

# Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών



## Θερμοδυναμική Ανάλυση Θερμαντλιών Vuilleumier

Περίληψη Διδακτορικής Διατριβής

Γιώργος Δόγκας

Επιβλέπων: Εμμανουήλ Ρογδάκης

Καθηγητής

Αθήνα, Σεπτέμβρης 2019



# Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών



## Θερμοδυναμική Ανάλυση Θερμαντλιών Vuilleumier

Περίληψη Διδακτορικής Διατριβής

Γιώργος Δόγκας

### Τριμελής Συμβουλευτική

#### Επιτροπή:

Ε. Ρογδάκης, Καθηγητής ΕΜΠ  
Κ. Αντωνόπουλος, Καθηγητής ΕΜΠ  
Ε. Κορωνάκη, Ανάπ. Καθηγήτρια  
ΕΜΠ

### Επταμελής Εξεταστική

#### Επιτροπή:

Ε. Ρογδάκης, Καθηγητής ΕΜΠ  
Κ. Αντωνόπουλος, Καθηγητής ΕΜΠ  
Ε. Κορωνάκη, Ανάπ. Καθηγήτρια  
ΕΜΠ  
Α. Σαγιά, Καθηγήτρια ΕΜΠ  
Δ. Χουντάλας, Καθηγητής ΕΜΠ  
Μ. Φούντη, Καθηγήτρια ΕΜΠ  
Χ. Τζιβανίδης, Ανάπ. Καθηγητής  
ΕΜΠ



*Η έγκριση της διδακτορικής διατριβής από την Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου δεν υποδηλώνει αποδοχή των γνώμων του συγγραφέα (Ν. 5343/1932. Άρθρο 202).*



## Περίληψη (Summary in Greek)

### Εισαγωγή

Σχεδόν έναν αιώνα πριν, ο Ελβετο-Αμερικανός μηχανικός Rudolph Vuilleumier κατέθεσε μια πατέντα για μια μηχανή που μπορούσε να προκαλέσει μεταφορά θερμότητας από μία χαμηλή θερμοκρασία προς μία μέτρια, αν υπήρχε εισροή θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας σε ένα άλλο μέρος της μηχανής. Αν και ο ίδιος πέθανε πρόωρα και δεν κατάφερε ποτέ να υλοποιήσει την ιδέα του, τέτοιες αντλίες θερμότητας κατασκευάζονται από την δεκαετία του 1950 και ονομάζονται μηχανές Vuilleumier. Είναι αντλίες θερμότητας που δεν χρειάζονται εξωτερικό έργο για να λειτουργήσουν, αλλά αρκεί η πρόσδοση θερμότητας σε υψηλή θερμοκρασία. Έχουν πολλά κοινά με τους κινητήρες Stirling αφού και αυτές ανήκουν στην οικογένεια των αναγεννητικών μηχανών, δηλαδή μηχανών που διαθέτουν αναγεννητή. Για την ακρίβεια, αν ενωθεί ένας κινητήρας Stirling με μία αντλία θερμότητας Stirling, το αποτέλεσμα θα είναι μια συσκευή η οποία απορροφά θερμότητα σε υψηλή θερμοκρασία, παράγει έργο και με το έργο αυτό, αντλεί θερμότητα από μία ψυχρή περιοχή σε μία περιοχή μέτριας θερμοκρασίας. Ο συνδυασμός αυτός κάνει δηλαδή ακριβώς ό,τι κάνει και μία μηχανή Vuilleumier, η οποία ωστόσο, είναι πιο συμπαγής καθώς διαθέτει μόνο δύο έμβολα που παλινδρομούν μέσα σε ένα ή δυο κυλίνδρους ανάλογα με την διάταξη. Επειδή οι μηχανές Vuilleumier έχουν για εργαζόμενο ρευστό, αέριο που δεν αλλάζει φάση, μπορούν να δουλεύουν σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών καθώς δεν περιορίζονται ώστε να λειτουργούν κοντά στην θερμοκρασία αλλαγής φάσης. Έτσι μια μηχανή Vuilleumier μπορεί να σχεδιαστεί ώστε να λειτουργεί σαν αντλία θερμότητας και να παρέχει θερμότητα σε θερμοκρασία περιβάλλοντος ή να ψύχει σε πολύ χαμηλές, κρυογονικές, θερμοκρασίες.

Οι μηχανές αυτές γίνονται ελκυστικές για σύγχρονες εφαρμογές καθώς είναι φιλικές προς το περιβάλλον. Για την λειτουργία τους απαιτείται μόνο θερμότητα και υπάρχουν αρκετές πηγές θερμότητας που δεν ρυπαίνουν, με κύρια τον ήλιο. Ο συνδυασμός ηλιακού συγκεντρωτικού κατόπτρου και μηχανής Vuilleumier είναι μία εντελώς περιβαλλοντικά φιλική λύση. Άλλες εναλλακτικές πηγές θερμότητας είναι η απορριπτόμενη θερμότητα από εργοστάσια και τα βιοκαύσιμα. Οι μηχανές Vuilleumier μπορούν να προσφέρουν μεγάλη εξοικονόμηση κατά την θέρμανση ή ψύξη κτηρίων χρησιμοποιούμενες σε μικρή κλίμακα ή ακόμα και σε μεγάλη κλίμακα σε εργοστάσια ή μεγάλες οικιστικές περιοχές.

Στα θετικά στοιχεία αυτών των μηχανών συμπεριλαμβάνονται μεταξύ άλλων η ομαλή λειτουργία χωρίς κραδασμούς και θόρυβο, η μεγάλη διάρκεια ζωής καθώς τα έμβολα δεν παραλαμβάνουν μεγάλες δυνάμεις, η τοποθέτηση τους με οποιαδήποτε κλίση ή ακόμα και ανάποδα, η απουσία βαλβίδων και τα ελάχιστα κινούμενα μέρη. Στον αντίποδα, οι μηχανές αυτές προς το παρόν έχουν μεγάλο όγκο για την θερμική ισχύ που παρέχουν, δεν μπορούν να φτάσουν εύκολα θερμοκρασίες μικρότερες από 10 K λόγω της μείωσης της θερμοχωρητικότητας του αναγεννητή σε χαμηλές θερμοκρασίες και σε σύγκριση με μια αργόστροφη θερμαντλία Stirling είναι πιο μεγάλες οπότε και πιο ακριβές. Ωστόσο, αυτή η μηχανή Stirling έχει ανάγκη από ηλεκτρικό ρεύμα για να δουλέψει.

Με τις μηχανές αυτές πρώτοι ασχολήθηκαν οι Αμερικάνοι, με την NASA, τον Αμερικάνικο στρατό και την Αμερικάνικη αεροπορία να εμπλέκονται έντονα με την κατασκευή μηχανών Vuilleumier για να χρησιμοποιηθούν σε αεροπορικές και διαστημικές αποστολές προκειμένου να ψύχουν σε κρυογονικές θερμοκρασίες άλλες συσκευές. Εταιρείες όπως οι R.C.A., Philips, AiResearch, Hughes Aircraft και Kinergetics κατασκεύασαν και δοκίμασαν είτε στο εργαστήριο είτε σε πτήση στο διάστημα αρκετούς κρυογονικούς ψύκτες. Αργότερα, με τις κρυογονικές μηχανές ενεπλάκησαν και ερευνητές και βιομηχανίες από την Ιαπωνία και την Κορέα, οι οποίοι ασχολήθηκαν επίσης και με αντλίες θερμότητας για θέρμανση και ψύξη κτηρίων. Μερικές από τις εταιρείες αυτές ήταν οι Mitsubishi, Samsung, Daikin, Sanyo και Kawasaki. Λίγα

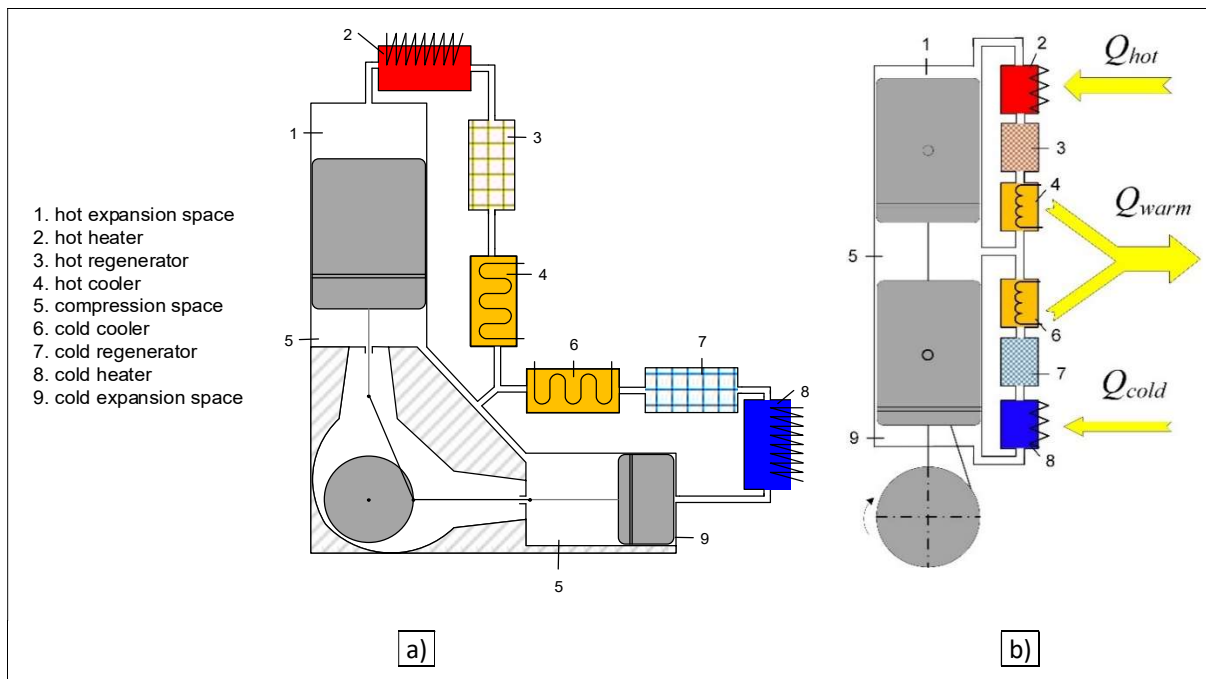
χρόνια μετά την έρευνα πάνω στις κρουγονικές εφαρμογές των μηχανών Vuilleumier, πανεπιστήμια και εταιρείες από την Ευρώπη, στην Γερμανία και την Δανία κυρίως, άρχισαν να κατασκευάζουν σε πειραματικό επίπεδο αντλίες θερμότητας Vuilleumier για θέρμανση και ψύξη κτηρίων. Ανάμεσά τους το Πολυτεχνείο του Μονάχου, το Πολυτεχνείο της Δανίας, το Πανεπιστήμιο του Dortmund και η σύμπραξη BVE-Thermolift που περιελάμβανε και την Bosch.

### Περιγραφή της μηχανής

Για την επίτευξη παλινδρομικής πίεσης με αναστρέψιμο τρόπο μέσα σε έναν κύλινδρο μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε ένας μηχανικός συμπίεστης είτε ένας θερμικός. Ο μηχανικός αποτελείται από ένα πιστόνι που παλινδρομεί ισοθερμοκρασιακά μέσα σε έναν κύλινδρο και το οποίο συνδέεται μέσω διωστήρα σε έναν σφόνδυλο που έχει αρκετή μάζα ώστε να αποθηκεύει ενέργεια. Ο θερμικός αποτελείται από έναν κύλινδρο μέσα στον οποίον παλινδρομεί ένα μακρύ έμβολο που λέγεται εκτοπιστής γιατί εκτοπίζει το αέριο από το πάνω μέρος του κυλίνδρου προς το κάτω και ανάποδα. Ο εκτοπιστής στα δύο άκρα του έχει την ίδια πίεση, άρα δεν χρειάζεται έργο για να παλινδρομεί. Το αέριο μπορεί να ρέει ελεύθερα μεταξύ του πάνω και του κάτω άκρου του κυλίνδρου μέσω σωλήνα περνώντας μέσα από έναν αναγεννητή. Ο αναγεννητής έχει αντίστοιχο ρόλο με εκείνον του σφονδύλου, δηλαδή αποθηκεύει ενέργεια (θερμότητα από το αέριο εν προκειμένω) κατά την διάρκεια του μισού κύκλου και την απελευθερώνει πίσω στο αέριο κατά την διάρκεια του υπόλοιπου μισού κύκλου. Μία μηχανή Stirling έχει έναν μηχανικό και έναν θερμικό συμπίεστη και λειτουργεί μεταξύ μιας υψηλής και μιας μέτριας θερμοκρασίας, έχοντας επιπλέον και δύο εναλλάκτες θερμότητας, έναν για να απορροφά σε υψηλή θερμοκρασία και έναν για να απορρίπτει σε μέτρια. Τα δύο έμβολα σχηματίζουν δύο χώρους μεταβλητού όγκου. Το αέριο αλλάζει θερμοκρασία ανάλογα με τον χώρο όπου το έχει εκτοπίσει ο εκτοπιστής, δηλαδή αν το περισσότερο αέριο βρίσκεται στους θερμούς χώρους της μηχανής, τότε η μέση θερμοκρασία όλου του αερίου θα είναι υψηλή και επομένως θα αυξηθεί και η πίεσή του. Παράλληλα, η πίεση του αερίου ρυθμίζεται επιπλέον και από τον μηχανικό συμπίεστη ο οποίος με την μετακίνηση του πιστονιού, αλλάζει τον ολικό όγκο της μηχανής. Αν λοιπόν, τα δύο έμβολα, εκτοπιστής και πιστόνι, χρονιστούν με μία κατάλληλη διαφορά φάσης (συνήθως 90° να προηγείται ο εκτοπιστής), τότε σε κάθε έναν από τους δύο μεταβλητούς χώρους παράγεται ή καταναλώνεται έργο. Αν το έργο που παράγεται στον έναν χώρο είναι μεγαλύτερο από εκείνο που καταναλώνεται στον άλλον χώρο, τότε η μηχανή Stirling είναι εργοπαραγωγός. Αν συμβαίνει το αντίθετο, τότε είναι αντλία θερμότητας.

Αν σε μία μηχανή Stirling αντικατασταθεί ο μηχανικός συμπίεστης με έναν θερμικό, τότε προκύπτει μία μηχανή Vuilleumier. Η μηχανή Vuilleumier αποτελείται λοιπόν από δύο θερμικούς συμπίεστες και κατά συνέπεια το αέριο που περικλείει δεν αλλάζει όγκο, άρα δεν υπάρχει συναλλαγή έργου με το περιβάλλον. Στην Εικόνα 1 παρουσιάζονται τα μέρη που αποτελούν μία μηχανή Vuilleumier. Η ενέργεια που χρειάζεται η μηχανή για να λειτουργήσει παρέχεται με την μορφή θερμότητας από τον θερμό θερμαντήρα. Η θερμότητα αυτή παρέχεται σε υψηλή θερμοκρασία. Θερμότητα επίσης απορροφά και ο ψυχρός θερμαντήρας σε χαμηλή θερμοκρασία παράγοντας ψύξη. Τέλος, από τους δύο ψύκτες αποβάλλεται θερμότητα προς το περιβάλλον σε θερμοκρασία λίγο μεγαλύτερη από του περιβάλλοντος. Αυτή η θερμότητα χρησιμοποιείται για την θέρμανση κτηρίων. Οπότε, μία μηχανή Vuilleumier λειτουργεί μεταξύ 3 θερμοκρασιών: υψηλή (500 – 700 °C ή σε κάποιους κρουγονικούς ψύκτες θερμοκρασία περιβάλλοντος), μέτρια (συνήθως θερμοκρασία περιβάλλοντος ή θερμοκρασία υγρού αζώτου αν πρόκειται για κρουγονικό ψύκτη) και χαμηλή (τυπικά -10 έως +10 °C ή μέχρι και -260 °C για κρουγονικό ψύκτη).





Εικόνα 1. Σχηματική αναπαράσταση μιας μηχανής Vuilleumier. α) γ-διάταξη, β) β-διάταξη και επιπλέον φαίνονται οι ροές θερμότητας.

Όπως φαίνεται στην Εικόνα 1, στην μηχανή Vuilleumier οι χώροι μεταβλητού όγκου είναι τρεις. Στον θερμό και ψυχρό χώρο εκτόνωσης παράγεται έργο, ενώ στον κοινό χώρο συμπίεσης καταναλώνεται έργο στο τέλος ενός κύκλου. Ωστόσο, αυτά τα έργα μεταφέρονται εσωτερικά της μηχανής και δεν συναλλάσσονται με το περιβάλλον. Αντίθετα, μετατρέπονται σε θερμότητα. Στον θερμό χώρο εκτόνωσης, η θερμότητα που εισέρχεται μετατρέπεται στο αντίστοιχο έργο. Το ίδιο και στον ψυχρό χώρο εκτόνωσης. Στον κοινό χώρο συμπίεσης, τα δύο προηγούμενα έργα, γίνονται θερμότητα που τελικά αποβάλλεται στο περιβάλλον. Τέλος, οι δύο αναγεννητές λειτουργούν ως φραγμοί για την θερμότητα, μην επιτρέποντας μεταφορά της από τον θερμό θερμοαντήρα προς τον θερμό ψύκτη ή από τον ψυχρό ψύκτη προς τον ψυχρό θερμοαντήρα. Αυτό το επιτυγχάνουν επειδή μπορούν να αποθηκεύουν σε ελάχιστο χρόνο πολύ μεγάλα ποσά θερμότητας, οπότε ιδανικά καθόλου θερμότητα δεν μπορεί να περάσει στο άλλο άκρο τους και να ανεβάσει την θερμοκρασία του αερίου.

Επιπλέον, η μηχανή Vuilleumier έχει δύο εκτοπιστές που παλινδρομούν μέσα σε έναν κύλινδρο αν πρόκειται για β-διάταξη ή μέσα σε δύο διαφορετικούς κυλίνδρους αν πρόκειται για γ-διάταξη. Οι εκτοπιστές συνδέονται σε κοινό στρόφαλο και έχουν διαφορά φάσης  $90^\circ$  συνήθως με τον ψυχρό να προηγείται. Επειδή στην πραγματικότητα υπάρχουν τριβές, προστίθεται στις περισσότερες μηχανές επιπλέον και ένας μικρός ηλεκτρικός κινητήρας που διατηρεί τις στροφές της μηχανής σταθερές. Μια εναλλακτική λύση για να είναι η μηχανή τελείως ανεξάρτητη από ηλεκτρικό ρεύμα είναι η σχεδίαση ικανοποιητικής διατομής διωστήρων και ειδικά του ψυχρού. Ο όγκος του διωστήρα καθώς αυτός παλινδρομεί, αλλάζει και μαζί του αλλάζει και ο ολικός όγκος του αερίου της μηχανής. Κατά αυτόν τον τρόπο η μηχανή γίνεται λίγο εργοπαγωγός. Υπάρχουν ακόμα και μηχανές χωρίς κάποιον κινηματικό μηχανισμό και λέγονται ελευθέρου εμβόλου. Επίσης, υπάρχουν κρουγονικές μηχανές όπου η εκτόνωση γίνεται σε δύο στάδια, σε δύο διαφορετικές θερμοκρασίες. Αυτή η σχεδίαση χρησιμεύει για την μείωση των απωλειών.

Εργαζόμενο αέριο στις μηχανές Vuilleumier έχει χρησιμοποιηθεί κατά αποκλειστικότητα το ήλιο (He), σε αντίθεση με τους κινητήρες Stirling όπου εξίσου δημοφιλής είναι η χρήση αέρα ή πιο σπάνια υδρογόνου.

### Ιστορική εξέλιξη

Το 1918 κατατέθηκε πατέντα από τον Rudolph Vuilleumier όπου περιγραφόταν η λειτουργία μιας β-διάταξης μηχανής [1]. Ακολούθησαν πατέντες των Bush, Du Pre και Taconis [2, 3, 4], ωστόσο οι πρώτες πραγματικές μηχανές άρχισαν να κατασκευάζονται μετά το 1950. Ανάμεσα στους πρώτους ήταν οι Chellis και Hogan που κατασκεύασαν έναν μικρό πρότυπο κρυογονικό ψύκτη 4.5 κιλών που μπορούσε να επιτύχει θερμοκρασία 15 K [5]. Μερικοί από τους κρυογονικούς ψύκτες που κατασκεύασαν εταιρείες είναι ενδεικτικά οι εξής:

- Hughes Aircraft. Δύο σταδίων με ψυκτική ικανότητα 0.5 ή 5 W στους 33 ή στους 75 K αντίστοιχα [6].
- Hughes Aircraft. Ο πιο γνωστός ψύκτης της συγκεκριμένης εταιρείας πάνω στον οποίο έγιναν και πολλά πειράματα ήταν ο Hi-Cap ο οποίος είχε την ιδιαιτερότητα να έχει δύο μεγάλους θερμούς χώρους εκτόνωσης [7, 8]. Ήταν ψύκτης 3 σταδίων, όλα σε θερμοκρασίες κάτω των 100 K και είχε προσδιδόμενη θερμική ισχύ 2700 W.
- R.C.A.: Ψύκτης με ικανότητα 2 W στους 77 K και προσδιδόμενη θερμική ισχύ 180 W [6].
- R.C.A.: Υβριδική μηχανή με ψυκτική ικανότητα 1.6 W στους 77 K και ταυτόχρονα παραγωγή έργου 2 W για την λειτουργία άλλων συσκευών [9].
- Philips Laboratories: Ψύκτης με ικανότητα 0.5 W στους 77 K και προσδιδόμενη θερμική ισχύ 90 W [6].
- Kinergetics. Ψύκτης με ικανότητα 0.5 W στους 5 K και ψύκτης 0.4 W στους 77 K [6].
- Garrett-AiResearch: Ψύκτης γ-διάταξης γραμμικός με ικανότητα 5 W στους 75 K και προσδιδόμενη θερμική ισχύ 350 W [10, 11].

Ενδιαφέρον παρουσιάζουν επίσης και οι έρευνες Ιαπώνων πάνω στους κρυογονικούς ψύκτες Vuilleumier καθώς κατάφεραν πολύ χαμηλές θερμοκρασίες. Οι Matsubara και Kaneko κατασκεύασαν διάφορους ψύκτες μεταξύ αυτών και έναν 0.01 W στους 5.4 K ο οποίος ψυχόταν προηγουμένως στους 16 K από έναν άλλον ψύκτη 2 σταδίων [12]. Μερικοί από τους κρυογονικούς ψύκτες που αναφέρονται στην βιβλιογραφία συγκεντρώνονται στον Πίνακα 1.

Πίνακας 1. Λίστα με όλες τις διαθέσιμες εργασίες και αναφορές σχετικές με κατασκευασμένους κρυογονικούς ψύκτες Vuilleumier. Ο πίνακας περιλαμβάνει το έτος της δημοσίευσης, το μαθηματικό μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε για την θεωρητική ανάλυση και πειραματικά δεδομένα για τις επιδόσεις.

Συγγραφέας	Έτος	Μοντέλο	Κρυογονική θερμοκρασία (K)	Θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας (K)	Θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας (K)	Θερμική ισχύς πρόσδοσης θερμότητας (W)	Ψυκτική ικανότητα (W)	Πίεση (bar)	Στροφές ανά λεπτό	Ώρες δοκιμής
Chellis et al. [5]	1963	Ιδανικό ισοθερμοκρασιακό	15	77	περιβάλλοντος	?	?	37.9 μέση	100	?
Turner et al. [13]	1966	?	(15) 30	77	300	?	(0) 2.2	34.5 μέση	?	?
Magee et al. [14]	1968	Ιδανικό ισοθερμοκρασιακό	33 [2°στάδιο] 75 [1°στάδιο]	περιβάλλοντος	811	450	0.5 6	27.6 φόρτισης	240	200
Magee et al. [14]	1968	Ιδανικό ισοθερμοκρασιακό	77	περιβάλλοντος	811	150	1.6	41.4 φόρτισης	600	744
Ross [15]	1971	-	13 [2°στάδιο] 60 [1°στάδιο]	?	?	427	0.15 3.5	?	?	1179
Sherman [16]	1971	Ιδανικό ισοθερμοκρασιακό and 3 <sup>ης</sup> τάξης	(58) 78	?	?	187	(0) 2.5	?	?	?
Sherman [17]	1972	Ιδανικό και μη- ιδανικό μοντέλο	(68) 76	294	922	345	(0) 3	68.9 max	600	?
Crouthamel et al. [9]	1972	2 <sup>ης</sup> τάξης	77	περιβάλλοντος	900	200	1.6	28.7 φόρτισης	350-460	?
Browning et al. [11]	1972	3 <sup>ης</sup> τάξης	85	333	800	306	7.1	55.1 max	300	805
Miller et al. [18]	1973	3 <sup>ης</sup> τάξης	62.2	344	853	80	0.25	68.9 max	400	?
Beam et al. [19]	1977	-	25 [2°στάδιο] 75 [1°στάδιο]	300	961	750	2 3	46.5 φόρτισης	600	?

Περίληψη

Doody [7]	1980	-	12 [3 <sup>ο</sup> στάδιο] 33 [2 <sup>ο</sup> στάδιο] 75 [1 <sup>ο</sup> στάδιο]	278-313	?	<2700	3 10 12	?	?	?
Matsubara et al. [12]	1984	-	(5.4) 7	81.4	?	?	(0) 0.01	3.9 max	39	?
Matsubara et al. [12]	1984	-	16.1[2 <sup>ο</sup> στάδιο] ? [1 <sup>ο</sup> στάδιο]	81	?	?	0.25 ?	11.8 max	60	?
Matsubara et al. [12]	1984	-	8.5 [3 <sup>ο</sup> στάδιο] 13 [2 <sup>ο</sup> στάδιο] 33 [1 <sup>ο</sup> στάδιο]	77	?	?	0.01 ? ?	5.4 μέση	70	?
Kaneko et al. [20]	1986	-	5.3 [2 <sup>ο</sup> στάδιο] 10 [1 <sup>ο</sup> στάδιο]	81	περιβάλλοντος	?	0.004 10.7	4.8 μέση	37	?
Yoshimura et al. [21]	1988	2 <sup>ης</sup> τάξης	80	300	923	130	1.8	34 max	540	?
Kawada et al. [22]	1990	-	(40) 60	273-303	923	135-160	(0) 0.6	25 φόρτισης	600	3700
Pan et al. [23]	2013	2 <sup>ης</sup> τάξης	(10) 18.2	77	300	?	(0) 3	?	?	?
Pan et al. [24]	2015	-	10	?	?	30-60	0.5	18 φόρτισης	36-120	?

Τα πεδία με ερωτηματικό υποδεικνύουν έλλειψη στοιχείων.

Τιμές σε παρένθεση συμβολίζουν μετρήσεις χωρίς φορτίο στον ψυχρό θερμοαντήρα.

Από την δεκαετία του 80 και έπειτα, το ενδιαφέρον στην Ευρώπη στράφηκε στις μεγάλες θερμαντλίες Vuilleumier για θέρμανση χώρων. Εκτός από τον Eder από το πολυτεχνείο του Μονάχου [25], μεγάλη συμβολή είχε και ο Carlsen από το πολυτεχνείο της Δανίας που πατεντάρισε και έναν μηχανισμό κίνησης των εκτοπιστών μικρών διαστάσεων και ο οποίος ελαχιστοποιούσε τις πλευρικές κινήσεις των εμβόλων [26, 27, 28, 29]. Ο Carlsen κατασκεύασε αρκετές πειραματικές μηχανές μεταξύ αυτών και μία που χρησιμοποιούσε καυσάερια 350 °C από σκάφος ψαρέματος για να παράγει ψυκτική ισχύ 4 KW. Επίσης, κατασκεύασε και την έκδοση VP4-2 με θερμική ισχύ απόρριψης 21 KW, ψυκτική ικανότητα 8 KW και λόγο απορριπτόμενης προς προσδιδόμενη θερμότητα ίσο με 1.6. Μεγάλη ενασχόληση με τις θερμαντλίες Vuilleumier έχει επίσης και το πανεπιστήμιο του Dortmund ήδη από την δεκαετία του 80. Μια πειραματική μηχανή μετρήθηκε το 1990 ικανή να απορρίπτει περίπου 4 KW θερμική ισχύ στις 400 στροφές ανά λεπτό (σ.α.λ.) και με μέση πίεση 100 bar και για αυτήν υπάρχουν αρκετά στοιχεία [30, 31]. Επίσης, ο Thomas κατασκεύασε την πρώτη μηχανή Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων το 1992 [32] και ακολούθησαν και άλλες ως παραλλαγές των μηχανών του Carlsen χωρίς τον κινηματικό μηχανισμό [33, 34]. Το πανεπιστήμιο του Dortmund επίσης συνεργάστηκε με την εταιρεία BVE-Thermolift και κατασκεύασαν και δοκίμασαν μια θερμαντλία με απορριπτόμενη θερμική ισχύ 20 KW και 22000 ώρες δοκιμών [35]. Επίσης, μέχρι και σήμερα δοκιμάζεται μια υβριδική Stirling-Vuilleumier μηχανή για χρήση σε εφαρμογές συμπαραγωγής ενέργειας [36, 37, 38, 39, 40, 41].

Οι θερμαντλίες ερευνήθηκαν επίσης στην Ιαπωνία και την Κορέα με την εμπλοκή μεγάλων βιομηχανιών είτε με κινηματικό μηχανισμό είτε χωρίς. Η Sanyo κατασκεύασε μία θερμαντλία ελευθέρων εμβόλων που λειτουργούσε μεταξύ των 735, 331 και 279 K και παρήγαγε 1 KW απορριπτόμενη θερμική ισχύ και 0.6 KW ψυκτική ισχύ στα 10 Hz [42]. Αντίστοιχη μηχανή κατασκεύασε και η Mitsubishi [43]. Στον Πίνακα 2 βρίσκονται συγκεντρωμένες αρκετές θερμαντλίες Vuilleumier που έχουν κατασκευαστεί στο παρελθόν και για τις οποίες υπάρχουν στοιχεία.

Περίληψη

Πίνακας 2. Λίστα με διαθέσιμες εργασίες σχετικές με κατασκευασμένες θερμαντλίες Vuilleumier. Ο πίνακας περιλαμβάνει το έτος δημοσίευσης και τις πειραματικές επιδόσεις.

Συγγραφέας	Έτος	Χαμηλή θερμοκρασία (K)	Μέτρια θερμοκρασία (K)	Υψηλή θερμοκρασία (K)	Προσδιδόμενη θερμική ισχύς (W)	Απορριπτόμενη θερμική ισχύς (W)	Ψυκτική ισχύς (W)	Μέση πίεση (bar)	Στροφές ανά λεπτό	Ώρες δοκιμών
Carlsen [26]	1989	278	328	973	7500	12150	?	200	1080	?
Kühl et al. [30]	1990	263	313	773	4017	4800	648	100	400	?
Thomas [32]	1992	273	313	773	562.5	?	22.5	20	618	?
Sekiya et al. [44]	1992	283	323	873	4500	9000	5400	98	697	?
Sekiya et al. [42]	1994	279	331	735	?	1035	588	56	600	?
Carlsen [28]	1994	285	313	873	10909	18000	7250	118	1100	5000
Kawajiri et al. [45]	1997	285	318	973	331	?	668	100	1038	?
Pfeffer [46]	1998	273	323	773	2264.5	3152.6	888.0	120	531	?
Kühl et al. [47]	1999	262	306	853	12949	20330	7400	100	462	22000
Rüther FPV2-303 [34]	2004	273	318	693	2600	2900	200	?	?	?
Rüther FPV2-211 [34]	2004	268	318	723	?	2700	300	?	?	?
Rüther FPV4 [34]	2004	273	313	?	?	8600	1000	?	?	?

Τα πεδία με ερωτηματικό υποδεικνύουν έλλειψη στοιχείων.

Τα τελευταία χρόνια στην έρευνα των μηχανών Vuilleumier προστέθηκαν και Κινέζοι επιστήμονες. Οι Pan et al. προσομοίωσαν με υπολογιστική ρευστοδυναμική για πρώτη φορά έναν διδιάστατο κρουογονικό ψύκτη Vuilleumier χωρίς όμως ωστόσο να παρέχουν αποτελέσματα [48]. Επιπλέον, κατασκεύασαν έναν ψύκτη με ικανότητα 0.5 W στους 10 K ή 0 W στους 7.35 K και εξέτασαν ακόμα μείγματα υλικών για το πλέγμα του ψυχρού αναγεννητή [24]. Έντονη, ενασχόληση με θερμοαντλίες τα τελευταία χρόνια έχει και η Αμερικάνικη εταιρεία American Thermolift Inc. που εξελίσσει μια μηχανή Vuilleumier με καινοτόμα στοιχεία όπως ηλεκτρο-μηχανικό κινηματικό μηχανισμό με σκοπό την επίτευξη λόγου απορριπτόμενης προς προσδιδόμενη θερμότητα ίσο με 1.65 και απορριπτόμενη θερμική ισχύ ίση με 20 KW [49]. Στην έρευνα αυτήν χρησιμοποιούνται σύγχρονα μοντέλα Ανάλυσης Πεπερασμένων Στοιχείων (Finite Element Analysis – FEA) και Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής (Computational Fluid Dynamics – CFD).

### Θερμοδυναμικά μοντέλα

Οι μηχανές Stirling και Vuilleumier σχεδιάζονται με βάση αποτελέσματα από μοντέλα που προβλέπουν τις επιδόσεις τους. Τα περισσότερα μοντέλα εξετάζουν μονοδιάστατη μεταφορά μάζας και θερμότητας καθώς είναι η πιο εύκολη προσέγγιση. Με την αύξηση ωστόσο της υπολογιστικής ισχύος, εμφανίστηκαν διδιάστατα και τριδιάστατα μοντέλα. Αυτά μπορούν και παρέχουν πληροφορίες για την ροή και την διάχυση της ενέργειας σε κάθε σημείο του υπολογιστικού πλέγματος. Μια άλλη κατηγοριοποίηση των μοντέλων γίνεται εξετάζοντας αν αυτά υπολογίζουν απώλειες. Τα πιο απλά μοντέλα είναι τα λεγόμενα 1<sup>ης</sup> τάξης και δεν υπολογίζουν καμμία απώλεια. Έπειτα, είναι τα 2<sup>ης</sup> τάξης τα οποία σε πρώτη φάση υπολογίζουν τα θερμοδυναμικά μεγέθη χωρίς απώλειες και στο τέλος υπολογίζουν τις απώλειες χωρίς η τιμή μίας απώλειας να επηρεάζει την τιμή κάποιας άλλης. Οι αδυναμίες των μοντέλων 2<sup>ης</sup> τάξης είναι ότι για των υπολογισμό των απωλειών χρειάζονται τιμές μεγεθών τα οποία είναι πολλές φορές άγνωστα (π.χ. κάποια θερμοκρασία σε συγκεκριμένο σημείο του χώρου) και οι εξισώσεις που δίνουν τις απώλειες είναι πολύ ευαίσθητες στα δεδομένα εισόδου που θα χρησιμοποιηθούν. Για παράδειγμα, η πίεση σε κάποιον χώρο που χρησιμοποιείται σαν δεδομένο εισόδου έχει υπολογιστεί ιδανικά και συνήθως είναι μεγαλύτερη από την πραγματική. Αυτή η ιδανική πίεση θα χρησιμοποιηθεί από κάποια εξίσωση απώλειας και θα δώσει τελικά μια όχι και τόσο ακριβή τιμή της απώλειας. Ωστόσο, τα μοντέλα 2<sup>ης</sup> τάξης είναι αρκετά απλά και παρέχουν γρήγορα αποτελέσματα. Πιο απαιτητικά ακόμα είναι τα μοντέλα 3<sup>ης</sup> τάξης τα οποία χρησιμοποιούν επαναληπτική ρουτίνα μέσα στην οποία υπολογίζονται σε κάθε χρονικό βήμα όλα τα μεγέθη και οι απώλειες. Κατά αυτόν τον τρόπο οι τιμές των μεγεθών στο τελευταίο βήμα είναι πιο ακριβείς και εμπεριέχουν τις αλληλεπιδράσεις των απωλειών. Το τίμημα όμως των μοντέλων 3<sup>ης</sup> τάξης είναι η μεγάλη απαιτούμενη υπολογιστική ισχύς.

### Ιδανικό ισοθερμοκρασιακό μοντέλο

Το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο χρησιμοποιείται για την πρόβλεψη των επιδόσεων αργών μηχανών και συγκεκριμένα τις θερμότητες που απορροφούνται ή απορρίπτονται και τα έργα που παράγονται ή καταναλώνονται στους μεταβλητούς χώρους της μηχανής. Η μηχανή χωρίζεται στα 9 τμήματα που φαίνονται στην Εικόνα 1. Το αέριο σε όλους τους χώρους έχει σταθερή θερμοκρασία: υψηλή για τον θερμό χώρο εκτόνωσης και τον θερμοαντήρα, μέτρια για τον κοινό χώρο συμπίεσης και τους δύο ψύκτες και χαμηλή για τον ψυχρό χώρο εκτόνωσης και τον θερμοαντήρα. Το αέριο στον κάθε αναγεννητή έχει την μέση λογαριθμική θερμοκρασία των γειτονικών εναλλακτών. Το αέριο θεωρείται ιδανικό και δεν λαμβάνονται υπόψιν απώλειες οπουδήποτε. Ο κώδικας υπολογιστή που αναπτύχθηκε για την εφαρμογή του ιδανικού ισοθερμοκρασιακού μοντέλου σε μηχανή Vuilleumier χρειάζεται σαν δεδομένα εισόδου όλους τους όγκους της μηχανής, τις σταθερές θερμοκρασίες, την σταθερά του αερίου και την θερμοχωρητικότητα του. Ο κώδικας υπολογίζει μεγέθη τα οποία είναι ανεξάρτητα από την μάζα όλου του αερίου και την συχνότητα

περιστροφής της μηχανής. Έπειτα, με την εφαρμογή της καταστατικής εξίσωσης σε κάθε χώρο της μηχανής υπολογίζονται η πίεση, η μεταβολή της πίεσης, η μάζα κάθε χώρου, η μεταβολή της μάζας κάθε χώρου. Όλα αυτά τα μεγέθη υπολογίζονται σαν συναρτήσεις τις γωνίας του στροφάλου. Επίσης, υπολογίζονται σε κάθε βήμα τα έργα και τα συνολικά έργα στο τέλος του κύκλου. Στην συνέχεια, εφαρμόζεται ο 1<sup>ος</sup> θερμοδυναμικός νόμος και υπολογίζονται οι θερμότητες στους μεταβλητούς χώρους για κάθε στιγμή και η απόδοση της μηχανής. Αν ο χρήστης χρειαστεί τις ισχύες της μηχανής τότε εισάγει την ολική μάζα του αερίου και τις στροφές λειτουργίας. Από το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο προκύπτει ότι οι εναλλάκτες μπορούν να θεωρηθούν μέρη του γειτονικού τους κυλίνδρου και όχι ξεχωριστά εξαρτήματα.

### Ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο

Η υπόθεση του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου ότι επιτυγχάνεται θερμική ισορροπία μέσα στους μεταβλητού όγκου χώρους, αληθεύει μόνο αν η μηχανή λειτουργεί πολύ αργά. Σε οποιαδήποτε άλλη περίπτωση, πιο κατάλληλη είναι η θεώρηση αδιαβατικών τοιχωμάτων σε αυτούς τους χώρους που συνεπάγονται κυμαινόμενη θερμοκρασία του αερίου μέσα τους. Ο κώδικας υπολογιστή για το αδιαβατικό μοντέλο έχει σαν δεδομένα εισόδου τα ίδια μεγέθη με τον ισοθερμοκρασιακό κώδικα, αλλά χρειάζεται επιπλέον και κάποιες αρχικές τιμές μεγεθών οι οποίες υπολογίζονται με χρήση της ισοθερμοκρασιακής θεώρησης. Ο κώδικας είναι δομημένος με την μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών και εφαρμόζεται και πάλι στους 9 χώρους της μηχανής. Αφού εισαχθούν οι αρχικές τιμές, με την χρήση της καταστατικής εξίσωσης και του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου, προκύπτουν τα ίδια μεγέθη που προέκυψαν στο ισοθερμοκρασιακό μοντέλο και επιπλέον οι τρεις μεταβλητές θερμοκρασίες των μεταβλητών χώρων. Έπειτα εφαρμόζεται μία συνθήκη: αν η ροή είναι προς τον χώρο μεταβλητού όγκου η θερμοκρασία του αερίου στην διεπιφάνεια με τον γειτονικό εναλλάκτη θα είναι ίδια με του εναλλάκτη. Στην αντίθετη περίπτωση η θερμοκρασία θα είναι όση η μεταβλητή θερμοκρασία του μεταβλητού χώρου. Στην συνέχεια υπολογίζεται η ενθαλπία που μεταφέρεται από τον έναν χώρο στον διπλανό του και με την χρήση του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου υπολογίζονται όλες οι θερμότητες και η απόδοση της μηχανής. Τέλος, για να υπολογιστούν τα ενεργειακά μεγέθη σε Watt, εισάγεται η μάζα του αερίου και οι στροφές λειτουργίας. Από το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο προκύπτει ότι όλη η θερμότητα που μεταφέρεται από έναν εναλλάκτη μετατρέπεται σε έργο στον γειτονικό χώρο μεταβλητού όγκου.

### Εφαρμογή του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου σε πραγματικές μηχανές

Το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο εφαρμόστηκε στην θερμαντλία 4 KW του πανεπιστημίου του Dortmund. Η τιμή της μέσης πίεσης του αερίου ρυθμίζεται από την μάζα του αερίου που εισάγεται στην μηχανή καθώς τα δύο αυτά μεγέθη είναι ανάλογα σύμφωνα με τα ιδανικά μοντέλα. Επίσης, προκύπτει ότι με χαμηλή πίεση τα έργα είναι μικρά και αυτό είναι αναμενόμενο αφού τα διαγράμματα P-V έχουν μικρό εμβαδό σε μικρές πιέσεις. Οι ισχύες προκύπτουν ανάλογες τόσο της πίεσης (άρα και της μάζας), όσο και των στροφών. Σε μονάδες J/κύκλο τα έργα είναι ανάλογα της διαφοράς μέτριας-χαμηλής θερμοκρασίας και τα αποτελέσματα ταιριάζουν με τα αντίστοιχα πειραματικά. Ωστόσο, τα πειραματικά είναι αναμενόμενο να εξαρτώνται επιπλέον και από τις στροφές. Ο ιδανικός κώδικας εφαρμόστηκε και στον κρουγονικό ψύκτη των 5 W, 75 K της AiResearch και εξετάστηκε η αλλαγή της ψυκτικής ικανότητας (σε W) με παράμετρο την θερμοκρασία του ψυχρού θερμαντήρα. Η ψυκτική ικανότητα μειώνεται όσο η θερμοκρασία ψύξης μειώνεται ή όσο οι στροφές πέφτουν. Αυτό είναι ένα συμπέρασμα τόσο του μοντέλου όσο και του πειράματος. Οι τιμές όμως του μοντέλου είναι υψηλότερες των πειραματικών σε κάθε περίπτωση λόγω της παράλειψης απωλειών οι οποίες σε τόσο χαμηλές θερμοκρασίες είναι σημαντικές.



## Σύγκριση ιδανικού ισοθερμοκρασιακού με ιδανικό αδιαβατικό

Στον ίδιο κρουογονικό ψύκτη έγινε μια σύγκριση μεταξύ των δύο ιδανικών μοντέλων. Οι διακύμανση της θερμοκρασίας του αδιαβατικού μοντέλου στους μεταβλητούς χώρους δεν αλλάζει με τις στροφές. Αυτό σε μη ιδανικές συνθήκες δεν ισχύει. Η μέση τιμή θερμοκρασίας σε αυτούς τους χώρους δεν διαφέρει περισσότερο από 2.6 K από την αντίστοιχη σταθερή θερμοκρασία του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου. Ωστόσο, επειδή η θερμοκρασία στο αδιαβατικό είναι κυμαινόμενη, η διακύμανση της πίεσης είναι μεγαλύτερη από όση του ισοθερμοκρασιακού (15.9 % μεγαλύτερη). Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα μεγαλύτερους βρόγχους στο διάγραμμα P-V και επομένως μεγαλύτερα έργα. Για την ίδια μάζα ή για τις ίδιες στροφές λειτουργίας το αδιαβατικό μοντέλο δίνει μεγαλύτερες ισχύες. Επιπλέον, εξετάστηκε και η επίδραση των θερμοκρασιών του ψυχρού θερμαντήρα και των ψυκτών στην ψυκτική ικανότητα και την απόδοση. Όσο η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του θερμού θερμαντήρα και των ψυκτών αυξάνεται, τόσο αυξάνεται και η ψυκτική ικανότητα και στα δύο μοντέλα. Όσο η διαφορά μέτριας-χαμηλής θερμοκρασίας αυξάνεται, τόσο μειώνεται η ικανότητα.

Ακόμα, εξετάζοντας την απόδοση μιας αντιστρεπτής (Carnot) μηχανής Vuilleumier φαίνεται ότι για λειτουργία ψύξης η απόδοση πέφτει όσο μικραίνει η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ θερμής και μέτριας περιοχής. Επίσης, πέφτει όσο μεγαλώνει η διαφορά μέτριας-χαμηλής θερμοκρασίας. Τα ίδια συμβαίνουν και με βάση το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο το οποίο λόγω αντιστρεπτότητας δίνει ίδια απόδοση με μία Carnot-Vuilleumier μηχανή. Ωστόσο, στο αδιαβατικό μοντέλο η απόδοση αποκλίνει από την ιδανική όσο η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ θερμού και μέτριου άκρου μεγαλώνει. Τα πράγματα είναι πιο πολύπλοκα εξετάζοντας την επίδραση της θερμοκρασίας ψύξης. Όσο αυτή μειώνεται τόσο η απόδοση πλησιάζει την Carnot, αλλά όταν η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ θερμού και ψυχρού άκρου μειωθεί αρκετά, τότε η απόδοση αρχίζει να μειώνεται και πάλι. Αυτό αποδίδεται στην εξομοίωση της διακύμανσης της πίεσης μεταξύ των δύο μοντέλων που έχει σαν συνέπεια αλλαγές στα έργα.

## Μη-ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο 2<sup>ης</sup> τάξης

Ο κώδικας του ιδανικού αδιαβατικού εμπλουτίστηκε με κατάλληλες εξισώσεις απωλειών ώστε να δημιουργηθεί ένα μοντέλο 2<sup>ης</sup> τάξης. Για τον υπολογισμό απωλειών χρειάζεται επίσης η γνώση των ιδιοτήτων του αερίου και των μετάλλων για κάθε θερμοκρασία, για τις οποίες χρησιμοποιήθηκαν επίσης κατάλληλες εξισώσεις.

## Πτώση πίεσης

Το ιξώδες του αερίου έχει σαν αποτέλεσμα την ανάγκη για παροχή έργου προκειμένου να υπερνικηθούν οι τριβές και να υπάρχει μια κυκλικά-σταθερή ροή μάζας. Τα εξαρτήματα που προκαλούν την μεγαλύτερη πτώση πίεσης συνήθως σε μηχανές Stirling ή Vuilleumier είναι οι αναγεννητές εξαιτίας του πυκνού τους πλέγματος. Η πτώση πίεσης μέσα σε πορώδη υλικά εξετάστηκε αρχικά από τον Darcy και έπειτα προστέθηκαν όροι από τον Forchheimer για μεγαλύτερες ταχύτητες [50, 51, 52]. Η μορφή της εξίσωσης του συντελεστή πτώσης πίεσης είναι συνήθως αυτή του Ergun [53] με δύο συντελεστές,  $\alpha 1$  και  $\alpha 2$  (Εξίσωση 1):

$$Cf = \frac{\alpha 1}{Re} + \alpha 2$$

Εξ. 1

Οι περισσότερες σχέσεις για τον συντελεστή τριβής που υπάρχουν στην βιβλιογραφία αφορούν μονοκατευθυντική ροή και δεν υπάρχει κάποια σχέση καθιερωμένη. Για αυτόν τον λόγο στους κώδικες της παρούσας εργασίας θα χρησιμοποιηθεί η σχέση που δίνεται από τους Urieli και Berchowitz [54] (Εξίσωση 2). Η πτώση πίεσης δίνεται έπειτα από την Εξίσωση 3. Οι συμβολισμοί εξηγούνται στην νομενκλατούρα του αγγλικού κειμένου.

$$Cf = \frac{54}{Re} + \frac{1.43}{Re^{0.52}} \quad \text{Εξ. 2}$$

$$\Delta P = \frac{2 \cdot Cf \cdot \dot{m} \cdot L_{reg}^2}{m \cdot d_h \cdot A_{free}} \quad \text{Εξ. 3}$$

Για την πτώση πίεσης μέσα στους σωλήνες των εναλλακτών επίσης δεν υπάρχουν καθιερωμένες σχέσεις για παλινδρομική ροή και για αυτόν τον λόγο χρησιμοποιούνται τρεις εξισώσεις που δίνονται πάλι από τους Urieli και Berchowitz για στρωτή, μεταβατική και τυρβώδη ροή (Εξίσωση 4).

$$Cf = \begin{cases} 16 & \text{if } Re < 2000 \\ 7.343 \times 10^{-4} \cdot Re^{0.3142} & \text{if } 2000 < Re < 4000 \\ 0.0791 \cdot Re^{-0.25} & \text{if } 4000 < Re \end{cases} \quad \text{Εξ. 4}$$

Οι εντοπισμένες απώλειες λόγω αλλαγής γεωμετρίας είναι δύσκολο να υπολογισθούν καθώς η γεωμετρία κάθε μηχανής είναι ξεχωριστή και επιπλέον υπάρχουν ελάχιστες σχέσεις για παλινδρομική ροή. Στον κώδικα αυτής της εργασίας δοκιμάστηκαν συντελεστές εντοπισμένων απωλειών που δίνονται στην αναφορά [55] για στροφές-U, γωνίες, απότομη εκτόνωση ή συστολή, κωνικές διατομές και πολλαπλούς σωλήνες. Οι υπολογισμοί έγιναν για την γεωμετρία της μηχανής Vuilleumier που σχεδιάστηκε για τις προσομοιώσεις CFD που περιγράφεται παρακάτω στο κείμενο και συγκρίθηκαν με την πτώση πίεσης που προέκυψε από την τριδιάστατη προσομοίωση. Το τριδιάστατο μοντέλο και το μονοδιάστατο αδιαβατικό 2<sup>ns</sup> τάξης υπολογίζουν παρόμοια ταχύτητα και πυκνότητα αερίου σε κάθε χώρο της μηχανής, αλλά η τιμή της πτώσης πίεσης διαφέρει πολύ. Αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα ότι οι συντελεστές εντοπισμένων απωλειών για μονοκατευθυντική ροή δεν είναι κατάλληλοι είτε διότι το σχήμα διατομών της μηχανής δεν είναι το ιδανικό που δίνεται για κάθε συντελεστή στην βιβλιογραφία είτε διότι η ροή στην μηχανή Vuilleumier είναι παλινδρομική.

### Συναγωγή μέσα στους εναλλάκτες

Η θερμοκρασία του αερίου μέσα στους σωλήνες ενός εναλλάκτη της μηχανής είναι διαφορετική από την θερμοκρασία του τοιχώματος των σωλήνων εξαιτίας ελλιπούς συναγωγής θερμότητας. Για το αδιαβατικό μοντέλο 2<sup>ns</sup> τάξης δοκιμάστηκαν διάφορες σχέσεις που υπάρχουν στην βιβλιογραφία για παλινδρομική ροή και δίνουν τον αριθμό Nusselt σαν συνάρτηση του αριθμού Reynolds, του αριθμού Valensi, του αδιάστατου πλάτους ταλάντωσης ( $A_0$ ) ή άλλων αδιάστατων αριθμών (ορισμοί αυτών των μεγεθών υπάρχουν στην

νομενκλατούρα του αγγλικού κειμένου). Κάθε σχέση ισχύει σε συγκεκριμένο εύρος των προηγούμενων μεγεθών. Οι σχέσεις αυτές εφαρμόστηκαν στην προσομοιωμένη μηχανή για 250 και 2500 σ.α.λ. και τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με εκείνα της CFD προσομοίωσης. Καμμία από τις σχέσεις δεν προσέγγισε τα CFD αποτελέσματα και για τους 4 εναλλάκτες ταυτόχρονα και οι συνθήκες της ροής ήταν εκτός ορίων ισχύος των σχέσεων σε πολλές περιπτώσεις. Οπότε δοκιμάστηκε μία ακόμα σχέση, μονοκατευθυντικής ροής αυτήν την φορά, που δίνεται από τους Urieli και Berchowitz. Για 2500 σ.α.λ. τα αποτελέσματα μεταξύ CFD και μονοκατευθυντικής σχέσης ταίριαξαν καλά τουλάχιστον για τον θερμό θερμομαντήρα και τον ψυχρό ψύκτη, αλλά στις 50 και τις 250 σ.α.λ. υπήρχε μεγάλη απόκλιση.

### Αποδοτικότητα αναγεννητή

Η ικανότητα του αναγεννητή να δώσει πίσω κατά την διάρκεια του δεύτερου μισού κύκλου ακριβώς όση θερμότητα πήρε από το αέριο κατά τον πρώτο μισό κύκλο έχει τεράστια σημασία για την λειτουργία μιας αναγεννητικής μηχανής. Ο αναγεννητής είναι το πιο σημαντικό στοιχείο μιας μηχανής Stirling ή Vuilleumier. Η μέθοδος που εφαρμόζουν οι Klein και Eigenberger [56] είναι πολύ ολοκληρωμένη και με ελάχιστες παραδοχές οπότε εφαρμόζεται στην παρούσα εργασία για τον υπολογισμό των θερμοκρασιών εξόδου του αερίου από τον αναγεννητή, τον υπολογισμό του χωρικού προφίλ θερμοκρασίας του αερίου μέσα στον αναγεννητή και της αποδοτικότητας του αναγεννητή. Η μέθοδος βασίζεται στον ενεργειακό ισολογισμό μεταξύ ενός όγκου ελέγχου που περικλείει το μέταλλο του πλέγματος και ενός που περικλείει το αέριο. Ο κύκλος χωρίζεται σε δύο μισά και η ροή αντίστοιχα προς την μία ή την άλλη κατεύθυνση. Η πιο απλή εκδοχή της μεθόδου υποθέτει σταθερό προφίλ θερμοκρασίας μετάλλου και η πιο σύνθετη λαμβάνει υπόψιν της και την αλλαγή κατά την διάρκεια του κύκλου λόγω πεπερασμένης θερμοχωρητικότητας του μετάλλου.

Η μέθοδος αυτή εφαρμόστηκε για πρώτη φορά σε κώδικα για μηχανές Vuilleumier και εξετάστηκε η θερμοαντλία των 4 KW του πανεπιστημίου του Dortmund σε διάφορες ταχύτητες περιστροφής και πιέσεις. Το αποτέλεσμα ήταν ότι η πτώση των στροφών οδηγεί σε απότομη πτώση της αποδοτικότητας εξαιτίας της μείωσης της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ αερίου και μετάλλου η οποία γίνεται συγκρίσιμη με την μεταφορά δια αγωγής μεταξύ του θερμού και του ψυχρού άκρου του αναγεννητή. Αυτή η αναλογία μεταξύ των δύο μεταφορών θερμότητας εκφράζεται με τον αριθμό Peclet. Ακόμα, η αύξηση της πίεσης συνεπάγεται και αύξηση της παροχής μάζας που με την σειρά της μειώνει τον αριθμό Peclet, αυξάνει τον Αριθμό Μονάδων Μεταφοράς (NTU) και αυξάνει τον λόγο της θερμοχωρητικότητας του μετάλλου προς την θερμοχωρητικότητα του αερίου καθώς ρέει. Ο συνδυασμός αυτών των αλλαγών οδηγεί σε αύξηση της αποδοτικότητας με την αύξηση της πίεσης.

### Απώλειες διακένου εμβόλου-κυλίνδρου

Τόσο ο κύλινδρος όσο και το έμβολο έχουν μία σχεδόν γραμμική αξονική κατανομή θερμοκρασίας αφού βρίσκονται μεταξύ μιας θερμής και μιας μέτριας περιοχής ή μεταξύ μιας μέτριας και μιας ψυχρής περιοχής. Το έμβολο όμως δεν είναι ακίνητο με αποτέλεσμα καθώς παλινδρομεί, για ένα διάστημα να έχει το ψυχρό του άκρο δίπλα στο θερμό μέρος του κυλίνδρου και για ένα άλλο διάστημα να έχει το θερμό του άκρο δίπλα στο ψυχρό μέρος του κυλίνδρου. Κατά αυτόν τον τρόπο, το έμβολο λειτουργεί σαν ένα όχημα (shuttle) που μεταφέρει θερμότητα από την θερμή περιοχή του κυλίνδρου στην ψυχρή. Εκτός όμως από αυτήν την απώλεια, λόγω του διακένου εμφανίζεται και μία επιπλέον μεταφορά ενθαλπίας μεταξύ του αερίου στον χώρο εκτόνωσης και του αερίου μέσα στο διάκενο. Αυτή η μεταφορά ενθαλπίας σε κάποιες συνθήκες είναι απώλεια και σε κάποιες κέρδος, ωστόσο πάντα ο συνδυασμός της με την απώλεια shuttle είναι επιβαρυντικός για την απόδοση της μηχανής. Οι λίγες εξισώσεις που υπάρχουν για τον υπολογισμό των απωλειών του διακένου δεν είναι ακριβείς και για αυτόν τον λόγο στο αδιαβατικό μοντέλο 2<sup>ης</sup> τάξης της παρούσας εργασίας εφαρμόζεται για πρώτη φορά σε μηχανή Vuilleumier μία σύνθετη μέθοδος με μιγαδικές

εξισώσεις των Pfeiffer και Kühn [57, 58, 59, 60]. Για το διάκενο του ψυχρού εκτοπιστή, οι απώλειες είναι μικρές αφού και η διαφορά θερμοκρασίας των δύο άκρων του είναι μικρή, οπότε αυτές οι απώλειες παραλείπονται.

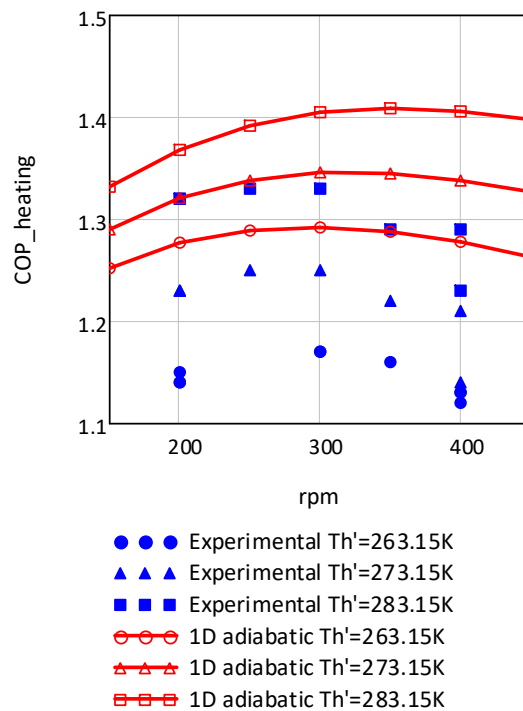
### Εφαρμογή αδιαβατικού μοντέλου 2<sup>ης</sup> τάξης σε πραγματική θερμαντλία

Εφαρμόστηκε ένα αδιαβατικό μοντέλο 2<sup>ης</sup> τάξης στην πειραματική θερμαντλία των 4 KW του πανεπιστημίου του Dortmund το οποίο περιείχε τις εξής μη ιδανικές συνθήκες:

- τριβή μέσα στους αναγεννητές
- συναγωγή μέσα στους εναλλάκτες
- μη-τέλεια αποδοτικότητα αναγεννητών
- απώλειες διακένου και αγωγή θερμότητας μέσω του θερμού κυλίνδρου και εκτοπιστή

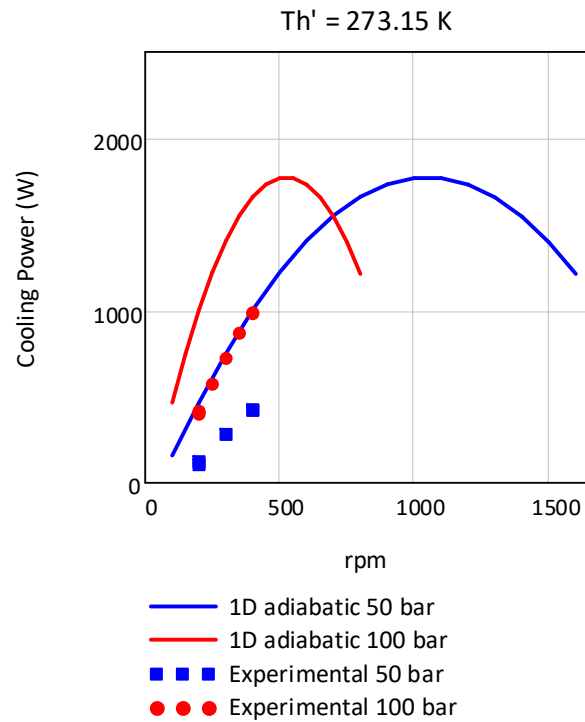
Για την συναγωγή στους εναλλάκτες χρησιμοποιήθηκαν σταθεροί συντελεστές συναγωγής που δίνονται από τον Kühn [30]. Εξετάστηκαν έξι διαφορετικές συχνότητες περιστροφής και προέκυψε μεγαλύτερη πτώση πίεσης για τον θερμό αναγεννητή σε σύγκριση με τον κρύο, οι οποίοι όμως έχουν διαφορετική γεωμετρία. Η πτώση πίεσης αυξάνεται με τις στροφές, αλλά όχι γραμμικά. Η επίδραση της συχνότητας περιστροφής και της θερμοκρασίας θερμού θερμαντήρα στις απώλειες διακένου μελετήθηκε επίσης, σε ένα εύρος χαμηλών στροφών. Οι απώλειες προκύπτουν να αυξάνονται με τις στροφές, αλλά και με την αύξηση της υψηλής θερμοκρασίας. Απώλειες και συχνότητα περιστροφής όμως δεν είναι γραμμικά μεγέθη όπως δείχνουν τα αποτελέσματα.

Επιπλέον, έγινε σύγκριση των επιδόσεων και της απόδοσης της μηχανής με πειραματικά δεδομένα. Η ψυκτική ικανότητα αυξάνεται με τις στροφές, αλλά ο ρυθμός αύξησης βαίνει μειούμενος. Ο κώδικας προβλέπει μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ από τα πειραματικά δεδομένα πράγμα λογικό εφόσον έχουν παραλειφθεί κάποιες απώλειες. Επίσης, τόσο τα πειραματικά δεδομένα όσο και το μοντέλο δείχνουν μια πτώση της ψυκτικής ισχύος αν αυξηθεί η διαφορά μέτριας-χαμηλής θερμοκρασίας. Για τον υπολογισμό της απόδοσης σε λειτουργία θέρμανσης χρησιμοποιήθηκε η ίδια σχέση απόδοσης όπως αυτή που χρησιμοποιήθηκε στην πειραματική εργασία. Τα αποτελέσματα τόσο του προγράμματος όσο και του πειράματος παρουσιάζονται στην Εικόνα 2 για τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες ψύξης. Είναι εμφανής η παρόμοια μορφή που έχουν οι καμπύλες όπως επίσης και η παράλειψη κάποιων απωλειών που οδηγεί σε υψηλότερη απόδοση σύμφωνα με το πρόγραμμα.



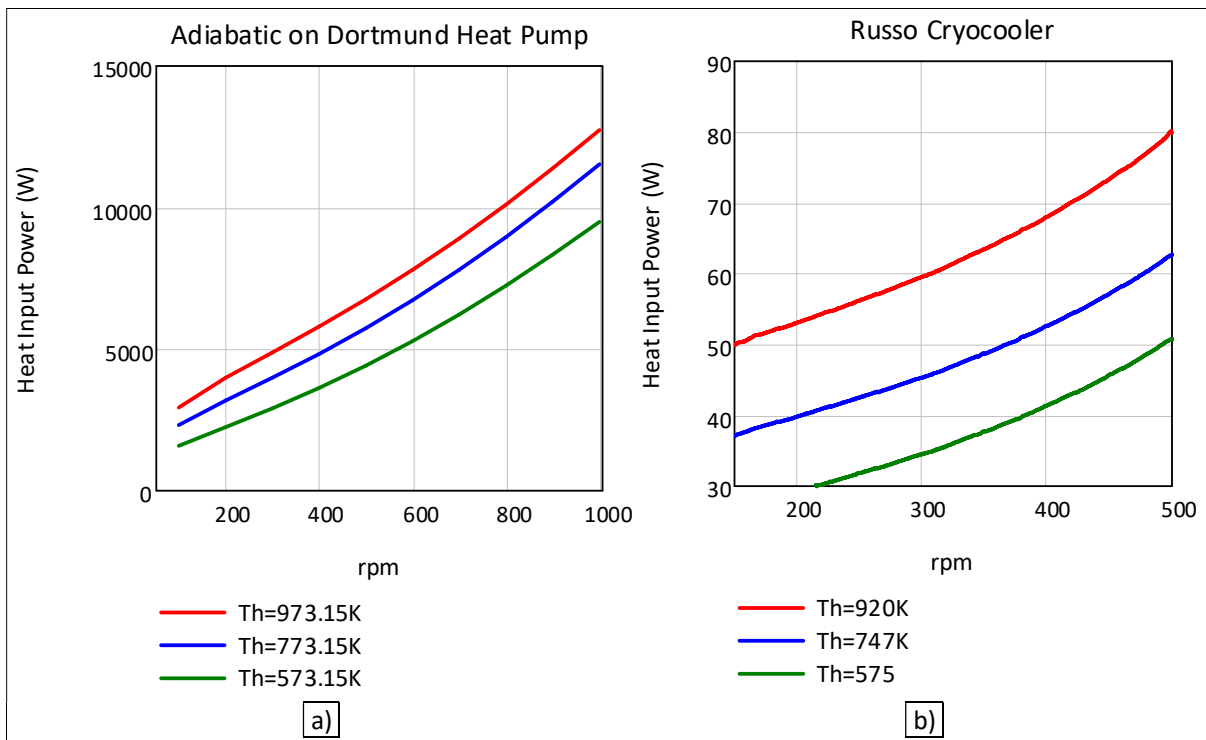
Εικόνα 2. Απόδοση σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής για τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες ψύξης.  $P_{μέση}=100 \text{ bar}$ ,  $T_{υψηλή}=773.15$ ,  $T_{μέτρια}=313.15 \text{ K}$ .

Επιπλέον, εξετάστηκε η επίδραση της μέσης πίεσης πάνω στην ψυκτική ικανότητα δοκιμάζοντας δυο πιέσεις, 50 και 100 bar και τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες ψύξης, 263.15, 273.15 και 283.15 K. Στην Εικόνα 3 παρουσιάζεται ενδεικτικά η μορφή των καμπυλών για θερμοκρασία 273.15 K. Η καμπύλη για την υψηλή πίεση έχει μικρότερο εύρος τόσο πειραματικά όσο και υπολογιστικά. Επίσης, προκύπτει ότι η μέγιστη ψυκτική ικανότητα δεν επηρεάζεται από την μέση πίεση, αλλά αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας ψύξης σύμφωνα με το μοντέλο και με το πείραμα.

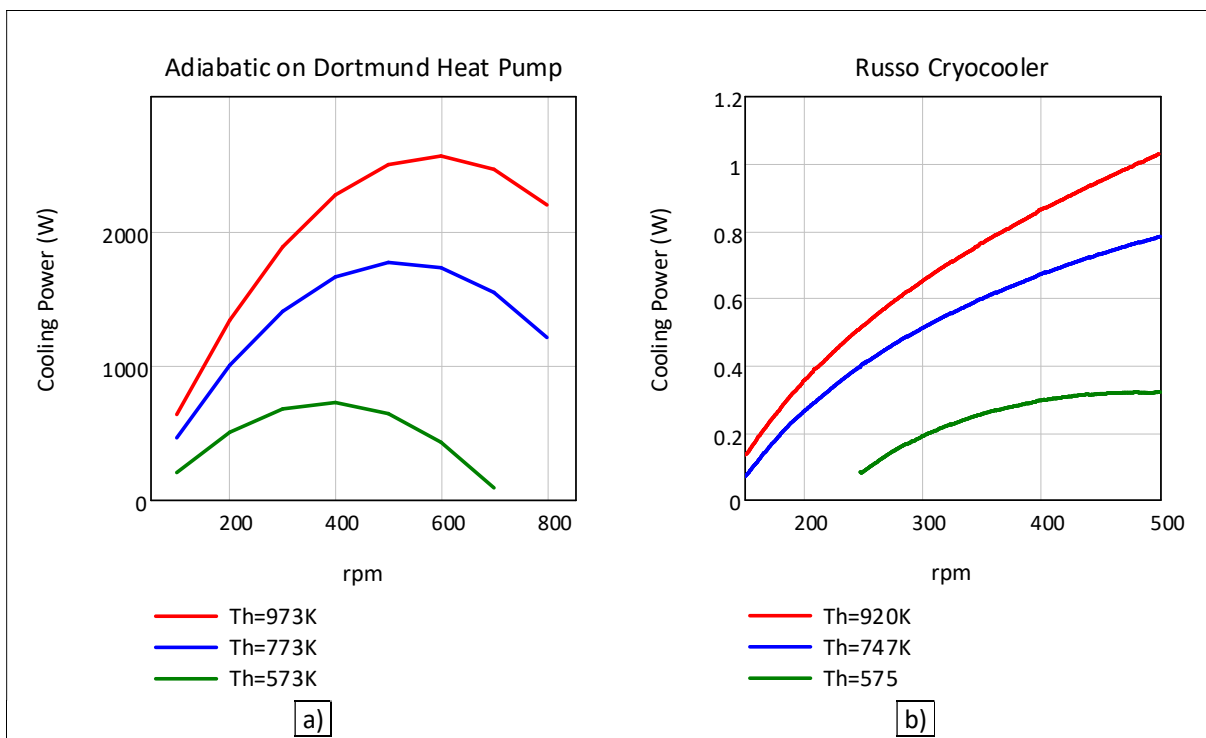


Εικόνα 3. Ψυκτική ισχύς σε συνάρτηση με τις στροφές ανά λεπτό για μέση πίεση 50 και 100 bar και για θερμοκρασία ψύξης 273.15 K. Αποτελέσματα αδιαβατικού μοντέλου με απώλειες και πειράματος.

Τέλος, οι μορφές των καμπυλών που παράγει το αδιαβατικό μοντέλο 2<sup>ης</sup> τάξης όταν εφαρμόζεται πάνω στην θερμαντλία του πανεπιστημίου του Dortmund συγκρίθηκαν με αντίστοιχες που παρουσίασε ο Russo με υπολογισμούς που είχε κάνει πάνω σε έναν κρυογονικό ψύκτη 2 σταδίων με ικανότητα 0.5 W στους 65 K και μέση πίεση 45 bar [61]. Είναι φανερό από τις Εικόνες 4 και 5 ότι τόσο οι καμπύλες της προσδιδόμενης ισχύος σε συνάρτηση με την συχνότητα περιστροφής και την υψηλή θερμοκρασία, όσο και οι καμπύλες της ψυκτικής ισχύος σε συνάρτηση με τα ίδια μεγέθη έχουν την ίδια μορφή. Οι τιμές βέβαια των ισχύων έχουν μεγάλη διαφορά αφού πρόκειται για δύο τελείως διαφορετικές μηχανές.



Εικόνα 4. α) Προσδιδόμενη θερμική ισχύς σύμφωνα με το αδιαβατικό μοντέλο για την θερμαντλία των 4 KW και β) Προσδιδόμενη ισχύς για τον κρυογονικό ψύκτη του Russo.



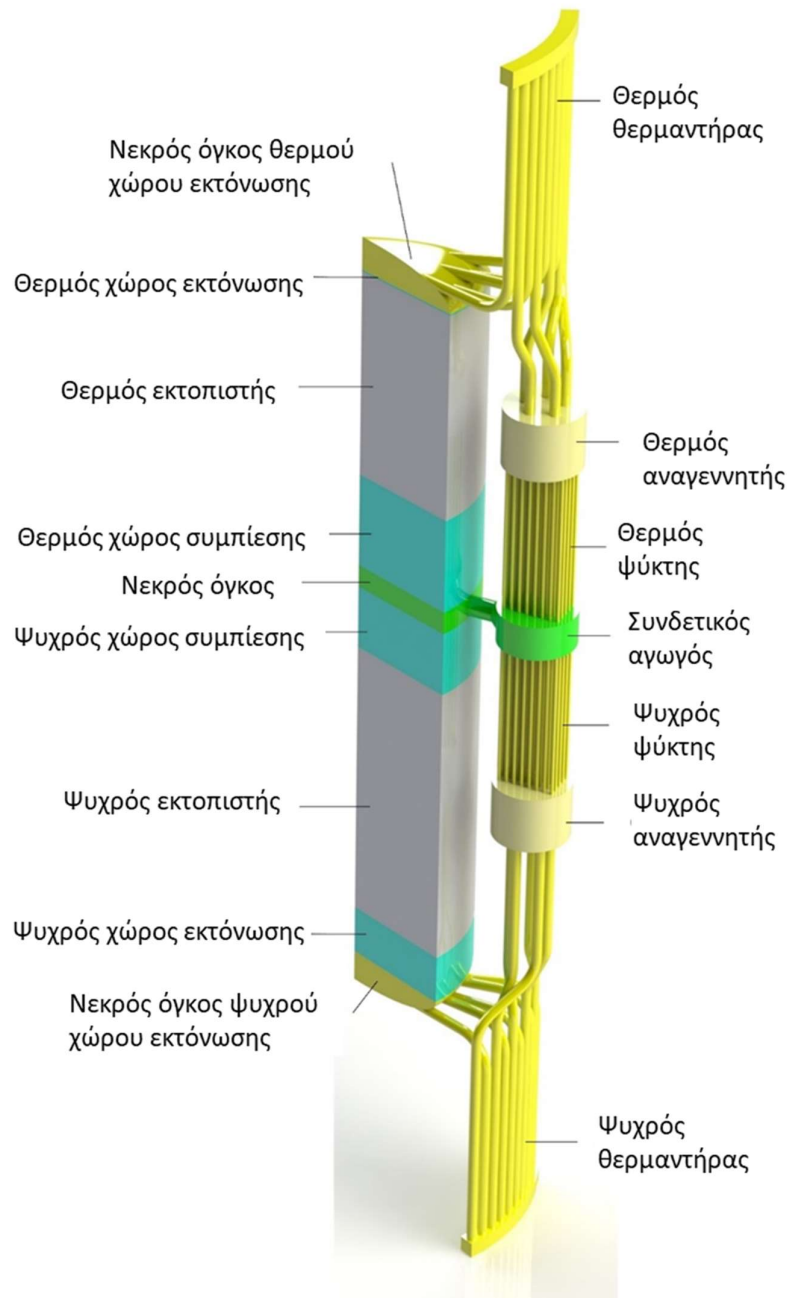
Εικόνα 5. α) Ψυκτική ικανότητα σύμφωνα με το αδιαβατικό μοντέλο για την θερμαντλία των 4 KW και β) Ψυκτική ικανότητα για τον κρυογονικό ψύκτη σύμφωνα με τον Russo.

### Περιγραφή προσομοίωσης

Τα μοντέλα CFD υπερέρχουν των μοντέλων 2<sup>ης</sup> και 3<sup>ης</sup> τάξης από άποψη ακρίβειας αποτελεσμάτων και πλήθους πληροφοριών που μπορούν να παρέχουν. Μπορούν να εφαρμοστούν σε διδιάστατη ή τριδιάστατη γεωμετρία. Υπολογίζουν όλες τις αλληλεπιδράσεις μεταξύ γειτονικών υπολογιστικών κελιών σε κάθε υπολογιστικό βήμα οπότε τα αποτελέσματα τους είναι πιο χρήσιμα από, π.χ. εκείνα ενός 2<sup>ης</sup> τάξης μοντέλου όπου η πίεση και η θερμοκρασία έχουν υπολογιστεί ιδανικά. Τα μεγάλο πρόβλημα βέβαια με τα μοντέλα CFD είναι η τεράστια υπολογιστική ισχύς που απαιτούν ειδικά αν χρησιμοποιούν μεγάλη διακριτοποίηση στο πλέγμα τους. Μέχρι σήμερα λίγες είναι οι μελέτες που έχουν γίνει με χρήση CFD σε μηχανές Stirling και μόνο μία (διδιάστατη) σε μηχανές Vuilleumier [48].

Στην παρούσα εργασία εφαρμόζεται για πρώτη φορά τριδιάστατο CFD μοντέλο σε μηχανή Vuilleumier. Ελλείψει γεωμετρικών στοιχείων από υπάρχουσες μηχανές, σχεδιάστηκε μία πρωτότυπη μηχανή η οποία βασίστηκε στην γεωμετρία του περίφημου κινητήρα Stirling GPU-3 ο οποίος κατασκευάστηκε το 1965 από την General Motors και παρήγαγε 4 KW ισχύος στις 2500 σ.α.λ. με μέση πίεση 41 bar. Η σχεδιασμένη μηχανή Vuilleumier θυμίζει δύο αντικριστές GPU-3 με μόνο δύο εκτοπιστές, είναι β-διάταξης και παρουσιάζεται στην Εικόνα 6. Από την σχεδίαση έχουν παραληφθεί οι διωστήρες και όλα τα μεταλλικά μέρη για λόγους απλότητας (υπάρχουν μόνο οι εκτοπιστές). Με άλλα λόγια έχει σχεδιαστεί μόνο το κύκλωμα του αερίου. Οι εκτοπιστές κινούνται ημιτονοειδώς και το μέγεθος των μεταβλητών όγκων υπολογίστηκε με ιδανικό αδιαβατικό κώδικα με βάση την μηχανή των 4 KW του πανεπιστημίου του Dortmund. Επειδή η μηχανή έχει περιφεριακή συμμετρία κάθε 45°, σχεδιάστηκε μόνο μία “φέτα” 1/8<sup>ου</sup>. Σχετικά με τις συνοριακές συνθήκες, τα μέρη που έχουν συμμετρία ορίστηκαν ως περιοδικώς συμμετρικά, οι εναλλάκτες ορίστηκαν με μεγάλο συντελεστή συναγωγής στην εξωτερική πλευρά τους έτσι ώστε πρακτικά τα τοιχώματά τους να έχουν σταθερή θερμοκρασία και όλα τα υπόλοιπα μέρη ορίστηκαν αδιαβατικά. Οι θερμοκρασίες των τοιχωμάτων των εναλλακτών είναι 0, 40 and 500 °C και η μέση πίεση της μηχανής περίπου 44 bar. Η προσομοίωση πραγματοποιήθηκε με το εμπορικό πακέτο ANSYS και τον επιλυτή Fluent 18.0 και η πυκνότητα του υπολογιστικού πλέγματος αποφασίστηκε μετά από ανάλυση ανεξαρτησίας πλέγματος. Η προσομοίωση πραγματοποιήθηκε για 3 ταχύτητες περιστροφής: 50, 250 και 2500 σ.α.λ. Ο κύκλος χωρίστηκε σε τουλάχιστον 720 χρονικά βήματα, ανάλογα με την ταχύτητα και εφαρμόστηκε το τυρβώδες μοντέλο *k-ε Realizable* με βελτιώσεις κοντά σε στερεά τοιχώματα. Το καταλληλότερο τυρβώδες μοντέλο είναι αντικείμενο για μελλοντική διερεύνηση καθώς για κάθε ταχύτητα περιστροφής, η ροή αλλάζει από στρωτή σε μεταβατική και τέλος σε πλήρως τυρβώδη. Οι αναγεννητές προσομοιώθηκαν σαν πορώδη μέσα με κατάλληλους συντελεστές αντίστασης που υπολογίζονται με την βοήθεια αριθμών Reynolds που παρέχει το μονοδιάστατο αδιαβατικό μοντέλο. Επίσης, θεωρήθηκε θερμική ισορροπία μεταξύ μετάλλου του πλέγματος και αερίου.





Εικόνα 6. Η σχεδιασμένη μηχανή Vuilleumier για CFD προσομοίωση.

## Αποτελέσματα προσομοίωσης

### Θερμοκρασία

Η θερμοκρασία των τριών χώρων μεταβλητού όγκου προκύπτει ευθέως σχετιζόμενη με την διακύμανση της πίεσης, ενώ στους υπόλοιπους χώρους της μηχανής αυτή η σύνδεση δεν είναι τόσο ισχυρή. Συμπεραίνεται λοιπόν, ότι πιθανά και η ταχύτητα και η παλινδρομική φύση της ροής έχουν επίδραση στην διαμόρφωση της διακύμανσης της θερμοκρασίας στους χώρους σταθερού όγκου. Η πίεση είναι ομοιόμορφη σε κάθε εξάρτημα της μηχανής κάθε χρονική στιγμή, ενώ η θερμοκρασία παρουσιάζει κάποιες ανομοιομορφίες. Αυτό είναι μία ακόμα ένδειξη της πιθανής επίδρασης της ταχύτητας του αερίου. Στις

υψηλές στροφές η διακύμανση της θερμοκρασίας σε όλους τους χώρους είναι μεγαλύτερη απ' ό τι στις χαμηλές στροφές, ωστόσο η χρονικά μέση θερμοκρασία μειώνεται με την αύξηση των στροφών. Μόνο στους δύο θερμαντήρες η μέση θερμοκρασία παρουσιάζει άνοδο με την αύξηση των στροφών. Οι δύο χώροι συμπίεσης, θερμός και ψυχρός, έχουν την ίδια θερμοκρασία κάθε στιγμή και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής. Στους εναλλάκτες, η CFD προσομοίωση φανερώνει ότι η θεώρηση των ιδανικών μαθηματικών μοντέλων πως η θερμοκρασία του αερίου μέσα τους είναι συνεχώς σταθερή, δεν ισχύει και μάλιστα στους θερμούς εναλλάκτες παρουσιάζει δύο μέγιστα κατά την διάρκεια του κύκλου. Υπάρχει επίσης μια σύνδεση μεταξύ της μεταβολής του όγκου του θερμού χώρου εκτόνωσης και της μεταβολής της θερμοκρασίας του η οποία αποκαλύπτεται από διαγράμματα T-V. Σύμφωνα με τα διαγράμματα, θερμοκρασία γίνεται μέγιστη όταν ο όγκος γίνεται μέγιστος σε κάθε συχνότητα περιστροφής. Ωστόσο, δεν φαίνεται κάποια αντίστοιχη σύνδεση στους υπόλοιπους δύο μεταβλητούς χώρους.

Εξετάζοντας την κατανομή της θερμοκρασίας περιφερειακά με διαγράμματα ισοτιμών, προκύπτει ότι υπάρχει ομοιογένεια που είναι αναμενόμενη λόγω της συμμετρίας. Το αξονικό προφίλ θερμοκρασίας του αερίου μέσα στους αναγεννητές αλλάζει κάθε στιγμή και επομένως είναι διαφορετικό σε μία στιγμή θερμής ροής (δηλ. ροής προς το ψυχρό άκρο της μηχανής) και μία ψυχρής. Το αξονικό χωρικό προφίλ είναι γραμμικό στο περισσότερο μήκος του αναγεννητή και μόνο προς τα άκρα η κλίση του γίνεται πιο ομαλή. Αυτό ισχύει και για τους δύο αναγεννητές. Στην είσοδο και στην έξοδο του αναγεννητή εμφανίζονται επίσης φαινόμενα σχετικά με την μη ομαλή μετάβαση της ροής από τους γειτονικούς εναλλάκτες που αλλάζουν και αυτά την κατανομή της θερμοκρασίας κοντά στα άκρα. Σχετικά με την επίδραση των στροφών, στην γρήγορη λειτουργία το αέριο μέσα στους αναγεννητές αλλάζει πιο απότομα την θερμοκρασία του από το ψυχρό προς το θερμό άκρο απ' ό τι στην αργή λειτουργία (μεγαλύτερη κλίση του χωρικού προφίλ). Επομένως, σε γρήγορη λειτουργία ο αναγεννητής λειτουργεί σαν πιο ισχυρό φράγμα θερμότητας διατηρώντας μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των άκρων του. Στην περίπτωση του ψυχρού αναγεννητή οι θερμοκρασία στα άκρα στην γρήγορη λειτουργία ξεπερνάει τις ιδανικές θερμοκρασίες των εναλλακτών, δηλ. τους 273.15 και 313.15 K.

## Πίεση

Η διακύμανση της πίεσης παρουσιάζει μια ημιτονοειδή μορφή, παρόμοια στους τρεις χώρους μεταβλητού όγκου. Η πίεση στους χώρους εκτόνωσης είναι μικρότερη από εκείνη στον κοινό χώρο συμπίεσης, γεγονός που φανερώνει πτώση πίεσης καθώς το αέριο φεύγει από τον κοινό χώρο συμπίεσης και ταξιδεύει προς τους χώρους εκτόνωσης. Η πτώση πίεσης είναι σημαντικά μεγαλύτερη στην γρήγορη λειτουργία και αμελητέα στην αργή και την πολύ αργή λειτουργία. Επιπροσθέτως, συγκρίνοντας την γρήγορη μηχανή με τις δύο αργές, το πλάτος ταλάντωσης της πίεσης στον θερμό εκτονωτή και τον κοινό συμπίεστή είναι μεγαλύτερο στην γρήγορη. Στον ψυχρό εκτονωτή το πλάτος της γρήγορης μηχανής είναι μικρότερο. Την ίδια διαφορά έχουν και τα πλάτη των θερμοκρασιών στους αντίστοιχους χώρους. Για την γρήγορη λειτουργία, η μέγιστη πίεση είναι 49 bar και η ελάχιστη 39.6 bar που μεταφράζεται σε έναν λόγο συμπίεσης 1.2 ο οποίος είναι μικρός διότι εξαρτάται από τον λόγο θερμοκρασιών της μηχανής. Στις μηχανές Stirling ο λόγος συμπίεσης είναι μεγαλύτερος διότι αυτός καθορίζεται από τον λόγο μέγιστου προς ελάχιστο όγκο του κινητήρα. Στις δύο πιο αργές λειτουργίες η μέγιστη πίεση είναι 47.8 bar και η ελάχιστη 40.1 bar.

Σχεδιάζοντας μαζί P-V και T-V διαγράμματα αποκαλύπτεται για μια ακόμη φορά η συσχέτιση πίεσης με θερμοκρασία καθώς οι δύο βρόγχοι έχουν όμοιο σχήμα σε όλες τις εξεταζόμενες συχνότητες περιστροφής. Συμπεραίνεται λοιπόν, ότι η μεταβολή του όγκου του θερμού χώρου εκτόνωσης, καθορίζει την διακύμανση της θερμοκρασίας του ίδιου χώρου. Η διακύμανση της θερμοκρασίας καθορίζει με την σειρά της την διακύμανση της πίεσης σε όλους τους χώρους της μηχανής. Τέλος, η διακύμανση της πίεσης καθορίζει την θερμοκρασία των υπόλοιπων δύο χώρων μεταβλητού όγκου.

Επίσης, η γωνία στην οποία εμφανίζεται η μέγιστη πίεση, μεγαλώνει από το ψυχρό προς το θερμό άκρο της μηχανής. Αυτό συμβαίνει στην γρήγορη λειτουργία και όχι στις αργές. Η διακύμανση της πίεσης ακολουθεί την κατεύθυνση της ροής καθώς αυτή κινείται προς το θερμό άκρο και αυτό εξηγεί αυτήν την μετακίνηση του μέγιστου ως προς την γωνία.

Στην γρήγορη λειτουργία η μεγαλύτερη πτώση πίεσης συμβαίνει μέσα τους θερμοαντλήρες, έπονται οι αναγεννητές, ενώ σημαντικά μικρότερη είναι στους ψύκτες. Όσο όμως η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται, η πτώση πίεσης στους αναγεννητές αποκτά μεγαλύτερο ποσοστό έναντι της συνολικής πτώσης πίεσης. Στην πολύ αργή συχνότητα περιστροφής ο θερμός αναγεννητής είναι υπεύθυνος για το 43 % της συνολικής πτώσης πίεσης των εναλλακτών, ενώ στην γρήγορη για το 17 %. Αυτή η διαφοροποίηση ερμηνεύεται από την αλλαγή του λόγου των γραμμικών προς τις εντοπισμένες απώλειες με την ταχύτητα. Επίσης, η διάχυση ενέργειας λόγω πτώσης πίεσης είναι ασήμαντη στις δύο μικρές συχνότητες περιστροφής, αλλά γίνεται σημαντική στην μεγάλη συχνότητα. Σε ακόμα πιο υψηλές συχνότητες, οι απώλειες λόγω πτώσης πίεσης θα γίνουν τόσο μεγάλες ώστε δεν θα είναι πρακτική η λειτουργία της μηχανής.

Ακόμα, η εξέταση των διαγραμμάτων P-V, δηλαδή των έργων στους μεταβλητούς χώρους, αποκαλύπτει πως τα έργα σε J/κύκλο είναι μεγαλύτερα για τις δύο αργές μηχανές σε σχέση με την γρήγορη λόγω μικρότερης πτώση πίεσης. Η ισχύς (σε W) στον θερμό εκτονωτή είναι 6 και 30 φορές μεγαλύτερη στην γρήγορη μηχανή απ' ότι στην αργή και την πολύ αργή αντίστοιχα. Η ισχύς (σε W) στον ψυχρό εκτονωτή είναι 8 και 38 φορές μεγαλύτερη στην γρήγορη μηχανή απ' ότι στην αργή και την πολύ αργή αντίστοιχα. Στον αντίποδα, η ισχύς (σε W) στον κοινό συμπιεστή είναι 12 και 59 φορές μεγαλύτερη στην γρήγορη μηχανή απ' ότι στην αργή και την πολύ αργή αντίστοιχα. Τέλος, το εξωτερικό έργο που χρειάζεται να προσδοθεί στην μηχανή για την υπερνίκηση των τριβών λόγω πτώσης πίεσης αναλογεί στο 39 % του έργου του κοινού συμπιεστή στην γρήγορη μηχανή, στο 15 % στην αργή και μόλις στο 0.2 % στην πολύ αργή.

### Ροή και ταχύτητα

Τα μοντέλα CFD είναι το μοναδικά που μπορούν να προσφέρουν οπτικοποίηση της ροής η οποία δεν υπάρχει μέχρι στιγμής για μηχανή Vuilleumier και μέσω αυτής να γίνει πιο κατανοητή η λειτουργία της μηχανής. Η ροή στα όρια των χώρων μεταβλητού όγκου προκύπτει ότι καθορίζεται αυστηρά από την μεταβολή του όγκου τους. Αν ο όγκος μεγαλώσει, αέριο θα μπει, αν μικρύνει θα βγει. Η γωνία όπου η ροή αλλάζει φορά, δεν είναι η ίδια για έναν χώρο. Μπορεί ο χώρος αυτός να έχει στο ένα άκρο του ροή προς την μία κατεύθυνση και αντίθετη φορά στο άλλο άκρο την ίδια χρονική στιγμή. Στην συγκριμένη σχεδίαση της μηχανής υψηλές ταχύτητες του αερίου εμφανίζονται στον συνδετικό αγωγό, ακολουθούν ο ψυχρός ψύκτης και η ένωση των σωλήνων του θερμού θερμοαντλήρα με τον θόλο του χώρου εκτόνωσης. Αντίθετα, οι μικρότερες ταχύτητες παρουσιάζονται στους χώρους μεταβλητού όγκου. Περιφερειακά, η κατανομή της ταχύτητας είναι ομοιόμορφη όπως συμβαίνει και με την θερμοκρασία. Στους θερμοαντλήρες η ροή σε κάθε σωληνάκι είναι προφανώς αντίθετη με το διπλανό του και αυτό επηρεάζει την φορά μεταφοράς θερμότητας όπως θα φανεί στην επόμενη ενότητα. Στους χώρους μεταβλητού όγκου, η ροή σχηματίζει στρόβιλο τύπου tumble είτε είναι εισερχόμενη είτε εξερχόμενη και μάλιστα στον χώρο συμπίεσης εμφανίζονται δύο στρόβιλοι, ένας σε κάθε κομμάτι.

### Θερμότητα

Η οδηγούσα δύναμη για να προκύψει ρεύμα θερμότητας είναι μια διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του τοιχώματος ενός εναλλάκτη και του αερίου μέσα του. Ωστόσο, όπως προκύπτει από την προσομοίωση η σύνδεση αυτή δεν είναι αυστηρή στην περίπτωση της γρήγορης παλινδρομικής ροής. Στην γρήγορη λειτουργία αυτό το φαινόμενο είναι πιο έντονο απ' ότι στις δύο πιο αργές λειτουργίες. Το φαινόμενο αυτό που εμφανίζεται σε παλινδρομικές ροές δεν έχει μελετηθεί εκτενώς. Ο Kornhauser εισήγαγε την έννοια του

μιγαδικού αριθμού Nusselt προκειμένου να ερμηνεύσει την διαφορά φάσης μεταξύ θερμοροής και διαφοράς θερμοκρασίας [62] και πραγματοποίησε πειράματα για αυτόν τον σκοπό. Ωστόσο, δεν κατέληξε σε καθολικά συμπεράσματα. Οι Simon και Seume επίσης ασχολήθηκαν με αυτό το φαινόμενο [63] και το ερμήνευσαν ισχυριζόμενοι ότι στις γρήγορες ταλαντώσεις εμφανίζονται δύο κατευθύνσεις ροής αερίου μέσα στα σωληνάκια των εναλλακτών. Η κάθε ροή έχει την δική της θερμοκρασία καθώς προέρχεται από διαφορετικό χώρο της μηχανής. Π.χ. στον θερμό θερμομαντήρα η μία ροή θα έχει την θερμοκρασία του χώρου εκτόνωσης και η άλλη του αναγεννητή. Κατά αυτόν τον τρόπο, ακτινικά δημιουργούνται δυο θερμοκρασιακά δυναμικά που προκαλούν δύο ακτινικά ρεύματα θερμότητας, το άθροισμα των οποίων βρίσκεται σε διαφορά φάσης με την διαφορά θερμοκρασίας τοιχώματος και αερίου.

Οι δύο ψύκτες σε όλες τις συχνότητες περιστροφής απορρίπτουν θερμότητα. Αντίθετα, οι θερμομαντήρες για ένα κομμάτι του κύκλου και αυτοί απορρίπτουν θερμότητα αντί να απορροφούν. Η μέγιστη στιγμιαία θερμική ισχύς παρατηρείται στον ψυχρό ψύκτη και είναι 8 KW για την γρήγορη μηχανή. Για την αργή παρατηρείται στον θερμό θερμομαντήρα και είναι 1.5 KW, ενώ τέλος για την πολύ αργή παρατηρείται στον θερμό ψύκτη και είναι 0.4 KW.

Περαιτέρω μελέτη της θερμοροής, αποκαλύπτει πως υπάρχει τμήμα του εναλλάκτη που για μία χρονική στιγμή απορροφά θερμότητα, ενώ ταυτόχρονα το υπόλοιπο τμήμα απορρίπτει. Αυτό συμβαίνει κυρίως στους θερμομαντήρες και σχετίζεται και με την αντίθετη φορά της παροχής στα σωληνάκια τους. Αν το τμήμα του εναλλάκτη που λειτουργεί ανάποδα είναι μεγάλο, τότε για εκείνο το χρονικό διάστημα ο εναλλάκτης σαν σύνολο θα λειτουργεί και εκείνος ανάποδα. Δηλαδή αν πρόκειται για θερμομαντήρα, για ένα διάστημα θα αποβάλλει θερμότητα αντί να προσλαμβάνει.

Η θερμική ισχύς και στους 4 εναλλάκτες αυξάνεται με την αύξηση των στροφών, αλλά όχι γραμμικά. Για τους θερμούς εναλλάκτες, η αύξηση των στροφών κατά 5 και 50 φορές δεν συνεπάγεται αύξηση της ισχύος κατά 5 και 50 φορές αντίστοιχα, αλλά λιγότερη. Αντίθετα, η ισχύς του ψυχρού θερμομαντήρα αυξάνεται κατά 5.4 και 67.7 φορές, ενώ του ψυχρού ψύκτη κατά 6.8 και 95.4 φορές αντίστοιχα. Εξετάζοντας τώρα το ποσό θερμότητας που μεταφέρθηκε κατά την διάρκεια ενός κύκλου, αναμένεται αυτό να είναι μεγαλύτερο όσο η συχνότητα περιστροφής μειώνεται επειδή ο κύκλος διαρκεί περισσότερο. Ωστόσο, τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δεν φανερώνουν αναλογία μεταξύ των στροφών και του ποσού θερμότητας. Το μέγιστο ποσό για τον πολύ αργό θερμό ψύκτη είναι μόλις 11.6 φορές μεγαλύτερο από τον αντίστοιχο γρήγορο θερμό ψύκτη. Αυτός είναι και ο μεγαλύτερος λόγος μέγιστων θερμοτήτων που εμφανίζεται ανάμεσα σε όλους τους εναλλάκτες. Αυτό αποδίδεται στην μη αποδοτική λειτουργία των αναγεννητών σε χαμηλές στροφές και στους χαμηλούς συντελεστές εξαναγκασμένης συναγωγής σε σχέση με γρήγορες ροές.

### Συντελεστές μεταφοράς θερμότητας

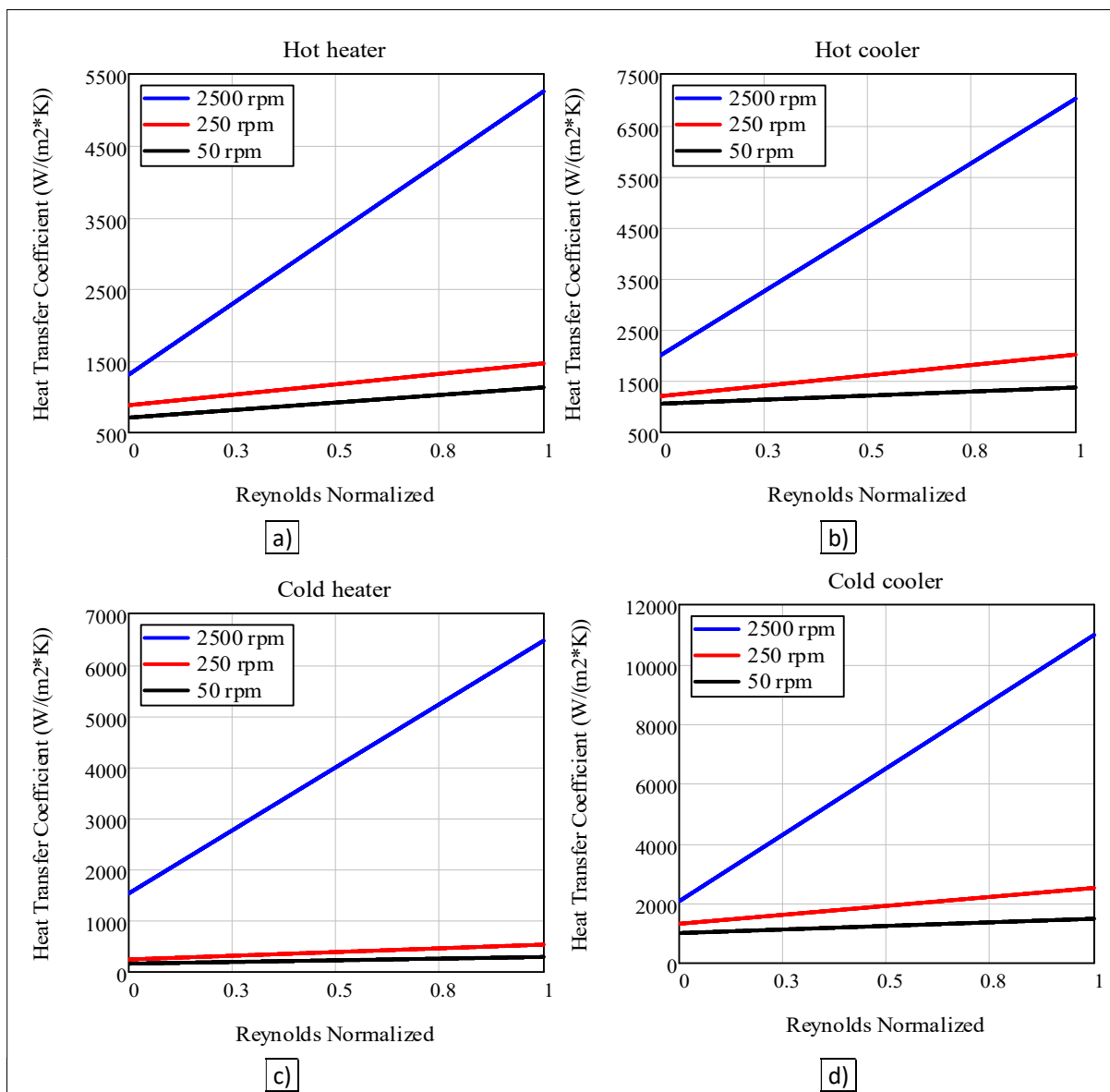
Από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης κατασκευάστηκαν σχέσεις που δίνουν τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας μεταξύ τοιχώματος εναλλακτών και του αερίου που κινείται μέσα τους. Οι σχέσεις είναι συναρτήσεις του αριθμού Reynolds της ροής και ισχύουν για συγκεκριμένο εύρος Reynolds σε κάθε περίπτωση. Η σχέση έχει την γενική μορφή της Εξίσωσης 5 όπου οι συντελεστές  $\alpha_f$  και  $\beta_f$  υπολογίζονται από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης και είναι διαφορετικοί για κάθε συχνότητα (f).

$$h_f(Re) = \alpha_f \cdot Re + \beta_f$$

Εξ. 5

Για να γίνει μία σύγκριση με νόημα, οι αριθμοί Reynolds κανονικοποιήθηκαν για κάθε μηχανή. Έτσι  $Re = 0$  σημαίνει αλλαγή φοράς της ροής και  $Re = 1$  σημαίνει μέγιστη ταχύτητα αερίου. Η σύγκριση δύο

ίδιων, μη κανονικοποιημένων, τιμών Reynolds ανάμεσα σε δύο διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής δεν έχει κανένα νόημα διότι συγκρίνονται έτσι δύο διαφορετικές στιγμές του κύκλου. Π.χ. κάποια στιγμή  $Re = 500$  στην γρήγορη μηχανή και  $Re = 500$  στην πολύ αργή στον θερμό θερμοαντήρα. Αυτό σημαίνει ότι ο στρόφαλος στην γρήγορη είναι κοντά στην αλλαγή κατεύθυνσης της ροής, ενώ στην πολύ αργή μπορεί να είναι κοντά στην μέγιστη ταχύτητα ροής. Μία τέτοια σύγκριση είναι ανούσια και για αυτό χρησιμοποιούνται κανονικοποιημένοι αριθμοί Reynolds. Τα σχετικά διαγράμματα φαίνονται στην Εικόνα 7. Είναι φανερό ότι η μεταφορά θερμότητας γίνεται πιο εύκολα στην γρήγορη λειτουργία και μάλιστα ο συντελεστής αλλάζει αρκετά καθώς η ροή επιταχύνεται από την αλλαγή φοράς προς την μέγιστη ταχύτητα αερίου. Αυτό συμβαίνει και στους 4 εναλλάκτες. Αντίθετα, στις δύο αργές λειτουργίες η μετάδοση θερμότητας γίνεται με περίπου την ίδια ευκολία ανεξάρτητα με το αν η ταχύτητα του αερίου είναι κοντά στο μηδέν ή στο μέγιστο της. Με όρους μετάδοσης θερμότητας, η αποδοτικότητα των εναλλακτών ευνοείται από την αύξηση των στροφών λειτουργίας καθώς η θερμότητα μπορεί να απορροφάται ή να αποβάλλεται πιο εύκολα. Η αύξηση του χρονικά μέσου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για θερμοαντήρες με την αύξηση της συχνότητας περιστροφής έχει επίσης βρεθεί και πειραματικά από τους Xiao et al. [64].



Εικόνα 7. Συντελεστές μεταφοράς θερμότητας σαν συνάρτηση του αριθμού Reynolds.

a) Θερμός θερμαντήρας, b) Θερμός ψύκτης, c) Ψυχρός θερμαντήρας και d) Ψυχρός ψύκτης

### Απόδοση

Μία μηχανή Vuilleumier μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε για να παράγει θέρμανση είτε για ψύξη αναλόγως με το αν θα χρησιμοποιηθεί η θερμότητα που απορροφά ο ψυχρός θερμαντήρας ή εκείνη που απορρίπτονται οι δύο ψύκτες. Η απόδοση της μηχανής (Coefficient Of Performance – COP) είναι ένας λόγος ενεργειών. Στον παρονομαστή βρίσκεται η ενέργεια που καταναλώνεται για την λειτουργία της μηχανής, δηλαδή η θερμότητα που προσφέρεται στον θερμό θερμαντήρα και το εξωτερικό έργο που προσφέρεται για την υπερνίκηση των τριβών. Στον αριθμητή βρίσκεται η ενέργεια που αξιοποιείται: για θέρμανση η θερμότητα που απορρίπτονται οι ψύκτες και για ψύξη η θερμότητα που απορροφά ο ψυχρός θερμαντήρας. Η απόδοση είναι αποτέλεσμα της επίδρασης όλων των παραγόντων που εμφανίζονται σε μία μηχανή και της πολύπλοκης αλληλεπίδρασής τους. Σύμφωνα με την CFD προσομοίωση, η απόδοση για θέρμανση είναι από 1.18 για τις 50 σ.α.λ. ως 1.40 για τις 2500 σ.α.λ. Για την ψύξη η απόδοση κυμαίνεται από 0.14 για τις 50 σ.α.λ. έως 0.42 για τις 2500 σ.α.λ. Δηλαδή παρουσιάζεται αύξηση της απόδοσης με τις στροφές η οποία

αύξηση είναι πιο μεγάλη στην λειτουργία ψύξης. Ένας σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει την απόδοση της μηχανής είναι η αποδοτικότητα των αναγεννητών η οποία μειώνεται όσο μειώνεται η ταχύτητα της μηχανής.

Η απόδοση της σχεδιασμένης μηχανής συγκρίθηκε στην συνέχεια με πειραματικά δεδομένα από την αντλία θερμότητας των 4 KW του πανεπιστημίου του Dortmund. Η σύγκριση ήταν μόνο ποιοτική καθώς οι δύο μηχανές διαφέρουν αρκετά, όπως για παράδειγμα στην ύπαρξη διωστήρων της πραγματικής μηχανής. Η εξέλιξη της απόδοσης με την συχνότητα περιστροφής είναι ίδια καθώς και στις δύο μηχανές η απόδοση αυξάνεται με τις στροφές. Συγκρίθηκε επίσης και η εξέλιξη των ποσών θερμότητας (σε J/κύκλο) των δύο μηχανών. Όσο η ταχύτητα αυξάνει, το ποσό που απορροφά ο θερμός θερμομαντήρας και το ποσό που απορρίπτουν οι δύο ψύκτες μαζί μειώνεται. Αντίθετα, το ποσό που απορροφά ο ψυχρός θερμομαντήρας αυξάνεται. Αυτά ισχύουν και για τις δύο μηχανές, επικυρώνοντας το CFD μοντέλο.

Στην συνέχεια, παρατίθενται στοιχεία από άλλες πραγματικές μηχανές για λόγους ποιοτικής και μόνο σύγκρισης εφόσον οι μηχανές διαφέρουν σε μέση πίεση, ταχύτητα περιστροφής, σχεδιασμό και διαφορά μέτριας-χαμηλής θερμοκρασίας. Η διαφορά μέτριας-χαμηλής θερμοκρασίας έχει αποδειχθεί τόσο πειραματικά [28], όσο και με υπολογισμούς σε μηχανή Carnot που παρουσιάζονται σε προηγούμενη ενότητα, ότι επηρεάζει την απόδοση. Άρα για μία σωστή σύγκριση θα πρέπει και η διαφορά μέτριας-χαμηλής θερμοκρασίας να είναι ακριβώς η ίδια. Όπως λοιπόν φαίνεται στον Πίνακα 3 η απόδοση που προκύπτει από το CFD μοντέλο είναι μέσα στο πειραματικό εύρος.

Πίνακας 3. Επιδόσεις και απόδοση της προσομοιωμένης μηχανής Vuilleumier, 3 πραγματικών θερμαντλιών και της ιδανικής-Carnot Vuilleumier.

	Θερμική ισχύς (W)				Εξωτερικό έργο (W)	COP θέρμανση	COP ψύξη	σ.α.λ.	Ρ μέση (bar)
	Θερμός θερμαντήρας	Ψυχρός θερμαντήρας	Θερμός ψύκτης	Ψυχρός ψύκτης					
Προσομοιωμένη μηχανή	2136	1557	2456	2778	- 1540	1.40	0.42	2500	44.1
Dortmund 4 kW [30] – Πειραματικές τιμές	3800 περίπου	1000 περίπου	5000 περίπου		585	1.14	0.23	400	100
Dortmund Υβριδική μηχανή [38] – Πειραματικές τιμές	3900 περίπου	3100 περίπου	7800 περίπου		- 800	1.66	0.66	1000	100
Carlsen VP2 [28] – Πειραματικές τιμές	12245	6250	18000		?	1.47	0.35	1200	118
Ιδανική (Carnot) Vuilleumier μηχανή	-	-	-		0	5.06	4.06	-	-

### Στοιχεία πρωτοτυπίας

- 1) Δημιουργία θερμοδυναμικών μονοδιάστατων μοντέλων ιδανικών και με απώλειες ειδικά για την μελέτη μηχανών Vuilleumier σαν συνέχεια μοντέλων κατάλληλων για κινητήρες Stirling. Τα μοντέλα μπορούν να υπολογίζουν τις επιδόσεις και την απόδοση της μηχανής για οποιαδήποτε μάζα αερίου ή ταχύτητα περιστροφής.
- 2) Εφαρμογή υπάρχουσών μεθόδων για μηχανές Stirling με σκοπό των υπολογισμό της αποδοτικότητας των αναγεννητών και των απωλειών διακένου εμβόλου-κυλίνδρου μηχανών Vuilleumier.
- 3) Υπολογισμός πτώσης πίεσης με σχέσεις για μονοκατευθυντική ροή και σύγκριση με αποτελέσματα από την CFD ανάλυση.
- 4) Τριδιάστατη CFD προσομοίωση μηχανής Vuilleumier για πρώτη φορά. Διερεύνηση της ροής, της πίεσης και της θερμοκρασίας μηχανής Vuilleumier στην περιφερειακή και ακτινική διεύθυνση.
- 5) Μελέτη της επίδρασης της ταχύτητας περιστροφής σε μηχανή Vuilleumier.
- 6) Παραγωγή συντελεστών μεταφοράς θερμότητας για παλινδρομική ροή σε μηχανή Vuilleumier για μετάδοση θερμότητας μεταξύ του αερίου μέσα στους εναλλάκτες και των τοιχωμάτων τους, ως συνάρτηση του αριθμού Reynolds. Διερεύνηση της καταλληλότητας σχέσεων που εκφράζουν τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας παλινδρομικής ροής που δίνονται στην βιβλιογραφία για χρήση σε μηχανή Vuilleumier.



- 7) Μελέτη της επίδρασης της αλλαγής του μεγέθους των κυλίνδρων στην απόδοση της μηχανής.

### Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

- 1) Βελτίωση της τριδιάστατης CFD προσομοίωσης με την προσθήκη πυκνότερου υπολογιστικού πλέγματος, της προσθήκη μεταλλικών μερών και διωστήρων. Η προσομοίωση με αυτήν την βελτιωμένη σχεδίαση θα παρέχει όλες τις απώλειες που υπάρχουν σε πραγματικές μηχανές.
- 2) Δοκιμή διαφόρων CFD μοντέλων για μεταβατική και τυρβώδη ροή σε διάφορες ταχύτητες περιστροφής και σε διάφορα τμήματα της μηχανής.
- 3) Επέκταση των προσομοιώσεων με επιπλέον ταχύτητες περιστροφής ώστε να αποτυπωθεί πλήρως η αλλαγή διαφόρων μεγεθών με την αλλαγή ταχύτητας.
- 4) CFD προσομοίωση σε άλλες μηχανές ώστε να ερευνηθεί η επίδραση της σχεδίασης μιας μηχανής Vuilleumier στις επιδόσεις και στην απόδοση.
- 5) Παραγωγή συντελεστών μεταφοράς θερμότητας σε εναλλάκτες διαφορετικών γεωμετριών και διαφορετικών αριθμών Reynolds, Valensi και αδιάστατου πλάτους ταλάντωσης ( $A_0$ ). Επίσης, παραγωγή συντελεστών μεταφοράς θερμότητας μεταξύ της εξωτερικής επιφάνειας των εναλλακτών και του ρεύματος ροής του εξωτερικού ρευστού.
- 6) Παραμετρική ανάλυση με παραμέτρους διάφορα γεωμετρικά και δυναμικά μεγέθη όπως η μέση πίεση του κύκλου, οι θερμοκρασίες των εναλλακτών, το πλάτος του διακένου εκτοπιστή-κυλίνδρου, ο αριθμός των σωλήνων των εναλλακτών, το πάχος των διωστήρων, κ.α.
- 7) Μελέτη της πτώσης πίεσης σε παλινδρομική ροή σε συνάρτηση με τον αριθμό Reynolds, τον αριθμό Valensi και το αδιάστατο πλάτος ταλάντωσης ( $A_0$ ) στα πιο χαρακτηριστικά σημεία αλλαγής γεωμετρίας που εμφανίζονται σε μηχανές Stirling και Vuilleumier.
- 8) Κατασκευή μιας πραγματικής μηχανής Vuilleumier και σύγκρισης της με αντίστοιχη CFD προσομοίωση σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας.
- 9) Μελέτη με χρήση CFD μηχανών Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων.

### Αναφορές

- [1] R. Vuilleumier, "Method and Apparatus for Inducing Heat Changes". US Patent 1275507, 13 8 1918.
- [2] V. Bush, "Apparatus for Transferring Heat". US Patent 2127286, 16 8 1938.
- [3] F. K. DuPre, "Refrigerating Apparatus Actuated by a Hot-Gas Engine". US Patent 2468293, 26 4 1949.
- [4] K. W. Taconis, "Process of and Apparatus for Heat Pumping". US Patent 2567454, 11 9 1951.
- [5] F. F. Chellis and W. H. Hogan, "A Liquid-Nitrogen-Operated Refrigerator for Temperatures Below 77 K," in *Advances in Cryogenic Engineering*, Boulder, Colorado, 1963.
- [6] D. Martin, *Survey of Cryogenic Cooling Techniques*, El Segundo, California: The Aerospace Corporation, 1972.
- [7] R. D. Doody, "The High-Capacity Spaceborn, Vuilleumier Refrigerator," *SPIE, Cryogenically cooled Sensor Technology*, vol. 245, pp. 108-111, 1980.

- [8] T. Ohara, K. G. Moore and M. N. Gardos, "Vuilleumier Cooler Wear Rate Test Program," Air Force Flight Dynamics Laboratory, Ohio, 1976.
- [9] M. S. Crouthamel and B. Shelpuk, "A Combustion-Heated, Thermally Actuated Vuilleumier Refrigerator," in *Cryogenic Engineering Conference*, Colorado, 1972.
- [10] "Vuilleumier Program Engineering Notebook, Volume 1, Thermal Analysis," NTIS, US Department of Commerce, Springfield, 1972.
- [11] C. W. Browning, W. S. Miller and V. L. Potter, "75 K Vuilleumier Cryogenic Refrigerator," NTIS, Springfield, 1972.
- [12] Y. Matsubara and M. Kaneko, "Vuilleumier Cycle Cryocooler Operating Below 8 K," in *3rd Cryocooler Conference*, Colorado, 1984.
- [13] F. T. Turner and W. H. Hogan, "Small Cryopump with Integral Refrigerator," *Journal of Vacuum Science and Technology*, vol. 3, 1966.
- [14] F. N. Magee and R. D. Doering, "Vuilleumier Cycle Cryogenic Refrigerator Development," Air Force Flight Dynamics Laboratory, Ohio, 1968.
- [15] R. G. Ross, "Aerospace Coolers: a 50-Year Quaesst for Long-Life Cryogenic Cooling in Space," in *Cryogenic Engineering*, R. Timmerhaus, Ed., 2006.
- [16] A. Sherman, *Mathematical Analysis of a Vuilleumier Refrigerator*, NASA CASI, 1971.
- [17] A. Sherman, "Selected Vuilleumier Refrigerator Performance Characteristics," in *Cryogenic Engineering Conference*, Colorado, 1972.
- [18] W. S. Miller and V. L. Potter, "Fractional Watt Vuilleumier Cryogenic Refrigerator, Final Report for Task I Preliminary Design," NTIS, Us Department of Commerce, Springfield, 1973.
- [19] J. E. Beam and T. Mahefkey, "Demonstration Testing of a Vuilleumier Cryocooler with an Integral Heat Pipe/Thermal Storage Unit," 1977.
- [20] M. Kaneko and Y. Matsubara, "Performance of a VM Cooler Coupled with Two Stage G-M Cooler," in *Fourth International Cryocooler Conference*, Easton MD, 1986.
- [21] H. Yoshimura and M. Kawada, "Small Vuilleumier Cooler," in *Advances in Cryogenic Engineering*, 1988.
- [22] M. Kawada , S. Hosokawa, I. Kudo, H. Yoshimura, K. Furuya and M. Kamifuji, "Development os Small Vuilleumier Cryocoolers for Space Use," in *Sixth International Cryocoolers Conference*, Plymouth, Massachsetts, 1990.
- [23] C. Pan, Y. Zhou, J. Wang and L. Chen, "A New Method to Calculate the Pressure Drop Loss of the Regenerator in VM Refrigerator," *Cryogenics*, 2013.
- [24] C. Pan, T. Zhang, Y. Zhou and J. Wang, "Experimental Study of One-Stage VM Cryocooler Operating Below 8 K," *Cryogenics*, pp. 122-126, 2015.

- [25] F. X. Eder, "A Thermally Actuated Heat Pump," *International Journal of Refrigeration*, pp. 86-90, 1981.
- [26] H. Carlsen, "Development of a Gas Fired Vuilleumier Heat Pump," *IEEE*, pp. 2257-2263, 1989.
- [27] H. Carlsen, "Development of a New 20 kW Gas Fired Heat Pump Based on the Vuilleumier Cycle," in *Energy Conversion Engineering Conference, IECEC*, 1990.
- [28] H. Carlsen, "Results from 20 kW Vuilleumier Heat Pump Test Program," 1994.
- [29] N. E. Andersen and H. Carlsen, "Mechanism for Transferring Movements Between First and Second Linearly Displaceable Bodies". US Patent 4596160, 24 6 1986.
- [30] H. D. Kuhl and S. Schulz, "Measured Performance of an Experimental Vuilleumier Heat Pump in Comparison to 3rd Order Theory," in *Energy Conversion Engineering Conference, IECEC*, 1990.
- [31] H. D. Kuhl, *Verallgemeinerte thermodynamische Beschreibung regetiver Gaskreisprozesse*, VDI Verlag, 1990.
- [32] B. Thomas, *Entwicklung und Experimentelle Untersuchung einer Freikolben-Vuilleumier-Katlenmaschine*, Dortmund: Verlag Shaker, 1992.
- [33] J. Ruther, H. D. Kuhl and S. Schulz, "The Free Piston Vuilleumier Heat Pump as a Central Heating System-Project Overview," in *European Stirling Forum*, Osnabruck, 2002.
- [34] J. Ruther, *Anwendungsorientierte Weiterentwicklung des Freikolben-Konzeptes für Vuilleumier-Wärmepumpen*, Dortmund: Shaker Verlag, 2004.
- [35] *Vuilleumier-Wärmepumpen*, vol. 1/00, BINE Informationsdienst, 2000.
- [36] I. Geue, J. Pfeiffer, J. Hotzel and H. D. Kuhl, "Design of an Experimental Convertible Stirling-Vuilleumier Hybrid System Obtained by Similarity-Based Scaling," in *14th International Stirling Engine Conference*, 2009.
- [37] H. D. Kuhl and I. Geue, "Application of Similarity-Based Scaling to the Design of an Experimental, Laboratory-Scale Convertible Stirling-Vuilleumier Hybrid Engine," in *7th International Energy Conversion Engineering Conference*, Denver, Colorado, 2009.
- [38] I. Geue, J. Pfeiffer and H. D. Kuhl, "Experimental Results of a Novel Laboratory-Scale Stirling-Vuilleumier Hybrid System," in *9th Annual International Energy Conversion Engineering Conference*, San Diego, California, 2011.
- [39] I. Geue, J. Pfeiffer and H. D. Kuhl, "Laboratory-Scale Stirling-Vuilleumier Hybrid System, Part I: Application of Similarity-Based Design," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 29, no. 4, pp. 800-811, 8 2013.
- [40] I. Geue, J. Pfeiffer and H. D. Kuhl, "Laboratory-Scale Stirling-Vuilleumier Hybrid System, Part II: Experimental Results," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 29, no. 4, pp. 812-824, 8 2013.

- [41] H. D. Kuhl, J. Pfeiffer and J. Sauer, "Operating Characteristics fo a Laboratory-Scale, Convertible Stirling-Vuilleumier-Hybrid CHP System Including a Reversed-Rotation Stirling Mode," in *16th International Stirling Engine Conference*, Bilbao, Spain, 2014.
- [42] H. Sekiya, K. Kobayashi, E. Fukuda, T. Susai and F. Terada, "Numerical Analysis and Experimental Investigation of a Free Piston Vuilleumier Cycle Heat Pump," pp. 1823-1828, 1994.
- [43] K. Kawajiri, T. Honda and T. Sugimoto, "Study of Free Piston Vuilleumier Heat Pump (Performance Characteristics of Prototype Machine at Forced Vibration)," pp. 338-345, 1996.
- [44] H. Sekiya and F. Terada, "Simulation Model for a Vuilleumier Cycle Machines and Analysis of Characteristics," *JSME*, vol. 35, no. 4, pp. 653-661, 1992.
- [45] K. Kawajiri, T. Honda and T. Sugimoto, "Study of Free Piston Vuilleumier Heat Pump (Basic Performance Analysis)," *JSME*, vol. 40, no. 40, pp. 617-625, 1997.
- [46] T. Pfeffer, *Entwicklung und experimentelle Untersuchung neuer Regeneratorkonzepte fur regenerative Gaskreisprozesse am Beispiel einer Vuilleumier-Warmepumpe*, Dortmund: Shaker Verlag, 1998.
- [47] H.-D. Kuhl, S. Schulz and C. Walther, "Thermodynamic Design and Optimization of a 20kW Vuilleumier Heat Pump," in *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1999.
- [48] C. Pan, L. Chen, Y. Zhou and J. Wang , "CFD Simulation and Optimize of a 10 K VM Refrigerator," in *25th International Cryogenic Engineering Conference and the international Cryogenic Materials Conference*, 2015.
- [49] [Online]. Available: [www.tm-lift.com](http://www.tm-lift.com).
- [50] H. Darcy, *Les fontaines publiques de la ville de dijon. Des principes a suivre et des formules a employer.*, Paris: Victor Dalmont, 1856.
- [51] G. O. Brown, "Henry Darcy and the making of a law," *Water Resources Research*, vol. 38, 2002.
- [52] E. M. E. Luna, *Investigation of Porous Metals as Improved Efficiency Regenerators*, University of Sheffield, 2016.
- [53] S. Ergun and A. Orning, "Fluid Flow through Randomly Packed Columns and Fluidized Beds," 1949.
- [54] I. Urieli and D. Berchowitz, *Stirling Cycle Engine Analysis*, Bristol: Adam Hilger, 1983.
- [55] D. Rennels and H. Hudson, *Pipe Flow. A Practical and Comprehensive Guide*, John Wiley & Sons , 2012.
- [56] H. Klein and G. Eigenberger, "Approximate Solutions for Metallic Regenerative Heat Exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 3553-3563, 2001.
- [57] J. Pfeiffer and H.-D. Kuhl, "Review of Models for Appendix Gap Losses," *Journal of Propulsion and Power*, 2014.

- 
- [58] J. Pfeiffer and H.-D. Kuhl, "New Analytical Model for Appendix Gap Losses," in *International Energy Conversion Engineering conference, 28-30 July, 2014*, Cleveland, Ohio, 2014.
- [59] J. Pfeiffer and H.-D. Kuhl, "Analytical Modeling of Appendix Gap Losses in Stirling Cycle Machines," in *International Stirling Engine Conference, 24-26 September*, Bilbao, Spain, 2014.
- [60] J. Pfeiffer and H.-D. Kuhl, "Optimization of the Appendix Gap Design in Stirling Engines," in *International Energy Conversion Engineering Conference, 27-31 July, 2015*, Orlando, Florida, 2015.
- [61] S. C. Russo, "Study of Vuilleumier Cycle Cryogenic Refrigerator for Detector Cooling on the LIMB Scanning Infrared Radiometer," NASA, 1976.
- [62] A. A. Kornhauser, *Gas-Wall Heat Transfer During Compression and Expansion*, Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 1989.
- [63] T. W. Simon and J. R. Seume, "A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers," National Technical Information Service, Springfield, 1988.
- [64] G. Xiao, C. Chen, B. Shi, K. Cen and M. Ni, "Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular Stirling engine heater," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 1-7, 2014.

