



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

*Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών
«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»*

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Μοντελοποίηση διφασικής εκτόνωσης με χρήση του
υπολογιστικού εργαλείου PDSim**

**Της Μεταπτυχιακής Φοιτήτριας
Μονοκρούσου Ευρώπης**

**Επιβλέπων
Καρέλλας Σωτήριος, Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών**

Αθήνα, Οκτώβριος 2021

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ:

«Μοντελοποίηση διφασικής εκτόνωσης με χρήση του υπολογιστικού εργαλείου PDSim»

ΦΟΙΤΗΤΗΣ:

Μονοκρούσου Ευρώπη

Καρέλλας Σωτήριος, Καθηγητής, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

ΑΚΑΔΗΜΑΪΚΟ ΕΤΟΣ:

2020-21

Περίληψη

Στην παρούσα εργασία τροποποιήθηκε το λογισμικό ανοιχτού κώδικα, PDSim για τη μοντελοποίηση λειτουργίας του εκτονωτή στη διφασική περιοχή ενός ρευστού στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού προγράμματος REGEN-by-2. Αρχικά, με γνωστές τις θερμοδυναμικές καταστάσεις εισόδου και εξόδου του επιλεγόμενου ρευστού R1233zd(E), έγινε διερεύνηση και επιλογή των επιμέρους μοντέλων υπολογισμού ροής και απωλειών στη διφασική κατάσταση. Συγκεκριμένα εξετάστηκαν δύο μοντέλα απωλειών θερμότητας και έξι μοντέλα υπολογισμού πτώσης πίεσης στους αγωγούς. Έπειτα επιτεύχθηκε διερεύνηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών: Των γωνιών εξελιγμένης ϕ_{is} και ϕ_{os} , της επιφάνειας της θύρας εισόδου του ρευστού, A_{port} και του λόγου όγκου σχεδιασμού, VR. Συνολικά εξετάστηκαν τέσσερις διαφορετικές περιπτώσεις γεωμετρίας και ακολούθησε περαιτέρω μελέτη μεταξύ των τιμών της επιφάνειας της θύρας εισόδου και του λόγου όγκων σχεδιασμού μεταξύ της δεύτερης και τρίτης περίπτωσης. Βάσει της συγκεκριμένης ανάλυσης καθορίστηκε η βέλτιστη γεωμετρία του εκτονωτή με αδιαβατικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης 83.7 και 78.1 % θεωρώντας ιδανική λειτουργία. Τέλος, μελετήθηκε η επίδραση των απωλειών ροής, των απωλειών θερμότητας και πτώσης πίεσης στους αγωγούς εισόδου-εξόδου αλλά και των θερμικών απώλειών στους όγκους ελέγχου του εκτονωτή, μεμονωμένα αλλά και συνολικά. Η μελέτη επίδρασης έγινε για εύρος ξηρότητας εισόδου του ρευστού από 0.65 έως 0.85, για θερμοκρασία εισόδου από 60 έως 80°C και για ταχύτητα στροφών από 4500 έως 6000 rpm. Ο διφασικός εκτονωτής παρουσίασε ολικό ισεντροπικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης 56.1% έως 83.1% και 77.3% έως 82.9%, αντίστοιχα.

POST-GRADUATE THESIS: «Simulation of two-phase expansion process using the computational model PDSim»
STUDENT: Monokrousou Evropi
SUPERVISOR: Karellas Sotirios, Professor, School of Mechanical Engineering
ACADEMIC YEAR: 2020-21

Abstract

In this work, the modification of the PDSim open-source software was conducted for the modeling of two-phase expansion under the European program REGEN-by-2. Firstly, several models were investigated and selected in order to simulate the flow and the losses models in the design two-phase operational point, with the R1233zd(E) as the working fluid. More specifically, two heat transfer models and six pressure-drop models in tubes were examined. Afterwards, an investigation of several geometrical parameters was conducted, namely the involute angles ϕ_{is} and ϕ_{os} , the inlet port area, A_{port} and the design volume ratio, VR. Four geometry cases were examined altogether and consequently a study between the inlet port area and the design volume ratio of case 2 and case 3 was carried out. Apropos the specific geometry analysis, the optimal geometry of the two-phase expander was determined. Under ideal operation, the expander presented an adiabatic and volumetric efficiency of 83.7 and 78.1%, respectively. Ultimately, the effect of the leakage losses, the pressure-drop and heat-transfer losses in the expander tubes as well as the thermal losses in the control volumes were investigated, both separately and altogether. This investigation was carried out for a vapor inlet quality from 0.65 to 0.85, for an inlet temperature between 60 and 80 °C and the rotational ranged from 4500 to 6000 rpm. The two-phase scroll expander presented an overall isentropic and volumetric efficiency from 56.1% to 83.1% and 77.3% to 82.9%, respectively.

Πρόλογος

Με την περάτωση της διπλωματικής μου εργασίας θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα, Καθηγητή κ. Σωτήριο Καρέλλα, για την ευκαιρία και την εμπιστοσύνη που μου έδειξε κατά την εκπόνηση της παρούσας εργασίας. Επίσης οφείλω να δώσω θερμές ευχαριστίες στον υποψήφιο διδάκτορα Τρύφωνα Ρουμπεδάκη και στον Δρ. Κωνσταντίνο Μπραϊμάκη για τη συνεργασία, την καθοδήγηση και τη βοήθεια καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Περιεχόμενα

Πρόλογος	v
Λίστα Εικόνων.....	viii
Λίστα Πινάκων	xi
Πίνακας συμβόλων.....	xii
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
1.1 Είδη εκτονωτών Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC)	1
1.2 Στρόβιλοι εκτόνωσης	1
1.3 Εκτονωτές θετικής εκτόπισης	3
1.3.1 Σπειροειδείς εκτονωτές.....	3
1.3.2 Κοχλιοειδείς εκτονωτές.....	5
1.3.3 Περιστροφικοί πτερυγιοφόροι εκτονωτές	7
1.3.4 Εμβολοφόροι εκτονωτές	8
1.4 Σύγκριση εκτονωτών θετικής εκτόπισης	9
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ	1
2.1 Σπειροειδείς εκτονωτές (Τύπου scroll).....	1
2.2 Εκτονωτές διφασικής ροής	12
2.3 Μοντελοποίηση σπειροειδή εκτονωτή	16
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΔΙΦΑΣΙΚΟΥ ΕΚΤΟΝΩΤΗ.....	18
3.1 Περιγραφή θερμοδυναμικού κύκλου.....	18
3.2 Περιγραφή υπολογιστικού εργαλείου PDSim	20
3.3 Περιγραφή όγκων ελέγχου	22
3.4 Μαθηματική ανάλυση μοντέλου.....	23
3.4.1 Ισολογισμός μάζας και ενέργειας στον όγκο ελέγχου (Control volume, CV)	24
3.4.2 Υπολογισμός παροχής μάζας	24
3.4.3 Υπολογισμός εσωτερικών απωλειών ροής	25
3.4.4 Μοντέλα υπολογισμού μεταφορά θερμότητας και πτώσης πίεσης	25
3.4.5 Πτώση πίεσης στις σωληνώσεις.....	34
3.4.6 Συναλλαγή θερμότητας στους όγκους ελέγχου(CVs).....	37
3.4.7 Υπολογισμός μηχανικών απωλειών	39
3.4.8 Ισοζύγιο ενέργειας στον εκτονωτή.....	40
3.4.9 Αλγόριθμος επίλυσης	41
3.5 Ανάλυση παραμέτρων απόδοσης.....	42
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΤΟΥ ΕΚΤΟΝΩΤΗ	44
4.1 Διερεύνηση διαφόρων μελετών περίπτωσης γεωμετρίας των σπειρών	44
4.2 Επιλογή βέλτιστης γεωμετρίας σπειρών	48

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5.	ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΔΙΦΑΣΙΚΟΥ ΕΚΤΟΝΩΤΗ.....	50
5.1	Συνθήκες λειτουργίας εκτονωτή.....	50
5.2	Αποτελέσματα διφασικής εκτόνωσης του ρευστού R1233zd(E)	50
5.2.1	Ιδανική λειτουργία εκτονωτή	50
5.3	Επίδραση απωλειών ροής	54
5.4	Επίδραση απωλειών θερμότητας και πτώσης πίεσης στις σωληνώσεις	56
5.5	Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου	60
5.6	Επίδραση συνολικών απωλειών	63
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6.	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ	66
6.1	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	66
6.2	ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΕΥΝΑ	67

Λίστα Εικόνων

Εικόνα 1. Απεικόνιση (α)βαθμίδας στροβίλου, (β)τριγώνων ταχυτήτων στροβίλου ακτινικής ροής εισόδου[3] και (γ) βαθμίδας στροβίλου, (δ) τριγώνων ταχυτήτων στροβίλου αξονικής ροής [4]	2
Εικόνα 2. Σχηματική απεικόνιση βασικής λειτουργίας εκτονωτή	3
Εικόνα 3. Απώλειες υπό-εκτόνωσης (α) και υπέρ-εκτόνωσης(β) στον εκτονωτή	4
Εικόνα 4. Εσωτερικές απώλειες ροής στον σπειροειδή εκτονωτή [8].....	5
Εικόνα 5. Βασική δομή ενός κοχλιωτού εκτονωτή [9].....	5
Εικόνα 6. Αρχή λειτουργίας κοχλιωτού εκτονωτή [10].....	6
Εικόνα 7. Απώλειες ροής κοχλιοειδή εκτονωτή.....	6
Εικόνα 8. Βασική δομή και αρχή λειτουργίας περιστροφικού πτερυγιοφόρου εκτονωτή[15].....	7
Εικόνα 9. Εσωτερικές απώλειες ροής περιστροφικού πτερυγιοφόρου εκτονωτή.....	8
Εικόνα 10. Βασική λειτουργία παλινδρομικού εμβολοφόρου εκτονωτή ελεύθερων εμβόλων	9
Εικόνα 11. Ισχύς εκτονωτή και απωλειών για μεταβαλλόμενη ξηρότητα εισόδου	14
Εικόνα 12. Διάγραμμα πίεσης όγκου διφασικού εκτονωτή	15
Εικόνα 13. Διάγραμμα ροής θερμοδυναμικού κύκλου τριπαραγωγής.....	18
Εικόνα 14. Ενδεικτικό διάγραμμα T-s του κύκλου τριπαραγωγής	19
Εικόνα 15. Ενδεικτικό παράδειγμα δομής κύριου κώδικα σπειροειδή εκτονωτή	21
Εικόνα 16. Απεικόνιση εξειλιγμένης (α) και του ζεύγους εξειλιγμένων της σταθερής σπείρας του εκτονωτή [55]	22
Εικόνα 17. Διαμόρφωση όγκων ελέγχου κατά την περιστροφή του εκτονωτή	23
Για την επίλυση και των δύο μοντέλων είναι απαραίτητη η εφαρμογή επαναληπτικής μεθόδου έτσι ώστε να βρεθεί η τιμή της συναλλασσόμενης θερμότητας του τοιχώματος και του ρευστού. Το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου επίλυσης για την εύρεση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας απεικονίζεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 18).....	28
Εικόνα 19. Αλγόριθμος επίλυσης της συναλλασσόμενης θερμότητας στους σωλήνες εισόδου/εξόδου	28
Εικόνα 20. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (ατμοποίηση) ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου βάσει των σχέσεων Liu-Winterton και Shah	29
Εικόνα 21. Θερμική ροή ατμοποίησης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου βάσει των σχέσεων Liu-Winterton και Shah	30
Εικόνα 22. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (ατμοποίηση) ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου (Μοντέλο Shah) ($T_{wall}=315.15\text{ K}$, $T_{inlet}=298,15\text{ K}$, 303.15 K , $308,15\text{ K}$)	30
Εικόνα 23. Θερμική ροή ατμοποίησης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου(Μοντέλο Shah) ($T_{wall}=315.15\text{ K}$, $T_{inlet}=298,15\text{ K}$, 303.15 K , $308,15\text{ K}$)	31
Εικόνα 24. Διάγραμμα συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ατμοποίησης ως συνάρτηση της θερμικής ροής για θερμοκρασίες 10 και 40°C.....	31
Εικόνα 25. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (συμπύκνωση) ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου (Μοντέλο Shah) ($T_{wall}=315.15\text{ K}$, $T_{inlet}=323,15\text{ K}$, 333.15 K , $343,15\text{ K}$)	32
Εικόνα 26. Θερμική ροή ατμοποίησης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου(Μοντέλο Shah) ($T_{wall}=315.15\text{ K}$, $T_{inlet}=323,15\text{ K}$, 333.15 K , $343,15\text{ K}$)	33
Εικόνα 27. Διάγραμμα συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ατμοποίησης ως συνάρτηση της θερμοκρασιακής διαφοράς των τοιχωμάτων και της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ρευστού για θερμοκρασίες 40 και 60°C	33
Εικόνα 28. Πτώση πίεσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου για την σωλήνωση εισόδου ($T_{sat}=343.25\text{ K}$) και για τη σωλήνωση εξόδου ($T_{sat}=303.25\text{ K}$)	36

Εικόνα 29. Συντελεστής μεταφοράς στους όγκους ελέγχου θερμότητας ως συνάρτηση της ξηρότητας και θερμοκρασίας του ρευστού ($T_{wall}=315.15\text{ K}$, $T_{inlet}=313.15\text{ K}$, 323.15 K , $333,15\text{ K}$, $343,15\text{ K}$).....	38
Εικόνα 30. Συνδεσμολογία του εκτονωτή με τη γεννήτρια.....	39
Εικόνα 31. Διάγραμμα ροής θερμότητας στον εκτονωτή (Τροποποιημένο από [48]).....	40
Εικόνα 32. Διάγραμμα ροής αλγορίθμου επίλυσης ντετερμινιστικού μοντέλου.....	41
Εικόνα 33. Διάγραμμα εξεταζόμενων γεωμετρικών παραμέτρων για κάθε σενάριο μελέτης.....	45
Εικόνα 34. Διάγραμμα πίεσης-γωνίας για την (α) 1 ^η περίπτωση και (β) για τη 2 ^η περίπτωση γεωμετρίας.....	46
Εικόνα 35. Διάγραμμα πίεσης-γωνίας για την (α) 3 ^η περίπτωση και (β) 4 ^η περίπτωση γεωμετρίας.....	47
Εικόνα 36. Αδιαβατικός βαθμός απόδοσης για κάθε περίπτωση εξεταζόμενης γεωμετρίας.....	48
Εικόνα 37. Ογκομετρικός και αδιαβατικός βαθμός απόδοσης ως συνάρτηση της επιφάνειας οπής εισόδου.....	49
Εικόνα 38. Διάγραμμα ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου.....	51
Εικόνα 39. Διάγραμμα ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου.....	51
Εικόνα 40. Διάγραμμα ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου.....	52
Εικόνα 41. Διάγραμμα πίεσης όγκων ελέγχου ως συνάρτηση της γωνίας περιστροφής για (α) 4500 και (β) 6000 rpm.....	53
Εικόνα 42. Επίδραση απωλειών ροής στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή για μεταβλητή ξηρότητα εισόδου.....	54
Εικόνα 43. Επίδραση απωλειών ροής στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή για μεταβλητή ξηρότητα εισόδου.....	54
Εικόνα 44. Επίδραση απωλειών ροής στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή για μεταβλητές στροφές εκτονωτή.....	55
Εικόνα 45. Επίδραση απωλειών ροής στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή για μεταβλητές στροφές εκτονωτή.....	55
Εικόνα 46. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου του ρευστού.....	56
Εικόνα 47. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου του ρευστού.....	57
Εικόνα 48. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού.....	57
Εικόνα 49. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού.....	58
Εικόνα 50. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή.....	59
Εικόνα 51. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή.....	59
Εικόνα 52. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου.....	60
Εικόνα 53. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου.....	61

Εικόνα 54. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου	61
Εικόνα 55. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου	62
Εικόνα 56. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή	62
Εικόνα 57. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή	63
Εικόνα 58. Επίδραση συνολικών απωλειών στον ισεντροπικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου	64
Εικόνα 59. Επίδραση συνολικών απωλειών στον ισεντροπικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού	64
Εικόνα 60. Επίδραση συνολικών απωλειών στον ισεντροπικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ταχύτητας στροφών του εκτονωτή.....	65

Λίστα Πινάκων

Πίνακας 1. Σύγκριση χαρακτηριστικών λειτουργίας μεταξύ των στροβίλων αξονικής και ακτινικής ροής	2
Πίνακας 2. Σύγκριση εκτονωτών θετικής εκτόπισης	10
Πίνακας 3. Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα εκτονωτών θετικής εκτόπισης	10
Πίνακας 4. Βιβλιογραφική ανασκόπηση σπειροειδών εκτονωτών	11
Πίνακας 5. Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης της μελέτης [34]	13
Πίνακας 6. Αποτελέσματα μελέτης [36] για τα σημεία εκτός σχεδιασμού	15
Πίνακας 7. Σύνοψη μελετών μοντελοποίησης σπειροειδή εκτονωτή.....	17
Πίνακας 8. Πίνακας συμβόλων του διαγράμματος ροής	19
Τα γεωμετρικά δεδομένα του συμπιεστή/εκτονωτή (Πίνακας 9)	21
Πίνακας 10. Γεωμετρικοί παράμετροι εκτονωτή	22
Πίνακας 11. Παράμετροι εισόδου για τη συναλλαγή θερμότητας στις σωληνώσεις	29
Πίνακας 12. Δεδομένα εισόδου για τον υπολογισμό πτώσης πίεσης στις σωληνώσεις εισόδου-εξόδου	36
Πίνακας 13. Συγκεντρωτικός πίνακας μελετών επίδρασης γεωμετρικών παραμέτρων στην απόδοση των σπειροειδών εκτονωτών	44
Πίνακας 14. Ενδεικτικά αποτελέσματα για κάθε περίπτωση γεωμετρίας	45
Πίνακας 15. Συνθήκες λειτουργίας του σημείου σχεδιασμού του εκτονωτή	50
Πίνακας 16. Συνθήκες διερεύνησης του εκτονωτή.....	50

Πίνακας συμβόλων

A	Επιφάνεια	m^2
A_{th}	Επιφάνεια στένωσης ακροφυσίου	m^2
C	Σταθερά Lockhart-Martinelli	-
Co	Αριθμός αγωγής θερμότητας	-
c_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
D	Διάμετρος αγωγού	m
D_h	Υδραυλική διάμετρος	m
f	Συντελεστής τριβής	-
F	Δύναμη	N
F	Παράμετρος για την ατμοποίηση Shah	-
F	Συντελεστής ενίσχυσης βρασμού με συναγωγή	-
Fr	Αριθμός Froude	-
G	Ροή μάζας	$Kg/m^2\cdot s$
h	Ενθαλπία	kJ/kg
h_{fg}	Ενθαλπία ατμοποίησης	kJ/kg
h_{lo}	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας της υγρής φάσης του μίγματος	kJ/kg
h_{nb}	Συντελεστής βρασμού με φυσαλίδες	kJ/kg
h_s	Ύψος σπείρας	m
k	Αγωγιμότητα	$W/m\cdot K$
L	Μήκος αγωγού	m
\dot{m}	Παροχή μάζας	Kg/s
M	Μοριακή μάζα	$kg/kmol$
M	Ροπή τριβής	$N\cdot m$
M_{rr}	Ροπή τριβής από κύλιση	$N\cdot m$
N	Στροφές	rpm
N	Παράμετρος για την ατμοποίηση Shah	-
Nu	Αριθμός Nusselt	
p	Πίεση	$KPa\cdot bar$
P	Πίεση	kPa/bar
Pr	Αριθμός Prandtl	-
Q	Συναλλαγή θερμότητας	W
q''	Ροή θερμότητας	W/m^2
r_b	Ακτίνα βασικού κύκλου εξειλιγμένης	m
Re	Αριθμός Reynolds	
r_o	Ακτίνα τροχιάς	m
R_p	Τραχύτητα της επιφάνειας της σωλήνωσης	m
s	Εντροπία	$kJ/kg\cdot K$
S	Συντελεστής καταστολής βρασμού με φυσαλίδες	-
t	Πάχος σπείρας	m
T	Θερμοκρασία	$K\cdot ^\circ C$
u	Εσωτερική ενέργεια	$m^2\cdot kg/s^2$

u_e	Ειδικός όγκος	m^3/kg
V	Όγκος	m^3
V_{disp}	Όγκος εκτόπισης	-
V_{ratio}	Λόγος όγκου	-
W	Παραγόμενο έργο	W
x	Ξηρότητα ρευστού	-
X_d	Συντελεστής διόρθωσης διατομής ροής	-
Bo	Αριθμός βρασμού (boiling number)	-
M_{drag}	Ροπή τριβής από τις υδροδυναμικές δυνάμεις της λίπανσης των εδράνων κύλισης	$N\cdot m$
M_{seal}	Ροπή τριβής από την επαφή στεγανώσεων και εδράνων κυλίσεως	$N\cdot m$
M_{sl}	Ροπή τριβής από ολίσθηση	$N\cdot m$
X/X_{tt}	Παράμετρος Lockhart-Martinelli	-
<u>Ελληνικά Σύμβολα</u>		
α	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας	$W/m^2/K$
η	Βαθμός απόδοσης	-
ϑ	Γωνία περιστροφής	rad
μ	Συνεκτικότητα	$Pa\cdot s$
ρ	Πυκνότητα	kg/m^3
σ	Λόγος διατομών ανάντι και κατάντι ροών	-
φ	Γωνία εξειλιγμένης	rad
ω	Γωνιακή ταχύτητα	rad/s
<u>Δείκτες</u>		
0	Αρχικό σημείο	
2φ	Διφασικό μίγμα	
ad	Αδιαβατικός	
amb	Περιβάλλον	
$crit$	Κρίσιμο σημείο	
CV	όγκος ελέγχου	
e	Τελικό σημείο (πέρας)	
f	Κορεσμένο υγρό	
g	Κορεσμένος ατμός	
i	Εσωτερική εξειλιγμένη	
$inlet$	Είσοδος	
l	Κορεσμένο υγρό	
ml	Μηχανικές απώλειες	
$motor, los$	Ηλεκτρικές απώλειες	
o	Εξωτερική εξειλιγμένη	
o, is	Ολικός ισεντροπικός	
$outlet$	Έξοδος	
$port$	Θύρα εισόδου	
$radial$	Ακτινικός	

<i>s</i>	<i>Εκκίνηση</i>	
<i>sat</i>	<i>Κορεσμός</i>	
<i>shell</i>	<i>Κέλυφος</i>	
<i>tubes</i>	<i>Αγωγοί εισόδου-εξόδου</i>	
<i>vol</i>	<i>Ογκομετρικός</i>	
<i>wall</i>	<i>Τοίχωμα</i>	

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Είδη εκτόνων των Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC)

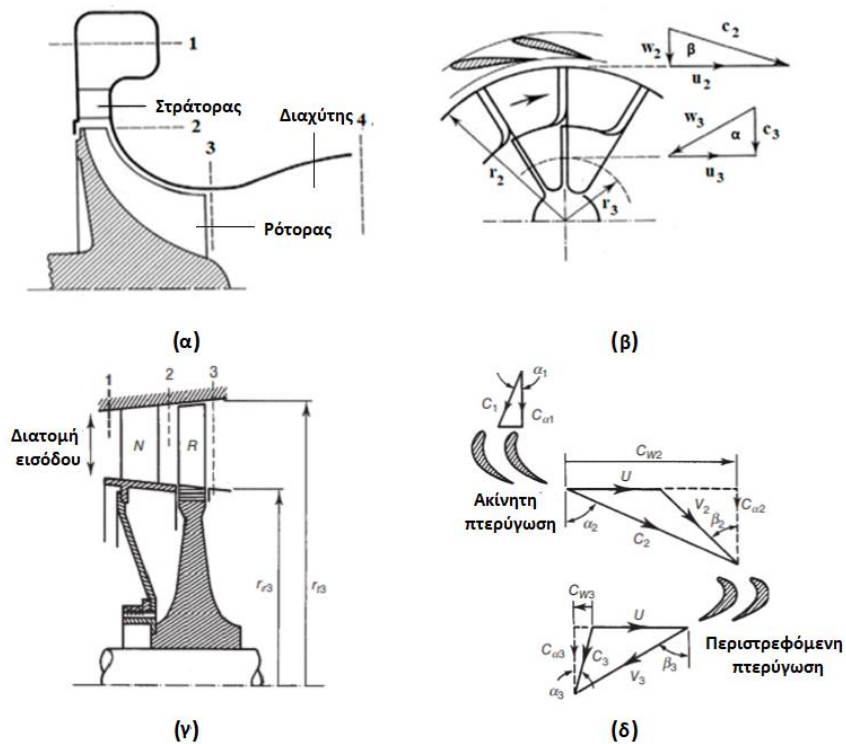
Οι μηχανές εκτόνωσης κατηγοριοποιούνται κυρίως βάσει της αρχής λειτουργίας τους σε δύο είδη: τους στροβίλους εκτόνωσης και τους εκτονωτές θετικής εκτόπισης. Οι στροβίλοι εκτόνωσης είναι τύπου δυναμικής ροής και η μηχανική ενέργεια παράγεται σε αυτούς καθώς το υψηλής ταχύτητας ρευστό περνά μέσα από μια σειρά πτερυγίων της μηχανής. Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης παράγουν έργο μέσω της εφαρμοζόμενης δύναμης του ρευστού στο κινητό μηχανικό εξάρτημα του εκτονωτή. Ο όγκος του θαλάμου εκτόνωσης αυξάνεται μέχρι τη μέγιστη τιμή του όπου το ρευστό απελευθερώνεται από τον εκτονωτή σε χαμηλή πίεση[1]. Οι υποκατηγορίες του κάθε είδους εκτονωτή παρουσιάζονται λεπτομερώς παρακάτω.

1.2 Στρόβιλοι εκτόνωσης

Οι στρόβιλοι εκτόνωσης ενός Οργανικού κύκλου Rankine παρουσιάζουν τις εξής διαφορές σε σχέση με τους συμβατικούς στροβίλους[2]:

- Για σταθερή διαφορά θερμοκρασίας εισόδου-εξόδου, η πτώση ενθαλπίας στους στροβίλους ORC είναι μικρότερη και συνεπώς σε αυτές τις μηχανές υπάρχει μικρότερος αριθμός βαθμίδων.
- Επειδή τα οργανικά ρευστά έχουν μεγαλύτερη πυκνότητα και μικρότερο ειδικό όγκο από τον ατμό, οι διαστάσεις του στροβίλου είναι συνολικά μικρότερες.
- Η μεγαλύτερη μοριακή μάζα των οργανικών ρευστών έχει ως αποτέλεσμα μικρότερες τιμές ταχύτητας ήχου σε σχέση με τον ατμό. Συνεπώς, ο σχεδιασμός των πτερυγίων του στροβίλου είναι πιο περίπλοκος διότι υπάρχει κίνδυνος λειτουργίας σε διηχητική ή υπερηχητική ροή και ακούθως απώλειες λόγω κρουστικού κύματος.

Κατά την εκτόνωση στους εν λόγω τύπου εκτονωτές το ρευστό υψηλής πίεσης εισχωρεί στην οπή εισόδου του στροβίλου και περνά από τα ακροφύσια όπου η υψηλή πίεση μετατρέπεται σε υψηλής ταχύτητας ρευστό. Το ρευστό υψηλής ταχύτητας διαρρέει έπειτα τα πτερύγια του στροβίλου και παράγεται μηχανικό έργο. Οι στροβιλομηχανές χωρίζονται σε δύο κύριες κατηγορίες -αξονικής και ακτινικής ροής- βάσει της κατεύθυνσης της ροής σε σχέση με τον άξονα. Οι στρόβιλοι ακτινικής ροής χωρίζονται σε ακτινικής ροής εισόδου (RITs) και ακτινικής ροής εξόδου (ROTs). Στην περίπτωση του τελευταίου, η ροή εισέρχεται στην μηχανή αξονικά στο κέντρο της, περνά από τον στάτορα και τον ρότορα και εξέρχεται με ακτινική κατεύθυνση. Στους στροβίλους ακτινικής εισόδου συμβαίνει το αντίθετο, δηλαδή η ροή εισέρχεται ακτινικά και εξέρχεται αξονικά του στροβίλου.



Εικόνα 1. Απεικόνιση (α) βαθμίδας στροβίλου, (β) τριγώνων ταχυτήτων στροβίλου ακτινικής ροής εισόδου[3] και (γ) βαθμίδας στροβίλου, (δ) τριγώνων ταχυτήτων στροβίλου αξονικής ροής [4]

Οι διαφορές ως προς τις συνθήκες λειτουργίας αλλά και την εφαρμογή του κάθε τύπου στροβίλου εκτόνωσης παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 1. Σύγκριση χαρακτηριστικών λειτουργίας μεταξύ των στροβίλων αξονικής και ακτινικής ροής

Παράμετρος λειτουργίας	Στρόβιλος ακτινικής ροής	Στρόβιλος αξονικής ροής
Παροχή μάζας/λόγος εκτόνωσης	Μικρή παροχή μάζας και υψηλός λόγος πιέσεων	Υψηλή παροχή μάζας και μικρός λόγος πιέσεων
Ρευστά υψηλής πυκνότητας/Υψηλό φορτίο πτερυγίων	Προτιμάται λόγω στιβαρού σχεδιασμού και του τρόπου σύνδεσης των πτερυγίων με τον άξονα της μηχανής	Μη κατάλληλος λόγω της κατασκευαστικής φύσεως του στροβίλου
Λόγος εκτόνωσης/Αριθμός βαθμίδων	Δυνατή η επίτευξη λόγου εκτόνωσης 9:1 με μία βαθμίδα στροβίλου ακτινικής ροής	Επίτευξη λόγου εκτόνωσης 9:1 με τουλάχιστον δύο βαθμίδες στροβίλου αξονικής ροής
Off-design λειτουργία	Μπορεί να επιτευχθεί καλή λειτουργία εκτός σημείου σχεδιασμού στους στροβίλους ακτινικής ροής εισόδου όταν χρησιμοποιούνται ακροφύσια μεταβλητής γεωμετρίας	Καλύτερη λειτουργία εκτός σημείου σχεδιασμού από τους στροβίλους ακτινικής ροής

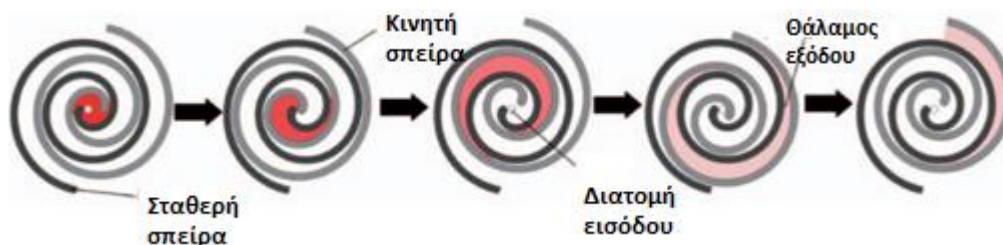
Γενικότερα, η εκτόνωση μέσω στροβίλων εφαρμόζεται σε μονάδες με παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ άνω των 50 kW_e. Οι στρόβιλοι εκτόνωσης παρουσιάζουν μη αποδεκτές απώλειες για παραγωγή ισχύος μικρότερη από 10 kW_e. Οι εκτονωτές δυναμικής ροής μικρότερου μεγέθους είναι ακριβοί και η λειτουργία τους σε υψηλές στροφές έχει ως αποτέλεσμα χαμηλούς βαθμούς απόδοσης κατά τη λειτουργία τους[5].

1.3 Εκτονωτές θετικής εκτόπισης

Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης χωρίζονται σε τέσσερις κύριες κατηγορίες: σπειροειδής εκτονωτής ή τύπου scroll, κοχλιοειδής εκτονωτής ή τύπου screw, περιστροφικό πτερυγοφόρος εκτονωτής (rotary vane) και παλινδρομικός εμβολοφόρος εκτονωτής (piston). Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης λειτουργούν με χαμηλότερες τιμές παροχής μάζας, περιστροφικής ταχύτητας και σε υψηλότερες τιμές λόγου πιέσεων σε σχέση με τους εκτονωτές δυναμικής ροής. Η πλειοψηφία αυτού του είδους εκτονωτών έχουν μελετηθεί ως τροποποιημένη μορφή συμπιεστών σε αντίστροφη λειτουργία. Από τις προαναφερθείσες κατηγορίες των εκτονωτών, οι σπειροειδείς και οι ελικοειδείς εκτονωτές είναι αυτοί που έχουν εμπορευματοποιηθεί, αφού η αγορά των εκτονωτών θετικής εκτόπισης δεν έχει ωριμάσει πλήρως μέχρι σήμερα. Η παραγωγή του μηχανικού έργου επιτυγχάνεται μέσω της εκτόνωσης του οργανικού ρευστού στον θάλαμο εκτόνωσης μέσω της μεταβολής του όγκου του. Το ρευστό εισέρχεται στον εκτονωτή και η πτώση πίεσης μετατρέπεται σε παραγόμενο έργο όσο ο όγκος του θαλάμου εκτόνωσης αυξάνεται.

1.3.1 Σπειροειδείς εκτονωτές

Τα κύρια μέρη ενός σπειροειδή εκτονωτή είναι η σταθερή και η κινητή σπείρα όπως απεικονίζεται στην Εικόνα 2, όπου η κινητή σπείρα περιστρέφεται έκκεντρα της σταθερής. Όταν η κινητή σπείρα ξεκινά να περιστρέφεται το ρευστό παγιδεύεται στο κέντρο του εκτονωτή και κατά την περιστροφή της (αριστερόστροφα) το ρευστό μετακινείται ακτινικά προς την έξοδο του στον θάλαμο εκτόνωσης.

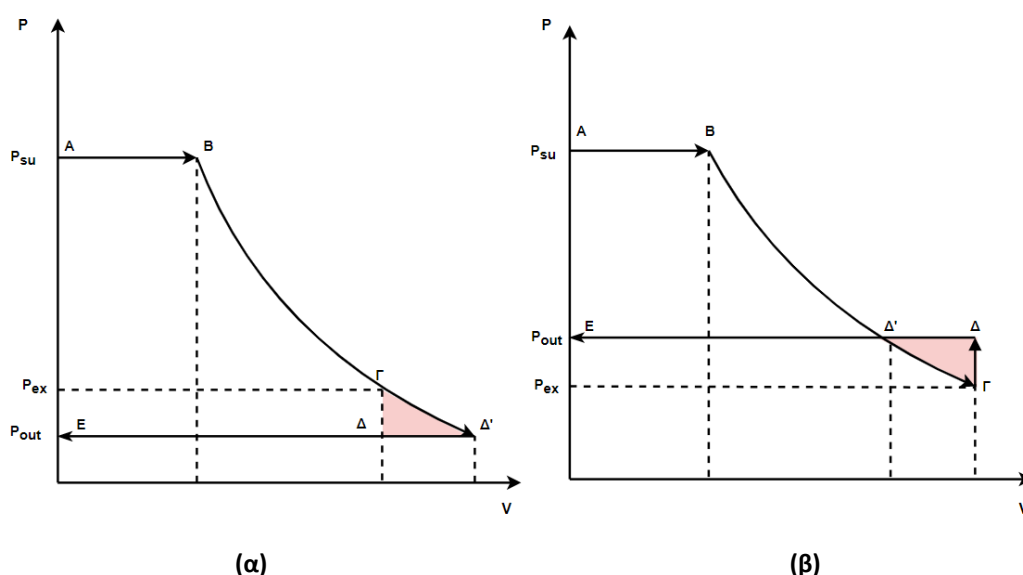


Εικόνα 2. Σχηματική απεικόνιση βασικής λειτουργίας εκτονωτή

Οι εκτονωτές τύπου scroll κατηγοριοποιούνται σε δύο είδη βάσει της απαίτησής τους σε λίπανση: Τους εκτονωτές τύπου “compliant” και “kinematically constrained”. Η λίπανση είναι απαραίτητη στους πρώτους, διαφορετικά ο εκτονωτής υπόκειται σε σημαντική φθορά. Αξίζει να σημειωθεί ότι το λάδι λίπανσης εισχωρεί στα διάκενα μεταξύ των θαλάμων του εκτονωτή και μειώνει τις απώλειες ροής[6]. Όπως έχει προαναφερθεί, οι σπειροειδείς μηχανές εκτόνωσης προκύπτουν συνήθως από τους σπειροειδείς συμπιεστές που χρησιμοποιούνται σε μικρά κυκλώματα ψύξης μηχανικής συμπίεσης και διακρίνονται σε δύο βασικές κατηγορίες βάσει το είδος στεγανοποίησής τους. Αυτές είναι οι κλειστού (hermetic, semi-hermetic type) και ανοιχτού τύπου (open-type) μηχανές συμπίεσης. Στις μηχανές κλειστού τύπου, ο εκτονωτής ή ο συμπιεστής βρίσκονται στο ίδιο κέλυφος με τη γεννήτρια ή τον κινητήρα, αντίστοιχα. Οι μηχανές αυτές περιέχονται σε κέλυφος που είτε μπορεί να

ανοιχθεί (semi-hermetic) είτε όχι (hermetic). Αντιθέτως, οι μηχανές ανοικτού τύπου δεν εμπεριέχονται στο ίδιο κέλυφος με τον κινητήρα ή τη γεννήτρια του συστήματος.

Μία σημαντική παράμετρος λειτουργίας ενός σπειροειδή εκτονωτή είναι ο κατασκευαστικός λόγος εκτόνωσης (built-in volume ratio), η οποία ισούται με τον λόγο μεταξύ του όγκου του θαλάμου εκτόνωσης στην αρχή και στο τέλος της φάσης εκτόνωσης. Αυτή η παράμετρος παίζει σημαντικό ρόλο στην λειτουργία του εκτονωτή αφού η τιμή της πρέπει να βρίσκεται σε συμφωνία με τον λόγο πίεσης λειτουργίας του έτσι ώστε να αποφευχθούν απώλειες λόγω υπέρ-εκτόνωσης ή υπο-εκτόνωσης[7]. Το φαινόμενο αυτό απεικονίζεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 1). Το τμήμα A-B αναπαριστά τη φάση αναρρόφησης, το τμήμα B-Γ τη φάση εκτόνωσης, και το Γ-Δ-Ε τη διαδικασία εκρόφησης του ρευστού από τον εκτονωτή. Οι πιέσεις P_{su} , P_{ex} και P_{out} απεικονίζουν την πίεση στην είσοδο, την πίεση στο τέλος της εκτόνωσης και την πίεση εξόδου από την μηχανή, αντίστοιχα. Όταν υπάρχουν απώλειες υπό-εκτόνωσης ο λόγος πίεσης της μηχανής είναι μεγαλύτερος από τον λόγο πίεσης σχεδιασμού και αντιθέτως όταν λαμβάνουν χώρα οι απώλειες υπέρ-εκτόνωσης.

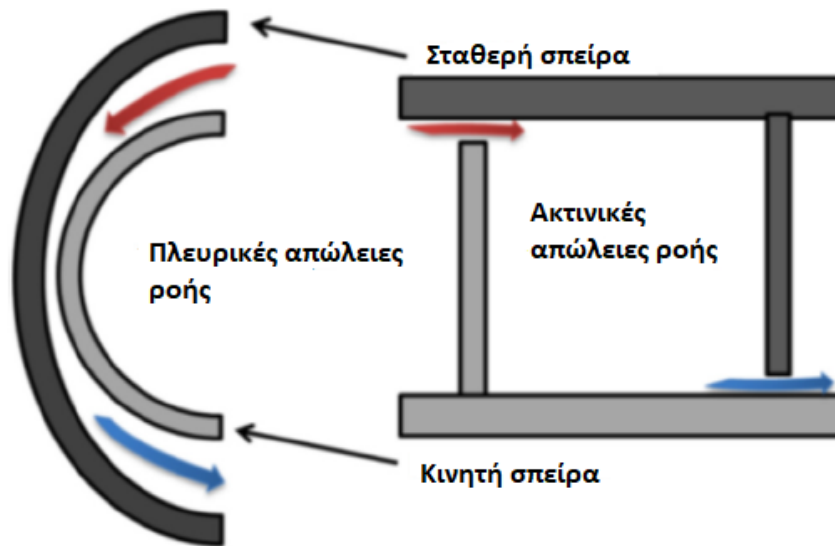


Εικόνα 3. Απώλειες υπο-εκτόνωσης (α) και υπέρ-εκτόνωσης (β) στον εκτονωτή

Αξίζει να σημειωθεί ότι οι απώλειες ροής εντός του εκτονωτή παίζουν επίσης σημαντικό ρόλο στην απόδοσή του. Υπάρχουν δύο είδη εσωτερικών απωλειών ροής: οι πλευρικές και οι ακτινικές. Οι ακτινικές απώλειες ροής υπάρχουν λόγω των διακένων που σχηματίζονται μεταξύ των σπειρών του εκτονωτή, του πάνω και του κάτω μέρους των τοιχωμάτων του εκτονωτή. Η διατομή των διακένων αυτών παραμένει σταθερή κατά τη λειτουργία του. Οι πλευρικές απώλειες ροής λαμβάνουν χώρα στο διάκενο μεταξύ των πλευρών των σπειρών του εκτονωτή.

Σε έναν σπειροειδή εκτονωτή λαμβάνουν χώρα τα παρακάτω είδη απωλειών:

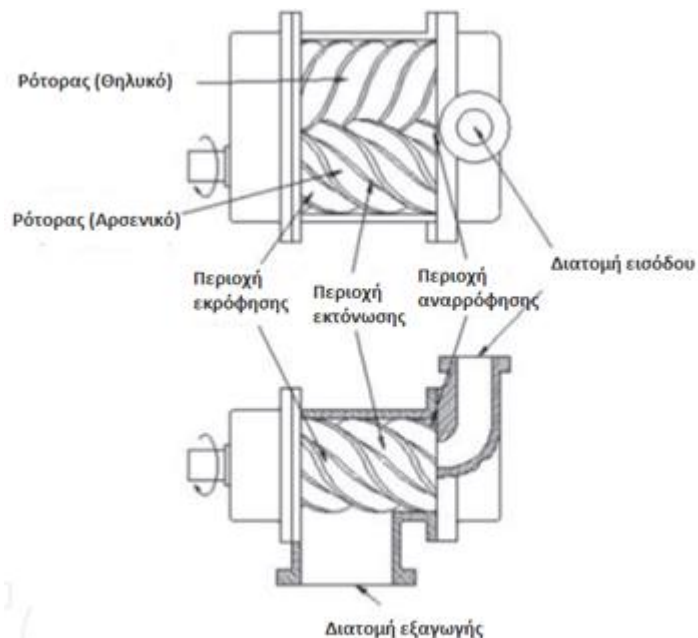
- Πτώση πίεσης κατά την είσοδο του ρευστού στον θάλαμο αναρρόφησης
- Απώλειες θερμότητας κατά την είσοδο και έξοδο του ρευστού από την μηχανή
- Εσωτερικές απώλειες ροής εντός του εκτονωτή
- Απώλειες κατά την εκτόνωση



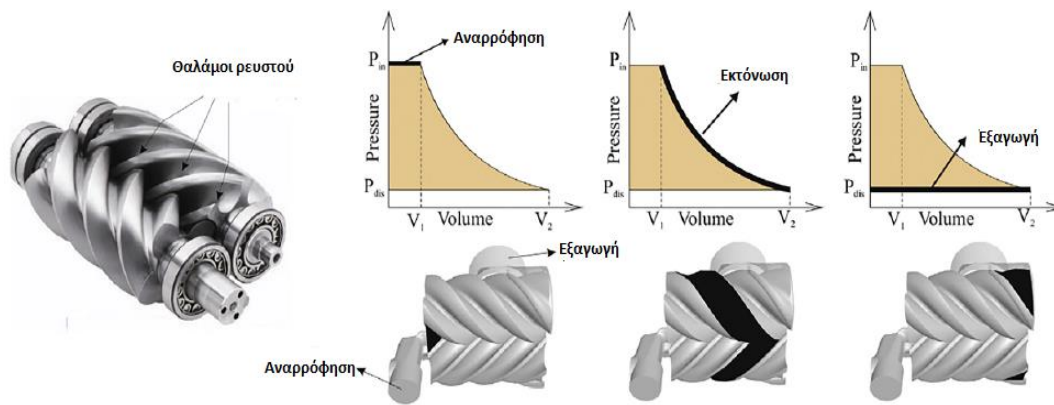
Εικόνα 4. Εσωτερικές απώλειες ροής στον σπειροειδή εκτονωτή [8]

1.3.2 Κοχλιοειδείς εκτονωτές

Τα κύρια μέρη από τα οποία αποτελείται ένας κοχλιοειδής ή εκτονωτής τύπου screw είναι το ζεύγος συνεργαζόμενων ελικοειδών δρομέων (Εικόνα 5). Οι ελικοειδές ρότορες εμπεριέχονται σε περίβλημα με διάκενο περίπου ίσο με 50 μm. Η αρχή λειτουργίας τους είναι παρόμοια με αυτή των σπειροειδών εκτονωτών. Κατά την περιστροφή των ελικοειδών δρομέων το ρευστό παγιδεύεται στον θάλαμο εισόδου/αναρρόφησης που σε έναν κοχλιωτό εκτονωτή είναι ο όγκος που σχηματίζεται από το περίβλημα και τον περιστρεφόμενο ελικοειδή ρότορα[2].



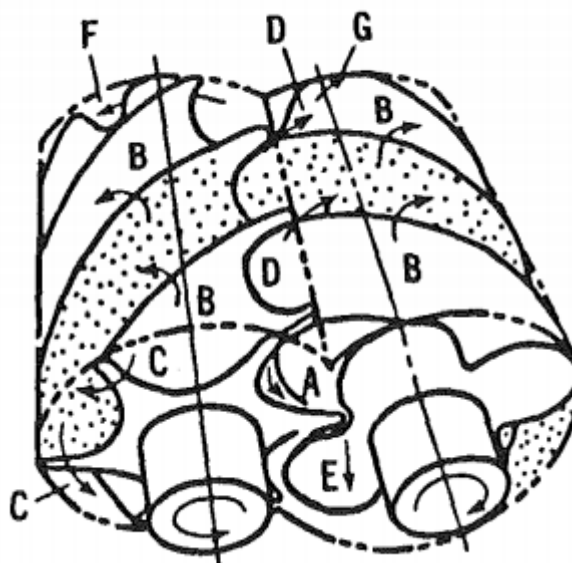
Εικόνα 5. Βασική δομή ενός κοχλιωτού εκτονωτή [9]



Εικόνα 6. Αρχή λειτουργίας κοχλιωτού εκτονωτή [10]

Οι κοχλιωτοί εκτονωτές λειτουργούν σε σχετικά μεγαλύτερες ταχύτητες από τους υπόλοιπους εκτονωτές θετικής εκτόπισης και συνεπώς σε αυτές τις περιπτώσεις απαιτείται μειωτήρας στροφών [5]. Οι εκτονωτές τύπου screw μπορεί να συναντηθούν στη μορφή σύγχρονων ή ασύγχρονων μηχανών. Ένας ασύγχρονος εκτονωτής χρειάζεται λίπανση για να λειτουργήσει κατάλληλα και συγκεκριμένα στους ρότορες και στα έδρανα κυλίσεως που τον απαρτίζουν. Έτσι για τη λίπανση των εκτονωτών αυτών απαιτείται εξωτερικό κύκλωμα λίπανσης για την ανακυκλοφορία του λιπαντικού λαδιού και αυτό καθιστά τον σχεδιασμό πολύπλοκο. Εντούτοις, η χρήση του λιπαντικού λαδιού σε τέτοιου είδους μηχανές μειώνει τις απώλειες λόγω τριβής αλλά και τις απώλειες ροής. Αντιθέτως, ένας σύγχρονος εκτονωτής είναι απλούστερος στη δομή του εφόσον δε χρειάζεται λίπανση, αλλά κατά τη λειτουργία του παρουσιάζονται μεγαλύτερες απώλειες λόγω τριβής και απώλειες ροής[11]. Οι κύριες απώλειες ενός κοχλιωτού εκτονωτή είναι οι εξής[6], [12]:

- Πτώση πίεσης κατά την αναρρόφηση και κατά την εξαγωγή του ρευστού
- Εσωτερικές απώλειες ροής
- Απώλειες λόγω μη-ισεντροπική εκτόνωσης
- Απώλειες λόγω υπερ-εκτόνωσης ή υπο-εκτόνωσης

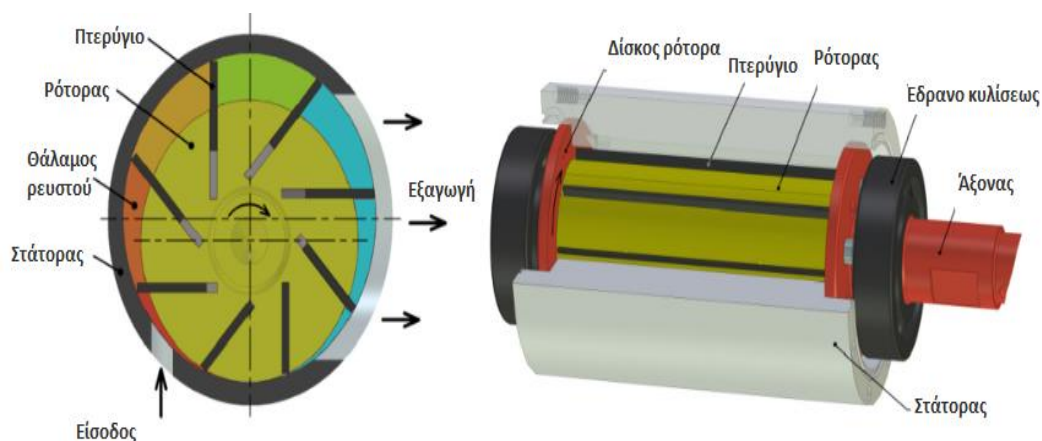


Εικόνα 7. Απώλειες ροής κοχλιοειδή εκτονωτή

Οι εσωτερικές απώλειες ροής διακρίνονται σε δύο είδη όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 8. Το πρώτο είδος εσωτερικών διαρροών εμφανίζεται μεταξύ των γειτονικών θαλάμων εκτόνωσης (B,C, D και F) και το δεύτερο εμφανίζεται μεταξύ των θαλάμων εκτόνωσης και του θαλάμου εξαγωγής του ρευστού(A, E και G)[13], [14].

1.3.3 Περιστροφικοί πτερυγιοφόροι εκτονωτές

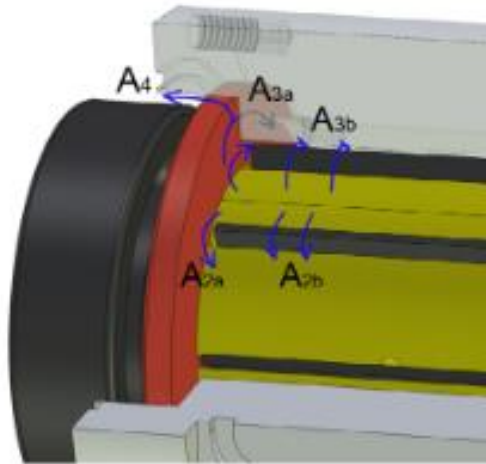
Οι περιστροφικοί πτερυγιοφόροι εκτονωτές (rotary vane expanders) έχουν απλή κατασκευαστική δομή σε σχέση με τους δύο προαναφερθέντες εκτονωτές και τα κύρια μέρη τους είναι ο ρότορας στον οποίο υπάρχουν και τα πτερύγια της μηχανής και τον στάτορα (Εικόνα 8). Η αρχή λειτουργίας τους βασίζεται στη λειτουργία του κινητήρα Wankel. Ο ρότορας του εκτονωτή είναι τοποθετημένος και περιστρέφεται έκκεντρα εντός του στάτορα. Ο ρότορας έχει κεκλιμένες αυλακώσεις στις οποίες εισέρχονται τα πτερύγια. Καθώς ο ρότορας περιστρέφεται τα πτερύγια πιέζονται από την εσωτερική επιφάνεια του στάτορα και εισέρχονται εντός των αυλακώσεων. Μεταξύ των πτερυγίων δημιουργούνται οι θάλαμοι λειτουργίας του εκτονωτή. Το ρευστό εισέρχεται στον θάλαμο εισαγωγής που έχει τον μικρότερο όγκο και όσο ο ρότορας περιστρέφεται αυξάνεται ο όγκος του θαλάμου που εμπεριέχει το ρευστό και αυτό εκτονώνεται και εξέρχεται από τον θάλαμο εξαγωγής.



Εικόνα 8. Βασική δομή και αρχή λειτουργίας περιστροφικού πτερυγιοφόρου εκτονωτή[15]

Οι περιστροφικοί πτερυγιοφόροι εκτονωτές λειτουργούν σε χαμηλές στροφές και συνεπώς δεν είναι αναγκαία η λειτουργία τους με μειωτήρα στροφών. Η λίπανση είναι απαραίτητη για να μειωθεί η φθορά αλλά και οι απώλειες ροής. Η λίπανση επιτυγχάνεται συνήθως με την έγχυση του λιπαντικού ελαίου κατευθείαν εντός των θαλάμων εκτόνωσης για την στεγανοποίηση του κάθε θαλάμου με τον γειτονικό του και για τη λίπανση της επιφάνειας μεταξύ των πτερυγίων και του στάτορα. Έχει εντοπιστεί ότι οι απώλειες ροής έχουν μεγαλύτερη συνεισφορά στην απόδοση των περιστροφικών πτερυγιοφόρων εκτονωτών από τις απώλειες λόγω τριβής[2]. Οι απώλειες ροής στους περιστροφικούς πτερυγιοφόρους εκτονωτές εντοπίζονται στα εξής σημεία[15], [16]:

- Μεταξύ των γειτονικών θαλάμων εκτόνωσης, μέσω του διακένου του πτερυγίου και του στάτορα($A_{2,3b}$) και μέσω της άκρης των πτερυγίων και του ρότορα($A_{2,3a}$)
- Μεταξύ του στάτορα και του δίσκου του ρότορα (A_4)
- Μεταξύ των πτερυγίων και των αυλακώσεων του ρότορα
- Μεταξύ των ακτινικών διακένων του ρότορα και του στάτορα



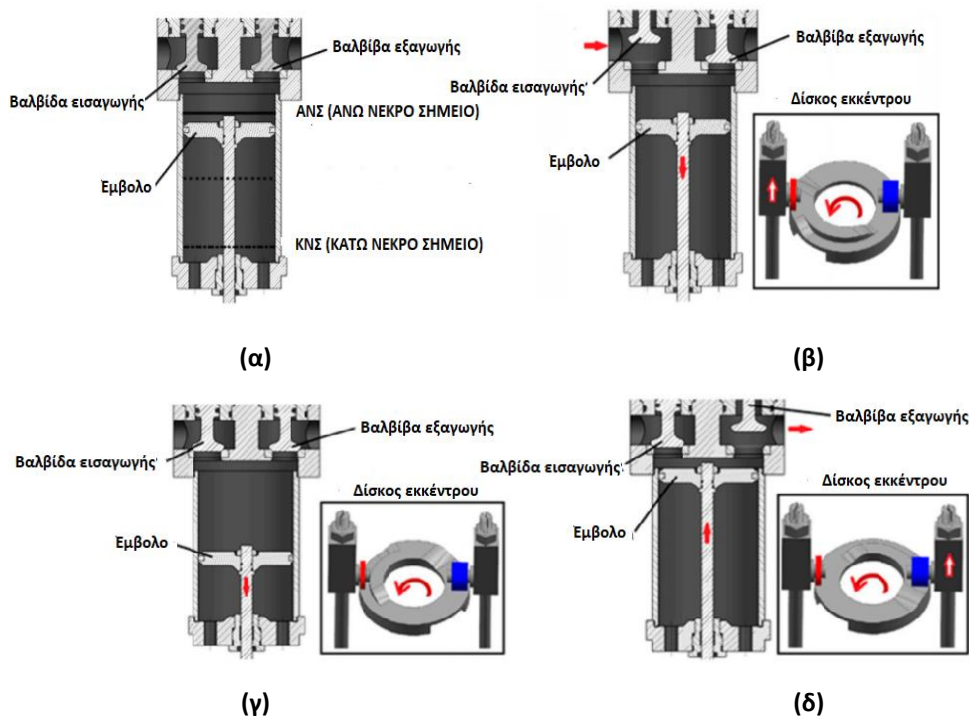
Εικόνα 9. Εσωτερικές απώλειες ροής περιστροφικού πτερυγιοφόρου εκτονωτή

1.3.4 Εμβολοφόροι εκτονωτές

Ένας παλινδρομικός εμβολοφόρος εκτονωτής στην απλή του μορφή αποτελείται από έναν κύλινδρο, ένα έμβολο κινούμενο από τον διωστήρα και τον στροφαλοφόρο άξονα να συνδέει τον άξονα με τη μηχανή. Χρησιμοποιούνται κυρίως σε μονάδες τριπαραγωγής μικρής κλίμακας και σε κύκλους ψύξης[1]. Οι περιστροφές λειτουργίας τους είναι χαμηλές και έτσι μπορούν να χρησιμοποιηθούν χωρίς την παρουσία μειωτήρα στροφών. Βάσει του τύπου της κίνησης των κινούμενων μερών ενός παλινδρομικού εμβολοφόρου εκτονωτή, υπάρχουν δύο κύριες κατηγορίες: Ο εκτονωτής περιστρεφόμενου εμβόλου και ο εκτονωτής ταλαντευόμενου ή παλινδρομικού εμβόλου[6]. Οι εκτονωτές παλινδρομικού εμβόλου χωρίζονται σε δύο ακόμα υποκατηγορίες: τους αξονικούς και τους ακτινικούς. Οι αξονικοί παλινδρομικοί εκτονωτές είναι πιο μικροί και παράγουν μεγαλύτερο θόρυβο.

Η βασική τους λειτουργία αποτελείται από τα εξής βήματα (Εικόνα 10):

- Το ρευστό εισέρχεται όταν το έμβολο βρίσκεται περί το άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) και η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοιχτή.
- Έπειτα από την εισαγωγή του στον κύλινδρο, η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει και το ρευστό εκτονώνεται καθώς το έμβολο μετατοπίζεται από την πίεση που του ασκεί το ρευστό και ο όγκος του θαλάμου αυξάνεται.
- Η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει όταν το έμβολο βρίσκεται γύρω από το κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ) και εξέρχεται από τον κύλινδρο ενώ παράλληλα το έμβολο μετακινείται προς την αρχική του θέση.



Εικόνα 10. Βασική λειτουργία παλινδρομικού εμβολοφόρου εκτονωτή ελεύθερων εμβόλων

Αντίθετα από τους υπόλοιπους εκτονωτές θετικής εκτόπισης, οι εμβολοφόροι εκτονωτές περιέχουν βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής για να ελέγχεται η περάτωση της αναρρόφησης και της εξαγωγής του ρευστού από τη μηχανή. Εντούτοις, οι βαλβίδες εξαγωγής μπορούν να αντικατασταθούν με θύρες εξαγωγής με αποτέλεσμα την παραγωγή μεγαλύτερου έργου και μικρότερων τιμών της παροχής μάζας του ρευστού[17].

Οι συχνότερες απώλειες που παρουσιάζονται σε αυτό του είδους κινητήρα είναι οι εξής[18]:

- Απώλειες ροής
- Απώλειες Νεκρού όγκου
- Απώλειες θερμότητας μεταξύ του ρευστού και των τοιχωμάτων του θαλάμου
- Απώλειες ατελούς εκτόνωσης

1.4 Σύγκριση εκτονωτών θετικής εκτόπισης

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται οι τιμές βασικών παραμέτρων απόδοσης καθώς και τα εύρη λειτουργίας των προαναφερθέντων εκτονωτών θετικής εκτόπισης όπως παρουσιάζεται στον παρακάτω πίνακα(Πίνακας 2)[6], [17], [19].

Πίνακας 2. Σύγκριση εκτονωτών θετικής εκτόπισης

Είδος εκτονωτή	Σπειροειδής	Κοχλιοειδής	Πτερυγιοφόροι περιστροφικοί	Εμβολοφόροι
Ηλεκτρική ισχύς (kW _e)	0.5-10	1.5-1000	Έως 2.2	Έως 2
Στροφές λειτουργίας (rpm)	<6000	<6000	1500-3000	600-2000
Κόστος	Χαμηλό	Μέσο	Χαμηλό	Μέσο
Λόγος πιέσεων (-)	4-7	2-8	2-4	6-14
Λόγος εκτόνωσης (-)	1.5-5	2-8	3-7	
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (%)	50-80	50-70	40-70	60-75
Μέγιστη πίεση λειτουργίας (MPa)	8.2	1.6	8.0	9.0
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας (°C)	180	190	150	380-560

Τα κύρια μειονεκτήματα και πλεονεκτήματα του κάθε εκτονωτή παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 3. Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα εκτονωτών θετικής εκτόπισης

Είδος εκτονωτή	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Σπειροειδής	Υψηλός βαθμός απόδοσης, απλή κατασκευαστική δομή, χαμηλό βάρος, χαμηλή ταχύτητα περιστροφής	Χαμηλή παραγόμενη ισχύς, ανάγκη για λίπανση και απαίτηση μετατροπών για λειτουργία εκτονωτή
Κοχλιοειδής	Χαμηλή ταχύτητα περιστροφής, υψηλός βαθμός απόδοσης (και εκτός σημείων λειτουργίας)	Ανάγκη για λίπανση, περίπλοκη κατασκευή και δύσκολη στεγανοποίηση
Πτερυγιοφόρος περιστροφικός	Απλή κατασκευή, χαμηλό κόστος και θόρυβος, σταθερή ροπή	Ανάγκη για λίπανση και χαμηλή παραγόμενη ισχύς
Εμβολοφόρος	Υψηλός λόγος πιέσεων, ώριμη τεχνολογία, ευπροσάρμοστος σε εύρη λειτουργίας	Αρκετά κινούμενα μέρη, βαριά κατασκευή, παρουσία βαλβίδων

Γενικότερα, οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης έχουν χαμηλό κόστος, λειτουργούν σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής και έχουν τη δυνατότητα να λειτουργούν σε διφασική περιοχή. Συνεπώς αποτελούν ιδανική εναλλακτική των στροβίλων για συστήματα μικρής κλίμακας τροφοδοτούμενα από χαμηλή θερμοκρασία. Βάσει της σύγκρισης που έχει εφαρμοστεί στη μελέτη [6] τα συμπεράσματα που προκύπτουν είναι τα εξής:

- Οι κοχλιοειδείς εκτονωτές παρουσιάζουν την καλύτερη απόδοση συγκριτικά με τους υπόλοιπους εκτονωτές θετικής εκτόπισης.
- Οι πτερυγιοφόροι εκτονωτές παρουσιάζουν την χαμηλότερη εκτόνωση λόγω των υψηλότερων απωλειών ροής και τριβής, χαμηλότερης παραγόμενης ισχύος και χαμηλού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης.
- Οι κοχλιοειδείς εκτονωτές δεν προτιμώνται για παραγωγή ισχύος μικρότερης από 25 kW, λόγω του υψηλού κόστους κατασκευής.
- Ο σπειροειδής εκτονωτής είναι η πιο κατάλληλη επιλογή για εύρος ισχύος από 1 έως 25 kW λόγω του χαμηλού κόστους και του σχετικά υψηλού βαθμού απόδοσης.

Ένα ακόμα σημαντικό πλεονέκτημα αποτελεί η δυνατότητα αυτών των εκτονωτών να λειτουργούν στη διφασική περιοχή ρευστών. Οι καταλληλότεροι εκτονωτές για τη λειτουργία αυτή είναι οι σπειροειδείς και οι κοχλιοειδείς εκτονωτές.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ

Στο παρόν κεφάλαιο διεξάγεται η βιβλιογραφική ανασκόπηση μελετών που αφορούν την έρευνα σπειροειδών εκτονωτών καθώς επίσης και εκτονωτών διφασικής ροής. Σύμφωνα με την ακόλουθη ανάλυση στο κεφάλαιο αυτό θα πραγματοποιηθεί τόσο η σύγκριση μεταξύ των διφασικών και μονοφασικών εκτονωτών όσο και η σύγκριση των αποτελεσμάτων της παρούσας διπλωματικής με τα αποτελέσματα λοιπών δημοσιεύσεων.

2.1 Σπειροειδείς εκτονωτές (Τύπου scroll)

Οι σπειροειδείς εκτονωτές έχουν μελετηθεί εκτενώς και συνεχίζουν να μελετώνται εφόσον διερευνάται η αύξηση της απόδοσής τους. Στο παρόν υποκεφάλαιο διεξάγεται βιβλιογραφική ανασκόπηση των εκτονωτών τύπου scroll ως προς τα ενδεικτικά χαρακτηριστικά και τις παραμέτρους λειτουργίας που παρουσιάζουν καθώς επίσης και οι μέθοδοι μοντελοποίησης για τις μελέτες στις οποίες έχει προσομοιωθεί η λειτουργία τους. Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα τόσο των πειραματικών όσο και των μελετών μοντελοποίησης των σπειροειδών εκτονωτών που έχουν διεξαχθεί τα τελευταία τέσσερα χρόνια.

Πίνακας 4. Βιβλιογραφική ανασκόπηση σπειροειδών εκτονωτών

Τύπος μελέτης	Εργαζόμενο ρευστό	Θερμοκρασία εισόδου (°C)	Πίεση εισόδου (bar)	Λόγος πίεσης(-)	Στροφές (rpm)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (%)	Παραγόμενη ισχύς (kW)	Πηγή
Προσομοίωση	R245fa	160	-	6.8	-	80.0	2.7	[20]
Πειραματική	R245fa	95-165	6-15	1.0-2.8	200-1500	45.0	0.65	[21]
Πειραματική	R123	100-105	-	2.5-4.0	Έως 3000	-	-	[22]
Πειραματική ¹	R123	84.6-142.7/ 79.6-145.3	3.2-5.5/ 1.5-6.9	-	1839-3517 /782-2774	43.0	0.12	[23]
Πειραματική	R245fa	-	-	4.4-5.4	-	82.0	3.2	[24]
Προσομοίωση	R433C	150,200, 250	50-80	-	2000-5000	75.0	-	[25]
Πειραματική	R134a	82-105	8.5-14.5	1.3-	780-1920	40.0	-	[25]
Πειραματική ²	R245fa			1.87-2.19/ 4.84-4.91	1740/2900	54.77-67.52/ 49.	-	[26]
Πειραματική ²	HFE7100	166-170	9.70-10.25/ 9.7-10.00	6.9-7.0/ 6.8-6.9	2550/2490	63.1/62.9	0.70/0.72	[27]
Προσομοίωση	R245fa	92.9	7.7	3.66	2998	62.9	0.60	[28]
Πειραματική	R134a	46.5-75.4	11.2-15.4	1.6-2.3	753-1416	30.5-38.8	0.18-0.42	[29]

¹ Σε συνθήκες πειράματος μόνιμης/δυναμικής κατάστασης συστήματος

² Για εκτονωτή υψηλής/χαμηλής πίεσης

2.2 Εκτονωτές διφασικής ροής

Τα τελευταία χρόνια έχει αναπτυχθεί το ενδιαφέρον για τη μελέτη και χρήση διφασικών εκτονωτών σε διάφορες εφαρμογές. Η εφαρμογή διφασικής εκτόνωσης παρουσιάζει ενδιαφέρον για τις μονάδες υγροποίησης φυσικού αερίου. Ένας διφασικός εκτονωτής μπορεί να αντικαταστήσει τη βαλβίδα Joule-Thomson αλλά και να παράγει ηλεκτρική ισχύ από την εκτόνωση που λαμβάνει χώρα. Επίσης έχει διακριβωθεί ότι η παραγωγή του υγροποιημένου φυσικού αερίου μπορεί να αυξηθεί έως και 8.8%. Αυτό οφείλεται στη μείωση της αύξησης της εντροπίας κατά την εκτόνωση λόγω των μειωμένων απωλειών θέρμανσης λόγω τριβής [30]. Μεγάλο ενδιαφέρον επίσης παρουσιάζει η χρήση του διφασικού εκτονωτή σε κύκλους όπως ο τριγωνικός κύκλος απευθείας εκτόνωσης (Trilateral Flash Cycle, TFC)[31]. Το κύριο πλεονέκτημα κύκλων που λειτουργούν στη διφασική ροή είναι ότι μειώνονται οι απώλειες κατά τη συναλλαγή θερμότητας στους εναλλάκτες διότι υπάρχει καλύτερη αντιστοιχία του θερμοκρασιακού προφίλ του ρευστού του κύκλου και του δευτερεύοντος ρεύματος (πηγή θερμότητας, νερό ψύξης) [32]. Έτσι το ενδιαφέρον στράφηκε επίσης και στη χρήση των διφασικών εκτονωτών σε καινοτόμους κύκλους τριπαραγωγής. Αξίζει να σημειωθεί ότι αρκετά είδη εκτονωτών έχουν χρησιμοποιηθεί σε υπερκρίσιμους κύκλους ψυκτικού κύκλου διοξειδίου του άνθρακα αντί της βαλβίδας στραγγαλισμού.

Στη μελέτη [33] παρουσιάζεται η ανάλυση λειτουργίας ενός ελικοειδούς διφασικού εκτονωτή αλλά και η ενσωμάτωσή του σε Τριγωνικό κύκλο απευθείας εκτόνωσης. Ο εκτονωτής περιλαμβάνει μία βαλβίδα ολισθήσεως με την οποία επιτυγχάνεται η δυνατότητα αλλαγής του λόγου όγκου του. Αρχικά, μελετάται η λειτουργία και η απόδοσή του για διάφορες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του και του λόγου όγκου. Ο λόγος όγκου μπορεί να μεταβληθεί από 2.63 έως 5.06 και η ταχύτητα κυμαίνεται από 3000 έως 6000 rpm. Τα αποτελέσματα υποδεικνύουν ότι η πτώση πίεσης κατά την είσοδο στον εκτονωτή αυξάνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή αλλά και του λόγου όγκου του. Για λόγους αναλογίας όγκων μικρότερης του 3.16, η συνεισφορά του λόγου όγκου στην πτώση πίεσης είναι μικρότερη εφόσον η επιφάνεια της θύρας εισόδου του ρευστού αυξάνεται και επιτρέπει την είσοδο μεγαλύτερης μάζας του ρευστού αυξάνοντας επίσης και τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης της μηχανής. Τέλος, για σταθερό λόγο πιέσεων, η μείωση στον λόγο όγκου οδηγεί σε φαινόμενα υπο-εκτόνωσης. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης του εκτονωτή υπέδειξαν ότι όσο ο λόγος όγκου μειώνεται από 5.06 σε 2.63 ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή αυξάνεται από 53% σε 77% και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης μειώνεται από 82% σε 63%.

Η ανάπτυξη ενός θερμοδυναμικού μοντέλου εμβολοφόρου εκτονωτή, το οποίο έχει ελεγχθεί και πειραματικά, αναλύεται στη μελέτη [34]. Συγκεκριμένα, πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση για να εκτιμηθεί η επίδραση του λόγου χρόνου τροφοδοσίας προς το χρόνο εκτόνωσης της μηχανής για διαφορετικές τιμές ταχύτητας του εκτονωτή και του ρευστού κατά την είσοδό του, για μεταβλητή διάμετρο οπής εισόδου αλλά και μάζας του ρευστού στην είσοδο του εκτονωτή. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

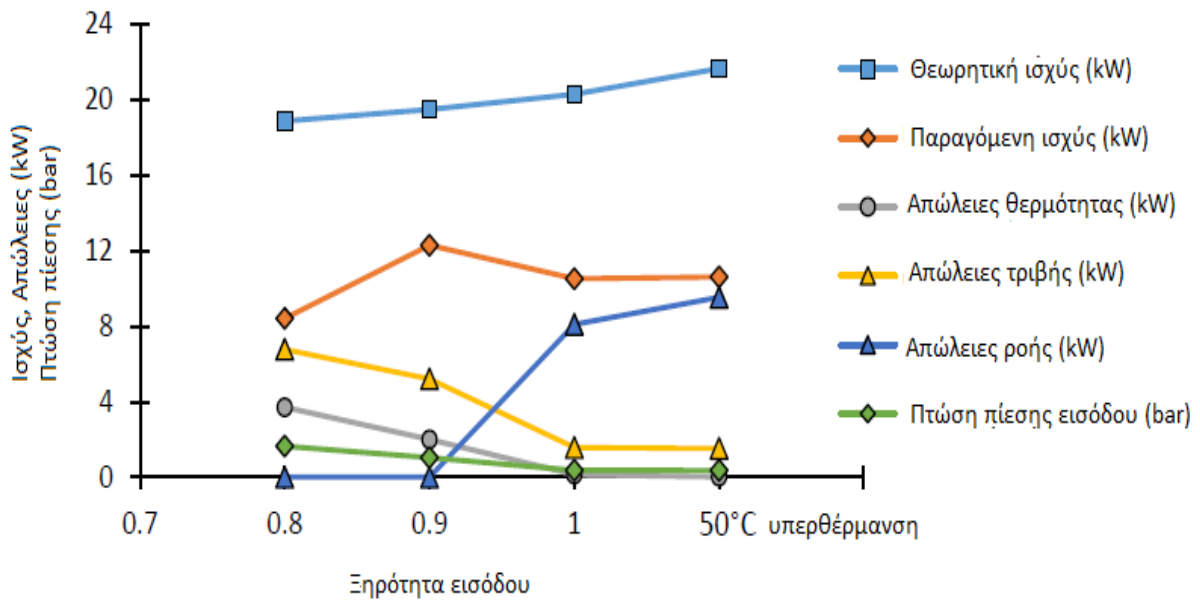
Πίνακας 5. Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης της μελέτης [34]

Μεταβαλλόμενο Μέγεθος	Τιμή	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (%)	Παραγόμενη ισχύς (W)	Απώλειες εισόδου (%)
Ταχύτητα περιστροφής	200-1500 rpm (↑)	72.7-58.3 (↓)	100-600 (↑)	0 – 10 (↑)
Διάμετρος οπής εισόδου	5-25mm (↑)	50-70 (↑)	250-450 (↑)	0-20 (↓)
Ταχύτητα ρευστού	1-12 m/s (↑)	42-70 (↑)	220-500 (↑)	0-28 (↓)
Μάζα εισόδου	0.75-4 gr (↑)	20-65 (↓)	320-650 (↑)	5-10 (↑)

Οι A. Panesar και M. Bernagozzi [35] ανέπτυξαν ένα ημιεμπειρικό μοντέλο για διφασικό εμβολοφόρο εκτονωτή. Βάσει του μοντέλου τους, μελέτησαν τη λειτουργία ενός εμβολοφόρου μονοφασικού εκτονωτή σε συνθήκες εκτός του σημείου λειτουργίας σχεδιασμού και για διάφορα σημεία εντός της διφασικής περιοχής. Ο εκτονωτής θεωρείται ότι λειτουργεί σε Οργανικό κύκλο Rankine τροφοδοτούμενο από τη θερμότητα καυσαερίων μηχανής. Το ρευστό του ORC είναι 27% νερό και 73% 1-προπανόλη, κατά μάζα. Ο εκτονωτής μελετήθηκε σε σημείο εκτός λειτουργίας για δύο περιπτώσεις:

- *Περίπτωση 1:* Λειτουργία του κινητήρα στο σημείο σχεδιασμού
- *Περίπτωση 2:* Λειτουργία του κινητήρα σε ακραία κατάσταση φόρτισης (αύξηση ταχύτητας, παροχής και θερμοκρασίας καυσαερίων)

Στην πρώτη περίπτωση με τη μείωση της ξηρότητας του ρευστού (από την υπέρθερμη κατάσταση σε ξηρότητα ίση με 0.8) κατά την είσοδο στον εκτονωτή μειώνεται και η παραγόμενη ισχύς του από 6.7 σε 1.5 kW. Η μείωση αυτή οφείλεται στην αύξηση των απωλειών θερμότητας (από 0.1 σε 1.9 kW), τριβής (2.8 σε 5.5 kW) και πτώσης πίεσης (από 0.1 σε 0.4 kW). Επισημαίνεται ότι η αύξηση των απωλειών προέρχεται από την αύξηση θερμοδυναμικών ιδιοτήτων στη διφασική κατάσταση του ρευστού όπως η πυκνότητα, η θερμική αγωγιμότητα και το ιξώδες. Στη δεύτερη περίπτωση τα αποτελέσματα φαίνονται στην Εικόνα 11. Η μέγιστη παραγόμενη ισχύς του εκτονωτή, ίση με 12.3 kW, παρατηρείται για ξηρότητα εισόδου 0.9. Στο σημείο αυτό ο εκτονωτής παρουσίασε βαθμό απόδοσης ίσο με 58%. Αυτό οφείλεται στην αύξηση μάζας του ρευστού λόγω αύξησης της πυκνότητας στη διφασική περιοχή αλλά και στην μείωση των απωλειών ροής.



Εικόνα 11. Ισχύς εκτονωτή και απωλειών για μεταβαλλόμενη ξηρότητα εισόδου

Η μελέτη επεκτείνεται από τους δύο συγγραφείς [36] και ο διφασικός εκτονωτής εισάγεται ως εκτονωτής χαμηλής πίεσης σε μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος από ανάκτηση καυσαερίων. Το μοντέλο αναπτύχθηκε με τη χρήση του λογισμικού Aspen HYSYS®. Η λειτουργία και απόδοση των εκτονωτών αναλύεται για δύο περιπτώσεις:

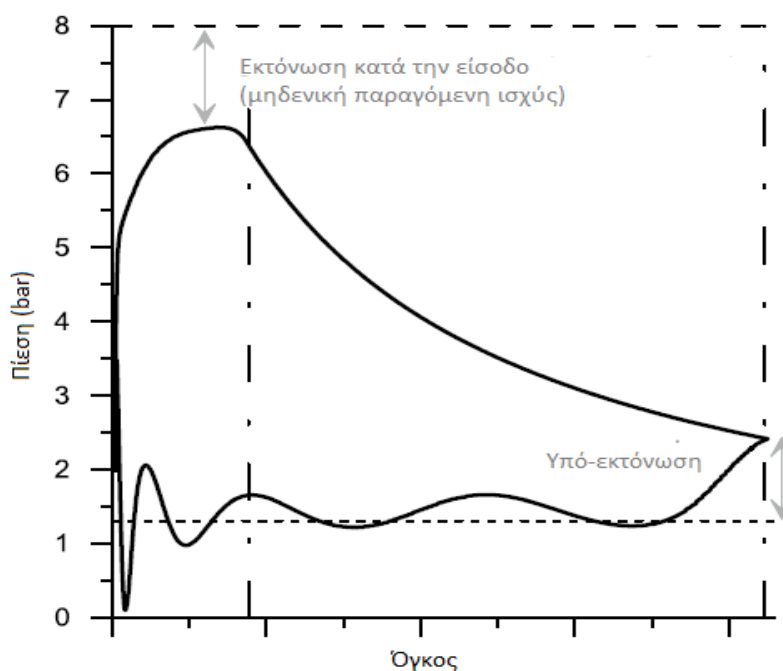
- *Περίπτωση Α*
 Εκτονωτής χαμηλής πίεσης (LP): Λειτουργία στο κανονικό σημείο λειτουργίας
 Εκτονωτής υψηλής πίεσης (HP): Λειτουργία με ξηρότητα ατμού στην είσοδό του έως και 0.8 (εκτός σημείου λειτουργίας)
- *Περίπτωση Β*
 Εκτονωτής χαμηλής πίεσης (LP): Λειτουργία με ξηρότητα ατμού στην είσοδό του από 0.45 έως 0.55(εκτός σημείου λειτουργίας)
 Εκτονωτής υψηλής πίεσης (HP): Λειτουργία στο κανονικό σημείο λειτουργίας

Στο σημείο σχεδιασμού, η κατάσταση του ρευστού κατά την είσοδο στον εκτονωτή υψηλής και χαμηλής πίεσης είναι μονοφασική με 50°C υπερθέρμανση και διφασική με ξηρότητα εισόδου ίση με 0.75, αντίστοιχα. Για το σημείο αυτό η ισχύς και ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή υψηλής και χαμηλής πίεσης είναι 9.1 και 7.3 kW, 86% και 62%, αντίστοιχα. Για τις περιπτώσεις εκτός σημείου σχεδιασμού τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 6. Αποτελέσματα μελέτης [36] για τα σημεία εκτός σχεδιασμού

Περίπτωση λειτουργίας	2A/2B (Μη-βελτιστοποιημένο)	2A (βέλτιστο)	2B (βέλτιστο)
Ισχύς εκτονωτή (kW)	10.6/4.9	12.2/4.8	10.6/9.1
Ξηρότητα εισόδου (-)	50°C υπερθέρμανση/0.75	0.9/0.75	50°C υπερθέρμανση/0.55
Βαθμός απόδοσης (%)	48/42	58/45	80(LP)

Οι συγγραφείς της μελέτης [31] ανέπτυξαν ένα μοντέλο προσομοίωσης λειτουργίας για διφασικό εκτονωτή τύπο twin-screw για εφαρμογή σε TFC χρησιμοποιώντας το λογισμικό GT-SUITE™. Στην παρούσα δημοσίευση αναλύονται οι συνθήκες που επικρατούν μεμονωμένα σε έναν θάλαμο εκτόνωσης της μηχανής με εργαζόμενο ρευστό το R245fa. Αρχικά, παρουσιάζονται οι συνθήκες για ένα μεμονωμένο σημείο με πίεση εισόδου ίση με 8 bar, ξηρότητα εισόδου 0.11, ταχύτητα περιστροφής ίση με 4070 rpm και πίεση εξόδου ίση με 1.3 bar. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα παρατηρήθηκε ότι κατά την είσοδο εμφανίζεται πτώση πίεσης ίση με 1.5 bar. Επίσης παρατηρούνται και διακυμάνσεις στην πίεση εξόδου του εκτονωτή οι οποίες οφείλονται σε δυναμικά φαινόμενα που συμβαίνουν μεταξύ του θαλάμου εκτόνωσης και της γραμμής εκτόνωσης που βρίσκεται σε χαμηλότερη πίεση. Έτσι, όπως απεικονίζεται και στην Εικόνα 12 εμφανίζεται το φαινόμενο της υπο-εκτόνωσης και το πλάτος των διακυμάνσεων είναι ανάλογο με την τάξη μεγέθους της υπο-εκτόνωσης.



Εικόνα 12. Διάγραμμα πίεσης όγκου διφασικού εκτονωτή

Έπειτα ακολούθησε παραμετρική ανάλυση για μεταβαλλόμενη ξηρότητα εισόδου (0.0-0.4), πίεση εισόδου (3-10 bar) και ταχύτητα περιστροφής (1500-6000 rpm). Τα αποτελέσματα υπέδειξαν ότι όσο αυξάνεται η πίεση και μειώνεται η ξηρότητα στην είσοδο του εκτονωτή αυξάνεται η παροχή μάζας για δεδομένη ταχύτητα περιστροφής. Αξίζει να σημειωθεί ότι η παροχή μάζας αυξάνεται με την αύξηση της ταχύτητας μέχρι ένα σημείο και έπειτα μειώνεται. Αυτό συμβαίνει διότι αυξάνοντας την ταχύτητα περιστροφής μειώνεται η πίεση εισόδου. Βάσει του φαινομένου αυτού, αυξάνοντας την ταχύτητα μειώνονται οι απώλειες λόγω υπο-εκτόνωσης, αλλά από ένα σημείο και έπειτα παρουσιάζεται το φαινόμενο υπερ-εκτόνωσης.

2.3 Μοντελοποίηση σπειροειδή εκτονωτή

Στο παρόν κεφάλαιο αναφέρονται και αναλύονται οι διάφοροι μέθοδοι μοντελοποίησης σπειροειδών εκτονωτών βάσει της διαθέσιμης βιβλιογραφίας. Παρακάτω παρουσιάζονται τα είδη μοντελοποίησης, τα βασικά τους χαρακτηριστικά, τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματά τους[28]:

- *Εμπειρικό μοντέλο*: Μοντελοποίηση που απαρτίζεται από μεταβλητές που προκύπτουν από πειραματικά δεδομένα. Διαφορετικά ονομάζεται “Black-box model” διότι δεν αποτελείται από εξισώσεις με φυσική ερμηνεία ούτε χρησιμοποιείται η γεωμετρία του εκτονωτή. Αυτή η μέθοδος μοντελοποίησης είναι γρήγορη και ακριβής και μπορεί συνεπώς να χρησιμοποιηθεί εύκολα σε δυναμική μοντελοποίηση. Ωστόσο, τέτοια μοντέλα δε μπορούν να χρησιμοποιηθούν εκτός πειραματικών ορίων και συνεπώς παρουσιάζουν ανακρίβειες σε διαφορετικές συνθήκες και άλλες μηχανές.
- *Ημιεμπειρικό μοντέλο*: Η συγκεκριμένη κατηγορία μοντέλων αποτελείται από μία σειρά θερμοδυναμικών εξισώσεων και εμπειρικών μοντέλων και συνήθως αναφέρονται και ως “Grey-box models”. Έχουν μέτρια ακρίβεια και υπολογιστικό κόστος και συνήθως χρησιμοποιούνται για μοντελοποίηση σταθερής κατάστασης. Σε αντίθεση με τα εμπειρικά μοντέλα, είναι κατάλληλα για μεγαλύτερα εύρη θερμοδυναμικών καταστάσεων, για διαφορετικούς τύπους εκτονωτών και υπάρχει η δυνατότητα για τον υπολογισμό περισσότερων παραμέτρων με την εφαρμογή τους. Εντούτοις, για την εφαρμογή της συγκεκριμένης μεθόδου απαιτείται η εύρεση μερικών παραμέτρων όπου επιτυγχάνεται μέσω μερικών πειραματικών μεταβλητών και η ανάλυση της εσωτερικής κατάστασης του εκτονωτή είναι περιορισμένη.
- *Ντετερμινιστικό μοντέλο*: Εμπεριέχει την γεωμετρική ανάλυση του εκτονωτή καθώς επίσης και πρώτης τάξης διαφορετικές εξισώσεις για την επίλυσή του που προέρχονται από τον 1^ο θερμοδυναμικό νόμο και είναι γνωστό και ως “White-box model”. Τα μοντέλα τέτοιου είδους έχουν ευρεία εφαρμογή και υψηλή ακρίβεια αλλά κατά την εφαρμογή τους απαιτείται προσεκτική μελέτη λόγω της πολυπλοκότητας των σπειροειδών εκτονωτών.
- *Μοντέλα υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD)*: Είναι ένας τρόπος μοντελοποίησης που επιτρέπει την απεικόνιση και την κατανόηση της ροής κατά την εκτόνωση στη μηχανή. Τα μειονεκτήματα εντός μοντέλου CFD είναι το υψηλό υπολογιστικό κόστος αλλά και η χαμηλή αξιοπιστία των αποτελεσμάτων επιβεβαίωσης σε αρκετές περιπτώσεις βιβλιογραφίας.

Στον παρακάτω πίνακα αναφέρονται διάφορες μελέτες που έχουν χρησιμοποιήσει τα παραπάνω είδη μοντελοποίησης.

Πίνακας 7. Σύνοψη μελετών μοντελοποίησης σπειροειδή εκτονωτή

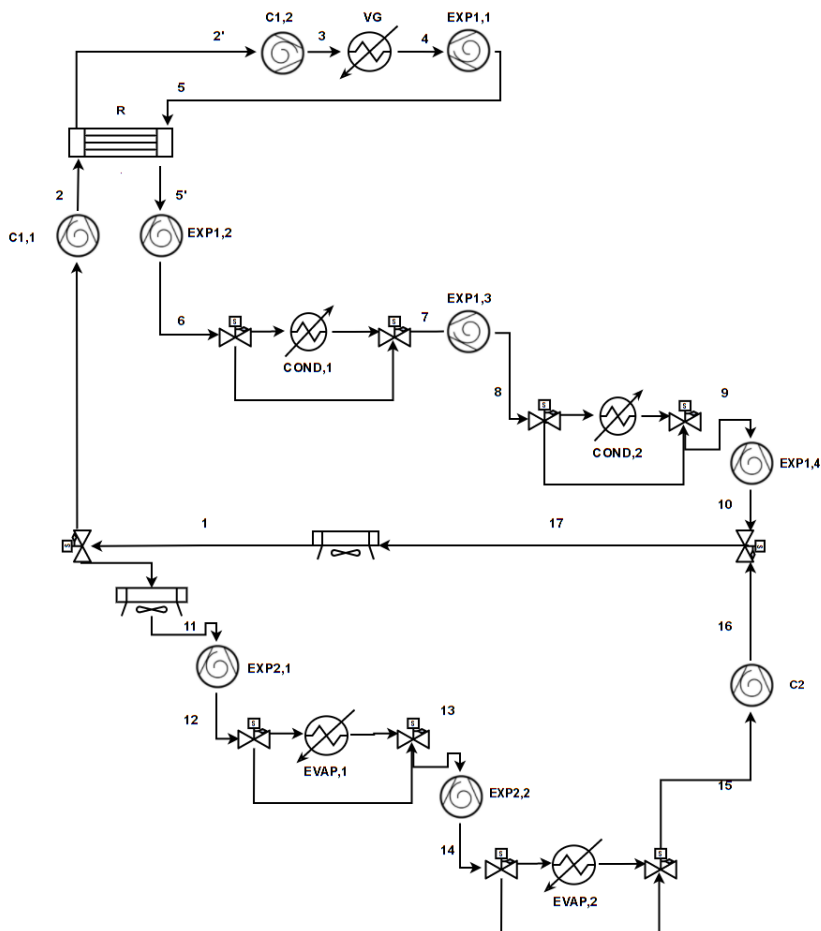
Μελέτη	Είδος μοντέλου	Ανάλυση	Αριθμός παραμέτρων		
			Εισόδου	Δεδομένων	Εξόδου
[37]	Εμπειρικό	Σταθερή	2	33	2
[38]		κατάσταση	3	17	2
[39]	Ημιεμπειρικό	Σταθερή	4	9	5
		κατάσταση			
[40]		Δυναμική	3	8	3
[41]			4	11	5
[20]		Σταθερή	4	15	6
[25]		κατάσταση	4	5	3
[42]		Δυναμική	4	9	4
[29]		Σταθερή	3	11	4
[43]	Ντετερμινιστικό	κατάσταση	4	26	10
[44]		Σταθερή	-	-	5
[45]		κατάσταση	5	-	7
[46]			-	-	7
[47]		Δυναμική	4	1	5
[48]		Σταθερή	-	-	-
		κατάσταση			
[49]		Δυναμική	4	16	-
[28]		Δυναμική-	4	2	17
		Σταθερή			
	κατάσταση				
[50]	CFD		4	-	4
[51]		Δυναμική	4	-	5
[52]			4	-	10
[53]			5	-	4

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΔΙΦΑΣΙΚΟΥ ΕΚΤΟΝΩΤΗ

Στο παρόν κεφάλαιο θα αναλυθεί το λογισμικό ανοιχτού κώδικα PDSim που θα χρησιμοποιηθεί και θα τροποποιηθεί κατάλληλα για τη χρήση του στη μελέτη του σπειροειδή διφασικού εκτονωτή. Ειδικότερα θα αναλυθούν τα κύρια μέρη που αποτελούν τον κώδικα και το βασικό μέρος του αλγορίθμου που χρησιμοποιείται για την επίλυση. Το PDSim είναι ένα λογισμικό ανοιχτού κώδικα που δημιουργήθηκε από τον Ian H. Bell κ.ά. [48], [54]. Το λογισμικό αυτό δημιουργήθηκε για τη δυνατότητα μοντελοποίησης διαφόρων τύπων συμπιεστών και εκτονωτών θετικής εκτόπισης και έχει αναπτυχθεί σε γλώσσα Python.

3.1 Περιγραφή θερμοδυναμικού κύκλου

Η παρούσα εργασία βασίζεται σε μελέτη που επιτεύχθηκε στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού προγράμματος REGEN-BY-2. Στόχος του προγράμματος είναι η ανάπτυξη καινοτόμου θερμοδυναμικού κύκλου τριπαραγωγής (παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας θέρμανσης ή/και ψύξης) εκμετάλλευσης κάθε τύπου ανανεώσιμης ενέργειας. Ο κύκλος είναι υψηλής απόδοσης αφού αποτελείται από επιμέρους κύκλους Carnot και το ρευστό του βρίσκεται σε διφασική φάση. Συνεπώς, ένας ακόμη στόχος είναι η ανάπτυξη καινοτόμων διφασικών συμπιεστών και εκτονωτών. Ο θερμοδυναμικός κύκλος παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα:



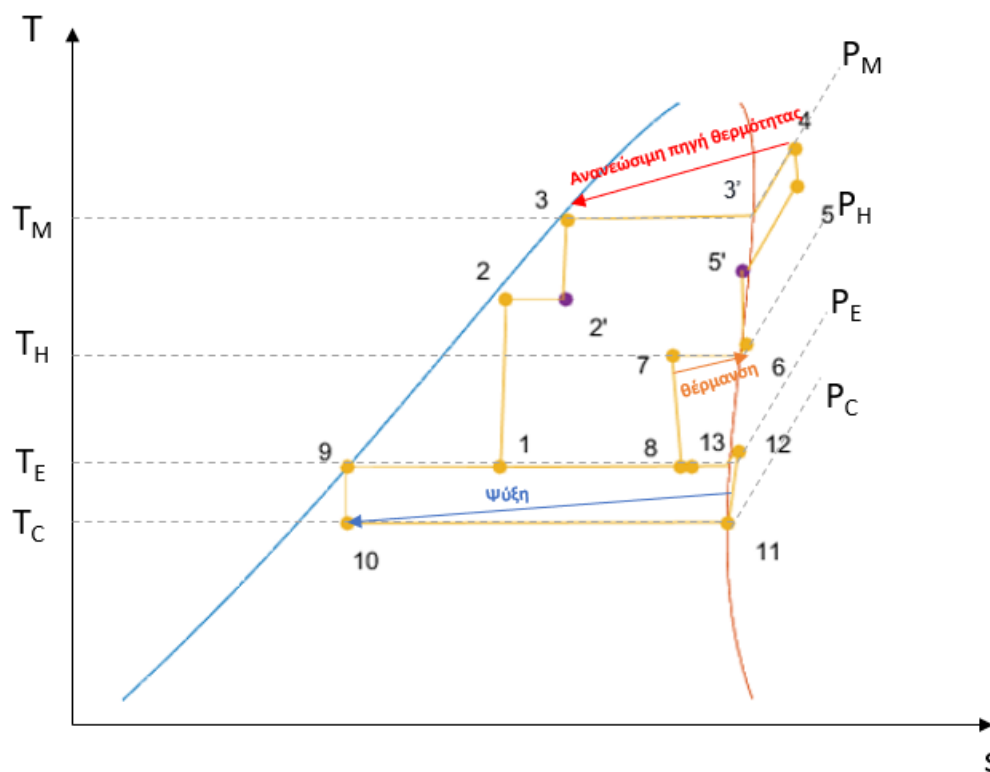
Εικόνα 13. Διάγραμμα ροής θερμοδυναμικού κύκλου τριπαραγωγής

Ο θερμοδυναμικός κύκλος χωρίζεται σε 2 κύρια μέρη: Στο πρώτο (άνω) μέρος του διαγράμματος ροής παράγεται θερμότητα για τους τελικούς χρήστες ενώ στο δεύτερο (κάτω) μέρος παραλαμβάνεται θερμότητα από τους τελικούς χρήστες. Στον παρακάτω πίνακα αναφέρονται τα επιμέρους εξαρτήματα με τους αντίστοιχους συμβολισμούς του διαγράμματος ροής.

Πίνακας 8. Πίνακας συμβόλων του διαγράμματος ροής

Συντόμηση/Ονομασία	Εξάρτημα
EXP	Εκτονωτής
EVAP	Ατμοποιητής
C	Συμπιεστής
R	Εναλλάκτης ανάκτησης θερμότητας
VG	Εναλλάκτης ανάκτησης θερμότητας από ΑΠΕ

Το διάγραμμα T-s του παραπάνω κύκλου απεικονίζεται παρακάτω:



Εικόνα 14. Ενδεικτικό διάγραμμα T-s του κύκλου τριπαραγωγής

Για λόγους απλότητας και ευκρίνειας, στο παραπάνω διάγραμμα απεικονίζεται ο θερμοδυναμικός κύκλος για έναν τελικό χρήστη θερμότητας και ψύξης. Οι κύριες μεταβολές που παρουσιάζονται στην παραπάνω εικόνα είναι οι εξής:

- Μεταβολή 3-4: Πρόσδοση θερμότητας στο σύστημα τριπαραγωγής από Ανανεώσιμη πηγή θερμότητας
- Μεταβολή 7-6: Πρόσδοση θερμότητας στους τελικούς χρήστες
- Μεταβολή 10-11: Παραλαβή θερμότητας από τους τελικούς χρήστες
- Μεταβολές 1-2, 2'-3 και 11-12: Αύξηση πίεσης μέσω σπειροειδών συμπιεστών
- Μεταβολές 4-5, 5'-6 και 7-8: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μέσω σπειροειδών εκτονωτών

Στη παρούσα εργασία μελετάται ο εκτονωτής που χρησιμοποιείται στη μεταβολή 7-8 με τις συνθήκες που αναλύονται στο κεφάλαιο 5.1

3.2 Περιγραφή υπολογιστικού εργαλείου PDSim

Όπως έχει αναφερθεί στο κεφάλαιο 1 της παρούσας εργασίας, οι μηχανές θετικής εκτόπισης παρουσιάζουν κατά τη λειτουργία τους κοινά χαρακτηριστικά τα οποία μπορούν να μοντελοποιηθούν ενιαία για όλα τα είδη συμπιεστών ή εκτονωτών. Συνεπώς το συγκεκριμένο υπολογιστικό εργαλείο απαρτίζεται από κύρια μέρη του κώδικα τα οποία ισχύουν για κάθε εκτονωτή ή συμπιεστή θετικής εκτόπισης[48]:

- Όγκοι ελέγχου ή Θάλαμοι λειτουργίας: Οι όγκοι ελέγχου έχουν συγκεκριμένα προφίλ όγκου όπου διαμορφώνονται από τη γεωμετρία της μηχανής. Η αύξηση ή μείωση των όγκων ελέγχου κατά τη λειτουργία της μηχανής οδηγεί στην εκτόνωση ή συμπίεση του ρευστού και συνεπώς στην παραγωγή ή κατανάλωση έργου, αντίστοιχα. Μεταξύ των όγκων ελέγχου επιτυγχάνεται η συναλλαγή μάζας και ενέργειας.
- Ροή και απώλειες ροής: Η μοντελοποίηση της ροής αλλά και των απωλειών που λαμβάνουν χώρα εντός της μηχανής χρησιμοποιείται για την σύνδεση των εξαρτημάτων του εκτονωτή ή του συμπιεστή όπως τις σωληνώσεις εισόδου, εξόδου και τους όγκους ελέγχου.
- Μεταφορά θερμότητας: Στο συγκεκριμένο μέρος του κώδικα γίνεται ο υπολογισμός της συναλλαγής θερμότητας του ρευστού με το κέλυφος της μηχανής στις σωληνώσεις εισόδου και εξόδου αλλά και στον κάθε όγκο ελέγχου, είτε αυτό ψύχεται είτε θερμαίνεται.
- Μηχανικές και ηλεκτρικές απώλειες: Οι μηχανικές απώλειες που συνοδεύονται από την αντίστοιχη συναλλαγή θερμότητας υπολογίζονται από την τριβή που δημιουργείται από την επαφή κινούμενων μερών όπως τα έδρανα κυλίσεως. Οι ηλεκτρικές απώλειες είτε υπολογίζονται με τον χάρτη λειτουργίας του κινητήρα ή της γεννήτριας είτε θεωρούνται σταθερές.

Όπως προαναφέρθηκε το λογισμικό εργαλείο μπορεί να προσομοιώσει τη λειτουργία διαφόρων τύπων μηχανών θετικής εκτόπισης. Συνεπώς εκτός από τον κύριο κώδικα (πυρήνα) του μοντέλου εμπεριέχονται πρόσθετοι κώδικες για τον τύπο του εκτονωτή ή του συμπιεστή που μελετάται. Το λογισμικό αποτελείται από τους φακέλους *PDSim*, *GUI* και *examples*. Ο φάκελος *PDSim* περιέχει όλους τους κώδικες που απαιτούνται για την εκτέλεση του μοντέλου. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκαν και, εν μέρει, τροποποιήθηκαν τα παρακάτω:

- Core: Περιέχει τις κύριες μεθόδους και το μοντέλο επίλυσης
- Flow: Περιέχει τα μοντέλα υπολογισμού ροής και της κατεύθυνσής της
- Plot: Περιέχει τους κώδικες για τη δημιουργία διαγραμμάτων
- Misc: Περιέχει κώδικες που μπορεί να φανούν χρήσιμοι κατά τη διαμόρφωση του PDSim
- Scroll: Περιέχει την κύρια κλάση του σπειροειδή εκτονωτή

Χρήση για κάθε τύπο μηχανής θετικής εκτόπισης

Στον φάκελο *GUI* περιέχονται τα αρχεία για την εκτέλεση του μοντέλου από γραφικό περιβάλλον και στον φάκελο *examples* τυπικά παραδείγματα από διαφορετικά είδη συμπιεστών/εκτονωτών θετικής εκτόπισης.

Επίσης, αξίζει να σημειωθεί η δομή του κύριου κώδικα, η οποία είναι παρόμοια για όλα τα είδη των μηχανών. Για την περίπτωση του σπειροειδή εκτονωτή η δομή του παρουσιάζεται στην Εικόνα 15.

```

#Αρχικοποίηση
SE=ScrollExpander()
#Καθορισμός παραμέτρων εισόδου
Ref = 'R1233zdE'
#Υπολογισμός παραμέτρων γεωμετρίας
SE.set_scroll_geo(Vdisp,Vratio,t,ro)
SE.set_disc_geo('Type', r2)
# Καθορισμός οριακών συνθηκών
inletState = State(Ref,{'T':Tinlet,'P':pinlet})
outletState = State(Ref,{'T':T2s,'P':poutlet})
mdot_guess = inletState.rho*SE.Vdisp/SE.Vratio*SE.omega/(2*pi)
# Προσθήκη όγκων ελέγχου
SE.add_CV(ControlVolume(key, inletState, VdVFunc, becomes))
# Προσθήκη σωλήνα εισόδου
SE.add_tube(Tube(key1 = 'inlet.1',
                key2 = 'inlet.2',
                L,
                D,
                mdot = mdot_guess,
                State1 = inletState.copy(),
                fixed = 1,
                TubeFcn = SE.TubeCode))
# Προσθήκη σωλήνα εξόδου
SE.add_tube(Tube(key1 = 'outlet.1',
                key2 = 'outlet.2',
                L,
                D,
                mdot = mdot_guess,
                State2 = outletState.copy(),
                fixed = 2,
                TubeFcn = SE.TubeCode))
# Προσθήκη διαδρομών ροής
SE.add_flow(FlowPath(key1, key2,MdotFcn)
# Σύνδεση μοντέλων
SE.connect_callbacks(step_callback = SE.step_callback,
lumps_energy_balance_callback=SE.lump_energy_balance_callback,
endcycle_callback= SE.endcycle_callback)
# Επίλυση
SE.precond_solve(key_inlet='inlet.1',
                key_outlet='outlet.2',
                solver_method='RK45',
                UseNR = False,
                OneCycle = False)

```

Εικόνα 15. Ενδεικτικό παράδειγμα δομής κύριου κώδικα σπειροειδή εκτονωτή

Τα κύρια δεδομένα εισόδου στο μοντέλο είναι τα εξής:

- Τα γεωμετρικά δεδομένα του συμπιεστή/εκτονωτή (Πίνακας 9)
- Διαστάσεις υπόλοιπων κινούμενων μερών (π.χ. έδρανα κυλίσεως), κελύφους και σωληνώσεων εισόδου-εξόδου
- Κατάσταση εισόδου του ρευστού στην είσοδο της μηχανής
- Πίεση εξόδου του ρευστού
- Θερμοκρασία περιβάλλοντος
- Ταχύτητα περιστροφής της μηχανής

Τα κύρια δεδομένα που υπολογίζονται από το μοντέλο είναι τα εξής:

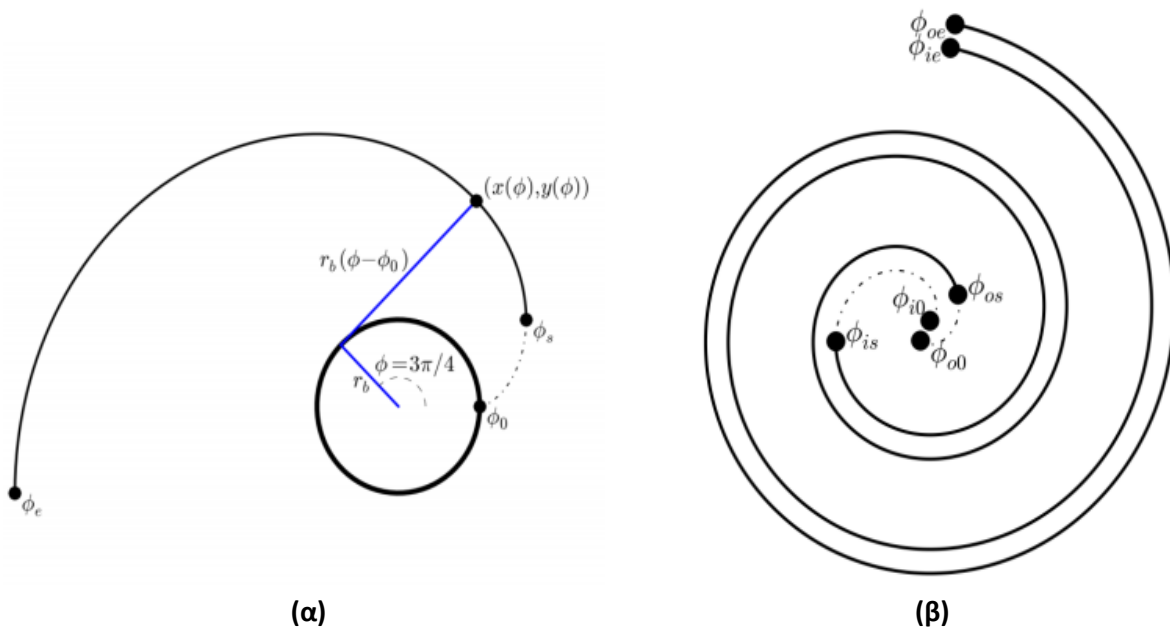
- Οι όγκοι και οι παράγωγοι των όγκων κατά την περιστροφή του εκτονωτή
- Η παροχή μάζας του ρευστού
- Απώλειες θερμότητας και μηχανικές απώλειες
- Μηχανικό παραγόμενο έργο και ηλεκτρική ισχύς
- Ογκομετρικός, ισεντροπικός και ολικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή
- Κατάσταση ρευστού κατά την έξοδο της μηχανής

Στον παρακάτω πίνακα αναφέρονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά που χρησιμοποιούνται ως είσοδος στο μοντέλο έτσι ώστε να υπολογιστούν όλες οι παράμετροι της γεωμετρίας του εκτονωτή.

Πίνακας 10. Γεωμετρικοί παράμετροι εκτονωτή

Παράμετρος	Περιγραφή
Είσοδος	
ϕ_{is}	Γωνία εκκίνησης εσωτερικής εξελιγμένης της σπείρας (rad)
ϕ_{o0}	Αρχική γωνία εξωτερικής εξελιγμένης της σπείρας (rad)
ϕ_{os}	Γωνία πέρατος εξωτερικής εξελιγμένης της σπείρας(rad)
r_b	Ακτίνα βασικού κύκλου εξελιγμένης (m)
h_s	Ύψος σπείρας (m)
V_{ratio}	Λόγος όγκου
V_{disp}	Όγκος εκτόπισης
Έξοδος	
t	Πάχος σπείρας (m)
r_o	Ακτίνα τροχιάς (m)
ϕ_{ie}	Γωνία πέρατος εσωτερικής εξελιγμένης της σπείρας (rad)
ϕ_{i0}	Αρχική γωνία εσωτερικής εξελιγμένης της σπείρας (rad)

Η απεικόνιση των γεωμετρικών παραμέτρων του σπειροειδή εκτονωτή παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 16).

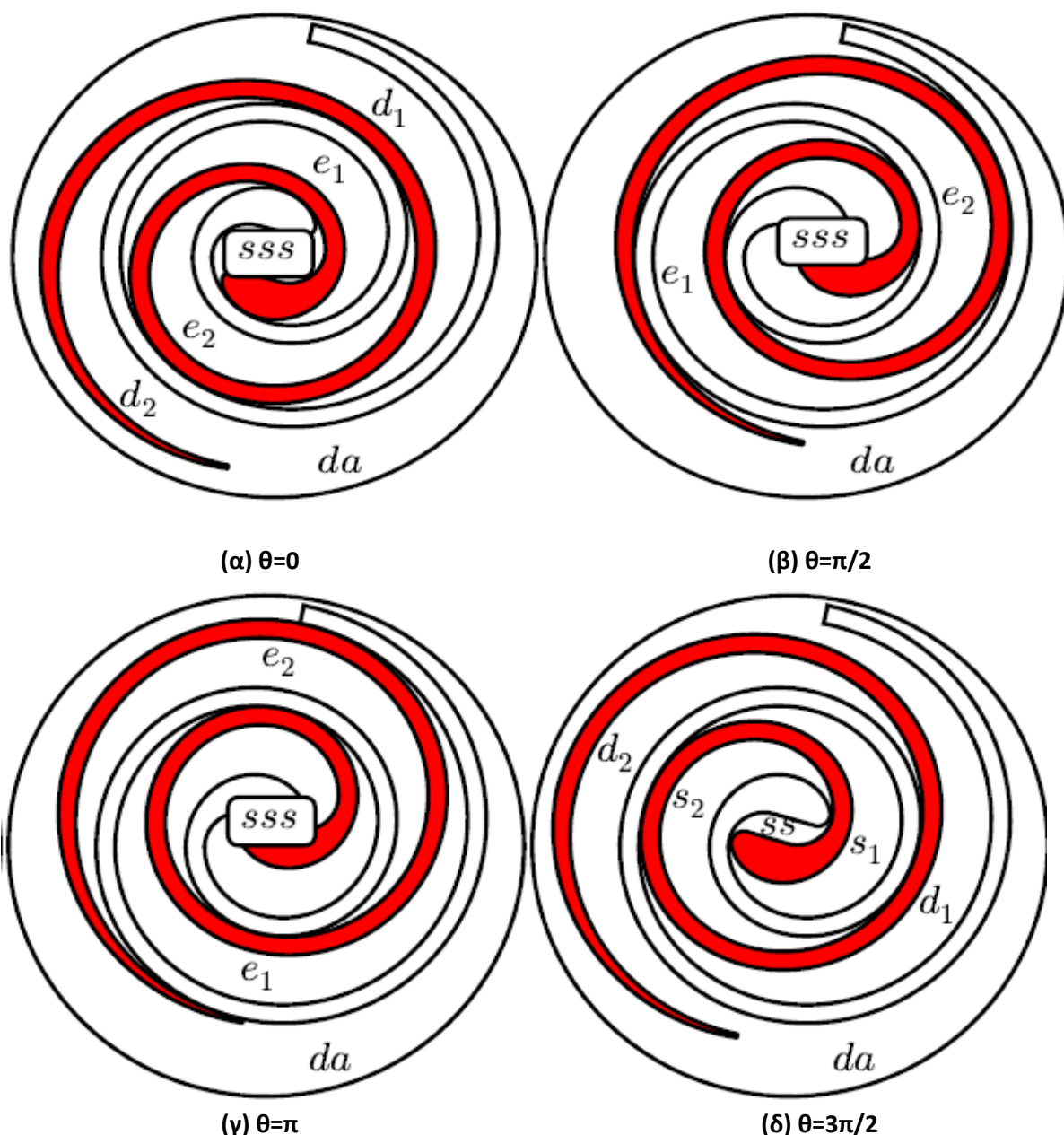


Εικόνα 16. Απεικόνιση εξελιγμένης (α) και του ζεύγους εξελιγμένων της σταθερής σπείρας του εκτονωτή [55]

3.3 Περιγραφή όγκων ελέγχου

Όπως παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα, οι όγκοι ελέγχου αλλάζουν κατά την περιστροφή ενός σπειροειδούς εκτονωτή. Υπάρχουν δύο παράλληλες διαδρομές που ακολουθεί το ρευστό κατά την εκτόνωση, 1 και 2, όπου ο δείκτης 1 δίνεται στον όγκο ελέγχου όπου σχηματίζεται με την εξωτερική επιφάνεια της σταθερής σπείρας του εκτονωτή. Στην παρούσα περίπτωση, οι όγκοι του κάθε όγκου ελέγχου 1 και 2 είναι ίσοι επειδή ο εκτονωτής είναι συμμετρικός. Ο όγκος ελέγχου εισόδου/αναρρόφησης είναι συνδεδεμένος με την οπή εισόδου και ονομάζεται sss. Κατά την

περιστροφή του εκτονωτή χωρίζεται εικονικά στους όγκους ελέγχου s_1 , s_2 και ss . Αυτή η υποδιαίρεση γίνεται στις γωνίες στις οποίες που οι όγκοι ελέγχου s_1 , s_2 και ss συνδέονται μέσω μικρών διακένων και παρουσιάζουν σημαντική διαφορά πίεσης. Οι όγκοι ελέγχου εκτόνωσης είναι οι e_1 και e_2 που αναπτύσσονται από τους s_1 και s_2 . Οι d_1 και d_2 είναι οι όγκοι ελέγχου αποβολής του ρευστού οι οποίοι σχηματίζονται αντίστοιχα από τους όγκους ελέγχου e_1 και e_2 . Ο όγκος ελέγχου da σχηματίζεται από την εσωτερική επιφάνεια του κελύφους και την εξωτερική επιφάνεια των σπειρών του εκτονωτή. Κατά την περιστροφή του εκτονωτή τα μονοπάτια που σχηματίζονται είναι τα εξής:



Εικόνα 17. Διαμόρφωση όγκων ελέγχου κατά την περιστροφή του εκτονωτή

3.4 Μαθηματική ανάλυση μοντέλου

Στον παρόν κεφάλαιο θα αναλυθούν τα μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν και εντάχθηκαν στο λογισμικό PDSim έτσι ώστε να είναι δυνατή η μοντελοποίηση διφασικής εκτόνωσης.

3.4.1 Ισολογισμός μάζας και ενέργειας στον όγκο ελέγχου (Control volume, CV)

Ο ισολογισμός μάζας και ενέργειας λαμβάνει χώρα σε κάθε όγκο ελέγχου που δημιουργείται κατά την περιστροφή του εκτονωτή. Η συναλλαγή θερμότητας λαμβάνεται υπόψη όσο εφάπτονται οι δύο σπείρες του εκτονωτή και η μάζα συναλλάσσεται μεταξύ γειτονικών όγκων ελέγχου ή των σωλήνων εισόδου-εξόδου. Για κάθε όγκο ελέγχου έγιναν οι παρακάτω υποθέσεις:

- Ομοιόμορφη θερμοκρασία και πίεση
- Αμελητέα επίδραση βαρύτητας
- Αμελητέα αλλαγή κινητικής ενέργειας

Η διατήρηση μάζας σε κάθε όγκο ελέγχου εφαρμόζεται σύμφωνα με την εξίσωση:

$$\frac{dm_{CV}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i \overset{\omega = \frac{d\theta}{dt}}{\longleftrightarrow} \frac{dm_{CV}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \sum_i \dot{m}_i \quad 3.1$$

Όπου \dot{m} είναι η παροχή μάζας που εισέρχεται/εξέρχεται από τον όγκο ελέγχου και ω η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής.

Η διατήρηση ενέργειας σε κάθε όγκο ελέγχου εφαρμόζεται βάσει της εξίσωσης

$$\frac{du_{CV}}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i \quad 3.2$$

Όπου u είναι η εσωτερική ενέργεια και p η πίεση του ρευστού στον όγκο ελέγχου. Το σύμβολο Q δηλώνει τη θερμική ενέργεια που συναλλάσσεται μεταξύ των όγκων ελέγχου και V είναι όγκος. Όταν εισέρχεται μάζα στον όγκο ελέγχου η ενθαλπία h είναι ίση με την ενθαλπία από τον όγκο ελέγχου που προέρχεται το ρευστό, ενώ όταν εξέρχεται μάζα από τον όγκο ελέγχου η ενθαλπία h ισούται με την ενθαλπία στον όγκο ελέγχου.

3.4.2 Υπολογισμός παροχής μάζας

Η ροή του ρευστού κατά την περιστροφή του εκτονωτή ακολουθεί την διαδρομή που δημιουργείται μεταξύ των γειτονικών όγκων ελέγχου αλλά και μεταξύ των όγκων ελέγχου και των σωληνώσεων εισόδου-εξόδου. Η κύρια ροή του ρευστού διαμορφώνεται μεταξύ των προαναφερθέντων όταν οι όγκοι ελέγχου είναι απευθείας συνδεδεμένοι μεταξύ τους. Η κύρια ροή μπορεί να θεωρηθεί ίδια με τη ροή σε συγκλίνον ακροφύσιο και έτσι μοντελοποιείται ως αδιαβατική-συμπιεστή ροή.

Για τον υπολογισμό της παροχής μάζας στην κύρια διαδρομή του ρευστού χρησιμοποιείται το μοντέλο [56] και μεταξύ δύο όγκων ελέγχου η παροχή μάζας υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{m} = X_d C_d A_{th} \sqrt{\frac{2 \int_{p_{down}}^{p_{up}} u_e dp}{u_{e,down}^2 - \sigma u_{e,up}^2}} \quad 3.3$$

Όπου,

- X_d : Συντελεστής διόρθωσης διατομής ροής
- C_d : Συντελεστής εκτόνωσης ($C_d=0.77$)
- A_{th} : Επιφάνεια στένωσης ακροφυσίου
- σ : Λόγος διατομών ανάντι και κατάντι ροών ($\sigma=0$)

Ο ειδικός όγκος u_e για διφασική ροή υπολογίζεται με την παρακάτω εξίσωση:

$$u_e = \left[x \cdot u_g + K_e \cdot (1-x) u_l \right] \left[x + \frac{(1-x)}{K_e} \right] \quad 3.4$$

Όπου η παράμετρος K_e είναι ο πραγματικός λόγος ολίσθησης και εκτιμάται ως εξής:

$$K_e = \psi + \frac{(1-\psi)^2}{K - \psi} \quad 3.5$$

Η παράμετρος K της εξίσωσης (5) είναι ο επαγόμενος συντελεστής ολίσθησης και ισούται με

$$K = \psi + (1 - \psi) \sqrt{\frac{1 + \psi \cdot \frac{(1-x) \cdot u_l}{x \cdot u_g}}{1 + \psi \cdot \frac{(1-x)}{x}}} \cdot \sqrt{\frac{u_g}{u_l}} \quad 3.6$$

Όπου η παράμετρος ψ είναι το ποσοστό μάζας της υγρού στο διφασικό μίγμα που ρέει στην αέρια φάση με την ταχύτητα του αερίου μέρος του μίγματος. Στην συγκεκριμένη περίπτωση όπου το μίγμα θεωρείται ομογενές η τιμή του ισούται με μηδέν.

3.4.3 Υπολογισμός εσωτερικών απωλειών ροής

Όπως έχει προαναφερθεί, οι εσωτερικές απώλειες ροής χωρίζονται σε δύο κατηγορίες: τις ακτινικές και τις πλευρικές. Θα χρησιμοποιηθούν δύο διαφορετικά μοντέλα για το κάθε είδος ροής τα οποία αναλύονται παρακάτω.

Πλευρικές απώλειες ροής

Για τον υπολογισμό των πλευρικών απωλειών ροής χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο της ισεντροπικής ροής σε ακροφύσιο, το οποίο αναλύθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Η επιφάνεια $A_{th,f}$ για τις πλευρικές απώλειες ροής ορίζεται ως εξής:

$$A_{th,f} = h_s \cdot \delta_{flank} \quad 3.7$$

Όπου, h_s το ύψος της σπείρας του εκτονωτή και δ_{flank} το πλευρικό διάκενο των σπειρών του.

Ακτινικές απώλειες ροής

Για τις ακτινικές απώλειες ροής χρησιμοποιείται μοντέλο που λαμβάνει υπόψη την τριβή και χρησιμοποιείται στην μελέτη [57]. Η παροχή μάζας υπολογίζεται με την παρακάτω εξίσωση:

$$\dot{m} = A_{rad} \sqrt{\frac{2D_h \rho \Delta P}{f \cdot t_{rad}}} \quad 3.8$$

Όπου,

D_h : Η υδραυλική διάμετρος

A_{rad} : Η επιφάνεια των ακτινικών απωλειών

ΔP : διαφορά πίεσης

t_{rad} : το πάχος της σπείρας του εκτονωτή

f : ο συντελεστής τριβής βάσει του μοντέλου του Fang

Η επιφάνεια ακτινικών απωλειών ορίζεται ως εξής:

$$A_{radial} = s_{radial} \delta_{radial} \quad 3.9$$

Όπου s_{radial} το μήκος του τόξου της διαδρομής των απωλειών και δ_{radial} το διάκενο των ακτινικών απωλειών.

3.4.4 Μοντέλα υπολογισμού μεταφορά θερμότητας και πτώσης πίεσης

3.4.4.1 Μεταφορά θερμότητας στις σωληνώσεις

Η θερμοδυναμική κατάσταση του ρευστού κατά την είσοδο και την έξοδο από τον εκτονωτή είναι γνωστή. Δηλαδή ορίζεται αρχικά η κατάσταση του ρευστού στην είσοδο της σωλήνωσης εισόδου και στην έξοδο της σωλήνωσης εξόδου. Κατά τη ροή του ρευστού στο μήκος αυτών των σωληνώσεων συναλλάσσεται θερμότητα και λαμβάνει χώρα πτώση πίεσης. Με τη μοντελοποίηση της συναλλαγής θερμότητας και της πτώσης πίεσης προσδιορίζεται η κατάσταση του ρευστού στην έξοδο της σωλήνωσης εισόδου και στην είσοδο της σωλήνωσης εισόδου. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και η πτώση

πίεσης στις σωληνώσεις εισόδου και εξόδου υπολογίζονται για ομογενή και τυρβώδη ροή ενώ η πτώση πίεσης λόγω επιτάχυνσης του ρευστού θεωρείται αμελητέα.

Αναπτύχθηκαν δύο μοντέλα για τη μεταφορά θερμότητας έτσι ώστε να ληφθεί υπόψη η περίπτωση όπου λαμβάνει χώρα η συμπύκνωση, όταν η θερμοκρασία των τοιχωμάτων είναι μικρότερη από την θερμοκρασία του ρευστού, ή η ατμοποίηση του ρευστού όταν η θερμοκρασία των τοιχωμάτων είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία του ρευστού. Η θερμότητα που συναλλάσσεται μεταξύ του ρευστού και των τοιχωμάτων του εκτονωτή υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{Q}_{wall} = \alpha \cdot (T_{wall} - T_f) \cdot D \cdot \pi \cdot L \quad 3.10$$

Όπου,

- α : ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
- T_{wall} : Η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κελύφους του εκτονωτή
- T_f : Η θερμοκρασία του ρευστού για την γνωστή κατάσταση του ρευστού στη σωλήνωση
- D : η διάμετρος της σωλήνωσης
- L : το μήκος της σωλήνωσης

Η ενθαλπία, h , του ρευστού στο σημείο που δεν είναι γνωστή η κατάστασή του εκτιμάται από την παρακάτω εξίσωση:

$$h = h_f + \frac{Q_{wall}}{\dot{m}} \quad 3.11$$

Όπου h_f είναι η ενθαλπία του ρευστού στην είσοδο του σωλήνα εισόδου ή στην έξοδο του σωλήνα εξόδου και \dot{m} η παροχή μάζας του ρευστού.

➤ Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (Ατμοποίηση)

Τα μοντέλα που χρησιμοποιούνται στην βιβλιογραφία για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας είναι στην πλειοψηφία τους ημι-εμπειρικά. Συνεπώς, επιλέχθηκαν μοντέλα τα οποία βασίζονται σε πειράματα των οποίων οι συνθήκες, η γεωμετρία και τα ρευστά είναι παρόμοια με αυτά της παρούσας εργασίας. Η επιλογή τους έγινε κυρίως βάσει των παρακάτω παραμέτρων:

- Διάμετρος σωλήνα εισόδου και εξόδου
- Ρευστό-Κατηγορία ρευστού
- Πιέσεις λειτουργίας εκτονωτή

1. Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ατμοποίησης

Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μελετήθηκαν τα μοντέλα του Shah[58] και των Liu-Winterton[59].

Σχέση του Shah

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ατμοποίησης για το διφασικό ρευστό, $\alpha_{2\phi}$, υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\alpha_{2\phi} = \psi \cdot \alpha_l \quad 3.12$$

Όπου α_l ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας της υγρής φάσης του ρευστού ο οποίος εκτιμάται σύμφωνα με την εξίσωση

$$\alpha_l = 0.023 \left(\frac{G \cdot (1-x) \cdot D}{\mu_f} \right)^{0.8} Pr_f^{0.4} \frac{k_f}{D} \quad 3.13$$

Όπου

- G : ροή μάζας (εξίσωση 3.14)
- μ_f : συνεκτικότητα κορεσμένου υγρού
- Pr_f : Αριθμός Prandtl κορεσμένου υγρού (εξίσωση 3.15)

- K_f : Αγωγιμότητα κορεσμένου υγρού

Η ροή μάζας δίνεται και ο αριθμός Prandtl δίνονται αντίστοιχα από τις παρακάτω εξισώσεις:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad 3.14$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad 3.15$$

Όπου c_p , μ και k είναι η ισοβαρής θερμοχωρητικότητα, η συνεκτικότητα και η θερμική αγωγιμότητα του μίγματος, αντίστοιχα.

Για την εύρεση του συντελεστή ψ της εξίσωσης 3.13 ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Αρχικά υπολογίζονται οι αριθμοί Bo (boiling number), Fr (Froude) και Co (αγωγή θερμότητας), αντίστοιχα:

$$Bo = \frac{q''}{G \cdot h_{fg}} \quad 3.16$$

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_f^2 g D} \quad 3.17$$

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0.8} \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_g}} \quad 3.18$$

Οι παράμετροι ρ_g και ρ_f συμβολίζουν την πυκνότητα του κορεσμένου ατμού και υγρού του μίγματος, η παράμετρος h_{fg} την ενθαλπία ατμοποίησης και η q'' τη ροή θερμότητας.

Έπειτα υπολογίζονται οι δύο παράμετροι για την ατμοποίηση του Shah, F και N , ως εξής:

$$F = \begin{cases} 14.70, & Bo > 0.0011 \\ 15.43, & Bo \leq 0.0011 \end{cases} \quad 3.19$$

$$N = \begin{cases} Co, & Fr_l \geq 0.04 \\ 0.38, Fr_l^{-0.3} Co, & Fr_l < 0.04 \end{cases} \quad 3.20$$

Τέλος, υπολογίζονται οι συντελεστές ψ_{bs} , ψ_{nb} (συντελεστής βρασμού με φυσαλίδες) και ψ_{cb} (συντελεστής βρασμού με ελεύθερη συναγωγή). Βάσει των τιμών των προαναφερθέντων συντελεστών υπολογίζεται η τιμή του συντελεστή ψ από την εξίσωση 3.24.

$$\psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad 3.21$$

$$\psi_{nb} = \begin{cases} 230\sqrt{Bo}, & N > 0.1 \text{ and } Bo > 0.00003 \\ 1 + 46\sqrt{Bo}, & N > 0.1 \text{ and } Bo < 0.00003 \end{cases} \quad 3.22$$

$$\psi_{bs} = \begin{cases} F\sqrt{Bo} \exp(2.74N^{-0.15}), & 0.1 \leq N \leq 1.0 \\ F\sqrt{Bo} \exp(2.74N^{-0.10}), & N < 0.1 \end{cases} \quad 3.23$$

$$\psi = \begin{cases} \max(\psi_{bs}, \psi_{cb}), & N \leq 0.1 \\ \max(\psi_{nb}, \psi_{cb}), & N > 0.1 \end{cases} \quad 3.24$$

Σχέση των Liu-Winterton

Σύμφωνα με το συγκεκριμένο μοντέλο ο συντελεστής μεταφορά θερμότητας υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\alpha_{ev} = \sqrt{(Fh_{lo})^2 + (Sh_{nb})^2} \quad 3.25$$

Όπου F και S είναι οι συντελεστές ενίσχυσης βρασμού με συναγωγή (convective boiling enhancement factor) και καταστολής βρασμού με φυσαλίδες (nucleate boiling suppression factor), ίσοι με:

$$F = \left[1 + xPr_L \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad 3.26$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.55F^{0.1}Re_{lo}^{0.16}} \quad 3.27$$

Οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας της υγρής φάσης του μίγματος, h_{lo} και του βρασμού με φυσαλίδες, h_{nb} εκτιμώνται σύμφωνα με τις εξισώσεις, αντίστοιχα:

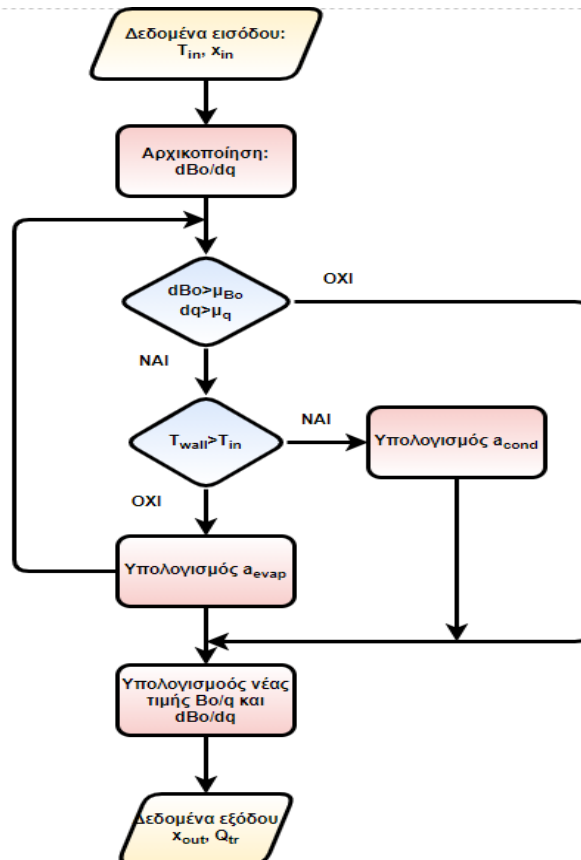
$$h_{lo} = 0.023Re_{lo}^{0.8}Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D} \quad 3.28$$

$$h_{nb} = 55Pr^{0.12-0.434 \ln Pr} (-\log Pr)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67} \quad 3.29$$

Όπου R_p η τραχύτητα της επιφάνειας της σωλήνωσης(m) και M η μοριακή μάζα (kg/kmol).

Επίλυση και αποτελέσματα

Για την επίλυση και των δύο μοντέλων είναι απαραίτητη η εφαρμογή επαναληπτικής μεθόδου έτσι ώστε να βρεθεί η τιμή της συναλασσόμενης θερμότητας του τοιχώματος και του ρευστού. Το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου επίλυσης για την εύρεση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας απεικονίζεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 18).

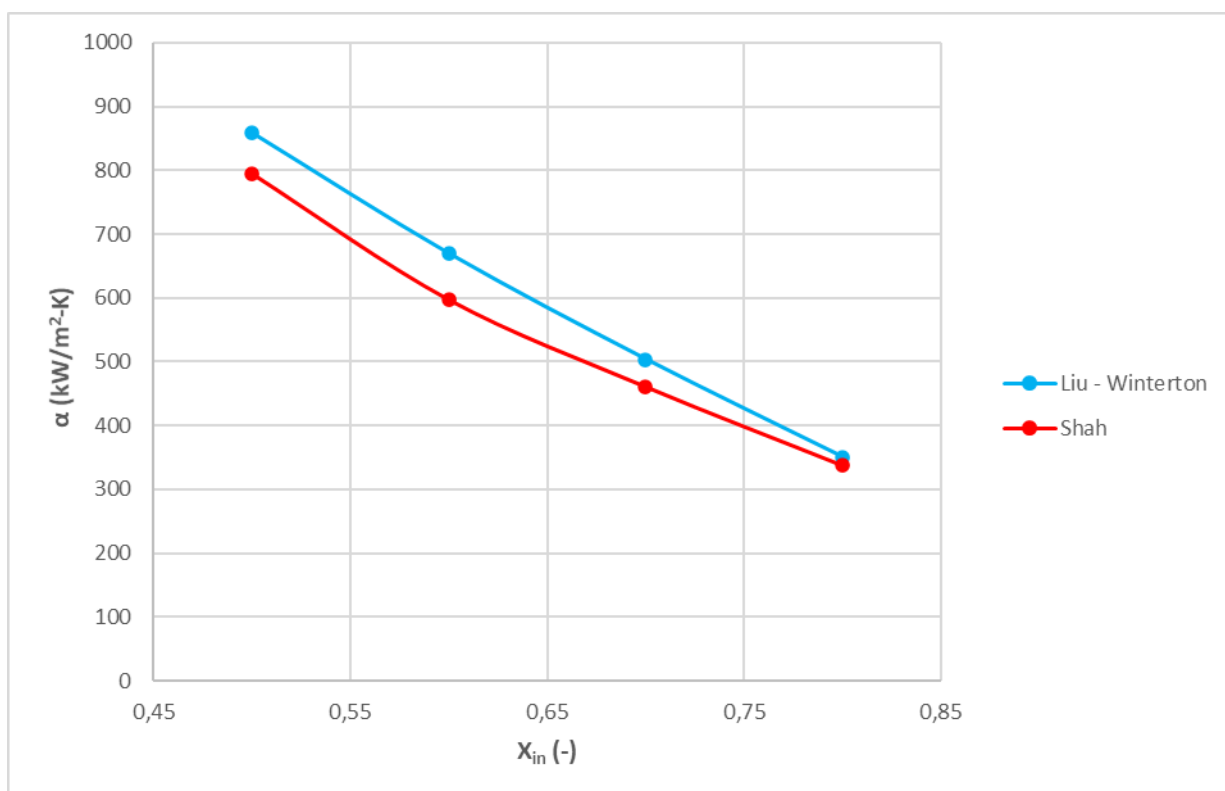


Εικόνα 19. Αλγόριθμος επίλυσης της συναλασσόμενης θερμότητας στους σωλήνες εισόδου/εξόδου

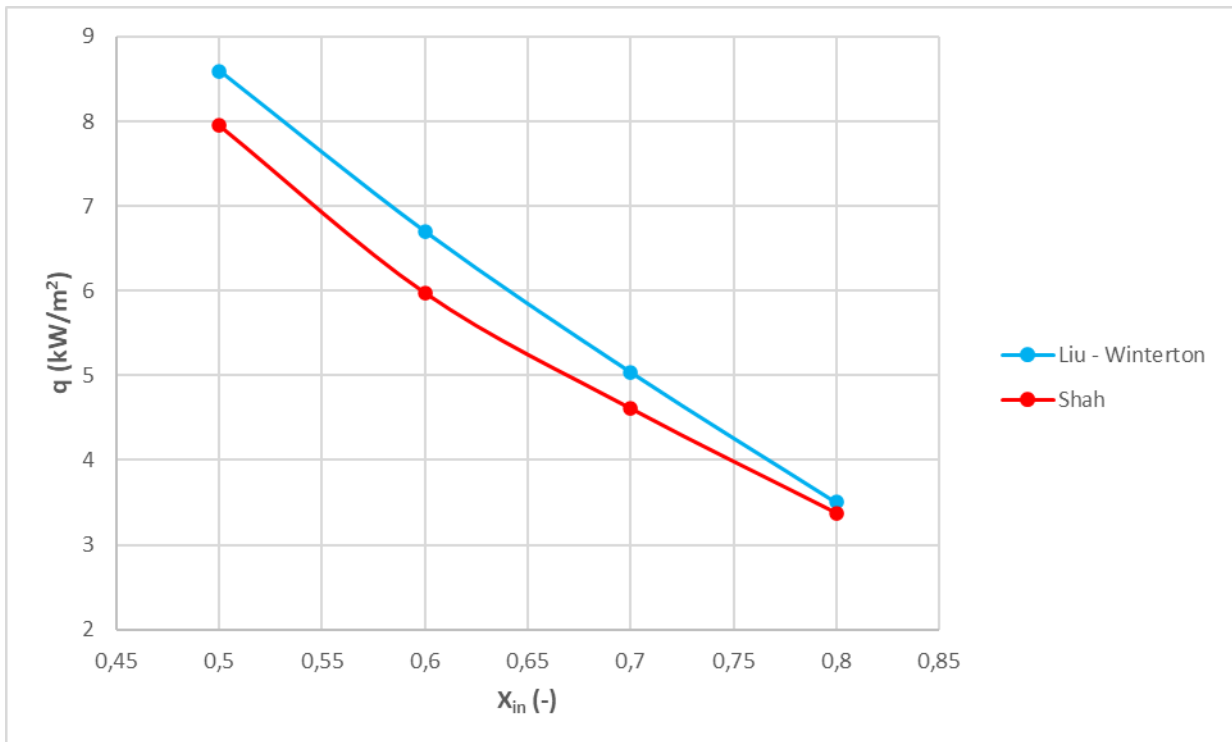
Η διερεύνηση των δύο μοντέλων έγινε σύμφωνα με τα παρακάτω δεδομένα και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στις παρακάτω εικόνες.

Πίνακας 11. Παράμετροι εισόδου για τη συναλλαγή θερμότητας στις σωληνώσεις

Παράμετρος	Τιμή
D (m)	0.02
L (m)	0.30
T _{wall} (°C)	10.0
T _{in} (°C)	-10.0

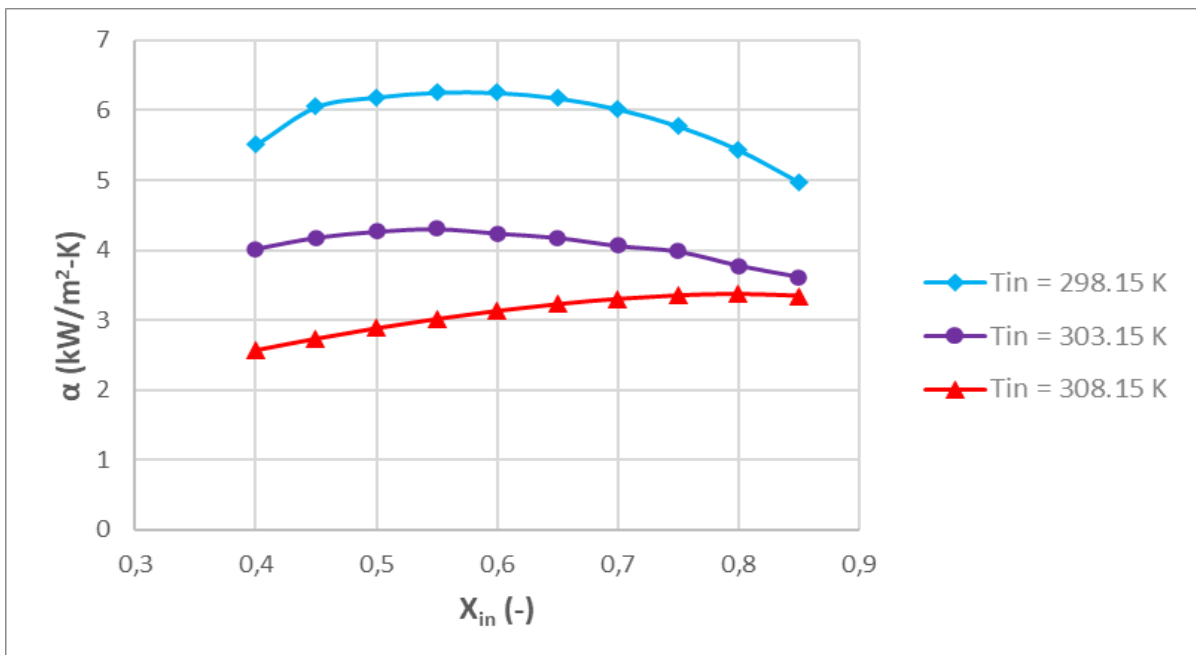


Εικόνα 20. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (ατμοποίηση) ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου βάσει των σχέσεων Liu-Winterton και Shah

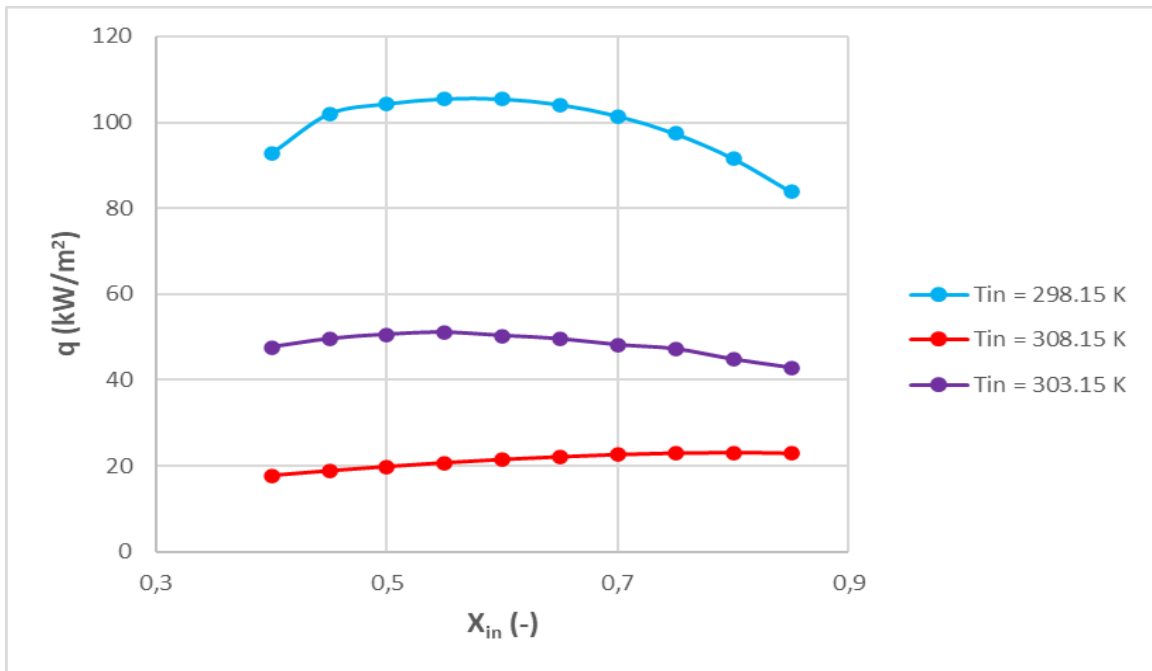


Εικόνα 21. Θερμική ροή ατμοποίησης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου βάσει των σχέσεων Liu-Winterton και Shah

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα οι τιμές του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας των δύο σχέσεων δε διαφέρει σημαντικά. Λόγω των περισσότερων απαιτούμενων συνθηκών που πρέπει να τηρούνται για να χρησιμοποιηθεί η σχέση των Liu-Winterton, επιλέγεται η σχέση του Shah. Η παροχή μάζας του ρευστού στην περίπτωση αυτή θεωρήθηκε σταθερή και ίση με 0.07 kg/s και το μήκος της σωλήνωσης ίσο με $L=0.03$ m. Στις παρακάτω εικόνες παρουσιάζονται η θερμική ροή και ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικές τιμές της θερμοκρασίας εισόδου.



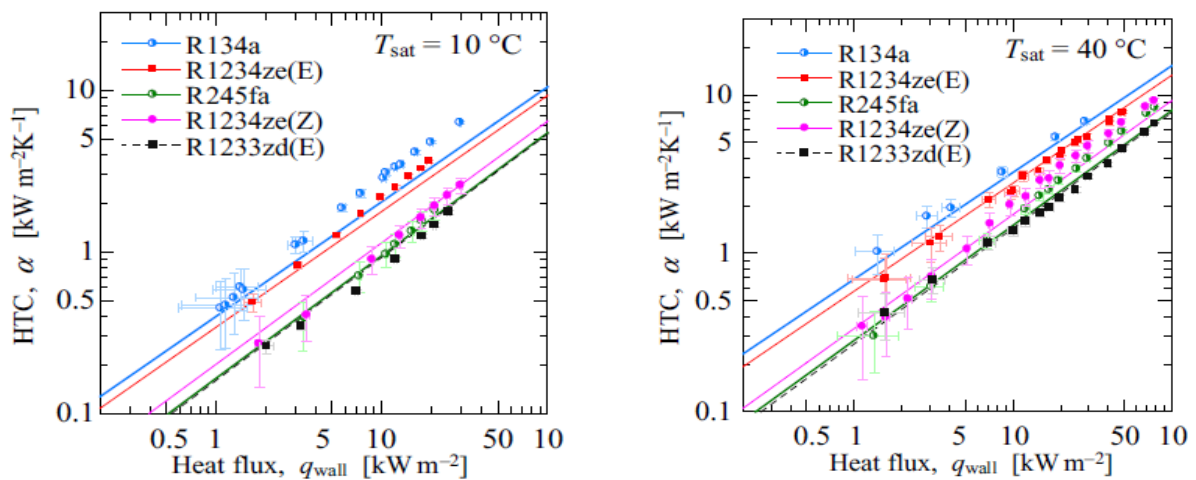
Εικόνα 22. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (ατμοποίηση) ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου (Μοντέλο Shah) ($T_{wall}=315.15$ K, $T_{inlet}=298,15$ K, 303.15 K, $308,15$ K)



Εικόνα 23. Θερμική ροή ατμοποίησης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου (Μοντέλο Shah) ($T_{wall}=315.15\text{ K}$, $T_{inlet}=298,15\text{ K}$, $303,15\text{ K}$, $308,15\text{ K}$)

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα παρατηρείται ότι η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού και συνεπώς η πίεση παίζουν σημαντικό ρόλο στον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Όσο η θερμοκρασία του ρευστού μειώνεται με σταθερή τη θερμοκρασία των τοιχωμάτων, η διαφορά των θερμοκρασιών των τοιχωμάτων και του ρευστού αυξάνεται και οδηγεί στην αύξηση του συντελεστή θερμότητας και της θερμικής ροής. Επίσης παρατηρείται η μετατόπιση του μεγίστου των καμπυλών. Συγκεκριμένα στην περίπτωση όπου η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού ισούται με 298.15 K , ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας παρουσιάζει μέγιστο για ξηρότητα εισόδου ίση περίπου με $0.55-0.60$. Αντιθέτως για θερμοκρασία ίση με 308.15 K , ο συντελεστής συναλλαγής θερμότητας παρουσιάζει γραμμική συσχέτιση με την ξηρότητα εισόδου με θετική κλίση.

Επειδή το συγκεκριμένο μοντέλο είναι ημι-εμπειρικό, ακολούθησε σύγκριση των αποτελεσμάτων με πειραματικά αποτελέσματα από τη βιβλιογραφία και συγκεκριμένα της μελέτης [60] για το ρευστό $R1233zd(E)$ που μελετάται στην παρούσα εργασία.



Εικόνα 24. Διάγραμμα συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ατμοποίησης ως συνάρτηση της θερμικής ροής για θερμοκρασίες 10 και 40°C

Σε σύγκριση με τα πειραματικά δεδομένα, οι τιμές του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας που προκύπτουν από τη σχέση του Shah είναι μεγαλύτερες. Συνεπώς, εντάσσεται στην σχέση υπολογισμού ο διορθωτικός συντελεστής (cf_{ev}) έτσι ώστε να αντισταθμιστεί η διαφορά αυτή, η τιμή του οποίου ισούται με 0.5. Αξίζει να σημειωθεί ότι η τιμή αυτή δεν προέκυψε από συστηματική στατιστική διακρίβωση και η εγκυρότητα του μοντέλου μπορεί να αξιολογηθεί έπειτα από πειραματική δοκιμή του εκτονωτή και τη συλλογή των απαραίτητων δεδομένων.

Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (Συμπύκνωση)

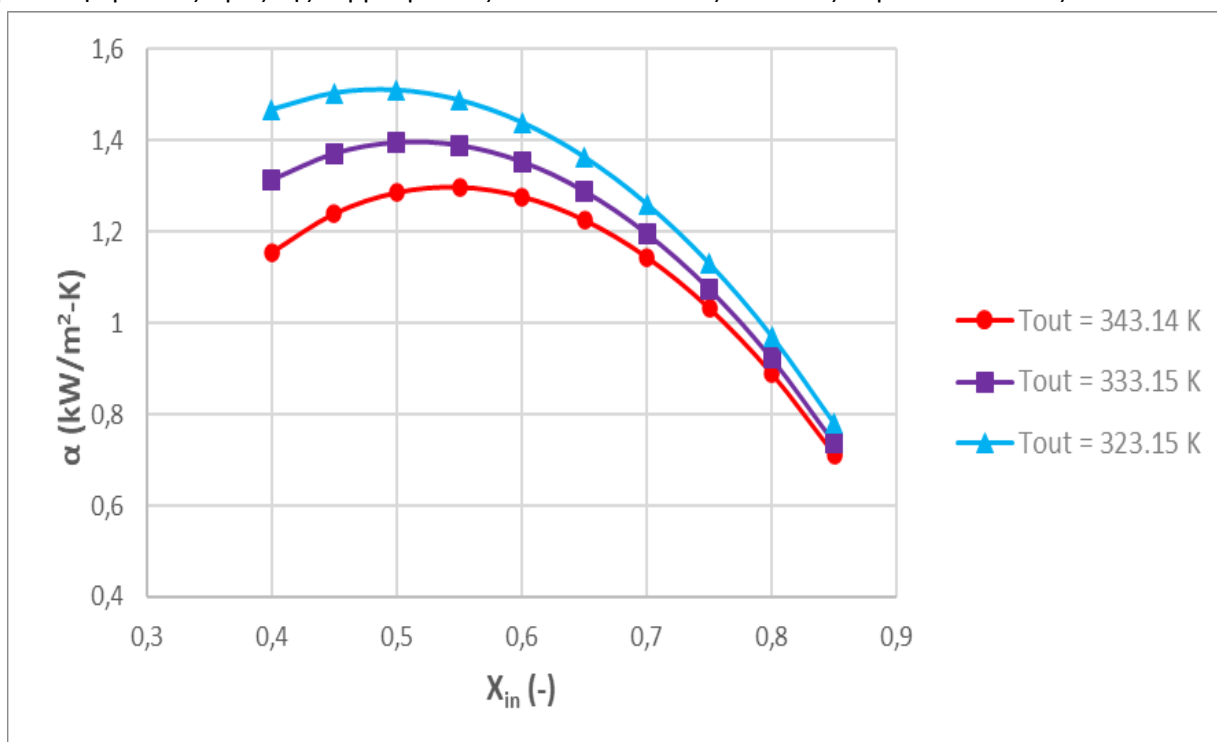
Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην περίπτωση όπου διεξάγεται συμπύκνωση του ρευστού χρησιμοποιείται η παρακάτω εξίσωση:

$$\alpha_{co} = h_{lo} \left((1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(p^*)^{0.38}} \right) \quad 3.30$$

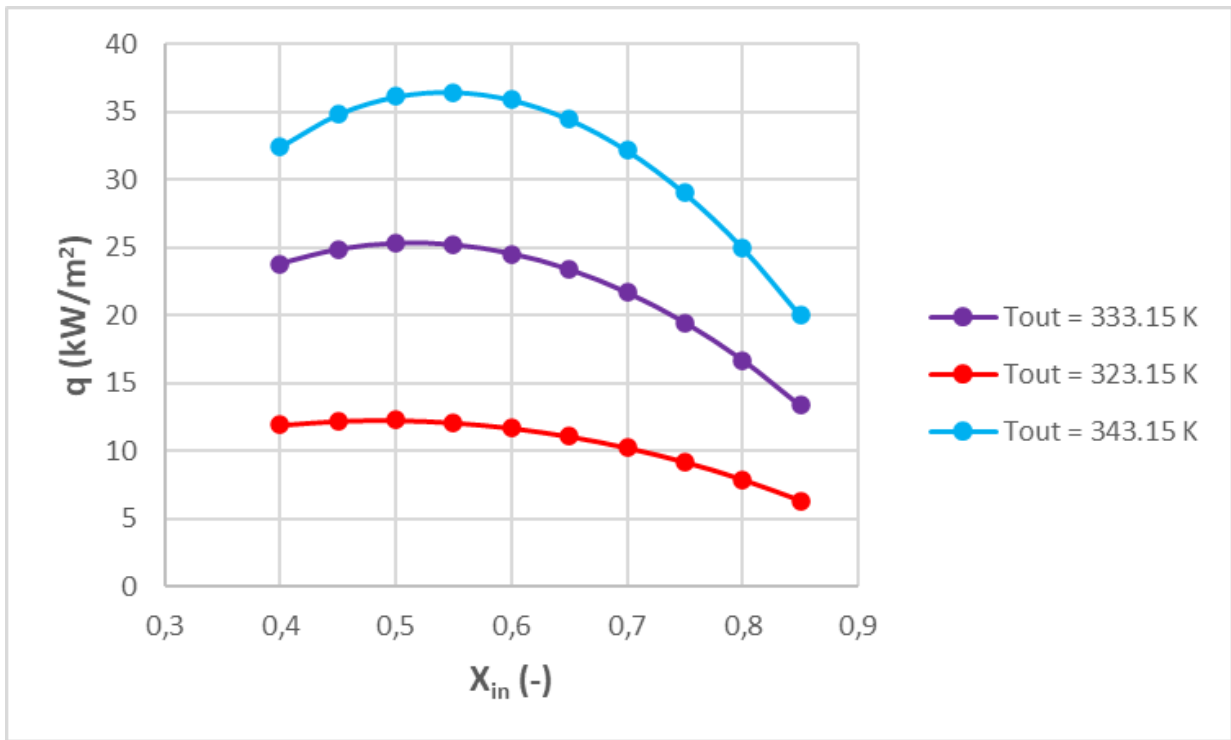
Όπου $p^* = p_{sat}/p_{crit}$, και a_L ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για το μέρος της υγρής φάσης του διφασικού ρευστού, ο οποίος υπολογίζεται από την εξίσωση 3.13.

Επίλυση και αποτελέσματα

Για τις ίδιες συνθήκες, τα αποτελέσματα της θερμική ροής και του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικές τιμές της θερμοκρασίας εισόδου απεικονίζονται στις παρακάτω εικόνες.



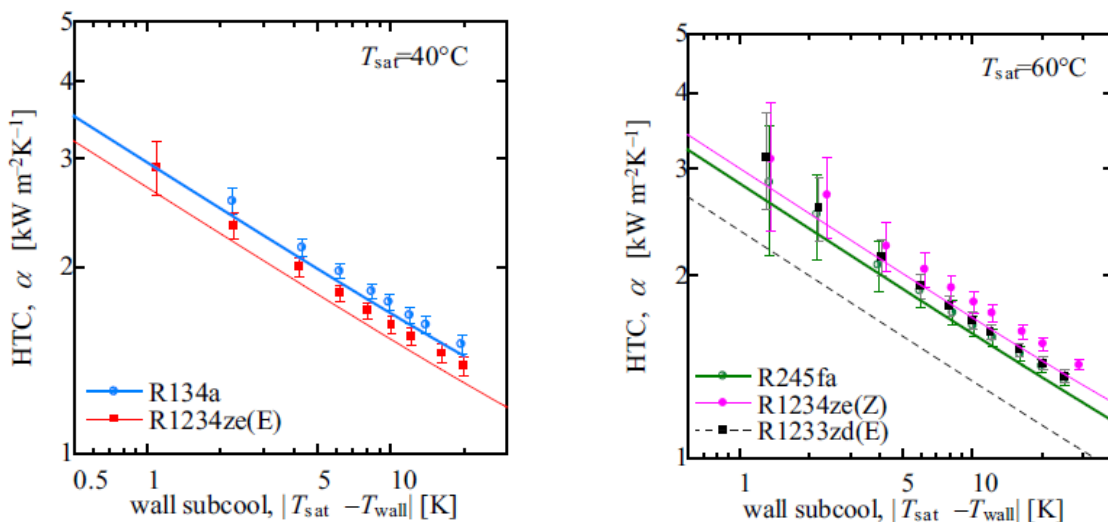
Εικόνα 25. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (συμπύκνωση) ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου (Μοντέλο Shah) ($T_{wall}=315.15$ K, $T_{inlet}=323,15$ K, 333.15 K, $343,15$ K)



Εικόνα 26. Θερμική ροή ατμοποίησης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου(Μοντέλο Shah) ($T_{wall}=315.15$ K, $T_{inlet}=323,15$ K, 333.15 K, $343,15$ K)

Σύμφωνα με τα παραπάνω αποτελέσματα παρατηρείται η αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κατά τη συμπύκνωση όσο αυξάνεται η διαφορά της θερμοκρασίας μεταξύ του ρευστού και των τοιχωμάτων. Επίσης, όσο η θερμοκρασία του ρευστού μειώνεται το μέγιστο του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και της θερμικής ροής μετατοπίζεται και παρουσιάζεται σε μικρότερες τιμές ξηρότητας ρευστού.

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη σχέση του Shah συγκρίθηκαν εκ νέου με τα πειραματικά δεδομένα της προαναφερθείσας μελέτης τα οποία απεικονίζονται στην παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 27. Διάγραμμα συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ατμοποίησης ως συνάρτηση της θερμοκρασιακής διαφοράς των τοιχωμάτων και της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ρευστού για θερμοκρασίες 40 και 60°C

Στην συγκεκριμένη περίπτωση δεν εισάχθηκε συντελεστής διόρθωσης διότι τα πειραματικά δεδομένα δεν εμφάνιζαν μεγάλη απόκλιση από τα αποτελέσματα του μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε. Εντούτοις το μοντέλο και στην περίπτωση της συμπύκνωσης πρέπει να τροποποιηθεί αν είναι απαραίτητο βάσει των πειραματικών δεδομένων του εκτονωτή.

3.4.5 Πτώση πίεσης στις σωληνώσεις

Στον παρόν κεφάλαιο αναλύονται διάφορα μοντέλα για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στις σωληνώσεις εισόδου και εξόδου για ομογενή και μη ομογενή ροή.

I. Μοντέλα ομογενούς ροής

Η διαφορά πίεσης ανά μήκος του αγωγού/σωλήνα μπορεί να εκτιμηθεί από την παρακάτω εξίσωση:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{-fvG^2}{2D} \quad 3.31$$

Όπου u η ταχύτητα του ρευστού, G η ροή μάζας και D η υδραυλική διάμετρος του αγωγού/σωλήνα.

Η παράμετρος f είναι ο συντελεστής τριβής και για τον υπολογισμό του έγινε η αξιολόγηση των παρακάτω σχέσεων.

Blasius (1913)

$$f = \frac{0.079}{Re_{d_h}^{0.25}}, \quad 3,000 < Re_{d_h} < 100,000 \quad 3.32$$

Drew et al. (1932)

$$f = 0.0014 + \frac{0.125}{Re_{d_h}^{0.32}}, \quad 3,000 < Re_{d_h} < 3,000,000 \quad 3.33$$

Petukhov (1970)

$$f = 0.25(0.790 \ln Re_{d_h} - 2.0)^{-2}, \quad 3,000 < Re_{d_h} < 5,000,000 \quad 3.34$$

Churchill (1977)

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{Re_{d_h}} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1/3}} \right]^{1/12} \quad 3.35$$

$$a = \left[2.457 \ln \frac{1}{(7/Re_{d_h})^{0.9} + (0.29\varepsilon/d_h)} \right]^{16} \quad 3.36$$

$$b = \left(\frac{37,530}{Re_{d_h}} \right)^{16} \quad 3.37$$

Fang et al. (2011)

$$f = 0.0625 \left[\log \left(\frac{150.39}{Re^{0.98865}} - \frac{152.66}{Re} \right) \right]^{-2}, \quad 3,000 < Re_{d_h} < 10^8 \quad 3.38$$

Η πυκνότητα για ομογενές διφασικό ρευστό εκτιμάται από:

$$\rho_{2\varphi} = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad 3.39$$

Η συνεκτικότητα για το ομογενές διφασικό ρευστό δίνεται από τη σχέση Mc. Adams κ.ά. (1942):

$$\mu_{2\varphi} = \left(\frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l} \right)^{-1} \quad 3.40$$

II. Μοντέλα μη ομογενούς ροής

Για τη διφασική μη ομογενή ροή θα χρησιμοποιηθεί το μοντέλο των Lockhart-Martinelli (1949). Το μοντέλο αυτό χρησιμοποιήθηκε για να μελετηθεί η επίδραση της υπόθεσης ομογενούς ροής στην πτώση πίεσης. Η σχέση υπολογισμού της διαφορά πίεσης ανά μήκος του σωλήνα/αγωγού γίνεται από την εξίσωση:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{2\varphi} = \begin{cases} -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \varphi_g, & -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \varphi_g > -\left(\frac{dp}{dz}\right)_l \varphi_l \\ -\left(\frac{dp}{dz}\right)_l \varphi_l, & -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \varphi_g < -\left(\frac{dp}{dz}\right)_l \varphi_l \end{cases} \quad 3.41$$

Όπου φ_g και φ_l οι συντελεστές αέριας και υγρής φάσης του διφασικού μίγματος, αντίστοιχα, οι οποίοι υπολογίζονται από τις παρακάτω εξισώσεις:

$$\varphi_g = 1 + CX + X^2 \quad 3.42$$

$$\varphi_l = 1 + \frac{1}{CX} + \frac{1}{X^2} \quad 3.43$$

Όπου X , η παράμετρος Lockhart-Martinelli που εκτιμάται ως εξής:

$$X = \sqrt{\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_l}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_g}} \quad 3.44$$

Και C η σταθερά Lockhart-Martinelli η τιμή της οποίας εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds κάθε φάσης ως εξής:

$$C = \begin{cases} 20, & Re_l > 1500 \text{ and } Re_g > 1500 \\ 12, & Re_l < 1500 \text{ and } Re_g > 1500 \\ 10, & Re_l > 1500 \text{ and } Re_g < 1500 \\ 5, & Re_l < 1500 \text{ and } Re_g < 1500 \end{cases} \quad 3.45$$

Η πτώση πίεσης ανά μήκος αγωγού/σωλήνα για την υγρή και αέρια φάση του ρευστού υπολογίζεται:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2f_l G^2 (1-x)^2 u_l}{D} \quad 3.46$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g G^2 x^2 u_g}{D} \quad 3.47$$

Ο συντελεστής τριβής κάθε φάσης του μίγματος υπολογίζονται με της παρακάτω εξισώσεις:

$$f_l = \begin{cases} \frac{16}{Re_l}, & Re_l < 1,000 \\ \frac{0.046}{Re_l^{0.2}}, & Re_l > 2,000 \\ w \frac{16}{Re_l} + (1-w) \frac{0.046}{Re_l^{0.2}}, & 1,000 < Re_l < 2,000 \end{cases} \quad 3.48$$

$$f_g = \begin{cases} \frac{16}{Re_g}, & Re_g < 1,000 \\ \frac{0.046}{Re_g^{0.2}}, & Re_g > 2,000 \\ w \frac{16}{Re_g} + (1-w) \frac{0.046}{Re_g^{0.2}}, & 1,000 < Re_g < 2,000 \end{cases} \quad 3.49$$

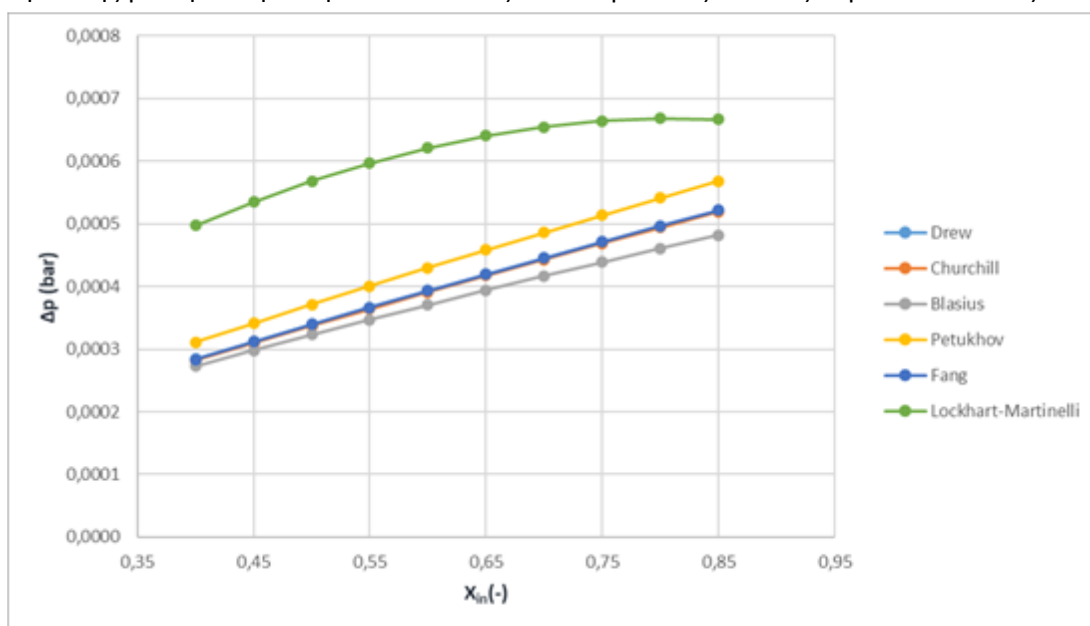
Επίλυση και αποτελέσματα

Το κάθε μοντέλο διερευνάται κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες και γεωμετρικά χαρακτηριστικά που παρουσιάζονται στον πίνακα.

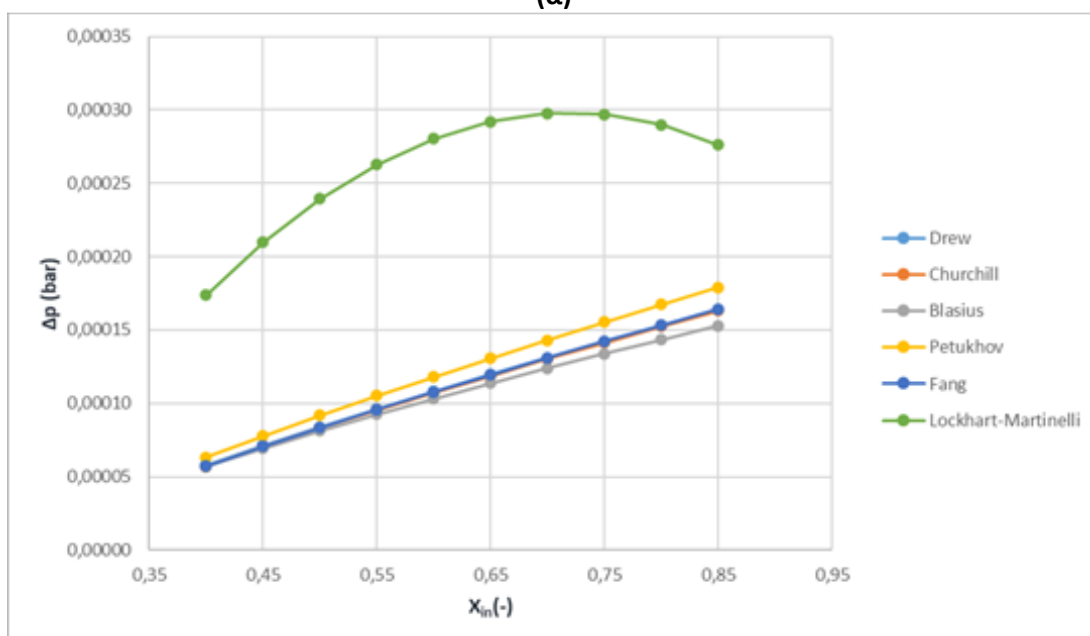
Πίνακας 12. Δεδομένα εισόδου για τον υπολογισμό πτώσης πίεσης στις σωληνώσεις εισόδου-εξόδου

Παράμετρος	Τιμή
T_{sat} (K)	343.15, 303.15
D (m)	0.02
L(m)	0.03

Η πτώση πίεσης για τη σωλήνωση εισόδου και εξόδου παρουσιάζεται στις παρακάτω εικόνες αντίστοιχα.



(α)



(β)

Εικόνα 28. Πτώση πίεσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου για την σωλήνωση εισόδου ($T_{sat}=343.25$ K) και για τη σωλήνωση εξόδου ($T_{sat}=303.25$ K)

Βάσει των αποτελεσμάτων παρατηρείται σημαντική απόκλιση μεταξύ των μοντέλων της ομογενούς και του μοντέλου της μη ομογενούς ροής. Το μοντέλο των Lockhart-Martinelli υπολογίζει σχεδόν τριπλάσια πτώση πίεσης από τα μοντέλα της μη ομογενούς ροής με το μέγιστο να παρουσιάζεται για ξηρότητα

εισόδου ίση με 0.7-0.75. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι στο μοντέλο της μη ομογενούς ροής λαμβάνεται υπόψη ότι η υγρή φάση του ρευστού ρέει με διαφορετική ταχύτητα από την αέρια φάση του. Τα υπόλοιπα μοντέλα της ομογενούς ροής δε παρουσιάζουν αξιοσημείωτες διαφορές και συνεπώς επιλέγεται το μοντέλο του Fang λόγω της απλότητάς του και της εκτίμησης της πτώσης πίεσης με την υπόθεση ομογενούς ροής.

3.4.6 Συναλλαγή θερμότητας στους όγκους ελέγχου(CVs)

Η συναλλαγή θερμότητας μεταξύ των όγκων ελέγχου μοντελοποιείται σύμφωνα με την απλοποιημένη σχέση των Gungor and Winterton[61]. Το συγκεκριμένο μοντέλο επιλέχθηκε διότι μπορεί να αποφευχθεί η επαναληπτική διαδικασία που είναι απαραίτητη στα υπόλοιπα μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\alpha_{CV} = \frac{Nu_{2\phi} k}{D} \quad 3.50$$

Όπου $Nu_{2\phi}$ ο αριθμός Nusselt ο οποίος εκτιμάται ως εξής:

$$Nu_{2\phi} = C \cdot Re_L^n Pr^m f(\cdot) \quad 3.51$$

Οι εμπειρικές παράμετροι C και n είναι ίσες με 0.023 και 0.8, αντίστοιχα. Η παράμετρος m ισούται με 0.3 όταν το ρευστό ψύχεται (συμπύκνωση) και με 0.4 όταν θερμαίνεται (ατμοποίηση). Ο συντελεστής διόρθωσης f εκτιμάται από την παρακάτω σχέση

$$f = 1 + 24,000 Bo^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86} \quad 3.52$$

Η παράμετρος X_{tt} προσδιορίζεται αντίστοιχα από την εξίσωση:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.50} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \quad 3.53$$

Για την εφαρμογή της απλοποιημένης μορφής του μοντέλου έγινε η υπόθεση ότι η θερμική ροή, q'' του ρευστού είναι μικρή και έτσι ο δεύτερος όρος της εξίσωσης 3.48 μπορεί να θεωρηθεί ίσος με μηδέν. Επίσης χρησιμοποιήθηκε ένας διορθωτικός συντελεστής ίσος με 0.2 για την διόρθωση των μεγάλων θερμοκρασιών των τοιχωμάτων που υπολογίζονταν από τη χρήση του μοντέλου. Βάσει των παραπάνω η εξίσωση 3.48 διαμορφώνεται ως εξής:

$$Nu_{2\phi} = C \cdot Re_L^n (1 + 1.37 X_{tt}^{-0.86}) Pr^m \quad 3.54$$

Όπου,

$$Re_L^{0.8} (1 + 1.37 X_{tt}^{-0.86}) \approx Re_L^{0.8} + Re_V^{0.8} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.43} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.886} \quad 3.55$$

Και Re_L , Re_V οι αριθμοί Reynolds για την υγρή και αέρια φάση του ρευστού αντίστοιχα

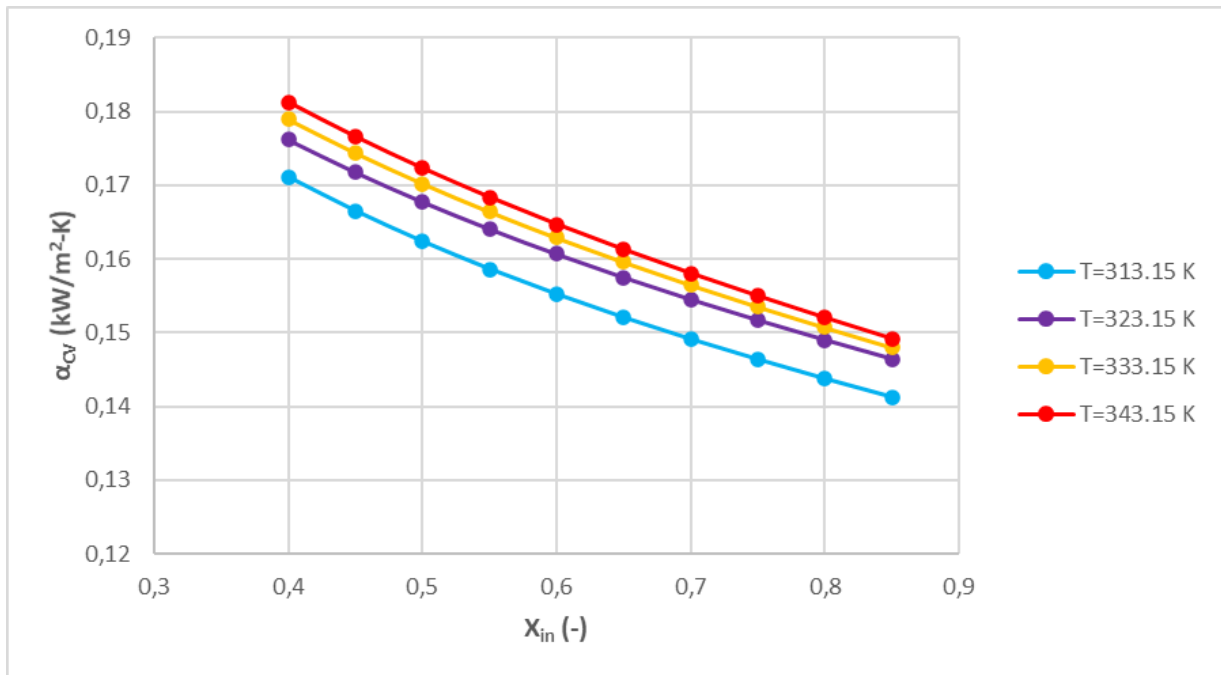
$$Re_L = \frac{GD_h(1-x)}{\mu_l} \quad 3.56$$

$$Re_V = \frac{GD_h x}{\mu_v} \quad 3.57$$

Όπου D_h είναι η υδραυλική διάμετρος η οποία υπολογίζεται ως εξής:

$$D_h = \frac{4r_o h}{2r_o + h} \quad 3.58$$

Τα αποτελέσματα της τιμής του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των όγκων ελέγχου απεικονίζονται στην παρακάτω εικόνα για διάφορες θερμοκρασίες.



Εικόνα 29. Συντελεστής μεταφοράς στους όγκους ελέγχου θερμότητας ως συνάρτηση της ξηρότητας και θερμοκρασίας του ρευστού ($T_{wall}=315.15\text{ K}$, $T_{inlet}=313.15\text{ K}$, 323.15 K , 333.15 K , 343.15 K)

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα η τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κυμαίνεται από 0.14 έως 0.18 kW/m²-K. Με την αύξηση της θερμοκρασίας του ρευστού αυξάνεται και η τιμή του, αλλά ο ρυθμός αύξησης του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μειώνεται. Επίσης παρατηρείται η μείωση της τιμής του καθώς αυξάνεται η ξηρότητα του ρευστού.

Αξίζει να σημειωθεί ότι η εφαρμογή τέτοιων ημι-εμπειρικών μοντέλων πρέπει να ακολουθείται από την προσαρμογή τους σύμφωνα με πειραματικά δεδομένα, έτσι ώστε να αυξηθεί η αξιοπιστία τους.

Για τον υπολογισμό της συναλλασσόμενης θερμότητας μεταξύ του ρευστού και των τοιχωμάτων εντός ενός όγκου ελέγχου απαιτείται η επιφάνεια των σπειρών του εκτονωτή που είναι σε επαφή με το ρευστό για κάθε όγκο ελέγχου. Η επιφάνεια αυτή υπολογίζεται σε κάθε βήμα γωνίας κατά την περιστροφή του εκτονωτή σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$\dot{Q}_{CV} = \alpha_{CV} h_s r_b \left[\left(\frac{\varphi^2}{2} - \varphi_0 \varphi \right) (T_{wall} - T_{CV}) + \left(\frac{dT}{d\varphi} \right) \left(\frac{\varphi^3}{3} - \frac{(\varphi_0 + \varphi_m) \varphi^2}{2} + \varphi_0 \varphi_m \varphi \right) \right] \Bigg|_{\varphi_1}^{\varphi_2} \quad 3.59$$

Όπου:

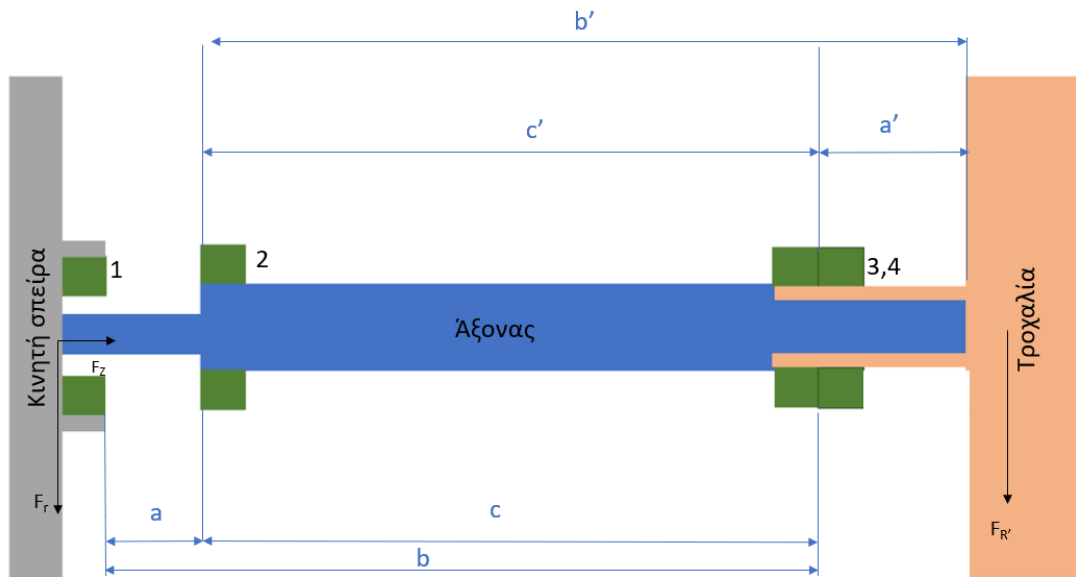
- φ_1 : Η αρχική (μικρότερη) γωνία εξειλιγμένης
- φ_2 : Η τελική (μέγιστη) γωνία εξειλιγμένης
- T_{CV} : η θερμοκρασία του ρευστού στον όγκο ελέγχου

Η μέση συναλλασσόμενη θερμότητα μεταξύ των τοιχωμάτων των σπειρών και του ρευστού για μια περιστροφή του εκτονωτή δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\overline{\dot{Q}_{scrolls}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\sum_{CV} [\dot{Q}_{wall,in-CV} + \dot{Q}_{wall,out-CV}] \right] \quad 3.60$$

3.4.7 Υπολογισμός μηχανικών απωλειών

Η διάταξη του εκτονωτή παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 30. Συνδεσμολογία του εκτονωτή με τη γεννήτρια

Στην παραπάνω εικόνα τα ρουλεμάν της διάταξης συμβολίζονται με πράσινο χρώμα. Η δύναμη F_r , F_z και $F_{R'}$ είναι οι ακτινικές και αξονικές δυνάμεις του εκτονωτή και η ακτινική δύναμη της τροχαλίας, αντίστοιχα. Τα φορτία που παραλαμβάνει το ρουλεμάν 1 είναι τα ακτινικά φορτία του εκτονωτή, ενώ τα ρουλεμάν 2,3 και 4 παραλαμβάνουν τις ακτινικές δυνάμεις τόσο του εκτονωτή όσο και της τροχαλίας. Για την παραλαβή των αξονικών δυνάμεων χρησιμοποιείται έδρανο ώσης το οποίο δεν απεικονίζεται στην Εικόνα 30. Για τον υπολογισμό των μηχανικών απωλειών ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

- Υπολογίζονται οι επιμέρους δυνάμεις που ασκούνται στις σπείρες του εκτονωτή για κάθε γωνία περιστροφής και γίνεται ο συνολικός υπολογισμός των ακτινικών, αξονικών και εφαπτόμενων δυνάμεων που ασκούνται στον εκτονωτή από το ρευστό. Η συγκεκριμένη διαδικασία υπάρχει ενσωματωμένη στον υπάρχον κώδικα του λογισμικού PDSim.
- Έπειτα υπολογίζονται οι δυνάμεις που δέχονται τα ρουλεμάν του άξονα. Οι ακτινικές δυνάμεις που κατανέμονται στα ρουλεμάν από τον εκτονωτή υπολογίζονται ως εξής:

$$F_r = \sqrt{F_T^2 + (F_R + F_{IN})^2} \quad 3.61$$

Όπου F_T και F_R η εφαπτόμενη και ακτινική δύναμη που ασκείται στον εκτονωτή από το ρευστό και F_{IN} η φυγόκεντρη δύναμη που δημιουργείται από τη μάζα της κινούμενης σπείρας του εκτονωτή.

Οι δυνάμεις που ασκούνται σε κάθε ρουλεμάν υπολογίζονται σύμφωνα με τις παρακάτω εξισώσεις:

$$F_{b1} = F_r \quad 3.62$$

$$F_{b2} = F_r \left(\frac{b}{c} \right) + F_{R'} \left(\frac{a'}{c'} \right) \quad 3.63$$

$$F_{b3,4} = F_r \left(\frac{a}{c} \right) + F_{R'} \left(\frac{b'}{a'} \right) \quad 3.64$$

Για τον υπολογισμό των μηχανικών απωλειών χρησιμοποιείται το μοντέλο της SKF[62]. Ο υπολογισμός των απωλειών εκτιμάται από την παρακάτω εξίσωση

$$P_{loss} = 1.05 \cdot 10^{-4} M \cdot N \quad 3.65$$

Όπου M η συνολική ροπή τριβής στα έδρανα κυλίσεως, η οποία υπολογίζεται ως εξής:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad 3.66$$

Όπου, M_{rr} : Η ροπή τριβής από κύλιση

M_{sl} : Η ροπή τριβής από ολίσθηση

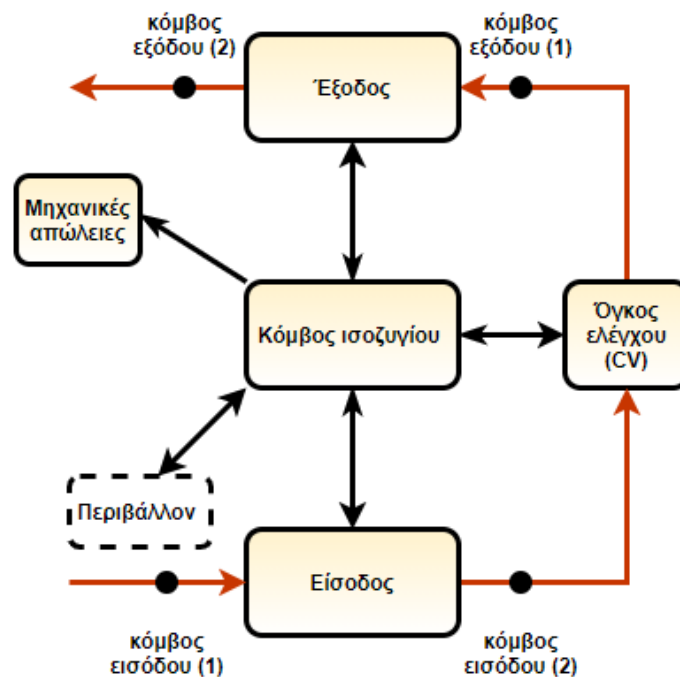
M_{seal} : Η ροπή τριβής από την επαφή στεγανώσεων και εδράνων κυλίσεως

M_{drag} : Η ροπή τριβής από τις υδροδυναμικές δυνάμεις της λίπανσης των εδράνων κυλίσεως

Το φορτίο της τροχαλίας

3.4.8 Ισοζύγιο ενέργειας στον εκτονωτή

Για την επίλυση του ισοζυγίου ενέργειας στον εκτονωτή εφαρμόζεται η μέθοδος συγκεντρωμένης μάζας-κόμβου όπως απεικονίζεται στην εικόνα που ακολουθεί:



Εικόνα 31. Διάγραμμα ροής θερμότητας στον εκτονωτή (Τροποποιημένο από [48])

Κατά την επίλυση της συγκεκριμένη μεθόδου έχει θεωρηθεί ότι όλο το κέλυφος του εκτονωτή, συμπεριλαμβανομένων και των σωληνών εισόδου και εξόδου και των σπειρών του έχουν ίση και ομοιόμορφη θερμοκρασία ($T_{wall}=T_{scroll}=T_{shell}=T_{lump}$). Το ισοζύγιο ενέργειας που εφαρμόζεται στον κόμβο είναι το άθροισμα της θερμικής ενέργειας που απορροφάται από τα τοιχώματα του εκτονωτή από το ρευστό στις σωληνώσεις και στους όγκους ελέγχου και υπολογίζεται από την εξίσωση παρακάτω:

$$\dot{Q}_{tubes} + \dot{W}_{ml} + \dot{Q}_{CV} = \dot{Q}_{amb} \quad 3.67$$

Όπου

- \dot{Q}_{tubes} : Η θερμότητα που συναλλάσσεται μεταξύ των τοιχωμάτων των σωληνώσεων και του ρευστού
- \dot{W}_{ml} : Οι μηχανικές απώλειες του εκτονωτή
- \dot{Q}_{amb} : Η θερμότητα που συναλλάσσεται μεταξύ του κελύφους και του περιβάλλοντος

Η συναλλασσόμενη θερμότητα μεταξύ κελύφους-περιβάλλοντος εκτιμάται από την παρακάτω σχέση:

$$\dot{Q}_{amb} = h_{amb} \cdot A_{shell} \cdot (T_{wall} - T_{amb}) \quad 3.68$$

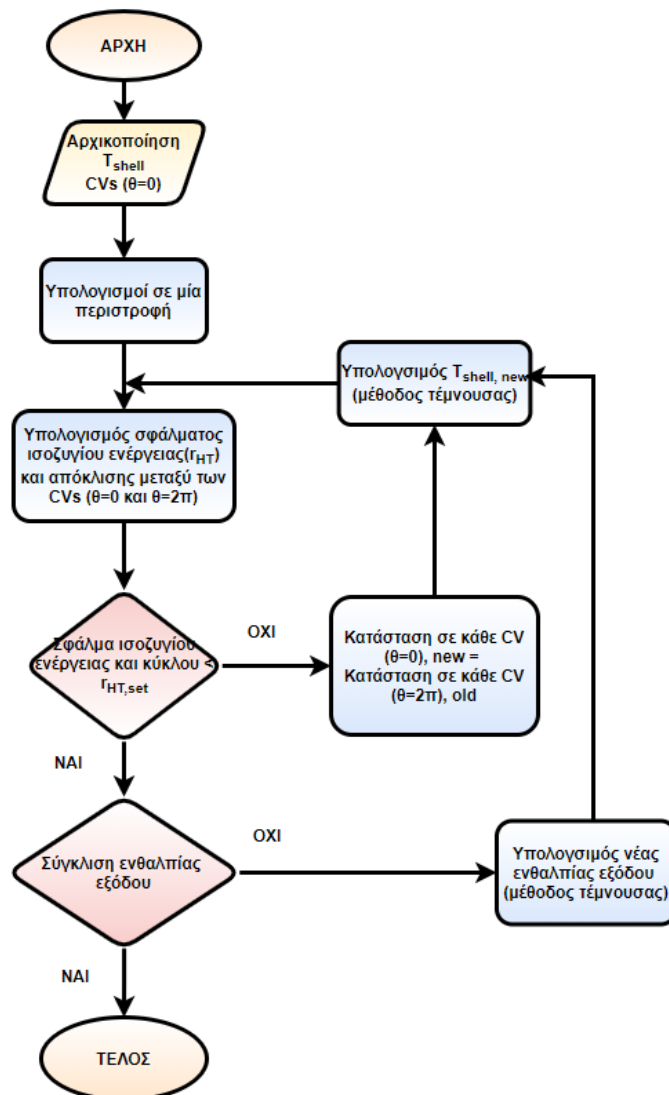
Στην παραπάνω εξίσωση οι παράμετροι h_{amb} και A_{shell} είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ελεύθερης συναγωγής (ίσος με $0.02 \text{ kW/m}^2\text{-K}$ [63]) και η εξωτερική επιφάνεια του κελύφους του εκτονωτή.

Για τον υπολογισμό των μηχανικών απωλειών είτε θεωρείται ένας μηχανικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή και χρησιμοποιείται η εξίσωση 3.69 ή ακολουθείται αναλυτικός υπολογισμός αυτών ο οποίος αναλύεται στο κεφάλαιο 3.4.7.

$$\dot{W}_{ml} = (1 - \eta_{ml}) \cdot \dot{W}_{PV} = \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \quad 3.69$$

3.4.9 Αλγόριθμος επίλυσης

Τα μοντέλα που αναλύθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια ενώνονται για την επίλυση του μοντέλου και ο αλγόριθμος επίλυσης που εφαρμόζεται απεικονίζεται στην παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 32. Διάγραμμα ροής αλγορίθμου επίλυσης ντετερμινιστικού μοντέλου

Τα κύρια βήματα του αλγορίθμου επίλυσης του ντετερμινιστικού μοντέλου είναι τα εξής:

- Αφού ολοκληρωθεί η εισαγωγή των δεδομένων (κεφάλαιο 3.2), επιτυγχάνεται η αρχικοποίηση θεωρώντας αρχικές τιμές για την θερμοκρασία του κελύφους, την παροχή μάζας, του αδιαβατικού βαθμού απόδοσης, τις καταστάσεις του ρευστού στην είσοδο και έξοδο του εκτονωτή αλλά και τον όγκων ελέγχου για $\theta=0$.

- Έπειτα εφαρμόζονται τα μοντέλα των σωληνώσεων εισόδου και εξόδου έτσι ώστε να προσδιοριστεί η κατάσταση του ρευστού στην είσοδο και στην έξοδο των όγκων ελέγχου αναρρόφησης και εξόδου αντίστοιχα.
- Στη συνέχεια διεξάγεται ο υπολογισμός ενός κύκλου περιστροφής του εκτονωτή για κάθε θ από 0 έως 2π . Για κάθε γωνία εκτελείται πρώτα η μοντελοποίηση της ροής και γίνεται εύρεση της παροχής μάζας μεταξύ των όγκων ελέγχου και των σωληνών εισόδου/εξόδου. Έπειτα εκτελείται το μοντέλο της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των όγκων ελέγχου και του ρευστού. Τέλος, εφόσον έχει καθοριστεί η συναλλασσόμενη θερμότητα και η παροχή μάζας εφαρμόζεται το ισοζύγιο ενέργειας έτσι ώστε να υπολογιστεί η θερμοδυναμική κατάσταση του ρευστού σε κάθε όγκο ελέγχου στην επόμενη γωνία περιστροφής. Για την επίλυση του ισοζυγίου ενέργειας και μάζας χρησιμοποιείται η μέθοδος Runge-Kutta-Fehlberg (RK45).
- Στο τέλος της περιστροφής ($\theta=2\pi$), υπολογίζεται η διαφορά της θερμοδυναμικής κατάστασης για τη γωνία $\theta=0$ και $\theta=2\pi$, δηλαδή το σφάλμα του κύκλου όπως επίσης και το σφάλμα του ισοζυγίου ενέργειας που δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$r_{HT} = Q_{tubes} + Q_{CV} + W_{ml} - Q_{amb} \quad 3.70$$

Αν τα δύο σφάλματα είναι μεγαλύτερα από μια καθορισμένη οριακή τιμή, η θερμοδυναμική κατάσταση για κάθε όγκο ελέγχου στο πέρας του κύκλου που εκτελέστηκε χρησιμοποιείται ως είσοδο για την επόμενη περιστροφή του εκτονωτή ενώ προσδιορίζεται και μια νέα τιμή για τα τοιχώματα του εκτονωτή χρησιμοποιώντας την μέθοδο της διχοτόμησης.

- Εφόσον τα σφάλματα του κύκλου και του ενεργειακού ισοζυγίου γίνουν αμελητέα, υπολογίζεται η ενθαλπία εξόδου σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$h_{disc} = \frac{\sum_{disc} \dot{m}h}{\sum_{disc} \dot{m}} \quad 3.71$$

Συγκεκριμένα, η ενθαλπία εξόδου ορίζεται ως η μέση ενθαλπία του ρευστού στην έξοδο του εκτονωτή για μια ολόκληρη περιστροφή. Η διαφορά μεταξύ της υπολογιζόμενης (h_{disc}) και της αρχικής ($h_{disc,a}$) ενθαλπίας εξόδου πολλαπλασιασμένη με την παροχή μάζας ορίζεται ως το σφάλμα ενέργειας εξόδου που δίνεται από την εξίσωση:

$$r_{mh} = \dot{m}(h_{disc} - h_{disc,a}) \quad 3.72$$

Αν το υπόλοιπο r_{mh} είναι μικρότερο από την καθορισμένη οριακή τιμή τότε η επίλυση ολοκληρώνεται. Διαφορετικά υπολογίζεται μια νέα τιμή ενθαλπίας εξόδου βάσει της μεθόδου της τέμνουσας και θεωρείται ως η αρχική ενθαλπία εξόδου της επόμενης επανάληψης.

3.5 Ανάλυση παραμέτρων απόδοσης

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται οι παράμετροι απόδοσης του εκτονωτή βάσει των οποίων επιτυγχάνεται η αξιολόγηση της λειτουργίας του.

Ο αδιαβατικός βαθμός απόδοσης ορίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$\eta_{ad} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad 3.73$$

Όπου, h_1 και h_2 οι ενθαλπίες του ρευστού κατά την είσοδο και την έξοδο του από τον εκτονωτή και h_{2s} η ενθαλπία ισεντροπικής εκτόνωσης του ρευστού κατά την έξοδό του από τον εκτονωτή.

Ο ολικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του ρευστού εκτιμάται από την εξίσωση:

$$\eta_{o,is} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{m}_{ref}(h_1 - h_{2s})} \quad 3.74$$

Όπου, \dot{W}_{el} η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς του εκτονωτή η οποία υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{mech} - \dot{W}_{motor,los} \quad 3.75$$

Όπου, \dot{W}_{mech} και $\dot{W}_{motor,los}$, η παραγόμενη μηχανική ισχύς και η ισχύς απωλειών της γεννήτριας και προσδιορίζονται αντίστοιχα ως εξής:

$$\dot{W}_{mech} = \eta_{ml} \dot{W}_{PV} \quad 3.76$$

$$\dot{W}_{motor,los} = (1 - \eta_g) \dot{W}_{mech} \quad 3.77$$

Όπου η_g ο βαθμός απόδοσης της γεννήτριας.

Τέλος, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης υπολογίζεται με την εξίσωση παρακάτω:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\omega/2\pi \cdot V_{disp}/V_{ratio} \cdot \rho_{inlet}} \quad 3.78$$

Όπου,

ω : γωνιακή ταχύτητα περιστροφής

V_{disp} : Όγκος εκτόπισης

V_{ratio} : Λόγος όγκων σχεδιασμού

ρ_{inlet} : Πυκνότητα εισόδου ρευστού στη μηχανή

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΤΟΥ ΕΚΤΟΝΩΤΗ

Στο παρόν κεφάλαιο αναλύεται η διαδικασία επιλογής της γεωμετρίας των σπειρών του εκτονωτή με κριτήριο τη μέγιστη απόδοσή του. Η γεωμετρία των σπειρών του εκτονωτή η οποία καθορίζεται από συγκεκριμένες παραμέτρους όπως αναλύθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο επηρεάζει έμμεσα την απόδοση του εκτονωτή αφού όπως αναλύεται παρακάτω οι αλλαγές στις γεωμετρικές παραμέτρους επηρεάζουν θετικά ή αρνητικά επιμέρους απώλειες όπως τις μηχανικές, τις απώλειες ροής κτλ. Στον παρακάτω πίνακα γίνεται αναφορά των μελετών που έχουν διερευνήσει την επίδραση των γεωμετρικών παραμέτρων της σπείρας του εκτονωτή.

Πίνακας 13. Συγκεντρωτικός πίνακας μελετών επίδρασης γεωμετρικών παραμέτρων στην απόδοση των σπειροειδών εκτονωτών

Μελέτη	Γεωμετρική παράμετρος	Συμπεράσματα
[64]	Ύψος σπείρας, h_s	Η αύξηση του ύψους της σπείρας οδηγεί σε μεγαλύτερες δυνάμεις από το ρευστό και πλευρικές απώλειες ροής αλλά σε μικρότερες ακτινικές απώλειες ροής.
[65]		Η μείωση του ύψους της σπείρας οδηγεί σε μεγαλύτερες αξονικές δυνάμεις και μικρότερες πλευρικές απώλειες ροής
[66]		Η αύξηση του ύψους της σπείρας οδηγεί σε: <ul style="list-style-type: none"> • Αύξηση της πτώσης πίεσης κατά της είσοδο • Αύξηση των πλευρικών απωλειών ροής • Μείωση των ακτινικών απωλειών ροής • Μείωση των απωλειών λόγω υπερ-εκτόνωσης/υπο-εκτόνωσης και μηχανικών απωλειών για αύξηση του ύψους έως και $h_s=2\text{cm}$. Για $h_s>2\text{cm}$, οι προαναφερθείσες απώλειες αυξάνονται.
[67]	Μήκος σπείρας	Η αύξηση του μήκους σπείρας οδηγεί σε μεγαλύτερους λόγους πιέσεων αλλά μικρότερες τιμές βαθμού απόδοσης λόγω των αυξημένων απωλειών μεταφοράς θερμότητας
[68], [69]	Λόγος όγκου σχεδιασμού	Η αύξηση της γεωμετρικής παραμέτρου οδηγεί σε μεγαλύτερους λόγους πίεσης και σε μεγαλύτερες τιμές ισεντροπικού βαθμού απόδοσης. Ωστόσο, η αύξηση αυτή μπορεί να επιτευχθεί μέχρι μια μέγιστη τιμή διαφορετικά οδηγεί στη μείωση απόδοσης της μηχανής.
[52]	Οπή εισόδου (θέση)	Διερεύνηση επίδρασης της θέσης οπής εισόδου στις αξονικές, επαπτόμενες και ακτινικές δυνάμεις από το ρευστό

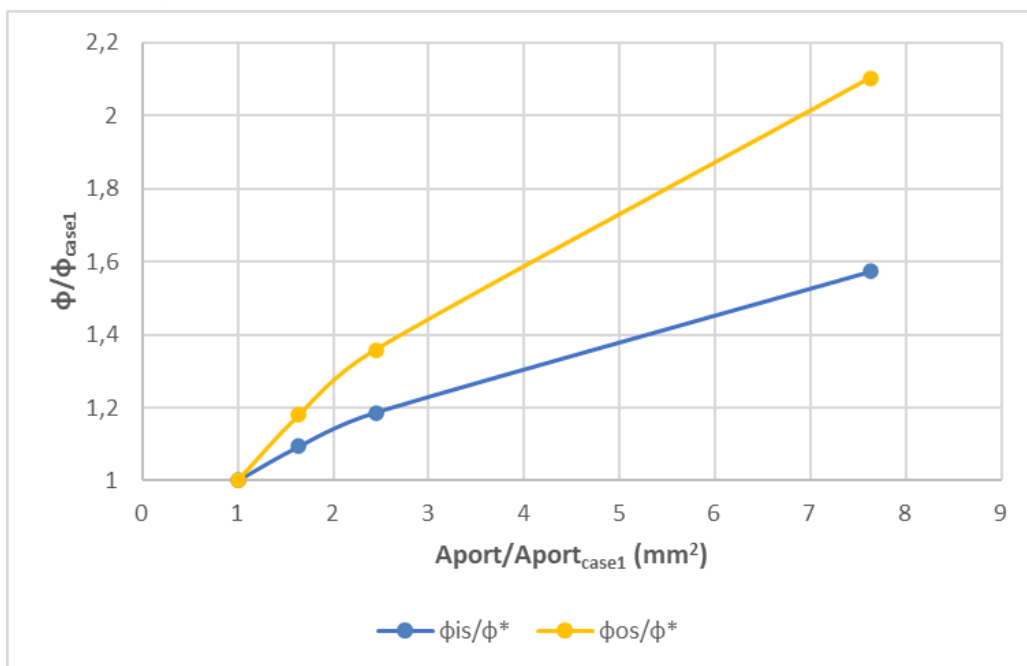
4.1 Διερεύνηση διαφόρων μελετών περίπτωσης γεωμετρίας των σπειρών

Στο παρόν κεφάλαιο θα αναλυθούν 4 περιπτώσεις γεωμετρίας των σπειρών του εκτονωτή στις οποίες μεταβάλλονται τα εξής:

- ϕ_{is} : Γωνία εκκίνησης εσωτερικής εξελιγμένης της σπείρας (rad)
- ϕ_{os} : Γωνία πέρατος εσωτερικής εξελιγμένης της σπείρας (rad)
- $A_{suc,port}$: Επιφάνεια οπής εισόδου ροής

Οι υπόλοιπες γεωμετρικές παράμετροι παραμένουν σταθερές εκτός από τον λόγο όγκου του εκτονωτή που εξαρτάται από τις προαναφερθείσες συνθήκες. Επειδή η μελέτη του συγκεκριμένου κεφαλαίου

έγινε σύμφωνα με απόρρητα δεδομένα στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού προγράμματος REGEN-by-2 δε θα γίνει αναφορά των τιμών των παραμέτρων. Στις παρακάτω εικόνες παρουσιάζεται η σχέση των γωνιών ϕ_{is} και ϕ_{os} ως τις αντίστοιχες γωνίες της πρώτης περίπτωσης ως συνάρτηση της επιφάνειας της οπής εισόδου του εκτονωτή.

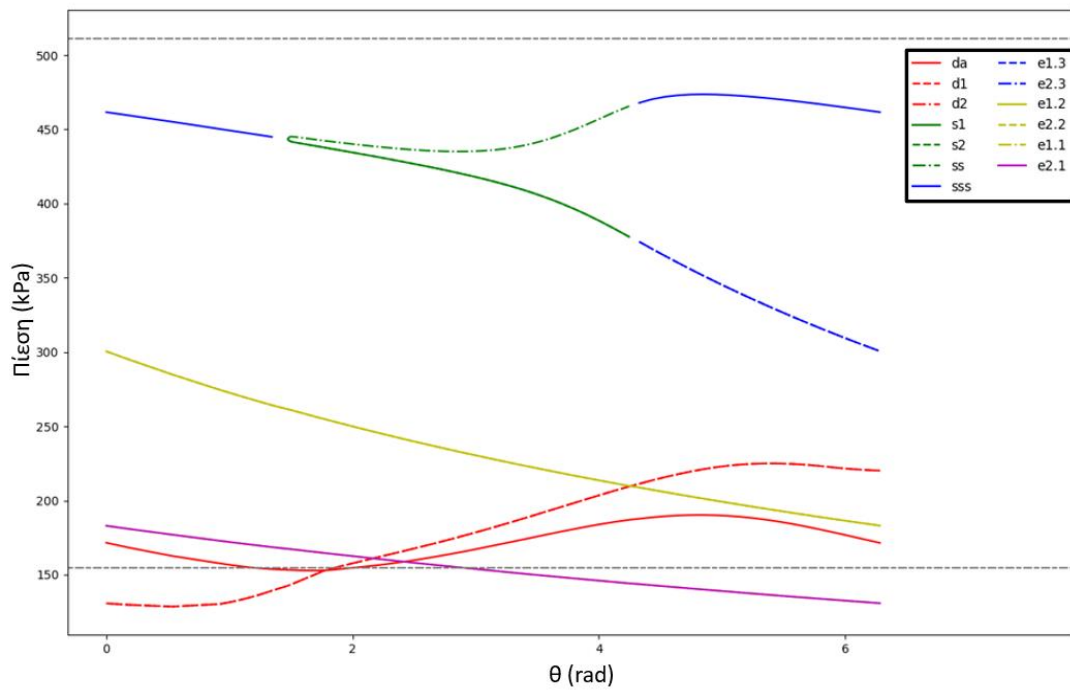


Εικόνα 33. Διάγραμμα εξεταζόμενων γεωμετρικών παραμέτρων για κάθε σενάριο μελέτης

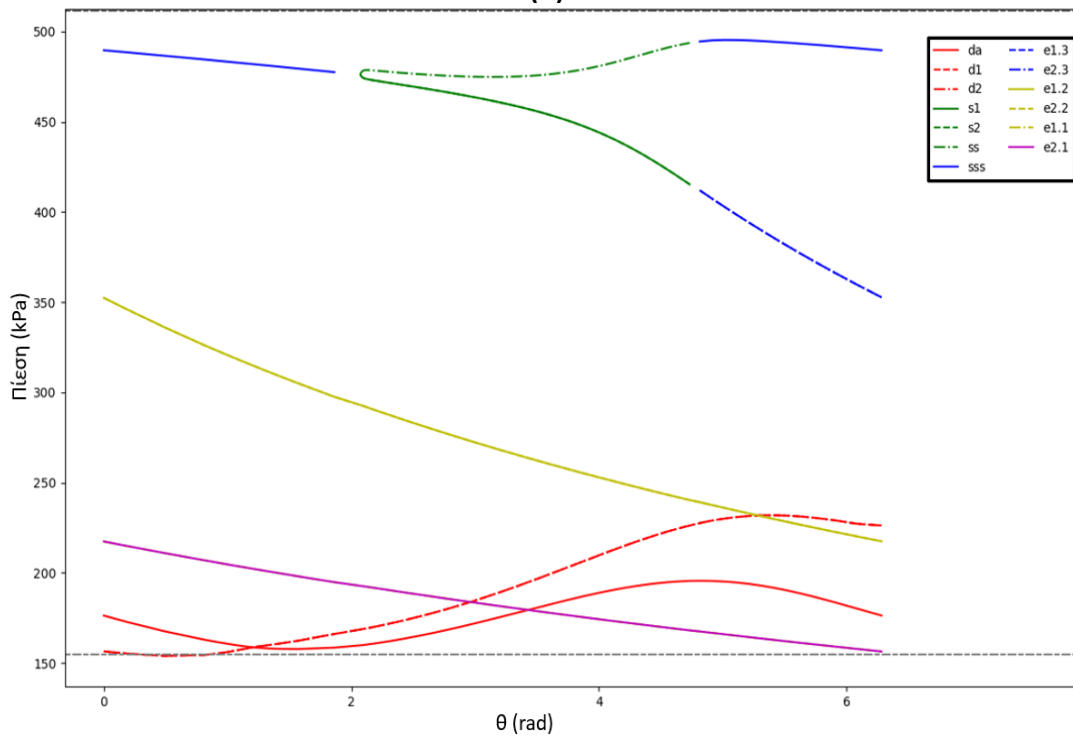
Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται χρήσιμοι παράμετροι που προκύπτουν ανά περίπτωση γεωμετρίας.

Πίνακας 14. Ενδεικτικά αποτελέσματα για κάθε περίπτωση γεωμετρίας

Περίπτωση	θ_d (rad)	θ_u (rad)	Λόγος όγκου (-)
1	1.34	4.25	2.96
2	1.62	4.36	2.78
3	1.01	3.79	2.58
4	4.765	1.375	2.00

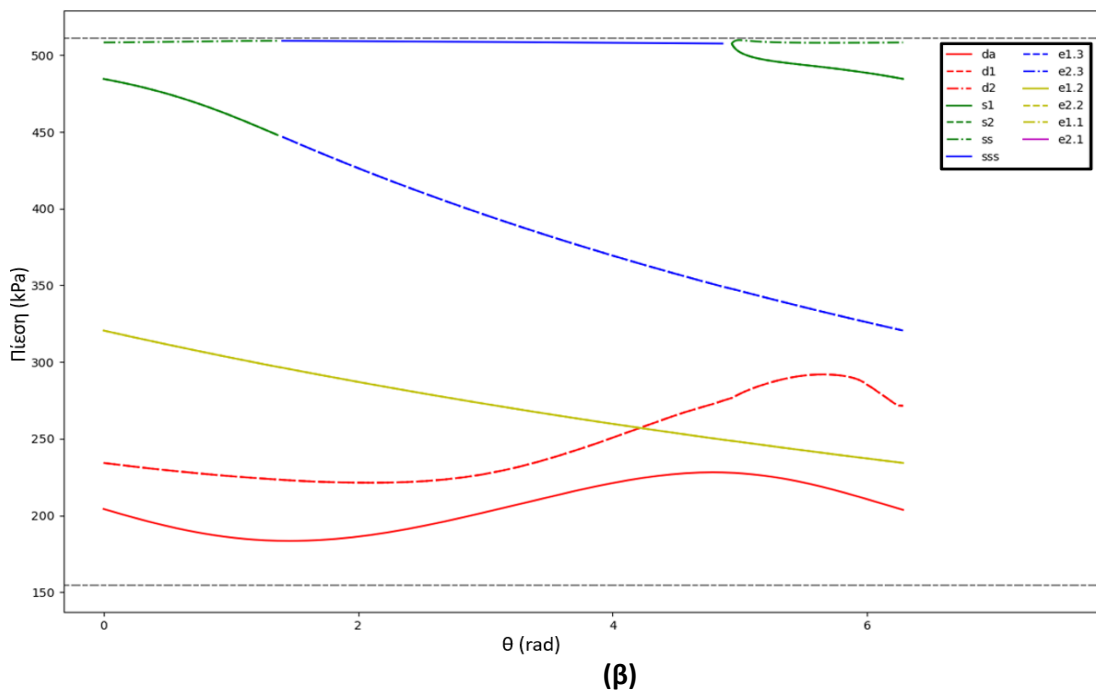
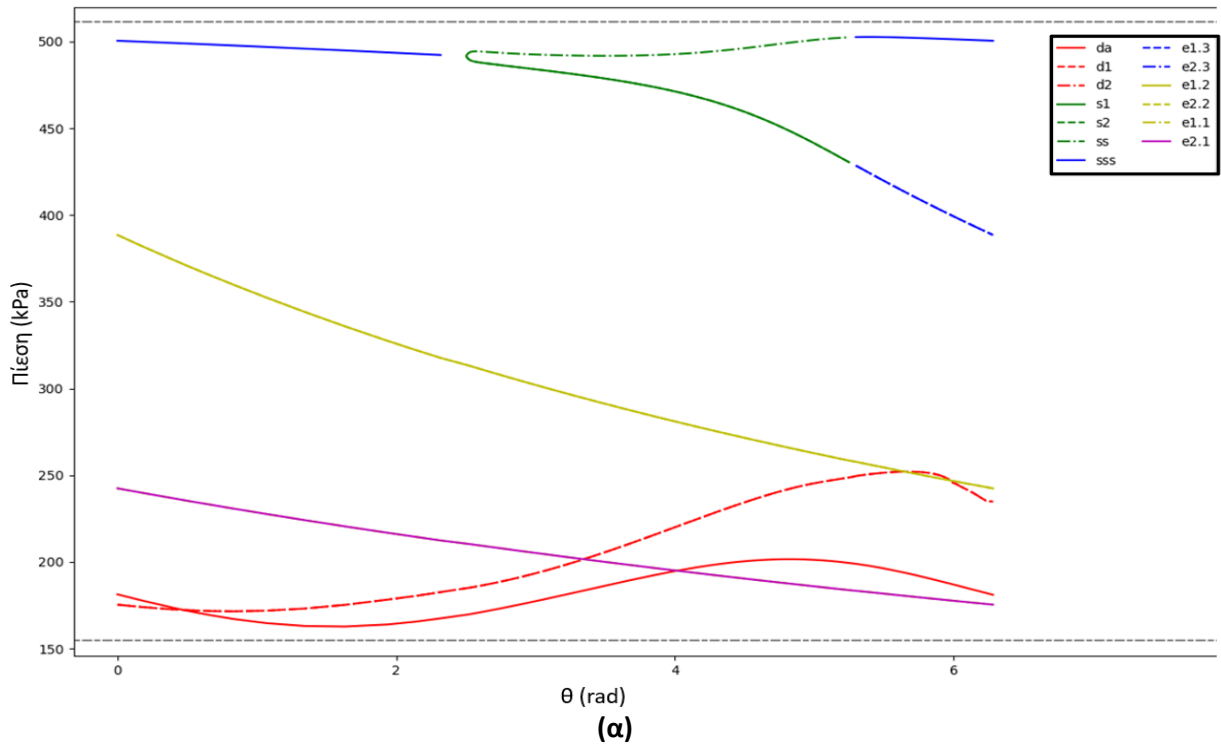


(α)



(β)

Εικόνα 34. Διάγραμμα πίεσης-γωνίας για την (α) 1^η περίπτωση και (β) για τη 2^η περίπτωση γεωμετρίας



Εικόνα 35. Διάγραμμα πίεσης-γωνίας για την (α) 3^η περίπτωση και (β) 4^η περίπτωση γεωμετρίας

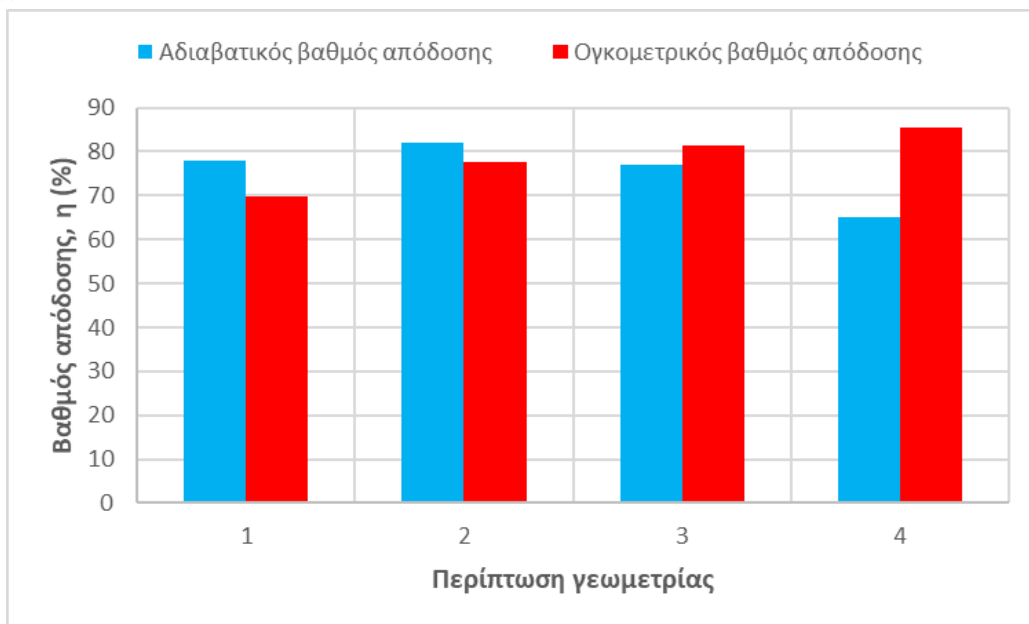
Σύμφωνα με τα αποτελέσματα των παραπάνω εικόνων, παρατηρούνται τα εξής:

- Όσο αυξάνεται η επιφάνεια της οπής εισόδου μειώνεται η πτώση πίεσης κατά την είσοδο του ρευστού στον εκτονωτή αλλά μειώνεται ο λόγος όγκων σύμφωνα και με τον Πίνακα 10.
- Στην 1^η περίπτωση γεωμετρίας η γραμμή πίεσης του όγκου ελέγχου εκτόνωσης e2.1 είναι μικρότερη από τη γραμμή πίεσης εξόδου (discharge line) η οποία απεικονίζεται ως η γκρι διακεκομμένη γραμμή. Αυτό υποδεικνύει ότι υπάρχουν απώλειες υπερ-εκτόνωσης για χαμηλότερες τιμές του κατασκευαστικού όγκου εκτόνωσης.
- Στην 3^η και 4^η περίπτωση η γραμμή πίεσης του όγκου ελέγχου εκτόνωσης είναι μεγαλύτερη από την γραμμή πίεσης εξόδου κατά τη διάρκεια περιστροφής της σπείρας του εκτονωτή. Αυτό

σημαίνει ότι με την αύξηση του κατασκευαστικού λόγου εκτόνωσης από μια τιμή και έπειτα αυξάνονται οι απώλειες υπο-εκτόνωσης.

- Οι γωνίες θ_d και θ_u όπου τελειώνει και ξεκινά η ενοποίηση των θαλάμων απορρόφησης του ρευστού, s_1 , s_2 και sss , αυξάνουν με την αύξηση της επιφάνειας. Αυτό επηρεάζει και τον αριθμό των θαλάμων εκτόνωσης που υπάρχουν στον εκτονωτή. Όπως φαίνεται στην Εικόνα 35β, ο αριθμός των θαλάμων εκτόνωσης στην 4^η περίπτωση γεωμετρίας μειώθηκε στους δυο.

Ο αδιαβατικός και ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης παρουσιάζονται στην παρακάτω εικόνα, αντίστοιχα.



Εικόνα 36. Αδιαβατικός βαθμός απόδοσης για κάθε περίπτωση εξεταζόμενης γεωμετρίας

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα ο μέγιστος αδιαβατικός βαθμός απόδοσης παρουσιάζεται στην δεύτερη περίπτωση γεωμετρίας. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι στην πρώτη περίπτωση υπάρχουν απώλειες λόγω πτώσης πίεσης κατά την είσοδο του ρευστού στον εκτονωτή στο θάλαμο απορρόφησης. Έπειτα, για τις περιπτώσεις 3 και 4 παρατηρείται μείωση του αδιαβατικού βαθμού απόδοσης λόγω της μείωσης του λόγου όγκων της μηχανής.

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης αυξάνει με την αύξηση της επιφάνειας οπής εισόδου διότι αυξάνεται η μάζα εισόδου του ρευστού.

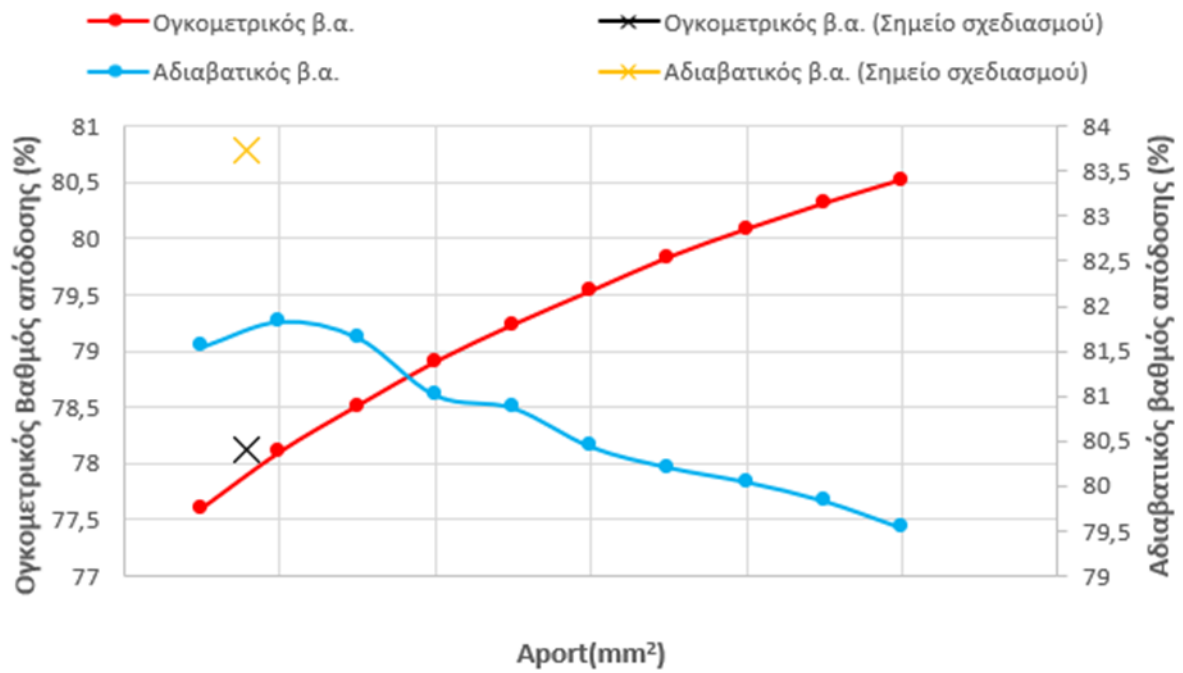
4.2 Επιλογή βέλτιστης γεωμετρίας σπειρών

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα του προηγούμενου κεφαλαίου και με κριτήριο τη μεγιστοποίηση του αδιαβατικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή, στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει διερεύνηση μεταξύ της περίπτωσης γεωμετρίας 2 και 3, μεταξύ των τιμών της επιφάνειας της οπής εισόδου A_{port1} και A_{port2} με σταθερό βήμα ίσο με 10mm. Οι τιμές των γωνιών ϕ_{is} και ϕ_{os} παραμένουν σταθερές και ίσες με τις τιμές της 2^{ης} περίπτωσης γεωμετρίας. Για κάθε σημείο, ο λόγος όγκων σχεδιασμού υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση:

$$A_{port} = ae^{-\beta \cdot VR} \quad 4.1$$

όπου VR ο λόγος όγκου σχεδιασμού του εκτονωτή και α , β οι σταθερές της εξίσωσης που δόθηκαν από την εταιρία παραγωγής του εκτονωτή.

Ο αδιαβατικός και ογκομετρικός βαθμός απόδοσης για διάφορες τιμές της επιφάνειας της οπής εισόδου μεταξύ των δύο σεναρίων παρουσιάζονται στην παρακάτω εικόνα.



Εικόνα 37. Ογκομετρικός και αδιαβατικός βαθμός απόδοσης ως συνάρτηση της επιφάνειας σπής εισόδου

Το σημείο σχεδιασμού που παρουσιάζεται στην παραπάνω εικόνα δόθηκε από την εταιρία παραγωγής του εκτονωτή.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΔΙΦΑΣΙΚΟΥ ΕΚΤΟΝΩΤΗ

Στον παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από την εφαρμογή των μοντέλων και της μοντελοποίησης του διφασικού εκτονωτή. Επίσης αναλύεται η επίδραση των απωλειών ροής, της μεταφοράς θερμότητας, της πτώσης πίεσης για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.

5.1 Συνθήκες λειτουργίας εκτονωτή

Ο εκτονωτής που επιλέχθηκε για μελέτη χρησιμοποιείται στην μεταβολή 7-8 του θερμοδυναμικού κύκλου που αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 3.1 και οι συνθήκες λειτουργίας του αναφέρονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 15. Συνθήκες λειτουργίας του σημείου σχεδιασμού του εκτονωτή

Μέγεθος	Τιμή
Οργανικό ρευστό	R1233zd(E)
Θερμοκρασία εισόδου, T_{inlet} (°C)	70
Θερμοκρασία εξόδου, T_{outlet} (°C)	30
Στροφές λειτουργίας, N (rpm)	5250
Ξηρότητα εισόδου(-)	0.83
Θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)	25

Η απόδοση του εκτονωτή μελετάται για τις παρακάτω συνθήκες:

Πίνακας 16. Συνθήκες διερεύνησης του εκτονωτή

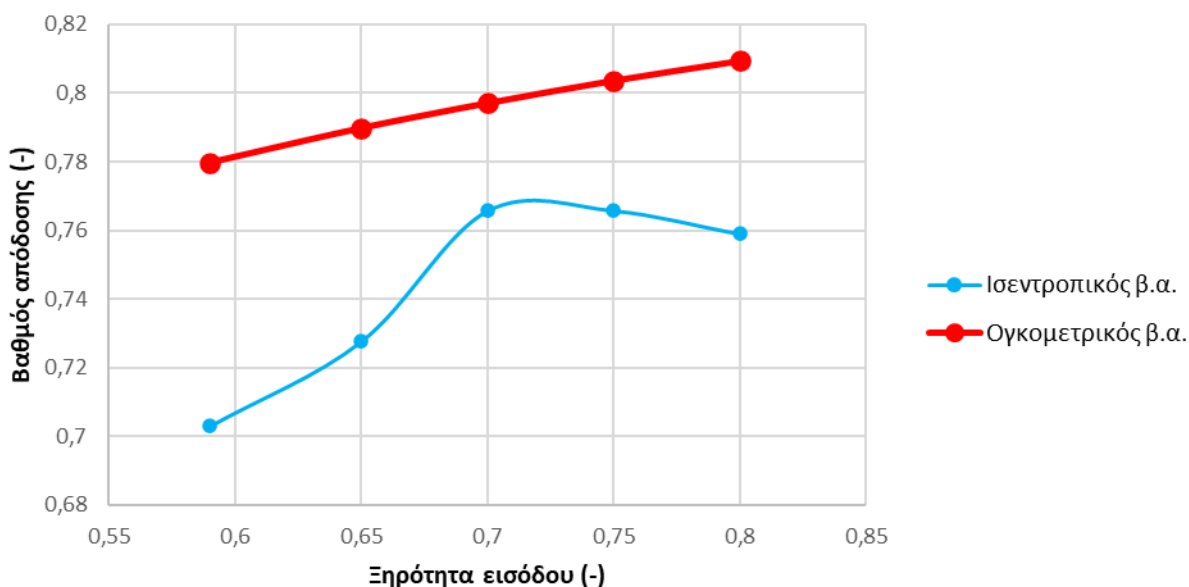
Μέγεθος	Εύρος
Στροφές, N (rpm)	2500-5500
Θερμοκρασία εισόδου, T_{inlet} (°C)	60-85
Ξηρότητα εισόδου(-)	0.65-0.85

5.2 Αποτελέσματα διφασικής εκτόνωσης του ρευστού R1233zd(E)

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα επίλυσης του μοντέλου που παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Στόχος του κεφαλαίου είναι η αξιολόγηση της λειτουργίας του διφασικού μοντέλου αλλά και η μελέτη επίδρασης κάθε είδους απωλειών στη λειτουργία του εκτονωτή.

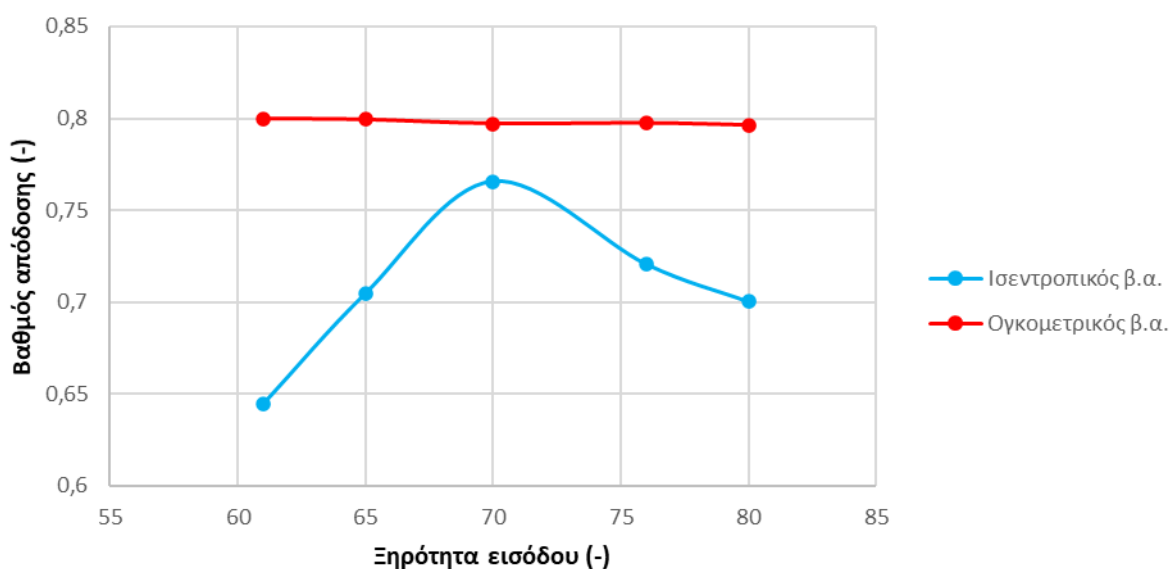
5.2.1 Ιδανική λειτουργία εκτονωτή

Στο παρόν κεφάλαιο αναλύεται η ιδανική λειτουργία του εκτονωτή και παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας του θεωρώντας όλες τις απώλειες μηδενικές. Για τις συνθήκες εισόδου που αναφέρονται στον Πίνακα 16 προκύπτουν τα αποτελέσματα στις παρακάτω εικόνες. Ο ισεντροπικός και ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή για ιδανική λειτουργία και για μεταβλητή ξηρότητα εισόδου παρουσιάζεται στην Εικόνα 38. Οι στροφές και η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου θεωρούνται ίσες με 5250 rpm, 70 και 30 °C, αντίστοιχα.



Εικόνα 38. Διάγραμμα ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου

Βάσει των αποτελεσμάτων του παραπάνω διαγράμματος, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με την αύξηση της ξηρότητας εισόδου ακόμα και αν υπάρχει μείωση της παροχής εισόδου του διφασικού ρευστού. Αυτό συμβαίνει διότι μειώνεται η πυκνότητα του ρευστού ρ_{inlet} που βρίσκεται στον παρονομαστή περισσότερο από όσο μειώνεται η παροχή μάζας καθώς αυξάνεται η ξηρότητα εισόδου. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται από 78 έως 81%. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με την αύξηση της ξηρότητας εισόδου, παρουσιάζοντας μέγιστο για ξηρότητα εισόδου ίση με 0.7. Αυτό παρατηρείται διότι η μείωση της μάζας είναι μεγαλύτερη από την αύξηση της διαφοράς ενθαλπίας για τη δεδομένη ξηρότητα εισόδου.

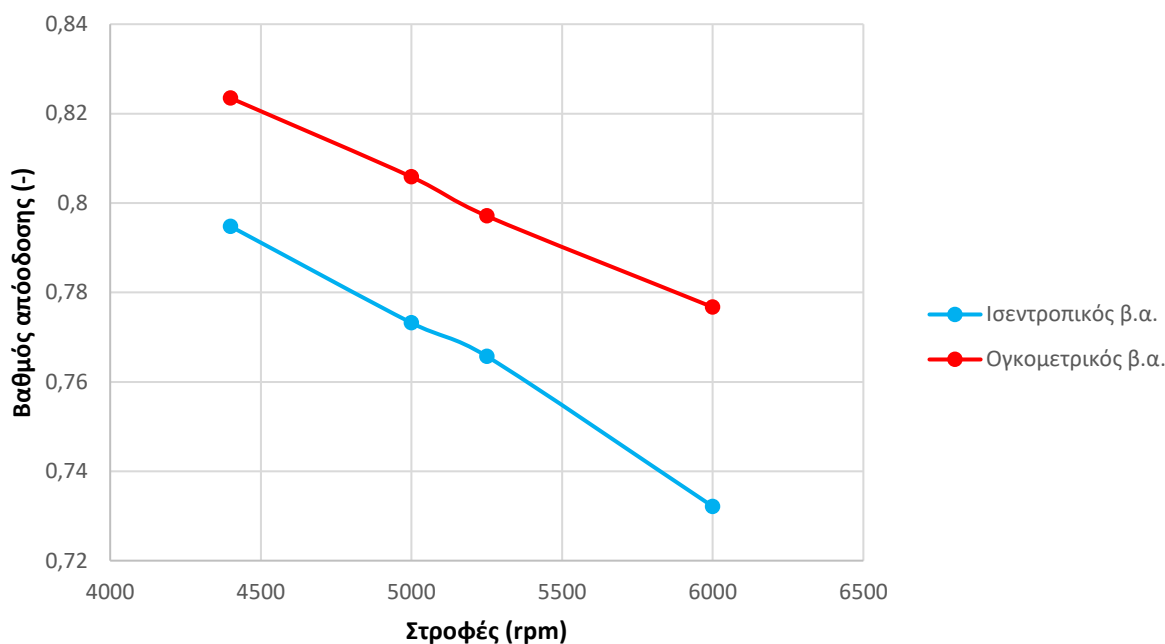


Εικόνα 39. Διάγραμμα ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου

Για διαφορετικές τιμές θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού στον εκτονωτή, με σταθερή ταχύτητα ίση με 5250 rpm και ξηρότητα εισόδου ίση με $X=0.71$, παρατηρείται ότι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης είναι σχεδόν σταθερός και μειώνεται ελάχιστα από 80.0% σε 79.6%. Η μείωση αυτή αποδίδεται στην αύξηση της παροχής μάζας με την άνοδο της θερμοκρασίας εισόδου αλλά σε μικρότερο βαθμό από την αύξηση

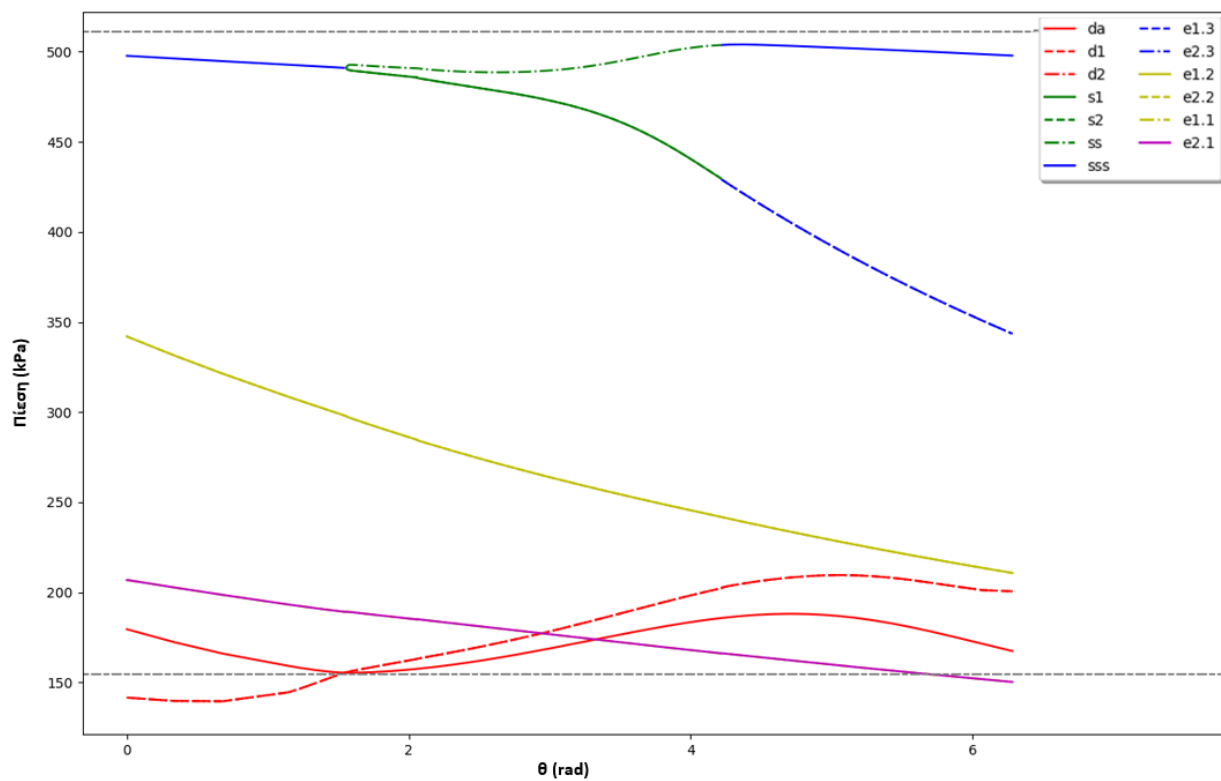
της πυκνότητας του ρευστού. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μέγιστο για θερμοκρασία εξόδου 70°C, δηλαδή στο σημείο σχεδιασμού. Αυτό συμβαίνει διότι αλλάζοντας τη θερμοκρασία αλλάζει και ο λόγος πιέσεων της μηχανής. Όπως έχει αναφερθεί στην εισαγωγή, λόγω της ασυμφωνίας του λόγου όγκου σχεδιασμού με τον λόγο πιέσεων λειτουργίας δημιουργούνται απώλειες υπο-εκτόνωσης ή υπερ-εκτόνωσης και συνεπώς αυξάνονται και οι απώλειες θερμότητας λόγω της μεγαλύτερης θερμοκρασιακής διαφοράς του ρευστού με το περιβάλλον.

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η συνάρτηση των βαθμών απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών λειτουργίας του εκτονωτή. Η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του ρευστού είναι ίση με 70 και 30 °C, ενώ η ξηρότητα εισόδου είναι ίση με 0.71.

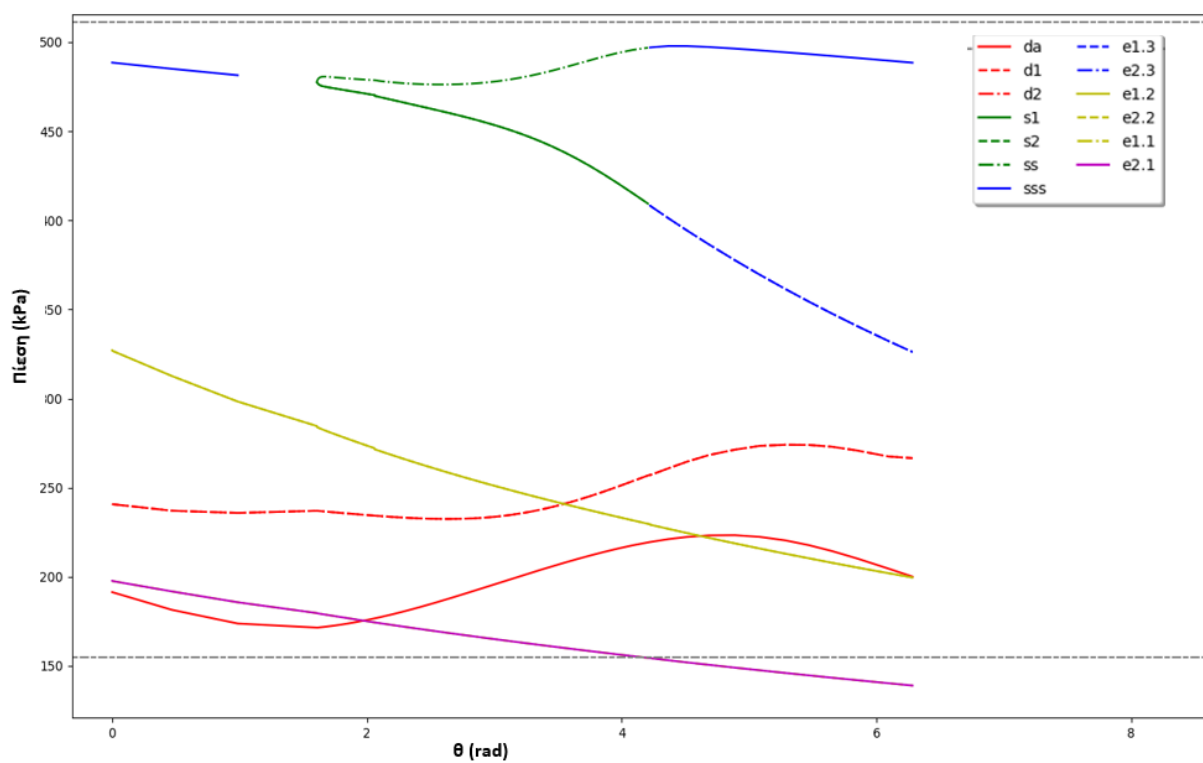


Εικόνα 40. Διάγραμμα ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου

Από το διάγραμμα παρατηρείται η μείωση τόσο του ισεντροπικού όσο και του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης εξαρτάται άμεσα από τον αριθμό στροφών και είναι αντιστρόφως ανάλογος με αυτόν. Η παροχή μάζας αυξάνεται σε μικρότερο βαθμό συνεπώς αιτιολογείται η μείωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης. Με την αύξηση στροφών παρατηρείται επίσης και η μείωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή. Η μείωση αυτή συνδέεται με τη μειωμένη πίεση στον όγκο ελέγχου αναρρόφησης όπως παρατηρείται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 41). Επίσης με την αύξηση ταχύτητας αυξάνονται οι απώλειες υπερ-εκτόνωσης διότι όπως παρατηρείται για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής στα παρακάτω διαγράμματα η πίεση του τελευταίου όγκου ελέγχου εκτόνωσης (e2.1) είναι μικρότερη από τη γραμμή εκτόνωσης (γκρι διακεκομμένη) στο τέλος περιστροφής του εκτονωτή.



(α)

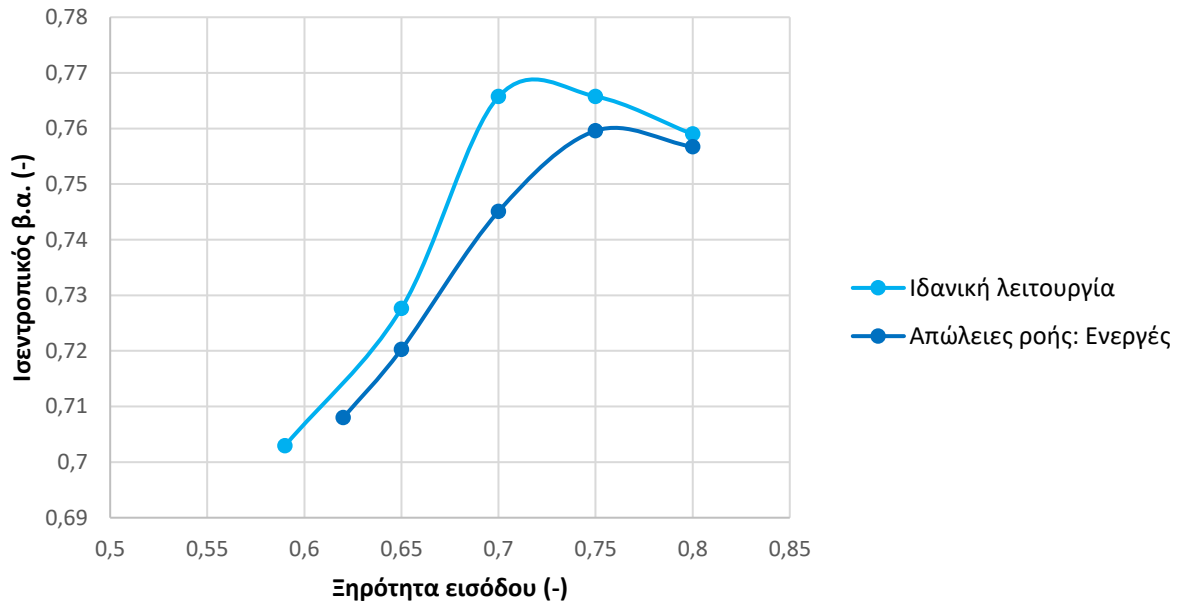


(β)

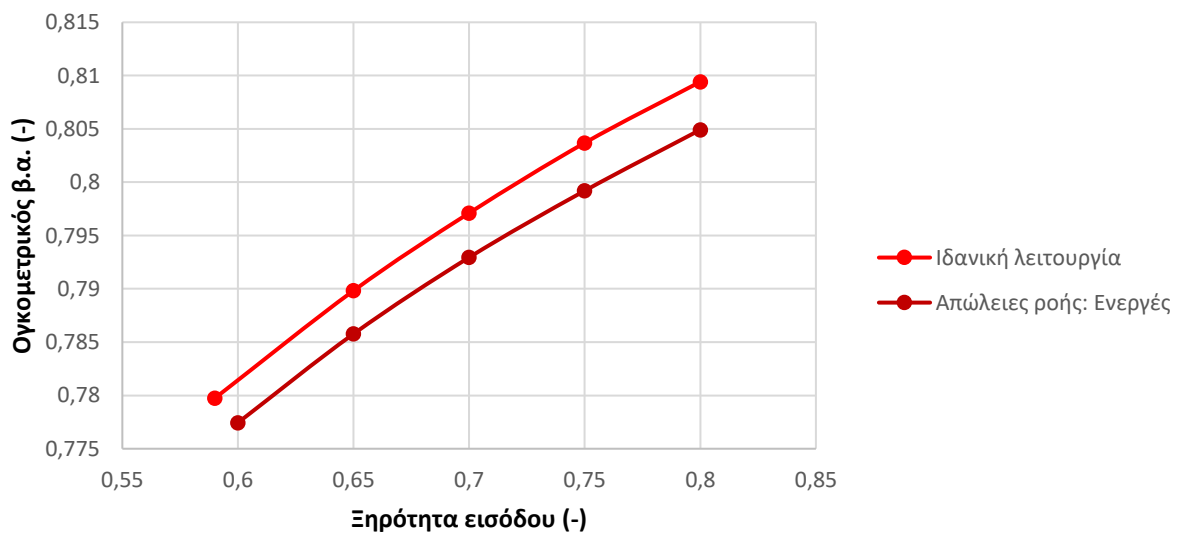
Εικόνα 41. Διάγραμμα πίεσης όγκων ελέγχου ως συνάρτηση της γωνίας περιστροφής για (α) 4500 και (β) 6000 rpm

5.3 Επίδραση απωλειών ροής

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται ανάλυση της επίδρασης των απωλειών ροής κατά τη λειτουργία του εκτονωτή για τις ίδιες μεταβαλλόμενες συνθήκες. Οι απώλειες λόγω πτώσης πίεσης και θερμότητας στις σωληνώσεις εισόδου και εξόδου είναι απενεργοποιημένες. Το διάκενο των πλευρικών και αξονικών βάσει της βιβλιογραφίας θεωρήθηκε ίσο με 20 μm .



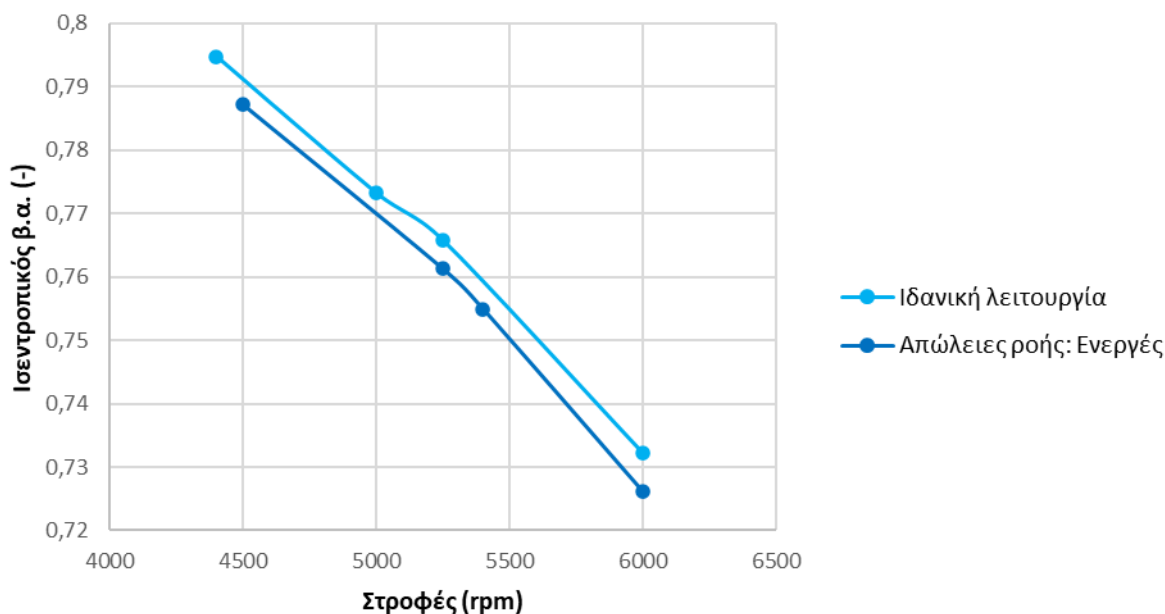
Εικόνα 42. Επίδραση απωλειών ροής στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή για μεταβλητή ξηρότητα εισόδου



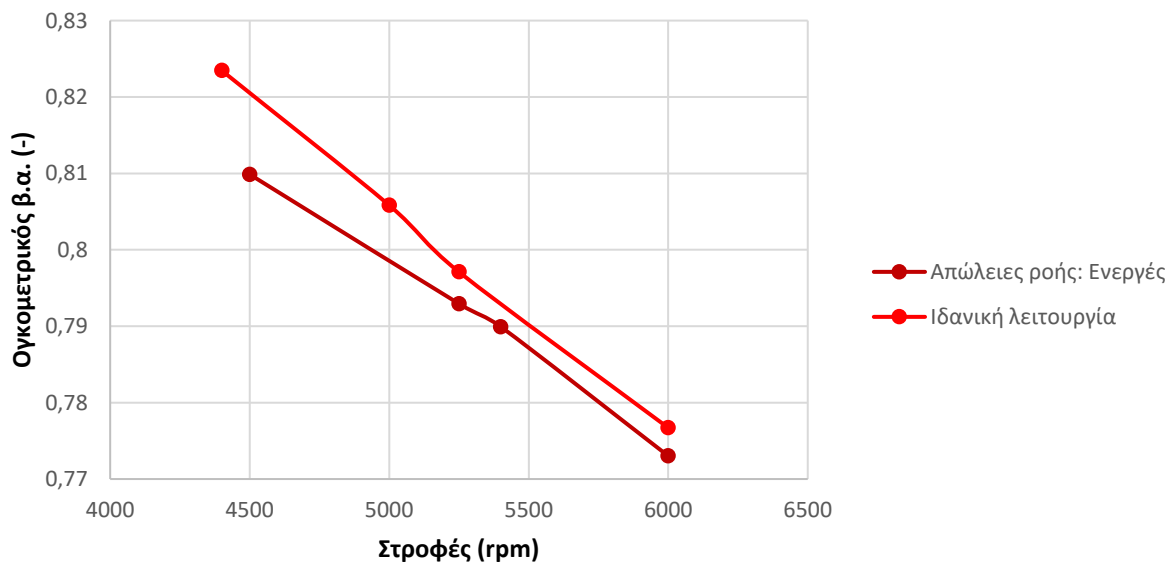
Εικόνα 43. Επίδραση απωλειών ροής στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή για μεταβλητή ξηρότητα εισόδου

Ενεργοποιώντας τις απώλειες ροής στον εκτονωτή, παρατηρείται μείωση στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης κατά 0.4 έως 2.5% για κάθε ξηρότητα εισόδου, ενώ η καμπύλη του παρουσιάζει την ίδια μορφή με την καμπύλη της ιδανικής λειτουργίας. Η μόνη διαφορά που παρατηρείται στις καμπύλες λειτουργίας είναι ότι αλλάζει το σημείο που παρατηρείται το μέγιστο του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης. Για ιδανική λειτουργία το μέγιστο παρατηρείται για ξηρότητα εισόδου ίση με 0.7, ενώ όταν ενεργοποιούνται οι απώλειες ροής το μέγιστο μετακινείται και παρουσιάζεται για ξηρότητα εισόδου ίση με 0.75. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης με ενεργές τις απώλειες ροής μειώνεται αφού στη νέα μάζα

παροχής αφαιρούνται οι απώλειες εντός του εκτονωτή και αφαιρείται αυτό το ποσοστό από το παραγόμενο έργο του εκτονωτή. Η διαφορά του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης μεταξύ της ιδανικής λειτουργίας και της λειτουργίας με ενεργές τις απώλειες ροής είναι σχεδόν σταθερή για κάθε ξηρότητα εισόδου και περίπου ίση με 0.45%.



Εικόνα 44. Επίδραση απωλειών ροής στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή για μεταβλητές στροφές εκτονωτή



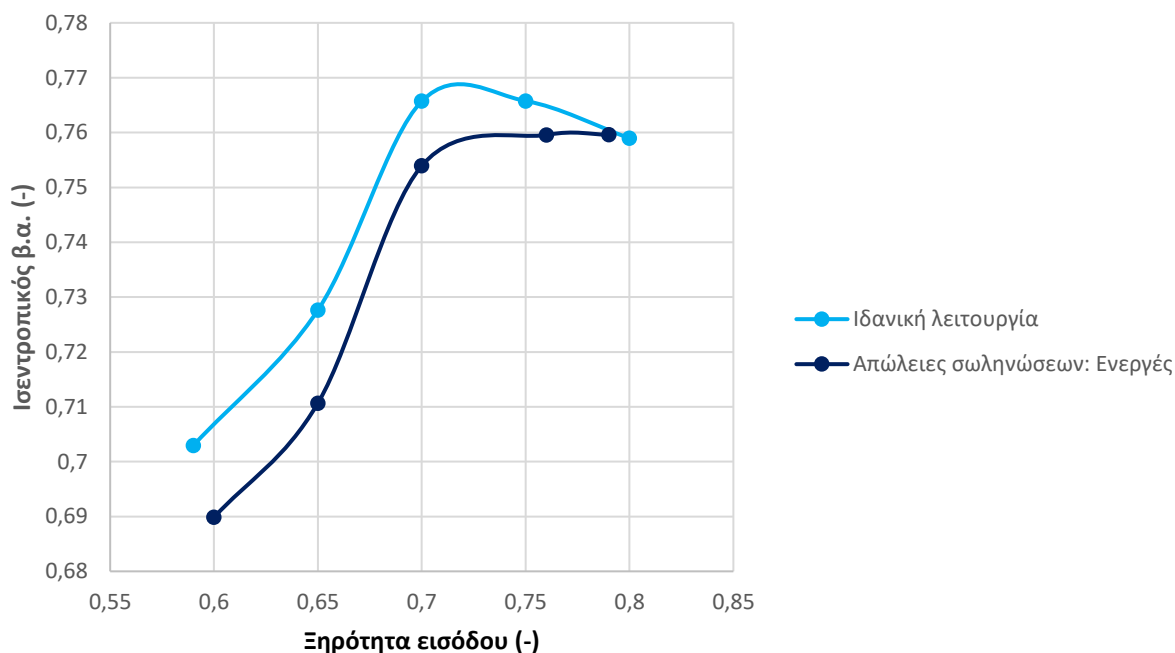
Εικόνα 45. Επίδραση απωλειών ροής στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή για μεταβλητές στροφές εκτονωτή

Όπως απεικονίζεται παραπάνω, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης δε διαφέρει σημαντικά όταν ενεργοποιούνται οι απώλειες ροής στο μοντέλο. Η διαφορά αυτή παραμένει σταθερή για κάθε ταχύτητα στροφών και η διαφορά τους υπολογίζεται περίπου ίση με 1%. Στην περίπτωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης οι δύο καμπύλες παρουσιάζουν επίσης το ίδιο προφίλ. Η κύρια διαφορά τους παρουσιάζεται στο σημείο όπου η ταχύτητα περιστροφής ισούται με 4500 rpm. Η διαφορά αυτή

εκτιμάται ότι οφείλεται στη διαφορά της μάζας που ισούται περίπου με 0.008 gr/s για χαμηλές ταχύτητες ενώ για μεγαλύτερες γίνεται ίση με 0.001 gr/s. Επίσης παρατηρείται ότι και η διαφορά του σφάλματος της μάζας για τις μικρότερες ταχύτητες είναι μεγαλύτερη και ίση με 0.6% ενώ για τις μεγαλύτερες ταχύτητες ισούται περίπου 0.4%.

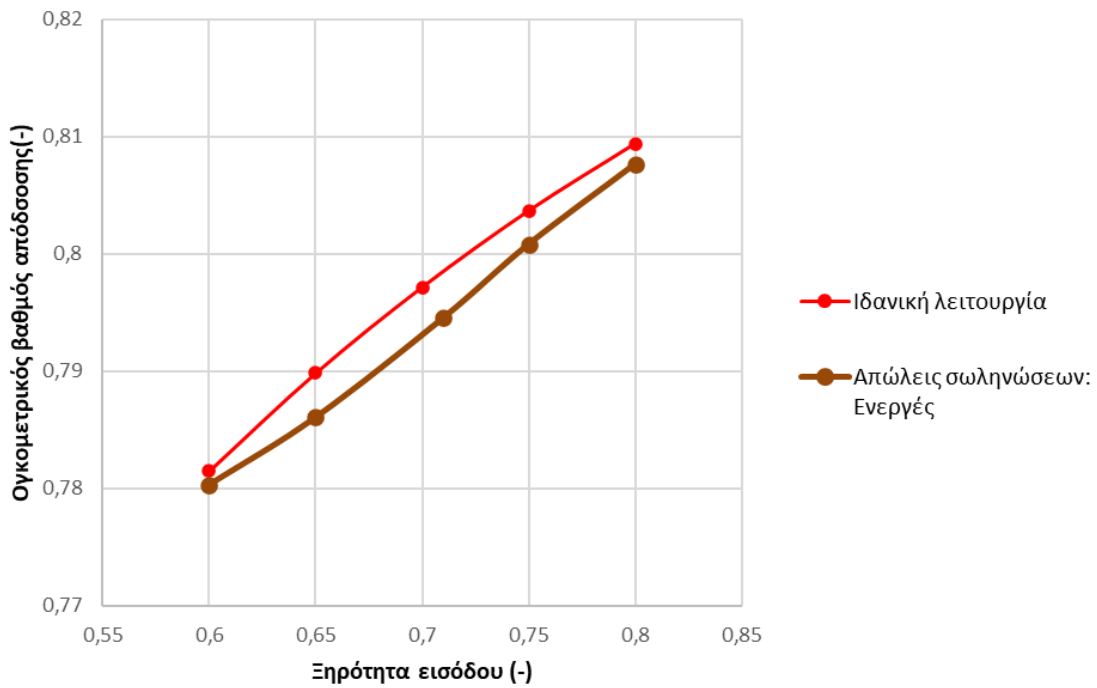
5.4 Επίδραση απωλειών θερμότητας και πτώσης πίεσης στις σωληνώσεις

Στο παρόν κεφάλαιο μελετάται η επίδραση των απωλειών που λαμβάνουν χώρα στις σωληνώσεις εισόδου και εξόδου του εκτονωτή. Οι απώλειες ροής δεν είναι ενεργοποιημένες και έτσι αναλύεται μόνο η επίδραση των απωλειών στις σωληνώσεις στην απόδοση του εκτονωτή για διαφορετική ξηρότητα εισόδου, θερμοκρασία εισόδου αλλά και στροφές.



Εικόνα 46. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου του ρευστού

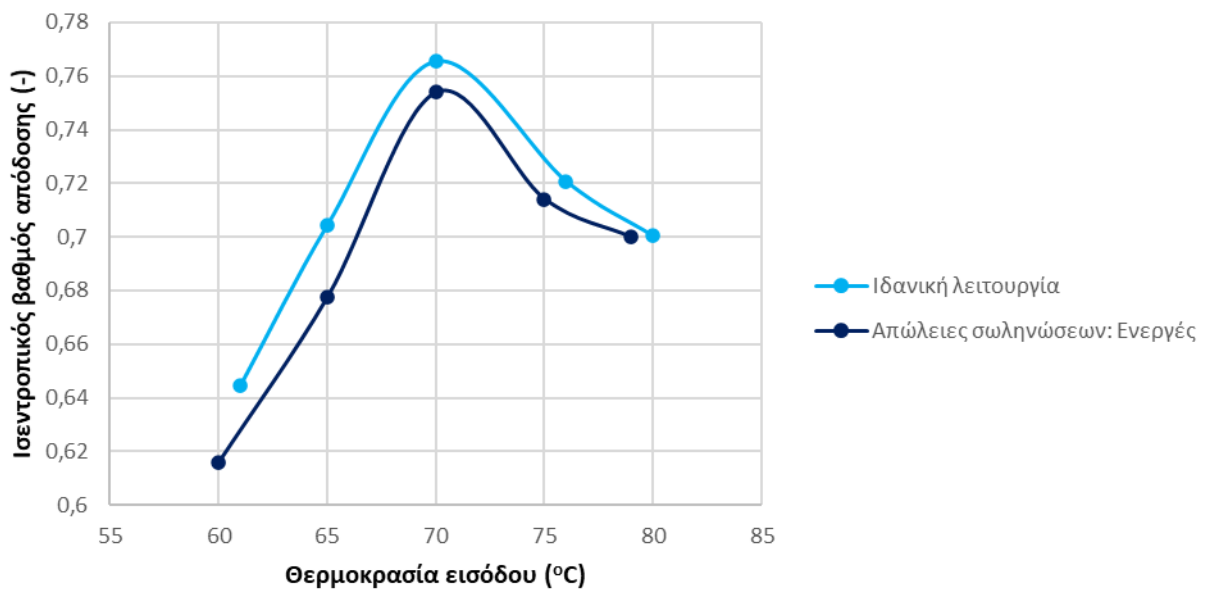
Στο παραπάνω διάγραμμα παρουσιάζεται η μείωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης λόγω των απωλειών θερμότητας και πτώσης πίεσης στις σωληνώσεις. Συγκριτικά με την Εικόνα 42, οι απώλειες στις σωληνώσεις έχουν μικρότερη αρνητική επίδραση στην απόδοση του εκτονωτή και η μεγαλύτερη διαφορά παρουσιάζεται για ξηρότητα εισόδου ίση με 0.6. Το προφίλ των διαγραμμάτων είναι ίδιο με τη διαφορά ότι η καμπύλη του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης με ενεργές απώλειες ροής μετά το μέγιστο που παρουσιάζει δεν έχει πτωτική τάση, αλλά ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης παραμένει σχεδόν σταθερός. Βάσει των αποτελεσμάτων, η θερμοκρασία των τοιχωμάτων εκτιμήθηκε ίση με 36-46°C. Αυτό σημαίνει ότι κατά την είσοδο του ρευστού στον αγωγό εισόδου επιτυγχάνεται συμπύκνωση του ρευστού και κατά την έξοδο ατμοποίηση. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που απεικονίζονται στην Εικόνα 22 και στην Εικόνα 25, τα μεγαλύτερα ποσά απωλειών θερμότητας χάνονται για ξηρότητα ίση με 0.6. Επίσης, η ατμοποίηση που λαμβάνει χώρα και έχει αρνητική επίδραση στον βαθμό απόδοσης του εκτονωτή είναι σχεδόν τριπλάσια από το ποσό θερμότητας που χάνεται από το ρευστό κατά την είσοδό του.



Εικόνα 47. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου του ρευστού

Σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα, η επίδραση των απωλειών των σωληνώσεων είναι επίσης μικρή και για τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή. Λόγω της μερικής ατμοποίησης που συμβαίνει κατά την έξοδο του ρευστού στον εκτονωτή η μάζα εισόδου στον εκτονωτή μειώνεται. Επίσης λόγω της πτώσης πίεσης στις σωληνώσεις, μειώνεται και παράλληλα και η πυκνότητα του ρευστού χωρίς να επιδρά σημαντικά στην αύξηση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή.

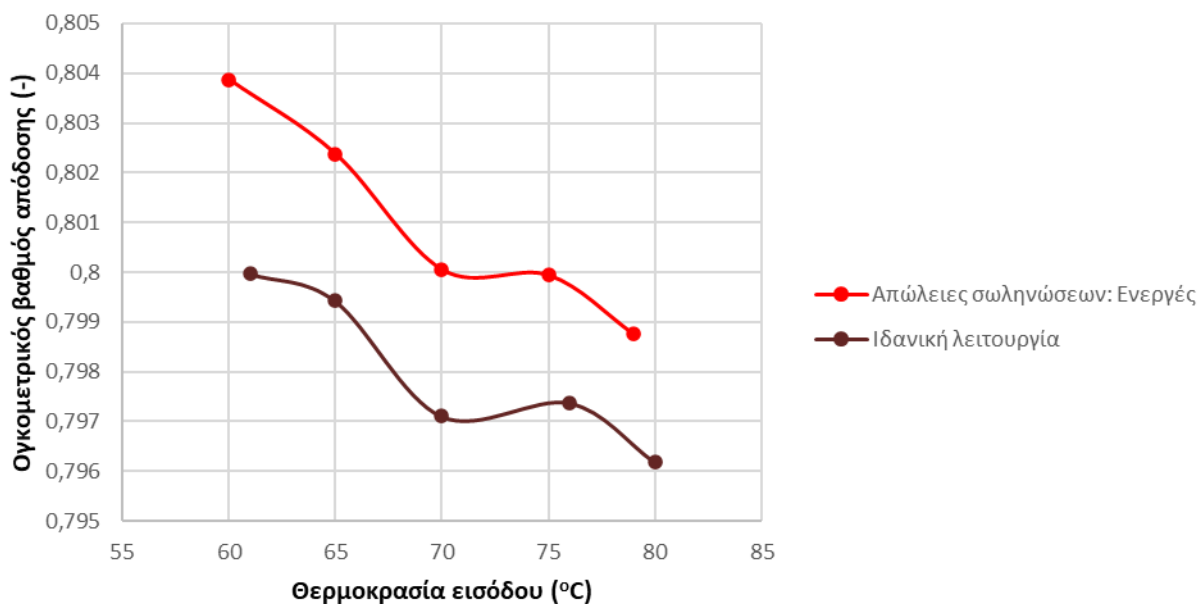
Τα παρακάτω διαγράμματα απεικονίζουν την απόδοση του εκτονωτή για διαφορετικές τιμές της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού.



Εικόνα 48. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού

Βάσει των αποτελεσμάτων του διαγράμματος, οι καμπύλες και για τις δύο περιπτώσεις παρουσιάζουν τις ίδιες μεταβολές για κάθε θερμοκρασία εισόδου του ρευστού. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου

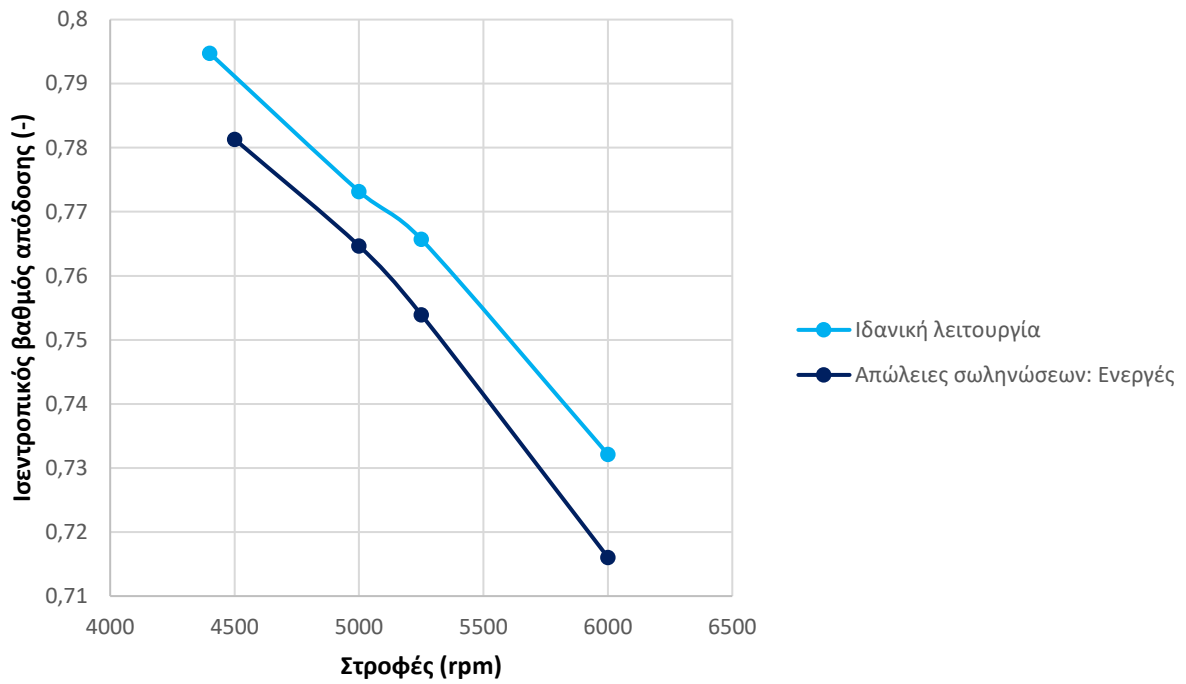
του ρευστού, η επίδραση των απωλειών των αγωγών στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης μειώνεται καθώς μειώνεται η διαφορά τους από 2.8 % ($T_{\text{εισόδου}}=60^{\circ}\text{C}$) σε 0.06% ($T_{\text{εισόδου}}=80^{\circ}\text{C}$). Επίσης οι θερμοκρασίες του τοιχώματος του εκτονωτή κυμαίνεται από 35 έως 57°C για θερμοκρασία εισόδου του ρευστού από 60 έως 80°C, αντίστοιχα. Αυτό σημαίνει ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού τόσο αυξάνεται η διαφορά θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού και του τοιχώματος του εκτονωτή δηλαδή το ποσό θερμότητας κατά τη συμπύκνωση του ρευστού. Αντιθέτως, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού τόσο μειώνεται η διαφορά θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού και του τοιχώματος και συνεπώς το ποσό θερμότητας απωλειών λόγω ατμοποίησης. Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η μεταβολή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου.



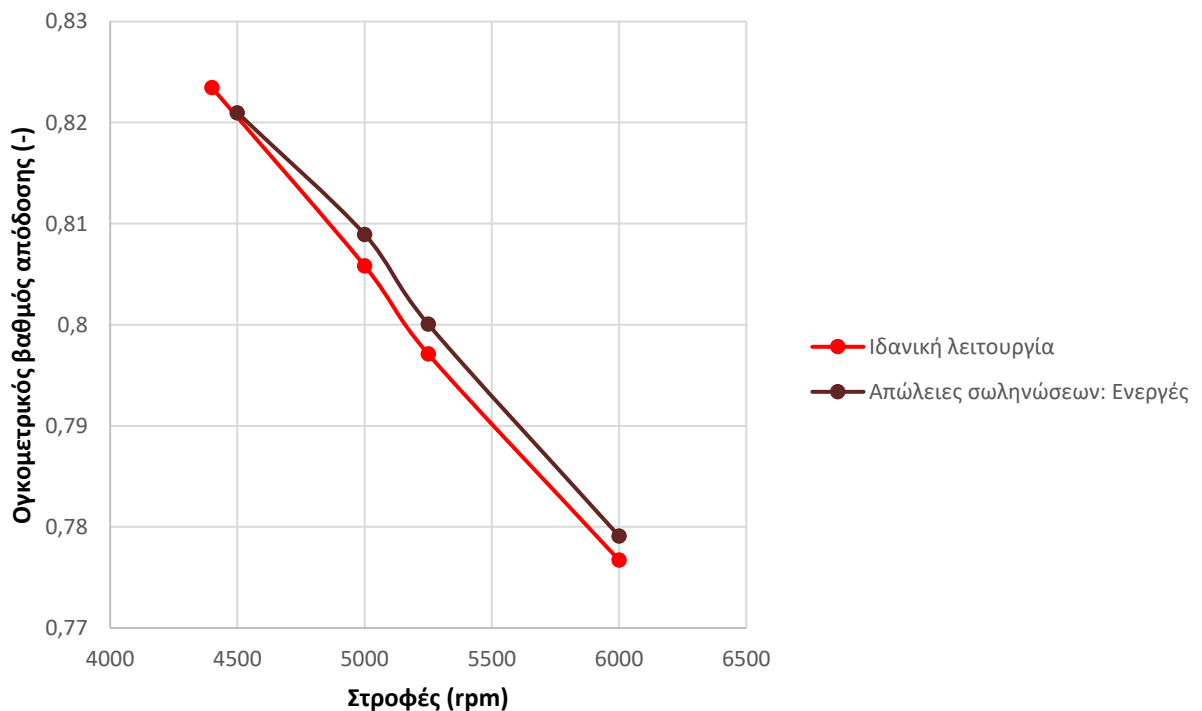
Εικόνα 49. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού

Σύμφωνα με το διάγραμμα που παρουσιάζεται στην παραπάνω εικόνα φαίνεται ότι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης παραμένει σχεδόν σταθερός για διαφορετικές θερμοκρασίες ρευστού. Αξίζει να σημειωθεί ότι η παροχή μάζας ρευστού παρουσιάζει σφάλμα, $m_{in}/m_{out}-1$, ίσο με -8.83% και 0.26% για θερμοκρασία εισόδου ίση με 60°C και 80°C, αντίστοιχα. Συνεπώς, η μικρή διαφορά στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης σε συνδυασμό με το σφάλμα που προκύπτει δυσκολεύει την ερμηνεία των αποτελεσμάτων. Το γενικό συμπέρασμα που προκύπτει είναι ότι παραμένει σχεδόν σταθερός για κάθε θερμοκρασία εισόδου.

Τα αποτελέσματα για διαφορετικές τιμές στροφών του εκτονωτή παρουσιάζονται στα παρακάτω διαγράμματα.



Εικόνα 50. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή

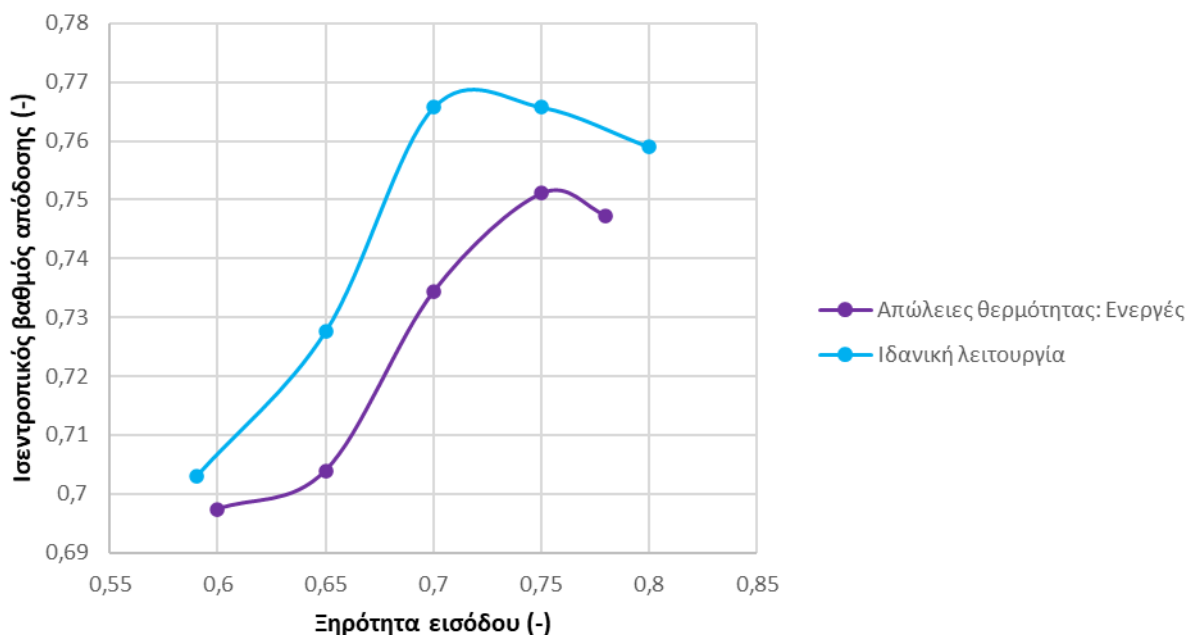


Εικόνα 51. Επίδραση απωλειών των σωληνώσεων στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα παρατηρείται μικρή διαφορά για κάθε ταχύτητα περιστροφής τόσο στον ισεντροπικό όσο και στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης. Ενεργοποιώντας τις απώλειες στους αγωγούς εξόδου και εισόδου του ρευστού στον εκτονωτή παρατηρείται μια περίπου σταθερή διαφορά στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης από την ιδανική λειτουργία. Η διαφορά αυτή κυμαίνεται από 0.85 έως 1.6%. Η θερμοκρασία των τοιχωμάτων κυμαίνεται από 46.5 έως 49.6 °C για τις ταχύτητες διερεύνησης. Όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής τόσο αυξάνονται και οι απώλειες θερμότητας λόγω ατμοποίησης και μειώνονται οι απώλειες λόγω συμπύκνωσης στον αγωγό εισόδου και έτσι προκύπτει μεγαλύτερη διαφορά στις μεγαλύτερες τιμές στροφών. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης είναι μεγαλύτερος όταν ενεργοποιούνται οι απώλειες στους αγωγούς του εκτονωτή διότι η υπολογιζόμενη μάζα είναι μεγαλύτερη από την ιδανική λειτουργία. Ωστόσο, η διαφορά είναι ελάχιστη και περίπου ίση με 0.6% για κάθε ταχύτητα περιστροφής. Η διαφορά αυτή οφείλεται στη διαφορά μάζας μεταξύ των δύο περιπτώσεων λειτουργίας, η οποία ισούται με 0.6 g/s σχεδόν για κάθε ταχύτητα περιστροφής.

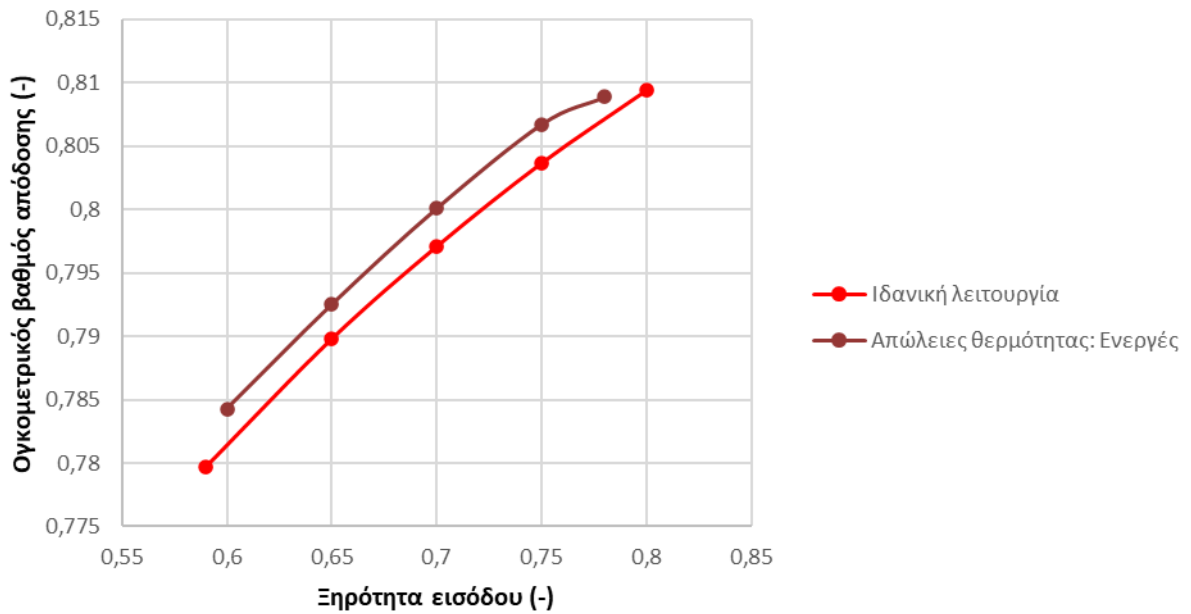
5.5 Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του μοντέλου θεωρώντας ενεργοποιημένες τις απώλειες θερμότητας στους όγκους ελέγχου του εκτονωτή. Οι απώλειες ροής και οι απώλειες στους αγωγούς του εκτονωτή είναι απενεργοποιημένες. Τα αποτελέσματα του ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης για μεταβλητή ξηρότητα εισόδου του ρευστού παρουσιάζονται στα παρακάτω διαγράμματα.



Εικόνα 52. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου

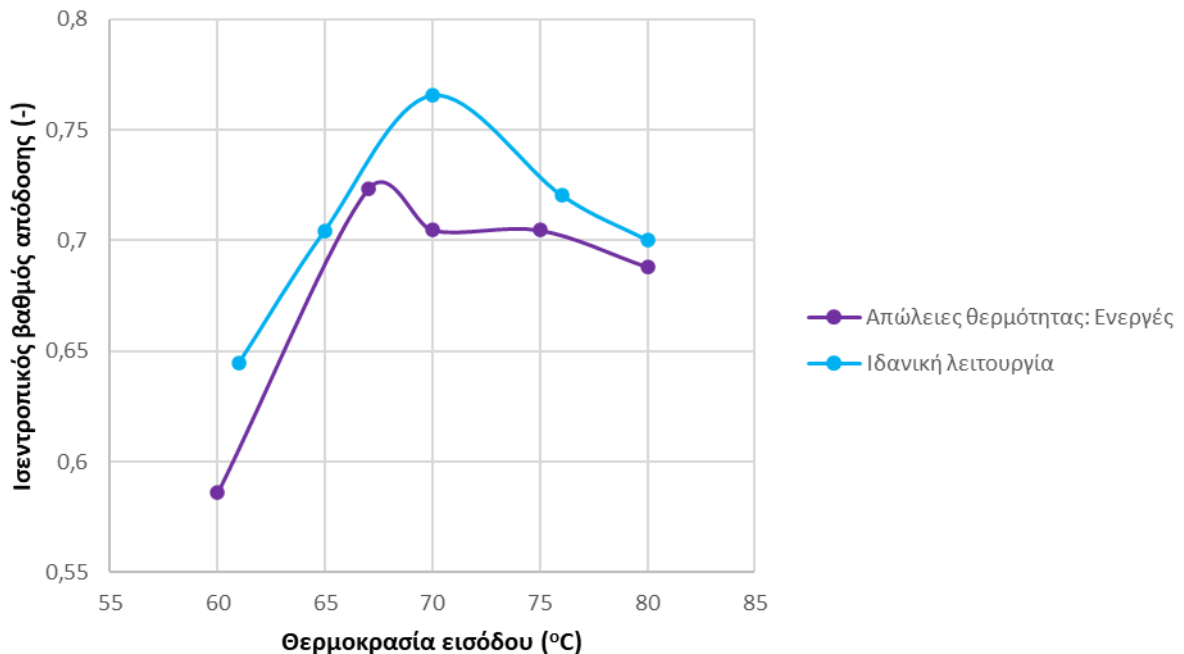
Βάσει των αποτελεσμάτων, η μορφή της καμπύλης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης είναι παρόμοια με την καμπύλη για ιδανική λειτουργία. Ωστόσο, το μέγιστο του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης παρουσιάζεται για ξηρότητα εισόδου ίση με 0.75. Η διαφορά μεταξύ των δύο καμπυλών κυμαίνεται από 0.5 έως 3.1 %.



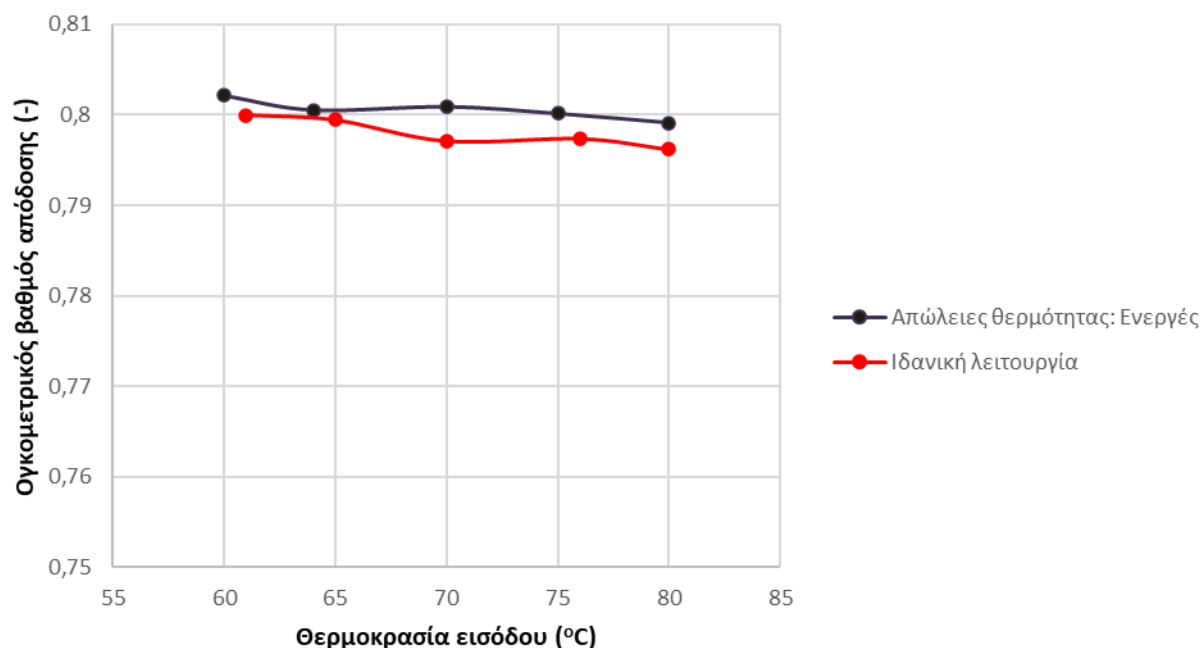
Εικόνα 53. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται θεωρώντας ενεργές τις απώλειες θερμότητας στους όγκους ελέγχου του εκτονωτή. Η αύξηση είναι μικρή και κυμαίνεται από 0.3 έως 0.45%, δηλαδή είναι περίπου σταθερή. Η συγκεκριμένη αύξηση οφείλεται στην αύξηση μάζας λόγω της συμπύκνωσης του ρευστού από τα τοιχώματα του εκτονωτή.

Τα αποτελέσματα των βαθμών απόδοσης για μεταβλητή θερμοκρασία εισόδου του ρευστού παρουσιάζονται παρακάτω.



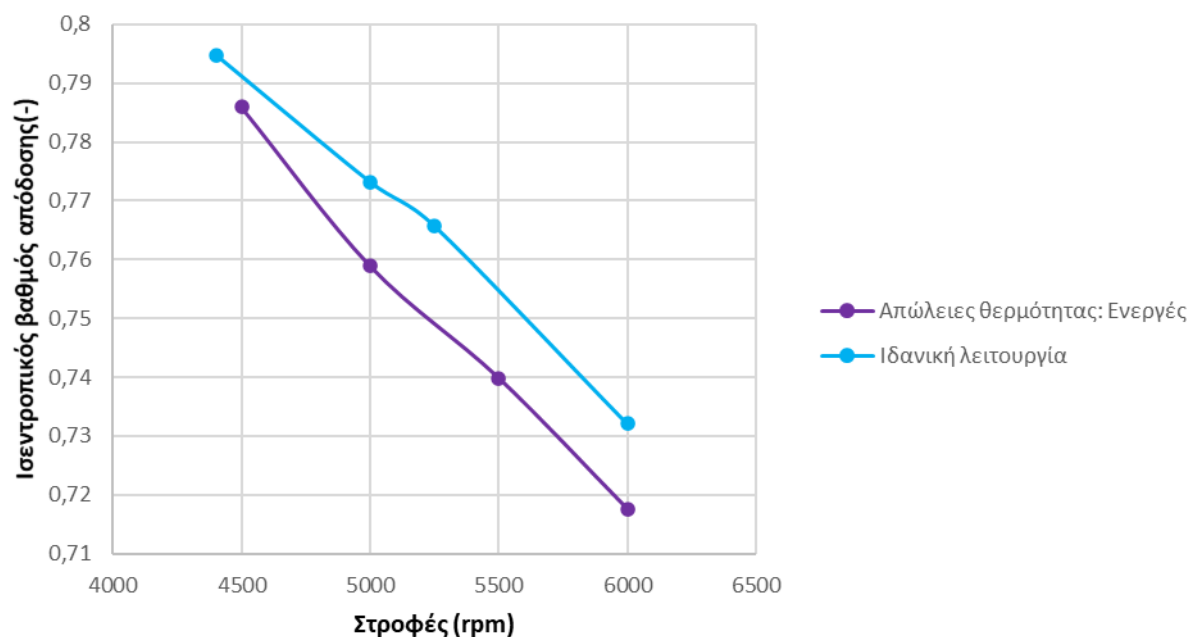
Εικόνα 54. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου



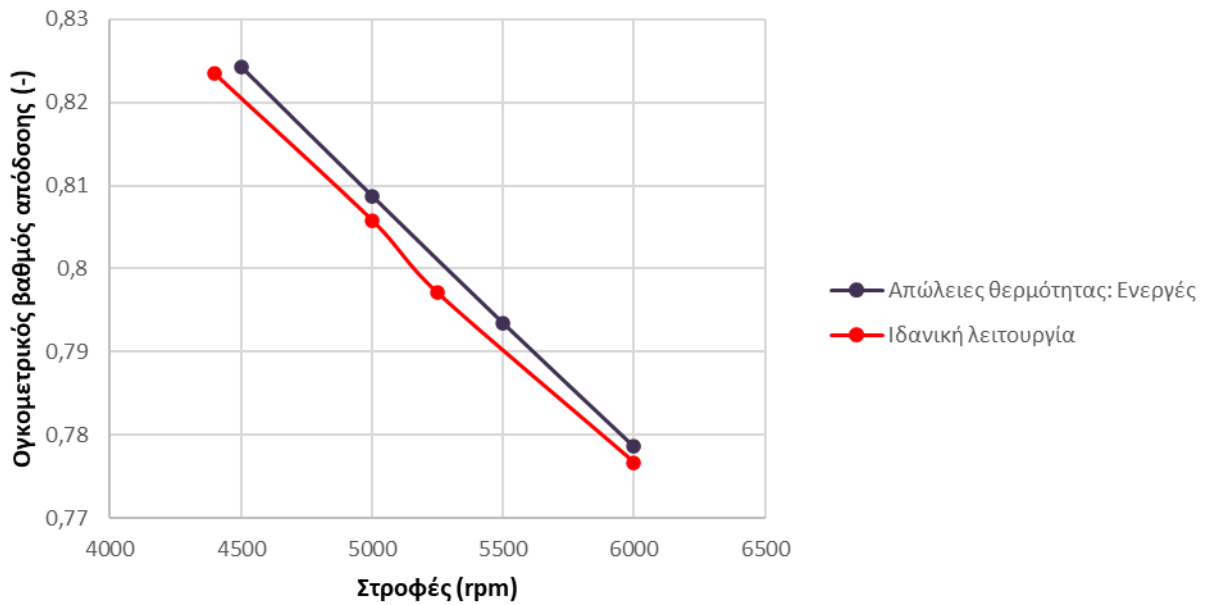
Εικόνα 55. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου

Παρομοίως, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης είναι ελάχιστα μεγαλύτερος από τον βαθμό απόδοσης για ιδανική λειτουργία. Η αύξηση αυτή οφείλεται στην μεγαλύτερη μάζα που προκύπτει λόγω της μερικής συμπίκνωσης του ρευστού εντός των όγκων ελέγχου του εκτονωτή. Επίσης, αξίζει να σημειωθεί ότι οι διακυμάνσεις εκτιμάται ότι οφείλονται στο σφάλμα της μάζας υπολογισμού όπου για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του ρευστού μεταβάλλονται από -8.3 έως 3.9%.

Τέλος, στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζεται η μεταβολή του ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης για ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή από 4500 έως 6000 rpm.



Εικόνα 56. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή



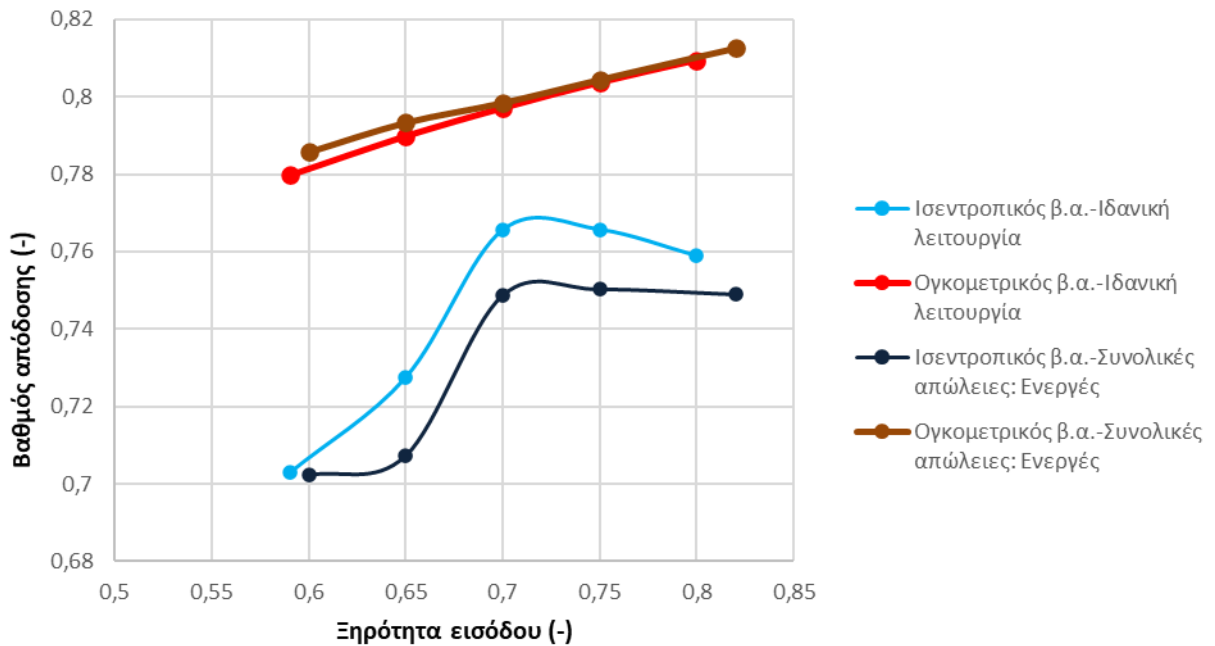
Εικόνα 57. Επίδραση απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση των στροφών του εκτονωτή

Σύμφωνα με την Εικόνα 56, η λειτουργία με απώλειες θερμότητας στους όγκους ελέγχου προκαλεί μείωση στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης κατά 0.9 έως 2.3%. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει παρομοίως μικρή διαφορά σε σχέση την ιδανική λειτουργία, σταθερή και περίπου ίση με 0.3%. Όπως παρατηρείται οι απώλειες θερμότητας στους όγκους ελέγχου έχουν μεγαλύτερη επίδραση στη λειτουργία του εκτονωτή από τις απώλειες στους αγωγούς εισόδου και εξόδου.

5.6 Επίδραση συνολικών απωλειών

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται η ανάλυση θεωρώντας ενεργές όλες τις απώλειες κατά τη λειτουργία του εκτονωτή. Δηλαδή επιτυγχάνεται διερεύνηση για διαφορετικές τιμές ξηρότητας, θερμοκρασίας εισόδου και ταχύτητας στροφών θεωρώντας ενεργές τις απώλειες ροής, τις απώλειες στους αγωγούς και τις απώλειες θερμότητας στους όγκους ελέγχου του εκτονωτή.

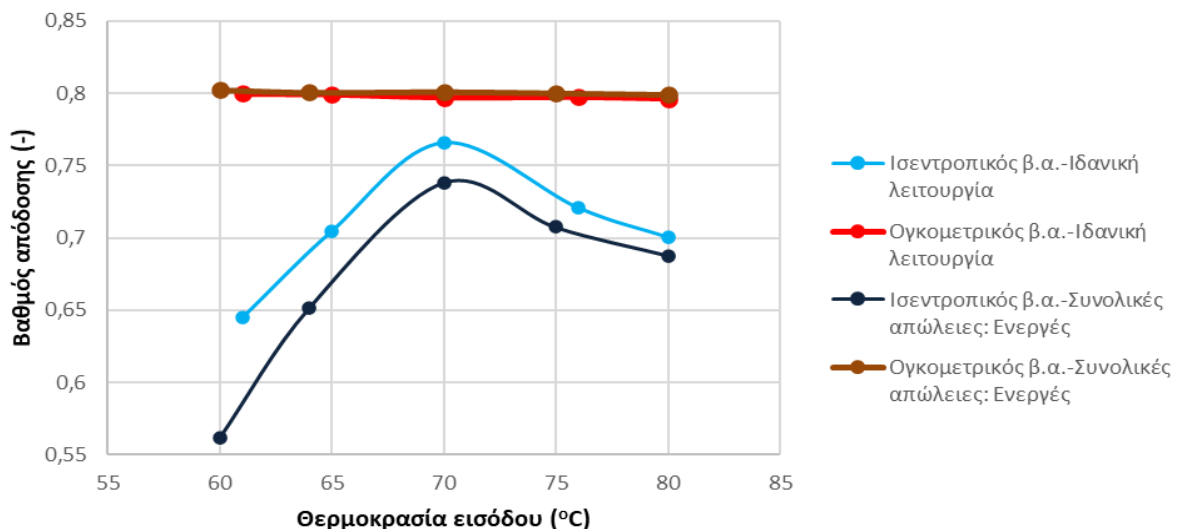
Τα αποτελέσματα για διάφορες τιμές της ξηρότητας εισόδου παρουσιάζονται στα παρακάτω διαγράμματα.



Εικόνα 58. Επίδραση συνολικών απωλειών στον ισεντροπικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ξηρότητας εισόδου

Ενεργοποιώντας τις συνολικές απώλειες ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης μειώνεται κατά 0.07 έως 2.05%. Η μορφή των καμπυλών είναι περίπου ίδια με την διαφορά στο αρχικό και τελικό σημείο της καμπύλης. Η κλίση στην αρχή και στο πέρας της καμπύλης είναι αρκετά πιο μικρή στην περίπτωση των συνολικών απωλειών από την ιδανική λειτουργία. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μικρή διαφορά μεταξύ των δύο περιπτώσεων λειτουργίας που κυμαίνεται από 0.09 έως 0.61%. Όσο αυξάνεται η ξηρότητα εισόδου η διαφορά αυτή μειώνεται. Αυτό παρατηρείται και στις καμπύλες λειτουργίας με ενεργές τις απώλειες των αγωγών αλλά και της θερμότητας στους όγκους ελέγχου.

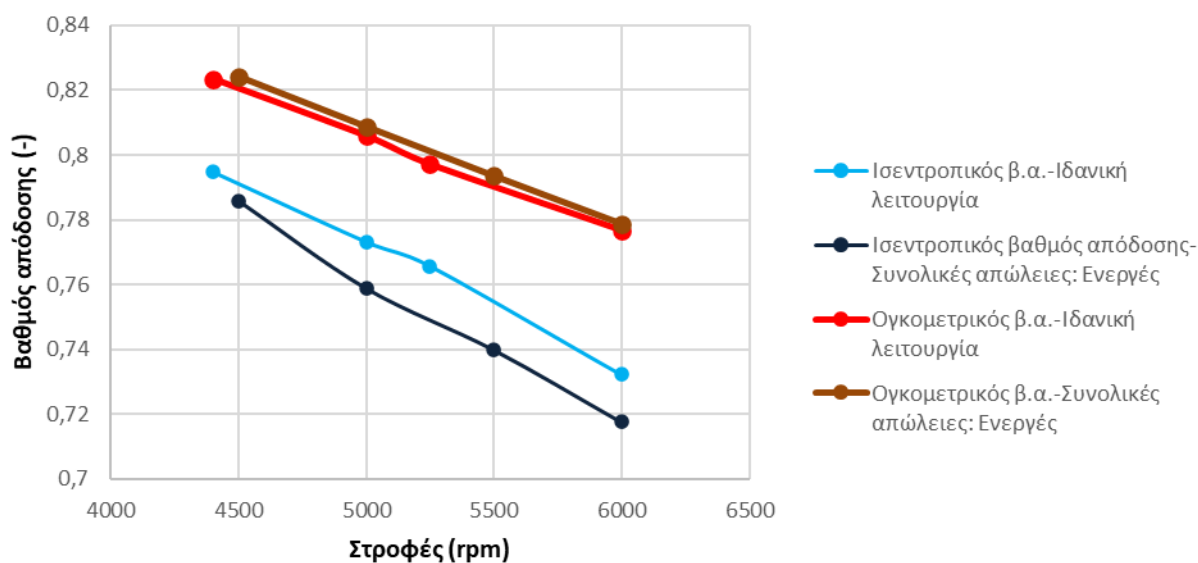
Τα αποτελέσματα του ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του ρευστού παρουσιάζονται στο παρακάτω διάγραμμα.



Εικόνα 59. Επίδραση συνολικών απωλειών στον ισεντροπικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού

Η μείωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης όταν ενεργοποιούνται όλες οι απώλειες εντός του εκτονωτή μειώνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού και η διαφορά αυτή κυμαίνεται από 1.26 έως 8.32%. Η μορφή των καμπυλών του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης είναι όμοια και στις

δύο περιπτώσεις λειτουργίας. Αξίζει να σημειωθεί ότι το μέγιστο παρουσιάζεται για θερμοκρασία εισόδου ίση με 70°C, δηλαδή στο σημείο σχεδιασμού του εκτονωτή. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης είναι σχεδόν σταθερός και περίπου ίσος με 80% για κάθε θερμοκρασία εισόδου και για τις δύο περιπτώσεις λειτουργίας.



Εικόνα 60. Επίδραση συνολικών απωλειών στον ισεντροπικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση της ταχύτητας στροφών του εκτονωτή

Για διαφορετική ταχύτητα στροφών η διαφορά στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης κυμαίνεται από 0.5 έως 1.1% και αυξάνεται όσο αυξάνεται και η ταχύτητα στροφών του εκτονωτή κάτι το οποίο παρατηρείται και στις υπόλοιπες περιπτώσεις λειτουργίας. Ωστόσο, η μορφή τους είναι ίδια και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης μειώνεται πάντα με την αύξηση των στροφών του εκτονωτή. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης είναι ελάχιστα μικρότερος στην περίπτωση της ιδανικής λειτουργίας και αυτό δείχνει ότι οι απώλειες θερμότητας έχουν μεγαλύτερη επίδραση από τις απώλειες ροής. Ωστόσο, η διαφορά τους είναι μικρότερη και περίπου ίση με 0.2%.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

6.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα διπλωματική αναπτύχθηκε το μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας ενός σπειροειδούς εκτονωτή, ο οποίος λειτουργεί εντός διφασικής περιοχής του ρευστού R1233zd(E). Συγκεκριμένα, υλοποιήθηκαν οι απαραίτητες αλλαγές εντός του υπάρχοντος μοντέλου PDSim, στο οποίο ήταν ήδη ολοκληρωμένη η μοντελοποίηση λειτουργίας ενός μονοφασικού σπειροειδούς συμπιεστή. Τα πρώτα βήματα επεξεργασίας του υπάρχοντος μοντέλου ήταν να ολοκληρωθεί η μοντελοποίηση του εκτονωτή και έπειτα να διαμορφωθεί κατάλληλα ο κώδικας έτσι ώστε να μπορεί να προσομοιώσει τη λειτουργία του και στη διφασική κατάσταση ενός ρευστού. Για την μοντελοποίηση του εκτονωτή έγιναν αρχικά κάποιες επιπλέον αλλαγές στα "keys" που χρησιμοποιούσε ο κώδικας, τα οποία χρησιμοποιούνταν για να γίνεται ο διαχωρισμός κάθε όγκου ελέγχου στην μηχανή. Έπειτα έγιναν κάποιες επιπλέον τροποποιήσεις στον τρόπο ορισμού σημαντικών παραμέτρων λειτουργίας όπως για παράδειγμα ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή. Τέλος, χρησιμοποιήθηκε μια διαφορετική προσέγγιση από το μοντέλο του συμπιεστή για την εύρεση των γωνιών όπου ξεκινά και τελειώνει η ενοποίηση των όγκων ελέγχου εισρόφησης του ρευστού (s_1 , s_2 , ss και sss). Για τη μετάβαση από τη μονοφασική λειτουργία του εκτονωτή σε διφασική έγιναν οι εξής αλλαγές:

- Αλλαγή στα δεδομένα εισόδου του μοντέλου. Πιο συγκεκριμένα, δίνονται ως είσοδοι η ξηρότητα και η θερμοκρασία του ρευστού. Ο αρχικός προσδιορισμός της κατάστασης εξόδου του ρευστού υπολογίζεται εξίσου με διαφορετικό τρόπο.
- Αλλαγή στο τρόπο προσδιορισμού του θερμοδυναμικού μεγέθους dp/dT λόγω αδυναμίας υπολογισμού του στη διφασική κατάσταση διαφόρων ρευστών μέσω CoolProp.
- Αλλαγή στα ημι-εμπειρικά μοντέλα υπολογισμού μάζας και απωλειών ροής.
- Αλλαγή στα ημι-εμπειρικά μοντέλα απωλειών θερμότητας και πίεσης στους αγωγούς αλλά και των απωλειών θερμότητας στους όγκους ελέγχου του εκτονωτή.

Αξίζει να σημειωθεί ότι το τελικό μοντέλο έχει διαμορφωθεί έτσι ώστε να μπορεί να επιλύει την εκτόνωση τόσο σε διφασική όσο και σε μονοφασική κατάσταση ενός επιλεγμένου ρευστού. Επίσης, λόγω της χρήσης του ρευστού R1233zd(E), δημιουργήθηκαν κάποια επιπλέον προβλήματα υπολογισμού ιδιοτήτων μέσω CoolProp, όπως η συνεκτικότητα και η θερμική αγωγιμότητα. Στη συγκεκριμένη περίπτωση εισήχθησαν πολυώνυμα που υπολογίζουν τις συγκεκριμένες ιδιότητες τα οποία βασίζονται από δεδομένα του Refprop.

Αφού το μοντέλο διαμορφώθηκε, έγινε αρχικά διερεύνηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της επιφάνειας εισόδου του ρευστού, του κατασκευαστικού λόγου όγκων μέσω της μεταβολής των γωνιών εξειλιγμένων του εκτονωτή ϕ_{is} και ϕ_{os} . Τα κριτήρια επιλογής της τελικής γεωμετρίας ήταν ο αδιαβατικός και ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης της μηχανής, ενώ εξετάστηκαν 4 περιπτώσεις γεωμετρικών παραμέτρων. Η τελική γεωμετρία του εκτονωτή προσδιορίστηκε στα πλαίσια του προγράμματος REGEN-by-2 βάσει της διερεύνησης που προηγήθηκε και ο εκτονωτής παρουσίασε αδιαβατικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης 83.7% και 78.1%, αντίστοιχα στην περίπτωση ιδανικής λειτουργίας.

Τέλος, στην παρούσα μελέτη έγινε διερεύνηση της απόδοσης του εκτονωτή για διαφορετικές τιμές ξηρότητας και θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού στον εκτονωτή αλλά και για διάφορες τιμές ταχύτητας στροφών. Σε αυτές τις συνθήκες μελετήθηκε ξεχωριστά η επίδραση κάθε είδους απωλειών στον εκτονωτή όπως οι απώλειες ροής, οι απώλειες στους αγωγούς, οι απώλειες θερμότητας στους όγκους ελέγχου αλλά και συνολικά η επίδραση όλων των απωλειών στη λειτουργία του εκτονωτή. Συμπερασματικά, τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η μεταβολή στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης είναι

μικρή με την εισαγωγή των συνολικών απωλειών. Επίσης ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης παραμένει σχεδόν σταθερός για μεταβαλλόμενη τιμή της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού. Αντιθέτως, οι απώλειες παρουσιάζουν μεγαλύτερη επίδραση σε όλες τις περιπτώσεις. Ωστόσο, για ταχύτητα περιστροφής ίση με 5250 rpm, η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης επιτυγχάνεται στους 70°C και για ξηρότητα εισόδου ίση με 0.7, όταν μεταβάλλεται αντίστοιχα η θερμοκρασία και η ξηρότητα εισόδου, δηλαδή στο σημείο σχεδιασμού.

6.2 ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΕΥΝΑ

Το μοντέλο που αναπτύχθηκε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας εκτιμάται κατάλληλο για την προσομοίωση ενός σπειροειδούς εκτονωτή που λειτουργεί εντός της διαφασικής περιοχής του R1233zd(E). Ωστόσο, υπάρχουν πολλές επιλογές για την επέκταση και δημιουργία νέων μελετών αλλά και τη βελτίωση της υπάρχουσας μελέτης. Αρχικά, είναι απαραίτητο να εξεταστούν όλα τα ημι-εμπειρικά μοντέλα που περιέχονται και να διεξαχθούν τα κατάλληλα πειράματα έτσι ώστε να βρεθούν οι ημι-εμπειρικοί παράμετροι που χρησιμοποιούνται εντός του μοντέλου και να εξεταστεί η ακρίβειά του. Οι συγκεκριμένοι παράμετροι χρησιμοποιούνται κυρίως στα μοντέλα απωλειών αλλά και στον υπολογισμό της μάζας του ρευστού, όπως η παράμετρος X_d . Επίσης, είναι σημαντικό να τροποποιηθεί το λογισμικό κατάλληλα έτσι ώστε να μοντελοποιηθεί η λειτουργία του εκτονωτή με την εισαγωγή λαδιού μαζί με το ρευστό, διότι αρκετά συχνά χρησιμοποιείται σε τέτοιου είδους εκτονωτές. Επιπρόσθετα, κρίνεται χρήσιμη η αλλαγή ή/και η προσθήκη ενός διαφορετικού λογισμικού που υπολογίζει τις ιδιότητες των εργαζόμενων ρευστών διότι στο παρόν μοντέλο μπορούν να χρησιμοποιηθούν μόνο τα ρευστά και να υπολογιστούν οι ιδιότητες αυτών που περιέχονται στο CoolProp. Τέλος, όσο αφορά την εύρεση γεωμετρικών χαρακτηριστικών, το μοντέλο παρουσιάζει αδυναμία υπολογισμού για καινοτόμες γεωμετρίες των εκτονωτών που χρησιμοποιούνται συχνά για την αύξηση απόδοσης τέτοιου είδους εκτονωτών όπως διαφορετικό πάχος σπειρών, μη συμμετρικούς όγκους ελέγχου και μη κυκλικές επιφάνειες εισόδου του ρευστού στον εκτονωτή.

Βιβλιογραφία

- [1] Fuhaid Alshammari, "Expanders for Organic Rankine Cycle Technology," in *Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery*, Muhammad Usman, Ed. Rijeka: IntechOpen, 2018, p. Ch. 3. doi: 10.5772/intechopen.78720.
- [2] J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 24, pp. 325–342, Aug. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.03.040.
- [3] A. Giovannelli, E. M. Archilei, and C. Salvini, "Two-Stage Radial Turbine for a Small Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycle (ORC) Plant," *Energies*, vol. 13, no. 5, 2020, doi: 10.3390/en13051054.
- [4] A. Alghamdi, Y. Najjar, and M. Al-Beirutty, "Aerothermal Design of a Multi-Stage Axial Flow Gas Turbine with Air Cooling," *Int. J. Mech. Eng. Educ.*, vol. 38, pp. 9–27, Jan. 2010, doi: 10.7227/IJMEE.38.1.2.
- [5] G. Qiu, H. Liu, and S. Riffat, "Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 16, pp. 3301–3307, Nov. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.06.008.
- [6] M. Imran, M. Usman, B.-S. Park, and D.-H. Lee, "Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 57, pp. 1090–1109, May 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.12.139.
- [7] S. Emhardt, G. Tian, and J. Chew, "A review of scroll expander geometries and their performance," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 141, pp. 1020–1034, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.06.045.
- [8] X. Gao, L. Li, Y. Zhao, P. Shu, and S. Jiang, "Research on a Scroll Expander Used for Recovering Work in a Fuel Cell," *Int. J. Thermodyn.*, vol. 7, Mar. 2004, doi: 10.5541/ijot.120.
- [9] I. Smith and N. Stosic, "PROSPECTS FOR ENERGY CONVERSION EFFICIENCY IMPROVEMENTS BY THE USE OF TWIN SCREW TWO-PHASE EXPANDERS," Jan. 2001.
- [10] Y. Zhao, G. Liu, L. Li, Q. Yang, B. Tang, and Y. Liu, "Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery: A review," *Energy Convers. Manag.*, vol. 199, p. 111944, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111944.
- [11] V. Lemort, G. Ludovic, A. Legros, S. Declaye, and S. Quoilin, *A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale Rankine cycle systems*. 2013.
- [12] J. Wei, Q. Hua, J. Wang, Z. Jiang, J. Wang, and L. Yuan, "Overview of the Development and Application of the Twin Screw Expander," *Energies*, vol. 13, no. 24, 2020, doi: 10.3390/en13246586.
- [13] I. K. Smith, N. Stosic, and A. Kovacevic, "4 - Modelling and performance calculation of screw expanders," in *Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders (Second Edition)*, I. K. Smith, N. Stosic, and A. Kovacevic, Eds. Oxford: Chandos Publishing, 2014, pp. 93–125. doi: 10.1533/9781782421900.93.
- [14] H. Taniguchi, K. Kudo, W. H. Giedt, I. Park, and S. Kumazawa, "Analytical and Experimental Investigation of Two-Phase Flow Screw Expanders for Power Generation," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 110, no. 4, pp. 628–635, Oct. 1988, doi: 10.1115/1.3240182.
- [15] V. Vodicka, V. Novotny, Z. Zeleny, J. Mascuch, and M. Kolovratnik, "Theoretical and experimental investigations on the radial and axial leakages within a rotary vane expander," *Energy*, vol. 189, p. 116097, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116097.
- [16] A. M. Mahmoud, S. A. Sherif, and W. E. Lear, "Frictional and Internal Leakage Losses in Rotary-Vane Two-Phase Refrigerating Expanders," *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 132, no. 021007, Jun. 2010, doi: 10.1115/1.4001571.

- [17] Fuhaid Alshammari, "Expanders for Organic Rankine Cycle Technology," in *Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery*, Muhammad Usman, Ed. Rijeka: IntechOpen, 2018, p. Ch. 3. doi: 10.5772/intechopen.78720.
- [18] R. Capata and F. Pantano, "Expander design procedures and selection criterion for small rated organic rankine cycle systems," *Energy Sci. Eng.*, vol. 8, no. 10, pp. 3380–3414, Oct. 2020, doi: 10.1002/ese3.710.
- [19] M. Imran and M. Usman, "Chapter 11 - Mathematical modelling for positive displacement expanders," in *Positive Displacement Machines*, I. A. Sultan and T. H. Phung, Eds. Academic Press, 2019, pp. 293–343. doi: 10.1016/B978-0-12-816998-8.00011-X.
- [20] L. E. Olmedo, V. Mounier, L. C. Mendoza, and J. Schiffmann, "Dimensionless correlations and performance maps of scroll expanders for micro-scale Organic Rankine Cycles," *Energy*, vol. 156, pp. 520–533, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.05.001.
- [21] C. Campana, L. Cioccolanti, M. Renzi, and F. Caresana, "Experimental analysis of a small-scale scroll expander for low-temperature waste heat recovery in Organic Rankine Cycle," *Energy*, vol. 187, p. 115929, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.115929.
- [22] H. Xi, M.-J. Li, H.-H. Zhang, and Y.-L. He, "Experimental studies of organic Rankine cycle systems using scroll expanders with different suction volumes," *J. Clean. Prod.*, vol. 218, pp. 241–249, May 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.01.302.
- [23] C. Liu, S. Wang, C. Zhang, Q. Li, X. Xu, and E. Huo, "Experimental study of micro-scale organic Rankine cycle system based on scroll expander," *Energy*, vol. 188, p. 115930, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.115930.
- [24] C.-H. Lin *et al.*, "Investigations on experimental performance and system behavior of 10 kW organic Rankine cycle using scroll-type expander for low-grade heat source," *Energy*, vol. 177, pp. 94–105, Jun. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.04.015.
- [25] A. K. Narasimhan, C. Wickramaratne, R. Kamal, D. Y. Goswami, and P. Singh, "Mapping scroll expander performance for organic working fluids using dimensionless parameters in Ns-Ds diagram," *Energy*, vol. 182, pp. 739–752, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.06.054.
- [26] D. Manolakos, G. Kosmadakis, E. Ntavou, and B. Tchanche, "Test results for characterizing two in-series scroll expanders within a low-temperature ORC unit under partial heat load," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 163, p. 114389, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114389.
- [27] T. Z. Kaczmarczyk, G. Żywica, and E. Ichnatowicz, "Experimental research on scroll expanders operating in parallel in an organic Rankine cycle system with a biomass boiler," *Energy Convers. Manag.*, vol. 224, p. 113390, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113390.
- [28] J. Oh, H. Jeong, J. Kim, and H. Lee, "Numerical and experimental investigation on thermal-hydraulic characteristics of a scroll expander for organic Rankine cycle," *Appl. Energy*, vol. 278, p. 115672, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2020.115672.
- [29] R. Moradi, M. Villarini, and L. Cioccolanti, "Experimental modeling of a lubricated, open drive scroll expander for micro-scale organic Rankine cycle systems," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 190, p. 116784, May 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116784.
- [30] M. A. Barclay and C. C. Yang, "Offshore LNG: The Perfect Starting Point for the 2-Phase Expander?," May 2006. doi: 10.4043/18012-MS.
- [31] G. Bianchi, S. Kennedy, O. Zaher, S. A. Tassou, J. Miller, and H. Jouhara, "Two-phase chamber modeling of a twin-screw expander for Trilateral Flash Cycle applications," *4th Int. Semin. ORC Power Syst. 13-15th 2017POLITECNICO MILANO BOVISA CAMPUS MILANO ITALY*, vol. 129, pp. 347–354, Sep. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.208.
- [32] S. Briola, P. Di Marco, and R. Gabbrielli, "Thermodynamic sensitivity analysis of a novel trigeneration thermodynamic cycle with two-phase expanders and two-phase compressors," *Energy*, vol. 127, pp. 335–350, May 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.03.135.

- [33] G. Bianchi, M. Marchionni, J. Miller, and S. A. Tassou, "Modelling and off-design performance optimisation of a trilateral flash cycle system using two-phase twin-screw expanders with variable built-in volume ratio," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 179, p. 115671, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115671.
- [34] Q. Wang, W. Wu, Z. He, and D. Ziviani, "Analysis of the intake process and its influence on the performance of a two-phase reciprocating expander," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 160, p. 113943, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113943.
- [35] A. Panesar and M. Bernagozzi, *Two-Phase Expander Model for Energy Recovery Applications*. 2019.
- [36] A. Panesar and M. Bernagozzi, "Two-Phase Expander Approach for Next Generation of Heat Recovery Systems," *Int. J. Renew. Energy Dev.*, vol. 8, p. 203, Oct. 2019, doi: 10.14710/ijred.8.3.203-213.
- [37] V. Lemort, S. Declaye, and S. Quoilin, "Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, vol. 226, no. 1, pp. 126–136, Feb. 2012, doi: 10.1177/0957650911413840.
- [38] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume, and V. Lemort, "Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid," *Energy*, vol. 55, pp. 173–183, Jun. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.04.003.
- [39] B. Twomey, P. A. Jacobs, and H. Gurgenci, "Dynamic performance estimation of small-scale solar cogeneration with an organic Rankine cycle using a scroll expander," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1, pp. 1307–1316, Mar. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.054.
- [40] Y. Lu *et al.*, "Investigation and performance study of a dual-source chemisorption power generation cycle using scroll expander," *Appl. Energy*, vol. 204, pp. 979–993, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.02.068.
- [41] D. Ziviani, N. A. James, F. A. Accorsi, J. E. Braun, and E. A. Groll, "Experimental and numerical analyses of a 5 kWe oil-free open-drive scroll expander for small-scale organic Rankine cycle (ORC) applications," *Appl. Energy*, vol. 230, pp. 1140–1156, Nov. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.09.025.
- [42] C. Kutlu *et al.*, "Evaluate the validity of the empirical correlations of clearance and friction coefficients to improve a scroll expander semi-empirical model," *Energy*, vol. 202, p. 117723, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117723.
- [43] Y. Chen, N. P. Halm, E. A. Groll, and J. E. Braun, "Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling," *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 6, pp. 731–750, Sep. 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00071-8.
- [44] Y. Chen, N. P. Halm, J. E. Braun, and E. A. Groll, "Mathematical modeling of scroll compressors — part II: overall scroll compressor modeling," *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 6, pp. 751–764, Sep. 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00072-X.
- [45] B. Wang, X. Li, and W. Shi, "A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute," *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 6, pp. 958–966, Sep. 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.01.015.
- [46] L. Guangbin, Z. Yuanyang, L. Liansheng, and S. Pengcheng, "Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 14, pp. 2073–2079, Oct. 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.05.015.
- [47] X. Zhang *et al.*, "Study on the performance and optimization of a scroll expander driven by compressed air," *Sustain. Therm. Energy Manag. SusTEM2015*, vol. 186, pp. 347–358, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.004.

- [48] I. H. Bell *et al.*, “PDSim: A general quasi-steady modeling approach for positive displacement compressors and expanders,” *Int. J. Refrig.*, vol. 110, pp. 310–322, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.09.002.
- [49] Z. Ma, H. Bao, and A. P. Roskilly, “Dynamic modelling and experimental validation of scroll expander for small scale power generation system,” *Sustain. Therm. Energy Manag. SusTEM2015*, vol. 186, pp. 262–281, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.08.025.
- [50] M. Morini, C. Pavan, M. Pinelli, E. Romito, and A. Suman, “Analysis of a scroll machine for micro ORC applications by means of a RE/CFD methodology,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 80, pp. 132–140, Apr. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.039.
- [51] M. Wei, P. Song, B. Zhao, L. Shi, Z. Wang, and C. Ma, “Unsteady flow in the suction process of a scroll expander for an ORC waste heat recovery system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 78, pp. 460–470, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.010.
- [52] P. Song, M. Wei, Z. Liu, and B. Zhao, “Effects of suction port arrangements on a scroll expander for a small scale ORC system based on CFD approach,” *Appl. Energy*, vol. 150, pp. 274–285, Jul. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.04.046.
- [53] S. Emhardt, G. Tian, P. Song, J. Chew, and M. Wei, “CFD modelling of small scale ORC scroll expanders using variable wall thicknesses,” *Energy*, vol. 199, p. 117399, May 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117399.
- [54] D. Ziviani *et al.*, “PDSim: Demonstrating the capabilities of an open-source simulation framework for positive displacement compressors and expanders,” *Int. J. Refrig.*, vol. 110, pp. 323–339, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.10.015.
- [55] I. H. Bell, E. A. Groll, J. E. Braun, and T. W. Horton, “Derivation of Optimal Scroll Compressor Wrap for Minimization of Leakage Losses,” *Int. Compress. Eng. Conf. Pap. 2111*, 2012, doi: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2111/>.
- [56] D. CHISHOLM, “Two-Phase Flow in Heat Exchangers and Pipelines,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 6, no. 2, pp. 48–57, Jan. 1985, doi: 10.1080/01457638508939624.
- [57] R. Dickes, “Design and fabrication of a variable wall thickness two-stage scroll expander to be integrated in a micro-solar power plant,” 2013.
- [58] M. Shah, *Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study*, vol. 88. 1982.
- [59] Z. Liu and R. Winterton, “A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 34, pp. 2759–2766, 1991.
- [60] R. Nagata, C. Kondou, and S. Koyama, “Comparative assessment of condensation and pool boiling heat transfer on horizontal plain single tubes for R1234ze(E), R1234ze(Z), and R1233zd(E),” *Int. J. Refrig.*, vol. 63, Nov. 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.11.002.
- [61] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, “A general correlation for flow boiling in tubes and annuli,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 3, pp. 351–358, Mar. 1986, doi: 10.1016/0017-9310(86)90205-X.
- [62] SKF, “Bearing friction, power loss and starting torque.” <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/bearing-friction-power-loss-and-starting-torque>
- [63] P. Kosky, R. Balmer, W. Keat, and G. Wise, *Exploring Engineering: An Introduction to Engineering and Design*. Academic Press, 2015.
- [64] N. Ishii, K. Bird, S. Yamamoto, H. Matsunaga, K. Sano, and M. Hayashi, “A Fundamental Optimum Design for High Mechanical and Volumetric Efficiency of Compact Rotary Compressors,” *Proc. Int. Compress. Eng. Conf.*, Jan. 1998.

- [65] B. VanderKooy, "Optimization of Scroll Compressor Involute Height with Machining Considerations," *Int. Compress. Eng. Conf. Pap. 1634*, 2004, doi: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1634/>.
- [66] P. Garg, G. M. Karthik, P. Kumar, and P. Kumar, "Development of a generic tool to design scroll expanders for ORC applications," *Spec. Issue Sol. Energy Res. Inst. India U. S. SERIUS – Conc. Sol. Power*, vol. 109, pp. 878–888, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.047.
- [67] S. Clemente, D. Micheli, M. Reini, and R. Taccani, "Energy efficiency analysis of Organic Rankine Cycles with scroll expanders for cogenerative applications," *Energy Solut. Sustain. World - Proc. Third Int. Conf. Appl. Energy May 16-18 2011 - Perugia Italy*, vol. 97, pp. 792–801, Sep. 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.01.029.
- [68] J.-C. Chang, T.-C. Hung, Y.-L. He, and W. Zhang, "Experimental study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander," *Appl. Energy*, vol. 155, pp. 150–159, Oct. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.05.118.
- [69] J.-C. Chang, C.-W. Chang, T.-C. Hung, J.-R. Lin, and K.-C. Huang, "Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle," *Spec. Issue 2nd Int. Workshop Heat Transf. Adv. Energy Conserv. Pollut. Control IWHT2013*, vol. 73, no. 2, pp. 1444–1452, Dec. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.08.050.