



---

**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων  
Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων  
Μηχανικών

---

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

*Μοντελοποίηση και πειραματική  
διερεύνηση εκτονωτών θετικής εκτόπισης  
για συστήματα μικρής κλίμακας μηχανικού  
κύκλου συμπίεσης ατμού (VCC)*

**Του Φοιτητή**

Μπούκα Ιωάννη

**Επιβλέπων**

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,  
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

---

Αθήνα, Ιούλιος 2015

## Περίληψη

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η διερεύνηση του ενεργειακού δυναμικού και της ενεργειακής εξοικονόμησης που μπορεί να επιτευχθεί αντικαθιστώντας την στραγγαλιστική βαλβίδα, που είναι υπεύθυνη για την ισενθαλπική εκτόνωση του υγρού εργαζόμενου μέσου σε έναν κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού (VCC) με έναν εκτονωτή θετικής μετατόπισης. Το εγχείρημα αυτό αποτελεί καινοτομία στο χώρο του κλιματισμού και της ψύξης καθώς δεν έχει πραγματοποιηθεί ως τώρα και αποτελεί ενδιαφέρον αντικείμενο μελέτης, αφού πρόκειται να ανεβάσει σημαντικά την απόδοση του κύκλου, τόσο σε νέες μονάδες όσο και σε ήδη εγκατεστημένες. Έτσι θα εξοικονομηθούν πολύτιμοι πόροι όχι μόνο ενεργειακοί αλλά και οικονομικοί, κάτι που αποτελεί αντικειμενικό σκοπό στη σύγχρονη κοινωνία, όπως εκδηλώνεται μέσα από Ευρωπαϊκές και διεθνείς οδηγίες. Η εξοικονόμηση ενέργειας, άλλωστε, αποτελεί μία από τις βασικότερες επιδιώξεις της ενεργειακής πολιτικής που ακολουθείται τα τελευταία χρόνια από τα περισσότερα κράτη, με στόχο τη μείωση της πρωτογενούς κατανάλωσης ενέργειας και των εκπομπών ρύπων αλλά και αερίων που συντελούν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Γι' αυτό το λόγο αποτέλεσε πρωταρχικό στόχο η μοντελοποίηση της όλης διαδικασίας, ώστε να αναγνωριστούν οι δυνατότητες και οι παράμετροι που επιδρούν στη λειτουργία μιας τέτοιας εγκατάστασης. Μάλιστα καθώς ο εκτονωτής διαδραματίζει σημαντικό ρόλο σε συνδυασμό με το γεγονός ότι δεν υπάρχει διεθνής βιβλιογραφία σχετική με τη μελέτη της εκτόνωσης οργανικού μέσου σε υγρή φάση, αποτέλεσε επιτακτική ανάγκη η ανάπτυξη ενός ημι-εμπειρικού θερμοδυναμικού μοντέλου ικανού να προσομοιώσει την λειτουργία ενός τέτοιου εκτονωτή κάτω από μεταβαλλόμενες συνθήκες και παραμέτρους. Το κύριο πλεονέκτημα της χρήσης ημι-εμπειρικού μοντέλου για την εν λόγω διεργασία είναι το μικρό υπολογιστικό κόστος του, καθώς αποφεύγεται η χρήση υπολογιστικά απαιτητικών μεθόδων όπως η υπολογιστική ρευστομηχανική για την περιγραφή του φαινομένου της εκτόνωσης. Παράλληλα, λόγω της φιλοσοφίας της κατασκευής του μοντέλου, είναι εύκολη η αποτελεσματική προσαρμογή του σε πλήθος διαφορετικών δεδομένων. Το μοντέλο που παρουσιάζεται στην παρούσα διπλωματική εργασία βασίστηκε σε ένα υπάρχον ημι-εμπειρικό μοντέλο σπειροειδών εκτονωτών για υπέρθερμο ατμό οργανικών ρευστών, το οποίο αναπτύχθηκε από τους Lemort et. al.[1] και χρησιμοποιήθηκε στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Με την γνώση και την πολυετή εμπειρία σε εκτονωτές θετικής εκτόπισης δημιουργήθηκε ένα μοντέλο ικανό να περιγράψει με εξαιρετικά μεγάλη ακρίβεια την λειτουργία ενός τέτοιου εμβολοφόρου εκτονωτή, ο οποίος χρησιμοποιεί σαν εργαζόμενο μέσο οργανικό μίγμα σε κατάσταση κορεσμένου ατμού. Το νέο μοντέλο τροποποιήθηκε σε ορισμένα σημεία και αναγνωρίστηκαν τα νέα όρια λειτουργίας των θερμοδυναμικών μεγεθών. Ο προσδιορισμός των απαιτούμενων παραμέτρων του νέου ημιεμπειρικού μοντέλου πραγματοποιήθηκε, αξιοποιώντας διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα από μια δοκιμαστική διάταξη που αποτελούνταν από έναν εμβολοφόρο εκτονωτή και μια αντλία θερμότητας. Η εγκατάσταση της πειραματικής διάταξης έγινε στα του Ευρωπαϊκού ερευνητικού προγράμματος EXP-Heat [2] και οι μετρήσεις πραγματοποιήθηκαν στο Πανεπιστήμιο της Φλωρεντίας. Οι πειραματικές συνθήκες τέθηκαν όμοιες με τις πραγματικές που πρόκειται να εργάζεται η υπό σχεδιασμό εμπορική έκδοση της αντλίας θερμότητας. Οι παράμετροι του μοντέλου ταυτοποιήθηκαν κάνοντας χρήση γενετικών αλγορίθμων βελτιστοποίησης, καθώς η υπάρχουσα βιβλιογραφία δεν περιέχει επαρκή δεδομένα για αυτό το ερευνητικό πεδίο. Οι γενετικοί αλγόριθμοι βελτιστοποίησης αποτελούν μία ευρεστική (heuristic) μέθοδο βελτιστοποίησης που βρίσκει ευρεία εφαρμογή σε σύνθετα πολυπαραμετρικά προβλήματα αυξημένης δυσκολίας. Κατά αυτό τον τρόπο προέκυψε το ημι-εμπειρικό μοντέλο, το οποίο είναι ικανό να περιγράψει την λειτουργία αυτού του

εκτονωτή με μεγάλη αξιοπιστία, επιτυγχάνοντας σφάλμα μικρότερο του 10%. Στη συνέχεια, αντιπαραβλήθηκαν οι τιμές των μεταβλητών που μετρήθηκαν πειραματικά, σε σχέση με εκείνες που προβλέπει το μοντέλο για να διαπιστωθεί η συνοχή του και η ικανότητα πρόβλεψης σε ένα ευρύ φάσμα λειτουργίας. Μάλιστα η διαδικασία αυτή επιτρέπει και την αναγνώριση των κύριων αιτιών για ενδεχόμενη δυσλειτουργία και των μεγεθών που δεν υπάρχει δυνατότητα να μετρηθούν με μετρητικές διατάξεις, όπως για παράδειγμα η διαρροή μάζας. Αποτελεί δηλαδή ένα χρήσιμο εργαλείο πρόβλεψης και εκτίμησης των μεγεθών που ενδιαφέρουν χωρίς μεγάλο υπολογιστικό κόστος αλλά και χωρίς να καθίσταται αναγκαία η διεξαγωγή περαιτέρω πειραμάτων. Λόγω της αποτελεσματικότητάς του, το μοντέλο αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την πρόβλεψη της απόδοσης της εκτονωτικής μηχανής συστημάτων κάτω από μεταβαλλόμενες συνθήκες λειτουργίας και μέσα στο πλαίσιο τεχνο-οικονομικών μελετών. Πολύ σημαντικό χαρακτηριστικό του ημι-εμπειρικού μοντέλου τέλος, είναι η ικανότητα του να προσαρμόζεται σε άλλες τεχνολογίες εκτονωτών θετικής εκτόπισης, καθώς και με άλλα εργαζόμενα μέσα.

## Abstract

The main goal of this thesis is to investigate the energy potential and energy saving that can be achieved by replacing the throttle valve, responsible for the expansion of the liquid organic medium in a vapor compressed cycle, with a volumetric expander. This task is an innovation in the field of Air-Conditioning and Refrigeration, and it is considered as an interesting topic of study, because of the increase that will arise in terms of efficiency, in new units as well as adjusting the existing ones. Thus valuable energy and financial recourses will be saved, as international and European commands order. The energy saving, has been one of the major objectives of energy policy followed in recent years by most countries, in order to reduce primary energy consumption and emissions that contribute to global warming. Therefore the process of modeling the entire procedure was the main target, in order to identify the potential and the parameters of the whole operation. Due to the fact that the expander has primary role and because of the absence of international literature on expanding liquid phase organic medium, the development of a semi-empirical thermodynamic model capable of simulating the operation of such an expander was imperative. The main advantage of using semi-empirical model for this process is the low computational cost, as it avoids the use of computationally demanding methods such as computational fluid dynamics to describe the phenomenon of expansion. Furthermore, because the concept of the construction of the model, it is easy to effectively adapt to a plurality of different data. This model was developed according to a semi-empirical thermodynamic model that was built by Lemort et. al. [1] and used successfully at the Laboratory of Steam Boilers and Thermal Plants of the National Technical University of Athens. Based on the deep knowledge and the long-time experience of the Laboratory in the field of volumetric expanders, a model was developed, able to describe and predict the function of such an expander that uses organic medium in saturated vapor conditions, with high accuracy. Under this background the new model was developed by altering some equations and by identifying the new limits of the thermodynamic sizes. The determination of the new model's parameters achieved, by taking advantage of experimental data from a test rig consisted of a 9-cylinder piston expander and a heat pump. The installation of the test rig was part of the European project "EXP-Heat"[2] and the measurements were performed at the University of Florence. The operating conditions were set accordingly to the real conditions of the commercial heat pump. Due to the fact that the current literature does not provide us with sufficient information about the model's parameters, an optimization's procedure with the use of genetic algorithms was elected to identify the best values for achieving the greatest possible accuracy. Genetic optimization algorithms are one heuristic optimization method that finds wide application in complex multi-parameter problems of increased difficulty. After the calibration process the produced model was a reliable way to simulate the expander's operation achieving a total error of lower than 10%. The next stage of the process was to compare every experimental set of values with those predicted from the model, in order to determine its consistency and its predictability in a wide operating range. Indeed, this process allowed the identification of the main causes for possible malfunction and to estimate the values of sizes that cannot be measured such as the mass flow leakages. Thus, this model is a useful tool for prediction and assessment of the sizes of our concern, without the need to conduct further experiments and with a low computational cost. Because of its effectiveness, this model can be used to predict the performance of the expansion machine systems under varying operating conditions and within the context of techno-economic studies. A very important asset of this model is the ability to adapt to other volumetric expanders' technologies and other working fluids by modifying its parameters values.

## Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον επιβλέποντα αναπληρωτή καθηγητή Σωτήριο Καρελλα για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε για την εκπόνηση της παρούσας εργασίας. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Άρη Λεονταρίτη για την πολύτιμη βοήθεια και την καθοδήγηση, χωρίς την οποία, η ολοκλήρωση της μελέτης δεν θα ήταν δυνατή. Αξιοσημείωτη ήταν η συνεισφορά και ο χρόνος που αφιέρωσαν οι συνάδελφοι Πέτρος Βλαβάκης, Δημήτρης Γκριμέκης, Κώστας Μπραιμάκης και Τρύφων Ρουμπεδάκης. Τέλος ευχαριστώ τους γονείς μου Κωνσταντίνο Μπούκα και Μαρία Ανδρεοπούλου καθώς και την αδερφή μου Χριστίνα, για την αμέριστη συμπαράσταση και στήριξη καθ'όλη την διάρκεια των σπουδών μου.

## Περιεχόμενα

Περίληψη.....	ii
Abstract.....	iv
Ευχαριστίες.....	v
Σχήματα.....	viii
Πίνακες.....	x
Ονοματολογία – Συμβολισμοί.....	xi
1. Εισαγωγή.....	1
2. Εκτονωτές.....	4
2.1 Εκτονωτές δυναμικής ροής.....	4
2.1.1 Ακτινικοί στρόβιλοι.....	4
2.1.2 Εκτονωτές θετικής εκτόπισης.....	5
2.2 Εφαρμογές.....	10
2.2.1 Εισαγωγή.....	10
2.2.2 Συμπαράγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας από Βιομάζα.....	11
2.2.3 Γεωθερμικές Μονάδες.....	13
2.2.4 Ηλιοθερμικές Μονάδες.....	14
2.2.5 Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας.....	15
2.3 Συμπεράσματα.....	16
3. Αντλίες θερμότητας και ανάκτηση ενέργειας.....	17
3.1 Ο κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμού (VCC) - Δυναμικό ανάκτησης ενέργειας.....	17
3.1.1 Παραγωγή ψύξης.....	19
3.1.2 Παράγωγή θέρμανσης.....	21
3.2 Μονάδα κύκλου συμπίεσης ατμού με ανάκτηση ενέργειας.....	22
4. Ανάπτυξη ημι-εμπειρικών μοντέλων για εκτονωτές θετικής εκτόπισης.....	25
4.1 Μοντελοποίηση Σπειροειδούς Εκτονωτή ανοικτού τύπου για εκτόνωση υπέρθερμου ατμού οργανικού ρευστού.....	25
4.2 Μοντελοποίηση Εμβολοφόρου Εκτονωτή ανοικτού τύπου για εκτόνωση υγρού/διφασικού οργανικού ρευστού.....	37
4.2.1 Γεωμετρικές παράμετροι.....	38
4.2.2 Η διαδικασία της εκτόνωσης.....	40
4.2.3 Ανάλυση των συνιστωσών του μοντέλου.....	41

4.2.4	Καθορισμός παραμέτρων του μοντέλου .....	53
4.2.5	Τυπικές παράμετροι για την μοντελοποίηση ενός εμβολοφόρου εκτονωτή.....	54
5.	Βαθμονόμηση (calibration) του πρότυπου μοντέλου εμβολοφόρου εκτονωτή .....	55
5.1	Περιγραφή Πειραματικής Εγκατάστασης Εμβολοφόρου Εκτονωτή.....	55
5.1.1	Διαδικασία διεξαγωγής των μετρήσεων.....	55
5.2	Πειραματικός εξοπλισμός.....	57
5.2.1	Εργαζόμενο μέσο.....	62
5.2.2	Συνθήκες λειτουργίας .....	62
5.2.3	Πειραματικά σημεία λειτουργίας.....	63
5.3	Βαθμονόμηση του ημι-εμπειρικού μοντέλου εμβολοφόρου εκτονωτή για λειτουργία με κορεσμένο υγρό ή διφασικό οργανικό μέσο .....	66
5.3.1	Γενετικοί αλγόριθμοι .....	66
5.3.2	Εύρεση παραμέτρων .....	67
6.	Αποτελέσματα και συζήτηση.....	73
6.1	Εισαγωγή.....	73
6.2	Επεξεργασία των πειραματικών δεδομένων .....	73
6.3	Επιβεβαίωση του μοντέλου .....	80
6.4	Διερεύνηση περιθωρίου βελτίωσης της απόδοσης του εμβολοφόρου εκτονωτή .....	90
7.	Συμπεράσματα.....	93
	Βιβλιογραφία .....	95
	Παράρτημα .....	99
	A. Κώδικας που χρησιμοποιήθηκε για τη βαθμονόμηση του μοντέλου:.....	99
	B. Προσομοίωση αντλίας θερμότητας: .....	102

## Σχήματα

Σχήμα 2.1. Διάγραμμα P-V εκτονωτή που εργάζεται με Υπό-εκτόνωση (αριστερά) και Υπέρ-εκτόνωση (δεξιά).....	6
Σχήμα 2.2. Τρόπος λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή.....	6
Σχήμα 2.3. Κλειστού τύπου σπειροειδής εκτονωτής (hermetic)[29].....	7
Σχήμα 2.4. Ανοικτού τύπου σπειροειδής εκτονωτής (open-drive)[29].....	7
Σχήμα 2.5. Πλευρικές και ακτινικές διαρροές του σπειροειδούς εκτονωτή.....	8
Σχήμα 2.6. Διεργασίες σε εμβολοφόρο εκτονωτή.....	9
Σχήμα 2.7. Αρχή λειτουργίας ελικοειδούς εκτονωτή.....	10
Σχήμα 2.8. Απλό κύκλωμα ORC (Αριστερά) και με αναγεννητή (Δεξιά).....	11
Σχήμα 2.9. Υποκρίσιμος και Υπερκρίσιμος Κύκλος με εργαζόμενο μέσο R134a.....	11
Σχήμα 2.10. Συμπαράγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας από καύση Βιομάζας[29].....	12
Σχήμα 2.11. Σχεδιάγραμμα Γεωθερμικής Μονάδας[29].....	13
Σχήμα 2.12. Σχηματική αναπαράσταση Ηλιοθερμικής μονάδας ORC[29].....	14
Σχήμα 2.13. Εύρος παραγόμενης ισχύος ανά τεχνολογία εκτονωτή[29].....	16
Σχήμα 3.1. Κύκλος λειτουργίας VCC με εκτονωτή (1-2-3-4e) και χωρίς εκτονωτή(1-2-3-4v)[38]....	17
Σχήμα 3.2. Ψυκτικός κύκλος VCC με εκτονωτή συνδεδεμένο απ' ευθείας με τον συμπιεστή [2]. ....	18
Σχήμα 3.3. Επίδραση της χρήσης εκτονωτή στον COP σε εφαρμογή ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για ψυκτικό μέσο a)R134a b)R410a.[38].....	19
Σχήμα 3.4. Επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή ψύξης: (a) στην αύξηση του COP (b) στον COP.[38].....	20
Σχήμα 3.5. Εξέλιξη του COP και της αύξησης του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή ψύξης για διαφορετικά οργανικά μέσα.[38].....	20
Σχήμα 3.6. Επίδραση της χρήσης εκτονωτή στον COP σε εφαρμογή θέρμανσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για ψυκτικό μέσο a)R134a b)R410a.[38].....	21
Σχήμα 3.7. Εξέλιξη του COP και της αύξησης του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή θέρμανσης για διαφορετικά οργανικά μέσα.[38].....	22
Σχήμα 4.1. Διεργασίες ημι-εμπειρικού μοντέλου για σπειροειδή εκτονωτή.....	26
Σχήμα 4.2. Αναπαράσταση της ωφέλιμης διατομής αναρρόφησης.....	27
Σχήμα 4.3. Μοντελοποίηση των απωλειών εισόδου ως συγκλίνον ακροφύσιο.....	27
Σχήμα 4.4. Αναπαράσταση της αδιαβατικής ανάμιξης.....	31
Σχήμα 4.5.Ειδικός όγκος πριν την εκτόνωση ,αφού διακόπηκε η επικοινωνία με τη βαλβίδα εισαγωγής (Αριστερά) και ειδικός όγκος μετά την εκτόνωση, λίγο πριν ξεκινήσει η επικοινωνία του θαλάμου με τη βαλβίδα εξαγωγής (Δεξιά).....	33
Σχήμα 4.6. Διάγραμμα πιέσεων ενός εκτονωτή που δουλεύει με Υπό-εκτόνωση (αριστερά) και διάγραμμα πιέσεων εκτονωτή που δουλεύει με Υπέρ-εκτόνωση (δεξιά).....	34
Σχήμα 4.7. Θερμοδυναμικές διαδικασίες του ημι-εμπειρικού μοντέλου.....	37
Σχήμα 4.8. Διάγραμμα P-V των εσωτερικών θερμοδυναμικών μεταβολών σε εμβολοφόρο εκτονωτή.....	40
Σχήμα 4.9. Μοντελοποίηση της πτώσης πίεσης κατά την εισαγωγή με ισεντροπική ροή σε συγκλίνον ακροφύσιο.....	41
Σχήμα 4.10. Μοντελοποίηση της συναλλαγής θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο στα τοιχώματα του εκτονωτή.....	43



Σχήμα 4.11. Μοντελοποίηση της αδιαβατικής ανάμιξης των ρευμάτων της κύριας και της διαρρέουσας μάζας.....	48
Σχήμα 4.12. Μοντελοποίηση της ροής θερμότητας από το κέλυφος του εκτονωτή στο εργαζόμενο μέσο.....	49
Σχήμα 4.13. Συνολικός θερμικός ισολογισμός στον εκτονωτή.....	51
Σχήμα 5.1. Δοκιμαστική διάταξη.....	56
Σχήμα 5.2. Μονογραμμικό σχέδιο της δοκιμαστικής διάταξης.....	56
Σχήμα 5.3. Ο 9-κύλινδρος εμβολοφόρος εκτονωτής.....	57
Σχήμα 5.4. Ο εκκεντροφόρος άξονας του εκτονωτή.....	58
Σχήμα 5.5. Περιστρεφόμενη (αριστερά) και σταθερή (δεξιά) πλάκα της πρότυπης μηχανής.....	58
Σχήμα 5.6. Κινούμενη (αριστερά) και σταθερή (δεξιά) πλάκα.....	59
Σχήμα 5.7. Διαρροές μέσω του εμβόλου και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και ο αγωγός εκκένωσης.....	60
Σχήμα 5.8. Πειραματικός βρόγχος μέτρησης και ελέγχου της δοκιμαστικής διάταξης.....	61
Σχήμα 5.9. Διάγραμμα ροής της διαδικασίας καθορισμού των προς αναγνώριση παραμέτρων.....	68
Σχήμα 5.10. Επιλογή μεθόδου βελτιστοποίησης εντός του λογισμικού EES.....	69
Σχήμα 5.11. Ρύθμιση των ορίων των παραμέτρων προς βελτιστοποίηση εντός του λογισμικού EES.....	70
Σχήμα 5.12. Διαδικασία ανεύρεσης των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων έλεγχου.....	71
Σχήμα 5.13. Αποτέλεσμα της διαδικασίας ανεύρεσης των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων έλεγχου.....	71
.....	71
Σχήμα 6.1. Παράδειγμα ανάκτησης πίεσης κεφαλής κυλίνδρου από διάγραμμα P-V.....	73
Σχήμα 6.2. Πτώση πίεσης για $T=50^{\circ}\text{C}$ .....	74
Σχήμα 6.3. Πτώση πίεσης για $T=60^{\circ}\text{C}$ .....	75
Σχήμα 6.4. Πτώση πίεσης για ποιότητα $x=0$ για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου.....	75
Σχήμα 6.5. Πτώση πίεσης για ποιότητα $x=0,8$ για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου.....	76
Σχήμα 6.6. Ποσοστό απωλειών για θερμοκρασία εισόδου $T=50^{\circ}\text{C}$ .....	76
Σχήμα 6.7. Ποσοστό απωλειών για θερμοκρασία εισόδου $T=60^{\circ}\text{C}$ .....	77
Σχήμα 6.8. Απώλειες παροχής μάζας για κορεσμένο υγρό ( $x=0$ ).....	77
Σχήμα 6.9. Απώλειες παροχής μάζας για διφασικό μίγμα χαμηλής ποιότητας ( $x=0,3$ ).....	78
Σχήμα 6.10. Απώλειες παροχής μάζας για διφασικό μίγμα υψηλής ποιότητας ( $x=0,8$ ).....	78
Σχήμα 6.11. Απαιτούμενος ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης και πτώση πίεσης συναρτήσει της ποιότητας εισαγωγής και σταθερές στάθμες πίεσης συμπυκνωτή /εκτονωτή.....	79
Σχήμα 6.12. Παραγόμενο έργο στον άξονα για κορεσμένο υγρό (error bars 10%).....	80
Σχήμα 6.13. Παραγόμενο έργο στον άξονα για ποιότητα $x=0,3$ (error bars 10%).....	80
Σχήμα 6.14. Παραγόμενο έργο στον άξονα για ποιότητα $x=0,8$ (error bars 10%).....	81
Σχήμα 6.15. Παραγόμενο έργο στον άξονα για θερμοκρασία εισαγωγής $T=50^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%)...81	81
Σχήμα 6.16. Παραγόμενο έργο στον άξονα για θερμοκρασία εισαγωγής $T=60^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%)..82	82
Σχήμα 6.17. Θερμοκρασία εξόδου για θερμοκρασία εισόδου $T=50^{\circ}\text{C}$ (323K)(error bars 2K).....	83
Σχήμα 6.18. Θερμοκρασία εξόδου για θερμοκρασία εισόδου $T=60^{\circ}\text{C}$ (333K) (error bars 2K).....	83
Σχήμα 6.19. Θερμοκρασία εξόδου για θερμοκρασία εισόδου $T=50^{\circ}\text{C}$ (323K)(error bars 2K).....	84
Σχήμα 6.20. Θερμοκρασία εξόδου για θερμοκρασία εισόδου $T=60^{\circ}\text{C}$ (333K)(error bars 2K).....	84
Σχήμα 6.21. Παροχή μάζας για θερμοκρασία εισαγωγής $T=50^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%).....	85
Σχήμα 6.22. Παροχή μάζας για θερμοκρασία εισαγωγής $T=60^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%).....	86
Σχήμα 6.23. Παροχή μάζας για θερμοκρασία εισαγωγής $T=50^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%).....	86

Σχήμα 6.24. Παροχή μάζας για θερμοκρασία εισαγωγής $T=60^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%)	87
Σχήμα 6.25. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για $T=50^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%)	88
Σχήμα 6.26. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για $T=60^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%)	88
Σχήμα 6.27. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για $T=50^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%)	89
Σχήμα 6.28. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για $T=60^{\circ}\text{C}$ (error bars 10%)	89
Σχήμα 6.29. Διερεύνηση παραγόμενης ισχύς στον άξονα για διάφορα σενάρια βελτίωσης της απόδοσης.	91
Σχήμα 6.30. Διερεύνηση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης για διάφορα σενάρια βελτίωσης.	92

## Πίνακες

Πίνακας 2.1. Δυναμικά για γεωθερμικές πηγές διαφόρων θερμοκρασιών στην Ευρώπη	14
Πίνακας 4.1. Τυπικές τιμές των παραμέτρων του μοντέλου για εμβολοφόρο εκτονωτή και οργανικό μέσο σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού	54
Πίνακας 5.1. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά 9-κύλινδρου εμβολοφόρου εκτονωτή ITALGROUP G100	60
Πίνακας 5.2 Συνθήκες λειτουργίας πειραματικής διάταξης	62
Πίνακας 5.3. Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου $T=50^{\circ}\text{C}$	64
Πίνακας 5.4. Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου $T=60^{\circ}\text{C}$	65
Πίνακας 5.5. Παράμετροι ελέγχου του ημι-εμπειρικού μοντέλου για εκτόνωση υγρού-διφασικού οργανικού μέσου	67
Πίνακας 5.6 Βέλτιστες τιμές των παραμέτρων του μοντέλου για εμβολοφόρο εκτονωτή και οργανικό μέσο σε κατάσταση διφασικού μίγματος όπως προέκυψαν από το πρόγραμμα βελτιστοποίησης των γενετικών αλγορίθμων	72

## Ονοματολογία – Συμβολισμοί

A	Διατομή ,m <sup>2</sup>	w	Ειδικό Έργο ,J/kg
AU	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας ,W/K	Ẃ	Ισχύς ,W
c	Ταχύτητα ,m/s	η	Βαθμός απόδοσης
C	Λόγος συμπίεσης	ζ	Βαθμός πληρώσεως
C <sub>p</sub>	Ειδική θερμοχωρητικότητα, J/kg K	ρ	Πυκνότητα, kg/m <sup>3</sup>
f <sub>a</sub>	Λόγος αποκοπής βαλβίδων εισαγωγής	φ	Λόγος αποκοπής
f <sub>p</sub>	Λόγος αποκοπής βαλβίδων εξαγωγής		
d	Διάμετρος ,m	Subscripts	
h	Ειδική Ενθαλπία ,J/Kg	ad	Adapted
H	Ενθαλπία ,J	amb	Περιβάλλοντος
Ḁ	Παροχή Μάζας ,kg/s	calc	Υπολογιζόμενη
N	Ταχύτητα περιστροφής ,rpm		
P	Πίεση ,Pa	dis	Εκκένωσης
Ḡ	Ρυθμός μετάδοσης θερμότητας, W	ex	Εξόδου
r	Λόγος	exp	Εκτονωτής
s	Ειδική Εντροπία ,J/kg K	in	Εσωτερική
T	Θερμοκρασία ,°C	leak	Απώλειες
T <sub>loss</sub>	Ροπή αντίστασης, N m	meas	Μετρούμενο
U	Εσωτερική Ενέργεια ,J	n	Κανονικό
v	Ειδικός όγκος , m <sup>3</sup> /kg	is	Ισεντροπικός
V	Όγκος, m <sup>3</sup>	sh	Άξονας
V <sub>h</sub>	Όγκος Σάρωσης, m <sup>3</sup>	su	Παρεχόμενο
V <sub>s</sub>	Συνολικός Όγκος, m <sup>3</sup>	suc	Αναρρόφησης
Ḡ	Παροχή Όγκου , m <sup>3</sup> /s		

## 1. Εισαγωγή

Η υψηλή ενεργειακή κατανάλωση, ενώ αποτελεί φυσική διαδικασία, είναι καταστροφική για το περιβάλλον λόγω της υπερβολικής εξάρτησης από συμβατικά ορυκτά καύσιμα, τα οποία είναι η κύρια αίτια για την εκπομπή αερίων του θερμοκηπίου (ειδικά του CO<sub>2</sub>). Παράλληλα, είναι συνδεδεμένη με αρνητικές πολιτικές και οικονομικές επιπτώσεις, τόσο σε μικροοικονομικό όσο και σε μακροοικονομικό επίπεδο, λόγω της ασύμμετρης γεωγραφικής κατανομής και της όχι πάντοτε εγγυημένης και εύκολης προσβασιμότητας των ορυκτών καυσίμων. Η ενεργειακή κατανάλωση παρουσιάζει σταθερή αύξηση τις προηγούμενες δεκαετίες. Το 2010 η συνολική κατανάλωση αυξήθηκε κατά 5,5% [3] ενώ η συνολική ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώθηκε, η οποία αποτελεί το 40% της συνολικής καταναλισκόμενης ενέργειας [4], αυξήθηκε κατά 6,4% [3].

Διαπιστώθηκε επίσης πως το 40% της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας χρησιμοποιήθηκε σε ανάγκες φωτισμού, θέρμανσης και ψύξης των κτιρίων [5]. Για παράδειγμα στο Ηνωμένο Βασίλειο [6] το 2009 το 50% των εκπομπών άνθρακα οφείλονταν στις ανάγκες των κτιρίων. Την ίδια χρονιά στην Σιγκαπούρη το 50% της ηλεκτρικής ενέργειας καταναλώθηκε σε ανάγκες κλιματισμού και ψύξης (air conditioning and refrigerators, AC&R) [7]. Γι αυτό το λόγο είναι σημαντικό να χρησιμοποιούνται συστήματα ψύξης και κλιματισμού που, όχι μόνο χρησιμοποιούν φιλικά προς το περιβάλλον οργανικά μέσα, αλλά και λειτουργούν με έναν καλό βαθμό απόδοσης.

Οι αντλίες θερμότητας αποτελούν μια υποσχόμενη προσέγγιση προς την κατεύθυνση της ουσιαστικής μείωσης της ενεργειακής κατανάλωσης στον κτιριακό τομέα, αξιοποιώντας την θερμότητα που προσφέρει ο ατμοσφαιρικός αέρας. Οι αντλίες θερμότητας είναι μηχανές αναστρέψιμης συμπίεσης ατμού και έχουν τη δυνατότητα να μεταφέρουν θερμική ενέργεια από και προς το περιβάλλον. Ο βασικός σκοπός τους είναι η μεταφορά θερμότητας από μία δεξαμενή-πηγή χαμηλής θερμοκρασίας σε μία δεξαμενή-προορισμό υψηλότερης θερμοκρασίας, δηλαδή με κατεύθυνση αντίθετη από αυτήν της αυθόρμητης μεταφοράς θερμότητας. Η λειτουργία τους βασίζεται στην ατμοποίηση και τη συμπύκνωση του εργαζομένου μέσου, όπου ενέργεια απορροφάται και απορρίπτεται αντίστοιχα στον ατμοσφαιρικό αέρα. Χρησιμοποιείται ένας συμπιεστής για να ανυψώσει την πίεση του μέσου καταναλώνοντας ηλεκτρική ενέργεια. Συνήθως στους περισσότερους κύκλους μηχανικής συμπίεσης ατμού (vapor compression cycles VCC) η εκτόνωση πραγματοποιείται με την χρήση μιας στραγγαλιστικής βαλβίδας που συνδέεται με την μειωμένη ψυκτική ικανότητα και το αυξημένο απαιτούμενο έργο σε σύγκριση με τον κύκλο Carnot.

Εναλλακτικά στο πλαίσιο της βελτίωσης της αποδοτικότητας των αντλιών θερμότητας προτείνεται η αντικατάσταση της στραγγαλιστικής με έναν εκτόνωση με σκοπό την παράγωγη ενέργειας, μια ιδέα που αρχικά προτάθηκε για να αυξήσει την αποδοτικότητα σε συστήματα ψύξης που χρησιμοποιούσαν CO<sub>2</sub> [8]. Κατά την εφαρμογή σε συμβατικά συστήματα με εργαζόμενο μέσο το R22 ή το R134a έχει αναφερθεί αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) κατά 15% [9] και 12% [10] αντίστοιχα. Μάλιστα κατά την εφαρμογή σε υπερκρίσιμο κύκλο CO<sub>2</sub>, όπου η διαθέσιμη διαφορά πίεσης μεταξύ συμπυκνωτή και ατμοποιητή είναι κατά πολύ υψηλότερη (της τάξης των 70bar) ο COP μπορεί να αυξηθεί μέχρι και 50% [11]. Σαν εκτονωτής μπορεί να αντιμετωπιστεί ένας συμπιεστής που λειτουργεί αντίστροφα. Θεωρητικά οποιοσδήποτε συμπιεστής μπορεί να λειτουργήσει σαν εκτονωτής. Έτσι μπορεί να χρησιμοποιηθεί συμπιεστής περιστρεφόμενου εμβόλου (rolling piston) [12-14], με πτερύγια (rotary vane) [15-17], σπειροειδής (scroll) [18, 19], παλινδρομικός/εμβολοφόρος (reciprocating/piston) [20-22], ελικοειδής (screw) [23] κτλ. Με την παρούσα τεχνολογία έχει επιτευχθεί συνολική απόδοση 60% [22].

Ωστόσο θα πρέπει να αντιμετωπιστούν κάποια σημαντικά θέματα κατά την σχεδίαση ενός εκτονωτή που αφορούν την εκτόνωση διαφασικού μίγματος [11, 15] και τον έλεγχο των φάσεων αναρρόφησης (suction) και εκκένωσης (discharge). Μια ακόμα πρόκληση κατά την εφαρμογή μιας τέτοιας τεχνολογίας είναι ο τρόπος διασύνδεσης του εκτονωτή με το σύστημα ψύξης. Υπάρχουν τρεις διαθέσιμες μέθοδοι: 1) κάνοντας χρήση μιας γεννήτριας και τροφοδοτώντας τον κινητήρα του συμπιεστή, 2) συνδέοντας τον εκτονωτή απευθείας με τον συμπιεστή με μηχανικά εξαρτήματα 3) σχεδιάζοντας και κατασκευάζοντας τον εκτονωτή και τον συμπιεστή σαν ένα εξάρτημα. Η πρώτη μέθοδος είναι λιγότερο επιθυμητή καθώς απαιτείται γεννήτρια. Η δεύτερη μέθοδος είναι πιο συνήθης [14, 24], ωστόσο η πρόκληση είναι να ταιριάζουν οι δυο συχνότητες του συμπιεστή και του εκτονωτή. Η τρίτη μέθοδος φαίνεται ιδανική, αλλά η υλοποίηση της και η σχεδίαση ενός τέτοιου εξαρτήματος είναι εξαιρετικά πολύπλοκη. Η ανάπτυξη τέτοιων μηχανισμών εκτονωτή/ συμπιεστή έχει αναφερθεί πρόσφατα στη βιβλιογραφία [23, 25].

Έτσι αναμένεται να μειωθεί το κόστος λειτουργίας όχι μόνο σε νέες μονάδες κλιματισμού και ψύξης αλλά και στις ήδη υπάρχουσες. Αναλυτικά αναφέρεται [26] πως είναι οικονομικά εφικτή η εγκατάσταση εκτονωτή, ειδικά σε μεσαίας κλίμακας εφαρμογές κλιματισμού. Υποθέτοντας πως ο συμπιεστής και ο εκτονωτής λειτουργούν με βαθμούς απόδοσης 75% και 50% αντίστοιχα, η περίοδος αποπληρωμής (payback period) είναι λιγότερη από 5 χρόνια. Ειδικά για συστήματα που λειτουργούν με CO<sub>2</sub> και R404A η περίοδος αυτή είναι λιγότερο από 1 και 3 χρόνια αντίστοιχα. Πολύ σημαντικό ρόλο παίζει η αποδοτικότητα του εκτονωτή. Για παράδειγμα, μια αύξηση της αποδοτικότητας από 30% στο 60% σε ένα σύστημα με εργαζόμενο μέσο το R1234yf μειώνει την περίοδο αποπληρωμής από 5,3 σε 3,4 χρόνια. Ελκυστική φαίνεται η εγκατάσταση εκτονωτών σε μέρη με κλίμα τροπικό όπου η θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι υψηλή. Επίσης είναι κατάλληλη η εγκατάσταση ενός εκτονωτή σε συστήματα με χαμηλές θερμοκρασίες ψύξης. Για θερμοκρασία ατμοποιητή στους -30°C, η περίοδος αποπληρωμής είναι για τα περισσότερα συστήματα λιγότερη από 1 χρόνο. Φυσικά σημαντικό παράμετρο αποτελεί η τιμή του ηλεκτρικού ρεύματος. Σε χώρες με υψηλή θερμοκρασία και με υψηλή τιμή του ηλεκτρικού ρεύματος όπως η Σιγκαπούρη και η Βραζιλία, η περίοδος αποπληρωμής είναι μικρή, μικρότερη από 3 χρόνια για τα περισσότερα συμβατικά συστήματα και μικρότερη από 6 μήνες για συστήματα CO<sub>2</sub>.

Συμπερασματικά, σε πρακτικές εφαρμογές, η χρήση ενός εκτονωτή σε εμπορικά συστήματα κλιματισμού και ψύξης, όχι μόνο μειώνει τον περιβαλλοντικό αντίκτυπο των συστημάτων, αλλά έχει επίσης λογική περίοδο αποπληρωμής τόσο σε συμβατικά συστήματα όσο και σε υπερκρίσιμα συστήματα CO<sub>2</sub>. Έτσι γίνεται αντιληπτό το ότι η εγκατάσταση ενός εκτονωτή σε εμπορικές εφαρμογές είναι οικονομικά δικαιολογημένη.

Αντικείμενο της παρούσας μελέτης αποτέλεσε αρχικά ο προσδιορισμός της τεχνολογίας του εκτονωτή που θα είναι κατάλληλος για μια τέτοιου είδους εφαρμογή. Έτσι στα πρώτα κεφάλαια αναπτύσσονται τα χαρακτηριστικά εκτονωτών που χρησιμοποιούνται για την ανάκτηση ενέργειας καθώς και οι εφαρμογές τους σε διάφορα συστήματα. Ωστόσο, επειδή η χρήση τους σε αντλίες θερμότητας δεν αποτελεί ακόμα συνήθη εμπορική εφαρμογή η βιβλιογραφία είναι περιορισμένη.

Στη συνέχεια γίνεται μια λεπτομερής παρουσίαση του μηχανικού κύκλου συμπίεσης ατμού (Vapor Compression Cycle) και του διαθέσιμου δυναμικού για ανάκτηση ενέργειας που υπάρχει στον κύκλο αυτό. Έτσι, γίνεται σαφές πως απαιτείται ένα εργαλείο προσομοίωσης ενός τέτοιου συστήματος που να μπορεί να προβλέψει ικανοποιητικά την λειτουργία του. Σε αυτή την κατεύθυνση αναπτύχθηκε ένα ημι-εμπειρικό θερμοδυναμικό μοντέλο, με σκοπό να περιγραφεί κατά το βέλτιστο δυνατό τρόπο η λειτουργία ενός εκτονωτή θετικής εκτόπισης. Η δημιουργία του μοντέλου αυτού στηρίχθηκε, σε μεγάλο βαθμό, στην ύπαρξη ενός ημι-εμπειρικού μοντέλου για την λειτουργία ενός ογκομετρικού εκτονωτή με υπέρθερμο ατμό,

το οποίο είναι σε θέση να προβλέπει πολύ καλά την συμπεριφορά του σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Έτσι με οδηγό το μοντέλο αυτό, που αναπτύχθηκε από τους Lemort et. al.[1] και χρησιμοποιήθηκε το Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, και με κάποιες τροποποιήσεις δημιουργήθηκε ένα υπολογιστικό εργαλείο ικανό να προσομοιάσει την λειτουργία ενός τέτοιου εκτονωτή.

Για την επιβεβαίωση της ακρίβειας του, έγινε χρήση πειραματικών αποτελεσμάτων από δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν σε έναν 9-κύλινδρο εμβολοφόρο παλινδρομικό εκτονωτή. Η διεξαγωγή των πειραμάτων πραγματοποιήθηκε στο Πολυτεχνείο της Φλωρεντίας εντός των πλαισίων του Ευρωπαϊκού προγράμματος EXP-Heat [2]. Έτσι βαθμονομήθηκε το μοντέλο, δηλαδή ρυθμίστηκαν οι επιμέρους παράμετροι που περιγράφουν κάθε μεταβολή που υποθέτει, βελτιστοποιώντας την απόδοση του στην επίτευξη ακρίβειας μέσω της διαδικασίας γενετικών αλγορίθμων (GA). Προέκυψε λοιπόν ένα πολύτιμο εργαλείο ικανό να προβλέψει την συμπεριφορά του εκτονωτή σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας με ακρίβεια, τόσο σε ότι αφορά τις απόλυτες τιμές των μεγεθών, αλλά και σε ότι αφορά τον τρόπο με τον οποίο εξελίσσονται. Επιπλέον τροποποιώντας τις παραμέτρους που προσδιορίζουν τις επιμέρους μεταβολές που υποθέτει το μοντέλο, δίνεται η δυνατότητα να προσαρμοστεί σε άλλες τεχνολογίες εκτονωτών θετικής εκτόπισης. Το γεγονός αυτό μας επιτρέπει να εκτιμούμε την συμπεριφορά άλλου είδους εκτονωτών όπως είναι οι σπειροειδείς (scroll), ελικοειδείς (screw) και άλλοι. Έτσι μπορούν να εξαχθούν συμπεράσματα για τις δυνατότητες ανάκτησης ενέργειας σε μια εγκατάσταση, και η καταλληλότερη επιλογή τεχνολογίας εκτονωτή, χωρίς να είναι αναγκαία η διεξαγωγή πειραμάτων.

Με βάση τις δυνατότητες που προκύπτουν από την ύπαρξη ενός τέτοιου υπολογιστικού εργαλείου και το ελάχιστο υπολογιστικό κόστος που εμπεριέχει, καθώς και το γεγονός πως στην παρούσα χρονική στιγμή η διεθνής βιβλιογραφία δεν προτείνεται κάτι παρόμοιο, καθιστούν το συγκεκριμένο λογισμικό, καινοτομία στο ερευνητικό πεδίο της προσομοίωσης της εκτόνωσης οργανικού ρευστού κορεσμένης υγρής ή διφασικής κατάστασης. Μάλιστα ο λόγος που αποτελεί καινοτομία είναι η αδυναμία που υπάρχει να μοντελοποιηθούν ντετερμινιστικά και κατά απόλυτο τρόπο η διεργασίες που λαμβάνουν χώρα καθώς το ρευστό μεταβαίνει στη διφασική του περιοχή. Επιπλέον κάνοντας χρήση των ημι-εμπειρικών εξισώσεων καθώς και των γενετικών αλγορίθμων για την βελτιστοποίηση του μοντέλου επιτυγχάνεται υψηλή ακρίβεια, κάτι που αποτελεί και το κύριο ζητούμενο. Η ύπαρξη δηλαδή ενός ημι-εμπειρικού μοντέλου που προσαρμόζεται εύκολα, και είναι ικανό να προβλέψει τις τιμές των υπό διερεύνηση μεγεθών με ικανοποιητική ακρίβεια χωρίς υψηλό υπολογιστικό κόστος αποτέλεσε τον κύριο και αντικειμενικό σκοπό της παρούσας εργασίας.

Τέλος, για την αναγνώριση της τελικής απόδοσης ενός τέτοιου εγχειρήματος, το αναπτυχθέν μοντέλο χρησιμοποιήθηκε ως μέρος ενός μοντέλου ικανό να περιγράψει την λειτουργία της αντλίας θερμότητας. Έτσι προκύπτουν συμπεράσματα που αφορούν την βελτίωση της απόδοσης, και της εξοικονόμησης ενέργειας που επιτυγχάνεται καθώς και το ερευνητικό ενδιαφέρον που αναδεικνύεται για μελλοντική μελέτη.

## 2. Εκτονωτές

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται οι διάφορες τεχνολογίες εκτονωτών που χρησιμοποιούνται σε κυκλώματα ORC. Συζητούνται τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα τους και ταξινομούνται με βάση την καταλληλότητα τους κατά περίπτωση.

Η απόδοση ενός κυκλώματος ORC συνδέεται στενά με την απόδοση του εκτονωτή. Η επιλογή του εκτονωτή γίνεται με βάση τις συνθήκες λειτουργίας και το μέγεθος του κυκλώματος. Υπάρχουν δυο κύριοι τύποι εκτονωτών :

- Οι εκτονωτές δυναμικής ροής (turbo expanders)
- Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης (positive displacement expanders)

Στους πρώτους εντάσσονται οι αξονικής (axial) και ακτινικής (radial-inflow) ροής εκτονωτές ενώ στους δευτέρους ανήκουν κυρίως οι σπειροειδείς (scroll), οι ελικοειδείς (screw) και οι εμβολοφόροι/παλινδρομικοί (piston/reciprocating).

### 2.1 Εκτονωτές δυναμικής ροής

Οι στρόβιλοι που χρησιμοποιούνται στα κυκλώματα ORC δεν έχουν κάποια σημαντική διαφορά από τους ατμοστρόβιλους. Ωστόσο λόγω της σημαντικής διαφοροποίησης του οργανικού μέσου από τον ατμό παρουσιάζουν τα εξής χαρακτηριστικά [27]:

Εξαιτίας του μεγαλύτερου μοριακού βάρους του οργανικού μέσου σε σχέση με τον ατμό η ταχύτητα του ήχου είναι μικρότερη. Έτσι κατά την σχεδίαση τους θα πρέπει να αποφεύγεται η εμφάνιση ηχητικής κατάστασης στο ακροφύσιο που έχει άμεση συνέπεια την εμφάνιση σοβαρών απωλειών.

Για κάποιες θερμοκρασιακές διαφορές ο λόγος εκτόνωσης (expansion ratio) των στροβίλων είναι μεγαλύτερος στο οργανικό μέσο από το νερό χωρίς να πραγματοποιείται αντίστοιχη ενθαλπική πτώση, ειδικά σε περιπτώσεις μικρής ανάκτησης ενέργειας με αποτέλεσμα μεγάλες απώλειες.

Το μέγεθος του στρόβιλου μπορεί να είναι μικρότερο λόγω της μεγαλύτερης πυκνότητας και του μικρότερου ειδικού όγκου του οργανικού μέσου σε σχέση με το νερό.

Προσοχή απαιτείται κατά τον σχεδιασμό τους για να αποφεύγεται η υπερτάχυνση κατά την αλλαγή φορτίου λόγω του μικρότερου μεγέθους τους.

Κάποια οργανικά μέσα είναι εύφλεκτα, τοξικά καθώς και ακριβά. Για αυτό τον λόγο, κατά το σχεδιασμό των στροβίλων πρέπει να αποτραπούν τυχόν διαρροές.

#### 2.1.1 Ακτινικοί στρόβιλοι

Οι στρόβιλοι ακτινικής ροής είναι σχεδιασμένοι για υψηλούς λόγους πίεσης και μικρές παροχές μάζας. Η γεωμετρία τους επιτρέπει υψηλότερη περιφερειακή ταχύτητα και κατ' επέκταση μεγαλύτερη ενθαλπική πτώση από ότι οι αξονικοί στρόβιλοι. Σημαντικά πλεονεκτήματα είναι τα εξής [27]:

- Διατηρούν έναν αποδεκτό βαθμό απόδοσης σε μεγάλο εύρος μερικών φορτίων με την χρήση διαφορετικών ακροφυσίων εισόδου.
- Δεν είναι τόσο ευαίσθητοι σε ανακρίβειες του προφίλ του ρότορα με αποτέλεσμα να διατηρείται η αποδοτικότητα τους όσο το μέγεθος τους μειώνεται.

- Είναι οικονομικότερη η κατασκευή τους σε σχέση με τους αξονικούς.

Από την άλλη πλευρά, αντίθετα με τους αξονικούς είναι δύσκολη η κατασκευή πολυβάθμιας μονάδας εν σειρά.

Οι στροβιλομηχανές δεν είναι κατάλληλες για μονάδες μικρής κλίμακας διότι η ταχύτητα περιστροφής τους αυξάνεται υπερβολικά με την μείωση της ισχύς στην έξοδο [28]. Αυτό είναι απόρροια ενός βασικού χαρακτηριστικού των στροβίλων όπου για μια δεδομένη τεχνολογία η ταχύτητα του ακροπερυγίου είναι σχεδόν σταθερή. Η ταχύτητα δίνεται από τον τύπο:

$$U = \pi \cdot N \cdot D \quad 2.1-1$$

Όπου  $U_2$  είναι η ταχύτητα του ακροπερυγίου,  $N$  είναι η ταχύτητα περιστροφής και  $D$  είναι η εξωτερική διάμετρος. Έτσι, όσο μειώνεται η εξωτερική διάμετρος  $D$  τόσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής  $N$ .

### 2.1.2 Εκτονωτές θετικής εκτόπισης

Όπως προαναφέρθηκε κύριοι εκπρόσωποι αυτής της τεχνολογίας είναι οι παλινδρομικοί/εμβολοφόροι, οι σπειροειδείς και οι ελικοειδείς εκτονωτές. Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης έχουν υποκαταστήσει τις στροβιλομηχανές σε εφαρμογές με μικρή ισχύ εξόδου κυρίως λόγω της περιορισμένης ταχύτητας περιστροφής (1500-3000 στροφές/λεπτό για δίκτυο στα 50Hz), της αξιοπιστίας τους, καθώς έχουν προηγουμένως χρησιμοποιηθεί ευρέως σαν συμπιεστές και πέρα από το γεγονός ότι μπορούν να εργάζονται με διαφασικό μίγμα, έχουν καλό ισοτροπικό βαθμό απόδοσης.

Η παράγωγή ισχύος σε μια τέτοια μηχανή οφείλεται στην πτώση πίεσης που συντελείται λόγω της αύξησης του όγκου των τοιχωμάτων της. Ο λόγος του όγκου της κατά τη αρχή προς τον όγκο στο πέρας της αποτόνωσης ονομάζεται «κατασκευαστικός λόγος όγκων» (built-in volume ratio  $r_{v,in}$ ).

Δυο είδη απωλειών προκύπτουν εάν ο κατασκευαστικός λόγος όγκων δεν ταυτίζεται με τον λόγο ειδικών όγκων του συστήματος [28]:

**Υπό-εκτόνωση (under-expansion):** συμβαίνει όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκων είναι μικρότερος από τον λόγο ειδικών όγκων του συστήματος και σε αυτή την περίπτωση η πίεση στο τέλος της εκτόνωσης είναι υψηλότερη από την πίεση στην γραμμή εξόδου. Η απώλεια σχετίζεται με το γεγονός πως θα μπορούσε να έχει αποτονωθεί το μέσο έως χαμηλότερη πίεση.

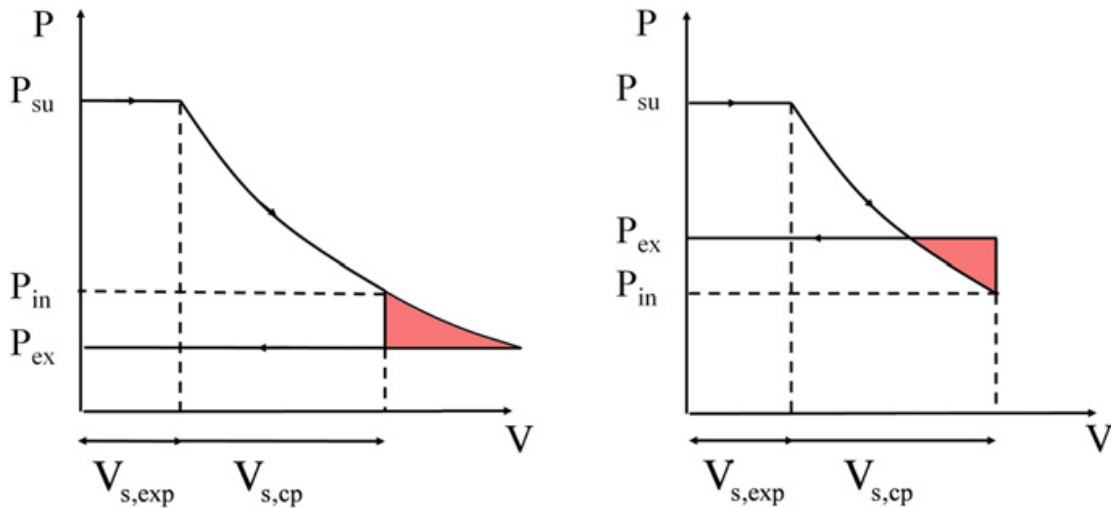
**Υπερ-εκτόνωση (over-expansion):** συμβαίνει όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκων είναι μεγαλύτερος από τον λόγο ειδικών όγκων του συστήματος. Αντίστοιχα για να γίνει εξισορρόπηση των πιέσεων υποθέτουμε μια στοιχειώδης μάζα να εισέρχεται ακαριαία στο θάλαμο του εκτονωτή.

Τα δυο αυτά φαινόμενα μπορούν να μειώσουν σημαντικά την απόδοση της εκτόνωσης με την πιο πιθανή αιτία την υπό-εκτόνωση. Άλλου είδους απώλειες είναι οι απώλειες της ροής, οι πτώσεις πίεσης, οι εσωτερικές διαρροές και οι απώλειες θερμότητας.

Σημαντική δυσκολία παρουσιάζει στη χρήση μιας μηχανής θετικής εκτόπισης η διαδικασία της λίπανσης. Μια πρακτική που εφαρμόζεται είναι η εγκατάσταση ελαιοδιαχωριστή στην έξοδο του εκτονωτή. Σε αυτή την περίπτωση χρησιμοποιείται και μια επιπλέον αντλία ελαίου για να οδηγήσει πίσω στην



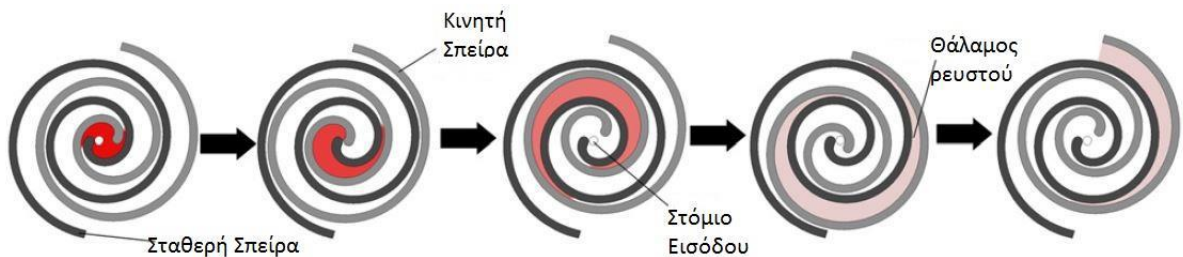
αναρρόφηση το λιπαντικό. Εναλλακτικά τοποθετείται λιπαντικό μέσα στο οργανικό μέσο σε περιεκτικότητα 6-8% και διαχωρίζεται σε μετέπειτα στάδιο.



Σχήμα 2.1. Διάγραμμα P-V εκτονωτή που εργάζεται με Υπό-εκτόνωση (αριστερά) και Υπέρ-εκτόνωση (δεξιά)

### 2.1.2.1 Σπειροειδείς εκτονωτές

Οι σπειροειδείς εκτονωτές έχουν την πιο πολύπλοκη γεωμετρία. Αποτελούνται από δυο σπείρες μια σταθερή και μια κινητή. Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται μέσα σε ένα θάλαμο που δημιουργείται στο κέντρο του από τις δυο σπείρες. Καθώς η μια περιστρέφεται έκκεντρα μεγαλώνει ο διαθέσιμος χώρος και έτσι το ρευστό αποτονώνεται. Η διαδικασία λειτουργίας ενός σπειροειδούς εκτονωτή φαίνεται στο Σχήμα 2.2.. Ο όγκος του θαλάμου τη στιγμή που τελειώνει η εκτόνωση προς τον όγκο του θαλάμου τη στιγμή που ξεκινάει η εκτόνωση, καλείται «κατασκευαστικός λόγος όγκου» και για αυτή την τεχνολογία κυμαίνεται από 2 έως 4.



Σχήμα 2.2. Τρόπος λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή

Η αντίθετη διαδικασία, κατά την οποία το μέσο συμπιέζεται, πραγματοποιείται στους σπειροειδείς συμπιεστές. Οι σπειροειδείς συμπιεστές είναι πολύ διαδομένοι στην ψυκτική βιομηχανία. Έχουν λίγα κινούμενα μέρη και λειτουργούν πολύ ομαλά χωρίς δονήσεις και ηχητική μόλυνση. Δεν διαθέτουν βαλβίδες γεγονός που αυξάνει πολύ το χρόνο ζωής της μηχανής και απαιτεί πολύ λιγότερη συντήρηση. Έτσι,

συνήθης τακτική είναι η χρησιμοποίησή τους με ορισμένες τροποποιήσεις σε εφαρμογές μικρής κλίμακας σαν εκτονωτές.

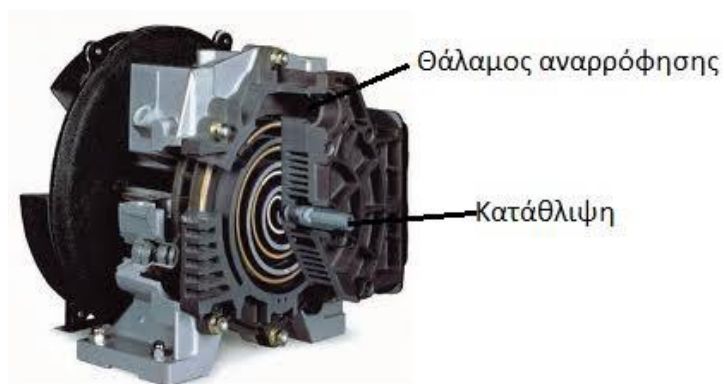
Οι δύο τύποι συμπιεστών που κυκλοφορούν αυτή τη στιγμή στην αγορά είναι οι σπειροειδείς ανοικτού τύπου (open-drive) -Σχήμα 2.4- και οι σπειροειδείς κλειστού τύπου (hermetic) -Σχήμα 2.3-.

**Οι κλειστού τύπου συμπιεστές** όπου ο συμπιεστής και ο κινητήρας βρίσκονται μέσα στο ίδιο κέλυφος, το οποίο λειτουργεί υπό πίεση. Το δοχείο είναι πληρωμένο με το ψυκτικό μέσο, το οποίο ψύχει και τον συμπιεστή και όλο το σύστημα είναι αεροστεγώς κλεισμένο ώστε να μην υπάρχουν διαρροές προς το περιβάλλον.

**Οι ανοικτού τύπου συμπιεστές** είναι κανονικές σπειροειδείς μηχανές που συνδέονται με το υπόλοιπο ψυκτικό κύκλωμα και τον κινητήρα εξωτερικά. Αυτού του τύπου οι συμπιεστές προσφέρονται περισσότερο για μετατροπή σε εκτονωτές.

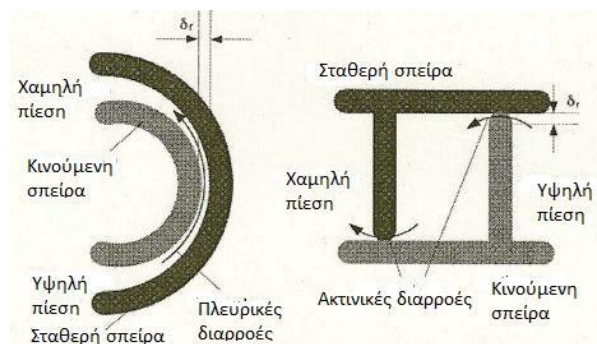


Σχήμα 2.3. Κλειστού τύπου σπειροειδής εκτονωτής (hermetic)[29]



Σχήμα 2.4. Ανοικτού τύπου σπειροειδής εκτονωτής (open-drive)[29]

Όπως αναφέρθηκε νωρίτερα σημαντική επίδραση στην απόδοση του εκτονωτή έχουν πέρα από την υπό- και την υπέρ-εκτόνωση οι εσωτερικές διαρροές [30]. Η πτώση αυτή στην απόδοση του εκτονωτή οφείλεται στο γεγονός ότι το μέσο διαφεύγει από την περιοχή υψηλής πίεσης στην περιοχή χαμηλής χωρίς να εκτονώνεται και συνεπώς να προσδίδει έργο στην άτρακτο. Συναντάμε δυο περιπτώσεις διαρροών στον σπειροειδή εκτονωτή: τις πλευρικές και τις ακτινικές. Οι πρώτες οφείλονται στο διάκενο μεταξύ των δυο πλευρών των σπειρών και οι δεύτερες στην επαφή μεταξύ της άκρης της μιας σπείρας και της επιφάνειας της άλλης [31].



Σχήμα 2.5. Πλευρικές και ακτινικές διαρροές του σπειροειδούς εκτονωτή

Κατά τη μετατροπή ενός συμπιεστή όμως σε εκτονωτή, υπάρχουν κάποιες δυσκολίες. Προκειμένου να μπορεί να γίνει η αντίστροφη διεργασία ,αφαιρούνται από την κατάθλιψη του συμπιεστή οι βαλβίδες αντεπιστροφής, οι οποίες βοηθούσαν και στην ανακυκλοφορία του ελαίου λίπανσης. Μετά την αφαίρεσή τους, το έλαιο δεν μπορεί να συγκρατηθεί στον εκτονωτή οπότε πρέπει να εφαρμοστεί μία από τις παρακάτω λύσεις :

- Τοποθέτηση ελαιοπαγίδας μετά τον εκτονωτή και επιστροφή του με κατάλληλη διάταξη αντλίας στην αναρρόφηση
- Διάλυση κατάλληλου ελαίου στο εργαζόμενο μέσο ,σε ποσότητα έως 8%. Σε μεγαλύτερες συγκεντρώσεις μειώνεται πολύ ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή [32].

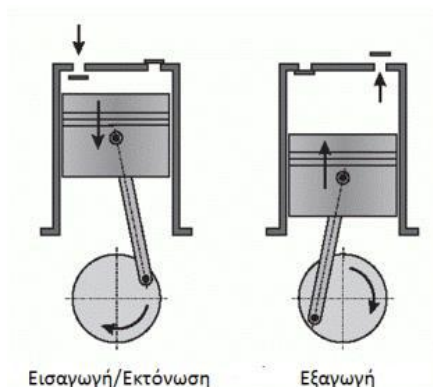
Άλλη λύση θα ήταν να χρησιμοποιηθεί ξηρός σπειροειδής συμπιεστής, ο οποίος δεν απαιτεί την ύπαρξη ελαίου για τη λίπανσή του.

#### 2.1.2.2 Εμβολοφόροι/παλινδρομικοί εκτονωτές

Οι παλινδρομικοί εκτονωτές είναι περιπλοκές διατάξεις που απαιτούν ακριβή χρονοισμό των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής του μέσου κάτι που δεν αποτελεί ζήτημα στους ελικοειδείς η τους σπειροειδείς. Ωστόσο, οι συγκεκριμένοι εκτονωτές προσαρμόζονται σε μεγαλύτερους λόγους πίεσης σε σχέση με άλλους τύπους εκτονωτών. Το γεγονός αυτό τους καθιστά ιδανικούς για συστήματα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας με μεγάλους λόγους πίεσης και υψηλές θερμοκρασίες όπως σε μηχανές εσωτερικής καύσης.

Η αρχή λειτουργίας του είναι ίδια με αυτή μιας δίχρονης Μ.Ε.Κ. Όλες οι διεργασίες διεξάγονται σε ένα κύκλο λειτουργίας ή 360°. Στο μισό κύκλο ή 180° γίνονται οι διεργασίες της εισαγωγής οργανικού μέσου και η εκτόνωση όταν κλείσουν οι βαλβίδες εισαγωγής όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.6. Στο δεύτερο μισό του κύκλου οι βαλβίδες εξαγωγής είναι ανοικτές και το οργανικό μέσο εξέρχεται. Στα μειονεκτήματα των

εμβολοφόρων μηχανών συγκαταλέγονται οι απώλειες λόγω της ροής διάμεσου του συστήματος των βαλβίδων, οι αυξημένες τριβές, λόγω των περισσότερων κινούμενων μερών που διαθέτει ο μηχανισμός του. Τριβές υφίστανται ανάμεσα στα ελατήρια του εμβόλου και το χιτώνιο αλλά και στα ρουλεμάν του στροφαλοφόρου άξονα. Λόγω των αυξημένων τριβών η λίπανση είναι κρίσιμης σημασίας. Το έλαιο συνήθως διαλύεται μέσα στο οργανικό μέσο.



Σχήμα 2.6. Διεργασίες σε εμβολοφόρο εκτονωτή

Αντίστοιχα με τον σπειροειδή εκτονωτή ο εμβολοφόρος εκτόνωσης προκύπτει από κατάλληλη μετατροπή ενός αντιστοίχου συμπιεστή που χρησιμοποιείται σε ψυκτικές εφαρμογές. Ωστόσο δεν είναι μια τόσο απλή διαδικασία όσο του σπειροειδή. Αυτό οφείλεται στο ότι πρέπει να σχεδιαστεί ένα σύστημα έλεγχου των βαλβίδων (μηχανισμός με εκκεντροφόρο) καθώς στον αντίστοιχο συμπιεστή δεν απαιτείται η ύπαρξη τέτοιας διάταξης καθώς το άνοιγμα/κλείσιμο επιτυγχάνεται λόγω διαφόρων πίεσης μεταξύ θαλάμου και γραμμής εξόδου. Η διαδικασία σχεδιασμού είναι χρονοβόρα και συντελείται από εξειδικευμένο κατασκευαστή.

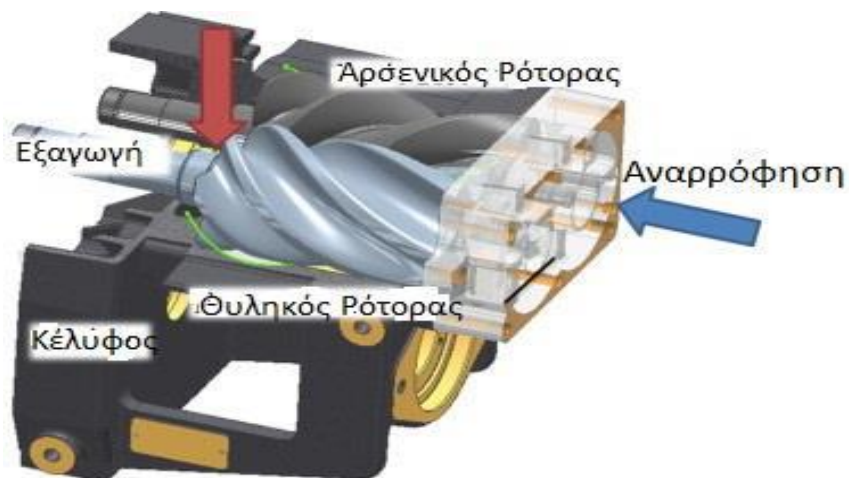
### 2.1.2.3 Ελικοειδείς εκτονωτές

Οι ελικοειδείς εκτονωτές (screw expanders) χρησιμοποιούνται ευρέως σε μονάδες RC και ειδικά σε γεωθερμικές και σε εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας. Η ταχύτητα περιστροφής τους είναι αρκετά μεγαλύτερη από τη συνιστώμενη ταχύτητα περιστροφής των μηχανημάτων με τα οποία βρίσκονται σε σύζευξη(γεννήτρια), απαιτώντας τη χρήση ενδιάμεσων μειωτήρων. Επιπλέον η γραμμή παραγωγής τους απαιτεί υψηλό τεχνολογικό επίπεδο. Η λίπανση είναι ένα σημαντικό ζήτημα σε αυτές της μηχανές και επιλύεται με τη χρήση μίγματος οργανικού μέσου/ελαίου ως εργαζόμενο μέσο [27].

Όπως όλες οι μηχανές θετικής εκτόπισης είναι απαραίτητο να υπάρχει μόνωση για την αποφυγή διαρροών. Για να αποφευχθεί η άμεση επαφή αλλά και να επιτύχουμε στεγανότητα μεταξύ των λοβών κάθε ρότορα δύο μέθοδοι λίπανσης εφαρμόζονται: η μέθοδος έγχυσης ελαίου και η ξηρή μέθοδος. Η μέθοδος έγχυσης ελαίου οδηγεί σε απλές σχέδια ελικοειδούς εκτονωτή, φθηνά στην παραγωγή με υψηλή απόδοσης και ευρέως διαδεδομένα στην παραγωγή συμπιεστών. Οι εκτονωτές ξηρού τύπου, λειτουργούν χωρίς λιπαντικό έλαιο, αποτρέποντας την επαφή μεταξύ των κινούμενων μερών του ρότορα χρησιμοποιώντας εξωτερικά συνεργαζόμενα γρανάζια. Εσωτερική στεγανότητα μεταξύ των ρουλεμάν και του εξωτερικού τοιχώματος. Τα επιπλέον εξαρτήματα που απαιτούνται για αυτού του είδους τους ελικοειδείς εκτονωτές αυξάνει σημαντικά το κόστος [29].

Η αρχή λειτουργίας του ελικοειδούς εκτονωτή φαίνεται στο Σχήμα 2.7. Οι δύο ρότορες, συνεργάζονται έτσι ώστε κατά την περιστροφή του ,ο όγκος που έχει παγιδευτεί το εργαζόμενο μέσο να αυξάνει, προσδίδοντας έργο στην άτρακτο.

Οι ελικοειδείς εκτονωτές χρησιμοποιούνται εκτενώς στην ψυκτική βιομηχανία, σε μεγάλης κλίμακας εφαρμογές. Χρησιμοποιούνται όμως και σε εφαρμογές ORC μεγάλης κλίμακας επίσης. Η παροχή όγκου που διαχειρίζονται είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή των σπυροειδών, για αυτό και χρησιμοποιούνται σε μονάδες της κλίμακας των MW, ενώ ο κατασκευαστικό λόγος όγκου παίρνει τιμές ελάχιστα μεγαλύτερες από αυτές του σπυροειδή.



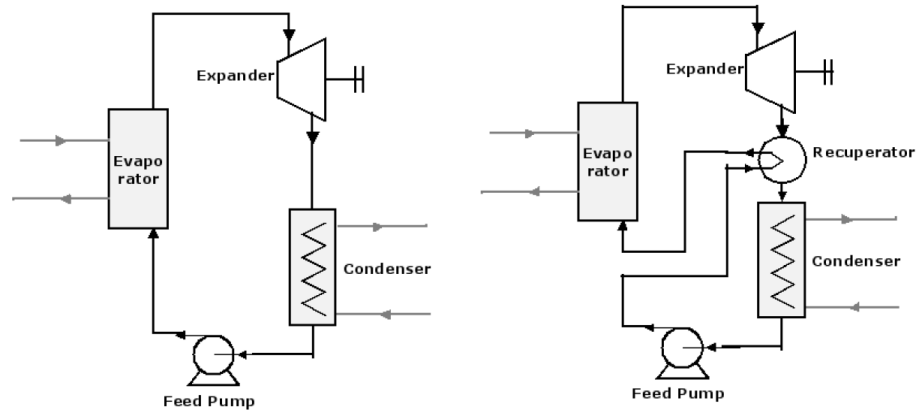
Σχήμα 2.7. Αρχή λειτουργίας ελικοειδούς εκτονωτή

## 2.2 Εφαρμογές

### 2.2.1 Εισαγωγή

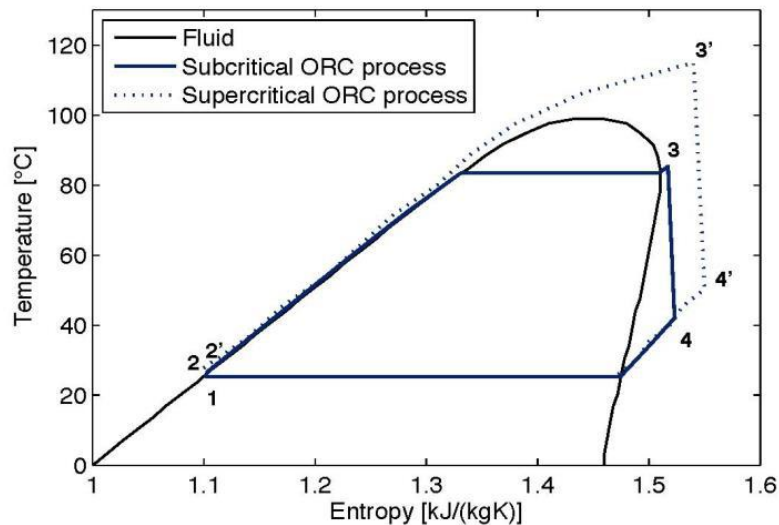
Οι εκτονωτές όπως παρουσιάστηκαν συναντώνται σε ευρεία κλίμακα σε εφαρμογές του Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC), ενώ για χρήση σε μονάδες κλιματισμού ή ψύξης η συγκεκριμένη τεχνολογία βρίσκεται ακόμα σε ερευνητικό στάδιο.

Η διάταξη του ORC είναι απλούστερη από αυτή του παραδοσιακού RC. Δεν εντοπίζεται τύμπανο νερού-ατμού στο σύστημα ατμοποίησης, ενώ χρησιμοποιείται ένας εναλλάκτης θερμότητας για την προθέρμανση ,την ατμοποίηση και την υπερθέρμανση του μέσου. Επιπλέον οι διάφορες εκδοχές του κύκλου ORC είναι αρκετά περιορισμένες. Η αναθέρμανση γενικά δεν συνίσταται ενώ η απομάστευση εργαζόμενου μέσου από τον εκτονωτή δεν θεωρείται ότι βελτιώνει την απόδοση του κύκλου σε αισθητό σημείο [4]. Παρόλα αυτά συνηθισμένη παραλλαγή του κύκλου ORC είναι αυτός με αναγεννητή θερμότητας. Αυτός τοποθετείται έτσι ώστε να υπάρχει συναλλαγή θερμότητας του ρευστού στην έξοδο της αντλίας και του εκτονωτή. Ο απλός κύκλος και η παραλλαγή με αναγεννητή φαίνονται στο Σχήμα 2.1



Σχήμα 2.8. Απλό κύκλωμα ORC (Αριστερά) και με αναγεννητή (Δεξιά).

Προφανώς ο αναγεννητής βελτιώνει το θερμικό βαθμό απόδοσης καθώς απαιτείται μικρότερο ποσό θερμότητας για την ατμοποίηση της ίδιας ποσότητας εργαζόμενου μέσου. Η παραγωγή ισχύος αν δεν αυξηθεί η παροχή του ψυκτικού μένει σταθερή. Συνήθως μεταξύ της θερμής πηγής και του οργανικού μέσου, παρεμβάλλεται ενδιάμεσο μέσο (π.χ. θερμικό έλαιο). Όπως και στον RC έχουμε υπερκρίσιμους και υποκρίσιμους κύκλους, το ίδιο ισχύει και στους ORC. Δύο τέτοιοι κύκλοι φαίνονται στο Σχήμα 2.9. Αυτό που αξίζει να παρατηρηθεί είναι ότι στον υποκρίσιμο κύκλο η υπερθέρμανση είναι πολύ μικρή. Αυτό οφείλεται στην ευνοϊκότερη ιδιότητα των οργανικών μέσων να μην καταλήγουν σε διφασική περιοχή μετά την αποτόνωση κατά την πρόσδοση έργου (3-4).

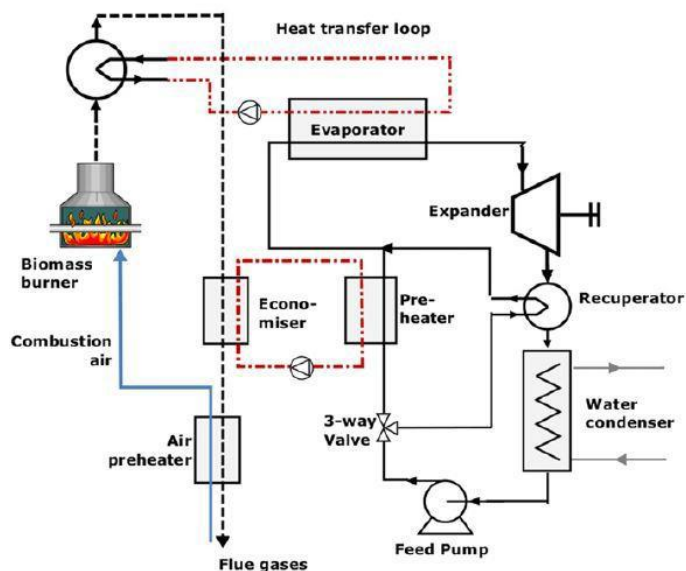


Σχήμα 2.9. Υποκρίσιμος και Υπερκρίσιμος Κύκλος με εργαζόμενο μέσο R134a.

### 2.2.2 Συμπαράγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας από Βιομάζα

Λόγω του αποκεντρωμένου χαρακτήρα της Βιομάζας, η τεχνολογία ORC είναι η μόνη που μπορεί να ανταποκριθεί σε αυτές τις εφαρμογές. Είναι ιδανική για αποκεντρωμένη παραγωγή ισχύος έως 1 MW από στερεά καύσιμα όπως η βιομάζα. Ο βαθμός απόδοσης μιας τέτοιας μονάδας για παραγωγή ηλεκτρισμού είναι αρκετά χαμηλός λόγω των απλοποιημένων διατάξεων που χρησιμοποιούνται. Συνεπώς για να

επιτευχθεί μεγάλος βαθμός μετατροπής ενέργειας, τέτοιες μονάδες βασίζονται στην παραγωγή και διανομή θερμότητας. Ζήτηση για θερμότητα μπορεί να υπάρχει είτε από τοπικές επιχειρήσεις (ζήρανση ξύλων ) είτε και για ανάγκες θέρμανσης από κατοικίες. Επειδή η μεταφορά θερμότητας σε μεγάλες αποστάσεις δεν είναι οικονομικά βιώσιμη ,τέτοιες μονάδες περιορίζονται σε παραγωγή θερμικής ενέργειας 6-10 MW με αντίστοιχα παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας 1-2 MW. Σε αυτές της κλίμακες ισχύος ο παραδοσιακός κύκλος νερού-ατμού δεν μπορεί να εφαρμοστεί από τεχνοοικονομική άποψη [29].



Σχήμα 2.10. Συμπααραγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας από καύση Βιομάζας[29]

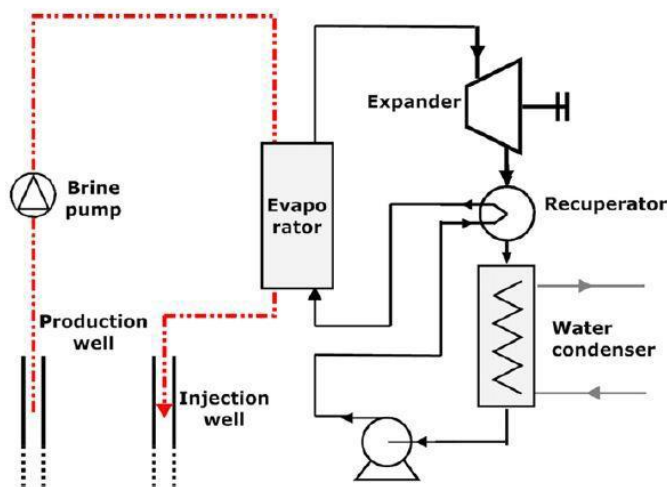
Στο Σχήμα 2.10 φαίνεται μια κλασσική εφαρμογή κύκλου ORC σε Συμπααραγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας Υψηλής Απόδοσης (ΣΗΘΥΑ). Η συγκεκριμένη μονάδα λειτουργεί με δύο κυκλώματα υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας. Το κύκλωμα υψηλής θερμοκρασίας είναι κάποιο θερμικό έλαιο που μεταφέρει θερμότητα από τα θερμά καυσαέρια στον ατμοποιητή του κύκλου. Η ατμοποίηση γίνεται σε θερμοκρασία περίπου στους 300 ° C. Το κύκλωμα χαμηλής θερμοκρασίας βρίσκεται στους 120 ° C και χρησιμεύει για την περαιτέρω εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων. Η συμπύκνωση γίνεται στους 90 °C και η θερμότητα που αποβάλλεται χρησιμεύει για θέρμανση ζεστού νερού χρήσης. Ενώ ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης είναι μόνο 18% ο λόγος που μια τέτοια μονάδα θεωρείται υψηλής απόδοσης είναι ότι τελικά ο ολικός βαθμός απόδοσης, συμπεριλαμβανομένης και της χρήσιμης θερμότητας που διοχετεύεται στο δίκτυο, ξεπερνάει το 88%. Ο βαθμός αυτό είναι πολύ πιο υψηλός από τον αντίστοιχο των μεγάλων μονάδων παραγωγής ενέργειας νερού –ατμού στα οποία η παραμένουσα θερμότητα στα καυσαέρια, χάνεται στο περιβάλλον.

Η μόνη ανταγωνιστική τεχνολογία για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από στερεά καύσιμα όπως η βιομάζα, είναι η αεριοποίηση. Με αυτή την τεχνολογία ,η βιομάζα μετατρέπεται σε ένα συνθετικό αέριο που αποτελείται κυρίως από H<sub>2</sub>,CO,CO<sub>2</sub>,CH<sub>4</sub> , το οποίο αφού φιλτραριστεί για να απομακρυνθούν στερεά κατάλοιπα, χρησιμοποιείται ως καύσιμο σε μηχανές εσωτερικής καύσης για την άμεση παραγωγή ηλεκτρισμού. Συγκρίνοντας αυτές τις δύο τεχνολογίες προκύπτει ότι η αεριοποίηση συνοδεύεται από μεγαλύτερα κόστη εγκατάστασης (75%) και μεγαλύτερα κόστη συντήρησης και λειτουργίας (200%) αναφορικά με την τεχνολογία ORC. Η αεριοποίηση όμως επιτρέπει μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης ηλεκτρικής ενέργειας, γεγονός που την κάνει πιο επικερδή. Αξίζει να σημειωθεί ότι ενώ μονάδες ORC

βρίσκονται ήδη σε λειτουργία ,μονάδες αεριοποίησης συναντώνται μόνο σε πειραματικά εργαστήρια ακόμα[33].

### 2.2.3 Γεωθερμικές Μονάδες

Οι γεωθερμικές πηγές μπορούν να βρεθούν σε ένα πλήθος θερμοκρασιών που κυμαίνεται από λίγους βαθμούς Κελσίου μέχρι και τους 300<sup>0</sup>C. Τυπικές τιμές είναι 90-120<sup>0</sup>C ενώ για θερμοκρασίες κάτω από 80<sup>0</sup>C η αξιοποίηση των γεωθερμικών πηγών γίνεται μη οικονομικά αποδεκτή. Μια τέτοια μονάδα γεωθερμικής παραγωγής ενέργειας φαίνεται στο Σχήμα 2.11. Αποτελείται από ένα τυπικό κύκλωμα ORC με κάποιο εργαζόμενο μέσο χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας (π.χ. R134a) και το κύκλωμα άντλησης νερού από το υπέδαφος. Γίνονται δύο γεωτρήσεις, μία για την άντληση του ζεστού νερού , και μία για την επιστροφή του κρύου νερού από τον ατμοποιητή στο υπέδαφος. Οι Γεωτρήσεις μπορούν να εισχωρήσουν έως και αρκετά χιλιόμετρα μέσα στο υπέδαφος ενώ το κόστος τους μπορεί να ανέλθει και στο 70% της συνολικής εγκατάστασης ORC.



Σχήμα 2.11. Σχεδιάγραμμα Γεωθερμικής Μονάδας[29]

Οι ιδιοκαταναλώσεις μιας τέτοιας μονάδας είναι αρκετά αυξημένες. Οι απαιτήσεις της γεωθερμικής αντλίας ανέρχονται στο 30-50 % της συνολικά παραγόμενης ισχύος. Γεωθερμικές πηγές άνω των 150<sup>0</sup> C επιτρέπουν τη συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας από το κύκλωμα συμπύκνωσης το οποίο ρυθμίζεται στους 60<sup>0</sup> C. Ο Πίνακας 2.1 αναγράφει τα δυναμικά για παραγωγή ενέργειας από γεωθερμία στην Ευρώπη. Τα δυναμικά αυτά είναι αρκετά μεγάλα για τις μικρές θερμοκρασίες. Το 2012 στη Ευρώπη η συνολική εγκατεστημένη γεωθερμική ισχύς ανήλθε στα 1,69 MW από τα οποία το 92% είναι εγκατεστημένο στην Ιταλία και την Ισλανδία. Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από γεωθερμία στην Ευρώπη ,αντιστοιχεί στο 10% της συνολικής παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από γεωθερμία όλου του κόσμου [34].

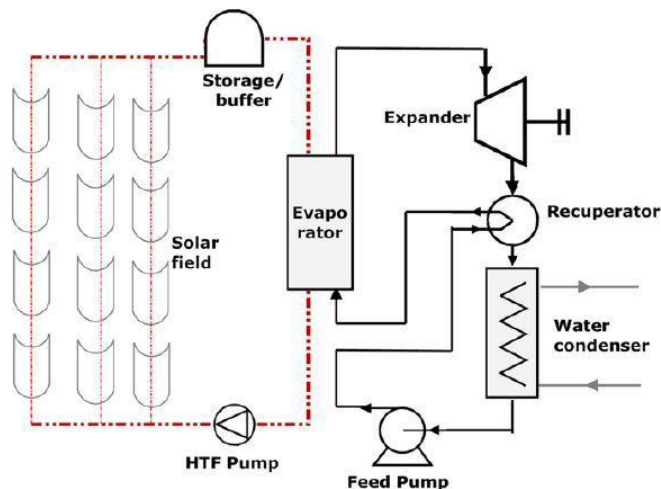


Πίνακας 2.1. Δυναμικά για γεωθερμικές πηγές διαφόρων θερμοκρασιών στην Ευρώπη

Θερμοκρασία $^{\circ}$ C	MWth	MWe
65-90	147.736	10.462
90-120	75.421	7.503
120-150	22.819	1.268
150-225	42.703	4.745
225-350	66.897	11.150

#### 2.2.4 Ηλιοθερμικές Μονάδες

Οι συγκεκριμένες μονάδες λειτουργούν με τη θερμική ηλιακή ενέργεια η οποία προέρχεται από ανακλαστικές επιφάνειες, οι οποίες συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία σε ένα συλλέκτη. Από το συλλέκτη θερμότητα μεταφέρεται σε ένα ρευστό σε υψηλή θερμοκρασία ,που χρησιμεύει ως πηγή θερμότητας για το κύκλωμα ORC. Οι τρεις κύριες τεχνολογίες ηλιοθερμικών μονάδων είναι : τα παραβολικά κάτοπτρα, οι παραβολικοί δίσκοι και οι ηλιακοί πύργοι. Οι δύο τελευταίες τεχνολογίες λειτουργούν με σημειακή συγκέντρωση ηλιακής ακτινοβολίας, κάτι που οδηγεί εν γένει σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες ρευστού. Οι πιο κατάλληλοι κύκλοι παραγωγής ενέργειας για αυτά τα συστήματα, είναι ο κύκλος Stirling, ο παραδοσιακός κύκλος νερού ατμού και ο συνδυασμένος κύκλος. Τα παραβολικά κάτοπτρα λειτουργούν με χαμηλότερες θερμοκρασίες ( $300^{\circ}$ C - $400^{\circ}$ C) και συνδυάζονται συνήθως με κύκλο νερού ατμού. Ο λόγος που γίνεται προσπάθεια για ενσωμάτωση της τεχνολογία ORC σε αυτά τα συστήματα είναι διότι ο κύκλος Rankine, λόγω των απαιτήσεών του σε υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες , δεν είναι οικονομικά βιώσιμος σε μικρές κλίμακες ισχύος. Οι Οργανικοί Κύκλοι Rankine είναι μια υποσχόμενη τεχνολογία για να μειωθεί το κόστος στις μικρές κλίμακες. Μπορούν να λειτουργήσουν με χαμηλότερες θερμοκρασίες στην κλίμακα των 5kW και να επιτρέψουν την αποκεντρωμένη παραγωγή ηλιακής ενέργειας. Μία τέτοια ηλιοθερμική μονάδα φαίνεται στο Σχήμα 2.12. Σχηματική αναπαράσταση Ηλιοθερμικής μονάδας ORC.



Σχήμα 2.12. Σχηματική αναπαράσταση Ηλιοθερμικής μονάδας ORC[29]

Μέχρι σήμερα πολύ λίγες είναι οι εφαρμογές των συγκεντρωτικών ηλιοθερμικών μονάδων με ORC ,συμπεριλαμβανομένων των:

- Μονάδα 1 MW ηλιοθερμικού ORC που ολοκληρώθηκε το 2006 στην Αριζόνα. Ο οργανικός κύκλος χρησιμοποιεί n-πεντάνιο για εργαζόμενο μέσο , με βαθμό απόδοσης 20%.Ο συνολικός βαθμός απόδοσης ηλεκτρικής προς ηλιακή ενέργεια ανέρχεται στο 12,1% λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες των συλλεκτών.
- Μία μονάδα 100 kW κατασκευής του 2009 στη Χαβάη από την εταιρεία Electratherm. Το θερμικό έλαιο που μεταφέρει θερμότητα στον κύκλωμα ORC βρίσκεται στο 120°C

### 2.2.5 Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας

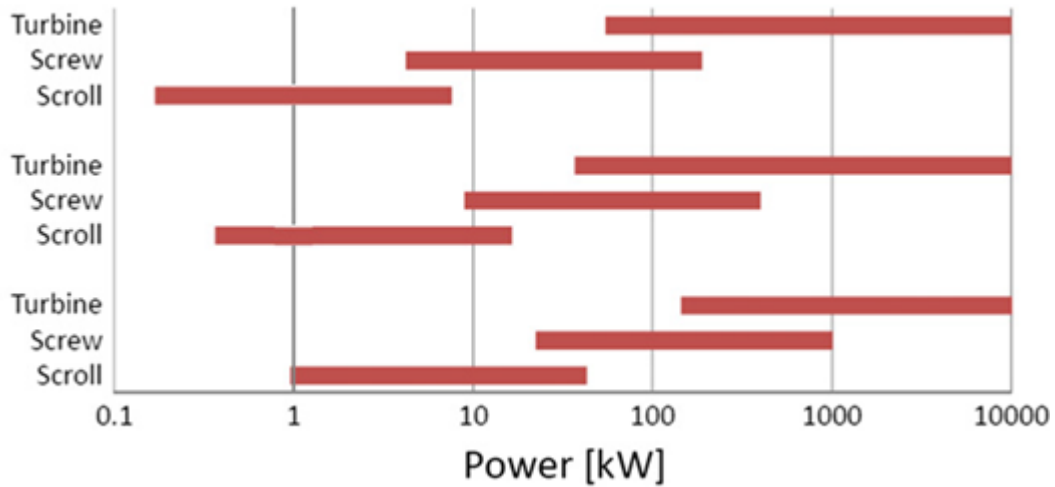
Αναφερόμενοι στην ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας εννοούμε ,την οποιαδήποτε εκμετάλλευση θερμότητας καυσαερίων που διαφεύγουν στην ατμόσφαιρα και που προκύπτουν είτε από βιομηχανίες είτε από θερμικές μηχανές. Και στις δύο περιπτώσεις η φιλοσοφία είναι η ίδια. Τα θερμά καυσαέρια προσδίδουν θερμότητα σε ένα ενδιάμεσο μέσο το οποίο με τη σειρά του προσδίδει θερμότητα στον ORC. Όσον αφορά την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας από βιομηχανίες οι προοπτικές είναι πολλές. Εκτιμάται ότι 750 MWe μπορούν να ανακτηθούν από βιομηχανίες στις Ηνωμένες Πολιτείες Αμερικής ,500 MWe στη Γερμανία και 3000 MWe συνολικά στην Ευρώπη [35]. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η τσιμεντοβιομηχανία όπου το 40% της διαθέσιμης θερμότητας από την καύση, διαφεύγει στο περιβάλλον μέσω των καυσαερίων.

Αρκετές είναι και οι προοπτικές ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια μηχανών εσωτερικής καύσης. Όπως είναι γνωστό οι θερμικές μηχανές μετατρέπουν περίπου το ένα τρίτο της χημικής ενέργειας του καυσίμου σε έργο, ενώ το υπόλοιπο απελευθερώνεται ως θερμική ενέργεια στο περιβάλλον μέσω των καυσαερίων και του ψυκτικού κυκλώματος. Οι θερμοκρασίες ποικίλουν ανάλογα την πηγή. Τα καυσαέρια κυμαίνονται σε θερμοκρασίες 300°C-900°C ανάλογα το είδος της μηχανής και το φορτίο, ενώ το ψυκτικό κύκλωμα στους 80°C-100°C. Προφανώς στην πρώτη περίπτωση μπορεί να γίνει χρήση και του απλού κύκλου Rankine, ενώ στη δεύτερη περιοριζόμαστε αποκλειστικά σε συστήματα ORC.

Όπως όμως έχει αναφερθεί η χρήση ORC ταιριάζει ιδανικά σε μικρής κλίμακας, αποκεντρωμένη παραγωγή ενέργειας, όπως είναι οι περισσότερες εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας. Μεγάλες δίχρονης μηχανές πλοίων ,που είναι και πιο αποδοτικές (μέχρι και 50% θερμικός βαθμός απόδοσης) έχουν χαμηλές θερμοκρασίες καυσαερίων (300-400°C). Σε αυτές τις εφαρμογές έχουμε πολύ μεγάλες παροχές καυσαερίων ,αλλά δεν μπορεί να γίνει μεγάλη ψύξη των καυσαερίων λόγω του όξινου σημείου δρόσου , που είναι υψηλό λόγω της μεγάλης περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο. Σε εφαρμογές αυτοκίνησης οι απαιτήσεις είναι πολύ διαφορετικές. Η θερμική πηγή παρουσιάζει πολλές μεταβολές ανάλογα το φορτίο του κινητήρα. Τις μεταβολές αυτές πρέπει να ακολουθήσει και το σύστημα ORC με τον πιο αποδοτικό τρόπο. Φαίνεται λοιπόν ότι σε τέτοιες εφαρμογές ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν τα μερικά φορτία αλλά και η μεταβατική λειτουργία. Το μεγαλύτερο μέρος της έρευνας επικεντρώνεται στις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας ,ενώ λίγοι μόνο ερευνητές έχουν ασχοληθεί με τη μεταβατική λειτουργία στα συστήματα ORC. Μεταξύ αυτών είναι και ο S.Quoilin et al [36], που ανέπτυξαν ένα μοντέλο πρόβλεψης ,που ανταποκρίνεται στις μεταβολές στην παροχή και στη θερμοκρασία της θερμής πηγής. Επικεντρώθηκαν στη μεταβολή της λειτουργίας των εναλλακτών με το χρόνο, όντας η πιο σημαντική σε συστήματα ORC ,καθώς η δυναμική των υπολοίπων στοιχείων του κυκλώματος (αντλία ,εκτονωτής ) είναι ελάχιστης σημασίας.

### 2.3 Συμπεράσματα

Με βάση όσα αναπτύχθηκαν δεν μπορούμε να καταλήξουμε στην χρήση ενός είδους εκτονωτή για τα συστήματα ORC. Έτσι η επιλογή της μηχανής εκτόνωσης θα πρέπει να γίνεται με βάση την εκάστοτε εφαρμογή και την βαρύτητα που πρέπει να δοθεί σε κάθε παράμετρο όπως την ισχύ εξόδου, τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, το κόστος, την πολυπλοκότητα χρήσης και κατασκευής, τον λόγο πίεσης, την επιλογή εργαζομένου μέσου, τις συνθήκες λίπανσης και αλλαί. Ωστόσο σε μεγάλες μονάδες της τάξεως των MW χρησιμοποιούνται οι στρόβιλοι δυναμικής ροής. Σε κλίμακα των μερικών KW οι ελικοειδείς και οι σπειροειδείς [27] ενδείκνυνται για το κόστος τους, το μέγεθος τους, την χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και την αξιοπιστία τους. Συνοπτικά παρουσιάζονται τα συμπεράσματα αυτά στο Σχήμα 2.13 όπου ανάλογα την εφαρμογή και το εύρος παραγόμενης ισχύος συνίσταται ο αντίστοιχος τύπος εκτονωτή. Οι παλινδρομικοί εκτονωτές δεν έχουν ακόμα ευρεία χρήση κυρίως λόγω του κόστους και της πολυπλοκότητας μετατροπής τους.



Σχήμα 2.13. Εύρος παραγόμενης ισχύος ανά τεχνολογία εκτονωτή[29]

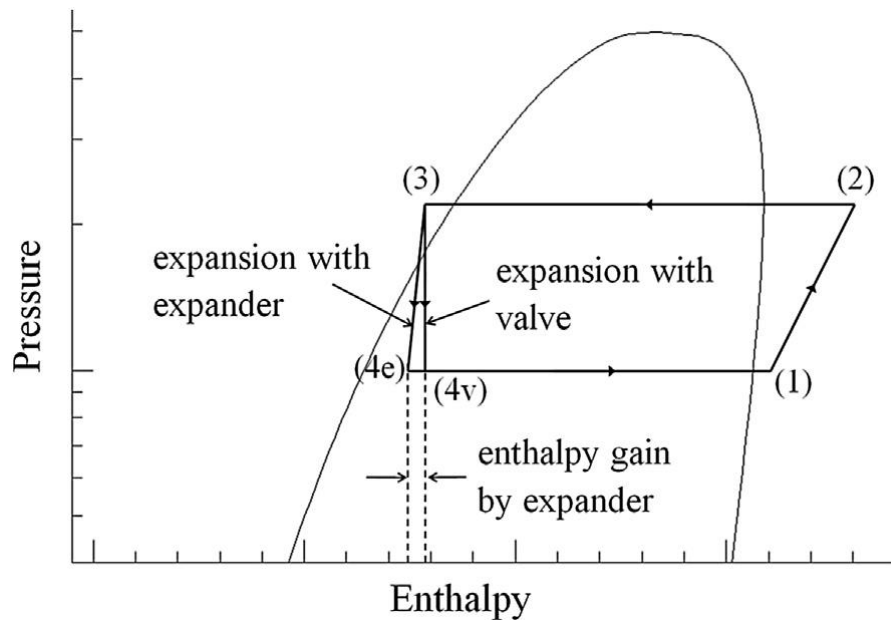
### 3. Αντλίες θερμότητας και ανάκτηση ενέργειας

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται και αναπτύσσεται ο κλασικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμού (VCC), και δίνεται έμφαση στην δυνατότητα που υπάρχει για ανάκτηση ενέργειας, με σκοπό την βελτίωση του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) του κύκλου, ενός μεγέθους που αναδεικνύει την αποδοτικότητα μιας μονάδας. Έτσι διαπιστώνεται ποιά είναι τα οφέλη που θα προκύψουν τόσο σε εφαρμογές ψύξης όσο και σε εφαρμογές θέρμανσης. Βαρύτητα δίνεται μάλιστα σε μελέτες που έχουν γίνει από την επιστημονική κοινότητα, όπου η χρήση εκτονωτή έχει εφαρμοστεί, και καταδεικνύουν τα μέσα με τα οποία μπορεί να γίνει πραγματικότητα μια τέτοια βελτίωση σε ένα κύκλο VCC καθώς και τα αποτελέσματα που πρόκειται να επιφέρει συνολικά.

#### 3.1 Ο κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμού (VCC) - Δυναμικό ανάκτησης ενέργειας

Στον κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού VCC η θερμότητα μεταφέρεται από ένα κρύο περιβάλλον σε ένα θερμότερο δαπανώντας έργο. Αυτό το έργο συνήθως είναι μηχανικό και προσδίδεται από τον συμπιεστή ο οποίος κινείται από ηλεκτρικό κινητήρα, μερικές φορές υπό μεταβλητή ταχύτητα περιστροφής μέσω ενός μετατροπέα (inverter). Η λειτουργία μιας τυπικής αντλίας θερμότητας βασίζεται σε αυτό τον κύκλο (VCC) [37], ο οποίος είναι ουσιαστικά ένας ανεστραμμένος θερμοδυναμικός κύκλος Rankine [33]. Οι μονάδες VCC τροποποιούνται συχνά με στόχο την αύξηση της αποδοτικότητας τους ανάλογα την χρήση τους. Τέτοιες τροποποιήσεις είναι τα πολλαπλά στάδια πίεσης και οι διαμορφώσεις καταρράκτη.

Η τεχνολογία αυτή χρησιμοποιείται ευρέως σε εμπορικές και βιομηχανικές εφαρμογές σε ζεστά, καθώς και κρύα κλίματα σε μικρές και μεγάλες μονάδες. Η βασική αρχή λειτουργίας του κύκλου VCC παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα σε εφαρμογή για ψύξη. Το αντίστοιχο διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας απεικονίζεται για ένα ψυκτικό μέσο στο Σχήμα 3.1.



Σχήμα 3.1. Κύκλος λειτουργίας VCC με εκτονωτή (1-2-3-4e) και χωρίς εκτονωτή(1-2-3-4v)[38].

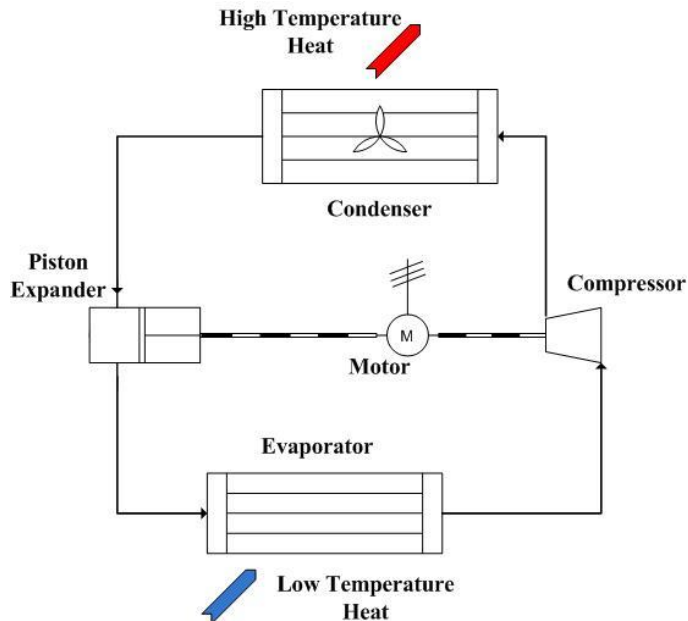
Σε μια τέτοια μονάδα προσφέρεται μηχανικό έργο στον συμπιεστή με σκοπό την αύξηση της πίεσης του ατμοποιημένου μέσου (1→2), κάνοντας χρήση έναν κινητήρα μεταβλητής συχνότητας. Κατόπιν θερμότητα απορρίπτεται στον συμπυκνωτή κατά τη διάρκεια της συμπύκνωσης του ρευστού (2→3) το οποίο μετά κατευθύνεται προς την στραγγαλιστική/εκτονωτική βαλβίδα για να πραγματοποιηθεί η απαιτούμενη πτώση πίεσης (ισενθαλπικά) (3→4). Έπειτα θερμότητα απορροφάται από αέρα ή νερό (συνήθως το περιβάλλον) μέσω του ατμοποιητή ώστε το διφασικό μίγμα να ατμοποιηθεί με σταθερή πίεση (4→1). Το ψυκτικό μέσο πρέπει να είναι ασφαλές (μη τοξικό, μη εύφλεκτο), να έχει μηδενική επίδραση στο όζον (ODP-ozone depletion potential) και μικρή επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου (GWP-global warming potential) και να είναι επικυρωμένο από την συνθήκη του Κιότο και το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ [39] καθώς και τον Ευρωπαϊκό σχετικό κανονισμό [40].

Η συμπεριφορά της αντλίας θερμότητας περιγράφεται από τον Συντελεστή Συμπεριφοράς (COP-coefficient of performance).

Ο COP υπολογίζεται για εφαρμογή ψύξης ως :

$$COP_{cool} = \frac{Q_{evap}}{W_c} \quad 3.1-1$$

Όπου  $Q_{evap}$  είναι η ειδική θερμότητα που απορρόφησε το μέσον από το περιβάλλον του ( $h_1-h_4$ ), δηλαδή η ψυκτική ικανότητα της μονάδας και  $W_c$  το ειδικό έργο συμπίεσης που απαιτείται στον κύκλο VCC ( $h_2-h_1$ ).



Σχήμα 3.2. Ψυκτικός κύκλος VCC με εκτονωτή συνδεδεμένο απ' ευθείας με τον συμπιεστή [2].

Συμπεραίνουμε εύκολα από την έκφραση του COP για ψύξη πως ο συντελεστής βελτιώνεται είτε εάν αυξηθεί το ποσό της ενέργειας που απορροφάται στον ατμοποιητή είτε εάν μειωθεί το δαπανώμενο έργο κατά την συμπίεση. Έτσι με την χρήση ενός εκτονωτή, συνδεδεμένο στον ίδιο άξονα με τον συμπιεστή

(Σχήμα 3.2), το έργο συμπίεσης ( $W_c$ ) μπορεί να μειωθεί δραστικά ανάλογα το οργανικό μέσο που χρησιμοποιείται και τις θερμοκρασίες (υψηλή/ χαμηλή) που επικρατούν στο σύστημα. Επιπλέον η θερμότητα που απορροφάται ( $Q_{evap}$ ) που ισοδύναμη με την παραγόμενη ψύξη αυξάνεται καθώς η αποτόνωση του υγρού δεν είναι ισηθαλπική. Έτσι βελτιώνονται και οι δυο παράγοντες και αναμένουμε υψηλή αύξηση του COP [38].

Για εφαρμογή θέρμανσης υιοθετείται μια παρόμοια έκφραση του COP.

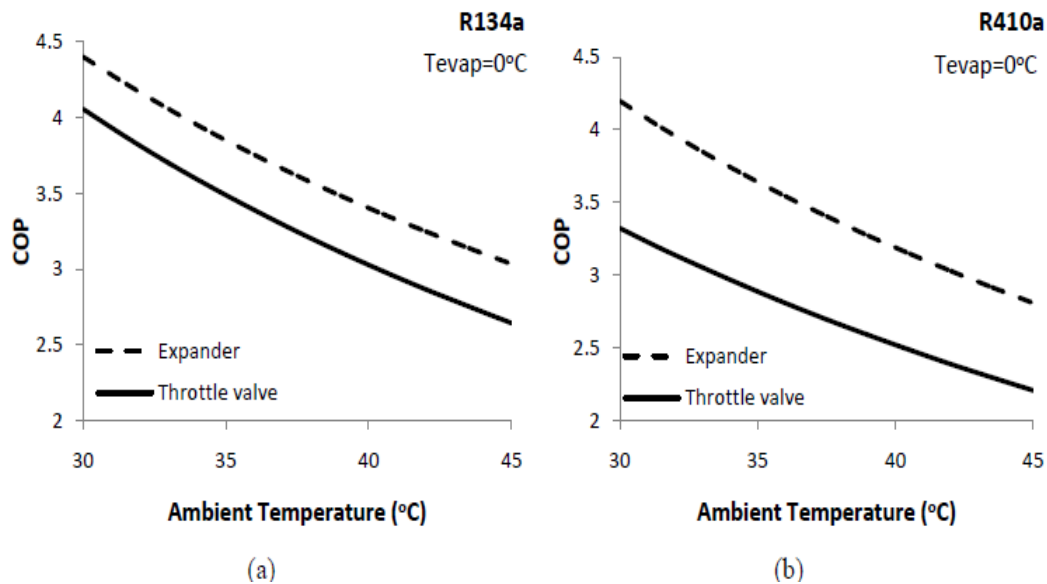
$$COP_{hot} = \frac{Q_{con}}{W_c} \quad 3.1-2$$

Όπου  $Q_{con}$  είναι η απορριπτόμενη θερμική ενέργεια στον συμπυκνωτή και άρα η ωφέλιμη θερμική ενέργεια ( $h_2-h_3$ ).

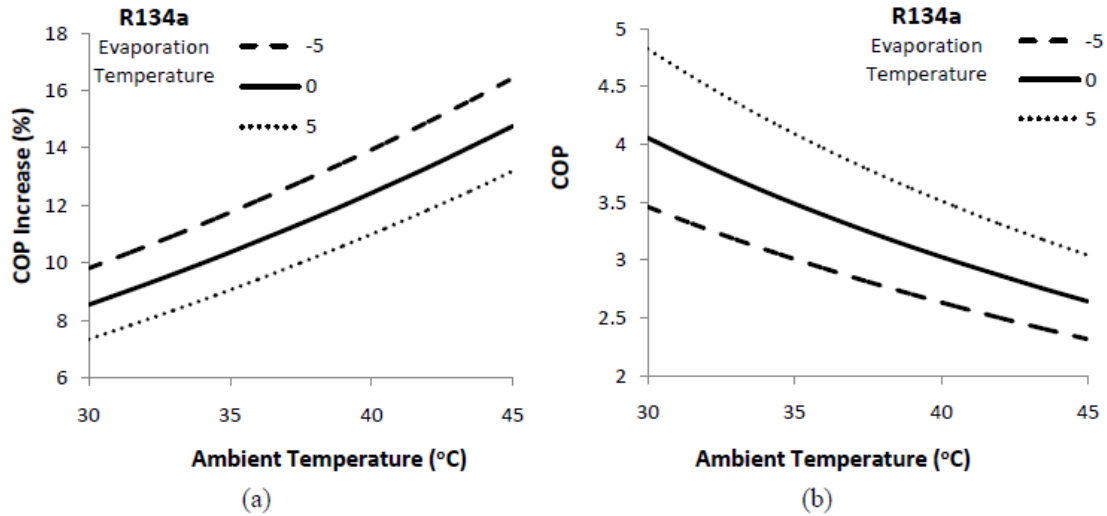
Στην εφαρμογή για θέρμανση μειώνεται μόνο το δαπανώμενο έργο κατά την συμπίεση, ενώ η διαθέσιμη ενέργεια κατά τη συμπύκνωση παραμένει ίδια και έτσι αναμένουμε μικρότερη αύξηση του COP.

### 3.1.1 Παραγωγή ψύξης

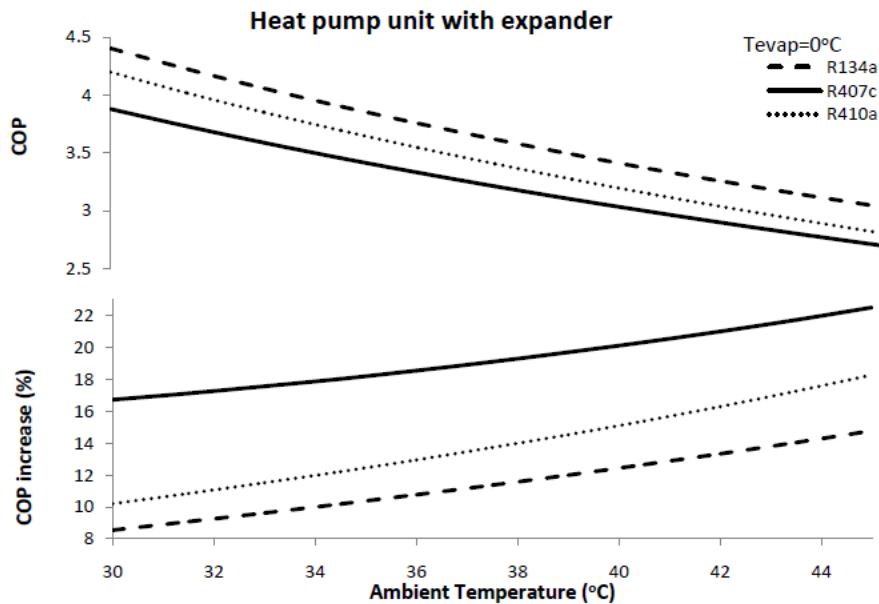
Κατά την παράγωγή ψύξης οι κυρίες παράμετροι που απαιτούν διερεύνηση είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος, το ψυκτικό μέσο, και η θερμοκρασία ατμοποίησης συγκριτικά με την επιρροή που έχουν στον COP (Σχήμα 3.3, Σχήμα 3.4, Σχήμα 3.5) [38]. Όπως φαίνεται στα παρακάτω σχήματα, η εγκατάσταση ενός εκτονωτή σε μια αντλία θερμότητας, βεβαίως συναρτήσει των παραπάνω παραμέτρων, μπορεί να επιφέρει αύξηση του COP κατά 10%-20%. Η βελτίωση αυτή οφείλεται σε δυο παράγοντες: την μείωση του έργου συμπίεσης  $W_c$  κατά 10-15% (λόγω της ανάκτησης έργου κατά την εκτόνωση) και την αύξηση της θερμότητας ατμοποίησης (effective cooling) κατά 5%.



Σχήμα 3.3. Επίδραση της χρήσης εκτονωτή στον COP σε εφαρμογή ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για ψυκτικό μέσο a)R134a b)R410a.[38]



Σχήμα 3.4. Επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή ψύξης: (a) στην αύξηση του COP (b) στον COP.[38]



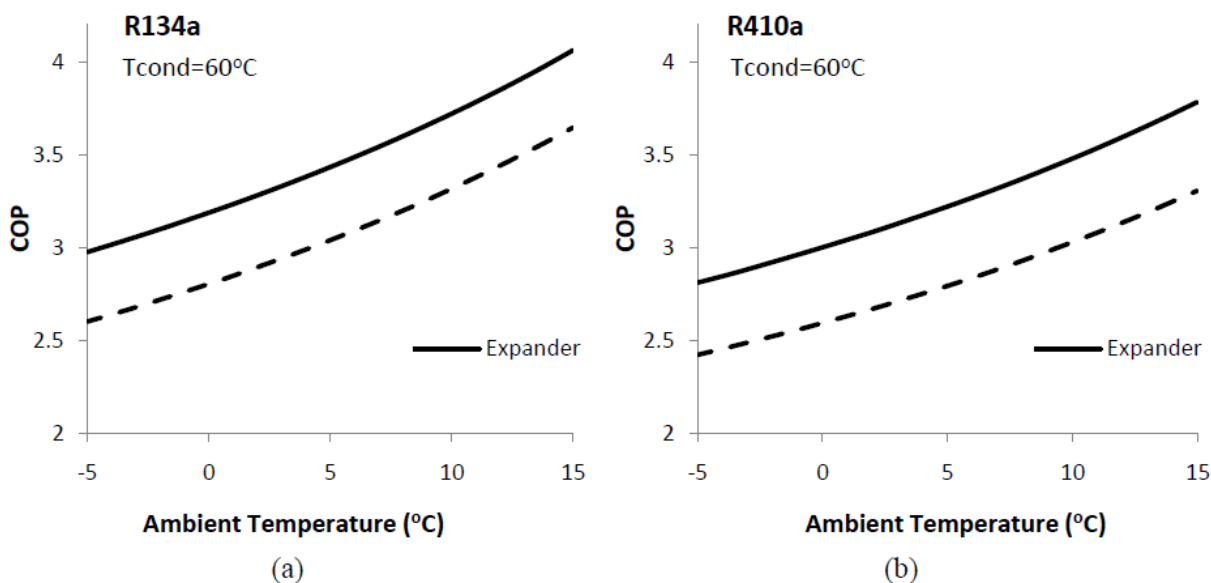
Σχήμα 3.5. Εξέλιξη του COP και της αύξησης του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή ψύξης για διαφορετικά οργανικά μέσα.[38]

Η θερμοκρασία ατμοποίησης εξαρτάται από την εφαρμογή της μονάδας αντλίας θερμότητας και την επιθυμητή θερμοκρασία ψύξης. Η επίδραση της στον COP φαίνεται στο Σχήμα 3.4 για ψυκτικό μέσο R134a. Όσο μειώνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης, ο COP της μονάδας μειώνεται, ωστόσο αυξάνεται η δυνατότητα ανάκτησης έργου. Όσον αφορά την θερμοκρασία περιβάλλοντος, η αύξηση της μειώνει τον COP, αλλά προσφέρει αυξημένο δυναμικό για καλύτερη απόδοση έργου, αφού αυξάνεται ο λόγος πίεσης.

Γενικά, υπό σταθερές συνθήκες λειτουργίας, όσο μειώνεται ο COP της μονάδας, τόσο αυξάνεται η δυνατότητα ανάκτησης ενέργειας μέσω του εκτονωτή. Το συμπέρασμα αυτό αποτυπώνεται στο Σχήμα 3.5 για διάφορα ψυκτικά μέσα. Έτσι αποδεικνύεται πως η προσαρμογή μιας εκτονωτικής μηχανής σε ένα κύκλο VCC, έχει πολλά πλεονεκτήματα ειδικά σε λιγότερο ευνοϊκές συνθήκες λειτουργίας, βελτιώνοντας έτσι την συνολική απόδοση του κύκλου.

### 3.1.2 Παράγωγη θέρμανσης

Για την παράγωγη θέρμανσης οι κυρίες παράμετροι προς διερεύνηση είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος και η επιλογή του ψυκτικού μέσου, όσον αφορά την βελτίωση του COP (Σχήμα 3.6, Σχήμα 3.7). Η θερμοκρασία συμπύκνωσης συνδέεται άμεσα με την θερμοκρασία της παραδιδόμενης θερμότητας. Αν υποθεθεί πως το νερό σαν μέσο μεταφοράς της θερμότητας πρέπει να ευρίσκεται στους 45°C, η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψυκτικού μέσου τίθενται οι 60°C. Ανάλογα με τους προαναφερθέντες παράγοντες, η εφαρμογή μιας μηχανής εκτόνωσης σε εφαρμογή θέρμανσης μπορεί να επιφέρει αύξηση του COP κατά 11%-18% (Σχήμα 3.7). Η βελτίωση αυτή της απόδοσης οφείλεται αποκλειστικά στην μείωση του έργου συμπίεσης μέσω ανάκτησης έργου κατά την εκτόνωση.

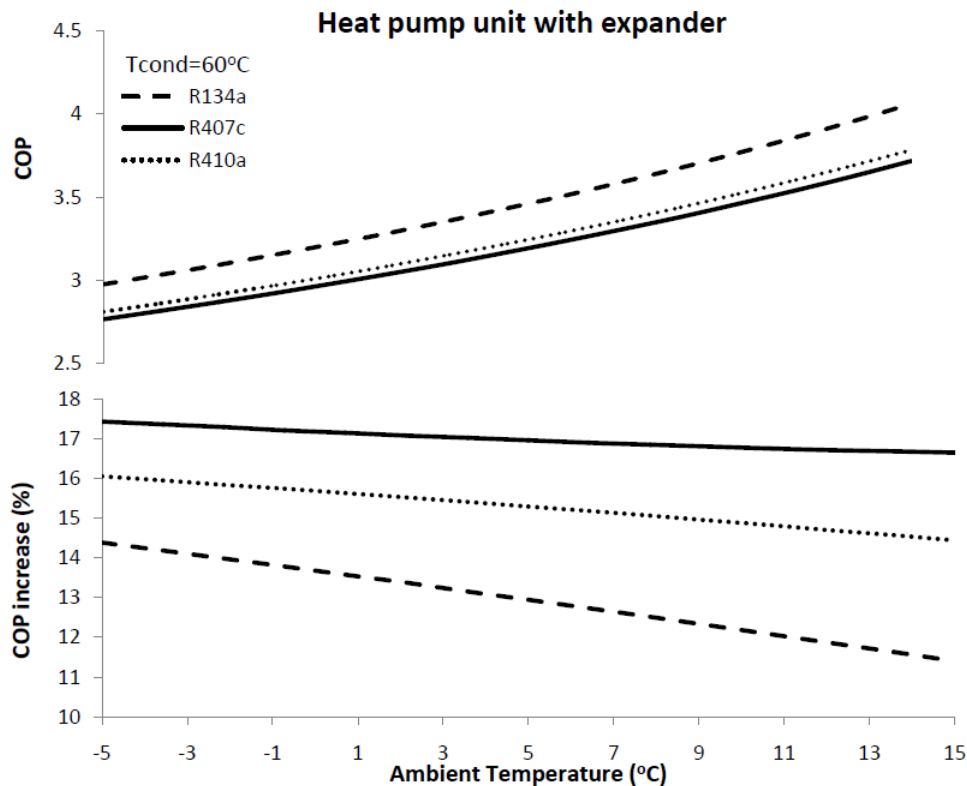


Σχήμα 3.6. Επίδραση της χρήσης εκτονωτή στον COP σε εφαρμογή θέρμανσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για ψυκτικό μέσο a)R134a b)R410a.[38]

Αναφορικά με την θερμοκρασία περιβάλλοντος, η αύξηση της επιφέρει αύξηση στον COP όπως αναμενόταν, ωστόσο μειώνει την δυνατότητα για ανάκτηση έργου. Σημαντική βελτίωση παρατηρείται για χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος (κατ επέκταση θερμοκρασία ατμοποίησης) λόγω της αύξησης του λόγου πίεσης και κατά συνέπεια του μεγαλύτερου δυναμικού ανάκτησης έργου. Παρόμοια με την



περίπτωση της ψύξης, υπό σταθερές συνθήκες λειτουργίας όσο χαμηλότερος είναι ο COP της μονάδας τόσο μεγαλύτερη δυνατότητα υπάρχει για ανάκτηση ενέργειας.



Σχήμα 3.7. Εξέλιξη του COP και της αύξησης του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή θέρμανσης για διαφορετικά οργανικά μέσα. [38]

### 3.2 Μονάδα κύκλου συμπίεσης ατμού με ανάκτηση ενέργειας

Η βελτίωση της απόδοσης των μονάδων VCC μπορεί να επιφέρει πλεονεκτήματα τόσο οικονομικά αλλά και περιβαλλοντικά. Γι αυτό το λόγο, η χρήση μιας μηχανής εκτόνωσης για την ανάκτηση ενός μέρους της ενέργειας του ψυκτικού μέσου που βρίσκεται σε υψηλή πίεση, αποτελεί ελκυστικό πεδίο μελέτης. Η επιλογή αυτή γίνεται ακόμα πιο ενδιαφέρουσα αν αναλογιστεί κανείς την αύξηση της τιμής του ηλεκτρικού ρεύματος, μαζί με τα αυξημένα επίπεδα πίεσης που επιτρέπουν τα σύγχρονα ψυκτικά μέσα, έτσι ώστε να περάσουμε σε υπερκρίσιμες συνθήκες λειτουργίας.

Το ζήτημα ανάκτησης της υψηλής πίεσης του υγρού ψυκτικού έχει διερευνηθεί από διάφορους ερευνητές. Επίκεντρο της έρευνας είναι η υπερκρίσιμη λειτουργία χρησιμοποιώντας το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) όπου η πίεση συμπίκνωσης βρίσκεται πολύ ψηλά (πάνω από τα 100 bar) και υπάρχει ένα μεγάλο περιθώριο ενεργειακής ανάκτησης [9, 41, 42], καθώς το απαιτούμενο έργο συμπίεσης είναι σημαντικά υψηλό.

Στην παρούσα τεχνολογία αιχμής στις αντλίες θερμότητας, συνηθίζεται η χρήση ενός στροβίλου, ο οποίος είναι συνδεδεμένος μαζί με τον συμπιεστή σε κοινό άξονα. Σε αυτό το σενάριο υπάρχουν κάποια ζητήματα που σχετίζονται με την κοινή ταχύτητα περιστροφής των δυο συνιστωσών (ίσως με την χρήση ενός κιβώτιου ταχυτήτων) και ειδικά η χαμηλή απόδοση τους σε μερικό φορτίο. Ακόμα και σε πλήρες φορτίο ο βαθμός απόδοσης της εκτόνωσης είναι λιγότερο από 50% [22, 43].

Σημαντική ερευνητική δραστηριότητα έχει πραγματοποιηθεί σε αυτό το πεδίο. Οι Hewitt et al. μελέτησε και δοκίμασε ένα στρόβιλο συνδεδεμένο στον ίδιο άξονα με περιστροφικό συμπιεστή [44-46]. Αντιμετώπισαν κάποια προβλήματα στις δόκιμες, όπως οι διαρροές του ρευστού από τον εκτονωτή στον συμπιεστή μέσω του κοινού άξονα και η έντονη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του εκτονωτή και του συμπιεστή. Ο Stosic et al. [47-49] από την άλλη πλευρά, μελέτησε την διαδικασία της διφασικής εκτόνωσης βασιζόμενη στη χρήση ενός ελικοειδούς εκτονωτή (screw expander). Ανέπτυξαν έναν ελικοειδή εκτονωτή ικανό να παράγει ενέργεια σε έναν οργανικό τρίμερη κύκλο, ο οποίος ανακτά έργο από απορριπτόμενη ενέργεια (waste heat recovery), διαθέσιμη σε βιομηχανικές διαδικασίες. Έπειτα, μελέτησαν την εφαρμογή του ελικοειδούς εκτονωτή σε συστήματα ψύξης που λειτουργούν με διοξείδιο του άνθρακα σαν εργαζόμενο μέσο [23]. Σε μια άλλη μελέτη [50] ανεπτύχθη μια συσκευή που αντικαθιστά την στραγγαλιστική διαδικασία και ανακτά ενέργεια από την διφασική εκτόνωση και απευθείας ξανασυμπιέζει ένα μέρος του ατμού που δημιουργείται κατά την εκτόνωση. Η διαδικασία της εκτόνωσης και της επανασυμπίεσης εξελίσσονται μέσα σε μια μηχανή διπλής ελίκωσης με ένα ζευγάρι από ρότορες παρουσιάζοντας συνολικό βαθμό απόδοσης της εκτόνωσης-συμπίεσης της τάξης του 55%.

Καθότι ένα από τα μεγαλύτερα εμπόδια στην ανάπτυξη ενός εκτονωτή θετικής εκτόπισης για συστήματα ψύξης με χλωροφθοράνθρακες (HFCs), είναι ο μεγάλος ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης, οι Meng Wang et al. [51] παρουσίασαν ένα νέο εκτονωτή με πτερυγώσεις ο οποίος έχει δυο επίπεδα εσωτερικής εκτόνωσης για σύστημα που χρησιμοποιεί R-410a. Ανακάλυψαν ότι το προταθέν σύστημα είχε καλύτερη απόδοση υπό υψηλότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης (από 6% σε 22% αύξηση του COP) και χαμηλότερη θερμοκρασία ατμοποίησης (από 9% σε 17%) σε σύγκριση με το παραδοσιακό σύστημα.

Τελικά ο Subiantoro et al. [52] διερεύνησε περιστρεφόμενους εκτόνωσης με πτερυγώσεις για χρήση με διοξείδιο του άνθρακα. Το πρώτο πρότυπο RV-0 δοκιμάστηκε με συμπιεσμένο αέρα πίεσης αναρρόφησης πάνω από 6 bar και σταθερή πίεση αποτόνωσης στο 1 bar και παρουσίασε ογκομετρική απόδοση πάνω από 55%. Σε ένα δεύτερο έργο [53] δοκιμάστηκε ένα νέο πρότυπο (RV-1) περιστρεφόμενου εκτονωτή με πτερυγωση, το οποίο έφτασε ένα θεωρητικό μηχανικό βαθμό απόδοσης της τάξης του 96,5%, για χρήση σε ένα υπερκρίσιμο σύστημα CO<sub>2</sub>.

Όλες οι παραπάνω μελέτες αποδεικνύουν ότι υπάρχει έντονο ενδιαφέρον στην επιστημονική κοινότητα για ανάκτηση ενέργειας, καθώς σημαντικό ποσό έργου χάνεται στην στραγγαλιστική διαδικασία σε μονάδες VCC. Ωστόσο, το μεγαλύτερο μέρος της έρευνας έχει πραγματοποιηθεί σε διάφορες τεχνολογίες εκτονωτών (ελικοειδείς, περιστροφικούς και πτερυγωσης), αλλά δεν έχει πραγματοποιηθεί κάποια ερευνά που να αφορά παλινδρομικούς ή υδραυλικούς εμβολοφόρους εκτονωτές, που αποτελεί την πιο εφικτή τεχνολογία για αυτή την εφαρμογή, τουλάχιστον για μικρής κλίμακας εφαρμογές. Το μεγαλύτερο μέρος των προτεινόμενων τεχνολογιών αφορά μεσαίου μεγέθους μονάδες (τουλάχιστον 20-30 kW ψυκτικό φορτίο). Επίσης στις περισσότερες περιπτώσεις μονάδων VCC χρησιμοποιείται CO<sub>2</sub>, ενώ πολύ λίγες μελέτες υπάρχουν κάνοντας χρήση χλωροφθοράνθρακων (HFCs) που είναι τα πιο κοινά ψυκτικά μέσα.

Οι συνθήκες λειτουργίας του εκτονωτή αφορούν: μεταβολή της πίεσης περίπου 12-15 bar, μεταβολή της θερμοκρασίας από -10°C έως 60°C, παροχή μάζας από 0,05 kg/s έως 0,2 kg/s, ενώ η παροχή όγκου

παρουσιάζει σημαντική απόκλιση από 5-10 l/min στην είσοδο (κορεσμένο υγρό) έως 50-150 l/min στην έξοδο (διφασικό μίγμα) και εξαρτάται βέβαια από την παροχή μάζας, την θερμοκρασία ατμοποίησης καθώς και τα χαρακτηριστικά του ψυκτικού μέσου. Το μεγάλο αυτό εύρος των συνθηκών λειτουργίας κάνει την επιτυχή ανάπτυξη ενός εκτονωτή ένα πολύ απαιτητικό στόχο.

Μια ακόμα μεγαλύτερη πρόκληση, αλλά και επιτακτική ανάγκη αποτελεί η ανάπτυξη ενός υπολογιστικού εργαλείου που, χωρίς ιδιαίτερα υψηλό υπολογιστικό κόστος, να μπορεί με ακρίβεια να προβλέψει την συμπεριφορά ενός τέτοιου εκτονωτή. Με την χρήση ενός τέτοιου λογισμικού θα μπορούσαν να προκύψουν εκτιμήσεις για την λειτουργία της εγκατάστασης, και θα διαλεύκανε τα ως τώρα αχαρτογράφητα νερά της εκτόνωσης διφασικού ή κορεσμένου υγρού οργανικού ρευστού. Ωστόσο, όπως αναφέρθηκε νωρίτερα με γνώμονα το μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας μιας τέτοιας μηχανής και την έλλειψη σαφούς εικόνας για τις φυσικές διεργασίες που λαμβάνουν χώρα κατά τη διαδικασία αυτή η παρούσα διπλωματική εργασία επικεντρώνεται στην ημι-εμπειρική μελέτη, για να αποφευχθεί η πολυπλοκότητα και κατά συνέπεια το μεγάλο υπολογιστικό κόστος μιας ντετερμινιστικής μελέτης. Βέβαια σε μελλοντική εργασία θα ήταν σκόπιμη η ανάπτυξη μιας τέτοιας προσομοίωσης για να κατασταθεί σαφές το πραγματικό όφελος. Συνολικά γίνεται αντιληπτό πως η μελέτη του συγκεκριμένου επιστημονικού πεδίου αποτελεί καινοτομία, και η ανάπτυξη μοντέλων που περιγράφουν την όλη διεργασία είτε ντετερμινιστικά είτε ημ-εμπειρικά αποτελούν την απαρχή μιας τεχνολογίας που θα συμβάλλει καθοριστικά στην βελτίωση της απόδοσης και στην καλύτερη ενεργειακή εκμετάλλευση και εξοικονόμηση που είναι και το άμεσο ζητούμενο.

Κάποιες πτυχές ερευνητικού ενδιαφέροντος και σημασίας που πρέπει να διερευνηθούν, είναι τα φαινόμενα σπηλαίωσης, τα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας κατά την εκτόνωση του υγρού ψυκτικού, καθώς και η απόδοση της εκτόνωσης σε χαμηλά και ψηλά φορτία. Επίσης ο σχεδιασμός της αντλίας θερμότητας είναι επίσης ένα σημαντικό ζήτημα, διότι απαιτούνται διαφορετικές ρυθμίσεις (π.χ. πολλαπλά στάδια συμπίεσης κ.λπ.), διαφορετικό σύστημα ελέγχου και κατάλληλα εξαρτήματα (π.χ. εναλλάκτες θερμότητας, συμπιεστής).

## 4. Ανάπτυξη ημι-εμπειρικών μοντέλων για εκτονωτές θετικής εκτόπισης

Η διαδικασία της μοντελοποίησης αποτελείται από ανάπτυξη ημι-εμπειρικών μοντέλων αντί για ντετερμινιστικά μοντέλα. Τα ημι-εμπειρικά μοντέλα περιλαμβάνουν ένα περιορισμένο αριθμό από μεταβλητές φυσικής ή μη φυσικής (λογιστικής) σημασίας, οι οποίες μπορούν εύκολα να αναγνωριστούν από φυσικές μετρήσεις, ενώ τα ντετερμινιστικά μοντέλα απαιτούν την ακριβή γνώση της γεωμετρίας κάθε επιμέρους συνιστώσας. Τα ημι-εμπειρικά είναι συνήθως αριθμητικά πιο ευπροσάρμοστα από τα ντετερμινιστικά και επιτρέπουν μεγάλη μείωση στο υπολογιστικό κόστος. Γι αυτό το λόγο είναι πιο κατάλληλα για να αποτελούν κομμάτι της προσομοίωσης ενός μεγαλύτερου συστήματος.

Παρακάτω παρουσιάζεται το ημι-εμπειρικό μοντέλο του σπειροειδούς εκτονωτή όπως χρησιμοποιήθηκε και επιβεβαιώθηκε στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων, για εκτόνωση οργανικού μέσου σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού [54]. Η ικανότητα του να προβλέψει με πολύ μεγάλη ακρίβεια την συμπεριφορά ενός τέτοιου εκτονωτή, καθώς και η πολυετής εμπειρία στο επιστημονικό πεδίο της μελέτης συμπιεστών/ εκτονωτών θετικής εκτόπισης, αποτέλεσαν αρωγό στην κατανόηση και ανάπτυξη του ημι-εμπειρικού μοντέλου του εμβολοφόρου εκτονωτή για εκτόνωση οργανικού μέσου σε κορεσμένη υγρή ή διφασική κατάσταση, όπως παρουσιάζεται σε επόμενο κεφάλαιο.

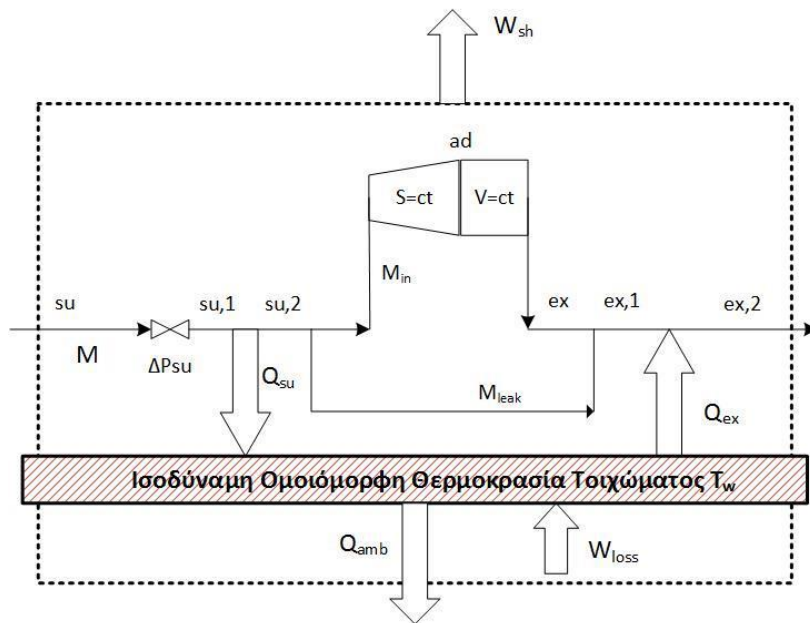
Έτσι, τροποποιώντας σε ορισμένα σημεία το μοντέλο που περιγράφεται στο κεφάλαιο 4.1, έτσι ώστε να μπορούν να περιγραφούν πιο αντιπροσωπευτικά οι επιμέρους μεταβολές, αναπτύχθηκε ένα νέο ημι-εμπειρικό θερμοδυναμικό μοντέλο όπως παρουσιάζεται στο κεφάλαιο 0, ικανό να προσομοιώσει την εκτόνωση οργανικού μέσου που βρίσκεται είτε σε υγρή κορεσμένη φάση είτε σε διφασική κατάσταση. Αξίζει να σημειωθεί πως, το εν λόγω μοντέλο αποτελεί την πρώτη προσέγγιση στην περιγραφή και μοντελοποίηση της διαδικασίας αυτής καθώς δεν έχει υπάρξει στη βιβλιογραφία κάποια άλλη πρόταση για το πεδίο αυτό.

### 4.1 Μοντελοποίηση Σπειροειδούς Εκτονωτή ανοικτού τύπου για εκτόνωση υπέρθερμου ατμού οργανικού ρευστού

Το συγκεκριμένο ημι-εμπειρικό μοντέλο για τον scroll expander έχει προταθεί από τους V. Lemort et al. [55]. Είναι βασισμένο σε ένα ημι-εμπειρικό επίσης μοντέλο για κλειστού-τύπου scroll συμπιεστή που αναπτύχθηκε από τον E. Winandy και λοιπούς [56]. Το τελευταίο αναπτύχθηκε βασισμένο σε λεπτομερείς πειραματικές μετρήσεις ,μέσα στον συμπιεστή. Κινείται στην ίδια κατεύθυνση με το υπολογιστικό μοντέλο που έχει αναπτύξει η ASHRAE για scroll συμπιεστές για εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού [57]. Η βασική τους ομοιότητα είναι ότι και τα δύο βασίζονται σε παραμέτρους που έχουν φυσική σημασία για την περιγραφή του μοντέλου.

Σε αυτό το μοντέλο καθώς το οργανικό μέσο διέρχεται μέσα από τον εκτονωτή πραγματοποιούνται οι έξι θερμοδυναμικές διεργασίες όπως αποτυπώνονται στο σχήμα:

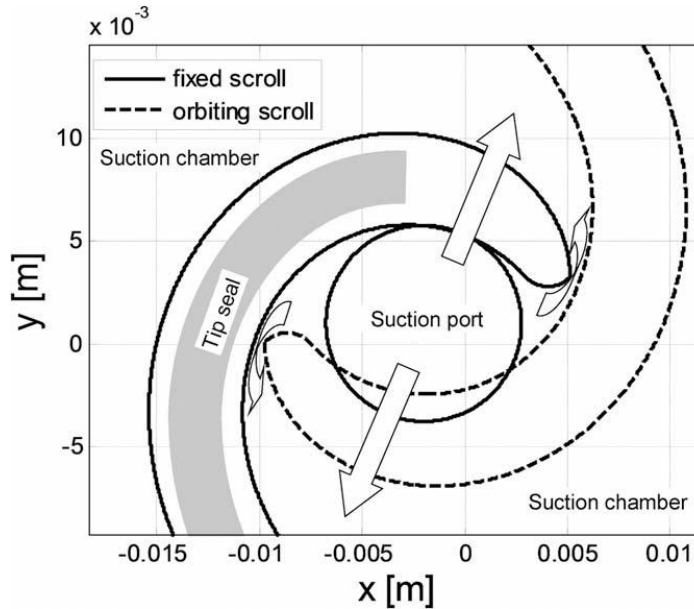
1. Αδιαβατική πτώση πίεσης ( $su \rightarrow su,1$ )
2. Ισοβαρής Ψύξη ( $su,1 \rightarrow su,2$ )
3. Ισεντροπική εκτόνωση στην πίεση  $P_{ad}$ , που ορίζεται από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης της μηχανής. ( $su,2 \rightarrow ad$ )
4. Αδιαβατική εκτόνωση, υπό σταθερό όγκο μηχανής ( $ad \rightarrow ex$ )
5. Αδιαβατική ανάμιξη δύο ρευμάτων ( $ex \rightarrow ex,1$ )
6. Ισοβαρής θέρμανση ή Ψύξη ( $ex,1 \rightarrow ex,2$ )



Σχήμα 4.1. Διεργασίες ημι-εμπειρικού μοντέλου για σπειροειδή εκτονωτή

### Αδιαβατική πτώση πίεσης ( $su \rightarrow su,1$ )

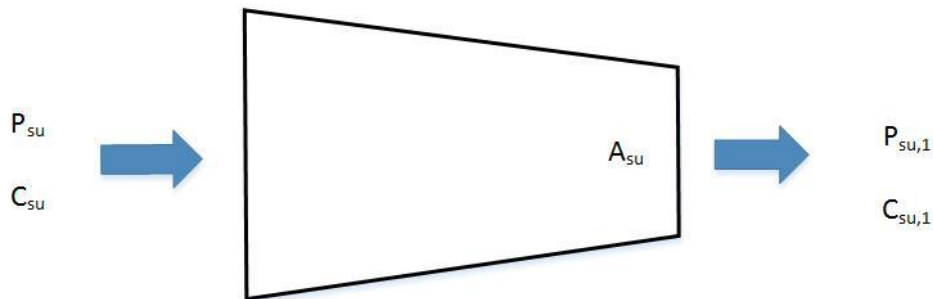
Με τον όρο αδιαβατική πτώση πίεσης (supply pressure drop  $P_{su}-P_{su,1}$ ) λαμβάνονται υπόψη όλες οι απώλειες πίεσης του ρευστού που πραγματοποιούνται στη γραμμή αναρρόφησης προς τον θάλαμο. Αυτές οφείλονται κυρίως στο ότι η ωφέλιμη διατομή  $A_{su}$  αναρρόφησης (Σχήμα 4.2) μικραίνει λόγω της κινούμενης σπείρας.



Σχήμα 4.2. Αναπαράσταση της ωφέλιμης διατομής αναρρόφησης

Οι απώλειες πίεσης μοντελοποιούνται συμφωνά με την ισεντροπική ροή σε συγκλίνον ακροφύσιο [1]. Επειδή έχουμε μικρές πτώσεις πίεσης, από 0- 3% ,άρα και από τη θεωρία ισεντροπική ροής για τέλειο αέριο, μικρό αριθμό Mach (0,01-0,1) το ρευστό μπορεί να θεωρηθεί **ασυμπίεστο**. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι για Mach =0.3 η πυκνότητα του ρευστού αλλάζει κατά 4% οπότε η υπόθεση περί ασυμπίεστου ρευστού είναι βάσιμη.

Η διατομή  $A_{su}$  δεν είναι κάποια πραγματική διατομή αλλά ένα ισοδύναμο μέγεθος που προσομοιάζει την διαδικασία πτώσης πίεσης. Αποτελεί έτσι μια παράμετρο που προσδιορίζεται από πειραματικά δεδομένα.



Σχήμα 4.3. Μοντελοποίηση των απωλειών εισόδου ως συγκλίνον ακροφύσιο

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις για διατήρηση της μάζας της ορμής και της ενέργειας για αδιαβατική ροή, υποθέτοντας ασυμπίεστο ρευστό και με υπόθεση μηδενικής ταχύτητας στην είσοδο προκύπτουν οι εξής εξισώσεις:

Εξίσωση Ενέργειας για Αδιαβατική Ροή:

$$h_{su} + \frac{c_{su}^2}{2} = h_{su1} + \frac{c_{su1}^2}{2} \rightarrow h_{su} = h_{su1} + \frac{c_{su1}^2}{2} \quad 4.1-1$$

Εξίσωση Ορμής:

$$P_{su} + \frac{\rho_{su} \cdot c_{su}}{2} = P_{su1} + \frac{\rho_{su} \cdot c_{su1}}{2} \rightarrow \Delta P_{su} = \frac{c_{su1}^2}{2 \cdot v} \quad 4.1-2$$

Όπου  $v = \frac{1}{\rho}$ , ο ειδικός όγκος

Επιπλέον ισχύει:

$$P_{su1} = P_{su} - \Delta p_{su} \quad 4.1-3$$

$$\dot{M} = \frac{\dot{V}_{su1}}{v_{su}} \quad 4.1-4$$

$$\dot{V}_{su1} = A_{su} \cdot c_{su} \quad 4.1-5$$

Έτσι προκύπτει η γνωστή σχέση για ισεντροπική ροή:

$$\dot{M} = \rho_{su} \cdot A_{su} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{su} \cdot \rho_{su}} \quad 4.1-6$$

### Μετάδοση θερμότητας στη είσοδο και έξοδο (su,1→su,2) , (ex,1→ex,2)

Οι βασικοί μηχανισμοί μετάδοσης της θερμότητας που λαμβάνουν χώρα μέσα στον εκτονωτή είναι ανάμεσα : α) στο κέλυφος του εκτόνωση και το ρευστό στην είσοδο και έξοδο β) στις σπείρες και το ρευστό στις διαδικασίες της αναρρόφησης και εκτόνωσης γ) στο κέλυφος και το εξωτερικό περιβάλλον.

Οι συναλλαγές θερμότητας υπολογίζονται εισάγοντας έναν όρο που αφορά την θερμοκρασία του τοιχώματος του εκτονωτή ( $T_{wall}$ ) η οποία θεωρείται ενιαία και περιλαμβάνει το κέλυφος , καθώς και τις σπείρες.

Η ροή θερμότητας δίνεται για την είσοδο από τον τύπο :

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_{su2} - T_{su1}) \quad 4.1-7$$

$$\dot{Q}_{su} = \varepsilon_{su} \cdot \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_w - T_{su1}) \quad 4.1-8$$

Σύμφωνα με την μέθοδο NTU :

$$\varepsilon_{su} = 1 - e^{-\frac{AU_{su}}{\dot{M} \cdot C_p}} \quad 4.1-9$$

Και ομοίως για τη έξοδο από τον τύπο :

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_{ex2} - T_{ex1}) \quad 4.1-10$$

$$\dot{Q}_{ex} = \varepsilon_{ex} \cdot \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_w - T_{ex1}) \quad 4.1-11$$

$$\varepsilon_{ex} = 1 - e^{-\frac{AU_{ex}}{\dot{M} \cdot C_p}} \quad 4.1-12$$

Οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας  $A_{su}$ (W/K) και  $A_{ex}$  (W/K) σχετίζονται ανάλογα με την παροχή μάζας του ψυκτικού μέσου ως εξής:



$$AU_{su} = AU_{su_n} \cdot \left( \frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0,8} \quad 4.1-13$$

$$AU_{ex} = AU_{ex,n} \cdot \left( \frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0,8} \quad 4.1-14$$

Όπου οι συντελεστές  $A_{su,n}$  και  $A_{ex,n}$  καθορίζονται συναρτήσει της κανονικής παροχής μάζας  $M_N$ . Η τιμή της ονομαστικής παροχής  $M_N$  δεν έχει συγκεκριμένη σημασία. Επιλέγεται αυθαίρετα, συνήθως παίρνει τιμές 0,12 kg/s, σε ίδια τάξη μεγέθους με την παροχή που αναμένουμε να έχουμε και ανάλογα την τιμή που τις δώσουμε. Η σχέση αυτή δίνεται από την αναλογία του Reynolds για τυρβώδη ροή σε αγωγό, υποθέτοντας πως οι ιδιότητες του ρευστού που δεν περιλαμβάνονται στην παρούσα έκφραση παραμένουν αμετάβλητες [58].

### **Εσωτερικές διαρροές**

Υπάρχουν δυο κύριες αιτίες για την πρόκληση διαρροών στον σπειροειδή εκτονωτή. Η πρώτη οφείλεται στο διάκενο ανάμεσα στο πάνω και κάτω κέλυφος και τις σπείρες και στο διάκενο ανάμεσα στην κινούμενη και ακίνητη σπείρα. Στην παρούσα μοντελοποίηση υποθέτουμε μια ενιαία διαρροή από ισοδύναμη διατομή  $A_{leak}$  η οποία αποτελεί παράμετρο προς προσδιορισμό. Ο ρυθμός διαρροής μπορεί να υπολογιστεί με βάση το μοντέλο ισεντροπικής ροής σε συγκλινόν ακροφύσιο, του οποίου ο λαιμός έχει διατομή  $A_{leak}$ , παρόμοια με την πτώση πίεσης στην είσοδο της μηχανής. Η πίεση στην είσοδο του ακροφυσίου είναι  $P_{su,2}$ . Η πίεση που επικρατεί στο λαιμό είναι η μέγιστη μεταξύ των πιέσεων εξόδου και της κρίσιμης πίεσης που διαμορφώνεται ως:

$$P_{r,crit} = P_{su,1} \cdot \left( \frac{2}{\gamma_n + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad 4.1-15$$

Έτσι έχουμε :

$$P_{thr;leak} = MAX(P_{ex,2}, P_{r,crit}) \quad 4.1-16$$

Επειδή ο λόγος  $P_{su,2}/P_{ex}$  είναι μεγάλος έχουμε μεγάλες ταχύτητες ρευστού ( μεγάλα Mach) και άρα η ροή θεωρείται συμπιεστή [1]. Έτσι, χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις διατήρησης μάζας ορμής και ενέργειας προκύπτει το παρακάτω σύστημα προς επίλυση:

$$h_{su2} = h_{r;thr} + \frac{c_{thr}^2}{2} \quad 4.1-17$$

$$P_{su2} \cdot v_{su2}^{\gamma} = P_{r;thr} \cdot v_{r;thr}^{\gamma} \quad 4.1-18$$

$$\dot{M}_{leak} = \rho_{su} \cdot A_{leak} \cdot C_{thr} \quad 4.1-19$$

### Παροχή μάζας

Η συνολική παροχή μάζας, αποτελείται από την μάζα που διαχειρίζεται ο εκτονωτής  $\dot{M}_{in}$  καθώς και εκείνη που διαφεύγει  $\dot{M}_{leak}$ . Η εσωτερική παροχή (internal mass flow rate) που διέρχεται από τον εκτονωτή ισούται με την παροχή όγκου  $V_{s,exp}$  πολλαπλασιασμένη με την πυκνότητα  $\rho_{su2}$  στην είσοδο του εκτονωτή, μετά δηλαδή από την διαβατική πτώση πίεσης και την ψύξη. Η παροχή όγκου είναι το γινόμενο του όγκου που σαρώνει ανά περιστροφή επί την ταχύτητα περιστροφής. Ο όγκος που σαρώνεται ανά περιστροφή σε κατάσταση εκτόνωσης είναι ο όγκος που σαρώνει σαν συμπιεστής  $V_{c,cp}$  διαιρεμένος με τον κατασκευαστικό λόγο όγκων της μηχανής  $r_{v,in}$ . Έτσι έχουμε:

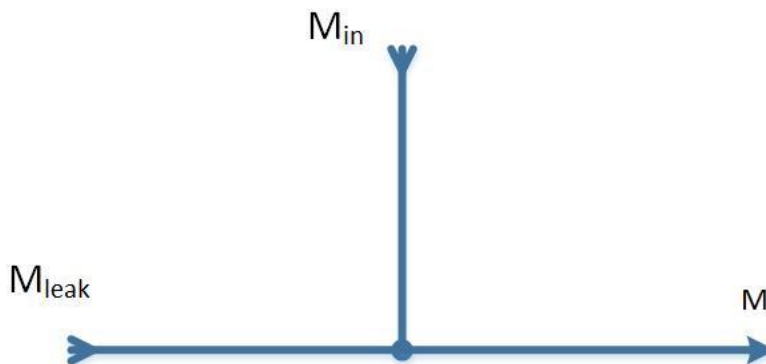
$$\dot{M} = \dot{M}_{in} + \dot{M}_{leak} \quad 4.1-20$$

$$\dot{M}_{in} = \frac{N_{exp}}{60} \cdot V_s \cdot \rho_{su2} \quad 4.1-21$$

$$V_s = \frac{V_{c,cp}}{r_{v,in}} \quad 4.1-22$$

### Αδιαβατική ανάμιξη δυο ρευμάτων

Οι διαρροές αφού προσπεράσουν τη φάση της εκτόνωσης αναμιγνύονται αδιαβατικά με την παροχή μάζας που περνάει μέσα από τον εκτονωτή. Η διαδικασία αυτή φαίνεται στο παρακάτω στο **Σχήμα** .



Σχήμα 4.4. Αναπαράσταση της αδιαβατικής ανάμιξης.

Η εξίσωση που περιγράφει την αδιαβατική ανάμιξη δίνεται παρακάτω:

$$\dot{M}_{in} \cdot h_{ex} + \dot{M}_{leak} \cdot h_{su2} = \dot{M} \cdot h_{ex1} \quad 4.1-23$$

Η πίεση είναι σταθερή κατά την ανάμιξη οπότε ξέροντας την ενθαλπία στη θέση ex,1 και την πίεση που είναι ίδια  $P_{ex}=P_{ex,1}$  μπορούμε να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην θέση ex,1.

$$h_{ex1} = h(T = T_{ex1}; P = P_{ex1}) \quad 4.1-24$$

### Εκτόνωση

Κατά τη διάρκεια ενός κύκλου ο σπειροειδής εκτονωτής εκτελεί τις εξής διεργασίες:

- ✓ Αναρρόφηση του οργανικού μέσου (suction)
- ✓ Ισεντροπική εκτόνωση (expansion)
- ✓ Εξαγωγή του μέσου από τον θάλαμο (discharge)

Κατά την φάση της εισαγωγής ο θάλαμος αναρρόφησης είναι σε επικοινωνία με τον αγωγό εισόδου και το ρευστό εισάγεται στο θάλαμο. Η φάση της εκτόνωσης ξεκινά μόλις σταματήσει ο θάλαμος εισαγωγής να είναι σε επικοινωνία με τον αγωγό εισόδου. Τέλος η εξαγωγή του πραγματοποιείται όταν ο θάλαμος έρθει σε επικοινωνία με τον αγωγό εξόδου.

Η ισχύς που παράγεται από την διαδικασία αυτή αποτελεί το άθροισμα της ισχύς αναρρόφησης ( $\dot{W}_{suc}$ ), εκτόνωσης ( $\dot{W}_{exp}$ ) και εξαγωγής ( $\dot{W}_{dis}$ ). Επιπλέον, αφού η όλη διαδικασία θεωρείται αδιαβατική η τελική ισχύς μπορεί να εκφραστεί σαν διαφορά μεταξύ αρχικής και τελικής ενθαλπικής κατάστασης του ρευστού. Έχουμε δηλαδή:

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_{suc} + \dot{W}_{exp} + \dot{W}_{dis} = \dot{M}_{in} \cdot (h_{su2} - h_{ex}) \quad 4.1-25$$

### Ισχύς αναρρόφησης:

Κατά την διαδικασία αυτή ο όγκος του θαλάμου εισαγωγής μεγαλώνει και έτσι κατά τα γνωστά από την θερμοδυναμική έχουμε έργο ογκομεταβολής που δίνεται από τον τύπο [1]:

$$\dot{W}_{suc} = P_{su2} \cdot V_s \cdot \frac{N_{exp}}{60} \quad 4.1-26$$

Ισχύς κατά την εκτόνωση:

Η εκτόνωση του μέσου εξαρτάται από τον κατασκευαστικό λόγο όγκων της μηχανής  $r_{v,in}$ . Αυτός ο λόγος είναι σταθερός και καθορίζει πόσο μεγαλύτερος μπορεί να γίνει ο θάλαμος κατά την εκτόνωση.

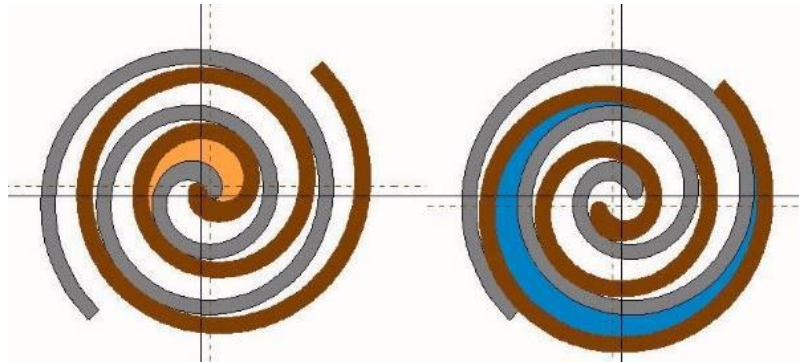
Ισχύει δηλαδή ότι:

$$r_{v,in} = \frac{v_{ad}}{v_{su2}} \quad 4.1-27$$

Μπορούμε να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην θέση ad ως εξής:

$$P_{ad} = \text{Pressure}(v = v_{ad}, s = s_{su2}) \quad 4.1-28$$

$$h_{ad} = \text{Enthalpy}(v = v_{ad}, s = s_{su2}) \quad 4.1-29$$



Σχήμα 4.5.Ειδικός όγκος πριν την εκτόνωση ,αφού διακόπηκε η επικοινωνία με τη βαλβίδα εισαγωγής (Αριστερά) και ειδικός όγκος μετά την εκτόνωση, λίγο πριν ξεκινήσει η επικοινωνία του θαλάμου με τη βαλβίδα εξαγωγής (Δεξιά).

Γνωρίζοντας τον ειδικό όγκο στη θέση ad της αδιαβατικής εκτόνωσης και με την υπόθεση ότι η εκτόνωση γίνεται ισεντροπικά, από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου μπορούμε να βρούμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στη θέση αυτή.

Η φάση της εκτόνωσης θεωρείται αδιαβατική και αναστρέψιμη. Έτσι έχουμε :

$$dU = dQ + dW \xrightarrow{dQ=0} dW = dU \quad 4.1-30$$

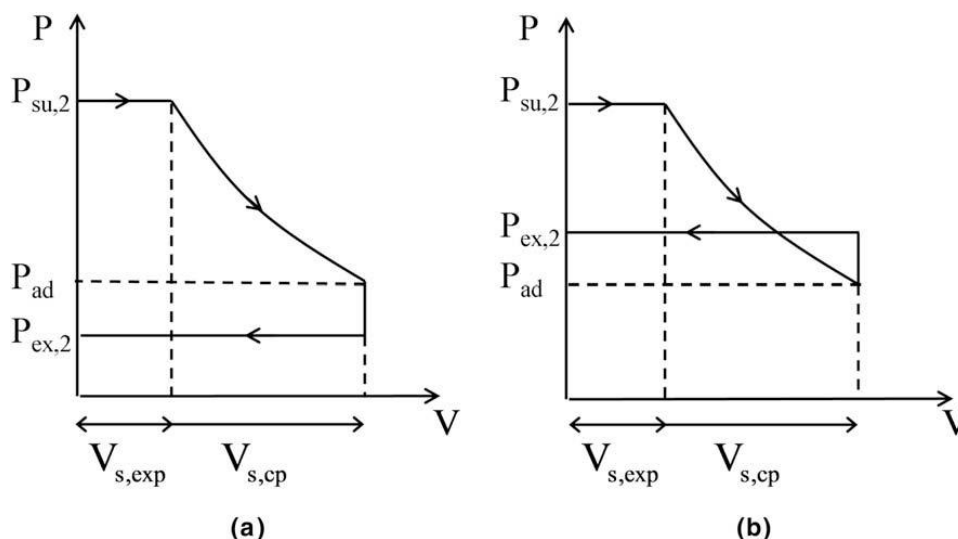
$$H = U + P \cdot V \quad 4.1-31$$

$$\Delta W = \Delta U = \Delta H - \Delta(P \cdot V) \quad 4.1-32$$

$$w_{ex} = h_2 - h_3 - (P_2 \cdot v_2 - P_3 \cdot v_3) \quad 4.1-33$$

$$w_{ex} = h_{su2} - P_{su2} \cdot v_{su2} - h_{ad} + P_{ad} \cdot v_{ad} \quad 4.1-34$$

$$\dot{W}_{ex} = w_{ex} \cdot \dot{M}_{in} \quad 4.1-35$$



Σχήμα 4.6. Διάγραμμα πιέσεων ενός εκτονωτή που δουλεύει με Υπό-εκτόνωση (αριστερά) και διάγραμμα πιέσεων εκτονωτή που δουλεύει με Υπέρ-εκτόνωση (δεξιά)

Κατά τη φάση της εκτόνωσης παρατηρούνται δυο είδη απωλειών (υπό-και υπέρ-εκτόνωση) που οφείλονται στην σχέση μεταξύ του εσωτερικού λογού πίεσης που επιβάλλεται από τον εκτονωτή ( $P_{su,2}/P_{ad}$ ) και του λογού πιέσεων που επιβάλλονται από το σύστημα ( $P_{su,2}/P_{ex,2}$ ). Πρακτικά πρέπει να εξεταστεί η σχέση μεταξύ της πίεσης  $P_{ad}$  με την πίεση εξόδου  $P_{ex,2}$ . Έτσι έχουμε:

**Υπό- εκτόνωση (under-expansion)** αν  $P_{ad} > P_{ex,2}$ . Το μοντέλο δεν περιλαμβάνει κάποια πτώση πίεσης κατά την εξαγωγή. Έτσι για να εξισωθούν οι πιέσεις μεταξύ του θαλάμου εξαγωγής και του αγωγού θα πρέπει να υποθεθεί μια μικρή μάζα ρευστού η οποία ακαριαία διαφεύγει από τον θάλαμο [1].

**Υπέρ-εκτόνωση (over-expansion)** όταν  $P_{ad} < P_{ex,2}$ . Και σε αυτή την περίπτωση για να εξισωθούν οι πιέσεις υποθέτουμε ακαριαία ροή μικρής μάζας προς τον θάλαμο.

#### Ισχύς κατά την εξαγωγή

Αντίθετα με την φάση της εισαγωγής κατά την εξαγωγή ο όγκος του θαλάμου μειώνεται με αποτέλεσμα να έχουμε πάλι έργο ογκομεταβολής, αυτή τη φορά όμως αρνητικό. Επίσης ο όγκος που διώχνει σε αυτή τη φάση ο εκτόνωσης είναι κατά  $r_{v,in}$  μεγαλύτερος από αυτόν που εισήχθηκε [1]. Έτσι έχουμε :

$$\dot{W}_{dis} = r_{v,in} \cdot P_{ex2} \cdot V_s \cdot \frac{N_{exp}}{60} \quad 4.1-36$$

Έτσι η συνολική παραγόμενη ισχύς δίνεται συνδυάζοντας τις εξισώσεις (4.1-26)(4.1-34)(4.1-35)(4.1-36):

$$W_{in} = \dot{M}_{in} \cdot (h_{su2} - h_{ad} + v_{ad} \cdot (P_{ad} - P_{su2})) \quad 4.1-37$$

#### Αποδιδόμενη ισχύς στον άξονα

Για τον υπολογισμό της καθαρά προδιδόμενης ισχύς στην άτρακτο θα πρέπει να λάβουμε υπόψη τις μηχανικές απώλειες λόγω επαφής μεταξύ των σπειρών, και τις απώλειες τριβών των ένσφαιρων τριβών (ρουλεμάν). Στην παρούσα μοντελοποίηση και σύμφωνα με τους [1] όλες οι απώλειες ομαδοποιούνται με μια ισοδύναμη ροπή αντίστασης  $T_{loss}$  η οποία αποτελεί παράμετρο για προσδιορισμό.

$$\dot{W}_{loss} = 2 \cdot \pi \cdot N_{rot} \cdot T_{loss} \quad 4.1-38$$

Έτσι η καθαρά αποδιδόμενη ισχύς δίνεται από τον τύπο:

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} \quad 4.1-39$$

#### Ισολογισμός θερμότητας στον εκτονωτή

Οι θερμικές απώλειες του εκτονωτή προς το περιβάλλον υπολογίζονται με την εισαγωγή ενός καθολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $AU_{amb}$  ανάμεσα στο περιβάλλον και το κέλυφος και δίνονται από την σχέση:

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} \cdot (T_w - T_{amb}) \quad 4.1-40$$

Οι μηχανικές απώλειες μετατρέπονται σε θερμικές απώλειες κατ ευθείαν στο κέλυφος και κατά συνέπεια η ενιαία θερμοκρασία κελύφους δίνεται από τον ισολογισμό θερμότητας:

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad 4.1-41$$

#### Βαθμοί απόδοσης

Ένα από τα σημαντικότερα μεγέθη για την λειτουργία του εκτόνωση είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης. Καταδεικνύει σε τι ποσοστό η διαθέσιμη ενεργεία του οργανικού μέσου μετατράπηκε σε ωφέλιμη ενεργεία στον άξονα. Δίνεται από τον τύπο:

$$\eta_{is} = \frac{W_{sh}}{\dot{M} \cdot (h_{su} - h_{ex_{is}})} \quad 4.1-42$$

Όπου η  $h_{ex,is}$  δίνεται από τις ιδιότητες του μέσου για πίεση, την πίεση έξοδο και εντροπία ίση με αυτή της εισόδου.

$$h_{ex,is} = \mathbf{h}(P = P_{ex}, S = s_{su}) \quad 4.1-43$$

Ένα άλλο σημαντικό μέγεθος που δείχνει πόσο καλά «γεμίζει» ο εκτόνωτής είναι ο βαθμός πλήρωσης. Δίνεται από τον παρακάτω τύπο

$$\zeta = \frac{\dot{M} \cdot v_{su}}{N_{exp} \cdot (V_s)} \quad 4.1-44$$

Το εν λόγω μέγεθος υπολογίζεται από το κλάσμα του τύπου 4.11-44 που έχει αριθμητή την παροχή όγκου που περνάει από τον εκτόνωση και παρονομαστή την παροχή όγκου που μπορεί να διαχειριστεί η μηχανή βάσει του όγκου σάρωσης που διαθέτει.

Τέλος, ο μηχανικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως η αποδιδόμενη ισχύς στον άξονα προς την διαθέσιμη ισχύ του εκτόνωση και δίνεται από τον τύπο:

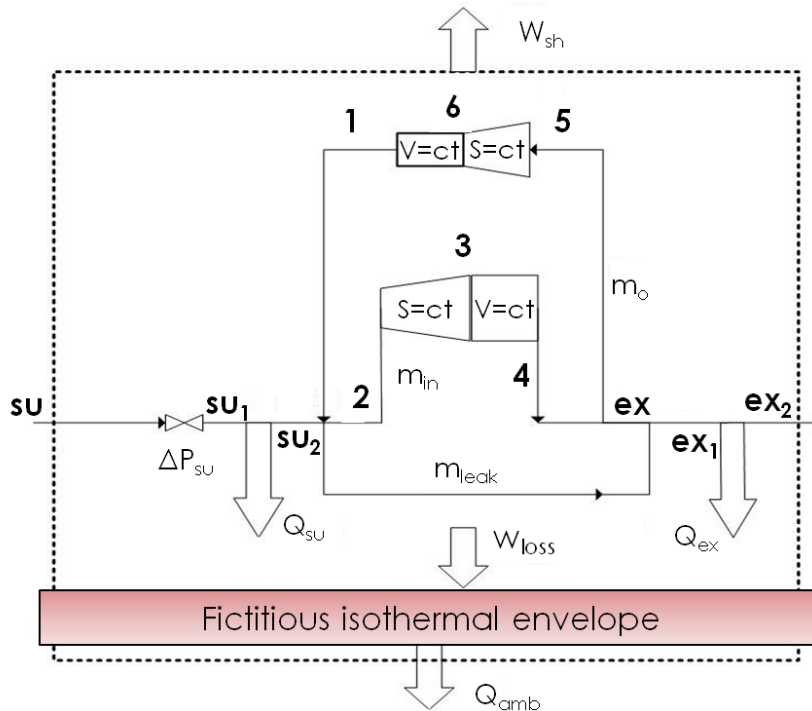
$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{in}} \quad 4.1-45$$

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης δείχνει το ποσοστό της παραγόμενης ισχύος που χάνεται μέσω των μηχανικών απωλειών.

## 4.2 Μοντελοποίηση Εμβολοφόρου Εκτονωτή ανοικτού τύπου για εκτόνωση υγρού/διφασικού οργανικού ρευστού

Το ημι-εμπειρικό μοντέλο για εκτόνωση υγρού ή διφασικού οργανικού μέσου, όπως παρουσιάζεται στο παρόν κεφάλαιο στηρίζεται στο μοντέλο για υπέρθερμο ατμό που παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Ωστόσο για να καταστεί δυνατή η περιγραφή με απλές εξισώσεις της διφασικής εκτόνωσης, κάτι που αποτέλεσε και την μεγαλύτερη πρόκληση κατά την διαδικασία της μοντελοποίησης, εμφανίστηκε η ανάγκη για τροποποιήσεις που αφορούν τον χειρισμό της ύπαρξης ατμού εντός του κυρίου ρεύματος του υγρού. Έγινε λοιπόν ένας διαχωρισμός των δύο ρευμάτων όπως προτάθηκε από τους Huagen et. al.[59] και αναπτύχθηκαν οι εξισώσεις κατά τρόπο παρόμοιο με αυτόν που χρησιμοποίησαν οι Lemort et. al.[60] για τον κύκλο LFEC(Liquid Flooded Ericsson Cycle) , ο οποίος υποθέτει συμπίεση και εκτόνωση υπέρθερμου ατμού με μεγάλη περιεκτικότητα σε λιπαντικό έλαιο και χρήση σπειροειδούς συμπιεστή και εκτονωτή.

Επιπλέον το αναπτυχθέν ημι-εμπειρικό μοντέλο βασίζεται στο μοντέλο που προτάθηκε από τους Y.Galavatskaya et al. [52] για λειτουργία του εμβολοφόρου εκτονωτή σε λειτουργία με ατμό σε κλασικό κύκλο Rankine. Το μοντέλο αυτό με τη σειρά του βασίζεται στο ημι-εμπειρικό μοντέλο του Winandy [56] για ανοικτού τύπου παλινδρομικούς συμπιεστές, το οποίο έχει επίσης χρησιμοποιηθεί από τους V.Lemort et al. [1] για την μοντελοποίηση σπειροειδών εκτονωτών (Scroll expanders). Υπενθυμίζεται ότι ένα ημι-εμπειρικό μοντέλο αποτελείται από μια σειρά από παραμέτρους που απαιτούν ρύθμιση (calibration) με πειραματικά δεδομένα, έτσι ώστε να προσομοιώσει την λειτουργία της πραγματικής μηχανής.



Σχήμα 4.7. Θερμοδυναμικές διαδικασίες του ημι-εμπειρικού μοντέλου

Έτσι κατά τη διαδικασία της βαθμονόμησης, όπως παρουσιάζεται σε επόμενο κεφάλαιο, με πειραματικά δεδομένα που προέκυψαν από μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν στο Πανεπιστήμιο της



Φλωρεντίας στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού προγράμματος EXP-Heat[2] , διαπιστώθηκε η αδυναμία χειρισμού όλων των πειραματικών σημείων λειτουργίας με ένα σέτ παραμέτρων. Έγινε δηλαδή στα πρώτα στάδια των υπολογισμών, αντιληπτή η ανάγκη για διαχωρισμό των δεδομένων ανάλογα με την ποιότητα εισαγωγής του ρευστού στον εκτονωτή, και η δημιουργία κλαδωτών συναρτήσεων για τις τιμές ορισμένων παραμέτρων. Μάλιστα η διαδικασία της βαθμονόμησης πραγματοποιήθηκε κάνοντας χρήση γενετικών αλγορίθμων (GA) έτσι ώστε να ανευρεθεί η βέλτιστη τιμή κάθε παραμέτρου. Κατ' αυτό τον τρόπο προέκυψε το ημι-εμπειρικό μοντέλο που δύναται με ακρίβεια να περιγράψει την διαδικασία της εκτόνωσης διαφασικού οργανικού μέσου.

Το Σχήμα 4.7 απεικονίζει το διάγραμμα των θερμοδυναμικών διαδικασιών που αποτελούν το αναπτυχθέν μοντέλο.

Οι διαδικασίες είναι οι εξής:

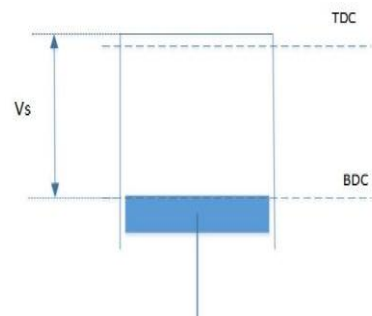
- I.  $su \rightarrow su1$  **Αδιαβατική πτώση πίεσης.** Κατά την φάση της εισαγωγής μια πτώση πίεσης λαμβάνει χώρα στους αγωγούς εισόδου και στις βαλβίδες.
- II.  $su1 \rightarrow su2$  **Ισοβαρής ψύξη.** Απώλειες θερμότητας μεταξύ του κελύφους της μηχανής που βρίσκεται σε χαμηλότερη θερμοκρασία από εκείνη της εισαγωγής του ρευστού.
- III.  $2 \rightarrow 3$  **Αδιαβατική ισεντροπική εκτόνωση.**
- IV.  $3 \rightarrow 4$  **Αδιαβατική εκτόνωση υπό σταθερό όγκο μηχανής.**
- V.  $5 \rightarrow 6 \rightarrow 1$  **Συμπίεση της παραμένουσας μάζας μετά την διαδικασία της αποτόνωσης.**
- VI.  $ex \rightarrow ex1$  **Αδιαβατική ανάμιξη της κύριας ροής με την διαρρέουσα.**
- VII.  $ex1 \rightarrow ex2$  **Ισοβαρής Θέρμανση/ Ψύξη** λόγω θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ του κελύφους του εκτονωτή και της θερμοκρασίας εξόδου του ψυκτικού.

Η διαδικασία εκτόνωσης έχει διαχωριστεί από τις υπόλοιπες θερμοδυναμικές διαδικασίες (πτώσεις πιέσεων, εσωτερικές διαρροές, θέρμανση/ψύξη), έτσι ώστε κάθε διαδικασία να αντιμετωπίζεται ξεχωριστά.

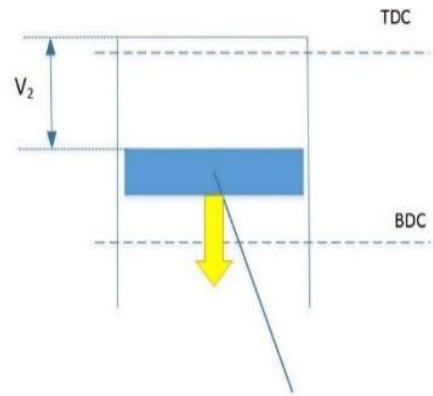
#### 4.2.1 Γεωμετρικές παράμετροι

Παρακάτω ορίζονται οι γεωμετρικές παράμετροι που χρησιμοποιούνται στο αναπτυχθέν μοντέλο:

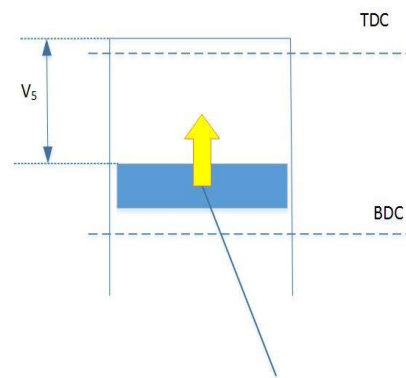
- Συνολικός όγκος  $V_s$ : ο συνολικός όγκος του κυλίνδρου όταν το έμβολο βρίσκεται στο Κάτω Νεκρό Σημείο (Bottom Dead Center). Για πολυκύλινδρη μηχανή αντιπροσωπεύει τον συνολικό όγκο της μηχανής.
- Όγκος σάρωσης  $V_H$ : ο όγκος που σαρώνεται από το έμβολο κατά την παλινδρομική του κίνηση. Για πολυκύλινδρη μηχανή αντιπροσωπεύει τον συνολικό όγκο σάρωσης της μηχανής.



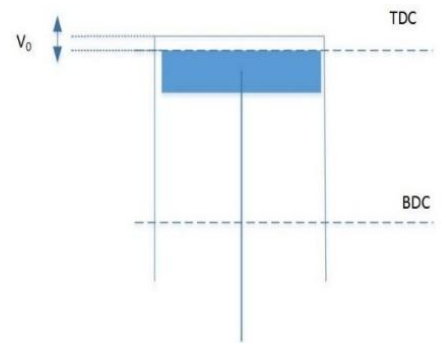
- Ο λόγος  $f_a = \frac{V_2}{V_s}$ : ως  $V_2$  ορίζεται ο όγκος του κυλίνδρου όταν οι βαλβίδες εισαγωγής κλείνουν και η εκτόνωση ξεκινά. Ο λόγος  $f_a$  είναι άμεσα συνδεδεμένος με την παροχή μάζας που εισέρχεται στον εκτονωτή. Όσο ο λόγος αυτός αυξάνεται οι βαλβίδες εισαγωγής παραμένουν για περισσότερη ώρα ανοικτές, έτσι ώστε να αυξάνεται η παροχή μάζας που εισέρχεται με αποτέλεσμα την αύξηση του έργου εισαγωγής και της παραγόμενης ροπής. Από την άλλη, οδηγεί σε μείωση του έργου εκτόνωσης καθώς μειώνεται η διαδρομή του εμβόλου. Το γεγονός αυτό οδηγεί σε χαμηλότερο ισηντροπικό βαθμό απόδοσης, αλλά λόγω της αυξημένης παροχής μάζας, παράγεται μεγαλύτερη ισχύς εξόδου. Συνολικά, αποτελεί μια σημαντική παράμετρο προς βελτιστοποίηση [61].



- Ο λόγος  $f_p = \frac{V_5}{V_s}$ , ως  $V_5$  ορίζεται ο όγκος του κυλίνδρου όταν οι βαλβίδες εξόδου κλείνουν. ο λόγος  $f_p$  θα πρέπει να είναι όσο δυνατόν μικρότερος έτσι ώστε να μειωθεί το ποσό της παραμένουσας μάζας μέσα στον κύλινδρο, η οποία συμπιέζεται προκαλώντας απώλειες έργου.



- Ο λόγος  $C = \frac{V_0}{V_s}$ , ως  $V_0$  ορίζεται ο νεκρός ή επιζήμιος όγκος, δηλαδή ο όγκος που μένει όταν το έμβολο βρίσκεται στο Άνω Νεκρό Σημείο. Ο αντίστροφος λόγος καλείται λόγος συμπίεσης μιας Μηχανής Εσωτερικής Καύσης ή σε αυτή την περίπτωση μας λόγος εκτόνωσης της μηχανής.



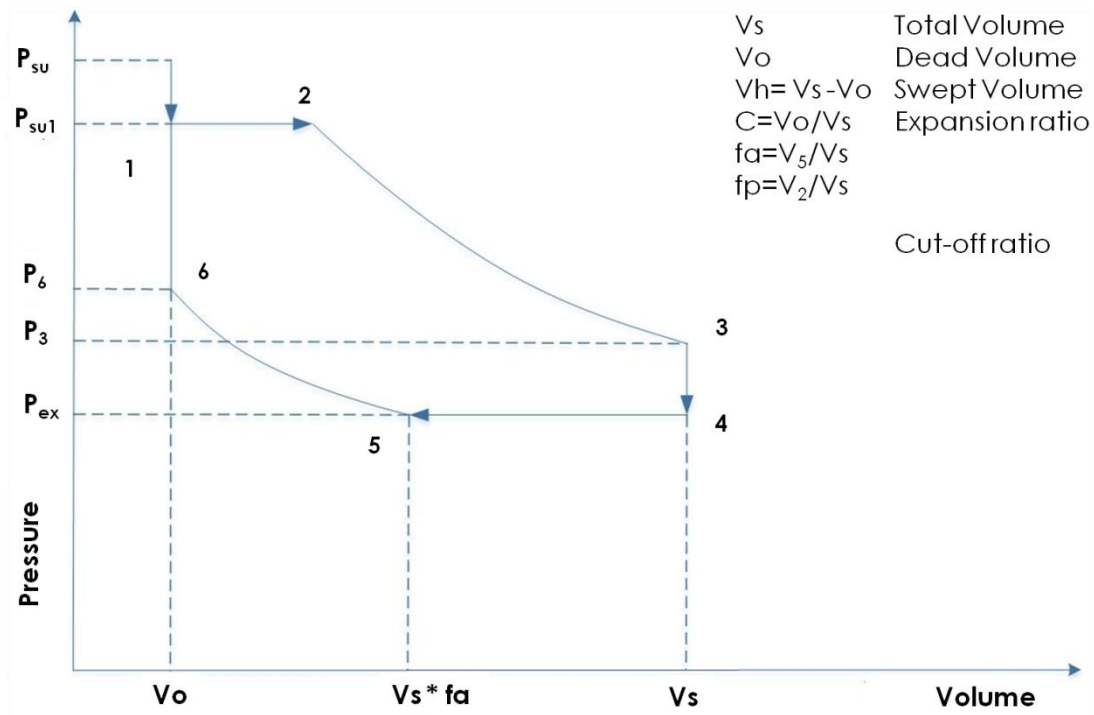
Συνήθως, αντί του λόγου  $f_a$ , χρησιμοποιείται ο λόγος αποκοπής χρησιμοποιείται, ο οποίος ορίζεται ως [62]:

$$\varphi = \frac{V_2 - V_0}{V_h} \quad 4.2-1$$

Οι βαλβίδες εξαγωγής και εισαγωγής συνήθως ανοίγουν στο ΚΝΣ και στο ΑΝΣ αντίστοιχα.

#### 4.2.2 Η διαδικασία της εκτόνωσης

Τα διάφορα στάδια του εργαζόμενου μέσου κατά την εκτόνωση παρουσιάζονται στο Σχήμα 4.8:



Σχήμα 4.8. Διάγραμμα P-V των εσωτερικών θερμοδυναμικών μεταβολών σε εμβολοφόρο εκτονωτή

Οι διαδικασίες που περιγράφονται στο Σχήμα 4.8 είναι οι εξής:

1→2 Η φάση της εκτόνωσης. Το ρευστό υψηλής πίεσης εισέρχεται στον κύλινδρο με σταθερή πίεση  $P_{su1}$ , καθώς το έμβολο κινείται προς το ΚΝΣ. Κατά τη διάρκεια αυτής της φάσης παράγεται έργο. Στο σημείο "cut-off" (2) κλείνουν οι βαλβίδες εισαγωγής.

2→3 Η διαδικασία της ισεντροπικής αδιαβατικής εκτόνωσης. Η φάση αυτή συνοδεύεται με πτώση πίεσης και παραγωγή έργου εκτόνωσης. Η πτώση πίεσης συνδέεται με την γεωμετρία της μηχανής (λόγος συμπίεσης, γωνία "cut-off")

3→4 Οι βαλβίδες εισαγωγής ανοίγουν καθώς το έμβολο φτάνει στο ΚΝΣ. Η πίεση του κυλίνδρου εξισώνεται με την πίεση της γραμμής εξόδου και το ρευστό ακαριαία εξέρχεται από τον κύλινδρο. Στο σημείο αυτό η πίεση εξόδου είναι χαμηλότερη της πίεσης εκτόνωσης και έτσι εμφανίζεται το φαινόμενο της "Υπό-εκτόνωσης". Η αντίθετη διαδικασία καλείται "Υπέρ-εκτόνωση". Ο γενικός κανόνας είναι πως ο λόγος εκτόνωσης της μηχανής δεν πρέπει να διαφέρει κατά πολύ του λόγου πιέσεων που επιβάλλεται από το σύστημα. Η ακαριαία αυτή φάση είναι παρόμοια με την 6→1 και ονομάζεται "θερμοδυναμική εξαγωγή-thermodynamic discharge"

4→5 Η φάση της εξαγωγής, όπου το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ και αναγκάζει το ρευστό να βγει από τον κύλινδρο.

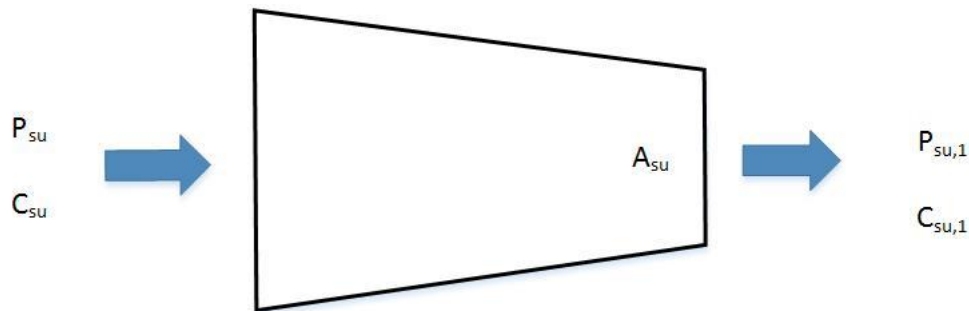
5→6 Η φάση της συμπίεσης της, παγιδευμένης στον κύλινδρο, μάζας αότου κλείσουν οι βαλβίδες εξαγωγής. Η διαδικασία αυτή έχει ως αποτέλεσμα απώλειες έργου και θα πρέπει να ελαχιστοποιείται. Ακόμα και αν οι βαλβίδες είναι τέλεια συγχρονισμένες υπάρχει ένα ποσό της μάζας που παραμένει παγιδευμένο στον κύλινδρο και συμπιέζεται.

6→1 Οι βαλβίδες εισαγωγής ανοίγουν, η πίεση αυξάνεται ακαριαία με την ταυτόχρονη είσοδο του ρευστού. Η φάση αυτή είναι παρόμοια με την 3→4 και καλείται "θερμοδυναμική εισαγωγή-thermodynamic admission "

### 4.2.3 Ανάλυση των συνιστωσών του μοντέλου

#### Αδιαβατική πτώση πίεσης (su →su1)

Οι πτώσεις πίεσης στην είσοδο μοντελοποιούνται με βάση την ισεντροπική ροή σε συγκλίνον ακροφύσιο Σχήμα 4.9 [1]. Ωστόσο η έννοια της ασυμπίεστης ροής δεν μπορεί να υποτεθεί σε αυτό το σημείο καθώς στην περιοχή αυτή λειτουργεί ακόμα και μικρές πτώσεις πίεσης μπορούν να μεταβάλλουν σημαντικά την πυκνότητα του ρευστού. Επιπλέον ο αριθμός Mach είναι αυξημένος άνω του 0,1 χωρίς να διαπιστώνεται "πάγωμα" της ροής.



Σχήμα 4.9. Μοντελοποίηση της πτώσης πίεσης κατά την εισαγωγή με ισεντροπική ροή σε συγκλίνον ακροφύσιο

Η διατομή  $A_{su}$  δεν έχει κάποια πραγματική σημασία αλλά είναι μια "ισοδύναμη" διατομή που προσομοιάζει κατάλληλα τις πτώσεις πίεσης στην συγκεκριμένη μηχανή. Η παράμετρος αυτή καθορίζεται από πειραματικά δεδομένα, κατά την διαδικασία του καλιμπραρίσματος του μοντέλου που θα παρουσιαστεί παρακάτω.

Η ταχύτητα του ρευστού στην είσοδο του εκτονωτή μπορεί να θεωρηθεί μηδενική ( $C_{su}=0$ ), οπότε έχουμε την περίπτωση ισεντροπικής ροής σε συγκλίνον ακροφύσιο από δοχείο αδρανείας πίεσης  $P_{su}$ . Εφαρμόζοντας τις εξισώσεις διατήρησης ενέργειας και ορμής για αδιαβατική ροή στο  $su \rightarrow su,1$ :

Εξίσωση διατήρησης ενέργειας για αδιαβατική ροή:

$$h_{su} + \frac{C_{su}^2}{2} = h_{su,1} + \frac{C_{su,1}^2}{2} \rightarrow h_{su} = h_{su,1} + \frac{C_{su,1}^2}{2} \quad 4.2-2$$

Επιπλέον ισχύει:

$$P_{su1} = P_{su} - \Delta p_{su} \quad 4.2-3$$

$$\dot{M} = \frac{\dot{V}_{su1}}{v_{su}} \quad 4.2-4$$

$$\dot{V}_{su1} = A_{su} \cdot c_{su} \quad 4.2-5$$

Για ένα ομογενές μίγμα, ο συνολικός ειδικός όγκος του μίγματος, εάν υποθεθεί πλήρης εισχώρηση της αέριας φάσης στην υγρή δίνεται από την εξίσωση [60]:

$$\dot{v}_{su} = x_l \cdot \dot{v}_l + x_g \cdot \dot{v}_g \quad 4.2-6$$

Οι 5 αυτές εξισώσεις επιλύονται αυτόματα από το λογισμικό EES [63]. Ο EES δεν επιλύει τις εξισώσεις με την σειρά που δίνονται, αλλά απαιτεί ίσο αριθμό εξισώσεων και μεταβλητών, δοσμένων από το χρήστη, έτσι ώστε να προχωρήσει σε επίλυση. Έτσι το πρόγραμμα ομαδοποιεί τις δοσμένες εξισώσεις και με επαναληπτικές μεθόδους τις επιλύει ανά ομάδα (block). Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες που χρησιμοποιούνται κατά την επίλυση ανακτώνται από μια βιβλιοθήκη τον Coolprop [64]. Ο Coolprop συνεργάζεται άμεσα με τον EES και οι θερμοδυναμικές ιδιότητες μπορούν να κληθούν μέσα στο πρόγραμμα σαν συναρτήσεις.

Η παροχή μάζας για διαφασική ροή δίνεται σύμφωνα με τον Chrisholm [65] για συμπιεστή ροή υγρών-αέριων μιγμάτων που διέρχεται από μια διατομή για δεδομένο δυναμικό πίεσης από την σχέση :

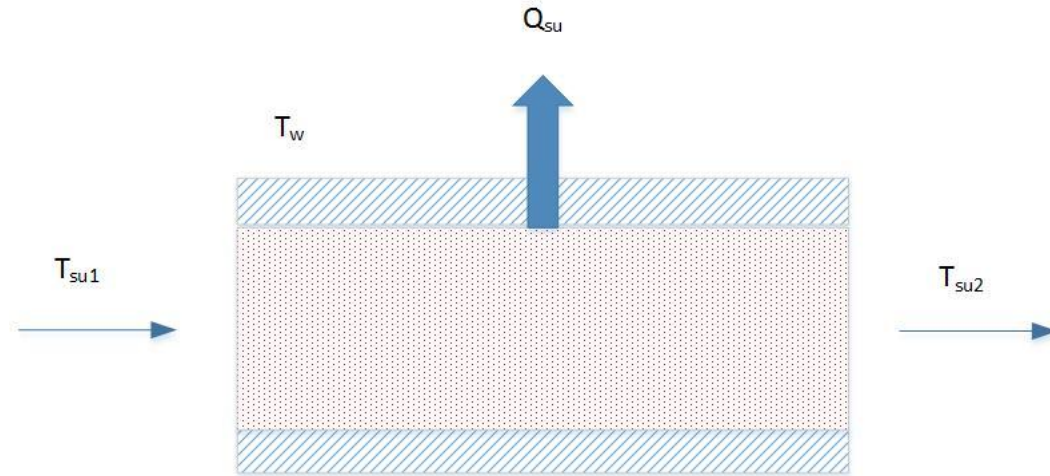
$$\dot{M} = C_d \cdot A_{su} \cdot \sqrt{\frac{2 \int_{P_{low}}^{P_{high}} v dP}{v_{low}^2 - \sigma v_{high}^2}} \quad 4.2-7$$

Ωστόσο με την υπόθεση της πλήρους εισχώρησης, δηλαδή αντιμετωπίζοντας τις δύο ροές σαν μία που κινείται με την ίδια ταχύτητα, η παραπάνω εξίσωση απλοποιείται και συνδυάζοντας τις εξισώσεις (4.2-2)(4.2-3)(4.2-4)(4.2-5)(4.2-6) προκύπτει η γνωστή σχέση για την ισεντροπική ροή:

$$\dot{M} = \rho_{su} \cdot A_{su} \cdot C_{su1} \quad 4.2-8$$

### **Ισοβαρής ψύξη (su,1→su,2)**

Λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του εκτονωτή σε σχέση με το διερχόμενο ρευστό, πραγματοποιείται μεταφορά θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο κέλυφος της μηχανής όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.10.



Σχήμα 4.10. Μοντελοποίηση της συναλλαγής θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο στα τοιχώματα του εκτονωτή.

Ως  $T_w$  ορίζεται η κοινή θερμοκρασία των τοιχωμάτων του εκτονωτή στο παραπάνω σχήμα, και η ροή της θερμότητας μπορεί να υπολογιστεί από τις εξής εξισώσεις:

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_{su2} - T_{su1}) \quad 4.2-9$$

$$\dot{Q}_{su} = \varepsilon_{su} \cdot \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_w - T_{su1}) \quad 4.2-10$$

Σύμφωνα με την μέθοδο NTU :

$$\varepsilon_{su} = 1 - e^{-\frac{AU_{su}}{\dot{M} \cdot C_p}} \quad 4.2-11$$

Ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας  $AU_{su}$  (W/K) διαφέρει ανάλογα με την παροχή μάζας που διέρχεται. Για το λόγο αυτό ορίζεται μια ονομαστική παροχή μάζας  $\dot{M}_n$  και αντίστοιχα ένας ονομαστικός συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας  $AU_{su_n}$  (W/K). Έτσι ο παράγοντας  $AU_{su}$  δίδεται από την εξίσωση:

$$AU_{su} = AU_{su_n} \cdot \left( \frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0,8} \quad 4.2-12$$

Η τιμή της ονομαστικής παροχής μάζας δεν έχει κάποια ιδιαίτερη φυσική σημασία. Επιλέγεται αυθαίρετα και συνήθως λαμβάνει τιμές αντίστοιχες της αναμενόμενης παροχής μάζας (στην συγκεκριμένη περίπτωση 0.12 kg/s). Η τιμή του  $AU_{su_n}$  καθορίζεται από την διαδικασία του καλιμπραρίσματος που

ακολουθεί. Η εξίσωση (4.2-12) δικαιολογείται κατά την αναλογία Reynolds για τυρβώδη ροή σε σωλήνα, υποθέτοντας ότι οι ιδιότητες του ρευστού παραμένουν σταθερές [58]. Οι υπόλοιπες θερμοδυναμικές ιδιότητες του ψυκτικού μέσου ανακτώνται, υποθέτοντας πως η πίεση διατηρείται σταθερή μεταξύ των δύο αυτών σημείων.

### Εσωτερικές διαρροές

Σε κάθε εκτονωτή θετικής εκτόπισης, τα διάκενα μεταξύ των εργαζόμενων μερών επιτρέπουν την διαφυγή μάζας υψηλής πίεσης προς τους θαλάμους χαμηλής πίεσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μείωση της απόδοσης της μηχανής λόγω της εξεργετικής καταστροφής που συνδέεται με την ροή αυτή. Έτσι οι απώλειες λόγω διαρροών σχετίζονται άμεσα με το διάκενο ανάμεσα στο έμβολο και στον κύλινδρο καθώς και στη σύνθεση του διφασικού μίγματος που εισέρχεται από τον εκτονωτή. Επιπλέον πολύ σημαντικό παράγοντα αποτελεί και η ταχύτητα με την οποία περιστρέφεται ο εκτονωτής όπως φαίνεται και από τα αποτελέσματα (Σχήμα 6.7.). Αξίζει να σημειωθεί σε αυτό το σημείο πως η απώλειες της παροχής είναι ένα μέγεθος που είναι αδύνατο να μετρηθεί πειραματικά. Έτσι παρουσιάζεται παρακάτω μια μέθοδος εκτίμησης των απωλειών αυτών με ικανοποιητική ακρίβεια.

Οι εσωτερικές διαρροές μάζας υπολογίζονται κατά τον τρόπο παρόμοιο με αυτόν που προτάθηκε από τους Huagen et. al. [59] για διφασική ροή, υποθέτοντας ισεντροπική αδιαβατική ροή σε συγκλίνον ακροφύσιο (Halm, 1997). Η παροχή της διαρρέουσας αέριας μάζας δίνεται από την εξίσωση [60]:

$$\dot{m}_g = \alpha \cdot A_{leak} \cdot C_g / v_g \quad 4.2-13$$

Και την παροχή της υγρής διαρρέουσας μάζας να υπολογίζεται ως:

$$\dot{m}_l = (1 - \alpha) \cdot A_{leak} \cdot C_g / K \cdot v_l \quad 4.2-14$$

Το κλάσμα κενού του ψυκτικού μέσου  $\alpha$  ορίζεται ως :

$$\alpha = \frac{x_g \cdot v_g}{x_l \cdot v_l + x_g \cdot v_g} \quad 4.2-15$$

Ως  $K$  ορίζεται ο λόγος ολίσθησης

$$K = 0,4 + 0,6 \left( \frac{v_g}{v_l} + 0,4 \frac{x_l}{1 - x_l} \right)^{1/2} \left( 1 + 0,4 \frac{x_l}{1 - x_l} \right)^{1/2} \quad 4.2-16$$

Για την περίπτωση ωστόσο της πλήρους εισχώρησης χρησιμοποιείται η εξίσωση για τον ειδικό όγκο μίγματος όπως δόθηκε παραπάνω.

$$\dot{M}_{leak} = \rho_{thr} \cdot A_{leak} \cdot \sqrt{2 \cdot (h_{su2} - h_{ex})} \quad 4.2-17$$

Η διατομή  $A_{leak}$  αποτελεί ένα ισοδύναμο λογικό μέγεθος ικανό να περιγράψει την επιφάνεια των διακένων από τα οποία προκύπτει η διαφυγή μέρους της παροχής μάζας.

Αρχικά χρησιμοποιήθηκε επίσης ένα μοντέλο ασυμπίεστης ροής διάμεσου ενός συγκλίνοντος ακροφυσίου, όπως προτάθηκε από άλλους ερευνητές [1] για εκτονωτές που λειτουργούν με ατμό, ωστόσο κρίθηκε ως ακατάλληλο να προσομοιάσει επαρκώς τη ροή σε υγρή ή διφασική περιοχή του ψυκτικού μέσου.

### Παροχή μάζας

Η παροχή μάζας που διαχειρίζεται ο εκτονωτής εξαρτάται από τον όγκο σάρωσης του και τον επιζήμιο όγκο και δίνεται από την εξίσωση:

$$\dot{M}_{in} = \frac{N_{exp}}{60} \cdot \left( \frac{fa \cdot V_s}{v_{su2}} - \frac{V_0}{v_6} \right) \quad 4.2-18$$

Όπου  $v_6$ , είναι ο ειδικός όγκος του ρευστού που παραμένει στους κυλίνδρους μετά την συμπίεση του (Σχήμα 4.8, Σημείο 6).

Η συνολική παροχή μάζας που διέρχεται από τον εκτονωτή ισούται με την παροχή που διαχειρίζεται ο εκτονωτής ( $\dot{M}_{in}$ ) επαυξημένη με τις εσωτερικές διαρροές:

$$\dot{M} = \dot{M}_{in} + \dot{M}_{leak} \quad 4.2-19$$

### Παραγόμενο Έργο

Το έμβολο παράγει ή καταναλώνει έργο κάθε φορά που κινείται και προκαλείται μια ογκομεταβολή ( $\Delta V$ ). Το συνολικό έργο αποτελείται από τους παρακάτω παράγοντες:

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_{adm} + \dot{W}_{exp} - \dot{W}_{ex} - \dot{W}_{com} \quad 4.2-20$$

Το έργο της εισαγωγής ( $\dot{W}_{adm}$ ) αναφέρεται στο έργο που παράγεται κατά την διαδικασία της αναρρόφησης του ρευστού σε υψηλή πίεση μέσα στους κυλίνδρους. Αντιστοιχεί στην μεταβολή  $1 \rightarrow 2$  του διαγράμματος που παρουσιάστηκε (Σχήμα 4.8). Το έργο παράγεται υπό σταθερή πίεση και υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{W}_{adm} = P_{su2} \cdot V_s \cdot (fa - C) \cdot \frac{N_{exp}}{60} \quad 4.2-21$$

Όπου  $V_s \cdot (fa - C)$ , είναι η ογκομεταβολή που πραγματοποιείται στον κύλινδρο κατά την διαδικασία της αναρρόφησης (από τη στιγμή που ανοίγουν και έως ότου να κλείσουν οι βαλβίδες εισαγωγής).



Το έργο εκτόνωσης ( $\dot{W}_{exp}$ ) αναφέρεται στο παραγόμενο έργο κατά τη διαδικασία της ισεντροπική εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου. Αντιστοιχεί στην διαδικασία  $2 \rightarrow 3$  από το παραπάνω διάγραμμα. Κατά τα γνωστά [66], για την αδιαβατική ισεντροπική μεταβολή για κλειστό θερμοδυναμικό σύστημα έχουμε:

$$dU = dQ + dW \xrightarrow{dQ=0} dW = dU \quad 4.2-22$$

$$H = U + P \cdot V \quad 4.2-23$$

$$\Delta W = \Delta U = \Delta H - \Delta(P \cdot V) \quad 4.2-24$$

$$w_{ex} = h_2 - h_3 - (P_2 \cdot v_2 - P_3 \cdot v_3) \quad 4.2-25$$

$$w_{ex} = h_{su2} - P_{su2} \cdot v_{su2} - h_{ad} + P_{ad} \cdot v_{ad} \quad 4.2-26$$

$$\dot{W}_{ex} = w_{ex} \cdot \dot{M}_{in} \quad 4.2-27$$

Οι μεταβλητές μετά την αδιαβατική εκτόνωση (Σχήμα 4.8, σημείο 3) σημειώνονται με τον δείκτη ad. Ο ειδικός όγκος μετά την εκτόνωση συσχετίζεται με εκείνον πριν την εκτόνωση (Σχήμα 4.8, σημείο 2) μέσω της σχέσης:

$$f_a = \frac{v_{su2}}{v_{ad}} \quad 4.2-28$$

Η πίεση καθώς και η ενθαλπία στο σημείο 3 υπολογίζονται ως:

$$P_{ad} = Pressure(v = v_{ad}, s = s_{su2}) \quad 4.2-29$$

$$h_{ad} = Enthalpy(v = v_{ad}, s = s_{su2}) \quad 4.2-30$$

Το έργο ογκομεταβολής ( $\dot{W}_{dis}$ ) είναι το έργο δαπανάται για να εξαχθεί το ρευστό από τον κύλινδρο. Αντιστοιχεί στην μεταβολή  $4 \rightarrow 5$ , και όπως στην  $1 \rightarrow 2$  είναι έργο παραγόμενο υπό σταθερή πίεση, ίση με την πίεση της γραμμής εξόδου που καθορίζεται από τον συμπιεστή:

$$\dot{W}_{dis} = P_{ex2} \cdot V_s \cdot (1 - fp) \cdot \frac{N_{exp}}{60} \quad 4.2-31$$

Όπου  $V_s \cdot (fa - C)$  είναι η μεταβολή του όγκου του κυλίνδρου κατά την διαδικασία της εκκένωσης (discharge), από την στιγμή που ανοίγουν μέχρις ότου κλείσουν οι βαλβίδες εξαγωγής.

Το έργο συμπίεσης ( $\dot{W}_{com}$ ) αναφέρεται στο έργο που δαπανάται κατά την αδιαβατική και ισεντροπική συμπίεση της εναπομένουσας παγιδευμένης μάζας εντός του κυλίνδρου, αφού κλείσουν οι βαλβίδες εξόδου. Αντιστοιχεί στην μεταβολή 5→6 του διαγράμματος.

Το ειδικό έργο συμπίεσης δίνεται από τη σχέση:

$$w_{com} = h_6 - P_6 \cdot v_6 - h_5 + P_5 \cdot v_5 \quad 4.2-32$$

Η ειδική ενθαλπία στο σημείο 5 ( $h_5$ ) ισούται με την ειδική ενθαλπία στην έξοδο του εκτονωτή  $h_{ex}$ . Η τελευταία μπορεί να βρεθεί από τον ισολογισμό του ανοικτού συστήματος:

$$\dot{W}_{adm} + \dot{W}_{exp} + \dot{W}_{dis} = \dot{M}_{in} \cdot (h_{su2} - h_{ex}) \quad 4.2-33$$

Η πίεση στο σημείο 5 ( $P_5$ ) ισούται με την πίεση εξόδου  $P_{ex}$ , ενώ ο ειδικός όγκος μπορεί να ανακτηθεί από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστού, καθώς είναι γνωστές η πίεση  $P_5$  και η ενθαλπία  $h_{ex}$ . Ο ειδικός όγκος  $v_6$  είναι συνάρτηση του ειδικού όγκου  $v_5$  και συνδέεται με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κυλίνδρου ως εξής:

$$v_6 = v_5 \cdot \frac{C}{f_p} \quad 4.2-34$$

Η πίεση και η ενθαλπία του ρευστού στο σημείο 6 υπολογίζονται ως:

$$P_6 = \text{Pressure}(v = v_6, s = s_5) \quad 4.2-35$$

$$h_6 = \text{enthalpy}(v = v_6, s = s_5) \quad 4.2-36$$

Έτσι μπορεί να υπολογιστεί το ειδικό έργο. Η ισχύς δίνεται πολλαπλασιάζοντας, το ειδικό έργο με την παροχή της παγιδευμένης μάζας στον κύλινδρο, η οποία δίνεται από τον τύπο:

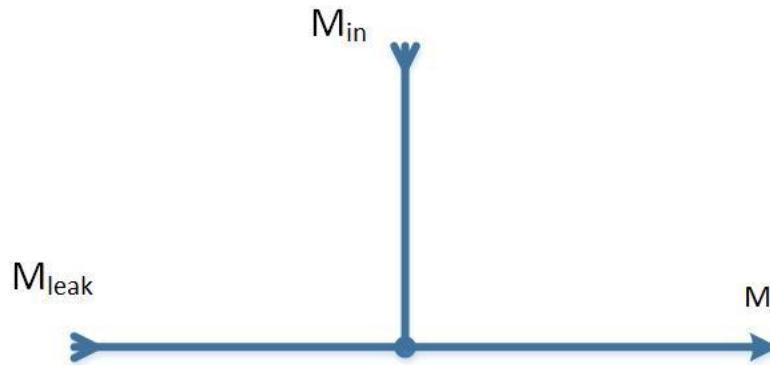
$$\dot{M}_0 = \frac{V_0}{v_6} \cdot \frac{N_{exp}}{60} \quad 4.2-37$$

Τελικά :

$$\dot{W}_{com} = w_{com} \cdot \dot{M}_0 \quad 4.2-38$$

### Αδιαβατική ανάμιξη κύριας και διαρρέουσας παροχής μάζας (ex→ex,1)

Η διαρρέουσα παροχή μάζας ( $\dot{M}_{leak}$ ) αφού προσπεράσει την φάση της εκτόνωσης αναμιγνύεται αδιαβατικά με την κύρια παροχή ( $\dot{M}_{in}$ ) που επεξεργάζεται ο εκτονωτής. Η διαδικασία αυτή απεικονίζεται στο Σχήμα 4.11.



Σχήμα 4.11. Μοντελοποίηση της αδιαβατικής ανάμιξης των ρευμάτων της κύριας και της διαρρέουσας μάζας.

Η σχέση που περιγράφει την αδιαβατική ανάμιξη είναι η ακόλουθη:

$$\dot{M}_{in} \cdot h_{ex} + \dot{M}_{leak} \cdot h_{su2} = \dot{M} \cdot h_{ex1} \quad 4.2-39$$

Η πίεση παραμένει σταθερή κατά την φάση της ανάμιξης και έτσι γνωρίζοντας την ειδική ενθαλπία  $h_{ex,1}$  και την πίεση  $P_{ex}=P_{ex,1}$  τα λοιπά θερμοδυναμικά μεγέθη μπορούν να υπολογιστούν:

$$s_{ex,1} = \text{entropy}(P = P_{ex}, H = h_{ex,1}) \quad 4.2-40$$

$$v_{ex,1} = \text{volume}(P = P_{ex}, H = h_{ex,1}) \quad 4.2-41$$

$$T_{ex,1} = \text{temperature}(P = P_{ex}, H = h_{ex,1}) \quad 4.2-42$$

### Ισοβαρής Θέρμανση/ Ψύξη (ex,1→ex,2)

Το ψυκτικό μέσο στην έξοδο του εκτονωτή αναμένεται να είναι σε χαμηλότερη θερμοκρασία από το κέλυφος του εκτονωτή και έτσι έχουμε ροή θερμότητας από τα τοιχώματα στο ρευστό (Σχήμα 4.12).

Η ροή θερμότητας υπολογίζεται ως εξής [1]:

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_{ex2} - T_{ex1}) \quad 4.2-43$$

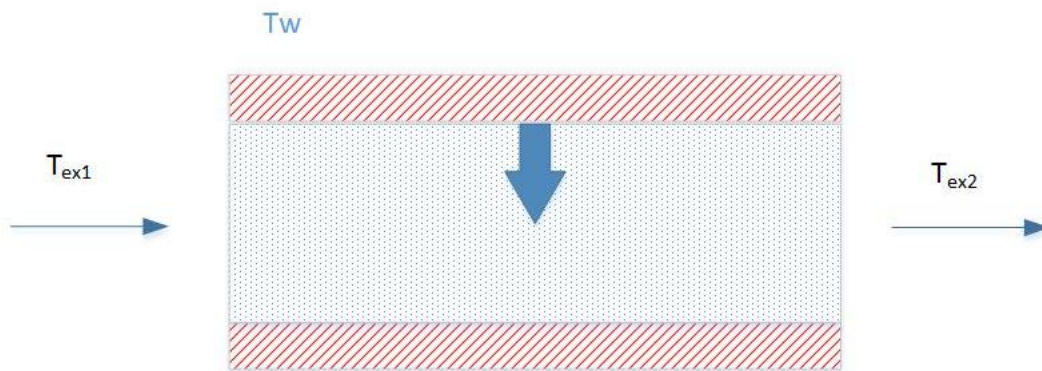
$$\dot{Q}_{ex} = \varepsilon_{ex} \cdot \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_w - T_{ex1}) \quad 4.2-44$$

$$\varepsilon_{ex} = 1 - e^{-\frac{AU_{ex}}{\dot{M} \cdot C_p}} \quad 4.2-45$$

Όπως και κατά την διαδικασία της ψύξης κατά την εισαγωγή ( $su1 \rightarrow su2$ ), ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας  $AU_{su}$  (W/K) θα πρέπει να διαφέρει ανάλογα με την παροχή της μάζας. Γι αυτό το λόγο καθορίζονται η ονομαστική παροχή μάζας  $\dot{M}_n$  καθώς και ο ονομαστικός συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας  $AU_{exn}$ . Έπειτα ο παράγοντας  $AU_{ex}$  δίνεται από τη σχέση:

$$AU_{ex} = AU_{exn} \cdot \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n}\right)^{0,8} \quad 4.2-46$$

Υπενθυμίζεται ότι, η τιμή της ονομαστικής παροχής μάζας  $\dot{M}_n$  δεν έχει κάποια φυσική σημασία. Επιλέγεται αυθαίρετα, και συνήθως έχει τιμή κοντά στην τιμή της παροχής που αναμένεται (στην περίπτωση αυτή 0.12 kg/s). Η τιμή του  $AU_{exn}$  καθορίζεται από την διαδικασία καλιμπραρίσματος του μοντέλου. Η εξίσωση (4.2-46) δικαιολογείται κατά την αναλογία Reynolds για τυρβώδη ροή σε σωλήνα, υποθέτοντας ότι οι ιδιότητες του ρευστού παραμένουν σταθερές [58]. Οι υπόλοιπες θερμοδυναμικές ιδιότητες του ψυκτικού μέσου ανακτώνται, υποθέτοντας πως η πίεση διατηρείται σταθερή μεταξύ των δύο αυτών σημείων.



Σχήμα 4.12. Μοντελοποίηση της ροής θερμότητας από το κέλυφος του εκτονωτή στο εργαζόμενο μέσο

### Απώλειες τριβών

Όπως εκφράζεται από τη σχέση (4.1-43), το παραγόμενο έργο από τον εκτονωτή  $\dot{W}_{in}$  δεν αποδίδεται πλήρως στον άξονα εξαιτίας των μηχανικών απωλειών ( $\dot{W}_{loss}$ ). Οι απώλειες αυτές προκαλούνται κυρίως από μηχανικές τριβές στον κινηματικό μηχανισμό, μεταξύ των ελατηρίων και του χιτωνίου καθώς και στα ρουλεμάν του άξονα.

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} \quad 4.2-47$$

Οι απώλειες τριβών της μηχανής διακρίνονται σε [67]:

- απώλειες που σχετίζονται με το φορτίο εντός κυλίνδρου (πίεση κυλίνδρου).
- απώλειες που σχετίζονται με την ταχύτητα του εμβόλου

Για τον υπολογισμό της μέσης πίεσης τριβών, ο κ. Ρακόπουλος [67] προτείνει τη χρήση της σχέσης του Ulmann, που αποτελεί εμπειρικό συσχετισμό, ώστε να εκφραστεί το έργο των τριβών σε μια δίχρονη εμβολοφόρο Μ.Ε.Κ. Κατά αντιστοιχία η σχέση αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για έναν παλινδρομικό εκτονωτή.

$$\bar{p}_{fr_{2-x}} = 0,415 + 0,045 * \bar{c}_\varepsilon + (0,3 - 0,02 * \bar{c}_\varepsilon) * \frac{\bar{p}_i}{10} \quad 4.2-48$$

Όπου  $\bar{c}_\varepsilon$  είναι η μέση ταχύτητα εμβόλου:

$$\bar{c}_\varepsilon = \frac{2 * N_{exp} * S}{60} \quad 4.2-49$$

S : η διανυόμενη απόσταση από το έμβολο

και  $\bar{p}_i$  η μέση ενδεικνύμενη πίεση του κυλίνδρου:

$$\bar{p}_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{V}_h} \quad 4.2-50$$

Η τελευταία μεταβλητή αντιπροσωπεύει την συγκέντρωση ισχύος σε μια μηχανή. Όσο αυξάνεται η μέση ενδεικνύμενη πίεση, τόσο αυξάνεται το παραγόμενο ανά κύκλο έργο. Η εξίσωση (4.2-48) είναι αποτέλεσμα παρεμβολής πειραματικών δεδομένων και έτσι δεν είναι δυνατόν να προσαρμοστούν οι παράμετροι του στο παρόν μοντέλο. Ωστόσο δίνει μια ένδειξη της επίδρασης της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης στις απώλειες λόγω τριβών.

Ένα άλλο ημι-εμπειρικό μοντέλο προτείνει ο E.Winandy [56], έτσι ώστε να περιγραφούν οι απώλειες λόγω τριβών ενός συμπίεστη θετικής εκτόπισης:

$$\dot{W}_{loss} = a * \dot{W}_{in} + \dot{W}_{loss0} * \left(\frac{N}{N_0}\right)^2 \quad 4.2-51$$

Οι παράμετροι a και  $\dot{W}_{loss0}$  πρέπει να αναγνωριστούν υπολογιστικά, έτσι ώστε να είναι σε θέση η παραπάνω σχέση να περιγράφει τις απώλειες τριβών του εν λόγω εκτονωτή. Μολονότι η εξίσωση (4.2-51) αναφέρεται σε συμπίεστη δεν αναμένεται να παρατηρηθούν σημαντικές διαφοροποιήσεις για τον εκτονωτή, καθότι ο κινηματικός μηχανισμός είναι ο ίδιος. Η εξίσωση αποτελείται από δύο παράγοντες: ο πρώτος αφορά το φορτίο του εκτονωτή. Αυξημένο φορτίο ( $\dot{W}_{in}$ ), συνεπάγεται αυξημένη παροχή μάζας. Καθώς η παροχή όγκου εξαρτάται αποκλειστικά από την ταχύτητα περιστροφής, αυξημένη παροχή μάζας συνεπάγεται αυξημένη πυκνότητα εισόδου και άρα υψηλότερη πίεση εισαγωγής. Ως αποτέλεσμα, το φορτίο ( $\dot{W}_{in}$ ) προκαλεί απώλειες τριβών λόγω μεγάλης μέσης ενδεικνύμενης πίεσης όπως φαίνεται στην εξίσωση (4.2-48).

### Ισολογισμός Θερμότητας

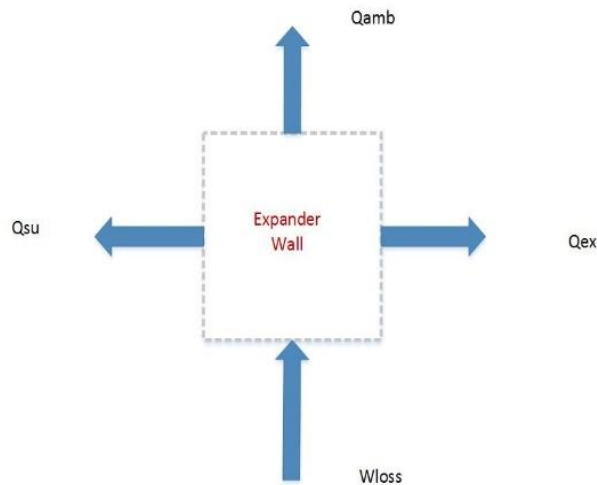
Έχει υποτεθεί μια ενιαία θερμοκρασία  $T_w$ , η οποία επικρατεί στο κέλυφος της μηχανής, με σκοπό να περιγράψει τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του κελύφους και του ρευστού. Η θερμοκρασία αυτή μπορεί να βρεθεί από το θερμικό ισοζύγιο του εκτονωτή σε μόνιμη κατάσταση λειτουργίας. Οι απώλειες θερμότητας του εκτονωτή με το περιβάλλον περιγράφονται εισάγοντας έναν συνολικό συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας  $AU_{amb}$  (W/K):

$$\dot{M}_{in} \cdot h_{ex} + \dot{M}_{leak} \cdot h_{su2} = \dot{M} \cdot h_{ex1} \quad 4.2-52$$

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} \cdot (T_w - T_{amb}) \quad 4.2-53$$

Όπου  $T_{amb}$  είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος και  $AU_{amb}$  (W/K) είναι ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας, μια μεταβλητή προς αναγνώριση κατά τη διαδικασία του καλιμπραρίσματος. Λαμβάνοντας υπ όψιν πως, οι απώλειες τριβών του κινηματικού μηχανισμού μετατρέπονται σε θερμότητα που εκλύεται στη μηχανή, ο συνολικός θερμικός ισολογισμός (Σχήμα 4.13) στον εκτονωτή εκφράζεται ως εξής:

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad 4.2-54$$



Σχήμα 4.13. Συνολικός θερμικός ισολογισμός στον εκτονωτή.

Από τον ισολογισμό προκύπτει πως η ενιαία θερμοκρασία του κελύφους του εκτονωτή καθορίζεται από τις απώλειες τριβών, την μεταφορά θερμότητας μεταξύ των τοιχωμάτων του εκτονωτή και του ρευστού καθώς και μεταξύ του εκτονωτή και του περιβάλλοντος. Η εξίσωση αυτή επιλύεται αριθμητικά, έτσι ώστε να βρεθεί η τιμή του  $T_w$ .

Η φορά των ροών θερμότητας  $\dot{Q}_{amb}$ ,  $\dot{Q}_{ex}$ ,  $\dot{Q}_{su}$  που παρουσιάζονται στο παραπάνω σχήμα είναι συμβατική κατά αντιστοιχία με την εξίσωση (4.2-54). Στην πραγματικότητα το ισοζύγιο είναι το αλγεβρικό άθροισμα και το πρόσημο κάθε παράγοντα καθορίζεται με αυτό τον τρόπο.

### Βαθμός απόδοσης του εκτονωτή

Ένα από τα σημαντικότερα μεγέθη που σχετίζονται με την απόδοση του εκτονωτή είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, ο οποίος ορίζεται ως [55]:

$$\eta_{is} = \frac{W_{sh}}{\dot{M} \cdot (h_{su} - h_{ex_{is}})} \quad 4.2-55$$

Όπου  $h_{ex_{is}}$  είναι η ενθαλπία, εάν η εκτόνωση ήταν ιδανικά ισεντροπική έως την πίεση  $P_{ex}$ :

$$h_{ex_{is}} = \text{enthalpy}(P = P_{ex}, S = s_{su}) \quad 4.2-56$$

Ο βαθμός πλήρωσης εκφράζει ένα σχετικό μέγεθος που αφορά τις εσωτερικές διαρροές μάζας του εκτονωτή και τις αντίστοιχες απώλειες ισχύος:

$$\zeta = \frac{\dot{M} \cdot v_{su}}{N_{exp} \cdot (V_s \cdot f_a - V_0)} \quad 4.2-57$$

Όπου  $V_s, V_0$  είναι αντίστοιχα ο συνολικός όγκος σάρωσης και ο επιζήμιος όγκος του κυλίνδρου του εκτονωτή. Ο βαθμός πλήρωσης αντιπροσωπεύει την παροχή όγκου που διέρχεται από τον εκτονωτή προς τη θεωρητική παροχή όγκου που μπορεί να διαχειριστεί ο εκτονωτής βάσει του όγκου σάρωσης που διαθέτει.

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή ορίζεται ως:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{in}} \quad 4.2-58$$

#### 4.2.4 Καθορισμός παραμέτρων του μοντέλου

Το μοντέλο που παρουσιάστηκε βασίζεται σε μια σειρά από παραμέτρους που περιγράφουν διαφορετικές διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα μέσα στον εκτονωτή. Για να μπορέσει το μοντέλο αυτό να προσομοιάσει την λειτουργία του πραγματικού εκτονωτή, οι τιμές αυτών των παραμέτρων πρέπει να καθοριστούν. Η εύρεση αυτών των παραμέτρων αποτελεί την διαδικασία της βαθμονόμησης- "calibration" ενός ημι-εμπειρικού μοντέλου: πειραματικά δεδομένα χρησιμοποιούνται έτσι ώστε να ρυθμιστεί το μοντέλο σύμφωνα με την πραγματική λειτουργία της μηχανής.

Οι παράμετροι του μοντέλου που πρέπει να καθοριστούν είναι:

- ✓  $V_H(m^3)$
- ✓  $f_a$
- ✓  $f_p$
- ✓  $C$
- ✓  $A_{su}(m^2)$
- ✓  $AU_{su}(\frac{W}{K})$
- ✓  $AU_{ex}(\frac{W}{K})$
- ✓  $AU_{amb}(\frac{W}{K})$
- ✓  $A_{leak}(m^2)$
- ✓  $W_{loss}(W)$

Οι πρώτες τέσσερις παράμετροι σχετίζονται με τη γεωμετρία της μηχανής και καλούνται κατασκευαστικές παράμετροι (built-in parameters) του εκτονωτή και μπορούν να αναγνωριστούν εύκολα για κάθε μια μηχανή.



#### 4.2.5 Τυπικές παράμετροι για την μοντελοποίηση ενός εμβολοφόρου εκτονωτή

Για να αναγνωριστούν οι τελικές τιμές των παραμέτρων του μοντέλου θα είναι σημαντικό να υπάρχουν κάποιες αρχικές τιμές για να τρέξει το πρόγραμμα της βελτιστοποίησης. Στη βιβλιογραφία δεν υπάρχουν δεδομένα, που να σχετίζονται με τη λειτουργία ενός εκτονωτή με υγρό ή διφασικό οργανικό ψυκτικό μέσο. Έτσι χρησιμοποιήθηκαν τυπικές τιμές (Πίνακας 4.1 ) αυτών των παραμέτρων από το V.Lemort [30] που περιγράφουν τη λειτουργία ενός εκτονωτή με ατμό οργανικού ρευστού . Με αυτές εκκινεί η διαδικασία βαθμονόμησης που περιγράφεται στο επόμενο κεφάλαιο.

Πίνακας 4.1. Τυπικές τιμές των παραμέτρων του μοντέλου για εμβολοφόρο εκτονωτή και οργανικό μέσο σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού

Parameter	Value
$V_H(\text{cm}^3)$	22
$f_a=1/r_v$	0.135
$f_p$	0.096
C	0.072
$A_{\text{leak}}(\text{mm}^2)$	1.0
$A_{\text{su}}(\text{mm}^2)$	6.011
$\dot{W}_{\text{loss}}$	$0,836 \cdot N_{\text{exp}}^{1,118}$
$AU_{\text{su}_n}(\text{W/K})$	20
$AU_{\text{ex}_n}(\text{W/K})$	45
$AU_{\text{amb}}(\text{W/K})$	3.5
$\dot{M}_n(\text{kg/s})$	0.1

## 5. Βαθμονόμηση (calibration) του πρότυπου μοντέλου εμβολοφόρου εκτονωτή

Όπως παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, πραγματοποιήθηκε μια περιγραφή και προσομοίωση της λειτουργίας και των μεταβολών που πραγματοποιούνται σε έναν εμβολοφόρο εκτονωτή θετικής εκτόπισης, όταν σε αυτόν εισέρχεται οργανικό μέσο σε υγρή ή διφασική κατάσταση. Ωστόσο, η ακρίβεια που επιτυγχάνεται με την χρήση ενός τέτοιου ημι-εμπειρικού μοντέλου θα πρέπει να επιβεβαιωθεί. Προέκυψε λοιπόν η επιτακτική ανάγκη, αρχικά να γίνει η βαθμονόμηση του μοντέλου ώστε να καθοριστούν οι τιμές των παραμέτρων που περιγράφουν τις επιμέρους μεταβολές που υποθέτονται εντός της μοντελοποίησης. Θα πρέπει να γίνει δηλαδή, μια σύγκριση με πειραματικά δεδομένα ώστε να ευρεθούν οι τιμές αυτές. Το επόμενο βήμα, είναι η αξιολόγηση της απόδοσης του μοντέλου μέσω της σύγκρισης των τιμών που αποτελούν εξόδους του μοντέλου και αυτών που μετρήθηκαν κατά την πειραματική διαδικασία.

Έτσι στην παρούσα μελέτη χρησιμοποιήθηκαν τιμές από πειραματικές μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν στο Πανεπιστήμιο της Φλωρεντίας στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού προγράμματος "EXP-Heat" [2]. Οι μετρήσεις έγιναν σε έναν 9-κύλινδρο εμβολοφόρο εκτονωτή ο οποίος τοποθετήθηκε σε ένα κύκλωμα αντλίας θερμότητας. Σκοπός του προγράμματος είναι ο προσδιορισμός του ενεργειακού δυναμικού που μπορεί να ανακτηθεί αντικαθιστώντας την στραγγαλιστική βαλβίδα σε ένα κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού με έναν εκτονωτή θετικής εκτόπισης. Το εγχείρημα βρίσκεται σε πρώιμο στάδιο, και γι' αυτό το λόγο όπως θα διαπιστωθεί τα αποτελέσματα δεν είναι εφάμιλλα των προσδοκιών. Έτσι αυτό που εξετάζεται στο παρόν κεφάλαιο είναι η ανεύρεση των παραμέτρων εκείνων για τις οποίες τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης προσεγγίζουν ικανοποιητικά την συμπεριφορά του πειραματικού εκτονωτή.

Αρχικά γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση της εγκατάστασης και του τρόπου λειτουργίας της. Έπειτα περιγράφεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για να προκύψουν οι τιμές των λειτουργικών παραμέτρων. Η διαδικασία της βαθμονόμησης (calibration) πραγματοποιήθηκε κάνοντας χρήση γενετικών αλγόριθμων (GA) με σκοπό την ανεύρεση της βέλτιστης λύσης σε ένα πρόβλημα πολυπαραμετρικής βελτιστοποίησης. Χωρίς την ύπαρξη της μεθόδου αυτής η όλη διαδικασία θα ήταν εξαιρετικά πολύπλοκη, καθώς κάθε μια από τις παραμέτρους δεν επηρεάζει μονοσήμαντα τις τιμές που εξάγονται. Γι αυτό απαιτείται η ταυτόχρονη ρύθμισή τους.

### 5.1 Περιγραφή Πειραματικής Εγκατάστασης Εμβολοφόρου Εκτονωτή

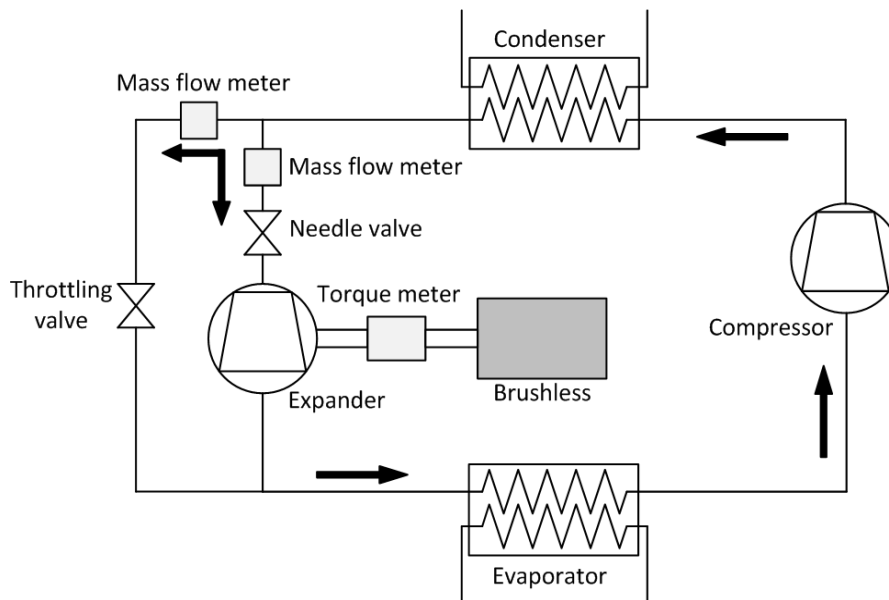
#### 5.1.1 Διαδικασία διεξαγωγής των μετρήσεων

Στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού προγράμματος "EXP-Heat"[2] δημιουργήθηκε μια δοκιμαστική διάταξη για να ελέγξει την απόδοση του εκτονωτή (Σχήμα 5.1). Η διάταξη αποτελείται από τον εκτονωτή, τον άξονα μετάδοσης που συνδέεται με ένα ροπόμετρο και ένα αισθητήρα στροφών, ένα κινητήρα/πέδη και ένα υλικό για ανάκτηση δεδομένων (data acquisition software).



Σχήμα 5.1. Δοκιμαστική διάταξη

Κατά τη διάρκεια των δοκιμών ο εκτονωτής συνδέεται παράλληλα με την στραγγαλιστική βαλβίδα (throttling valve) όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.2. Η βαλβίδα παρέμεινε ανοικτή μόνο κατά τη διαδικασία της εκκίνησης, όσο η ταχύτητα περιστροφής και η παροχή μάζας είναι αρκετά χαμηλά. Σε τέτοιες συνθήκες επιβάλλεται το άνοιγμα της βαλβίδας για να αποτραπεί η αύξηση πίεσης στο κύκλωμα. Μια βελονοειδής βαλβίδα (needle valve) χρησιμοποιήθηκε πριν τον εκτονωτή, με σκοπό να ρυθμίζονται οι συνθήκες εισόδου του εργαζόμενου μέσου. Δυο παροχόμετρα τύπου Coriolis (Ακρίβεια: <math><0.15\%</math>) χρησιμοποιήθηκαν για την μέτρηση της παροχής μάζας του ψυκτικού στον εκτονωτή και στην εκτονωτική βαλβίδα. Η ρύθμιση των θερμοδυναμικών συνθηκών του ρευστού στην είσοδο του εκτονωτή (θερμοκρασία και πίεση) γίνεται με την ρύθμιση της παροχής μάζας του ψυκτικού υγρού του συμπυκνωτή (water-glycol mixture). Όσο αυξάνεται η παροχή μάζας του ψυκτικού τόσο μειώνεται η πίεση εισόδου.



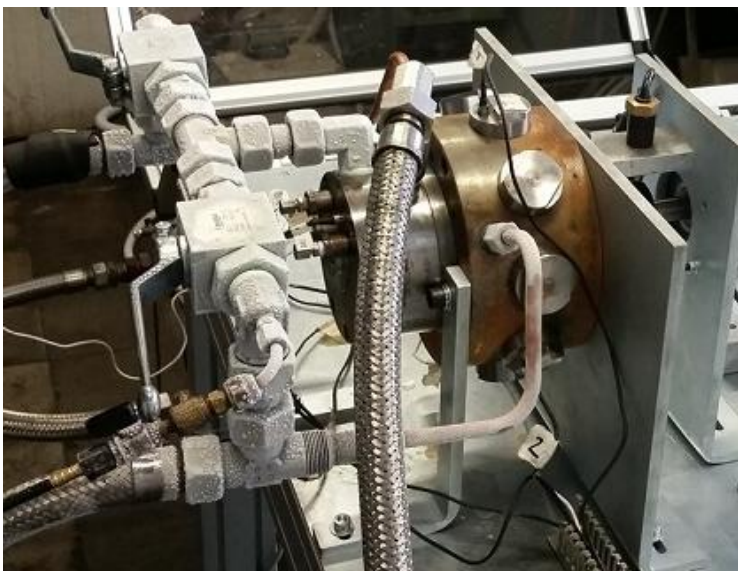
Σχήμα 5.2. Μονογραμμικό σχέδιο της δοκιμαστικής διάταξης.

## 5.2 Πειραματικός εξοπλισμός

### Ο εκτονωτής

Ο ακτινικός εμβολοφόρος κινητήρας G100 της ITALGROUP (

Σχήμα 5.3) επιλέχτηκε και τροποποιήθηκε, ώστε να γίνει κατάλληλος σαν εκτονωτής για χρήση με διφασικά μίγματα οργανικών ρευστών σε ένα κύκλο λειτουργίας της αντλίας θερμότητας. Η μηχανή έχει 9 κυλίνδρους, τοποθετημένους ακτινικά και κρατούνται σε επαφή με τον εξωτερικό δακτύλιο των ρουλεμάν



μέσω των ελατηρίων που σπρώχνουν την κορυφή κάθε κύλινδρου. Στο εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν έχει προσδεθεί ο εκκεντροφόρος άξονας Σχήμα 5.4.

Σχήμα 5.3. Ο 9-κύλινδρος εμβολοφόρος εκτονωτής.

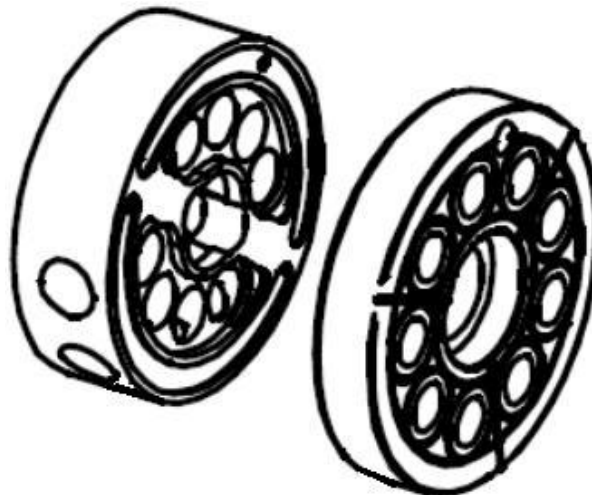
Από την πλευρά της υψηλής πίεσης (συμπυκνωτής της αντλίας θερμότητας), το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται μέσω του αγωγού. Στο περίβλημα υπάρχουν 9 αγωγοί και καθένας συνδέεται στον αντίστοιχο κύλινδρο. Εσωτερικά του κυλίνδρου, το υπό πίεση ρευστό "πιέζει" και κινεί το εμβολο προς τα κάτω: οι δυνάμεις των εμβόλων στον εξωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν διαδίδονται ακτινικά και λόγω του έκκεντρου μηχανισμού, παράγεται ροπή στον άξονα και κατά συνέπεια περιστρέφεται. Όταν ο κύλινδρος συνδέεται με την πλευρά χαμηλής πίεσης (ατμοποιητής της αντλίας θερμότητας), το ρευστό εξέρχεται από τον ίδιο αγωγό. Η διαδρομή του εμβόλου καθορίζεται από την εκκεντρότητα του εκκεντροφόρου άξονα (Σχήμα 5.4).



Σχήμα 5.4. Ο εκκεντροφόρος άξονας του εκτονωτή

Ο χρονισμός των φάσεων της αναρρόφησης (suction) και της αποτόνωσης (discharge) για κάθε κύλινδρο καθορίζονται από την περιστροφή μιας περιστρεφόμενης πλάκας συνδεδεμένης στον άξονα, η οποία συνδέει τον κύλινδρο με τους αγωγούς αναρρόφησης (suction) και αποτόνωσης (discharge) του συστήματος και αντιπροσωπεύει τις βαλβίδες εισαγωγής/ εξαγωγής της μηχανής. Για να ελαχιστοποιηθεί η τριβή μεταξύ της περιστρεφόμενης πλάκας και του περιβλήματος, χρησιμοποιείται μια χάλκινη σταθερή πλάκα. Το εξάρτημα αυτό είναι δεμένο στο περίβλημα της μηχανής και έχει 9 τρύπες και καθεμία από αυτές συνδέεται στον αγωγό του εκάστου κυλίνδρου. Στο

Σχήμα 5.5 απεικονίζονται οι πλάκες της μηχανής. Ξεκινώντας από το Άνω Νεκρό Σημείο (TDC), ο χρονισμός των βαλβίδων είναι  $0^{\circ}$ - $180^{\circ}$  για την φάση της αναρρόφησης και  $180^{\circ}$ - $360^{\circ}$  για την φάση της αποτόνωσης.



Σχήμα 5.5. Περιστρεφόμενη (αριστερά) και σταθερή (δεξιά) πλάκα της πρότυπης μηχανής

Γενικά, προκειμένου να πραγματοποιείται η μεγαλύτερη δυνατή εκμετάλλευση του εκτονωτή, το ειδικό έργο, που ορίζεται ως ο λόγος της παραγόμενης ενέργειας προς τη συνολική μάζα ανά κύκλο, πρέπει να μεγιστοποιηθεί. Για το λόγο αυτό, ο χρονισμός των βαλβίδων (δηλαδή η γωνιακή τοποθέτηση των οπών στις πλάκες) και το μέγεθος των οπών στις πλάκες διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στην μεγιστοποίηση του ειδικού έργου ανά κύκλο. Από την πλευρά της αναρρόφησης, το άνοιγμα της βαλβίδας γίνεται σε μια γωνία στροφάλου  $0^\circ$  (δηλαδή όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ) και να κλείνει στις  $43^\circ$ . Από την πλευρά της κατάθλιψης, η βαλβίδα ανοίγει λίγο πριν το Κάτω Νεκρό Σημείο (BDC) για να επιτρέψει την ελεύθερη εκκένωση (discharge) του εργαζόμενου ρευστού. Έπειτα η βαλβίδα κλείνει στο Άνω Νεκρό Σημείο, και έτσι ο χρονισμός των βαλβίδων για την εκκένωση ρυθμίζεται στις  $140^\circ$ - $360^\circ$ . Στην περιοχή μεταξύ  $43^\circ$  και  $140^\circ$  της γωνίας στροφάλου, ο κύλινδρος αποτελεί ένα κλειστό θάλαμο, και έτσι το υγρό διαστέλλεται παράγοντας έργο εκτόνωσης. Το

Σχήμα 5.5 δείχνει τις πλάκες και το σχέδιο τους. Στο Σχήμα 5.5 η μονή οπή στα δεξιά είναι υπεύθυνη για την φάση της αναρρόφησης, καθώς οι υπόλοιπες 10 καθορίζουν την φάση της εκκένωσης.



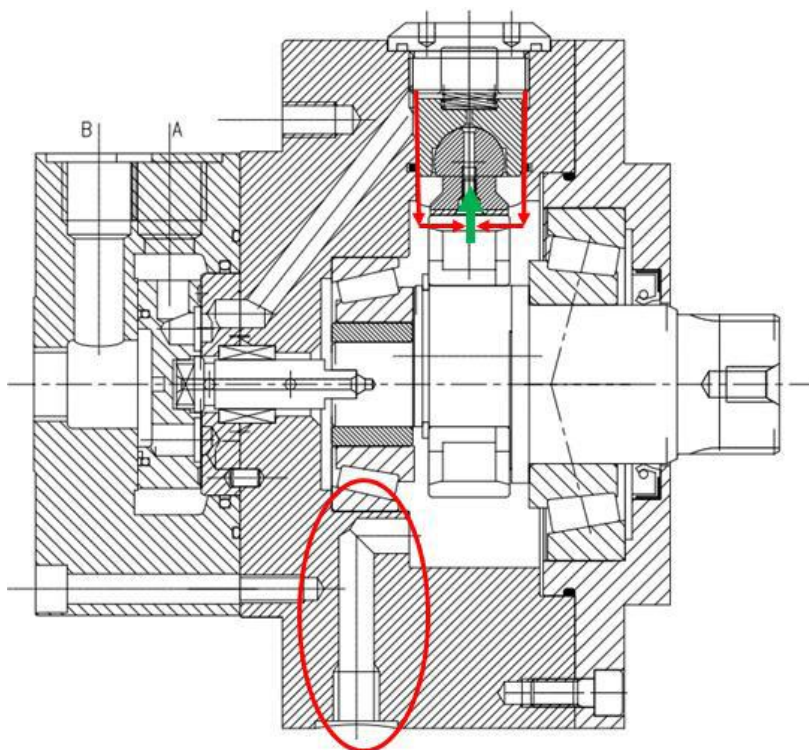
Σχήμα 5.6. Κινούμενη (αριστερά) και σταθερή (δεξιά) πλάκα.

Μια άλλη σημαντική πτυχή για την βελτίωση της απόδοσης του εκτονωτή είναι η μείωση του νεκρού/επιζήμιου όγκου. Στον κινητήρα G100 (Σχήμα 5.3), ο όγκος του αγωγού (μεταξύ της βαλβίδας και του κυλίνδρου) και ο χώρος που απομένει όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ, αντιπροσωπεύουν το νεκρό όγκο. Ως αποτέλεσμα, ο νεκρός όγκος τέθηκε σε 28% της εκτόπισης. Επιπλέον, προκειμένου να λιπαίνονται τα έδρανα, το έλαιο ρέει διαμέσου των οπών στα έμβολα. Όταν το εργαζόμενο ρευστό είναι ένα ψυκτικό μέσο δύο φάσεων αντί του ελαίου, αυτό το πέρασμα θα πρέπει να κλείσει ώστε να αποφευχθεί μια σημαντική μείωση της ογκομετρικής απόδοσης, και κατά συνέπεια απώλεια στην ισχύ εξόδου. Για το λόγο αυτό, η οπή στο έμβολο είναι συνδεδεμένη με μια βίδα, έτσι ώστε το υγρό να παραμένει εντός του κυλίνδρου, εκτός από τις μειωμένες διαρροές μεταξύ του εμβόλου και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου. Έτσι, όταν ο εκτονωτής λειτουργεί σε ένα κύκλο αντλίας θερμότητας, η λίπανση θα μπορούσε να γίνει ένα πρόβλημα. Αυτό το πρόβλημα λύνεται, προσθέτοντας μια ποσότητα ελαίου στον θάλαμο αποστράγγισης, έτσι ώστε να εξαπλωθεί στον έκκεντρο περιστρεφόμενο άξονα. Επιπλέον, ένα επιπρόσθετο ποσό ελαίου, τοποθετείται μέσα στο εργαζόμενο μέσο, ερχόμενο από τον συμπιεστή ώστε να συνεισφέρει στην λίπανση.

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εκτονωτή, όπως χρησιμοποιήθηκε στο Πανεπιστήμιο της Φλωρεντίας για την διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων, παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακα 5.1.

Πίνακας 5.1. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά 9-κύλινδρου εμβολοφόρου εκτονωτή ITALGROUP G100

Παράμετρος	Περιγραφή	Μονάδα	
V0	Επιζήμιος-νεκρός όγκος (συμπεριλαμβανομένων των αγωγών εισόδου)	mm <sup>3</sup>	4310
Vs	Συνολικός όγκος	mm <sup>3</sup>	15620
V2	Όγκος όταν κλείνουν οι βαλβίδες εισαγωγής	mm <sup>3</sup>	6168,5
V disc	Όγκος όταν ανοίγουν οι βαλβίδες εξαγωγής	mm <sup>3</sup>	14590
V5	Όγκος όταν κλείνουν οι βαλβίδες εξαγωγής	mm <sup>3</sup>	4310
Vh	Όγκος σάρωσης	mm <sup>3</sup>	11310
fa	$V5/Vs$	-	0,395
fp	$V2/Vs$	-	0,276
C	$V0/Vs$	-	0,276

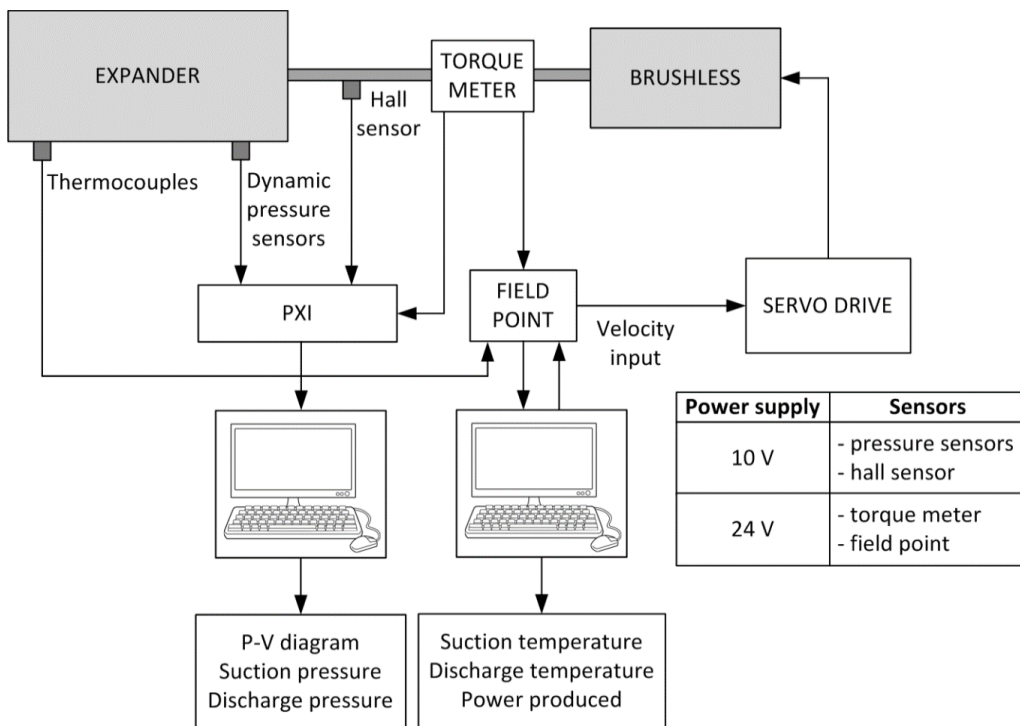


Σχήμα 5.7. Διαρροές μέσω του εμβόλου και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και ο αγωγός εκκένωσης.

Όταν ο εκτονωτής λειτουργεί σε ένα κύκλο αντλίας θερμότητας, μια μικρή ποσότητα του ρευστού υπό πίεση διαφεύγει από τον κύλινδρο προς την περιοχή κάτω από το έμβολο διαμέσω του κενού μεταξύ του εμβόλου και του τοιχώματος του κυλίνδρου. Αμέσως, η πίεση στο εσωτερικό της κελύφους αυξάνεται μέχρι την μέση πίεση του κύκλου και μέσα σε λίγα δευτερόλεπτα γίνεται μεγαλύτερη από την πίεση μέσα στον κύλινδρο. Ως αποτέλεσμα, η διαφορά πίεσης ωθεί το έμβολο και κατά συνέπεια χάνει αμέσως την επαφή με το έδρανο του έκκεντρου και η περιστροφή του κινητήρα διακόπτεται. Για να αποφευχθεί αυτό το γεγονός, το εσωτερικό τμήμα του κελύφους πρέπει να συνδέεται με την πλευρά χαμηλής πίεσης (δηλαδή με τους αγωγούς εξόδου), προκειμένου να δοθεί έξοδος στη διαρρέουσα μάζα και να κατευθυνθεί προς την έξοδο του εκτονωτή (είσοδος ατμοποιητή), έτσι ώστε η πίεση στο κέλυφος να μην υπερβαίνει την πίεση εντός του κυλίνδρου και η επαφή μεταξύ της βάσης του εμβόλου και του έκκεντρου εδράνου να διατηρείται.. Στον συγκεκριμένο εκτονωτή, χρησιμοποιούνται σωλήνες για να συνδέουν το εσωτερικό μέρος του κελύφους με τους αγωγούς εκκένωσης. Έτσι η παροχή της διαρρέουσας μάζας εκφεύγει μέσω αυτών των αγωγών και στη συνέχεια αναμιγνύεται με την παροχή μάζας που προέρχεται από τον αγωγό εξόδου της μηχανής. Με τον τρόπο αυτό, η πίεση στο εσωτερικό του κελύφους διατηρείται πάντοτε στο ίδιο επίπεδο της κατάθλιψης, που είναι πάντα χαμηλότερη από την πίεση μέσα στον κύλινδρο.

#### Διάταξη καταγραφής δεδομένων

Το Σχήμα 5.8 απεικονίζει το σύστημα απόκτησης δεδομένων και τον έλεγχο του κινητήρα χωρίς ψήκτρες. Ανακτώνται όλα τα σήματα από το μετρητή ροπής, την περιστροφική ταχύτητα του άξονα, τις θερμοκρασίες εισαγωγής και εξαγωγής και μέσω κάποιου λογισμικού υπολογίζεται η παραγόμενη ισχύ.



Σχήμα 5.8. Πειραματικός βρόγχος μέτρησης και ελέγχου της δοκιμαστικής διάταξης.



### 5.2.1 Εργαζόμενο μέσο

Σαν εργαζόμενο μέσο για τις δόκιμες του προτύπου εκτονωτή επιλέχθηκε το R134a. Το R134a έχει κάποια αναμφίβολα πρακτικά πλεονεκτήματα όπως η ασφάλεια, το χαμηλό κόστος, η ευρεία διαθεσιμότητα, τα σχετικά χαμηλά επίπεδα πιέσεων συγκριτικά με τις θερμοκρασίες που απαιτούνται στα πλαίσια χρήσης μιας αντλίας θερμότητας. Έτσι, είναι εξέχουσας σημασίας να αξιολογηθεί η συμπεριφορά του εκτονωτή σε διαφορές συνθήκες. Ωστόσο, το R134a έχει κάποια προβλήματα που δεν επιτρέπουν τον σχεδιασμό του εκτονωτή με σκοπό την αισθητή βελτίωση του συνολικού COP μιας αντλίας θερμότητας, όπως επισημαίνεται από την βιβλιογραφία [20, 68, 69]:

- απαιτεί πολύ υψηλό λόγο ογκομετρικής εκτόνωσης, όταν απομονώνεται από κορεσμένο ή αποψυχτώ υγρό στην έξοδο του συμπυκνωτή της αντλίας θερμότητας (τυπικά περίπου 20-30 σε λειτουργία μεταξύ 40°C-60°C στον συμπυκνωτή και 0°C -10°C στον ατμοποιητή). Ο ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης είναι γενικά κατά πολύ μεγαλύτερος από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης που προσφέρεται στις εμπορικές εφαρμογές ογκομετρικών εκτονωτών (volumetric expanders). Για το λόγο αυτό, συχνά εργάζεται εκτός σημείου σχεδίασης (υπό- εκτόνωση). Στις ίδιες συνθήκες λειτουργίας το R410a θα απαιτούσε πολύ χαμηλότερο ογκομετρικό λόγο εκτόνωσης.
- προσφέρει πολύ καλή θερμοδυναμική απόδοση σε αντλίες θερμότητας και σε εφαρμογές ψύξης. Έτσι, η βελτίωση, μέσω της αντικατάστασης της στραγγαλιστικής βαλβίδας με εκτονωτή, είναι σχετικά οριακή, εκτός εάν μπορεί να επιτευχθεί πολύ υψηλός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, κάτι σχετικά δύσκολο όταν πρόκειται για εκτόνωση κορεσμένου υγρού. Για παράδειγμα, σε εφαρμογές ψύξης με υπερκρίσιμες συνθήκες CO<sub>2</sub>, είναι πολύ πιθανότερο να υπάρξει καλύτερη εκμετάλλευση της εκτόνωσης καθώς η πτώση πίεσης μεταξύ συμπυκνωτή και ατμοποιητή είναι κατά πολύ μεγαλύτερη.
- αποσύρεται σταδιακά από εφαρμογές σε ψύξη και σε αντλίες θερμότητας, λόγω του υψηλού δυναμικού θερμοκηπίου (**Global- warming potential-GWP**) και αντικαθίσταται από το R410a και το R407c. Νέα φιλικά προς το περιβάλλον με παρόμοιο θερμοδυναμική ως προς το R134a αναπτύσσονται, άλλα προς το παρόν, βρίσκονται σε πρώιμο στάδιο.

### 5.2.2 Συνθήκες λειτουργίας

Οι δοκιμές διεξήχθησαν σε τρεις διαφορετικές ονομαστικές θερμοκρασίες λειτουργίας σε συμπυκνωτή / ατμοποιητή, οι οποίες είναι αντιπροσωπευτικές των διαγραμμάτων λειτουργίας σε εμπορικές αντλίες θερμότητας (Πίνακας 5.2).

Πίνακας 5.2 Συνθήκες λειτουργίας πειραματικής διάταξης

Test Series	Condenser temperature [°C]	Condenser pressure [bar]	Evaporator temperature [°C]	Evaporator pressure [bar]
1	40	10,2	-4.3	2,5
2	50	13,2	3.3	3,3
3	60	16,8	9.6	4,1

Οι βασικές συνθήκες και οι μετρήσεις στη σειρά δοκιμών έγιναν με κορεσμένο υγρό στην είσοδο εκτονωτή (δηλαδή ποιότητα  $x=0$ ), η οποία είναι η θεωρητική αφετηρία αναφοράς της εκτόνωσης / στραγγαλισμού (ελαφρώς υπόψυκτο υγρό εξέρχεται από τον συμπυκνωτή). Για να διερευνηθεί η συμπεριφορά και οι επιδόσεις του εκτονωτή σε ένα ευρύ φάσμα των κορεσμένων καταστάσεων, διεξήχθησαν δοκιμές με χαμηλή έως μέση - υψηλή ποιότητα εισαγωγής. Επιπλέον, οι δοκιμές σε ποιότητα εισόδου μεγαλύτερης από 0 χρησίμευσαν για την αξιολόγηση των δυνατοτήτων βελτίωσης των επιδόσεων που σχετίζονται με τη μείωση του απαιτούμενου λόγου ογκομετρικής .

Οι συνθήκες χαμηλότερης ποιότητας στην είσοδο του εκτονωτή (στο εύρος 0-0.3) ελέγχονται και εναλλάσσονται μέσω μιας βαλβίδας στραγγαλισμού εγκατεστημένης ανάντι της εισόδου του εκτονωτή. Η πίεση λειτουργίας του συμπυκνωτή αυξάνεται πάνω από την ονομαστική τιμή της δοκιμής, στη συνέχεια, το κορεσμένο (ή ελαφρώς υπόψυκτο) υγρό που βγαίνει από το συμπυκνωτή στραγγαλίζεται για να εισαχτεί τον εκτονωτή με την επιθυμητή ποιότητα και πίεση. Προφανώς, αυτός ο τρόπος για τον έλεγχο της ποιότητας εισόδου στο διαστολέα είναι ακριβής, αλλά άνω-φραγμένη (0,2 - 0,3, σε υψηλότερες ονομαστικές πιέσεις συμπυκνωτή) από τη μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση του κυκλώματος δοκιμής, η οποία είναι επί του παρόντος περίπου 28 bar. Οι δοκιμές σε ποιότητα ανώτερη από 0,3 έγιναν σε πλήρως ανοικτή βαλβίδα στραγγαλισμού από την προοδευτική μείωση της ποσότητας του υγρού στο εσωτερικό του βρόχου. Με τον τρόπο αυτό, δεδομένης της θέσης της εξόδου συμπυκνωτή, το ρευστό εισέρχεται στον εκτονωτή σε υψηλότερη ποιότητα. Η ποιότητα του ρευστού στην είσοδο του εκτονωτή μετρήθηκε από τον μετρητή ροής Coriolis, ο οποίος είναι σε θέση να μετρήσει την πυκνότητα του ρευστού με ένα καλό βαθμό ακρίβειας σε υψηλότερα επίπεδα ( $> 0,7$ ). Ωστόσο, δεδομένης της διαμόρφωσης της βαλβίδας στραγγαλισμού, η ποιότητα μπορεί να ποικίλει στο εύρος 0 - 0,3.

### 5.2.3 Πειραματικά σημεία λειτουργίας

Με βάση λοιπόν, τις συνθήκες υπό τις οποίες τέθηκε σε λειτουργία η πειραματική διάταξη προέκυψαν οι τιμές όπως καταγράφηκαν από τα αντίστοιχους μετρητικούς μηχανισμούς. Στον Πίνακα 5.3 καθώς και στον Πίνακα 5.4 παρουσιάζονται συνοπτικά οι μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν για 50°C και 60°C, συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για ποιότητα του μίγματος κατά την είσοδο  $x=0$ ,  $x=0.1$ ,  $x=0.3$  και  $x=0.8$ . Με βάση λοιπόν τις πειραματικές τιμές όπως φαίνονται χρησιμοποιήθηκαν αρκετά σημεία για μικρή ποιότητα εισαγωγής, όπως και ήταν το ζητούμενο, ώστε να διαπιστωθεί η απόδοση του εκτονωτή όταν εισάγεται σε αυτόν κορεσμένο υγρό ή μικρής ποιότητας διαφασικό μίγμα.

Από τις χαμηλές τιμές του παραγόμενου στον άξονα έργου  $W_{sh,exp}$  αντιλαμβάνεται κανείς την αιτία που ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης είναι χαμηλός. Μεγάλο μέρος της ευθύνης για το γεγονός, πως το παραγόμενο έργο στον άξονα είναι σημαντικά χαμηλότερο από το αναμενόμενο, έχει ο πολύ χαμηλός μηχανικός βαθμός απόδοσης. Έτσι κατά την διαδικασία της μοντελοποίησης οι μηχανικές απώλειες δεν περιλήφθηκαν στον συνολικό υπολογισμό. Αντ' αυτού ο μηχανικός βαθμός απόδοσης δόθηκε ως είσοδος στο μοντέλο καθώς οι υποθέσεις για την συμπεριφορά των απωλειών όπως αναπτύχθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο δεν επαρκούν για να καλύψουν τόσο μεγάλες απώλειες που οφείλονται τόσο σε δυνάμεις τριβών λόγω της εσφαλμένης επιλογής ρουλεμάν, αλλά και στην αυξημένη μέση ενδυνάμνη πίεση του κυλίνδρου καθώς και στην απώλεια παροχής μάζας όπως κατέληξαν οι ερευνητές από το Πανεπιστήμιο της Φλωρεντίας.

Πίνακας 5.3. Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου  $T=50^{\circ}\text{C}$

$N_{\text{exp}}(\text{rpm})$	$T_{\text{su}}(^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{su}}(\text{Pa})$	$x_{\text{su}}$	$P_{\text{ex}}(\text{Pa})$	$\eta_{\text{mec}}(\%)$	$M_{\text{exp}}(\text{kg/s})$	$W_{\text{sh,exp}}(\text{W})$	$\eta_{\text{is}}(\%)$
150	47,97	1,30E+06	0	347000	40,2	0,205	49,17	4,1
200	48,1	1,31E+06	0	347000	35,35	0,204	50,68	4,2
300	47,95	1,35E+06	0	338000	27,13	0,199	45,87	3,8
420	47,88	1,36E+06	0	321000	21,82	0,184	40,79	3,4
500	47,63	1,35E+06	0	315000	12,17	0,181	23,04	1,9
200	46,64	1,20E+06	0	315000	43,07	0,182	59,69	5,4
300	46,48	1,25E+06	0	306000	37,12	0,176	61,26	5,6
420	46,45	1,24E+06	0	291000	31,34	0,166	54,98	5,0
500	46,6	1,30E+06	0	294000	20,09	0,168	36,65	3,3
600	46,6	1,30E+06	0	296000	6,852	0,169	12,57	1,1
150	47,9	1,29E+06	0,14	274000	49,66	0,128	64,09	4,8
200	48,65	1,31E+06	0,13	283000	46,57	0,135	71,84	5,3
300	48,52	1,32E+06	0,13	282000	37,94	0,135	70,06	5,1
420	48,66	1,34E+06	0,13	280000	32,29	0,132	66,85	4,9
500	48,57	1,29E+06	0,13	260000	31,85	0,119	65,45	5,1
600	48,61	1,32E+06	0,13	262000	23,97	0,120	50,27	3,9
700	48,37	1,30E+06	0,13	261000	16,32	0,120	32,99	2,6
150	50,05	1,30E+06	0,27	262000	53,49	0,101	72,41	5,1
200	47,87	1,30E+06	0,27	268000	48,57	0,106	81,05	5,5
300	48,14	1,31E+06	0,27	274000	47,81	0,107	104	7,1
420	48,05	1,31E+06	0,27	274000	41,86	0,110	102,9	6,9
500	48,58	1,34E+06	0,26	273000	39,83	0,108	99,42	6,7
600	48,95	1,30E+06	0,28	253000	38,71	0,095	97,39	6,9
750	48,46	1,30E+06	0,28	253000	32,79	0,095	81,68	5,8
900	48,4	1,30E+06	0,28	254000	32,31	0,095	78,23	5,6
1100	48,36	1,30E+06	0,28	254000	21,62	0,095	50,68	3,6
500	48,5	1,31E+06	0,77	177000	56,34	0,060	246,1	12,3
600	48,7	1,32E+06	0,78	180000	59,99	0,064	292,2	13,8
700	48,78	1,32E+06	0,78	180000	59,92	0,063	326,2	15,6
900	48,88	1,32E+06	0,77	176000	56,33	0,059	315,7	16,1
1200	48,9	1,32E+06	0,76	174000	48,46	0,056	284	15,3

Πίνακας 5.4. Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου  $T=60^{\circ}\text{C}$

$N_{\text{exp}}(\text{rpm})$	$T_{\text{su}}(^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{su}}(\text{Pa})$	$x_{\text{su}}$	$P_{\text{ex}}(\text{Pa})$	$\eta_{\text{mec}}(\%)$	$M_{\text{exp}}(\text{kg/s})$	$W_{\text{sh,exp}}(\text{W})$	$\eta_{\text{is}}(\%)$
200	57,67	1,76E+06	0	434000	42,96	0,258	88,38	5,0
300	57,4	1,80E+06	0	422000	38,7	0,240	96,45	5,1
410	57	1,78E+06	0	410000	31,47	0,237	85,87	5,1
500	56,97	1,78E+06	0	404000	24,1	0,232	68,07	4,1
200	57,74	1,72E+06	0	416000	45,61	0,255	93,83	5,4
300	57,9	1,78E+06	0	414000	40,74	0,253	102,7	5,8
410	58,46	1,81E+06	0	412000	34,21	0,247	97,89	5,5
500	58,45	1,84E+06	0	408000	26,12	0,241	78,02	4,4
200	57,71	1,66E+06	0,11	370000	49,13	0,181	105,1	5,7
300	57,72	1,66E+06	0,1	369000	44,9	0,180	118,4	6,6
410	57,84	1,66E+06	0,1	358000	37,45	0,173	106	6,0
500	57,83	1,67E+06	0,1	355000	29,61	0,172	86,39	4,9
600	57,88	1,69E+06	0,1	354000	21,87	0,171	65,35	3,7
200	58,27	1,69E+06	0,23	336000	50	0,146	121,5	6,0
300	57,66	1,68E+06	0,24	339000	49,87	0,147	147,7	7,2
410	57,86	1,70E+06	0,23	336000	45,21	0,145	151,6	7,6
500	57,74	1,60E+06	0,23	322000	44,21	0,139	139,8	7,1
600	57,58	1,65E+06	0,22	326000	34,82	0,141	123,8	6,4
750	58,22	1,67E+06	0,22	324000	26,2	0,139	95,03	4,9
300	58	1,66E+06	0,77	216000	60,09	0,065	208,9	9,5
415	58	1,66E+06	0,79	226000	57,69	0,075	271,6	10,7
500	58,15	1,66E+06	0,81	232000	55,8	0,082	311,5	11,2
600	58,1	1,66E+06	0,82	236000	54,58	0,087	351,2	11,9
700	58,06	1,66E+06	0,82	238000	54,68	0,090	384,8	12,8
900	58,1	1,66E+06	0,81	233000	54,04	0,084	403,4	14,2
1000	58,15	1,66E+06	0,81	231000	51,02	0,081	387,5	14,0
1200	58,25	1,67E+06	0,8	226000	48,64	0,076	358,1	13,9
1400	58,2	1,67E+06	0,79	222000	45,26	0,072	321,1	13,1

### 5.3 Βαθμονόμηση του ημι-εμπειρικού μοντέλου εμβολοφόρου εκτονωτή για λειτουργία με κορεσμένο υγρό ή διφασικό οργανικό μέσο

Για να είναι σε θέση το ημι-εμπειρικό μοντέλο, όπως αναπτύχθηκε στο Κεφάλαιο 0, να περιγράψει την λειτουργία του συγκεκριμένου εκτονωτή, είναι αναγκαίος ο καθορισμός των παραμέτρων ελέγχου (control parameters) των επιμέρους μεταβολών, μέσω των πειραματικών δεδομένων που παρουσιάστηκαν. Ο καθορισμός των παραμέτρων ελέγχου, καλείται βαθμονόμηση του μοντέλου (calibration) και αποτελεί μια ουσιαστικής σημασίας αλλά και μεγάλης πολυπλοκότητας διαδικασία καθώς είναι μεγάλη η πιθανότητα σφάλματος σε ορισμένα πειραματικά δεδομένα, αλλά και διότι έτσι προκύπτουν οι τελικές τιμές που συνιστούν την αξιοπιστία του μοντέλου ως εργαλείο πρόβλεψης και εκτίμησης. Μάλιστα λόγω του ότι κάθε παράμετρος συνεισφέρει συνολικά στην διαμόρφωση όλων των εξόδων, υπήρξε επιτακτική η ανάγκη για την ύπαρξη μιας μεθόδου που να εξετάζει όλες της πιθανές λύσεις με έναν έξυπνο και γρήγορο τρόπο καθώς είναι μεγάλο το εύρος αναζήτησης Έτσι αποτέλεσε μεγάλη πρόκληση η ταυτόχρονη ταυτοποίηση των τιμών των παραμέτρων. Γι' αυτό το λόγο έγινε χρήση των γενετικών αλγορίθμων (GA).

#### 5.3.1 Γενετικοί αλγόριθμοι

Οι γενετικοί αλγόριθμοι (GA) είναι προσαρμοστικοί ευρετικοί αλγόριθμοι αναζήτησης, που στηρίζονται σε εξελικτικές ιδέες της φυσικής επιλογής και στη γενετική[70]Έτσι αντιπροσωπεύουν μια μορφή έξυπνης εκμετάλλευσης μιας τυχαίας αναζήτησης για να επιλυθούν προβλήματα βελτιστοποίησης. Οι γενετικοί αλγόριθμοι δεν είναι σε καμιά περίπτωση τυχαίοι. Αντίθετα χρησιμοποιούν πληροφορίες από το ιστορικό για να κατευθύνουν την αναζήτηση σε περιοχή καλύτερης απόδοσης εντός του πεδίου αναζήτησης. Οι τεχνικές των γενετικών αλγορίθμων έχουν σχεδιαστεί για την προσομοίωση διεργασιών στα φυσικά συστήματα που είναι απαραίτητες για την εξέλιξη, ειδικά αυτών που ακολουθούν τις αρχές που έθεσε ο Δαρβίνος για την "επιβίωση του καταλληλότερου - survival of the fittest". Οι αλγόριθμοι αυτοί στηρίζονται σε μια αναλογία με την γενετική δομή και συμπεριφορά των χρωμοσωμάτων σε έναν πληθυσμό από άτομα χρησιμοποιώντας τις ακόλουθες αρχές:

- Τα άτομα σε ένα πληθυσμό ανταγωνίζονται για απόκτηση πόρων και ζευγάρισμα.
- Τα πιο πετυχημένα άτομα σε κάθε "διαγωνισμό" θα παράγουν καλύτερους απογόνους από αυτά που δεν αποδίδουν καλά.

Τα γονίδια από "καλά" άτομα διαδίδονται σε όλο τον πληθυσμό, έτσι ώστε δυο καλοί γονείς να παράγουν απογόνους που να είναι καλύτεροι και από τους δύο γονείς. Έτσι κάθε διαδοχική γενιά γίνεται πιο κατάλληλη για την επίτευξη του σκοπού, που είναι η ελαχιστοποίηση ή η μεγιστοποίηση μιας ή περισσότερων αντικειμενικών συναρτήσεων κόστους[71].

### 5.3.2 Εύρεση παραμέτρων

Για το μοντέλο που ανάπτυχθηκε οι παράμετροι ελέγχου (control parameters) παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακα 5.5.

Πίνακας 5.5. Παράμετροι ελέγχου του ημι-εμπειρικού μοντέλου για εκτόνωση υγρού-διφασικού οργανικού μέσου

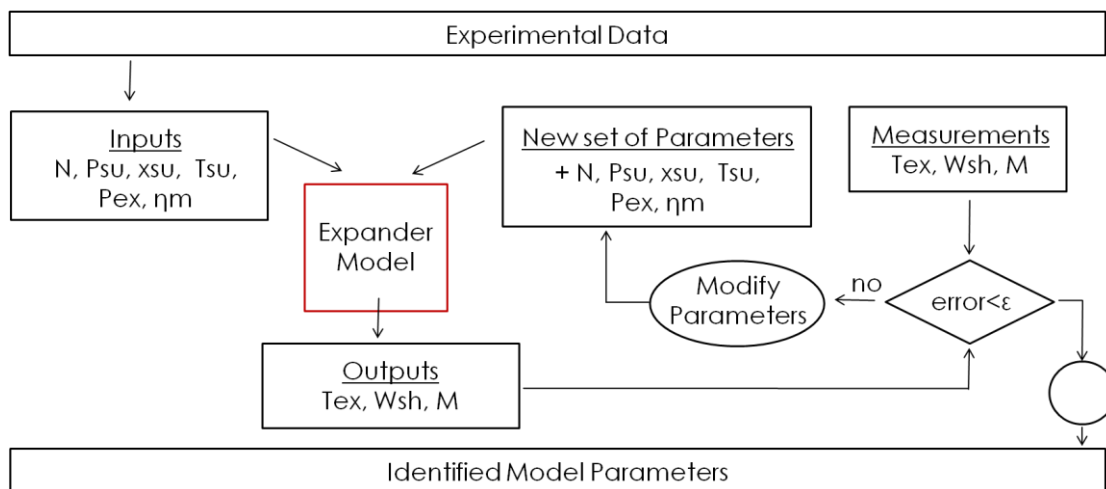
Παράμετροι	Τιμή
$V_H(\text{cm}^3)$	140,6
$f_a=1/r_v$	0.393
$f_p$	0.276
C	0.276
$A_{\text{leak}}(\text{mm}^2)$	-
$A_{\text{su}}(\text{mm}^2)$	-
$AU_{\text{su}_n}(\text{W/K})$	-
$AU_{\text{ex}_n}(\text{W/K})$	-
$AU_{\text{amb}}(\text{W/K})$	-
$\dot{M}_n(\text{kg/s})$	-

Οι πρώτες 4 αποτελούν κατασκευαστικές παραμέτρους του εκτονωτή και καθορίζονται εξ αρχής. Οι υπόλοιπες 6 παράμετροι καθορίζονται κάνοντας χρήση της ακόλουθης διαδικασίας, η οποία βασίζεται στην ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης error:

$$Error = \sqrt{\sum_1^N \left( \frac{\dot{M}_{calc} - \dot{M}_{exp}}{\dot{M}_{exp}} \right)^2} + \sqrt{\sum_1^N \left( \frac{\dot{W}_{sh_{calc}} - \dot{W}_{sh_{exp}}}{\dot{W}_{sh_{exp}}} \right)^2} + \sqrt{\sum_1^N \left( \frac{T_{ex_{calc}} - T_{ex_{exp}}}{T_{ex_{max}} - T_{ex_{min}}} \right)^2} \quad 5.3-1$$

Ως είσοδο το αναπτυχθέν μοντέλο λαμβάνει τις συνθήκες λειτουργίας ( $N, P_{su}, T_{su}, x_{su}, P_{ex}$ ) καθώς και τον μηχανικό βαθμό απόδοσης, επεξεργάζεται τις τιμές και προκύπτουν σαν έξοδοι το έργο στον άξονα ( $\dot{W}_{sh}$ ), η παροχή μάζας που διακινείται ( $\dot{M}$ ), και η θερμοκρασία εξόδου ( $T_{ex}$ ). Για  $N$  πειραματικά δεδομένα

ελέγχεται η απόκλιση τους από τις μετρηθείσες τιμές του πειράματος. Εάν διαπιστωθεί σχετική απόκλιση μεγαλύτερη από την καθορισμένη (+/-10%) εκλέγονται νέες τιμές των προς ρύθμιση παραμέτρων και επαναλαμβάνεται η προηγούμενη διαδικασία. Χρησιμοποιώντας αυτή τη μέθοδο καθορίζονται οι παράμετροι έτσι ώστε να ελαχιστοποιείται το σφάλμα (Error). Έχοντας πολλά πειραματικά σημεία επιτρέπεται η καλύτερη βαθμονόμηση του μοντέλου ωστόσο αυξάνεται το υπολογιστικό κόστος. Το διάγραμμα ροής για την διαδικασία καθορισμού των παραμέτρων αποτυπώνεται στο Σχήμα 5.9.

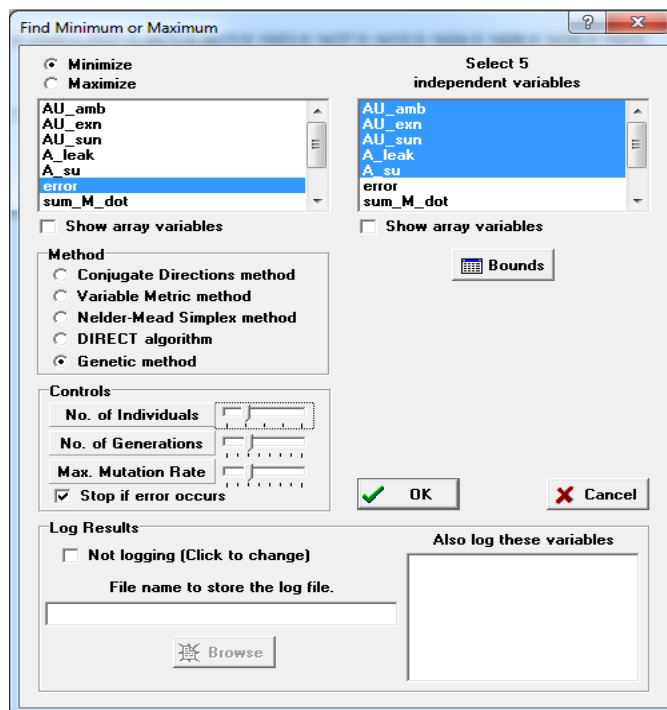


Σχήμα 5.9. Διάγραμμα ροής της διαδικασίας καθορισμού των προς αναγνώριση παραμέτρων.

Η διαδικασία αυτή μπορεί να εφαρμοστεί κάνοντας χρήση της μεθόδου των γενετικών αλγορίθμων που εμπεριέχεται στο πρόγραμμα του EES. Κατά τη διάρκεια των πρώτων δοκιμών για ανεύρεση βέλτιστων τιμών διαπιστώθηκε ότι οι παράμετροι βελτιστοποίησης διαφοροποιούνται αρκετά συναρτήσει της ποιότητας με την οποία εισάγεται το ρευστό στον εκτονωτή. Έτσι η διαδικασία αυτή της βαθμονόμησης χωρίστηκε σε 5 προγράμματα, όπου στο καθένα διεξάγεται η ρύθμιση των παραμέτρων αυτών ξεχωριστά για ποιότητα  $x=0$ ,  $x=0.1$ ,  $x=0.2$ ,  $x=0.3$ ,  $x=0.8$ . Έτσι, για κάθε μία περίπτωση ποιότητας, βρίσκονται οι βέλτιστες τιμές των μεταβλητών βελτιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης σφάλματος, με βάση τα μετρητικά δεδομένα που αντιστοιχούν στην εκάστοτε περίπτωση.

Στον κώδικα (παρουσιάζεται στο Παράρτημα) που αναπτύχθηκε λοιπόν, κάθε μεταβλητή έγινε ένας πίνακας  $N$  θέσεων. Έτσι ο κώδικας τρέχει για κάθε  $i$  θέση κάθε μεταβλητής και υπολογίζει το σφάλμα για κάθε μία από τις εξόδους του μοντέλου σε σχέση με εκείνες των πειραματικών ( $W_{sh}$ ,  $M$ ,  $T_{ex}$ ). Εάν οι εξισώσεις του μοντέλου είναι 58 και τα πειραματικά σημεία είναι 59 ο κώδικας καλείται να επιλύσει ένα σύστημα 3422 εξισώσεων. Από αυτή τη διαδικασία των υπολογισμών προκύπτουν 3 πίνακες, που σε κάθε  $i$  θέση τους βρίσκεται η ποσοστιαία απόκλιση της  $i$  πειραματικής τιμής από αυτή που υπολογίζεται. Τα στοιχεία των τριών πινάκων αθροίζονται και κατά την εξίσωση (5.3-1) καθορίζεται η τιμή της συνάρτησης Error όλων των σημείων. Με την μέθοδο των γενετικών αλγορίθμων λοιπόν αναζητούνται οι τιμές των παραμέτρων που ελαχιστοποιούν την τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης σφάλματος Error.

Για κάθε ένα υποπρόγραμμα που περιέχει πινακοποιημένες τις τιμές για κάθε πειραματικό σημείο η διαδικασία που ακολουθείται στο λογισμικό EES είναι η εξής:



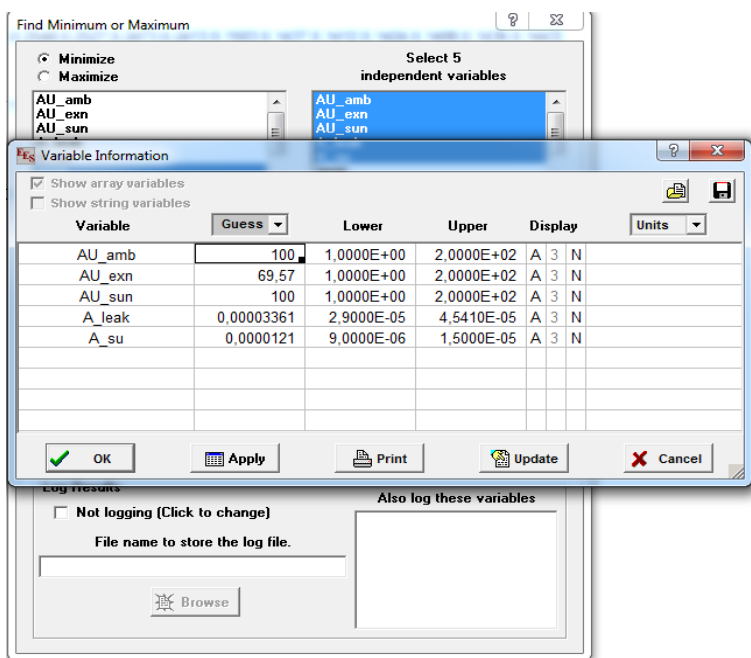
Σχήμα 5.10. Επιλογή μεθόδου βελτιστοποίησης εντός του λογισμικού EES

Αρχικά, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.10, επιλέγεται η μέθοδος των γενετικών αλγορίθμων ως η πλέον κατάλληλη να επιλύσει προβλήματα βελτιστοποίησης μη γραμμικών προβλημάτων πολλών μεταβλητών. Στον αλγόριθμο ο αριθμός των ατόμων (individuals) και ο αριθμός των γενεών (number of generations) πρέπει να ρυθμιστούν ως αντικείμενο συσχετισμού μεταξύ υπολογιστικού κόστους-χρόνου και ακρίβειας των αποτελεσμάτων. Αντίστοιχα, ρυθμίζεται και ο αριθμός των μεταλλάξεων (mutation rate). Έπειτα επιλέγονται οι παράμετροι που πρόκειται να ρυθμιστούν. Στο παρόν πρόβλημα βελτιστοποίησης, έγινε παραμετρική διερεύνηση της επίπτωσης των παραμέτρων βελτιστοποίησης που περιγράφηκαν προηγουμένως πάνω στην ακρίβεια επίλυσης, αφενός αλλά και στο χρόνο εκτέλεσης του προγράμματος. Διαπιστώθηκε πως σε κάθε περίπτωση υπήρξε μία οριακή τιμή για τις παραμέτρους αυτές, πέρα από την οποία ο χρόνος επίλυσης αυξανόταν, χωρίς όμως περαιτέρω σημαντική βελτίωση στην ακρίβεια της προσδιορισθείσας λύσης. Θεωρήθηκε λοιπόν, πως οι οριακές αυτές τιμές μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την παραμετροποίηση του προγράμματος γενετικών αλγορίθμων, καθώς αποτελούν μία καλή εξισορρόπηση μεταξύ υπολογιστικού κόστους και ακρίβειας επίλυσης. Οι τιμές αυτές εν γένει εξαρτώνται από τα πειραματικά δεδομένα τα οποία και δίδονται στο πρόγραμμα ως είσοδος και μεταβάλλονται αντίστοιχα.

Η διαδικασία εκκινεί θέτοντας στο λογισμικό τα επιτρεπτά όρια (bounds) των προς διερεύνηση μεταβλητών και μια τιμή έναρξης (Guess Value) όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.11. Σε αυτό το σημείο πρέπει

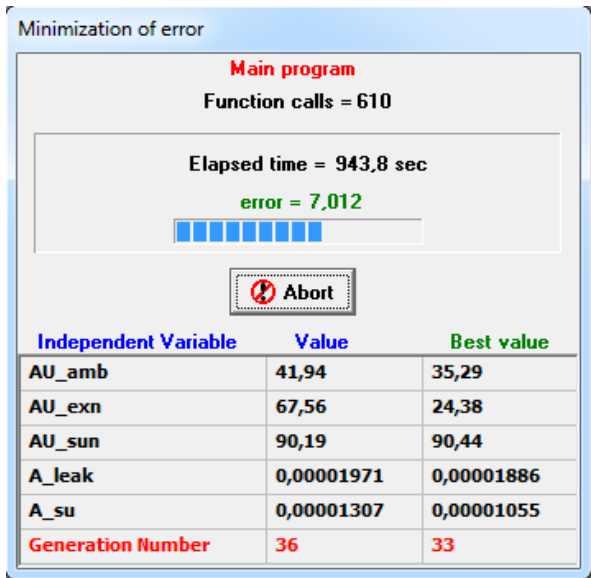


να τονιστεί η εξέχουσα σημασία που κατέχει η σωστή τοποθέτηση ορίων για τις μεταβλητές. Πρέπει να δοθεί ένα μικρό εύρος αρχικά και στη συνέχεια να αυξάνεται για κάθε μεταβλητή. Σε αντίθετη περίπτωση εάν υπάρξει κάποιος συνδυασμός τιμών των μεταβλητών που προκαλεί σφάλμα στο πρόγραμμα η διαδικασία θα τερματιστεί αυτόματα ακόμα και εάν η βελτιστοποίηση τρέχει για αρκετές ώρες. Πολύ καθοριστικό ρόλο σε αυτή τη διαδικασία έχει και η εισαγωγή μιας "καλής" τιμής έναρξης (Guess Value), η οποία αποτελεί και την τιμή αρχικοποίησης για κάθε μεταβλητή έτσι ώστε να μειωθεί ο συνολικός χρόνος της διαδικασίας. Επίσης, είναι σημαντική η κατάλληλη επιλογή των ορίων των μεταβλητών και της τιμής έναρξης τους προκειμένου να αποφευχθεί ο «εγκλωβισμός» του αλγορίθμου βελτιστοποίησης σε τιμές που αντιστοιχούν σε τοπικό και όχι ολικό ελάχιστο της αντικειμενικής συνάρτησης του σφάλματος καθώς και η αποφυγή μη φυσικά αποδεκτών λύσεων. Έπειτα ορίζεται η συνάρτηση προς ελαχιστοποίηση και η διαδικασία ανεύρεσης των βέλτιστων τιμών ξεκινά.



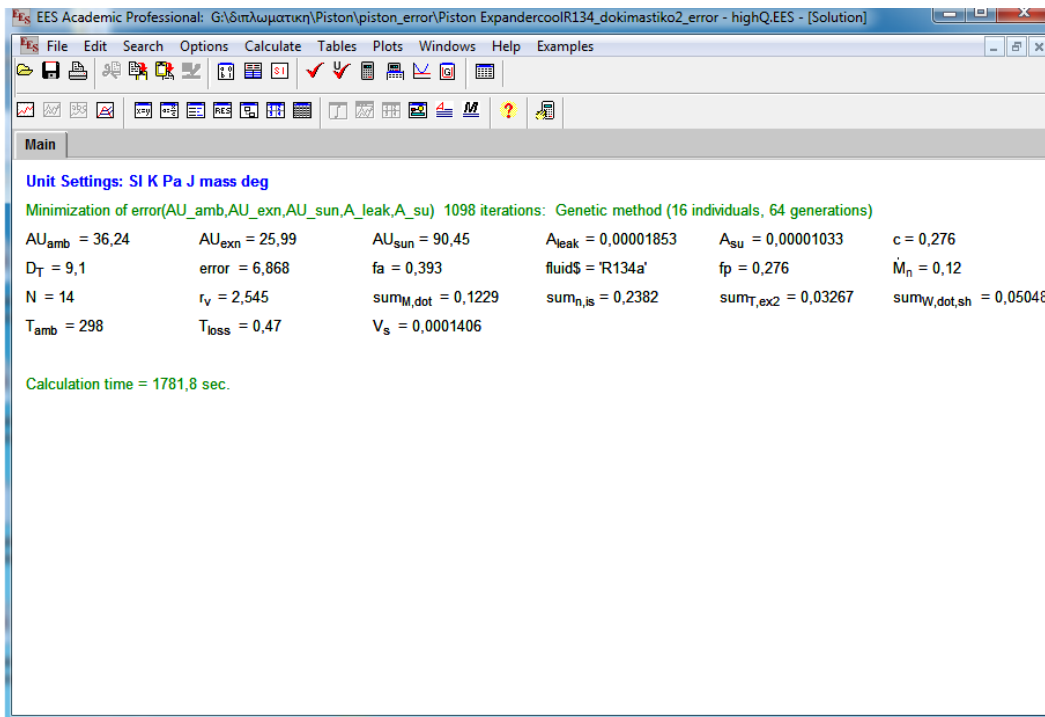
Σχήμα 5.11. Ρύθμιση των ορίων των παραμέτρων προς βελτιστοποίηση εντός του λογισμικού EES

Κατά την διάρκεια ανεύρεσης λύσης το πρόγραμμα αρχικά δίνει στις μεταβλητές τις τιμές έναρξης και μετά τις μέγιστες και ελάχιστες τιμές που έχουν οριστεί από τον χρήστη. Έτσι διαπιστώνεται η κατεύθυνση που θα πρέπει να κινηθεί για να βρει το επιθυμητό αποτέλεσμα που είναι η ελαχιστοποίηση της συνάρτησης σφάλματος. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.12. το πρόγραμμα κρατάει τις τιμές που έχουν δώσει το ελάχιστο σφάλμα (Best Value). Εάν συναντήσει κάποιο σετ τιμών που συνολικά μειώνουν την τιμή του σφάλματος, εκείνες ονοματίζονται ως Best Value και η διαδικασία προχωρά.



Σχήμα 5.12. Διαδικασία ανεύρεσης των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων έλεγχου.

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.13 όταν τελειώσει η διαδικασία το λογισμικό δίνει ως αποτέλεσμα τον αριθμό των ατόμων (individuals) που χρησιμοποιήθηκαν, τον αριθμό των γενεών (generations) και μεταλλάξεων (mutations), τον χρόνο που διήρκεσε η διαδικασία, καθώς και τις βέλτιστες τιμές των παραμέτρων ελέγχου και την τελική τιμή του σφάλματος όπως υπολογίστηκε από την διαδικασία αυτή. Για να διασφαλιστεί η εγκυρότητα θα πρέπει η διαδικασία αυτή να επαναληφθεί για πιο διευρυμένα όρια σε περίπτωση που ο αλγόριθμος έχει συναντήσει τοπικά βέλτιστη λύση και όχι συνολικά.



Σχήμα 5.13. Αποτέλεσμα της διαδικασίας ανεύρεσης των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων ελέγχου.

Από την διαδικασία της βαθμονόμησης προέκυψαν οι τιμές των παραμέτρων (Πινάκας 5.6) για τις οποίες το μοντέλο είναι ικανό να προσομοιώσει την λειτουργία του εκτονωτή με μικρό συνολικό σφάλμα. Υπενθυμίζεται σε αυτό το σημείο πως διαμορφώθηκαν τέσσερα διαφορετικά προγράμματα με τέσσερα διαφορετικά σετ παραμέτρων προς βελτιστοποίηση ανάλογα με την ποιότητα εισαγωγής του ρευστού στον εκτονωτή.

Πίνακας 5.6 Βέλτιστες τιμές των παραμέτρων του μοντέλου για εμβολοφόρο εκτονωτή και οργανικό μέσο σε κατάσταση διαφασικού μίγματος όπως προέκυψαν από το πρόγραμμα βελτιστοποίησης των γενετικών αλγορίθμων

Παράμετροι	Τιμές			
	x=0	x=0.1	x=0.3	x=0.8
$A_{leak}(mm^2)$	33,63	29,69	23,41	18,53
$A_{su}(mm^2)$	12,1	11,31	10,72	10,33
AU_sun(W/K)	138,2	63,21	31,11	90,48
AU_exn(W/K)	69,16	55,06	44	25,99
AU_amb(W/K)	5,681	6,06	8,497	36,24
Mn (kg/s)	0,12	0,12	0,12	0,12
Συνολικό Σφάλμα	5,645	5,605	6,439	6,868

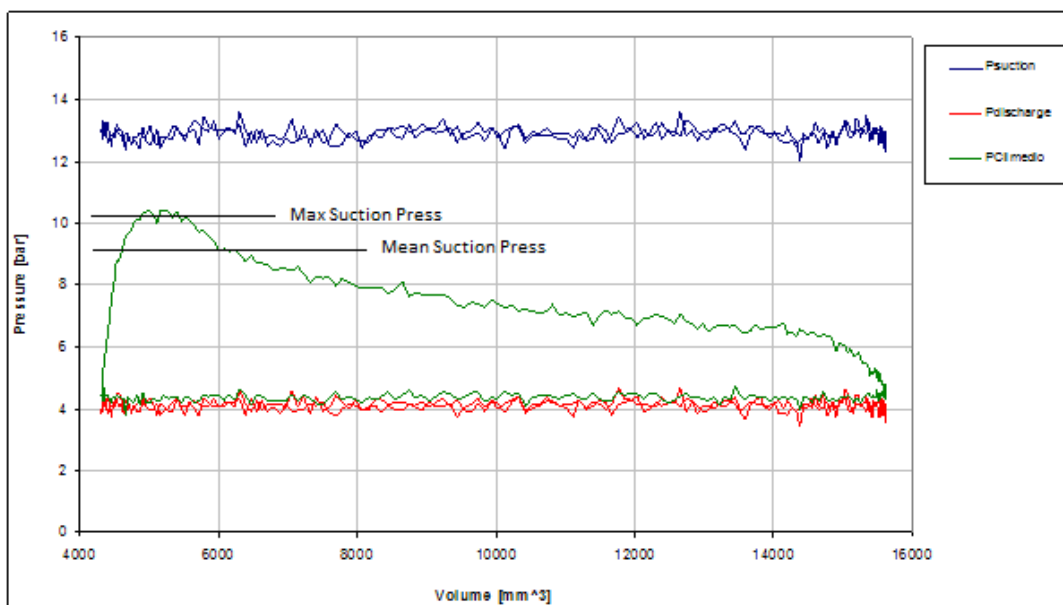
## 6. Αποτελέσματα και συζήτηση

### 6.1 Εισαγωγή

Τα αποτελέσματα των μετρήσεων που προέκυψαν από την πειραματική διαδικασία παρουσιάζονται σχηματικά στους παραπάνω Πίνακες 5.4 και 5.5. Τα δεδομένα αξιολογήθηκαν ως προς την συνοχή τους για να αποφευχθούν σφάλματα που σχετίζονται με την διεξαγωγή του πειράματος και έπειτα καταχωρήθηκαν στην βάση δεδομένων του λογισμικού για περαιτέρω επεξεργασία. Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της επεξεργασίας αυτής καθώς και η σύγκριση των δεδομένων με τις τιμές που προβλέπει το μοντέλο έτσι ώστε να διαπιστωθεί η ακρίβεια με την οποία μπορεί να προσομοιωθεί η συμπεριφορά του εκτονωτή.

### 6.2 Επεξεργασία των πειραματικών δεδομένων

Από τα πειραματικά δεδομένα προκύπτει εμφανώς, ότι το παραγόμενο έργο στον άξονα είναι κατά πολύ χαμηλότερο από το αναμενόμενο. Καθώς φαίνεται, τόσο από τον Πίνακα 5.3 όσο και από τον Πίνακα 5.4, βρίσκεται κάτω από 200W για χαμηλή ποιότητα εισαγωγής του ρευστού, ενώ οι προσδοκίες έφταναν το 0,5kW με 1kW. Γι αυτό το λόγο, πρέπει να αναγνωριστούν οι κύριες αιτίες. Πρωταρχικό ρόλο στην χαμηλή απόδοση της μηχανής έχουν οι εσωτερικές απώλειες της μάζας η οποία διαρρέει τον εκτονωτή χωρίς να συμβάλει στην παράγωγη έργου. Οι απώλειες πίεσης κατά την εισαγωγή, καθώς και οι μηχανικές απώλειες λόγω τριβών των κινούμενων μερών, συντελούν εξίσου στην ελάττωση της τελικά αποδιδόμενης ισχύος. Ειδικά σε ότι αφορά τις απώλειες λόγω τριβών, η συμπεριφορά τους δεν μπορεί να περιγραφεί σύμφωνα με τον παραπάνω εμπειρικό κανόνα για την εν λόγω μοντελοποίηση (4.2-51) και έτσι χρησιμοποιήθηκε αυτούσιος ο μηχανικός βαθμός απόδοσης όπως υπολογίστηκε κατά την πειραματική διαδικασία (4.2-58). Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης ορίστηκε ως ο λόγος του παραγόμενου έργου στον άξονα προς το ενδεικνύμενο έργο όπως προκύπτει από τα διαγράμματα P-V που ανακτηθήκαν κατά την πειραματική διαδικασία.

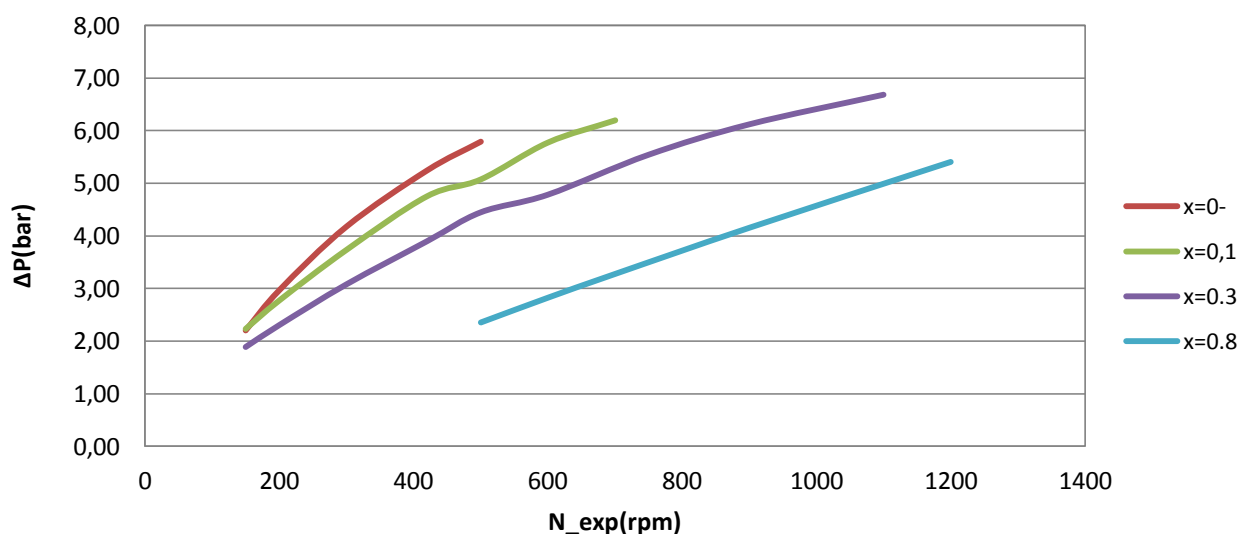


Σχήμα 6.1. Παράδειγμα ανάκτησης πίεσης κεφαλής κυλίνδρου από διάγραμμα P-V.

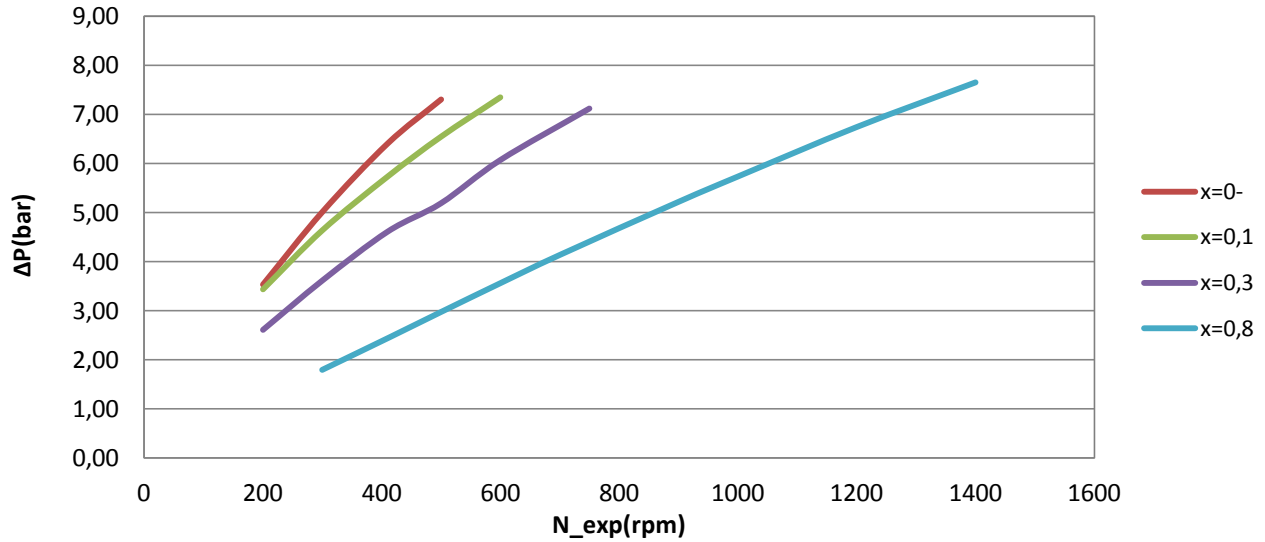
Κατά συνέπεια σημαντικό μέρος της μελέτης αυτής αποτέλεσε ο καθορισμός των πραγματικών απωλειών παροχής μάζας του εκτονωτή, και της πτώσης πίεσης κατά την εισαγωγή, ένα μέγεθος πολύ σημαντικό, διότι έχει καθοριστικό ρόλο τόσο στην πυκνότητα του διφασικού ρευστού κατά την είσοδο του στον κύλινδρο, όσο και διότι συνεισφέρει άμεσα στην παράγωγη έργου κατά την εισαγωγή ( $W_{adm}$ )(4.1-16). Μάλιστα, παρόλο που τα διαγράμματα P-V ήταν διαθέσιμα για να ανακτηθεί η πίεση στην κεφαλή του κυλίνδρου  $P_{su2}$ , αποφασίστηκε μετά από πολλαπλές δοκιμές πως οι κορυφές των πιέσεων δεν αντιπροσωπεύουν την πραγματική τιμή της πίεσης εισαγωγής και του ειδικού όγκου. Διαπιστώθηκε δε πως μια ενδιάμεση τιμή (Σχήμα 6.1), μεταξύ των κορυφών, και της τιμής της πίεσης κατά την οποία κλείνουν οι βαλβίδες εισαγωγής, είναι ικανή να δώσει ένα αξιόπιστο αποτέλεσμα-εκτίμηση

Το ημι-εμπειρικό μοντέλο που αναπτύχθηκε μέσω της βέλτιστης επιλογής των παραμέτρων ελέγχου ( $A_{su}, A_{leak}$ ) κατά τη διαδικασία της βαθμονόμησης όπως παρουσιάστηκε, προσπαθεί να προσαρμόσει όσο το δυνατόν καλύτερα το θεωρητικό διάγραμμα P-V, όπως αποτυπώνεται στο Σχήμα 4.8, με το πειραματικό διάγραμμα P-V όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.1. Είναι πολύ σημαντική λοιπόν, η δυνατότητα που προσφέρει το μοντέλο να έχει την ικανότητα να προβλέπει ποιά θα είναι η πτώση πίεσης του ρευστού στους αγωγούς εισόδου.

Έτσι σε ότι αφορά την πτώση πίεσης του ρευστού κατά την είσοδο του στους κυλίνδρους από την εφαρμογή του μοντέλου προκύπτουν τα εξής διαγράμματα:

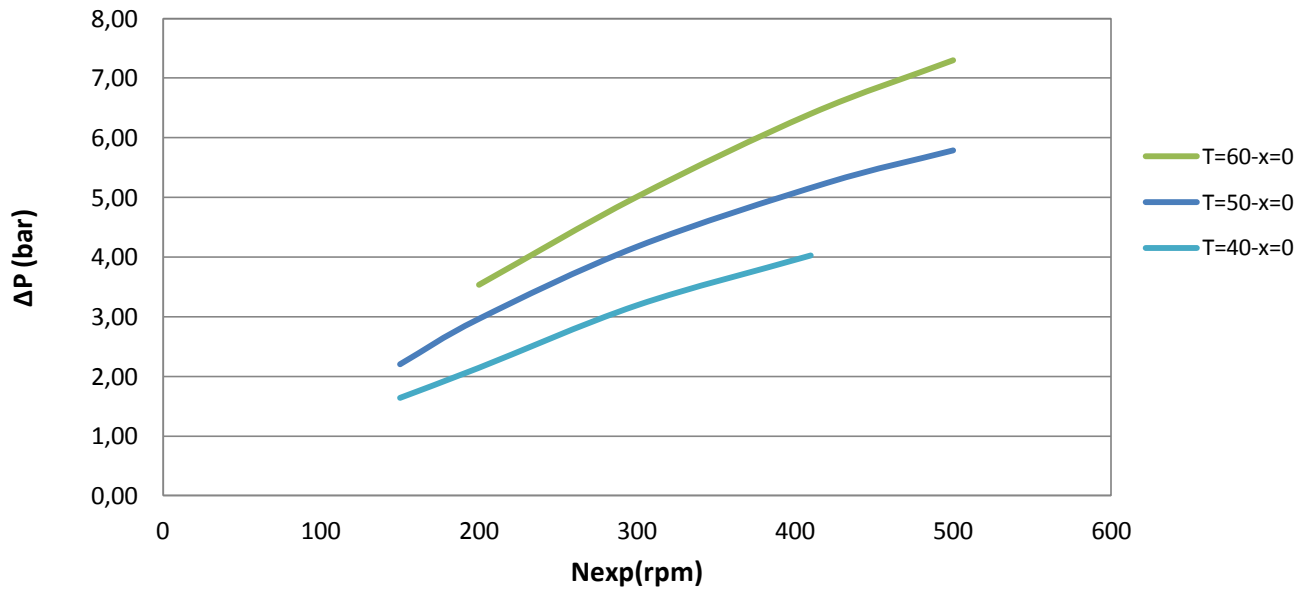


Σχήμα 6.2. Πτώση πίεσης για T=50°C

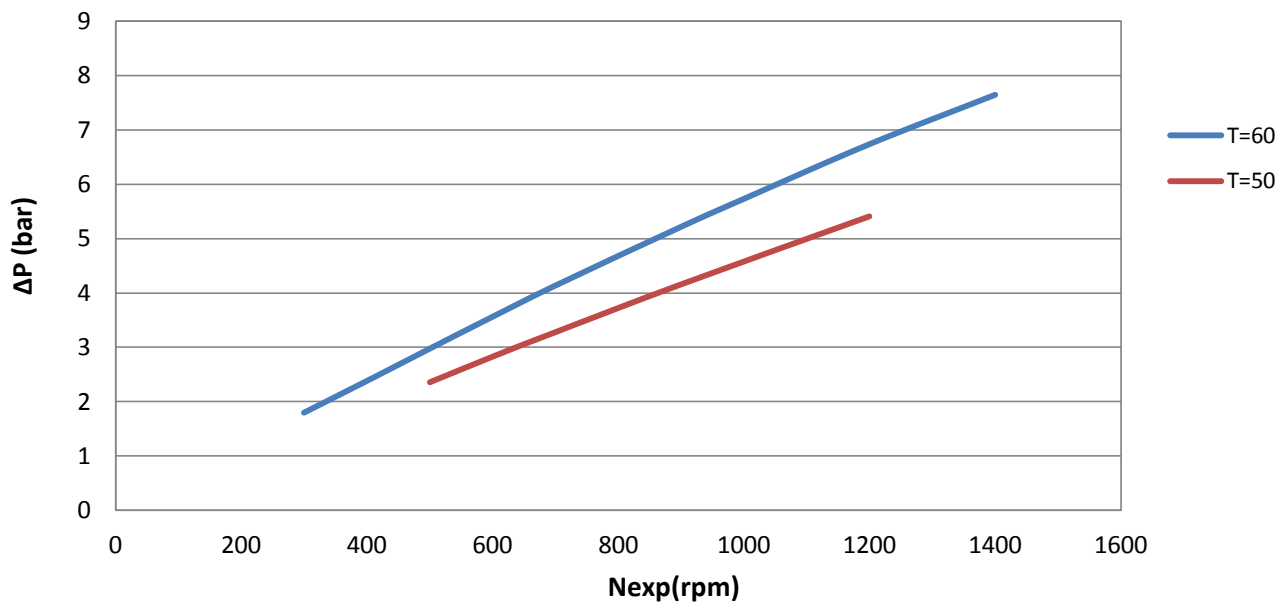


Σχήμα 6.3. Πτώση πίεσης για T=60°C

Από το Σχήμα 6.2 καθώς και το Σχήμα 6.3 φαίνεται μια άμεση συσχέτιση της πτώσης πίεσης που λαμβάνει χώρα κατά την εισαγωγή του ρευστού, με την ποιότητα με την οποία αυτό εισάγεται, με την θερμοκρασία του καθώς και με την ταχύτητα με την οποία περιστρέφεται ο εκτονωτής. Παρατηρείται δηλαδή πως αυξανόμενης της ταχύτητας περιστροφής  $N_{exp}$  αυξάνονται σημαντικά οι απώλειες πίεσης μέχρι και της τάξης των 7 bar. Η αύξηση της πτώσης πίεσης οφείλεται στην αύξηση της παροχής μάζας που εισέρχεται στον κύλινδρο μέσω της βαλβίδας εισόδου και κατ'επέκταση στην ανάπτυξη εντονότερης τυρβώδους ροής μέσα σε αυτόν. Παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού και κατ'επέκταση της πίεσης εισόδου όπως φαίνεται και στο Σχήμα 6.4 καθώς και στο Σχήμα 6.5. Ελάττωση των απωλειών πίεσης προκαλεί η αύξηση της ποιότητας του διφασικού εργαζομένου μέσου καθώς αυξάνεται η περιεκτικότητα του σε ρευστό αέριας φάσης.

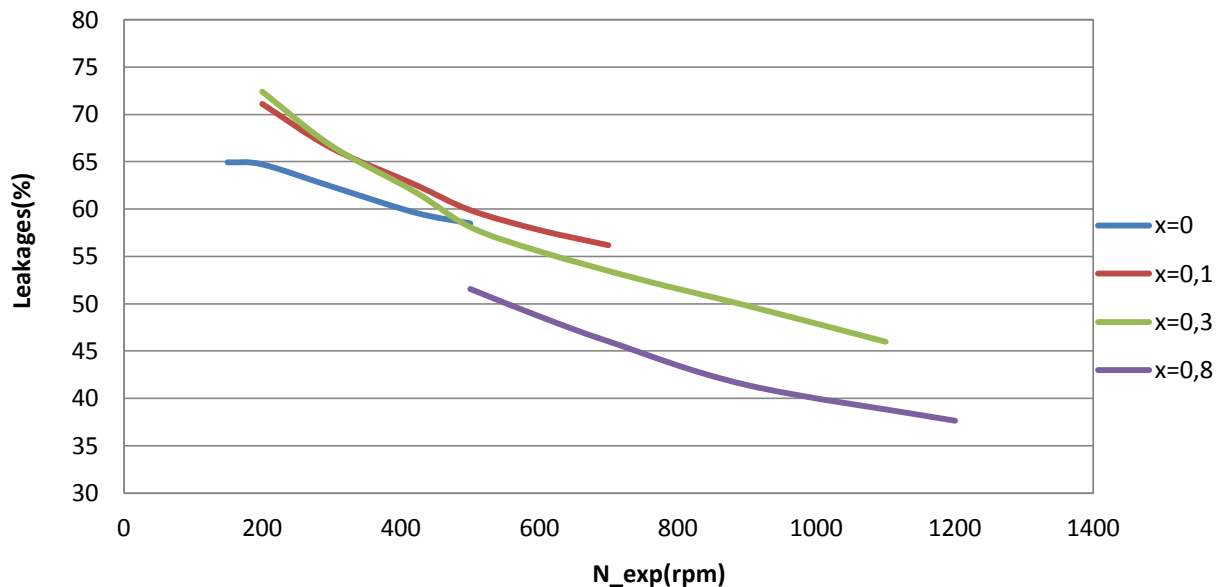


Σχήμα 6.4. Πτώση πίεσης για ποιότητα x=0 για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου.

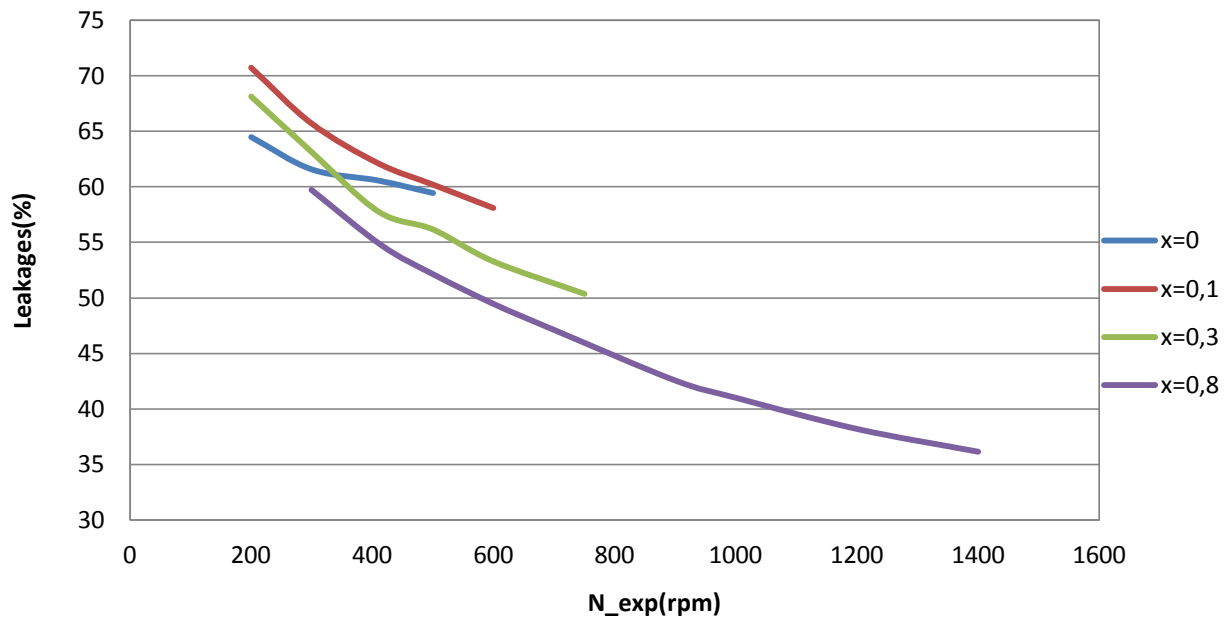


Σχήμα 6.5. Πτώση πίεσης για ποιότητα  $x=0,8$  για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου.

Από την διεξαγωγή των υπολογισμών προκύπτουν συμπεράσματα και αναφορικά με την παροχή της μάζας που διαρρέει χωρίς να συμμετέχει στην παραγωγή έργου. Στο Σχήμα 6.6 και στο Σχήμα 6.7 φαίνεται η συμπεριφορά των απωλειών μάζας ως ποσοστό της συνολικής μάζας συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής για διαφορετικές ποιότητες εισόδου σε θερμοκρασία 50°C και 60°C αντίστοιχα.

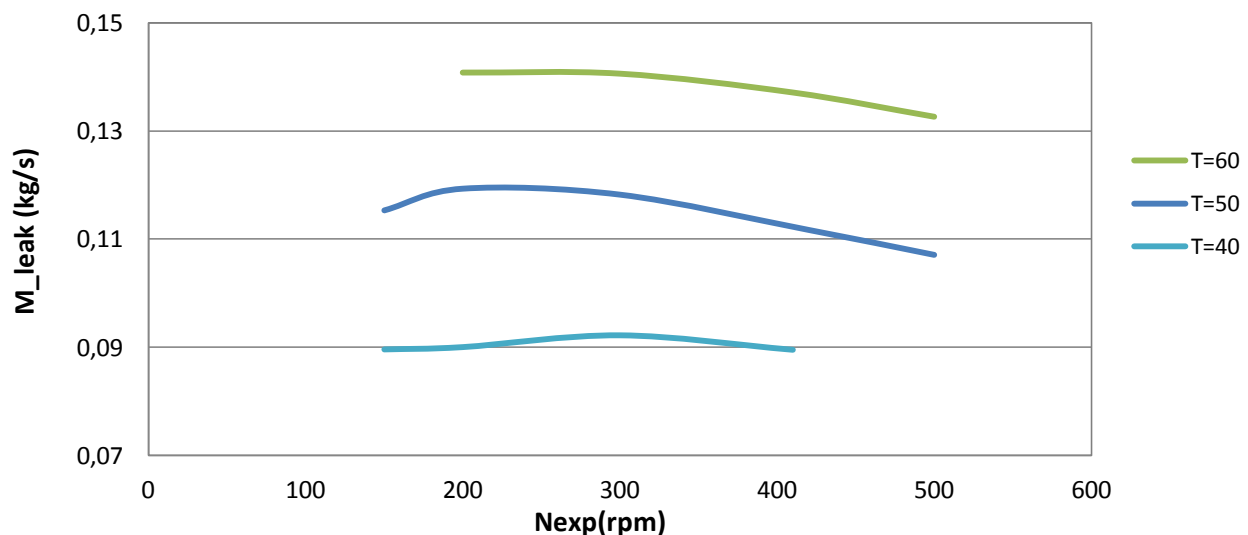


Σχήμα 6.6. Ποσοστό απωλειών για θερμοκρασία εισόδου T=50°C



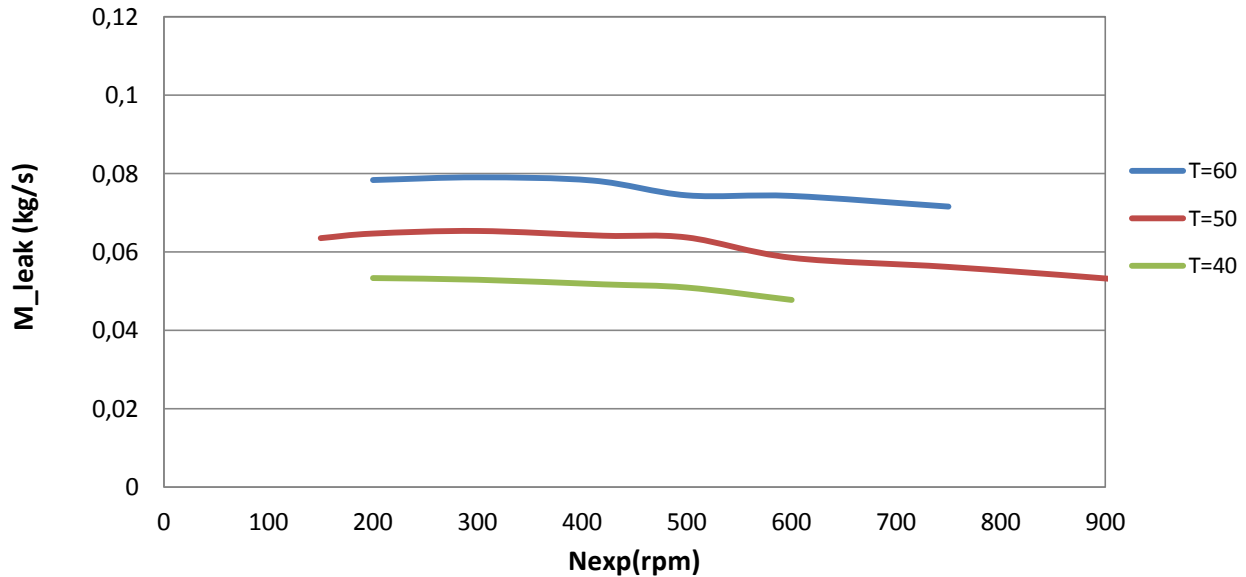
Σχήμα 6.7. Ποσοστό απωλειών για θερμοκρασία εισόδου  $T=60^{\circ}\text{C}$

Διαπιστώνεται από τα παραπάνω σχήματα η σαφής τάση να μειώνονται οι απώλειες της παροχής μάζας καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής. Το φαινόμενο αυτό αναμενόταν καθώς από την εξίσωση 4.2-18 προκύπτει πως ο εκτονωτής μπορεί να διαχειρίζεται περισσότερη μάζα  $M_{in}$ . Έτσι ποσοστιαία παρατηρείται μείωση επί του συνόλου της μάζας που εισέρχεται στην μηχανή. Βέβαια προκύπτει επίσης πως δεν μπορεί να διαπιστωθεί εξάρτηση της ποσοστιαίας μάζας που διαρρέει από την θερμοκρασία-πίεση κατά την οποία εισέρχεται στον κύλινδρο το ρευστό ούτε από την ποιότητα εισαγωγής έκτος από την μικρή διαφορά που προκύπτει για  $x=0,8$ . Ωστόσο σαν απολυτή τιμή η μάζα που διαρρέει φαίνεται να σχετίζεται τόσο με τις συνθήκες όσο και με την ποιότητα εισαγωγής.

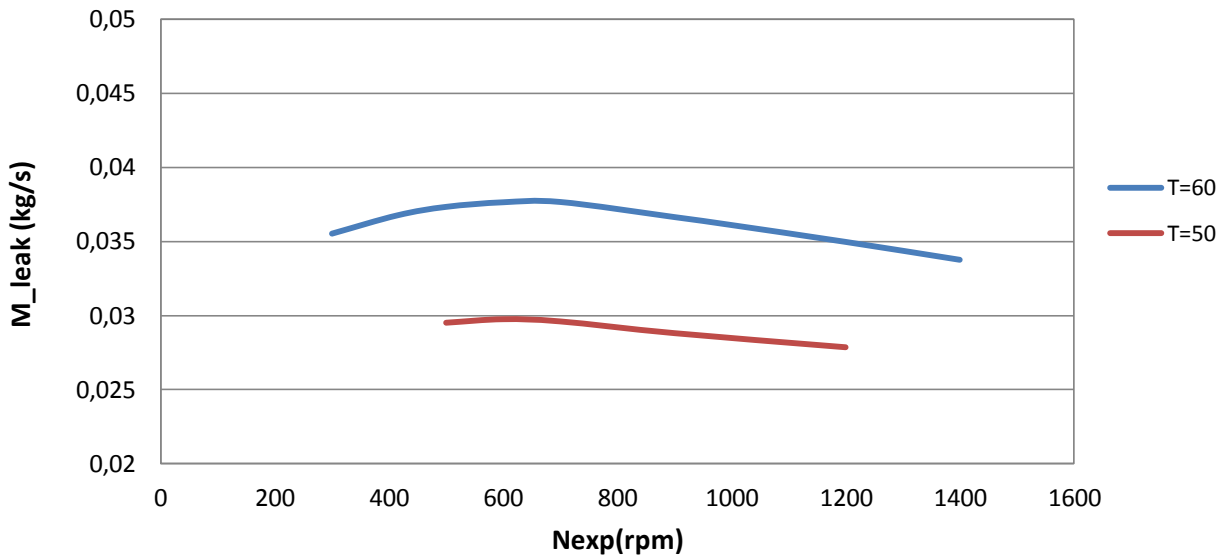


Σχήμα 6.8. Απώλειες παροχής μάζας για κορεσμένο υγρό ( $x=0$ )





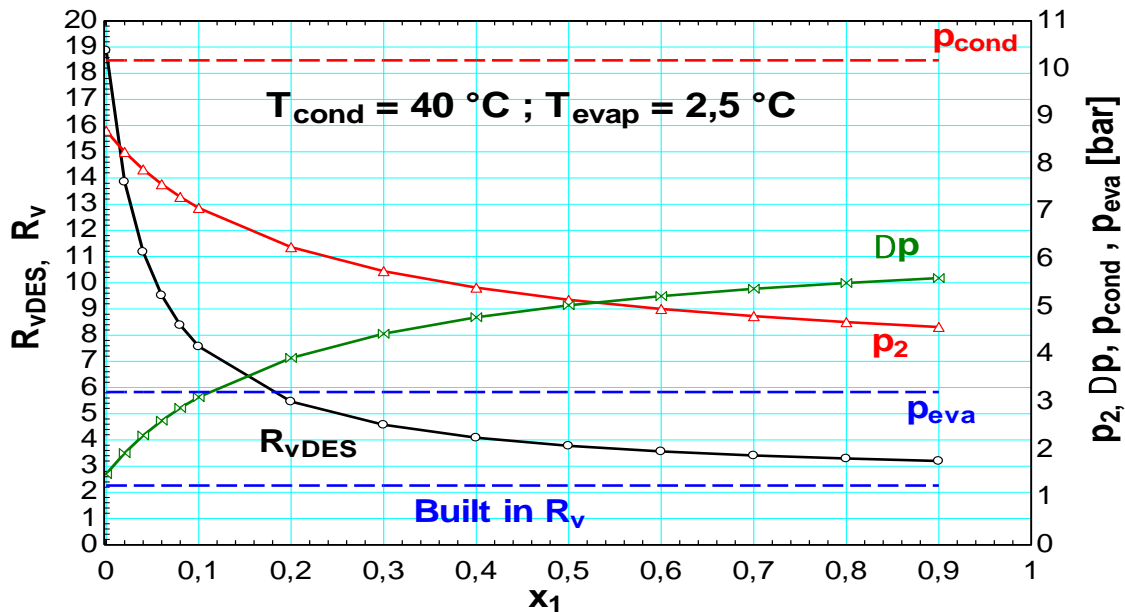
Σχήμα 6.9. Απώλειες παροχής μάζας για διφασικό μίγμα χαμηλής ποιότητας ( $x=0,3$ )



Σχήμα 6.10. Απώλειες παροχής μάζας για διφασικό μίγμα υψηλής ποιότητας ( $x=0,8$ )

Όπως φαίνεται από το Σχήμα 6.8, το Σχήμα 6.9, καθώς και το Σχήμα 6.10 η μάζα που διαρρέει είναι συνολικά σταθερή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής με καθοδικές τάσεις. Ωστόσο παρατηρείται σημαντική μείωση της τιμής της καθώς μειώνεται η θερμοκρασία- πίεση εισαγωγής άλλα και καθώς μεταβαίνουμε σε μίγμα υψηλότερης περιεκτικότητας σε ατμό.

Σημαντικό ρόλο στην χαμηλή απόδοση του εκτονωτή έχει το εργαζόμενο μέσο που επιλέχτηκε. Όπως αναφέρθηκε, το R134a έχει μεγάλο απαιτούμενο ογκομετρικό λόγο εκτόνωσης, κάτι που δεν είναι εφικτό να προσεγγίσει μια παλινδρομική μηχανή. Στο Σχήμα 6.11 φαίνεται ο θεωρητικός λόγος εκτόνωσης ( $R_{v,des}$ ), που απαιτείται για να επιτευχθεί ισεντροπική εκτόνωση μεταξύ των σταθερών πιέσεων του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή ( $p_{cond}, p_{evap}$  αντίστοιχα) για διαφορετικές ποιότητες κατά την εισαγωγή ( $x_1$ ). Επίσης στο Σχήμα 6.11 αποτυπώνεται η θεωρητική ισεντροπική πτώση πίεσης ( $\Delta p$ ) και η τελική πίεση εξόδου ( $p_2$ ) που πραγματοποιείται από τον εκτονωτή με τον κατασκευαστικό ογκομετρικό λόγο εκτόνωσης ( $R_v = 2.4$ ) για διαφορές ποιότητες εισόδου. Για να είναι πλήρως εκμεταλλεύσιμη η συνολική διαφορά πίεσης μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή, ο κατασκευαστικός ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης θα πρέπει να είναι ίσος με τον ( $R_{v,des}$ ). Είναι φανερό από το Σχήμα 6.11 πως καθώς αυξάνεται η ποιότητα στην είσοδο, απαιτείται χαμηλότερος θεωρητικός λόγος εκτόνωσης ( $R_{v,des}$ ), και έτσι μπορεί να προσεγγίσει τον κατασκευαστικό  $R_v$ . Έτσι γίνεται καλύτερη εκμετάλλευση της διαθέσιμης διαφοράς πίεσης καθώς αυξάνεται η ποιότητα του εργαζομένου μέσου στην είσοδο. Μάλιστα όσο ελαττώνεται η ποιότητα στην είσοδο μεγαλώνει η διαθέσιμη διαφορά πίεσης που χάνεται καθώς ανοίγουν οι βαλβίδες εξαγωγής με την μορφή ισενθαλπικού στραγγαλισμού (throttling). Πραγματοποιείται δηλαδή υπό-εκτόνωση, και το γεγονός αυτό αποτελεί ένα σημαντικό λόγο για την μειωμένη απόδοση για ποιότητα  $x=0$ , καθώς ο απαιτούμενος ογκομετρικός λόγος είναι  $R_{v,des}=19$ . Όσο αυξάνεται η ποιότητα εισαγωγής ο λόγος αυτός μειώνεται και έτσι παρατηρείται μια βελτίωση όσον αφορά την εκμετάλλευση της διαθέσιμης διαφοράς πίεσης και κατά συνέπεια της απόδοσης του εκτονωτή.

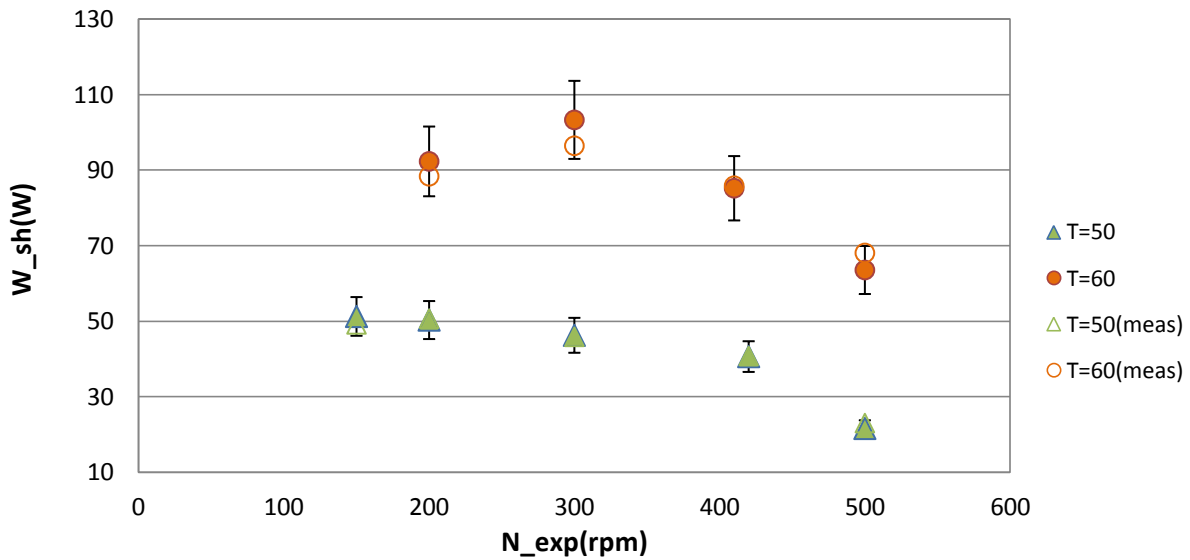


Σχήμα 6.11. Απαιτούμενος ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης και πτώση πίεσης συναρτήσει της ποιότητας εισαγωγής και σταθερές στάθμες πίεσης συμπυκνωτή /εκτονωτή

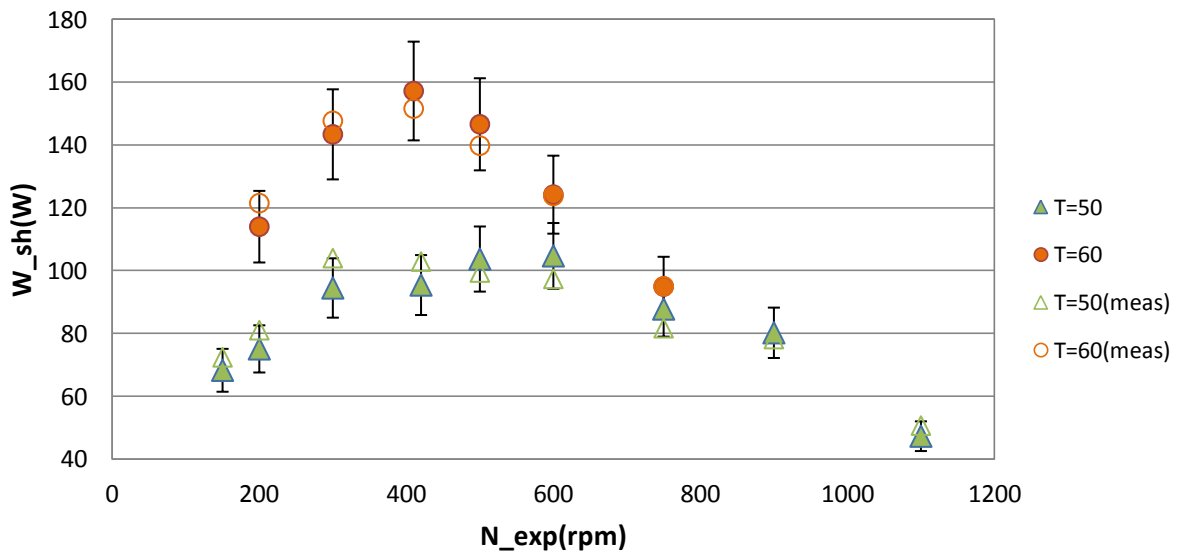
### 6.3 Επιβεβαίωση του μοντέλου

Μετά την βαθμονόμηση του μοντέλου είναι απαραίτητος ο έλεγχος της εγκυρότητας του. Γι αυτό τον λόγο πραγματοποιούνται με τις σταθερές πλέον παραμέτρους που εκλεχτήκαν εκ νέου τρεξίματα του κώδικα για να εντοπιστούν τυχόν ανακρίβειες και να διαπιστωθεί η αξιοπιστία που μπορεί να παρέχει ως εργαλείο πρόβλεψης της συμπεριφοράς του εκτονωτή. Εάν οι αποκλίσεις είναι της τάξης του 10% μπορούμε να θεωρήσουμε πως προσεγγίζεται ικανοποιητικά η λειτουργία της πραγματικής μηχανής. Προκύπτουν λοιπόν τα εξής διαγράμματα:

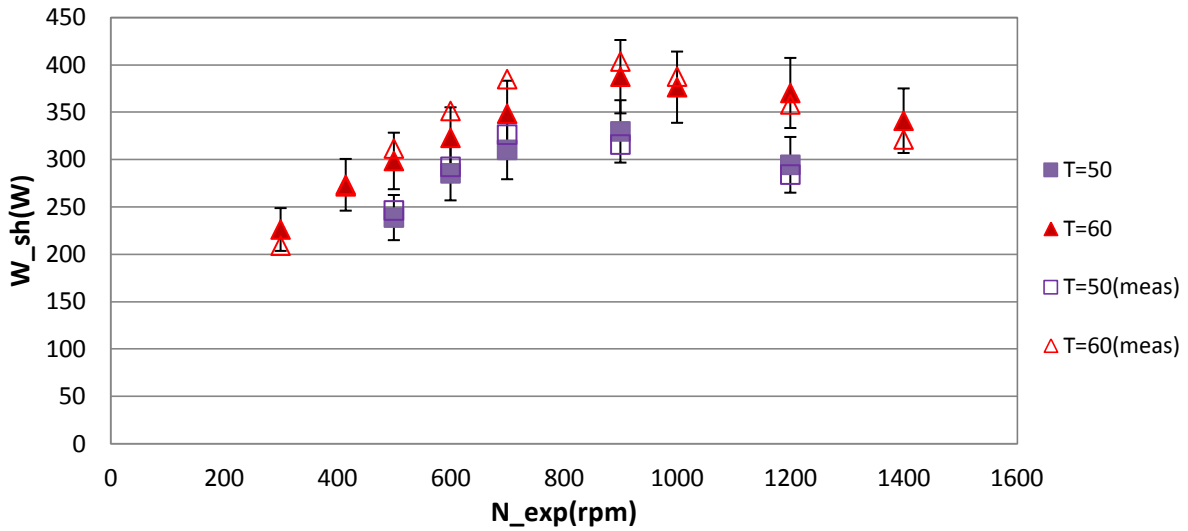
#### Παραγόμενο έργο



Σχήμα 6.12. Παραγόμενο έργο στον άξονα για κορεσμένο υγρό (error bars 10%)

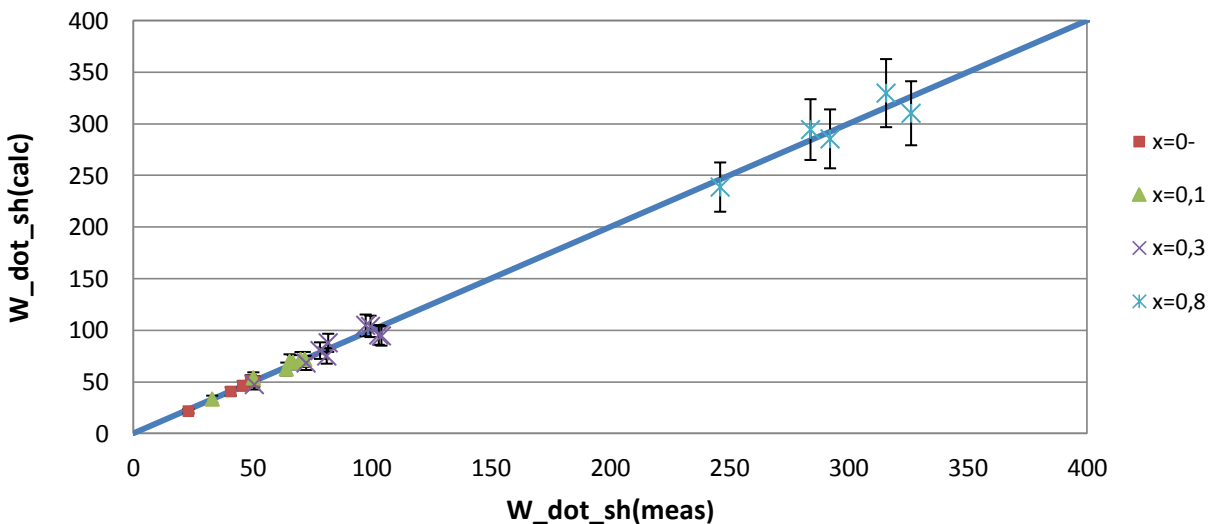


Σχήμα 6.13. Παραγόμενο έργο στον άξονα για ποιότητα  $x=0,3$  (error bars 10%)



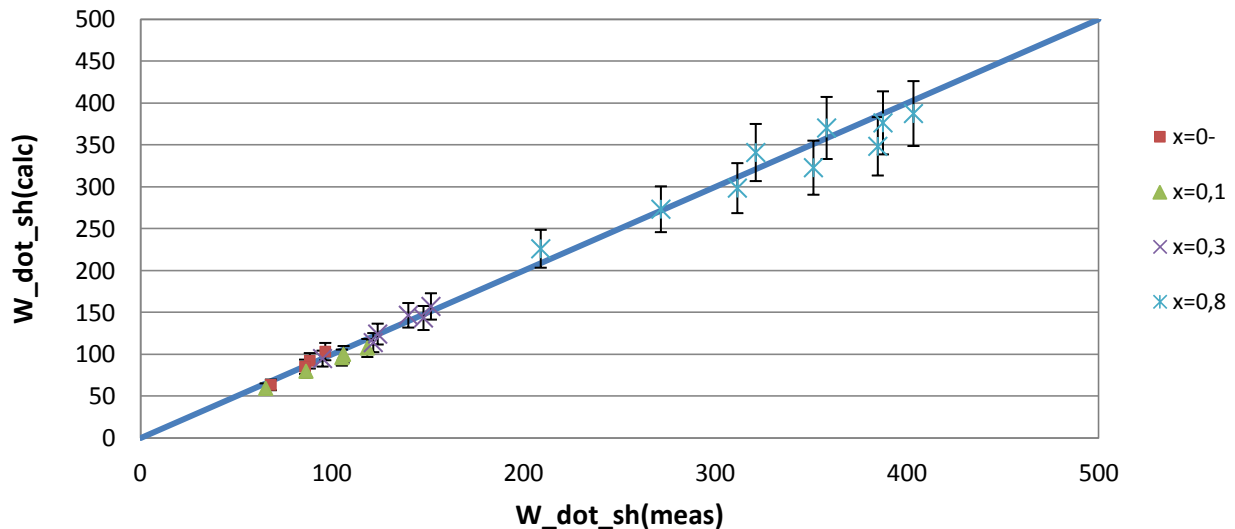
Σχήμα 6.14. Παραγόμενο έργο στον άξονα για ποιότητα  $x=0,8$  (error bars 10%)

Στο Σχήμα 6.12 απεικονίζεται η συσχέτιση του παραγόμενου έργου στον άξονα με την ταχύτητα περιστροφής του για δυο διαφορετικές θερμοκρασίες εισαγωγής του εργαζομένου μέσου ( $T=50^{\circ}\text{C}$ ,  $T=60^{\circ}\text{C}$ ) το οποίο βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Αντίστοιχα στο Σχήμα 6.13 και στο Σχήμα 6.14 απεικονίζεται η ίδια συσχέτιση, για τις ίδιες θερμοκρασίες εισαγωγής άλλα για διφασικό μίγμα κατά 30% και κατά 80% αποτελούμενο από ατμό αντίστοιχα.



Σχήμα 6.15. Παραγόμενο έργο στον άξονα για θερμοκρασία εισαγωγής  $T=50^{\circ}\text{C}$  (error bars 10%)

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.15, καθώς και στο Σχήμα 6.16, το μοντέλο προβλέπει σε πολύ μεγάλο βαθμό το παραγόμενο έργο στον άξονα ως συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής τόσο για μικρή (κορεσμένο υγρό) όσο και για μεσαία και μεγάλη ποιότητα ( $x=0,8$ ) του εργαζόμενου μέσου. Μάλιστα το μέγιστο σφάλμα είναι της τάξης του 6,6%. Συνολικά στο Σχήμα 6.15 και Σχήμα 6.16 αναπαρίσταται η σχέση μεταξύ του μετρούμενης και της υπολογιζόμενης ισχύος για όλες τις διαθέσιμες ποιότητες εισαγωγής για 50°C και 60°C.

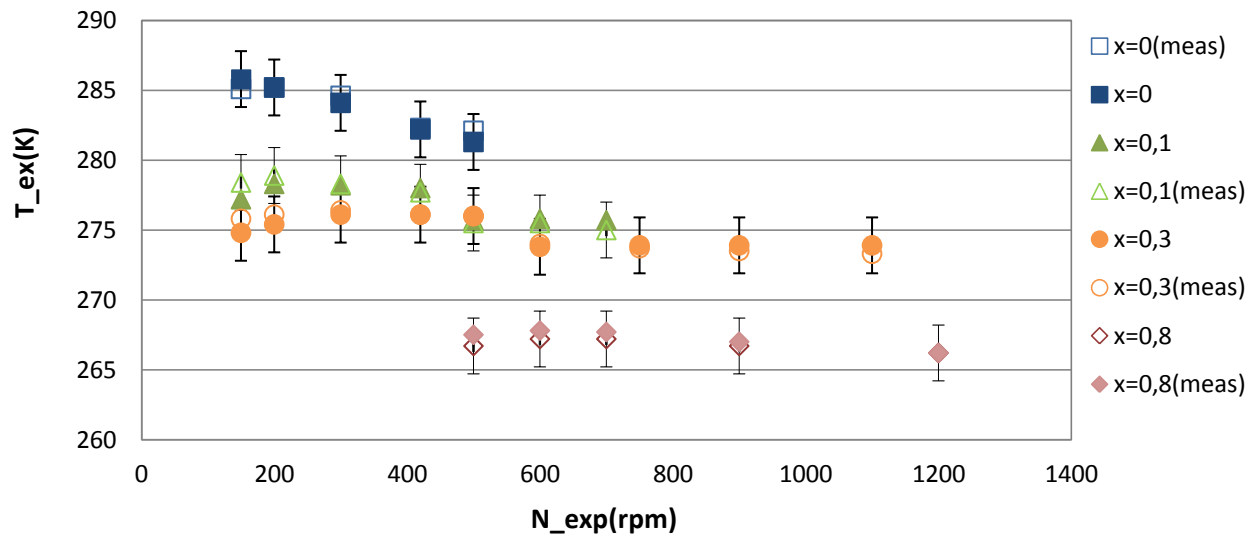


Σχήμα 6.16. Παραγόμενο έργο στον άξονα για θερμοκρασία εισαγωγής  $T=60^{\circ}\text{C}$  (error bars 10%)

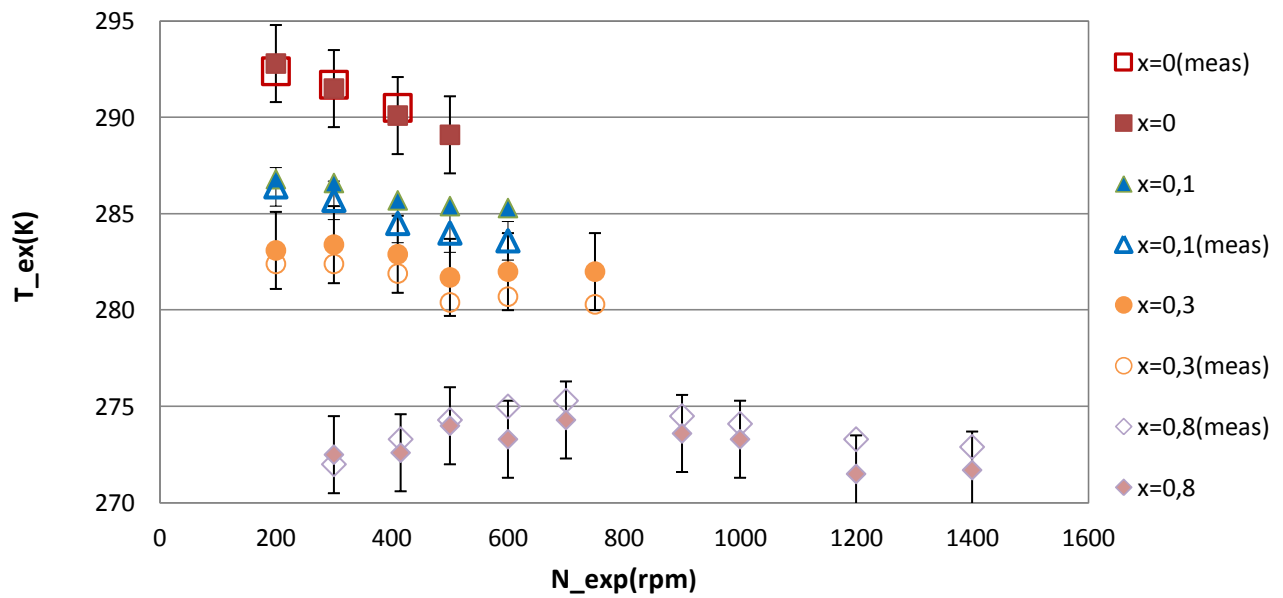
Παρατηρείται επίσης σημαντική αύξηση του παραγόμενου έργου καθώς μεταβαίνουμε σε υψηλότερη θερμοκρασία και κατ'επέκταση πίεση εισαγωγής άλλα και καθώς μεταβαίνουμε σε μεγαλύτερη περιεκτικότητα του εργαζόμενου μέσου σε ατμό. Βέβαια πρέπει να σημειωθεί πως με την αύξηση πέραν ενός ορίου της ταχύτητας περιστροφής πραγματοποιείται μείωση της αποδιδόμενης ισχύος, κάτι που οφείλεται σε υπερβολική αύξηση των μηχανικών απωλειών της μηχανής. Έτσι συμπεραίνουμε πως η τελική ισχύς που προκύπτει από την εκτόνωση είναι κατά πολύ μικρότερη της αναμενόμενης για λόγους που θα αναφέρθηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο.

#### Θερμοκρασία εξόδου

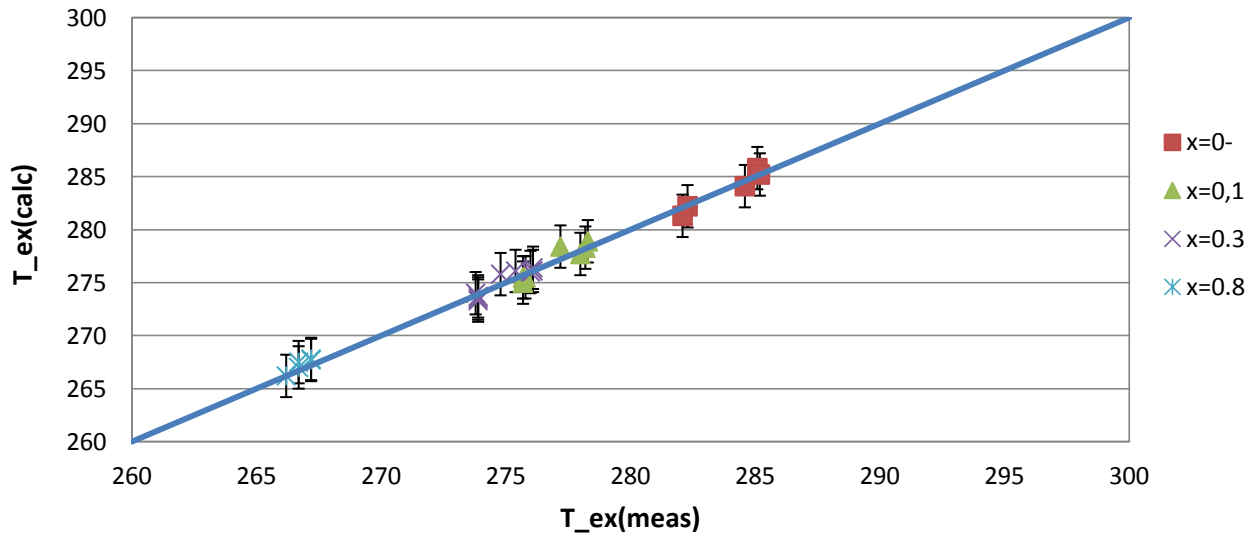
Στο Σχήμα 6.17 και στο Σχήμα 6.18 γίνεται μια παρουσίαση της θερμοκρασίας με την οποία εξέρχεται το ρευστό από τον εκτονωτή σε σχέση με την ταχύτητα περιστροφής του και σε σχέση με την ποιότητα με την οποία εισήχθη. Στο Σχήμα 6.17 φαίνεται ο συσχετισμός αυτός για θερμοκρασία εισόδου τους 50°C και στο Σχήμα 6.18 για θερμοκρασία εισόδου τους 60°C. Όπως μπορεί να διαπιστωθεί από τα παραπάνω διαγράμματα το μοντέλο έχει την ικανότητα να προβλέψει την θερμοκρασία με την οποία θα εξέλθει το ρευστό με καλή ακρίβεια, της τάξης των 2 βαθμών. Το συμπέρασμα αυτό προκύπτει και από το Σχήμα 6.19 καθώς και το Σχήμα 6.20, όπου συσχετίζονται οι τιμές που μετρήθηκαν κατά την διεξαγωγή του πειράματος και οι τιμές που προβλέπονται από το μοντέλο για τις δυο αυτές θερμοκρασιακές στάθμες.



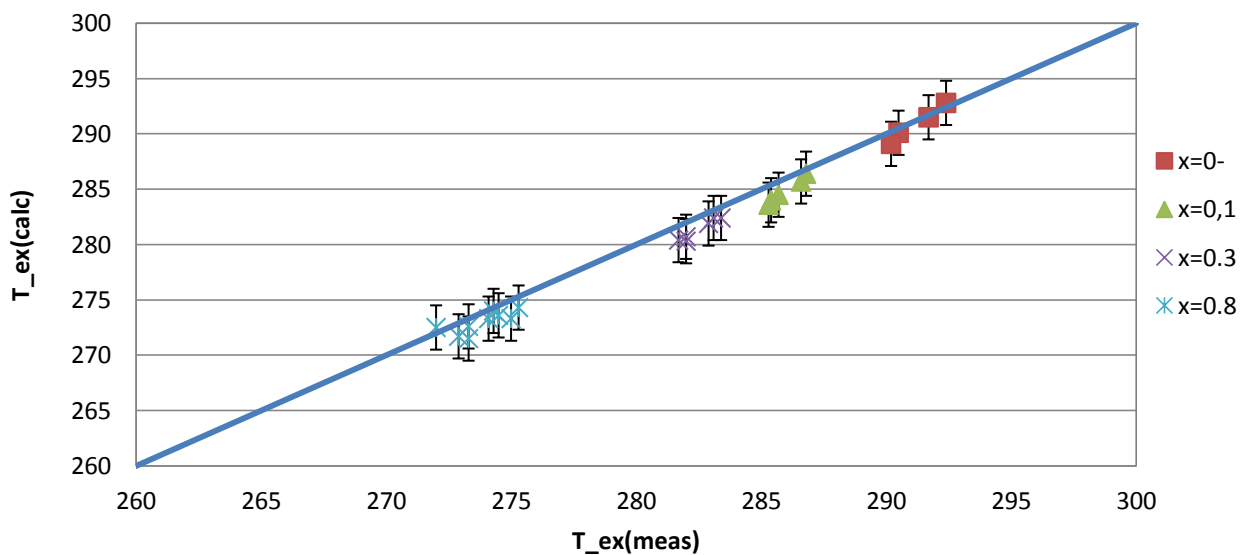
Σχήμα 6.17. Θερμοκρασία εξόδου για θερμοκρασία εισόδου  $T=50^{\circ}\text{C}$  (323K)(error bars 2K)



Σχήμα 6.18. Θερμοκρασία εξόδου για θερμοκρασία εισόδου  $T=60^{\circ}\text{C}$ (333K) (error bars 2K)



Σχήμα 6.19. Θερμοκρασία εξόδου για θερμοκρασία εισόδου  $T=50^{\circ}\text{C}$  (323K)(error bars 2K)

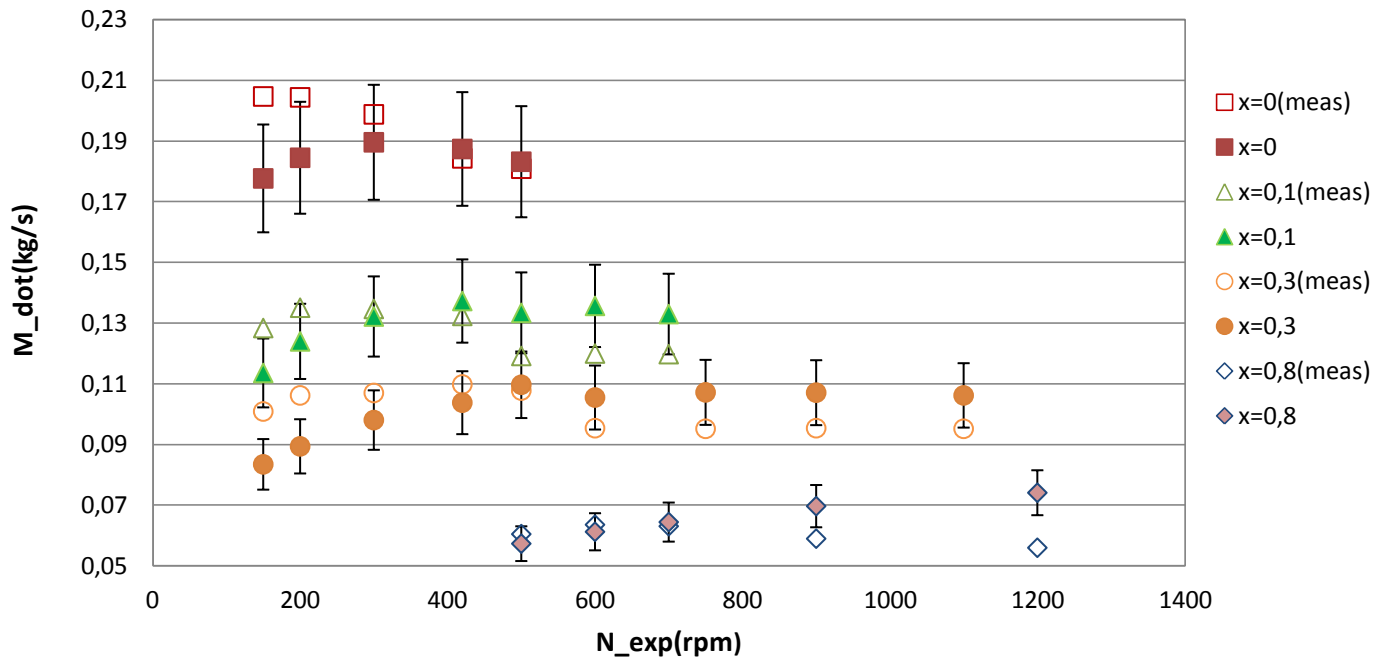


Σχήμα 6.20. Θερμοκρασία εξόδου για θερμοκρασία εισόδου  $T=60^{\circ}\text{C}$  (333K)(error bars 2K)

Από τα παραπάνω διαγράμματα εξάγεται το συμπέρασμα πως υπάρχει σημαντική επίδραση στην θερμοκρασία με την οποία εξέρχεται το ψυκτικό μέσο, τόσο της περιεκτικότητας του σε ατμό, όσο και της θερμοκρασίας με την οποία εισέρχεται. Παρατηρείται δηλαδή πως αύξηση της ποιότητας του ρευστού επιφέρει μείωση της θερμοκρασίας εξαγωγής. Επιπλέον η αύξηση της θερμοκρασίας εισαγωγής φέρεται να ανεβάζει και την θερμοκρασία εξόδου του μέσου. Τέλος σε ότι αφορά την θερμοκρασία εξαγωγής δεν παρατηρείται ισχυρή συσχέτιση της με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής.

## Παροχή μάζας

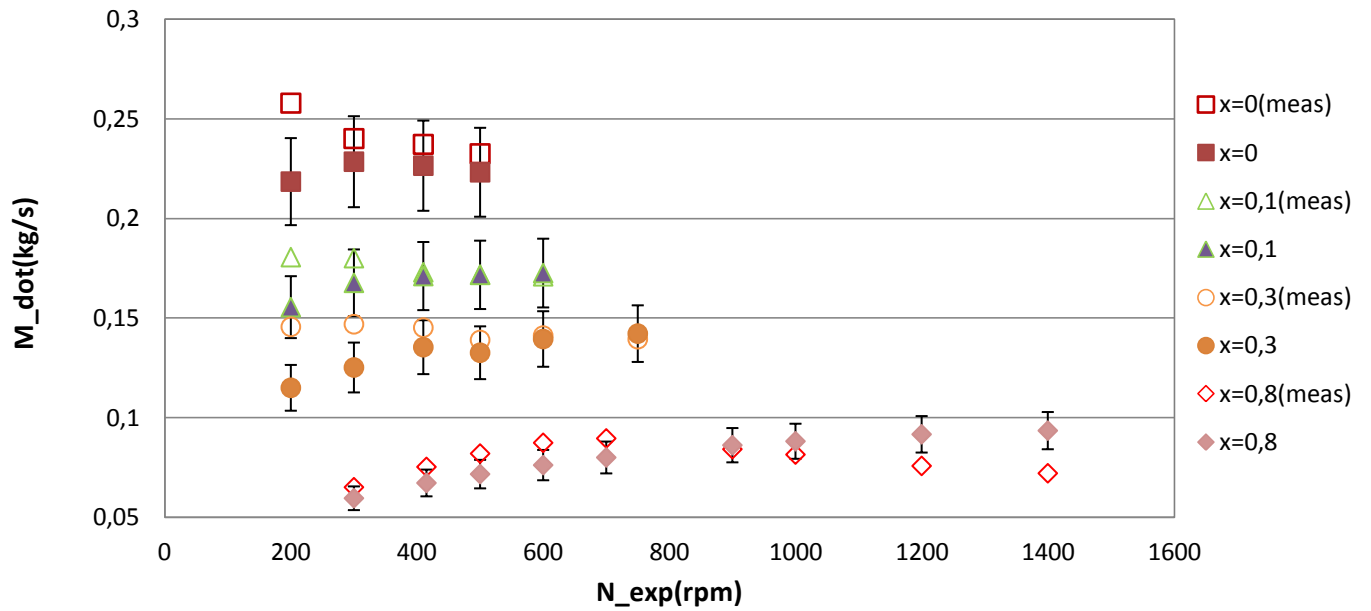
Τα παρακάτω σχήματα παριστούν την εξέλιξη της παροχής μάζας όπως διαμορφώνεται συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή και της ποιότητας του ψυκτικού μέσου που εισάγεται στους κυλίνδρους (Σχήμα 6.21, Σχήμα 6.22). Όπως φαίνεται η πρόβλεψη της παροχής είναι στο πλείστο των περιπτώσεων όντος των ορίων που τίθενται για την αξιοπιστία του μοντέλου (10%). Ωστόσο σε ορισμένες περιπτώσεις παρατηρείται διαφωνία του πειραματικού σε σχέση με την πρόβλεψη και συνολικά παρατηρείται μια διαφοροποίηση όσον αφορά την ελαφρά καθοδική τάση της μετρούμενης σε σχέση με την ελαφρά ανοδική τάση της υπολογιζόμενης παροχής.



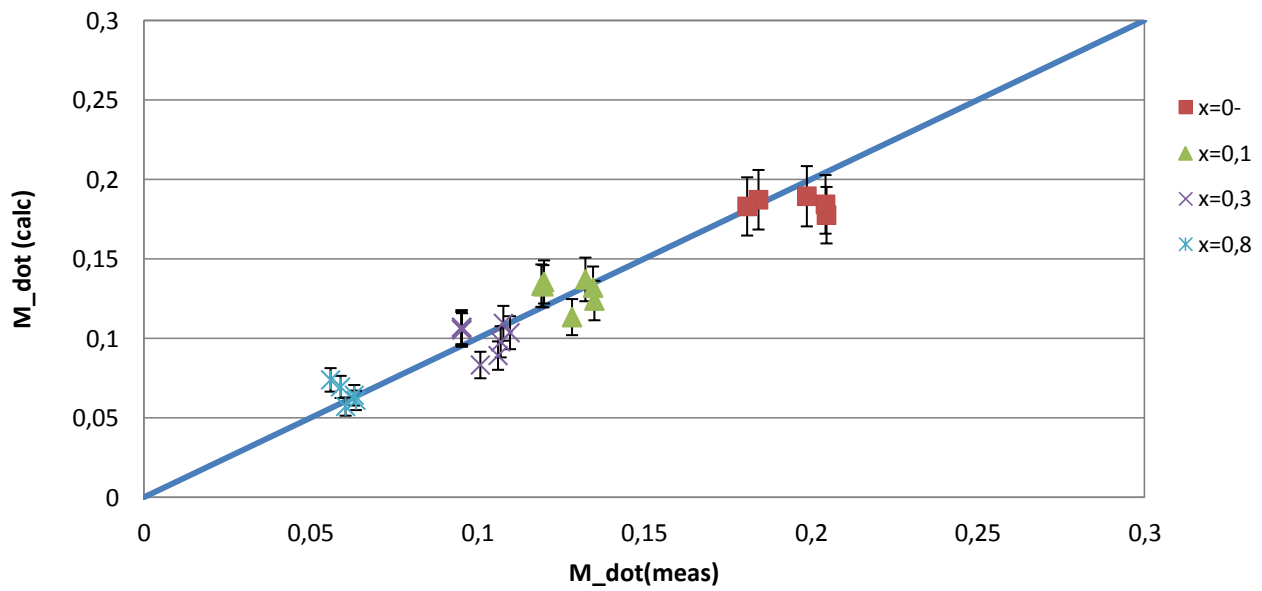
Σχήμα 6.21. Παροχή μάζας για θερμοκρασία εισαγωγής  $T=50^{\circ}\text{C}$  (error bars 10%)

Το γεγονός αυτό είναι αποτέλεσμα του ότι κατά τη διεξαγωγή των πειραμάτων η παροχή της μάζας επιβάλλεται μέσω της αντλίας καθώς και της συνεχούς μέτρησης με υψηλής ακριβείας μετρητικού (παροχόμετρο Coriolis). Όπως υποστηρίζεται και από τους Lemort et al. [30] το μοντέλο υποθέτει μικρή αύξηση της παρεχομένης μάζας καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής και καθώς αυξάνεται η πυκνότητα εισόδου και κατ'επέκταση η πίεση-θερμοκρασία εισόδου. Το τελευταίο γίνεται φανερό αν δοθεί προσοχή στα δυο παραπάνω διαγράμματα. Η παροχή μάζας αυξάνει αριθμητικά τόσο καθώς αυξάνει η θερμοκρασία εισαγωγής, όσο καθώς μειώνεται η ποιότητα του ρευστού. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι για  $x=0$  όταν εισέρχεται ρευστό  $50^{\circ}\text{C}$  η παροχή είναι της τάξης των  $0,20\text{ kg/s}$  ενώ στους  $60^{\circ}\text{C}$  για ίδια ποιότητα έχουμε παροχή μάζας  $0,25\text{ kg/s}$ . Επιπλέον στο Σχήμα 6.23 και στο Σχήμα 6.24 γίνεται εμφανής η συσχέτιση τόσο της μετρούμενης και της υπολογιζόμενης παροχής μάζας όσο και η αύξηση της τιμής της όσο μειώνεται η ποιότητα με την οποία εισάγεται στον εκτονωτή με μεγίστη τιμή όταν εισέρχεται ως κορεσμένο υγρό και ελάχιστη τιμή όταν εισέρχεται με 80% περιεκτικότητα σε ατμό.

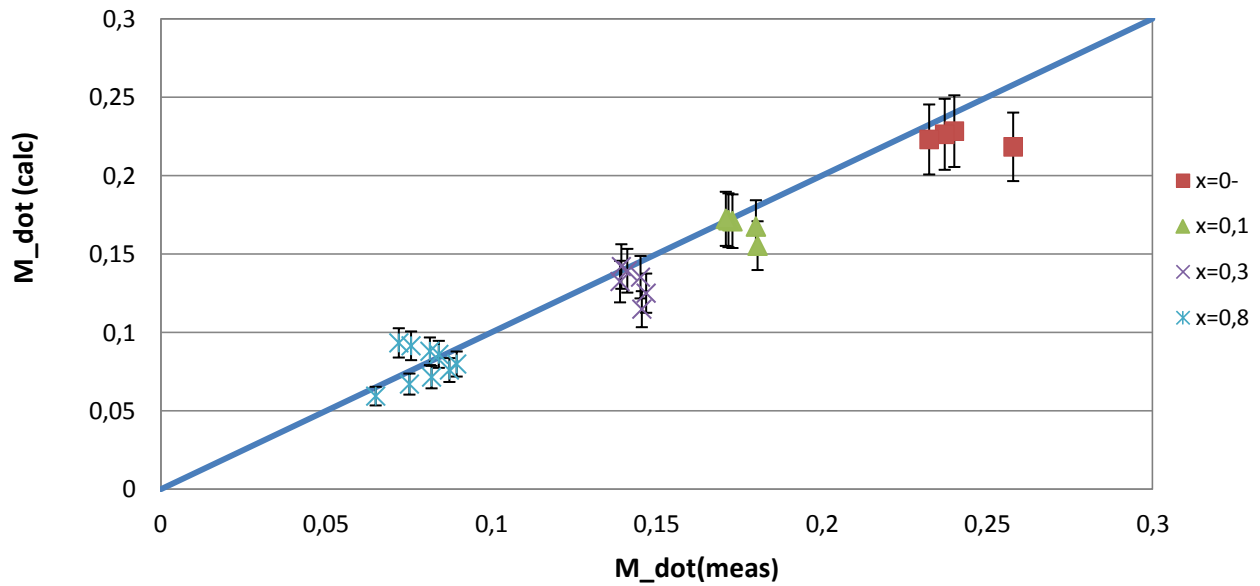




Σχήμα 6.22. Παροχή μάζας για θερμοκρασία εισαγωγής  $T=60^{\circ}\text{C}$  (error bars 10%)



Σχήμα 6.23. Παροχή μάζας για θερμοκρασία εισαγωγής  $T=50^{\circ}\text{C}$  (error bars 10%)

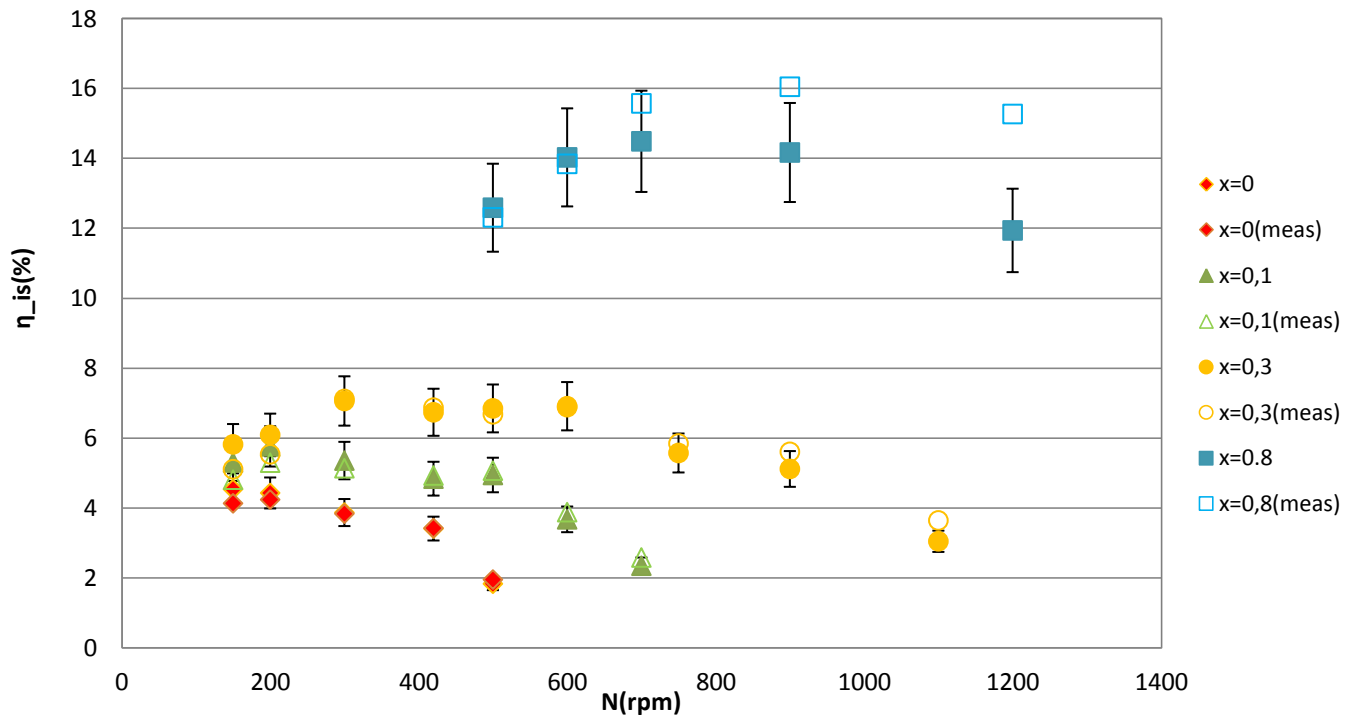


Σχήμα 6.24. Παροχή μάζας για θερμοκρασία εισαγωγής  $T=60^{\circ}\text{C}$  (error bars 10%)

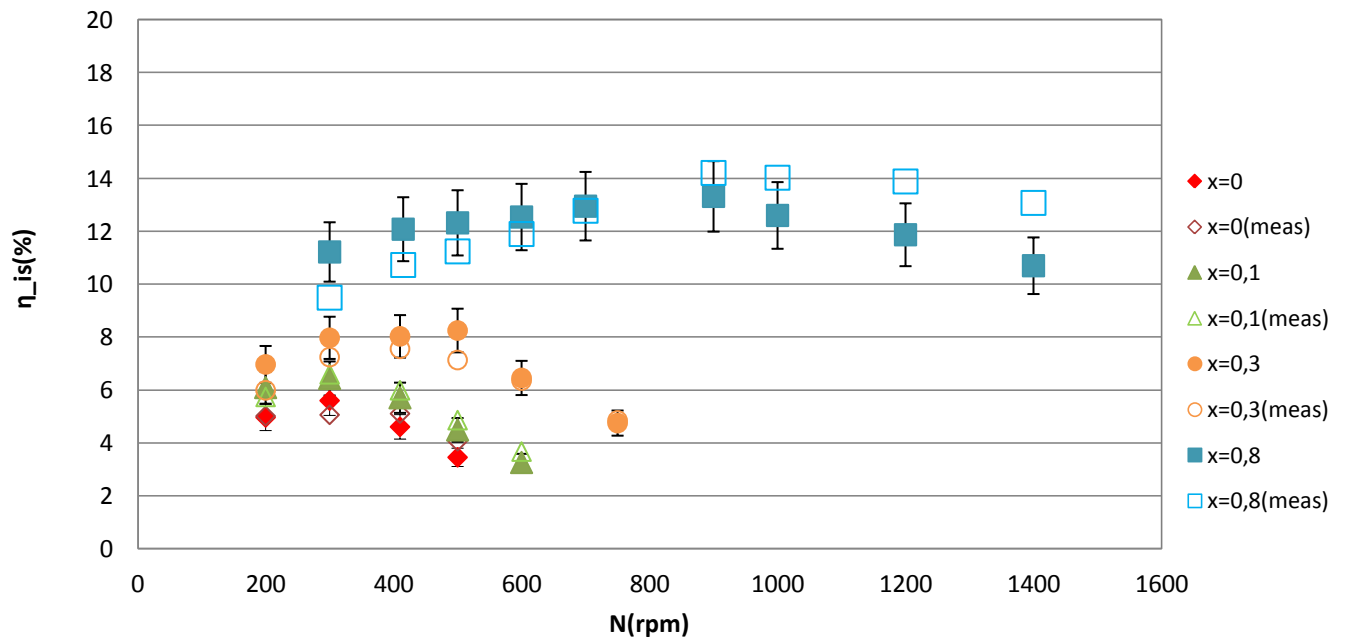
#### Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης

Το Σχήμα 6.25 καθώς και το Σχήμα 6.26 αποτυπώνουν την εξέλιξη του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συνόλου της μηχανής συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής, για θερμοκρασία εισόδου  $50^{\circ}\text{C}$  και  $60^{\circ}\text{C}$  αντίστοιχα για όλες τις διαθέσιμες ποιότητες του μίγματος, όπως εξελιχθήκαν κατά την πειραματική διαδικασία και όπως προβλέπει κατά την λειτουργία του το μοντέλο που αναπτύχθηκε. Οι αποκλίσεις είναι της τάξης του 10% με ελάχιστα σημεία να αποκλίνουν κυρίως λόγω της απόκλισης της παροχής μάζας όπως διατυπώθηκε παραπάνω. Ιδιαίτερη απόκλιση παρατηρείται μονό στην ποιότητα εισαγωγής  $x=0,8$ . Συμπεραίνεται δηλαδή πως το μοντέλο είναι ικανό να προβλέψει καλά και συνολικά την εξέλιξη του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης.

Εμφανές είναι το γεγονός πως ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή είναι για μικρές ποιότητες εισόδου, δηλαδή όταν εκτονώνεται το εργαζόμενο μέσο κυρίως σε υγρή φάση, παρατηρείται πολύ μικρός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης κάτω από 10%. Ωστόσο αυξάνεται όσο αυξάνεται η περιεκτικότητα του σε ατμό με μέγιστο το 14%-15% για  $x=0,8$ . Συνολικά η απόδοση της μηχανής είναι μικρή, καθώς αναμενόταν ο ισεντροπικός βαθμός κοντά στο 40%-50%. Οι λόγοι για τους οποίους συμβαίνει αυτό θα αναπτύσσονται σε επόμενο κεφάλαιο.

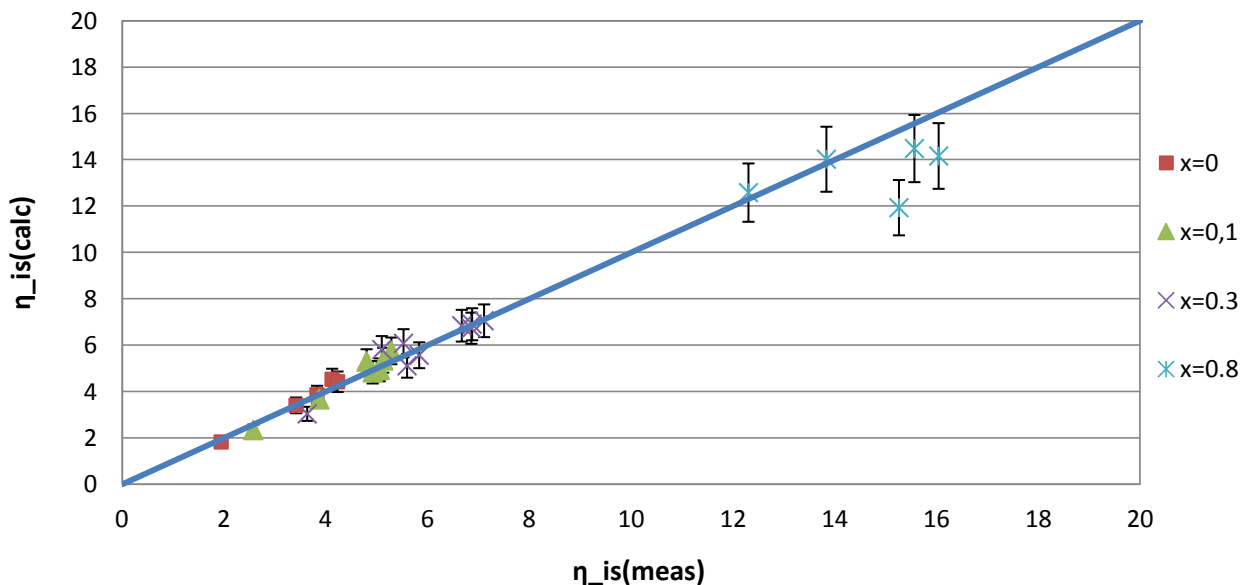


Σχήμα 6.25. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για  $T=50^{\circ}\text{C}$  (error bars 10%)

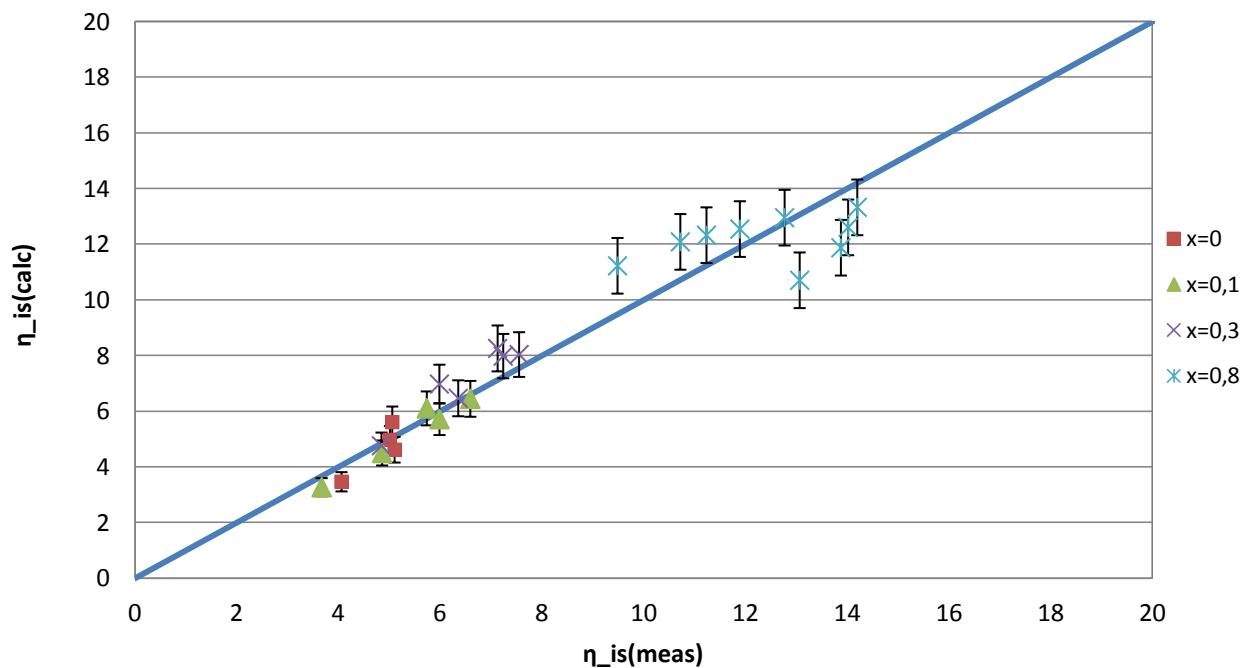


Σχήμα 6.26. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για  $T=60^{\circ}\text{C}$  (error bars 10%)

Στα Σχήματα φαίνεται πιο καθαρά η συσχέτιση μεταξύ του υπολογιζόμενου και του μετρούμενου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης για 50°C και 60°C (Σχήμα 6.27, Σχήμα 6.28). Από τα διαγράμματα αυτά προκύπτει πως δεν υπάρχει σαφής εξάρτηση του ισεντροπικού βαθμού με την θερμοκρασία εισαγωγής αντίθετα με όσα ειπώθηκαν για το παραγόμενο έργο.



Σχήμα 6.27. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για  $T=50^{\circ}C$  (error bars 10%)



Σχήμα 6.28. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για  $T=60^{\circ}C$  (error bars 10%)

## 6.4 Διερεύνηση περιθωρίου βελτίωσης της απόδοσης του εμβολοφόρου εκτονωτή

Στα πλαίσια της σύγκλισης που επιτυγχάνεται από το ημι-εμειρικό μοντέλο που αναπτύχθηκε μας δίδεται η ευκαιρία να διερευνήσουμε κυρίως ποιοτικά αλλά και ποσοτικά ποιά θα είναι η απόδοση του 9-κύλινδρου εμβολοφόρου εκτονωτή, που χρησιμοποιήθηκε κατά την πειραματική διαδικασία. Μας δίνεται η δυνατότητα, δηλαδή να εξετάσουμε ποιά θα ήταν θεωρητικά η απόδοσή του, εάν ελαττωνόταν η συνεισφορά των απωλειών που συντελούν στην μειωμένη απόδοσή του, όπως εκφράζεται από τα χαμηλά επίπεδα ισχύος που παράγονται αλλά και από τους χαμηλούς ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης που επιτυγχάνονται.

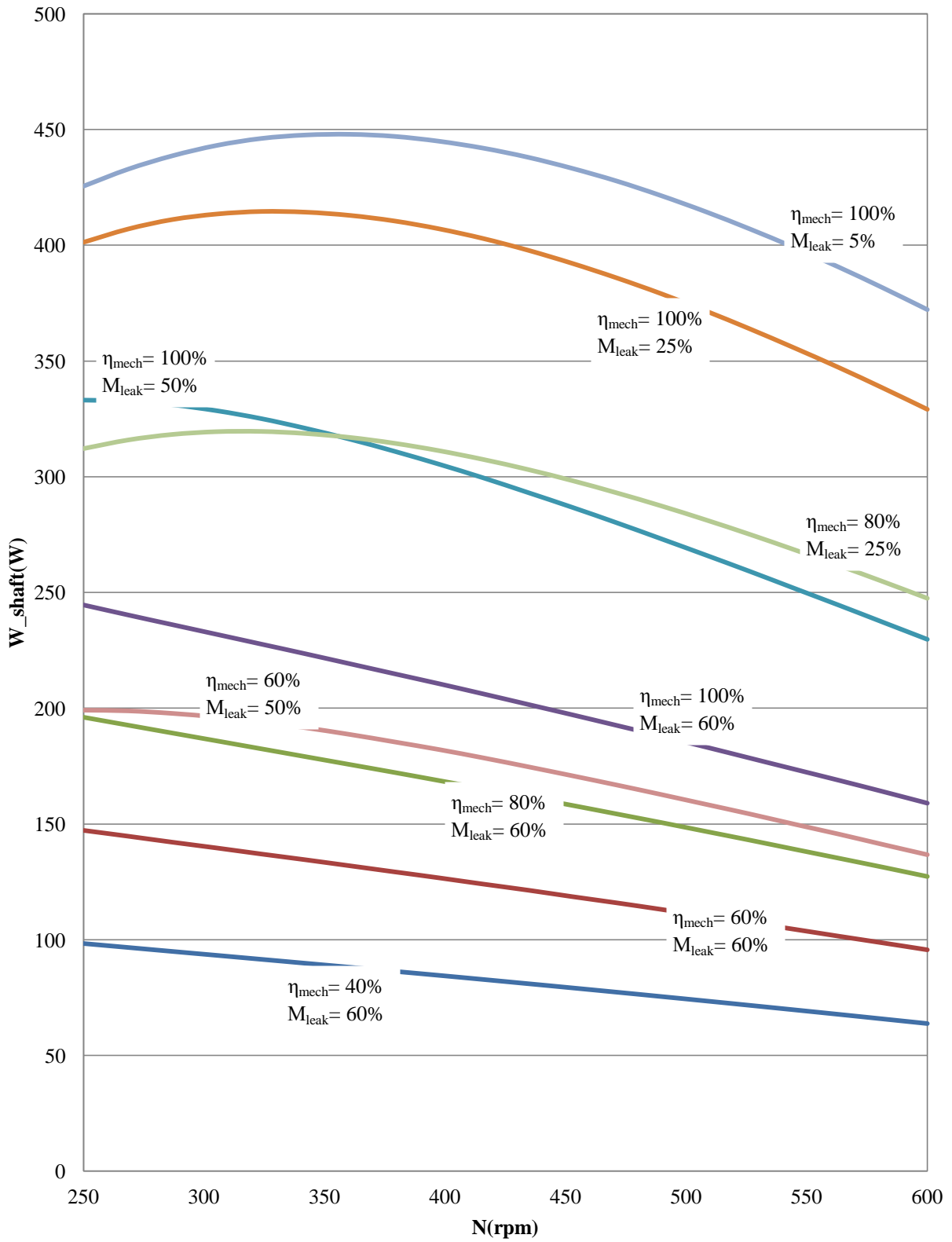
Έτσι τίθενται σαν είσοδοι στο μοντέλο οι θερμοκρασίες λειτουργίας, με τον συμπυκνωτή να βρίσκεται στους 60°C και τον ατμοποιητή να βρίσκεται στους 10°C. Εξετάζεται λοιπόν στο Σχήμα τα εξής σενάρια:

- Βελτίωση του μηχανικού βαθμού απόδοσης ώστε να λάβει τιμές 60%, 80%, 100%.
- Μείωση του ποσοστού των διαρροών μάζας στο 5%, 25%, 50% της συνολικής παροχής.
- Ταυτόχρονη βελτίωση του μηχανικού βαθμού απόδοσης και μείωση των διαρροών μάζας.

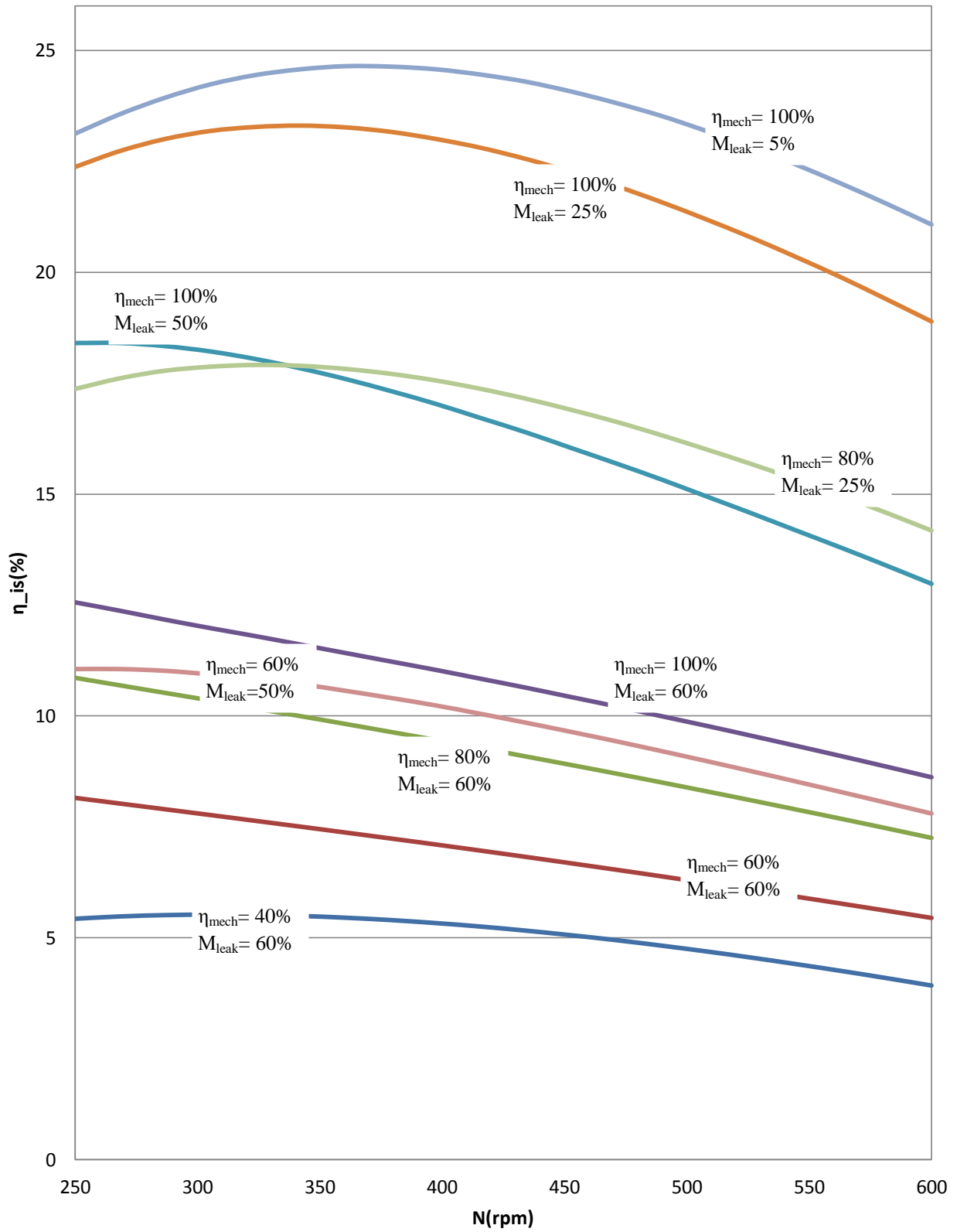
Έτσι προκύπτει το Σχήμα 6.29 που παριστά την εξέλιξη του παραγόμενου έργου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή για καθένα από τα παραπάνω σενάρια.

Όπως αναμενόταν, υπάρχει θετική συσχέτιση μεταξύ της μείωσης των απωλειών και της αύξησης του παραγόμενου έργου. Ωστόσο, από το Σχήμα διαπιστώνουμε την ύπαρξη δυναμικού ανάκτησης έως και 450W, εάν ελαχιστοποιηθούν οι απώλειες που σχετίζονται με μηχανικές τριβές και εκφυγές μάζας. Μάλιστα, γίνεται άμεσα αντιληπτό πως η μείωση των απωλειών μάζας επιφέρει δραματική πρόοδο σε ότι αφορά την τελικά αποδιδόμενη ισχύ συγκριτικά με τον μηχανικό βαθμό απόδοσης ο οποίος εάν γίνει βέλτιστος χωρίς να μειωθούν οι διαρροές είναι ικανός να επιφέρει μονάχα 200W-250W.

Αντίστοιχα είναι τα συμπεράσματα που μπορούν να εξαχθούν από το Σχήμα 6.30 και σε ότι αφορά τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, ο οποίος δύναται να βελτιωθεί αισθητά και να φτάσει έως και 25%, συγκριτικά με τα πολύ χαμηλά επίπεδα του 6%-7%, στα οποία κυμαίνεται με τα ισχύοντα χαρακτηριστικά του εκτονωτή. Φαίνεται λοιπόν, και στην περίπτωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης, η ανάγκη για σημαντικές βελτιώσεις τόσο σε ότι αφορά τις απώλειες παροχής μάζας αλλά και τον μηχανικό βαθμό απόδοσης που βρίσκεται στην παρούσα διάταξη στο χαμηλό επίπεδο του 40%.



Σχήμα 6.29. Διερεύνηση παραγόμενης ισχύς στον άξονα για διάφορα σενάρια βελτίωσης της απόδοσης.



Σχήμα 6.30. Διερεύνηση ισητροπικού βαθμού απόδοσης για διάφορα σενάρια βελτίωσης.

## 7. Συμπεράσματα

Η διεξαγωγή της παρούσας έρευνας, έφερε πιο κοντά την μελέτη της απόδοσης και της λειτουργίας ενός ογκομετρικού εκτονωτή με οργανικό μέσο το οποίο βρίσκεται σε διαφασική ή υγρή κατάσταση. Τα αποτελέσματα όπως αναπτύχθηκαν παραπάνω μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε δύο βασικούς άξονες. Ο πρώτος άξονας αποτελεί την αξιολόγηση της ικανότητας του ημι-εμπειρικού μοντέλου να προσομοιώσει με ακρίβεια μια τέτοια πολύπλοκη διεργασία. Ο δεύτερος αφορά το κατά πόσο το ίδιο το εγχείρημα είναι μια καινοτόμα και αξιόλογη λύση στο ζήτημα της εξοικονόμησης ενέργειας και στην αύξηση της αποδοτικότητας μιας αντλίας θερμότητας.

Αρχικά σε ότι αφορά την ακρίβεια των προβλέψεων, φαίνεται να επιτυγχάνεται ένας μεγάλος βαθμός αξιοπιστίας καθώς το συνολικό σφάλμα βρίσκεται κάτω από 10% στο πλείστο των περιπτώσεων. Ένα τέτοιο περιθώριο εμπιστοσύνης αποτελεί μια πολύ καλή βάση για να είμαστε σε θέση να εκτιμήσουμε γρήγορα την απόδοση του εκτονωτή χωρίς να είμαστε σε θέση να γνωρίζουμε πλήρως όλες τις εξισώσεις που περιγράφουν τον κινηματικό του μηχανισμό. Η σημασία δηλαδή, μιας τέτοιας ανάλυσης έγκειται στην καθολικότητα του ημι-εμπειρικού μοντέλου σε σχέση με το ντετερμινιστικό και η δυνατότητα προσαρμογής του σε διάφορους τύπους τέτοιων μηχανών.

Η αποτελεσματικότητα του ημι-εμπειρικού μοντέλου που αναπτύχθηκε φαίνεται στην ικανότητα του να περιγράψει την παραγόμενη ισχύ του εκτονωτή σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας τόσο σαν εξέλιξη όσο και σαν απόλυτη τιμή. Παρόμοια είναι τα αποτελέσματα της συμπεριφοράς του μοντέλου, όσον αφορά την εξέλιξη της θερμοκρασίας με την οποία εξέρχεται το οργανικό μέσο, καθώς το σφάλμα περιορίζεται κάτω από 2K.

Ωστόσο, ενώ η ακρίβεια με την οποία προβλέπονται οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης είναι εντός των καθορισμένων ορίων εμπιστοσύνης για ποιότητα του εργαζόμενου μέσου κάτω από 0,5, φαίνεται μια μικρής κλίμακας αδυναμία να προσεγγίσει τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης σε υψηλότερες τιμές της. Βέβαια επειδή προορίζεται για χρήση με εργαζόμενο μέσο υγρής φάσης το συγκεκριμένο ζήτημα μπορεί να παραβλεφθεί. Βέβαια αξίζει να σημειωθεί πως παρατηρείται μια αύξηση της απόκλισης των προβλεπόμενων τιμών της παροχής μάζας σε σχέση με τις μετρούμενες τιμές από την πειραματική διαδικασία. Συγκεκριμένα υπάρχει μια διαφωνία στην τάση με την οποία εξελίσσονται οι δύο καμπύλες με την μετρούμενη να είναι σταθερή προς καθοδική και την προβλεπόμενη σταθερή προς ανοδική. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι κατά την πειραματική διαδικασία η παροχή μάζας ήταν επιβεβλημένη και θεωρητικά σταθερή και έτσι θα έπρεπε να δοθεί σαν είσοδος στο μοντέλο. Σε αυτό το σημείο αξίζει να σημειωθεί πως είναι σε θέση το μοντέλο εφόσον έχει βαθμονομηθεί με βάση τον συγκεκριμένο εκτονωτή να περιγράψει την λειτουργία του και σε άλλες συνθήκες, ή άλλα οργανικά μέσα. Επιπλέον αποτελεί ένα πολύτιμο εργαλείο πρόβλεψης μεγεθών που δεν μπορούν να υπολογιστούν πειραματικά όπως οι απώλειες μάζας. Το λογισμικό λοιπόν, που αναπτύχθηκε, αποτελεί καινοτομία στο επιστημονικό πεδίο της μοντελοποίησης της διαδικασίας της εκτόνωσης διαφασικού ή κορεσμένου υγρού οργανικού μέσου, καθώς δεν έχει υπάρξει στην βιβλιογραφία κάτι αντίστοιχο. Μάλιστα αποτελεί βάση για την ανάπτυξη και την διερεύνηση αυτού του πεδίου με ντετερμινιστικά μοντέλα και υπολογιστική ρευστομηχανική.

Αναφορικά με την καταλληλότητα ενός τέτοιου εγχειρήματος, ως αποτέλεσμα εξάγεται πως η ισχύς που παράγεται είναι χαμηλότερη της αναμενόμενης. Όπως διατυπώθηκε, τα αίτια βρίσκονται κυρίως στην απώλεια της μάζας που χάνεται διαμέσω των διακένων της κεφαλής και του εμβόλου. Έτσι σημαντικό μέρος του δυναμικού της πίεσης που επικρατεί ανάμεσα στον συμπυκνωτή και στον ατμοποιητή χάνεται



χωρίς να παράγει ισχύ. Επιπλέον πολύ σημαντικό ρόλο κατέχει ο μικρός κατασκευαστικός ογκομετρικός λόγος σε σχέση με εκείνο του οργανικού μέσου για αυτές τις συνθήκες λειτουργίας. Έτσι προκύπτουν φαινόμενα Υπο-εκτόνωσης που μειώνουν αισθητά την αποτελεσματικότητα της διεργασίας. Τέλος ο μηχανικός βαθμός απόδοσης της μηχανής αποτέλεσε σημαντική αιτία απωλειών καθώς βρίσκεται σε πολύ χαμηλά επίπεδα λόγω κατασκευαστικών ατελειών που οφείλονται στην λανθασμένη χρήση ένσφαιρων τριβέων καθώς και στο μεγάλο ποσοστό απωλειών μάζας που παρατηρήθηκε.

Συνολικά εάν επιλυθούν οι παραπάνω δυσκολίες το δυναμικό ενέργειας είναι ικανό να ανεβάσει σημαντικά τον συντελεστή συμπεριφοράς μιας αντλίας θερμότητας και γενικά τον βαθμό απόδοσης του κύκλου VCC.

Τέλος, προτείνεται μελέτη των δυνατοτήτων βελτίωσης του συγκεκριμένου εκτονωτή για την αύξηση της απόδοσης του, ώστε να διαπιστωθεί η καταλληλότητα της συγκεκριμένης τεχνολογίας εκτονωτή. Επιπλέον, με την χρήση του ημι-εμπειρικού μοντέλου προτείνεται η διερεύνηση της εκτόνωσης υγρού ή διαφασικού οργανικού μέσου για άλλη τεχνολογία εκτονωτή (scroll, screw), καθώς και με άλλα οργανικά μέσα (R410a).

## Βιβλιογραφία

1. Lemort, V., et al., *Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(14–15): p. 3094-3102.
2. <http://www.expheat.eu/>.
3. Yearbook, E.G.E.S. 2011 27.07.11]; Available from: <http://yearbook.enerdata.net/>.
4. Administration, U.S.E.I., *Electric Power Monthly*. 2012.
5. Omer, A.M., *Green energies and the environment*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008. **12**(7): p. 1789-1821.
6. Nicholls, T., et al., *How the Energy Industry Works-an Insiders' Guide* 2009: London, UK.
7. Singapore, M.o.T.a.l.o.t.R.o., *National Energy Policy Report*. 2007: Republic of Singapore.
8. Lorentzen, G. and J. Pettersen, *A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning*. International Journal of Refrigeration, 1993. **16**(1): p. 4-12.
9. Robinson, D.M. and E.A. Groll, *Efficiencies of transcritical CO2 cycles with and without an expansion turbine: Rendement de cycles transcritiques au CO2 avec et sans turbine d'expansion*. International Journal of Refrigeration, 1998. **21**(7): p. 577-589.
10. Goncalves, V.D.A. and J.A.R. Parise, *A study on the reduction of throttling losses in automotive air conditioning systems through expansion work recovery*, in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. 2008. p. 2416.
11. Fukuta, M., et al., *Observation of CO2 trans-critical expansion process*, in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. 2008. p. 2374.
12. Tian, H., et al., *Study on expansion power recovery in CO2 trans-critical cycle*. Energy Conversion and Management, 2010. **51**(12): p. 2516-2522.
13. Li, M., Y. Ma, and H. Tian, *A rolling piston-type two-phase expander in the transcritical CO2 cycle*. 2009(HVAC and R Res): p. 729-741.
14. Matsui, M., et al., *Development of the high-efficiency technology of a CO2 two-stage rotary expander*. HVAC and R Res, 2009: p. 743-758.
15. Fukuta, M., et al., *Performance of vane-type CO2 expander and characteristics of transcritical expansion process*. HVAC and R Res, 2009: p. 711-727.
16. Fukuta, M., et al., *Performance and characteristics of compressor/expander combination for CO2 cycle*, in *7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*. 2006: Trondheim, Norway. p. 052.
17. Jia, X., et al., *Improved rotary vane expander for trans-critical CO2 cycle by introducing high pressure gas into the vane slots*. Int. J. Refrigeration 34, 2011: p. 732-741.
18. Kim, H.J., et al., *Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO2 transcritical cycles*. Appl. Therm. Eng. 28 2008: p. 1654-1661.
19. Kohsokabe, H., et al., *Basic operating characteristics of CO2 refrigeration cycles with expander-compressor unit*, in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. 2006.
20. Baek, J.S., E.A. Groll, and P.B. Lawless, *Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation*. Int. J. Refrigeration 28, 2005a: p. 141-151.
21. Baek, J.S., E.A. Groll, and P.B. Lawless, *Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part II: theoretical model*. Int. J. Refrigeration 28, 2005b: p. 152-164.

22. Nickl, J., et al., *Integration of a three-stage expander into a CO<sub>2</sub> refrigeration system*. Int. J. Refrigeration 28, 2005: p. 1219-1224.
23. Kovačević, A., N. Stošić, and I.K. Smith, *Numerical simulation of combined screw compressor–expander machines for use in high pressure refrigeration systems*. Simulation Modelling Practice and Theory, 2006. **14**(8): p. 1143-1154.
24. Kakuda, M., H. Nagata, and F. Ishizono, *Development of a scroll expander for the CO<sub>2</sub> refrigeration cycle*. HVAC and R Res 15, 2009: p. 771-783.
25. Zhang, B., et al., *Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO<sub>2</sub> cycle*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(8–9): p. 1629-1636.
26. Subiantoro, A. and K.T. Ooi, *Economic analysis of the application of expanders in medium scale air-conditioners with conventional refrigerants, R1234yf and CO<sub>2</sub>*. International Journal of Refrigeration, 2013. **36**(5): p. 1472-1482.
27. Bao, J. and L. Zhao, *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **24**: p. 325-342.
28. Quoilin, S. *Sustainable Energy Conversion Through the use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. October 2011.
29. Quoilin, S., et al., *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **22**: p. 168-186.
30. Quoilin, S., V. Lemort, and J. Lebrun, *Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander*. Applied Energy, 2010. **87**(4): p. 1260-1268.
31. Chen, Y., et al., *Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling*. International Journal of Refrigeration, 2002. **25**(6): p. 731-750.
32. Mendoza, L.C., et al., *Characterization and modeling of a scroll expander with air and ammonia as working fluid*. Applied Thermal Engineering, 2014. **70**(1): p. 630-640.
33. Schuster, A., et al., *Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(8–9): p. 1809-1817.
34. Gail, R. [<http://www.renewableenergyfocus.com/view/35690/renewable-power-generation-2012-figures/>. 25 October 2014].
35. Bailey, O. and E. Worrell, *Clean Energy Technologies: A Preliminary Inventory of the Potential for Electricity Generation*. 2005.
36. Quoilin, S., et al., *Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles*. Applied Energy, 2011. **88**(6): p. 2183-2190.
37. McLinden, M.O. and R. Radermacher, *Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapour compression cycle*. International Journal of Refrigeration, 1987. **10**(6): p. 318-325.
38. Karellas, S., A.D. Leontaritis, and K. Braimakis, *Energetic Investigation of Heat Pumps Efficiency Improvement with the Implementation of an Expansion Machine*
39. *Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*, in *Report of the Refrigeration, Air-Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*. 1998.
40. *Regulation (EC) No. 2037/2000 of the European Parliament and of the Council on substances that deplete the ozone layer*. 29 June 2000.
41. Tamura, I., et al., *An analytical investigation of high-temperature heat pump system with screw compressor and screw expander for power recovery*. Energy Conversion and Management, 1997. **38**(10–13): p. 1007-1013.

42. Cho, S.-Y., C.-H. Cho, and C. Kim, *Performance characteristics of a turbo expander substituted for expansion valve on air-conditioner*. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008. **32**(8): p. 1655-1665.
43. Sarkar, J., *Review on Cycle Modifications of Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration and Heat Pump Systems*. *Advanced Research in Mechanical Engineering* 2010.
44. Hewitt, N.J., et al., *Advanced air source heat pumps for UK and European domestic buildings*. *Applied Thermal Engineering*, 2011. **31**(17–18): p. 3713-3719.
45. Salehi Kouhestani, M., N. Hewitt, and M. Huang, *Developing a combined compressor expander heat pump – experimental evaluation of the compressor & expander*, in *26th Int Congress of Refrigeration*. August 21-26 2011: Prague, Czech Republic.
46. Driver, R., et al., *The testing of an rotary compressor heat pump with integrated expansion turbine*, in *22nd Int Congress of Refrigeration*. Aug 21-26 2007: Beijing, P.R. China.
47. Stosic, N., I. Smith, and C. Aldis, *Development of the trilateral flash cycle system Part 3: the design of high efficiency two-phase screw expanders*. *Proc Instn Mech Engrs*, 1996.
48. Stosic, N., et al., *The design of a twin-screw compressor based on a new rotor profile*. *J of Engng Design*, 1997.
49. Stosic, N., et al., *Twin screw expanders in large chiller units*, in *Proc of Int Conf on Industrial Compressors and their Systems*. September 1999: City University, London.
50. Subiantoro, A. and K.T. Ooi, *Analysis of the revolving vane (RV-0) expander, Part 1: Experimental investigations*. *International Journal of Refrigeration*, 2012. **35**(6): p. 1734-1743.
51. Wang, M., et al., *Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system*. *International Journal of Refrigeration*, 2012. **35**(4): p. 757-771.
52. Glavatskaya, Y., et al., *Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application*. *Energies*, 2012. **5**(6): p. 1751.
53. Subiantoro, A., K.S. Yap, and K.T. Ooi, *Experimental investigations of the revolving vane (RV-I) expander*. *Applied Thermal Engineering*, 2013. **50**(1): p. 393-400.
54. Μουρατίδης, Γ., *Μοντελοποίηση και διερεύνηση εκτονωτών θετικής εκτόπισης σε συστήματα ORC*, in *Mechanical Engineering*. 2014, National Technical University of Athens: Athens.
55. Declaye, S., et al., *Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid*. *Energy*, 2013. **55**: p. 173-183.
56. Winandy, E., C.S. O, and J. Lebrun, *Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor*. *Applied Thermal Engineering*, 2002. **22**(2): p. 107-120.
57. Bourdouxhe, J., M. Grodent, and J. Lebrun, *HVAC1TOOLKIT: A toolkit for primary HVAC system energy calculation*. ISBN 1-883413-73-7 ASHRAE, 1999.
58. Kakatsios, X., *Introduction to Heat and Mass Transfer*. 2006, Athens: Symeon publishing group.
59. Huagen, W., X. Ziwen, and S. Pengcheng, *Theoretical and experimental study on indicator diagram of twin screw refrigeration compressor*. *International Journal of Refrigeration*, 2004. **27**(4): p. 331-338.
60. Bell, I.H., et al., *Liquid-flooded compression and expansion in scroll machines – Part I: Model development*. *International Journal of Refrigeration*, 2012. **35**(7): p. 1878-1889.
61. Clemente, S., et al., *Performance analysis and modeling of different volumetric expanders for small-scale Organic Rankine Cycles*, in *Proceedings of the ASME 2011*. 2011: Trieste.
62. G., M. and M. L., *Model of a Steam/Organic Vapour Volumetric Reciprocating Expander*, in *Proceedings of ECOS2010*. 2010: Lausanne, Switzerland.
63. Klein, S.A., *Engineering Equation Solver*. F-Chart Software: Middleton, WI.
64. Bell, I.H., et al., *Pure- and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp*. *Industrial & Engineering Chemistry Research*.

65. Chisholm, D., *Two-Phase flow in pipelines and heat exchangers*. 1983.
66. Black, W.Z. and J.G. Hartley. 1985, New York: Harper and Row.
67. Rakopoulos, K., *Operation principles of piston Internal Combustion Engines*. 2008, Athens: Fountas.
68. Wang, M., et al., *Comparison between modelling and experiments on a two-stage rotary vane expander for an HFC-410A air conditioning system*. 2013.
69. Zhang, Z., et al., *Experimental investigation on a turbo expander substituted for throttle valve in the subcritical refrigeration system*. *Energy*, 2015. **79**: p. 195-202.
70. Creaco, E. and G. Pezzinga, *Embedding linear programming in multi objective genetic algorithms for reducing the size of the search space with application to leakage minimization in water distribution networks*. *Environmental Modelling & Software*, 2015. **69**: p. 308-318.
71. Singh, S., et al., *Modeling and parameter optimization of hybrid single channel photovoltaic thermal module using genetic algorithms*. *Solar Energy*, 2015. **113**: p. 78-87.

## Παράρτημα

### A. Κώδικας που χρησιμοποιήθηκε για τη βαθμονόμηση του μοντέλου:

```
"Input data"
"Parameters"
fa=
fp=
c=
V_s=
AU_amb=
AU_exn=
AU_sun=
A_leak=
A_su=

"Inputs"
N=

N_exp[1..N]=[]

P_su[1..N]=[]

T_suC[1..N]=[]

x_su[1..N]=[]

P_ex[1..N]=[]

n_m[1..N]=[]

n_is_exp[1..N]=[]

M_dot_r_exp[1..N]=[]

W_dot_sh_exp[1..N]=[]

T_ex_exp[1..N]=[]

D_T=max(T_ex_exp[1..N])-min(T_ex_exp[1..N])

DUPLICATE i=1;N

T_su[i]= T_suC [i]+273
cp_su1[i]=Cp(fluid$;P=P_su[i];x=0)

"Supply Fluid Conditions"

h_su[i]=PropsSI('H';'P';P_su[i];'Q';x_su[i];fluid$)
s_su[i]=PropsSI('S';'P';P_su[i];'Q';x_su[i];fluid$)
O_su[i]=PropsSI('D';'T';T_su[i];'P';P_su[i];fluid$)

"Supply Pressure Drop"
```

```

h_su[i]=h_su1[i]+0,5*C_su1[i]^2
DP_su[i]=(0,5*O_su1[i])*C_su1[i]^2
P_su1[i]=P_su[i]-DP_su[i]
M_dot[i]=A_su*O_su1[i]*C_su1[i]
{W_dot_sh[i]=W_dot_sh_exp[i]
M_dot[i]=M_dot_r_exp[i]
M_dot[i]=A_su[i]*O_su1[i]*C_su1[i]}
x_su1[i]=PropsSI('Q';'H';h_su1[i];'P';P_su1[i];fluid$)

```

"Supply Cooling Down"

```

T_su1[i]=PropsSI('T';'P';P_su1[i];'H';h_su1[i];fluid$)
s_su1[i]=PropsSI('S';'P';P_su1[i];'H';h_su1[i];fluid$)
O_su1[i]=PropsSI('D';'P';P_su1[i];'H';h_su1[i];fluid$)
O_su2[i]=O_su1[i]
Q_su[i]=M_dot[i]*CP_su1[i]*(T_su2[i]-T_su1[i])
Q_su[i]=e_su[i]*M_dot[i]*cP_su1[i]*(T_wall[i]-T_su1[i])
e_su[i]=1-exp(-AU_su[i]/(M_dot[i]*CP_su1[i]))
AU_su[i]=AU_sun*(M_dot[i]/M_dot_n)^0,8
P_su2[i]=P_su1[i]
h_su2[i]=h_su1[i]+Q_su[i]
s_su2[i]=PropsSI('S';'P';P_su2[i];'H';h_su2[i];fluid$)

```

"Piston Work"

```

W_admin[i]=P_su2[i]*V_s*(fa-C)*N_exp[i]/60
W_exp[i]=(h_su2[i]-P_su2[i]/O_su1[i]-h_ad[i]+P_ad[i]/O_ad[i])*M_dot_in[i]
W_dis[i]=-P_ex[i]*V_s*(1-fp)*N_exp[i]/60
W_tot[i]=W_admin[i]+W_exp[i]+W_dis[i]+W_dot_com[i]
W_dot_sh[i]=W_tot[i]-W_loss[i]

```

"Isentropic Expansion"

```

O_ad[i]=O_su1[i]*fa
P_ad[i]=PRESS(O_ad[i];s_su2[i])
h_ad[i]=PropsSI('H';'P';P_ad[i];'S';s_su2[i];fluid$)

```

"Mass Flow"

```

M_dot_in[i]=N_exp[i]*(fa*V_s*O_su1[i]-c*V_s*O_ex[i])/60
M_dot[i]=M_dot_in[i]+M_dot_leak[i]
"Recompression of trapped mass "

```

```

w_com[i]=h_exp_6[i]-P_exp_6[i]*(1/d_exp_6[i])-h_exp_5[i]+P_exp_5[i]*(1/d_exp_5[i])
h_exp_5[i]=h_ex[i]
P_exp_5[i]=P_ex[i]
(1/d_exp_5[i])=(1/d_exp_6[i])*c/fp
d_exp_5[i]=PropsSI('D';'h';h_exp_5[i];'P';P_exp_5[i];fluid$)
s_exp_5[i]=PropsSI('S';'h';h_exp_5[i];'P';P_exp_5[i];fluid$)
P_exp_6[i]=PRESS(d_exp_6[i];s_exp_5[i])
h_exp_6[i]=PropsSI('H';'P';P_exp_6[i];'s';s_exp_5[i];fluid$)
m_0[i]=V_s*c*d_exp_6[i]*N_exp[i]/60
W_dot_com[i]=w_com[i]*m_0[i]

```

"Piston Exit"

$W_{admin}[i]+W_{exp}[i]+W_{dis}[i]=M_{dot\_in}[i]*(h_{su2}[i]-h_{ex}[i])$

"Leakages"

$h_{su2}[i]=h_{ex}[i]+(1/2)*C_{thr}[i]^2$

$M_{dot\_leak}[i]=A_{leak}*C_{thr}[i]*O_l[i] + A_{leak}*C_{thr}[i]*O_g[i]$

"Adiabatic Mixing With Leakages"

$M_{dot\_leak}[i]*h_{su2}[i]+M_{dot\_in}[i]*h_{ex}[i]=M_{dot}[i]*h_{ex1}[i]$

"Exhaust Heating Up"

$T_{ex}[i]=PropsSI('T';'P';P_{ex}[i];'H';h_{ex}[i];fluid\$)$

$S_{ex}[i]=PropsSI('S';'P';P_{ex}[i];'H';h_{ex}[i];fluid\$)$

$O_{ex}[i]=PropsSI('D';'P';P_{ex}[i];'H';h_{ex}[i];fluid\$)$

$cp_{ex}[i]=cp(fluid\$;P=P_{ex}[i];x=0)$

$Q_{ex}[i]=M_{dot}[i]*cp_{ex}[i]*(T_{ex2}[i]-T_{ex}[i])$

$Q_{ex}[i]=e_{ex}[i]*M_{dot}[i]*cp_{ex}[i]*(T_{wall}[i]-T_{ex}[i])$

$e_{ex}[i]=1-exp(-AU_{ex}[i]/(M_{dot}[i]*cp_{ex}[i]))$

$AU_{ex}[i]=AU_{exn}*(M_{dot}[i]/M_{dot\_n})^0.8$

$P_{ex2}[i]=P_{ex}[i]$

$h_{ex2}[i]=h_{ex}[i]+Q_{ex}[i]$

$s_{ex2}[i]=PropsSI('S';'H';h_{ex2}[i];'P';P_{ex2}[i];fluid\$)$

"Heat Balance"

$Q_{dot\_amb}[i]=AU_{amb}*(T_{wall}[i]-T_{amb})$

$0=W_{loss}[i]-Q_{ex}[i]-Q_{su}[i]-Q_{dot\_amb}[i]$

$x_{ex2}[i]=PropsSI('Q';'H';h_{ex1}[i];'P';P_{ex2}[i];fluid\$)$

"Efficiencies"

$h_{ex1\_is}[i]=PropsSI('H';'P';P_{ex}[i];'S';s_{su}[i];fluid\$)$

$n_{is}[i]=W_{dot\_sh}[i]/(M_{dot}[i]*(h_{su}[i]-h_{ex1\_is}[i]))$

$n_m[i]=W_{dot\_sh}[i]/W_{tot}[i]$

$r_p\_in[i]=P_{su2}[i]/P_{ad}[i]$

$r_p[i]=P_{su2}[i]/P_{ex}[i]$

$error\_M_{dot}[i]=ABS((M_{dot}[i]-M_{dot\_r\_exp}[i])/M_{dot\_r\_exp}[i])$

$error\_T_{ex2}[i]=ABS((T_{ex2}[i]-T_{ex\_exp}[i])/24,2)$

$error\_n_{is}[i]=ABS((n_{is}[i]-n_{is\_exp}[i])/n_{is\_exp}[i])$

$error\_W_{dot\_sh}[i]=ABS((W_{dot\_sh}[i]-W_{dot\_sh\_exp}[i])/W_{dot\_sh\_exp}[i])$

$error\_M_{dot\_per}[i]=ABS(((M_{dot}[i]-M_{dot\_r\_exp}[i])/M_{dot\_r\_exp}[i]))*100$

$error\_T_{ex2\_per}[i]=ABS(((T_{ex2}[i]-T_{ex\_exp}[i])/D_T))*100$

$error\_n_{is\_per}[i]=ABS(((n_{is}[i]-n_{is\_exp}[i])/n_{is\_exp}[i]))*100$

$error\_W_{dot\_sh\_per}[i]=ABS(((W_{dot\_sh}[i]-W_{dot\_sh\_exp}[i])/W_{dot\_sh\_exp}[i]))*100$

END { i loop }

$sum\_M_{dot}=SUM(error\_M_{dot}[1..N])/N$

$sum\_n_{is}=SUM(error\_n_{is}[1..N])/N$

$sum\_W_{dot\_sh}=SUM(error\_W_{dot\_sh}[1..N])/N$

$sum\_T_{ex2}=SUM(error\_T_{ex2}[1..N])/N$

$error=((sum\_M_{dot}+sum\_W_{dot\_sh}+sum\_T_{ex2})/3)*100$



## B. Προσομοίωση αντλίας θερμότητας:

Δόθηκε στα πλαίσια της ανάπτυξης του ημι-εμπειρικού μοντέλου εμβολοφόρου εκτονωτή η μοντελοποίηση του συνόλου των διεργασιών που συντελούνται σε μια εμπορική αντλία θερμότητας. Κατ'αυτό τον τρόπο μπορεί να πραγματοποιηθεί μια εκτίμηση του οφέλους που θα προκύψει στον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) της αντλίας είτε για εφαρμογή ψύξης είτε θέρμανσης.

Αναπτύχθηκε ένα περιβάλλον εντός του λογισμικού του EES με σκοπό την φιλική προς τον χρήστη διαμόρφωση των συνθηκών λειτουργίας της αντλίας όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.

The screenshot displays the EES software interface for a heat pump simulation. It is organized into several sections:

- Operational Conditions:** Includes input fields for  $T_{low} = 10$  [C],  $T_{high} = 56$  [C], and  $N_{exp} = 600$  [rpm].
- Model Parameters:** Includes input fields for  $A_{su} = 0,0000121$  [m<sup>3</sup>],  $A_{leak} = 0,00003363$  [m<sup>3</sup>],  $AU_{amb} = 5,681$  [W/K],  $AU_{exn} = 50$  [W/K], and  $AU_{sun} = 138,2$  [W/K].
- Built-in parameters:** Includes input fields for  $fa = 0,393$ ,  $c = 0,276$ ,  $fp = 0,276$ , and  $V_s = 0,0001406$ .
- Calculate:** A central button to execute the simulation.
- Outputs:** A list of results including COP = 3,198, COP<sub>increase</sub> = 3,703, COP<sub>t</sub> = 3,317, COP<sub>therm</sub> = 4,198, COP<sub>increase,th</sub> = 0,271, COP<sub>therm,t</sub> = 4,21,  $\dot{W}_{sh} = 104,3$  [W],  $\eta_{is} = 0,07465$ ,  $\dot{M} = 0,235$  [kg/s], and  $\dot{M}_{leak} = 0,129$  [kg/s].

Σχήμα 1. Διεπιφάνεια χειρισμού του συνόλου της αντλίας θερμότητας.

Ο χρήστης μπορεί, πέρα από τις συνθήκες λειτουργίας, να καθορίσει τις κατασκευαστικές παραμέτρους του εκτονωτή καθώς και τις παραμέτρους του ημι-εμπειρικού μοντέλου. Σαν έξοδο προκύπτουν ο COP της αντλίας, είτε για θέρμανση είτε για ψύξη, εάν δεν υπήρχε εκτονωτής, ο νέος COP μετά την εφαρμογή εκτονωτή (COP<sub>t</sub>, COP<sub>therm,t</sub>), το ποσοστιαίο όφελος της εγκατάστασης εκτονωτή (COP<sub>increase</sub>, COP<sub>increase,th</sub>) καθώς και το παραγόμενο έργο ( $\dot{W}_{sh}$ ), ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή ( $\eta_{is}$ ), οι διαρροές μάζας ( $\dot{M}_{leak}$ ) και η συνολική παροχή ( $\dot{M}$ ) που διέρχεται από το σύστημα.