ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΧΗΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΙΙ: ΑΝΑΛΥΣΗΣ, ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΚΑΙ ΑΝΑΠΤΥΞΗΣ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

Δυναμική προσομοίωση δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας για συγκεντρωτικά ηλιακά συστήματα και σύζευξη με μηχανή παραγωγής ισχύος

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

του

ΣΑΡΙΜΑΝΩΛΗ ΔΗΜΗΤΡΙΟΥ

Επιβλέποντες

Παπαθανασίου Αθανάσιος
Καθηγητής ΕΜΠ

Δρ. Ηλίας Παπανικολάου
Διευθυντής Ερευνών στο Εργαστήριο Ηλιακών και Άλλων Ενεργειακών Συστημάτων, ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος»

Αθήνα, Οκτώβριος 2024

Ευχαριστίες

Η συγγραφή της Διπλωματικής Εργασίας, εκτός από την ολοκλήρωσή της, σηματοδοτεί και το τέλος των προπτυχιακών μου σπουδών στη Σχολή Χημικών Μηχανικών. Κλείνοντας, λοιπόν, αυτός ο κύκλος των πρώτων μου νεανικών χρόνων, θέλω να ευχαριστήσω κάποια πρόσωπα, χωρίς τη στήριξη των οποίων δε θα ήταν εφικτή η επιτυχής περάτωση της περιόδου αυτής.

Αρχικά, οφείλω να ευχαριστήσω ειλικρινώς τον Καθηγητή Αθανάσιο Παπαθανασίου για την αποδοχή της ακαδημαϊκής συνεργασίας με το ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος» στα πλαίσια της εκπόνησης της Διπλωματικής Εργασίας, για την εμπιστοσύνη που μου επέδειξε, τη διάθεση συνεργασίας και την υποστήριξη σε ενδεχόμενα ζητήματα που προέκυπταν καθ' όλη την περίοδο εκπόνησης της Εργασίας.

Ο φορέας υλοποίησης της Διπλωματικής Εργασίας ήταν το Εργαστήριο Ηλιακών & άλλων Ενεργειακών Συστημάτων του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος» και στο σημείο αυτό δε θα μπορούσα να μην ευχαριστήσω τον Προϊστάμενο του Εργαστηρίου, Δρα Βασίλειο Μπελεσιώτη, που με δέχτηκε στο Εργαστήριο και μου πρότεινε το ιδιαίτερα ενδιαφέρον θέμα της παρούσας Εργασίας. Εκτός της απόλυτης εμπιστοσύνης που μου επέδειξε ευθύς εξ' αρχής, εκτιμώ το πάντα απολαυστικό κλίμα συζήτησης που επικρατούσε μεταξύ μας και τον ευχαριστώ θερμά για αυτό, αλλά και για όλες εκείνες τις αξιομνημόνευτες συμβουλές που μου προσέφερε.

Εν συνεχεία, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Δρα Ηλία Παπανικολάου, Διευθυντή Ερευνών στο Εργαστήριο Ηλιακών & άλλων Ενεργειακών Συστημάτων, ο οποίος ως ακαδημαϊκός υπεύθυνος από την πλευρά του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος» επέβλεψε την πορεία της Εργασίας. Όντας πάντα διαθέσιμος και πρόθυμος να με βοηθήσει και επιδεικνύοντας κατανόηση σε όσες δύσκολες στιγμές ανέκυψαν, η εις βάθος γνώση του για τα αντικείμενα μελέτης στάθηκε φάρος στην προσπάθεια μου να εντρυφήσω στο ευρύτερο ερευνητικό πεδίο της ηλιακής θερμικής ενέργειας.

Ένα ιδιαίτερο ευχαριστώ οφείλω και στο Δρα Παπαδημητρίου Νίκο, επίσης μέλος του Εργαστηρίου Ηλιακών & άλλων Ενεργειακών Συστημάτων του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος». Η εμπειρία του στην υπολογιστική μελέτη προβλημάτων μεταφοράς θερμότητας καθοδήγησε τον τρόπο σκέψης μου και είχε καθοριστική συμβολή στην παραγωγή των αποτελεσμάτων που παρουσιάζονται στην παρούσα Εργασία. Παράλληλα, ευχαριστώ όλα τα μέλη του Εργαστηρίου για το άψογο κλίμα συνεργασίας και για όλες τις ευχάριστες στιγμές που απολαύσαμε στην καθημερινότητά μας στο Εργαστήριο.

Φυσικά, δε θα μπορούσα να αφήσω έξω από το ευχαριστήριο αυτό σημείωμα τους συνοδοιπόρους μου σε αυτό το πενταετές ταξίδι των προπτυχιακών σπουδών. Μπορεί αφορμή της γνωριμίας μας να αποτέλεσε η φοίτησή μας στην ίδια Σχολή, αλλά στάθηκαν δίπλα μου σε δύσκολες στιγμές, ακαδημαϊκές ή προσωπικές, και οι συμβουλές τους ήταν πάντοτε πολύτιμες. Ένα ευχαριστώ, λοιπόν, στο Γιώργο, το Νίκο, τον Κώστα και τη Φανή. Η συνύπαρξή μας – είτε εντός είτε εκτός Πολυτεχνείου – ομόρφυνε την καθημερινότητά μου και δημιούργησε αναμνήσεις που θα μείνουν ανεξίτηλες με το πέρασμα του χρόνου.

Κλείνοντας, το πιο σημαντικό «ευχαριστώ» απευθύνεται στην οικογένειά μου, Κωνσταντίνα, Μάρκο και Βασίλη για την υποστήριξή τους, την αστείρευτη υπομονή τους και τη διαρκή πίστη τους στις δυνατότητές μου.

Περίληψη

Το αντικείμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι η υπολογιστική μελέτη της μεταφοράς θερμότητας σε μία αποθηκευτική δεξαμενή τύπου θερμοκλίνης με συμπαγή στερεά κλίνη και η διενέργεια μίας πρώτης διερεύνησης για τη σύζευξη της δεξαμενής αυτής με μία μηχανή παραγωγής ισχύος τύπου οργανικού κύκλου Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC). Η εν λόγω αποθηκευτική δεξαμενή συνιστά μία μέθοδο αποθήκευσης αισθητής θερμότητας και, εν προκειμένω, τροφοδοτείται θερμικά από συγκεντρωτικό ηλιακό σύστημα μεσαίων θερμοκρασιών (παραβολικοί συλλέκτες γραμμικής εστίασης). Αφού, λοιπόν, προηγηθεί, αρχικά, μία σύντομη περιγραφή του απαραίτητου θεωρητικού υποβάθρου για τα τρία επί μέρους υποσυστήματα της μελετώμενης διάταξης (συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες – αποθηκευτική δεξαμενή – μηχανή παραγωγής ισχύος), αναπτύσσεται το μαθηματικό μοντέλο για την περιγραφή της μεταφοράς θερμότητας εντός του πορώδους μέσου της συμπαγούς κλίνης. Η επίλυση του μοντέλου αυτού πραγματοποιείται υπολογιστικά μέσω του εμπορικού υπολογιστικού πακέτου COMSOL Multiphysics 5.2. Για την επικύρωσή του χρησιμοποιούνται διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα από τη βιβλιογραφία. Εφόσον λάβει χώρα η επικύρωση, εξετάζονται διακριτά σενάρια δυναμικής λειτουργίας για τη μελετώμενη αποθηκευτική δεξαμενή, υπό διάφορες παραμέτρους λειτουργίας. Ακολούθως, τα αποτελέσματα αυτά χρησιμοποιούνται σε περιβάλλον προγραμματισμού Matlab για τη διαστασιολόγηση μίας μηχανής ORC και τη διερεύνηση της συμπεριφοράς της υπό πραγματικές συνθήκες μεταβαλλόμενης με το χρόνο θερμοκρασίας της θερμής πηγής στον εξατμιστήρα του θερμοδυναμικού κύκλου. Ολοκληρώνοντας τους υπολογισμούς, παρατίθενται τα αποτελέσματα που προκύπτουν, ενώ, τελικά, συζητούνται τα εξαγόμενα συμπεράσματα και κάποιες προτάσεις για μελλοντική έρευνα.

Λέξεις – κλειδιά: αποθήκευση αισθητής θερμότητας, αποθηκευτική δεξαμενή, θερμοκλίνη με συμπαγή στερεά κλίνη, συγκεντρωτικά ηλιακά συστήματα μεσαίων θερμοκρασιών, παραβολικοί συλλέκτες γραμμικής εστίασης, οργανικό κύκλο Rankine, μοντέλο θερμότητας σε πορώδη μέσα, COMSOL Multiphysics 5.2, διαστασιολόγηση μηχανής παραγωγής ισχύος, Matlab

Abstract

The aim of this Diploma Thesis is to examine, via computational simulations, the heat transfer taking place inside a packed bed thermocline storage tank and to conduct a primary study on the potential coupling of this tank with a power block operating under an organic Rankine cycle (ORC). The storage tank being studied belongs to the category of sensible thermal energy storage tanks and is fed with thermal energy by a concentrating solar system of medium temperatures (parabolic trough collectors). At first, a brief introduction to the essential theoretical background for the three discrete subsystems of the studied configuration (concentrating solar collectors – storage tank – power block) is presented, after which the mathematical model for the description of heat transfer inside the porous media of the packed bed is being developed. The solution of the developed set of mathematical equations is achieved computationally with the use of COMSOL Multiphysics 5.2 and experimental data available in the literature are utilized in order to validate the obtained results. After the validation of the numerical simulation has been performed, various operational scenarios of the studied storage tank are investigated, under dynamic conditions and different varying parameters. Subsequently, the obtained results from the aforementioned procedure are exploited in the dimensioning of the main components of the ORC engine and with the purpose of investigating the performance of the engine under realistic conditions; namely, when the temperature of the heat source at the evaporator of the thermodynamic cycle is varied with time. This second set of calculations is also performed computationally, but this time with the use of Matlab. When all the calculations and the computational simulations have been concluded, the obtained results are being presented and, ultimately, the deduced conclusions of this work and some suggestions for further research are pointed out.

Keywords: sensible thermal energy storage, storage tank, packed bed thermocline, concentrating solar system of medium temperatures, parabolic trough collectors, organic Rankine cycle, porous media thermal model, COMSOL Multiphysics 5.2, dimensioning of the power engine, Matlab

Πίνακας Περιεχομένων

Ευχαριστίες iii
Περίληψη iv
Abstract v
Πίνακας Περιεχομένων vi
Κατάλογος Σχημάτων viii
Κατάλογος Πινάκων xi
1. Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή 1
1.1. Πρόκληση Ενεργειακής Κρίσης 1
1.2. Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ) 1
1.3. Ηλιακή Ενέργεια 2
1.3.1. Ηλιακή Θερμική Ενέργεια 3
1.4. Σκοπός της Εργασίας 4
1.5. Διάρθρωση της Εργασίας 6
2. Κεφάλαιο 2: Θεωρητικό Μέρος 7
2.1. Ηλιακοί Συλλέκτες 7
2.1.1. Παραβολικοί Συλλέκτες Γραμμικής Εστίασης (Parabolic Trough Collectors – PTC) 8
2.2. Αποθήκευση Ηλιακής Θερμικής Ενέργειας 10
2.2.1. Δεξαμενές Θερμικής Διαστρωμάτωσης ή Θερμοκλίνες (Thermocline) 10
2.2.2. Διατάξεις Θερμοκλίνης με Συμπαγή Στερεά Κλίνη (Packed Bed Thermocline) 12
2.3. Ηλεκτροπαραγωγή από Ηλιακή Θερμική Ενέργεια 13
2.3.1. Αρχή Λειτουργίας Μηχανών ORC 15
3. Κεφάλαιο 3: Μαθηματική Μοντελοποίηση και Υπολογιστική Επίλυση 17
3.1. Εισαγωγή 17
3.2. Μαθηματικό Μοντέλο για Μεταφορά Θερμότητας εντός του Πορώδους Μέσου Συμπαγών Κλινών 18
3.2.1. Ευρέως Χρησιμοποιούμενα Μοντέλα 18
3.2.2. Παραδοχές 19
3.2.3. Μαθηματικές Εξισώσεις – Μεθοδολογία Υπολογισμού 20
3.2.4. Οριακές Συνθήκες 26
3.2.5. Υπολογιστική Προσομοίωση στο πακέτο COMSOL Multiphysics 29
3.3. Επικύρωση Μαθηματικού Μοντέλου Μεταφοράς Θερμότητας σε Πορώδη Μέσα Συμπαγών Κλινών 31
3.3.1. Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Χαλίκια Χαλαζίτη/Πυριτική Άμμο και Εργαζόμενο Ρευστό Τηγμένο Άλας (Πειραματικά Δεδομένα των Pacheco et al. [15]) ... 31
3.3.2. Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Μαγνητίτη και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Ortega – Fernández et al. [12]) 33
3.3.3. Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Σφαιρίδια Αλουμίνας και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Vannerem et al. [17]) 34
3.4. Διερεύνηση Μελετώμενης Δεξαμενής Αποθήκευσης Θερμότητας 39
3.5. Διαστασιολόγηση Μηχανής Παραγωγής Ισχύος 42
3.5.1. Γενικά Στοιχεία 42
3.5.2. Παραδοχές 46
3.5.3. Μαθηματικές Εξισώσεις – Μεθοδολογία Υπολογισμού 50
3.5.4. Διαστασιολόγηση Εναλλακτών Θερμότητας 55

3.6. Λειτουργία της Μηχανής ORC υπό Μεταβαλλόμενη Θερμοκρασία Θερμής Παροχής 60
3.6.1. Γενικά Στοιχεία ... 60
3.6.2. Παραδοχές ... 61
3.6.3. Μέθοδος ε – NTU ... 62
3.6.4. Μαθηματικές Εξισώσεις – Μεθοδολογία Υπολογισμού ... 63
4. Κεφάλαιο 4: Αποτελέσματα ... 66
4.1. Σύνοψη ... 66
4.2. Δείκτες Αξιολόγησης της Δεξαμενής Αποθήκευσης ... 66
4.3. Παραμετρική Διερεύνηση Δεξαμενής Αποθήκευσης – Σενάρια Λειτουργίας ... 69
4.3.1. Δεδομένα Εισόδου στην Υπολογιστική Προσομοίωση ... 70
4.3.2. Αποτελέσματα για Φόρτιση με Αρχική Θερμοκρασία Κλίνης ίση με 27°C (Σ1) 72
4.3.3. Αποτελέσματα για Φόρτιση για Διάφορες Αρχικές Θερμοκρασίες Κλίνης (Σ2) 77
4.3.4. Αποτελέσματα για Φόρτιση για Διάφορες Παροχές Μάζας του Εργαζόμενου Ρευστού (Σ3) ... 82
4.3.5. Αποτελέσματα για Εκφόρτιση για Διάφορες Παροχές Μάζας του Εργαζόμενου Ρευστού (Σ4) ... 88
4.4. Διαστασιολόγηση Εξατμιστήρα και Συμπυκνωτήρα της Μηχανής ORC ... 93
4.5. Λειτουργία της Μηχανής ORC υπό Μεταβαλλόμενη Θερμοκρασία Θερμής Παροχής 96
4.5.1. Συνοπτική Περιγραφή ... 96
4.5.2. Επίδραση Θερμοκρασίας Θερμής Παροχής στη Λειτουργία της Μηχανής ORC 96
4.5.3. Επίδραση Κατανομής Επιφάνειας Εξατμιστήρα στη Λειτουργία της Μηχανής ORC για όλες τις Θερμοκρασίες ... 100
4.5.4. Επίδραση Παροχών Μάζας στη Λειτουργία της Μηχανής ORC για όλες τις Θερμοκρασίες ... 104
5. Κεφάλαιο 5: Συμπεράσματα – Μελλοντική Έρευνα ... 109
5.1. Συμπεράσματα ... 109
5.2. Μελλοντική Έρευνα ... 110
Βιβλιογραφία ... 113
I. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Ι: Επικύρωση Μοντέλου Μεταφοράς Θερμότητας – Ειδικά Θέματα ... 118
I.1. Αρχική Συνθήκη για Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Χαλίκια Χαλαζίτη/Πυριτική Άμμο και Εργαζόμενο Ρευστό Τηγμένο Άλας (Πειραματικά Δεδομένα των Pacheco et al. [15]) 118
I.2. Συνθήκη Εισόδου για Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Μαγνητίτη και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Ortega – Fernández et al. [12]) ... 119
I.3. Συνθήκη Εισόδου και Υπολογιστικό Πλέγμα Επίλυσης για Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Σφαιρίδια Αλουμίνας και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Vannerem et al. [17]) ... 120
I.4. Επαλήθευση Ισοζυγίου Ενέργειας για Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Σφαιρίδια Αλουμίνας και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Vannerem et al. [17]) ... 124
II. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ ΙΙ: Ιδιότητες Θερμικού Ελαίου Therminol® SP ... 130

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1.1: Μελετώμενη δεξαμενή αποθήκευσης αισθητής θερμότητας με στερεό αποθηκευτικό μέσο: (α) σε σχηματική απεικόνιση και (β) σε φωτογραφική απεικόνιση της πραγματικής υποδομής στο ΕΗ-ΕΣ του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος» 5
Σχήμα 1.2: Συνολική σχηματική αναπαράσταση της μελετώμενης διάταξης παραγωγής ισχύος με χρήση θερμικής ηλιακής ενέργειας και αποθηκευτική δεξαμενή 6
Σχήμα 2.1: Σχηματική απεικόνιση συλλεκτών τύπου PTC: (α) συγκριτικά με τους υπόλοιπους συγκεντρωτικούς συλλέκτες και (β) ενδελεχής απεικόνιση της γεωμετρίας τους (από την αναφορά [20]) 9
Σχήμα 2.2: Απεικόνιση των παραβολικών συλλεκτών γραμμικής εστίασης που αποτελούν μέρος της μελετώμενης υποδομής στο ΕΗ-ΕΣ του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος» 9
Σχήμα 2.3: Συμπεριφορά συστήματος θερμοκλίνης υπό συνθήκες: (α) φόρτισης και (β) εκφόρτισης (από την αναφορά [17]) 11
Σχήμα 2.4: Σχηματική απεικόνιση μίας θερμοκλίνης με συμπαγή στερεά κλίνη 12
Σχήμα 2.5: Ποιοτικό διάγραμμα T – s μηχανής ORC του Σχήματος 1.2 16
Σχήμα 3.1: Σχηματική αναπαράσταση ενός διαφορικού όγκου ελέγχου της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας 21
Σχήμα 3.2: Αποτελέσματα προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με τα πειραματικά δεδομένα των αναφορών [15],[16], για εκφόρτιση δεξαμενής χαλαζίτη και πυριτικής άμμου με εργαζόμενο ρευστό τηγμένο άλας και για διάφορες χρονικές στιγμές 32
Σχήμα 3.3: Αποτελέσματα προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με τα πειραματικά δεδομένα της αναφοράς [12], για φόρτιση δεξαμενής μαγνητίτη με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο DelcoTherm® Solar E 15 και για διάφορες χρονικές στιγμές 34
Σχήμα 3.4: Αποτελέσματα προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με τα πειραματικά δεδομένα της αναφοράς [17], για φόρτιση δεξαμενής σφαιριδίων αλουμίνας με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο Jarysol® και για διάφορες χρονικές στιγμές: (α) χωρίς και (β) με συνυπολογισμό του τοιχώματος στην επιλυόμενη γεωμετρία 37
Σχήμα 3.5: Σχήμα 3.4 μαζί με καμπύλες θερμοκρασίας στον άξονα της δεξαμενής για διάφορες χρονικές στιγμές: (α) χωρίς και (β) με συνυπολογισμό του τοιχώματος στην επιλυόμενη γεωμετρία 38
Σχήμα 3.6: Επιλυόμενη γεωμετρία και υπολογιστικό πλέγμα της κλίνης που μελετάται στην παρούσα Εργασία. Απεικόνιση: (α) σε όλη την έκταση του μελετώμενου χωρίου και (β) με εστίαση στο άνω δεξιό άκρο του χωρίου και γύρω από το τοίχωμα 41
Σχήμα 3.7: Ποιοτικό διάγραμμα T – s του εξεταζόμενου κύκλου ORC (μαύρη καμπύλη) και μεταβολή των θερμοκρασιών της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα (κόκκινη καμπύλη) και της ψυχρής παροχής στο συμπυκνωτήρα (μπλε καμπύλη) 45
Σχήμα 3.8: Σχηματική απεικόνιση πλάκας τύπου chevron (από την αναφορά [48]) 49
Σχήμα 3.9: Σχηματική απεικόνιση του τρόπου ροής των ρευστών εντός των εξεταζόμενων εναλλακτών θερμότητας (Z – arrangement) (από την αναφορά [48]) 50
Σχήμα 3.10: Λογικό διάγραμμα ροής της διαδικασίας προσδιορισμού της πίεσης εξάτμισης, της πίεσης συμπύκνωσης και της απαιτούμενης μαζικής παροχής της θερμής παροχής του κύκλου ORC 51
Σχήμα 3.11: Λογικό διάγραμμα ροής της διαδικασίας διαστασιολόγησης του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτήρα του κύκλου ORC 59
Σχήμα 3.12: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρευστού κατά την εκφόρτιση της δεξαμενής μαγνητίτη υπό αρχική θερμοκρασία 180°C και θερμοκρασία εισόδου 120°C 60

Σχήμα 4.1: Αξονικά προφίλ, για το Σ1: (α) Axial Profile Centerline, (β) Axial Profile Wall 72
Σχήμα 4.2: Ακτινικά προφίλ, για το Σ1, στα ύψη: (α) H/4, (β) H/2 και (γ) 3H/4 73
Σχήμα 4.3: Χρονική μεταβολή, για το Σ1: (α) της θερμοκρασίας του τοιχώματος σε διάφορα ύψη και (β) της θερμοκρασίας εισόδου (T_inlet) και εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή..... 73
Σχήμα 4.4: Χρονική μεταβολή, για το Σ1: (α) του δυναμικού θερμοκρασίας, (β) του αριθμού διαστρωμάτωσης, του αποθηκευόμενου ποσού θερμότητας (γ) σε μονάδες ισχύος και (δ) σε μονάδες ενέργειας, (ε) της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης και (στ) του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη..... 76
Σχήμα 4.5: Axial Profile Centerline: (α) για το Σ1 και για το Σ2 υπό (β) T_0 = 80°C, (γ) T_0 = 120°C και (δ) T_0 = 160°C..... 78
Σχήμα 4.6: Axial Profile Wall για το Σ2, υπό T_0 = 120°C..... 79
Σχήμα 4.7: Radial Profile για το Σ2, υπό T_0 = 120°C, στα ύψη: (α) H/4, (β) H/2 και (γ) 3H/4.. 79
Σχήμα 4.8: Χρονική μεταβολή, για το Σ2: (α) της θερμοκρασίας του τοιχώματος σε διάφορα ύψη (υπό T_0 = 120°C) και (β) της θερμοκρασίας εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή (για όλες τις T_0) 80
Σχήμα 4.9: Χρονική μεταβολή, για το Σ2 και για όλες τις T_0: (α) του δυναμικού θερμοκρασίας, (β) του αριθμού διαστρωμάτωσης, του αποθηκευόμενου ποσού θερμότητας (γ) σε μονάδες ισχύος και (δ) σε μονάδες ενέργειας, (ε) της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης και (στ) του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη 81
Σχήμα 4.10: Axial Profile Centerline για το Σ3, υπό παροχή μάζας (σε kg/s): (α) 1.1, (β) 2.2 και (γ) 3.3..... 84
Σχήμα 4.11: Χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του τοιχώματος σε διάφορα ύψη για το Σ3, υπό παροχή μάζας (σε kg/s): (α) 1.1, (β) 2.2 και (γ) 3.3..... 84
Σχήμα 4.12: Χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή για το Σ3, για όλες τις παροχές μάζας..... 85
Σχήμα 4.13: Χρονική μεταβολή, για το Σ3 και για όλες τις παροχές μάζας: (α) του δυναμικού θερμοκρασίας, (β) του αριθμού διαστρωμάτωσης, του αποθηκευόμενου ποσού θερμότητας (γ) σε μονάδες ισχύος και (δ) σε μονάδες ενέργειας, (ε) της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης και (στ) του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη..... 86
Σχήμα 4.14: Axial Profile Centerline για το Σ4, υπό παροχή μάζας (σε kg/s): (α) 1.1, (β) 2.2 και (γ) 3.3..... 89
Σχήμα 4.15: Radial Profile για το Σ4, υπό παροχή μάζας 2.2 kg/s, στα ύψη: (α) H/4, (β) H/2 και (γ) 3H/4..... 90
Σχήμα 4.16: Χρονική μεταβολή, για το Σ4: (α) της θερμοκρασίας του τοιχώματος σε διάφορα ύψη (υπό παροχή 2.2 kg/s) και (β) της θερμοκρασίας εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή (για όλες τις παροχές μάζας)..... 90
Σχήμα 4.17: Χρονική μεταβολή, για το Σ4 και για όλες τις παροχές μάζας: (α) του δυναμικού θερμοκρασίας, (β) του αριθμού διαστρωμάτωσης, του απομαστευόμενου ποσού θερμότητας (γ) σε μονάδες ισχύος και (δ) σε μονάδες ενέργειας, (ε) της στιγμιαίας απόδοσης εκφόρτισης και (στ) του εξεργειακού ποσού που προσλαμβάνει το εργαζόμενο ρευστό από την κλίνη . 92
Σχήμα 4.18: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης..... 99
Σχήμα 4.19: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, για διάφορες αναλογίες μεταξύ των επιφανειών εναλλαγής των Ζωνών 1 και 2 του εξατμιστήρα: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο

ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης 101
Σχήμα 4.20: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, για διάφορες αναλογίες μεταξύ των επιφανειών εναλλαγής των Ζωνών 2 και 3 του εξατμιστήρα: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης 103
Σχήμα 4.21: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της μαζικής παροχής της θερμής παροχής, για τρεις τιμές της θερμοκρασίας εισόδου: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης 105
Σχήμα 4.22: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού, για όλες τις τιμές της θερμοκρασίας εισόδου: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης 106
Σχήμα 4.23: Σχήμα 4.22 (β) μεγεθυμένο στην περιοχή γύρω από το 1kW 107
Σχήμα 4.24: Γραφική απεικόνιση της απαραίτητης μεταβολής της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, ώστε η αποδιδόμενη ισχύς της μηχανής να παραμένει σταθερά ίση με 1kW 108
Σχήμα Ι.1: Αδιάστατα πειραματικά σημεία, όπως αυτά παρουσιάζονται στην αναφορά [16], για εκφόρτιση δεξαμενής χαλαζίτη και πυριτικής άμμου με εργαζόμενο ρευστό τηγμένο άλας 118
Σχήμα Ι.2: Πειραματικά σημεία αρχικής θερμοκρασίας συναρτήσει της απόστασης [15][16] και προσέγγισή τους από σιγμοειδή κατανομή 119
Σχήμα Ι.3: Αδιάστατα πειραματικά σημεία, όπως αυτά παρουσιάζονται στην αναφορά [12], για φόρτιση δεξαμενής μαγνητίτη με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο DelcoTherm® Solar E 15 120
Σχήμα Ι.4: Πειραματικά σημεία θερμοκρασίας εισόδου συναρτήσει του χρόνου [12] και προσέγγισή τους από εκθετική κατανομή 120
Σχήμα Ι.5: Πειραματικά σημεία (κουκίδες) και πρόβλεψη από υπολογιστικό μοντέλο (συνεχείς καμπύλες), όπως αυτά παρουσιάζονται στην αναφορά [17], για φόρτιση δεξαμενής σφαιριδίων αλουμίνας με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο Jarysol®..... 121
Σχήμα Ι.6: Επιλυόμενη γεωμετρία χωρίς να λαμβάνεται υπόψιν το τοίχωμα της δεξαμενής και υπολογιστικό πλέγμα της κλίνης που μελετάται στην αναφορά [17], για φόρτιση δεξαμενής σφαιριδίων αλουμίνας με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο Jarysol®. Απεικόνιση: (α) σε όλη την έκταση του μελετώμενου χωρίου και (β) με εστίαση στο άνω δεξιό άκρο του χωρίου 122
Σχήμα Ι.7: Επιλυόμενη γεωμετρία λαμβάνοντας υπόψιν το τοίχωμα της δεξαμενής και υπολογιστικό πλέγμα της κλίνης που μελετάται στην αναφορά [17], για φόρτιση δεξαμενής σφαιριδίων αλουμίνας με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο Jarysol®. Απεικόνιση: (α) σε όλη την έκταση του μελετώμενου χωρίου και (β) με εστίαση στο άνω δεξιό άκρο του χωρίου 123
Σχήμα ΙΙ.1: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της θερμοκρασίας του, για το θερμικό έλαιο Therminol® SP: (α) της πυκνότητας με 1ου βαθμού (γραμμική) γραμμή τάσης, (β) της πυκνότητας με 2ου βαθμού πολυωνυμική γραμμή τάσης, (γ) της ειδικής θερμοχωρητικότητας, (δ) της θερμικής αγωγιμότητας και (ε) του δυναμικού ιξώδους 132

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 3.1: Πειραματικές συνθήκες των δεδομένων από τις αναφορές [15],[16] 32
Πίνακας 3.2: Πειραματικές συνθήκες των δεδομένων από την αναφορά [12] 33
Πίνακας 3.3: Πειραματικές συνθήκες των δεδομένων από την αναφορά [17] 35
Πίνακας 3.4: Τυπικές τιμές ιδιοτήτων ανοξείδωτου χάλυβα 36
Πίνακας 3.5: Συνθήκες της υπό διερεύνηση πειραματικής αποθηκευτικής δεξαμενής 40
Πίνακας 3.6: Τυπικές τιμές ιδιοτήτων ανοξείδωτου χάλυβα και πετροβάμβακα..... 42
Πίνακας 3.7: Χρησιμοποιούμενες τιμές για τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των πλακών στους προς διαστασιολόγηση εναλλάκτες θερμότητας..... 49
Πίνακας 3.8: Τιμές για τις σταθερές C_h και n, για γωνία αυλάκωσης 60° και για διάφορες τιμές του αριθμού Reynolds [48] 57
Πίνακας 4.1: Αποτελέσματα μεγεθών που εισάγονται ως δεδομένα εισόδου στην υπολογιστική προσομοίωση του υποκεφαλαίου 3.4, για τρεις τιμές της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού..... 71
Πίνακας 4.2: Αποτελέσματα πιέσεων εξάτμισης και συμπύκνωσης, ενδιάμεσων θερμοκρασιών των βοηθητικών παροχών των εναλλακτών θερμότητας και θερμοδυναμικής κατάστασης σε όλα τα σημεία του προς διαστασιολόγηση κύκλου (βλ. Σχήμα 3.7) 94
Πίνακας 4.3: Αποτελέσματα απαιτούμενων παροχών, λόγων παροχών, θερμικών και μηχανικών φορτίων και βαθμών απόδοσης στο προς διαστασιολόγηση κύκλο..... 94
Πίνακας 4.4: Αποτελέσματα απαιτούμενης επιφάνειας εναλλαγής και κατανομής αυτής στις επί μέρους ζώνες των προς διαστασιολόγηση εναλλακτών θερμότητας..... 95
Πίνακας 4.5: Αποτελέσματα πιέσεων εξάτμισης και συμπύκνωσης, θερμοκρασιών των βοηθητικών παροχών των εναλλακτών θερμότητας και θερμοδυναμικής κατάστασης σε όλα τα σημεία του κύκλου για το πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής ORC, υπό $T_{oil,in}$ = 180°C... 97
Πίνακας 4.6: Αποτελέσματα παροχών, θερμικών και μηχανικών φορτίων και βαθμών απόδοσης για το πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής ORC, υπό $T_{oil,in}$ = 180°C..... 97
Πίνακας 4.7: Αποτελέσματα συντελεστών μεταφοράς θερμότητας, αποδοτικότητας και αριθμού μονάδων μεταφοράς στις επί μέρους ζώνες των εναλλακτών θερμότητας για το πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής ORC, υπό $T_{oil,in}$ = 180°C..... 98
Πίνακας 4.8: Εξεταζόμενοι συνδυασμοί μεταβολής του ποσοστού επί της συνολικής επιφάνειας εναλλαγής του εξατμιστήρα των Ζωνών 1 και 2 100
Πίνακας 4.9: Εξεταζόμενοι συνδυασμοί μεταβολής του ποσοστού επί της συνολικής επιφάνειας εναλλαγής του εξατμιστήρα των Ζωνών 2 και 3 102
Πίνακας Ι.1: Προσεγγιστικός πίνακας τιμών της θερμοκρασίας εισόδου των πειραματικών δεδομένων της αναφοράς [17] συναρτήσει του χρόνου..... 121
Πίνακας Ι.2: Αποτελέσματα υπολογισμών για τους όρους του αριστερού σκέλους της Εξίσωσης $I.5$..... 125
Πίνακας Ι.3: Αποτελέσματα υπολογισμών για τους όρους του δεξιού σκέλους της Εξίσωσης $I.5$..... 126
Πίνακας Ι.4: Αθροίσματα αριστερού και δεξιού σκέλους της Εξίσωσης $I.5$ και σχετικά σφάλματα του ισοζυγίου ενέργειας..... 128
Πίνακας ΙΙ.1: Ιδιότητες του εμπορικού θερμικού ελαίου Therminol® SP συναρτήσει της θερμοκρασίας..... 130

1. <u>Κεφάλαιο 1:</u> Εισαγωγή

1.1. Πρόκληση Ενεργειακής Κρίσης

Οι σύγχρονες τεχνολογικές εξελίξεις έχουν οδηγήσει σε ολοένα και μεγαλύτερη ζήτηση σε ενέργεια και, ιδίως, ηλεκτρική ενέργεια [1]. Την ίδια στιγμή, τα εμφανιζόμενα περιβαλλοντικά προβλήματα, όπως αυτά της ατμοσφαιρικής ρύπανσης, της κλιματικής αλλαγής, της εξασθένισης της στοιβάδας του όζοντος και της αύξησης της στάθμης των θαλασσών, απαιτούν τη σταδιακή ανεξαρτητοποίηση του συστήματος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από τα ορυκτά καύσιμα (γαιάνθρακας, πετρέλαιο, φυσικό αέριο κλπ.) [2],[3]. Απέναντι σε αυτήν την πρόκληση, η επιστημονική κοινότητα καλείται να αναπτύξει μεθόδους παραγωγής ενέργειας που να συνάδουν με τις αρχές της βιωσιμότητας και της αειφορίας, να είναι, δηλαδή, κατά το δυνατόν φιλικότερες προς το περιβάλλον και τον άνθρωπο. Σε αυτό το πλαίσιο, μία από τις λύσεις που συγκεντρώνουν το περισσότερο ενδιαφέρον είναι η ακόμα μεγαλύτερη ένταξη των Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας στο ενεργειακό σύστημα.

1.2. Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ)

Λύση στην ως άνω περιγραφόμενη κατάσταση δύνανται να προσφέρουν οι Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ, Renewable Energy Sources – RES). Οι εν λόγω μορφές ενέργειας προέρχονται από φυσικές πηγές οι οποίες έχουν το χαρακτηριστικό γνώρισμα ότι αναπληρώνονται με ρυθμό μεγαλύτερο από το ρυθμό κατανάλωσής τους. Πιο συγκεκριμένα, οι πιο κοινές μορφές ΑΠΕ είναι οι εξής [4]:

1) Ηλιακή Ενέργεια,
2) Αιολική Ενέργεια,
3) Γεωθερμική Ενέργεια,
4) Υδροηλεκτρισμός,
5) Ωκεάνια Ενέργεια και
6) Βιοενέργεια – Βιομάζα.

Μεταξύ άλλων, κάποια από τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζει η χρήση αυτών των μορφών ενέργειας παρουσιάζονται παρακάτω [4],[5]:

1) Υπάρχουν σε αφθονία.
2) Παρουσιάζουν μειωμένες εκπομπές συγκριτικά με την καύση ορυκτών καυσίμων, για αυτό και θεωρούνται φιλικότερες προς το περιβάλλον και τον άνθρωπο.
3) Συντελούν στην ανεξαρτητοποίηση από συμβατικούς ενεργειακούς πόρους, όπως τα ορυκτά καύσιμα, μεταβάλλοντας έτσι τη σύνθεση του ενεργειακού συστήματος και προσφέροντας νέες θέσεις εργασίας.
4) Είναι εθνικές πηγές ενέργειας, επομένως συμβάλλουν στην ενεργειακή ανεξαρτητοποίηση από τρίτες χώρες.

5) Δύνανται να καλύψουν τις ενεργειακές ανάγκες σε τοπικό επίπεδο και να οδηγήσουν σε αποκέντρωση του συστήματος παραγωγής ενέργειας, μιας και δεν πρόκειται για γεωγραφικά εντοπισμένες πηγές ενέργειας.

6) Η πλειοψηφία εξ αυτών παρουσιάζει χαμηλό λειτουργικό κόστος.

Ωστόσο, πέραν των σημαντικών τους πλεονεκτημάτων, εμφανίζουν και ορισμένα μειονεκτήματα [3],[6]:

1) Ενώ το λειτουργικό κόστος των ΑΠΕ είναι σχετικά χαμηλό, το κόστος που σχετίζεται με τις εγκαταστάσεις και τις υποδομές των ΑΠΕ είναι σχετικά υψηλό.

2) Πρόκειται για πηγές ενέργειας που εμφανίζουν σημαντική μεταβλητότητα ανάλογα με το χρόνο και το γεωγραφικό σημείο (επί παραδείγματι, η ηλιακή ενέργεια είναι διαθέσιμη την ημέρα, αλλά όχι κατά τη διάρκεια της νύκτας).

3) Τα έργα και οι υποδομές για την αξιοποίησή τους είναι πιθανό, κατά περίπτωση, να δημιουργούν κοινωνικές ή περιβαλλοντικές επιπτώσεις (επί παραδείγματι, οι υποδομές για την αξιοποίηση της αιολικής ή της ηλιακής ενέργειας συνήθως απαιτούν χρήση μεγάλων εκτάσεων γης).

1.3. Ηλιακή Ενέργεια

Ως Ηλιακή Ενέργεια νοείται το σύνολο των διαφορετικών μορφών ενέργειας οι οποίες έχουν ως προέλευσή τους τον Ήλιο. Μάλιστα, αξίζει να διευκρινιστεί ότι δεν πρόκειται για μία συγκεκριμένη μορφή ενέργειας αλλά περισσότερες, καθώς, όπως είναι γνωστό, η θερμότητα και το φως που εκπέμπονται από τον Ήλιο απορροφώνται από στοιχεία και ενώσεις στη Γη, μετατρεπόμενα, έτσι, σε διάφορες μορφές ενέργειας [7].

Από την ακτινοβολία που εκπέμπεται από τον Ήλιο, είναι αλήθεια ότι μόνο ένα μικρό μέρος καταφθάνει στην επιφάνεια της Γης, γεγονός το οποίο οφείλεται στην απορρόφηση και τη σκέδασή της από την ατμόσφαιρα που περιβάλλει τη Γη. Συνεπώς, καθίσταται κατανοητό ότι η ακτινοβολία που καταφθάνει στην επιφάνεια της Γης και, τελικά, είναι διαθέσιμη για περαιτέρω αξιοποίηση αφενός είναι μόνο ένα μικρό ποσοστό της ενέργειας που εκπέμπεται από τον Ήλιο και αφετέρου η εξάρτησή της από τις επικρατούσες καιρικές συνθήκες είναι αρκετά σημαντική [8].

Επί του παρόντος, από την ηλιακή ενέργεια που φθάνει στην επιφάνεια της Γης και είναι διαθέσιμη για αξιοποίηση, τελικά αξιοποιείται μόνο ένα μικρό μέρος αυτής εξαιτίας τεχνολογικών περιορισμών. Μάλιστα, όσον αφορά στα τεχνολογικά συστήματα μέσω των οποίων μπορεί να γίνει η εν λόγω αξιοποίηση, αυτά είναι: τα παθητικά ηλιακά συστήματα, τα φωτοβολταϊκά συστήματα και τα θερμικά ηλιακά συστήματα [7].

Αναφορικά με τα παθητικά ηλιακά συστήματα, είναι βασισμένα σε δομικά στοιχεία τα οποία είναι σχεδιασμένα και συζευγμένα μεταξύ τους με τέτοιο τρόπο που εκμεταλλεύονται την ηλιακή ενέργεια για το φυσικό φωτισμό κτηρίων ή τη ρύθμιση της θερμοκρασίας τους (θέρμανση – ψύξη). Αυτού του είδους τα συστήματα λογίζονται ως η αρχή της Βιοκλιματικής Αρχιτεκτονικής και είναι εφαρμόσιμα σε περίπου όλους τους τύπους κτηρίων [7].

Παράλληλα, η τεχνολογία των φωτοβολταϊκών συστημάτων συνίσταται σε διατάξεις οι οποίες απορροφούν την ηλιακή ακτινοβολία αποδίδοντας ηλεκτρική ενέργεια. Η

συγκεκριμένη τεχνολογία είναι αρκετά διαδεδομένη τα τελευταία έτη και παρουσιάζει το προτέρημα ότι αποδίδει τη μέγιστη ισχύ της κατά τη διάρκεια της ημέρας που παρουσιάζεται η μέγιστη ζήτηση [7].

Τέλος, όσον αφορά στα θερμικά ηλιακά συστήματα, πρόκειται για συστήματα που απορροφούν την ηλιακή ενέργεια και τη μεταφέρουν υπό τη μορφή θερμότητας σε κάποιο ρευστό. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αυτού του είδους συστημάτων αποτελούν οι κοινοί ηλιακοί θερμοσίφωνες, όπου το ρευστό στο οποίο μεταφέρεται η θερμότητα είναι το νερό. Απαραίτητο στοιχείο των συγκεκριμένων διατάξεων αποτελούν οι ηλιακοί συλλέκτες, δηλαδή επιφάνειες σκούρου χρώματος καλά προσανατολισμένες στον Ήλιο οι οποίες απορροφούν την ηλιακή ενέργεια και αποδίδουν μέρος της στο ρευστό με το οποίο βρίσκονται σε επαφή. Τα συστήματα αυτά μπορούν να αξιοποιηθούν για απλή οικιακή ή πιο σύνθετη βιομηχανική χρήση, για θέρμανση ή ψύξη χώρων ή ακόμα και για ηλεκτροπαραγωγή μέσω κατάλληλων διατάξεων [7].

1.3.1. Ηλιακή Θερμική Ενέργεια

Ακολουθώντας το παράδειγμα του κοινού ηλιακού θερμοσίφωνα, η Ηλιακή Θερμική Ενέργεια στηρίζεται στη μετατροπή της ηλιακής ενέργειας σε θερμότητα και στη μεταφορά αυτής σε κάποιο εργαζόμενο ρευστό (νερό στην περίπτωση των ηλιακών θερμοσίφωνων). Καθίσταται σαφές, λοιπόν, πόσο σημαντικό ρόλο διαδραματίζει σε ένα θερμικό ηλιακό σύστημα ο ηλιακός συλλέκτης, ο οποίος είναι υπεύθυνος για την απορρόφηση της ηλιακής ενέργειας και την απόδοση μέρους αυτής στο εργαζόμενο ρευστό της διάταξης με το οποίο βρίσκεται σε επαφή. Ένας γενικός διαχωρισμός των ηλιακών συλλεκτών είναι σε συγκεντρωτικούς και μη συγκεντρωτικούς [9]. Η κάθε μία κατηγορία διαιρείται επί μέρους σε διαφόρους τύπους συλλεκτών οι οποίοι θα συζητηθούν συνοπτικά σε επόμενο κεφάλαιο, όμως αξίζει, στο σημείο αυτό, να αναφερθούν οι κατηγορίες των επίπεδων συλλεκτών (μη συγκεντρωτικοί) που χρησιμοποιούνται στις διατάξεις των ηλιακών θερμοσιφώνων, αλλά και οι συλλέκτες τύπου παραβολικής σκάφης / παραβολικοί συλλέκτες γραμμικής εστίασης (Parabolic Trough Collectors – PTC), οι οποίοι αποτελούν έναν από τους πλέον διαδεδομένους τύπους συγκεντρωτικών συλλεκτών [10]. Ανάλογα με τις θερμοκρασίες που μπορούν να επιτευχθούν σε ένα θερμικό ηλιακό σύστημα, οι οποίες εξαρτώνται κατά κύριο λόγο από την επιλογή του ηλιακού συλλέκτη και οι οποίες επηρεάζουν και την επιλογή του εργαζόμενου ρευστού, η συγκεκριμένη μορφή ηλιακής ενέργειας δύναται να αξιοποιηθεί τόσο σε οικιακό ή βιομηχανικό επίπεδο όσο και για ηλεκτροπαραγωγή.

Αν και οι πιθανές εφαρμογές της Ηλιακής Θερμικής Ενέργειας, όπως προαναφέρθηκε, είναι ποικίλες, στο σημείο αυτό γίνεται μία εστίαση στην εφαρμογή της ηλεκτροπαραγωγής, εφαρμογή που αποτελεί και αντικείμενο μελέτης της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας. Ο πιο διαδεδομένος τρόπος, προκειμένου να παραχθεί ηλεκτρική ενέργεια από θερμική ηλιακή ενέργεια, είναι μέσω χρήσης θερμοδυναμικών κύκλων ή, αλλιώς, θερμικών μηχανών. Αναλυτικότερα, η θερμική ενέργεια που παρέχεται από ένα θερμικό ηλιακό σύστημα χρησιμοποιείται ως θερμή παροχή σε ένα θερμοδυναμικό κύκλο με τελικό στόχο την παραγωγή μηχανικής ισχύος από έναν στρόβιλο, ο οποίος κινώντας μία ηλεκτρική γεννήτρια αποδίδει, τελικά, ηλεκτρική ενέργεια. Η ποικιλία των διαθέσιμων θερμοδυναμικών κύκλων είναι αρκετά ευρεία, ωστόσο για την ηλεκτροπαραγωγή αξιοποιώντας θερμική ηλιακή ενέργεια μεσαίων θερμοκρασιών από συγκεντρωτικούς ηλιακούς συλλέκτες τύπου

παραβολικής σκάφης (μελετώμενη περίπτωση της παρούσας Εργασίας) ως βέλτιστη λύση προσφέρονται τα οργανικά κύκλα Rankine (Organic Rankine Cycles – ORC) [11].

Ωστόσο, μιας και, όπως προαναφέρθηκε, η ηλιακή ενέργεια εμφανίζει σημαντική μεταβλητότητα ανάλογα με το χρόνο και τις καιρικές συνθήκες, κρίνεται απαραίτητη η ύπαρξη μίας διάταξης αποθήκευσης θερμότητας, ώστε να μπορεί να ικανοποιηθεί το ισοζύγιο μεταξύ προσφοράς και ζήτησης ενέργειας, ακόμη και όταν δεν υπάρχει άμεσα διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια για να λειτουργήσει ένα θερμικό ηλιακό σύστημα [12],[13]. Ειδικότερα, για την αποθήκευση θερμικής ενέργειας, οι δύο πιο διαδεδομένες κατηγορίες διατάξεων είναι οι διατάξεις αποθήκευσης αισθητής και οι διατάξεις αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας [14]. Στην παρούσα Διπλωματική Εργασία δίνεται έμφαση στην πρώτη κατηγορία, της αισθητής θερμότητας, η οποία και αναλύεται εκτενώς σε επόμενο κεφάλαιο, ωστόσο μπορεί στο σημείο αυτό να αναφερθεί συνοπτικά ότι η μεν πρώτη κατηγορία συνίσταται στην απλή αύξηση της θερμοκρασίας κάποιου αποθηκευτικού μέσου (φόρτιση) με επερχόμενη μείωσή της όταν απαιτείται η απομάστευση της αποθηκευμένης ενέργειας (εκφόρτιση), ενώ η δεύτερη στηρίζεται στην αλλαγή φάσης κάποιου αποθηκευτικού υλικού (φόρτιση), το οποίο αποδίδει πίσω τη λανθάνουσα θερμότητα της αλλαγής φάσης ακολουθώντας την αντίστροφη διαδρομή (εκφόρτιση) όταν αυτό είναι επιθυμητό.

Αποδομώντας, λοιπόν, ένα Θερμικό Ηλιακό Σύστημα στόχος του οποίου αποτελεί η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, τα αντικείμενα τα οποία χρήζουν περαιτέρω μελέτης και που θα αναλυθούν σε επόμενα κεφάλαια είναι ο ηλιακός συλλέκτης, ο τρόπος και οι πιθανές διατάξεις αποθήκευσης της θερμικής ενέργειας και ο θερμοδυναμικός κύκλος που έπεται του ηλιακού συστήματος και αξιοποιείται για την ηλεκτροπαραγωγή (ORC).

1.4. Σκοπός της Εργασίας

Η παρούσα Διπλωματική Εργασία αποσκοπεί στη διερεύνηση μίας δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας για συγκεντρωτικά ηλιακά συστήματα μεσαίων θερμοκρασιών (100 – 250 °C) και της σύζευξης αυτής με μηχανή παραγωγής ισχύος. Η μελετώμενη αποθηκευτική δεξαμενή, που ανήκει στην κατηγορία των διατάξεων αισθητής θερμότητας και, συγκεκριμένα, είναι με στερεό αποθηκευτικό μέσο μαγνητίτη, βρίσκεται εγκατεστημένη στο Εργαστήριο Ηλιακών & άλλων Ενεργειακών Συστημάτων (ΕΗ-ΕΣ) του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος», αποτελώντας βασικό συστατικό στοιχείο της Ερευνητικής Υποδομής Συγκεντρωτικών Ηλιακών για Παραγωγή και Αποθήκευση Αειφόρου Ενέργειας με την επωνυμία «Αρχιμήδης», η οποία και έχει ενταχθεί στον Εθνικό Οδικό Χάρτη Ερευνητικών Υποδομών.

Η εν λόγω μελετώμενη αποθηκευτική δεξαμενή είναι κυλινδρικής γεωμετρίας και είναι χωρισμένη σε τρεις θαλάμους. Προς απλοποίηση της μελέτης, ο διαχωρισμός αυτός στους τρεις θαλάμους δε λαμβάνεται υπόψιν στην παρούσα Εργασία, δηλαδή θεωρείται ότι όλη η δεξαμενή είναι ενιαία, και, μάλιστα, ο συνολικός της όγκος είναι $2 m^3$. Στο Σχήμα 1.1 παρουσιάζεται μία σχηματική (τα βέλη υποδεικνύουν τη ροή του εργαζόμενου ρευστού κατά τη διεργασία φόρτισης), αλλά και μία φωτογραφική απεικόνιση της πραγματικής δεξαμενής στην ερευνητική υποδομή του ΕΗ-ΕΣ στο ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος».

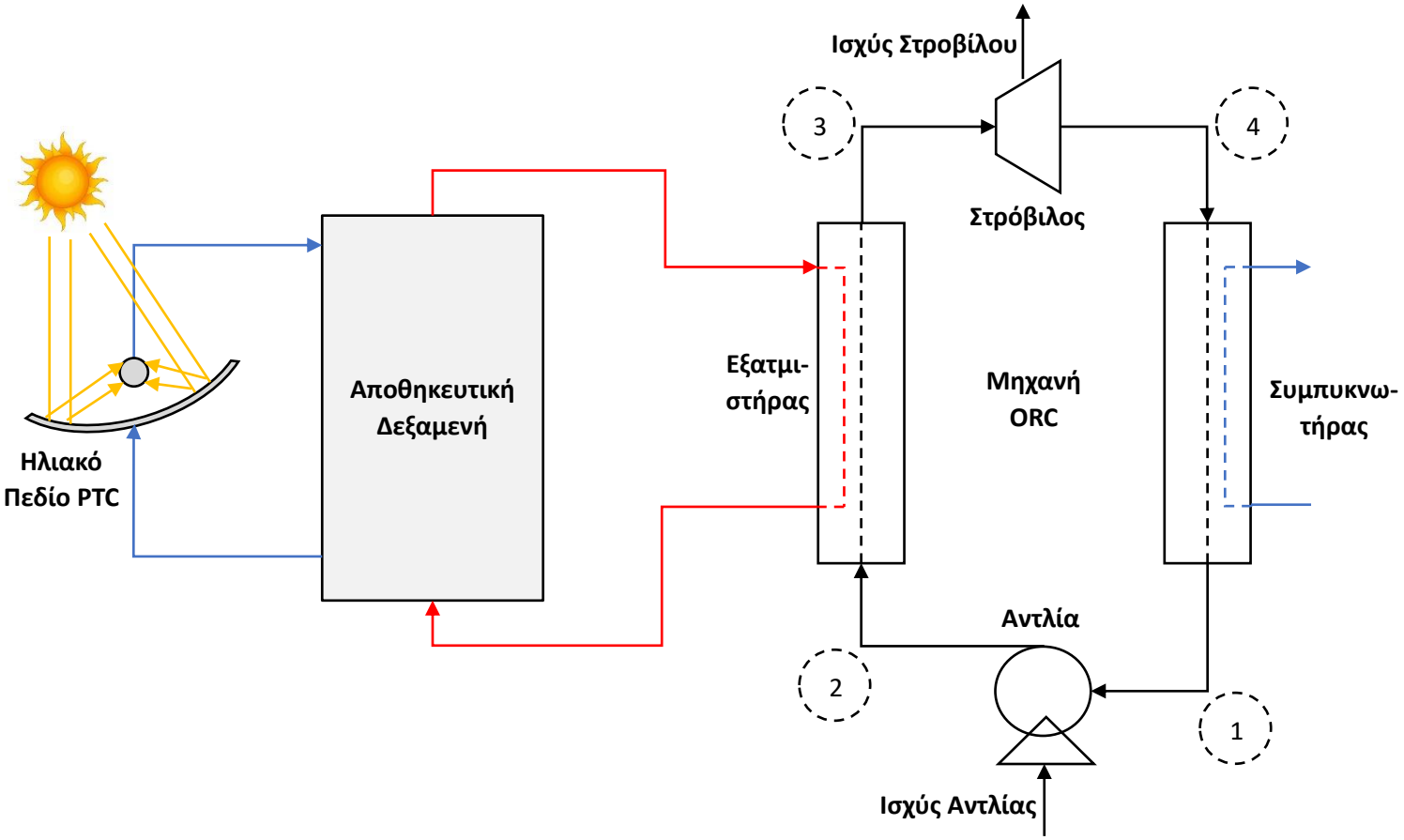
(α) **(β)**

Σχήμα 1.1: Μελετώμενη δεξαμενή αποθήκευσης αισθητής θερμότητας με στερεό αποθηκευτικό μέσο: (α) σε σχηματική απεικόνιση και (β) σε φωτογραφική απεικόνιση της πραγματικής υποδομής στο ΕΗ-ΕΣ του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος»

Στα πλαίσια της Διπλωματικής Εργασίας, λοιπόν, αφού προηγήθηκε βιβλιογραφική επισκόπηση επί των χρησιμοποιούμενων μαθηματικών μοντέλων για τη μαθηματική περιγραφή της συμπεριφοράς τέτοιου είδους δεξαμενών, αναπτύχθηκε υπολογιστική προσομοίωση με χρήση του υπολογιστικού πακέτου COMSOL Multiphysics 5.2. Για την επιβεβαίωση των υπολογιστικών αποτελεσμάτων χρησιμοποιήθηκαν πειραματικά δεδομένα από τη βιβλιογραφία [12],[15]–[17] και, εφόσον έγινε επικύρωσή τους, ακολούθησε μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς της δεξαμενής, για διεργασίες φόρτισης και εκφόρτισης και με διάφορες παραμέτρους λειτουργίας.

Έπειτα, ακολούθησε μία πρώτη διερεύνηση για τη διασύνδεση της δεξαμενής με μία μηχανή παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος τύπου ORC. Πιο συγκεκριμένα, τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την υπολογιστική προσομοίωση της δεξαμενής και, ειδικότερα, οι θερμοκρασίες εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από αυτήν, χρησιμοποιήθηκαν για τη διαστασιολόγηση μίας μηχανής ORC και τη διερεύνηση των βέλτιστων συνθηκών κάλυψης του φορτίου της από την δεξαμενή. Η θερμοδυναμική προσομοίωση του κύκλου ORC έγινε υπολογιστικά μέσω Matlab.

Για την οπτικοποίηση και την καλύτερη κατανόηση της ολοκληρωμένης μελετώμενης διάταξης, καθώς και της ζητούμενης σύζευξης μεταξύ της αποθηκευτικής δεξαμενής και της μηχανής παραγωγής ισχύος, κρίνεται απαραίτητη η παρουσίαση του Σχήματος 1.2. Εκεί δίνεται μία σχηματική απεικόνιση των τριών κυρίως υποσυστημάτων μίας διάταξης παραγωγής ισχύος με χρήση θερμικής ηλιακής ενέργειας και αποθηκευτική δεξαμενή, τα οποία είναι το πεδίο των ηλιακών συλλεκτών (PTC εν προκειμένω), η αποθηκευτική δεξαμενή και η μηχανή παραγωγής ισχύος (ORC εν προκειμένω).



Σχήμα 1.2: Συνολική σχηματική αναπαράσταση της μελετώμενης διάταξης παραγωγής ισχύος με χρήση θερμικής ηλιακής ενέργειας και αποθηκευτική δεξαμενή

1.5. Διάρθρωση της Εργασίας

Η Εργασία αυτή είναι δομημένη σε πέντε κεφάλαια. Στο αρχικό, δηλαδή στο παρόν, γίνεται εισαγωγή στο ευρύτερο ερευνητικό πεδίο που εντάσσεται η παρούσα Εργασία. Στο δεύτερο κεφάλαιο παρατίθενται, συνοπτικά, τα θεωρητικά στοιχεία που θεωρούνται απαραίτητα για την καλύτερη κατανόηση της υπό μελέτη διάταξης της Εργασίας, διασπώντας την σε τρία επί μέρους υποσυστήματα: στους παραβολικούς συλλέκτες γραμμικής εστίασης, στην αποθηκευτική δεξαμενή συμπαγούς κλίνης και στη μηχανή παραγωγής ισχύος τύπου ORC. Ακολουθεί το τρίτο κεφάλαιο, όπου αναπτύσσεται το μαθηματικό μοντέλο της μεταφοράς θερμότητας εντός του πορώδους μέσου της συμπαγούς κλίνης. Επίσης, αυτό επικυρώνεται βάσει πειραματικών δεδομένων από τη βιβλιογραφία και, εν συνεχεία, χρησιμοποιείται για τη διερεύνηση της υπό μελέτη δεξαμενής. Τέλος, στο κεφάλαιο αυτό αναπτύσσεται και το μαθηματικό μοντέλο για τη διαστασιολόγηση και την περιγραφή της λειτουργίας της μηχανής ORC υπό ρεαλιστικές συνθήκες. Τα μοντέλα του τρίτου κεφαλαίου επιλύονται υπολογιστικά μέσω COMSOL Multiphysics 5.2 και Matlab, αντίστοιχα, και τα αποτελέσματα που λαμβάνονται παρατίθενται και σχολιάζονται στο τέταρτο κεφάλαιο. Το πέμπτο και τελευταίο κεφάλαιο της Εργασίας ασχολείται με την καταγραφή των συμπερασμάτων που προκύπτουν, αλλά και ορισμένων προτάσεων για μελλοντική έρευνα.

2. <u>Κεφάλαιο 2:</u> Θεωρητικό Μέρος

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται, εν συντομία, κάποια θεωρητικά στοιχεία που κρίνονται απαραίτητα για την περαιτέρω κατανόηση του μελετώμενου συστήματος και των μελετώμενων φαινομένων της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας. Αρχικά, γίνεται μία αναφορά στους παραβολικούς συλλέκτες γραμμικής εστίασης (Parabolic Trough Collectors – PTC), ενώ ακολουθεί περιγραφή των διατάξεων αποθήκευσης αισθητής θερμότητας με συμπαγή κλίνη. Τέλος, παρατίθενται κάποιες πληροφορίες για τα οργανικά κύκλα Rankine (Organic Rankine Cycles – ORC) και τα συγκριτικά τους πλεονεκτήματα σε σύγκριση με διαφορετικού τύπου μηχανές παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος.

2.1. Ηλιακοί Συλλέκτες

Οι ηλιακοί συλλέκτες αποτελούν ένα από τα σημαντικότερα στοιχεία ενός θερμικού ηλιακού συστήματος, καθώς είναι η διάταξη εκείνη που ευθύνεται για τη μετατροπή της ηλιακής ακτινοβολίας σε θερμική ενέργεια. Η ποικιλία των διαμορφώσεων που μπορεί να έχει ένας ηλιακός συλλέκτης είναι ευρεία, ενώ η επιλογή του εξαρτάται σε σημαντικό βαθμό από τη θερμοκρασία που είναι θεμιτό να επιτευχθεί από το θερμικό ηλιακό σύστημα (η οποία εξαρτάται σαφώς από την εκάστοτε εφαρμογή).

Η θερμοκρασία, όμως, στην οποία είναι διαθέσιμη η θερμική ενέργεια από έναν συλλέκτη εξαρτάται σε σημαντικό βαθμό από ένα μέγεθος που καλείται «Βαθμός Συγκέντρωσης», η αύξηση του οποίου οδηγεί στην αύξηση της θερμοκρασίας. Ορίζοντας, λοιπόν, ως βαθμό συγκέντρωσης το λόγο μεταξύ της επιφάνειας του παραθύρου ενός συλλέκτη (Aperture Area) προς την απορροφητική του επιφάνεια, μία γενική κατηγοριοποίηση των συλλεκτών, βάσει του μεγέθους αυτού, είναι σε συγκεντρωτικούς (βαθμός συγκέντρωσης από μερικές δεκάδες έως μερικές χιλιάδες) και μη συγκεντρωτικούς συλλέκτες (βαθμός συγκέντρωσης ίσος με μονάδα) [13],[18].

Ειδικότερα, η βασική διαφορά μεταξύ των δύο κατηγοριών των συλλεκτών είναι ότι στους μη συγκεντρωτικούς η επιφάνεια πρόσπτωσης της ηλιακής ακτινοβολίας και η απορροφητική επιφάνεια ταυτίζονται, ενώ στους συγκεντρωτικούς διαφέρουν. Μάλιστα, στα συγκεντρωτικά συστήματα η οπτική διάταξη της επιφάνειας πρόσπτωσης παρεμβάλλεται ανάμεσα στον Ήλιο (πηγή ακτινοβολίας) και στην απορροφητική επιφάνεια, με στόχο τη συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας στην απορροφητική επιφάνεια. Απότοκα του γεγονότος αυτού είναι η μείωση της απαιτούμενης απορροφητικής επιφάνειας στους συλλέκτες αυτού του είδους, η μείωση των απωλειών θερμότητας, η αύξηση του βαθμού συγκέντρωσης και, συνεκδοχικά, η αύξηση της θερμοκρασίας στην οποία είναι, τελικά, διαθέσιμη η θερμική ενέργεια [13].

Από τη μία πλευρά, λοιπόν, ως μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες νοούνται, κατά κύριο λόγο, οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (Flat Plate Collectors – FPC). Οι συλλέκτες αυτοί επιτυγχάνουν βαθμό συγκέντρωσης ίσο με μονάδα και δύνανται να προσφέρουν θερμική ενέργεια σε θερμοκρασία υψηλότερη κατά περίπου 100°C της θερμοκρασίας περιβάλλοντος [13],[18]. Αξίζει, παράλληλα, να αναφερθεί ότι οι συλλέκτες αυτοί είναι εκείνοι που χρησιμοποιούνται στην κοινή οικιακή εφαρμογή των ηλιακών θερμοσιφώνων.

Από την άλλη πλευρά, οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες διαιρούνται σε διάφορους επί μέρους τύπους, οι τέσσερις κυριότεροι εκ των οποίων είναι οι παραβολικοί συλλέκτες γραμμικής

εστίασης (Parabolic Trough Collectors – PTC), οι γραμμικοί ανακλαστήρες τύπου Fresnel (Linear Fresnel Reflectors – LFR), οι συλλέκτες με παραβολικό πιάτο (Parabolic Dish Concentrators – PDC) και οι ηλιακοί πύργοι (Solar Towers – ST) [18]. Οι εν λόγω κατηγορίες διαφέρουν ως προς διάφορους παράγοντες, όπως είναι η γεωμετρία των συλλεκτών, το σημείο συγκέντρωσης της ακτινοβολίας (συγκέντρωση σε γραμμή ή σημείο), ο επιτυγχανόμενος βαθμός συγκέντρωσης και η επιτυγχανόμενη θερμοκρασία. Στην παρούσα Εργασία, όμως, δίνεται έμφαση μόνο στους παραβολικούς συλλέκτες γραμμικής εστίασης, ορισμένες πληροφορίες για τους οποίους παρατίθενται παρακάτω.

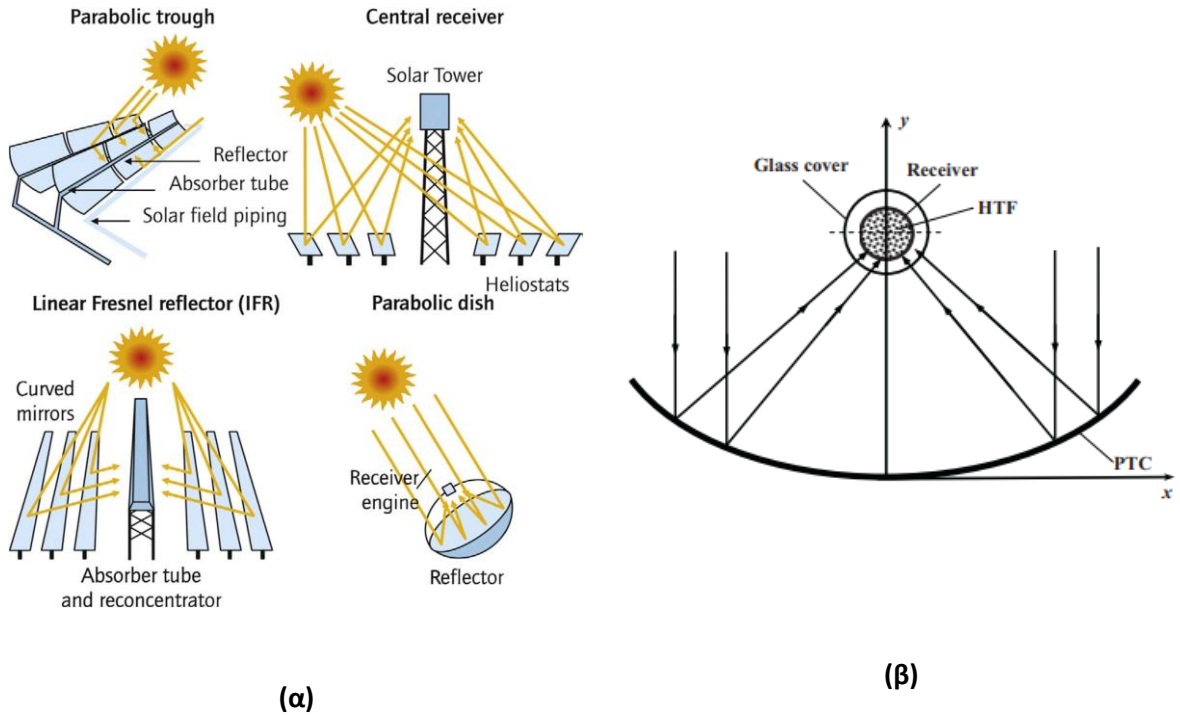
2.1.1. Παραβολικοί Συλλέκτες Γραμμικής Εστίασης (Parabolic Trough Collectors – PTC)

Οι παραβολικοί συλλέκτες γραμμικής εστίασης / συλλέκτες τύπου παραβολικής σκάφης (Parabolic Trough Collectors – PTC) αποτελούν έναν από τους πλέον διαδεδομένους τύπους συγκεντρωτικών συλλεκτών που εντάσσονται σε συστήματα παραγωγής ισχύος [10],[19]. Για την καλύτερη κατανόηση της αρχής λειτουργίας τους, παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.1 η διαμόρφωσή τους σε σύγκριση και με τους άλλους τύπους συγκεντρωτικών ηλιακών συλλεκτών, αλλά και μία πιο ενδελεχής απεικόνιση της γεωμετρίας τους.

Σύμφωνα και με το όνομά τους, η γεωμετρία των συλλεκτών είναι παραβολική, ενώ, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.1, η ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει σε κάθε σημείο της παραβολής και ανακλάται με κατεύθυνση προς την απορροφητική επιφάνεια (Receiver), η οποία είναι γραμμική, διατρέχοντας το σημείο εστίας (Focal Point) της παραβολής. Πιο συγκεκριμένα, η απορροφητική επιφάνεια βρίσκεται τοποθετημένη στην εξωτερική επιφάνεια ενός αγωγού δια μέσου του οποίου κυκλοφορεί το εργαζόμενο ρευστό της διάταξης (Heat Transfer Fluid – HTF) που παραλαμβάνει, τελικά, τη θερμική ενέργεια. Ως εργαζόμενο ρευστό σε τέτοιου είδους διατάξεις μπορεί να χρησιμοποιηθεί κάποιο θερμικό έλαιο (Thermal Oil) ή κάποιο τηγμένο άλας (Molten Salt), το οποίο και επιτρέπει τη λειτουργία της διάταξης σε ακόμη υψηλότερες θερμοκρασίες [19].

Ακόμα, ο αγωγός διέλευσης του εργαζόμενου ρευστού και η απορροφητική επιφάνεια περιβάλλονται από μία γυάλινη επιφάνεια (Glass Cover) για προστασία της απορροφητικής επιφάνειας από εξωγενείς παράγοντες, ενώ το διάκενο μεταξύ του γυάλινου καλύμματος και της απορροφητικής επιφάνειας βρίσκεται, συνήθως, υπό συνθήκες κενού. Αυτό συμβαίνει προκειμένου να μειωθούν οι απώλειες θερμότητας μέσω συναγωγής ανάμεσα στις δύο επιφάνειες (γυάλινη και απορροφητική), αυξάνοντας, έτσι, την απόδοση του συστήματος. Τέλος, οι συλλέκτες τύπου PTC είναι, συνήθως, συζευγμένοι με συστήματα εντοπισμού της θέσης του Ήλιου (Tracking Systems), τα οποία περιστρέφουν τους συλλέκτες γύρω από την ευθεία που ορίζει η εστία της παραβολής, προκειμένου να αυξάνεται η απολαβή της ηλιακής ενέργειας [19]. Έτσι, αυτή η τεχνολογία επιτυγχάνει, τελικά, βαθμούς συγκέντρωσης στην περιοχή 10 – 100 [10],[18] και, υπό λειτουργία με κάποιο θερμικό έλαιο ως εργαζόμενο ρευστό, η θερμοκρασία λειτουργίας της φθάνει έως τους 400°C [19].

Πράγματι, και οι συλλέκτες της μελετώμενης διάταξης της παρούσας Εργασίας λειτουργούν με εργαζόμενο ρευστό ένα εμπορικό θερμικό έλαιο (Therminol® SP), ενώ η περιοχή ενδιαφέροντος για τη συγκεκριμένη διάταξη είναι οι μεσαίες θερμοκρασίες (100 – 250 °C). Μία απεικόνιση των συλλεκτών αυτών δίνεται στο Σχήμα 2.2, όπου η διάταξη βρίσκεται εκτός λειτουργίας και οι συλλέκτες είναι τοποθετημένοι στη θέση ηρεμίας τους.



Σχήμα 2.1: Σχηματική απεικόνιση συλλεκτών τύπου PTC: (α) συγκριτικά με τους υπόλοιπους συγκεντρωτικούς συλλέκτες και (β) ενδελεχής απεικόνιση της γεωμετρίας τους (από την αναφορά [20])

Σχήμα 2.2: Απεικόνιση των παραβολικών συλλεκτών γραμμικής εστίασης που αποτελούν μέρος της μελετώμενης υποδομής στο ΕΗ-ΕΣ του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος»

2.2. Αποθήκευση Ηλιακής Θερμικής Ενέργειας

Έχοντας αναφερθεί, λοιπόν, στις διατάξεις για τη συλλογή της Ηλιακής Θερμικής Ενέργειας, επόμενο προς συζήτηση ζήτημα αποτελεί ο τρόπος και η τεχνολογία αποθήκευσης της ενέργειας αυτής, πριν την τελική της χρήση σε οποιαδήποτε εφαρμογή. Δεδομένου ότι η διαθεσιμότητα της ηλιακής ενέργειας μεταβάλλεται τόσο μέσα στην πάροδο της ημέρας (μέγιστη κατά τις πρωινές ώρες – ελάχιστη κατά τις νυχτερινές) όσο και συναρτήσει των καιρικών συνθηκών, κρίνεται αναγκαία, για την ικανοποίηση του ισοζυγίου μεταξύ προσφοράς και ζήτησης ενέργειας, η παρουσία μίας διάταξης με στόχο την ενδιάμεση αποθήκευση της παραγόμενης θερμικής ενέργειας [12],[13].

Για την αποθήκευση της ηλιακής θερμικής ενέργειας, οι δύο τύποι διατάξεων που συναντώνται συχνότερα είναι οι διατάξεις αποθήκευσης αισθητής (Sensible Heat Storage) και οι διατάξεις αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας (Latent Heat Storage), ενώ βιβλιογραφικά εντοπίζεται και η επιλογή της θερμοχημικής αποθήκευσης (Thermochemical Storage) [14],[21]. Συνοπτικά, η τεχνολογία της θερμοχημικής αποθήκευσης συνίσταται στην αποθήκευση της θερμικής ενέργειας υπό τη μορφή χημικής ενέργειας εντός μορίων, τα οποία συμμετέχουν σε αντιστρεπτές χημικές αντιδράσεις και, έτσι, στη μέθοδο αυτή αξιοποιείται η θερμότητα των αντιδράσεων αυτών για την αποθήκευση του επιθυμητού ποσού θερμικής ενέργειας. Ακόμα, η τεχνολογία αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας στηρίζεται στην αλλαγή φάσης κάποιου αποθηκευτικού μέσου. Το αποθηκευτικό μέσο στην περίπτωση αυτή ονομάζεται «Υλικό Αλλαγής Φάσης» (Phase Change Material – PCM) και η πραγματοποιούμενη αλλαγή φάσης μπορεί να είναι είτε μεταξύ στερεού και υγρού (τήξη – πήξη) είτε μεταξύ υγρού και αερίου (εξάτμιση – συμπύκνωση), οπότε και αξιοποιείται, αντίστοιχα, η λανθάνουσα θερμότητα τήξης ή εξάτμισης [14],[21].

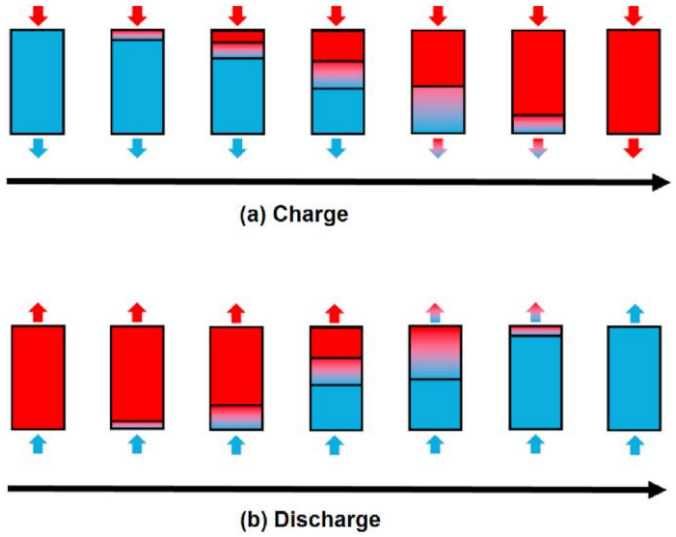
Αναφορικά με την αποθήκευση αισθητής θερμότητας, καθίσταται σαφές ότι αυτή στηρίζεται στη διαφορά θερμοκρασίας που παρουσιάζεται μεταξύ διαφορετικών περιοχών του αποθηκευτικού μέσου. Έτσι, για την πρόσδοση ή την απολαβή θερμικής ενέργειας προς ή από ένα σύστημα αποθήκευσης αισθητής θερμότητας, είναι απαραίτητη η ταυτόχρονη συνύπαρξη, εντός του αποθηκευτικού συστήματος, τμημάτων του αποθηκευτικού μέσου τα οποία βρίσκονται υπό διαφορετική θερμοκρασία. Υπό αυτό το πρίσμα, υπάρχουν διατάξεις δύο δεξαμενών (μία δεξαμενή για την υψηλότερη και μία για τη χαμηλότερη θερμοκρασία), ωστόσο η οικονομικότερη λύση διατίθεται από την τεχνολογία των δεξαμενών θερμικής διαστρωμάτωσης ή, αλλιώς, θερμοκλινών (Thermocline), η οποία στηρίζεται στη χρήση μίας αποκλειστικά δεξαμενής [22]. Η τεχνολογία αυτή είναι και εκείνη στην οποία εστιάζει η παρούσα Εργασία και λίγα λόγια για αυτήν προσφέρονται παρακάτω.

2.2.1. Δεξαμενές Θερμικής Διαστρωμάτωσης ή Θερμοκλίνες (Thermocline)

Χαρακτηριστικό γνώρισμα των δεξαμενών θερμικής διαστρωμάτωσης ή, αλλιώς, θερμοκλινών (Thermocline) αποτελεί η χρήση μίας και μόνο δεξαμενής για την αποθήκευση της θερμικής ενέργειας. Εντός της δεξαμενής αυτής μπορούν να συνυπάρχουν παράλληλα δύο τμήματα του αποθηκευτικού μέσου τα οποία βρίσκονται υπό διαφορετική θερμοκρασία, με το θερμότερο τμήμα να βρίσκεται στην ανώτερη ζώνη της δεξαμενής και το ψυχρότερο στην κατώτερη, λόγω εμφανιζόμενης διαφοράς στην πυκνότητα. Ανάμεσα στις δύο εν λόγω ζώνες είναι προφανές ότι βρίσκεται μία ενδιάμεση ζώνη – που καλείται, επίσης, «Θερμοκλίνη» – εντός της οποίας η θερμοκρασία του αποθηκευτικού μέσου μεταβάλλεται

μεταξύ των θερμοκρασιακών ορίων των δύο ακραίων ζωνών. Έτσι, η θερμοκρασία εντός της δεξαμενής δεν είναι ομοιόμορφη και αυτή η παρατηρούμενη μεταβολή της θερμοκρασίας κατά μήκος της δεξαμενής καλείται «Θερμική Διαστρωμάτωση» (Thermal Stratification). Τέλος, αξίζει να τονιστεί ότι για την επίτευξη αυξημένης ενεργειακής χωρητικότητας (Energy Capacity) και θερμικής απόδοσης (Thermal Performance) του συστήματος, ο χώρος που καταλαμβάνει η ζώνη της θερμοκλίνης είναι θεμιτό να είναι κατά το δυνατόν μικρότερος, καθώς διεύρυνση της ζώνης αυτής ισοδυναμεί με υποβάθμιση της θερμικής διαστρωμάτωσης εντός της δεξαμενής [22].

Η χρονική εξέλιξη, λοιπόν, της συμπεριφοράς των διατάξεων θερμοκλίνης κατά την αποθήκευση ή απομάστευση θερμικής ενέργειας από αυτές παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.3. Αναλυτικότερα, όταν είναι επιθυμητή η αποθήκευση ενέργειας, διεργασία που αποκαλείται «Φόρτιση» (Charge), το ζεστό εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται στην κορυφή της δεξαμενής, μετατοπίζοντας τη ζώνη της θερμοκλίνης προς τα κάτω. Η διαδικασία αυτή προσδίδει θερμική ενέργεια στο σύστημα και ολοκληρώνεται, τελικά, όταν ολόκληρη η ζώνη της θερμοκλίνης έχει εξέλθει από τη δεξαμενή. Τότε, όλη η έκταση της δεξαμενής παρουσιάζει ομοιόμορφα υψηλή θερμοκρασία και δεν παρατηρείται θερμική διαστρωμάτωση εντός της. Αντιστρέφοντας την παραπάνω διαδικασία, η δεξαμενή δύναται να αποδώσει πίσω την αποθηκευμένη ενέργεια, διεργασία που αποκαλείται «Εκφόρτιση» (Discharge). Τότε, ψυχρό εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται στον πυθμένα της θερμής δεξαμενής, ωθώντας τη ζώνη της θερμοκλίνης προς τα άνω. Η ολοκλήρωση της διαδικασίας αυτής σηματοδοτείται και πάλι όταν ολόκληρη η ζώνη της θερμοκλίνης έχει εξέλθει από τη δεξαμενή – όταν δηλαδή δεν παρατηρείται θερμική διαστρωμάτωση εντός της – οπότε και η θερμοκρασία σε όλη την έκτασή της και στην έξοδο από αυτήν είναι ομοιόμορφα ίση με τη χαμηλή θερμοκρασία [17],[22]. Σημειώνεται, ακόμα, ότι οι δύο αυτές διεργασίες της φόρτισης και της εκφόρτισης μπορούν να ακολουθούν χρονικά η μία την άλλη, υπό κυκλική λειτουργία του συστήματος.



Σχήμα 2.3: Συμπεριφορά συστήματος θερμοκλίνης υπό συνθήκες: (α) φόρτισης και (β) εκφόρτισης (από την αναφορά [17])

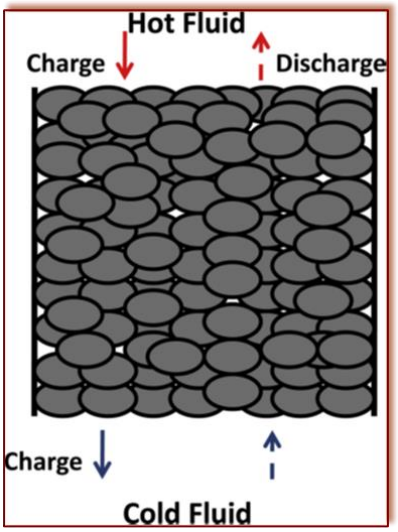
Η παραπάνω αρχή λειτουργίας των διατάξεων με θερμοκλίνη λαμβάνει υπόψιν ότι το αποθηκευτικό μέσο εντός της δεξαμενής είναι το ίδιο το εργαζόμενο ρευστό που μεταφέρει τη θερμική ενέργεια προς το χώρο που αυτή βρίσκεται. Εντοπίζεται, ωστόσο, και μία άλλη παραλλαγή αυτών των διατάξεων, όπου το αποθηκευτικό μέσο εντός της δεξαμενής είναι κάποιο στερεό υλικό. Αυτή η παραλλαγή καλείται «Θερμοκλίνη με Συμπαγή Στερεά Κλίνη»

(Packed Bed Thermocline) [22] και είναι εκείνη που αποτελεί αντικείμενο διερεύνησης της παρούσας Εργασίας. Η αρχή λειτουργίας και τα συγκριτικά πλεονεκτήματα των διατάξεων αυτών συζητούνται παρακάτω.

2.2.2. Διατάξεις Θερμοκλίνης με Συμπαγή Στερεά Κλίνη (Packed Bed Thermocline)

Στις θερμοκλίνες με συμπαγή στερεά κλίνη (Packed Bed Thermocline) προστίθεται, σε σύγκριση με τις θερμοκλίνες που περιγράφηκαν παραπάνω, κάποιο στερεό αποθηκευτικό μέσο, το οποίο θεωρείται πακτωμένο σε συγκεκριμένες θέσεις εντός της δεξαμενής [22]. Το στερεό αυτό αποθηκευτικό μέσο καλείται «Πληρωτικό Υλικό» (Filler Material) [14] και αναφορικά με τη φύση του διερευνώνται διάφορα υλικά, όπως θραύσματα πετρωμάτων (Crushed Rocks), πυριτική άμμος (Silica Sand), σφαιρίδια αλουμίνας (Alumina Beads) ή κεραμικά σωματίδια (Ceramic Particles) [22]. Απαραίτητη προϋπόθεση, παρ' όλα αυτά, για τη χρήση κάποιου υλικού ως στερεό αποθηκευτικό μέσο στην τεχνολογία αυτή είναι σαφώς η ύπαρξη χημικής συμβατότητας με το εργαζόμενο ρευστό [12]. Επιπροσθέτως, γίνεται κατανοητό ότι η ύπαρξη του στερεού μέσου εντός της δεξαμενής δημιουργεί, πλέον, ένα πορώδες δίκτυο για την κίνηση του εργαζόμενου ρευστού, το οποίο παύει, πλέον, να καταλαμβάνει το σύνολο του όγκου της δεξαμενής [22].

Ωστόσο, η ύπαρξη του στερεού μέσου εντός της δεξαμενής δε διαφοροποιεί την αρχή λειτουργίας αυτών των διατάξεων από εκείνη των απλών θερμοκλινών που περιγράφηκαν παραπάνω. Έτσι, όπως αντικατοπτρίζεται και στο Σχήμα 2.4 όπου φαίνεται μία σχηματική απεικόνιση μίας θερμοκλίνης με στερεά κλίνη, κατά τη διεργασία φόρτισης εισέρχεται στην κορυφή της δεξαμενής θερμό εργαζόμενο ρευστό το οποίο και θερμαίνει το στερεό μέσο, αποδίδοντάς του την προς αποθήκευση θερμική ενέργεια. Αντίστοιχα, κατά τη διεργασία εκφόρτισης, εισέρχεται ψυχρό ρευστό στον πυθμένα της δεξαμενής που απομαστεύει την αποθηκευμένη ενέργεια από το στερεό, ψύχοντάς το [22]. Επισημαίνεται, στο σημείο αυτό, ότι και στις δύο προαναφερθείσες περιπτώσεις (φόρτιση – εκφόρτιση), η μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο φάσεων γίνεται μέσω άμεσης επαφής τους [14].



Σχήμα 2.4: Σχηματική απεικόνιση μίας θερμοκλίνης με συμπαγή στερεά κλίνη

Τέλος, αξίζει να τονιστούν κάποια συγκριτικά πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν αυτές οι διατάξεις σε σχέση με τις απλές θερμοκλίνες χωρίς στερεό αποθηκευτικό μέσο. Ενδεικτικά, αναφέρονται τα εξής:

- Τα πληρωτικά υλικά είναι, συνήθως, φθηνότερα από τα χρησιμοποιούμενα εργαζόμενα ρευστά, καθιστώντας τις διατάξεις αυτές οικονομικότερες από τις απλές θερμοκλίνες χωρίς στερεό αποθηκευτικό μέσο [12].
- Η χρήση του πληρωτικού υλικού οδηγεί σε μείωση της απαιτούμενης ποσότητας του εργαζόμενου ρευστού εντός της δεξαμενής, μειώνοντας, έτσι, εκτός από το κόστος της διεργασίας, και τον απαιτούμενο όγκο της δεξαμενής [14].
- Η ύπαρξη του πληρωτικού υλικού και η δημιουργία του πορώδους δικτύου ροής του ρευστού αυξάνει την επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας μεταξύ της ρευστής και της στερεής φάσης, αυξάνοντας την αποδοτικότητα του συστήματος συγκριτικά με άλλες μεθόδους αποθήκευσης [14].
- Η προσθήκη του πληρωτικού υλικού αποτρέπει σε σημαντικό βαθμό την ανάμειξη – λόγω φυσικής κυκλοφορίας – του ρευστού κατά μήκος της δεξαμενής σε περιόδους μη λειτουργίας της, δίνοντας, έτσι, την ικανότητα στις διατάξεις αυτές να διατηρούν τη θερμική διαστρωμάτωση για μεγαλύτερα χρονικά διαστήματα [17].

Πράγματι, και η μελετώμενη αποθηκευτική δεξαμενή της παρούσας Εργασίας είναι δεξαμενή θερμοκλίνης με συμπαγή στερεά κλίνη. Στην περίπτωση αυτή, ως στερεό αποθηκευτικό μέσο χρησιμοποιούνται χαλίκια μαγνητίτη (Magnetite Ore), που αποτελεί ένα ευρέως διαθέσιμο και περιβαλλοντικά ασφαλές φυσικό προϊόν χαμηλού κόστους. Ως προς το εργαζόμενο ρευστό που ευθύνεται για τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας από και προς τη δεξαμενή, αυτό είναι κοινό με εκείνο της διάταξης των ηλιακών συλλεκτών, δηλαδή γίνεται χρήση του εμπορικού θερμικού ελαίου Therminol® SP.

2.3. Ηλεκτροπαραγωγή από Ηλιακή Θερμική Ενέργεια

Εφόσον η ηλιακή ενέργεια έχει συλλεχθεί, έχει μετατραπεί σε θερμική ενέργεια και έχει προηγηθεί αποθήκευσή της για κάποιο χρονικό διάστημα, επόμενο και τελευταίο βήμα για την ολοκλήρωση του συστήματος είναι η εύρεση της κατάλληλης εφαρμογής για αξιοποίησή της. Μεταξύ των διαφόρων τρόπων αξιοποίησης που μπορεί να έχει η ηλιακή θερμική ενέργεια, το ενδιαφέρον της παρούσας Εργασίας επικεντρώνεται γύρω από την εφαρμογή της παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος ή ηλεκτροπαραγωγής.

Προκειμένου να λάβει χώρα παραγωγή ισχύος από τη διαθέσιμη ηλιακή θερμική ενέργεια, η πλέον διαδεδομένη μέθοδος είναι η χρήση κάποιου θερμοδυναμικού κύκλου ή, αλλιώς, κάποιας θερμικής μηχανής. Στις διατάξεις αυτές, η διαθέσιμη θερμική ενέργεια αξιοποιείται ως θερμή παροχή για την εξάτμιση του εργαζόμενου ρευστού στον εξατμιστήρα του κύκλου. Ακολούθως, το ρευστό υπόκειται σε διάφορες διεργασίες εντός του θερμοδυναμικού κύκλου, με τελικό στόχο την παραγωγή μηχανικής ισχύος από έναν στρόβιλο, η οποία μετατρέπεται σε ηλεκτρική μέσω ηλεκτρογεννήτριας [10],[23].

Από την παραπάνω σύντομη περιγραφή εξάγεται, εύλογα, ότι η θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμη η θερμική ενέργεια συνδέεται άμεσα με τη θερμοκρασία εξάτμισης του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου. Εν προκειμένω, στην παρούσα Εργασία, δεδομένου ότι οι

μελετώμενες διατάξεις ηλιακών συλλεκτών και αποθηκευτικής δεξαμενής λειτουργούν με ένα εμπορικό θερμικό έλαιο, η μέγιστη θερμοκρασία που μπορεί να επιτευχθεί είναι οι 400°C [19], ενώ περισσότερη έμφαση δίνεται στην περιοχή των μεσαίων θερμοκρασιών στο εύρος 100 – 250 °C. Για τις θερμοκρασίες αυτές, βιβλιογραφικά κρίνεται ότι ο πλέον κατάλληλος τύπος θερμικής μηχανής είναι τα οργανικά κύκλα Rankine (Organic Rankine Cycles – ORC) [10],[11],[23],[24].

Τα εν λόγω κύκλα χρησιμοποιούν οργανικά εργαζόμενα ρευστά, των οποίων η κρίσιμη θερμοκρασία δεν ξεπερνά τους 300°C, με αποτέλεσμα να εμφανίζεται μία συμβατότητα μεταξύ της θερμοκρασίας εξάτμισης αυτών των ρευστών και της θερμοκρασίας στην οποία είναι διαθέσιμη εν προκειμένω η ηλιακή θερμική ενέργεια (100 – 250 °C). Αυτό, από την άλλη, δεν αληθεύει για τα κλασικά κύκλα Rankine ατμού (Steam Rankine Cycles) που λειτουργούν με νερό, του οποίου η κρίσιμη θερμοκρασία είναι υψηλότερη του ορίου των 300°C και, ως εκ τούτου, απαιτούν συγκεντρωτικές ηλιακές διατάξεις με υψηλότερο βαθμό συγκέντρωσης. Συνεπώς, δεν είναι τεχνικά εφικτό και οικονομικά αποδοτικό τα κύκλα ατμού να λειτουργήσουν στο μελετώμενο εύρος των μεσαίων θερμοκρασιών, όπου αντίθετα οι μηχανές ORC κρίνονται περισσότερο κατάλληλες για την ηλεκτροπαραγωγή υπό αυτές τις συνθήκες [10],[11],[24].

Επίσης, εκτός των κύκλων Rankine με ατμό, στη βιβλιογραφική αναφορά [23] αντιπαραβάλλεται η τεχνολογία των μηχανών ORC και με διάφορες άλλες μηχανές που χρησιμοποιούνται, εν γένει, για ηλεκτροπαραγωγή, όπως οι μηχανές Stirling (Stirling Engine Cycles), τα κύκλα Brayton/Joule (Brayton/Joule Cycles) και οι μηχανές εσωτερικής καύσης (Internal Combustion Engine), υποδεικνύοντας και πάλι την καταλληλότητα των μηχανών ORC όταν η θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμη η θερμή πηγή είναι εντός του μελετώμενου εύρους 100 – 250 °C.

Τέλος, αξίζει να παρουσιαστούν κάποια συγκριτικά πλεονεκτήματα που παρουσιάζει η χρήση των μηχανών ORC, σε σύγκριση με άλλες μεθόδους ηλεκτροπαραγωγής. Ενδεικτικά, αναφέρονται τα παρακάτω:

- Οι διατάξεις των μηχανών ORC είναι απλές στο σχεδιασμό και ευέλικτες. Παράλληλα, η λειτουργία τους είναι αξιόπιστη και δεν παρουσιάζει επικινδυνότητα [25].
- Ενδείκνυνται για ηλεκτροπαραγωγή από θερμικές πηγές σχετικά χαμηλών θερμοκρασιών (Low – Grade Heat), παρουσιάζοντας ευελιξία ως προς την προέλευση της εκμεταλλευόμενης θερμικής ενέργειας. Εκτός από την ηλιακή θερμική ενέργεια, μπορούν, εναλλακτικά, να αξιοποιηθούν γεωθερμική ενέργεια (Geothermal Energy), απορριπτόμενη θερμότητα από διάφορες θερμικές διεργασίες (Waste Heat), θερμότητα από καύση βιομάζας (Biomass Combustion) και ωκεάνια – θερμική ενέργεια (Ocean Thermal Energy) [26].
- Είναι μία δοκιμασμένη τεχνολογία, η οποία ενδείκνυται ειδικά για εφαρμογές ηλεκτροπαραγωγής μικρής κλίμακας (Small Scale), όπου η επιθυμητή παραγωγή ισχύος είναι από μερικά kW έως 5MW [26].
- Η τεχνολογία αυτή είναι κατάλληλη για χρήση σε αποκεντρωμένα συστήματα ηλεκτροπαραγωγής και παρουσιάζει καλή συμπεριφορά υπό συνθήκες μερικού φορτίου (Part – Load) [26].

- Συγκρινόμενη με την αρκετά διαδεδομένη τεχνολογία των φωτοβολταϊκών συστημάτων, όπου η αποθήκευση γίνεται υπό μορφή ηλεκτρικής ενέργειας, η χρήση μηχανών ORC περιλαμβάνει την αποθήκευση θερμικής ενέργειας αντί για ηλεκτρικής. Έτσι, αποφεύγεται η χρήση μπαταριών, πρακτική που αφενός καθιστά το συνολικό σύστημα πιο οικονομικό, αφετέρου το απαλλάσσει από τους περιβαλλοντικούς προβληματισμούς που συνδέονται με τη χρήση μπαταριών [11],[24].

Υπό όλη την παραπάνω συλλογιστική πορεία, συνάγεται ότι η καταλληλότερη μηχανή για ηλεκτροπαραγωγή στη μελετώμενη περίπτωση της παρούσας Εργασίας είναι μία μηχανή τύπου ORC. Η αρχή λειτουργίας του συγκεκριμένου είδους μηχανών και ορισμένα στοιχεία που συνδέονται με τη λειτουργία τους συζητούνται παρακάτω.

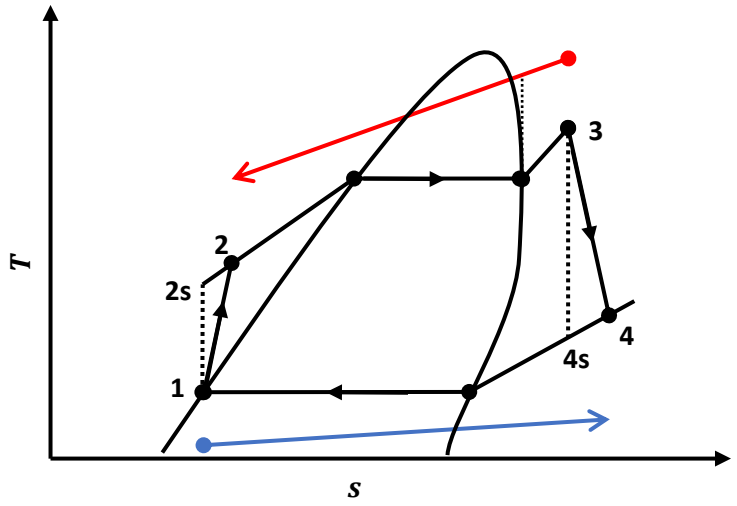
2.3.1. Αρχή Λειτουργίας Μηχανών ORC

Μία σχηματική απεικόνιση μίας τυπικής μηχανής που τροφοδοτείται από αποθηκευτική δεξαμενή και στηρίζεται σε οργανικό κύκλο Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC) παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.2, ενώ στο Σχήμα 2.5 φαίνεται το αντίστοιχο ποιοτικό διάγραμμα θερμοκρασίας (T) – ειδικής εντροπίας (s). Τα θερμοδυναμικά αυτά κύκλα, όπως γίνεται κατανοητό από το διάγραμμα T – s, ανήκουν στην κατηγορία των κύκλων δύο φάσεων (Vapour / Two – Phase), όπως άλλωστε όλα τα κύκλα της ευρύτερης κατηγορίας Rankine. Υπό αυτό το πρίσμα, η αρχή λειτουργίας τους δε διαφέρει από εκείνη των κλασικών μηχανών Rankine που λειτουργούν με ατμό [10].

Αναλυτικότερα, χρησιμοποιώντας την εκάστοτε διαθέσιμη θερμική ενέργεια (ηλιακή θερμική ενέργεια εν προκειμένω, βλ. κόκκινο χρώμα στο Σχήμα 2.5 για τη θερμή παροχή), το εργαζόμενο ρευστό εξατμίζεται στον εξατμιστήρα του κύκλου υπό σταθερή πίεση εξάτμισης (διεργασία 2 $\rightarrow$ 3). Υπό την υψηλή αυτή πίεση του κύκλου εισέρχεται, ακολούθως, σε ένα στρόβιλο, όπου εκτονώνεται, αποδίδοντας μηχανική ισχύ, έως τη χαμηλή πίεση συμπύκνωσης του κύκλου (διεργασία 3 $\rightarrow$ 4). Υπό τη σταθερή αυτή χαμηλή πίεση συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτήρα και επανέρχεται σε υγρή κατάσταση (διεργασία 4 $\rightarrow$ 1), αποδίδοντας τη λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης σε κάποια ψυχρή παροχή (βλ. μπλε χρώμα στο Σχήμα 2.5). Τότε, μία αντλία, για τη λειτουργία της οποίας απαιτείται η παροχή ηλεκτρικής ισχύος, το συμπιέζει εκ νέου έως την υψηλή πίεση λειτουργίας του κύκλου (διεργασία 1 $\rightarrow$ 2), ώστε να εισέλθει και πάλι στον εξατμιστήρα κ.ο.κ. Οι διεργασίες αυτές επαναλαμβάνονται κυκλικά και αδιάλειπτα [10].

Επιπροσθέτως, μιας και στόχος της παρούσας Εργασίας είναι μία πρώτη διερεύνηση για την ενδεχόμενη διασύνδεση της μελετώμενης αποθηκευτικής δεξαμενής με μία μηχανή παραγωγής ισχύος, αναπτύσσονται οι παρακάτω συλλογισμοί, με στόχο την απλοποίηση του προς μελέτη προβλήματος και την ταυτόχρονη λήψη κατά το δυνατόν ρεαλιστικών αποτελεσμάτων. Όπως γίνεται κατανοητό από τα Σχήματα 1.2 και 2.5, το μελετώμενο κύκλο είναι ένα απλό οργανικό κύκλο Rankine, δηλαδή ένα κύκλο χωρίς αναγέννηση (Recuperative ORC) στο οποίο η εκτόνωση γίνεται σε μία βαθμίδα στροβίλου χωρίς ενδιάμεση αναθέρμανση (Reheating). Ακόμα, το εργαζόμενο ρευστό παραμένει συνεχώς κάτω από τις κρίσιμες συνθήκες του, δηλαδή το κύκλο δεν ανήκει στην κατηγορία των υπερκρίσιμων κύκλων Rankine (Supercritical Rankine Cycle) που εντοπίζεται βιβλιογραφικά [2]. Παρ' όλα αυτά, οι διεργασίες της συμπίεσης και της εκτόνωσης θεωρούνται μη ισεντροπικές,

προκειμένου να ληφθούν υπόψιν οι όποιες αναντιστρεπτότητες υπεισέρχονται κατά την πραγματική λειτουργία του στροβίλου και της αντλίας. Εξ' ού και τα σημεία 2 και 4 στο Σχήμα 2.5, τα οποία δε συμπίπτουν με τα σημεία 2s και 4s, αντίστοιχα, που αντικατοπτρίζουν τη θερμοδυναμική κατάσταση του ρευστού αν οι δύο εν λόγω διεργασίες ήταν ισεντροπικές. Τέλος, σε μηχανές ORC συνηθίζεται να μη λαμβάνει χώρα υπερθέρμανση του εργαζόμενου ρευστού στον εξατμιστήρα ή να λαμβάνει αλλά σε μικρό βαθμό [10]. Έτσι, και στο παρόν κύκλο ο βαθμός υπερθέρμανσης του εργαζόμενου ρευστού στην έξοδο του εξατμιστήρα θεωρείται μικρός, αλλά μη μηδενικός (βλ. σημείο 3 στο Σχήμα 2.5), πρακτική η οποία, εν γένει, αυξάνει την παραγόμενη ισχύ και την απόδοση του συστήματος.



Σχήμα 2.5: Ποιοτικό διάγραμμα T – s μηχανής ORC του Σχήματος 1.2

3. <u>Κεφάλαιο 3:</u> Μαθηματική Μοντελοποίηση και Υπολογιστική Επίλυση

3.1. Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφονται τα μαθηματικά μοντέλα που χρησιμοποιούνται για την περιγραφή, αφενός, της μεταφοράς θερμότητας εντός της συμπαγούς κλίνης της αποθηκευτικής δεξαμενής και, αφετέρου, της διαστασιολόγησης και λειτουργίας της μηχανής παραγωγής ισχύος (ORC). Εκτός των εξισώσεων που είναι απαραίτητες για την κατανόηση και την περιγραφή των μελετώμενων φυσικών φαινομένων, γίνεται ιδιαίτερη αναφορά στις παραδοχές οι οποίες λαμβάνονται προκειμένου να προκύψουν και να επιλυθούν τα συγκεκριμένα μαθηματικά μοντέλα, καθώς και στις εφαρμοζόμενες συνοριακές συνθήκες για την επίλυση των διαφορικών εξισώσεων που εντοπίζονται στο μαθηματικό πρόβλημα της μεταφοράς θερμότητας εντός της δεξαμενής αποθήκευσης.

Από τη μία πλευρά, το πρόβλημα της μεταφοράς θερμότητας εντός της συμπαγούς κλίνης στην αποθηκευτική δεξαμενή φαντάζει, εκ πρώτης όψεως, αρκετά περίπλοκο, ωστόσο παρακάτω αναλύεται ο τρόπος με τον οποίο ένα τέτοιου είδους πρόβλημα μπορεί να απλουστευθεί. Αν και, γενικά, ένα πρόβλημα ρευστομηχανικής, κατηγορία στην οποία εντάσσεται και το συγκεκριμένο πρόβλημα, απαιτεί την ταυτόχρονη επίλυση των εξισώσεων διατήρησης μάζας, ορμής και ενέργειας, στο παρόν πρόβλημα, προς απλοποίηση του προς επίλυση μαθηματικού μοντέλου, δε λαμβάνει χώρα επίλυση των προβλημάτων διατήρησης μάζας και ορμής σε πορώδη μέσα. Παρ' όλο που η προσθήκη τους στο μαθηματικό μοντέλο θα εισήγαγε, ακόμα και αν αυτή η επίδραση είναι τελικά αμελητέα, την επίδραση φαινομένων όπως το έργο συμπίεσης λόγω μεταβολών στον όγκο του ρευστού, τα ιξώδη φαινόμενα και οι μεταβολές στην κινητική ενέργεια [27], επισημαίνεται βιβλιογραφικά ότι η διαφοροποίηση της ταχύτητας εισόδου του εργαζόμενου ρευστού στην αποθηκευτική δεξαμενή δεν επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό τη λειτουργία και τη συμπεριφορά της διάταξης [17].

Επιπλέον, προκειμένου να λάμβανε χώρα επίλυση της εξίσωσης διατήρησης της ορμής, θα έπρεπε να υπήρχε ακριβής και λεπτομερής γνώση της γεωμετρίας των δαιδαλωδών καναλιών ροής του εργαζόμενου ρευστού εντός της δεξαμενής, γεγονός που είναι σαφές ότι θα προσέθετε επιπλέον δυσκολίες στην προσέγγιση του παρόντος προβλήματος. Έτσι, προς απλοποίηση του προβλήματος και προς αποφυγήν και του επιπλέον υπολογιστικού κόστους που θα προέκυπτε, η επίλυση του προβλήματος διατήρησης της ορμής δεν κρίνεται αναγκαία από τους περισσότερους ερευνητές. Θεωρείται, δηλαδή, ότι η ταχύτητα με την οποία το εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται στη δεξαμενή παραμένει ομοιόμορφη σε κάθε διατομή ροής και σταθερή κατά μήκος αυτής, δηλαδή η πτώση πίεσης κατά μήκος της ροής θεωρείται αμελητέα. Η παραδοχή αυτή θεωρείται αποδεκτή ειδικά για μεγάλους λόγους διαμέτρου δεξαμενής προς διάμετρο στερεών σωματιδίων της κλίνης (>10) [28].

Αναφορικά με το πρόβλημα μεταφοράς μάζας, όπως θα ειπωθεί και παρακάτω, η πυκνότητα, όπως και όλες οι ιδιότητες του εργαζόμενου ρευστού, λαμβάνεται σταθερή και ανεξάρτητη της θερμοκρασίας. Επομένως, υπό δεδομένη πυκνότητα και υπό σταθερή ταχύτητα, καθίσταται σαφές ότι η μάζα του εργαζόμενου ρευστού διατηρείται και δεν κρίνεται αναγκαία η επίλυση ούτε του προβλήματος της διατήρησης μάζας.

Τελικά, η μοναδική εξίσωση διατήρησης που απομένει για επίλυση είναι εκείνη της διατήρησης της ενέργειας. Γίνεται διατύπωση, λοιπόν, στο επόμενο υποκεφάλαιο (υποκεφάλαιο 3.2) των ισοζυγίων ενέργειας τόσο για τη στερεή όσο και την υγρή φάση, η επίλυση των οποίων αποδίδει τα προφίλ θερμοκρασίας σε όλη τη γεωμετρία της

αποθηκευτικής δεξαμενής. Σε αυτό το σημείο σημειώνεται ότι το επιλυόμενο μαθηματικό πρόβλημα είναι χρονομεταβαλλόμενο, συνεπώς τα εν λόγω προφίλ δε θα είναι σταθερά, αλλά αναμένεται να μεταβάλλονται με την πάροδο του χρόνου.

Τέλος, όπως έχει ήδη αναφερθεί, το παρουσιαζόμενο μαθηματικό μοντέλο για την προσομοίωση της αποθηκευτικής δεξαμενής επιλύεται με το υπολογιστικό πακέτο COMSOL Multiphysics 5.2, το οποίο αξιοποιεί τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων για την επίλυση μαθηματικών προβλημάτων με διαφορικές εξισώσεις. Η επιλεγόμενη γεωμετρία είναι διδιάστατη με αξονική συμμετρία (2D Axisymmetric) και το προς επίλυση πρόβλημα είναι χρονοεξαρτώμενο (Time Dependent), δεν επιλέγεται, δηλαδή, η συνθήκη της μόνιμης κατάστασης (Steady State).

Εν συνεχεία, το μοντέλο που αναπτύσσεται επικυρώνεται στο υποκεφάλαιο 3.3 μέσω πειραματικών δεδομένων και χρησιμοποιείται στο 3.4 για την προσομοίωση της μελετώμενης αποθηκευτικής δεξαμενής της παρούσας Εργασίας.

Από την άλλη πλευρά, όσον αφορά στη μηχανή παραγωγής ισχύος, παρατίθενται στα υποκεφάλαια 3.5 και 3.6 η συλλογιστική πορεία, οι μαθηματικές εξισώσεις αλλά και όλες οι απαραίτητες παραδοχές για τον προσδιορισμό της θερμοδυναμικής κατάστασης του εργαζόμενου ρευστού της μηχανής σε όλα τα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου. Ακολούθως, γίνεται διαστασιολόγηση των δύο εναλλακτών θερμότητας του κύκλου (εξατμιστήρας και συμπυκνωτήρας), ενώ ακολουθεί προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς του, υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα. Όλοι οι συγκεκριμένοι υπολογισμοί λαμβάνουν χώρα στο προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab και οι ιδιότητες του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου λαμβάνονται από την υπολογιστική βάση δεδομένων CoolProp.

3.2. Μαθηματικό Μοντέλο για Μεταφορά Θερμότητας εντός του Πορώδους Μέσου Συμπαγών Κλινών

3.2.1. Ευρέως Χρησιμοποιούμενα Μοντέλα

Ως προς το σκέλος του προβλήματος που αφορά στη μελέτη της μεταφοράς θερμότητας εντός συμπαγούς κλίνης σε μία αποθηκευτική δεξαμενή, αξίζει, αρχικά, να σημειωθεί ότι βιβλιογραφικά εντοπίζονται διάφορες κατηγορίες μαθηματικών μοντέλων που μπορούν να αξιοποιηθούν για το σκοπό αυτό. Ειδικότερα, όπως αναφέρουν οι Ismail et al. [29], μία κύρια κατηγοριοποίηση των πιθανώς χρησιμοποιούμενων μοντέλων είναι σε μοντέλα μίας φάσης (Single Phase Models) και μοντέλα δύο φάσεων (Two Phase Models). Στη μεν πρώτη κατηγορία (η οποία χρησιμοποιείται κυρίως όταν η σταθερή κλίνη έχει σημαντικά υψηλότερη θερμική αγωγιμότητα και χωρητικότητα από το εργαζόμενο ρευστό), η στερεή και η υγρή φάση λογίζονται ως μία ενιαία φάση με μία ενιαία θερμοκρασία, ενώ στη δεύτερη το στερεό αποθηκευτικό μέσο και το εργαζόμενο ρευστό λαμβάνονται ως δύο ξεχωριστές φάσεις με δύο διακριτές θερμοκρασίες.

Επιπλέον, η κατηγορία των μοντέλων δύο φάσεων περιλαμβάνει τρία διακριτά μοντέλα, αυτό του Schumann (Schumann's Model), το μοντέλο συνεχούς στερεής φάσης (Continuous Solid Phase Model) και εκείνο που λαμβάνει υπόψιν του τη θερμοβαθμίδα εντός των σωματιδίων της στερεής φάσης (Concentric Dispersion Model). Από τη μία πλευρά, το μοντέλο του Schumann είναι μονοδιάστατο, δε λαμβάνει υπόψιν του τη θερμική αγωγή κατά την ακτινική

διεύθυνση της δεξαμενής και θεωρεί ότι στη φάση του υγρού δε λαμβάνει χώρα μεταφορά θερμότητας μέσω του μηχανισμού της αγωγής και ότι τα σωματίδια της στερεής φάσης δεν ανταλλάσσουν θερμότητα μεταξύ τους. Από την άλλη, το μοντέλο που λαμβάνει υπόψιν του την ανομοιόμορφη θερμοκρασία εντός των στερεών σωματιδίων θεωρεί, επίσης, ότι δεν υπάρχει μεταφορά θερμότητας μεταξύ των σωματιδίων, οπότε η παρουσιαζόμενη θερμοβαθμίδα οφείλεται αποκλειστικά στη μεταφορά θερμότητας μεταξύ της υγρής και της στερεής φάσης.

Υπό αυτό το πρίσμα, στην παρούσα Διπλωματική Εργασία επιλέγεται το μοντέλο συνεχούς στερεής φάσης (Continuous Solid Phase Model), ως ενδιάμεση λύση μεταξύ των υπεραπλουστευμένων μοντέλων μίας φάσης και Schumann και του πιο ενδελεχούς μοντέλου που λαμβάνει υπόψιν τη θερμοβαθμίδα εντός των στερεών σωματιδίων.

3.2.2. Παραδοχές

Οι παραδοχές στις οποίες στηρίζεται το επιλεγόμενο μοντέλο, όπως και κάποιες επιπλέον που κρίνεται απαραίτητο να ληφθούν, είναι οι εξής:

Π1.1) Η θερμοκρασία εντός των σωματιδίων του στερεού μέσου θεωρείται ομοιόμορφη. Θεωρείται, δηλαδή, ότι για τον αριθμό Biot ισχύει ότι $Bi \leq 0.1$, οπότε δε λαμβάνεται υπόψιν θερμοβαθμίδα εντός των σωματιδίων.

Π1.2) Η μεταφορά θερμότητας εντός της κλίνης πραγματοποιείται μέσω αγωγής, τόσο κατά την αξονική όσο και κατά την ακτινική διεύθυνση.

Π1.3) Εντός της κλίνης δε λαμβάνουν χώρα χημικές αντιδράσεις.

Π1.4) Η μεταφορά θερμότητας μέσω του μηχανισμού της ακτινοβολίας θεωρείται αμελητέα.

Π1.5) Η γεωμετρία της κλίνης είναι κυλινδρική, επομένως το επιλεγόμενο σύστημα συντεταγμένων για την επίλυση του προβλήματος είναι το κυλινδρικό (r, φ, z).

Π1.6) Η ταχύτητα με την οποία το εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται στη δεξαμενή παραμένει σταθερή κατά μήκος αυτής και η πτώση πίεσης κατά μήκος της ροής θεωρείται αμελητέα (όπως εξηγήθηκε και στην αρχή του παρόντος Κεφαλαίου 3). Ακόμα, η ροή είναι στην αξονική διεύθυνση και μόνο, δηλαδή οι συνιστώσες της ταχύτητας κατά τις διευθύνσεις r και φ είναι μηδενικές.

Π1.7) Πλήρης συμμετρία ως προς φ, δηλαδή όλες οι μερικές παράγωγοι ως προς τη μεταβλητή αυτή είναι μηδέν. Για το λόγο αυτό, η επιλεγόμενη γεωμετρία κατά την επίλυση στο υπολογιστικό πακέτο COMSOL είναι διδιάστατη με αξονική συμμετρία (2D Axisymmetric).

Π1.8) Οι θερμοφυσικές ιδιότητες των υλικών (ρευστού και στερεού) είναι σταθερές και δεν εξαρτώνται ούτε από τη θερμοκρασία ούτε από τις χωρικές μεταβλητές (r, φ και z).

Π1.9) Τα εξεταζόμενα υλικά είναι ανισότροπα, παρουσιάζοντας θερμική αγωγιμότητα k_{r} κατά την r διεύθυνση και k_{z} κατά τη z διεύθυνση.

Π1.10) Εντός της κλίνης δε λαμβάνει χώρα παραγωγή ή κατανάλωση θερμικής ενέργειας.

Π1.11) Το στερεό μέσο θεωρείται ενιαίο (θεωρείται, δηλαδή, ότι δεν απαρτίζεται από διακριτά στερεά σωματίδια) και ότι διαθέτει πορώδες ε, αντιμετωπίζεται, δηλαδή, σαν ένα ενιαίο στερεό σώμα πορώδους ε.

Π1.12) Η αλληλεπίδραση μεταξύ της στερεής και της ρευστής φάσης εντός της κλίνης περιγράφεται μέσω του «μοντέλου μη – ισορροπίας» (Local Thermal Nonequilibrium Model).

Π1.13) Προκειμένου να υπολογισθεί η εξωτερική επιφάνεια των στερεών σωματιδίων ανά μονάδα όγκου της κλίνης (μέγεθος του οποίου η σημασία περιγράφεται λεπτομερώς παρακάτω), θεωρείται ότι η γεωμετρία των στερεών σωματιδίων είναι σφαιρική και ότι το συνολικό τους πλήθος είναι N.

Π1.14) Παρ' ότι η πλευρική επιφάνεια της δεξαμενής είναι μονωμένη, θεωρείται ότι ένα ποσό θερμότητας πράγματι χάνεται προς το εξωτερικό περιβάλλον. Μάλιστα, εξαιτίας της μικρής διεπιφάνειας μεταξύ του στερεού μέσου και του παράπλευρου τοιχώματος της δεξαμενής (λόγω της αρκετά μικρής διαμέτρου των σωματιδίων του στερεού μέσου), θεωρείται ότι οι απώλειες θερμότητας του στερεού μέσου προς το εξωτερικό περιβάλλον λαμβάνουν χώρα μέσω του εργαζόμενου ρευστού, συνεπώς για το στερεό μέσο στο όριο του τοιχώματος ($r = R$) θα ισχύει ότι $\left.\frac{\partial T_s}{\partial r}\right|_{r=R} = 0$.

3.2.3. Μαθηματικές Εξισώσεις – Μεθοδολογία Υπολογισμού

Έχοντας λάβει, λοιπόν, τις παραδοχές που αναφέρθηκαν παραπάνω, μπορεί πλέον να γίνει αναφορά στο χρησιμοποιούμενο μαθηματικό μοντέλο. Δεδομένου ότι, όπως εξηγήθηκε νωρίτερα, η μεταφορά μάζας και ορμής δε λαμβάνεται υπόψιν στο παρόν μαθηματικό μοντέλο, η μόνη εξίσωση που επιλύεται στο συγκεκριμένο πρόβλημα είναι η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας, εκφρασμένη τόσο για τη φάση του στερεού αποθηκευτικού μέσου όσο και για τη φάση του εργαζόμενου ρευστού. Ειδικότερα, εφόσον ο μόνος μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας που λαμβάνεται υπόψιν είναι η αγωγή, αμελείται ο μηχανισμός της ακτινοβολίας και θεωρείται ότι δε λαμβάνουν χώρα χημικές αντιδράσεις (Παραδοχές Π1.2) έως Π1.4)), αναγράφεται η γενική μορφή της εξίσωσης διάχυσης θερμότητας, η οποία είναι:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T\right) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{q} \qquad (\text{Εξ. } 3.1).$$

Σε κυλινδρικές συντεταγμένες, βάσει της Παραδοχής Π1.5), η παραπάνω Εξίσωση 3.1 γράφεται ως εξής:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T\right) = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(kr\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(k\frac{\partial T}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q} \qquad (\text{Εξ. } 3.2),$$

όπου

$$\nabla T = \frac{\partial T}{\partial r}\overrightarrow{e_r} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial \varphi}\overrightarrow{e_\varphi} + \frac{\partial T}{\partial z}\overrightarrow{e_z} \qquad (\text{Εξ. } 3.3)$$

και η ταχύτητα θα δίνεται από τη σχέση (βλ. Παραδοχή Π1.6)):

$$\vec{v} = v_z \overrightarrow{e_z} \qquad (\text{Εξ. } 3.4).$$

Από τις Εξισώσεις 3.3 και 3.4, προκύπτει ότι:

$$\vec{v} \cdot \nabla T = v_z \frac{\partial T}{\partial z} \qquad \text{(Εξ. 3.5)}.$$

Αντικαθιστώντας την Εξίσωση 3.5 στην Εξίσωση 3.2, προκύπτει ότι:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(kr\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(k\frac{\partial T}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q} \qquad \text{(Εξ. 3.6)}.$$

Βάσει της Παραδοχής Π1.7) περί συμμετρίας ως προς τη χωρική μεταβλητή φ, η Εξίσωση 3.6 γίνεται:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(kr\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q} \qquad \text{(Εξ. 3.7)},$$

ενώ βάσει των Παραδοχών Π1.8) και Π1.9), η Εξίσωση 3.7 γίνεται:

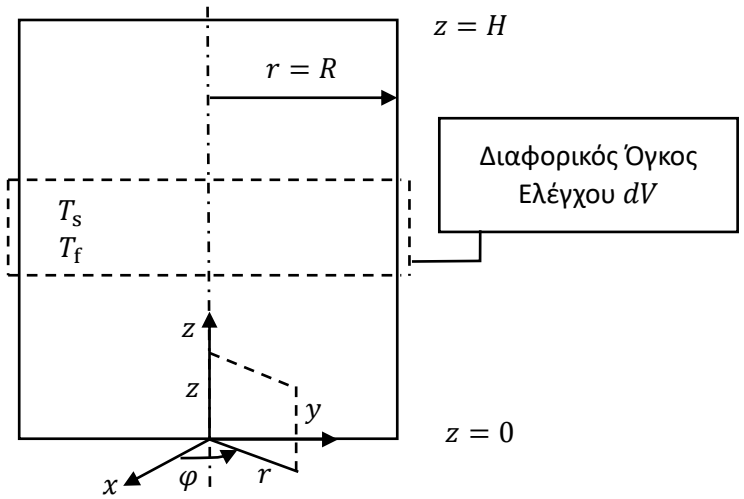
$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) = k_r \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right) + k_z \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q} \Longrightarrow$$

$$\Longrightarrow \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) = k_r \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) + k_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \dot{q} \qquad \text{(Εξ. 3.8)}.$$

Τελικά, βάσει της Παραδοχής Π1.10) περί μηδενικής παραγωγής ή κατανάλωσης θερμικής ενέργειας, η τελική μορφή της εξίσωσης διάχυσης θερμότητας είναι:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) = k_r \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) + k_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \qquad \text{(Εξ. 3.9)}.$$

Υπογραμμίζεται ότι όλη η παραπάνω ανάλυση αφορά σε αγωγή θερμότητας σε ομοιογενές μέσο. Στην εξεταζόμενη περίπτωση, ωστόσο, όπου η αγωγή θερμότητας δε γίνεται σε ομοιογενές μέσο, αλλά σε σταθερή κλίνη, γίνεται η παραδοχή ότι η στερεή κλίνη αποτελεί ένα συνεχές μέσο, με πορώδες ε (Παραδοχή Π1.11)). Έτσι, βάσει και του Σχήματος 3.1, όπου απεικονίζεται ένας στοιχειώδης όγκος ελέγχου της κλίνης που καταλαμβάνεται από στερεά σωματίδια και το εργαζόμενο ρευστό, για τη μοντελοποίηση πορωδών μέσων ισχύουν τα ακόλουθα για τη φάση του στερεού και του ρευστού, αντίστοιχα, όπου ο δείκτης s αντιστοιχεί στη στερεή φάση και ο δείκτης f στη φάση του ρευστού.



Σχήμα 3.1: Σχηματική αναπαράσταση ενός διαφορικού όγκου ελέγχου της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας

Αναφορικά με τη στερεή φάση, μιας και η κλίνη είναι σταθερή, δηλαδή τα στερεά σωματίδια παραμένουν σταθερά / παχτωμένα, για την ταχύτητά τους θα ισχύει ότι: $v_{\mathrm{z}} = 0$. Επίσης, δεδομένου ότι σε έναν στοιχειώδη όγκο ελέγχου dV της κλίνης, το στερεό καταλαμβάνει τον στοιχειώδη όγκο:

$$dV_{\mathrm{s}} = (1-\varepsilon)dV,$$

πολλαπλασιάζοντας όλους τους όρους της Εξίσωσης 3.9 με $(1-\varepsilon)$, προκύπτει η παρακάτω διαφορική εξίσωση για τη θερμοκρασία του στερεού:

$$(1-\varepsilon)\rho_{\mathrm{s}}c_{p,\mathrm{s}}\frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\varepsilon)k_{\mathrm{s,r}}\left(\frac{\partial^2 T_{\mathrm{s}}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial T_{\mathrm{s}}}{\partial r}\right)+(1-\varepsilon)k_{\mathrm{s,z}}\frac{\partial^2 T_{\mathrm{s}}}{\partial z^2} \qquad (\text{Εξ. } 3.10).$$

Παράλληλα, για τη φάση του εργαζόμενου ρευστού θεωρείται ότι, σχετικά με το προφίλ ταχύτητάς του, θα ισχύει ότι: $v_{\mathrm{z}} = v_{\infty}$, όπου v_{∞} η σταθερή ταχύτητα κατά την κατακόρυφη (αξονική) z διεύθυνση της δεξαμενής (Παραδοχή Π1.6)). Επίσης, δεδομένου ότι σε έναν στοιχειώδη όγκο ελέγχου dV της κλίνης, το ρευστό καταλαμβάνει τον στοιχειώδη όγκο:

$$dV_{\mathrm{f}} = \varepsilon dV,$$

πολλαπλασιάζοντας όλους τους όρους της Εξίσωσης 3.9 με ε, προκύπτει η παρακάτω διαφορική εξίσωση για τη θερμοκρασία του ρευστού:

$$\varepsilon\rho_{\mathrm{f}}c_{p,\mathrm{f}}\left(\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial t}+v_{\infty}\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial z}\right) = \varepsilon k_{\mathrm{f,r}}\left(\frac{\partial^2 T_{\mathrm{f}}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial r}\right)+\varepsilon k_{\mathrm{f,z}}\frac{\partial^2 T_{\mathrm{f}}}{\partial z^2} \qquad (\text{Εξ. } 3.11).$$

Ωστόσο, αντί των όρων $(1-\varepsilon)k_{\mathrm{s,r}}$ και $(1-\varepsilon)k_{\mathrm{s,z}}$ και $\varepsilon k_{\mathrm{f,r}}$ και $\varepsilon k_{\mathrm{f,z}}$ των Εξισώσεων 3.10 και 3.11, προτείνεται, βιβλιογραφικά [27],[30], η χρήση ενεργών θερμικών αγωγιμοτήτων (Effective Thermal Conductivity) κατά τις διευθύνσεις r και z του στερεού και του ρευστού για τη μοντελοποίηση πορωδών μέσων. Πιο συγκεκριμένα, η ενεργή θερμική αγωγιμότητα, σύμφωνα με τους Esence et al. [27], αναλύεται σε τρεις συνιστώσες (αγνοώντας τη μεταφορά θερμότητας μέσω του μηχανισμού της ακτινοβολίας, βάσει της Παραδοχής Π1.4)): τη θερμική αγωγιμότητα υπό συνθήκες στάσιμου ρευστού (Stagnation Effective Thermal Conductivity, k_{eff}^{0}), τη συνιστώσα που οφείλεται στην ανάμειξη και στην τύρβη της κίνησης του ρευστού (k_{mix}) και σε εκείνη που οφείλεται στην κίνηση των στερεών σωματιδίων εντός της κλίνης, η οποία, ωστόσο, αγνοείται, μιας και η κλίνη είναι σταθερή και τα σωματίδια παραμένουν παχτωμένα.

Αναφορικά με τις δύο συνιστώσες που λαμβάνονται τελικά υπόψιν (k_{eff}^{0} και k_{mix}), αυτές υπολογίζονται μέσω εμπειρικών συσχετίσεων που εντοπίζονται βιβλιογραφικά [27],[29]. Ειδικότερα, η δεύτερη συνιστώσα αναλύεται σε δύο μέρη, ένα κατά την r και ένα κατά τη z διεύθυνση, και οι σχέσεις που χρησιμοποιούνται, τελικά, είναι οι εξής:

$$\frac{k_{\mathrm{eff}}^{0}}{k_{\mathrm{f}}} = \left(\frac{k_{\mathrm{s}}}{k_{\mathrm{f}}}\right)^{0.280-0.757\cdot\log(\varepsilon)-0.057\cdot\log\left(\frac{k_{\mathrm{s}}}{k_{\mathrm{f}}}\right)} \Longrightarrow$$

$$\Longrightarrow k_{\mathrm{eff}}^{0} = k_{\mathrm{f}}\cdot\left(\frac{k_{\mathrm{s}}}{k_{\mathrm{f}}}\right)^{0.280-0.757\cdot\log(\varepsilon)-0.057\cdot\log\left(\frac{k_{\mathrm{s}}}{k_{\mathrm{f}}}\right)} \qquad (\text{Εξ. } 3.12),$$

$$\frac{k_{\mathrm{mix,z}}}{k_{\mathrm{f}}} = 0.5\cdot Re\cdot Pr \Longrightarrow k_{\mathrm{mix,z}} = k_{\mathrm{f}}\cdot 0.5\cdot Re\cdot Pr \qquad (\text{Εξ. } 3.13)$$

και

$$\frac{k_{\mathrm{mix,r}}}{k_{\mathrm{f}}} = 0.1 \cdot Re \cdot Pr \Longrightarrow k_{\mathrm{mix,r}} = k_{\mathrm{f}} \cdot 0.1 \cdot Re \cdot Pr \qquad (\text{Εξ. } 3.14),$$

όπου k_{f} η θερμική αγωγιμότητα του ρευστού, k_{s} η θερμική αγωγιμότητα του στερεού, Pr ο αριθμός Prandtl και Re ο αριθμός Reynolds. Τότε, αφού υπολογιστούν οι δύο συνιστώσες, επόμενο βήμα αποτελεί η διαίρεση της πρώτης εξ' αυτών (k^0_{eff}) σε δύο μέρη, ένα που αφορά στη ρευστή και ένα που αφορά στη στερεή φάση. Ισχύει, λοιπόν:

$$k^0_{\mathrm{eff,f}} = \varepsilon \cdot k_{\mathrm{f}} + f \cdot k_{\mathrm{f}} \qquad (\text{Εξ. } 3.15),$$

$$k^0_{\mathrm{eff,s}} = (1-\varepsilon) \cdot k_{\mathrm{s}} - f \cdot k_{\mathrm{s}} \qquad (\text{Εξ. } 3.16),$$

όπου f το δαιδαλώδες της κλίνης (Tortuosity), που υπολογίζεται από τη σχέση:

$$f = \frac{k^0_{\mathrm{eff}} - \varepsilon \cdot k_{\mathrm{f}} - (1-\varepsilon) \cdot k_{\mathrm{s}}}{k_{\mathrm{f}} - k_{\mathrm{s}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.17).$$

Τελικά, η ενεργή θερμική αγωγιμότητα του ρευστού κατά τις διευθύνσεις r και z θα είναι, αντίστοιχα:

$$k_{\mathrm{eff,f,r}} = k^0_{\mathrm{eff,f}} + k_{\mathrm{mix,r}} \qquad (\text{Εξ. } 3.18)$$

και

$$k_{\mathrm{eff,f,z}} = k^0_{\mathrm{eff,f}} + k_{\mathrm{mix,z}} \qquad (\text{Εξ. } 3.19),$$

ενώ η ενεργή θερμική αγωγιμότητα του στερεού (ίδια κατά τις διευθύνσεις r και z) θα είναι:

$$k_{\mathrm{eff,s}} = k^0_{\mathrm{eff,s}} \qquad (\text{Εξ. } 3.20).$$

Χρησιμοποιώντας, λοιπόν, τις ενεργές θερμικές αγωγιμότητες ($k_{\mathrm{eff,s}}$, $k_{\mathrm{eff,f,r}}$ και $k_{\mathrm{eff,f,z}}$), οι Εξισώσεις 3.10 και 3.11 γίνονται, τελικά:

$$(1-\varepsilon)\rho_{\mathrm{s}} c_{p,\mathrm{s}} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_{\mathrm{eff,s}} \left(\frac{\partial^2 T_{\mathrm{s}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T_{\mathrm{s}}}{\partial r} \right) + k_{\mathrm{eff,s}} \frac{\partial^2 T_{\mathrm{s}}}{\partial z^2} \qquad (\text{Εξ. } 3.21)$$

και

$$\varepsilon \rho_{\mathrm{f}} c_{p,\mathrm{f}} \left(\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial t} + v_\infty \frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial z} \right) = k_{\mathrm{eff,f,r}} \left(\frac{\partial^2 T_{\mathrm{f}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial r} \right) + k_{\mathrm{eff,f,z}} \frac{\partial^2 T_{\mathrm{f}}}{\partial z^2} \qquad (\text{Εξ. } 3.22).$$

Τέλος, προκειμένου να επιτευχθεί η σύζευξη των δύο επιλυόμενων εξισώσεων, δηλαδή για να περιγραφεί η μεταφορά θερμότητας ανάμεσα στο ρευστό και στο στερεό εντός της κλίνης, λαμβάνεται υπόψιν η συνθήκη «Local Thermal Nonequilibrium» (Παραδοχή Π1.12)) [29],[30]. Θεωρείται, δηλαδή, ότι δε δίνεται αρκετός χρόνος στις δύο φάσεις να έρθουν σε ισορροπία και, συμπερασματικά, οι θερμοκρασίες του στερεού (T_{s}) και του ρευστού (T_{f}) διαφέρουν τοπικά. Έτσι, έχοντας διαφορετικές θερμοκρασίες, οι δύο φάσεις αλληλεπιδρούν ανταλλάσσοντας θερμότητα, αλληλεπίδραση η οποία υπεισέρχεται στο μαθηματικό μοντέλο μέσω του επιπλέον όρου $\pm h_{\mathrm{p}} a_{\mathrm{p}} (T_{\mathrm{s}} - T_{\mathrm{f}})$, ο οποίος περιγράφει τη μεταφορά θερμότητας μέσω του μηχανισμού της συναγωγής ανάμεσα στα στερεά σωματίδια και στο ρευστό. Προσθέτοντας, λοιπόν, τον όρο $\pm h_{\mathrm{p}} a_{\mathrm{p}} (T_{\mathrm{s}} - T_{\mathrm{f}})$ στις Εξισώσεις 3.21 και 3.22, οι, τελικά, χρησιμοποιούμενες εξισώσεις είναι:

$$\boxed{(1-\varepsilon)\rho_{\mathrm{s}}c_{p,\mathrm{s}}\frac{\partial T_s}{\partial t}=k_{\mathrm{eff,s}}\left(\frac{\partial^2 T_{\mathrm{s}}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial T_{\mathrm{s}}}{\partial r}\right)+k_{\mathrm{eff,s}}\frac{\partial^2 T_{\mathrm{s}}}{\partial z^2}+h_{\mathrm{p}}\alpha_{\mathrm{p}}(T_{\mathrm{f}}-T_{\mathrm{s}})}\qquad(\text{Εξ. 3. 23})$$

και

$$\boxed{\varepsilon\rho_{\mathrm{f}}c_{p,\mathrm{f}}\left(\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial t}+v_{\infty}\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial z}\right)=k_{\mathrm{eff,f,r}}\left(\frac{\partial^2 T_{\mathrm{f}}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial r}\right)+k_{\mathrm{eff,f,z}}\frac{\partial^2 T_{\mathrm{f}}}{\partial z^2}+h_{\mathrm{p}}\alpha_{\mathrm{p}}(T_{\mathrm{s}}-T_{\mathrm{f}})}\quad(\text{Εξ. 3. 24}).$$

Στο σημείο αυτό, αν και η προσθήκη του επιπλέον όρου $\pm h_{\mathrm{p}}a_{\mathrm{p}}(T_{\mathrm{s}}-T_{\mathrm{f}})$ έχει θεωρητικό υπόβαθρο και, επίσης, αν και υπάρχει θεωρητικός ορισμός του συντελεστή h_{p} (συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ στερεής και ρευστής φάσης) [30], αξίζει να επισημανθεί ότι συνήθως η προσέγγιση που ακολουθείται στη μοντελοποίηση τέτοιου είδους προβλημάτων πορωδών μέσων είναι εκείνη του «μοντέλου μη – ισορροπίας», βάσει της οποίας ο εν λόγω συντελεστής προσδιορίζεται μέσω συσχετίσεων που εντοπίζονται βιβλιογραφικά και είναι ευρέως αποδεκτές ως προς την ακρίβειά τους. Ακολουθώντας τη συγκεκριμένη συλλογιστική πορεία και στην παρούσα Εργασία, επιλέγεται, μεταξύ διαφόρων εναλλακτικών [27], η χρήση της παρακάτω συσχέτισης:

$$Nu_{\mathrm{p}}=2+1.1\cdot Re^{0.6}\cdot Pr^{1/3}\qquad(\text{Εξ. 3. 25}),$$

η οποία προτείνεται από τους Wakao et al. [31]. Όπως φανερώνεται από την ίδια την Εξίσωση, είναι μία συσχέτιση που δίνει τον αριθμό Nusselt (Nu) συναρτήσει των αριθμών Reynolds (Re) και Prandtl (Pr) και φαίνεται να έχει καθολική ισχύ υπό τον περιορισμό ότι λαμβάνονται υπόψιν στο μοντέλο οι ενεργές θερμικές αγωγιμότητες της κλίνης [27],[31]. Αυτή είναι και η μεθοδολογία που ακολουθείται στην παρούσα προσέγγιση του προβλήματος, όπως εξηγήθηκε αναλυτικά παραπάνω. Έτσι, υπολογίζοντας τον αριθμό Nusselt από την Εξίσωση 3.25, ο συντελεστής h_{p} μπορεί εύκολα να υπολογιστεί από τον ορισμό του αριθμού Nusselt (όπου ως χαρακτηριστικό μήκος για τον υπολογισμό του χρησιμοποιείται η μέση διάμετρος των στερεών σωματιδίων (d_{p}) [31]), ως εξής:

$$Nu_{\mathrm{p}}=\frac{h_{\mathrm{p}}\cdot d_{\mathrm{p}}}{k_{\mathrm{f}}}\Longrightarrow h_{\mathrm{p}}=\frac{Nu_{\mathrm{p}}\cdot k_{\mathrm{f}}}{d_{\mathrm{p}}}\qquad(\text{Εξ. 3. 26}).$$

Αναφορικά με τους αριθμούς Reynolds (Re) και Prandtl (Pr), η γνώση των οποίων είναι απαραίτητη για την εφαρμογή τόσο των Εξισώσεων 3.13 και 3.14 όσο και της Εξίσωσης 3.25, αυτοί υπολογίζονται, αντίστοιχα, υπό γνωστή μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού ($\dot{m}$), μέσω των παρακάτω Εξισώσεων:

$$Re=\frac{G\cdot d_{\mathrm{p}}}{\mu}\qquad(\text{Εξ. 3. 27})$$

και

$$Pr=\frac{c_{p,\mathrm{f}}\cdot\mu}{k_f}\qquad(\text{Εξ. 3. 28}),$$

όπου το χαρακτηριστικό μήκος για τον υπολογισμό του αριθμού Reynolds είναι η μέση διάμετρος των στερεών σωματιδίων (d_{p}), μ το δυναμικό ιξώδες του εργαζόμενου ρευστού, $c_{p,\mathrm{f}}$ η ειδική θερμοχωρητικότητά του και G η μαζική παροχή του ανά μονάδα επιφάνειας της κάθετης στη ροή επιφάνειας (Superficial Mass Velocity). Αν με D συμβολιστεί η διάμετρος της

δεξαμενής, η εν λόγω επιφάνεια είναι, επί της ουσίας, η εγκάρσια διατομή της δεξαμενής, ίση με:

$$A = \pi \frac{D^2}{4} \qquad \text{(Εξ. 3. 29)},$$

οπότε το μέγεθος G προσδιορίζεται ως εξής:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \qquad \text{(Εξ. 3. 30)}.$$

Επιπλέον του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h_p, ο όρος $\pm h_\mathrm{p} a_\mathrm{p} (T_\mathrm{s} - T_\mathrm{f})$ περιλαμβάνει και το μέγεθος a_p, που εκφράζει τη συνολική εξωτερική επιφάνεια των στερεών σωματιδίων ανά μονάδα όγκου της κλίνης. Καθίσταται σαφές ότι το εν λόγω μέγεθος αφορά αποκλειστικά στη γεωμετρία των σωματιδίων και της κλίνης και η συνεισφορά του στις Εξισώσεις 3.23 και 3.24 είναι προκειμένου να επιτυγχάνεται συμβατότητα μονάδων μεταξύ όλων των όρων. Ως προς τον προσδιορισμό του, λαμβάνοντας υπόψιν την Παραδοχή Π1.13), η εξωτερική επιφάνεια του συνόλου των σωματιδίων (Superficial Area of Solid Particles) θα είναι:

$$A_\mathrm{s} = N \cdot 4\pi r_\mathrm{p}^2 \qquad \text{(Εξ. 3. 31)},$$

ενώ ο συνολικός όγκος των σφαιρικών σωματιδίων είναι:

$$V_\mathrm{p} = N \cdot \frac{4}{3} \pi r_\mathrm{p}^3 \qquad \text{(Εξ. 3. 32)},$$

όπου r_p η μέση ακτίνα των στερεών σωματιδίων. Ακόμα, ο όγκος V_p συνδέεται με τον όγκο της κλίνης (V_b) μέσω του πορώδους της, σύμφωνα με τη σχέση:

$$V_\mathrm{b} = \frac{V_\mathrm{p}}{1 - \varepsilon} \qquad \text{(Εξ. 3. 33)}.$$

Διαιρώντας, λοιπόν, τις Εξισώσεις 3.31 και 3.33 κατά μέλη και λαμβάνοντας υπόψιν και την Εξίσωση 3.32, το μέγεθος a_p θα δίνεται, τελικά, από τη σχέση:

$$a_\mathrm{p} = \frac{A_\mathrm{s}}{V_\mathrm{b}} = (1 - \varepsilon) \frac{3}{r_\mathrm{p}} \qquad \text{(Εξ. 3. 34)}.$$

Έχοντας αναλύσει τα μεγέθη h_p και a_p που υπεισέρχονται στον επιπλέον όρο $\pm h_\mathrm{p} a_\mathrm{p} (T_\mathrm{s} - T_\mathrm{f})$ που προστέθηκε στις τελικά χρησιμοποιούμενες Εξισώσεις 3.23 και 3.24, ακόμα ένα μέγεθος που υπεισέρχεται σε αυτές είναι η ταχύτητα του εργαζόμενου ρευστού κατά την κατακόρυφη (αξονική) z διεύθυνση της δεξαμενής (v_∞), η οποία θεωρείται και σταθερή. Στο μέγεθος της ταχύτητας μπορούν να αποδοθούν δύο τιμές, μία που ονομάζεται Superficial και μία που καλείται Interstitial, οι οποίες υπολογίζονται, αντίστοιχα, ως εξής:

$$v_\infty (\text{Superficial}) = \frac{G}{\rho_\mathrm{f}} \qquad \text{(Εξ. 3. 35)}$$

και

$$v_\infty (\text{Interstitial}) = \frac{G}{\varepsilon \rho_\mathrm{f}} \qquad \text{(Εξ. 3. 36)},$$

όπου ρ_f η πυκνότητα του εργαζόμενου ρευστού. Όπως μπορεί να γίνει κατανοητό από τον ορισμό των δύο αυτών διακριτών τιμών της ταχύτητας, η μεν πρώτη (Superficial) είναι η

θεωρητική ταχύτητα που θα είχε το εργαζόμενο ρευστό αν δεν υπήρχε το στερεό πορώδες μέσο, δηλαδή αν έρρεε σε έναν άδειο αγωγό εγκάρσιας διατομής A, ενώ η δεύτερη (Interstitial) είναι η πραγματική ταχύτητα που έχει το ρευστό κατά τη ροή του εντός του πορώδους ε της στερεής κλίνης. Μεταξύ των δύο συγκεκριμένων τιμών, εκείνη που επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί σε τέτοιου είδους μαθηματικά μοντέλα για την περιγραφή της συμπεριφοράς πορωδών μέσων είναι η Interstitial [16],[17],[27],[30], δηλαδή η ταχύτητα του εργαζόμενου ρευστού προσδιορίζεται, τελικά, από την Εξίσωση 3.36, υπό γνωστή μαζική παροχή. Ακόμα, επισημαίνεται για το μέγεθος της ταχύτητας ότι, βάσει του Σχήματος 2.3, στην περίπτωση φόρτισης της δεξαμενής το εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται στη δεξαμενή από το άνω όριο ($z = H$) και εξέρχεται από αυτήν από το κάτω όριο ($z = 0$), οπότε λαμβάνοντας υπόψιν τη θετική φορά της διεύθυνσης z στην επιλυόμενη γεωμετρία όπως αυτή φαίνεται στο Σχήμα 3.1, η ταχύτητα του εργαζόμενου ρευστού οφείλει να εισέλθει στο μαθηματικό μοντέλο ως αρνητική τιμή, δηλαδή ως $-|v_\infty|$. Αντιθέτως, στην περίπτωση εκφόρτισης της δεξαμενής το εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται στη δεξαμενή από το κάτω όριο ($z = 0$) και εξέρχεται από αυτήν από το άνω όριο ($z = H$), συνεπώς η ταχύτητά του οφείλει να εισέλθει ως θετική τιμή, δηλαδή ως $+|v_\infty|$.

3.2.4. Οριακές Συνθήκες

Έχοντας αναπτύξει το μαθηματικό μοντέλο ακολουθώντας τη συλλογιστική πορεία που αναλύθηκε παραπάνω και έχοντας καταλήξει στις τελικές προς επίλυση διαφορικές εξισώσεις (Εξισώσεις 3.23 και 3.24), επόμενο και τελευταίο βήμα πριν την ανάπτυξη της υπολογιστικής προσομοίωσης αποτελεί η διατύπωση των οριακών συνθηκών. Δεδομένου ότι στις εξισώσεις περιέχονται μερικές παράγωγοι τόσο ως προς το χρόνο όσο και ως προς τις χωρικές μεταβλητές r και z, χρειάζεται να διατυπωθούν τόσο αρχικές όσο και συνοριακές συνθήκες.

Ως προς τις αρχικές συνθήκες, λοιπόν, ισχύει, αντίστοιχα, για τη στερεή και τη ρευστή φάση:

$$T_{\mathrm{s}}(t = 0) = T_0 \qquad (\text{Εξ. } 3.37)$$

και

$$T_{\mathrm{f}}(t = 0) = T_0 \qquad (\text{Εξ. } 3.38),$$

όπου T_0 η αρχική θερμοκρασία της κλίνης, η οποία εξαρτάται από το εκάστοτε επιλυόμενο πρόβλημα (θα διατυπωθεί λεπτομερώς η αρχική θερμοκρασία που χρησιμοποιείται σε κάθε διακριτή περίπτωση στα επόμενα υποκεφάλαια).

Από την άλλη, ως προς τις συνοριακές συνθήκες, ισχύει:

- Στο όριο $\underline{z = 0}$ επιβάλλεται συνθήκη μόνωσης στο στερεό και εφαρμόζεται η συνθήκη εισόδου για το ρευστό, ως εξής:

$$\left.\frac{\partial T_{\mathrm{s}}}{\partial z}\right|_{z=0} = 0 \ (\text{Εξ. } 3.39) \qquad T_{\mathrm{f}}|_{z=0}(t) = T_{\mathrm{in}}(t) \ (\text{Εξ. } 3.40)$$

- Στο όριο $\underline{z = H}$ επιβάλλεται συνθήκη μόνωσης στο στερεό και εφαρμόζεται η συνθήκη εξόδου (συνθήκη Outflow) για το ρευστό, ως εξής:

$$\left.\frac{\partial T_{\mathrm{s}}}{\partial z}\right|_{z=H} = 0 \ (\text{Εξ. } 3.41) \qquad \left.\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial z}\right|_{z=H} = 0 \ (\text{Εξ. } 3.42)$$

- Στο όριο $\underline{r = 0}$ επιβάλλεται συνθήκη αξονικής συμμετρίας (Axial Symmetry) τόσο για το στερεό όσο και για το ρευστό, ως εξής:

$$\left.\frac{\partial T_{\mathrm{s}}}{\partial r}\right|_{r=0} = 0 \ (\text{Εξ. } 3.43) \qquad \left.\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial r}\right|_{r=0} = 0 \ (\text{Εξ. } 3.44)$$

- Στο όριο $\underline{r = R}$, βάσει της Παραδοχής Π1.14), επιβάλλεται συνθήκη μόνωσης στο στερεό και εφαρμόζεται η συνθήκη απωλειών θερμότητας για το ρευστό (όπου T_{amb} η θερμοκρασία περιβάλλοντος (θα διατυπωθεί λεπτομερώς ποια τιμή χρησιμοποιείται για τη θερμοκρασία αυτή σε κάθε διακριτή περίπτωση στα επόμενα υποκεφάλαια)), ως εξής:

$$\left.\frac{\partial T_{\mathrm{s}}}{\partial r}\right|_{r=R} = 0 \ (\text{Εξ. } 3.45) \qquad -k_{\mathrm{eff,f,r}}\left.\frac{\partial T_{\mathrm{f}}}{\partial r}\right|_{r=R} = U_{\mathrm{w}}(T_{\mathrm{f}} - T_{\mathrm{amb}}) (\text{Εξ. } 3.46)$$

Αναφορικά με τη συνθήκη εισόδου του ρευστού (Εξίσωση 3.40), υπογραμμίζεται ότι η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού που εισέρχεται στη δεξαμενή (T_{in}) δεν είναι απαραίτητο να είναι σταθερή, αλλά δύναται να μεταβάλλεται με το χρόνο, εξ' ού και ο δείκτης (t) στη συγκεκριμένη Εξίσωση. Επιπλέον, επισημαίνεται ότι οι συνοριακές συνθήκες όπως διατυπώθηκαν παραπάνω ισχύουν για την περίπτωση που το μελετώμενο πρόβλημα αφορά σε εκφόρτιση της δεξαμενής, όπου, σύμφωνα και με το Σχήμα 2.3, το εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται στη δεξαμενή από το κάτω όριο ($z = 0$) και εξέρχεται από αυτήν από το άνω όριο ($z = H$). Αντιθέτως, εάν η μελετώμενη περίπτωση αφορούσε σε φόρτιση της δεξαμενής, τότε το εργαζόμενο ρευστό θα εισήρχετο στη δεξαμενή από το άνω όριο ($z = H$) και θα εξήρχετο από αυτήν από το κάτω όριο ($z = 0$), συνεπώς οι Εξισώσεις 3.40 και 3.42 θα έπρεπε να χρησιμοποιηθούν αντίστροφα, δηλαδή η Εξίσωση 3.40 για το όριο $z = H$ και, αντίστοιχα, η Εξίσωση 3.42 για το όριο $z = 0$.

Τέλος, ιδιαίτερη αναφορά αξίζει να γίνει στο μέγεθος του συντελεστή απωλειών θερμότητας (U_{w}). Δεδομένου ότι, μέχρι στιγμής, στην επιλυόμενη γεωμετρία το πάχος της δεξαμενής θεωρείται αμελητέο και δε λαμβάνεται υπόψιν η υπάρχουσα μόνωση της δεξαμενής, η επίδρασή τους υπεισέρχεται μέσω του συγκεκριμένου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Πιο συγκεκριμένα, για κατακόρυφο κύλινδρο, ο εν λόγω συντελεστής μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$U_{\mathrm{w}} = \frac{1}{\frac{1}{A_0 h_{\mathrm{w}}} + \frac{\ln[(R+e)/R]}{2\pi H k_{\mathrm{iso}}} + \frac{1}{A_{\mathrm{x}} h_{\mathrm{x}}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.47),$$

όπου A_0 η εσωτερική παράπλευρη επιφάνεια της δεξαμενής (σε άμεση επαφή με το εργαζόμενο ρευστό και τα στερεά σωματίδια):

$$A_0 = \pi D H \qquad (\text{Εξ. } 3.48),$$

A_{x} η εξωτερική παράπλευρη επιφάνεια της δεξαμενής (σε άμεση επαφή με το περιβάλλον):

$$A_{\mathrm{x}} = \pi(D + e)H \qquad (\text{Εξ. } 3.49),$$

e το πάχος της μόνωσης, R η ακτίνα της δεξαμενής, h_{w} ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ανάμεσα στο εργαζόμενο ρευστό και στο τοίχωμα, h_{x} ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ανάμεσα στο μονωτικό υλικό και στο περιβάλλον και k_{iso} η θερμική αγωγιμότητα του μονωτικού υλικού, που λαμβάνεται στη γενική περίπτωση ίση με 0.06 W/(m·K) [29]. Σχετικά με τους συντελεστές h_{w} και h_{x}, αυτοί προσδιορίζονται από εμπειρικές συσχετίσεις, ως εξής:

$$Nu_{\mathrm{w}} = \frac{h_{\mathrm{w}} \cdot d_{\mathrm{p}}}{k_{\mathrm{f}}} = 0.6 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{0.5} \Longrightarrow h_{\mathrm{w}} = \frac{k_{\mathrm{f}}}{d_{\mathrm{p}}} \cdot 0.6 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{0.5} \qquad (\text{Εξ. } 3.50)$$

και

$$h_{\mathrm{x}} = 1.42 \left(\frac{\Delta T}{H}\right)^{1/4} \qquad (\text{Εξ. } 3.51),$$

όπου η θερμοκρασιακή διαφορά ΔT κρατείται σταθερά ίση με 75°C. Η μεν πρώτη συσχέτιση εντοπίζεται στο άρθρο των Esence et al. [27] προτεινόμενη από τους Yagi και Wakao [32] και έχει εύρος ισχύος $1 < Re < 40$, ενώ η δεύτερη προτείνεται από τους Ismail et al. [29] και φαίνεται να έχει καθολική ισχύ.

Επιπλέον, αξίζει να επισημανθεί ότι χρησιμοποιώντας τις Εξισώσεις 3.47 έως 3.51 ως έχουν και δεδομένου ότι οι Εξισώσεις 3.50 και 3.51 δίνουν τους συντελεστές h_{w} και h_{x} σε $\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$, ο συντελεστής απωλειών θερμότητας (U_{w}) που προκύπτει από την Εξίσωση 3.47 είναι σε μονάδες $\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}$, ενώ η Εξίσωση 3.46 απαιτεί τη γνώση του συγκεκριμένου μεγέθους σε μονάδες $\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$. Για να επιτευχθεί η συγκεκριμένη μετατροπή μονάδων, το μέγεθος που υπολογίζεται από την Εξίσωση 3.47 3.47 δε χρησιμοποιείται ως έχει στη συνοριακή συνθήκη της Εξίσωσης 3.46, αλλά πρώτα διαιρείται με τη μέση παράπλευρη επιφάνεια της δεξαμενής (A_{L}):

$$A_{\mathrm{L}} = \frac{A_0 + A_{\mathrm{x}}}{2} \qquad (\text{Εξ. } 3.52).$$

Ωστόσο, για λόγους που θα εξηγηθούν αναλυτικά στα επόμενα υποκεφάλαια, σε κάποιες από τις μελετώμενες περιπτώσεις κρίθηκε απαραίτητο να ληφθούν υπόψιν στην επιλυόμενη γεωμετρία είτε μόνο το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος της δεξαμενής (βλ. υποκεφάλαιο 3.3.3) είτε τόσο το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος όσο και το υπάρχον μονωτικό υλικό στην εξωτερική πλευρά του τοιχώματος που επικοινωνεί με τον περιβάλλοντα χώρο (βλ. υποκεφάλαιο 3.4). Σε αυτές τις περιπτώσεις, η συνοριακή συνθήκη μόνωσης της Εξίσωσης 3.45 που εφαρμόζεται στο όριο $r = R$ για το στερεό παραμένει ως έχει, ενώ για το ρευστό παύει πλέον να εφαρμόζεται η συνθήκη απωλειών θερμότητας της Εξίσωσης 3.46 και εισάγεται, πλέον, η συνθήκη θερμοκρασιακής συνέχειας:

$$T_{\mathrm{f}}|_{r=R} = T_{\mathrm{w}}|_{r=R} \qquad (\text{Εξ. } 3.53),$$

ασχέτως αν λαμβάνεται υπόψιν το μονωτικό υλικό ή όχι, όπου $T_{\mathrm{f}}|_{r=R}$ και $T_{\mathrm{w}}|_{r=R}$ οι θερμοκρασίες του ρευστού και του τοιχώματος στο όριο $r = R$, δηλαδή στο σημείο επαφής του τοιχώματος της δεξαμενής με το εργαζόμενο ρευστό. Αναφορικά με τη συνθήκη απωλειών θερμότητας, στην περίπτωση όπου δε λαμβάνεται υπόψιν το μονωτικό υλικό (βλ. υποκεφάλαιο 3.3.3) αυτή θα υπεισέρχεται ως εξής:

$$-k_{\mathrm{w}} \left.\frac{\partial T_{\mathrm{w}}}{\partial r}\right|_{r=R+d_{\mathrm{w}}} = U_{\mathrm{w}}(T_{\mathrm{f}}|_{r=R} - T_{\mathrm{amb}}) \qquad (\text{Εξ. } 3.54),$$

όπου k_{w} η θερμική αγωγιμότητα του υλικού του τοιχώματος και d_{w} το πάχος του τοιχώματος. Δεδομένου ότι το μονωτικό υλικό δε λαμβάνεται υπόψιν στην επιλυόμενη γεωμετρία, η επίδρασή του υπεισέρχεται μέσω του συντελεστή U_{w}, η χρήση του οποίου, όμως, απαιτεί τη χρήση στην παραπάνω Εξίσωση 3.54 της θερμοκρασίας που επικρατεί εντός της δεξαμενής (δηλαδή εκείνης του εργαζόμενου ρευστού) αντί της τοπικής θερμοκρασίας του τοιχώματος στο όριο $r = R + d_{\mathrm{w}}$. Η γνώση της συγκεκριμένης θερμοκρασίας στο COMSOL επιτυγχάνεται

με τον ορισμό ενός Boundary Probe, που επιστρέφει τη θερμοκρασία του ρευστού στο όριο $r = R$. Από την άλλη, όταν το μονωτικό υλικό λαμβάνεται υπόψιν (βλ. υποκεφάλαιο 3.4), η συνθήκη απωλειών θα περιγράφεται από τη σχέση:

$$-k_{\mathrm{ins}} \left.\frac{\partial T_{\mathrm{ins}}}{\partial r}\right|_{r=R+d_{\mathrm{w}}+d_{\mathrm{ins}}} = h_{\mathrm{x}}\left(T_{\mathrm{ins}}|_{r=R+d_{\mathrm{w}}+d_{\mathrm{ins}}} - T_{\mathrm{amb}}\right) \qquad (\text{Εξ. } 3.55),$$

όπου k_{ins} η θερμική αγωγιμότητα του μονωτικού υλικού και d_{ins} (ή e) το πάχος του. Τώρα, λοιπόν, που αντί του συντελεστή U_{w} χρησιμοποιείται ο συντελεστής h_{x} για την απευθείας περιγραφή της θερμικής επικοινωνίας μεταξύ μονωτικού υλικού και περιβάλλοντος, στην εξίσωση των απωλειών καθίσταται φανερό ότι αντί της θερμοκρασίας που επικρατεί εντός της δεξαμενής γίνεται χρήση της τοπικής θερμοκρασίας του μονωτικού υλικού στο όριο που αυτό επικοινωνεί με το περιβάλλον ($T_{\mathrm{ins}}|_{r=R+d_{\mathrm{w}}+d_{\mathrm{ins}}}$). Επιπροσθέτως, στην τελευταία περίπτωση (όπου το μονωτικό υλικό λαμβάνεται υπόψιν στη γεωμετρία), οφείλει να εισαχθεί και μία νέα συνοριακή συνθήκη, αυτή της θερμοκρασιακής συνέχειας μεταξύ του υλικού του τοιχώματος και του μονωτικού υλικού στο όριο που αυτές οι δύο φάσεις επικοινωνούν:

$$T_{\mathrm{w}}|_{r=R+d_{\mathrm{w}}} = T_{\mathrm{ins}}|_{r=R+d_{\mathrm{w}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.56).$$

Τέλος, έχοντας αναλύσει τη συνθήκη απωλειών θερμότητας, τονίζεται ότι στο άνω και κάτω όριο της δεξαμενής, δηλαδή στα όρια $z = 0$ και $z = H$, τόσο το τοίχωμα της δεξαμενής όσο και το μονωτικό υλικό δεν εμφανίζουν απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον, λαμβάνεται, δηλαδή, στο μαθηματικό μοντέλο συνθήκη θερμικής μόνωσης:

$$\left.\frac{\partial T_{\mathrm{w}}}{\partial z}\right|_{z=0} = 0 \qquad (\text{Εξ. } 3.57),$$

$$\left.\frac{\partial T_{\mathrm{w}}}{\partial z}\right|_{z=H} = 0 \qquad (\text{Εξ. } 3.58),$$

$$\left.\frac{\partial T_{\mathrm{ins}}}{\partial z}\right|_{z=0} = 0 \qquad (\text{Εξ. } 3.59)$$

και

$$\left.\frac{\partial T_{\mathrm{ins}}}{\partial z}\right|_{z=H} = 0 \qquad (\text{Εξ. } 3.60).$$

3.2.5. Υπολογιστική Προσομοίωση στο πακέτο COMSOL Multiphysics

Επόμενο βήμα, έχοντας αναπτύξει το ως άνω μαθηματικό μοντέλο με όλες τις Παραδοχές και τις Εξισώσεις που έχουν διατυπωθεί, αποτελεί η δημιουργία της υπολογιστικής προσομοίωσης στο περιβάλλον του πακέτου COMSOL Multiphysics 5.2. Πιο συγκεκριμένα, εισάγεται στην επιλογή Component ένα Module για μεταφορά θερμότητας στη φάση του εργαζόμενου ρευστού (Heat Transfer in Fluids) και ένα για μεταφορά θερμότητας στη φάση του στερεού αποθηκευτικού μέσου (Heat Transfer in Solids). Για το μεν εργαζόμενο ρευστό, χρειάζεται να οριστούν οι ενεργές θερμικές αγωγιμότητες κατά τις διευθύνσεις r και z ($k_{\mathrm{eff,f,r}}$ και $k_{\mathrm{eff,f,z}}$, αντίστοιχα), η ειδική θερμοχωρητικότητά του ($c_{p,\mathrm{f}}$) και η πυκνότητά του (ως πυκνότητα εισάγεται το γινόμενο $\varepsilon\rho_{\mathrm{f}}$ αντί της ρ_{f}, για λόγους συμφωνίας με την Εξίσωση 3.24). Ακόμα, μιας και έχει ληφθεί η παραδοχή ότι η ταχύτητα του εργαζόμενου ρευστού παραμένει σταθερή και δεν επιλύεται το πρόβλημα διατήρησης της ορμής, απαιτείται ο ορισμός της

σταθερής ταχύτητας ροής του (v_∞ ως αλγεβρική τιμή, όπως εξηγήθηκε παραπάνω), ενώ η πίεση της ροής θεωρείται, επίσης, σταθερή και ίση με την τιμή της 1atm που υπάρχει ως προεπιλογή στο υπολογιστικό πακέτο. Από την άλλη πλευρά, αναφορικά με το στερεό αποθηκευτικό μέσο, χρειάζεται να οριστούν η ενεργή θερμική αγωγιμότητα ($k_{\mathrm{eff,s}}$), η ειδική θερμοχωρητικότητά του ($c_{p,\mathrm{s}}$) και η πυκνότητά του (ως πυκνότητα εισάγεται το γινόμενο $(1-\varepsilon)\rho_\mathrm{s}$ αντί της ρ_s, για λόγους συμφωνίας με την Εξίσωση 3.23).

Ορίζοντας όλες τις παραπάνω ιδιότητες των υλικών, ακολουθεί η εισαγωγή του όρου $\pm h_\mathrm{p}\alpha_\mathrm{p}(T_\mathrm{f}-T_\mathrm{s})$ που υπεισέρχεται στις Εξισώσεις 3.23 και 3.24. Εισάγεται ένα Heat Source στο Module Heat Transfer in Fluids, όπου στην επιλογή General source εισάγεται ο όρος $h_\mathrm{p}\alpha_\mathrm{p}(T_\mathrm{s}-T_\mathrm{f})$, ενώ για το στερεό αποθηκευτικό μέσο ακολουθείται η ίδια διαδικασία στο Module Heat Transfer in Solids, όπου, όμως, εδώ εισάγεται ο όρος $h_\mathrm{p}\alpha_\mathrm{p}(T_\mathrm{f}-T_\mathrm{s})$. Επιπλέον, για την επίλυση των διαφορικών εξισώσεων που υπεισέρχονται στα Modules Heat Transfer in Fluids και Heat Transfer in Solids, είναι αναγκαία η εισαγωγή των αρχικών και συνοριακών συνθηκών, όπως αυτές έχουν περιγραφεί παραπάνω. Πιο συγκεκριμένα, οι αρχικές συνθήκες εισάγονται στην επιλογή Initial Values, οι συνθήκες ορισμού της θερμοκρασίας σε συγκεκριμένα σημεία (οριακές συνθήκες τύπου Dirichlet) εισάγονται με την επιλογή Temperature (στον ορισμό της συνοριακής συνθήκης εισόδου, επιλέγεται και η επιλογή Discontinuous Galerkin constraints στο Constraint Settings), η συνθήκη εξόδου με την επιλογή Outflow, οι συνθήκες μόνωσης με την επιλογή Thermal Insulation, η συνθήκη συμμετρίας με την επιλογή Axial Symmetry, ενώ η συνθήκη απωλειών θερμότητας με την επιλογή Heat Flux.

Μάλιστα, για τις περιπτώσεις όπου στην επιλυόμενη γεωμετρία εισάγονται είτε το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος της δεξαμενής είτε τόσο το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος όσο και το υπάρχον μονωτικό υλικό στην εξωτερική πλευρά του τοιχώματος που επικοινωνεί με τον περιβάλλοντα χώρο, πρέπει να εισαχθεί και ένα τρίτο Module στην προσομοίωση. Το Module αυτό είναι υπεύθυνο για την περιγραφή της μεταφοράς θερμότητας στις νέες αυτές στερεές φάσεις του τοιχώματος και του μονωτικού υλικού (επί της ουσίας, δηλαδή, προστίθεται ένα δεύτερο Heat Transfer in Solids). Ειδικότερα, ουσιαστικά επιλύει την εξίσωση διάχυσης θερμότητας, όπως αυτή περιγράφεται από την Εξίσωση 3.1, η επίλυση της οποίας, λαμβάνοντας υπόψιν τις κατάλληλες συνοριακές συνθήκες όπως περιγράφηκαν παραπάνω, οδηγεί στη λήψη των θερμοκρασιών των φάσεων του τοιχώματος (T_w) και του μονωτικού υλικού (T_ins). Παράλληλα, ως αρχική συνθήκη για τη θερμοκρασία του τοιχώματος και της μόνωσης, σε αναλογία με τις Εξισώσεις 3.37 και 3.38, λαμβάνεται η θερμοκρασία T_0, ως εξής:

$$T_\mathrm{w}(t=0)=T_0 \qquad (\text{Εξ. } 3.61)$$

και

$$T_\mathrm{ins}(t=0)=T_0 \qquad (\text{Εξ. } 3.62).$$

Τοποθετώντας στο υπολογιστικό πακέτο, λοιπόν, τις αντίστοιχες ιδιότητες (θερμική αγωγιμότητα, πυκνότητα και ειδική θερμοχωρητικότητα) του τοιχώματος και της μόνωσης στα χωρία της γεωμετρίας που καταλαμβάνονται από τα αντίστοιχα υλικά, δύναται να ληφθεί υπόψιν και η επίδραση των παραγόντων αυτών στα μελετώμενα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας.

Τέλος, για τη διευκόλυνση της σύγκλισης της υπολογιστικής προσομοίωσης και τη λήψη ακριβέστερων αποτελεσμάτων, επισημαίνεται ότι σε όλα τα Modules επιλέγονται

τετραγωνικές (Quadratic) συναρτήσεις βάσης για τη διακριτοποίηση των μελετώμενων χωρίων.

Η διαδικασία που περιγράφηκε παραπάνω για την ανάπτυξη της υπολογιστικής προσομοίωσης είναι κοινή σε όλες τις μελετώμενες περιπτώσεις που ακολουθούν. Το μόνο που διαφοροποιείται από περίπτωση σε περίπτωση είναι τα χρησιμοποιούμενα υλικά (εργαζόμενο ρευστό, στερεό αποθηκευτικό μέσο, υλικό τοιχώματος δεξαμενής και μονωτικό υλικό), άρα και οι ιδιότητές τους, τα χαρακτηριστικά της κλίνης (διαστάσεις, πορώδες, πάχος τοιχώματος και πάχος μόνωσης) και η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού.

3.3. Επικύρωση Μαθηματικού Μοντέλου Μεταφοράς Θερμότητας σε Πορώδη Μέσα Συμπαγών Κλινών

Έχοντας αναπτύξει το μαθηματικό μοντέλο για την περιγραφή της μεταφοράς θερμότητας εντός της αποθηκευτικής δεξαμενής, επόμενο βήμα αποτελεί η επικύρωσή του. Ειδικότερα, η συγκεκριμένη διαδικασία λαμβάνει χώρα μέσω σύγκρισης των λαμβανόμενων από την προσομοίωση αποτελεσμάτων με πειραματικά δεδομένα τα οποία βρίσκονται διαθέσιμα στη διεθνή βιβλιογραφία και είναι ευρέως αποδεκτά [15],[12],[17]. Στα επόμενα υποκεφάλαια, λοιπόν, γίνεται περιγραφή της διαδικασίας που ακολουθήθηκε για τη λήψη των εν λόγω αποτελεσμάτων και την επικύρωση του μαθηματικού μοντέλου. Μάλιστα, οι μελετώμενες περιπτώσεις είναι τρεις στο πλήθος, προκειμένου να διερευνηθεί η συμπεριφορά του μοντέλου σε ένα ευρύ φάσμα θερμοκρασιών (από 100 έως περίπου 400°C), αλλά και υπό διαφορετικά χρησιμοποιούμενα υλικά (τόσο για το εργαζόμενο ρευστό όσο και για το στερεό αποθηκευτικό μέσο).

Για την εκτέλεση της υπολογιστικής προσομοίωσης, παρ' όλα αυτά, είναι απαραίτητη η γνώση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, η οποία υπεισέρχεται στη συνοριακή συνθήκη απωλειών. Μιας και στις βιβλιογραφικές αναφορές από τις οποίες ελήφθησαν τα προς αναπαραγωγή πειραματικά δεδομένα δεν αναφέρεται κάποια σχετική πληροφορία, στα επόμενα υποκεφάλαια 3.3.1 έως και 3.3.3 ελήφθη η τιμή των 20°C ως θερμοκρασία περιβάλλοντος.

3.3.1. Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Χαλίκια Χαλαζίτη/Πυριτική Άμμο και Εργαζόμενο Ρευστό Τηγμένο Άλας (Πειραματικά Δεδομένα των Pacheco et al. [15])

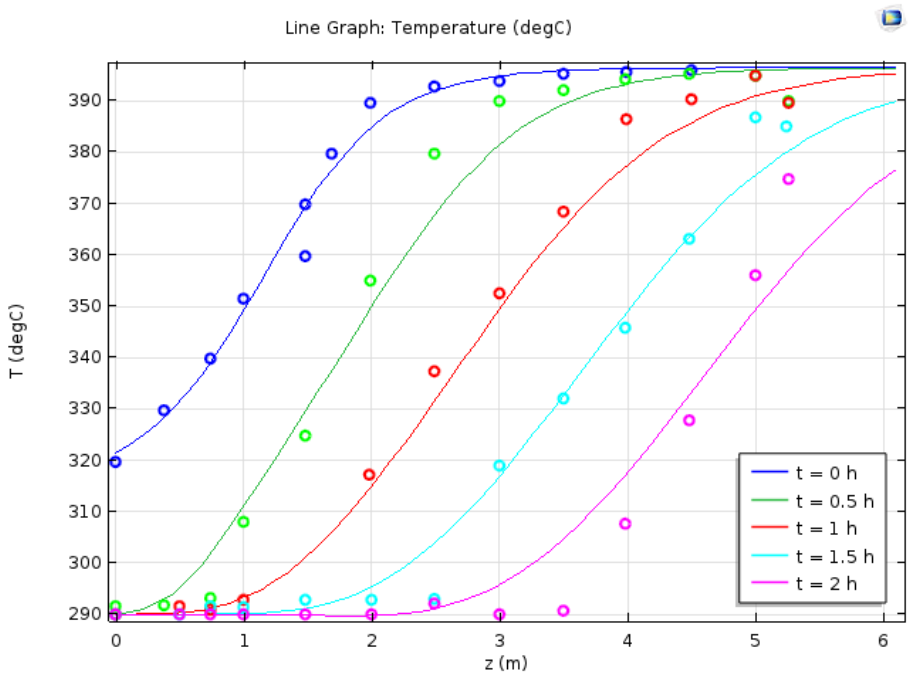
Στο υποκεφάλαιο αυτό περιγράφεται η διαδικασία για την επικύρωση του μαθηματικού μοντέλου με τα πρώτα πειραματικά δεδομένα, τα οποία είναι εκείνα που περιέχονται στη βιβλιογραφική αναφορά [15], με τη συνδρομή της αναφοράς [16], όπου αφενός αναφέρονται με περισσότερη σαφήνεια τόσο οι πειραματικές συνθήκες υπό τις οποίες παρήχθησαν τα εν λόγω πειραματικά δεδομένα όσο και τα ίδια τα πειραματικά δεδομένα και αφετέρου χρησιμοποιούνται και εκεί για επικύρωση ενός μαθηματικού μοντέλου πρόβλεψης της συμπεριφοράς κάποιας αποθηκευτικής δεξαμενής παρόμοιας με αυτή του παρόντος μελετώμενου προβλήματος. Αξίζει να επισημανθεί, ακόμα, ότι στην πειραματική εγκατάσταση από την οποία και προέκυψαν τα συγκεκριμένα αποτελέσματα το εργαζόμενο ρευστό ήταν ευτηκτικό τηγμένο άλας ($NaNO_3$ – KNO_3 σε αναλογία 50% – 50%), ενώ το στερεό αποθηκευτικό μέσο ήταν μείγμα από χαλίκια χαλαζίτη (quartzite rocks) και πυριτική άμμο (silica sands). Οι ιδιότητες των δύο προαναφερθέντων υλικών (εργαζόμενο ρευστό και στερεό

αποθηκευτικό μέσο) φαίνονται στον παρακάτω Πίνακα 3.1, όπου παρουσιάζονται επίσης το πορώδες της κλίνης, οι διαστάσεις της, το πάχος της μόνωσης και η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού [15],[16].

Πίνακας 3.1: Πειραματικές συνθήκες των δεδομένων από τις αναφορές [15],[16]

Κλίνη		**Εργαζόμενο Ρευστό**		**Στερεό Αποθηκευτικό Μέσο**	
Πορώδες ε (–)	0.22	Πυκνότητα ρ_{f} (kg/m^3)	1733	Πυκνότητα ρ_{s} (kg/m^3)	2640
Ύψος H (m)	6.1	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,\mathrm{f}}$ (J/(kg·K))	1550	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,s}$ (J/(kg·K))	1050
Ακτίνα R (m)	1.5	Θερμική αγωγιμότητα k_{f} (W/(m·K))	0.57	Θερμική αγωγιμότητα k_{s} (W/(m·K))	2.5
Πάχος μόνωσης e (m)	0.23	Δυναμικό Ιξώδες μ (Pa·s)	0.0021	Μέση Διάμετρος d_{p} (m)	0.015
		Μαζική Παροχή $\dot{m}$ (kg/s)	7.0		

Υπό τις προαναφερθείσες συνθήκες του παραπάνω Πίνακα, μελετήθηκε διεργασία εκφόρτισης της δεξαμενής για χρονικό διάστημα 2h, μεταξύ των θερμοκρασιακών ορίων 290°C (θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού εργαζόμενου ρευστού) και 396°C (αρχική θερμοκρασία της κλίνης T_0). Εκτελώντας την υπολογιστική προσομοίωση (για την ακριβή χρησιμοποιούμενη αρχική συνθήκη, βλ. Παράρτημα Ι.1), λαμβάνεται το παρακάτω Σχήμα 3.2, όπου απεικονίζεται η θερμοκρασία της κλίνης (T) συναρτήσει του ύψους (z) εντός της. Μάλιστα, με συνεχείς καμπύλες παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που λαμβάνονται από την προσομοίωση, ενώ με σημεία τα πειραματικά δεδομένα. Ακόμα, σύμφωνα και με το υπόμνημα του εν λόγω Σχήματος, το κάθε διαφορετικό χρώμα αντιστοιχεί και σε διαφορετική χρονική στιγμή από την εκκίνηση της διεργασίας της εκφόρτισης, εντός πάντα του μελετώμενου διαστήματος 0 – 2 h.



Σχήμα 3.2: Αποτελέσματα προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με τα πειραματικά δεδομένα των αναφορών [15],[16], για εκφόρτιση δεξαμενής χαλαζίτη και πυριτικής άμμου με εργαζόμενο ρευστό τηγμένο άλας και για διάφορες χρονικές στιγμές

Συνολικά, παρατηρείται από το παραπάνω Σχήμα ότι τα λαμβανόμενα από την προσομοίωση αποτελέσματα παρουσιάζουν ικανοποιητική συμφωνία με τα πειραματικά δεδομένα, τόσο ως προς τις εμφανιζόμενες τάσεις όσο και ως προς τις αριθμητικές τιμές αυτές καθαυτές. Αν και παρατηρούνται σε συγκεκριμένες χρονικές στιγμές και θέσεις εντός της δεξαμενής κάποιες σημαντικές αποκλίσεις, αυτές είναι πιθανόν να οφείλονται σε διάφορες αβεβαιότητες που υπεισέρχονται στις πειραματικές δοκιμές, καθώς και σε αβεβαιότητες γύρω από τις λαμβανόμενες ιδιότητες των υλικών [16]. Ωστόσο, οι συγκεκριμένες αποκλίσεις δεν κρίνονται απαγορευτικές για τη συνέχεια της Εργασίας και, συνεπώς, ακολούθησε επίλυση νέας μελετώμενης περίπτωσης, η οποία παρουσιάζεται στο επόμενο υποκεφάλαιο.

3.3.2. Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Μαγνητίτη και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Ortega – Fernández et al. [12])

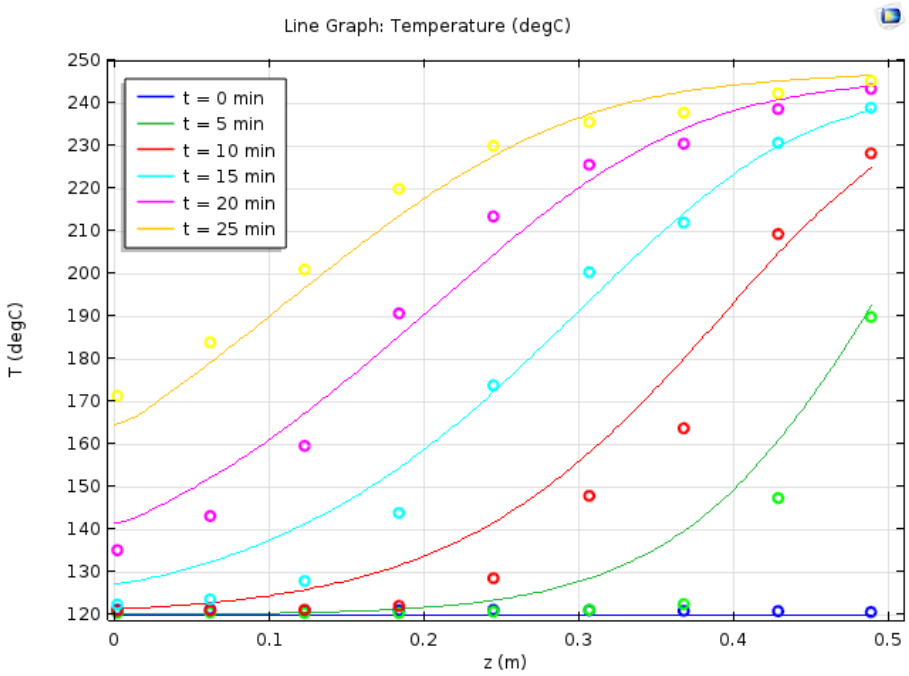
Στο παρόν υποκεφάλαιο περιγράφεται η διαδικασία για την επικύρωση του μαθηματικού μοντέλου με ένα διαφορετικό σύνολο πειραματικών δεδομένων, αυτό που περιέχεται στη βιβλιογραφική αναφορά [12]. Τα συγκεκριμένα πειραματικά δεδομένα προέρχονται από μία πειραματική εγκατάσταση όπου το στερεό αποθηκευτικό μέσο της κλίνης είναι μαγνητίτης (magnetite ore) και το εργαζόμενο ρευστό είναι το εμπορικό θερμικό έλαιο DelcoTherm® Solar E 15. Οι ιδιότητες των υλικών αυτών φαίνονται στον παρακάτω Πίνακα 3.2, όπου παρουσιάζονται επίσης το πορώδες της κλίνης, οι διαστάσεις της, το πάχος της μόνωσης και η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού [12],[33],[34].

Πίνακας 3.2: Πειραματικές συνθήκες των δεδομένων από την αναφορά [12]

Κλίνη		**Εργαζόμενο Ρευστό**		**Στερεό Αποθηκευτικό Μέσο**	
Πορώδες ε (–)	0.39	Πυκνότητα ρ_{f} (kg/m^3)	714.2	Πυκνότητα ρ_{s} (kg/m^3)	4800
Ύψος H (m)	0.49	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,\mathrm{f}}$ (J/(kg·K))	2495	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,s}$ (J/(kg·K))	805.7
Ακτίνα R (m)	0.55	Θερμική αγωγιμότητα k_{f} (W/(m·K))	0.123	Θερμική αγωγιμότητα k_{s} (W/(m·K))	3.604
Πάχος μόνωσης e (m)	0.09	Δυναμικό Ιξώδες μ (Pa·s)	0.000961	Μέση Διάμετρος d_{p} (m)	0.01
		Μαζική Παροχή $\dot{m}$ (kg/s)	0.4		

Υπό τις προαναφερθείσες συνθήκες του παραπάνω Πίνακα, μελετήθηκε διεργασία φόρτισης της δεξαμενής για χρονικό διάστημα 30min, μεταξύ των θερμοκρασιακών ορίων 120°C (αρχική θερμοκρασία της κλίνης T_0) και 250°C (θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού). Εκτελώντας την υπολογιστική προσομοίωση (για την ακριβή χρησιμοποιούμενη συνθήκη εισόδου, βλ. Παράρτημα Ι.2), λαμβάνεται το παρακάτω Σχήμα 3.3, όπου απεικονίζεται η θερμοκρασία της κλίνης (T) συναρτήσει του ύψους (z) εντός της. Αξίζει να σημειωθεί, επίσης, ότι ως θερμοκρασία της κλίνης στον κατακόρυφο άξονα του διαγράμματος αυτού λαμβάνεται η θερμοκρασία της κλίνης στον άξονα συμμετρίας της (δηλαδή στο όριο $r = 0$), μιας και οι πειραματικές τιμές της θερμοκρασίας που προσφέρονται από την αναφορά [12] είναι επίσης μετρημένες στο σημείο αυτό και όχι σε κάποιο άλλο σημείο επί της διαμέτρου της κλίνης. Μάλιστα, στο εν λόγω Σχήμα που λαμβάνεται, με συνεχείς καμπύλες παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, ενώ με σημεία τα πειραματικά δεδομένα. Ακόμα, σύμφωνα και με το υπόμνημα του εν λόγω Σχήματος, το κάθε διαφορετικό χρώμα αντιστοιχεί και σε διαφορετική χρονική στιγμή από την εκκίνηση της διεργασίας της φόρτισης, εντός πάντα του μελετώμενου διαστήματος 0 –

30 min. Παράλληλα, επισημαίνεται ότι το συγκεκριμένο Σχήμα δεν έχει την ίδια μορφή με το Σχήμα I.3, όπου παρατίθενται αυτούσια τα πειραματικά δεδομένα, αλλά είναι αντικατοπτρικά μεταξύ τους, γεγονός που οφείλεται στο ότι οι Ortega – Fernández et al. [12] έχουν θεωρήσει ως $x = 0$ την κορυφή της δεξαμενής, ενώ στην υπολογιστική προσομοίωση της παρούσας Εργασίας ως $z = 0$ έχει ληφθεί η βάση της δεξαμενής.



Σχήμα 3.3: Αποτελέσματα προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με τα πειραματικά δεδομένα της αναφοράς [12], για φόρτιση δεξαμενής μαγνητίτη με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο DelcoTerm® Solar E 15 και για διάφορες χρονικές στιγμές

Συνολικά, όπως και στην προηγούμενη μελετώμενη περίπτωση, παρατηρείται από το παραπάνω Σχήμα ότι τα λαμβανόμενα από την προσομοίωση αποτελέσματα παρουσιάζουν ικανοποιητική συμφωνία με τα πειραματικά δεδομένα, τόσο ως προς τις εμφανιζόμενες τάσεις όσο και ως προς τις αριθμητικές τιμές αυτές καθαυτές. Αν και είναι φανερό ότι και σε αυτό το υποκεφάλαιο παρατηρούνται σε συγκεκριμένες χρονικές στιγμές και θέσεις εντός της δεξαμενής κάποιες σημαντικές αποκλίσεις, αυτές είναι πιθανό να οφείλονται σε αστοχίες κατά τη λήψη των πειραματικών μετρήσεων. Ειδικότερα, σύμφωνα και με τους Ortega – Fernández et al. [12], είναι πιθανό, κατά τη φάση πλήρωσης της δεξαμενής με το στερεό πληρωτικό υλικό, να είχε λάβει χώρα κάμψη των θερμοστοιχείων, κάτι που μπορεί να οδηγήσει σε αλλαγή της θέσης του θερμοστοιχείου, γεγονός που συνεπάγεται ότι τα πειραματικά σημεία αντιστοιχούν σε ελαφρώς διαφορετικές θέσεις σε σχέση με τις θεωρητικές τους. Παρ' όλα αυτά, οι συγκεκριμένες αποκλίσεις δεν κρίνονται απαγορευτικές για τη συνέχεια της Εργασίας και, συνεπώς, ακολούθησε επίλυση νέας μελετώμενης περίπτωσης, η οποία παρουσιάζεται στο επόμενο υποκεφάλαιο.

3.3.3. Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Σφαιρίδια Αλουμίνας και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Vannerem et al. [17])

Στο συγκεκριμένο υποκεφάλαιο περιγράφεται η διαδικασία για την επικύρωση του μαθηματικού μοντέλου με ένα τρίτο σύνολο πειραματικών δεδομένων, αυτό που περιέχεται

στη βιβλιογραφική αναφορά [17]. Τα συγκεκριμένα πειραματικά δεδομένα προέρχονται από μία πειραματική εγκατάσταση όπου το στερεό αποθηκευτικό μέσο της κλίνης είναι σφαιρίδια αλουμίνας (alumina spheres) και το εργαζόμενο ρευστό είναι το εμπορικό έλαιο Jarysol®.

Σε αντίθεση, όμως, με τις δύο προηγούμενες μελετώμενες περιπτώσεις όπου δινόντουσαν σταθερές τιμές από τις βιβλιογραφικές πηγές για τις ιδιότητες των υλικών, στη βιβλιογραφική πηγή [17], από την οποία αντλούνται τα πειραματικά δεδομένα και οι πειραματικές συνθήκες της παρούσας μελετώμενης περίπτωσης, οι ιδιότητες των υλικών δίνονται σαν συνάρτηση της θερμοκρασίας, με εξαίρεση την πυκνότητα και τη θερμική αγωγιμότητα του στερεού αποθηκευτικού μέσου που λαμβάνονται εξ' αρχής ως σταθερές τιμές (3670 kg/m^3 και 14 W/(m·K), αντίστοιχα). Αναλυτικότερα, η εξάρτηση της πυκνότητας, της ειδικής θερμοχωρητικότητας, της θερμικής αγωγιμότητας και του δυναμικού ιξώδους του εργαζόμενου ρευστού, αλλά και της ειδικής θερμοχωρητικότητας του στερεού αποθηκευτικού μέσου από τη θερμοκρασία δίνονται, αντίστοιχα, από τις παρακάτω σχέσεις:

$$\rho_{\mathrm{f}} = 1261.569 - 0.7419173 \cdot T \qquad (\text{Εξ. } 3.63),$$

$$c_{p,\mathrm{f}} = 649.84 + 3.187218 \cdot T \qquad (\text{Εξ. } 3.64),$$

$$k_{\mathrm{f}} = 0.1521663 - 8.240602 \cdot 10^{-5} \cdot T \qquad (\text{Εξ. } 3.65),$$

$$\mu = \exp(19.75102 \cdot [\ln(T)]^4 - 492.2114 \cdot [\ln(T)]^3 + 4602.039 \cdot [\ln(T)]^2 - \\ -19136.34 \cdot [\ln(T)] + 29858.54) \qquad (\text{Εξ. } 3.66)$$

και

$$c_{p,\mathrm{s}} = 3.21 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 - 6.76 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 5.03 \cdot T - 224 \qquad (\text{Εξ. } 3.67),$$

όπου T η θερμοκρασία της εκάστοτε φάσης, σε K. Εντούτοις, υποδεικνύεται από τους συγγραφείς [17] ότι η πλειοψηφία του ποσού θερμότητας που μεταφέρεται μέσω συναγωγής ανάμεσα στις δύο φάσεις μεταφέρεται στη μέση θερμοκρασία λειτουργίας, επομένως όλες οι ιδιότητες υπολογίζονται στη μέση αυτή θερμοκρασία αποθήκευσης και λαμβάνονται ως σταθερές τιμές στην υπολογιστική προσομοίωση. Δεδομένου ότι η προς μελέτη διεργασία είναι φόρτιση μεταξύ των θερμοκρασιακών ορίων 100°C (αρχική θερμοκρασία της κλίνης T_0) και 130°C (θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού), είναι προφανές ότι η μέση θερμοκρασία αποθήκευσης είναι οι 115°C ή 388.15K. Υπολογίζοντας, λοιπόν, όλες τις ιδιότητες στη θερμοκρασία αυτή από τις Εξισώσεις 3.63 έως 3.67, τα αποτελέσματα φαίνονται στον παρακάτω Πίνακα 3.3, όπου παρουσιάζονται επίσης το πορώδες της κλίνης, οι διαστάσεις της, το πάχος της μόνωσης, το πάχος του τοιχώματος και η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού [17].

Πίνακας 3.3: Πειραματικές συνθήκες των δεδομένων από την αναφορά [17]

Κλίνη		**Εργαζόμενο Ρευστό**		**Στερεό Αποθηκευτικό Μέσο**	
Πορώδες ε (–)	0.485	Πυκνότητα ρ_{f} (kg/m^3)	973.59	Πυκνότητα ρ_{s} (kg/m^3)	3670
Ύψος H (m)	2.64	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,\mathrm{f}}$ (J/(kg·K))	1886.96	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,\mathrm{s}}$ (J/(kg·K))	897.65
Ακτίνα R (m)	0.6	Θερμική αγωγιμότητα k_{f} (W/(m·K))	0.120	Θερμική αγωγιμότητα k_{s} (W/(m·K))	14
Πάχος μόνωσης e (m)	0.20	Δυναμικό Ιξώδες μ (Pa·s)	0.002033	Μέση Διάμετρος d_{p} (m)	0.02
Πάχος Τοιχώματος d_{w} (m)	0.008	Μαζική Παροχή $\dot{m}$ (kg/s)	0.9		

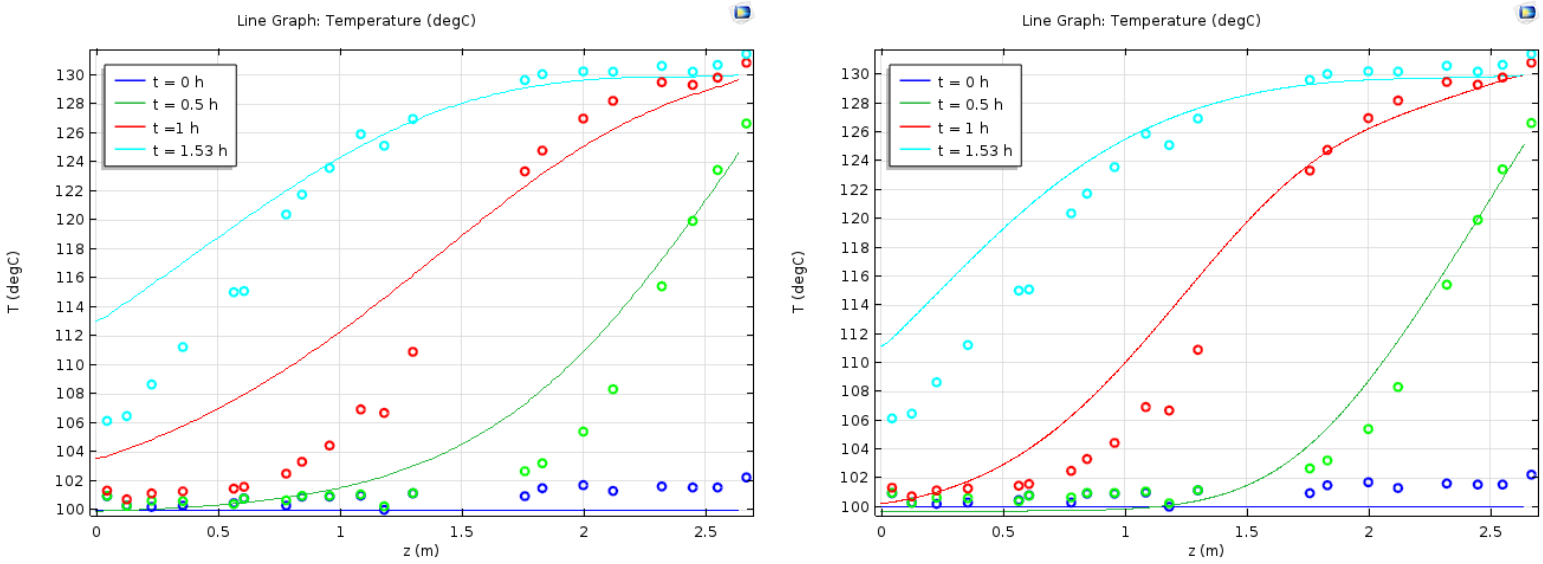
Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα, η μελετώμενη διεργασία, υπό τις προαναφερθείσες συνθήκες του παραπάνω Πίνακα, είναι φόρτιση για χρονικό διάστημα 2h, μεταξύ των θερμοκρασιακών ορίων 100°C (αρχική θερμοκρασία της κλίνης T_0) και 130°C (θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού). Για την ακρίβεια, η συνθήκη εισόδου που εφαρμόζεται στην υπολογιστική προσομοίωση είναι ελαφρώς διαφορετική της σταθερής θερμοκρασίας των 130°C (για περισσότερες πληροφορίες, βλ. Παράρτημα Ι.3). Επιπλέον, ως προς το επιλυόμενο υπολογιστικό πλέγμα, επισημαίνεται ότι η υπολογιστική προσομοίωση εκτελείται δύο φορές για αυτή τη μελετώμενη περίπτωση, μία χωρίς να λαμβάνεται υπόψιν στην επιλυόμενη γεωμετρία το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος της δεξαμενής και άλλη μία, όπου αυτή τη φορά λαμβάνεται υπόψιν (βλ. αντίστοιχα, Σχήματα Ι.6 και Ι.7 του Παραρτήματος Ι.3). Στην περίπτωση βέβαια που λαμβάνεται υπόψιν, οι συνοριακές συνθήκες που εφαρμόζονται τροποποιούνται ελαφρώς, τροποποίηση που εξηγείται επίσης στο Παράρτημα Ι.3.

Αναφορικά με την προσθήκη του τοιχώματος στην επιλυόμενη γεωμετρία, αξίζει να επισημανθεί ότι, μιας και η διάμετρος που παρουσιάζεται στον Πίνακα 3.3 είναι η εσωτερική διάμετρος της κλίνης, η προσθήκη του τοιχώματος γίνεται εξωτερικά της εν λόγω διαμέτρου. Ακόμα, προσθέτοντας το τοίχωμα στην προσομοίωση, το πάχος του οποίου είναι 8mm ή 0.008m βάσει του εν λόγω Πίνακα, κρίνεται απαραίτητος ο ορισμός και των ιδιοτήτων του υλικού του (ανοξείδωτος χάλυβας (stainless steel)). Τυπικές τιμές ιδιοτήτων του συγκεκριμένου υλικού παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακα 3.4 [35].

Πίνακας 3.4: Τυπικές τιμές ιδιοτήτων ανοξείδωτου χάλυβα

Πυκνότητα ρ_{w} (kg/m^3)	8000
Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,\mathrm{w}}$ (J/(kg·K))	500
Θερμική αγωγιμότητα k_{w} (W/(m·K))	16.2

Εκτελώντας την υπολογιστική προσομοίωση, λοιπόν, για κάθε ένα από τα δύο πλέγματα, λαμβάνονται τα δύο διαγράμματα – χωρίς και με συνυπολογισμό του τοιχώματος στην επιλυόμενη γεωμετρία, αντίστοιχα – που φαίνονται παρακάτω στο Σχήμα 3.4, όπου απεικονίζεται η θερμοκρασία της κλίνης (T) συναρτήσει του ύψους (z) εντός της. Αξίζει να σημειωθεί, επίσης, ότι ως θερμοκρασία της κλίνης στον κατακόρυφο άξονα του Σχήματος αυτού λαμβάνεται η θερμοκρασία της κλίνης στο όριο του τοιχώματος (δηλαδή στο όριο $r = R$), μιας και οι πειραματικές τιμές της θερμοκρασίας που προσφέρονται από την αναφορά [17] είναι επίσης μετρημένες στο σημείο αυτό και όχι σε κάποιο άλλο σημείο επί της διαμέτρου της κλίνης. Μάλιστα, στο εν λόγω Σχήμα που λαμβάνεται, με συνεχείς καμπύλες παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που λαμβάνονται από την προσομοίωση, ενώ με σημεία τα πειραματικά δεδομένα. Ακόμα, σύμφωνα και με το υπόμνημα του εν λόγω Σχήματος, το κάθε διαφορετικό χρώμα αντιστοιχεί και σε διαφορετική χρονική στιγμή από την εκκίνηση της διεργασίας της φόρτισης, εντός πάντα του μελετώμενου διαστήματος 0 – 2 h.

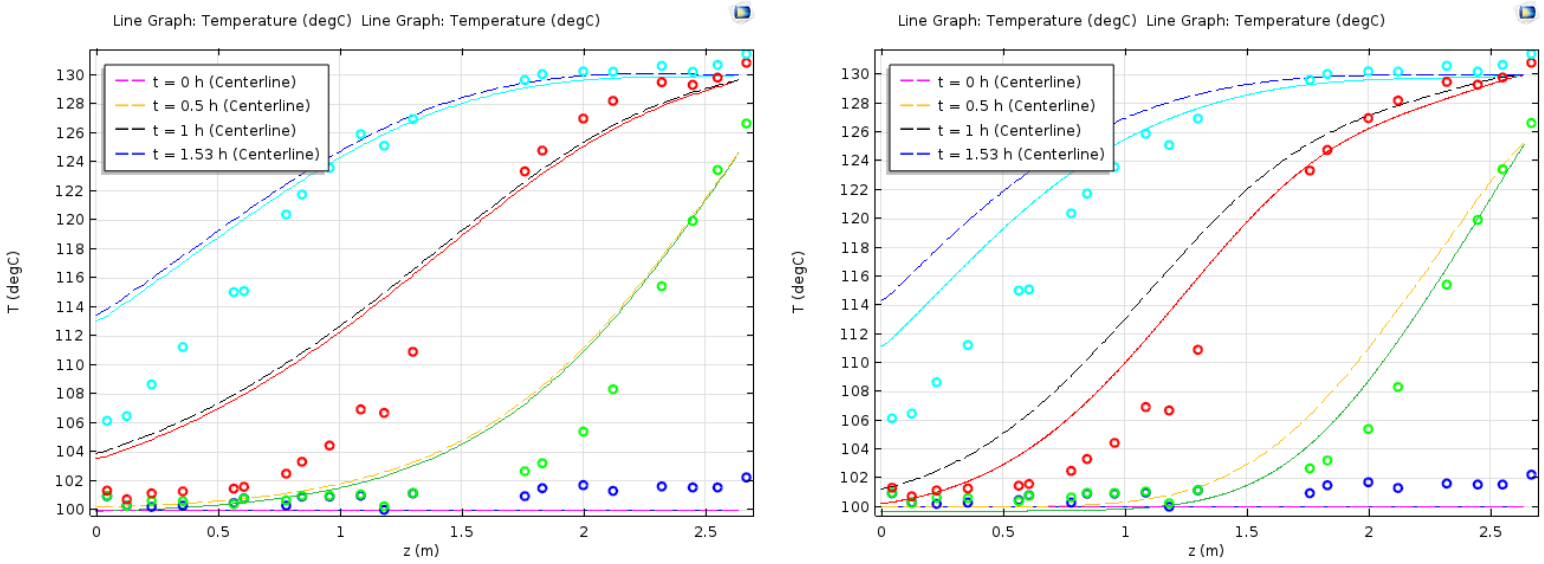


(α) **(β)**

Σχήμα 3.4: Αποτελέσματα προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με τα πειραματικά δεδομένα της αναφοράς [17], για φόρτιση δεξαμενής σφαιριδίων αλουμίνας με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο Jarysol® και για διάφορες χρονικές στιγμές: (α) χωρίς και (β) με συνυπολογισμό του τοιχώματος στην επιλυόμενη γεωμετρία

Εξετάζοντας λίγο πιο λεπτομερώς το Σχήμα 3.4 (α), αν και οι εμφανιζόμενες τάσεις των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης βρίσκονται σε σχετική συμφωνία με αυτές των πειραματικών δεδομένων, προκύπτει εύλογα το συμπέρασμα ότι υπάρχουν σημαντικές αποκλίσεις αναφορικά με τις αριθμητικές τιμές αυτές καθαυτές. Όπως προαναφέρθηκε, τα πειραματικά σημεία έχουν προκύψει από θερμοστοιχεία τα οποία βρίσκονται τοποθετημένα εφαπτομενικά του τοιχώματος (όριο $r = R$) στην πειραματική διάταξη, σε αντίθεση με τα πειραματικά σημεία των αναφορών [15],[12], τα οποία έχουν προκύψει από μετρήσεις στον άξονα συμμετρίας των αντίστοιχων πειραματικών διατάξεων δεξαμενών ($r = 0$). Επομένως, μετρώντας τη θερμοκρασία σε σημείο πολύ κοντά στο τοίχωμα, καθίσταται σαφές ότι οι λαμβανόμενες μετρήσεις θα επηρεάζονται αισθητά από την παρουσία του τοιχώματος, το οποίο, μιας και διαθέτει μία ορισμένη θερμοχωρητική μάζα, απορροφάει μέρος της θερμότητας της κλίνης, με αποτέλεσμα η θερμοκρασία της κλίνης να πέφτει κοντά στο όριο του τοιχώματος. Το φαινόμενο αυτό προφανώς αναμένεται να είναι εντονότερο πλησιάζοντας στην έξοδο της δεξαμενής (όριο $z = 0$), μιας και στην είσοδο (όριο $z = H$) κυριαρχεί η συνοριακή συνθήκη εισόδου, γεγονός που επιβεβαιώνεται και από τις αποκλίσεις μεταξύ των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης και των πειραματικών σημείων για μεγάλους χρόνους στο Σχήμα 3.4 (α).

Υπό αυτό το πρίσμα και λαμβάνοντας υπόψιν ότι και το μοντέλο που προτείνουν οι Vannerem et al. [17] (τα αποτελέσματα του οποίου είναι οι συνεχείς καμπύλες του Σχήματος Ι.5) επιλύει την εξίσωση διατήρησης της ενέργειας και στο τοίχωμα της δεξαμενής, κρίνεται απαραίτητη η ένταξη του τοιχώματος στην επιλυόμενη γεωμετρία για την αναπαραγωγή των πειραματικών αποτελεσμάτων, οπότε και λαμβάνεται το Σχήμα 3.4 (β). Μάλιστα, για να γίνει καλύτερα ορατή η επίδραση του τοιχώματος στα λαμβανόμενα αποτελέσματα, παρατίθενται και τα δύο διαγράμματα του Σχήματος 3.5. Τα συγκεκριμένα διαγράμματα είναι αυτά που παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.4, όπου τώρα έχουν προστεθεί και οι καμπύλες της θερμοκρασίας της κλίνης στον άξονα της δεξαμενής με διακεκομμένες γραμμές για τις διάφορες χρονικές στιγμές.



Σχήμα 3.5: Σχήμα 3.4 μαζί με καμπύλες θερμοκρασίας στον άξονα της δεξαμενής για διάφορες χρονικές στιγμές: (α) χωρίς και (β) με συνυπολογισμό του τοιχώματος στην επιλυόμενη γεωμετρία

Παρατηρώντας, λοιπόν, το Σχήμα 3.5, ένα πρώτο πόρισμα είναι ότι, όταν δε λαμβάνεται υπόψιν το τοίχωμα στην προσομοίωση, η θερμοκρασία εντός της κλίνης δεν παρουσιάζει κάποια σημαντική ακτινική μεταβολή πηγαίνοντας από τον άξονα συμμετρίας προς το τοίχωμα, μιας και οι θερμοκρασίες στα δύο αυτά όρια σχεδόν ταυτίζονται βάσει του διαγράμματος (α) (για την ακρίβεια, η θερμοκρασία στον άξονα είναι ελάχιστα μεγαλύτερη από εκείνη στο τοίχωμα, εξ' αιτίας των απωλειών θερμότητας που υφίστανται στο όριο του τοιχώματος). Το πόρισμα αυτό, όμως, δεν επαληθεύεται και για την περίπτωση όπου το τοίχωμα λαμβάνεται υπόψιν, μιας και από το διάγραμμα (β) του εν λόγω Σχήματος γίνεται αντιληπτό ότι η θερμοκρασία στο όριο του τοιχώματος είναι από 0 έως περίπου 4°C μικρότερη από εκείνη στον άξονα συμμετρίας και στις τρεις χρονικές στιγμές (0.5, 1 και 1.53 h), γεγονός που οφείλεται στην ύπαρξη της θερμοχωρητικής μάζας του τοιχώματος όπως εξηγήθηκε νωρίτερα.

Επιπλέον, αντιπαραβάλλοντας τα διαγράμματα των μερών (α) και (β) του Σχήματος 3.5 μεταξύ τους, διακρίνεται ότι, πράγματι, η ένταξη του τοιχώματος στην επιλυόμενη γεωμετρία οδηγεί σε πτώση της θερμοκρασίας της κλίνης (συνεχείς καμπύλες) πλησιάζοντας προς την έξοδο της δεξαμενής, ιδίως σε μεγάλους χρόνους. Ταυτόχρονα, εντάσσοντας το τοίχωμα, τα αποτελέσματα, πλέον, της προσομοίωσης είναι πιο κοντά στα πειραματικά δεδομένα, γεγονότα που φανερώνουν την επίδραση της θερμοχωρητικής μάζας του τοιχώματος κατά τη μελέτη των φαινομένων μεταφοράς θερμότητας εντός δεξαμενών τέτοιου τύπου.

Εντούτοις, μιας και συνεχίζουν να εντοπίζονται αποκλίσεις – ακόμα και μικρές – μεταξύ των πειραματικών σημείων και των λαμβανόμενων αποτελεσμάτων, λαμβάνει χώρα αξιολόγηση του ισοζυγίου ενέργειας για την παρούσα μελετώμενη περίπτωση, ώστε να εξαλειφθεί όποια αμφιβολία για την εγκυρότητα των λαμβανόμενων από την προσομοίωση αποτελεσμάτων. Η διατύπωση του ισοζυγίου ενέργειας και τα αποτελέσματα των σχετικών υπολογισμών παρουσιάζονται με περισσότερη λεπτομέρεια στο Παράρτημα Ι.4. Αγνοώντας τις πρώτες χρονικές στιγμές, όπου λαμβάνονται αρνητικές τιμές από την προσομοίωση εξ' αιτίας υπολογιστικών σφαλμάτων που επικρατούν κατά την εκκίνηση της διαδικασίας επίλυσης του

προβλήματος, φαίνεται ότι αυξανομένου το χρόνου το σχετικό ποσοστιαίο σφάλμα επαλήθευσης του ισοζυγίου ενέργειας μειώνεται αισθητά, καταλήγοντας σε τιμή μικρότερη του 1% για τις τελευταίες χρονικές στιγμές της επίλυσης (βλ. Πίνακα Ι.4). Το γεγονός αυτό υποδεικνύει ότι το ισοζύγιο ενέργειας ικανοποιείται στην υπολογιστική προσομοίωση, επομένως οι όποιες αποκλίσεις των αποτελεσμάτων από τα πειραματικά σημεία της παρούσας μελετώμενης περίπτωσης θεωρείται ότι οφείλονται σε τυχαία πειραματικά σφάλματα κατά τη λήψη των μετρήσεων, όπως άλλωστε εντοπίσθηκε και στις άλλες δύο μελετώμενες περιπτώσεις των υποκεφαλαίων 3.3.1 και 3.3.2.

Συμπερασματικά, το μαθηματικό μοντέλο και η υπολογιστική προσομοίωση που αναπτύχθηκαν για τη μεταφορά θερμότητας σε πορώδη μέσα συμπαγών κλινών έχουν επαληθευτεί και επικυρωθεί αρκούντως μέσω τριών μελετώμενων περιπτώσεων (υποκεφάλαια 3.3.1 έως 3.3.3), οπότε δύναται να ξεκινήσει η διερεύνηση της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας που αποτελεί το αντικείμενο μελέτης της παρούσας Εργασίας.

3.4. Διερεύνηση Μελετώμενης Δεξαμενής Αποθήκευσης Θερμότητας

Έχοντας επικυρώσει και επαληθεύσει το μαθηματικό μοντέλο και την υπολογιστική προσομοίωση στο COMSOL Multiphysics 5.2 για τη μεταφορά θερμότητας εντός πορωδών μέσων συμπαγών κλινών, επόμενο βήμα αποτελεί η διερεύνηση της διάταξης αποθήκευσης αισθητής θερμότητας που αποτελεί το αντικείμενο μελέτης της παρούσας Εργασίας. Πιο συγκεκριμένα, η μελετώμενη αποθηκευτική δεξαμενή είναι μία πραγματική διάταξη, η οποία εντοπίζεται στο Εργαστήριο Ηλιακών & άλλων Ενεργειακών Συστημάτων (ΕΗ-ΕΣ) του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος». Αποτελεί μία διάταξη σταθερής κλίνης, όπου το στερεό αποθηκευτικό μέσο είναι μαγνητίτης (magnetite ore) και το εργαζόμενο ρευστό είναι το εμπορικό θερμικό έλαιο Therminol® SP (βλ. Σχήμα 1.1).

Αναφορικά με τις ιδιότητες των χρησιμοποιούμενων υλικών, οι ιδιότητες του μαγνητίτη είναι γνωστές από προηγούμενη υπολογιστική διερεύνηση που είχε λάβει χώρα για διεργασία φόρτισης στην ίδια αποθηκευτική δεξαμενή [14]. Ως προς το εργαζόμενο ρευστό, υπάρχει διαθέσιμος, από τον κατασκευαστή του [36], πίνακας τιμών που συσχετίζει τις ιδιότητές του με τη θερμοκρασία. Τα εν λόγω δεδομένα παρουσιάζονται στο Παράρτημα ΙΙ, όπου αναλύεται, επίσης, ο τρόπος εξαγωγής των σχέσεων εξάρτησης των ιδιοτήτων του ρευστού από τη θερμοκρασία. Οι σχέσεις αυτές για την πυκνότητα, την ειδική θερμοχωρητικότητα, τη θερμική αγωγιμότητα και το δυναμικό ιξώδες είναι, αντίστοιχα, αυτές που περιγράφονται από τις Εξισώσεις $\mathrm{II}.1$ έως $\mathrm{II}.4$ του Παραρτήματος.

Στο σημείο αυτό επισημαίνεται ότι, για την εκτέλεση των υπολογιστικών προσομοιώσεων που αφορούν στην προς διερεύνηση αποθηκευτική δεξαμενή, είναι απαραίτητη και η γνώση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Η συγκεκριμένη θερμοκρασία, εκτός του ότι υπεισέρχεται στη συνοριακή συνθήκη απωλειών, είναι και αυτή που ορίζει το θερμοκρασιακό εύρος στο οποίο λαμβάνει χώρα η μελέτη της διάταξης. Έτσι, σε συμφωνία με τη βιβλιογραφική αναφορά [14], λαμβάνεται η τιμή των 27°C ως θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Το θερμοκρασιακό εύρος, λοιπόν, στο οποίο λαμβάνουν χώρα όλες οι διερευνήσεις είναι 27 – 180 °C, δηλαδή η μέση θερμοκρασία είναι 103.5°C ή 376.65K. Δεδομένου ότι το μαθηματικό μοντέλο που έχει αναπτυχθεί απαιτεί τη χρήση σταθερών τιμών για τις ιδιότητες των υλικών, υπολογίζονται όλες οι ιδιότητες από τις Εξισώσεις $\mathrm{II}.1$ έως $\mathrm{II}.4$ του Παραρτήματος ΙΙ στη μέση αυτή θερμοκρασία και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον

παρακάτω Πίνακα 3.5, όπου παρουσιάζονται επίσης το πορώδες της κλίνης, οι διαστάσεις της, το πάχος της μόνωσης και το πάχος του τοιχώματος.

Πίνακας 3.5: Συνθήκες της υπό διερεύνηση πειραματικής αποθηκευτικής δεξαμενής

Κλίνη		**Εργαζόμενο Ρευστό**		**Στερεό Αποθηκευτικό Μέσο**	
Πορώδες ε (–)	0.39	Πυκνότητα ρ_{f} (kg/m^3)	816	Πυκνότητα ρ_{s} (kg/m^3)	5186
Ύψος H (m)	2.39	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,\mathrm{f}}$ (J/(kg·K))	2201	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $c_{p,\mathrm{s}}$ (J/(kg·K))	850
Ακτίνα R (m)	0.55	Θερμική αγωγιμότητα k_{f} (W/(m·K))	0.1187	Θερμική αγωγιμότητα k_{s} (W/(m·K))	2.825
Πάχος μόνωσης e (m)	0.20	Δυναμικό Ιξώδες μ (Pa·s)	0.00268	Μέση Διάμετρος d_{p} (m)	0.01
Πάχος Τοιχώματος d_{w} (m)	0.01				

Ακολουθώντας τη συλλογιστική πορεία του υποκεφαλαίου 3.3.3 και για πληρότητα της υπολογιστικής προσομοίωσης αποφασίζεται να ληφθεί υπόψιν στην επιλυόμενη γεωμετρία τόσο το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος όσο και η ύπαρξη του μονωτικού υλικού. Στήνοντας, λοιπόν, την επιλυόμενη γεωμετρία στο υπολογιστικό πακέτο COMSOL Multiphysics 5.2, το υπολογιστικό πλέγμα στο οποίο θα επιλυθούν όλες οι μελετώμενες υποπεριπτώσεις που αφορούν στη συγκεκριμένη αποθηκευτική διάταξη είναι αυτό που φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 3.6. Επίσης, στο ίδιο Σχήμα παρουσιάζεται σε μεγέθυνση το υπολογιστικό πλέγμα στην περιοχή του άνω δεξιού άκρου της γεωμετρίας, με στόχο την ανάδειξη της πύκνωσης που λαμβάνει χώρα γύρω από τις διεπιφάνειες μεταξύ κυρίως δεξαμενής – τοιχώματος και μεταξύ τοιχώματος – μονωτικού υλικού.

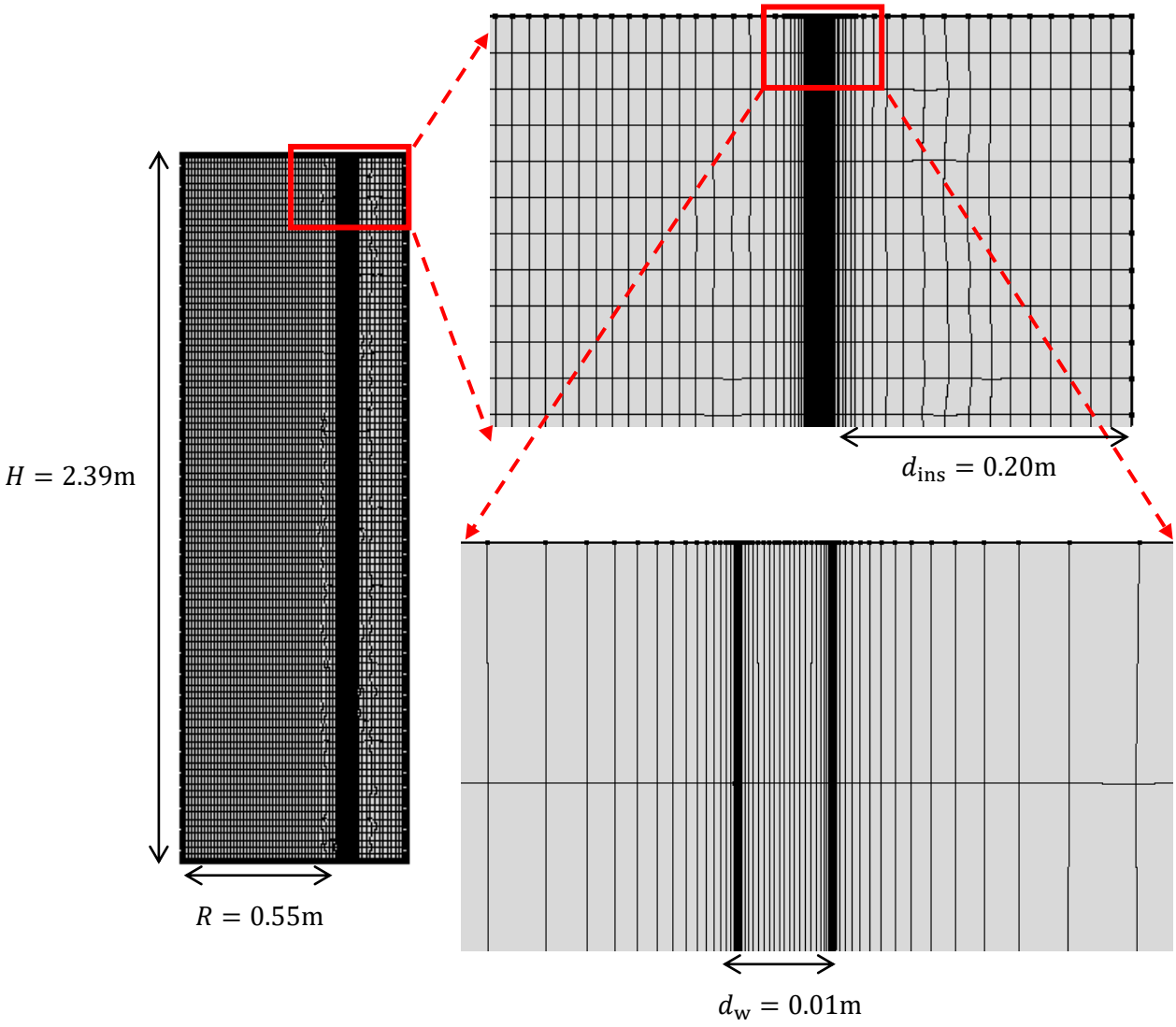
Η πύκνωση του υπολογιστικού πλέγματος και, ιδίως, γύρω από τις διεπιφάνειες μεταξύ διαφορετικών υλικών, παρ' όλο που επιφέρει επιπλέον υπολογιστικό κόστος στην προσομοίωση, αποσκοπεί στην αύξηση της ακρίβειας των λαμβανόμενων αποτελεσμάτων. Τονίζεται, όμως, ότι στη διεπιφάνεια μεταξύ μονωτικού υλικού και περιβάλλοντα χώρου δεν κρίνεται απαραίτητη η πύκνωση του πλέγματος, διότι οι απώλειες θερμότητας δεν αποτελούν κυρίαρχη ενεργειακή ροή στο υπό μελέτη πρόβλημα (γεγονός που επιβεβαιώνεται και από τα αποτελέσματα του Παραρτήματος Ι.4 για τη μελετώμενη περίπτωση του υποκεφαλαίου 3.3.3, όπου φαίνεται ότι οι απώλειες δεν αποτελούν κυρίαρχη ενεργειακή ροή, σε σύγκριση με τις υπόλοιπες που υπάρχουν στα όρια της δεξαμενής). Έτσι, κρίνεται ότι μία τέτοια πράξη θα προσέθετε επιπλέον υπολογιστικό κόστος δίχως να συνεισφέρει σημαντικά στην ακρίβεια και στην ορθότητα των λαμβανόμενων αποτελεσμάτων, για αυτό και παραλείπεται.

Συνολικά, το επιλεγόμενο πλέγμα του Σχήματος 3.6 δομείται εξ' ολοκλήρου από το χρήστη (User-controlled mesh). Ειδικότερα, επιλέγοντας User-controlled mesh επιλέγεται η επιλογή Mapped και προστίθενται τα τέσσερα παρακάτω Distributions (υπό την επιλογή Fixed number of elements στο Distribution properties):

- Όρια $z = 0$ & $z = H$ της κλίνης: Number of elements = 50,
- Άξονας συμμετρίας ($r = 0$) και κατακόρυφες διεπιφάνειες μεταξύ δεξαμενής – τοιχώματος ($r = R$), τοιχώματος – μονωτικού υλικού ($r = R + d_{\mathrm{w}}$) και μονωτικού υλικού – περιβάλλοντα χώρου ($r = R + d_{\mathrm{w}} + d_{\mathrm{ins}}$): Number of elements = 100
- Όρια $z = 0$ & $z = H$ του τοιχώματος: Number of elements = 20 και
- Όρια $z = 0$ & $z = H$ του μονωτικού υλικού: Number of elements = 15.

Ακόμα, για τις διεπιφάνειες μεταξύ δεξαμενής – τοιχώματος και τοιχώματος – μονωτικού υλικού, γύρω από τις οποίες είναι επιθυμητή η πύκνωση του πλέγματος, προτιμάται η επιλογή Boundary Layers (υπό τις εξής επιλογές στον τομέα Boundary Layer Properties: Number of boundary layers = 12, Boundary layer stretching factor = 1.2, Thickness of first layer = «Manual» και Thickness = 0.005m).

Υπενθυμίζεται, επιπλέον, ότι στο εν λόγω Σχήμα 3.6 παρουσιάζεται μόνο το χωρίο που περιγράφεται από τις συντεταγμένες: $0 \leq r \leq R$, $\varphi = 0$ και $0 \leq z \leq H$, μιας και το πρόβλημα λύνεται με διδιάστατη αξονική συμμετρία (2D Axisymmetric).



Σχήμα 3.6: Επιλυόμενη γεωμετρία και υπολογιστικό πλέγμα της κλίνης που μελετάται στην παρούσα Εργασία. Απεικόνιση: (α) σε όλη την έκταση του μελετώμενου χωρίου και (β) με εστίαση στο άνω δεξιό άκρο του χωρίου και γύρω από το τοίχωμα

Αναφορικά με το Σχήμα 3.6 και την προσθήκη του τοιχώματος και του μονωτικού υλικού στην επιλυόμενη γεωμετρία, αξίζει να επισημανθεί ότι, μιας και η διάμετρος που παρουσιάζεται στον Πίνακα 3.5 είναι η εσωτερική διάμετρος της κλίνης, η προσθήκη του τοιχώματος και του μονωτικού υλικού γίνεται εξωτερικά της εν λόγω διαμέτρου. Ακόμα, προσθέτοντας τα δύο επιπλέον αυτά χωρία στη γεωμετρία της προσομοίωσης, το πάχος των οποίων είναι 10mm ή

0.01m (τοίχωμα) και 20cm ή 0.20m (μονωτικό υλικό) βάσει του Πίνακα 3.5, κρίνεται απαραίτητος ο ορισμός και των ιδιοτήτων των υλικών (ανοξείδωτος χάλυβας (stainless steel) για το τοίχωμα και πετροβάμβακας (rock wool) για το μονωτικό υλικό) στην υπολογιστική προσομοίωση. Για τον ανοξείδωτο χάλυβα λαμβάνονται οι ίδιες τιμές με αυτές που ελήφθησαν και στο υποκεφάλαιο 3.3.3, ενώ τυπικές τιμές για τον πετροβάμβακα λαμβάνονται από τον κατασκευαστή της διάταξης, όπως αυτές παρουσιάζονται παρακάτω στον Πίνακα 3.6.

Πίνακας 3.6: Τυπικές τιμές ιδιοτήτων ανοξείδωτου χάλυβα και πετροβάμβακα

	Ανοξείδωτος Χάλυβας (Τοίχωμα)	**Πετροβάμβακας (Μονωτικό Υλικό)**
Πυκνότητα (kg/m^3)	8000	160
Ειδική Θερμοχωρητικότητα (J/(kg·K))	500	1030
Θερμική αγωγιμότητα (W/(m·K))	16.2	0.04

Επιπροσθέτως, άξια λόγου είναι και η τροποποίηση των εφαρμοζόμενων συνοριακών συνθηκών, καθώς στην προσομοίωση λαμβάνεται υπόψιν το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος της δεξαμενής και το μονωτικό υλικό. Αναλυτικότερα, ξεκινώντας από το βασικό σύνολο των συνοριακών συνθηκών (βλ. Εξισώσεις 3.39 έως 3.46), η συνθήκη της Εξίσωσης 3.46 αντικαθίσταται από εκείνη της Εξίσωσης 3.53 και εισάγονται, επιπλέον, οι συνοριακές συνθήκες των Εξισώσεων 3.55 έως 3.60.

Τέλος, προκειμένου να υποβοηθηθεί η σύγκλιση της υπολογιστικής προσομοίωσης, ορίζονται το Initial step να είναι ίσο με 0.0001s και το Maximum step 36s (κάτω από τις επιλογές Study, Solver Configurations, Solution, Time-Dependent Solver και Time Stepping), ενώ, ταυτόχρονα, μειώνεται η οριακή τιμή του σφάλματος σύγκλισης (Relative tolerance) από 0.01 σε 1e-5, στοχεύοντας σε περαιτέρω αύξηση της ακρίβειας των λαμβανόμενων αποτελεσμάτων.

Οι όροι, λοιπόν, υπό τους οποίους θα εκτελεστεί η υπολογιστική προσομοίωση για τη μελετώμενη αποθηκευτική διάταξη της παρούσας Εργασίας έχουν περιγραφεί και τεθεί παραπάνω στο παρόν υποκεφάλαιο. Ωστόσο, δεν έχει σχολιασθεί έως το σημείο αυτό ποια είναι η φύση της μελετώμενης διεργασίας. Δεδομένου ότι στόχο της παρούσας Εργασίας αποτελεί η προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς της ως άνω περιγραφείσας αποθηκευτικής διάταξης, λαμβάνει χώρα μελέτη τόσο διεργασιών φόρτισης όσο και εκφόρτισης. Επιπλέον, ακολουθεί παραμετρική διερεύνηση ως προς την αρχική θερμοκρασία της κλίνης και τη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού. Συγκεντρωτικά, τα μελετώμενα σενάρια είναι τέσσερα και περιγράφονται αναλυτικά στο υποκεφάλαιο 4.3, όπου γίνεται και παρουσίαση των λαμβανόμενων αποτελεσμάτων.

3.5. Διαστασιολόγηση Μηχανής Παραγωγής Ισχύος

3.5.1. Γενικά Στοιχεία

Ως προς το σκέλος του προβλήματος που αφορά στη μηχανή παραγωγής ισχύος, όπως εξηγήθηκε και στο υποκεφάλαιο 2.3, στην παρούσα Εργασία επιλέγεται μία μηχανή της κατηγορίας των οργανικών κύκλων Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC). Μάλιστα, δεδομένου ότι στόχος της παρούσας Εργασίας είναι μία πρώτη διερεύνηση για την ενδεχόμενη διασύνδεση της μελετώμενης αποθηκευτικής δεξαμενής με μία μηχανή

παραγωγής ισχύος, προς απλοποίηση του προς διερεύνηση προβλήματος, το οργανικό κύκλο Rankine που θα μελετηθεί επιλέγεται να είναι το βασικό, υπό την έννοια ότι δεν υπεισέρχονται σε αυτό οι διεργασίες της αναθέρμανσης του ατμού και της αναγέννησης. Παρ' όλα αυτά, προκειμένου τα εξαγόμενα αποτελέσματα και πορίσματα από τη συγκεκριμένη διερεύνηση να είναι κατά το δυνατόν ρεαλιστικά, το μελετώμενο κύκλο είναι πραγματικό και όχι ιδανικό, δηλαδή λαμβάνονται υπόψιν οι αναντιστρεπτότητες των διαφόρων στοιχείων που το αποτελούν και, συγκεκριμένα, θεωρείται ότι οι διεργασίες της συμπίεσης και της εκτόνωσης είναι μη ισεντροπικές.

Στόχος, λοιπόν, του παρόντος υποκεφαλαίου είναι η περιγραφή του τρόπου με τον οποίο προσεγγίζεται στην παρούσα Εργασία η λειτουργία της επιλεγμένης μηχανής παραγωγής ισχύος. Τη δεδομένη στιγμή, τέτοια μηχανή δεν υφίσταται στην πραγματική διάταξη που έχει αναπτυχθεί στο Εργαστήριο Ηλιακών & άλλων Ενεργειακών Συστημάτων (ΕΗ-ΕΣ) του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος», ενόψει όμως μελλοντικής της επέκτασης ένα πρώτο βήμα αποτελεί η διαστασιολόγηση κατάλληλης μηχανής ORC για ένταξη σε αυτήν. Συγκεκριμένα, η διαστασιολόγηση των δύο εναλλακτών θερμότητας που περιλαμβάνονται στο κύκλο (εξατμιστήρας και συμπυκνωτήρας) και αλληλεπιδρούν απευθείας με τη δεξαμενή αποθήκευσης (βλ. Σχήμα 1.2).

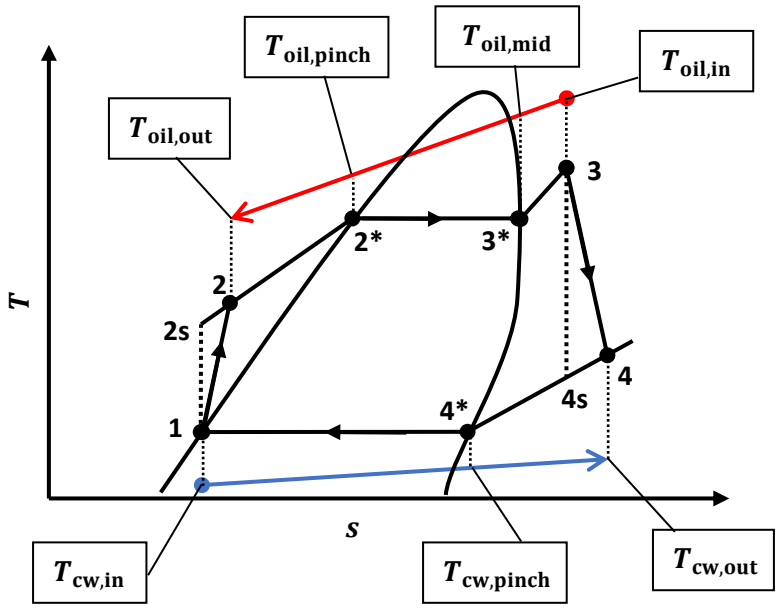
Έτσι, στο παρόν υποκεφάλαιο παρουσιάζονται οι απαραίτητες μαθηματικές εξισώσεις, καθώς και η λογική αλληλουχία που ακολουθείται για την υλοποίηση της διαδικασίας της εν λόγω διαστασιολόγησης και, ακολούθως, στο υποκεφάλαιο 3.6 σκοπός είναι να περιγραφεί υπολογιστικά η δυναμική συμπεριφορά του κύκλου υπό τους δεδομένους εναλλάκτες θερμότητας που προσδιορίζονται και υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα. Επομένως, παρουσιάζεται βήμα – βήμα η λογική αλληλουχία που ακολουθείται στην υπολογιστική προσομοίωση, καθώς και όλες οι μαθηματικές εξισώσεις από τις οποίες προσδιορίζονται τόσο η θερμοδυναμική κατάσταση του εργαζόμενου ρευστού σε κάθε θέση όσο και οι δείκτες απόδοσης του κύκλου. Αξίζει, τέλος, να επισημανθεί ότι όλες οι παραπάνω διαδικασίες, για τη θερμοδυναμική προσομοίωση του κύκλου, λαμβάνουν χώρα υπολογιστικά στο περιβάλλον προγραμματισμού Matlab, ενώ οι ιδιότητες του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου λαμβάνονται από την υπολογιστική βάση δεδομένων CoolProp.

Εντούτοις, προτού συζητηθούν τα παραπάνω ζητήματα, κρίνεται απαραίτητη η παρουσίαση των κυρίων υποσυστημάτων μιας διάταξης παραγωγής ισχύος με χρήση θερμικής ηλιακής ενέργειας και αποθηκευτική δεξαμενή (βλ. Σχήμα 1.2). Ειδικότερα, όπως γίνεται φανερό από το συγκεκριμένο Σχήμα, η αποθηκευτική δεξαμενή στη διάταξη στο ΕΗ-ΕΣ του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος» τροφοδοτείται από πεδίο ηλιακών συλλεκτών τύπου παραβολικής σκάφης (Parabolic Trough Collectors – PTC), σκοπός του οποίου είναι η συλλογή της ηλιακής θερμικής ενέργειας και η απόδοσή της στην αποθηκευτική δεξαμενή. Η μεταφορά της εν λόγω θερμικής ενέργειας από τους συλλέκτες στη δεξαμενή λαμβάνει χώρα μέσω του εργαζόμενου ρευστού της δεξαμενής (βλ. βέλη μπλε χρώματος στο αριστερό μέρος του Σχήματος) και το αποτέλεσμα της διαδικασίας αυτής είναι η φόρτισή της. Έπειτα, αφού η δεξαμενή φορτιστεί πλήρως, ακολουθεί διεργασία εκφόρτισης, κατά την οποία απομαστεύεται από τη δεξαμενή το αποθηκευόμενο ποσό θερμότητας και πάλι μέσω του ίδιου εργαζόμενου ρευστού. Τότε, δύναται να λειτουργήσει η μηχανή ORC για να αποδώσει ηλεκτρική ισχύ, ενώ επισημαίνεται ότι το σημείο επικοινωνίας μεταξύ της δεξαμενής και της μηχανής ORC, όπως διακρίνεται και στο Σχήμα, είναι ο εξατμιστήρας του κύκλου, που λειτουργεί με θερμή παροχή το εργαζόμενο ρευστό του κυκλώματος της δεξαμενής (εμπορικό θερμικό έλαιο Therminol® SP, βλ. βέλη

κόκκινου χρώματος). Στο σημείο αυτό του κύκλου, το ποσό θερμότητας που ανακτάται από τη δεξαμενή χρησιμεύει για την εξάτμιση του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου (το οποίο είναι διαφορετικό από εκείνο της δεξαμενής, βλ. βέλη μαύρου χρώματος), το οποίο εν συνεχεία εισέρχεται στο στρόβιλο και ακολουθούν όλες οι διεργασίες του κύκλου – κατά τον τρόπο που περιγράφηκαν στο θεωρητικό μέρος του υποκεφαλαίου 2.3.1 – για την απόδοση μηχανικής και, τελικά, ηλεκτρικής ισχύος.

Συμπληρωματικά με το Σχήμα 1.2, που συμβάλλει στην καλύτερη οπτικοποίηση και κατανόηση της διερευνώμενης σύζευξης μεταξύ της μελετώμενης αποθηκευτικής δεξαμενής και της μηχανής παραγωγής ισχύος, παρατίθεται και το Σχήμα 3.7. Κατά την ανάλυση κύκλων ORC αποτελεί μία συνήθη πρακτική η απεικόνιση των εκτελούμενων διεργασιών εντός του κύκλου σε διαγράμματα T – s, όπου T η θερμοκρασία των σημείων του κύκλου και s η ειδική εντροπία του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου στα σημεία αυτά. Έτσι και στην περίπτωση αυτή, λοιπόν, παρουσιάζεται το Σχήμα 3.7, στο οποίο φαίνεται το ποιοτικό διάγραμμα T – s του μελετώμενου κύκλου (μαύρη καμπύλη). Τα σημεία 1, 2, 3 και 4 στο διάγραμμα αντιστοιχούν στις θέσεις που φαίνονται και στο Σχήμα 1.2, ενώ τα βέλη υποδεικνύουν την πορεία εκτέλεσης των διεργασιών. Ακόμα, τα σημεία 2s και 4s υποδεικνύουν τη θερμοδυναμική κατάσταση του ρευστού κατά την έξοδό του από τις διεργασίες της συμπίεσης και της εκτόνωσης, αντίστοιχα, εάν αυτές ήταν ισεντροπικές, ενώ τα σημεία 2*, 3* και 4* αντικατοπτρίζουν, αντίστοιχα, τη θερμοδυναμική κατάσταση του ρευστού σε κατάσταση κορεσμένου υγρού στην πίεση εξάτμισης, σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στην πίεση εξάτμισης και σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στην πίεση συμπύκνωσης.

Επίσης, στο διάγραμμα διακρίνεται η κόκκινη καμπύλη που αντιστοιχεί στην πτώση της θερμοκρασίας της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα και η μπλε καμπύλη που αντιστοιχεί στην άνοδο της θερμοκρασίας της ψυχρής παροχής που χρησιμοποιείται στο συμπυκνωτήρα. Ειδικότερα, η θερμή παροχή εισέρχεται με θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,in}}$ στον εξατμιστήρα, πέφτει έως τη θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,mid}}$ στοχεύοντας στην υπερθέρμανση του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου (σημείο 3* $\rightarrow$ σημείο 3), ακολουθεί πτώση της έως τη θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,pinch}}$ για την εξάτμιση του εργαζόμενου ρευστού (2* $\rightarrow$ 3*) και, τελικά, πέφτει στη θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,out}}$ για να επιτευχθεί η προθέρμανση του εργαζόμενου ρευστού έως τη θερμοκρασία εξάτμισής του (2 $\rightarrow$ 2*). Ομοίως, η ψυχρή παροχή εισέρχεται με θερμοκρασία $T_{\mathrm{cw,in}}$ στο συμπυκνωτήρα, ακολουθεί άνοδός της έως τη θερμοκρασία $T_{\mathrm{cw,pinch}}$ για τη συμπύκνωση του εργαζόμενου ρευστού (4* $\rightarrow$ 1), ενώ, τελικά, αυξάνεται έως τη θερμοκρασία $T_{\mathrm{cw,out}}$ για να επιτευχθεί μία αρχική ψύξη του εργαζόμενου ρευστού έως το σημείο κορεσμένου ατμού (4 $\rightarrow$ 4*). Όπως γίνεται αντιληπτό από όλη την παραπάνω περιγραφή, τόσο ο εξατμιστήρας όσο και ο συμπυκνωτήρας που χρησιμοποιούνται επιλέγεται να είναι εναλλάκτες θερμότητας τύπου αντιρροής.



Σχήμα 3.7: Ποιοτικό διάγραμμα T – s του εξεταζόμενου κύκλου ORC (μαύρη καμπύλη) και μεταβολή των θερμοκρασιών της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα (κόκκινη καμπύλη) και της ψυχρής παροχής στο συμπυκνωτήρα (μπλε καμπύλη)

Επιπροσθέτως, υπογραμμίζεται ότι, προκειμένου να λάβουν χώρα τόσο η διαδικασία της διαστασιολόγησης των εναλλακτών θερμότητας του κύκλου ORC όσο και η υπολογιστική προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς του, πρώτο βήμα αποτελεί η επιλογή της επιθυμητής ισχύος της μηχανής. Η τιμή της ισχύος, ωστόσο, είναι προφανές ότι συσχετίζεται άμεσα με τα θερμοκρασιακά όρια λειτουργίας του εξατμιστήρα της διάταξης, δηλαδή τις θερμοκρασίες στις οποίες είναι διαθέσιμο το θερμικό φορτίο από τη θερμή παροχή, τα οποία καθορίζονται κατά κανόνα από το εκάστοτε χρησιμοποιούμενο είδος ηλιακών συλλεκτών. Ως προς τα θερμοκρασιακά όρια λειτουργίας του εξατμιστήρα της εξεταζόμενης μηχανής ORC, προκύπτει εύλογα από το Σχήμα 1.2, ότι αυτά θα είναι τα ίδια με εκείνα της λειτουργίας της κλίνης. Όπως συζητείται, ωστόσο, και για την περίπτωση εκφόρτισης της κλίνης (βλ. υποκεφάλαιο 4.3.5), τα θερμοκρασιακά όρια λειτουργίας της σταθεροποιούνται στις τιμές των 120 και 180°C, ώστε να αποδίδεται μία εύλογη τιμή στο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας της διάταξης, όπως αυτή των 60°C. Αυτή η περιοχή τιμών της θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρευστού είναι μια ρεαλιστική περιοχή για τις πρακτικές εφαρμογές με ηλιακά τροφοδοτούμενες μηχανές ORC και θεωρείται ως βάση για την ανάλυση του κύκλου της μηχανής Rankine. Έτσι, για αυτήν την περιοχή των μεσαίων θερμοκρασιών που μελετάται, προκύπτει έπειτα από μία σύντομη βιβλιογραφική επισκόπηση [37]–[41] ότι, συνήθως, η ισχύς των μηχανών ORC κυμαίνεται από 1 έως 5 kW. Συνεπώς, στην παρούσα Εργασία, επιλέγεται η ηλεκτρική ισχύς της μελετώμενης μηχανής να είναι της τάξης του 1kW.

Τέλος, σημαντικό ζήτημα κατά τη διερεύνηση μίας μηχανής ORC αποτελεί η επιλογή του εργαζόμενου ρευστού της. Τυπικά, η επιλογή του εν λόγω ρευστού εξαρτάται από διάφορους παράγοντες, όπως η εμπορική διαθεσιμότητά του, το κόστος του, η χημική του σταθερότητα, η συμβατότητά του με τα υλικά από τα οποία είναι κατασκευασμένα τα υπόλοιπα στοιχεία του μηχανολογικού εξοπλισμού της διάταξης και η ευφλεκτότητα και η τοξικότητά του, όπως επίσης και από περιβαλλοντικούς παράγοντες, όπως το Δυναμικό Υπερθέρμανσης του Πλανήτη (Global Warming Potential – GWP) και το Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP) [42]. Ωστόσο, μιας και η διερεύνηση που λαμβάνει χώρα

στην παρούσα Εργασία είναι εντελώς θεωρητική και δεν ανταποκρίνεται σε κάποια υπαρκτή διάταξη, το κύριο κριτήριο μέσω του οποίου επιλέγεται το εργαζόμενο ρευστό είναι η μεγιστοποίηση της θερμοδυναμικής απόδοσης του κύκλου. Αναλυτικότερα, όπως υποδεικνύεται στις βιβλιογραφικές αναφορές [24],[43], υψηλή θερμοδυναμική απόδοση επιτυγχάνεται με τη χρήση ρευστών των οποίων η κρίσιμη θερμοκρασία είναι ελαφρώς μεγαλύτερη από τη μέγιστη θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμο το θερμικό φορτίο του κύκλου στον εξατμιστήρα. Όπως προαναφέρθηκε, η μέγιστη αυτή θερμοκρασία στην παρούσα Εργασία είναι εκείνη των 180°C, συνεπώς κρίνεται ότι το πεντάνιο είναι ένα κατάλληλο ρευστό για τη συγκεκριμένη περίπτωση, με κρίσιμη θερμοκρασία ίση με 469.7K ή 196.55°C (όπως λαμβάνεται από τη βάση δεδομένων CoolProp).

3.5.2. Παραδοχές

Για να λάβει χώρα η διαστασιολόγηση των δύο εναλλακτών θερμότητας που αποτελούν μέρος του κύκλου ORC, δηλαδή του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτήρα, πρέπει κανείς, αρχικά, να ορίσει τα δεδομένα του προς επίλυση προβλήματος και να προβεί στην υιοθέτηση κάποιων απαραίτητων παραδοχών. Συγκεκριμένα, στην παρούσα Εργασία, ακολουθώντας τη συλλογιστική πορεία που περιγράφεται παρακάτω, υιοθετούνται οι εξής παραδοχές:

Π2.1) Η διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας συνίσταται στη διαστασιολόγηση των επί μέρους ζωνών στις οποίες αυτοί διαιρούνται.

Π2.2) Όλα τα στοιχεία που αποτελούν το κύκλο βρίσκονται υπό συνθήκες «ψευδο-μόνιμης» κατάστασης.

Π2.3) Η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα ($T_{\mathrm{oil,in}}$) είναι σταθερά ίση με 180°C, ενώ η θερμοκρασία εξόδου της από αυτόν ($T_{\mathrm{oil,out}}$) είναι σταθερά ίση με 120°C.

Π2.4) Η ψυχρή παροχή στο συμπυκνωτήρα είναι νερό ψύξης, τα θερμοκρασιακά όρια του οποίου είναι 20°C (θερμοκρασία εισόδου του στο συμπυκνωτήρα, $T_{\mathrm{cw,in}}$) – 40°C (θερμοκρασία εξόδου του από το συμπυκνωτήρα, $T_{\mathrm{cw,out}}$).

Π2.5) Οι ιδιότητες όλων των ρευστών (θερμή παροχή στον εξατμιστήρα, εργαζόμενο ρευστό του κύκλου και ψυχρή παροχή στο συμπυκνωτήρα) προσδιορίζονται στο μέσο της εκάστοτε επιτελούμενης διεργασίας και λαμβάνονται ως σταθερές.

Π2.6) Η θερμοκρασιακή διαφορά ασφαλείας (Pinch Point Temperature Difference) τόσο στον εξατμιστήρα ($\Delta T_{\mathrm{e,pinch}}$) όσο και στο συμπυκνωτήρα ($\Delta T_{\mathrm{c,pinch}}$) λαμβάνεται σταθερά ίση με 10°C.

Π2.7) Η πτώση πίεσης και στον εξατμιστήρα και στο συμπυκνωτήρα θεωρείται αμελητέα, δηλαδή οι πιέσεις εξάτμισης (P_{e}) και συμπύκνωσης (P_{c}) παραμένουν σταθερές.

Π2.8) Ο βαθμός υπερθέρμανσης του εργαζόμενου ρευστού στον εξατμιστήρα θεωρείται ότι είναι σταθερά ίσος με 5°C (τιμή η οποία ανήκει στο σύνηθες εύρος τιμών 0 – 30°C που εντοπίζεται βιβλιογραφικά [44]).

Π2.9) Οι αναντιστρεπτότητες των διεργασιών της συμπίεσης και της εκτόνωσης υπεισέρχονται στο μαθηματικό μοντέλο μέσω των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης

της αντλίας ($\eta_{\mathrm{p,is}}$) και του στροβίλου ($\eta_{\mathrm{t,is}}$), αντίστοιχα, στους οποίους αποδίδονται οι τυπικές τιμές των 0.40 και 0.70.

Π2.10) Οι προς διαστασιολόγηση εναλλάκτες θερμότητας είναι εναλλάκτες αντιρροής τύπου πλακών, με πλάκες τύπου chevron από ανοξείδωτο χάλυβα (για τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους βλ. Πίνακα 3.7), και το σχήμα ροής εντός τους είναι αυτό που περιγράφεται από τη διευθέτηση Z (βλ. Σχήμα 3.9), δηλαδή ανήκουν στην κατηγορία Single – Pass.

Π2.11) Αγνοούνται τα φαινόμενα μείωσης των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας λόγω πιθανών επικαθήμενων ακαθαρσιών στις επιφάνειες εναλλαγής θερμότητας (Fouling Resistance).

Π2.12) Η διαδικασία της διαστασιολόγησης πραγματοποιείται μέσω της μεθόδου της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (Logarithmic Mean Temperature Difference – LMTD).

Όπως εξηγήθηκε και στο σχολιασμό του Σχήματος 3.7, ο εξατμιστήρας επί της ουσίας διαιρείται σε τρεις επί μέρους εναλλάκτες θερμότητας, στους οποίους λαμβάνουν χώρα, διαδοχικά, οι διεργασίες 3* $\rightarrow$ 3, 2* $\rightarrow$ 3* και 2 $\rightarrow$ 2*. Με άλλα λόγια, το πρώτο τμήμα του εξατμιστήρα (Ζώνη 1) είναι ο υπερθερμαντήρας (Superheater), το δεύτερο (Ζώνη 2) ο εξατμιστήρας (Evaporator) και το τρίτο (Ζώνη 3) ο προθερμαντήρας (Preheater). Ομοίως, ο συμπυκνωτήρας διαιρείται σε δύο τμήματα, τον προψυκτήρα (Precooler) που εκτελεί την αρχική ψύξη των ατμών του εργαζόμενου ρευστού κατά τη διεργασία 4 $\rightarrow$ 4* (Ζώνη 1) και το συμπυκνωτήρα (Condenser), όπου το ρευστό συμπυκνώνεται βάσει της διεργασίας 4* $\rightarrow$ 1 (Ζώνη 2). Καθίσταται σαφές ότι στη Ζώνη 2 τόσο στον εξατμιστήρα όσο και στο συμπυκνωτήρα η ροή είναι διφασική, μιας και λαμβάνουν χώρα αλλαγές φάσης, ενώ στις υπόλοιπες ζώνες η ροή είναι μονοφασική, χωρίς να πραγματοποιούνται διεργασίες αλλαγής φάσης. Συμπερασματικά, η διαστασιολόγηση του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτήρα του κύκλου συνίσταται στη διαστασιολόγηση πέντε διακριτών εναλλακτών, με το συνολικό μέγεθος ή, ισοδύναμα, τη συνολική επιφάνεια του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτήρα να προσδιορίζονται από το άθροισμα των επί μέρους τμημάτων τους.

Το πρόβλημα της διαστασιολόγησης των δύο εναλλακτών ή, ισοδύναμα, των πέντε ζωνών που συζητήθηκαν παραπάνω θα λυθεί υπό συνθήκες «ψευδο-μόνιμης» κατάστασης για όλα τα στοιχεία που αποτελούν το κύκλο. Πρακτικά, αν και η συμπεριφορά της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας είναι χρονοεξαρτώμενη, η υιοθέτηση της παραδοχής αυτής κρίνεται απαραίτητη για την οριοθέτηση του θερμοκρασιακού εύρους λειτουργίας του κύκλου.

Μάλιστα, όπως προαναφέρθηκε στο υποκεφάλαιο 3.5.1, το θερμοκρασιακό εύρος του εξατμιστήρα θα είναι ίδιο με εκείνο της αποθηκευτικής δεξαμενής, δηλαδή τα θερμοκρασιακά όρια λειτουργίας του θα είναι οι 120°C και οι 180°C. Η διαστασιολόγηση, λοιπόν, των εναλλακτών θα γίνει υιοθετώντας ένα φανταστικό σενάριο εκφόρτισης της δεξαμενής, σύμφωνα με το οποίο στην έξοδό της, δηλαδή στην είσοδο του εξατμιστήρα του κύκλου, η θερμοκρασία της θερμής παροχής θα είναι σταθερά ίση με 180°C, ενώ η θερμοκρασία στην είσοδό της, δηλαδή στην έξοδο του εξατμιστήρα, θα είναι σταθερά ίση με 120°C. Το σενάριο αυτό για τη δεξαμενή, όπως είναι κατανοητό, δεν μπορεί να λάβει χώρα στην πράξη, ωστόσο λαμβάνεται αυτή η παραδοχή της «ψευδο-μόνιμης» κατάστασης με στόχο την απλοποίηση του προβλήματος της διαστασιολόγησης.

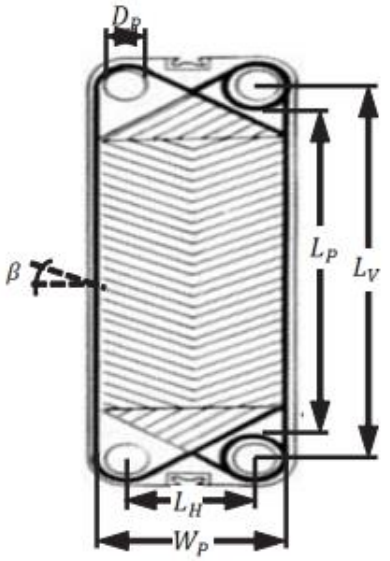
Αναφορικά με το συμπυκνωτήρα, λαμβάνεται η παραδοχή ότι η ψυχρή παροχή είναι νερό ψύξης. Έτσι, εύλογες τιμές για την αρχική και την τελική θερμοκρασία του είναι, αντίστοιχα, οι 20°C και οι 40°C, ενώ για τις ιδιότητές του (ειδική θερμοχωρητικότητα, πυκνότητα, θερμική αγωγιμότητα και δυναμικό ιξώδες) λαμβάνονται οι τιμές 4184 J/(kg·K), 995.65 kg/m^3, 0.61439 W/(m·K) και 0.00079722 Pa·s, αντίστοιχα (μέσες τιμές στη θερμοκρασία των 30°C) [45]. Όσον αφορά στις ιδιότητες της θερμής παροχής, η εξάρτηση τους από τη θερμοκρασία είναι γνωστή από τις Εξισώσεις $\mathrm{II}.1$ έως $\mathrm{II}.4$ του Παραρτήματος II. Στην παρούσα προσέγγιση, όμως, υπολογίζονται στη μέση θερμοκρασία της εκάστοτε μεταβολής που υφίσταται η θερμή παροχή και κρατώνται σταθερές. Ως προς το εργαζόμενο ρευστό του κύκλου, οι ιδιότητες του λαμβάνονται από την υπολογιστική βάση δεδομένων CoolProp. Μάλιστα, όταν η ροή είναι μονοφασική, οι ιδιότητες υπολογίζονται στη μέση θερμοκρασία της εκάστοτε μεταβολής που υφίσταται το ρευστό και κρατώνται σταθερές. Αντιθέτως, όταν η ροή είναι διφασική, υπολογίζονται για ποιότητα ατμού ίση με 0.5, δηλαδή ακριβώς στο μέσο των διεργασιών αλλαγής φάσης, και κρατώνται επίσης σταθερές. Συμπερασματικά, στην παρούσα προσέγγιση, οι ιδιότητες όλων των ρευστών (θερμή παροχή στον εξατμιστήρα, εργαζόμενο ρευστό του κύκλου και ψυχρή παροχή στο συμπυκνωτήρα) προσδιορίζονται στο μέσο της εκάστοτε επιτελούμενης διεργασίας και λαμβάνονται ως σταθερές.

Ως προς το είδος των προς διαστασιολόγηση εναλλακτών θερμότητας, επιλέγεται αυτοί να είναι τύπου πλακών, καθώς η επιλογή τέτοιου είδους εναλλακτών για χρήση ως εξατμιστήρες και συμπυκνωτήρες σε μηχανές ORC φαίνεται να είναι συνηθέστερη σε σύγκριση με τους εναλλάκτες τύπου κελύφους – σωλήνων [46], προσφέροντας, μάλιστα, μικρότερη συνολική επιφάνεια εναλλαγής [47]. Ακόμα, όπως προαναφέρθηκε και για το Σχήμα 3.7, επιλέγεται οι εξεταζόμενοι εναλλάκτες θερμότητας να είναι εναλλάκτες αντιρροής, μιας και είναι ευρέως αποδεκτό ότι είναι αποδοτικότεροι σε σύγκριση με εκείνους της ομορροής.

Εκτός του είδους των εναλλακτών θερμότητας, όμως, κρίνεται απαραίτητο να επιλεγεί και ο τύπος των πλακών που θα απαρτίζουν τους εναλλάκτες και να οριστούν τα χαρακτηριστικά μεγέθη της γεωμετρίας τους. Πιο συγκεκριμένα, επιλέγεται οι πλάκες να είναι τύπου chevron – σαν αυτή που φαίνεται παρακάτω στο Σχήμα 3.8 – κατασκευασμένες από ανοξείδωτο χάλυβα (Stainless Steel), ενώ οι τιμές που χρησιμοποιούνται για τα μεγέθη του πάχους της κάθε πλάκας (Plate Thickness, t), της θερμικής αγωγιμότητάς της (Thermal Conductivity, k_{plate}), της διαμέτρου των αγωγών ροής (Port Diameter, D_{p}), της κατακόρυφης (Vertical Port Distance, L_{v}) και της οριζόντιας (Horizontal Port Distance, L_{h}) απόστασης των αγωγών ροής, της γωνίας αυλάκωσης (Corrugation Angle, β), του συντελεστή μεγέθυνσης της επιφάνειας (Surface Enlargement Factor, φ) και του μήκους του συνόλου των πεπιεσμένων πλακών (Compressed Plate Pack Length, L_{c}) παρουσιάζονται παρακάτω στον Πίνακα 3.7. Επισημαίνεται ότι οι τιμές αυτές είναι τυπικές και κυμαίνονται σε παρόμοια τάξη μεγέθους με αυτές που χρησιμοποιούν οι Bull et al. [47], ενώ τόσο για τον εξατμιστήρα όσο και για το συμπυκνωτήρα χρησιμοποιούνται οι ίδιες τιμές για τα εν λόγω μεγέθη.

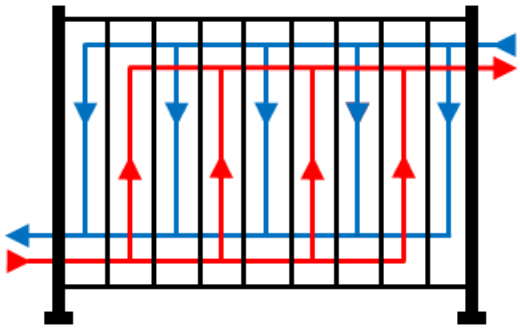
Πίνακας 3.7: Χρησιμοποιούμενες τιμές για τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των πλακών στους προς διαστασιολόγηση εναλλάκτες θερμότητας

Γεωμετρικό Μέγεθος	**Τιμή**
Πάχος πλάκας t (m)	0.00045
Θερμική αγωγιμότητα πλάκας k_{plate} (W/(m·K))	16
Διάμετρος των αγωγών ροής D_{p} (m)	0.01
Κατακόρυφη απόσταση των αγωγών ροής L_{v} (m)	0.2
Οριζόντια απόσταση των αγωγών ροής L_{h} (m)	0.2
Γωνία αυλάκωσης β (°)	60
Συντελεστής μεγέθυνσης της επιφάνειας φ (–)	1.25
Μήκος του συνόλου των πεπιεσμένων πλακών L_{c} (m)	0.15



Σχήμα 3.8: Σχηματική απεικόνιση πλάκας τύπου chevron (από την αναφορά [48])

Ακόμα, σημειώνεται ότι, ως προς τον τρόπο ροής των ρευστών εντός των εναλλακτών θερμότητας, επιλέγεται αυτά να μην αλλάζουν κατεύθυνση κατά τη ροή τους δια μέσου των εναλλακτών. Με άλλα λόγια, οι εξεταζόμενοι εναλλάκτες θερμότητας ανήκουν στην κατηγορία Single – Pass, όπου η εισερχόμενη ποσότητα από το κάθε ρευστό στον εναλλάκτη διαμοιράζεται ισόποσα σε όλα τα διαθέσιμα κανάλια ροής του. Το εν λόγω σχήμα ροής που επιλέγεται είναι γνωστό και ως διευθέτηση Z (Z – arrangement) και φαίνεται και στο Σχήμα 3.9, ενώ επισημαίνεται ότι έρχεται σε αντίθεση με το αντίστοιχο στους εναλλάκτες της κατηγορίας Multi – Pass, όπου τα ρευστά αλλάζουν κατεύθυνση κατά τη ροή τους. Οι διατάξεις αυτές μπορεί να είναι αποδοτικότερες στη μεταφορά θερμότητας [48], αλλά αποφεύγεται η χρήση τους στην παρούσα Εργασία προς απλοποίηση του επιλυόμενου προβλήματος. Συνεπώς, το πλήθος των αλλαγών κατεύθυνσης του ρευστού (Number of Passes, N_{p}) λαμβάνεται ίσο με 1.

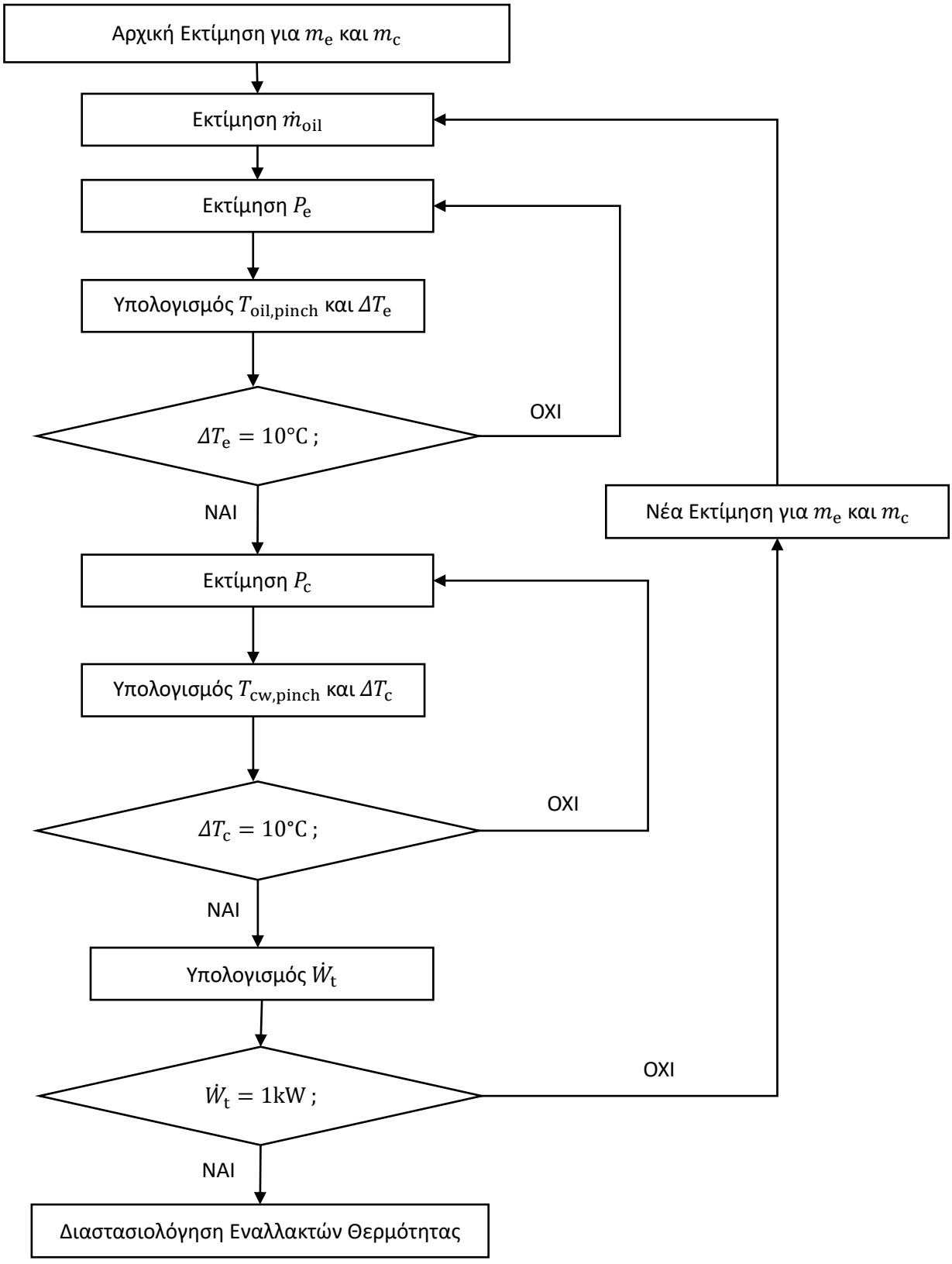


Σχήμα 3.9: Σχηματική απεικόνιση του τρόπου ροής των ρευστών εντός των εξεταζόμενων εναλλακτών θερμότητας (Z – arrangement) (από την αναφορά [48])

Υπό την παραπάνω συλλογιστική πορεία και όλες τις ληφθείσες παραδοχές, λοιπόν, η χρησιμοποιούμενη μέθοδος στην οποία στηρίζεται η διαδικασία της διαστασιολόγησης στην παρούσα Εργασία είναι η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (Logarithmic Mean Temperature Difference – LMTD), όπως υποδεικνύεται στις αναφορές [47]–[49], όπου, προς περαιτέρω απλοποίηση του προβλήματος, δε λαμβάνονται υπόψιν φαινόμενα μείωσης των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας λόγω πιθανών επικαθήμενων ακαθαρσιών στις επιφάνειες εναλλαγής θερμότητας (Fouling Resistance).

3.5.3. Μαθηματικές Εξισώσεις – Μεθοδολογία Υπολογισμού

Παρ’ όλα αυτά, για να εφαρμοστεί η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς, είναι απαραίτητη η γνώση της θερμοκρασίας και της θερμοδυναμικής κατάστασης του εργαζόμενου ρευστού σε όλα τα σημεία του κύκλου. Έτσι, προτού εκκινήσει η διαδικασία της διαστασιολόγησης, πρώτο βήμα αποτελεί ο προσδιορισμός της πίεσης εξάτμισης (P_{e}), της πίεσης συμπύκνωσης (P_{c}) και της παροχής μάζας του θερμού ρεύματος του κύκλου ($\dot{m}_{\mathrm{oil}}$), οι οποίες οφείλουν να ικανοποιούν την απαίτηση της ισχύος της μηχανής (1kW), αλλά και τις θερμοκρασιακές διαφορές των 10°C στους δύο εναλλάκτες θερμότητας, βάσει της Παραδοχής Π2.6). Ο προσδιορισμός των συγκεκριμένων μεγεθών πραγματοποιείται υπολογιστικά και προϋποθέτει την ύπαρξη επαναληπτικών διαδικασιών (δύο εσωτερικές για την εύρεση των δύο πιέσεων και μία εξωτερική για την εύρεση της απαιτούμενης παροχής μάζας). Συνοπτικά, η συλλογιστική πορεία που αναπτύσσεται στο παρόν υποκεφάλαιο παρουσιάζεται στο διάγραμμα ροής του Σχήματος 3.10.



Σχήμα 3.10: Λογικό διάγραμμα ροής της διαδικασίας προσδιορισμού της πίεσης εξάτμισης, της πίεσης συμπύκνωσης και της απαιτούμενης μαζικής παροχής της θερμής παροχής του κύκλου ORC

Ειδικότερα, γίνεται, αρχικά, υπόθεση μίας αρχικής τιμής (0.2 εν προκειμένω) για το λόγο παροχών μεταξύ του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου ($\dot{m}_{\mathrm{wf}}$) και της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα ($\dot{m}_{\mathrm{oil}}$), ο οποίος δίνεται από τη σχέση:

$$m_{\mathrm{e}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{wf}}}{\dot{m}_{\mathrm{oil}}} \qquad (\Xi\xi.\,3.\,68).$$

Ομοίως, λαμβάνεται και μία αρχική εκτίμηση (0.1 εν προκειμένω) για το λόγο παροχών μεταξύ του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου και της ψυχρής παροχής στο συμπυκνωτήρα ($\dot{m}_{\mathrm{cw}}$), ο οποίος δίνεται από τη σχέση:

$$m_{\mathrm{c}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{wf}}}{\dot{m}_{\mathrm{cw}}} \qquad (\Xi\xi.\,3.\,69).$$

Υποθέτοντας και μία αρχική τιμή (2.5 kg/s εν προκειμένω) για τη μαζική παροχή της θερμής παροχής ($\dot{m}_{\mathrm{oil}}$), μπορούν να χρησιμοποιηθούν εύκολα οι παραπάνω Εξισώσεις 3.68 και 3.69 για τον υπολογισμό μίας πρώτη εκτίμησης των παροχών $\dot{m}_{\mathrm{wf}}$ και $\dot{m}_{\mathrm{cw}}$.

Ακολούθως, αναφορικά με τον προσδιορισμό της πίεσης εξάτμισης (P_{e}), γίνεται μία αρχική υπόθεση για την τιμή του μεγέθους αυτού, οπότε μπορούν να υπολογιστούν για τα σημεία 2* και 3* (κορεσμένο υγρό και κορεσμένος ατμός, αντίστοιχα, στην πίεση αυτή) του κύκλου η θερμοκρασία ($T_{2^*} = T_{3^*} = T$ κορεσμού στην πίεση P_{e}), η ειδική ενθαλπία (h_{2^*} και h_{3^*}) και η ειδική εντροπία (s_{2^*} και s_{3^*}). Τότε, βάσει της Παραδοχής Π2.8), η θερμοκρασία του σημείου 3 θα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$T_3 = T_{3^*} + 5 \qquad (\Xi\xi.\,3.\,70),$$

οπότε γνωρίζοντας πίεση και θερμοκρασία στο σημείο αυτό, δύνανται να υπολογιστούν η ειδική ενθαλπία (h_3) και η ειδική εντροπία (s_3). Από το ισοζύγιο ενέργειας μεταξύ των Ζωνών 1 και 2 του εξατμιστήρα, μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,pinch}}$ της θερμής παροχής, ως εξής:

$$\dot{m}_{\mathrm{oil}} c_{p,\mathrm{oil}} \left(T_{\mathrm{oil,in}} - T_{\mathrm{oil,pinch}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{wf}} (h_3 - h_{2^*}) \Longrightarrow$$

$$\xrightarrow{\Xi\xi.3.68} T_{\mathrm{oil,pinch}} = T_{\mathrm{oil,in}} - \frac{h_3 - h_{2^*}}{c_{p,\mathrm{oil}}} m_{\mathrm{e}} \qquad (\Xi\xi.\,3.\,71),$$

όπου $c_{p,\mathrm{oil}}$ η ειδική θερμοχωρητικότητα της θερμής παροχής (εμπορικό θερμικό έλαιο Therminol® SP), υπολογισμένη στη μέση θερμοκρασία της (150°C), βάσει των Παραδοχών Π2.5) και Π2.3) (σημειώνεται ότι, με παρόμοιο τρόπο, αν το ισοζύγιο ενέργειας γραφτεί μόνο για τη Ζώνη 1 του εξατμιστήρα, η ειδική ενθαλπία h_{2^*} αντικαθίσταται από την h_{3^*} στην παραπάνω Εξίσωση 3.71 και μπορεί να υπολογιστεί και η θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,mid}}$ της θερμής παροχής, ως: $T_{\mathrm{oil,mid}} = T_{\mathrm{oil,in}} - \frac{h_3 - h_{3^*}}{c_{p,\mathrm{oil}}} m_{\mathrm{e}}$). Υπολογίζοντας τη θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,pinch}}$ από την παραπάνω Εξίσωση, μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασιακή διαφορά Pinch Point στον εξατμιστήρα, η οποία, παρατηρώντας το Σχήμα 3.7, προκύπτει ίση με:

$$\Delta T_{\mathrm{e}} = T_{\mathrm{oil,pinch}} - T_{2^*} \qquad (\Xi\xi.\,3.\,72).$$

Στο σημείο αυτό γίνεται ο πρώτος έλεγχος σύγκλισης, καθώς, σύμφωνα με την Παραδοχή Π2.6), θα πρέπει $\Delta T_{\mathrm{e}} = 10^{\circ}\mathrm{C} = \Delta T_{\mathrm{e,pinch}}$. Έτσι, εισάγεται το παρακάτω κριτήριο σύγκλισης:

$$\frac{\Delta T_{\mathrm{e}} - \Delta T_{\mathrm{e,pinch}}}{\Delta T_{\mathrm{e}}} < 1\mathrm{e} - 6 \qquad (\Xi\xi.\,3.\,73).$$

Σε περίπτωση που το παραπάνω κριτήριο δεν ικανοποιείται, εκτιμάται εκ νέου η πίεση P_{e} μέσω της μεθόδου της διχοτόμησης, της οποίας ως όρια λαμβάνονται η τιμή μηδέν και η τιμή της κρίσιμης πίεσης του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου. Μάλιστα, αν $\Delta T_{\mathrm{e}} < \Delta T_{\mathrm{e,pinch}}$, απαιτείται μείωση της πίεσης, ενώ, αντίστροφα, αν $\Delta T_{\mathrm{e}} > \Delta T_{\mathrm{e,pinch}}$, απαιτείται αύξησή της. Έτσι, εκτιμώντας εκ νέου την πίεση P_{e}, επαναλαμβάνεται η παραπάνω διαδικασία έως ότου να ικανοποιηθεί το κριτήριο της Εξίσωσης 3.73, οπότε και η πίεση εξάτμισης θα ισούται με την τιμή της τελευταίας εκτίμησης της επαναληπτικής διαδικασίας.

Αντίστοιχα, αναφορικά με τον προσδιορισμό της πίεσης συμπύκνωσης (P_{c}), γίνεται μία αρχική υπόθεση για την τιμή του μεγέθους αυτού, οπότε μπορούν να υπολογιστούν για τα σημεία 1 και 4* (κορεσμένο υγρό και κορεσμένος ατμός, αντίστοιχα, στην πίεση αυτή) του κύκλου η θερμοκρασία ($T_1 = T_{4^*} = T$ κορεσμού στην πίεση P_{c}), η ειδική ενθαλπία (h_1 και h_{4^*}) και η ειδική εντροπία (s_1 και s_{4^*}). Τότε, από το ισοζύγιο ενέργειας στη Ζώνη 2 του συμπυκνωτήρα, μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασία $T_{\mathrm{cw,pinch}}$ της ψυχρής παροχής, ως εξής:

$$\dot{m}_{\mathrm{cw}} c_{p,\mathrm{cw}} \left(T_{\mathrm{cw,pinch}} - T_{\mathrm{cw,in}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{wf}} (h_{4^*} - h_1) \Longrightarrow$$

$$\overset{\text{Εξ.3.69}}{\Longrightarrow} T_{\mathrm{cw,pinch}} = T_{\mathrm{cw,in}} + \frac{h_{4^*} - h_1}{c_{p,\mathrm{cw}}} m_{\mathrm{c}} \qquad (\text{Εξ. 3. 74}),$$

όπου $c_{p,\mathrm{cw}}$ η ειδική θερμοχωρητικότητα της ψυχρής παροχής (νερό ψύξης), ίση με 4184 J/(kg·K). Υπολογίζοντας τη θερμοκρασία $T_{\mathrm{cw,pinch}}$ από την παραπάνω Εξίσωση, μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασιακή διαφορά Pinch Point στο συμπυκνωτήρα, η οποία, παρατηρώντας το Σχήμα 3.7, προκύπτει ίση με:

$$\Delta T_{\mathrm{c}} = T_{4^*} - T_{\mathrm{cw,pinch}} \qquad (\text{Εξ. 3. 75}).$$

Στο σημείο αυτό γίνεται ο δεύτερος έλεγχος σύγκλισης, καθώς, σύμφωνα με την Παραδοχή Π2.7), θα πρέπει $\Delta T_c = 10°\mathrm{C} = \Delta T_{c,\mathrm{pinch}}$. Έτσι, εισάγεται το παρακάτω κριτήριο σύγκλισης:

$$\frac{\Delta T_c - \Delta T_{\mathrm{c,pinch}}}{\Delta T_c} < 1\mathrm{e} - 6 \qquad (\text{Εξ. 3. 76}).$$

Σε περίπτωση που το παραπάνω κριτήριο δεν ικανοποιείται, εκτιμάται εκ νέου η πίεση P_{c} μέσω της μεθόδου της διχοτόμησης, της οποίας ως όρια λαμβάνονται, όπως και για την πίεση P_{e}, η τιμή μηδέν και η τιμή της κρίσιμης πίεσης του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου. Μάλιστα, αν $\Delta T_{\mathrm{c}} < \Delta T_{\mathrm{c,pinch}}$, απαιτείται αύξηση της πίεσης, ενώ, αντίστροφα, αν $\Delta T_{\mathrm{c}} > \Delta T_{\mathrm{c,pinch}}$, απαιτείται μείωσή της. Έτσι, εκτιμώντας εκ νέου την πίεση P_{c}, επαναλαμβάνεται η παραπάνω διαδικασία έως ότου να ικανοποιηθεί το κριτήριο της Εξίσωσης 3.76, οπότε και η πίεση συμπύκνωσης θα ισούται με την τιμή της τελευταίας εκτίμησης της επαναληπτικής διαδικασίας.

Αναφορικά με τον προσδιορισμό της μαζικής παροχής της θερμής παροχής του κύκλου ($\dot{m}_{\mathrm{oil}}$), πρέπει, πρώτα, να προσδιοριστεί η θερμοδυναμική κατάσταση του εργαζόμενου ρευστού στα σημεία 2 και 4. Πιο συγκεκριμένα, η ειδική ενθαλπία στο σημείο 2 (h_2) υπολογίζεται μέσω του ορισμού του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας:

$$\eta_{\mathrm{p,is}} = \frac{h_1 - h_{2\mathrm{s}}}{h_1 - h_2} \Longrightarrow h_2 = h_1 - \frac{h_1 - h_{2\mathrm{s}}}{\eta_{\mathrm{p,is}}} \qquad (\text{Εξ. 3. 77}),$$

όπου $h_{2\mathrm{s}}$ η ειδική ενθαλπία του εργαζόμενου ρευστού στο σημείο 2 αν η συμπίεση ήταν ισεντροπική (η θερμοδυναμική κατάσταση στο σημείο αυτό προσδιορίζεται εύκολα, μιας και

είναι γνωστή η πίεση στο σημείο αυτό, ίση με την πίεση εξάτμισης, και η ειδική εντροπία, ίση με εκείνη στο σημείο 1 (s_1)). Έχοντας την ειδική ενθαλπία στο σημείο 2 και γνωρίζοντας την πίεση εξάτμισης, μπορούν να υπολογιστούν για το σημείο αυτό τόσο η θερμοκρασία (T_2) όσο και η ειδική εντροπία (s_2).

Αντίστοιχα, η ειδική ενθαλπία στο σημείο 4 (h_4) υπολογίζεται μέσω του ορισμού του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου:

$$\eta_{\mathrm{t,is}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4\mathrm{s}}} \Longrightarrow h_4 = h_3 - \eta_{\mathrm{t,is}} \cdot (h_3 - h_{4\mathrm{s}}) \qquad (\Xi\xi.\,3.78),$$

όπου $h_{4\mathrm{s}}$ η ειδική ενθαλπία του εργαζόμενου ρευστού στο σημείο 4 αν η εκτόνωση ήταν ισεντροπική (η θερμοδυναμική κατάσταση στο σημείο αυτό προσδιορίζεται εύκολα, μιας και είναι γνωστή η πίεση στο σημείο αυτό, ίση με την πίεση συμπύκνωσης, και η ειδική εντροπία, ίση με εκείνη στο σημείο 3 (s_3)). Έχοντας την ειδική ενθαλπία στο σημείο 4 και γνωρίζοντας την πίεση συμπύκνωσης, μπορούν να υπολογιστούν για το σημείο αυτό τόσο η θερμοκρασία (T_4) όσο και η ειδική εντροπία (s_4).

Γνωρίζοντας, πλέον, τη θερμοδυναμική κατάσταση του εργαζόμενου ρευστού σε όλα τα σημεία του κύκλου, δύναται να υπολογιστεί η παραγόμενη ισχύς από το στρόβιλο, η οποία θα είναι:

$$\dot{W}_{\mathrm{t}} = \dot{m}_{\mathrm{wf}}(h_3 - h_4) = m_{\mathrm{e}}\dot{m}_{\mathrm{oil}}(h_3 - h_4) \qquad (\Xi\xi.\,3.79).$$

Στο σημείο αυτό γίνεται ο τρίτος και τελευταίος έλεγχος σύγκλισης, καθώς η τιμή στόχος για την ισχύ της μηχανής είναι 1kW. Έτσι, εισάγεται το παρακάτω κριτήριο σύγκλισης:

$$\frac{\dot{W}_{\mathrm{t}}[\mathrm{kW}] - 1}{\dot{W}_{\mathrm{t}}[\mathrm{kW}]} < 1\mathrm{e} - 6 \qquad (\Xi\xi.\,3.80).$$

Σε περίπτωση που το παραπάνω κριτήριο δεν ικανοποιείται, εκτιμάται εκ νέου η παροχή $\dot{m}_{\mathrm{oil}}$ μέσω της μεθόδου της διχοτόμησης, της οποίας ως όρια λαμβάνονται η τιμή μηδέν και η τιμή των 5 kg/s. Μάλιστα, αν $\dot{W}_t < 1\mathrm{kW}$, απαιτείται αύξηση της παροχής, ενώ, αντίστροφα, αν $\dot{W}_t > 1\mathrm{kW}$, απαιτείται μείωσή της. Έτσι, αφού εκτιμηθεί εκ νέου η παροχή $\dot{m}_{\mathrm{oil}}$, λαμβάνονται και νέες εκτιμήσεις για τους δύο λόγους παροχών – m_{e} και m_{c} – από τα συνολικά ισοζύγια ενέργειας σε εξατμιστήρα και συμπυκνωτήρα, αντίστοιχα, ως εξής:

$$\dot{m}_{\mathrm{oil}} c_{p,\mathrm{oil}}\left(T_{\mathrm{oil,in}} - T_{\mathrm{oil,out}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{wf}}(h_3 - h_2) \Longrightarrow$$

$$\Longrightarrow m_{\mathrm{e}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{wf}}}{\dot{m}_{\mathrm{oil}}} = \frac{c_{p,\mathrm{oil}}\left(T_{\mathrm{oil,in}} - T_{\mathrm{oil,out}}\right)}{h_3 - h_2} \qquad (\Xi\xi.\,3.81)$$

και

$$\dot{m}_{\mathrm{cw}} c_{p,\mathrm{cw}}\left(T_{\mathrm{cw,out}} - T_{\mathrm{cw,in}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{wf}}(h_4 - h_1) \Longrightarrow$$

$$\Longrightarrow m_{\mathrm{c}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{wf}}}{\dot{m}_{\mathrm{cw}}} = \frac{c_{p,\mathrm{cw}}\left(T_{\mathrm{cw,out}} - T_{\mathrm{cw,in}}\right)}{h_4 - h_1} \qquad (\Xi\xi.\,3.82).$$

Υπό αυτές τις νέες εκτιμήσεις για τα μεγέθη $\dot{m}_{\mathrm{oil}}$, m_{e} και m_{c}, επαναλαμβάνεται η παραπάνω διαδικασία προσδιορισμού των δύο πιέσεων και της ισχύος της μηχανής, έως ότου να ικανοποιηθεί το κριτήριο της Εξίσωσης 3.80, οπότε και η απαιτούμενη παροχή της θερμής παροχής θα ισούται με την τιμή της τελευταίας εκτίμησης της επαναληπτικής διαδικασίας.

Έχοντας προσδιορίσει τη θερμοδυναμική κατάσταση σε όλα τα σημεία του κύκλου, μπορούν, επιπλέον, να υπολογιστούν η συνολικά απαιτούμενη θερμική ισχύς στον εξατμιστήρα ($\dot{Q}_{\mathrm{e}}$), η αντίστοιχη ψυκτική ισχύς στο συμπυκνωτήρα ($\dot{Q}_{\mathrm{c}}$), η απαιτούμενη ισχύς για τη λειτουργία της αντλίας ($\dot{W}_{\mathrm{p}}$), η καθαρή παραγόμενη ισχύς της μηχανής ($\dot{W}_{\mathrm{net}}$), ο βαθμός θερμικής απόδοσης της μηχανής (η_{th}) και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του κύκλου (η_{II}), αντίστοιχα, ως εξής:

$$\dot{Q}_{\mathrm{e}} = \dot{m}_{\mathrm{wf}}(h_3 - h_2) \quad \text{(Εξ. 3.83)},$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{c}} = \dot{m}_{\mathrm{wf}}(h_4 - h_1) \quad \text{(Εξ. 3.84)},$$

$$\dot{W}_{\mathrm{p}} = \dot{m}_{\mathrm{wf}}(h_2 - h_1) \quad \text{(Εξ. 3.85)},$$

$$\dot{W}_{\mathrm{net}} = \dot{W}_{\mathrm{t}} - \dot{W}_{\mathrm{p}} \quad \text{(Εξ. 3.86)},$$

$$\eta_{\mathrm{th}} = \frac{\dot{W}_{\mathrm{net}}}{\dot{Q}_{\mathrm{e}}} \quad \text{(Εξ. 3.87)}$$

και

$$\eta_{\mathrm{II}} = \frac{\dot{W}_{\mathrm{net}}}{\dot{Q}_{\mathrm{e}}\left(1 - \frac{T_{\mathrm{amb}}}{T_{\dot{Q}_{\mathrm{e}}}}\right)} \quad \text{(Εξ. 3.88)},$$

όπου στην Εξίσωση 3.88 οι θερμοκρασίες είναι εκφρασμένες σε K, ως θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_{amb}) λαμβάνονται οι 20°C ή 293.15K, ενώ $T_{\dot{Q}_{\mathrm{e}}}$ είναι η μέση θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμο το θερμικό φορτίο $\dot{Q}_{\mathrm{e}}$ (ίση με 150°C ή 423.15K στην περίπτωση αυτή).

3.5.4. Διαστασιολόγηση Εναλλακτών Θερμότητας

Στο σημείο αυτό δύναται να εκκινήσει η διαδικασία της διαστασιολόγησης των δύο εναλλακτών θερμότητας, δηλαδή του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτήρα του κύκλου. Όπως εξηγήθηκε στην αρχή του υποκεφαλαίου 3.5.2 και βάσει και της Παραδοχής Π2.1), η διαδικασία αυτή συνίσταται στον προσδιορισμό της απαιτούμενης επιφάνειας εναλλαγής των επί μέρους ζωνών στις οποίες αυτοί διαιρούνται,. Συνολικά, οι προς διαστασιολόγηση ζώνες των δύο εναλλακτών θερμότητας είναι πέντε (τρεις για τον εξατμιστήρα και δύο για το συμπυκνωτήρα), ωστόσο η διαδικασία που ακολουθείται είναι κοινή. Ακόμα, υπογραμμίζεται ότι η υπολογιστική επίλυση του προβλήματος της διαστασιολόγησης απαιτεί την ενσωμάτωση επαναληπτικής διαδικασίας.

Πιο συγκεκριμένα, βάσει των επιλεγόμενων γεωμετρικών χαρακτηριστικών του Πίνακα 3.7, μπορούν να υπολογιστούν το μήκος (Plate Length, L_{p}) και το πλάτος (Plate Width, W_{p}) της κάθε πλάκας, καθώς και η ενεργή επιφάνεια εναλλαγής της κάθε πλάκας (Plate Effective Heat Transfer Area, A_{p}), ως εξής:

$$L_{\mathrm{p}} = L_{\mathrm{v}} - D_{\mathrm{p}} \quad \text{(Εξ. 3.89)},$$

$$W_{\mathrm{p}} = L_{\mathrm{h}} + D_{\mathrm{p}} \quad \text{(Εξ. 3.90)}$$

και

$$A_{\mathrm{p}} = \varphi \cdot W_{\mathrm{p}} \cdot L_{\mathrm{p}} \qquad (\text{Εξ. 3.91}).$$

Ακόμα, έχοντας προηγηθεί της διαστασιολόγησης ο προσδιορισμός της θερμοδυναμικής κατάστασης όλων των σημείων του κύκλου, μπορεί να υπολογιστεί το απαιτούμενο θερμικό φορτίο σε κάθε προς διαστασιολόγηση ζώνη ως εξής:

$$\dot{Q}_{\mathrm{i}} = \dot{m}_{\mathrm{wf}} \cdot \Delta h_{\mathrm{i}} \qquad (\text{Εξ. 3.92}),$$

όπου Δh_{i} η διαφορά ενθαλπίας στην οποία υπόκειται το εργαζόμενο ρευστό του κύκλου σε κάθε μία από τις πέντε εξεταζόμενες ζώνες. Ο δείκτης i υποδεικνύει τις διαφορετικές ζώνες των εναλλακτών και παίρνει τιμές $\mathrm{i} = 1, 2, 3$ για τον υπερθερμαντήρα, τον εξατμιστήρα και τον προθερμαντήρα, ενώ στο συμπυκνωτήρα τις τιμές $\mathrm{i} = 1, 2$ για τον προψυκτήρα και το συμπυκνωτήρα, αντίστοιχα. Επίσης, υπολογίζεται το μέγεθος της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς, για κάθε ζώνη, ως εξής:

$$LMTD_{\mathrm{i}} = \frac{\left(T_{\mathrm{h1,i}} - T_{\mathrm{c2,i}}\right) - \left(T_{\mathrm{h2,i}} - T_{\mathrm{c1,i}}\right)}{\ln\left(\frac{T_{\mathrm{h1,i}} - T_{\mathrm{c2,i}}}{T_{\mathrm{h2,i}} - T_{\mathrm{c1,i}}}\right)} \qquad (\text{Εξ. 3.93}),$$

όπου $T_{\mathrm{h1,i}}$ η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού, $T_{\mathrm{c2,i}}$ η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού, $T_{\mathrm{h2,i}}$ η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού και $T_{\mathrm{c1,i}}$ η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού, στην αντίστοιχη ζώνη i.

Στο σημείο αυτό γίνεται μία αρχική εκτίμηση (500 W/(m^2·K) εν προκειμένω) για τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σε κάθε ζώνη (U_{i}). Τότε, η απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής της ζώνης i θα είναι:

$$A_{\mathrm{i}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{i}}}{LMTD_{\mathrm{i}} \cdot U_{\mathrm{i}}} \qquad (\text{Εξ. 3.94}),$$

επιφάνεια που αντιστοιχεί σε αριθμό πλακών (Number of Plates, N_{t}):

$$N_{\mathrm{t,i}} = \frac{A_{\mathrm{i}}}{A_{\mathrm{p}}} + 2 \qquad (\text{Εξ. 3.95}),$$

όπου η πρόσθεση των 2 πλακών αντιστοιχεί στις δύο τελικές πλάκες (End Plates), οι οποίες δε συνεισφέρουν στη μεταφορά θερμότητας. Τότε, για κάθε ζώνη i, υπολογίζονται η απόσταση μεταξύ διαδοχικών καναλιών (Plate Pitch, p), το πάχος των καναλιών ροής (Mean Channel Spacing, b), η ισοδύναμη διάμετρος των καναλιών ροής (Equivalent Channel Diameter, D_{e}) και το πλήθος των καναλιών ανά αλλαγή κατεύθυνσης (Number of Channels per Pass, N_{cp}) από τις παρακάτω Εξισώσεις, αντίστοιχα:

$$p_{\mathrm{i}} = \frac{L_{\mathrm{c}}}{N_{\mathrm{t,i}}} \qquad (\text{Εξ. 3.96}),$$

$$b_{\mathrm{i}} = p_{\mathrm{i}} - t \qquad (\text{Εξ. 3.97}),$$

$$D_{\mathrm{e,i}} = \frac{2b_{\mathrm{i}}}{\varphi} \qquad (\text{Εξ. 3.98})$$

και

$$N_{\mathrm{cp,i}} = \frac{N_{\mathrm{t,i}} - 1}{2N_{\mathrm{p}}} \qquad (\text{Εξ. 3.99}).$$

Για τις ζώνες όπου η ροή είναι μονοφασική, δηλαδή για τις Ζώνες 1 και 3 του εξατμιστήρα και για τη Ζώνη 1 του συμπυκνωτήρα, όπου δε διενεργώνται διεργασίες αλλαγής φάσης, η μαζική παροχή του κάθε ρευστού ανά μονάδα επιφάνειας και ανά κανάλι (Mass Velocity per Channel, G_{c}) θα είναι:

$$G_{\mathrm{c,ij}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{j}}}{N_{\mathrm{cp,i}} b_{\mathrm{i}} W_{\mathrm{p}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.100),$$

όπου ο δείκτης j αντικατοπτρίζει το εκάστοτε εξεταζόμενο ρευστό (θερμή παροχή του εξατμιστήρα, εργαζόμενο ρευστό ή ψυχρή παροχή του συμπυκνωτήρα). Από το μέγεθος αυτό υπολογίζεται ο αδιάστατος αριθμός Reynolds για τη ροή του εκάστοτε ρευστού, ως εξής:

$$Re_{\mathrm{ij}} = \frac{G_{\mathrm{c,ij}} D_{\mathrm{e,i}}}{\mu_{\mathrm{ij}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.101),$$

όπου μ_{ij} το δυναμικό ιξώδες του ρευστού j στη ζώνη i, ενώ ο αδιάστατος αριθμός Prandtl θα δίνεται από τη σχέση:

$$Pr_{\mathrm{ij}} = \frac{c_{\mathrm{p,ij}} \mu_{\mathrm{ij}}}{k_{\mathrm{ij}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.102),$$

όπου $c_{\mathrm{p,ij}}$ και k_{ij} η ειδική θερμοχωρητικότητα και η θερμική αγωγιμότητα του ρευστού j στη ζώνη i. Βάσει της Παραδοχής Π2.5), οι θερμοδυναμικές ιδιότητες (μ, c_{p} και k) υπολογίζονται στη μέση θερμοκρασία της εκάστοτε μεταβολής. Για μονοφασική ροή, λοιπόν, ο αδιάστατος αριθμός Nusselt που δίνει τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην πλευρά του εκάστοτε ρευστού για κάθε ζώνη (h_{ij}), δίνεται, θεωρώντας σταθερό ιξώδες εντός των καναλιών ροής, από συσχετίσεις της μορφής:

$$Nu_{\mathrm{ij}} = \frac{h_{ij} D_{\mathrm{e,i}}}{k_{\mathrm{ij}}} = C_{\mathrm{h}} \left(Re_{\mathrm{ij}}\right)^{n} \left(Pr_{\mathrm{ij}}\right)^{1/3} \qquad (\text{Εξ. } 3.103),$$

όπου οι συντελεστές C_{h} και n εξαρτώνται από τα χαρακτηριστικά της ροής και από τη γωνία αυλάκωσης των πλακών [48]. Στον Πίνακα 3.8 παρακάτω δίνονται τιμές για τις δύο αυτές σταθερές σε διάφορα εύρη του αριθμού Reynolds και για γωνία αυλάκωσης ίση με 60° που επιλέγεται στην παρούσα Εργασία.

Πίνακας 3.8: Τιμές για τις σταθερές C_h και n, για γωνία αυλάκωσης 60° και για διάφορες τιμές του αριθμού Reynolds [48]

Αριθμός Reynolds (–)	$\boldsymbol{C_{\mathrm{h}}}$	$\boldsymbol{n}$
<20	0.562	0.326
20 – 400	0.306	0.529
> 400	0.108	0.703

Αντίστοιχα, για τις ζώνες όπου η ροή είναι διφασική, δηλαδή για τις Ζώνες 2 του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτήρα, όπου διενεργώνται, αντίστοιχα, οι διεργασίες αλλαγής φάσης της εξάτμισης και της συμπύκνωσης, η ταχύτητα του κάθε ρευστού ανά κανάλι (Channel Velocity, u_{pc}) θα είναι:

$$u_{\mathrm{pc,ij}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{j}}}{\rho_{\mathrm{ij}} N_{\mathrm{cp,i}} b_{\mathrm{i}} W_{\mathrm{p}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.104),$$

όπου ρ_{ij} η πυκνότητα του ρευστού j στη ζώνη i. Ο αδιάστατος αριθμός Reynolds για τη ροή του εκάστοτε ρευστού υπολογίζεται, από το μέγεθος αυτό, ως εξής:

$$Re_{\mathrm{ij}} = \frac{\rho_{\mathrm{ij}} u_{\mathrm{pc,ij}} D_{\mathrm{e,i}}}{\mu_{\mathrm{ij}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.105),$$

ενώ ο αδιάστατος αριθμός Prandtl θα δίνεται, όπως και για τη μονοφασική ροή, από την Εξίσωση 3.102. Βάσει της Παραδοχής Π2.5), οι θερμοδυναμικές ιδιότητες (ρ, μ, c_{p} και k) υπολογίζονται για ποιότητα ατμού ίση με 0.5, δηλαδή ακριβώς στο μέσο των διεργασιών αλλαγής φάσης. Για διφασική ροή, λοιπόν, ο αδιάστατος αριθμός Nusselt που δίνει τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην πλευρά του εκάστοτε ρευστού για κάθε ζώνη (h_{ij}), δίνεται, θεωρώντας σταθερό ιξώδες εντός των καναλιών ροής, από συσχετίσεις της μορφής [47]:

$$Nu_{\mathrm{ij}} = \frac{h_{ij} D_{\mathrm{e,i}}}{k_{\mathrm{ij}}} = 0.26\left(Re_{\mathrm{ij}}\right)^{0.65}\left(Pr_{\mathrm{ij}}\right)^{0.4} \qquad (\text{Εξ. } 3.106).$$

Υπολογίζοντας, λοιπόν, το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για τη θερμή ($h_{\mathrm{h,i}}$) και τη ψυχρή πλευρά ($h_{\mathrm{c,i}}$) της εκάστοτε προς διαστασιολόγηση ζώνης i (από την Εξίσωση 3.103 για μονοφασική ροή και από την Εξίσωση 3.106 για διφασική ροή), μπορεί να προσδιοριστεί ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας της ζώνης από τη σχέση:

$$U_{\mathrm{i}} = \left(\frac{1}{h_{\mathrm{c,i}}} + \frac{t}{k_{\mathrm{plate}}} + \frac{1}{h_{\mathrm{h,i}}}\right)^{-1} \qquad (\text{Εξ. } 3.107).$$

Στο σημείο αυτό, όπου έχει ληφθεί νέα εκτίμηση για το μέγεθος του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, εισάγεται ο έλεγχος σύγκλισης, σύμφωνα με τον οποίο θα πρέπει:

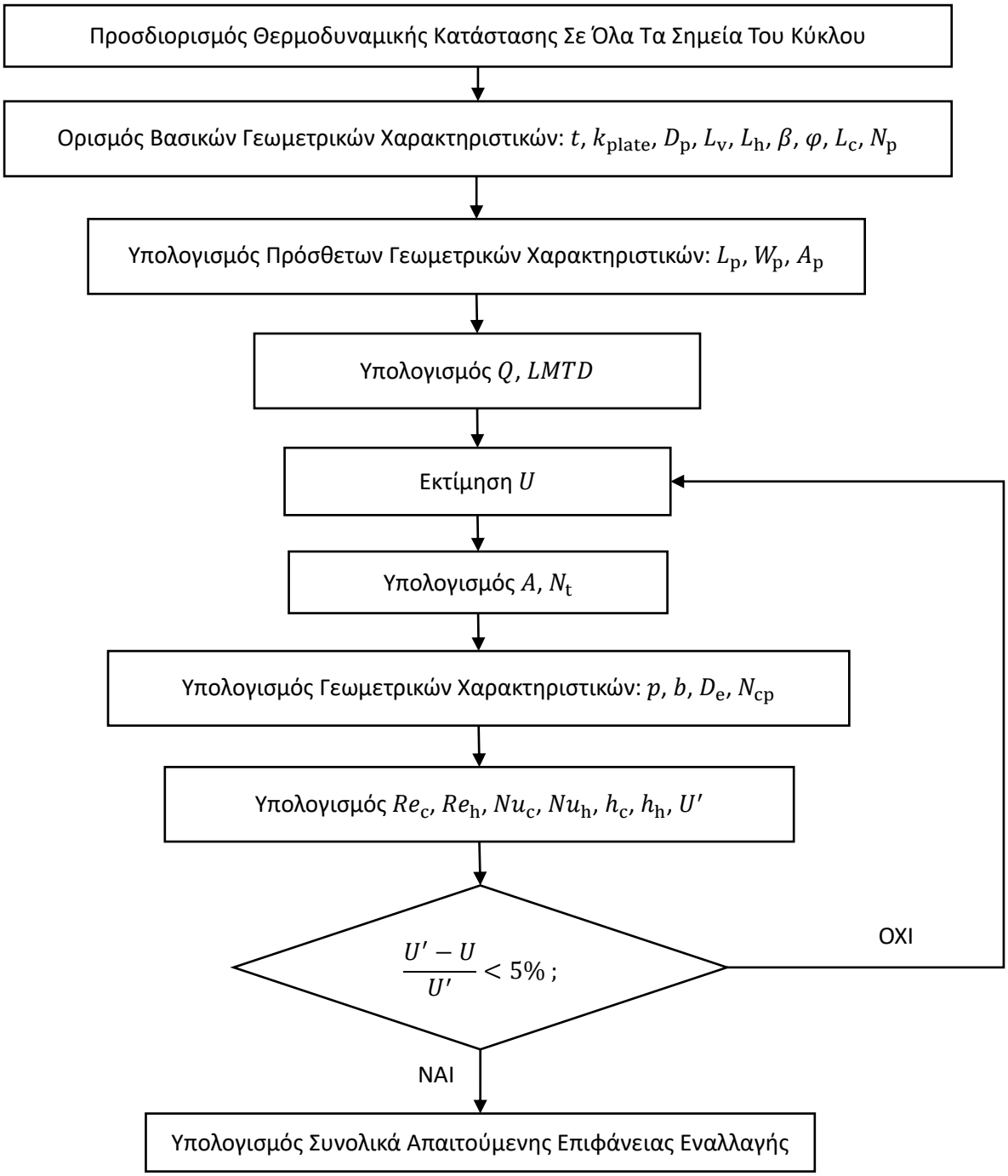
$$\frac{U_{\mathrm{i}}^{'} - U_{\mathrm{i}}}{U_{\mathrm{i}}^{'}} < 5\% \qquad (\text{Εξ. } 3.108),$$

όπου $U_{\mathrm{i}}^{'}$ η νέα και U_{i} η προηγούμενη εκτίμηση κατά την εκτέλεση της επαναληπτικής διαδικασίας. Σε περίπτωση που το παραπάνω κριτήριο δεν ικανοποιείται, επαναλαμβάνονται όλοι οι υπολογισμοί από την Εξίσωση 3.94 έως την 3.107, όπου στην Εξίσωση 3.94 γίνεται χρήση της νέας εκτίμησης $U_{\mathrm{i}}^{'}$, έως ότου να ικανοποιηθεί το κριτήριο της Εξίσωσης 3.108, οπότε και ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και η απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής κάθε ζώνης θα ισούνται με τις τιμές της τελευταίας εκτέλεσης της επαναληπτικής διαδικασίας. Τότε, η συνολική επιφάνεια των εναλλακτών θα δίνεται αθροιστικά από τη σχέση:

$$A = \sum_{\mathrm{i}} A_{\mathrm{i}} \qquad (\text{Εξ. } 3.109),$$

όπου ο δείκτης i παίρνει τιμές $\mathrm{i} = 1, 2, 3$ για τον εξατμιστήρα και $\mathrm{i} = 1, 2$ για το συμπυκνωτήρα.

Συνοπτικά, όλη η συλλογιστική πορεία που αναπτύχθηκε παραπάνω για τη διαστασιολόγηση των δύο εναλλακτών θερμότητας του κύκλου ORC παρουσιάζεται στο διάγραμμα ροής του Σχήματος 3.11, στο οποίο διακρίνεται και η επαναληπτική διαδικασία για τον προσδιορισμό του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και της απαιτούμενης επιφάνειας εναλλαγής.



Σχήμα 3.11: Λογικό διάγραμμα ροής της διαδικασίας διαστασιολόγησης του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτήρα του κύκλου ORC

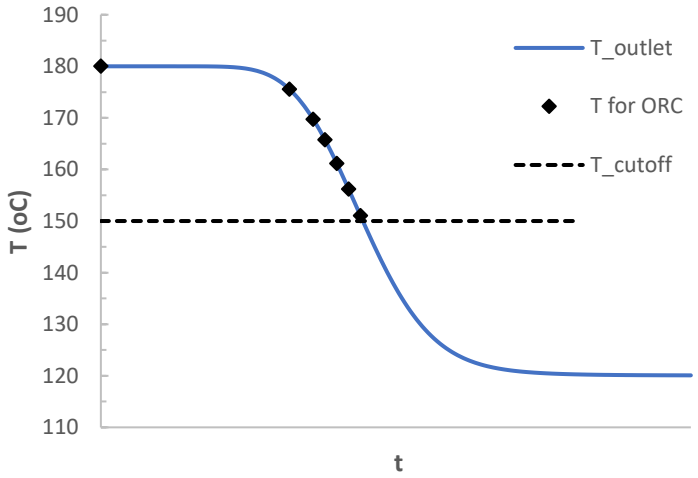
Εκτελώντας, λοιπόν, την υπολογιστική προσομοίωση σε περιβάλλον προγραμματισμού Matlab υπό τους όρους που περιγράφηκαν παραπάνω (για περισσότερες πληροφορίες, βλ. ηλεκτρονικό αρχείο *Sarimanolis_Dimitrios_DE_ORC_Sizing.m*), προκύπτουν τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο υποκεφάλαιο 4.4, τα οποία και χρησιμοποιούνται στο επόμενο υποκεφάλαιο 3.6 για διερεύνηση της δυναμικής συμπεριφοράς του εξεταζόμενου κύκλου ORC υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα.

3.6. Λειτουργία της Μηχανής ORC υπό Μεταβαλλόμενη Θερμοκρασία Θερμής Παροχής

3.6.1. Γενικά Στοιχεία

Είναι αντιληπτό ότι για τη διερεύνηση της δυναμικής συμπεριφοράς του εξεταζόμενου κύκλου ORC υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, αντικείμενο που συνιστά το σημείο εστίασης του παρόντος υποκεφαλαίου, απαραίτητη είναι η επίλυση ενός προβλήματος λειτουργίας υπό ρεαλιστικές συνθήκες. Το γεγονός αυτό καθιστά την παρούσα ανάλυση διαφορετική σε σχέση με το προηγούμενο υποκεφάλαιο 3.5, όπου η διαδικασία που αναπτύχθηκε για τη διαστασιολόγηση της μηχανής παραγωγής ισχύος και δη των δύο εναλλακτών θερμότητας (εξατμιστήρα και συμπυκνωτήρα) συνίσταται στην επίλυση ενός προβλήματος σχεδιασμού. Έτσι, η φύση του προς επίλυση προβλήματος στο παρόν υποκεφάλαιο αλλάζει σε σχέση με το προηγούμενο και από πρόβλημα σχεδιασμού μεταπίπτει σε πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής.

Πιο συγκεκριμένα, δεδομένου ότι η εξεταζόμενη μηχανή ORC τροφοδοτείται θερμικά από τη μελετώμενη στο υποκεφάλαιο 3.4 αποθηκευτική δεξαμενή, της οποίας η συμπεριφορά είναι χρονοεξαρτώμενη, καθίσταται εμφανές ότι και η συμπεριφορά της εν λόγω μηχανής θα είναι επίσης χρονοεξαρτώμενη. Μάλιστα, κατά την εκτέλεση διεργασίας εκφόρτισης της δεξαμενής για την τροφοδοσία της μηχανής, η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή μειώνεται με την πάροδο του χρόνου, όπως φαίνεται και στο λαμβανόμενο από την προσομοίωση Σχήμα 4.16 (β). Στο ίδιο θερμοκρασιακό εύρος 120 – 180 °C, η ποιοτική εξέλιξη της θερμοκρασίας εξόδου από τη δεξαμενή συναρτήσει του χρόνου παρουσιάζεται στο παρακάτω Σχήμα 3.12. Ο συμβολισμός των μαύρων κουκίδων αντιστοιχεί σε διακριτές τιμές της θερμοκρασίας οι οποίες χρησιμοποιούνται στην παρούσα προσέγγιση, κατά τον τρόπο που αναλύεται στις Παραδοχές Π3.1) έως Π3.3), ενώ με διακεκομμένη γραμμή παριστάνεται η θερμοκρασία Cut – off (βλ. Παραδοχή Π3.2) παρακάτω).



Σχήμα 3.12: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρευστού κατά την εκφόρτιση της δεξαμενής μαγνητίτη υπό αρχική θερμοκρασία 180°C και θερμοκρασία εισόδου 120°C

Ισοδύναμα, λοιπόν, η θερμοκρασία με την οποία εισέρχεται η θερμή παροχή στον εξατμιστήρα του κύκλου ORC θα μεταβάλλεται με την πάροδο του χρόνου και, συγκεκριμένα, θα μειώνεται. Έτσι, υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον

εξατμιστήρα, προκύπτει εύλογα ότι θα μεταβάλλεται και η θερμοκρασία εξάτμισης του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου. Υπό δεδομένο εργαζόμενο ρευστό, ωστόσο, το γεγονός αυτό θα οδηγεί σε μεταβολή και της άνω πίεσης λειτουργίας του κύκλου, δηλαδή της πίεσης εξάτμισης, οπότε, συνολικά, η συμπεριφορά του κύκλου θα είναι χρονοεξαρτώμενη.

3.6.2. Παραδοχές

Για τη διερεύνηση, λοιπόν, της εν λόγω συμπεριφοράς του κύκλου, λαμβάνονται οι παρακάτω παραδοχές:

Π3.1) Η δυναμική συμπεριφορά προσεγγίζεται από διαδοχικά σημεία μονίμων καταστάσεων. Θεωρείται, δηλαδή, ότι η απόκριση όλων των στοιχείων που αποτελούν το κύκλο είναι ταχύτατη και επέρχονται, ακαριαία, συνθήκες μόνιμης κατάστασης, παρόλο που η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα του κύκλου μειώνεται με το χρόνο. Για τη διερεύνηση του στροβίλου και της αντλίας θα ακολουθούταν ούτως ή άλλως η προσέγγιση αυτή, μιας και ο χρόνος αντίδρασής τους είναι πολύ μικρότερος από εκείνον των εναλλακτών θερμότητας, όπως υποδεικνύεται και από τους Musbaudeen et al. [50]. Ωστόσο, στην παρούσα Εργασία επιλέγεται να προσεγγιστούν κατά παρόμοιο τρόπο και οι δύο εναλλάκτες θερμότητας, προς απλοποίηση του επιλυόμενου προβλήματος. Έτσι, η προσέγγιση που ακολουθείται δεν συνίσταται ακριβώς στην επίλυση ενός δυναμικού μαθηματικού μοντέλου για τον προσδιορισμό της χρονοεξαρτώμενης συμπεριφοράς της μηχανής, αλλά μεταβάλλεται η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα υπό σταθερό βήμα. Για κάθε πτώση της εν λόγω θερμοκρασίας γίνεται επίλυση του κύκλου και προσδιορίζονται η θερμοδυναμική κατάσταση σε όλα τα σημεία του, η παραγόμενη ισχύς από αυτό και οι δείκτες απόδοσής του, με στόχο τη μελέτη της επίδρασης που έχει η θερμοκρασία αυτή στα εν λόγω μεγέθη. Καθίσταται προφανές ότι η κάθε πτώση της εξεταζόμενης θερμοκρασίας αντιστοιχεί στην έλευση κάποιου συγκεκριμένου χρονικού διαστήματος από τη χρονική στιγμή εκκίνησης της διεργασίας, ωστόσο η ανεξάρτητη μεταβλητή στην παρούσα διερεύνηση είναι η θερμοκρασία και όχι ο χρόνος.

Π3.2) Αν και η διαστασιολόγηση (βλ. υποκεφάλαιο 3.5) έλαβε χώρα για την περιοχή λειτουργίας 120 – 180 °C του εξατμιστήρα, στο υποκεφάλαιο αυτό η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής σε αυτόν επιλέγεται να μην κατέβει έως τη θερμοκρασία των 120°C. Αυτό συμβαίνει διότι, κατά την εκφόρτιση της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας, ορίζεται στην πράξη ένα κατώφλι στη θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από αυτήν. Η θερμοκρασία αυτή ονομάζεται θερμοκρασία αποκοπής (Cut – off Temperature, $T_{\mathrm{cut-off}}$) και κάτω από τη θερμοκρασία αυτή κρίνεται ότι δεν μπορεί να λειτουργήσει επαρκώς η μηχανή για την παραγωγή ισχύος [16]. Στη διερεύνηση, λοιπόν, της παρούσας Εργασίας, ως Cut – off θερμοκρασία επιλέγεται ενδεικτικά η τιμή των 150°C (βλ. διακεκομμένη γραμμή μαύρου χρώματος στο Σχήμα 3.12), δηλαδή η περιοχή στην οποία κυμαίνεται η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα θα είναι 150 – 180 °C.

Π3.3) Βάσει των Παραδοχών Π3.1) και Π3.2), όλη η διερεύνηση και οι υπολογισμοί θα λάβουν χώρα για διάφορες διακριτές τιμές της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα ($T_{\mathrm{oil,in}}$), μεταξύ των θερμοκρασιακών ορίων των 180°C και

των 150°C ($T_{\mathrm{cut-off}}$). Συγκεκριμένα, λαμβάνονται τιμές με βήμα –5°C, δηλαδή οι εξεταζόμενες τιμές είναι οι: 180, 175, 170, 165, 160, 155 και 150 (σε °C) (βλ. κουκίδες μαύρου χρώματος στο Σχήμα 3.12).

Π3.4) Η μελέτη των εναλλακτών θερμότητας λαμβάνει χώρα θεωρώντας και πάλι τη διαίρεσή τους σε επί μέρους ζώνες.

Π3.5) Η θερμοκρασία εισόδου της ψυχρής παροχής (νερό ψύξης) στο συμπυκνωτήρα παραμένει σταθερά ίση με 20°C. Μιας και δε μεταβάλλεται, λοιπόν, η θερμοκρασία αυτή, θεωρείται εύλογα ότι και η πίεση συμπύκνωσης του κύκλου (P_{c}) παραμένει σταθερά ίση με εκείνη που προσδιορίστηκε από τη διαδικασία στο προηγούμενο υποκεφάλαιο 3.5.

Π3.6) Οι ιδιότητες της ψυχρής παροχής (νερό ψύξης) λαμβάνονται ίδιες με αυτές του προηγούμενου υποκεφαλαίου 3.5, της θερμής παροχής προσδιορίζονται στη θερμοκρασία εισόδου στην εκάστοτε επιτελούμενη διεργασία, ενώ του εργαζόμενου ρευστού προσδιορίζονται επίσης στη θερμοκρασία εισόδου σε κάθε ζώνη, όταν η ροή είναι μονοφασική. Όταν η ροή είναι διφασική, προσδιορίζονται στη μέση της εκτελούμενης διεργασίας (δηλαδή για ποιότητα ατμού ίση με 0.5).

Π3.7) Η πτώση πίεσης και στον εξατμιστήρα και στο συμπυκνωτήρα θεωρείται αμελητέα, δηλαδή οι πιέσεις εξάτμισης (P_{e}) και συμπύκνωσης (P_{c}) παραμένουν σταθερές.

Π3.8) Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ($\eta_{\mathrm{p,is}}$) και του στροβίλου ($\eta_{\mathrm{t,is}}$) παραμένει 0.40 και 0.70, αντίστοιχα.

Π3.9) Αγνοούνται τα φαινόμενα μείωσης των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας λόγω πιθανών επικαθήμενων ακαθαρσιών στις επιφάνειες εναλλαγής θερμότητας (Fouling Resistance).

Π3.10) Δεδομένου ότι το προς επίλυση πρόβλημα αποτελεί πρόβλημα λειτουργίας, είναι σαφές ότι οι θερμοκρασίες εξόδου των τριών ρευστών (θερμή παροχή στον εξατμιστήρα, εργαζόμενο ρευστό του κύκλου και ψυχρή παροχή στο συμπυκνωτήρα) από κάθε ζώνη εναλλακτών θερμότητας δεν είναι γνωστές. Έτσι, η εφαρμογή της μεθόδου της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς για την επίλυση του προβλήματος αυτού δεν είναι εφικτή, καθώς προϋποθέτει τη γνώση της θερμοκρασίας σε όλα τα σημεία του κύκλου. Συνεπώς, η επίλυση του προβλήματος λειτουργίας πραγματοποιείται μέσω της μεθόδου ε – NTU (Effectiveness – NTU Method) [49].

3.6.3. Μέθοδος ε – NTU

Προτού αναλυθεί η διαδικασία των υπολογισμών που ακολουθείται, κρίνεται απαραίτητη η παράθεση των εξισώσεων που προτάσσονται από τη μέθοδο ε – NTU. Ειδικότερα, για κάθε ζώνη i των εναλλακτών θερμότητας, ο αριθμός μονάδων μεταφοράς (Number of Transfer Units – NTU) δίνεται από τη σχέση:

$$NTU_{\mathrm{i}} = \frac{U_{\mathrm{i}} A_{\mathrm{i}}}{C_{\mathrm{min,i}}} \qquad (\Xi\xi.\ 3.110),$$

όπου $C_{\min,\mathrm{i}}$ η ελάχιστη τιμή (μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρεύματος που ανταλλάσσουν θερμότητα) του γινομένου $\dot{m} \cdot c_{\mathrm{p}}$ στη ζώνη i. Τότε, για εναλλάκτες αντιρροής τύπου πλακών και μονού περάσματος (Single – Pass), η αποδοτικότητα (ε) δίνεται, συναρτήσει του μεγέθους NTU, για τις ζώνες μονοφασικής και διφασικής ροής, αντίστοιχα, από τις σχέσεις:

$$\varepsilon_{\mathrm{i}} = \frac{1 - \exp[-NTU_{\mathrm{i}}(1 - C_{\mathrm{i}}^{*})]}{1 - C_{\mathrm{i}}^{*} \exp[-NTU_{\mathrm{i}}(1 - C_{\mathrm{i}}^{*})]} \qquad (\text{Εξ. } 3.111)$$

και

$$\varepsilon_{\mathrm{i}} = 1 - \exp(-NTU_{\mathrm{i}}) \qquad (\text{Εξ. } 3.112),$$

όπου $C_{\mathrm{i}}^{*} = C_{\min,\mathrm{i}}/C_{\max,\mathrm{i}}$ και $C_{\max,\mathrm{i}}$ η μέγιστη τιμή του γινομένου $\dot{m} \cdot c_{\mathrm{p}}$ στη ζώνη i [51]. Επίσης, μία ακόμα χρήσιμη σχέση είναι η σχέση ορισμού της αποδοτικότητας ενός εναλλάκτη θερμότητας, η οποία είναι:

$$\varepsilon_{\mathrm{i}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{i}}}{\dot{Q}_{\max,\mathrm{i}}} \qquad (\text{Εξ. } 3.113),$$

όπου $\dot{Q}_{\mathrm{i}}$ η πραγματικά μεταφερόμενη θερμική ισχύς και $\dot{Q}_{\max,\mathrm{i}}$ η δυνητικά μέγιστη μεταφερόμενη ισχύς, που ισούται με:

$$\dot{Q}_{\max,\mathrm{i}} = C_{\min,\mathrm{i}}\left(T_{\mathrm{h1,i}} - T_{\mathrm{c1,i}}\right) \qquad (\text{Εξ. } 3.114),$$

όπου $T_{\mathrm{h1,i}}$ η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού και $T_{\mathrm{c1,i}}$ η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού, στην αντίστοιχη ζώνη i [49].

3.6.4. Μαθηματικές Εξισώσεις – Μεθοδολογία Υπολογισμού

Έχοντας διαθέσιμες, λοιπόν, τις παραπάνω Εξισώσεις της μεθόδου ε – NTU, πρώτο ζήτημα της παρούσας διαδικασίας αποτελεί ο προσδιορισμός της άνω πίεσης λειτουργίας του κύκλου, δηλαδή της πίεσης εξάτμισης, ο οποίος πραγματοποιείται μέσω επαναληπτικής διαδικασίας. Ο εκ νέου προσδιορισμός του εν λόγω μεγέθους είναι αναγκαίος, καθώς, όπως προαναφέρθηκε, η μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα προκαλεί, εύλογα, τη μεταβολή του.

Πιο συγκεκριμένα, γίνεται μία αρχική εκτίμηση για την εν λόγω πίεση (ίση με την πίεση που προσδιορίσθηκε μέσω της διαδικασίας της διαστασιολόγησης), η οποία επηρεάζει τη θερμοδυναμική κατάσταση του εργαζόμενου ρευστού στα σημεία 2* και 3* (βλ. Σχήμα 3.7), επομένως θα επηρεάζονται και οι θερμοδυναμικές ιδιότητες (μ, c_p και k) του ρευστού που υπεισέρχονται στον προσδιορισμό του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Για το λόγο αυτό, υπό γνωστή επιφάνεια εναλλαγής στις Ζώνες 1 και 2 του εξατμιστήρα, όπως αυτές προσδιορίσθηκαν μέσω της διαδικασίας του προηγούμενου υποκεφαλαίου 3.5, γίνεται εκ νέου χρήση των Εξισώσεων 3.95 έως 3.107, προκειμένου να υπολογιστεί ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στις ζώνες αυτές (για τον υπολογισμό αυτό τώρα δεν απαιτείται η εφαρμογή επαναληπτικής διαδικασίας, μιας και οι επιφάνειες εναλλαγής είναι δεδομένες και ο προσδιορισμός μπορεί να γίνει ευθέως). Τότε, βάσει των Εξισώσεων 3.110 – 3.111 και 3.113 – 3.114 της μεθόδου ε – NTU, προσδιορίζεται το πραγματικά μεταφερόμενο ποσό θερμότητας στη Ζώνη 1 ($\dot{Q}_{\mathrm{e},1}$). Το ποσό αυτό, παράλληλα, δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{\mathrm{e},1} = \dot{m}_{\mathrm{oil}} c_{p,\mathrm{oil}} \left(T_{\mathrm{oil,in}} - T_{\mathrm{oil,mid}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{wf}} c_{p,\mathrm{wf}} (T_3 - T_{3^*}) \qquad (\text{Εξ. } 3.115),$$

μέσω της οποίας δύνανται να υπολογιστούν οι θερμοκρασίες εξόδου της θερμής παροχής ($T_{\mathrm{oil,mid}}$) και του εργαζόμενου ρευστού (T_3) από τη ζώνη αυτή, οπότε μπορεί να βρεθεί και η θερμοδυναμική κατάσταση του ρευστού στο σημείο 3 του κύκλου.

Για τη Ζώνη 2 του εξατμιστήρα, αντίστοιχα, γίνεται χρήση των Εξισώσεων 3.110 και 3.112 – 3.114 της μεθόδου ε – NTU, από τις οποίες υπολογίζεται, τελικά, το μεταφερόμενο ποσό θερμότητας στη Ζώνη αυτή ($\dot{Q}_{\mathrm{e},2}$). Το ποσό αυτό, κατ' αντιστοιχίαν με την Εξίσωση 3.115, δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{\mathrm{e},2} = \dot{m}_{\mathrm{oil}} c_{p,\mathrm{oil}} \left(T_{\mathrm{oil,mid}} - T_{\mathrm{oil,pinch}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{wf}} \cdot \Delta h_{\mathrm{e},2} \qquad (\text{Εξ. } 3.116),$$

από όπου μπορούν να προσδιοριστούν η θερμοκρασία εξόδου της θερμής παροχής ($T_{\mathrm{oil,pinch}}$) και η ειδική ενθαλπία εξάτμισης του εργαζόμενου ρευστού στη Ζώνη 2 του εξατμιστήρα ($\Delta h_{\mathrm{e},2}$). Ωστόσο, γνωρίζοντας τη θερμοδυναμική κατάσταση στα σημεία 2* και 3*, η εν λόγω ενθαλπία εξάτμισης μπορεί να προσδιοριστεί και από τη σχέση:

$$\Delta h'_{\mathrm{e},2} = h_{3^*} - h_{2^*} \qquad (\text{Εξ. } 3.117).$$

Όπως καθίσταται προφανές, οι τιμές της ειδικής ενθαλπίας εξάτμισης που υπολογίζονται από τις δύο παραπάνω Εξισώσεις θα πρέπει να συμπίπτουν, επομένως εισάγεται στο σημείο αυτό το εξής κριτήριο σύγκλισης:

$$\frac{\Delta h_{\mathrm{e},2} - \Delta h'_{\mathrm{e},2}}{\Delta h_{\mathrm{e},2}} < 5\mathrm{e} - 4 \qquad (\text{Εξ. } 3.118).$$

Σε περίπτωση που το κριτήριο της παραπάνω Εξίσωσης 3.118 δεν ικανοποιείται, εκτιμάται εκ νέου η πίεση εξάτμισης και επαναλαμβάνεται η παραπάνω διαδικασία έως ότου να ικανοποιηθεί το κριτήριο σύγκλισης, οπότε και η πίεση εξάτμισης θα ισούται με την τιμή της τελευταίας εκτίμησης της επαναληπτικής διαδικασίας. Ως προς τον τρόπο με τον οποίο λαμβάνεται η νέα εκτίμηση για την πίεση εξάτμισης, επισημαίνεται ότι η πτώση της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα αναμένεται να οδηγήσει σε μείωση της πίεσης εξάτμισης, προκειμένου και η θερμοκρασιακή διαφορά Pinch Point στον εξατμιστήρα να λαμβάνει αποδεκτές τιμές, μεγαλύτερες του μηδενός. Έτσι, ξεκινώντας από την πίεση εξάτμισης που υπολογίστηκε μέσω της διαδικασίας της διαστασιολόγησης, οι νέες εκτιμήσεις (P'_{e}) για την πίεση λαμβάνονται μειώνοντάς τη με βήμα 1e–3, δηλαδή γίνεται χρήση της αναδρομικής σχέσης: $P'_{\mathrm{e}} = P_{\mathrm{e}} \cdot (1 - 10^{-3})$.

Εφόσον προσδιοριστεί η πίεση εξάτμισης με τον τρόπο που περιγράφηκε παραπάνω, ακολουθεί επίλυση και του υπόλοιπου κύκλου και, μάλιστα, η συλλογιστική πορεία που ακολουθείται είναι παρόμοια με εκείνη που αναλύθηκε παραπάνω για τις Ζώνες 1 και 2 του εξατμιστήρα. Ειδικότερα, υπολογίζεται σε κάθε ζώνη ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και, ακολούθως, μέσω της μεθόδου ε – NTU, προσδιορίζονται οι θερμοκρασίες εξόδου των δύο ρευστών που εμπλέκονται στην εκάστοτε διεργασία μεταφοράς θερμότητας. Στο τέλος της διαδικασίας αυτής και λαμβάνοντας υπόψιν και τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης (Εξίσωση 3.77 για την αντλία και 3.78 για το στρόβιλο), εκτός της θερμοκρασίας των βοηθητικών παροχών στην έξοδο της κάθε ζώνης στους δύο εναλλάκτες θερμότητας, θα είναι γνωστή και η θερμοδυναμική κατάσταση του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου σε όλα τα σημεία του. Συνεπώς, μέσω των Εξισώσεων 3.79 και 3.83 έως 3.88, προσδιορίζονται τα μηχανικά και θερμικά φορτία του κύκλου, αλλά και οι βαθμοί απόδοσής του (θερμικός και

εξεργειακός), όπου τώρα στην Εξίσωση 3.88 ως $T_{\dot{Q}_{\mathrm{e}}}$ δε λαμβάνεται η μέση θερμοκρασία της θερμής παροχής, αλλά η θερμοκρασία εισόδου της στον εξατμιστήρα.

Τέλος, υπογραμμίζεται ότι, βάσει των Παραδοχών Π3.1) έως Π3.3) που είχαν ληφθεί αρχικά, όλη η παραπάνω διαδικασία και οι υπολογισμοί λαμβάνουν χώρα για διάφορες διακριτές τιμές της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα ($T_{\mathrm{oil,in}}$), οι οποίες είναι οι: 180, 175, 170, 165, 160, 155 και 150 (σε °C) (βλ. Σχήμα 3.12). Υπό αυτές τις θερμοκρασίες, λοιπόν, διερευνάται η συμπεριφορά του κύκλου υπό τις απαιτούμενες επιφάνειες εναλλαγής και τις μαζικές παροχές που προσδιορίσθηκαν κατά την επίλυση του προβλήματος της διαστασιολόγησης του υποκεφαλαίου 3.5. Παράλληλα, διενεργείται παραμετρική διερεύνηση της επίδρασης της κατανομής των προσδιορισθέντων επιφανειών εναλλαγής στον εξατμιστήρα και των παροχών μάζας στην εν λόγω συμπεριφορά του κύκλου.

Εκτελώντας, λοιπόν, τους υπολογισμούς σε περιβάλλον προγραμματισμού Matlab υπό τους όρους που περιγράφηκαν παραπάνω (για περισσότερες πληροφορίες, βλ. ηλεκτρονικό αρχείο *Sarimanolis_Dimitrios_DE_ORC_Operation.m*), προκύπτουν τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο υποκεφάλαιο 4.5.

4. Κεφάλαιο 4: Αποτελέσματα

4.1. Σύνοψη

Έχοντας ολοκληρώσει στο Κεφάλαιο 3 την ανάπτυξη των μαθηματικών μοντέλων και των υπολογιστικών προσομοιώσεων για τη διερεύνηση των μελετώμενων φαινομένων της παρούσας Εργασίας, επόμενο βήμα αποτελεί η παρουσίαση και ο σχολιασμός των λαμβανόμενων αποτελεσμάτων. Σε αυτό το σημείο, υπενθυμίζεται ότι αντικείμενα μελέτης της παρούσας Εργασίας αποτελούν, αφενός, η μεταφορά θερμότητας εντός συμπαγούς κλίνης σε μία αποθηκευτική δεξαμενή και η αποδιδόμενη από αυτήν θερμότητα και, αφετέρου, η διαστασιολόγηση και η λειτουργία μηχανής παραγωγής ισχύος (ORC) συνδεδεμένης με τη δεξαμενή. Υπό αυτή τη συλλογιστική πορεία, αφού πρώτα γίνει αναφορά σε κάποια μεγέθη χρήσιμα για την αξιολόγηση της συμπεριφοράς της αποθηκευτικής δεξαμενής, παρουσιάζονται στο υποκεφάλαιο 4.3 τα αποτελέσματα από τη διερεύνηση της δεξαμενής, ενώ ακολουθούν στα υποκεφάλαια 4.4 και 4.5 εκείνα που αφορούν στη διαστασιολόγηση και στη λειτουργία της μηχανής παραγωγής ισχύος.

4.2. Δείκτες Αξιολόγησης της Δεξαμενής Αποθήκευσης

Προτού εκκινήσει η παρουσίαση και η συζήτηση των αποτελεσμάτων που αφορούν στη διερεύνηση της μεταφοράς θερμότητας εντός της συμπαγούς κλίνης στην αποθηκευτική δεξαμενή, κρίνεται απαραίτητος ο ορισμός κάποιων μεγεθών, τα οποία είναι χρήσιμα στην ερμηνεία και στην αξιολόγηση των αποτελεσμάτων. Πρώτο εξ' αυτών είναι το δυναμικό θερμοκρασίας, από το οποίο εξαρτάται σε σημαντικό βαθμό (υπό δεδομένη μαζική παροχή και ειδική θερμοχωρητικότητα του εργαζόμενου ρευστού) το ποσό θερμότητας που αποθηκεύεται στην αποθηκευτική δεξαμενή (στις περιπτώσεις φόρτισης) ή απομαστεύεται από αυτήν (στις περιπτώσεις εκφόρτισης). Το συγκεκριμένο μέγεθος γράφεται για περιπτώσεις φόρτισης και εκφόρτισης, αντίστοιχα, ως εξής:

$$\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}} = T_\mathrm{f}|_{\mathrm{in}} - T_\mathrm{f}|_{\mathrm{out}} \qquad (\Xi\xi.\ 4.1)$$

και

$$\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}} = T_\mathrm{f}|_{\mathrm{out}} - T_\mathrm{f}|_{\mathrm{in}} \qquad (\Xi\xi.\ 4.2),$$

όπου $T_\mathrm{f}|_{\mathrm{in}}$ και $T_\mathrm{f}|_{\mathrm{out}}$ οι μέσες θερμοκρασίες σε °C του ρευστού στα σημεία εισόδου και εξόδου του από τη δεξαμενή, αντίστοιχα. Δοθέντος ότι η θερμοκρασία $T_\mathrm{f}|_{\mathrm{out}}$ αναμένεται να είναι χρονομεταβαλλόμενη, το δυναμικό θερμοκρασίας είναι ένα μέγεθος χρονοεξαρτώμενο, η τιμή του οποίου είναι διαφορετική σε κάθε χρονική στιγμή t_i.

Ακόμα ένα μέγεθος που συγκεντρώνει ενδιαφέρον είναι ο αριθμός διαστρωμάτωσης (Stratification Number), ο οποίος ορίζεται ως εξής [14],[52]:

$$Str|_{t_\mathrm{i}} = \frac{\overline{(\partial T/\partial z)}_{t_\mathrm{i}}}{\overline{(\partial T/\partial z)}_{\mathrm{max}}} \qquad (\Xi\xi.\ 4.3),$$

όπου ο δείκτης t_i υποδηλώνει ότι το συγκεκριμένο μέγεθος είναι χρονοεξαρτώμενο, $\overline{(\partial T/\partial z)}_{t_\mathrm{i}}$ είναι η μέση βαθμίδα $\partial T/\partial z$ όλων των ακτινικών θέσεων κατά τη χρονική στιγμή t_i και $\overline{(\partial T/\partial z)}_{\mathrm{max}}$ η μέγιστη παρατηρούμενη τιμή της βαθμίδας $\overline{(\partial T/\partial z)}_{t_\mathrm{i}}$ (ο υπολογισμός της βαθμίδας $\overline{(\partial T/\partial z)}_{t_\mathrm{i}}$ πραγματοποιείται στην υπολογιστική προσομοίωση μέσω της

επιλογής Surface Average). Είναι φανερό από την παραπάνω Εξίσωση ότι το μέγεθος Str είναι αδιάστατο, παίρνει τιμές στο εύρος 0 – 1 και αποτελεί, όπως υποδεικνύεται και από την ονομασία του, ένα μέτρο του βαθμού διαστρωμάτωσης που επικρατεί εντός της θερμοκλίνης, με την τιμή 0 να δηλώνει την απουσία αυτής.

Ένα άλλο χρήσιμο μέγεθος είναι η θερμότητα που, τελικά, αποθηκεύεται στην αποθηκευτική δεξαμενή (στις περιπτώσεις φόρτισης) ή απομαστεύεται από αυτήν (στις περιπτώσεις εκφόρτισης). Σε μονάδες ισχύος (kW), μπορεί να εκφραστεί ως εξής:

$$\dot{Q}_{\mathrm{st}}\big|_{t_\mathrm{i}} = \dot{m} \cdot c_{p,\mathrm{f}} \cdot \Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}} / 1000 \qquad \text{(Εξ. 4. 4)},$$

όπου $\dot{m}$ η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού σε kg/s, $c_{p,\mathrm{f}}$ η ειδική θερμοχωρητικότητά του σε J/(kg·K) και $\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}}$ το δυναμικό θερμοκρασίας, υπολογισμένο από την Εξίσωση 4.1 για περιπτώσεις φόρτισης ή από την 4.2 για περιπτώσεις εκφόρτισης. Υπογραμμίζεται ότι η ισχύς δεν παραμένει απαραίτητα σταθερή με το χρόνο καθώς το δυναμικό $\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}}$ είναι χρονομεταβαλλόμενο, επομένως η Εξίσωση 4.4 εφαρμόζεται για κάθε μία από τις χρονικές στιγμές t_i εντός του μελετώμενου χρονικού διαστήματος και το μέγεθος $\dot{Q}_{\mathrm{st}}$ είναι, τελικά, χρονοεξαρτώμενο.

Για να εκφραστεί, λοιπόν, σε μονάδες ενέργειας (MJ) το ποσό θερμότητας, λαμβάνει χώρα ολοκλήρωση του μεγέθους της ισχύος που υπολογίστηκε από την προηγούμενη εξίσωση. Η εν λόγω ολοκλήρωση γίνεται αριθμητικά και, συγκεκριμένα, γίνεται χρήση του κανόνα των τραπεζίων, ως εξής: για τη χρονική στιγμή $t = 0$ ορίζεται ότι το ποσό θερμότητας είναι μηδενικό και για κάθε μία από τις επόμενες χρονικές στιγμές το αθροιστικό / συνολικό ποσό θερμότητας (δηλαδή από την εκκίνηση της διεργασίας μέχρι την εκάστοτε χρονική στιγμή) που αποθηκεύεται ή απομαστεύεται δίνεται από την αναδρομική σχέση:

$$Q_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}} = Q_{\mathrm{st}}|_{t_{\mathrm{i}-1}} + \frac{\dot{Q}_{\mathrm{st}}\big|_{t_{\mathrm{i}-1}} + \dot{Q}_{\mathrm{st}}\big|_{t_\mathrm{i}}}{2} \cdot \Delta t \Big/ 1000 \qquad \text{(Εξ. 4. 5)},$$

όπου $\dot{Q}_{\mathrm{st}}\big|_{t_{\mathrm{i}-1}}$ και $\dot{Q}_{\mathrm{st}}\big|_{t_\mathrm{i}}$ η τιμή του μεγέθους της ισχύος κατά τις χρονικές στιγμές $t_{\mathrm{i}-1}$ και t_i, αντίστοιχα, και Δt το χρονικό βήμα μεταξύ των διαδοχικών στιγμών $t_{\mathrm{i}-1}$ και t_i, το οποίο παραμένει σταθερά ίσο με 36s, μιας και το τρέξιμο της υπολογιστικής προσομοίωσης γίνεται για 100 χρονικές στιγμές εντός του μελετώμενου χρονικού διαστήματος (βλ. υποκεφάλαιο 4.3 παρακάτω). Από την παραπάνω Εξίσωση γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι, πέραν του μεγέθους της ισχύος, και το ποσό θερμότητας (σε μονάδες ενέργειας) είναι επίσης ένα χρονοεξαρτώμενο μέγεθος, με το συνολικό ποσό θερμότητας που αποθηκεύεται ή απομαστεύεται από την εκκίνηση μέχρι το πέρας της διεργασίας να αντιστοιχεί στην τιμή που υπολογίζεται για την τελευταία χρονική στιγμή της προσομοίωσης.

Επιπλέον, προσπαθώντας να εισαχθεί κάποιο μέτρο της απόδοσης της διεργασίας, οι Stathopoulos et al. [14] και Lou et al. [52] προτείνουν τη χρήση της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης (Instantaneous charging efficiency), η οποία προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$\eta_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}} = \frac{\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}}}{T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{in}} - T_0} \qquad \text{(Εξ. 4. 6)},$$

όπου το δυναμικό θερμοκρασίας $\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}}$ υπολογίζεται από την Εξίσωση 4.1. Λαμβάνοντας υπόψιν τη χρονική μεταβλητότητα της θερμοκρασίας $T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{out}}$, είναι σαφές ότι η στιγμιαία απόδοση φόρτισης πρόκειται για ακόμα ένα χρονοεξαρτώμενο μέγεθος. Όταν, ωστόσο, μελετάται διεργασία εκφόρτισης αντί για φόρτισης, προτείνεται στην παρούσα Εργασία η

χρήση ενός δείκτη απόδοσης αντίστοιχου με εκείνου της παραπάνω Εξίσωσης, ο οποίος θα καλείται στιγμιαία απόδοση εκφόρτισης (Instantaneous discharging efficiency) και θα δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}} = \frac{\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}}}{T_0 - T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{in}}} \qquad (\text{Εξ. } 4.7),$$

όπου το δυναμικό θερμοκρασίας $\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}}$ υπολογίζεται τώρα από την Εξίσωση 4.2. Είναι φανερό από τις παραπάνω δύο Εξισώσεις ότι ο δείκτης η_{st} είναι αδιάστατος, παίρνει τιμές στο εύρος 0 – 1 και αποτελεί ένα μέτρο σύγκρισης μεταξύ του ποσού θερμότητας που αποθηκεύεται ή απομαστεύεται στην πράξη κάθε χρονική στιγμή (το ποσό αυτό εξαρτάται από το δυναμικό $\Delta T_{\mathrm{st}}|_{t_\mathrm{i}}$) και του μέγιστου ποσού που μπορεί να αποθηκευτεί ή να απομαστευτεί, που εξαρτάται από το δυναμικό $\pm(T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{in}} - T_0)$ της εκάστοτε διεργασίας.

Τέλος, δοθέντος ότι εξεργειακός βαθμός απόδοσης υπολογίζεται κυρίως για κυκλικές διεργασίες φόρτισης – εκφόρτισης [53], περίπτωση η οποία δεν αποτελεί αντικείμενο μελέτης στην παρούσα Εργασία, μπορεί να υπολογιστεί ως ακόμη ένας δείκτης απόδοσης μονάχα το ποσό εξέργειας που είτε αποδίδει στην κλίνη (φόρτιση) είτε προσλαμβάνει από αυτήν (εκφόρτιση) το εργαζόμενο ρευστό κατά τη διέλευση του από τη δεξαμενή. Σε μονάδες ισχύος (kW), για περιπτώσεις φόρτισης και εκφόρτισης, αντίστοιχα, το εν λόγω μέγεθος γράφεται ως εξής:

$$\dot{E}x_{\mathrm{in-out}}\big|_{t_\mathrm{i}} = \dot{m} \cdot c_{p,\mathrm{f}} \cdot \left[T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{in}} - T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{out}} - T_{\mathrm{amb}} \cdot \ln\left(\frac{T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{in}}}{T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{out}}}\right)\right] \Big/ 1000 \qquad (\text{Εξ. } 4.8)$$

και

$$\dot{E}x_{\mathrm{in-out}}\big|_{t_\mathrm{i}} = \dot{m} \cdot c_{p,\mathrm{f}} \cdot \left[T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{out}} - T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{in}} - T_{\mathrm{amb}} \cdot \ln\left(\frac{T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{out}}}{T_{\mathrm{f}}|_{\mathrm{in}}}\right)\right] \Big/ 1000 \qquad (\text{Εξ. } 4.9),$$

όπου όλες οι θερμοκρασίες είναι σε K και τονίζεται ότι πρόκειται σαφώς για ένα ακόμη χρονοεξαρτώμενο μέγεθος. Προκειμένου να εκφραστεί, λοιπόν, σε μονάδες εξέργειας (MJ) το συγκεκριμένο εξεργειακό ποσό, λαμβάνει χώρα και πάλι ολοκλήρωση του μεγέθους της ισχύος μέσω του κανόνα των τραπεζίων, όπου τώρα η αναδρομική σχέση θα είναι:

$$Ex_{\mathrm{in-out}}|_{t_\mathrm{i}} = Ex_{\mathrm{in-out}}|_{t_{\mathrm{i}-1}} + \frac{\dot{E}x_{\mathrm{in-out}}\big|_{t_{\mathrm{i}-1}} + \dot{E}x_{\mathrm{in-out}}\big|_{t_\mathrm{i}}}{2} \cdot \Delta t \Big/ 1000 \qquad (\text{Εξ. } 4.10),$$

όπου $\dot{E}x_{\mathrm{in-out}}\big|_{t_{\mathrm{i}-1}}$ και $\dot{E}x_{\mathrm{in-out}}\big|_{t_\mathrm{i}}$ η τιμή του μεγέθους της ισχύος κατά τις χρονικές στιγμές $t_{\mathrm{i}-1}$ και t_i, αντίστοιχα. Από την παραπάνω Εξίσωση γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι, πέραν του μεγέθους της ισχύος, και το ποσό εξέργειας (σε μονάδες εξέργειας) είναι επίσης ένα χρονοεξαρτώμενο μέγεθος, με το συνολικό ποσό εξέργειας που αποδίδει ή προσλαμβάνει το εργαζόμενο ρευστό κατά τη διέλευση του από τη δεξαμενή από την εκκίνηση μέχρι το πέρας της διεργασίας να αντιστοιχεί στην τιμή που υπολογίζεται για την τελευταία χρονική στιγμή της προσομοίωσης.

Όπως έχει ήδη επισημανθεί, όλα τα μεγέθη που εισήχθησαν παραπάνω είναι χρονοεξαρτώμενα. Υπό αυτό το πρίσμα και δεδομένου ότι η υπολογιστική προσομοίωση τρέχει για 100 χρονικές στιγμές εντός του μελετώμενου διαστήματος (0 – 1 h), με χρονικό βήμα, δηλαδή, ίσο με 0.01h ή 0.6min ή 36s (βλ. υποκεφάλαιο 4.3 παρακάτω), οι Εξισώσεις

4.1 έως 4.10 εφαρμόζονται για κάθε μία από τις 100 αυτές χρονικές στιγμές, προκειμένου να προσδιορισθεί η χρονική εξέλιξη των ως άνω ορισθέντων μεγεθών και δεικτών απόδοσης.

4.3. Παραμετρική Διερεύνηση Δεξαμενής Αποθήκευσης – Σενάρια Λειτουργίας

Στο συγκεκριμένο υποκεφάλαιο γίνεται παρουσίαση των αποτελεσμάτων τα οποία έχουν παραχθεί με στόχο τη διερεύνηση της δυναμικής συμπεριφοράς της μελετώμενης δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας της παρούσας Εργασίας. Όπως αναφέρθηκε και στο υποκεφάλαιο 3.4, όπου αναλύθηκε λεπτομερώς το στήσιμο της υπολογιστικής προσομοίωσης για τη συγκεκριμένη δεξαμενή, η διερεύνηση της δυναμικής συμπεριφοράς της λαμβάνει χώρα παραμετρικά, τόσο για διεργασίες φόρτισης όσο και εκφόρτισης, υπό τέσσερα διακριτά σενάρια λειτουργίας. Τα μελετώμενα σενάρια λειτουργίας της δεξαμενής, λοιπόν, είναι, αναλυτικά, τα εξής:

Σ1) Διεργασία φόρτισης για χρονικό διάστημα 1h, με αρχική θερμοκρασία κλίνης (T_0) ίση με 27°C, θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού ίση με 180°C και μαζική παροχή εργαζόμενου ρευστού ίση με 2.2 kg/s.

Σ2) Παραμετρική διερεύνηση διεργασίας φόρτισης για χρονικό διάστημα 1h, μεταβάλλοντας την αρχική θερμοκρασία κλίνης (T_0) σύμφωνα με τις τιμές [80, 120, 160] (σε °C), υπό θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού ίση με 180°C και μαζική παροχή εργαζόμενου ρευστού ίση με 2.2 kg/s.

Σ3) Παραμετρική διερεύνηση διεργασίας φόρτισης για χρονικό διάστημα 1h, μεταβάλλοντας τη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού σύμφωνα με τις τιμές [1.1, 2.2, 3.3] (σε kg/s), υπό αρχική θερμοκρασία κλίνης (T_0) ίση με 120°C και θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού ίση με 180°C.

Σ4) Παραμετρική διερεύνηση διεργασίας εκφόρτισης για χρονικό διάστημα 1h, μεταβάλλοντας τη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού σύμφωνα με τις τιμές [1.1, 2.2, 3.3] (σε kg/s), υπό αρχική θερμοκρασία κλίνης (T_0) ίση με 180°C και θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού εργαζόμενου ρευστού ίση με 120°C (επί της ουσίας αυτό το σενάριο είναι το αντίστροφο του Σεναρίου 3).

Το Σενάριο 1 (Σ1) είχε διενεργηθεί και σε προηγούμενη υπολογιστική διερεύνηση της ίδιας αποθηκευτικής δεξαμενής [14], επομένως οι συνθήκες (χρονικό διάστημα διερεύνησης, αρχική θερμοκρασία κλίνης, θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού και μαζική παροχή εργαζόμενου ρευστού) λαμβάνονται από εκεί και η αναπαραγωγή του σεναρίου αυτού πραγματοποιείται ως πρώτη επαφή με τη μελετώμενη διάταξη. Ωστόσο, το θερμοκρασιακό εύρος των 27 – 180 °C κρίνεται αρκετά ευρύ, καθότι αφορούσε σε αρχική θέρμανση της δεξαμενής (startup), ξεκινώντας από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Συγκρίνοντάς το με το αντίστοιχο των προηγούμενων μελετώμενων περιπτώσεων (υποκεφάλαια 3.3.1 έως 3.3.3), συγκεκριμένα παρατηρείται ότι στις τρεις αυτές περιπτώσεις [15],[12],[17] δε χρησιμοποιήθηκε ως κάτω όριο του εύρους λειτουργίας η θερμοκρασία περιβάλλοντος, καθώς, συνήθως, τέτοιου είδους διατάξεις λειτουργούν σε κυκλικές διεργασίες, με το κάτω όριο σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Έτσι, ακολουθεί στο Σενάριο 2 (Σ2) παραμετρική διερεύνηση ως προς το κάτω όριο του εν λόγω θερμοκρασιακού εύρους, που αποτελεί την αρχική θερμοκρασία της κλίνης η οποία λαμβάνει τις τιμές 80, 120 και 160°C,

με στόχο τη μείωση του θερμοκρασιακού εύρους σε μικρότερες τιμές (100, 60 και 20°C, αντίστοιχα).

Όσον αφορά στο Σενάριο 3 (Σ3), επιλέγεται ως τιμή αναφοράς για την αρχική θερμοκρασία η μεσαία από τις τρεις εξεταζόμενες τιμές του Σεναρίου 2 (δηλαδή αυτή των 120°C), ώστε να αποδίδεται μία εύλογη τιμή στο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας της διάταξης (120 – 180 °C), και διενεργείται παραμετρική διερεύνηση ως προς τη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού, η οποία παίρνει τις τιμές 1.1, 2.2 και 3.3 kg/s, δηλαδή το 50% της αρχικής τιμής, την αρχική τιμή και το 150% της αρχικής τιμής. Τέλος, το Σενάριο 4 (Σ4) που διενεργείται είναι το ακριβώς αντίστροφο του Σεναρίου 3, δηλαδή υπό τις ίδιες συνθήκες διερευνάται διεργασία εκφόρτισης αντί για φόρτιση της δεξαμενής.

4.3.1. Δεδομένα Εισόδου στην Υπολογιστική Προσομοίωση

Αξίζει να επισημανθεί, όμως, ότι σε όλα τα μελετώμενα σενάρια που περιγράφηκαν παραπάνω, οι ιδιότητες των υλικών (εργαζόμενο ρευστό και στερεό αποθηκευτικό μέσο) θεωρείται ότι είναι κοινές και είναι υπολογισμένες στη μέση θερμοκρασία 103.5°C του εύρους 27 – 180 °C, δηλαδή είναι αυτές που παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.5. Υπό αυτές τις ιδιότητες και προτού λάβει χώρα η εκτέλεση της υπολογιστικής προσομοίωσης, είναι απαραίτητο να υπολογιστούν κάποια μεγέθη τα οποία, όπως έχει συζητηθεί αναλυτικά στο υποκεφάλαιο 3.2, υπεισέρχονται είτε στις επιλυόμενες εξισώσεις είτε στις χρησιμοποιούμενες συνοριακές συνθήκες. Ειδικότερα, κάνοντας χρήση των Εξισώσεων 3.18 – 3.20, 3.25 – 3.28, 3.30, 3.34, 3.36 και 3.51, υπολογίζονται, αντίστοιχα, η ενεργός θερμική αγωγιμότητα του εργαζόμενου ρευστού κατά τις διευθύνσεις r ($k_{\mathrm{eff,f,r}}$) και z ($k_{\mathrm{eff,f,z}}$), η ενεργός θερμική αγωγιμότητα του στερεού αποθηκευτικού μέσου ($k_{\mathrm{eff,s}}$) (ίδια κατά τις διευθύνσεις r και z), ο αδιάστατος αριθμός Nusselt (Nu_{p}), ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ στερεής και ρευστής φάσης (h_{p}), οι αδιάστατοι αριθμοί Reynolds (Re) και Prandtl (Pr), η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού ανά μονάδα επιφάνειας της κάθετης στη ροή επιφάνειας (G), η εξωτερική επιφάνεια των στερεών σωματιδίων ανά μονάδα όγκου της κλίνης (a_{p}), η ταχύτητα του εργαζόμενου ρευστού ($v_{\infty}(\mathrm{Interstitial})$) και ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ανάμεσα στο μονωτικό υλικό και στο περιβάλλον (h_{x}).

Σημειώνεται, ωστόσο, ότι σε κάποιους από τους παραπάνω υπολογισμούς υπεισέρχεται το μέγεθος της παροχής μάζας του εργαζόμενου ρευστού ($\dot{m}$), η τιμή του οποίου δεν είναι σταθερή κατά τη διερεύνηση των τεσσάρων μελετώμενων Σεναρίων, αλλά εξετάζονται τρεις διακριτές τιμές (1.1, 2.2 και 3.3 kg/s). Έτσι, παρατίθενται παρακάτω στον Πίνακα 4.1 αποτελέσματα των παραπάνω μεγεθών για κάθε μία από τις τρεις αυτές τιμές της παροχής. Μάλιστα, παρατηρείται ότι, όπως αναμενόταν, η αύξηση της τιμής της παροχής μάζας του εργαζόμενου ρευστού επιφέρει αύξηση της ταχύτητας του, γεγονός που οδηγεί σε αύξηση και του αριθμού Reynolds. Με άλλα λόγια, η αύξηση της παροχής ή, ισοδύναμα, της ταχύτητας κίνησης του ρευστού προκαλεί αύξηση της ανάμειξης και της τύρβης εντός των καναλιών ροής. Το γεγονός αυτό έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνεται η τιμή της δεύτερης συνιστώσας της ενεργού θερμικής αγωγιμότητας του ρευστού (k_{mix}), η οποία υπολογίζεται μέσω του αριθμού Reynolds (Εξισώσεις 3.13 και 3.14), κάτι που αντανακλάται και στην αύξηση των μεγεθών $k_{\mathrm{eff,f,r}}$ και $k_{\mathrm{eff,f,z}}$. Παράλληλα, η πρώτη συνιστώσα της ενεργού θερμικής αγωγιμότητας (k_{eff}^{0}) παραμένει σταθερή, καθώς εκφράζει τη θερμική αγωγιμότητα υπό συνθήκες στάσιμου ρευστού, δηλαδή δεν επηρεάζεται από την παροχής μάζας ή την ταχύτητα του ρευστού (Εξίσωση 3.12). Το γεγονός αυτό επιβεβαιώνεται και από τη σταθερή

τιμή του μεγέθους $k_{\mathrm{eff,s}}$ για όλες τις τιμές της παροχής μάζας. Τέλος, είναι εύλογο ότι η αύξηση της παροχής του ρευστού επιφέρει καλύτερη μεταφορά θερμότητας μεταξύ στερεής και ρευστής φάσης εντός της κλίνης, οδηγώντας στην αύξηση του συντελεστή h_{p}, ενώ ο συντελεστής h_{x} παραμένει ανεπηρέαστος από την παροχή, μιας και η μεταφορά θερμότητας μεταξύ μονωτικού υλικού και περιβάλλοντος χώρου δεν εξαρτάται από το μέγεθος της παροχής και τις συνθήκες ροής εντός της δεξαμενής.

Πίνακας 4.1: Αποτελέσματα μεγεθών που εισάγονται ως δεδομένα εισόδου στην υπολογιστική προσομοίωση του υποκεφαλαίου 3.4, για τρεις τιμές της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού

	$\dot{m} = 1.1\ \mathrm{kg/s}$	$\dot{m} = 2.2\ \mathrm{kg/s}$	$\dot{m} = 3.3\ \mathrm{kg/s}$
$k_{\mathrm{eff,f,r}}$ (W/(m·K))	2.645	5.193	7.741
$k_{\mathrm{eff,f,z}}$ (W/(m·K))	12.836	25.574	38.312
$k_{\mathrm{eff,s}}$ (W/(m·K))	0.502	0.502	0.502
Nu_{p} (–)	11.729	16.746	20.807
h_{p} (W/(m²·K))	139.220	198.775	246.984
Re (–)	4.319	8.638	12.957
Pr (–)	49.694	49.694	49.694
G (kg/(m²·s))	1.157	2.315	3.472
a_{p} (m⁻¹)	366	366	366
$v_{\infty}(\mathrm{Interstitial})$ (m/s)	0.00364	0.00727	0.01091
h_{x} (W/(m²·K))	3.361	3.361	3.361

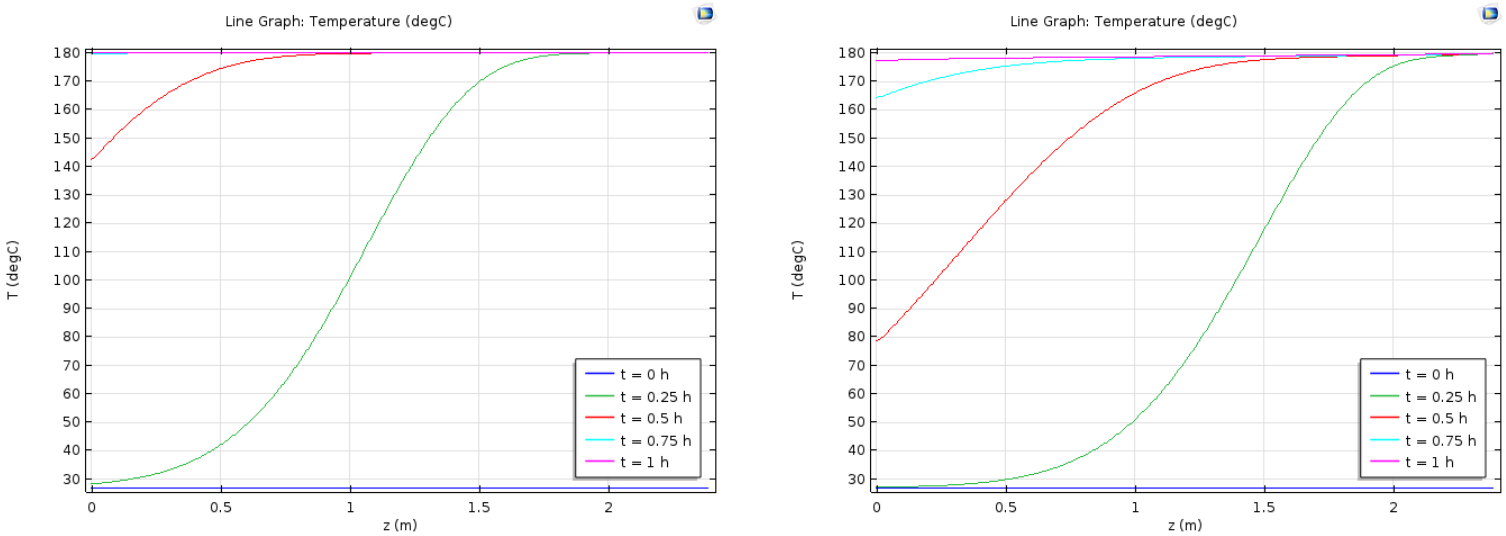
Τονίζεται, τέλος, ότι οι τιμές του παραπάνω Πίνακα 4.1 παράγονται εξωτερικά της υπολογιστικής προσομοίωσης και εισάγονται σε αυτήν ως δεδομένα εισόδου, πριν από την εκτέλεσή της. Παράλληλα, κατά την εκτέλεσή της, ο τελικός χρόνος της λαμβάνεται ίσος με 1h για όλα τα μελετώμενα σενάρια, ενώ η επίλυση γίνεται για 100 χρονικές στιγμές εντός του μελετώμενου διαστήματος 0 – 1 h, δηλαδή το χρονικό βήμα των αποτελεσμάτων είναι 0.01h ή 0.6min ή 36s. Εκτελώντας, λοιπόν, την υπολογιστική προσομοίωση για κάθε ένα από τα τέσσερα σενάρια, λαμβάνονται τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται παρακάτω.

Αξίζει να αναφερθεί στο σημείο αυτό ότι, στα παρουσιαζόμενα διαγράμματα των αποτελεσμάτων, ως θερμοκρασία κλίνης λαμβάνεται η θερμοκρασία που έχει το εργαζόμενο ρευστό στην εκάστοτε θέση εντός της κλίνης και όχι αυτή του στερεού αποθηκευτικού μέσου. Αυτό συμβαίνει διότι στις συνήθεις μετρητικές διατάξεις των θερμοστοιχείων η μετρούμενη θερμοκρασία είναι εκείνη του εργαζόμενου ρευστού και όχι αυτή των στερεών σωματιδίων (συνήθως, δηλαδή, δε δύνανται τα θερμοστοιχεία να παρακολουθούν την εξέλιξη της θερμοκρασίας εντός στερεών σωματιδίων), ενώ, παράλληλα, στην περίπτωση χρήσης της αποθηκευμένης θερμότητας, η προς αξιοποίηση θερμότητα από τη διάταξη είναι διαθέσιμη στη θερμοκρασία του ρευστού, καθώς αυτό είναι που κατά τη διεργασία της εκφόρτισης αποδίδει πίσω την αποθηκευμένη θερμότητα. Είναι εύλογο, λοιπόν, ότι, μεταξύ των δύο φάσεων (εργαζόμενο ρευστό και στερεό αποθηκευτικό μέσο) εντός της κλίνης, η φάση της οποίας η θερμοκρασία συγκεντρώνει το περισσότερο ενδιαφέρον είναι το εργαζόμενο ρευστό.

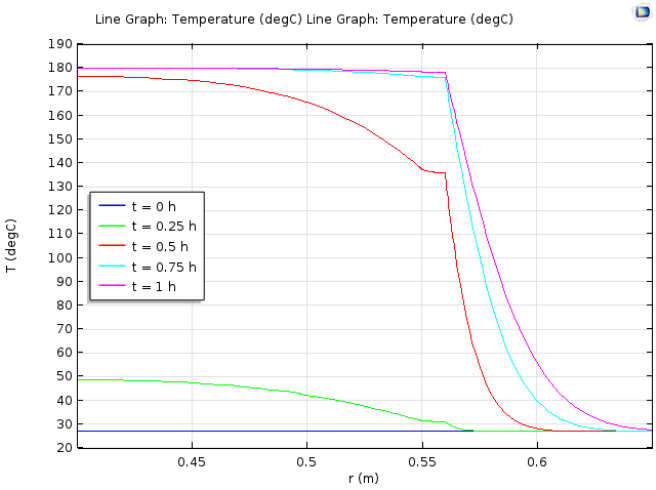
4.3.2. Αποτελέσματα για Φόρτιση με Αρχική Θερμοκρασία Κλίνης ίση με 27°C (Σ1)

Ως πρώτη επαφή με τη μελετώμενη διάταξη διενεργείται το Σενάριο 1, στο οποίο μελετάται διεργασία φόρτισης για χρονικό διάστημα 1h, με αρχική θερμοκρασία κλίνης (T_0) ίση με 27°C, θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού ίση με 180°C και μαζική παροχή εργαζόμενου ρευστού ίση με 2.2 kg/s.

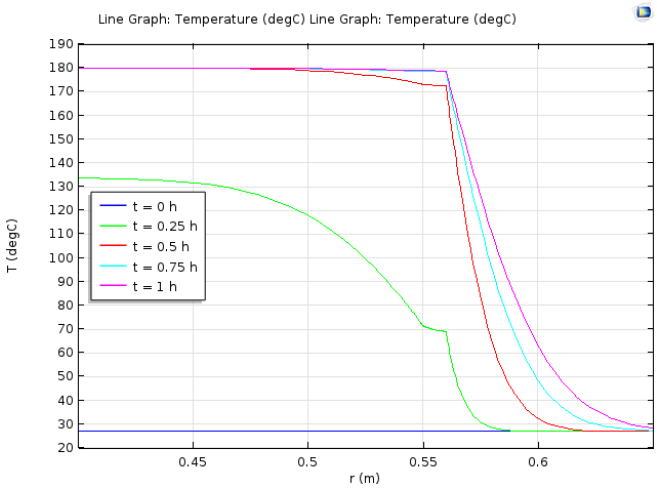
Τρέχοντας, λοιπόν, την υπολογιστική προσομοίωση στο COMSOL Multiphysics 5.2, λαμβάνονται τα Σχήματα 4.1 έως 4.3 που παρουσιάζονται παρακάτω. Στο Σχήμα 4.1 (α) φαίνεται η θερμοκρασία της κλίνης (T) συναρτήσει του ύψους (z) εντός της, όπου η θερμοκρασία της κλίνης είναι μετρημένη στον άξονα συμμετρίας της, δηλαδή στο όριο $r = 0$ (το αξονικό αυτό προφίλ θερμοκρασίας θα ονομαστεί «Axial Profile Centerline»). Υπό την ίδια συλλογιστική πορεία, στο Σχήμα 4.1 (β) φαίνεται η θερμοκρασία της κλίνης (T) συναρτήσει του ύψους (z) εντός της, όπου η θερμοκρασία της κλίνης τώρα είναι μετρημένη στο όριο του τοιχώματος, δηλαδή στο όριο $r = R$ (το αξονικό αυτό προφίλ θερμοκρασίας θα ονομαστεί «Axial Profile Wall»). Επιπλέον, παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.2 για τα τρία ύψη $H/4$, $H/2$ και $3H/4$, αντίστοιχα, η μεταβολή της θερμοκρασίας στην κλίνη, το τοίχωμα και το μονωτικό υλικό συναρτήσει της ακτινικής συντεταγμένης (r) (τα ακτινικά προφίλ θερμοκρασίας θα ονομαστούν «Radial Profiles»). Τέλος, στο Σχήμα 4.3 (α) παρατίθεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του τοιχώματος (στο όριο $r = R$) συναρτήσει του χρόνου, για διάφορα ενδεικτικά ύψη (0, $H/4$, $H/2$, $3H/4$ και H), ενώ στο Σχήμα 4.3 (β) φαίνεται η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου (T_inlet) και εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή. Τέλος, όπως υποδεικνύεται και στα υπομνήματα των Σχημάτων 4.1 έως 4.2, το κάθε διαφορετικό χρώμα αντιστοιχεί και σε διαφορετική χρονική στιγμή από την εκκίνηση της διεργασίας της φόρτισης, εντός πάντα του μελετώμενου διαστήματος 0 – 1 h.



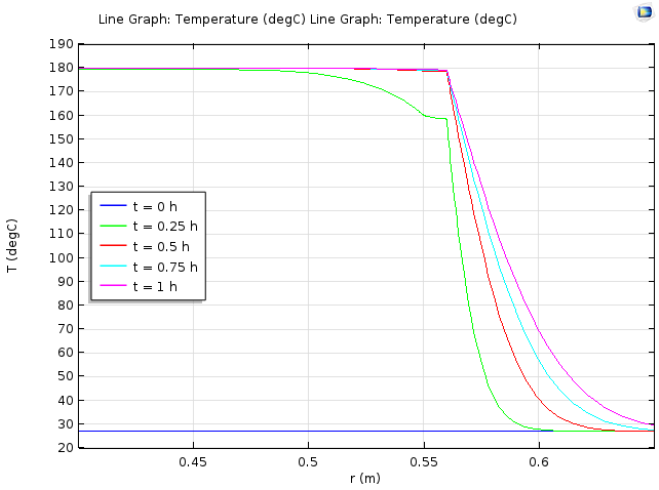
Σχήμα 4.1: Αξονικά προφίλ, για το Σ1: (α) Axial Profile Centerline, (β) Axial Profile Wall



(α)

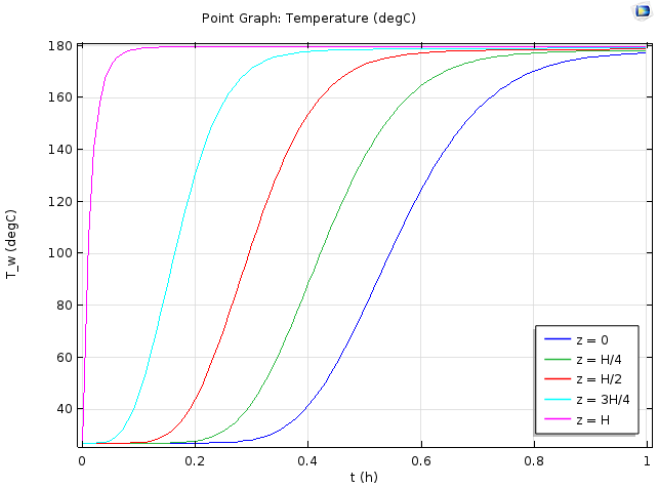


(β)

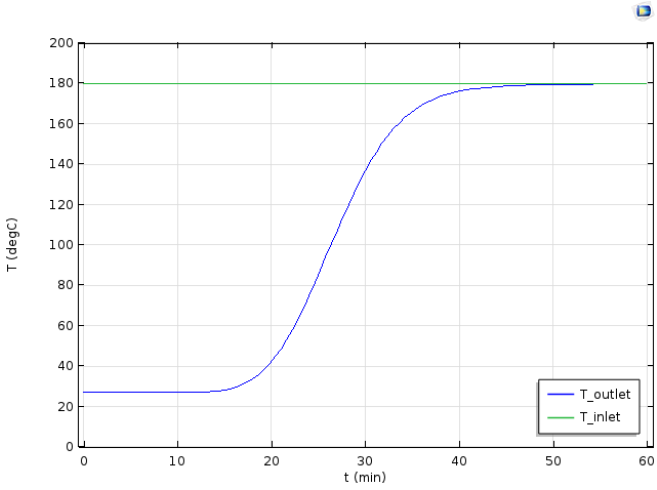


(γ)

Σχήμα 4.2: Ακτινικά προφίλ, για το Σ1, στα ύψη: (α) H/4, (β) H/2 και (γ) 3H/4



(α)



(β)

Σχήμα 4.3: Χρονική μεταβολή, για το Σ1: (α) της θερμοκρασίας του τοιχώματος σε διάφορα ύψη και (β) της θερμοκρασίας εισόδου (T_inlet) και εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή

Παρατηρώντας τα παραπάνω Σχήματα, ένα πρώτο συμπέρασμα που προκύπτει είναι ότι τα αξονικά προφίλ θερμοκρασίας του Σχήματος 4.1 συμφωνούν ως προς τις παρουσιαζόμενες τάσεις με αυτές που εντοπίζονται στη βιβλιογραφία [12],[17] (βλ. υποκεφάλαια 3.3.2 και 3.3.3). Ακόμα, εξ' αιτίας της θερμοχωρητικής μάζας του τοιχώματος και σε συμφωνία με το σχετικό πόρισμα του υποκεφαλαίου 3.3.3, παρατηρείται ότι η θερμοκρασία της κλίνης κοντά στο όριο του τοιχώματος (Axial Profile Wall) είναι χαμηλότερη σε σύγκριση με τη θερμοκρασία στον άξονα συμμετρίας της (Axial Profile Centerline).

Για να γίνει καλύτερα αντιληπτή η παρατήρηση αυτή, προσφέρονται τα ακτινικά προφίλ του Σχήματος 4.2 (έχει γίνει μεγέθυνση των εν λόγω προφίλ στο εύρος $0.40\mathrm{m} \leq r \leq 0.65\mathrm{m}$, ώστε να φαίνεται ξεκάθαρα η περιοχή γύρω από τις διεπιφάνειες μεταξύ κυρίως δεξαμενής – τοιχώματος (όριο $r = R = 0.55\mathrm{m}$) και μεταξύ τοιχώματος – μονωτικού υλικού (όριο $r = R + d_{\mathrm{w}} = 0.56\mathrm{m}$)). Στα ακτινικά αυτά προφίλ διακρίνεται, λοιπόν, η πτώση της θερμοκρασίας πηγαίνοντας από τον άξονα συμμετρίας προς το τοίχωμα. Ένα επιπλέον πόρισμα που εξάγεται από τα Σχήματα αυτά είναι ότι εντός του τοιχώματος η πτώση της θερμοκρασίας φαίνεται να είναι γραμμική (γεγονός που αναμενόταν και από τη θεωρία της μεταφοράς θερμότητας), ενώ εντός του μονωτικού υλικού υπάρχει μία μη γραμμική πτώση της θερμοκρασίας, έως αυτή να φτάσει τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Αξιοσημείωτο, μάλιστα, είναι το γεγονός ότι, μιας και η πτώση της θερμοκρασίας εντός του μονωτικού υλικού είναι αρκετά απότομη, αυτό επιτυγχάνεται σε απόσταση $r = 0.65\mathrm{m}$ από τον άξονα της δεξαμενής, αρκετά πριν, δηλαδή, από τη διεπιφάνεια μεταξύ μονωτικού υλικού και περιβάλλοντα χώρου (όριο $r = R + d_{\mathrm{w}} + d_{\mathrm{ins}} = 0.76\mathrm{m}$).

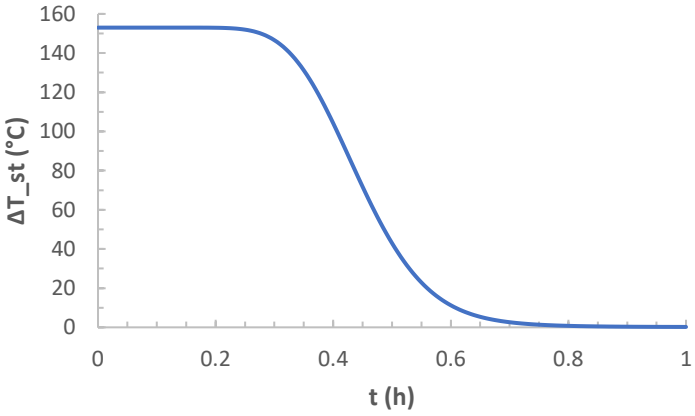
Ως προς το Σχήμα 4.3 (α), αξίζει να υπογραμμιστεί η σιγμοειδής μορφή (μεταξύ των ορίων της αρχικής θερμοκρασίας και της θερμοκρασίας εισόδου του εργαζόμενου ρευστού) που παρουσιάζει η καμπύλη μεταβολής της θερμοκρασίας του τοιχώματος συναρτήσει του χρόνου για όλα τα ύψη. Η παρατήρηση αυτή, όμως, δεν επαληθεύεται και για το ύψος εισόδου του ρευστού στη δεξαμενή ($z = H$), όπου παρατηρείται μία ταχύτατη (εντός περίπου 0.1h) αύξηση της θερμοκρασίας του τοιχώματος έως την τιμή της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού (180°C). Το γεγονός αυτό είναι αναμενόμενο αν αναλογιστεί κανείς ότι το ύψος αυτό είναι εκείνο στο οποίο εφαρμόζεται η συνοριακή συνθήκη εισόδου του εργαζόμενου ρευστού στη δεξαμενή, επομένως αυτό είναι το κυρίαρχο φαινόμενο στην περιοχή αυτή.

Τέλος, στο Σχήμα 4.3 (β) παρουσιάζεται, σε σύγκριση και με τη σταθερή θερμοκρασία εισόδου, η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή, η οποία φαίνεται να αυξάνεται με την πάροδο του χρόνου από την αρχική θερμοκρασία της κλίνης έως να φτάσει, τελικά, τη θερμοκρασία εισόδου, ακολουθώντας επίσης μία σιγμοειδή κατανομή. Το γεγονός ότι η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού καταλήγει με την πάροδο του χρόνου να εξισώνεται με τη θερμοκρασία εισόδου υποδεικνύει την πλήρη έξοδο της θερμοκλίνης από τη δεξαμενή, φαινόμενο το οποίο συζητήθηκε και στο θεωρητικό μέρος του υποκεφαλαίου 2.2, βάσει του Σχήματος 2.3, και η ύπαρξη του οποίου στο μελετώμενο σενάριο μπορεί να επαληθευτεί και από τα δύο αξονικά προφίλ του Σχήματος 4.1, όπου παρατηρεί κανείς ότι η θερμοκρασία της κλίνης έχει εξισωθεί με τη θερμοκρασία των 180°C σε όλα τα ύψη για μεγάλους χρόνους.

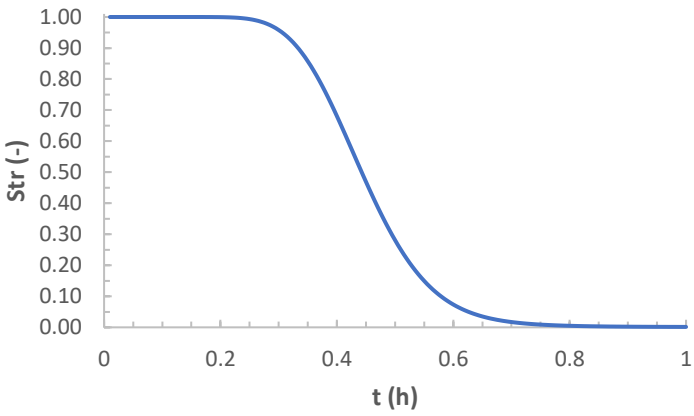
Συνολικά, λοιπόν, φαίνεται ότι η σιγμοειδής μορφή των καμπυλών είναι ένα από τα χαρακτηριστικά γνωρίσματα της μελετώμενης κλίνης, καθώς τέτοιου είδους μορφή παρουσιάζουν τόσο τα αξονικά προφίλ θερμοκρασίας (Axial Profiles Centerline & Axial Profiles Wall) της κλίνης όσο και οι καμπύλες χρονομεταβολής της θερμοκρασίας του

τοιχώματος και της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή. Επίσης, ένα ακόμα γνώρισμα άξιο λόγου της μελετώμενης κλίνης είναι η ταχύτητα με την οποία λαμβάνει χώρα η φόρτισή της. Αν και το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας στο σενάριο αυτό είναι αρκετά ευρύ (27 – 180 °C), η άνοδος της θερμοκρασίας της κλίνης είναι ταχύτατη και, μάλιστα, από τα Σχήματα 4.1 και 4.3 (β), προκύπτει ότι η φόρτιση έχει σχεδόν τελειώσει (όλη η έκταση της κλίνης έχει αποκτήσει τη θερμοκρασία εισόδου των 180°C του εργαζόμενου ρευστού) κατά τη χρονική στιγμή $t = 0.75\text{h}$. Με άλλα λόγια, για να επιτευχθεί πλήρης φόρτιση (δηλαδή για να εξέλθει πλήρως η θερμοκλίνη από τη δεξαμενή και να αποκτήσει όλη η έκταση της κλίνης ομοιόμορφη θερμοκρασία) ξεκινώντας από θερμοκρασία περιβάλλοντος δεν απαιτείται η λειτουργία της διάταξης για ολόκληρο το χρονικό διάστημα της 1h. Ωστόσο, είναι εύλογο ότι το πόρισμα αυτό περί ταχύτατης φόρτισης είναι άρρηκτα συνδεδεμένο με τη χρησιμοποιούμενη τιμή της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού (2.2 kg/s στο Σενάριο αυτό), η επίδραση της οποίας στη μελετώμενη διεργασία θα συζητηθεί εκτενώς παρακάτω στο υποκεφάλαιο 4.3.4.

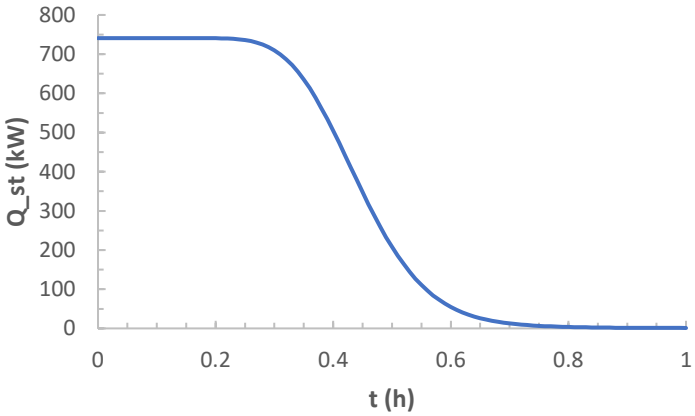
Παρ’ όλα αυτά, πέραν των ως άνω περιγραφόμενων αποτελεσμάτων, ακολουθήθηκε και η διαδικασία που περιγράφηκε στο υποκεφάλαιο 4.2 για τον προσδιορισμό του δυναμικού θερμοκρασίας, του αριθμού διαστρωμάτωσης, του ποσού θερμότητας που αποθηκεύεται στην κλίνη, σε μονάδες ισχύος και ενέργειας, της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης και του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη. Υπολογίζοντας, λοιπόν, τα συγκεκριμένα μεγέθη, η χρονική τους εξέλιξη παρουσιάζεται, αντίστοιχα, στα παρακάτω έξι διαγράμματα του Σχήματος 4.4.



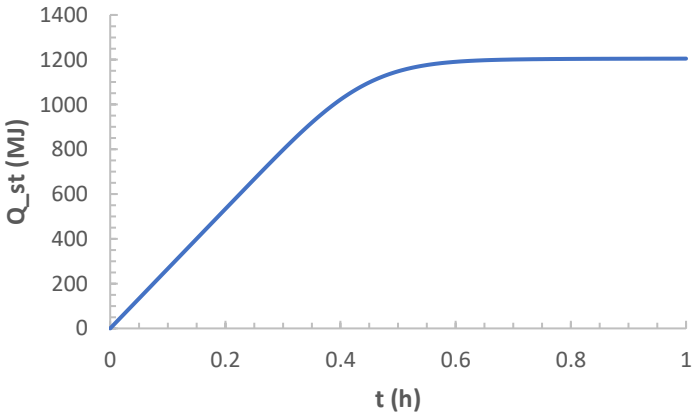
(α)



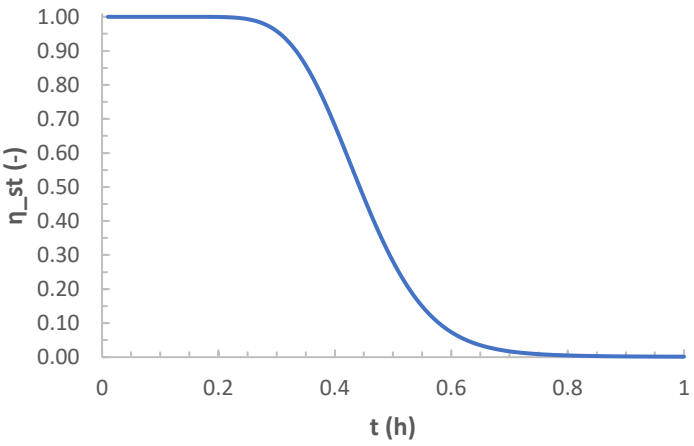
(β)



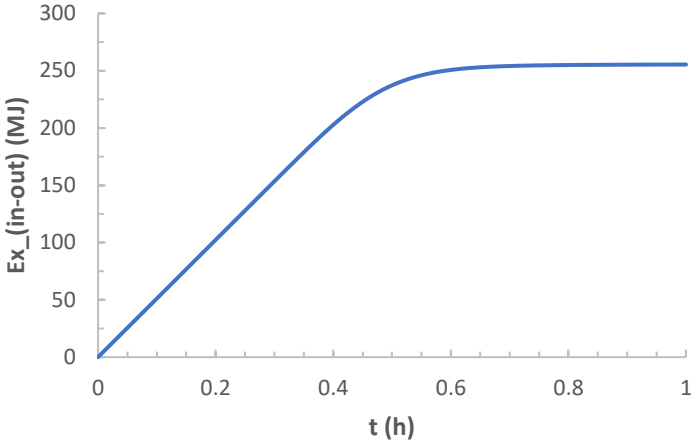
(γ)



(δ)



(ε)



(στ)

Σχήμα 4.4: Χρονική μεταβολή, για το Σ1: (α) του δυναμικού θερμοκρασίας, (β) του αριθμού διαστρωμάτωσης, του αποθηκευόμενου ποσού θερμότητας (γ) σε μονάδες ισχύος και (δ) σε μονάδες ενέργειας, (ε) της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης και (στ) του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη

Μία πρώτη παρατήρηση επί των παραπάνω διαγραμμάτων είναι η πτώση που παρουσιάζουν το δυναμικό θερμοκρασίας, ο αριθμός διαστρωμάτωσης και η στιγμιαία απόδοση φόρτισης με την πάροδο του χρόνου. Ξεκινώντας από τις τιμές 153°C, 1 και 1, αντίστοιχα, είναι εμφανές από τα διαγράμματα (α), (β) και (ε) του Σχήματος 4.4 ότι από τη χρονική στιγμή $t = 0.75\text{h}$ και έπειτα η τιμή των τριών αυτών μεγεθών εκμηδενίζεται, παρατήρηση που έρχεται να επιβεβαιώσει το πόρισμα περί ταχύτατης διεργασίας φόρτισης, ότι, δηλαδή, η φόρτιση έχει σχεδόν τελειώσει κατά τη χρονική αυτή στιγμή και η θερμοκλίνη έχει εξέλθει πλήρως από τη δεξαμενή. Αξίζει να σημειωθεί, μάλιστα, ότι η χρονική πτώση των συγκεκριμένων μεγεθών πραγματοποιείται ακολουθώντας παρόμοιες μεταξύ τους σιγμοειδείς καμπύλες, οι οποίες είναι αντικατοπτρικές με εκείνες των αξονικών προφίλ θερμοκρασίας της κλίνης και της καμπύλης χρονομεταβολής της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρευστού, που ελήφθησαν από το υπολογιστικό πακέτο COMSOL Multiphysics 5.2 και παρουσιάστηκαν παραπάνω στα Σχήματα 4.1 και 4.3 (β).

Ένα ακόμα μέγεθος του οποίου η καμπύλη χρονομεταβολής παρουσιάζει παρόμοια σιγμοειδή μορφή με αυτές του δυναμικού θερμοκρασίας, του αριθμού διαστρωμάτωσης και της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης είναι το ποσό θερμότητας που αποθηκεύεται στην κλίνη, εκφρασμένο σε μονάδες ισχύος (Σχήμα 4.4 (γ)). Όπως ήταν αναμενόμενο, κατά την εκκίνηση της διεργασίας φόρτισης, όπου το δυναμικό θερμοκρασίας παρουσιάζει τη μέγιστη τιμή του, το ποσό ισχύος που αποθηκεύεται είναι μέγιστο. Με την πάροδο του χρόνου, όμως, και αυτό το μέγεθος παρουσιάζει πτώση, καταλήγοντας σε μηδενική τιμή από τη χρονική στιγμή $t = 0.75\text{h}$ και έπειτα, υποδεικνύοντας, έτσι, ότι η διεργασία της φόρτισης έχει φτάσει στο πέρας της.

Ολοκληρώνοντας, επί της ουσίας, την καμπύλη του Σχήματος 4.4 (γ), προκύπτει η καμπύλη χρονομεταβολής του αθροιστικού ενεργειακού ποσού που αποθηκεύεται στην κλίνη (Σχήμα 4.4 (δ)). Ένας ενδιαφέρων ισχυρισμός που εξάγεται από το συγκεκριμένο Σχήμα είναι ότι το εν λόγω αθροιστικό ενεργειακό ποσό αυξάνεται σχεδόν γραμμικά από την εκκίνηση έως το μισό της διεργασίας φόρτισης, δηλαδή περίπου έως τη χρονική στιγμή $t = 0.5\text{h}$. Από τη χρονική στιγμή αυτή και μετά ξεκινάει να σταθεροποιείται, έως ότου να σταθεροποιηθεί

πλήρως από τη χρονική στιγμή $t = 0.75\text{h}$ και έπειτα, χρονική στιγμή που σηματοδοτεί το τέλος της διεργασίας της φόρτισης.

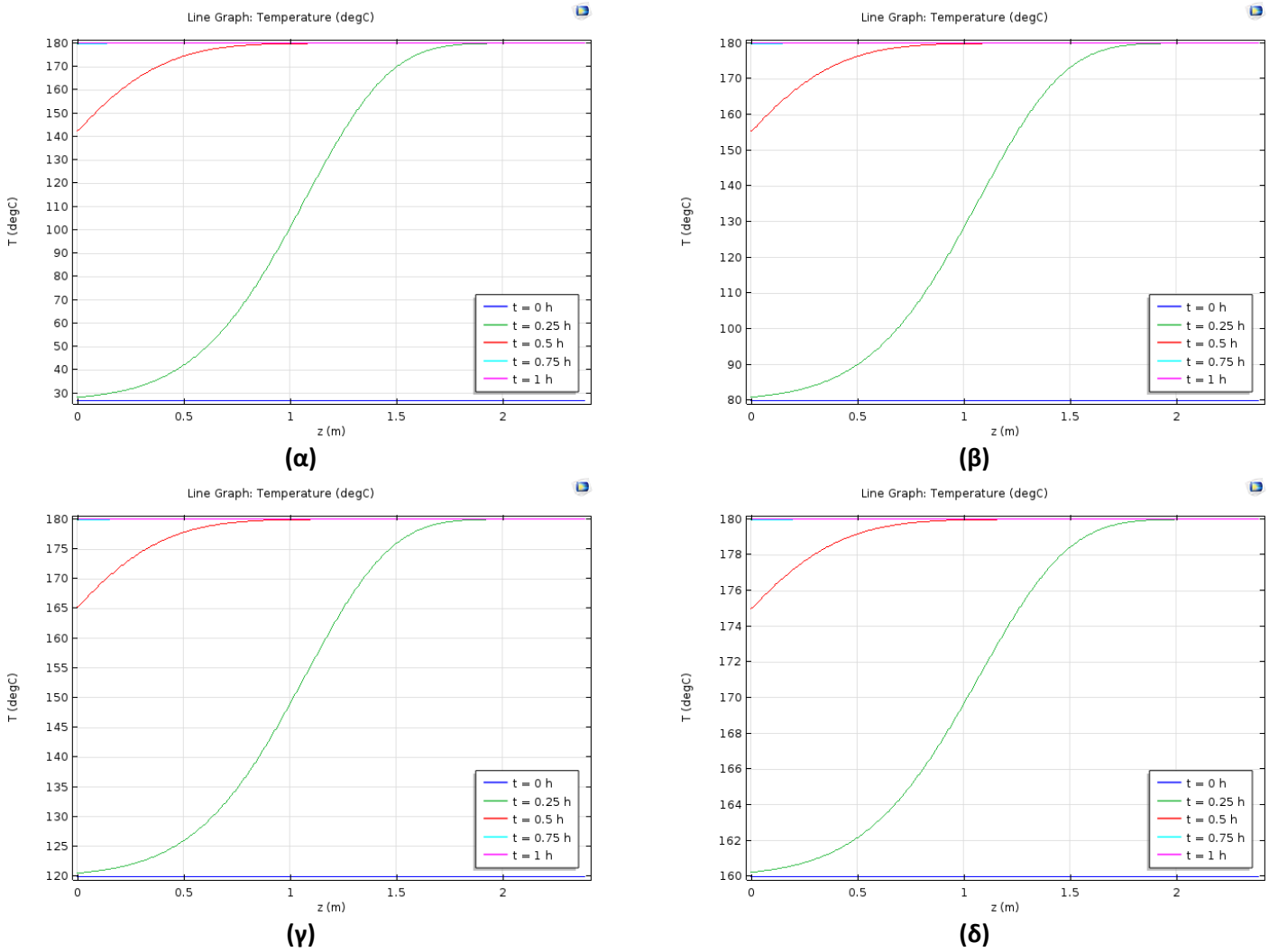
Τέλος, ίδια μορφή με αυτή του Σχήμα 4.4 (δ) παρουσιάζει και το Σχήμα 4.4 (στ), από όπου εξάγεται ότι και το εξεργειακό ποσό που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη αυξάνεται, αρχικά, με σχεδόν σταθερό ρυθμό (γραμμική αύξηση), έως ότου να φτάσει να σταθεροποιηθεί από τη χρονική στιγμή $t = 0.75\text{h}$ και έπειτα.

Συνοψίζοντας, λοιπόν, αν και τα μεγέθη του δυναμικού θερμοκρασίας, του αριθμού διαστρωμάτωσης, του ποσού θερμότητας που αποθηκεύεται στην κλίνη, σε μονάδες ισχύος και ενέργειας, της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης και του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη φαντάζουν διαφορετικά και ασύνδετα μεταξύ τους εκ πρώτης όψεως, προκύπτει από τα ληφθέντα αποτελέσματα ότι εμφανίζουν παρόμοιες τάσεις ως προς τη χρονική εξέλιξή τους. Από τη μία πλευρά, ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η σιγμοειδής μορφή των καμπυλών χρονοεξάρτησης του δυναμικού θερμοκρασίας, του αριθμού διαστρωμάτωσης, του ποσού θερμότητας που αποθηκεύεται στην κλίνη, σε μονάδες ισχύος, και της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης, μορφή η οποία φαίνεται, συνολικά, από τα ληφθέντα αποτελέσματα ότι αποτελεί χαρακτηριστικό γνώρισμα της μελετώμενης κλίνης. Από την άλλη, οι καμπύλες του αθροιστικού ενεργειακού ποσού θερμότητας που αποθηκεύεται στην κλίνη και του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό σε αυτήν επιδεικνύουν αυτή τη σχεδόν γραμμική αύξηση στην αρχή της διεργασίας, καταλήγοντας σε σταθερή τιμή (plateau) κατά τους τελικούς χρόνους.

4.3.3. Αποτελέσματα για Φόρτιση για Διάφορες Αρχικές Θερμοκρασίες Κλίνης (Σ2)

Επόμενο μελετώμενη περίπτωση είναι αυτή του Σεναρίου 2, σύμφωνα με το οποίο εκτελείται παραμετρική διερεύνηση διεργασίας φόρτισης για χρονικό διάστημα 1h, μεταβάλλοντας την αρχική θερμοκρασία κλίνης (T_0) σύμφωνα με τις τιμές [80, 120, 160] (σε °C), υπό θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού ίση με 180°C και μαζική παροχή εργαζόμενου ρευστού ίση με 2.2 kg/s.

Αρχικά, τρέχοντας την υπολογιστική προσομοίωση στο COMSOL Multiphysics 5.2, λαμβάνονται τα Σχήματα 4.5 (β) έως 4.5 (δ) που παρουσιάζονται παρακάτω. Στα Σχήματα αυτά παρατίθενται τα αξονικά προφίλ στον άξονα συμμετρίας της κλίνης (Axial Profiles Centerline) για κάθε μία από τις τρεις τιμές της αρχικής θερμοκρασίας της. Στο Σχήμα 4.5 (α) παρουσιάζεται εκ νέου, για λόγους σύγκρισης, το αντίστοιχο Axial Profile Centerline που είχε ληφθεί για το Σενάριο 1.

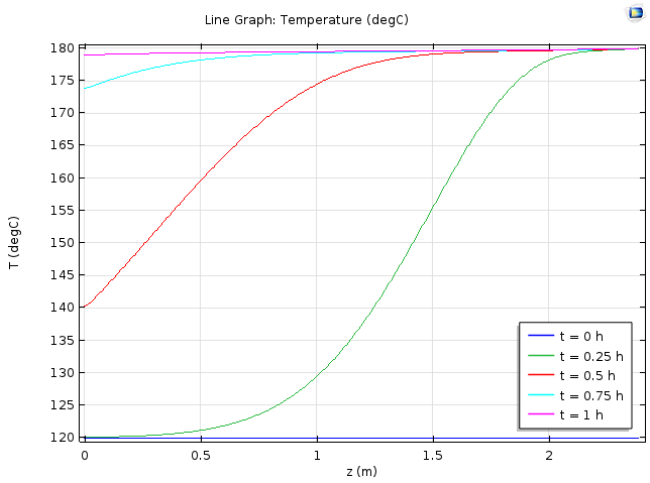


Σχήμα 4.5: Axial Profile Centerline: (α) για το Σ1 και για το Σ2 υπό (β) T_0 = 80°C, (γ) T_0 = 120°C και (δ) T_0 = 160°C

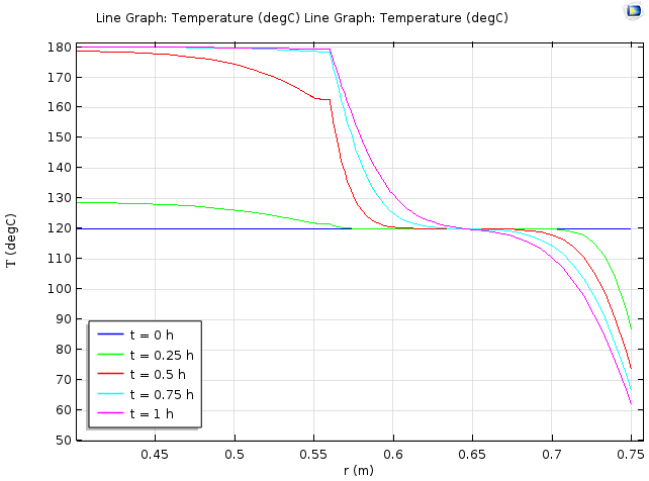
Από τα παραπάνω Σχήματα γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι, μεταβάλλοντας την αρχική θερμοκρασία της κλίνης, οι παρουσιαζόμενες τάσεις στο Axial Profile Centerline δεν αλλάζουν σε σύγκριση με αυτές που παρουσιαζόντουσαν στο Σενάριο 1 και οι όποιες εμφανιζόμενες διαφορές είναι εξ' ολοκλήρου αριθμητικές. Το γεγονός αυτό είναι αναμενόμενο, μιας και μεταξύ Σεναρίου 1 και 2 η μοναδική αλλαγή που έχει λάβει χώρα είναι η μεταβολή του θερμοκρασιακού εύρους λειτουργίας της κλίνης.

Το πόρισμα αυτό ικανοποιείται και για τα αξονικά προφίλ στο όριο του τοιχώματος (Axial Profiles Wall), οπότε επιλέγεται να παρουσιαστεί, στο Σχήμα 4.6, μόνο εκείνο για τη μεσαία από τις τρεις τιμές της αρχικής θερμοκρασίας της κλίνης (120°C). Η τιμή αυτή είναι και αυτή που επιλέγεται για τη διενέργεια των επόμενων Σεναρίων 3 και 4, αποδίδοντας μία εύλογη τιμή στο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας της διάταξης (120 – 180 °C). Επιπροσθέτως, εκτός των αξονικών προφίλ στο όριο του τοιχώματος, το πόρισμα αυτό ικανοποιείται τόσο για τα ακτινικά προφίλ όσο και για το διάγραμμα χρονομεταβολής της θερμοκρασίας του τοιχώματος. Έτσι, ενδεικτικά για την αρχική θερμοκρασία των 120°C, επιλέγεται να παρουσιαστούν στα τρία διαγράμματα του Σχήματος 4.7 τα ακτινικά προφίλ, αντίστοιχα, για τα ύψη $H/4$, $H/2$ και $3H/4$ (έχει γίνει μεγέθυνση των εν λόγω προφίλ στο εύρος $0.40\text{m} \leq r \leq 0.76\text{m}$) και στο Σχήμα 4.8 (α) το διάγραμμα μεταβολής της θερμοκρασίας του τοιχώματος

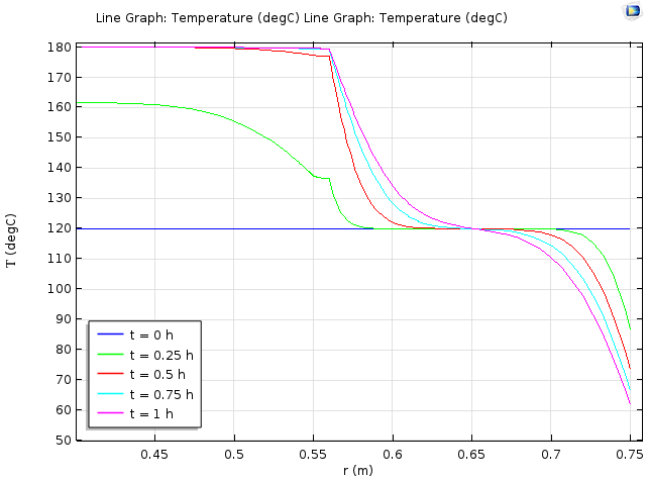
συναρτήσει του χρόνου (σε διάφορα ενδεικτικά ύψη: 0, $H/4$, $H/2$, $3H/4$ και H). Τέλος, παρατίθεται το Σχήμα 4.8 (β), προκειμένου να αναδειχθεί η χρονική εξάρτηση, για όλες τις αρχικές θερμοκρασίες της κλίνης, της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή.



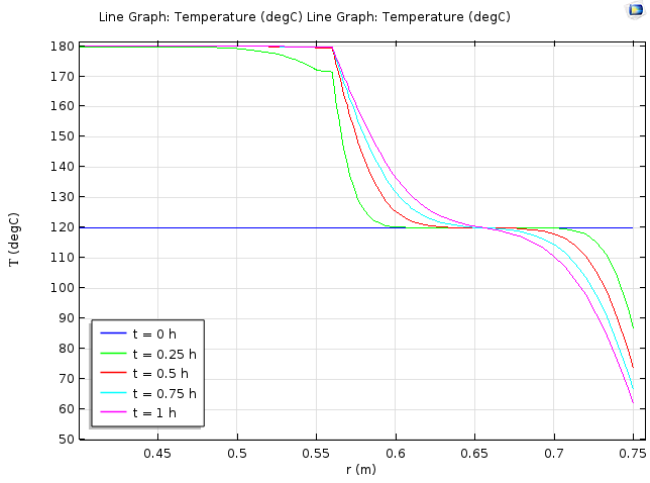
Σχήμα 4.6: Axial Profile Wall για το Σ2, υπό T_0 = 120°C



(α)

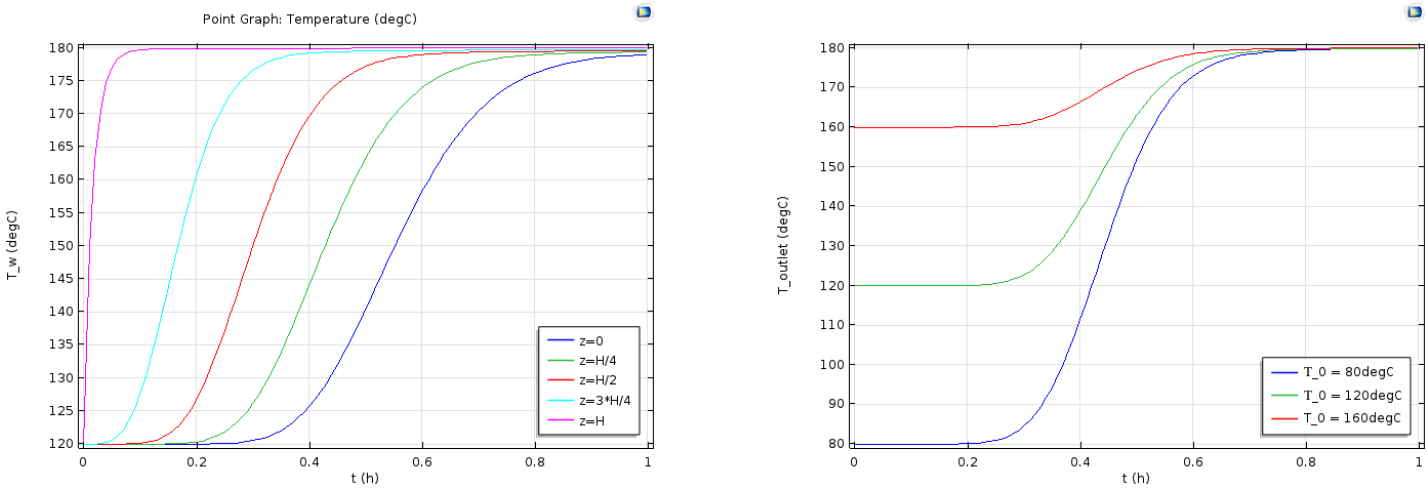


(β)



(γ)

Σχήμα 4.7: Radial Profile για το Σ2, υπό T_0 = 120°C, στα ύψη: (α) H/4, (β) H/2 και (γ) 3H/4



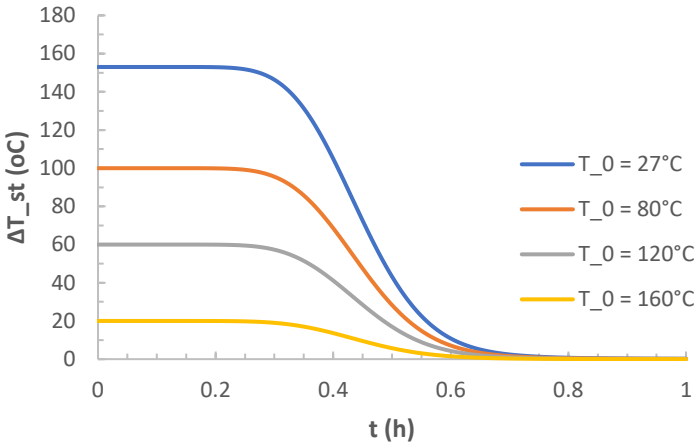
(α) **(β)**

Σχήμα 4.8: Χρονική μεταβολή, για το Σ2: (α) της θερμοκρασίας του τοιχώματος σε διάφορα ύψη (υπό T_0 = 120°C) και (β) της θερμοκρασίας εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή (για όλες τις T_0)

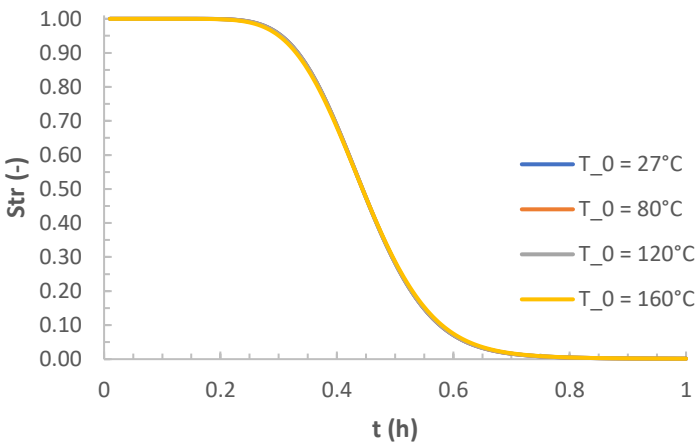
Όπως προαναφέρθηκε, οι τάσεις που εμφανίζονται στα παραπάνω Σχήματα 4.6 έως 4.8 είναι οι ίδιες με αυτές στα αντίστοιχα Σχήματα του Σεναρίου 1 (βλ. Σχήματα 4.1 έως 4.3) και οι οποιεσδήποτε εμφανιζόμενες διαφορές είναι εξ' ολοκλήρου αριθμητικές. Έτσι, όλες οι ποιοτικές παρατηρήσεις και τα πορίσματα που προέκυψαν από το Σενάριο 1 εξακολουθούν να ισχύουν και για το παρόν Σενάριο.

Ωστόσο, μία ιδιαίτερη συμπεριφορά εντοπίζεται στα ακτινικά προφίλ του Σχήματος 4.7. Ειδικότερα, η πτώση της θερμοκρασίας εντός της δεξαμενής και του τοιχώματος μεταβάλλεται με τρόπο παρόμοιο αυτού που παρατηρήθηκε και στο Σενάριο 1. Το ίδιο ισχύει και για την πτώση της θερμοκρασίας εντός του μονωτικού υλικού έως την απόσταση $r = 0.65\text{m}$ από τον άξονα της δεξαμενής. Στο σημείο αυτό η θερμοκρασία εντός της μόνωσης εξισώνεται με την αρχική θερμοκρασία της κλίνης (120°C) και από εκεί και έπειτα, έως τη διεπιφάνεια μεταξύ μονωτικού υλικού και περιβάλλοντα χώρου (όριο $r = R + d_{\text{w}} + d_{\text{ins}} = = 0.76\text{m}$), η πτώση της θερμοκρασίας αλλάζει κυρτότητα, δηλαδή το σημείο $r = 0.65\text{m}$ φαίνεται να αποτελεί σημείο καμπής της καμπύλης. Επιπλέον, αξίζει να επισημανθεί ότι η θερμοκρασία της εξωτερικής πλευράς της μόνωσης δεν φθάνει τη θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά το μελετώμενο χρονικό διάστημα (0 – 1 h) σε κανένα από τα τρία ύψη για τα οποία παρατίθεται ακτινικό προφίλ ($H/4$, $H/2$ και $3H/4$).

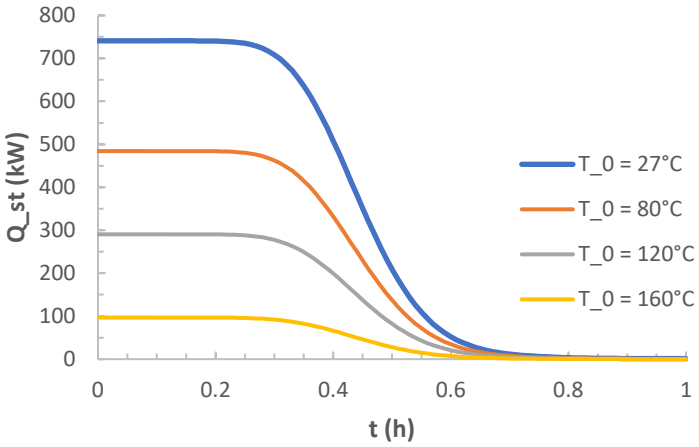
Ομοίως με το Σενάριο 1, πέραν των ως άνω περιγραφόμενων αποτελεσμάτων, υπολογίζονται οι δείκτες αξιολόγησης της δεξαμενής που εισήχθησαν στο υποκεφάλαιο 4.2, η χρονική εξέλιξη των οποίων παρουσιάζεται, αντίστοιχα, στα παρακάτω έξι διαγράμματα του Σχήματος 4.9. Σύμφωνα και με τα υπομνήματα των συγκεκριμένων διαγραμμάτων, παρατίθενται οι καμπύλες και για τις τρεις τιμές της αρχικής θερμοκρασίας της κλίνης, ενώ, ταυτόχρονα, παρατίθενται, για λόγους σύγκρισης, και οι καμπύλες που είχαν προκύψει κατά τη διενέργεια του Σεναρίου 1 (με αρχική θερμοκρασία κλίνης, δηλαδή, ίση με 27°C).



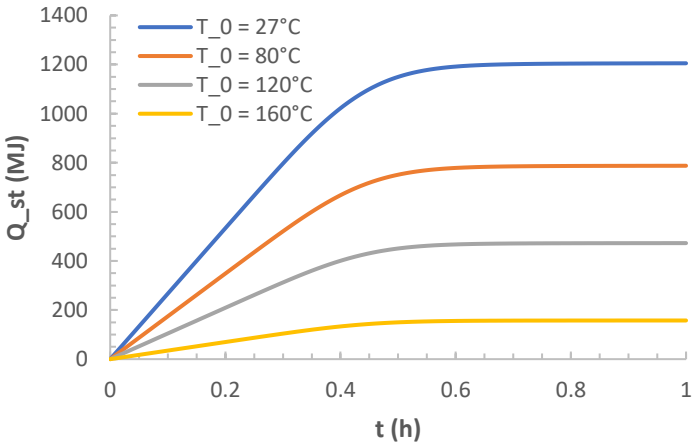
(α)



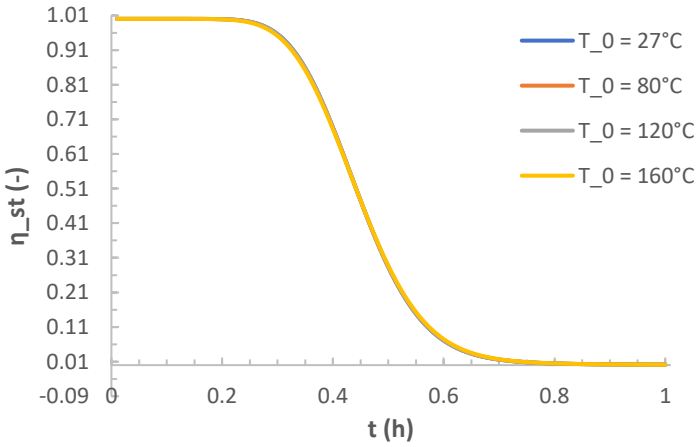
(β)



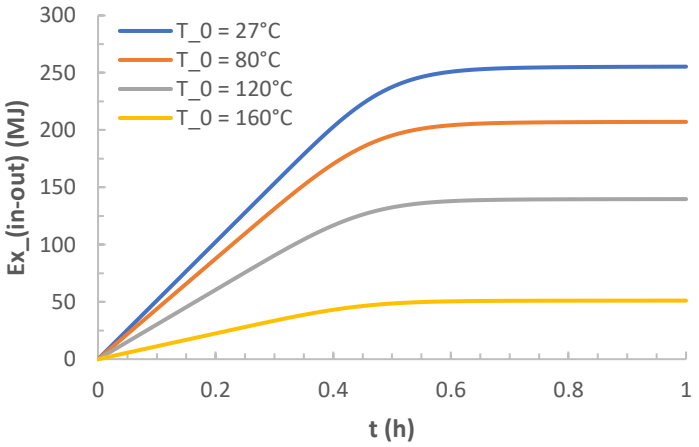
(γ)



(δ)



(ε)



(στ)

Σχήμα 4.9: Χρονική μεταβολή, για το Σ2 και για όλες τις T_0: (α) του δυναμικού θερμοκρασίας, (β) του αριθμού διαστρωμάτωσης, του αποθηκευόμενου ποσού θερμότητας (γ) σε μονάδες ισχύος και (δ) σε μονάδες ενέργειας, (ε) της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης και (στ) του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη

Όπως συνέβη και με τα αποτελέσματα των Σχημάτων 4.5 έως 4.8 (δηλαδή τα θερμοκρασιακά προφίλ στην κλίνη συναρτήσει του χρόνου), έτσι και τα ως άνω μεγέθη φαίνεται ότι

παρουσιάζουν παρόμοιες τάσεις με τα αποτελέσματα που ελήφθησαν για το Σενάριο 1. Πιο συγκεκριμένα, οι καμπύλες χρονοεξάρτησης του δυναμικού θερμοκρασίας (Σχήμα 4.9 (α)), του αριθμού διαστρωμάτωσης (Σχήμα 4.9 (β)), του ποσού θερμότητας που αποθηκεύεται στην κλίνη, σε μονάδες ισχύος (Σχήμα 4.9 (γ)), και της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης (Σχήμα 4.9 (ε)) εξακολουθούν να παρουσιάζουν σιγμοειδή μορφή, ενώ, παράλληλα, οι καμπύλες χρονομεταβολής του αθροιστικού ενεργειακού ποσού θερμότητας που αποθηκεύεται στην κλίνη (Σχήμα 4.9 (δ)) και του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό σε αυτήν (Σχήμα 4.9 (στ)) συνεχίζουν να επιδεικνύουν αυτή τη σχεδόν γραμμική αύξηση στην αρχή της διεργασίας, καταλήγοντας σε σταθερή τιμή (plateau) κατά τους τελικούς χρόνους.

Μάλιστα, εκτός από την ποιοτική αυτή παρατήρηση, η μεταβολή της αρχικής θερμοκρασίας της κλίνης δεν επηρεάζει καθόλου ούτε τις αριθμητικές τιμές του αριθμού διαστρωμάτωσης και της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης, γεγονός που υποδεικνύεται από την ταύτιση των τεσσάρων καμπυλών στα Σχήματα 4.9 (β) και 4.9 (ε). Παρ' όλα αυτά, μπορεί η αύξηση της αρχικής θερμοκρασίας της κλίνης να μην επιφέρει κάποια ουσιαστική μεταβολή των δύο αυτών δεικτών απόδοσης, είναι προφανές, ωστόσο, ότι μειώνει το δυναμικό θερμοκρασίας βάσει του Σχήματος 4.9 (α). Το γεγονός αυτό έχει αντίκτυπο στο αποθηκευόμενο ποσό θερμότητας, τόσο σε μονάδες ισχύος (Σχήμα 4.9 (γ)) όσο και ενέργειας (Σχήμα 4.9 (δ)), το οποίο προφανώς θα μειώνεται με την αύξηση της αρχικής θερμοκρασίας της κλίνης, δηλαδή, ισοδύναμα, με τη μείωση του θερμοκρασιακού εύρους λειτουργίας της. Άμεσο επακόλουθο των παραπάνω είναι και η μείωση του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη, σύμφωνα με το Σχήμα 4.9 (στ).

Αξίζει να αναφερθεί ιδιαιτέρως ότι οι πτώσεις που παρατηρούνται στο αποθηκευόμενο ποσό (εκφρασμένο είτε ως ενέργεια – θερμότητα είτε ως εξέργεια) είναι αρκετά σημαντικές. Επί παραδείγματι, ο διπλασιασμός της αρχικής θερμοκρασίας της κλίνης από τους 80 στους 160°C επιφέρει μείωση του ενεργειακού ποσού θερμότητας που αποθηκεύεται τελικά στη δεξαμενή κατά περίπου 5 φορές (από 790 σε 150MJ) και μείωση του εξεργειακού ποσού κατά περίπου 4 φορές (από 205 σε 50MJ).

Εν κατακλείδι, από την παραμετρική διερεύνηση που διενεργήθηκε στο παρόν Σενάριο ως προς την αρχική θερμοκρασία της κλίνης, συνάγεται το συμπέρασμα ότι η αρχική θερμοκρασία της κλίνης δεν επιδρά επί της χρονικής εξέλιξης του αριθμού διαστρωμάτωσης και της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης. Όμως, όπως ήταν αναμενόμενο, έχει καθοριστική επίδραση στο συνολικά αποθηκευόμενο ενεργειακό ποσό.

Τέλος, επισημαίνεται ότι και στο παρόν Σενάριο 2 εξακολουθεί να ισχύει το πόρισμα του Σεναρίου 1 περί της ταχύτατης διεργασίας της φόρτισης, η οποία φαίνεται να ολοκληρώνεται και πάλι έως τη χρονική στιγμή $t = 0.75\mathrm{h}$ ανεξαρτήτως της τιμής της αρχικής θερμοκρασίας της κλίνης. Εφόσον, λοιπόν, η αρχική θερμοκρασία της κλίνης δε φαίνεται να επηρεάζει ούτε την ταχύτητα της διεργασίας, δημιουργείται η υποψία ότι το καθοριστικό μέγεθος για την ταχύτητα είναι η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού, υπόνοια που συζητείται εκτενώς στο Σενάριο 3 του επόμενου υποκεφαλαίου.

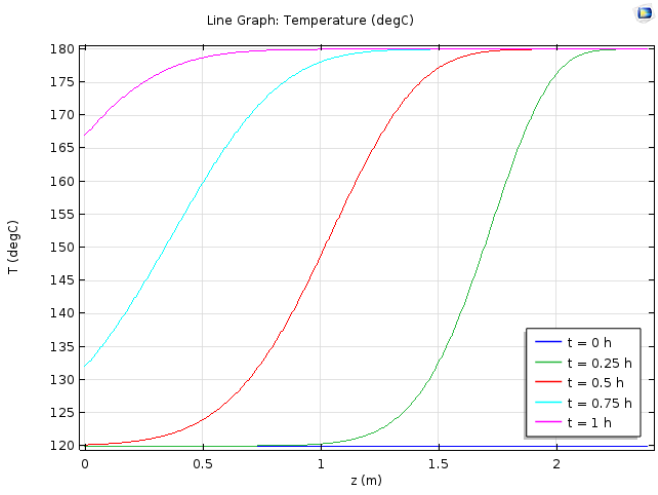
4.3.4. Αποτελέσματα για Φόρτιση για Διάφορες Παροχές Μάζας του Εργαζόμενου Ρευστού (Σ3)

Στο υποκεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του Σεναρίου 3, κατά το οποίο διενεργείται παραμετρική διερεύνηση διεργασίας φόρτισης για χρονικό διάστημα 1h,

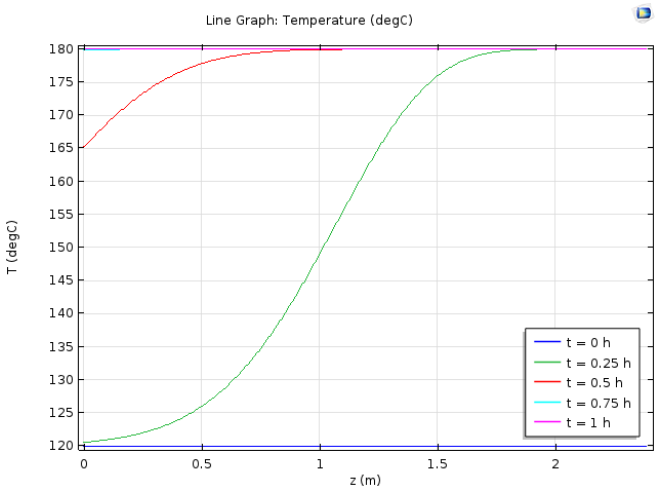
μεταβάλλοντας τη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού ($\dot{m}$) σύμφωνα με τις τιμές [1.1, 2.2, 3.3] (σε kg/s), υπό αρχική θερμοκρασία κλίνης (T_0) ίση με 120°C και θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού ίση με 180°C. Όπως εξηγήθηκε και στο προηγούμενο υποκεφάλαιο 4.3.3 (Σενάριο 2), στο Σενάριο αυτό επιλέγεται η μεσαία (120°C) από τις τρεις εξεταζόμενες τιμές του προηγούμενου Σεναρίου για την αρχική θερμοκρασία της κλίνης, ώστε να αποδίδεται μία εύλογη τιμή στο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας της διάταξης (120 – 180 °C).

Τρέχοντας, επομένως, την υπολογιστική προσομοίωση στο COMSOL Multiphysics 5.2, λαμβάνονται τα Σχήματα 4.10 έως 4.12 που παρουσιάζονται παρακάτω. Στα τρία διαγράμματα του πρώτου από τα Σχήματα αυτά παρατίθενται τα αξονικά προφίλ στον άξονα συμμετρίας της κλίνης (Axial Profiles Centerline) για κάθε μία από τις τρεις τιμές της μαζικής παροχής. Στα επόμενα τρία του Σχήματος 4.11 παρουσιάζεται, για κάθε τιμή της παροχής, αντίστοιχα, το διάγραμμα μεταβολής της θερμοκρασίας του τοιχώματος συναρτήσει του χρόνου (σε διάφορα ενδεικτικά ύψη: 0, $H/4$, $H/2$, $3H/4$ και H), ενώ στο τελευταίο φαίνεται η χρονική εξάρτηση, για όλες τις τιμές της μαζικής παροχής, της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή.

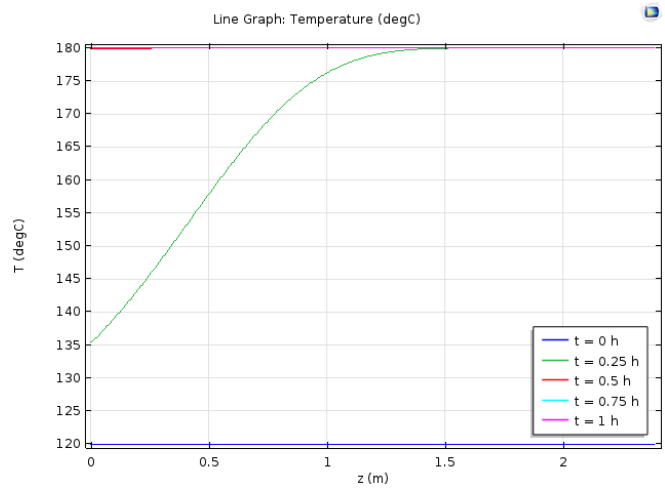
Αξίζει να σημειωθεί ότι στο παρόν υποκεφάλαιο δεν παρουσιάζονται, όπως έχει συμβεί στα προηγούμενα υποκεφάλαια 4.3.2 και 4.3.3, τα αξονικά προφίλ στο όριο του τοιχώματος (Axial Profiles Wall) και τα ακτινικά προφίλ για τα ύψη $H/4$, $H/2$ και $3H/4$. Αναφορικά με τα Axial Profiles Wall, αυτά παρουσιάζουν παρόμοια μορφή με τα αντίστοιχα στον άξονα συμμετρίας της κλίνης (Axial Profiles Centerline), τα οποία και παρατίθενται. Παράλληλα, τα ακτινικά προφίλ δεν παρουσιάζουν κάποια σημαντική ποιοτική ή ποσοτική διαφοροποίηση σε σύγκριση με αυτά που παρουσιάσθηκαν στο προηγούμενο υποκεφάλαιο 4.3.3 για το Σενάριο 2. Επιπλέον, όπως προαναφέρθηκε και στο τέλος του προηγούμενου εξεταζόμενου Σεναρίου, ο βασικότερος στόχος της διενέργειας του παρόντος Σεναρίου 3 είναι η διερεύνηση της επίδρασης της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού στη διεργασία της φόρτισης και, ιδίως, στην ταχύτητα της. Λαμβάνοντας υπόψιν, συνεπώς, όλα τα παραπάνω, δεν κρίνεται απαραίτητη η παράθεση των συγκεκριμένων αποτελεσμάτων στο παρόν υποκεφάλαιο, μιας και θεωρείται ότι δεν δύνανται να συνεισφέρουν στην ικανοποίηση του προαναφερθέντος σκοπού του Σεναρίου 3.



(α)

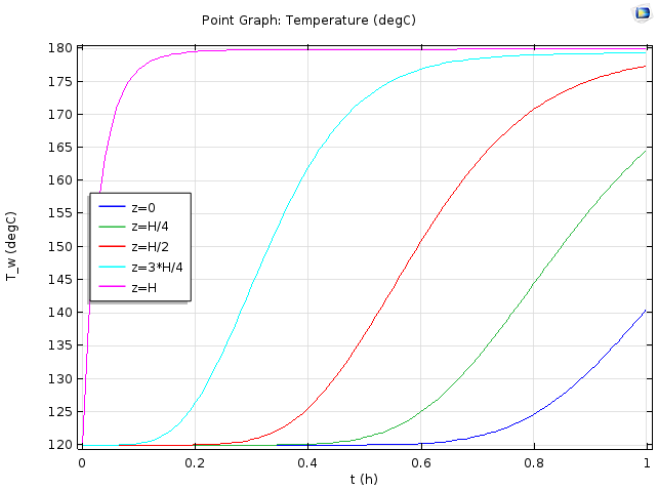


(β)

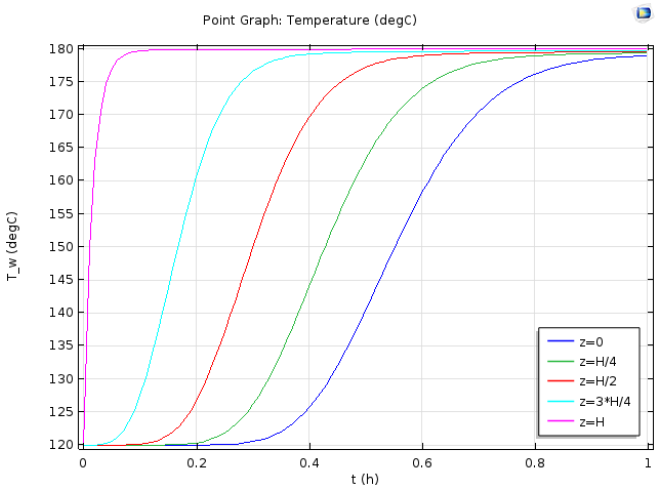


(γ)

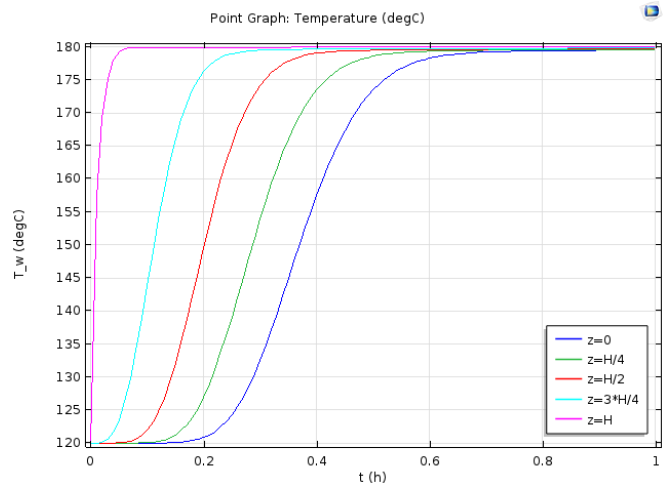
Σχήμα 4.10: Axial Profile Centerline για το Σ3, υπό παροχή μάζας (σε kg/s): (α) 1.1, (β) 2.2 και (γ) 3.3



(α)

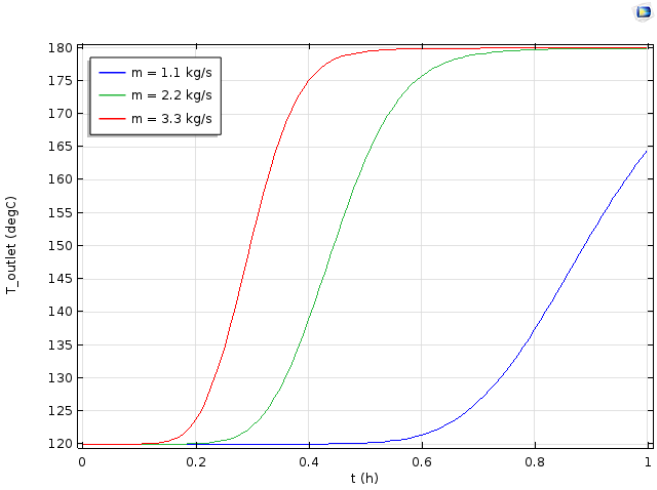


(β)



(γ)

Σχήμα 4.11: Χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας του τοιχώματος σε διάφορα ύψη για το Σ3, υπό παροχή μάζας (σε kg/s): (α) 1.1, (β) 2.2 και (γ) 3.3



Σχήμα 4.12: Χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή για το Σ3, για όλες τις παροχές μάζας

Παρατηρώντας τα παραπάνω Σχήματα, καθίσταται εμφανές ότι η μεταβολή της τιμής της μαζικής παροχής δεν επηρεάζει τις παρουσιαζόμενες τάσεις των παραπάνω καμπυλών. Πιο συγκεκριμένα, η μορφή όλων των καμπυλών είναι παρόμοια με εκείνη των αντίστοιχων καμπυλών των διαγραμμάτων των υποκεφαλαίων 4.3.2 και 4.3.3 για τα Σενάρια 1 και 2, αντίστοιχα. Ωστόσο, αυτό που αξίζει να επισημανθεί είναι ότι, αν και η μορφή των καμπυλών δε μεταβάλλεται, η αλλαγή της μαζικής παροχής επηρεάζει το ρυθμό με τον οποίο τα εξεταζόμενα μεγέθη μεταβάλλονται με το χρόνο.

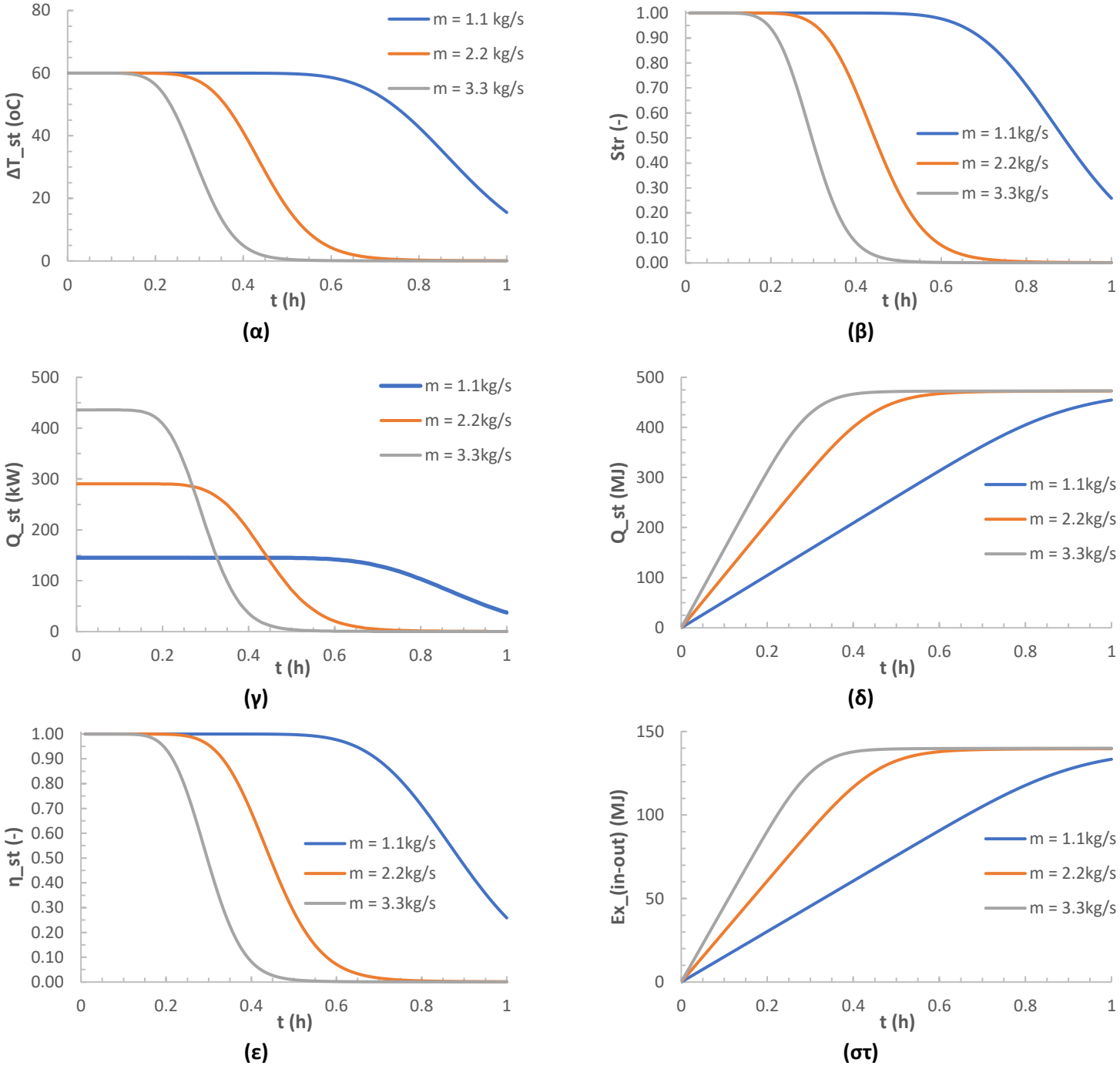
Αναλυτικότερα, εξετάζοντας τα διαγράμματα του Σχήματος 4.10, συμπεραίνεται ότι, σε ένα δεδομένο ύψος, η αύξηση της θερμοκρασίας της κλίνης εκκινώντας από την αρχική θερμοκρασία της είναι γρηγορότερη όσο μεγαλύτερη είναι η μαζική παροχή. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί το ύψος εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή ($z = 0$), όπου για παροχή ίση με 1.1 kg/s το χρονικό διάστημα της 1h δε φαίνεται να επαρκεί για την εξίσωση της θερμοκρασίας της κλίνης με τη θερμοκρασία εισόδου στη δεξαμενή του θερμού εργαζόμενου ρευστού (180°C). Με άλλα λόγια, υπό παροχή 1.1 kg/s, το χρονικό διάστημα της 1h δεν επαρκεί για να εξέλθει πλήρως η θερμοκλίνη από τη δεξαμενή, δηλαδή για να ολοκληρωθεί στο 100% η διεργασία της φόρτισης. Αντιθέτως, το πόρισμα αυτό δεν επαληθεύεται για τις παροχές των 2.2 και 3.3 kg/s. Η παροχή των 2.2 kg/s συζητήθηκε επαρκώς στα Σενάρια 1 και 2, όπου και εξήχθη ο χρόνος $t = 0.75\text{h}$ για την ολοκλήρωση της φόρτισης, ενώ, αναφορικά με την παροχή των 3.3 kg/s, προκύπτει από τα Σχήματα 4.10 (γ) και 4.12 ότι ο απαιτούμενος χρόνος για την ολοκλήρωση της διεργασίας είναι $t = 0.55\text{h}$.

Όλες οι παραπάνω παρατηρήσεις για το σημείο εξόδου του ρευστού από τη δεξαμενή μπορούν να επαληθευτούν και από το Σχήμα 4.12, όπου φαίνεται ότι, πράγματι, η αύξηση της μαζικής παροχής οδηγεί σε μείωση του απαιτούμενου χρόνου για την ολοκλήρωση της διεργασίας της φόρτισης, δηλαδή του χρόνου που απαιτείται ώστε η θερμοκρασία στην έξοδο της διάταξης να εξισωθεί με τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού σε αυτή.

Ακόμα, σχετικά με τη χρονική εξέλιξη της θερμοκρασίας του τοιχώματος, που αναδεικνύεται στα τρία διαγράμματος του Σχήματος 4.11, υπογραμμίζεται ότι και πάλι η μεταβολή της τιμής της μαζικής παροχής δεν επηρεάζει τη μορφή των σχετικών καμπυλών. Διαπιστώνεται, όμως,

ότι οι καμπύλες μετατοπίζονται χρονικά, αποδεικνύοντας εκ νέου τη μεταβολή της ταχύτητας της διεργασίας.

Ομοίως με τα Σενάρια 1 και 2, υπολογίζονται και οι δείκτες αξιολόγησης της δεξαμενής (βλ. υποκεφάλαιο 4.2), η χρονική εξέλιξη των οποίων παρουσιάζεται, αντίστοιχα, στα παρακάτω έξι διαγράμματα του Σχήματος 4.13. Σύμφωνα και με τα υπομνήματα των συγκεκριμένων διαγραμμάτων, παρατίθενται οι καμπύλες και για τις τρεις τιμές της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού.



Σχήμα 4.13: Χρονική μεταβολή, για το Σ3 και για όλες τις παροχές μάζας: (α) του δυναμικού θερμοκρασίας, (β) του αριθμού διαστρωμάτωσης, του αποθηκευόμενου ποσού θερμότητας

(γ) σε μονάδες ισχύος και (δ) σε μονάδες ενέργειας, (ε) της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης και (στ) του εξεργειακού ποσού που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη

Σε αντίθεση με το Σενάριο 2 και τη μη επίδραση της αρχικής θερμοκρασίας της κλίνης τόσο στο δείκτη του αριθμού διαστρωμάτωσης όσο και σε αυτόν της στιγμιαίας απόδοσης φόρτισης, από τα παραπάνω αποτελέσματα φαίνεται ότι η μεταβολή της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού πράγματι επιφέρει αλλαγές στα δύο αυτά εξεταζόμενα μεγέθη (Σχήματα 4.13 (β) και (ε), αντίστοιχα). Πιο συγκεκριμένα, αν και η μορφή των καμπυλών είναι παρόμοια με την αντίστοιχη των δύο προηγούμενων Σεναρίων, διαφαίνεται ότι η μικρότερη από τις τρεις εξεταζόμενες παροχές (1.1 kg/s) δεν οδηγεί σε μηδενισμό των συγκεκριμένων δύο δεικτών, γεγονός που φανερώνει ότι στο μελετώμενο χρονικό διάστημα της 1h η διαδικασία της φόρτισης δεν έχει ολοκληρωθεί εντελώς, αφού εξακολουθεί να υπάρχει διαστρωμάτωση εντός της δεξαμενής (αριθμός διαστρωμάτωσης ≠ 0) και να λαμβάνει χώρα αποθήκευση ποσού ενέργειας στην κλίνη (στιγμιαία απόδοση φόρτισης ≠ 0). Από την άλλη πλευρά, για τις δύο μεγαλύτερες τιμές της παροχής (2.2 και 3.3 kg/s), τόσο ο αριθμός διαστρωμάτωσης όσο και η στιγμιαία απόδοση φόρτισης καταλήγουν σε μηδενική τιμή, υποδεικνύοντας την ολοκλήρωση της διεργασίας, γεγονός που λαμβάνει χώρα σε μικρότερο χρόνο για τη μεγαλύτερη από τις δύο αυτές τιμές της παροχής.

Ακόμα, η επίδραση της παροχής στο δυναμικό θερμοκρασίας (Σχήμα 4.13 (α)) είναι παρόμοια με αυτή που αναλύθηκε για τον αριθμό διαστρωμάτωσης και τη στιγμιαία απόδοση φόρτισης, επομένως δεν σημειώνεται κάτι περισσότερο επ' αυτού του μεγέθους. Αξίζει όμως να αναφερθεί η επίδραση της παροχής στο ποσό θερμότητας που αποθηκεύεται στην κλίνη, σε μονάδες ισχύος (Σχήμα 4.13 (γ)). Το εν λόγω μέγεθος ξεκινάει από μία μέγιστη τιμή και από κάποια χρονική στιγμή και έπειτα μειώνεται σταδιακά, ακολουθώντας μία σιγμοειδή κατανομή όπως και στα δύο προηγούμενα Σενάρια, έως ότου να μηδενιστεί, υποδεικνύοντας το πέρας της διεργασίας. Η επίδραση, λοιπόν, της παροχής στο μέγεθος αυτό είναι διπλή. Η αύξηση της παροχής οδηγεί, αφενός, στην αύξηση της μέγιστης τιμής από την οποία ξεκινάει η σταδιακή πτώση της ισχύος, αφετέρου οδηγεί σε χρονική συρρίκνωση της σχετικής καμπύλης. Με άλλα λόγια, αυξανομένης της παροχής, η ισχύς εκκινεί την πτώση της σε μία χαμηλότερη χρονική στιγμή και από μία υψηλότερη αρχική τιμή ισχύος, ενώ, παράλληλα, η πτώση είναι και πιο απότομη, καταλήγοντας, τελικά, πιο γρήγορα σε μηδενισμό της τιμής της ισχύος.

Επιπλέον, στο Σχήμα 4.13 (δ) διαφαίνεται ότι το συνολικά αποθηκευόμενο ποσό κατά τη διεργασία της φόρτισης είναι σταθερά ίσο με 475MJ, ωστόσο η χρονική διάρκεια που απαιτείται για να αποθηκευτεί το συγκεκριμένο ποσό διαφέρει ανάλογα με την παροχή, με τις μεγαλύτερες παροχές να απαιτούν συγκριτικά μικρότερους χρόνους. Το γεγονός αυτό μπορεί να εξηγηθεί λαμβάνοντας υπόψιν τη συμπεριφορά του μεγέθους της ισχύος που περιγράφηκε παραπάνω. Έτσι, οι δύο αντιτιθέμενες επιδράσεις της παροχής σε αυτή (αύξηση της μέγιστης τιμής – χρονική συρρίκνωση της καμπύλης) οδηγούν, συνεκδοχικά, στο πόρισμα ότι το εμβαδόν κάτω από τις καμπύλες του Σχήματος 4.13 (γ), που αντιστοιχεί στο αποθηκευόμενο ενεργειακό ποσό, παραμένει σταθερό. Τέλος, παρόμοια συμπεριφορά με το αποθηκευόμενο ενεργειακό ποσό παρουσιάζει στο Σχήμα 4.13 (στ) και το εξεργειακό ποσό που αποδίδει το εργαζόμενο ρευστό στην κλίνη, το οποίο παραμένει σταθερά ίσο με 140MJ.

Ανακεφαλαιώνοντας, από την παραμετρική διερεύνηση που διενεργήθηκε στο Σενάριο αυτό ως προς τη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού, επιβεβαιώθηκε η υπόνοια που υπήρχε στα προηγούμενα Σενάρια ότι ο βασικός παράγοντας από τον οποίο εξαρτάται η ταχύτητα της διεργασίας της φόρτισης είναι η τιμή της μαζικής παροχής. Με άλλα λόγια, η αύξηση της

παροχής δε φαίνεται να επηρεάζει το συνολικά αποθηκευόμενο ενεργειακό ποσό στη δεξαμενή, παρά μόνο την ταχύτητα με την οποία το ποσό αυτό αποθηκεύεται, οδηγώντας σε μία χρονική μετατόπιση των δεικτών απόδοσης (αριθμός διαστρωμάτωσης και στιγμιαία απόδοση φόρτισης) προς μικρότερους χρόνους.

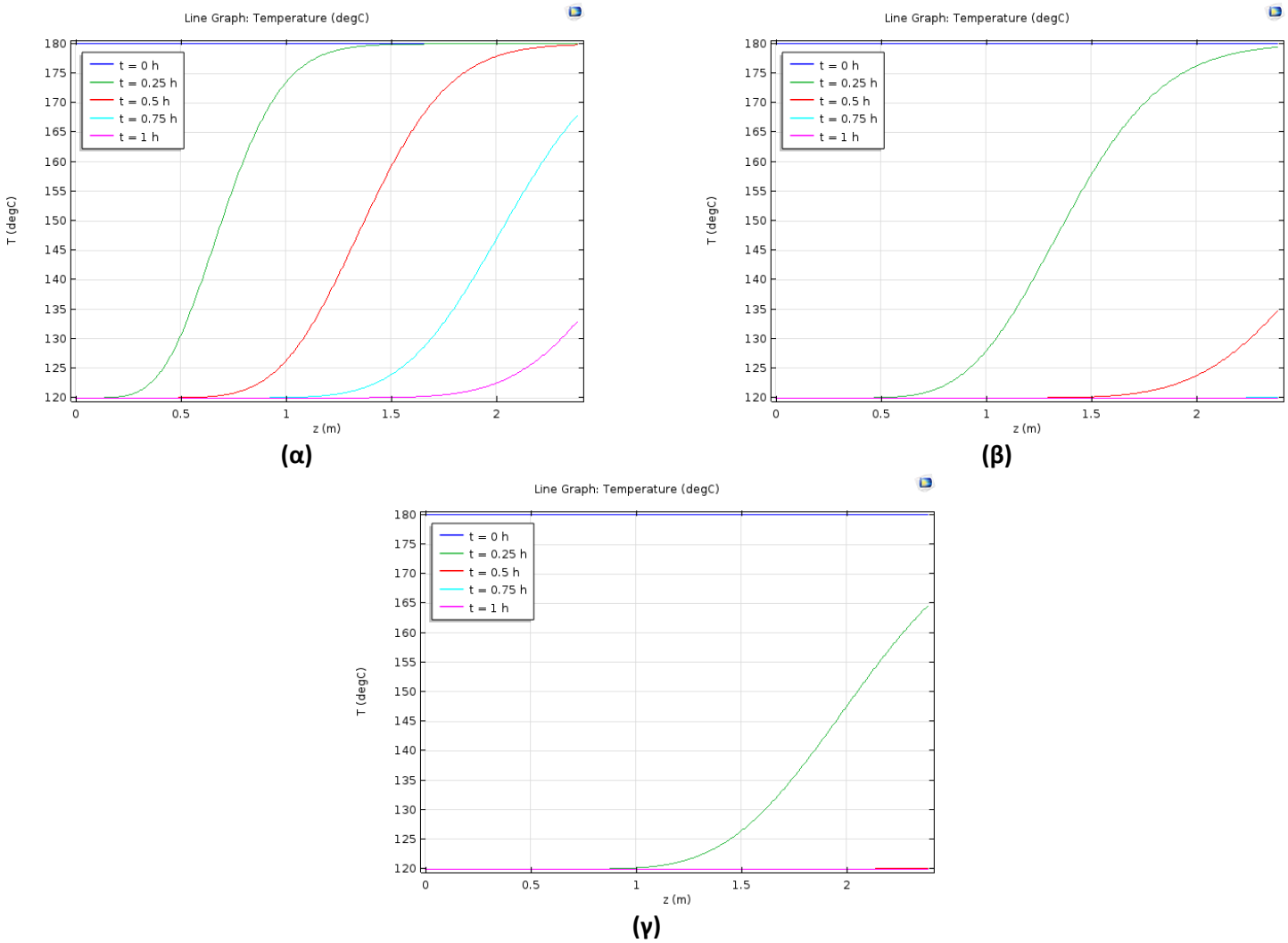
Από φυσικής πλευράς, το συμπέρασμα αυτό περί αύξησης της ταχύτητας της διεργασίας υπό αυξανόμενη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού μπορεί να αιτιολογηθεί βάσει της ενεργού θερμικής αγωγιμότητας του εργαζόμενου ρευστού κατά τις διευθύνσεις r ($k_{\mathrm{eff,f,r}}$) και z ($k_{\mathrm{eff,f,z}}$) και του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ στερεής και ρευστής φάσης (h_{p}). Ειδικότερα, όπως σχολιάσθηκε επί των αποτελεσμάτων του Πίνακα 4.1, η αύξηση της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού οδηγεί σε αύξηση των τριών προαναφερθέντων μεγεθών. Συνεπώς, αυξανομένης της μαζικής παροχής, τόσο η μεταφορά θερμότητας μέσω του μηχανισμού της διάχυσης από ένα σημείο της κλίνης σε ένα άλλο (που εξαρτάται από τα μεγέθη $k_{\mathrm{eff,f,r}}$ και $k_{\mathrm{eff,f,z}}$) όσο και η μεταφορά θερμότητας από τη ρευστή στη στερεή φάση (που εξαρτάται από το συντελεστή h_{p}) είναι αποτελεσματικότερες και αποδοτικότερες, οδηγώντας, τελικά, σε μικρότερους χρόνους για την ολοκλήρωση της διεργασίας.

4.3.5. Αποτελέσματα για Εκφόρτιση για Διάφορες Παροχές Μάζας του Εργαζόμενου Ρευστού (Σ4)

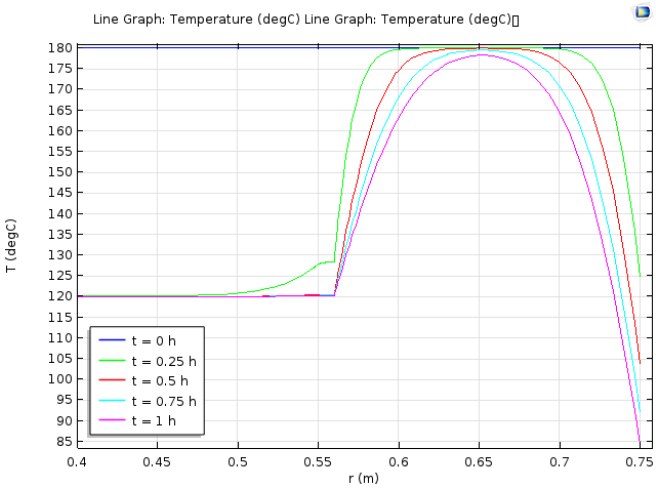
Τελευταία μελετώμενη περίπτωση είναι εκείνη του Σεναρίου 4, σύμφωνα με το οποίο διενεργείται παραμετρική διερεύνηση διεργασίας εκφόρτισης για χρονικό διάστημα 1h, μεταβάλλοντας τη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού σύμφωνα με τις τιμές [1.1, 2.2, 3.3] (σε kg/s), υπό αρχική θερμοκρασία κλίνης (T_0) ίση με 180°C και θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού εργαζόμενου ρευστού ίση με 120°C (επί της ουσίας, δηλαδή, αυτό το σενάριο είναι το αντίστροφο του Σεναρίου 3). Έχοντας ολοκληρώσει τη διερεύνηση των Σεναρίων που αφορούν σε διεργασίες φόρτισης της δεξαμενής και εκκινώντας τη διερεύνηση διεργασιών εκφόρτισης, ο λόγος που διενεργείται απευθείας παραμετρική διερεύνηση ως προς τη μαζική παροχή και δεν προηγείται διερεύνηση ως προς την αρχική θερμοκρασία της κλίνης ή, ισοδύναμα, ως προς το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας της είναι ότι, όπως εξηγήθηκε και στην αρχή του υποκεφαλαίου 4.3.4, τα θερμοκρασιακά όρια σταθεροποιούνται στις τιμές των 120 και 180°C, επιθυμώντας το θερμοκρασιακό εύρος να έχει μία εύλογη τιμή, όπως αυτή των 60°C. Αυτή η περιοχή τιμών της θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρευστού είναι μια ρεαλιστική περιοχή για τις πρακτικές εφαρμογές με ηλιακά τροφοδοτούμενες μηχανές ORC και θα θεωρηθεί ως βάση για την ανάλυση του κύκλου της μηχανής Rankine που θα ακολουθήσει.

Τρέχοντας, λοιπόν, την υπολογιστική προσομοίωση στο COMSOL Multiphysics 5.2, λαμβάνονται τα Σχήματα 4.14 έως 4.16 που παρουσιάζονται παρακάτω. Στα μεν τρία πρώτα διαγράμματα (Σχήμα 4.14) παρατίθενται τα αξονικά προφίλ στον άξονα συμμετρίας της κλίνης (Axial Profiles Centerline) για κάθε μία από τις τρεις τιμές της μαζικής παροχής. Στα επόμενα τρία (Σχήμα 4.15) παρουσιάζονται, αντίστοιχα, τα ακτινικά προφίλ για τα ύψη $H/4$, $H/2$ και $3H/4$ (μεγεθυμένα στην περιοχή $0.40\mathrm{m} \leq r \leq 0.76\mathrm{m}$), υπό τη μαζική παροχή των 2.2 kg/s (σημειώνεται ότι επιλέγεται να παρουσιαστούν ακτινικά προφίλ μόνο για μία εκ των τριών τιμών της παροχής, διότι καθώς μεταβάλλεται η μαζική παροχή η μορφή τους δεν παρουσιάζει κάποια σημαντική ποιοτική διαφοροποίηση, παρά μόνο ποσοτικές μεταβολές, ενώ η επιλογή της τιμής των 2.2 kg/s για την παροχή είναι ενδεικτική). Επιπλέον, στο Σχήμα 4.16 (α) φαίνεται το διάγραμμα μεταβολής της θερμοκρασίας του τοιχώματος συναρτήσει

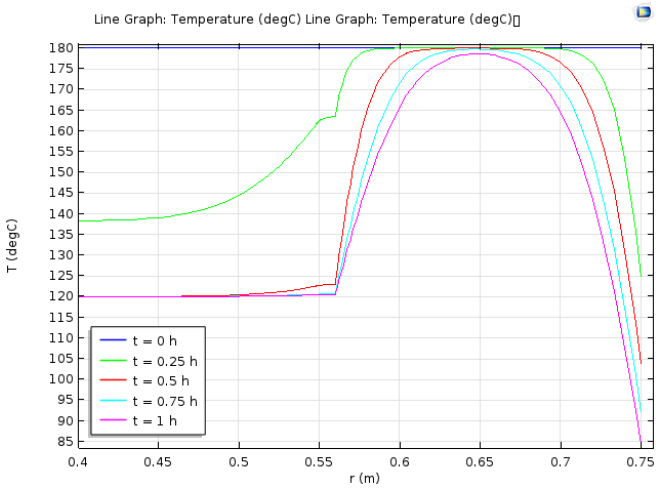
του χρόνου (σε διάφορα ενδεικτικά ύψη: 0, $H/4$, $H/2$, $3H/4$ και H), υπό τη μαζική παροχή των 2.2 kg/s (φαίνεται από το συγκεκριμένο Σχήμα ότι το εν λόγω διάγραμμα είναι πλήρως αντικατοπτρικό με αυτό του αντίστοιχου Σχήματος που έχει προκύψει για την αντίστροφη διεργασία της φόρτισης στο Σενάριο 3 (βλ. Σχήμα 4.11 (β)), παρατήρηση που ισχύει και για τις υπόλοιπες τιμές της παροχής, επομένως παραλείπεται η παράθεση του αντίστοιχου διαγράμματος για τις παροχές των 1.1 και 3.3 kg/s και παρατίθεται, ενδεικτικά, μόνο για εκείνη των 2.2 kg/s). Τέλος, παρατίθεται το Σχήμα 4.16 (β), προκειμένου να αναδειχθεί η χρονική εξάρτηση, για όλες τις τιμές της μαζικής παροχής, της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή. Επισημαίνεται ότι και στο παρόν υποκεφάλαιο δεν παρουσιάζονται, όπως άλλωστε και στο υποκεφάλαιο 4.3.4, τα αξονικά προφίλ στο όριο του τοιχώματος (Axial Profiles Wall), μιας και αυτά παρουσιάζουν παρόμοια μορφή με τα αντίστοιχα στον άξονα συμμετρίας της κλίνης (Axial Profiles Centerline), τα οποία και παρατίθενται.



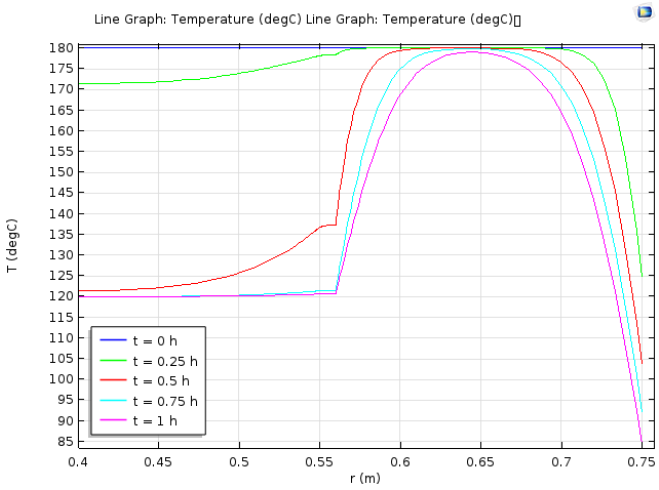
Σχήμα 4.14: Axial Profile Centerline για το Σ4, υπό παροχή μάζας (σε kg/s): (α) 1.1, (β) 2.2 και (γ) 3.3



(α)

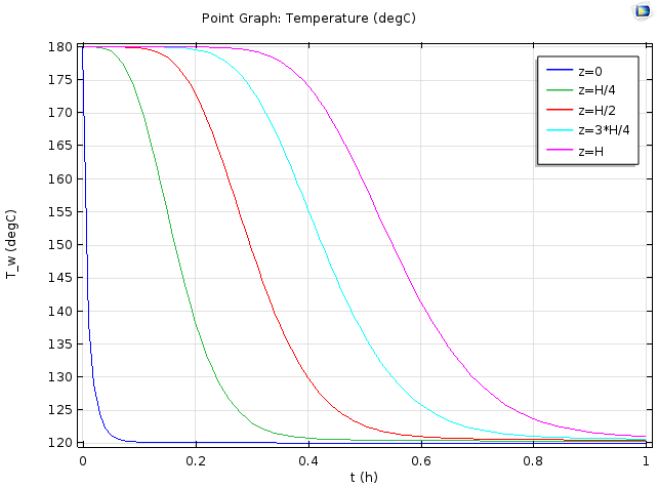


(β)

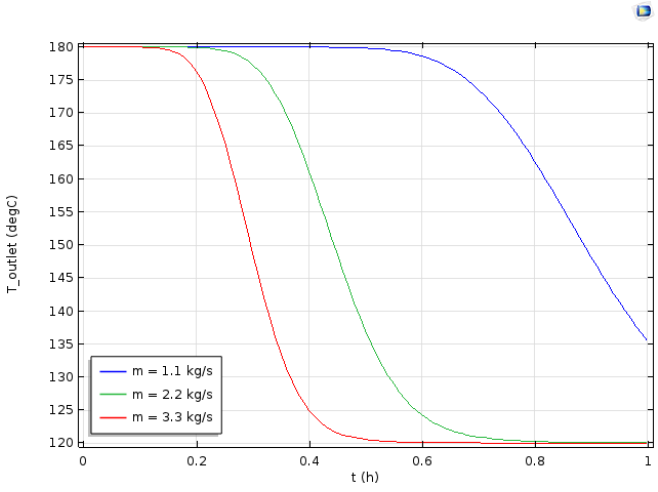


(γ)

Σχήμα 4.15: Radial Profile για το Σ4, υπό παροχή μάζας 2.2 kg/s, στα ύψη: (α) H/4, (β) H/2 και (γ) 3H/4



(α)



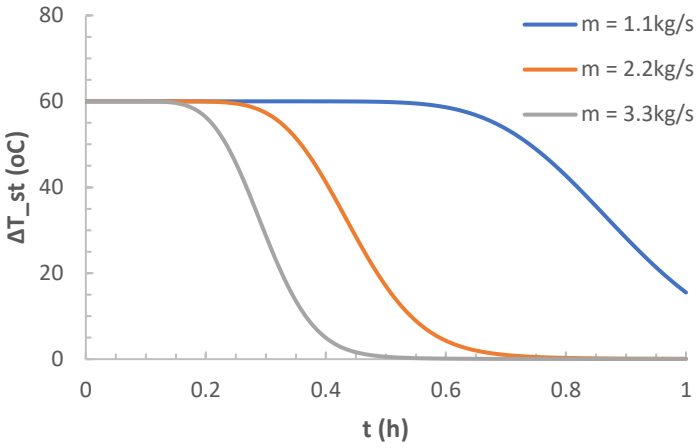
(β)

Σχήμα 4.16: Χρονική μεταβολή, για το Σ4: (α) της θερμοκρασίας του τοιχώματος σε διάφορα ύψη (υπό παροχή 2.2 kg/s) και (β) της θερμοκρασίας εξόδου (T_outlet) του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή (για όλες τις παροχές μάζας)

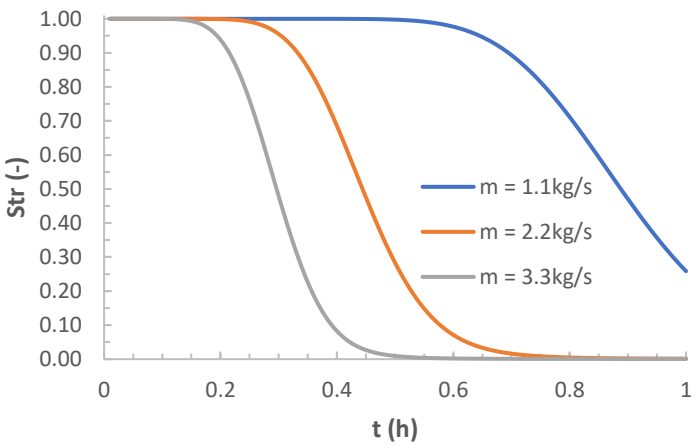
Παρατηρώντας τα παραπάνω Σχήματα 4.14 και 4.16, καθίσταται εμφανές ότι τα αξονικά προφίλ στον άξονα συμμετρίας της κλίνης και τα διαγράμματα μεταβολής της θερμοκρασίας του τοιχώματος και της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρευστού από τη δεξαμενή συναρτήσει του χρόνου που λαμβάνονται για τη διεργασία εκφόρτισης του Σεναρίου αυτού παρουσιάζουν πλήρως αντικατοπτρική μορφή σε σύγκριση με τα αντίστοιχα που έχουν προκύψει για την αντίστροφη διεργασία της φόρτισης στο Σενάριο 3 (βλ. Σχήματα 4.10, 4.11 (β) και 4.12). Μία διαφοροποίηση, ωστόσο, που αξίζει να αναφερθεί μεταξύ των Σεναρίων 3 και 4 είναι ότι η μεταβολή της θερμοκρασίας της κλίνης και του τοιχώματος που παρατηρείται πηγαίνοντας από το ύψος $z = 0$ προς το ύψος $z = H$ κατά τη διεργασία της φόρτισης παρατηρείται αντίστροφα στην εκφόρτιση, δηλαδή πηγαίνοντας από το ύψος $z = H$ στο ύψος $z = 0$. Το γεγονός αυτό είναι αναμενόμενο, καθώς μεταξύ των δύο διεργασιών αλλάζει το σημείο εισόδου του εργαζόμενου ρευστού στη δεξαμενή, το οποίο εισέρχεται στο ύψος $z = H$ στη φόρτιση, ενώ στην εκφόρτιση στο ύψος $z = 0$.

Αναφορικά με τα ακτινικά προφίλ των διαγραμμάτων του Σχήματος 4.15, τονίζεται ότι επαληθεύεται και εδώ η προηγούμενη παρατήρηση περί αντικατοπτρικών διαγραμμάτων σε σύγκριση με τα αντίστοιχα που λαμβάνονται για φόρτιση στο Σενάριο 2. Λαμβάνοντας υπόψιν και το σχόλιο περί $z = 0$ και $z = H$, η θερμοκρασία εντός της κλίνης και του τοιχώματος στο ακτινικό προφίλ του ύψους $H/4$ της εκφόρτισης (Σχήμα 4.15 (α)) είναι αντικατοπτρική με εκείνη στο ακτινικό προφίλ του ύψους $3H/4$ της φόρτισης (Σχήμα 4.7 (γ)) και, ομοίως, το ίδιο ισχύει για τα Σχήματα 4.15 (β) – (γ) και 4.7 (β) – (α), αντίστοιχα. Αξιοσημείωτη, παρ' όλα αυτά, είναι η συμπεριφορά της θερμοκρασίας του μονωτικού υλικού στα ακτινικά προφίλ που λαμβάνονται στο παρόν Σενάριο για την εκφόρτιση. Αντικατοπτρικά με το Σενάριο 2 για τη φόρτιση, η θερμοκρασία εντός του μονωτικού υλικού παρουσιάζει μία άνοδο έως τη χαρακτηριστική απόσταση $r = 0.65\mathrm{m}$ από τον άξονα της δεξαμενής, όπου και εξισώνεται με την αρχική θερμοκρασία της κλίνης (180°C). Από την απόσταση αυτή και μετά ξεκινάει μία πτώση της θερμοκρασίας, χωρίς, ωστόσο, να αλλάζει η κυρτότητα της καμπύλης, όπως συμβαίνει κατά τη διεργασία της φόρτισης. Τέλος, όπως και στην περίπτωση της φόρτισης του Σεναρίου 2, αξίζει να επισημανθεί ότι η θερμοκρασία της εξωτερικής πλευράς της μόνωσης δεν φθάνει τη θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά το μελετώμενο χρονικό διάστημα (0 – 1 h) σε κανένα από τα τρία ύψη για τα οποία παρατίθεται ακτινικό προφίλ ($H/4$, $H/2$ και $3H/4$). Μάλιστα, κατά την εκφόρτιση παραμένει σε υψηλότερα επίπεδα (περίπου 85°C) σε σύγκριση με την περίπτωση της φόρτισης (περίπου 60°C).

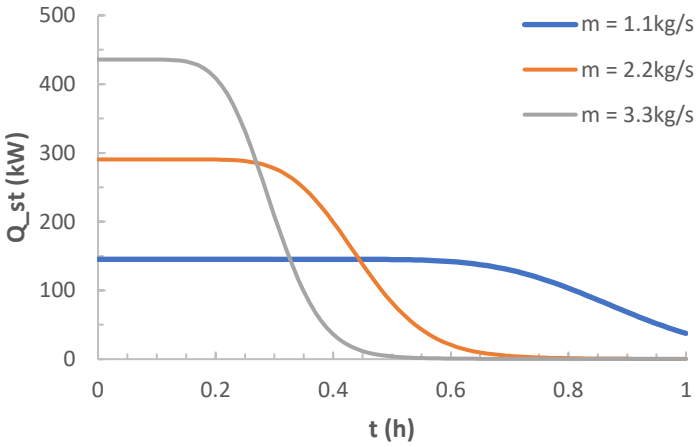
Ομοίως με τα Σενάρια 1 έως 3, υπολογίζονται και οι δείκτες αξιολόγησης της δεξαμενής (βλ. υποκεφάλαιο 4.2). Το παρόν σενάριο, ωστόσο, αφορά σε εκφόρτιση, επομένως επιλέγονται οι αντίστοιχοι δείκτες και όχι εκείνοι που αφορούν σε φόρτιση, όπως στα τρία προηγούμενα σενάρια. Η χρονική εξέλιξη, λοιπόν, των εν λόγω μεγεθών παρουσιάζεται, αντίστοιχα, στα παρακάτω έξι διαγράμματα του Σχήματος 4.17. Σύμφωνα και με τα υπομνήματα των συγκεκριμένων διαγραμμάτων, παρατίθενται οι καμπύλες και για τις τρεις τιμές της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού.



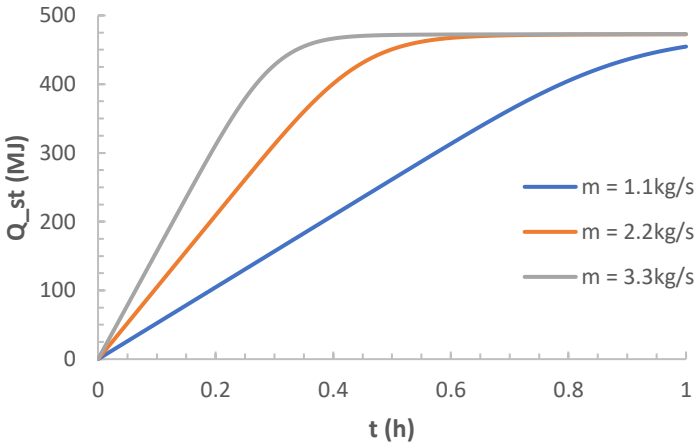
(α)



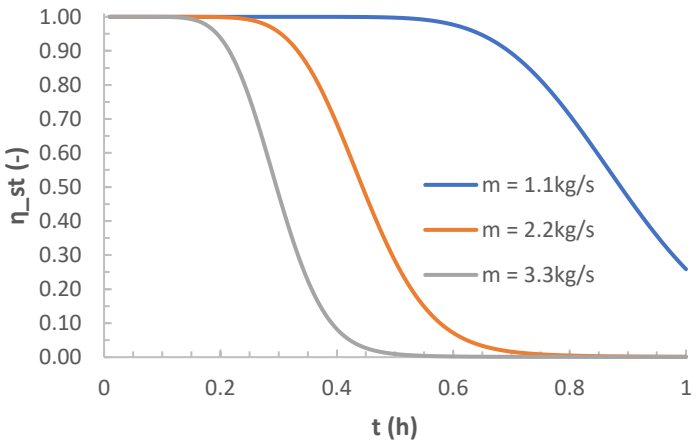
(β)



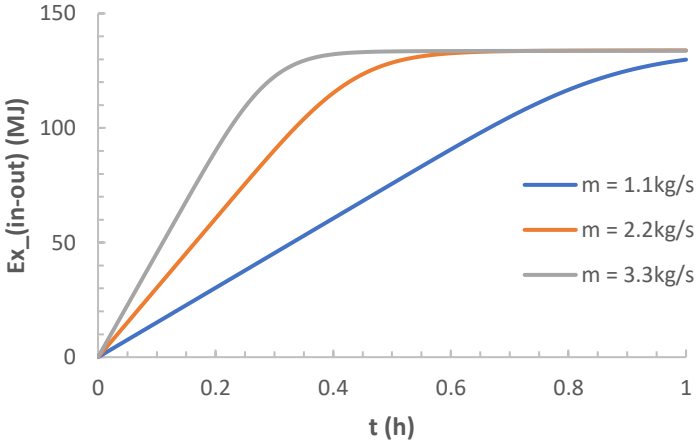
(γ)



(δ)



(ε)



(στ)

Σχήμα 4.17: Χρονική μεταβολή, για το Σ4 και για όλες τις παροχές μάζας: (α) του δυναμικού θερμοκρασίας, (β) του αριθμού διαστρωμάτωσης, του απομαστευόμενου ποσού θερμότητας (γ) σε μονάδες ισχύος και (δ) σε μονάδες ενέργειας, (ε) της στιγμιαίας απόδοσης εκφόρτισης και (στ) του εξεργειακού ποσού που προσλαμβάνει το εργαζόμενο ρευστό από την κλίνη

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, το παρόν Σενάριο 4 μελετά, ουσιαστικά, την αντίστροφη διεργασία από εκείνη που μελετάται στο Σενάριο 3. Δεδομένου, λοιπόν, ότι όλες οι παράμετροι στα δύο αυτά Σενάρια είναι ακριβώς οι ίδιες, προκύπτει εύλογα ότι η συμπεριφορά όλων των μεγεθών που παρουσιάζονται στα παραπάνω έξι διαγράμματα του Σχήματος 4.17 και αφορούν στην αξιολόγηση της διεργασίας συνολικά δε θα παρουσιάζει αριθμητικές, αλλά ούτε και ποιοτικές διαφοροποιήσεις μεταξύ των δύο Σεναρίων. Το γεγονός αυτό μπορεί κάλλιστα να επιβεβαιωθεί συγκρίνοντας τα εν λόγω διαγράμματα με τα αντίστοιχα του Σχήματος 4.13 του Σεναρίου 3. Πιο συγκεκριμένα, παρατηρείται ότι και εδώ το συνολικά μεταφερόμενο ποσό θερμότητας παραμένει 475MJ για όλες τις παροχές, ωστόσο στην περίπτωση αυτή το συγκεκριμένο ενεργειακό ποσό ανακτάται από την κλίνη αντί να αποθηκεύεται σε αυτήν, όπως συμβαίνει στην περίπτωση της φόρτισης στο Σενάριο 3. Κατά παρόμοιο τρόπο, το εργαζόμενο ρευστό προσλαμβάνει από την κλίνη το εξεργειακό ποσό των 140MJ για όλες τις παροχές, αντί να το αποδίδει σε αυτήν. Τέλος, όλες οι ποιοτικές και ποσοτικές παρατηρήσεις που έχουν συζητηθεί στο Σενάριο 3 τόσο για τα μεγέθη του αριθμού διαστρωμάτωσης και της στιγμιαίας απόδοσης όσο και για την ταχύτητα της διεργασίας παραμένουν ανεπηρέαστα από το είδος της διεργασίας (φόρτιση – εκφόρτιση).

Έχοντας παράξει και τα αποτελέσματα που συζητήθηκαν στο παρόν υποκεφάλαιο 4.3.5, ολοκληρώνεται στο σημείο αυτό η διερεύνηση της δυναμικής συμπεριφοράς της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας που αποτελεί το αντικείμενο μελέτης της παρούσας Εργασίας. Εφόσον έλαβε χώρα, λοιπόν, διερεύνηση τόσο για διεργασίες φόρτισης όσο και εκφόρτισης, υπό διάφορες παραμέτρους λειτουργίας (αρχική θερμοκρασία κλίνης και μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού), τα αποτελέσματα που συλλέχθηκαν και, ιδίως, αυτά του Σεναρίου 4 θα ληφθούν υπόψιν στα επόμενα υποκεφάλαια 4.4 και 4.5 για την εξέταση της ενδεχόμενης διασύνδεσης της μελετώμενης δεξαμενής με μία μηχανή παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος τύπου ORC.

4.4. Διαστασιολόγηση Εξατμιστήρα και Συμπυκνωτήρα της Μηχανής ORC

Αντικείμενο διερεύνησης του υποκεφαλαίου αυτού είναι η διαστασιολόγηση κατάλληλης μηχανής ORC για σύζευξη με τη μελετώμενη αποθηκευτική δεξαμενή και, συγκεκριμένα, η διαστασιολόγηση των δύο εναλλακτών θερμότητας που περιλαμβάνονται στο κύκλο (εξατμιστήρας και συμπυκνωτήρας) και αλληλεπιδρούν απευθείας με τη δεξαμενή (βλ. Σχήμα 1.2). Η διαδικασία και η πορεία των υπολογισμών είναι αυτή που περιγράφηκε στο υποκεφάλαιο 3.5 και τα πρώτα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.2 αφορούν στις προσδιοριζόμενες πιέσεις εξάτμισης και συμπύκνωσης του κύκλου, στη θερμοδυναμική κατάσταση του εργαζόμενου ρευστού σε όλα τα σημεία αυτού (βλ. Σχήμα 3.7), αλλά και στις ενδιάμεσες θερμοκρασίες των βοηθητικών παροχών στους δύο εναλλάκτες θερμότητας.

Επιπροσθέτως, από την υπολογιστική προσομοίωση λαμβάνονται τα αποτελέσματα του Πίνακα 4.3, στον οποίο φαίνονται οι απαιτούμενες μαζικές παροχές των τριών ρευστών (εργαζόμενο ρευστό και βοηθητικές παροχές στους εναλλάκτες θερμότητας), οι λόγοι μαζικών παροχών στους δύο εναλλάκτες θερμότητας, όλα τα θερμικά ή μηχανικά φορτία που προσδίδονται στο κύκλο ή αποδίδονται από αυτό και ο θερμικός και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης.

Πίνακας 4.2: Αποτελέσματα πιέσεων εξάτμισης και συμπύκνωσης, ενδιάμεσων θερμοκρασιών των βοηθητικών παροχών των εναλλακτών θερμότητας και θερμοδυναμικής κατάστασης σε όλα τα σημεία του προς διαστασιολόγηση κύκλου (βλ. Σχήμα 3.7)

Πίεση εξάτμισης P_{e} (atm)	13.07
Πίεση συμπύκνωσης P_{c} (atm)	1.37
Θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,pinch}}$ της θερμής παροχής (°C)	149.70
Θερμοκρασία $T_{\mathrm{oil,mid}}$ της θερμής παροχής (°C)	178.44
Θερμοκρασία $T_{\mathrm{cw,pinch}}$ της ψυχρής παροχής (°C)	35.63

	Σημείο 2s	**Σημείο 2**	**Σημείο 2***	**Σημείο 3***	**Σημείο 3**	**Σημείο 4**	**Σημείο 4s**	**Σημείο 4***	**Σημείο 1**
Πίεση P (atm)	13.07	13.07	13.07	13.07	13.07	1.37	1.37	1.37	1.37
Θερμοκρασία T (°C)	46.09	47.31	139.70	139.70	144.70	96.79	83.38	45.63	45.63
Ειδική Ενθαλπία h (kJ/kg)	24.90	27.86	277.68	519.48	532.63	470.51	443.89	372.76	22.92
Ειδική Εντροπία s (kJ/(kg·K))	0.0728	0.0821	0.7636	1.3493	1.3809	1.4542	1.3809	1.1702	0.0728

Πίνακας 4.3: Αποτελέσματα απαιτούμενων παροχών, λόγων παροχών, θερμικών και μηχανικών φορτίων και βαθμών απόδοσης στο προς διαστασιολόγηση κύκλο

Απαιτούμενη Μαζική Παροχή Θερμής Παροχής $\dot{m}_{\mathrm{oil}}$ (kg/s)	0.0572
Απαιτούμενη Μαζική Παροχή Εργαζόμενου Ρευστού $\dot{m}_{\mathrm{wf}}$ (kg/s)	0.0161
Απαιτούμενη Μαζική Παροχή Ψυχρής Παροχής $\dot{m}_{\mathrm{cw}}$ (kg/s)	0.0861
Λόγος Μαζικών Παροχών στον Εξατμιστήρα m_{e} (–)	0.2813
Λόγος Μαζικών Παροχών στο Συμπυκνωτήρα m_{c} (–)	0.1870
Παραγόμενη Ισχύς από το Στρόβιλο $\dot{W}_{\mathrm{t}}$ (kW)	1.00
Προσδιδόμενη Θερμική Ισχύς στον Εξατμιστήρα $\dot{Q}_{\mathrm{e}}$ (kW)	8.13
Αποδιδόμενη Ψυκτική ισχύς στο Συμπυκνωτήρα $\dot{Q}_{\mathrm{c}}$ (kW)	7.21
Προσδιδόμενη Ισχύς στην αντλία $\dot{W}_{\mathrm{p}}$ (kW)	0.08
Καθαρή Παραγόμενη Ισχύς της Μηχανής $\dot{W}_{\mathrm{net}}$ (kW)	0.92
Βαθμός Θερμικής Απόδοσης της Μηχανής η_{th} (%)	11.33
Εξεργειακός Βαθμός Απόδοσης της Μηχανής η_{II} (%)	36.88

Τέλος, στον Πίνακα 4.4 παρουσιάζονται, για κάθε μία από τις ζώνες των προς διαστασιολόγηση εναλλακτών θερμότητας, ο επιτυγχανόμενος συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, η απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής, ο απαιτούμενος αριθμός πλακών και ο αριθμός των καναλιών ανά αλλαγή κατεύθυνσης. Αξίζει να σημειωθεί, όμως, ότι ο αριθμός πλακών που προκύπτει από την εφαρμογή της Εξίσωσης 3.95 είναι δεκαδικός αριθμός, γεγονός που δεν έχει φυσική σημασία. Έτσι, στο τέλος της επαναληπτικής διαδικασίας του Σχήματος 3.11 και αφότου ικανοποιηθεί το κριτήριο σύγκλισης, στρογγυλοποιείται το εν λόγω μέγεθος και υπολογίζονται εκ νέου η επιφάνεια εναλλαγής και ο αριθμός καναλιών ανά αλλαγή κατεύθυνσης από τις Εξισώσεις 3.95 και 3.99, αντίστοιχα. Επίσης, αθροίζοντας την επιφάνεια των επί μέρους ζωνών, προκύπτει και η συνολική επιφάνεια του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτήρα, ενώ παρουσιάζεται, επίσης, η κατανομή της επιφάνειας του κάθε εναλλάκτη στις επί μέρους ζώνες του.

Πίνακας 4.4: Αποτελέσματα απαιτούμενης επιφάνειας εναλλαγής και κατανομής αυτής στις επί μέρους ζώνες των προς διαστασιολόγηση εναλλακτών θερμότητας

	Εξατμιστήρας			Συμπυκνωτήρας	
	Ζώνη 1	**Ζώνη 2**	**Ζώνη 3**	**Ζώνη 1**	**Ζώνη 2**
Συνολικός Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας U (W/(m²·K))	19.90	68.87	50.08	34.65	96.93
Απαιτούμενος Αριθμός Πλακών N_t (–)	9	55	57	35	75
Αριθμός Καναλιών ανά Αλλαγή Κατεύθυνσης N_{cp} (–)	4	27	28	17	37
Απαιτούμενη Επιφάνεια Εναλλαγής A (m²)	0.35	2.64	2.74	1.65	3.64

	Εξατμιστήρας			Συμπυκνωτήρας	
Συνολικά Απαιτούμενη Επιφάνεια Εναλλαγής (m²)	5.74			5.29	
	Ζώνη 1	**Ζώνη 2**	**Ζώνη 3**	**Ζώνη 1**	**Ζώνη 2**
Κατανομή Απαιτούμενης Επιφάνειας Εναλλαγής (%)	6.09	46.09	47.83	31.13	68.87

Αναφορικά με τις απαιτούμενες επιφάνειες εναλλαγής των 5.74 και 5.29 m² για τον εξατμιστήρα και το συμπυκνωτήρα, αντίστοιχα, τονίζεται ότι οι εν λόγω τιμές εκ πρώτης όψεως φαίνονται αυξημένες. Αξίζει να σημειωθεί, όμως, ότι αφενός βρίσκονται στην ίδια τάξη μεγέθους με τις βιβλιογραφικά απαντώμενες [47], αφετέρου ο συνολικός αριθμός πλακών που αντιστοιχεί στις επιφάνειες αυτές (121 πλάκες για τον εξατμιστήρα και 110 πλάκες για το συμπυκνωτήρα) δεν είναι κατά πολύ αυξημένος συγκριτικά με το εύρος 3 – 95 που συνηθίζεται βιβλιογραφικά [54].

Παράλληλα, παρατηρείται ότι οι επιτυγχανόμενοι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας σε όλες τις ζώνες είναι σχετικά μικροί, της τάξης των δεκάδων W/(m²·K), γεγονός που ίσως να οφείλεται στην επιλογή περί μονού περάσματος των ρευστών από τους εναλλάκτες θερμότητας (εναλλάκτες θερμότητας τύπου Single – Pass). Πιο συγκεκριμένα, οι διατάξεις αυτές, όπως συζητήθηκε και στο υποκεφάλαιο 3.5.2, είναι λιγότερο αποδοτικές στη μεταφορά θερμότητας σε σχέση με εκείνες των πολλαπλών περασμάτων (κατηγορία Multi – Pass) [48]. Έτσι, η επιλογή εναλλακτών θερμότητας τύπου Multi – Pass πιθανώς να συνέβαλλε στην αύξηση των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και στη μείωση των απαιτούμενων επιφανειών εναλλαγής, ωστόσο αυτό δεν αποτελεί αντικείμενο διερεύνησης της παρούσας Εργασίας.

Τέλος, ο θερμικός βαθμός απόδοσης προκύπτει ίσος με 11.33%, τιμή που βρίσκεται στην ίδια τάξη μεγέθους με την απόδοση που συναντάται βιβλιογραφικά για παρόμοια μελετώμενα κύκλα ORC (1 – 12 %) [46],[55], ενώ και η τιμή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης (36.88%) βρίσκεται, επίσης, σε συμφωνία με τις βιβλιογραφικά συναντώμενες [56],[57]. Μάλιστα, λαμβάνοντας υπόψιν τις σχετικά υψηλές τιμές τόσο του θερμικού όσο και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, μπορεί να λεχθεί με ασφάλεια ότι η σύζευξη της μελετώμενης στην παρούσα Εργασία αποθηκευτικής δεξαμενής με μία μηχανή παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος αποδεικνύεται ένας αρκετά αποδοτικός τρόπος αξιοποίησης της αποθηκευόμενης θερμικής ενέργειας.

Έχοντας καταλήξει στο παραπάνω συμπέρασμα, διερευνάται στο επόμενο υποκεφάλαιο 4.5 η συμπεριφορά της μηχανής που διαστασιολογήθηκε στο παρόν, υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα της.

4.5. Λειτουργία της Μηχανής ORC υπό Μεταβαλλόμενη Θερμοκρασία Θερμής Παροχής

4.5.1. Συνοπτική Περιγραφή

Όπως εξηγήθηκε και στο υποκεφάλαιο 3.6, τα αποτελέσματα που προκύπτουν από τη διαδικασία της διαστασιολόγησης (πρόβλημα σχεδιασμού) και παρουσιάζονται στο προηγούμενο υποκεφάλαιο 4.4 αποτελούν τα σημεία ρύθμισης (Set Points) για τη λειτουργία της μηχανής υπό ρεαλιστικές συνθήκες, όπου η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα της μηχανής δεν είναι σταθερή, αλλά παρουσιάζει χρονική μεταβολή. Υπό αυτό το πρίσμα, αναλύθηκε στο υποκεφάλαιο 3.6 ο τρόπος προσέγγισης του προβλήματος λειτουργίας της μηχανής υπό αυτές τις συνθήκες και τα αποτελέσματα της ανάλυσης αυτής παρατίθενται στο παρόν υποκεφάλαιο.

Ειδικότερα, μελετάται, αρχικά, η δυναμική συμπεριφορά του θερμοδυναμικού κύκλου υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, υπό τις απαιτούμενες επιφάνειες εναλλαγής και τις μαζικές παροχές που προσδιορίσθηκαν κατά την επίλυση του προβλήματος της διαστασιολόγησης. Εν συνεχεία, διενεργείται παραμετρική διερεύνηση της επίδρασης της κατανομής των προσδιορισθέντων επιφανειών εναλλαγής στον εξατμιστήρα και των παροχών μάζας στην εν λόγω συμπεριφορά του κύκλου. Μάλιστα, αξίζει να σημειωθεί ότι, βάσει της συλλογιστικής πορείας που αναπτύχθηκε στο υποκεφάλαιο 3.6, σε όλα τα παρουσιαζόμενα αποτελέσματα η ανεξάρτητη μεταβλητή είναι η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία της θερμής παροχής και όχι ο χρόνος.

Επιπροσθέτως, η κατανομή της απαιτούμενης επιφάνειας εναλλαγής στις τρεις επί μέρους ζώνες του εξατμιστήρα είναι 6.09% – 46.09% – 47.83%, βάσει των αποτελεσμάτων του Πίνακα 4.4 του προηγούμενου υποκεφαλαίου. Ωστόσο, στη διερεύνηση του παρόντος υποκεφαλαίου, οι τιμές αυτές στρογγυλοποιούνται, δηλαδή γίνεται χρήση των τιμών: 6% – 44% – 50%, υπό τη συνολική επιφάνεια των 5.74m^2 του εξατμιστήρα. Αναφορικά με την κατανομή στις επί μέρους ζώνες του συμπυκνωτήρα, αυτή λαμβάνεται για όλα τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο παρόν υποκεφάλαιο ίση με αυτή που φαίνεται στα αποτελέσματα του Πίνακα 4.4, μιας και η μελέτη της επίδρασης της συγκεκριμένης κατανομής δεν αποτελεί αντικείμενο μελέτης της παρούσας Εργασίας.

4.5.2. Επίδραση Θερμοκρασίας Θερμής Παροχής στη Λειτουργία της Μηχανής ORC

Επιλύοντας το πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής για θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα ίση με 180°C, παρουσιάζονται παρακάτω στον Πίνακα 4.5, κατ' αντιστοιχία με τον Πίνακα 4.2, η προσδιοριζόμενη πίεση εξάτμισης του κύκλου (η πίεση συμπύκνωσης λαμβάνεται εξ' αρχής ίση με αυτή που προσδιορίσθηκε στο πρόβλημα της διαστασιολόγησης), η θερμοδυναμική κατάσταση του εργαζόμενου ρευστού σε όλα τα σημεία αυτού, αλλά και όλες οι θερμοκρασίες των βοηθητικών παροχών στους δύο εναλλάκτες θερμότητας. Επιπλέον, κατ' αντιστοιχία με τον Πίνακα 4.3, παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.6, για το ίδιο εξεταζόμενο πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής, οι μαζικές παροχές

των τριών ρευστών (εργαζόμενο ρευστό και βοηθητικές παροχές στους εναλλάκτες θερμότητας), οι οποίες είχαν ληφθεί εξ' αρχής ίσες με αυτές που προσδιορίσθηκαν στο πρόβλημα της διαστασιολόγησης, όλα τα θερμικά ή μηχανικά φορτία που προσδίδονται στο κύκλο ή αποδίδονται από αυτό και ο θερμικός και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης.

Πίνακας 4.5: Αποτελέσματα πιέσεων εξάτμισης και συμπύκνωσης, θερμοκρασιών των βοηθητικών παροχών των εναλλακτών θερμότητας και θερμοδυναμικής κατάστασης σε όλα τα σημεία του κύκλου για το πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής ORC, υπό $T_{oil,in}$ = 180°C

Πίεση εξάτμισης P_e (atm)	12.91
Πίεση συμπύκνωσης P_c (atm)	1.37
Θερμοκρασία $T_{oil,in}$ της θερμής παροχής (°C)	180
Θερμοκρασία $T_{oil,mid}$ της θερμής παροχής (°C)	178.20
Θερμοκρασία $T_{oil,pinch}$ της θερμής παροχής (°C)	150.50
Θερμοκρασία $T_{oil,out}$ της θερμής παροχής (°C)	122.33
Θερμοκρασία $T_{cw,in}$ της ψυχρής παροχής (°C)	20
Θερμοκρασία $T_{cw,pinch}$ της ψυχρής παροχής (°C)	35.63
Θερμοκρασία $T_{cw,out}$ της ψυχρής παροχής (°C)	40.32

	Σημείο 2s	**Σημείο 2**	**Σημείο 2***	**Σημείο 3***	**Σημείο 3**	**Σημείο 4**	**Σημείο 4s**	**Σημείο 4***	**Σημείο 1**
Πίεση P (atm)	12.91	12.91	12.91	12.91	12.91	1.37	1.37	1.37	1.37
Θερμοκρασία T (°C)	46.08	47.29	139.04	139.04	145.04	97.64	84.28	45.63	45.63
Ειδική Ενθαλπία h (kJ/kg)	24.87	27.79	275.66	518.55	534.27	472.24	445.66	372.76	22.92
Ειδική Εντροπία s (kJ/(kg·K))	0.0728	0.0819	0.7588	1.3480	1.3859	1.4589	1.3859	1.1702	0.0728

Πίνακας 4.6: Αποτελέσματα παροχών, θερμικών και μηχανικών φορτίων και βαθμών απόδοσης για το πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής ORC, υπό $T_{oil,in}$ = 180°C

Απαιτούμενη Μαζική Παροχή Θερμής Παροχής $\dot{m}_{oil}$ (kg/s)	0.0572
Απαιτούμενη Μαζική Παροχή Εργαζόμενου Ρευστού $\dot{m}_{wf}$ (kg/s)	0.0161
Απαιτούμενη Μαζική Παροχή Ψυχρής Παροχής $\dot{m}_{cw}$ (kg/s)	0.0861
Παραγόμενη Ισχύς από το Στρόβιλο $\dot{W}_t$ (kW)	0.9985
Προσδιδόμενη Θερμική Ισχύς στον Εξατμιστήρα $\dot{Q}_e$ (kW)	8.1533
Αποδιδόμενη Ψυκτική ισχύς στο Συμπυκνωτήρα $\dot{Q}_c$ (kW)	7.2331
Προσδιδόμενη Ισχύς στην αντλία $\dot{W}_p$ (kW)	0.0783
Καθαρή Παραγόμενη Ισχύς της Μηχανής $\dot{W}_{net}$ (kW)	0.9202
Βαθμός Θερμικής Απόδοσης της Μηχανής η_{th} (%)	11.29
Εξεργειακός Βαθμός Απόδοσης της Μηχανής η_{II} (%)	31.96

Συνολικά, συγκρίνοντας τα ληφθέντα αποτελέσματα από το πρόβλημα λειτουργίας με τα σημεία ρύθμισης (Set Points) που προέκυψαν στο προηγούμενο υποκεφάλαιο 4.4, παρατηρείται ότι πράγματι είναι ελαφρώς διαφορετικά, αλλά οι όποιες διαφορές εντοπίζονται είναι αμελητέας σημασίας. Η μόνη αξιοσημείωτη διαφορά που παρατηρείται είναι στην τιμή του εξεργειακού βαθμού απόδοσης (36.88% στο πρόβλημα σχεδιασμού, 31.96% στο πρόβλημα λειτουργίας), διαφορά, ωστόσο, η οποία εξηγείται αν αναλογιστεί κανείς ότι στο πρόβλημα σχεδιασμού έχει γίνει χρήση στην εξίσωση υπολογισμού του (βλ. Εξίσωση 3.88) της μέσης θερμοκρασίας στην οποία είναι διαθέσιμο το θερμικό φορτίο στον εξατμιστήρα. Αντιθέτως, στο πρόβλημα λειτουργίας δε λαμβάνεται η μέση αυτή

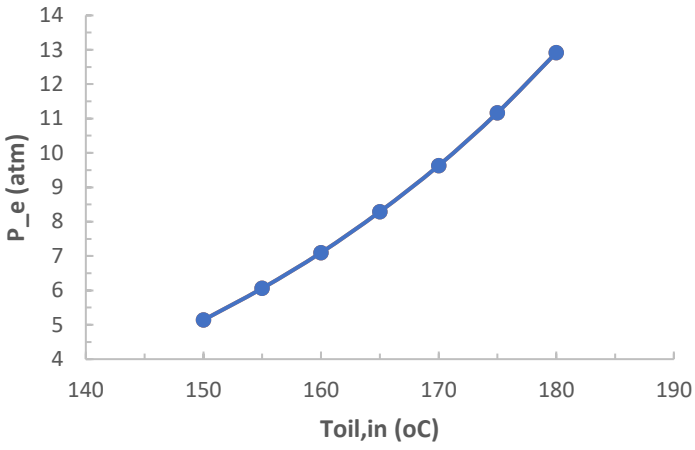
θερμοκρασία, αλλά κρίνεται ορθότερο να ληφθεί η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα.

Ακόμα, μιας και κατά την επίλυση του προβλήματος λειτουργίας γίνεται εφαρμογή της μεθόδου ε – NTU, παρατίθενται στον Πίνακα 4.7 οι τιμές για την επιφάνεια εναλλαγής, τον επιτυγχανόμενο συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, την αποδοτικότητα και τον αριθμό μονάδων μεταφοράς, για κάθε ζώνη των δύο εναλλακτών θερμότητας. Παρατηρείται και πάλι ότι οι τιμές του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας δεν απέχουν πολύ από τα σημεία ρύθμισης (Set Points) που προέκυψαν από την επίλυση του προβλήματος σχεδιασμού, ενώ για τις τιμές της αποδοτικότητας και του αριθμού μονάδων μεταφοράς αξίζει να σημειωθεί ότι παρουσιάζουν σχετικά υψηλές τιμές, υποδεικνύοντας ότι η μεταφορά θερμότητας σε όλες τις ζώνες είναι αρκετά αποδοτική. Εξαίρεση αποτελεί μόνο η Ζώνη 1 του εξατμιστήρα, δηλαδή η ζώνη του υπερθερμαντήρα, ο οποίος παρουσιάζει συγκριτικά χαμηλότερη τιμή αποδοτικότητας και αριθμού μονάδων μεταφοράς. Το γεγονός αυτό μπορεί να εξηγηθεί αν ληφθεί υπόψιν η σχετικά χαμηλή επιφάνεια εναλλαγής της ζώνης αυτής συγκριτικά με τις υπόλοιπες ζώνες, γεγονός που δε δίνει τον απαιτούμενο χώρο και χρόνο στα δύο επικοινωνούντα ρευστά να ανταλλάξουν μεγάλο ποσό θερμότητας, κάτι που υποδεικνύεται και από την ελάχιστη τιμή που αποκτά ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στη ζώνη αυτή.

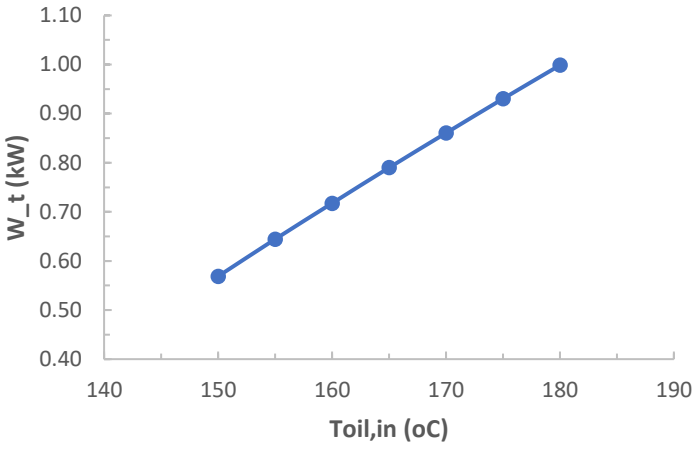
Πίνακας 4.7: Αποτελέσματα συντελεστών μεταφοράς θερμότητας, αποδοτικότητας και αριθμού μονάδων μεταφοράς στις επί μέρους ζώνες των εναλλακτών θερμότητας για το πρόβλημα λειτουργίας της μηχανής ORC, υπό $T_{oil,in}$ = 180°C

	Εξατμιστήρας			**Συμπυκνωτήρας**	
	Ζώνη 1	**Ζώνη 2**	**Ζώνη 3**	**Ζώνη 1**	**Ζώνη 2**
Κατανομή Απαιτούμενης Επιφάνειας Εναλλαγής (%)	6.00	44.00	50.00	31.13	68.87
Επιφάνεια Εναλλαγής A (m²)	0.34	2.52	2.87	1.65	3.64
Συνολικός Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας U (W/(m²·K))	20.02	68.72	51.22	37.82	97.46
Αποδοτικότητα ε (%)	14.66	70.73	95.07	83.85	62.66
Αριθμός Μονάδων Μεταφοράς NTU (–)	0.16	1.23	3.78	1.92	0.99

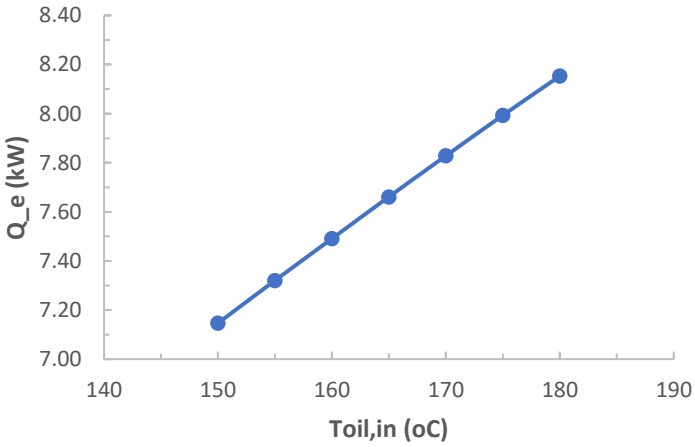
Μεταβάλλοντας τη θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα με βήμα –5°C έως τη θερμοκρασία 150°C ($T_{\mathrm{cut-off}}$), δηλαδή για τις εξεταζόμενες τιμές των 180, 175, 170, 165, 160, 155 και 150 (σε °C) (βλ. Σχήμα 3.12), λαμβάνονται παρόμοια αποτελέσματα με αυτά των τριών παραπάνω Πινάκων. Τα αποτελέσματα αυτά, προς συντομία, παρουσιάζονται σε μορφή διαγραμμάτων στο Σχήμα 4.18, όπου αποτυπώνεται, κατά σειρά, η επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα στην πίεση εξάτμισης, στην παραγόμενη ισχύ από το στρόβιλο, στην προσδιδόμενη θερμική ισχύ στον εξατμιστήρα, στο θερμικό και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Σημειώνεται ότι αντίστοιχα διαγράμματα για την αποδοτικότητα και τον αριθμό μονάδων μεταφοράς δεν παρουσιάζονται, μιας και τα μεγέθη αυτά δεν επιδεικνύουν σημαντική μεταβολή αλλάζοντας τη θερμοκρασία της θερμής παροχής.



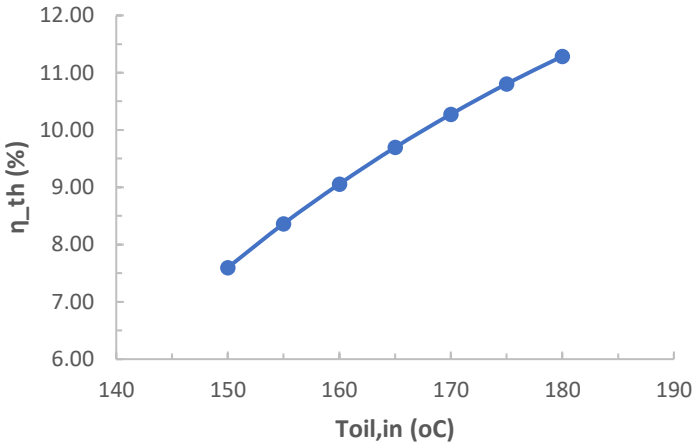
(α)



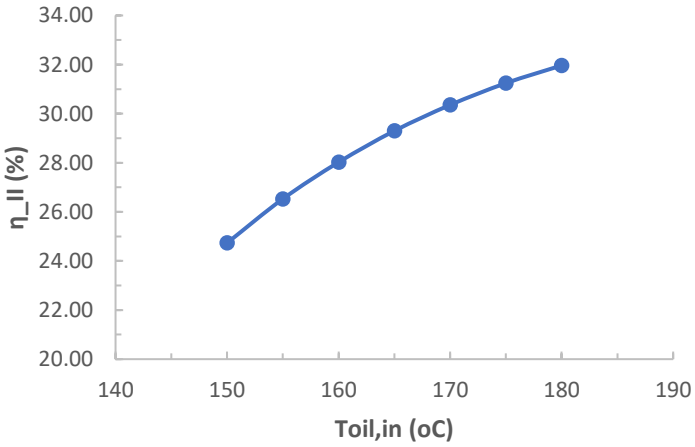
(β)



(γ)



(δ)



(ε)

Σχήμα 4.18: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης

Όπως αναμενόταν, η μείωση της θερμοκρασίας της θερμής παροχής, εκτός από πτώση της πίεσης εξάτμισης, οδηγεί και σε πτώση της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος στον

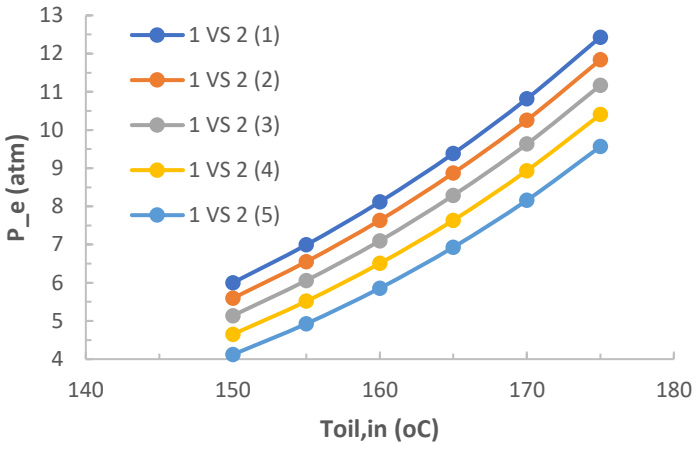
εξατμιστήρα του κύκλου. Επίσης, υπό σταθερή πίεση συμπύκνωσης του κύκλου, προκαλείται, τελικά, πτώση και της αποδιδόμενης ισχύος, η οποία, μάλιστα, πέφτει περίπου στο μισό (περίπου 0.55kW) όταν η θερμοκρασία εισόδου εξισωθεί με την θερμοκρασία αποκοπής (Cut – Off Temperature) των 150°C. Η παρατήρηση αυτή επιβεβαιώνει το σχόλιο που είχε συζητηθεί εξ' αρχής στο υποκεφάλαιο 3.6 και στην Παραδοχή Π3.2) περί ύπαρξης κατωφλιού της θερμοκρασίας της θερμής παροχής, κάτω από το οποίο κρίνεται ότι δεν μπορεί να λειτουργήσει επαρκώς η μηχανή παραγωγής ισχύος. Παράλληλα, τόσο ο θερμικός όσο και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μειώνονται με την πτώση της θερμοκρασίας της θερμής παροχής, καθιστώντας τη λειτουργία της μηχανής αποδοτικότερη υπό υψηλότερες θερμοκρασίες στον εξατμιστήρα. Τέλος, αξίζει να επισημανθεί ότι τα μεγέθη της παραγόμενης ισχύος και της προσδιδόμενης θερμότητας μεταβάλλονται σχεδόν γραμμικά με τη θερμοκρασία, τάση που δεν εμφανίζεται για την πίεση εξάτμισης και για τους δύο βαθμούς απόδοσης, οι οποίοι μάλιστα εμφανίζουν παρόμοια συμπεριφορά με εκείνη που αναδεικνύεται από τους Liu et al. [58].

4.5.3. Επίδραση Κατανομής Επιφάνειας Εξατμιστήρα στη Λειτουργία της Μηχανής ORC για όλες τις Θερμοκρασίες

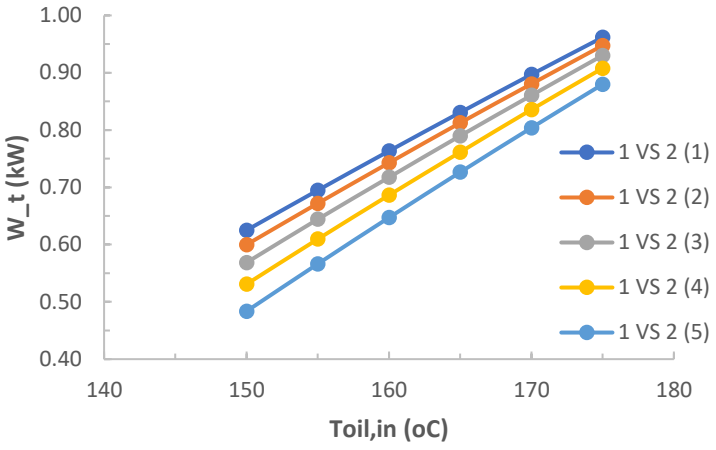
Επιπροσθέτως, λαμβάνει χώρα παραμετρική διερεύνηση της επίδρασης της κατανομής της επιφάνειας εναλλαγής του εξατμιστήρα μεταξύ των τριών επί μέρους ζωνών του στα αποτελέσματα των παραπάνω διαγραμμάτων. Ειδικότερα, κρατώντας σταθερό το ποσοστό της Ζώνης 3 (a_e(3)) στο αρχικό 50%, μεταβάλλεται το ποσοστό της Ζώνης 1 (a_e(1)) κατά ± 2 και ± 4%, εις βάρος του ποσοστού της Ζώνης 2 (a_e(2)). Με άλλα λόγια, οι πέντε εξεταζόμενοι συνδυασμοί (σε %) είναι αυτοί που φαίνονται παρακάτω στον Πίνακα 4.8. Για τους συνδυασμούς αυτούς, λαμβάνονται και τα διαγράμματα του Σχήματος 4.19, κατ' αντιστοιχία με του 4.18.

Πίνακας 4.8: Εξεταζόμενοι συνδυασμοί μεταβολής του ποσοστού επί της συνολικής επιφάνειας εναλλαγής του εξατμιστήρα των Ζωνών 1 και 2

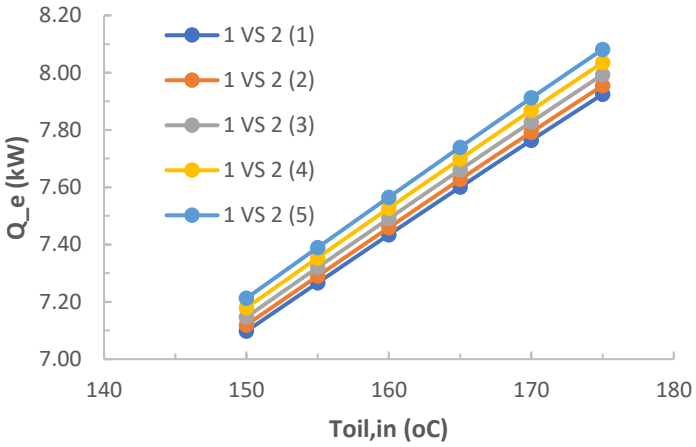
Συνδυασμός	**a_e(1)**	**a_e(2)**	**a_e(3)**
1 VS 2 (1)	2	48	50
1 VS 2 (2)	4	46	50
1 VS 2 (3)	6	44	50
1 VS 2 (4)	8	42	50
1 VS 2 (5)	10	40	50



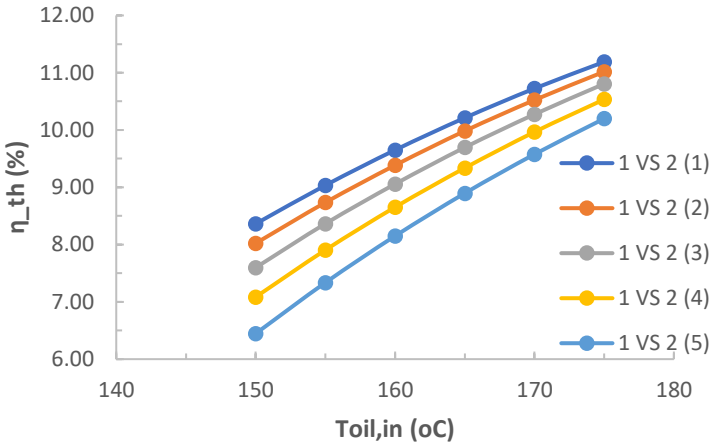
(α)



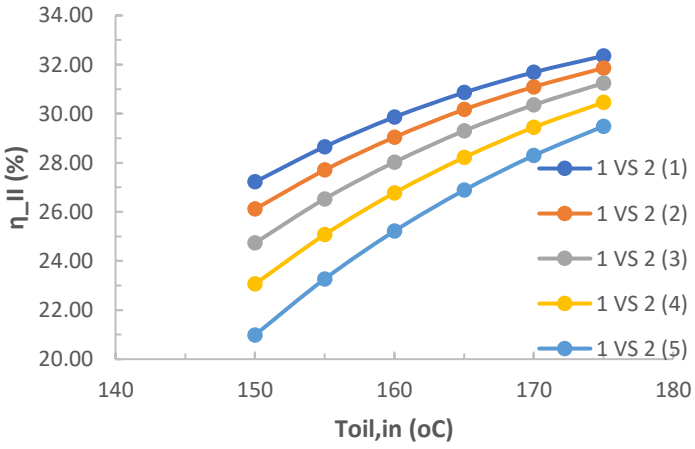
(β)



(γ)



(δ)



(ε)

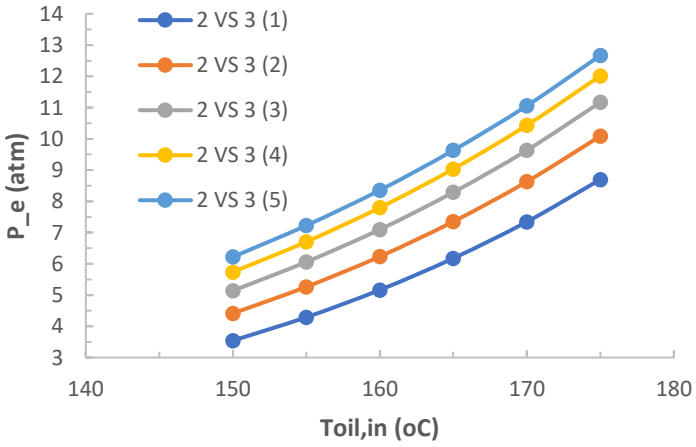
Σχήμα 4.19: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, για διάφορες αναλογίες μεταξύ των επιφανειών εναλλαγής των Ζωνών 1 και 2 του εξατμιστήρα: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης

Καθίσταται φανερό από τα παραπάνω διαγράμματα ότι η μεταβολή της αναλογίας μεταξύ των επιφανειών εναλλαγής των Ζωνών 1 και 2 του εξατμιστήρα δε μεταβάλλει τις τάσεις των ληφθεισών καμπυλών. Ακόμα, για όλες τις θερμοκρασίες της θερμής παροχής, διακρίνεται ότι η μείωση του ποσοστού επί της συνολικής επιφάνειας της Ζώνης 2 επιφέρει, εύλογα, μείωση της πίεσης εξάτμισης, δηλαδή, ισοδύναμα, της θερμοκρασίας εξάτμισης, ενώ, υπό δεδομένη πίεση συμπύκνωσης, η εν λόγω μείωση της πίεσης εξάτμισης προκαλεί σαφώς την πτώση της παραγόμενης ισχύος. Ωστόσο, αντίστροφη συμπεριφορά επιδεικνύει η προσδιδόμενη θερμική ισχύς στον εξατμιστήρα του κύκλου, οι τιμές της οποίας φαίνεται να αυξάνονται όσο μειώνεται το ποσοστό της Ζώνης 2, δηλαδή, ισοδύναμα, όσο αυξάνεται το μέγεθος του τμήματος του υπερθερμαντήρα (Ζώνη 1). Παρόλα αυτά, οι βαθμοί απόδοσης παρουσιάζουν παρόμοια συμπεριφορά με εκείνη της παραγόμενης ισχύος, οπότε εξάγεται το πόρισμα ότι, συνολικά, η λειτουργία της μηχανής θα είναι αποδοτικότερη για μεγαλύτερες αναλογίες της Ζώνης 2 επί της Ζώνης 1.

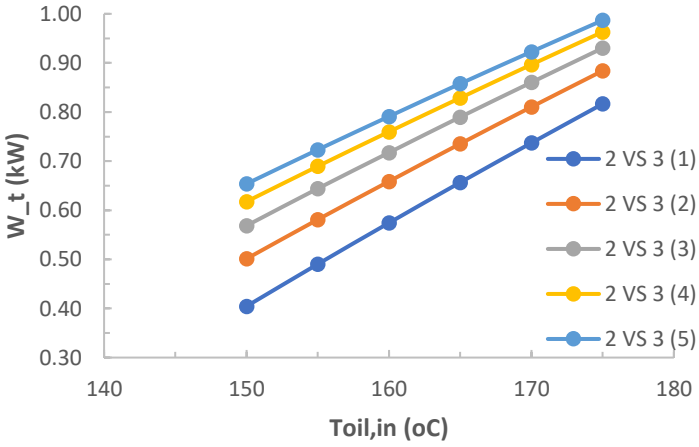
Παράλληλα, εκτός από τη μεταβολή της αναλογίας μεταξύ των Ζωνών 1 και 2, διερευνάται και η επίδραση της μεταβολής της αναλογίας μεταξύ των Ζωνών 2 και 3. Ειδικότερα, κρατώντας σταθερό το ποσοστό της Ζώνης 1 (a_e(1)) στο αρχικό 6%, μεταβάλλεται το ποσοστό της Ζώνης 2 (a_e(2)) κατά ± 4 και ± 8%, εις βάρος του ποσοστού της Ζώνης 3 (a_e(3)). Με άλλα λόγια, οι πέντε εξεταζόμενοι συνδυασμοί (σε %) είναι αυτοί που φαίνονται παρακάτω στον Πίνακα 4.9. Για τους συνδυασμούς αυτούς, λαμβάνονται και τα διαγράμματα του Σχήματος 4.20, κατ' αντιστοιχία με του 4.19.

Πίνακας 4.9: Εξεταζόμενοι συνδυασμοί μεταβολής του ποσοστού επί της συνολικής επιφάνειας εναλλαγής του εξατμιστήρα των Ζωνών 2 και 3

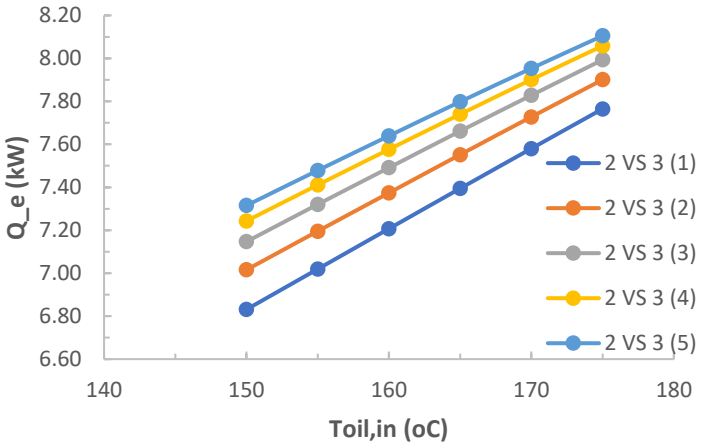
Συνδυασμός	a_e(1)	a_e(2)	a_e(3)
2 VS 3 (1)	6	36	58
2 VS 3 (2)	6	40	54
2 VS 3 (3)	6	44	50
2 VS 3 (4)	6	48	46
2 VS 3 (5)	6	52	42



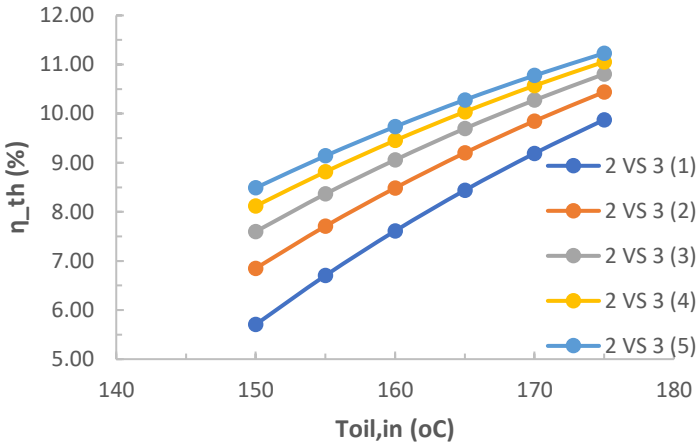
(α)



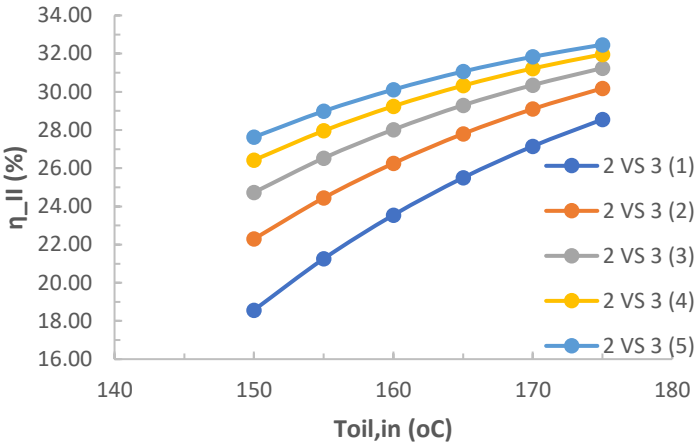
(β)



(γ)



(δ)



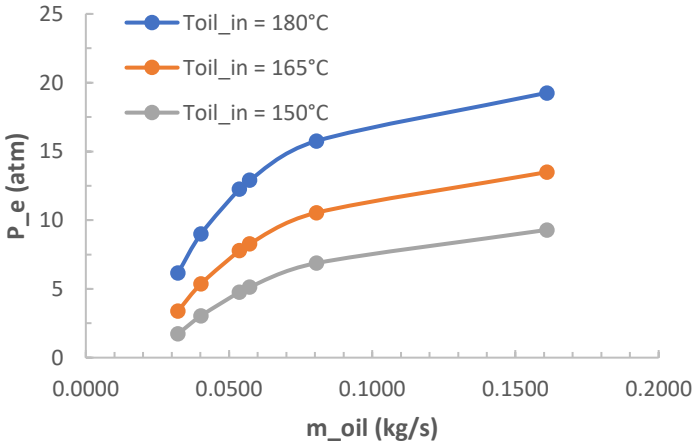
(ε)

Σχήμα 4.20: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, για διάφορες αναλογίες μεταξύ των επιφανειών εναλλαγής των Ζωνών 2 και 3 του εξατμιστήρα: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης

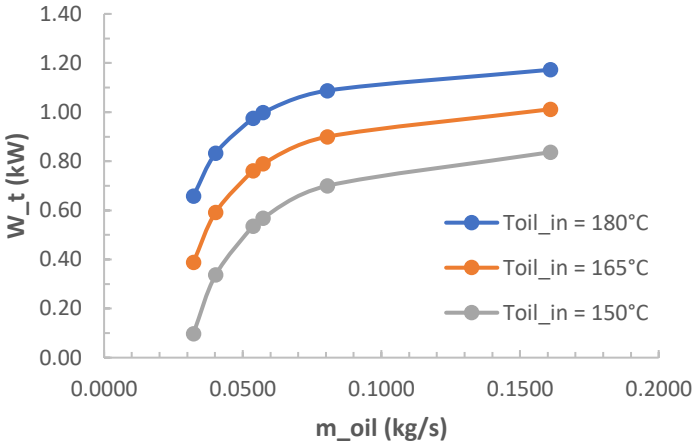
Παρατηρείται εκ νέου ότι η μείωση του ποσοστού της Ζώνης 2, αυτή τη φορά εις βάρος της Ζώνης 3, δε μεταβάλλει τις τάσεις των ληφθεισών καμπυλών και επιφέρει μείωση της πίεσης εξάτμισης και της παραγόμενης ισχύος. Σε αντίθεση με την προηγούμενη περίπτωση, ωστόσο, η σμίκρυνση της Ζώνης 2 οδηγεί σε μείωση αντί για αύξηση της θερμικής ισχύος στον εξατμιστήρα του κύκλου. Παρόλα αυτά, η μεταβολή της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος φαίνεται να είναι ισχυρότερη από εκείνη της θερμικής ισχύος, για αυτό και οι βαθμοί απόδοσης ακολουθούν παρόμοια τάση με την παραγόμενη ισχύ, υποδεικνύοντας εκ νέου ότι συνολικά, η λειτουργία της μηχανής θα είναι αποδοτικότερη για μεγαλύτερες αναλογίες της Ζώνης 2 επί της Ζώνης 3.

4.5.4. Επίδραση Παροχών Μάζας στη Λειτουργία της Μηχανής ORC για όλες τις Θερμοκρασίες

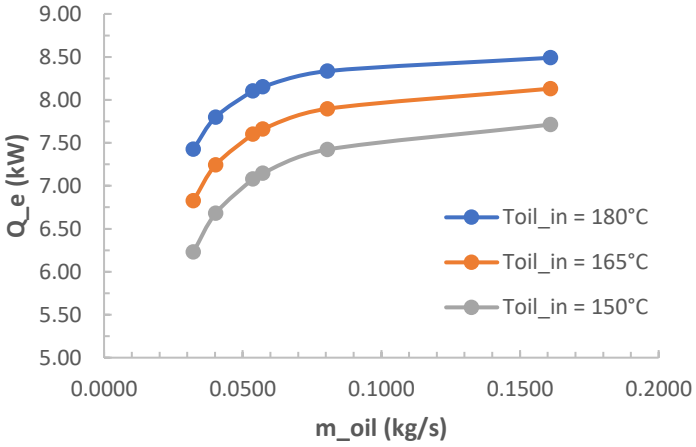
Όμως, εκτός της επίδρασης της κατανομής της επιφάνειας εναλλαγής του εξατμιστήρα ανάμεσα στις επί μέρους ζώνες του, μελετάται και η επίδραση που ασκείται από τις παροχές των τριών ρευστών στη συμπεριφορά του μελετώμενου κύκλου, υπό την αρχική κατανομή της συνολικής επιφάνειας του εξατμιστήρα (6% – 44% – 50%). Από τη μία, υπό σταθερή μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου ίση με αυτή που προσδιορίσθηκε στο πρόβλημα σχεδιασμού, μεταβάλλεται η παροχή της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, μέσω μεταβολής του λόγου παροχών m_e σε αυτόν, ενώ οι τιμές της παροχής της ψυχρής παροχής στο συμπυκνωτήρα και του λόγου παροχών εκεί (m_c) κρατώνται σταθερά ίσες με αυτές που προσδιορίσθηκαν στο πρόβλημα σχεδιασμού. Μεταβάλλεται, λοιπόν, ο λόγος m_e από 0.1 έως 0.5 με βήμα 0.1 και λαμβάνονται τα διαγράμματα του Σχήματος 4.21, όπου φαίνεται η μεταβολή της πίεσης εξάτμισης, της παραγόμενης ισχύος από το στρόβιλο, της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος στον εξατμιστήρα, του θερμικού και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της μαζικής παροχής της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα. Σημειώνεται ότι οι συγκεκριμένοι υπολογισμοί δεν έχουν πραγματοποιηθεί για όλες τις εξεταζόμενες τιμές της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στο κύκλο, αλλά, ενδεικτικά, μόνο για τις θερμοκρασίες των 180, 165 και 150 °C.



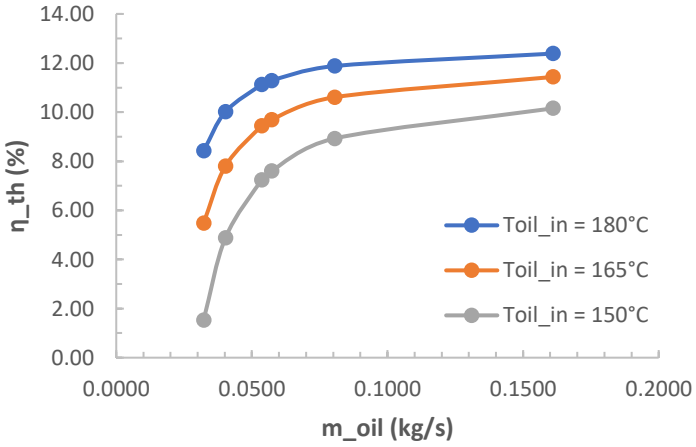
(α)



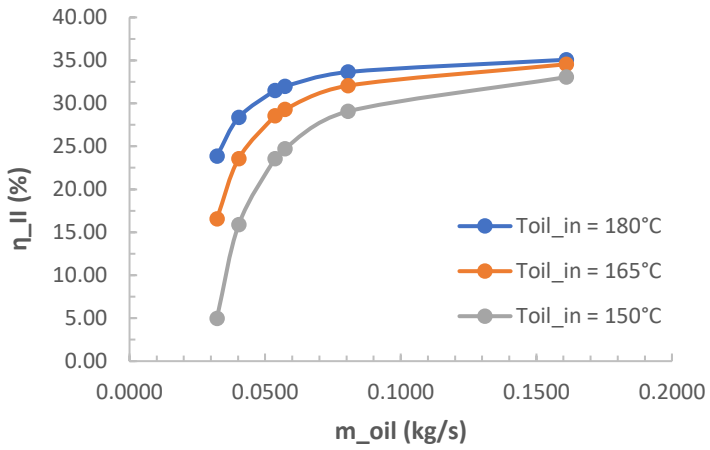
(β)



(γ)



(δ)

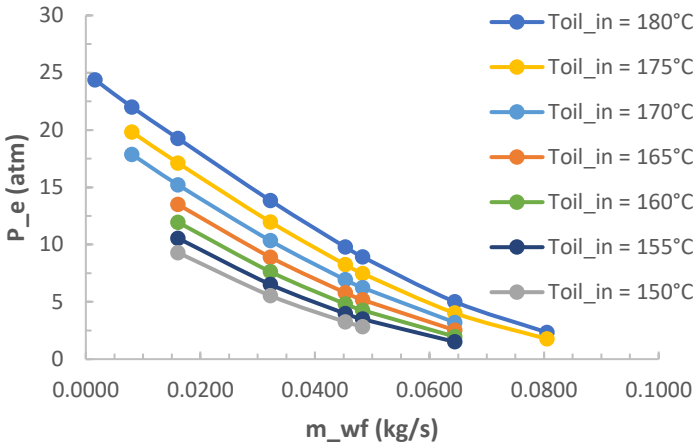


(ε)

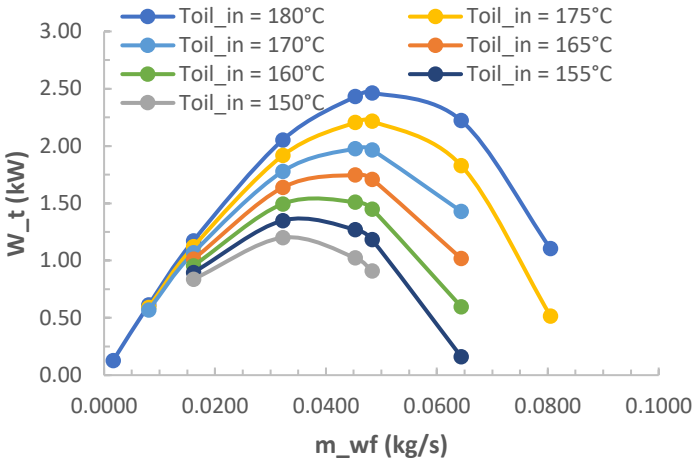
Σχήμα 4.21: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της μαζικής παροχής της θερμής παροχής, για τρεις τιμές της θερμοκρασίας εισόδου: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης

Είναι φανερό ότι οποιαδήποτε τιμή και να έχει η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, οι τάσεις που επιδεικνύει η συμπεριφορά του κύκλου υπό σταθερή μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού και μεταβαλλόμενη μαζική παροχή της θερμής παροχής είναι κοινές. Πιο συγκεκριμένα, η αύξηση της μαζικής παροχής της θερμής παροχής οδηγεί, σαφώς, στην αύξηση του διαθέσιμου θερμικού φορτίου στον εξατμιστήρα, οπότε, συνεκδοχικά, αυξάνονται όλα τα εξεταζόμενα μεγέθη, ενώ όλες οι καμπύλες φαίνεται να καταλήγουν σε σταθερή τιμή (plateau) για μεγάλες τιμές της μαζικής παροχής. Έτσι, δεδομένου ότι η περαιτέρω αύξηση της εξεταζόμενης μαζικής παροχής δεν οδηγεί, πρακτικά, σε κάποια μεταβολή της συμπεριφοράς του συστήματος, επιλέγεται η μεγαλύτερη από τις εξεταζόμενες τιμές της μαζικής παροχής της θερμής παροχής (0.1610 kg/s, για λόγο μαζών $m_{\mathrm{e}} = 0.1$), η οποία και μεγιστοποιεί την απόδοση της μηχανής, για τη διερεύνηση της επίδρασης που έχει στη συμπεριφορά της μηχανής η μεταβολή της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού.

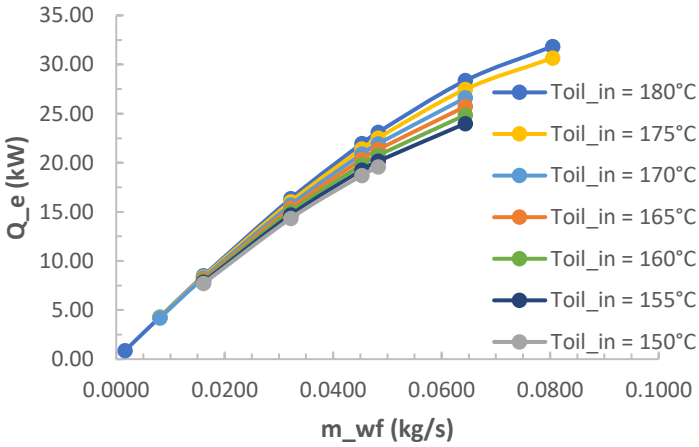
Υπό παροχή θερμής παροχής ίση με 0.1610 kg/s, λοιπόν, μεταβάλλεται η παροχή του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου, μέσω μεταβολής του λόγου παροχών m_{e} του εξατμιστήρα, οπότε, υπό σταθερό λόγο παροχών m_{c} στο συμπυκνωτήρα (ίσο με εκείνον που προσδιορίσθηκε στο πρόβλημα σχεδιασμού), μεταβάλλεται και η παροχή της ψυχρής παροχής σε αυτόν. Μεταβάλλεται, λοιπόν, ο λόγος m_{e} από 0.1 έως 0.5 με βήμα 0.1 και λαμβάνονται τα διαγράμματα του Σχήματος 4.22, όπου φαίνεται η μεταβολή της πίεσης εξάτμισης, της παραγόμενης ισχύος από το στρόβιλο, της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος στον εξατμιστήρα, του θερμικού και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού. Σημειώνεται ότι οι συγκεκριμένοι υπολογισμοί έχουν πραγματοποιηθεί για όλες τις εξεταζόμενες τιμές της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στο κύκλο.



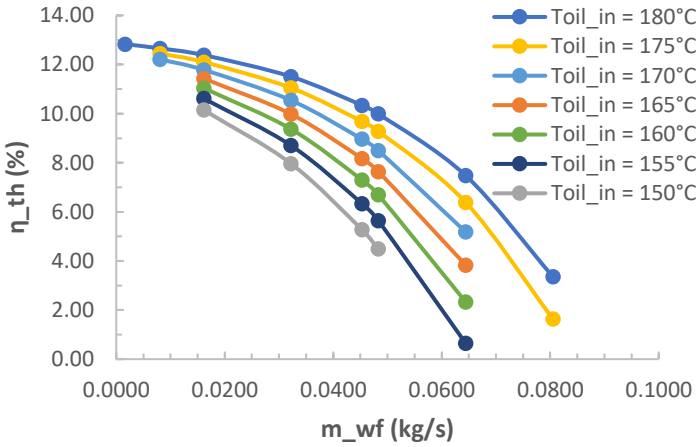
(α)



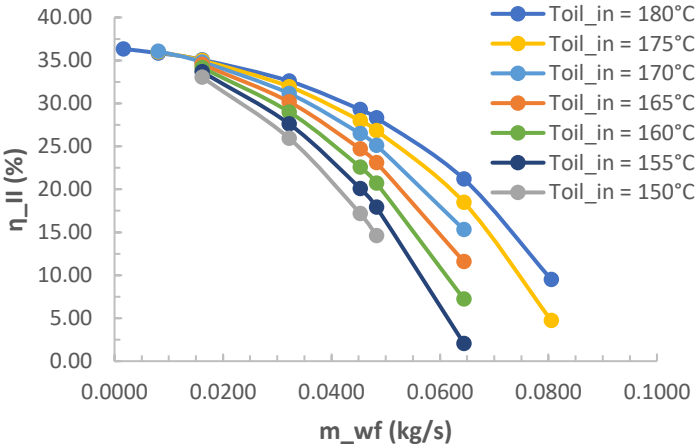
(β)



(γ)



(δ)



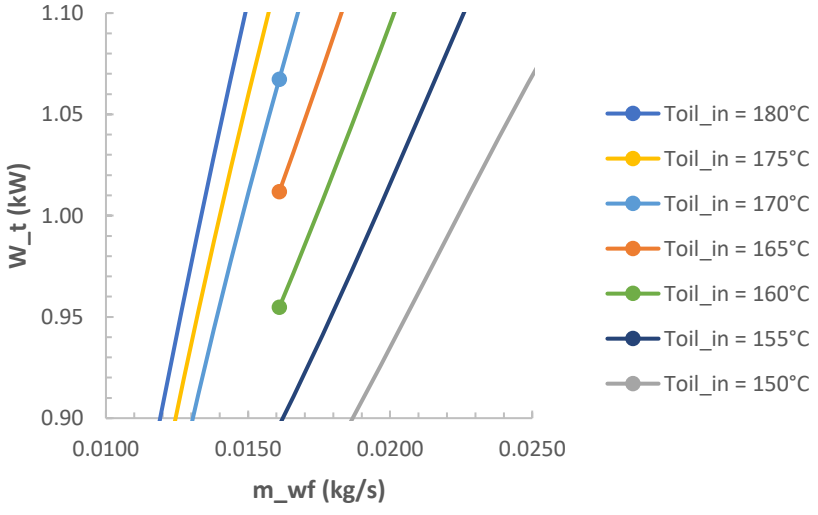
(ε)

Σχήμα 4.22: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού, για όλες τις τιμές της θερμοκρασίας εισόδου: (α) της πίεσης εξάτμισης, (β) της παραγόμενης από το στρόβιλο ισχύος, (γ) της προσδιδόμενης θερμικής ισχύος, (δ) του θερμικού βαθμού απόδοσης και (ε) του εξεργειακού βαθμού απόδοσης

Από τα παραπάνω διαγράμματα, καθίσταται σαφές ότι οποιαδήποτε τιμή και να έχει η θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, οι τάσεις που επιδεικνύει η

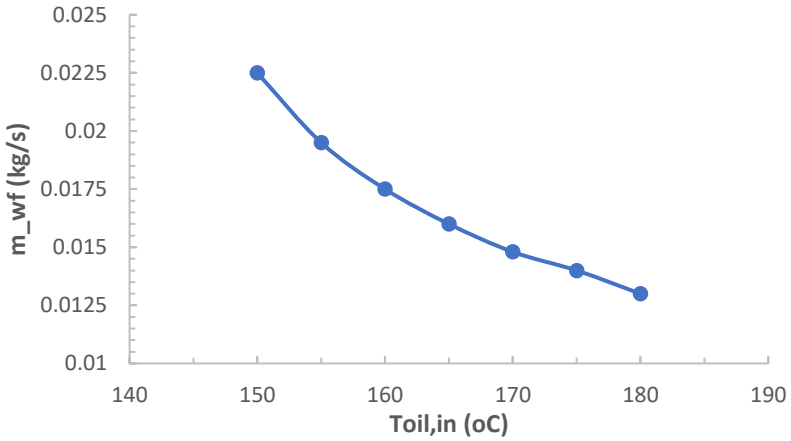
συμπεριφορά του κύκλου υπό σταθερή μαζική παροχή της θερμής παροχής και μεταβαλλόμενη μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού είναι κοινές. Πιο συγκεκριμένα, η αύξηση της παροχής του εργαζόμενου ρευστού οδηγεί σε πτώση της πίεσης εξάτμισης, πόρισμα εύλογο αν αναλογιστεί κανείς ότι υπό αυξανόμενη παροχή η θερμοκρασία εξάτμισης του εργαζόμενου ρευστού μειώνεται υπό δεδομένη θερμοκρασία θερμής παροχής και επιφάνεια εναλλαγής. Επιπλέον, αξιοσημείωτη τάση παρουσιάζουν οι καμπύλες της αποδιδόμενης ισχύος από το στρόβιλο, όπου φαίνεται ότι υπάρχει κάποια τιμή παροχής (διαφορετική για κάθε θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής) η οποία μεγιστοποιεί την εν λόγω ισχύ, συμπεριφορά που παρατηρείται και από τους Lei et al. [59]. Μάλιστα, μιας και η εν λόγω μέγιστη τιμή της ισχύος είναι μεγαλύτερη του 1kW για όλες τις θερμοκρασίες εισόδου, φαίνεται ότι η μηχανή δύναται να αποδώσει ισχύ και μεγαλύτερη του 1kW, η οποία αγγίζει τα 2.5kW για θερμοκρασία ίση με 180°C και παροχή περίπου ίση με 0.05 kg/s (βλ. Σχήμα 4.22 (β)). Ακόμα, υπό αυξανόμενη παροχή αυξάνεται και η προσδιδόμενη ισχύς στον εξατμιστήρα, μιας και η προς εξάτμιση ποσότητα του εργαζόμενου ρευστού θα είναι μεγαλύτερη, ενώ για τη μεγιστοποίηση των βαθμών απόδοσης φαίνεται να απαιτούνται, γενικά, μικρές τιμές της παροχής του εργαζόμενου ρευστού.

Στο σημείο αυτό, όμως, υπενθυμίζεται ότι αντικείμενο μελέτης της παρούσας Εργασίας αποτελεί μία μηχανή παραγωγής ισχύος της οποίας η αποδιδόμενη ισχύς να είναι της τάξης του 1kW. Από το Σχήμα 4.22 (β), ωστόσο, φαίνεται ότι, υπό σταθερή μαζική παροχή της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, υπό δεδομένες επιφάνειες εναλλαγής και υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία της θερμής παροχής, η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού που απαιτείται ώστε η ισχύς της μηχανής να παραμένει 1kW δε θα είναι σταθερή και, μάλιστα, θα αυξάνεται όσο μειώνεται η θερμοκρασία της θερμής παροχής. Για να γίνει καλύτερα κατανοητή η παρατήρηση αυτή, παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.23 το διάγραμμα του Σχήματος 4.22 (β), μεγεθυμένο στην περιοχή γύρω από το 1kW. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι μαζικές παροχές του εργαζόμενου ρευστού που μπορούν να ικανοποιήσουν τη συνθήκη του 1kW είναι δύο για κάθε θερμοκρασία εισόδου της θερμής παροχής, ωστόσο επιλέγεται πάντα η μικρότερη εξ' αυτών, μιας και η λειτουργία της μηχανής υπό τη μικρότερη εκ των δύο αυτών παροχών θα είναι αποδοτικότερη, βάσει και της αύξησης της απόδοσης για μικρές παροχές που επισημάνθηκε και νωρίτερα. Για το λόγο αυτό, λοιπόν, η μεγέθυνση στο Σχήμα 4.23 έχει λάβει χώρα στην περιοχή των μικρών παροχών οι οποίες δύνανται να αποδώσουν την ισχύ του 1kW.



Σχήμα 4.23: Σχήμα 4.22 (β) μεγεθυμένο στην περιοχή γύρω από το 1kW

Από το Σχήμα αυτό, τότε, εξάγεται προσεγγιστικά, για κάθε θερμοκρασία της θερμής παροχής, η τιμή της απαιτούμενης μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού, ώστε η ισχύς της μηχανής να πληροί σταθερά τη συνθήκη του 1kW. Η εν λόγω μεταβολή της τιμής της παροχής για ικανοποίηση της συνθήκης του 1kW συναρτήσει της θερμοκρασίας της θερμής παροχής φαίνεται στο διάγραμμα του Σχήματος 4.24, όπου παρατηρείται ότι η παροχή οφείλει πράγματι να αυξηθεί υπό μειούμενη θερμοκρασία. Για μείωση της θερμοκρασίας, μάλιστα, κατά 30°C, η μαζική παροχή οφείλει να ανέλθει από περίπου 0.013 σε 0.0225 kg/s, δηλαδή να παρουσιάσει αύξηση κατά 75%. Το πόρισμα αυτό είναι εύλογο, διότι η μείωση της θερμοκρασίας της θερμής παροχής οδηγεί σε μείωση της θερμοκρασίας και, συνεκδοχικά, της πίεσης εξάτμισης, οπότε μειώνεται το δυναμικό πίεσης, δηλαδή το ειδικό έργο, κατά τη διεργασία της εκτόνωσης στο στρόβιλο της μηχανής. Για να παραμείνει σταθερή η ισχύς, επομένως, καθίσταται κατανοητό ότι η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού οφείλει να αυξηθεί προκειμένου να αντισταθμιστεί αυτή η πτώση του ειδικού έργου, πόρισμα που επαληθεύεται στην παρούσα Εργασία.



Σχήμα 4.24: Γραφική απεικόνιση της απαραίτητης μεταβολής της μαζικής παροχής του εργαζόμενου ρευστού συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου της θερμής παροχής στον εξατμιστήρα, ώστε η αποδιδόμενη ισχύς της μηχανής να παραμένει σταθερά ίση με 1kW

5. <u>Κεφάλαιο 5:</u> Συμπεράσματα – Μελλοντική Έρευνα

Συνοψίζοντας, αντικείμενα μελέτης της παρούσας Εργασίας αποτέλεσαν η υπολογιστική διερεύνηση της δυναμικής συμπεριφοράς μίας δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας, η διαστασιολόγηση μίας μηχανής παραγωγής ισχύος τροφοδοτούμενης από τη συγκεκριμένη δεξαμενή και η μελέτη των συνθηκών κάλυψης του φορτίου της μηχανής αυτής υπό πραγματικές συνθήκες λειτουργίας, όπου η θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμο το θερμικό φορτίο στον εξατμιστήρα της μειώνεται με την πάροδο του χρόνου. Από την εξέταση, λοιπόν, των ζητημάτων αυτών και τα λαμβανόμενα αποτελέσματα του προηγούμενου Κεφαλαίου 4, προκύπτουν τα συμπεράσματα και οι προτάσεις για μελλοντική έρευνα που συζητούνται στο κεφάλαιο αυτό.

5.1. Συμπεράσματα

Αρχικά, σημειώνεται ότι, εν γένει, η προσομοίωση της συμπεριφοράς της αποθηκευτικής δεξαμενής αποτελεί ένα δύσκολο και υπολογιστικά απαιτητικό εγχείρημα. Το ζήτημα αυτό διευθετήθηκε επαρκώς, στην παρούσα Εργασία, δεδομένου ότι – υπό τις απαραίτητες παραδοχές σαφώς – δεν είναι αναγκαίο να επιλυθούν οι εξισώσεις διατήρησης ορμής και μάζας, προσέγγιση που φαίνεται και βιβλιογραφικά να είναι η επικρατέστερη κατά τη διερεύνηση τέτοιου είδους προβλημάτων. Ακόμα, η θεώρηση της συνθήκης «Local Thermal Nonequilibrium» για την περιγραφή της θερμικής αλληλεπίδρασης μεταξύ της στερεής και της ρευστής φάσης εντός της δεξαμενής και ο προσδιορισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των δύο αυτών φάσεων από εμπειρικές συσχετίσεις (αντί για τον προσδιορισμό του από το θεωρητικό ορισμό του) είναι πρακτικές που απλοποιούν περαιτέρω τη διαδικασία επίλυσης και, παράλληλα, φαίνεται να δίνουν ακριβή και εύλογα αποτελέσματα, μιας και το μαθηματικό μοντέλο επικυρώθηκε επαρκώς μέσω τριών βιβλιογραφικά μελετημένων περιπτώσεων.

Επιπροσθέτως, αξίζει να επισημανθεί η συνεισφορά που προσδίδεται στην παρούσα Εργασία από την επίλυση ενός διδιάστατου (2D) μαθηματικού μοντέλου. Ειδικότερα, συγκριτικά με την επίλυση μονοδιάστατων (1D) μοντέλων, η οποία θα επέτρεπε την εξέταση μόνο αξονικών μεταβολών στον όγκο ελέγχου της δεξαμενής, η επίλυση ενός διδιάστατου μοντέλου επιτρέπει τη διερεύνηση και ακτινικών μεταβολών. Μάλιστα, το διδιάστατο μοντέλο επιτρέπει την ένταξη στην επιλυόμενη γεωμετρία και του μη αμελητέου πάχους του τοιχώματος της δεξαμενής και του υπάρχοντος μονωτικού υλικού στην παράπλευρη εξωτερική επιφάνειά της, για την περίπτωση που αυτά μπορεί να διαδραματίζουν καθοριστικό ρόλο κατά τη λήψη ακτινικών προφίλ και την εξέταση των εν λόγω ακτινικών μεταβολών, προκαλώντας μεγαλύτερη τοπική πτώση της θερμοκρασίας κοντά στο όριο του τοιχώματος.

Προσομοιώνοντας, λοιπόν, τη λειτουργία της αποθηκευτικής δεξαμενής, εξήχθη το πόρισμα ότι, κατά τη διεργασία φόρτισης υπό σταθερή μαζική παροχή και θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού στην κλίνη, η αρχική θερμοκρασία της επιδρά μόνο στο τελικώς αποθηκευόμενο ποσό θερμότητας. Μάλιστα, αυξάνοντας τη συγκεκριμένη θερμοκρασία, δηλαδή, ισοδύναμα, μειώνοντας το θερμοκρασιακό δυναμικό φόρτισης της κλίνης, το αποθηκευόμενο ποσό θερμότητας σαφώς μειώνεται. Επιπλέον, σταθεροποιώντας το θερμοκρασιακό δυναμικό – δηλαδή την αρχική θερμοκρασία της κλίνης και τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού εργαζόμενου ρευστού σε αυτήν – και μεταβάλλοντας τη

μαζική παροχή του ρευστού, συμπεραίνεται ότι το τελικώς αποθηκευόμενο ποσό θερμότητας κατά τη διεργασία της φόρτισης παραμένει ανεπηρέαστο από την τιμή της μαζικής παροχής. Ωστόσο, μεταβάλλεται σημαντικά η ταχύτητα με την οποία το ποσό αυτό αποθηκεύεται στη δεξαμενή και φαίνεται ότι η διεργασία είναι ταχύτερη για μεγαλύτερες τιμές της μαζικής παροχής.

Λαμβάνοντας και αποτελέσματα για διεργασία εκφόρτισης της αποθηκευτικής δεξαμενής, έλαβε χώρα διαστασιολόγηση μίας μηχανής παραγωγής ισχύος τύπου ORC τροφοδοτούμενης από τη συγκεκριμένη δεξαμενή, ενώ κρίθηκε ότι το εγχείρημα αυτό της σύζευξης της δεξαμενής με μία τέτοια μηχανή ισχύος είναι αρκετά αποδοτικό, παρουσιάζοντας εξεργειακό βαθμό απόδοσης της τάξης του 30%. Επίσης, αφού διαστασιολογήθηκαν οι εναλλάκτες θερμότητας (εξατμιστήρας και συμπυκνωτήρας) του κύκλου, προέκυψε ότι η λειτουργία της μηχανής θα είναι ακόμα αποδοτικότερη όσο μεγαλύτερο είναι το τμήμα της συνολικής επιφάνειας του εξατμιστήρα που καταλαμβάνεται από τον κυρίως εξατμιστήρα (ζώνη αλλαγής φάσης), εις βάρος των τμημάτων του προθερμαντήρα και του υπερθερμαντήρα.

Υπό πραγματικές συνθήκες λειτουργίας, ωστόσο, όπου η μηχανή ORC τροφοδοτείται από την αποθηκευτική δεξαμενή, είναι σαφές ότι η θερμοκρασία στην οποία είναι διαθέσιμο το θερμικό φορτίο στον εξατμιστήρα της μειώνεται με την πάροδο του χρόνου. Η πτώση της συγκεκριμένης θερμοκρασίας επηρεάζει αισθητά τη συνολική συμπεριφορά της μηχανής, προκαλώντας σημαντική πτώση τόσο της παραγόμενης ισχύος όσο και της θερμικής και της εξεργειακής απόδοσης. Παρόλα αυτά, μιας και είναι επιθυμητό η παραγόμενη ισχύς της υπό εξέταση μηχανής να είναι σταθερά ίση με 1kW, προσδιορίζεται η απαραίτητη μεταβολή που θα πρέπει να υφίσταται η μαζική παροχή του εργαζόμενου ρευστού του κύκλου για την ικανοποίηση της συνθήκης αυτής. Μέσω της διερεύνησης αυτής, προκύπτει, τελικά, ότι η παροχή του ρευστού οφείλει να αυξάνεται υπό μειούμενη θερμοκρασία στον εξατμιστήρα.

5.2. Μελλοντική Έρευνα

Στα πλαίσια της παρούσας Εργασίας, έλαβε χώρα κατανόηση κάποιων βασικών φαινομένων που υπεισέρχονται κατά τη μελέτη προβλημάτων μεταφοράς θερμότητας και λειτουργίας μηχανών παραγωγής ισχύος και έγινε μία εξοικείωση με τα απαραίτητα υπολογιστικά εργαλεία για την υπολογιστική μοντελοποίηση τέτοιου είδους προβλημάτων. Καθίσταται σαφές, ωστόσο, ότι το ερευνητικό πεδίο στο οποίο εντάσσεται η παρούσα Εργασία είναι αρκετά ευρύ και κρίνεται αδύνατο αυτό να καλυφθεί πλήρως από την εκπόνησή της.

Μελλοντικά, λοιπόν, μπορεί να ακολουθήσει προσομοίωση της αποθηκευτικής δεξαμενής με χρήση πιο σύνθετων μαθηματικών μοντέλων, όπως μοντέλων που περιλαμβάνουν την αναλυτική γεωμετρία των καναλιών ροής εντός του πορώδους της κλίνης και επιλύουν το πρόβλημα διατήρησης της ορμής ή μοντέλων που λαμβάνουν υπόψιν τη θερμοβαθμίδα εντός των σωματιδίων της στερεής φάσης της κλίνης (Concentric Dispersion Model). Παράλληλα, μία ακόμα τροποποίηση του μαθηματικού μοντέλου που θα μπορούσε να λάβει χώρα είναι η λήψη θερμοκρασιακά εξαρτώμενων και όχι σταθερών τιμών για τις θερμοδυναμικές ιδιότητες των υλικών που υπεισέρχονται στο μελετώμενο πρόβλημα.

Επιπροσθέτως, μπορεί, σε επόμενο στάδιο, να διενεργηθεί παραμετρική διερεύνηση της συμπεριφοράς της αποθηκευτικής δεξαμενής υπό μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου ρευστού σε αυτήν, η οποία και θεωρήθηκε σταθερή σε όλα τα μελετώμενα

σενάρια της Εργασίας αυτής. Μπορεί, ακόμα, να εξεταστεί, εν γένει, η λειτουργία της δεξαμενής υπό διαφορετικό θερμοκρασιακό εύρος και, ιδίως, για διεργασίες εκφόρτισης, προκειμένου να ληφθούν επιπλέον πληροφορίες προς αξιοποίηση κατά τη διερεύνηση της σύζευξης με τη μηχανή παραγωγής ισχύος. Το θερμοκρασιακό εύρος που επιλέχθηκε στην παρούσα Διπλωματική Εργασία είναι ενδεικτικό των μεσαίων θερμοκρασιών (100 – 250 °C) που μπορούν να επιτευχθούν από παραβολικούς συλλέκτες γραμμικής εστίασης (συλλέκτες τύπου PTC), οι οποίοι και είναι ήδη εγκατεστημένοι στην υπό μελέτη διάταξη του Εργαστηρίου Ηλιακών & άλλων Ενεργειακών Συστημάτων (ΕΗ-ΕΣ) του ΕΚΕΦΕ «Δημόκριτος». Μεταβάλλοντας, όμως, το μέγεθος ή ακόμα και το είδος των συλλεκτών, μπορεί να μελετηθεί η συμπεριφορά της δεξαμενής υπό νέα θερμοκρασιακά όρια. Αξίζει να επισημανθεί ότι μία τέτοιου είδους πράξη θα οδηγούσε στην παραγωγή από τους συλλέκτες διαφορετικού θερμικού φορτίου το οποίο θα έπρεπε να αποθηκευτεί στη δεξαμενή, επομένως η εξέταση του ενδεχομένου αυτού θα πρέπει να γίνει παράλληλα με τη μεταβολή των διαστάσεων της δεξαμενής. Ταυτόχρονα, η παραπάνω τροποποίηση του θερμοκρασιακού εύρους λειτουργίας της δεξαμενής ή, ισοδύναμα, της μηχανής θα πρέπει να εξεταστεί παράλληλα με πιθανή αλλαγή της ονομαστικής ισχύος της μηχανής.

Αναφορικά με τον τρόπο αντιμετώπισης του προβλήματος λειτουργίας της μηχανής παραγωγής ισχύος, μπορεί να διενεργηθεί διερεύνηση της συμπεριφοράς της μηχανής υπό δυναμικά μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου ρευστού σε αυτήν, μέσω επίλυσης ενός δυναμικού μαθηματικού μοντέλου. Στην Εργασία αυτή υπενθυμίζεται ότι ακολουθήθηκε μία διαφορετική προσέγγιση, μέσω μιας σειράς από ψευδομόνιμες καταστάσεις, εύλογη παραδοχή λόγω του μικρού χρόνου απόκρισης των στοιχείων του κύκλου.

Ακόμα, μπορεί να λάβει χώρα διερεύνηση της επίδρασης που ασκεί η επιλογή του εργαζόμενου ρευστού της μηχανής στη συμπεριφορά και στην απόδοσή της, δεδομένου ότι στην Εργασία αυτή διερευνήθηκε ένα μόνο εργαζόμενο ρευστό, το πεντάνιο. Επιπλέον, μιας και το εύρος των διατάξεων εναλλακτών θερμότητας οι οποίοι μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε τέτοιου είδους εφαρμογές είναι αρκετά ευρύ, μπορεί μελλοντικά να διερευνηθεί περαιτέρω η λειτουργία του κύκλου ORC υπό διαφορετικές διατάξεις εναλλακτών στον εξατμιστήρα και στο συμπυκνωτήρα, όπως είναι, επί παραδείγματι, οι εναλλάκτες θερμότητας πολλαπλών περασμάτων (κατηγορία Multi – Pass) ή οι εναλλάκτες τύπου κελύφους – σωλήνων. Ακόμα, τόσο η πίεση συμπύκνωσης όσο και η κατανομή της συνολικής επιφάνειας του συμπυκνωτήρα στα επί μέρους τμήματά του θεωρήθηκαν σταθερές σε όλα τα σενάρια λειτουργίας της μηχανής, κάτι που μπορεί να εξεταστεί περαιτέρω, προκειμένου να προσδιορισθεί η επίδραση και αυτών των μεγεθών στη συνολική λειτουργία και αποδοτικότητα του κύκλου.

Τέλος, αξίζει να επισημανθεί ότι η διερεύνηση που διενεργήθηκε στην παρούσα Εργασία σχετικά με τη σύζευξη της αποθηκευτικής δεξαμενής και της μηχανής παραγωγής ισχύος ήταν πρώιμη. Σε αυτό το πλαίσιο, το εν λόγω ζήτημα εξετάσθηκε μονάχα από θεωρητική και θερμοδυναμική πλευρά. Ως εκ τούτου, προκειμένου να ληφθεί μία ολοκληρωμένη εικόνα σχετικά με την αποδοτικότητα ή μη του υπό διερεύνηση εγχειρήματος, μπορεί σε επόμενο στάδιο να λάβει χώρα και μία τεχνοοικονομική μελέτη ή ακόμα και μαθηματική βελτιστοποίηση για τον προσδιορισμό των βέλτιστων συνθηκών λειτουργίας, ορίζοντας, επί παραδείγματι, κάποια αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης.

Κατά αυτόν τον τρόπο και ακολουθώντας τις παραπάνω κατευθύνσεις, κρίνεται ότι μπορεί να αποδοθεί μία πιο πλήρης περιγραφή της συμπεριφοράς και της αποδοτικότητας συστημάτων

παρόμοιων με το μελετώμενο, ενώ τονίζεται ότι οι παρούσες προτάσεις προς μελλοντική έρευνα είναι τελείως ενδεικτικές, μιας και, όπως προαναφέρθηκε, το ερευνητικό πεδίο στο οποίο εντάσσεται η παρούσα Διπλωματική Εργασία είναι αρκετά εκτεταμένο και κανείς μπορεί να εστιάσει στη μελέτη μεγάλου πλήθους αντικειμένων.

Βιβλιογραφία

[1] Pereira J. S., Ribeiro J. B., Mendes R., Vaz G. C., André J. C., "ORC based micro-cogeneration systems for residential application – A state of the art review and current challenges", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 92, pp. 728–743, 2018.

[2] Pethurajan V., Sivan S., Joy G. C., "Issues, comparisons, turbine selections and applications – An overview in organic Rankine cycle", *Energy Conversion and Management*, vol. 166, pp. 474–488, 2018.

[3] Μανδράκη Κ. Θ., "ΗΛΕΚΤΡΙΚΟ ΜΙΚΡΟ-ΔΙΚΤΥΟ (MICROGRID) ΗΛΕΚΤΡΟΔΟΤΗΣΗΣ: ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΔΙΑΧΕΙΡΙΣΗ ΦΩΤΟΒΟΛΤΑΪΚΩΝ ΚΑΙ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ ΣΕ ΑΣΤΙΚΟ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ", Πτυχιακή Εργασία, 2019. Ανακτήθηκε από Αρχείο Διπλωματικών Εργασιών της Σχολής Χημικών Μηχανικών ΕΜΠ: https://www.chemeng.ntua.gr/the_thesis_archive

[4] Οργανισμός Ηνωμένων Εθνών (United Nations), *What is renewable energy?*. Ανακτήθηκε από: https://www.un.org/en/climatechange/what-is-renewable-energy

[5] Ελληνικός Σύνδεσμος Ηλεκτροπαραγωγών από Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας, *ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΤΩΝ ΑΠΕ*, 2002. Ανακτήθηκε από: http://www.hellasres.gr/greek/giati-ape/giati-ape.htm

[6] Λαμπρίδη Α., Τσαμαντάνη Ε., Σαλονίκα Α., "Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα Ενεργειακής Μετάβασης – Δράσεις ΕΕ – Σημασία Ενεργειακής Ασφάλειας", Εισήγηση στην Εκδήλωση *Ενεργειακή Μετάβαση – Κλιματική Αλλαγή: Σωτηρία ή Ολοκαύτωμα του πλανήτη*, Οικονομικό Πανεπιστήμιο Αθηνών, 9 Μαΐου 2023.

[7] Υπουργείο Περιβάλλοντος και Ενέργειας, *Ηλιακή Ενέργεια / Φωτοβολταϊκά*, 2020. Ανακτήθηκε από: https://ypen.gov.gr/energeia/ape/technologies/iliaki-fotovoltaika/

[8] Ελληνικό Κολλέγιο Θεσσαλονίκης, *Ηλιακή Ενέργεια*, Ανακτήθηκε από: https://hellenic-college.gr/wp-content/uploads/works/energy-sources/hliaki.htm

[9] Li N., Wu Y., Lei B., Zhang C., Lu Y., Ren L., "Dynamic optimization and thermo-economic assessment of a solar parabolic trough combined heat and power system with thermal storage: A case study", *Applied Thermal Engineering*, vol. 235, 121372, 2023.

[10] Loni R., Mahian O., Markides C. N., Bellos E., W. G. le Roux, Kasaeian A., Najafi G., Rajaee F., "A review of solar-driven organic Rankine cycles: Recent challenges and future outlook", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 150, 111410, 2021.

[11] Bellos E., Sarakatsanis I., Tzivanidis C., "Investigation of Different Storage Systems for Solar-Driven Organic Rankine Cycle", *Applied System Innovation*, vol. 3/issue 4, 52, 2020.

[12] Ortega-Fernández I., Hernández A. B., Wang Y., Bielsa D., "Performance assessment of an oil-based packed bed thermal energy storage unit in a demonstration concentrated solar power plant", *Energy*, vol. 217, 119378, 2021.

[13] Duffie J. A. and Beckman W. A., "Solar Engineering of Thermal Processes", 4th Ed., Wiley, New Jersey, 2013.

[14] Stathopoulos N., Papadimitriou N., Belessiotis V., Papanicolaou E., "Packed Bed Thermocline Thermal Energy Storage for Medium-Temperature Concentrating Solar

Systems: Numerical and Experimental Study", *Journal of Power and Energy Engineering*, vol. 11/issue 5, pp. 1–23, 2023.

[15] Pacheco J. E., Showalter S. K., Kolb W. J., "Development of a Molten-Salt Thermocline Thermal Storage System for Parabolic Trough Plants", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 124, pp. 153–159, 2002.

[16] Van Lew J. T., Li P., Chan C. L., Karaki W., Stephens J., "Analysis of Heat Storage and Delivery of a Thermocline Tank Having Solid Filler Material", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 133/issue 2, 021003, 2011.

[17] Vannerem S., Neveu P., Falcoz Q., "Experimental and numerical investigation of the impact of operating conditions on thermocline storage performance", *Renewable Energy*, vol. 168, pp. 234–246, 2021.

[18] Madhlopa A., "Solar Receivers for Thermal Power Generation", Academic Press, 2022.

[19] Bellos E., "Progress in beam-down solar concentrating systems", *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 97, 101085, 2023.

[20] Fuqiang W., Ziming C., Jianyu T., Yuan Y., Yong S., Linhua L., "Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, pp. 1314–1328, 2017.

[21] Prieto C., Cooper P., Fernández A. I., Cabeza L. F., "Review of technology: Thermochemical energy storage for concentrated solar power plants", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 60, pp. 909–929, 2016.

[22] Khan M. I., Asfand F., Al-Ghamdi S. G., "Progress in research and technological advancements of thermal energy storage systems for concentrated solar power", *Journal of Energy Storage*, vol. 55/part D, 105860, 2022.

[23] Markides C. N., "Low-Concentration Solar-Power Systems Based on Organic Rankine Cycles for Distributed-Scale Applications: Overview and Further Developments", *Frontiers in Energy Research*, vol. 3, 47, 2015.

[24] Roumpedakis T. C., Fostieris N., Braimakis K., Monokrousou E., Charalampidis A., Karellas S., "Techno-Economic Optimization of Medium Temperature Solar-Driven Subcritical Organic Rankine Cycle", *Thermo*, vol. 1/issue 1, pp. 77–105, 2021.

[25] Li S., Ma H., Li W., "Dynamic performance analysis of solar organic Rankine cycle with thermal energy storage", *Applied Thermal Engineering*, vol. 129, pp. 155–164, 2018.

[26] Imran M., Pili R., Usman M., Haglind F., "Dynamic modeling and control strategies of organic Rankine cycle systems: Methods and challenges", *Applied Energy*, vol. 276, 115537, 2020.

[27] Esence T., Bruch A., Molina S., Stutz B., Fourmigué J. F., "A review on experience feedback and numerical modeling of packed-bed thermal energy storage systems", *Solar Energy*, vol. 153, pp. 628–654, 2017.

[28] Bindra H., Bueno P., Morris J. F., Shinnar R., "Thermal analysis and exergy evaluation of packed bed thermal storage systems", *Applied Thermal Engineering*, vol. 52/issue 2, pp. 255–263, 2013.

[29] Ismail K. A. R., Stuginsky R. Jr., “A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 19/issue 7, pp. 757–788, 1999.

[30] Kaviany M., “Principles of Heat Transfer in Porous Media”, 2nd Ed., Springer, 1995.

[31] Wakao N., Kaguei S., Funazkri T., “Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds: Correlation of Nusselt numbers”, *Chemical Engineering Science*, vol. 34/issue 3, pp. 325–336, 1979.

[32] Yagi S., Wakao N., “Heat and mass transfer from wall to fluid in packed beds”, *AIChE Journal*, vol. 5/issue 1, pp. 79–85, 1959.

[33] D.E.L.CO., *Technical Sheet of DelcoTerm® Solar E 15*. Ανακτήθηκε από: https://www.delcosrl.com/en/diathermic-fluids/delcoterm-solar-e-15

[34] Grosu Y., Ortega-Fernández I., González-Fernández L., Nithiyanantham U., Baba Y. F., Al Mers A., Faik A., “Natural and by-product materials for thermocline-based thermal energy storage system at CSP plant: Structural and thermophysical properties”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 136, pp. 185–193, 2018.

[35] Unt A., Piili H., Hirvimäki M., Manninen M., Salminen A., “Laser scribing of stainless steel with and without work media”, Proceedings of the *ICALEO 2010: 29th International Congress on Laser Materials Processing, Laser Microprocessing and Nanomanufacturing*, Anaheim, California, USA, (pp. 1012–1021), September 26–30, 2010.

[36] Therminol, *Therminol SP technical bulletins*. Ανακτήθηκε από: https://www.therminol.com/product/71093454

[37] Quoilin S., Orosz M., Hemond H., Lemort V., “Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation”, *Solar Energy*, vol. 85/issue 5, pp. 955–966, 2011.

[38] Xu X., Zhang L., Zhang H., Ma J., Sambatmaryde K., “Performance analysis of a novel small-scale integrated solar-ORC system for power and heating”, *Solar Energy*, vol. 274, 112605, 2024.

[39] Fatigati F., Di Bartolomeo M., Cipollone R., “Model-based optimisation of solar-assisted ORC-based power unit for domestic micro-cogeneration”, *Energy*, vol. 308, 132785, 2024.

[40] Nguyen V. M., Doherty P. S., Riffat S. B., “Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 21/issue 2, pp. 169–181, 2001.

[41] Unamba C. K., Sapin P., Li X., Song J., Wang K., Shu G., Tian H., Markides C. N., “Operational Optimisation of a Non-Recuperative 1-kWe Organic Rankine Cycle Engine Prototype”, *Applied Sciences*, vol. 9/issue 15, pp. 3024, 2019.

[42] Wieland C., Schifflechner C., Braimakis K., Kaufmann F., Dawo F., Karellas S., Besagni G., Markides C. N., “Innovations for organic Rankine cycle power systems: Current trends and future perspectives”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 225, 120201, 2023

[43] Rahbar K., Mahmoud S., Al-Dadah R. K., Moazami N., Mirhadizadeh S. A., "Review of organic Rankine cycle for small-scale applications", *Energy Conversion and Management*, vol. 134, pp. 135–155, 2017.

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

[45] NIST Chemistry WebBook, *Isothermal Properties for Water*. Ανακτήθηκε από: https://webbook.nist.gov/cgi/fluid.cgi?T=30&PLow=1&PHigh=1&PInc=&Digits=5&ID=C7732185&Action=Load&Type=IsoTherm&TUnit=C&PUnit=atm&DUnit=kg%2Fm3&HUnit=kJ%2Fkg&WUnit=m%2Fs&VisUnit=Pa*s&STUnit=N%2Fm&RefState=DEF

[46] Jiménez-García J. C., Ruiz A., Pacheco-Reyes A., Rivera W., "A Comprehensive Review of Organic Rankine Cycles", *Processes*, vol. 11/issue 7, pp. 1982, 2023.

[47] Bull J., Buick J. M., Radulovic J., "Heat Exchanger Sizing for Organic Rankine Cycle", *Energies*, vol. 13/issue 14, pp. 3615, 2020.

[48] Mota F. A. S., Carvalho E. P., Ravagnani M. A. S. S., "Modeling and Design of Plate Heat Exchanger", in *Heat Transfer Studies and Applications*, Kazi Md. S. N. (Editor), IntechOpen, pp. 165–199 (Chapter 7), 2015.

[49] Kakaç S. and Liu H., "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design", 2nd Ed., CRC Press, 2002.

[50] Bamgbopa M. O., Uzgoren E., "Numerical analysis of an organic Rankine cycle under steady and variable heat input", *Applied Energy*, vol. 107, pp. 219–228, 2013.

[51] Fernández-Torrijos M., Almendros-Ibáñez J. A., Sobrino C., Santana D., "ε–NTU relationships in parallel–series arrangements: Application to plate and tubular heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, pp. 1119–1132, 2016.

[52] Lou W., Luo L., Hua Y., Fan Y., Du Z., "A Review on the Performance Indicators and Influencing Factors for the Thermocline Thermal Energy Storage Systems", *Energies*, vol. 14/issue 24, pp. 8384, 2021.

[53] Nithyanandam K., Pitchumani R., "Optimization of an encapsulated phase change material thermal energy storage system", *Solar Energy*, vol. 107, pp. 770–788, 2014.

[54] Kandlikar S. G., Shah R. K., "Multipass Plate Heat Exchangers—Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements", *Journal of Heat Transfer*, vol. 111/issue 2, pp. 300–313, 1989.

[55] Wang R., Jiang L., Ma Z., Gonzalez-Diaz A., Wang Y., Roskilly A. P., "Comparative Analysis of Small-Scale Organic Rankine Cycle Systems for Solar Energy Utilisation", *Energies*, vol. 12/issue 5, pp. 829, 2019.

[56] Bademlioglu A. H., Yamankaradeniz R., Kaynakli O., "Exergy analysis of the organic rankine cycle based on the pinch point temperature difference", *Journal of Thermal Engineering*, vol. 5/issue 3, pp. 157–165, 2019.

[57] Elahi A. E, Mahmud T., Alam M., Hossain J., Biswas B. N., “Exergy analysis of organic Rankine cycle for waste heat recovery using low GWP refrigerants”, *International Journal of Thermofluids*, vol. 16, 100243, 2022.

[58] Liu W., Meinel D., Gleinser M., Wieland C., Spliethoff H., “Optimal Heat Source Temperature for thermodynamic optimization of sub-critical Organic Rankine Cycles”, *Energy*, vol. 88, pp. 897–906, 2015.

[59] Lei M., Ma X., Lian Q., Meng X., Wu T., Wei X., “Experimental investigation on the characteristics of heat exchangers based on organic Rankine cycle system under different operating conditions”, *International Journal of Energy Research*, vol. 45/issue 9, pp. 13365–13379, 2021.

I. <u>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Ι:</u> Επικύρωση Μοντέλου Μεταφοράς Θερμότητας – Ειδικά Θέματα

Ι.1. Αρχική Συνθήκη για Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Χαλίκια Χαλαζίτη/Πυριτική Άμμο και Εργαζόμενο Ρευστό Τηγμένο Άλας (Πειραματικά Δεδομένα των Pacheco et al. [15])

Στο τμήμα αυτό του Παραρτήματος Ι γίνεται μία αναφορά στην αρχική συνθήκη που χρησιμοποιείται στη μελετώμενη περίπτωση του υποκεφαλαίου 3.3.1.

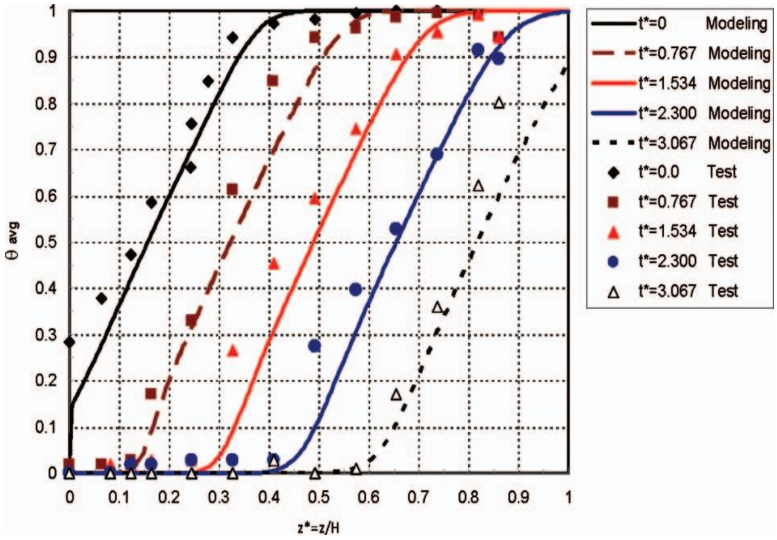
Τα πειραματικά σημεία των Pacheco et al. που προσφέρονται στις αναφορές [15][16] παρουσιάζονται στο Σχήμα Ι.1 (παρουσιάζονται αδιαστατοποιημένα, ως εξής: αδιάστατη θερμοκρασία $\theta = \frac{T-290}{396-290}$ συναρτήσει της αδιάστατης απόστασης $z^* = \frac{z}{H}$, σε διάφορες αδιάστατες χρονικές στιγμές $t^* = \frac{t}{H/v_\infty}$). Κανείς μπορεί να παρατηρήσει ότι κατά τη χρονική στιγμή που λαμβάνεται ως έναρξη της χρονομέτρησης της διεργασίας ($t = 0$), η θερμοκρασία εντός της κλίνης δεν είναι ομοιόμορφα ίση με 396°C, αλλά ακολουθεί μία διαφορετική κατανομή καθ' ύψος της δεξαμενής (z). Πιο συγκεκριμένα, κάνοντας τη διαστατοποίηση των πειραματικών σημείων, εκείνα που αντιστοιχούν στη χρονική στιγμή $t = 0$ παρουσιάζονται παρακάτω στο Σχήμα Ι.2. Είναι φανερό ότι τα σημεία αυτά μπορούν να προσεγγιστούν από μία σιγμοειδή κατανομή της μορφής (T_0 σε °C και z σε m):

$$T_0(z) = A + \frac{B}{1 + Cexp(-Dz)} \qquad (\text{Εξ. Ι. 1}),$$

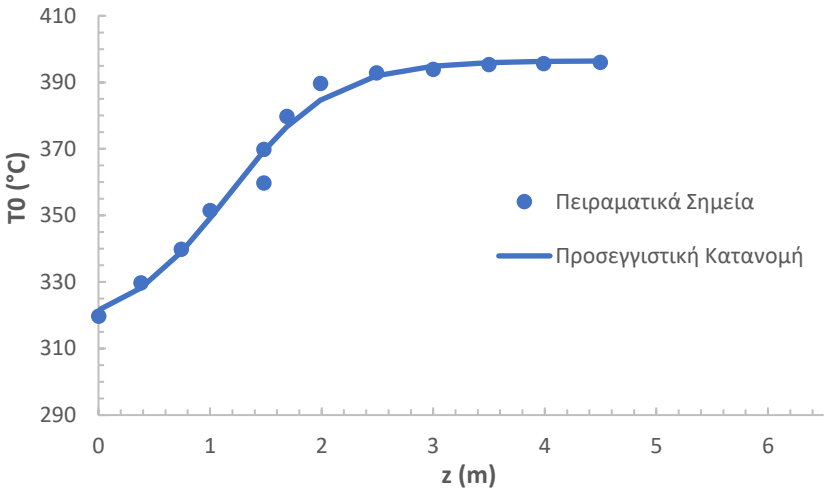
όπου εφαρμόζοντας τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων στο Microsoft Excel (δίνεται αρχική τιμή για τις παραμέτρους A, B, C και D η οποία μεταβάλλεται στοχεύοντας στην ελαχιστοποίηση του αθροίσματος των τετραγώνων των διαφορών μεταξύ των πειραματικών και των υπολογισμένων τιμών της θερμοκρασίας), προκύπτει, τελικά, η κατανομή:

$$T_0(z) = 315.065 + \frac{81.414}{1 + 11.594 \cdot exp(-2.123 \cdot z)} \qquad (\text{Εξ. Ι. 2}),$$

η οποία και χρησιμοποιείται στην υπολογιστική προσομοίωση ως αρχική συνθήκη.



Σχήμα Ι.1: Αδιάστατα πειραματικά σημεία, όπως αυτά παρουσιάζονται στην αναφορά [16], για εκφόρτιση δεξαμενής χαλαζίτη και πυριτικής άμμου με εργαζόμενο ρευστό τηγμένο άλας



Σχήμα Ι.2: Πειραματικά σημεία αρχικής θερμοκρασίας συναρτήσει της απόστασης [15][16] και προσέγγισή τους από σιγμοειδή κατανομή

Ι.2. Συνθήκη Εισόδου για Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Μαγνητίτη και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Ortega – Fernández et al. [12])

Στο τμήμα αυτό του Παραρτήματος Ι γίνεται μία αναφορά στη συνθήκη εισόδου που χρησιμοποιείται στη μελετώμενη περίπτωση του υποκεφαλαίου 3.3.2.

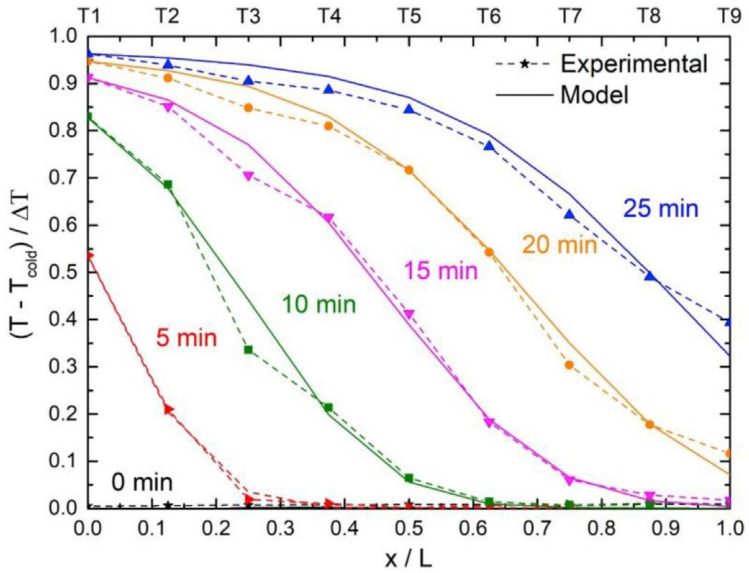
Τα πειραματικά σημεία των Ortega – Fernández et al. που προσφέρονται στην αναφορά [12] παρουσιάζονται στο Σχήμα Ι.3 (παρουσιάζονται αδιαστατοποιημένα, ως εξής: αδιάστατη θερμοκρασία $\frac{T-120}{250-120}$ συναρτήσει της αδιάστατης απόστασης $\frac{x}{L}$, όπου ως x λαμβάνεται η απόσταση z (με $x = 0$ να θεωρείται, βέβαια, η κορυφή της δεξαμενής αντί για τη βάση της) και ως L το ύψος H της δεξαμενής). Κανείς μπορεί να παρατηρήσει ότι στην είσοδο του εργαζόμενου ρευστού στη δεξαμενή, δηλαδή στο όριο $x = 0$ του Σχήματος Ι.3, η θερμοκρασία του ρευστού δεν παραμένει σταθερά ίση με 250°C (τιμή που θα έδινε αδιάστατη θερμοκρασία ίση με 1). Αντιθέτως, ακολουθεί μία διακύμανση και συγκεκριμένα αυξάνεται με την πάροδο του χρόνου. Για να φανεί πιο καθαρά η εν λόγω διακύμανση, γίνεται διαστατοποίηση των συγκεκριμένων πειραματικών σημείων, τα οποία και παρουσιάζονται παρακάτω στο Σχήμα Ι.4. Ακολουθώντας παρόμοια συλλογιστική πορεία με αυτήν του Παραρτήματος Ι.1, είναι σαφές ότι τα σημεία αυτά μπορούν να προσεγγιστούν από μία εκθετική κατανομή της μορφής (T_{in} σε °C και t σε min):

$$T_{\text{in}}(t) = A + Bexp(-Ct) \qquad (\text{Εξ. Ι.3}),$$

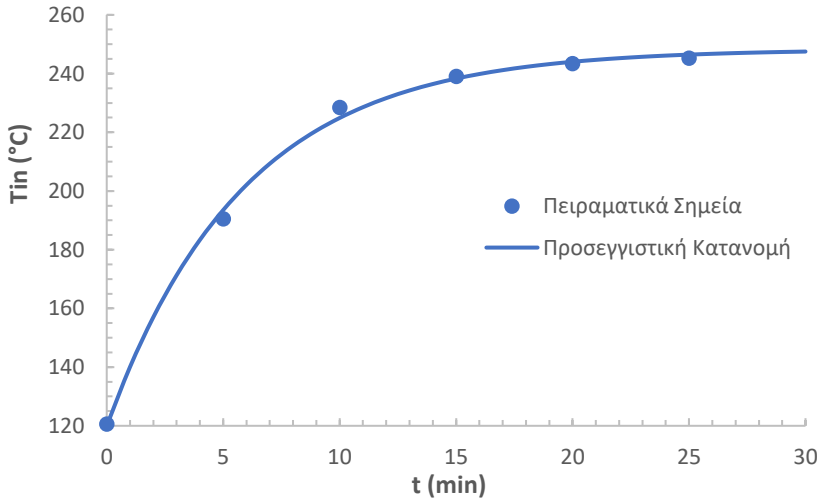
όπου εφαρμόζοντας τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων στο Microsoft Excel, προκύπτει, τελικά, η κατανομή:

$$T_{\text{in}}(t) = 248.28 - 128.30 \cdot exp(-0.1702 \cdot t) \qquad (\text{Εξ. Ι.4}),$$

η οποία και χρησιμοποιείται στην υπολογιστική προσομοίωση ως συνθήκη εισόδου.



Σχήμα Ι.3: Αδιάστατα πειραματικά σημεία, όπως αυτά παρουσιάζονται στην αναφορά [12], για φόρτιση δεξαμενής μαγνητίτη με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο DelcoTherm® Solar E 15

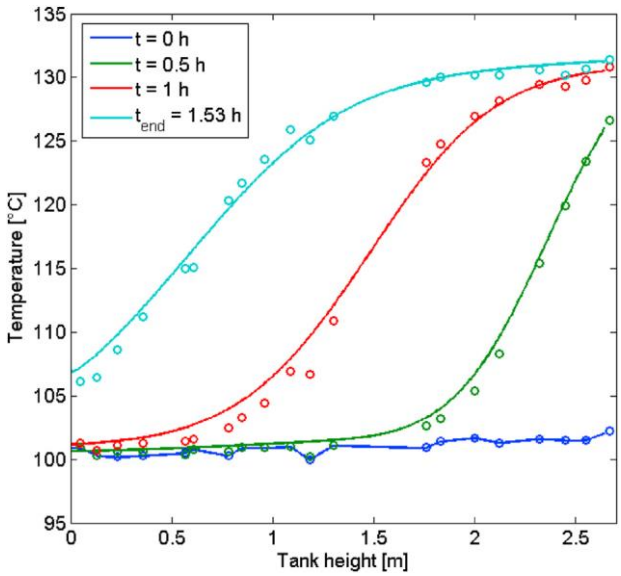


Σχήμα Ι.4: Πειραματικά σημεία θερμοκρασίας εισόδου συναρτήσει του χρόνου [12] και προσέγγισή τους από εκθετική κατανομή

Ι.3. Συνθήκη Εισόδου και Υπολογιστικό Πλέγμα Επίλυσης για Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Σφαιρίδια Αλουμίνας και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Vannerem et al. [17])

Στο τμήμα αυτό του Παραρτήματος Ι γίνεται μία αναφορά στη συνθήκη εισόδου που χρησιμοποιείται στη μελετώμενη περίπτωση του υποκεφαλαίου 3.3.3, όπως επίσης και στην κατασκευή του υπολογιστικού πλέγματος και την τροποποίηση των συνοριακών συνθηκών που εφαρμόζονται στην περίπτωση αυτή.

Τα πειραματικά σημεία των Vannerem et al. που προσφέρονται στην αναφορά [17] παρουσιάζονται στο Σχήμα Ι.5, κανείς μπορεί να παρατηρήσει ότι στην είσοδο του εργαζόμενου ρευστού στη δεξαμενή (όριο $z = H$), η θερμοκρασία του ρευστού δεν παραμένει σταθερά ίση με 130°C. Αντιθέτως, ακολουθεί μία διακύμανση και συγκεκριμένα αυξάνεται με την πάροδο του χρόνου από την αρχική θερμοκρασία των 100°C έως τη θερμοκρασία 130°C. Αυτή η μη σταθερή θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στη δεξαμενή λαμβάνεται υπόψιν στην υπολογιστική προσομοίωση, ως εξής: από το Σχήμα Ι.5 εξάγεται ο προσεγγιστικός πίνακας τιμών που φαίνεται στον Πίνακα Ι.1, ο οποίος και εισάγεται στην υπολογιστική προσομοίωση ως Interpolation Function, με όρισμα το χρόνο και τιμή τη θερμοκρασία. Τότε, αντί της σταθερής θερμοκρασίας εισόδου των 130°C, ορίζεται στην προσομοίωση ως θερμοκρασία εισόδου του ρευστού η παραπάνω συνάρτηση του χρόνου.



Σχήμα Ι.5: Πειραματικά σημεία (κουκίδες) και πρόβλεψη από υπολογιστικό μοντέλο (συνεχείς καμπύλες), όπως αυτά παρουσιάζονται στην αναφορά [17], για φόρτιση δεξαμενής σφαιριδίων αλουμίνας με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο Jarysol®

Πίνακας Ι.1: Προσεγγιστικός πίνακας τιμών της θερμοκρασίας εισόδου των πειραματικών δεδομένων της αναφοράς [17] συναρτήσει του χρόνου

Χρόνος t (h)	**Θερμοκρασία Εισόδου T_{in} (°C)**
0	100
0.5	125
1	130
1.5	130

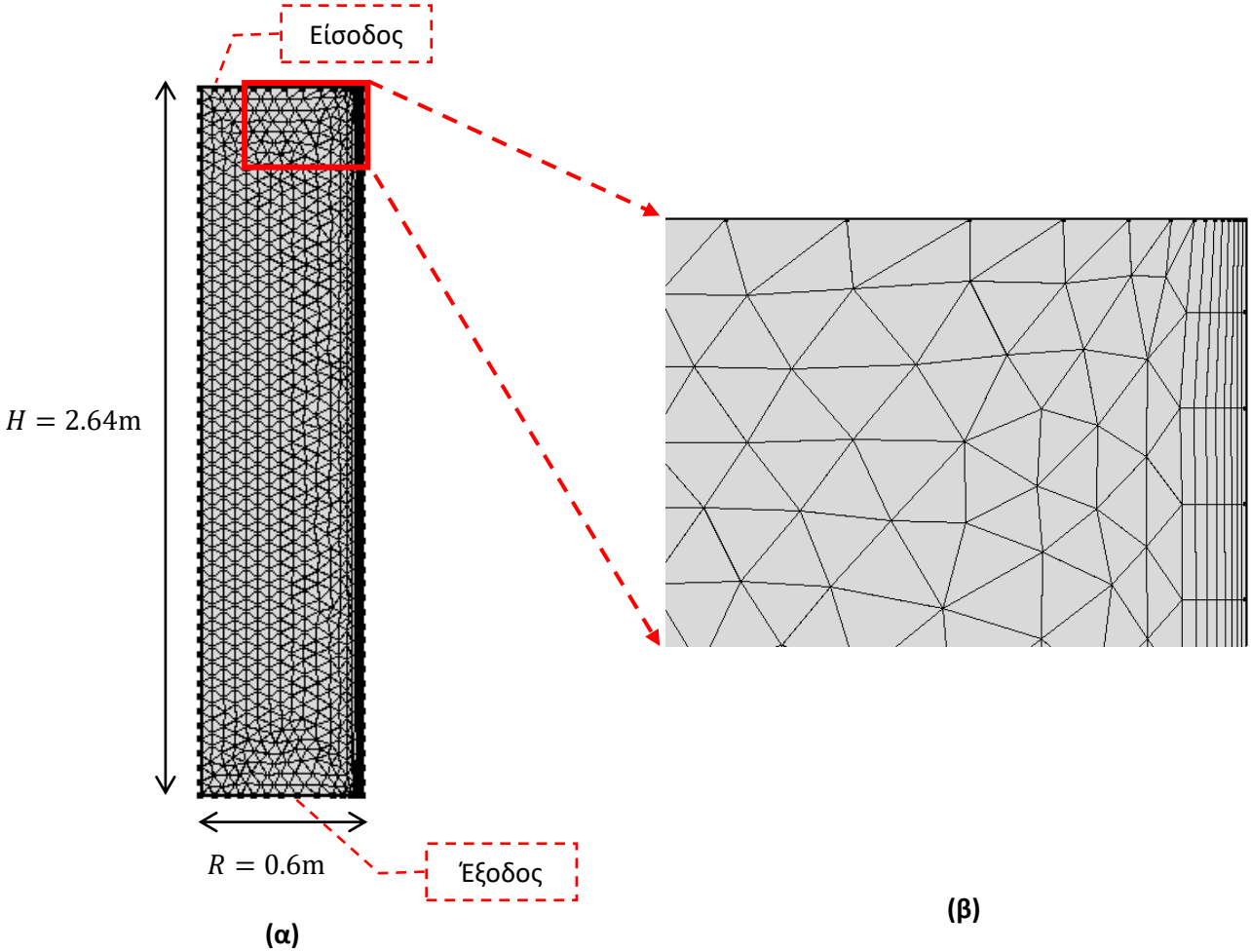
Ακόμα, στήνοντας την επιλυόμενη γεωμετρία στο υπολογιστικό πακέτο COMSOL Multiphysics 5.2, διακρίνονται δύο διακριτές περιπτώσεις: μία κατά την οποία το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος της δεξαμενής δε συμπεριλαμβάνεται στη γεωμετρία και μία κατά την οποία αυτό περιλαμβάνεται. Τα αντίστοιχα υπολογιστικά πλέγματα φαίνονται στα Σχήματα Ι.6 και Ι.7, όπου παρατίθενται επίσης σε μεγέθυνση τα δύο πλέγματα στην περιοχή του άνω δεξιού άκρου της γεωμετρίας, με στόχο την ανάδειξη της πύκνωσης που λαμβάνει χώρα γύρω από τις δύο διεπιφάνειες μεταξύ κυρίως δεξαμενής – τοιχώματος και μεταξύ τοιχώματος –

περιβάλλοντα χώρου. Μάλιστα, το επιλεγόμενο πλέγμα δεν είναι δομημένο αυτόματα από την επιλογή Physics-controlled mesh που διαθέτει το υπολογιστικό πακέτο, αλλά είναι δομημένο από το χρήστη (User-controlled mesh). Ειδικότερα, επιλέγοντας User-controlled mesh και κρατώντας το μέγεθος Extra fine για τα στοιχεία του κυρίως χωρίου, προτιμάται για τις επιθυμητές διεπιφάνειες του χωρίου η επιλογή Boundary Layers (υπό τις εξής επιλογές στον τομέα Boundary Layer Properties: Number of boundary layers = 8, Boundary layer stretching factor = 1.2, Thickness of first layer = «Automatic» και Thickness adjustment factor = 1), στοχεύοντας στην πύκνωση του υπολογιστικού πλέγματος γύρω από τις συγκεκριμένες διεπιφάνειες.

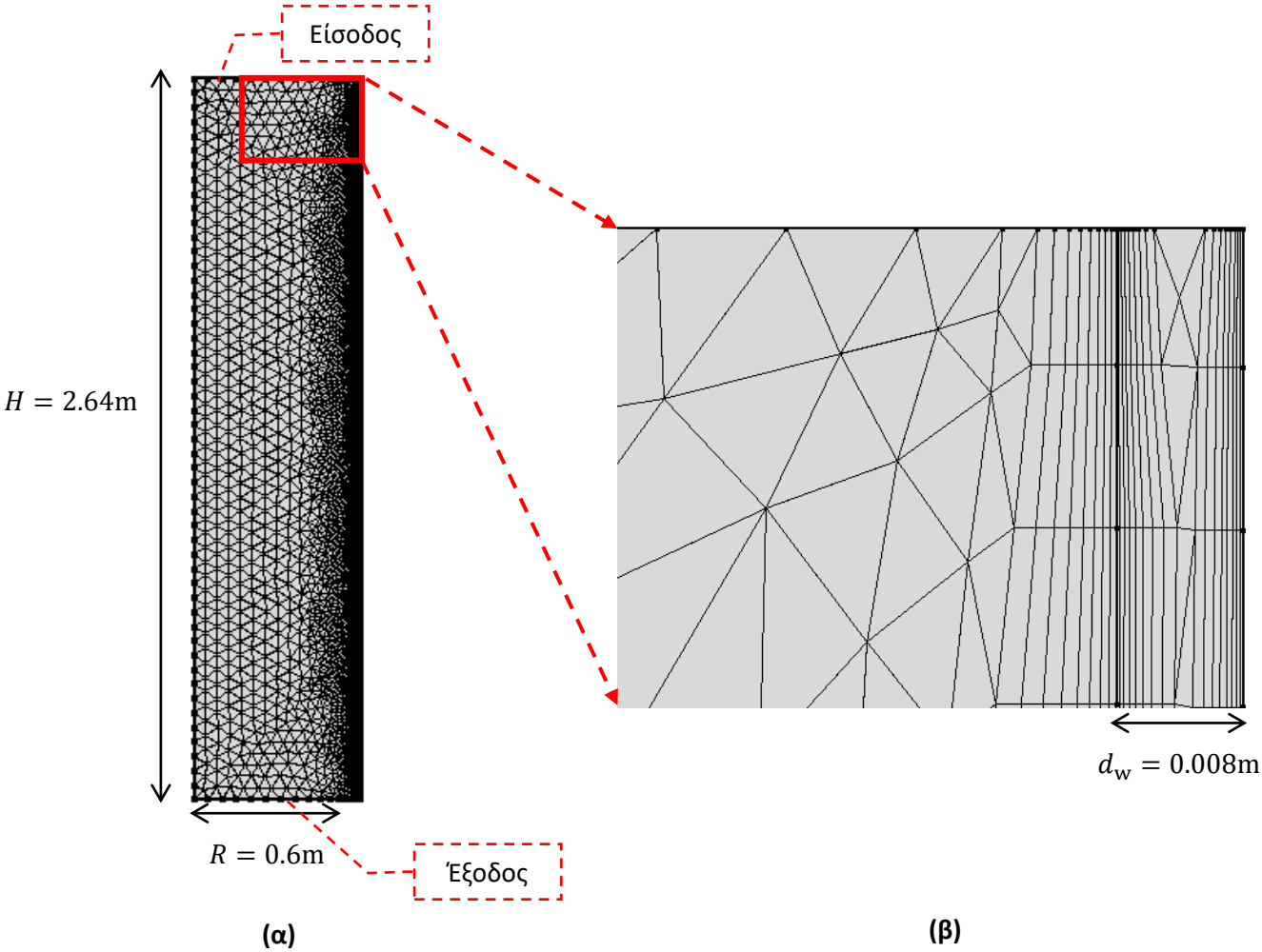
Υπενθυμίζεται, μάλιστα, ότι στα εν λόγω Σχήματα Ι.6 και Ι.7 παρουσιάζεται μόνο το χωρίο που περιγράφεται από τις συντεταγμένες:

$$\begin{cases} 0 \le r \le R \\ \varphi = 0 \\ 0 \le z \le H \end{cases}$$

μιας και το πρόβλημα λύνεται με διδιάστατη αξονική συμμετρία (2D Axisymmetric).



Σχήμα Ι.6: Επιλυόμενη γεωμετρία χωρίς να λαμβάνεται υπόψιν το τοίχωμα της δεξαμενής και υπολογιστικό πλέγμα της κλίνης που μελετάται στην αναφορά [17], για φόρτιση δεξαμενής σφαιριδίων αλουμίνας με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο Jarysol®. Απεικόνιση: (α) σε όλη την έκταση του μελετώμενου χωρίου και (β) με εστίαση στο άνω δεξιό άκρο του χωρίου



Σχήμα Ι.7: Επιλυόμενη γεωμετρία λαμβάνοντας υπόψιν το τοίχωμα της δεξαμενής και υπολογιστικό πλέγμα της κλίνης που μελετάται στην αναφορά [17], για φόρτιση δεξαμενής σφαιριδίων αλουμίνας με εργαζόμενο ρευστό το εμπορικό έλαιο Jarysol®. Απεικόνιση: (α) σε όλη την έκταση του μελετώμενου χωρίου και (β) με εστίαση στο άνω δεξιό άκρο του χωρίου

Επιπροσθέτως, άξια λόγου είναι και η τροποποίηση των εφαρμοζόμενων συνοριακών συνθηκών, όταν στην προσομοίωση λαμβάνεται υπόψιν το μη αμελητέο πάχος του τοιχώματος της δεξαμενής. Όταν αυτό δε λαμβάνεται υπόψιν, οι συνοριακές συνθήκες είναι αυτές που περιγράφονται από τις Εξισώσεις 3.39 έως 3.46 (όπως, άλλωστε, και στις προηγούμενες μελετώμενες περιπτώσεις), ενώ, όταν λαμβάνεται υπόψιν, η συνθήκη της Εξίσωσης 3.46 αντικαθίσταται από εκείνη της Εξίσωσης 3.53 και εισάγονται, επιπλέον, οι συνοριακές συνθήκες των Εξισώσεων 3.54, 3.57 και 3.58.

Τέλος, προκειμένου να υποβοηθηθεί η σύγκλιση της υπολογιστικής προσομοίωσης, μειώνεται το Initial step από 0.001h σε 2·1e-6h και το Maximum step από 0.1h σε 0.02h (κάτω από τις επιλογές Study, Solver Configurations, Solution, Time-Dependent Solver και Time Stepping).

Ι.4. Επαλήθευση Ισοζυγίου Ενέργειας για Δεξαμενή με Αποθηκευτικό Μέσο Σφαιρίδια Αλουμίνας και Εργαζόμενο Ρευστό Θερμικό Έλαιο (Πειραματικά Δεδομένα των Vannerem et al. [17])

Στο τμήμα αυτό του Παραρτήματος Ι γίνεται διατύπωση του ισοζυγίου ενέργειας για δεξαμενές αποθήκευσης θερμότητας και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των σχετικών υπολογισμών για τη μελετώμενη περίπτωση του υποκεφαλαίου 3.3.3.

Αναλυτικότερα, για τέτοιου είδους μελετώμενα συστήματα, στα οποία δεν υπάρχει παραγωγή έργου και οι μεταβολές της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας θεωρούνται αμελητέες, το ισοζύγιο ενέργειας μπορεί να γραφτεί ως εξής:

$$\int_0^{V_\mathrm{b}} \left[\varepsilon\rho_\mathrm{f} c_{p,\mathrm{f}} \Delta T_\mathrm{f} + (1-\varepsilon)\rho_\mathrm{s} c_{p,\mathrm{s}} \Delta T_\mathrm{s}\right] dV + \int_0^{V_\mathrm{w}} \rho_\mathrm{w} c_{p,\mathrm{w}} \Delta T_\mathrm{w} dV =$$

$$= \int_0^t \int_0^{A_\mathrm{in}} \varepsilon\rho_\mathrm{f} |v_\infty| c_{p,\mathrm{f}} (T_\mathrm{f}|_\mathrm{in} - T_\mathrm{ref}) dA\, dt - \int_0^t \int_0^{A_\mathrm{out}} \varepsilon\rho_\mathrm{f} |v_\infty| c_{p,\mathrm{f}} (T_\mathrm{f}|_\mathrm{out} - T_\mathrm{ref}) dA\, dt$$

$$- \int_0^t \int_0^{A_\mathrm{lat}} U_\mathrm{w} (T_\mathrm{f}|_{r=R} - T_\mathrm{amb}) dA\, dt \qquad \text{(Εξ. Ι. 5)},$$

όπου V_b ο όγκος της κλίνης, V_w ο όγκος που καταλαμβάνεται από το τοίχωμα, $\varepsilon\rho_\mathrm{f}$ και $(1-\varepsilon)\rho_\mathrm{s}$ η ενεργή πυκνότητα του εργαζόμενου ρευστού και του στερεού αποθηκευτικού μέσου, αντίστοιχα, $\Delta T_\mathrm{f} = T_\mathrm{f} - T_0$, $\Delta T_\mathrm{s} = T_\mathrm{s} - T_0$ και $\Delta T_\mathrm{w} = T_\mathrm{w} - T_0$ οι θερμοκρασιακές διαφορές του ρευστού, του στερεού και του τοιχώματος, αντίστοιχα, σε σχέση με την αρχική τους θερμοκρασία (T_0), A_in η διατομή της εγκάρσιας επιφάνειας εισόδου στη δεξαμενή, η οποία είναι ίση με την αντίστοιχη A_out της εξόδου (κυλινδρική δεξαμενή σταθερής διαμέτρου), A_lat η παράπλευρη επιφάνεια της δεξαμενής, διά μέσου της οποίας πραγματοποιούνται οι απώλειες θερμότητας, και $T_\mathrm{f}|_\mathrm{in}$ και $T_\mathrm{f}|_\mathrm{out}$ οι μέσες θερμοκρασίες του ρευστού στα σημεία εισόδου και εξόδου του από τη δεξαμενή, αντίστοιχα.

Στην Εξίσωση αυτή, λοιπόν, το αριστερό σκέλος εκφράζει το ποσό θερμότητας το οποίο αποθηκεύεται στη δεξαμενή (η οποία αποτελείται από τρεις διακριτές θερμοχωρητικές μάζες: του εργαζόμενου ρευστού, του στερεού αποθηκευτικού μέσου και του υλικού του τοιχώματος), ενώ το δεξί σκέλος περιγράφει το καθαρό ποσό θερμότητας που εισέρχεται στη δεξαμενή (είσοδος – έξοδος – απώλειες). Μάλιστα, δοθέντος ότι οι θερμοκρασιακές διαφορές ΔT_f, ΔT_s και ΔT_w λαμβάνονται ως προς την αρχική θερμοκρασία T_0 της κλίνης και, ακόμα, όλες οι χρονικές ολοκληρώσεις λαμβάνουν χώρα με κάτω όριο ολοκλήρωσης τη χρονική στιγμή $t = 0$, όλα τα μεγέθη που υπεισέρχονται στην Εξίσωση έχουν ως σημείο αναφοράς την αρχική κατάσταση της κλίνης κατά τη χρονική στιγμή $t = 0$.

Όσον αφορά στις ολοκληρώσεις που υπεισέρχονται στο ισοζύγιο (βλ. Εξίσωση Ι. 5), σημειώνεται ότι αυτές λαμβάνουν χώρα προκειμένου να τηρείται η συμβατότητα μονάδων μεταξύ όλων των όρων, ώστε, τελικά, το ισοζύγιο να γράφεται σε μονάδες ενέργειας (J). Πιο συγκεκριμένα, οι χωρικές ολοκληρώσεις (ως προς dV) πραγματοποιούνται στην υπολογιστική προσομοίωση μέσω της επιλογής Surface Integration (διαλέγοντας το κατάλληλο χωρίο και επιλέγοντας Compute volume integral), οι επιφανειακές ολοκληρώσεις (ως προς dA) μέσω της επιλογής Line Integration (διαλέγοντας το κατάλληλο σύνορο του

χωρίου μέσω του οποίου μεταφέρεται το εκάστοτε ποσό θερμότητας και επιλέγοντας Compute surface integral), ενώ οι χρονικές ολοκληρώσεις (ως προς dt) πληκτρολογώντας στη θέση Expression της εκάστοτε ολοκλήρωσης την έκφραση: timeint(0, t, «έκφραση»), όπου «έκφραση» η εκάστοτε προς χωρική ή επιφανειακή ολοκλήρωση έκφραση. Τέλος, αναφορικά με τη θερμοκρασία αναφοράς (T_{ref}) που υπεισέρχεται στο ισοζύγιο, επιλέγεται η τιμή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (T_{amb}), αν και η επιλογή της συγκεκριμένης τιμής δεν επηρεάζει την επαλήθευση ή όχι του ισοζυγίου ενέργειας, μιας και ο συγκεκριμένος όρος απαλείφεται κατά την αφαίρεση των όρων εισόδου και εξόδου.

Λαμβάνοντας, λοιπόν, 50 σημεία εντός του μελετώμενου διαστήματος 0 – 2 h, δηλαδή κάνοντας τις χρονικές ολοκληρώσεις με βήμα 0.04h, προκύπτουν για κάθε όρο της Εξίσωσης I. 5 τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στους Πίνακες I.2 και I.3. Προσθέτοντας όλες τις στήλες των παραπάνω Πινάκων προκύπτουν τα αποτελέσματα για το αριστερό και το δεξιό σκέλος του ισοζυγίου ενέργειας που παρατίθενται παρακάτω στον Πίνακα I.4, όπου, επίσης, φαίνεται το σχετικό σφάλμα της επαλήθευσης του ισοζυγίου ενέργειας, τόσο ως προς το αριστερό όσο και ως προς το δεξιό σκέλος.

Πίνακας I.2: Αποτελέσματα υπολογισμών για τους όρους του αριστερού σκέλους της Εξίσωσης I. 5

Χρόνος t (h)	**Όρος** $\int_0^{V_{\mathrm{b}}} \varepsilon \rho_{\mathrm{f}} c_{p,\mathrm{f}} \Delta T_{\mathrm{f}} dV$ **[J]**	**Όρος** $\int_0^{V_{\mathrm{b}}} \left[(1-\varepsilon)\rho_{\mathrm{s}} c_{p,s} \Delta T_{\mathrm{s}}\right] dV$ **[J]**	**Όρος** $\int_0^{V_{\mathrm{w}}} \rho_{\mathrm{w}} c_{p,\mathrm{w}} \Delta T_{\mathrm{w}} dV$ **[J]**
0.00	0.00	0.00	-5.86
0.04	184854.13	152723.03	-9102.19
0.08	642010.35	747485.59	26219.05
0.12	1256823.69	1637612.41	82043.56
0.16	2285636.73	3315946.32	187658.60
0.20	3417949.70	5191332.01	305721.26
0.24	4550262.66	7066717.70	423783.93
0.28	5992567.23	9533235.49	578700.84
0.32	7641532.88	12393841.36	758187.24
0.36	9290498.52	15254447.22	937673.64
0.40	11127086.62	18511668.58	1141363.15
0.44	13245108.40	22363813.17	1381357.32
0.48	15363130.18	26215957.75	1621351.49
0.52	17481151.95	30068102.34	1861345.66
0.56	19599173.73	33920246.93	2101339.84
0.60	21726044.37	37848215.56	2345652.38
0.64	23866188.28	41889920.28	2596442.47
0.68	26006332.20	45931624.99	2847232.56
0.72	28146476.12	49973329.71	3098022.65
0.76	30286620.04	54015034.42	3348812.74
0.80	32422483.36	58061654.17	3600630.91
0.84	34551925.78	62115646.48	3853991.19
0.88	36681368.20	66169638.78	4107351.48

0.92	38810810.62	70223631.08	4360711.77
0.96	40940253.04	74277623.38	4614072.06
1.00	42968287.36	78168535.99	4857485.14
1.04	44844209.51	81814829.06	5085977.43
1.08	46720131.66	85461122.13	5314469.71
1.12	48596053.81	89107415.20	5542961.99
1.16	50471975.96	92753708.27	5771454.28
1.20	52224983.20	96176990.74	5986418.90
1.24	53793618.09	99265757.30	6181092.03
1.28	55362252.97	102354523.86	6375765.17
1.32	56930887.85	105443290.43	6570438.30
1.36	58499522.73	108532056.99	6765111.43
1.40	59938076.34	111376761.96	6944744.80
1.44	61181508.03	113855374.55	7101818.53
1.48	62424939.71	116333987.14	7258892.26
1.52	63668371.40	118812599.73	7415965.99
1.56	64911803.09	121291212.32	7573039.72
1.60	66031074.48	123532169.54	7715270.63
1.64	66964105.44	125416643.71	7835237.30
1.68	67897136.39	127301117.88	7955203.98
1.72	68830167.35	129185592.05	8075170.66
1.76	69763198.30	131070066.23	8195137.34
1.80	70654225.92	132873067.18	8309980.07
1.84	71455024.14	134501051.60	8413815.80
1.88	72216930.37	136053597.85	8512907.13
1.92	72939944.62	137530705.93	8607254.06
1.96	73624066.90	138932375.85	8696856.60
2.00	74262846.92	140244739.84	8780806.20

Πίνακας Ι.3: Αποτελέσματα υπολογισμών για τους όρους του δεξιού σκέλους της Εξίσωσης Ι. 5

Χρόνος t (h)	**Όρος** $\int_0^t \int_0^{A_{\mathrm{in}}} \varepsilon \rho_{\mathrm{f}} \lvert v_\infty \rvert c_{p,\mathrm{f}} (T_{\mathrm{f}}\rvert_{\mathrm{in}} - T_{\mathrm{ref}}) dA\, dt$ **[J]**	**Όρος** $\int_0^t \int_0^{A_{\mathrm{out}}} \varepsilon \rho_{\mathrm{f}} \lvert v_\infty \rvert c_{p,\mathrm{f}} (T_{\mathrm{f}}\rvert_{\mathrm{out}} - T_{\mathrm{ref}}) dA\, dt$ **[J]**	**Όρος** $\int_0^t \int_0^{A_{\mathrm{lat}}} U_{\mathrm{w}} (T_{\mathrm{f}}\rvert_{r=R} - T_{\mathrm{amb}}) dA\, dt$ **[J]**
0.00	0.00	0.00	0.00
0.04	19767703.45	19563229.84	62028.85
0.08	40065278.09	39124460.14	124092.63
0.12	60851995.86	58683867.94	186275.57
0.16	82127819.14	78241569.01	248643.09
0.20	103892740.42	97797781.35	311295.45
0.24	126146759.53	117352510.39	374235.18

0.28	148889876.76	136906172.46	437494.45
0.32	172122093.01	156460048.58	501172.30
0.36	195843408.44	176014362.94	565286.08
0.40	220034842.27	195570947.45	629852.78
0.44	244587932.93	215140270.25	694969.57
0.48	269467430.44	234725733.51	760668.04
0.52	294673334.78	254327337.21	826948.19
0.56	320205645.95	273945081.36	893810.01
0.60	346037772.60	293582849.29	961256.45
0.64	372017764.06	313262831.48	1029304.32
0.68	398096236.39	332992239.83	1097959.08
0.72	424273189.57	352771074.36	1167220.74
0.76	450548623.61	372599335.06	1237089.30
0.80	476922196.32	392482451.11	1307565.46
0.84	503391952.26	412451446.48	1378653.27
0.88	529957255.94	432516403.95	1450354.04
0.92	556618107.35	452677323.52	1522667.77
0.96	583374506.49	472934205.18	1595594.46
1.00	610216318.14	493292618.73	1669127.05
1.04	637085626.75	513784391.47	1743225.09
1.08	663963609.76	534419867.26	1817875.46
1.12	690850267.18	555199046.13	1893078.14
1.16	717745599.00	576121928.06	1968833.15
1.20	744648502.01	597192671.82	2045130.92
1.24	771552672.10	618435041.88	2121916.79
1.28	798456060.44	639856761.65	2199173.01
1.32	825358667.02	661457831.16	2276899.56
1.36	852260491.85	683238250.39	2355096.47
1.40	879161614.19	705199788.84	2433753.09
1.44	906062487.00	727352557.87	2512808.76
1.48	932963257.48	749699843.70	2592243.74
1.52	959863925.64	772241646.31	2672058.05
1.56	986764491.47	794977965.70	2752251.67
1.60	1013664967.58	817908063.51	2832814.15
1.64	1040565426.06	841027720.43	2913685.63
1.68	1067465890.33	864335565.19	2994846.66
1.72	1094366360.38	887831597.78	3076297.26
1.76	1121266836.21	911515818.23	3158037.42
1.80	1148167317.62	935387465.14	3240063.72
1.84	1175067803.11	959441179.18	3322352.07
1.88	1201968291.60	983673127.99	3404885.25
1.92	1228868782.39	1008080759.50	3487651.78
1.96	1255769274.76	1032661521.63	3570640.20
2.00	1282669768.01	1057412094.87	3653838.43

Πίνακας Ι.4: Αθροίσματα αριστερού και δεξιού σκέλους της Εξίσωσης Ι. 5 και σχετικά σφάλματα του ισοζυγίου ενέργειας

Χρόνος *t* (h)	**Άθροισμα Όρων Αριστερού Σκέλους [J]**	**Άθροισμα Όρων Δεξιού Σκέλους [J]**	**Σχετικό Σφάλμα Ισοζυγίου ως προς το Αριστερό Σκέλος [%]**	**Σχετικό Σφάλμα Ισοζυγίου ως προς το Δεξιό Σκέλος [%]**
0.00	-5.86	0.00	-	-
0.04	328474.98	142444.76	56.63	130.60
0.08	1415714.98	816725.33	42.31	73.34
0.12	2976479.66	1981852.36	33.42	50.19
0.16	5789241.65	3637607.04	37.17	59.15
0.20	8915002.97	5783663.62	35.12	54.14
0.24	12040764.29	8420013.97	30.07	43.00
0.28	16104503.56	11546209.86	28.30	39.48
0.32	20793561.47	15160872.13	27.09	37.15
0.36	25482619.38	19263759.42	24.40	32.28
0.40	30780118.34	23834042.04	22.57	29.14
0.44	36990278.88	28752693.11	22.27	28.65
0.48	43200439.42	33981028.89	21.34	27.13
0.52	49410599.96	39519049.38	20.02	25.03
0.56	55620760.49	45366754.59	18.44	22.60
0.60	61919912.31	51493666.86	16.84	20.25
0.64	68352551.03	57725628.27	15.55	18.41
0.68	74785189.75	64006037.47	14.41	16.84
0.72	81217828.47	70334894.47	13.40	15.47
0.76	87650467.20	76712199.26	12.48	14.26
0.80	94084768.43	83132179.75	11.64	13.17
0.84	100521563.45	89561852.52	10.90	12.24
0.88	106958358.46	95990497.96	10.25	11.43
0.92	113395153.47	102418116.06	9.68	10.72
0.96	119831948.48	108844706.84	9.17	10.09
1.00	125994308.49	115254572.36	8.52	9.32
1.04	131745016.00	121558010.19	7.73	8.38
1.08	137495723.50	127725867.04	7.11	7.65
1.12	143246431.00	133758142.91	6.62	7.09
1.16	148997138.51	139654837.79	6.27	6.69
1.20	154388392.84	145410699.27	5.82	6.17
1.24	159240467.42	150995713.43	5.18	5.46
1.28	164092542.00	156400125.78	4.69	4.92
1.32	168944616.58	161623936.30	4.33	4.53
1.36	173796691.16	166667144.99	4.10	4.28
1.40	178259583.11	171528072.26	3.78	3.92
1.44	182138701.11	176197120.37	3.26	3.37
1.48	186017819.11	180671170.04	2.87	2.96
1.52	189896937.12	184950221.28	2.60	2.67
1.56	193776055.12	189034274.09	2.45	2.51

1.60	197278514.65	192924089.93	2.21	2.26
1.64	200215986.45	196624020.01	1.79	1.83
1.68	203153458.26	200135478.48	1.49	1.51
1.72	206090930.06	203458465.33	1.28	1.29
1.76	209028401.87	206592980.56	1.17	1.18
1.80	211837273.17	209539788.76	1.08	1.10
1.84	214369891.53	212304271.86	0.96	0.97
1.88	216783435.34	214890278.37	0.87	0.88
1.92	219077904.62	217300371.12	0.81	0.82
1.96	221253299.35	219537112.93	0.78	0.78
2.00	223288392.95	221603834.72	0.75	0.76

II. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ ΙΙ: Ιδιότητες Θερμικού Ελαίου Therminol® SP

Στο Παράρτημα αυτό παρουσιάζονται στον Πίνακα ΙΙ.1 οι ιδιότητες (πυκνότητα, ειδική θερμοχωρητικότητα, θερμική αγωγιμότητα και δυναμικό ιξώδες) του εμπορικού θερμικού ελαίου Therminol® SP σε σχέση με τη θερμοκρασία, όπως αυτές δίνονται από τον κατασκευαστή του [36].

Πίνακας ΙΙ.1: Ιδιότητες του εμπορικού θερμικού ελαίου Therminol® SP συναρτήσει της θερμοκρασίας

Θερμοκρασία (°C)	**Πυκνότητα (kg/m^3)**	**Ειδική Θερμοχωρητικότητα (kJ/(kg·K))**	**Θερμική Αγωγιμότητα (W/(m·K))**	**Δυναμικό Ιξώδες (mPa·s)**
-28	904	1.73	0.1340	1820
-20	899	1.76	0.1331	756
-10	892	1.80	0.1319	309
0	885	1.83	0.1307	143
10	878	1.87	0.1296	73.8
20	872	1.91	0.1284	41.6
30	865	1.94	0.1273	25.2
40	858	1.98	0.1261	16.3
50	852	2.01	0.1249	11.1
60	845	2.05	0.1238	7.93
70	838	2.08	0.1226	5.89
80	831	2.12	0.1214	4.52
90	825	2.16	0.1203	3.56
100	818	2.19	0.1191	2.88
110	811	2.23	0.1179	2.38
120	804	2.26	0.1168	2.00
130	797	2.30	0.1156	1.71
140	790	2.33	0.1144	1.48
150	784	2.37	0.1133	1.29
160	777	2.40	0.1121	1.14
170	770	2.44	0.1109	1.02
180	763	2.47	0.1098	0.913
190	755	2.51	0.1086	0.825
200	748	2.54	0.1074	0.749
210	741	2.58	0.1062	0.683
220	734	2.61	0.1051	0.625
230	726	2.65	0.1039	0.574
240	719	2.68	0.1027	0.528
250	711	2.72	0.1015	0.488
260	704	2.75	0.1004	0.451
270	696	2.79	0.0992	0.418
280	688	2.83	0.0980	0.387
290	680	2.86	0.0968	0.360

300	672	2.90	0.0957	0.334
310	663	2.93	0.0945	0.311
320	655	2.97	0.0933	0.289

Από τις τιμές του παραπάνω Πίνακα δημιουργούνται τα παρακάτω πέντε διαγράμματα που φαίνονται στο Σχήμα ΙΙ.1, όπου φαίνεται η εξάρτηση των ιδιοτήτων από τη θερμοκρασία. Αναφορικά με την πυκνότητα, γίνεται προσέγγιση των δεδομένων με πολυωνυμικές γραμμές τάσης 1ου και 2ου βαθμού στο Microsoft Excel, όμως φαίνεται ότι η σχέση 2ου βαθμού παρουσιάζει υψηλότερο συντελεστή προσαρμογής στα δεδομένα και, τελικά, είναι αυτή που χρησιμοποιείται. Όσον αφορά στην ειδική θερμοχωρητικότητα και τη θερμική αγωγιμότητα, προσεγγίζονται και οι δύο από μία γραμμική γραμμή τάσης, επίσης με τη βοήθεια του Microsoft Excel. Τέλος, ως προς το δυναμικό ιξώδες, δεδομένου ότι η μεταβλητότητά του με τη θερμοκρασία είναι αρκετά υψηλή (διαφορά 4 τάξεων μεγέθους στο θερμοκρασιακό εύρος του Πίνακα ΙΙ.1), γίνεται προσέγγιση των πειραματικών σημείων μεταξύ των θερμοκρασιών 20 και 180°C, το οποίο είναι και το λειτουργικό εύρος του ρευστού στις μελετώμενες περιπτώσεις. Ακόμα, η εξάρτηση του ιξώδους από τη θερμοκρασία δεν προσεγγίζεται από πολυωνυμική, αλλά από μία εκθετική σχέση της μορφής: $\log \mu = \alpha_0 + \frac{\alpha_1}{T} + \alpha_2 \cdot T + \alpha_3 \cdot T^2$, όπου για την εύρεση των συντελεστών α_0, α_1, α_2 και α_3 εφαρμόζεται η μέθοδος των ελαχίστων τετραγώνων στο Microsoft Excel. Τελικά, οι σχέσεις που δίνουν τις εξαρτήσεις των ιδιοτήτων του θερμικού ελαίου από τη θερμοκρασία, οι οποίες απεικονίζονται και γραφικά με τις διακεκομμένες καμπύλες μαύρου χρώματος στα διαγράμματα (α) έως (ε) στο Σχήμα ΙΙ.1, είναι οι εξής:

$$\rho\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\right) = 884.9 - 0.6423 \cdot T - 0.0002214 \cdot T^2 \qquad (\text{Εξ. ΙΙ. 1}),$$

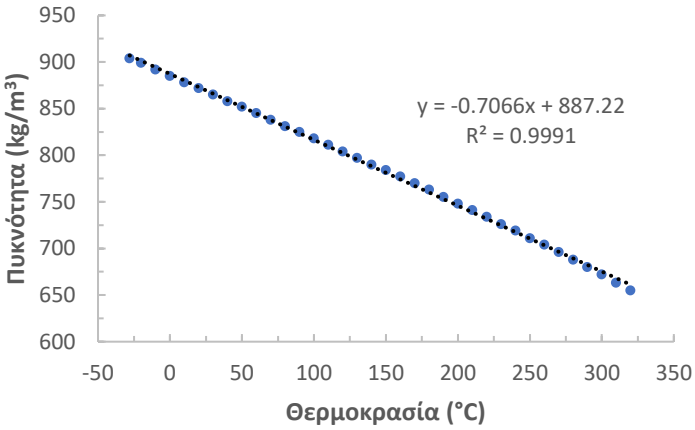
$$c_p\left(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K}}\right) = (1.835 + 0.003541 \cdot T) \cdot 1000 \qquad (\text{Εξ. ΙΙ. 2}),$$

$$k\left(\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m} \cdot \mathrm{K}}\right) = 0.1308 - 0.0001169 \cdot T \qquad (\text{Εξ. ΙΙ. 3})$$

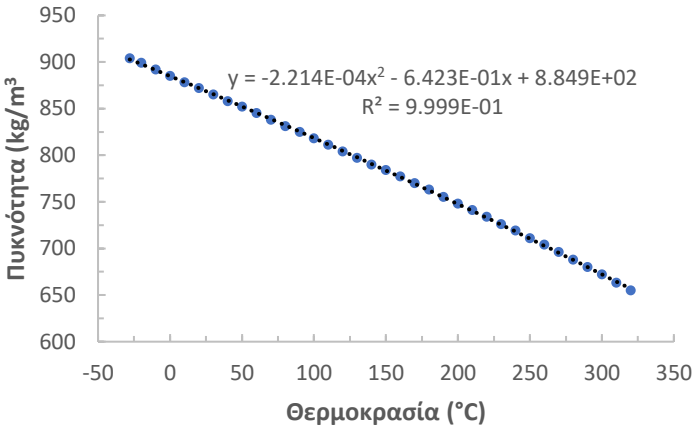
και

$$\mu(\mathrm{Pa} \cdot \mathrm{s}) = 10^{-27.967 + \frac{4755.2}{T} + 0.05862 \cdot T - 0.000044468 \cdot T^2} / 1000 \qquad (\text{Εξ. ΙΙ. 4}),$$

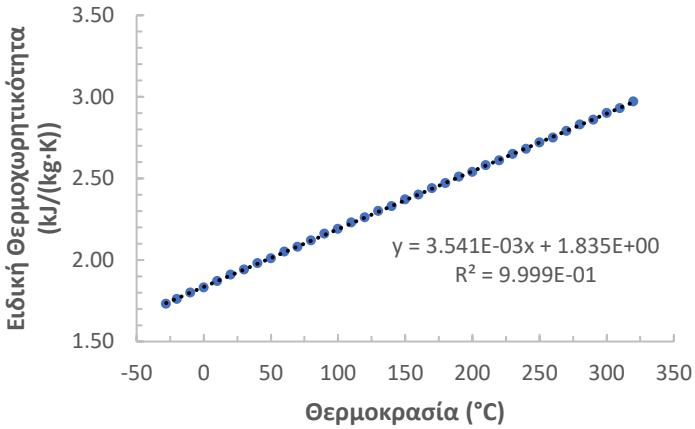
όπου στις Εξισώσεις ΙΙ. 1 έως ΙΙ. 3 η θερμοκρασία Τ είναι σε °C, ενώ στην Εξίσωση ΙΙ. 4 είναι σε Κ.



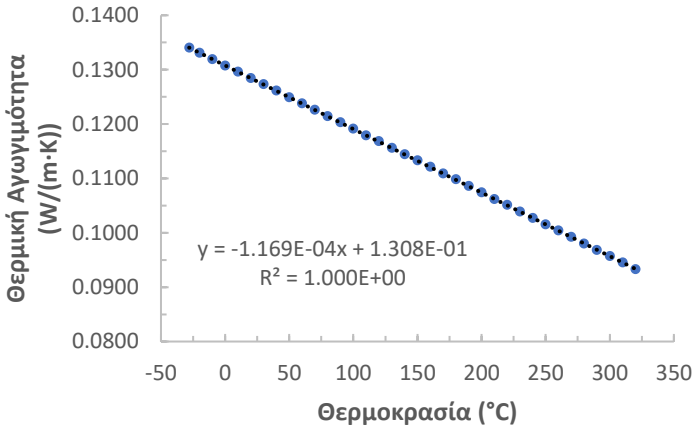
(α)



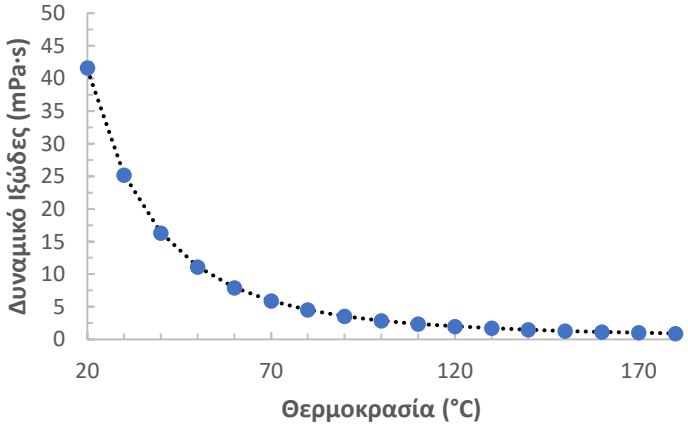
(β)



(γ)



(δ)



(ε)

Σχήμα ΙΙ.1: Γραφική απεικόνιση συναρτήσει της θερμοκρασίας του, για το θερμικό έλαιο Therminol® SP: (α) της πυκνότητας με 1ου βαθμού (γραμμική) γραμμή τάσης, (β) της πυκνότητας με 2ου βαθμού πολυωνυμική γραμμή τάσης, (γ) της ειδικής θερμοχωρητικότητας, (δ) της θερμικής αγωγιμότητας και (ε) του δυναμικού ιξώδους