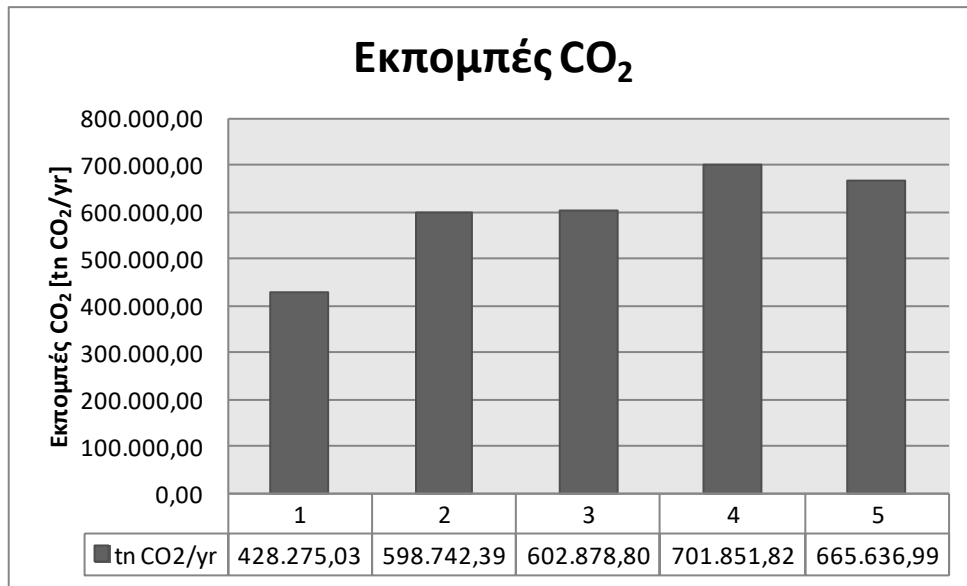


Σχήμα 3.25: Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% άχυρο

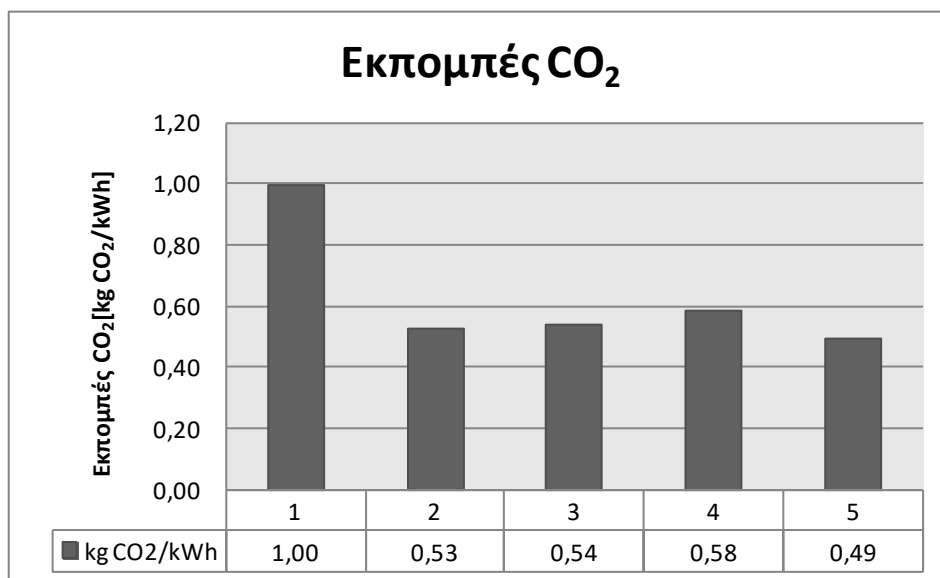


Σχήμα 3.26: Τιμές της παραγόμενης ισχύος για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% άχυρο

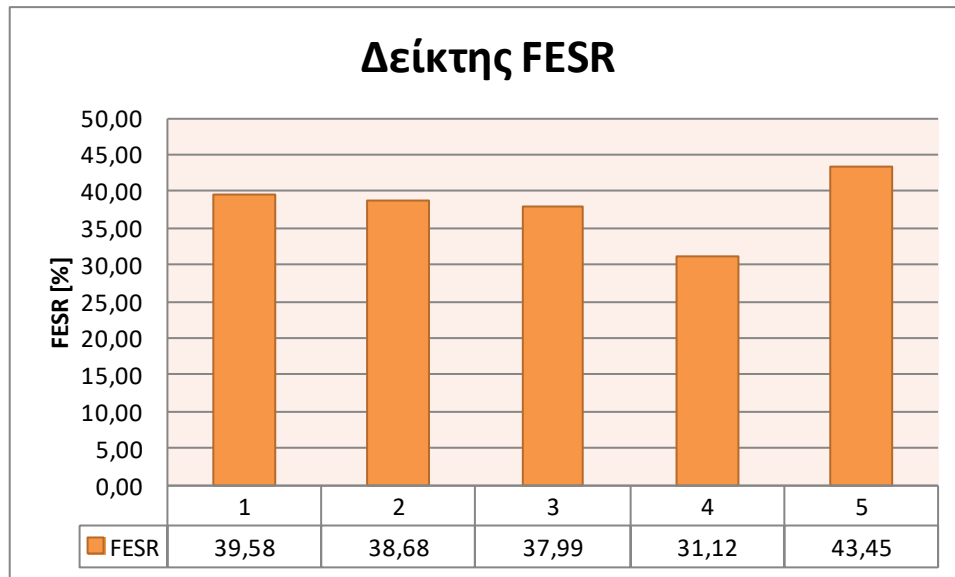




Σχήμα 3.27: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% άχυρο



Σχήμα 3.28: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% άχυρο



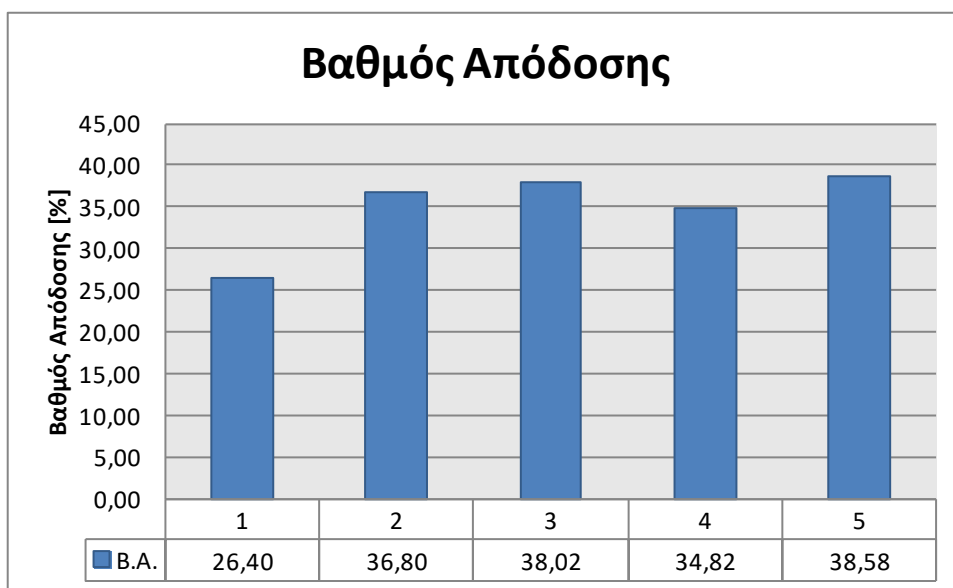
**Σχήμα 3.29: Τιμές του FESR για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% άχυρο**

- Τα αποτελέσματα (Σχήματα 3.24 – 3.29) ακολουθούν λογική παρόμοια με προηγουμένως. Δηλαδή, μείωση και πάλι την κατανάλωσης καυσίμου, αύξηση των αποδόσεων, αύξηση της παραγόμενης ισχύος, μείωση των εκπομπών. Πλέον όμως, το σενάριο 2 είναι καλύτερο από το 3 για τις δεδομένες συνθήκες ενώ το σενάριο 5 συνεχίζει να υπερτερεί.

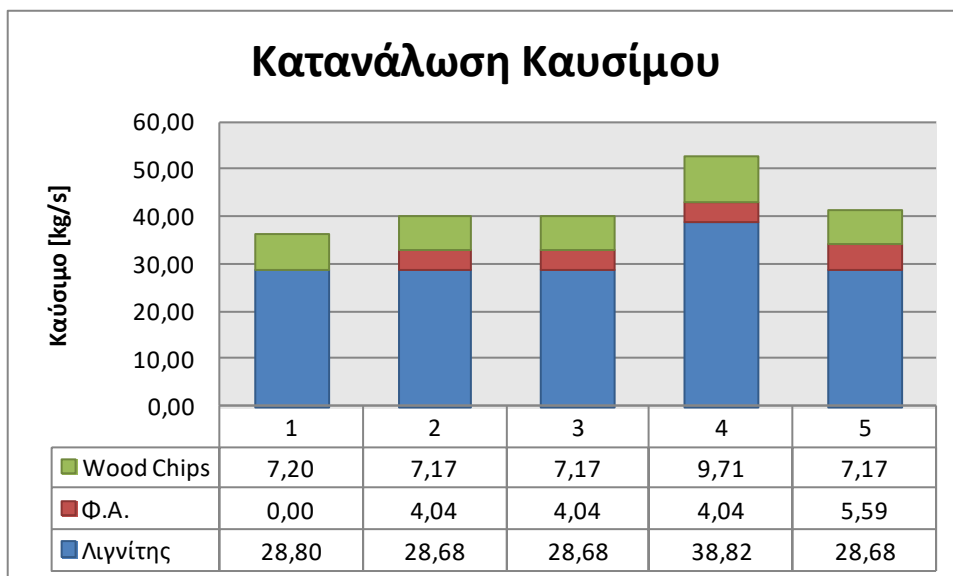
### **Wood chips**

Στην περίπτωση των wood chips, δεν υπάρχει κάποια σημαντική διαφορά στα αποτελέσματα και συνεπώς στα συμπεράσματα που προκύπτουν. Πρόκειται για ένα καύσιμο με ελαφρώς υψηλότερη θερμογόνο δύναμη και λίγο υψηλότερη ποσότητα άνθρακα ως προϊόν, συγκρινόμενο με το άχυρο.

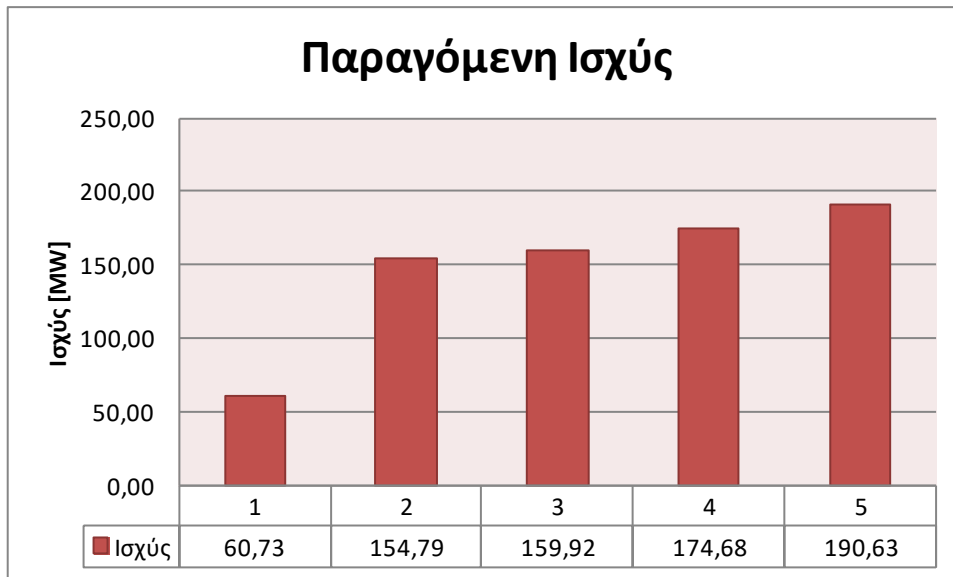
### 80% λιγνίτης – 20% wood chips



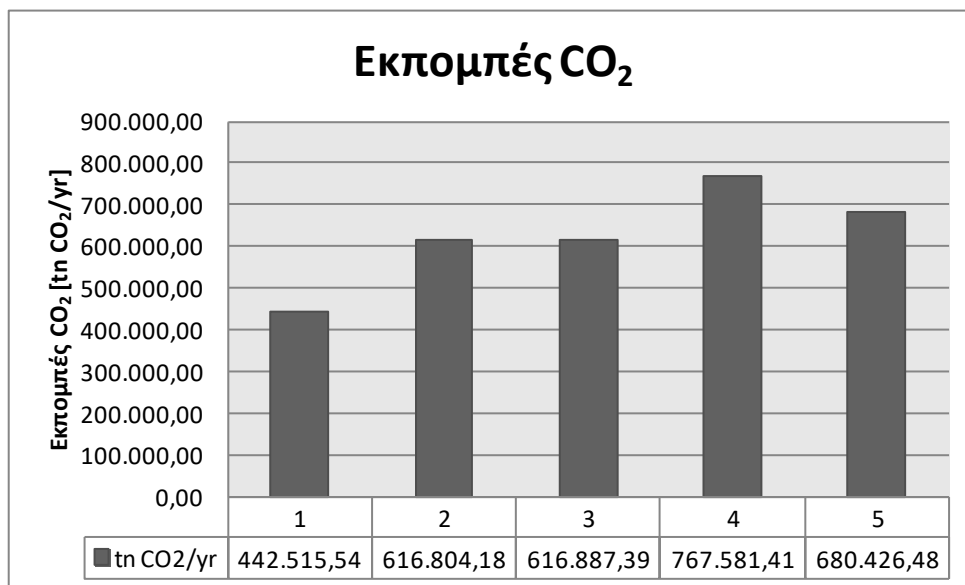
Σχήμα 3.30: Τιμές του βαθμού απόδοσης για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% wood chips



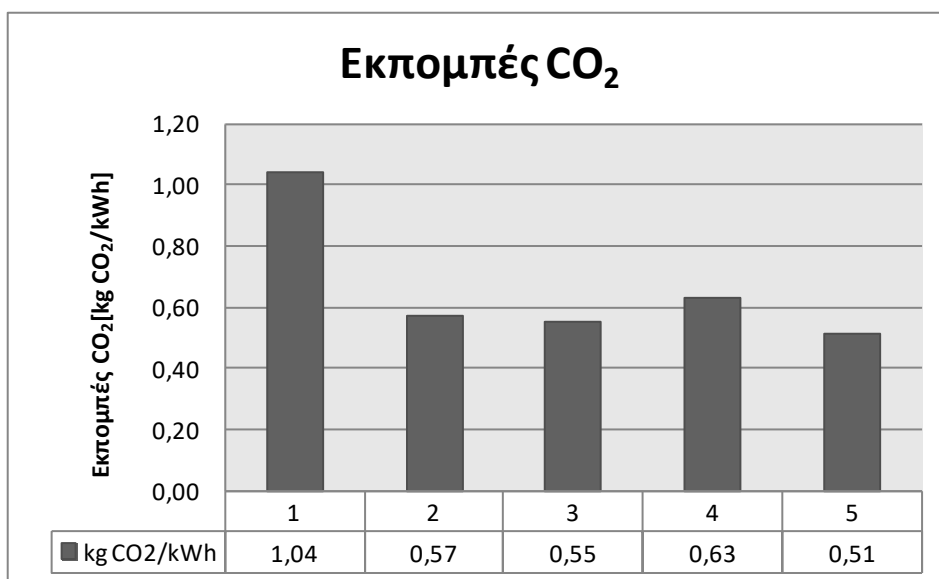
Σχήμα 3.31: Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% wood chips



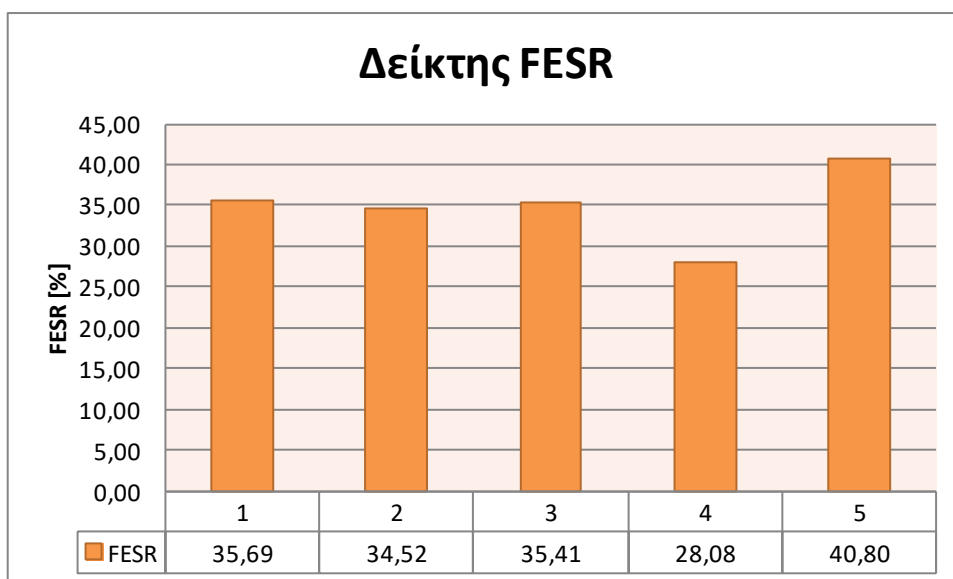
Σχήμα 3.32: Παραγόμενη ισχύς για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% wood chips



Σχήμα 3.33: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% wood chips



Σχήμα 3.34: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% wood chips

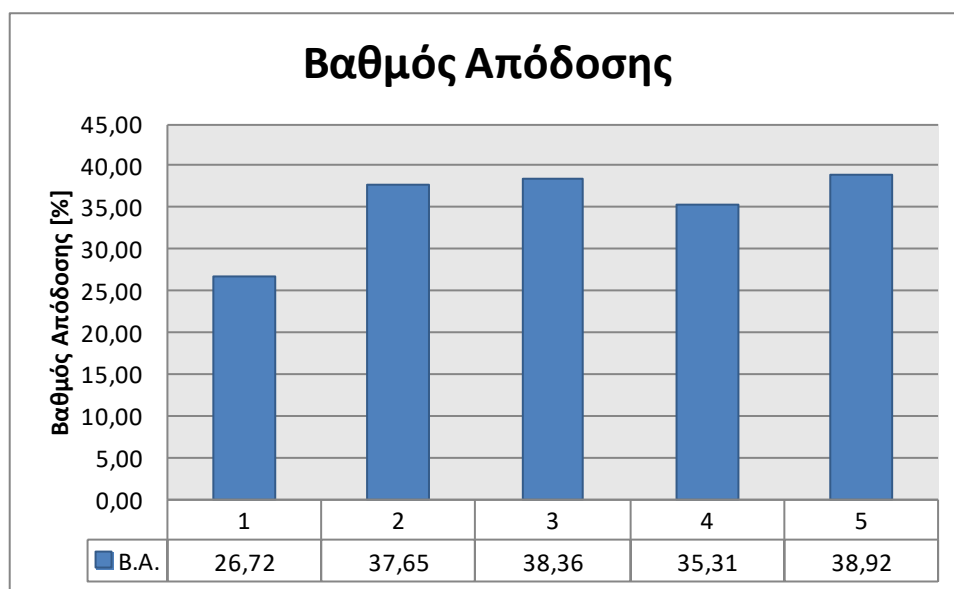


Σχήμα 3.35: Δείκτης FESR για το σενάριο 80% λιγνίτης – 20% wood chips

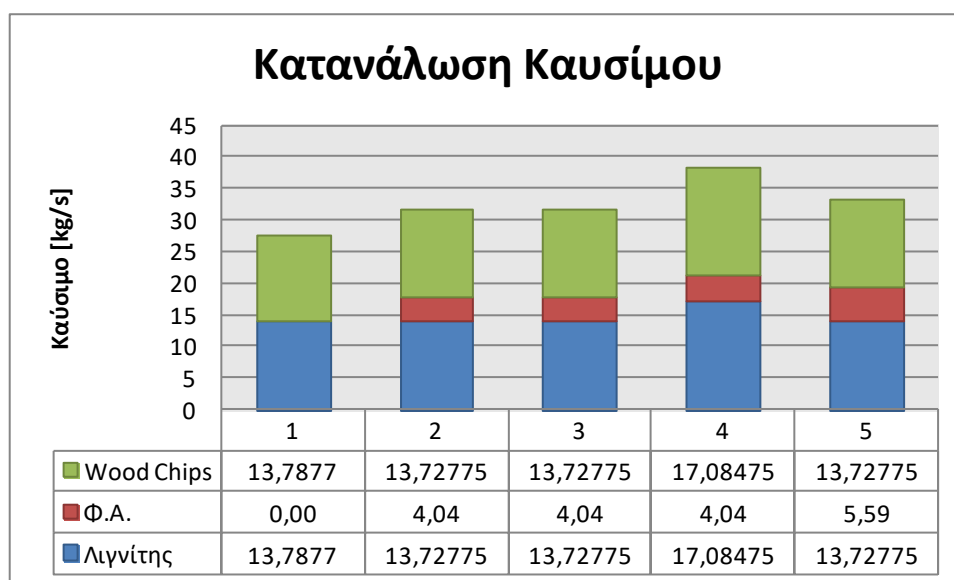
- Τα αποτελέσματα (Σχήμα 3.30 – 3.35) έχουν ως εξής: Η μονάδα παρουσιάζει ίδια συμπεριφορά όπως και στην περίπτωση όπου χρησιμοποιούνταν 20% άχυρο, με ελάχιστες μικροδιαφορές, κυριότερη από τις οποίες είναι η περαιτέρω μείωση των εκπομπών CO<sub>2</sub> κατά περίπου 20000 τόνους ετησίως (αναλόγως το σενάριο). Αυτό από μόνο του είναι κάτι πολύ σημαντικό, καθώς δείχνει έμπρακτα τη διαφορά ανάμεσα στα δύο καύσιμα, αλλά και ότι παρά το γεγονός ότι τα wood chips περιέχουν περισσότερο άνθρακα από το άχυρο, εντούτοις η μικρότερη παροχή

καυσίμου που απαιτείται εξαιτίας της υψηλότερης θερμογόνου δυνάμεως των wood chips οδηγεί σε μειωμένες εκπομπές CO<sub>2</sub>. Συνεπώς, από ενεργειακής σκοπιάς, τα wood chips παρουσιάζουν καλύτερη συμπεριφορά από το άχυρο.

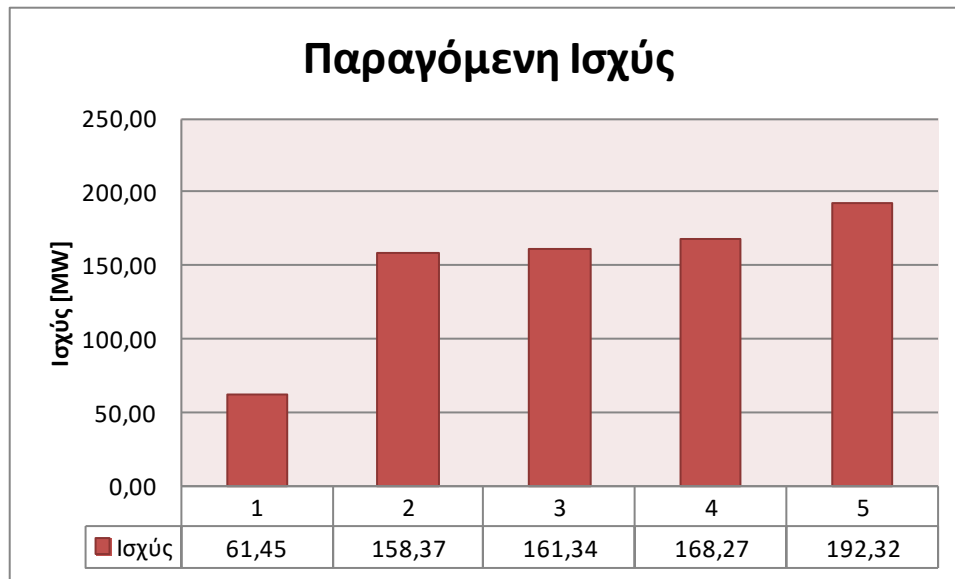
50 λιγνίτης – 50% wood chips



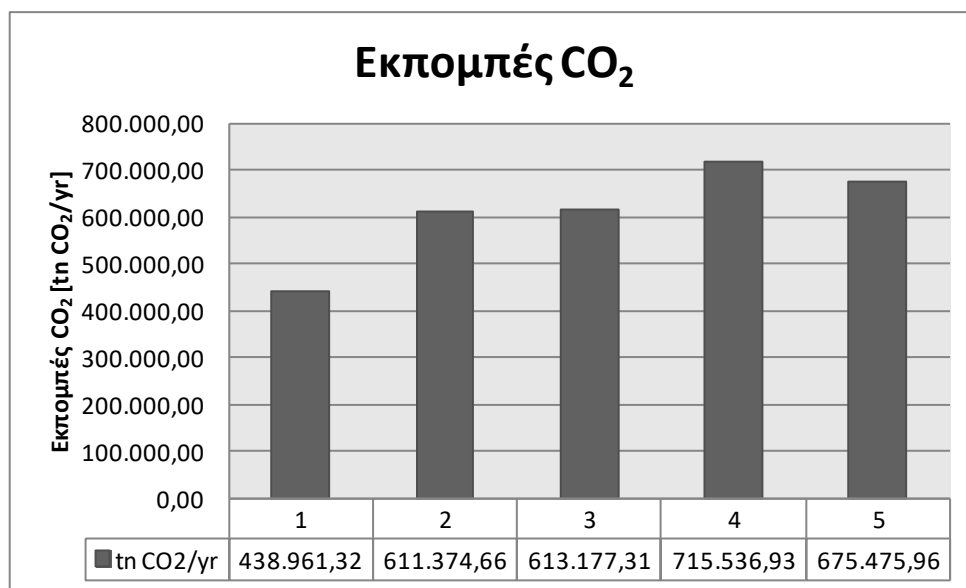
Σχήμα 3.36: Τιμές του βαθμού απόδοσης για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% wood chips



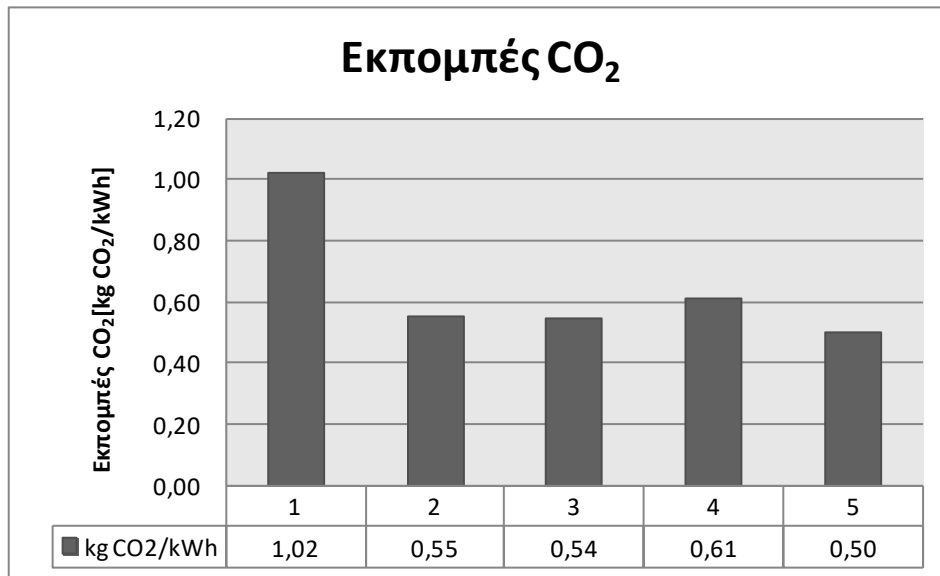
Σχήμα 3.37: Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% wood chips



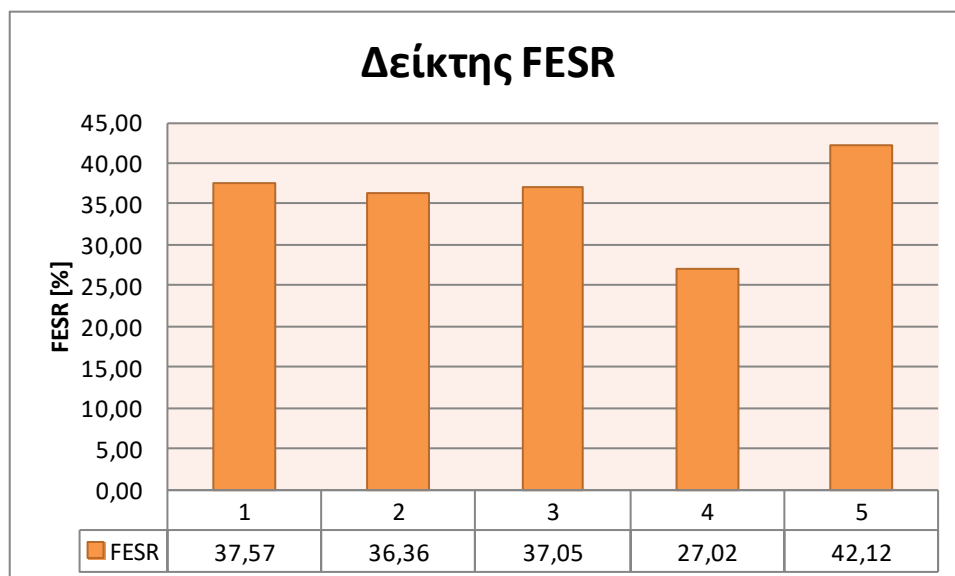
Σχήμα 3.38: Παραγόμενη ισχύς για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% wood chips



Σχήμα 3.39: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% wood chips



Σχήμα 3.40: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% wood chips



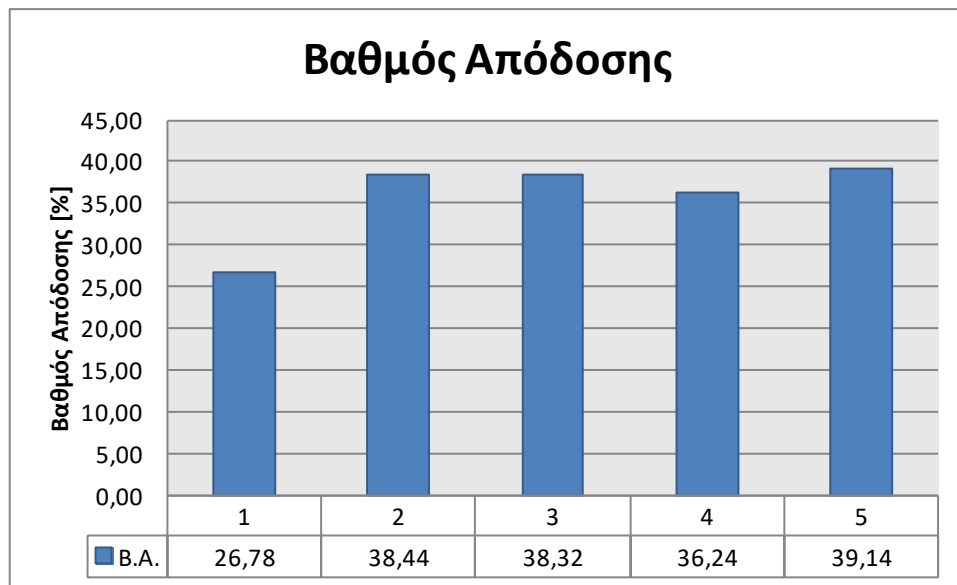
Σχήμα 3.41: Τιμές του FESR για το σενάριο 50% λιγνίτης – 50% wood chips

Όπως και στην περίπτωση όπου χρησιμοποιήθηκε 50% λιγνίτης – 50% άχυρο, έτσι και εδώ τα αποτελέσματα (Σχήματα 3.36 – 3.41) είναι παρόμοια. Υπάρχει αύξηση στο βαθμό απόδοσης σε όλα τα σενάρια, μικρή αύξηση της παραγόμενης ισχύος (2 MW κατά μέσο όρο ανά σενάριο), μείωση των εκπομπών περίπου κατά 4000 τόνους ανά έτος κατά μέσο όρο αλλά και αύξηση στην τιμή του ήδη ικανοποιητικού FESR. Όλα τα

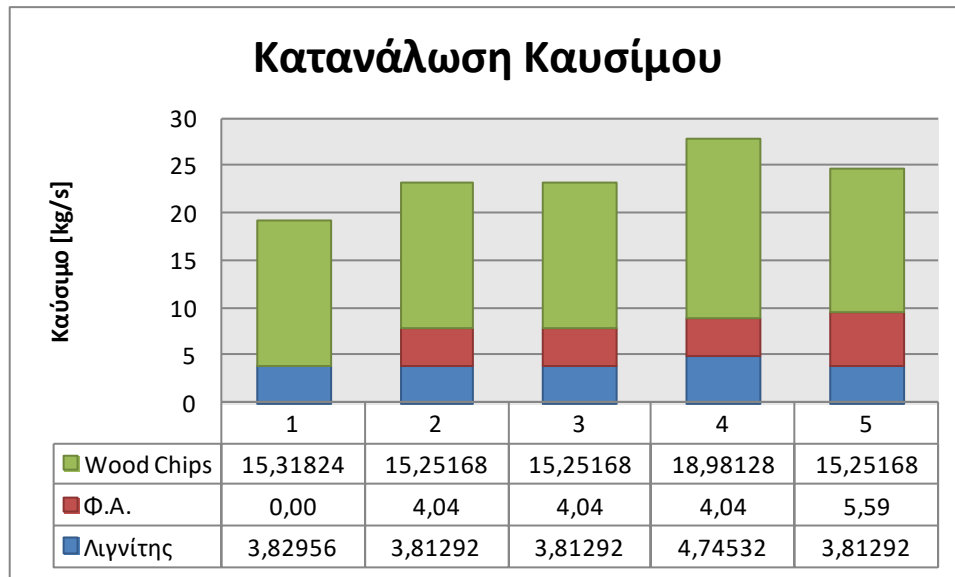


παραπάνω ισχύουν και για το σενάριο 4, πλην της παραγόμενης ισχύος που παρουσιάζει πτώση, απλά οι τιμές είναι μεγαλύτερες, ειδικά στην περίπτωση των εκπομπών που πέφτουν κατά 50000 τόνους.

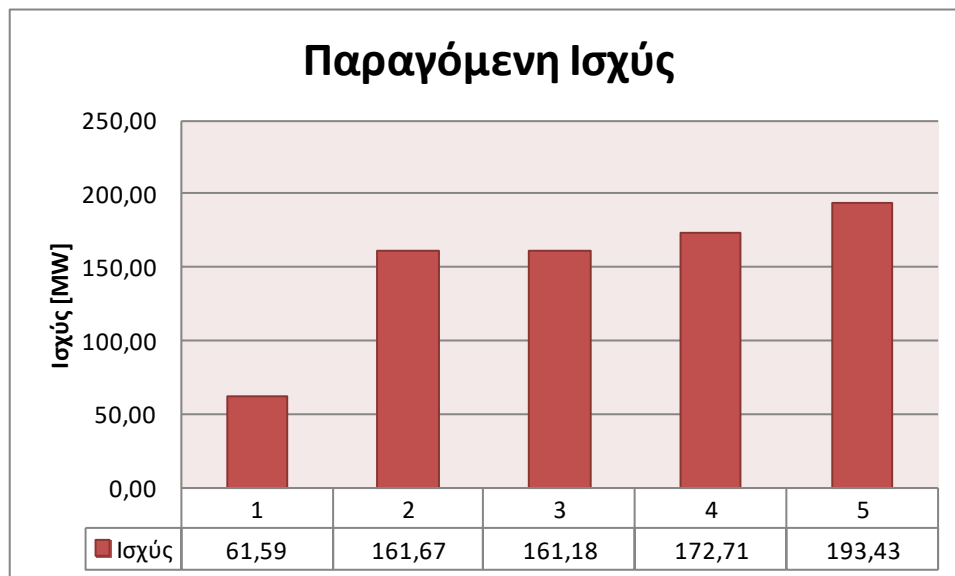
20% λιγνίτης – 80% wood chips



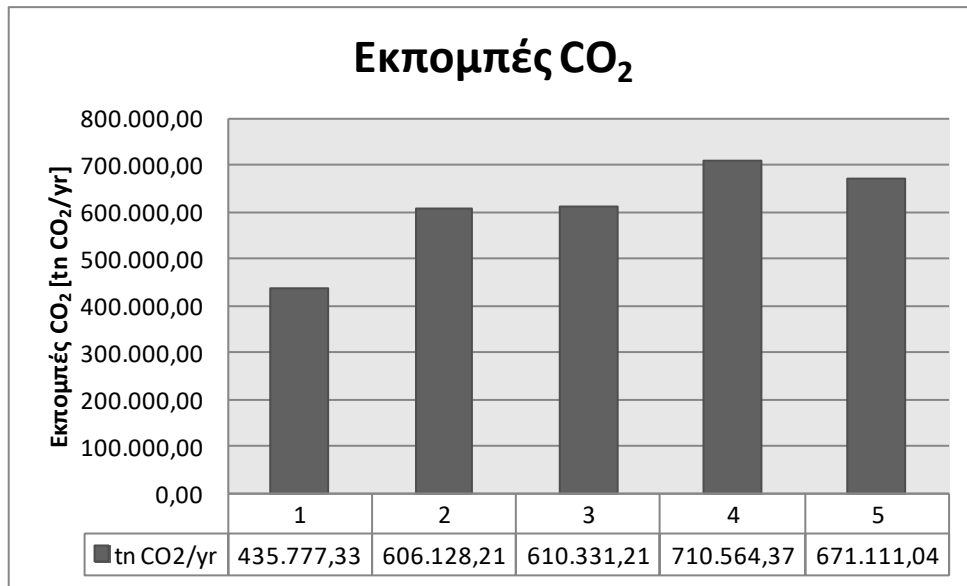
Σχήμα 3.42: Τιμές του βαθμού απόδοσης για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% wood chips



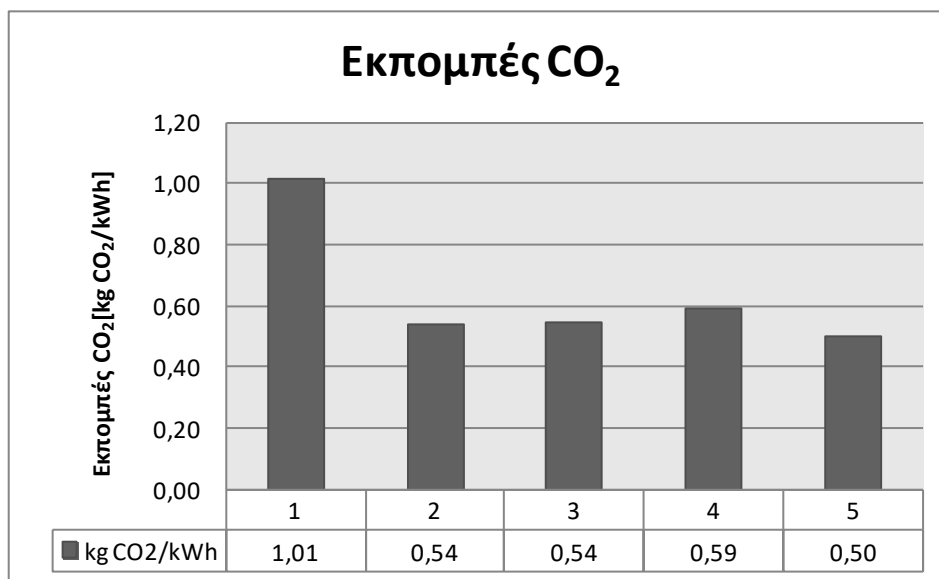
Σχήμα 3.43: Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% wood chips



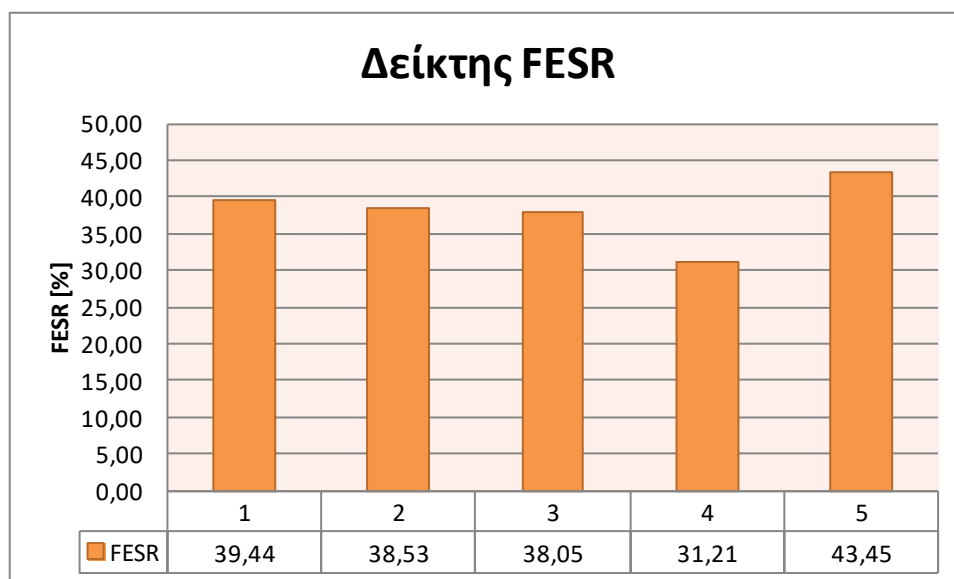
Σχήμα 3.44: Παραγόμενη ισχύς για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% wood chips



Σχήμα 3.45: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% wood chips



Σχήμα 3.46: Εκπομπές CO<sub>2</sub> για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% wood chips



**Σχήμα 3.47: Τιμές του FESR για το σενάριο 20% λιγνίτης – 80% wood chips**

Για το τελευταίο μίγμα καυσίμου που εξετάστηκε (Σχήματα 3.42 – 3.47), εντοπίστηκαν τα παρακάτω:

- Όπως και στο άλλο καύσιμο το άχυρο, έτσι και εδώ υπάρχει αύξηση στο βαθμό απόδοσης, την παραγόμενη ισχύ και τον FESR ενώ περιορίστηκε περεταίρω η κατανάλωση καυσίμου αλλά και οι εκπομπές CO<sub>2</sub>. Γενικά, τα αποτελέσματα αυτά ήταν αναμενόμενα, καθώς η αύξηση του ποσοστού συμμετοχής των wood chips στο ενεργειακό μίγμα επιφέρει θετικά αποτελέσματα λόγω της υψηλότερης θερμογόνου δυνάμεως που διαθέτει.

Συνολικά, προτού γίνει η παρουσίαση των αποτελεσμάτων της τεχνοοικονομικής ανάλυσης, αξίζει να σημειωθούν τα παρακάτω:

- Τα εναλλακτικά σενάρια παρουσίασαν ιδιαίτερο ενδιαφέρον, κυρίως λόγω της κατακόρυφης πτώσης που παρουσιάστηκε στο φορτίο και οδήγησε σε μειωμένη κατανάλωση καυσίμου αλλά και πολύ μικρότερες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα. Φυσικά, όλα αυτά μεταφράζονται σε μείωση της παραγόμενης ισχύος αλλά λόγω της παλαιότητας της μονάδας και αν ληφθεί υπ' όψιν ότι πρόκειται να σταματήσει η λειτουργία της, τότε η παραγωγή της μισής ενέργειας είναι σαφώς προτιμητέα από την μηδενική. Αυτό ισχύει και για το πρώτο σενάριο, όπου οι δείκτες δεν είναι οι καλύτεροι δυνατοί.
- Οι δείκτες FESR είναι πολύ ικανοποιητικοί σε όλες τις περιπτώσεις, για κάθε σενάριο, παρά τις αυξομειώσεις. Βέβαια, αποδείχθηκε και έμπρακτα ότι η χρήση

ατμού για θέρμανση του νερού της τηλεθέρμανσης υπερέχει του καυσαερίου, τουλάχιστον όσων αφορά τον FESR.

## 4. Τεχνοοικονομική ανάλυση σεναρίων

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο γίνεται τεχνοοικονομική ανάλυση των σεναρίων που παρουσιάστηκαν προηγουμένως. Σε αυτό το σημείο να τονιστεί ότι τεχνοοικονομική ανάλυση έγινε για τα βασικά σενάρια και όσων αφορά τα σενάρια όπου χρησιμοποιούνται εναλλακτικά καύσιμα, ανάλυση έγινε μόνο για τα σενάρια όπου το ποσοστό βιομάζας ήταν 20%, καθώς για μεγαλύτερο ποσοστό δεν επαρκούσε η διαθέσιμη ποσότητα βιομάζας. Μάλιστα στην περίπτωση των wood chips, η διαθέσιμη ποσότητα δεν επαρκούσε ούτε για την κάλυψη του 20% και συνεπώς έγινε η παραδοχή ότι για την υπόλοιπη ποσότητα καυσίμου πραγματοποιήθηκε εισαγωγή της, ή από κάποιο άλλο σημείο της Ελλάδος ή από το εξωτερικό. Τέλος, όσων αφορά τις τιμές που χρησιμοποιήθηκαν π.χ για το κόστος καυσίμου, κιλοβατώρας, κόστος εγκατάστασης κ.α. χρησιμοποιήθηκαν τιμές του 2018 και για όσα μεγέθη υπήρξε δυσκολία εύρεσης, χρησιμοποιήθηκε όσο το δυνατόν πιο πρόσφατη τιμή. Ο λόγος που έγινε αυτό είναι για την ακριβέστερη προσέγγιση της όλης διερευνητικής διαδικασίας.

### 4.1 Βασικά σενάρια

Στο παρακάτω σχήμα (σχήμα 8.1) φαίνονται τα αποτελέσματα της τεχνοοικονομικής ανάλυσης. Για το κόστος της επένδυσης, υπολογίστηκε ότι απαιτούνται **700€/kW** [24] αλλά λαμβάνοντας υπ' όψιν μόνο την ισχύ του αεριοστροβίλου, καθώς ο αεριοστρόβιλος αποτελεί την διάταξη που προστίθεται στην υφιστάμενη μονάδα. Επίσης, σε αυτό το ποσό συμπεριλαμβάνεται και το κόστος εγκατάστασης των εναλλακτών που είναι απαραίτητοι για το δίκτυο τηλεθέρμανσης. Για τις τιμές πώλησης του ηλεκτρικού ρεύματος και της θερμικής ενέργειας της τηλεθέρμανσης, χρησιμοποιήθηκαν τα οικιακά τιμολόγια της ΔΕΗ. Για τις τιμές του καυσίμου, χρησιμοποιήθηκε έκθεση της Booz & Company για λογαριασμό της ΔΕΗ [25] αλλά και οι τιμοκατάλογοι της εταιρίας Φυσικό Αέριο Αττικής. Για τη διαστασιολόγηση του μετακαυστήρα που χρησιμοποιείται στο 5<sup>ο</sup> σενάριο χρησιμοποιήθηκαν στοιχεία από την έκθεση [26]. Τέλος, για το κόστος λειτουργίας και συντήρησης (**25€/MWh**), αντλήθηκαν πληροφορίες από το διαδίκτυο [27].

	Σενάριο 1ο	Σενάριο 2ο	Σενάριο 3ο	Σενάριο 4ο	Σενάριο 5ο
Ποσοστό λιγνίτη (%)	100	97	97	97	95,5
Ποσοστό Φ.Α. (%)	-	3	3	3	4,5
Ποσοστό βιομάζας (%)	-	-	-	-	-
Ηλεκτρική ισχύς (MW <sub>e</sub> )	280	345	364	353	347
Θερμική ισχύς (MW <sub>th</sub> )	70	70	70	70	70
Κόστος επένδυσης (CAPEX) (million €)	19,04	47,6	47,6	47,6	52,9
Ετήσια κατανάλωση λιγνίτη (tn)	3910464	3371577	3760857	3702579	3039061
Ετήσια κατανάλωση Φ.Α. (m <sup>3</sup> )	-	127329754	127329754	127329754	176286240
Ετήσια κατανάλωση βιομάζας (tn)	-	-	-	-	-
Τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας (€/MWh-e)	94,6	94,6	94,6	94,6	94,6
Τιμή πώλησης θερμικής ενέργειας (€/MWh-th)	43,5	43,5	43,5	43,5	43,5
Τιμή καυσίμου (€/tn) - (€/m <sup>3</sup> )	14,82	14,82 / 0,495	14,82 / 0,495	14,82 / 0,495	14,82 / 0,495
Κόστος λειτουργίας και συντήρησης (O&M) (€/MWh-e)	25	25	25	25	25
Ετήσια έσοδα από ηλεκτρική ενέργεια (million €)	185,63	228,72	241,32	234,02	230,05
Ετήσια έσοδα από τηλεθέρμανση (million €)	17,54	17,54	17,54	17,54	17,54
Συνολικά ετήσια έσοδα (million €)	203,17	246,26	258,86	251,56	247,59
Ετήσιο κόστος καυσίμου (million €)	57,95	112,99	118,76	117,90	132,30
Κόστος εκπομπής CO <sub>2</sub> (million €)	41,46	39,98	44,00	43,46	38,14
Συνολικά ετήσια έξοδα (million €)	148,47	213,41	226,54	223,21	231,23
Ετήσιο κέρδος (million €)	54,70	32,84	32,32	28,36	16,35
Απλή περίοδος αποπληρωμής (έτη)	0,35	1,45	1,47	1,68	3,23
Καθαρή Παρούσα Αξία (ΚΠΑ - NPV) (million €)	348,00	172,76	169,27	142,70	56,81
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης (IRR) (%)	287,29%	68,77%	67,67%	59,22%	29,04%

Σχήμα 4.1 Τεχνοοικονομική ανάλυση βασικών σεναρίων

Όπως φαίνεται και στο παραπάνω σχήμα, η περισσότερο αποδοτική επένδυση η απλά εγκατάσταση τηλεθέρμανσης, καθώς το αρκετά μικρότερο κόστος εγκατάστασης και η μη κατανάλωση φυσικού αερίου υπερτερούν αρκετά των αυξημένων εσόδων που παρουσιάζουν τα υπόλοιπα σεναρία. Επίσης, τα σεναρία 2 και 3 παρουσιάζουν εξίσου καλούς οικονομικούς δείκτες και θα μπορούσαν να υπερτερήσουν του 1<sup>ου</sup> σεναρίου αν για παράδειγμα υπάρχει ζήτημα μείωσης των εκπομπών CO<sub>2</sub>, αύξησης της παραγόμενης ισχύος ή περιορισμού στην κατανάλωση λιγνίτη. Το σενάριο 4 παρουσιάζει επίσης καλούς δείκτες αλλά τα προηγούμενα δύο έδειξαν σαφή ανωτερότητα. Τέλος, το σενάριο 5 παρουσίασε τους χειρότερους οικονομικούς δείκτες, παρά το γεγονός ότι ενεργειακά τουλάχιστον παρουσίασε τις καλύτερες προοπτικές. Ο λόγος που αυτό συνέβη οφείλεται στην αυξημένη κατανάλωση φυσικού αερίου αλλά και το μεγαλύτερο κόστος εγκατάστασης. Βέβαια, με μέγιστο διάστημα αποπληρωμής τα 3 χρόνια, όλα τα σεναρία μπορούν να χαρακτηριστούν οικονομικά βιώσιμα. Το ζήτημα της απόφασης αφορά αυτό κάθε αυτό τον διαχειριστή της εγκατάστασης.

## 4.2 Εναλλακτικά σεναρία

Στα παρακάτω σχήματα (8.2 και 8.3) παρουσιάζονται οι αναλύσεις για τα δύο σεναρία με χρήση εναλλακτικών καυσίμων που όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, επιλέχθηκαν ως βιώσιμα από άποψης τροφοδοσίας της μονάδας με βιομάζα. Η μόνη αλλαγή σε αυτά τα σεναρία όσων αφορά τους οικονομικούς δείκτες είναι η προσθήκη του κόστους της βιομάζας στο ισοζύγιο. Συγκεκριμένα, χρησιμοποιήθηκαν οι τιμές **90€/tn** για το άχυρο, **100€/tn** για τα wood chips προερχόμενα από την ευρύτερη περιοχή της Δυτικής Μακεδονίας και **120€/tn** για wood chips προερχόμενα από κάποιο προορισμό εκτός Δυτικής Μακεδονίας ή από εισαγωγές. Οι τιμές αυτές είναι πρόσφατες και για τα δύο

προϊόντα ενώ η τιμή του εισαγόμενου wood chip αποτελεί μία υπόθεση, όπου λόγω μεγαλύτερου κόστους μεταφοράς, που αποτελεί πολύ σημαντικό κριτήριο στη διαστασιολόγηση μονάδων καύσης βιομάζας, επιλέχθηκε μία προσαύξηση της τάξης του 20%.

	Σενάριο 1ο	Σενάριο 2ο	Σενάριο 3ο	Σενάριο 4ο	Σενάριο 5ο
Ποσοστό λιγνίτη (%)	80	72	72	74	69,3
Ποσοστό Φ.Α. (%)	-	10	10	7,6	13,4
Ποσοστό βιομάζας (%)	20	18	18	18,4	17,3
Ηλεκτρική ισχύς (MW <sub>e</sub> )	60,8	156	160	174	190
Θερμική Ισχύς (MW <sub>th</sub> )	70	70	70	70	70
Κόστος επένδυσης (CAPEX) (million €)	19,04	47,6	47,6	47,6	52,9
Ετήσια κατανάλωση λιγνίτη (tn)	728648	728648	728648	982090	728648
Ετήσια κατανάλωση Φ.Α. (m <sup>3</sup> )	-	127329754	127329754	127329754	176286240
Ετήσια κατανάλωση βιομάζας (tn)	182162,0	182162,0	182162,0	245522	182162
Τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας (€/MWh-e)	94,6	94,6	94,6	94,6	94,6
Τιμή πώλησης θερμικής ενέργειας (€/MWh-th)	43,5	43,5	43,5	43,5	43,5
Τιμή καυσίμου (€/tn) - (€/m <sup>3</sup> )	14,82 / 90	14,82 / 0,495 / 90	14,82 / 0,495 / 90	14,82 / 0,495 / 90	14,82 / 0,495 / 90
Κόστος λειτουργίας και συντήρησης (O&M) (€/MWh-e)	25	25	25	25	25
Ετήσια έσοδα από ηλεκτρική ενέργεια (million €)	40,31	103,42	106,07	115,35	125,96
Ετήσια έσοδα από τηλεθέρμανση (million €)	17,54	17,54	17,54	17,54	17,54
Συνολικά ετήσια έσοδα (million €)	57,85	120,96	123,61	132,89	143,50
Ετήσιο κόστος καυσίμου (million €)	27,19	90,22	90,22	99,68	114,45
Κόστος εκπομπής CO <sub>2</sub> (million €)	11,02	15,42	15,42	19,14	17,01
Συνολικά ετήσια έξοδα (million €)	48,86	132,97	133,67	149,31	164,76
Ετήσιο κέρδος (million €)	8,98	-12,01	-10,06	-16,41	-21,26
Απλή περίοδος αποπληρωμής (έτη)	2,12	-3,96	-4,73	-2,90	-2,49
Καθαρή Παρούσα Αξία (ΚΠΑ - NPV) (million €)	41,22	-128,19	-115,10	-157,71	-195,56
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης (IRR) (%)	47,07%	-	-	-	-

**Σχήμα 4.2: Τεχνοοικονομική ανάλυση σεναρίου με χρήση 80% λιγνίτη – 20% άχυρο**

	Σενάριο 1ο	Σενάριο 2ο	Σενάριο 3ο	Σενάριο 4ο	Σενάριο 5ο
Ποσοστό λιγνίτη (%)	80	72	72	74	69,3
Ποσοστό Φ.Α. (%)	-	10	10	7,6	13,4
Ποσοστό βιομάζας (%)	20	18	18	18,4	17,3
Ηλεκτρική ισχύς (MW <sub>e</sub> )	60,8	155	160	175	190
Θερμική Ισχύς (MW <sub>th</sub> )	70	70	70	70	70
Κόστος επένδυσης (CAPEX) (million €)	19,04	47,6	47,6	47,6	52,9
Ετήσια κατανάλωση λιγνίτη (tn)	726589	723561	723561	979382	723561
Ετήσια κατανάλωση Φ.Α. (m <sup>3</sup> )	-	127329753	127329753	127329753	176286240
Ετήσια κατανάλωση βιομάζας (tn)	181647,0	180890,0	180890,0	244971,0	180890,0
Τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας (€/MWh-e)	94,6	94,6	94,6	94,6	94,6
Τιμή πώλησης θερμικής ενέργειας (€/MWh-th)	43,5	43,5	43,5	43,5	43,5
Τιμή καυσίμου (€/tn) - (€/m <sup>3</sup> )	14,82 / 100 / 120	14,82 / 0,495 / 100 / 120	14,82 / 0,495 / 100 / 120	14,82 / 0,495 / 100 / 120	14,82 / 0,495 / 100 / 120
Κόστος λειτουργίας και συντήρησης (O&M) (€/MWh-e)	25	25	25	25	25
Ετήσια έσοδα από ηλεκτρική ενέργεια (million €)	40,31	102,76	106,07	116,02	125,96
Ετήσια έσοδα από τηλεθέρμανση (million €)	17,54	17,54	17,54	17,54	17,54
Συνολικά ετήσια έσοδα (million €)	57,85	120,30	123,61	133,56	143,50
Ετήσιο κόστος καυσίμου (million €)	30,91	93,81	93,81	105,29	118,04
Κόστος εκπομπής CO <sub>2</sub> (million €)	11,06	15,42	15,42	19,19	17,01
Συνολικά ετήσια έξοδα (million €)	52,63	136,38	137,26	155,14	168,34
Ετήσιο κέρδος (million €)	5,22	-16,08	-13,65	-21,58	-24,84
Απλή περίοδος αποπληρωμής (έτη)	3,65	-2,96	-3,49	-2,21	-2,13
Καθαρή Παρούσα Αξία (ΚΠΑ - NPV) (million €)	18,23	-162,39	-145,05	-201,66	-230,23
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης (IRR) (%)	25,64%	-	-	-	-

**Σχήμα 4.3: Τεχνοοικονομική ανάλυση σεναρίου με χρήση 80% λιγνίτη – 20% wood chips**

Όπως φαίνεται παραπάνω, το μόνο σενάριο που παρουσιάζει οικονομική βιωσιμότητα και για τα δύο σενάρια είναι το 1<sup>ο</sup>. Μολονότι ήταν το σενάριο με τους μικρότερους βαθμούς απόδοσης, το γεγονός ότι έχει μικρότερος κόστος επένδυσης αλλά και κόσθη εκπομπής ρύπων και κατανάλωσης καυσίμου οδηγούν στο συμπέρασμα ότι θα μπορούσε να σταθεί οικονομικά. Επίσης, συγκρίνοντας τα δύο καύσιμα, το άχυρο υπερέχει κυρίως λόγω της διαθεσιμότητάς του αλλά και της χαμηλότερης τιμής του έναντι των wood chips, γεγονός που φαίνεται ξεκάθαρα στους ανωτέρω οικονομικούς δείκτες. Αν ληφθεί υπ' όψιν ότι δεν παρουσιάζουν μεγάλη διαφορά όσον αφορά τη θερμογόνο τους δύναμη, τότε το άχυρο αποτελεί την καλύτερη από τις δύο εναλλακτικές. Επίσης, καταλυτικό ρόλο ώστε να μην παρουσιάζουν οικονομική βιωσιμότητα τα υπόλοιπα σενάρια είναι η κατανάλωση φυσικού αερίου. Από τη στιγμή που χρησιμοποιείται ο ίδιος αεριοστόβιλος, η παροχή καυσίμου έμεινε ίδια. Αυτό, σε συνδυασμό με τα μειωμένα έσοδα λόγω πτώσης του φορτίου οδηγούν σε αυτό το αποτέλεσμα. Ενδεικτικά, το κόστος φυσικού αερίου, παρέμεινε στα 63 εκατομμύρια ευρώ ενώ ταυτόχρονα παρατηρήθηκε πτώση στα έσοδα άνω των 100 εκατομμυρίων ευρώ, κόστος που δεν μπόρεσε να αντισταθμιστεί από τα μειωμένα έξοδα για λιγνίτη, εκπομπές CO<sub>2</sub> και συντήρηση και λειτουργία της μονάδας. Τέλος, σημαντικό ρόλο έπαιξε και η σαφώς μεγαλύτερη τιμή που παρουσιάζουν τα εναλλακτικά καύσιμα συγκριτικά με το λιγνίτη, ως βασικό καύσιμο της διάταξης, παρά το γεγονός ότι η ποσότητα των εναλλακτικών καυσίμων είναι σαφώς μικρότερη από αυτή του λιγνίτη.

Ακόμη, αξίζει να αναφερθεί ότι δεν υπολογίστηκε ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης για τα μη βιώσιμα οικονομικά σενάρια, καθώς απαιτείται τουλάχιστον μία θετική τιμή προκείμενου να μπορέσει να υπολογιστεί ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης. Από τη στιγμή όμως που η επένδυση δεν παρουσιάζει κέρδη αλλά ζημία, δεν μπορεί να υπολογιστεί.

## 5. Συμπεράσματα

Μέσω της παρούσας διπλωματικής εργασίας, διερευνήθηκε η δυνατότητα αξιοποίησης παλαιών ατμοηλεκτρικών μονάδων, μέσω της εφαρμογής ενός συνόλου επεμβάσεων. Ακόμη, αναπόσπαστο στοιχείο της μελέτης αποτέλεσε και η εγκατάσταση συστήματος τηλεθέρμανσης, με στόχο την όσο το δυνατόν καλύτερη αξιοποίηση της μονάδας. Μιας και μεγάλο μέρος των ατμοηλεκτρικών μονάδων της χώρας μας έχουν πολλά έτη λειτουργίας στο ενεργητικό τους, σε συνδυασμό με τη διεύθυνση του φυσικού αερίου στην αγορά ενέργειας αλλά και την ανάδειξη των προοπτικών αξιοποίησης της βιομάζας, προσδίδουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον στην παραπάνω μελέτη.

Σε πρώτο στάδιο, προσομοιώθηκε η μονάδα IV του ΑΗΣ Καρδιάς, ενός ατμοηλεκτρικού σταθμού που πλησιάζει στο τέλος της ζωής του. Για τη διενέργεια των προσομοιώσεων



χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Gatecycle™ της General Electric, ένα πολύ φιλικό προς το χρήστη και αξιόπιστο λογισμικό.

Μετά την επιτυχή προσομοίωση της μονάδας, εφαρμόστηκε ένα σύνολο επεμβάσεων, που ονομάστηκαν σενάρια. Τα σενάρια αυτά χωρίστηκαν σε δύο βασικές κατηγορίες: Η πρώτη κατηγορία αποτέλεσε τα βασικά σενάρια, πάνω στα οποία στηρίχθηκαν και αυτά της δεύτερης κατηγορίας, τα οποία διαφοροποιήθηκαν ως προς το μίγμα καύσιμου αλλά και το γεγονός ότι λειτούργησαν στο δυνατότερο χαμηλό φορτίο. Κοινό γνώρισμα όλων των σεναρίων ήταν η προσθήκη συστήματος τηλεθέρμανσης αλλά και η προσθήκη αεριοστροβίλου στις περισσότερες διατάξεις.

Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης των ανωτέρω σεναρίων παρουσίασαν ιδιαίτερο ενδιαφέρον αλλά το μεγαλύτερο ενδιαφέρον υπήρξε στην τεχνοοικονομική τους ανάλυση. Συγκεκριμένα, όλα τα βασικά σενάρια έδειξαν οικονομική βιωσιμότητα, κάτι το οποίο δεν έδειξαν όλα τα εναλλακτικά σενάρια.

#### Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Με το πέρας της παρούσας διπλωματικής εργασίας, προκύπτει ένας αριθμός ζητημάτων που αξίζει διερεύνηση.

Αρχικά, ενδιαφέρον παρουσιάζει η διερεύνηση αξιοποίησης των παραπάνω σεναρίων αλλά σε διαφορετικά φορτία από τα ήδη υπολογισμένα, προκειμένου να βρεθεί το βέλτιστο. Επίσης, η χρήση άλλων διατάξεων σε συνδυασμό με χρήση είτε μικρότερου αεριοστροβίλου είτε κάποιου άλλου καυσίμου θα ήταν ιδιαίτερα ενδιαφέρον, προκειμένου να υπάρξει βελτιστοποίηση από οικονομικής σκοπιάς, καθώς όπως αποδείχθηκε, τα μειωμένα έσοδα δεν μπόρεσαν να αντισταθμίσουν το κόστος του φυσικού αερίου.

## Βιβλιογραφία

- [1] **P.A.E.**, «Επίσημη ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: [www.rae.gr](http://www.rae.gr).
- [2] **Energy Press**, «Ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://energypress.gr>.
- [3] **Power Engineering International**, «Ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.powerengineeringint.com>.
- [4] **Wikipedia**, «Ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org).
- [5] **H. Bredenbeck**, «THE USE OF WASTE HEAT FROM A POWER PLANT FOR GREENHOUSE HEATING IN COMMERCIAL APPLICATION IN GERMANY,» 1992.
- [6] **Κ.Α.Π.Ε.**, «Επίσημη ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: [www.cres.gr](http://www.cres.gr).
- [7] **Δ.Ε.Υ.Α.Κ.**, [Ηλεκτρονικό]. Available: [www.deyakozanis.gr](http://www.deyakozanis.gr).
- [8] **Δ.Ε.ΤΗ.Π.**, «ΕΝΗΜΕΡΩΤΙΚΟ ΤΕΥΧΟΣ : ΤΕΧΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΤΗΛΕΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΠΤΟΛΕΜΑΪΔΑΣ,» Ιούνιος 2014. [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.tpt.gr/>.
- [9] **Κ.Α.Π.Ε.**, «Οδηγός Συστημάτων Συμπαράγωγής Ηλεκτρισμού και Θερμότητας,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.cres.gr/>.
- [10] **O. S. E. Corporation**, «Επίσημη ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.onsitenergy.com/>.
- [11] **M. Mechanical**, «Ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://mechanicalengineering.com/>.
- [12] **Y. A. Cengel και M. A. Boles**, Θερμοδυναμική για μηχανικούς, 7η Έκδοση επιμ., Εκδόσεις Τζιόλα.
- [13] **Quora**, «Ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: [www.quora.com](http://www.quora.com).
- [14] **Florida Power Company**, «Επίσημη ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: [www.fpl.com](http://www.fpl.com).

- [15] **General Electric**, «Επίσημη ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.ge.com/power>.
- [16] **R. Spencer, K. Cotton και C. Cannon**, «A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generators 16500 kW and Larger,» ASME Paper 62 WA 209, 1974.
- [17] **Δημοτική Επιχείρηση Ύδρευσης & Αποχέτευσης (Δ.Ε.Υ.Α.) Κοζάνης**, «Προκαταρκτική μελέτη για την αναβάθμιση και επέκταση της εγκατάστασης τηλεθέρμανσης Κοζάνης με εναλλακτικές πηγές ενέργειας,» Κοζάνη, 2012.
- [18] **N. Παπαγωγίου**, Ατμοπαραγωγοί I Γενικές αρχές, 2η επιμ., Αθήνα: Εκδόσεις Συμειών, ISBN – 960 – 7888 – 61 – 8.
- [19] **Gatecycle™**, «Help Menu».
- [20] «**Εφημερίς της Κυβερνήσεως**,» αρ. 1420, pp. 1-12, 15 Ιούλιος 2009.
- [21] **Euretirio**, «Ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.euretirio.com>.
- [22] **A.Δ.Μ.Η.Ε.**, «Μηνιαία Δελτία Ενέργειας,» 2018.
- [23] **Γ. Τζολάκης**, «Ανάλυση Χαρακτηριστικών Παραμέτρων Λειτουργίας, Ανάπτυξη Λογισμικού Παρακολούθησης και Βελτιστοποίησης Βαθμού Απόδοσης Μονάδων,» Διδακτορική διατριβή, Κοζάνη, 2009.
- [24] **Forecast International**, «Siemens SGT-1000 - Archived 5/2006,» 2005.
- [25] **Booz & Company**, «Understanding Lignite Generation Cost in Europe,» 2012.
- [26] **EPA CHP Partnership**, «Combined Heat and Power (CHP) Level 1 Feasibility Analysis,» Anytown, USA.
- [27] **S. Blumsack**, «Επίσημη ιστοσελίδα,» Pennsylvania State University, [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.e-education.psu.edu>.
- [28] **H. Lund**, «4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems,» *Energy*, αρ. 68, pp. 1-11, 15 April 2014.
- [29] **Zentrum für rationelle Energieanwendung und Umwelt (ZE.R.E.U.)**, «Επίσημη ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.zreu.de/>.
- [30] **R. H. Kehlhofer, J. Warner, H. Nielsen και R. Bachman**, Combined Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants, 2nd επιμ., ISBN – 0 – 87814 – 736 – 5.

- [31] **Β. Στάθης**, «Μοντελοποίηση μονάδων ηλεκτροπαραγωγής με σκοπό την αύξηση του βαθμού απόδοσης,» Διπλωματική εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, ΠΔΜ, Κοζάνη.
- [32] **Ε. Κ. Κακαράς**, Θερμοηλεκτρικοί Σταθμοί, 2η επιμ., Εκδόσεις Fountas, ISBN – 960 – 3304 – 75 – 1.
- [33] **Δ.Ε.Η. Α.Ε.**, Εγχειρίδιο Περιγραφής Μονάδας Προσομοιωτή, Δ/ση Εκπαίδευσης, Τομέας Υλοποίησης, Υποτομέας Σχολών Β. Ελλάδας, Σ.Τ.Ε. Καρδιάς.
- [34] **Energy Solutions Center**, «Επίσημη ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.energysolutionscenter.org/>.
- [35] **Edison Tech Center**, «Ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.edisontechcenter.org>.
- [36] **Electrical 4u**, «Ιστοσελίδα,» [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.electrical4u.com/>.

## Παράρτημα

### Λειτουργικά δεδομένα Μονάδας IV ΑΗΣ Καρδιάς

	Μονάδες	Σχεδιασμός
Φορτίο	%	100
Πίεση ατμού υψηλής πίεσης προ τουρμπίνας	bar	172
Θερμοκρασία ατμού υψηλής πίεσης προ τουρμπίνας	°C	542
Ποσότητα ατμού υψηλής πίεσης προ τουρμπίνας	t/h	950
Injection (ψεκασμός)	%	6
Πίεση ατμού χαμηλής πίεσης προ τουρμπίνας	bar	43
Θερμοκρασία ατμού υψηλής πίεσης προ τουρμπίνας	°C	542
Ποσότητα ατμού υψηλής πίεσης προ τουρμπίνας	t/h	864
Injection (ψεκασμός)	%	3.3
	Τόνοι	28.512
<b>Καύσιμο</b>		<b>Λιγνίτης</b>
Θερμογόνος δύναμη ΚΘΙ	MJ/kg	5.526
Απαιτούμενη ποσότητα λιγνίτη	kg/s	155
C	kg/kg	0.1835
H <sub>2</sub>	kg/kg	0.014
O <sub>2</sub>	kg/kg	0.092
S	kg/kg	0.0035
N <sub>2</sub>	kg/kg	0.004
H <sub>2</sub> O	kg/kg	0.573
Στάχτη	kg/kg	0.13
Περίσσεια αέρα στον φλογοθάλαμο		1.27
kg H <sub>2</sub> O προ kg ξηρού αέρα	kg/kg	0.007
<b>Καυσαέρια</b>		
Ποσότητα καυσαερίων στον φλογοθάλαμο	kg/s	572
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στον φλογοθάλαμο	°C	1210
Μέση θερμοκρασία καύσης στην έξοδο φλογοθαλάμου	°C	973
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο SH-2	°C	866
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο SH-3	°C	812
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο RH-2	°C	728
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο SH-1 b	°C	590

Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο RH-1 b	°C	520
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο SH-1a	°C	442
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο RH-1a	°C	417
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο Eco	°C	319
Μέση θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο Ljungström	°C	155
Διαρροή αέρα στον Ljungström	kg/s	30
Ποσότητα καυσαερίων προ ηλεκτροστατικού φίλτρου	kg/s	602
Μέση θερμοκρασία καύσης στην είσοδο ηλεκτροστατικού φίλτρου	°C	155
Μέση θερμοκρασία καύσης στην είσοδο ID-Fan(αναρ. ανεμιστήρα)	°C	158
Πυκνότητα των καυσαερίων (Normal)	kg/Nm <sup>3</sup>	1.213
Όγκος των καυσαερίων (Normal)	Nm <sup>3</sup> /s	471.6
Πυκνότητα των καυσαερίων στην θερμοκρασία	kg/m <sup>3</sup>	0.7471
Όγκος των καυσαερίων στην θερμοκρασία	m <sup>3</sup> /s	805.79
<b>Αέρας</b>		
Ποσότητα θερμού αέρα προς Φλογοθάλαμο	kg/s	439.5
Θερμοκρασία αέρα προς φλογοθάλαμο	°C	280
Ποσότητα αέρα προς Ljungström	kg/s	513.5
Θερμοκρασία αέρα προς Ljungström	°C	45
Διαρροή αέρα στον Ljungström	kg/s	30
Επαναφορά θερμού αέρα προ ανεμιστήρα	kg/s	44
Αναρρόφηση αέρα (Εξωτερικό και από Σταθμό)	kg/s	469.5
Ποσότητα αέρα προ ανεμιστήρα	kg/s	513.5
Θερμοκρασία αέρα προ ανεμιστήρα	°C	40
Πυκνότητα του αέρα (Normal)	kg/Nm <sup>3</sup>	1.283
Πυκνότητα του αέρα στην θερμοκρασία	kg/m <sup>3</sup>	1.064
Όγκος του αέρα στην θερμοκρασία προ ανεμιστήρα	m <sup>3</sup> /s	482.7
<b>Νερό - Ατμός</b>		
<b>Economizer (Versetzte Anordnung )</b>		<b>Versetzt</b>
Θερμοκρασία νερού στην είσοδο	°C	255
Πίεση νερού στην είσοδο	bar	202
Θερμοκρασία νερού στην έξοδο	°C	313
Πίεση νερού στην έξοδο	bar	196

Επιφάνεια	m <sup>2</sup>	14055
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος)	mm	38x4 – 4.5
Βήμα (στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	60
Βήμα (κάθεται στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	138
Μέση ταχύτητα των καυσαερίων	m/s	6
Υλικό των αυλών		St 35.8/ III
Πτώση πίεσης	bar	6
Απορρόφηση Ενέργειας	MW	76.18
<b>Φλογοθάλαμος</b>		
Θερμοκρασία / Ενθαλπία νερού στην είσοδο	°C/KJ/kg	
Πίεση νερού στην είσοδο	bar	
Θερμοκρασία / Ενθαλπία νερού στην έξοδο	°C/KJ/kg	
Πίεση νερού στην έξοδο	bar	
Πλάτος	mm	15000
Βάθος	mm	16500
Ύψος	mm	26000
Ύψος χοάνης	mm	10140
Συνολικό ύψος φλογοθαλάμου	mm	36140
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος )	mm	30x5
Υλικό των αυλών		
<b>Φιάλη ( Flash )</b>		
Θερμοκρασία ατμού στην έξοδο	°C	361
Πίεση ατμού στην έξοδο	bar	190
Ποσότητα ατμού στην έξοδο	t/h	893
<b>1<sup>ος</sup> Υπερθερμαντής ατμού υψηλής πίεσης SH-1A</b>		<b>Versetzt</b>
Θερμοκρασία ατμού στην είσοδο ( με 8% H2O )	°C	362
Πίεση ατμού στην είσοδο	bar	188.8
Θερμοκρασία ατμού στην έξοδο	°C	370
Πίεση ατμού στην έξοδο	bar	186.7
Επιφάνεια	m <sup>2</sup>	6762
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος )	mm	38x3.6
Βήμα (στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	60
Βήμα (κάθεται στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	138
Μέση ταχύτητα των καυσαερίων	m/s	7.4
Υλικό των αυλών		15Mo3

Ποσότητα ατμού στην έξοδο	t/h	893
Πτώση πίεσης	bar	2.1
Απορρόφηση Ενέργειας	MW	49.07
<b>1<sup>ος</sup> Υπερθερμαντής ατμού υψηλής πίεσης SH-1B</b>		<b>Versetzt</b>
Θερμοκρασία ατμού στην είσοδο	°C	370
Πίεση ατμού στην είσοδο	bar	186.7
Θερμοκρασία ατμού στην έξοδο	°C	443
Πίεση ατμού στην έξοδο	bar	183.2
Επιφάνεια	m <sup>2</sup>	5200
Βήμα (στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	60
Βήμα (κάθεται στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	138
Μέση ταχύτητα των καυσαερίων	m/s	9.1
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος )	mm	38x4.0 – 6.3
Υλικό των αυλών		15Mo3 13CrMo44 10CrMo910
Ποσότητα ατμού στην έξοδο	t/h	893
Απορρόφηση Ενέργειας	MW	102.9
Πτώση πίεσης Heizfläche	bar	3.5
<b>Injection -1 (ψεκασμός)</b>	t/h	38.7
Πτώση πίεσης Injection	bar	1.5
<b>2<sup>ος</sup> Υπερθερμαντής ατμού υψηλής πίεσης SH-2</b>		
Θερμοκρασία ατμού στην είσοδο	°C	422
Πίεση ατμού στην είσοδο	bar	181.7
Θερμοκρασία ατμού στην έξοδο	°C	510
Πίεση ατμού στην έξοδο	bar	177.9
Επιφάνεια	m <sup>2</sup>	2808
Βήμα (στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	50
Βήμα (κάθεται στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	828
Μέση ταχύτητα των καυσαερίων	m/s	8.9
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος )	mm	38x5.6 – 8.0
Υλικό των αυλών		10CrMo910
Ποσότητα ατμού στην έξοδο	t/h	931.7
Απορρόφηση Ενέργειας	MW	96.75
Πτώση πίεσης	bar	3.8

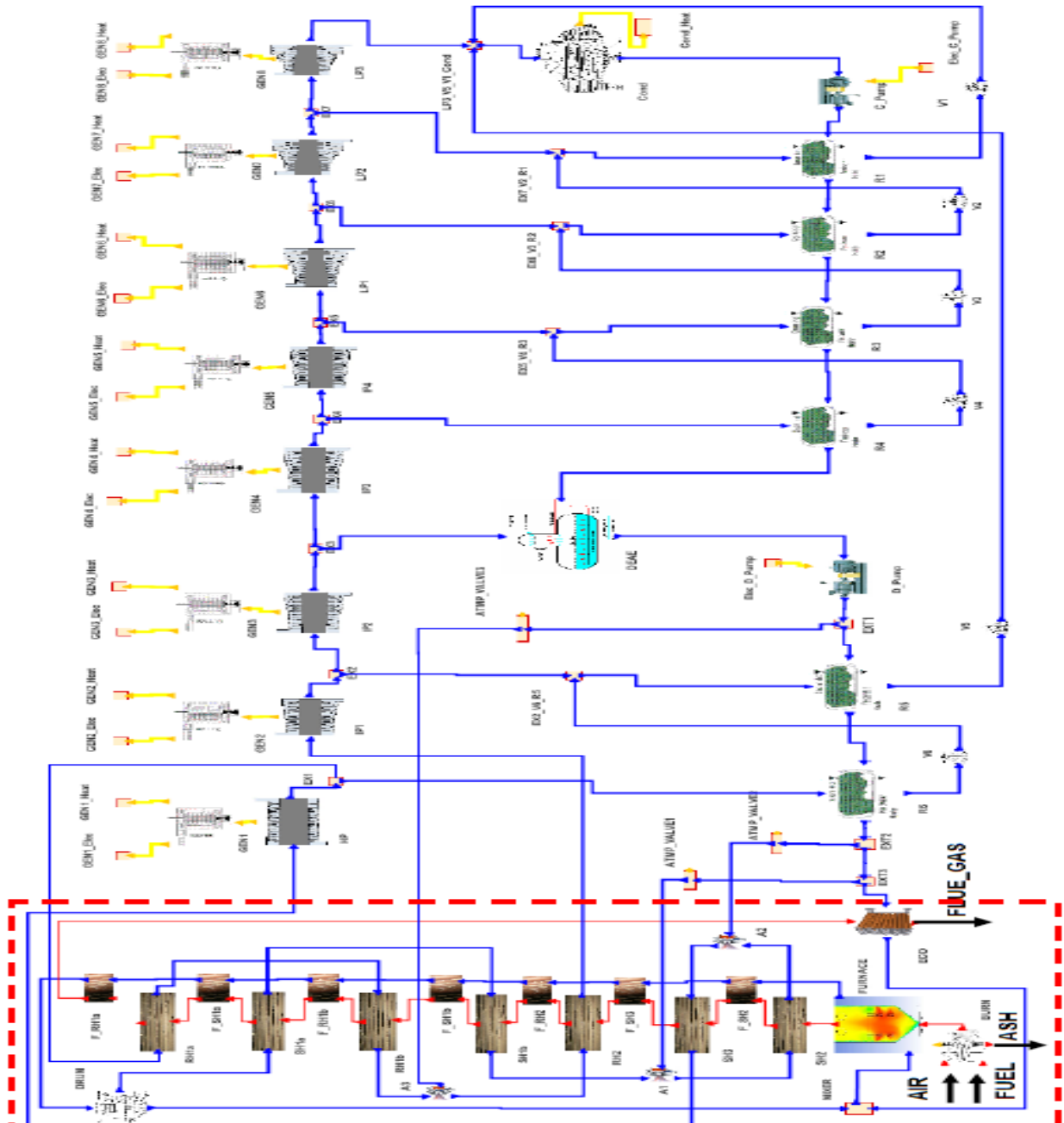


Injection - 2 (ψεκασμός)	t/h	18.3
Πτώση πίεσης	bar	1.3
<b>3<sup>ος</sup> Υπερθερμ. ατμού υψηλής πίεσης SH-END</b>		
Θερμοκρασία ατμού στην είσοδο	°C	494
Πίεση ατμού στην είσοδο	bar	176.6
Θερμοκρασία ατμού στην έξοδο	°C	540
Πίεση ατμού στην έξοδο	bar	172.5
Επιφάνεια	m <sup>2</sup>	1715
Βήμα (στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	80
Βήμα (κάθετα στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	276
Μέση ταχύτητα των καυσαερίων	m/s	8.8
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος)	mm	38x5.6 – 8.0
Υλικό των αυλών		X20CrMoV12 1
Ποσότητα ατμού προς Τουρμπίνα	t/h	950
Πτώση πίεσης	bar	4.1
Απορρόφηση Ενέργειας	MW	37.35
Πτώση στον αυλό προς Τουρμπίνα	bar	0.5
<b>1<sup>ος</sup> Αναθερμαντής ατμού χαμηλής πίεσης RH-1A</b>		Versetzt
Θερμοκρασία ατμού στην είσοδο	°C	346
Πίεση ατμού στην είσοδο	bar	44.8
Θερμοκρασία ατμού στην έξοδο	°C	376
Πίεση ατμού στην έξοδο	bar	44.5
Επιφάνεια	m <sup>2</sup>	4243
Βήμα (στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	60
Βήμα (κάθετα στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	138
Μέση ταχύτητα των καυσαερίων	m/s	6.7
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος)	mm	38x3.6
Υλικό των αυλών		St35.8 IIII
Ποσότητα ατμού στην έξοδο	t/h	836
Πτώση πίεσης	bar	0.3
Απορρόφηση Ενέργειας	MW	15.72
<b>1<sup>ος</sup> Αναθερμαντής ατμού χαμηλής πίεσης RH-1B</b>		Versetzt
Θερμοκρασία ατμού στην είσοδο	°C	376
Πίεση ατμού στην είσοδο	bar	44.5
Θερμοκρασία ατμού στην έξοδο	°C	470

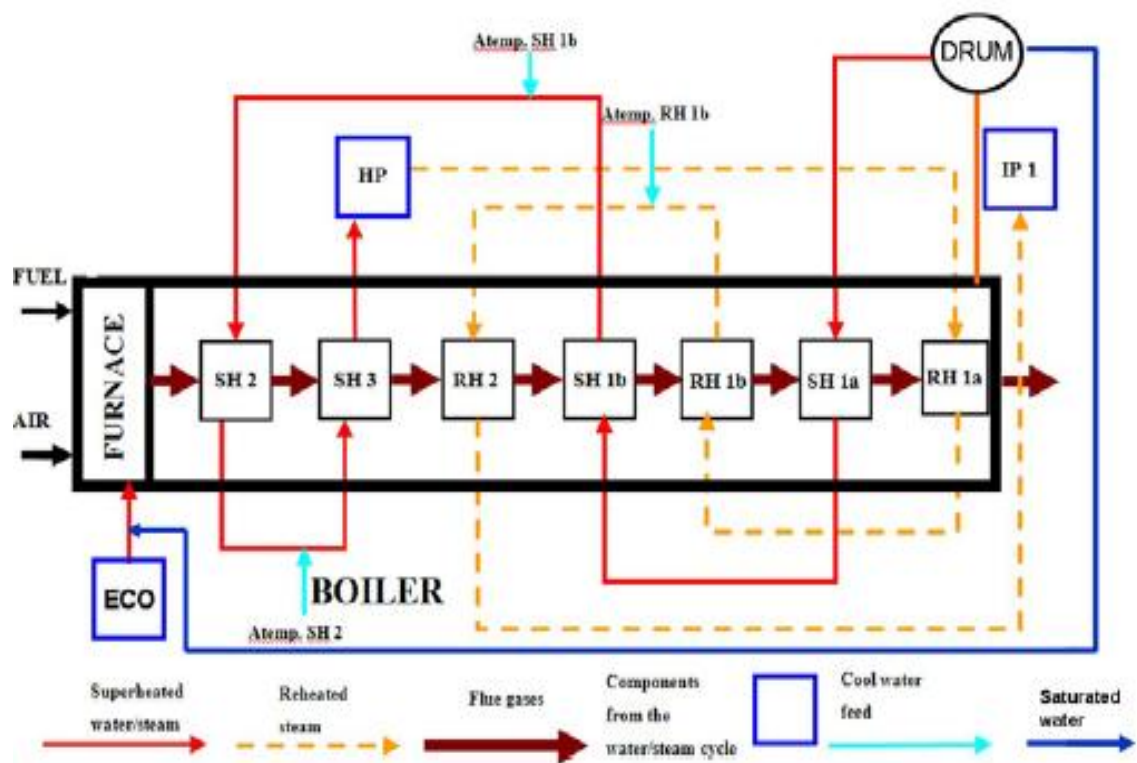
Πίεση ατμού στην έξοδο	bar	44
Επιφάνεια	m <sup>2</sup>	5200
Βήμα (στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	60
Βήμα (κάθεται στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	138
Μέση ταχύτητα των καυσαερίων	m/s	6.7
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος )	mm	38x3.6
Υλικό των αυλών		15Mo3 13CrMo44
Ποσότητα ατμού στην έξοδο	t/h	836
Πτώση πίεσης	bar	0.5
Απορρόφηση Ενέργειας	MW	42.41
Injection - RH (ψεκασμός)	t/h	28
<b>2<sup>ος</sup> Αναθερμαντής ατμού χαμηλής πίεσης RH-END</b>		
Θερμοκρασία ατμού στην είσοδο	°C	431
Πίεση ατμού στην είσοδο	bar	43.8
Θερμοκρασία ατμού στην έξοδο	°C	540
Πίεση ατμού στην έξοδο	bar	43.1
Επιφάνεια	m <sup>2</sup>	3883
Βήμα (στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	100
Βήμα (κάθεται στην διεύθυνση των καυσαερίων)	mm	276
Μέση ταχύτητα των καυσαερίων	m/s	8.9
Διαστάσεις αυλού (διάμετρος x πάχος )	mm	57x4.0 – 6.3
Υλικό των αυλών		13CrMo44 10CrMo910
Ποσότητα ατμού προς Τουρμπίνα	t/h	864
Απορρόφηση Ενέργειας	MW	70.92
Πτώση πίεσης	bar	0.7
Πτώση στον αυλό προς Τουρμπίνα	bar	0.5

**Σχήμα 1: Λειτουργικά δεδομένα Μονάδας IV ΑΗΣ Καρδίας**

## Διαγράμματα ροής Μονάδας IV ΑΗΣ Καρδιάς



Σχήμα 2: Διάγραμμα ροής Μονάδας IV ΑΗΣ Καρδιάς



Σχήμα 3: Διάγραμμα ροής Μονάδας IV ΑΗΣ Καρδιάς

**Μετρημένες τιμές θερμοκρασίας ατμού και νερού στα διάφορα σημεία της εγκατάστασης**

**Ατμός**

Στοιχεία	Μετρημένα Δεδομένα	
	Θερμ. εισόδου [°C]	Θερμ. εξόδου [°C]
ECO	257	317
Furnace	332.11	361
SH1a	361	
SH1b		428
SH2	408	512
SH3	496	542
RH1a	339	
RH1b		444
RH2	414	542

Σχήμα 4: Θερμοκρασία ατμού

**Καυσαέρια**

ECO	405	303
Furnace	1197.1	965
SH1a	492	428
SH1b	682	548
SH2	965	830
SH3	830	780
RH1a	428	405
RH1b	548	492
RH2	780	682

Σχήμα 5: Θερμοκρασία καυσαερίων