



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«Πειραματική διερεύνηση των χαρακτηριστικών μεταφοράς θερμότητας κατά τη συμπύκνωση στο εσωτερικό οριζόντιου σωλήνα με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση»

Του Φοιτητή

Καραγεώργη Ανδρέα

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Οκτώβρης 2017

Copyright © ΚΑΡΑΓΕΩΡΓΗΣ ΑΝΔΡΕΑΣ 2017.

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Απαγορεύεται ή αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται ή ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσης, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα. Ερωτήματα που αφορούν τη χρήση της εργασίας για κερδοσκοπικό σκοπό πρέπει να απευθύνονται προς τον συγγραφέα.

Οι απόψεις και συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτό το έγγραφο εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας, εκφράζω τις ευχαριστίες μου προς τον επιβλέποντα, Αναπληρωτή Καθηγητή ΕΜΠ κ. Σωτήριο Καρέλλα, για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα ενδιαφέρον θέμα το οποίο απασχολεί την επιστημονική κοινότητα και τη βιομηχανία παραγωγής εναλλακτών θερμότητας.

Ευχαριστώ τους Γιώργο Χηνόπουλο και Βασιλική Παντελάκου της εταιρίας HALCOR A.E. που σε συνεννόηση με το κ. Καρέλλα μου έδωσαν τη δυνατότητα να διεξάγω πειραματικές μετρήσεις στο σύγχρονο Εργαστήριο Θερμικής Απόδοσης Σωλήνων (ΕΘΑΣ, Heat Transfer Laboratory) που βρίσκεται στις εγκαταστάσεις του σωληνουργείου της HALCOR στα Οινόφυτα Βοιωτίας.

Ευχαριστώ ιδιαιτέρως τους στενούς φίλους για την συμπαράστασή τους κατά την διάρκεια της συγγραφής της εργασίας αυτής.

Τέλος, ευχαριστώ βαθύτατα τα μέλη της οικογένειάς μου και κυρίως τους γονείς μου για την εμπιστοσύνη τους και τη πνευματική και υλική στήριξη κατά τη διάρκεια των σπουδών και την συνολικής σταδιοδρομίας μου. Η παρούσα εργασία αφιερώνεται με αγάπη σε αυτούς.

Περίληψη

Ο μέσος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και η πτώση πίεσης συμπύκνωσης R410A και R404A στο εσωτερικό οριζόντιου σωλήνα χαλκού με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση για διαμέτρους 5mm, 7mm, 9.52mm, 12mm και μήκος 2m μετρήθηκαν σε θερμοκρασία συμπύκνωσης 35°C και παροχή μάζας 20 – 80 kg/h. Το εργαζόμενο μέσο στην είσοδο του σωλήνα ήταν κατά 5°C υπέρθερμος ατμός, στην έξοδο κατά 2°C υπόψυκτο υγρό ενώ η μεταφερόμενη θερμική ισχύς ήταν μεταξύ 800 και 3500 W. Οι εσωτερικές γεωμετρίες των σωλήνων που μετρήθηκαν περιλαμβάνουν 40-70 δόντια με ύψος δοντιού 0.12-0.25 mm, γωνία δοντιού 11-55 ° και γωνία ελίκωσης 18-30°. Σκοπός της εργασίας αυτής είναι η ανάπτυξη νέων γεωμετριών στο εσωτερικό του σωλήνα που θα παρουσιάζουν υψηλότερους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας με ταυτόχρονη μείωση του βάρους του σωλήνα. Για τον σκοπό αυτό οι γεωμετρίες του σωλήνα χωρίστηκαν σε δύο κατηγορίες, Type A και Type B. Οι σωλήνες Type A εκπροσωπούν τις αρχικές γεωμετρίες ελίκωσης και οι σωλήνες Type B τις νέες αποδοτικότερες γεωμετρίες. Οι σωλήνες Type B έχουν μεγαλύτερο αριθμό δοντιών και γωνία ελίκωσης, με μικρότερο ύψος και γωνία δοντιού. Οι σωλήνες Type B παρουσίασαν 10-30% υψηλότερους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας σε σχέση με του σωλήνες Type A. Η πτώση πίεσης μεταξύ των δύο τύπων δεν παρουσίασε έντονες διαφορές εκτός από τα διάσταση 12mm όπου σημειώθηκε 43% υψηλότερη πτώση πίεσης του σωλήνα B σε σχέση με του A. Ο μέσος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας υπολογίζεται με χρήση της μεθόδου LMTD και της θεωρίας των θερμικών αντιστάσεων ενώ ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του νερού ψύξης προσδιορίζεται με τη μέθοδο Wilson Plot. Οι ημιεμπειρικές συσχετίσεις Colburn, Gnielinski και von Karman για το συντελεστή του νερού ψύξης παρουσιάζουν απόκλιση $\pm 35\%$ σε σχέση με τη Wilson Plot. Τέλος μελετάται η επίδραση του συστηματικού σφάλματος των μετρητικών οργάνων στα εξαγόμενα αποτελέσματα.

Abstract

Flow condensation heat transfer coefficients and pressure drop of R410A and R404A inside horizontal microfin copper tubes of 5mm, 7mm, 9.52mm, 12mm outside diameter and 2m length were measured at the condensation temperature of 35°C for 20 – 80 kg/h flow rate and heat capacities between 800 and 3500 W. The refrigerant inlet was 5°C superheated and the outlet 2°C subcooled. The tested geometries had 40-70 internal fins, 0.12-0.25 mm fin height, 11-55 ° fin included angle and 18-30° helix angle. The purpose of this work is to develop internal geometries having higher condensation coefficients than existing micro-fin designs while the tube weigh per meter is reduced. For that reason two types of geometries were distinguished, Type A and B. Type A represents the initial microfin geometry and Type B new geometries design with improved performance. Type B tubes have more fins and higher helix angle, with smaller height and fin angle compared to Type A microfin tubes. Type B tubes provided 10-30% higher condensation coefficient than Type A. In terms of pressure drop no great deviation between Type A and B was noted except of 12mm size that Type A provided 43% larger pressure drop than Type B. The mean heat transfer coefficient calculation was based on the LMTD and thermal resistance theory while the cooling water coefficient was determined using Wilson Plot Method. Also Colburn, Gnielinski and von Karman correlations were applied for water coefficient with $\pm 35\%$ deviation compared to Wilson Plot. The pressure drop was directly measured. The effect of temperature and pressure measurement error was determined using error transfer formulas and the measurement instruments calibration data.

ΠΕΡΙΧΟΜΕΝΑ

1. Εισαγωγή	15
1.1. Σκοπός.....	15
1.2. Γενικά.....	16
1.4. Γεωμετρία IGT.....	17
1.5. Βιβλιογραφική ανασκόπηση.....	17
2. Το Πείραμα	23
2.1. Η πειραματική διάταξη.....	23
2.1.1. Τμήμα Δείγματος.....	23
2.1.2. Στοιχεία του Κυκλώματος.....	25
2.1.3. Θερμοδυναμική του Κυκλώματος.....	26
2.1.4. Τεχνικά ζητήματα.....	28
2.2. Μετρητικά όργανα.....	29
2.2.1. Μετρητικά όργανα του εργαστηρίου.....	29
2.2.2. Βαθμονόμηση οργάνων.....	31
2.2.3. Διακρίβωση οργάνων και σφάλμα.....	32
2.3. Συνθήκες του πειράματος.....	37
2.3.1. Θερμοδυναμικές συνθήκες.....	37
2.3.2. Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου.....	38
2.3.3. Παροχή μάζας και θερμοκρασία εξόδου νερού.....	39
2.3.4. Ανοχές μετρητικών.....	40
2.4. Διεξαγωγή του πειράματος.....	41
2.4.1. Ρύθμιση πίεσης του κυκλώματος.....	41
2.4.2. Ρύθμιση παροχής εργαζόμενου μέσου.....	41
2.4.3. Ρύθμιση υπερθέρμανσης.....	42
2.4.4. Ρύθμιση παροχής νερού και υπόψυξης.....	42
2.4.5. Θερμική ισορροπία.....	43
3. Υπολογισμοί	45

3.1. Θερμοδυναμικά μεγέθη.....	45
3.1.1. Θερμική ισχύς νερού	45
3.1.2. Θερμική ισχύς εργαζόμενου μέσου.....	46
3.1.5 Μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά.....	47
3.1.6. Υπερθέρμανση και υπόψυξη	48
3.2. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας νερού	48
3.2.1. Πειραματική μέθοδος Wilson Plot	48
3.2.2. Ημιεμπειρική σχέση Colburn.....	49
3.2.4. Αναλογία von Karman.....	50
3.2.5. Σύγκριση μεταξύ μεθόδων	51
3.2.6. Θερμικές απώλειες.....	56
3.3. Εσωτερικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας.....	58
3.4. Υπολογισμοί μεταφοράς σφάλματος	59
3.4.1.Κανόνες μεταφοράς σφάλματος	59
3.4.2. Θερμική ισχύς νερού	61
3.4.3. Θερμική ισχύς εργαζόμενου μέσου.....	62
3.4.4. Μέση λογαριθμική διαφορά	64
3.4.6. Υπερθέρμανση και υπόψυξη	65
3.4.7. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας	65
4. Πειραματικά Αποτελέσματα.....	67
4.1.Παρουσίαση Συνόλου μετρήσεων.....	67
4.2. Αποτελέσματα που αφορούν συνθήκες	69
4.2.1. Σταθερή θερμοκρασία εισόδου νερού 18, 19, 20, 21°C.....	69
4.2.2. Μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου νερού 14-22°C.....	70
4.2.3. Μέγιστη παροχή νερού	72
4.2.4. Υπερθέρμανση Εισόδου	74
4.3. Αποτελέσματα που αφορούν τη γεωμετρία δοντιού.....	75
4.3.1. Γεωμετρία σωλήνα 12mm.....	76
4.3.2. Γεωμετρία σωλήνα 9.52mm.....	77
4.3.3. Γεωμετρία σωλήνα 7mm	78
4.3.4. Γεωμετρία σωλήνα 5mm	79
4.3.5. Μέθοδος προσδιορισμού του συντελεστή του νερού.....	80
5. Συμπεράσματα και προτάσεις για το μέλλον.....	81

6. Βιβλιογραφία	83
7. Παράρτημα	85
7.1. Σχήματα.....	85
7.2. Πίνακες	86
7.3. Σειρές μετρήσεων και σφάλμα	87
7.3.1. Μετρήσεις 12mm	88
7.3.2. Μετρήσεις 9.52mm.....	90
7.3.3. Μετρήσεις 7mm.....	92
7.3.4. Μετρήσεις 5mm.....	94

1. Εισαγωγή

1.1. Σκοπός

Στη παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιείται διεξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων για τη μεταφορά θερμότητας και τη πτώση πίεσης στο εσωτερικό οριζόντιου χαλκοσωλήνα με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση (Σχήμα 1-1) όταν στο εσωτερικό του εργαζόμενο μέσο συμπυκνώνεται. Τα συμπεράσματα βοηθούν στη βελτιστοποίηση της γεωμετρίας των σωλήνων αυτών ως προς την απόδοση σε μεταφορά θερμότητας και την εξοικονόμηση σε χαλκό κατευθύνοντας τις κατασκευαστικές τάσεις. Η μεταφορά θερμότητας εκφράζεται μέσα από τον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή στο συμπυκνόμενο μέσο και ο προσδιορισμός του γίνεται μέσα από εφαρμογή των εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας ενώ η πτώση πίεσης μετράται πειραματικά. Η εξοικονόμηση σε χαλκό εκφράζεται από το γραμμικό βάρος του σωλήνα.

Σκοπός είναι η ταυτόχρονη αύξηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας με μείωση του γραμμικού βάρους. Για την επίτευξη του σκοπού αυτού διεξάχθηκαν και αναλύθηκαν πειραματικές μετρήσεις τους συντελεστή μετάδοσης θερμότητας με κριτήριο διαφορετικές γεωμετρίες που αντιπροσωπεύουν διαφορετικά γραμμικά βάρη. Τα αποτελέσματα έχουν κυρίως συγκριτικό χαρακτήρα. Οι συγκρίσεις γίνονται κρατώντας κάποια κοινά χαρακτηριστικά έτσι ώστε η επίδραση των επιθυμητών χαρακτηριστικών να γίνει φανερή.

Τα αποτελέσματα χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία αφορά αποτελέσματα που προέκυψαν από εργαστηριακές μετρήσεις με κοινό χαλκοσωλήνα μεταβαλλόμενων των πειραματικών συνθηκών. Με παρατήρηση του κατά πόσο οι πειραματικές συνθήκες επηρεάζουν τα αποτελέσματα ενώ η γεωμετρία παραμένει ίδια βοηθά στη πιο αξιόπιστη συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων της δεύτερης κατηγορίας. Η δεύτερη κατηγορία αφορά τα αποτελέσματα που προέκυψαν από μετρήσεις με κοινές εργαστηριακές συνθήκες σε διαφορετικούς χαλκοσωλήνες με στόχο τη συσχέτιση γεωμετρίας-μεταφοράς θερμότητας.



Σχήμα 1-1 Σωλήνες με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση[e1]

1.2. Γενικά

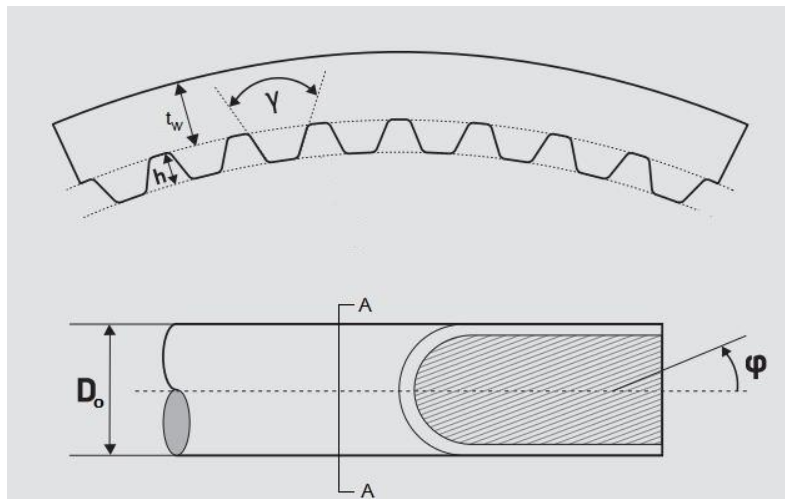
Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συσκευές που επιτρέπουν τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών διαφορετικής θερμοκρασία χωρίς την αυτά να έρχονται σε επαφή. Αποτελούν βασικό εξαρτήματα σε σύνθετα συστήματα που σχετίζονται με την παραγωγή και μεταφορά ενέργειας σε βιομηχανικό και καταναλωτικό επίπεδο. Ο χαλκός και τα κράματα χαλκού χρησιμοποιούνται σε εναλλάκτες θερμότητας τους τελευταίους αιώνες, ενώ χαλκοσωλήνες για συμπύκνωση ατμού χρησιμοποιήθηκαν πρώτη φορά το 1769 σε ατμομηχανές. Ο χαλκός είναι υλικό με αρκετές ιδιότητες που είναι επιθυμητές στην κατεύθυνση αύξησης της απόδοσης, της αντοχής και της καλής λειτουργίας ενός εναλλάκτη με κύρια την υψηλή θερμική αγωγιμότητα, την αντοχή σε διαύρωση, τις αντιμικροβιακές ιδιότητες και την ευκολία στη κατεργασία [1,2].

Το κόστος της ενέργειας και τα εξαντλούμενα ενεργειακά αποθέματα καθιστούν επιτακτική την ανάγκη για επένδυση στο σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση των εναλλακτών θερμότητας. Βελτιστοποίηση ενός εναλλάκτη θεωρείται η μείωση των φυσικών του διαστάσεων και του βάρους. Με αυτόν τον συνδυασμό από τη μια επιτυγχάνεται εξοικονόμηση πόρων λόγω μείωσης των πρώτων υλών αλλά και αύξηση της ανταγωνιστικότητας λόγω των μικρών διαστάσεων κυρίως στα καταναλωτικά προϊόντα (π.χ. κλιματιστικές μονάδες, αντλίες θερμότητας). Είναι λοιπόν φανερό ότι θα πρέπει η απόδοση του εναλλάκτη να αυξάνεται καθώς το μέγεθος του μειώνεται για να επιτυγχάνεται το ίδιο αποτέλεσμα από άποψη μεταφοράς θερμότητας. Η αύξηση της αποδοτικότητας ενός εναλλάκτη μπορεί να επιτευχθεί με διάφορους τρόπους, όπως αλλαγές στη γεωμετρία, στις συνθήκες λειτουργίας και στα εργαζόμενα μέσα. Τεχνικές αύξησης της αποδοτικότητας ενός εναλλάκτη βρίσκουν εφαρμογή στην παραγωγή και μεταφορά θερμότητας, στη βιομηχανία ψύξης-θέρμανσης, την αυτοκινητοβιομηχανία και σε άλλες βιομηχανίες και είναι έντονα εξαρτημένες με τις συνθήκες μετάδοσης θερμότητας. Οι τεχνικές αυτές διακρίνονται σε ενεργητικές και παθητικές ανάλογα με το αν απαιτείται πρόσδοση ενέργειας από εξωτερική πηγή [3].

Σχετικά με τους εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούν σωλήνες χαλκού για συμπύκνωση εργαζόμενου μέσου, μια βασική παθητική τεχνική αύξησης της απόδοσης τους είναι η χρήση σωλήνων με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση δοντιών (IGT- Inner Grooved Tube, ή Microfin Tube). Η διαμόρφωση της γεωμετρίας με στόχο την αύξηση της επιφάνειας μετάδοσης θερμότητας χρησιμοποιείται με επιτυχία στη βιομηχανία των εναλλακτών και έχει οδηγήσει σε αποδοτικότερες και μικρότερες μονάδες. Η επίδραση της γεωμετρίας του δοντιού στην απόδοση του χαλκοσωλήνα και κατ' επέκταση του εναλλάκτη που τον χρησιμοποιεί μελετάται κυρίως πειραματικά για διάφορα ρευστά και συνθήκες, και επιτυγχάνεται μέσα από τον προσδιορισμό του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και της πτώσης πίεσης του ρευστού εσωτερικά του χαλκοσωλήνα που συμπεκνώνεται. Κατά το φαινόμενο της συμπύκνωσης (condensation) η θερμοκρασία του ατμού μειώνεται κάτω από την θερμοκρασία κορεσμού. Αντίστοιχα, μεταφορά θερμότητας σε μία επιφάνεια συμβαίνει με συμπύκνωση όταν η θερμοκρασία της επιφάνειας είναι μικρότερη από την θερμοκρασία κορεσμού του ατμού που είναι σε επαφή με την επιφάνεια. Κορεσμένος ατμός μετατρέπεται σε υγρό και ελευθερώνεται λανθάνουσα θερμότητα. Η λανθάνουσα θερμότητα που ελευθερώνεται λόγω της αλλαγής φάσης είναι ιδιαίτερα σημαντική καθώς συνδέεται με υψηλούς συντελεστές μεταφοράς θερμότητας. Τυπικά παραδείγματα όπου πραγματοποιείται συμπύκνωση αέριας φάσης περιλαμβάνουν συμπεκνωτές σε συστήματα παραγωγής ισχύος με βάση διάφορους θερμοδυναμικούς κύκλους (ORC, Rankine, κύκλος ψύξης μηχανικής συμπίεσης), και συστήματα αφύγρανσης και κλιματισμού.

1.4. Γεωμετρία IGT

Η εσωτερική διαμόρφωση των χαλκοσωλήνων γίνεται με ταυτόχρονη μείωση της διαμέτρου με κατεγασία σωληνοποίησης με κινητό πυρήνα [17]. Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των IGT προσδιορίζονται στην τομή A-A κάθετα στο χαλκοσωλήνα φαίνονται στο Σχήμα 1-2.



Σχήμα 1-2 Γεωμετρία σωλήνα με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση[e2]

Όπου D_o η εξωτερική διάμετρος του χαλκοσωλήνα [mm], t_w το πάχος του τοιχώματος [mm], h το ύψος του δοντιού [mm], γ η γωνία του δοντιού [°], ϕ γωνία της ελίκωσης [°].

1.5. Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Η μεταφορά θερμότητας είναι ένα πεδίο ενδιαφέροντος για μηχανικούς και ερευνητές, όπως επίσης και για σχεδιαστές προϊόντων και κατασκευαστές. Η βελτιστοποίηση της μεταφοράς θερμότητας αναλύεται με διάφορες μεθόδους με σκοπό την ελαχιστοποίηση των φυσικών του διαστάσεων και του βάρους των εναλλακτών. Αρκετοί ερευνητές έχουν ασχοληθεί με την διεξαγωγή πειραμάτων για τη διεξαγωγή του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και της πτώσης πίεσης σε χαλκοσωλήνα με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση για διάφορες γεωμετρίες εργαζόμενα μέσα και συνθήκες.

Οι Chamra L., Webb R. και Randlett. [4] μέτρησαν το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας συμπύκνωσης R22 στους 24°C σε σωλήνες με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση εξωτερικής διαμέτρου 15.88mm, μήκους 2.44m σε παροχές μάζας 45 – 18 kg/h. Οι μετρήσεις έδειξαν ότι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας αυξάνεται καθώς αυξάνεται η γωνία της ελίκωσης του δοντιού. Ο Gang Li et al. [5] για το ίδιο εργαζόμενο μέσο παρατήρησε ότι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας σε σωλήνες 5mm με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση είναι 1.65 με 2.55 φορές μεγαλύτερος από ότι σε λείους. Επίσης ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και η πτώση πίεσης είναι μεγαλύτερα σε σωλήνες 5mm από ότι 9.52mm. Ο Jung et al. [6] μέτρησαν το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας συμπύκνωσης R22, R134, R407C και R410A στους 45°C σε σωλήνες εξωτερικής διαμέτρου 9.52mm, μήκους 1m με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση και χωρίς. Ο σωλήνας με διαμόρφωση παρουσίασε συντελεστή μετάδοσης θερμότητας 2 με 3 φορές μεγαλύτερο από το λείο σωλήνα. Οι Goto, Inoue, και Ishiwatari [7] μελέτησαν πέντε διαφορετικές γεωμετρίες δοντιού σε σωλήνες 8mm για συμπύκνωση R410A στα 24.1 bar

και R22 στα 15.3 bar. Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας προσδιορίζεται με χρήση θερμοστοιχείων επί του τοιχώματος του σωλήνα και συγκρίνεται με ημιεμπειρικές μεθόδους όπου παρουσιάζει διαφορά από -30 έως +70% ενώ εκφράζεται ημιεμπειρική σχέση για τη πτώση πίεσης. Οι *Han και Lee* [8] ασχολήθηκαν με τη μετάδοση θερμότητας και τη πτώση πίεσης σε συμπύκνωση R22, R134 και R410A σωλήνων με εσωτερική διάμετρο 8.92, 6.46, 5 και 4mm. Οι *Man – Hoe Kim και Joeng – Seob Shin* [9] ερεύνησαν σωλήνες 9.52mm, μήκους 0.92m σε συμπύκνωση R22 και R410A στους 45°C για παροχές μάζας 40 – 80 kg/g. Οι σωλήνες με διαμόρφωση παρουσίασαν συντελεστή μετάδοσης θερμότητας 1.7-3.19 και 1.7-2.94 φορές μεγαλύτερο από το λείο σωλήνα για τα R22 και R410A αντίστοιχα. Ο *Wang et al.* [10] σύγκριναν μεθόδους προσδιορισμού της πτώσης πίεσης σε χαλκοσωλήνα με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση και όπου η σχέση *Goto* [7] παρουσιάζει τα καλύτερα αποτελέσματα αν και δεν λαμβάνει υπόψιν τη γεωμετρία του δοντιού.

Οι *Wang and Honda* [11] σύγκριναν υπάρχουσες ημιεμπειρικές σχέσεις του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας με τα πειραματικά τους αποτελέσματα. Οι μετρήσεις αυτές αφορούν διαστάσεις από 7 έως 10mm μήκους 1.2 έως 7.5m για εργαζόμενα μέσα R11, R123, R134a, R22 και R410A και υπολογίζουν τον τοπικό περιφερειακό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας a_x . Τοπικός διότι είναι σε συνάρτηση με την ποιότητα ατμού και περιφερειακός διότι εκφράζει τη μέση τιμή περιμετρικά της τομής του σωλήνα που αφορά μια ποιότητα ατμού. Στην εργασία αυτή δεν υπολογίζεται ο τοπικός συντελεστής a_x αλλά ο μέσος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας που περιγράφει όλη τη μεταβολή της συμπύκνωσης α . Για να είναι δυνατόν να υπολογιστεί ο τοπικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας θα πρέπει να είναι γνωστή η θερμοκρασία του τοιχώματος του σωλήνα γι' αυτό και απαιτείται η παρουσία θερμοστοιχείων επί του τοιχώματος. Με γνώση του τοπικού συντελεστή μπορεί να γίνει διεξαγωγή του μέσου συντελεστή γνωρίζοντας την έκφραση του τοπικού συντελεστή $a_x(y)$ σε σχέση με το μήκος του σωλήνα L, τότε $\alpha = \frac{1}{L} \int_0^L a_x(y) dy$ όπου L το μήκος του σωλήνα. Μπορεί λοιπόν οι σχέσεις που θα παρουσιαστούν στη συνέχεια να μπορούν να υπολογίζουν τον τοπικό συντελεστή αλλά αδυνατούν στον προσδιορισμό του μέσου συντελεστή της συμπύκνωσης καθώς είναι άγνωστη η συσχέτιση ποιότητας ατμού και μήκους του σωλήνα. Στη εργασία αυτή ο μέσος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας υπολογίζεται με τη μέθοδο μελέτης εναλλακτών LMTD συνδυαστικά με τη θεωρία των θερμικών αντιστάσεων. Για το μέσο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας δεν υπάρχουν ημιεμπειρικές εκφράσεις καθώς αυτός είναι έντονα εξαρτημένος από τις συνθήκες του πειράματος όπως θα φανεί και στα επόμενα κεφάλαια. Για λόγους πληρότητας παρουσιάζονται οι μέθοδοι προσδιορισμού του τοπικού συντελεστή και η σύγκριση τους με πειραματικά αποτελέσματα που πραγματοποίησαν οι *Wang and Honda*. Από τα Σχήματα 1-3 έως 1-7 φαίνεται ότι όλες οι μέθοδοι αποκλίνουν αρκετά από τα πειραματικά αποτελέσματα με αποκλίσεις έως $\pm 180\%$.

Μέθοδος Luu and Bergles [12]

$$a_{x,LB} = 0.024 \frac{\lambda_L}{d} \left(\frac{G d_h}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{0.43} \left(\frac{h^2}{b_m d} \right)^{-0.22} \frac{(\rho/\rho_m)_{in}^{0.5} + (\rho/\rho_m)_{out}^{0.5}}{2}$$

Όπου d η διάμετρος του σωλήνα στη βάση του δοντιού, $d_h = 4A/\pi d \varepsilon_\alpha$ η υδραυλική διάμετρος, ε_α είναι ο λόγος εσωτερικής επιφάνειας IGT και λείου σωλήνα διαμέτρου d , G η παροχή μάζας ανηγμένη στην επιφάνεια ροής, A η επιφάνεια διατομής του σωλήνα, $b_m = p - h \tan \theta - 2\{x_0 + r_0[\cos \theta - (1 - \sin \theta) \tan \theta]\}$ είναι η μέση απόσταση των δοντιών, p είναι το βήμα της ελίκωσης, h το ύψος του δοντιού, θ είναι η μισή γωνία

δοντιού, x_0 είναι το μήκος του επίπεδου τμήματος στη κορυφή του δοντιού (μπορεί να είναι $x_0 = 0$) και r_0 η καμπυλότητα στη κορυφή του δοντιού, $\rho/\rho_m = 1 + x(\rho_L - \rho_V)/\rho_V$, x η ποιότητα ατμού, Pr_L ο αριθμός Prandtl του υγρού, και ρ_V και ρ_L η πυκνότητα ατμού και υγρού αντίστοιχα.

Μέθοδος Cavallini [13]

$$a_{x,ca} = Nu\lambda_L/d, Nu = 0.05Re_{eq}^{0.8}Pr_L^{1/3}R^2F^{0.26}$$

$$Re_{eq} = \frac{G_c d_c}{\mu_L} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right], R = \frac{2hn(1-\sin\theta)+1}{\pi d_c \cos\theta}$$

$$F = \frac{8n\sigma\rho_V^2}{\pi\rho_L h G_c^2}, d_c = d - 2h$$

Όπου G_c η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου ανοιγμένη στην εσωτερική επιφάνεια του σωλήνα. Ο αριθμός των δοντιών είναι n και επιφανειακή τάση είναι σ .

Μέθοδος Yu and Koyama [14]

$$a_{x,YK} = \varepsilon_a Nu_{YK} \lambda_L / d_e, Nu_{YK} = \sqrt{Nu_f^2 + Nu_b^2}, Nu_f = 0.152(0.3 + 0.1Pr^{1.1}) Re_{le}^{0.68} \frac{\varphi_V}{X_{tt}}$$

$$Nu_b = 0.725 \left(\frac{d}{d_e} \varepsilon_a \right)^{-\frac{1}{4}} \left(\frac{Ga_e Pr_L}{\rho h} \right)^{\frac{1}{4}} H(\beta), Re_{le} = G(1-x)d_e/\mu_L, d_e = \sqrt{4A/\pi}$$

$$\varphi_V = 1.1 + 1.3(Fr_e X_{tt})^{0.35}, Fr_e = G/\sqrt{\rho_V(\rho_L - \rho_V)gd_e}, Ga_e = g\rho_L^2 d_e^3 \mu_L^2$$

$$H(\beta) = \beta + [10(1-\beta)^{0.1} - 8.0]\sqrt{\beta}(1-\sqrt{\beta}), X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$$

$$\beta = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left[0.4 + 0.6 \left(\frac{\rho_V + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}} \right) \right] \right\}^{-1} \quad [18]$$

$Ph = c_{pl}\Delta T_s/h_{fg}$, ΔT_s η διαφορά θερμοκρασίας της συμπύκνωσης, h_{fg} η ειδική ενθαλπία τους διαφασικού μέσου και g η επιτάχυνση της βαρύτητας.

Μέθοδος Shikazono et al. [15]

$$a_{Sh} = Nu_{Sh} \lambda_L / d, Nu_{Sh} = \sqrt{Nu_f^2 + (fNu_b)^2}$$

$$Nu_f = 0.0152(1 + 0.6Pr_L^{0.8})Re_{lr}^{0.77} \varphi_V / X_{tt}$$

$$Nu_b = 0.725H(\beta) \left(\frac{Ga_r Pr_L}{\rho h} \right), Re_{lr} = G(1-x)d/\mu_l, \varphi_V = 1 + 0.5Fr_r^{0.75} X_{tt}^{0.35}$$

$$Fr_r = G/\sqrt{\rho_V(\rho_L - \rho_V)gd}, Ga_r = g\rho_L^2 d^3 / \mu_L^2$$

$$H(\beta) = \beta + [10(1-\beta)^{0.1} - 8.9]\sqrt{\beta}(1-\sqrt{\beta})$$

$$f = \max[f_1, \min(f_2, f_3), f_4], f_1 = 0.265R^{1.2}Bo^{0.05}\beta^{1/(0.14-0.0073R)}$$

$$f_2 = 0.448R^{0.8}Bo^{0.1}\beta^{0.9}, f_3 = \left(\frac{Bo^{1.3}\beta}{0.7R^{0.5}}\right)^{1/(1.2\theta)}, f_4 = 1, Bo = \frac{bgd(\rho_L - \rho_V)}{\sigma}$$

$$R = \frac{b - 2htan\theta + \left[1 + \frac{54}{7}\left(1 - \frac{2\theta}{\pi}\right)\right]\left(p - b + \frac{2h}{\cos\theta}\right)}{p}$$

$$b = p - 2[x_0 + r_0\cos\theta - r_0(1 - \sin\theta)tan\theta]$$

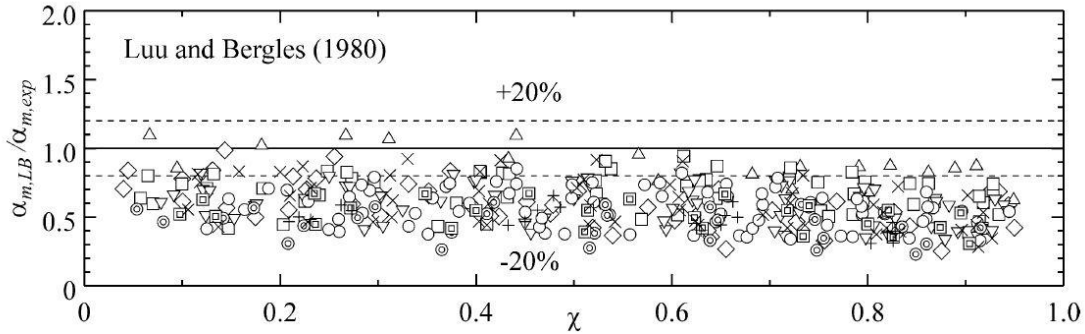
Είναι η απόσταση μεταξύ των κορυφών δύο διαδοχικών δοντιών, τα β και Ph είναι κοινά με αυτά της μεθόδου Yu and Koyama.

Μέθοδος Kedzierski and Goncalves [16]

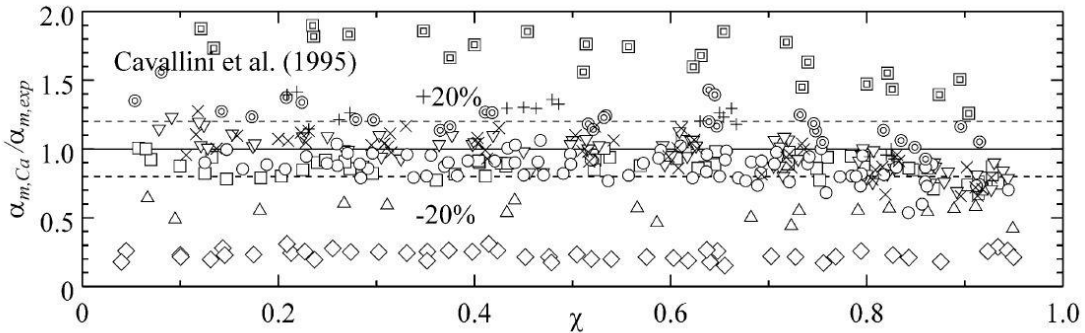
$$a_{x,KG} = \varepsilon_a Nu_{KG} \lambda_L / d_h$$

$$Nu_{KG} = \frac{2.256 \left(\frac{Gd_h}{\mu_L}\right)^{0.303} Pr_L^{0.393} \left[\frac{\rho_L - \rho_V}{x\rho_L + (1-x)\rho_V}\right]^{2.531x}}{Ph^{-0.232x} \left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^{0.578x^2} \left[-\log_{10}\left(\frac{P}{P_{cr}}\right)\right]^{0.474x^2}}$$

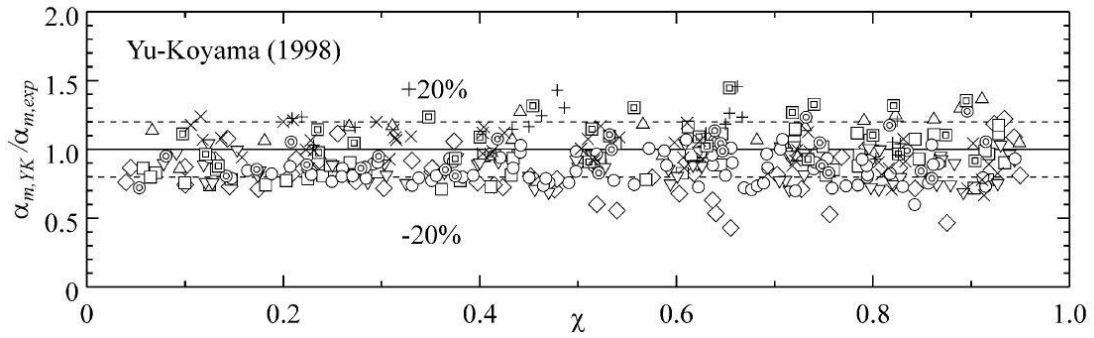
$d_h = 4A\cos\gamma/\pi d\varepsilon_a$, P η πίεση, P_{cr} η κρίσιμη πίεση και Ph είναι κοινά με αυτά της μεθόδου Yu and Koyama.



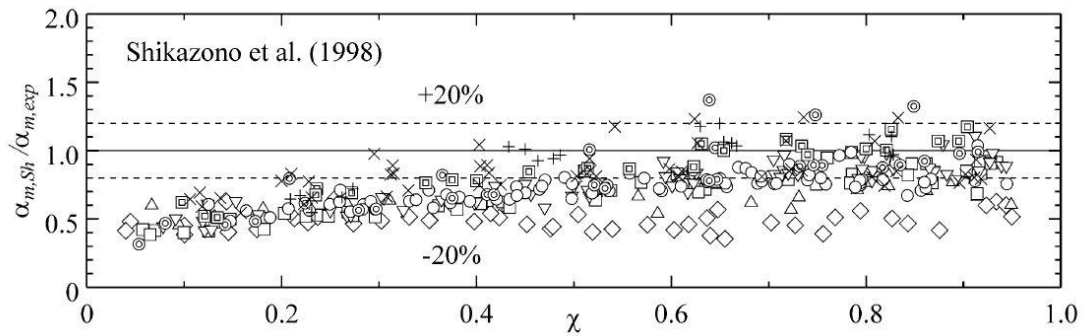
Σχήμα 1-3 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημιεμπειρική σχέση Luu and Bergles [11]



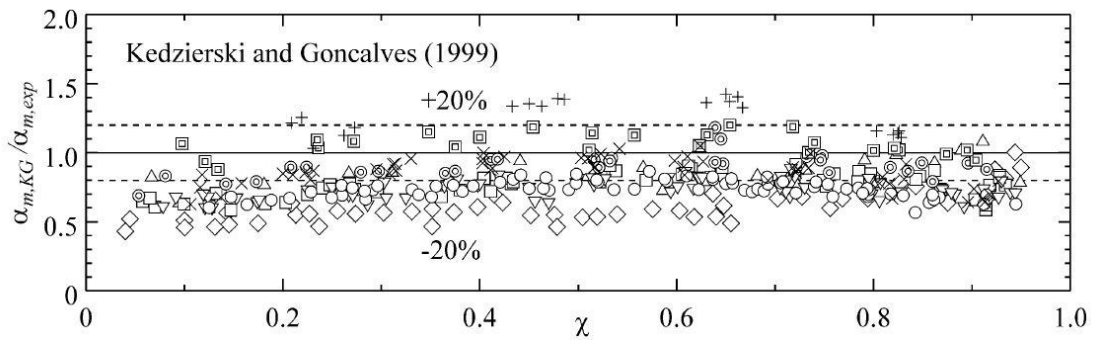
Σχήμα 1-4 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημιεμπειρική σχέση Cavallini [11]



Σχήμα 1-5 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημιεμπειρική σχέση Yu and Koyama [11]



Σχήμα 1-6 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημιεμπειρική σχέση Shikazono [11]



Σχήμα 1-7 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημ/κή σχέση Kedzierski and Goncalves [11]

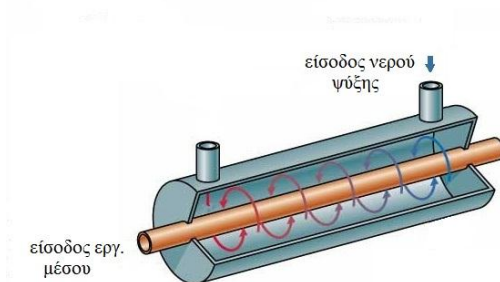
2. Το Πείραμα

2.1. Η πειραματική διάταξη

Η πειραματική διάταξη με την οποία επιτυγχάνονται οι επιθυμητές συνθήκες και καταγράφονται τα αποτελέσματα με σκοπό τη διεξαγωγή του συντελεστή μετάδοσης θερμότητα και της πτώσης πίεσης αποτελείται από τρία επιμέρους κυκλώματα ως προς το ρευστό. Το πρώτο κύκλωμα στο οποίο κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο που συμπυκνώνεται στο εσωτερικό του χαλκοσωλήνα περιλαμβάνει όλες τις διατάξεις για τη ρύθμιση των θερμοδυναμικών συνθηκών και των συνθηκών ροής. Το δεύτερο κύκλωμα στο οποίο κυκλοφορεί το νερό ψύξης είναι υπεύθυνο για την πραγματοποίηση της συμπύκνωσης του εργαζόμενου μέσου, το νερό έρχεται σε επαφή με την εξωτερική επιφάνεια του χαλκοσωλήνα που μετράται. Το τρίτο κύκλωμα στο οποίο κυκλοφορεί νερό είναι υπεύθυνο για την ρύθμιση της πίεσης του κυκλώματος και ψύχει ή θερμαίνει το εργαζόμενο μέσο του πρώτου κυκλώματος μέσω ενός πλακοειδή εναλλάκτη. Στη συνέχεια περιγράφεται η εργαστηριακή διάταξη και ο τρόπος λειτουργίας της.

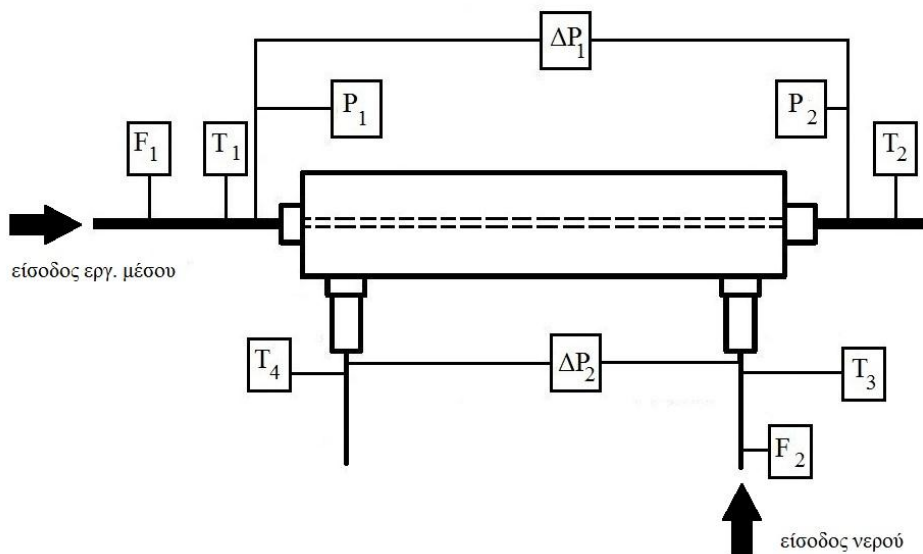
2.1.1. Τμήμα Δείγματος

Στόχος της πειραματικής διάταξης είναι η επίτευξη επιθυμητών συνθηκών εισόδου, εξόδου και θερμικής ισορροπίας στο τμήμα του δείγματος κι έτσι να είναι δυνατόν να εξάγονται αποτελέσματα σχετικά με την απόδοση του εκάστοτε χαλκοσωλήνα σε συνθήκες συμπύκνωσης. Ως δείγμα νοείται ο εκάστοτε χαλκοσωλήνας προς μέτρηση. Το τμήμα του δείγματος είναι ένας εναλλάκτης αντιρροής όπως φαίνεται στο Σχήμα 2-1 με τον χαλκοσωλήνα σε οριζόντια θέση. Εσωτερικά πραγματοποιείται συμπύκνωση του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου (R404a, R410a), και εξωτερικά ρέει νερό έτσι ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή μεταφορά θερμότητας (από το εργαζόμενο μέσο προς το νερό) και τελικά η θερμική ισορροπία μεταξύ των δύο ρευμάτων. Ο μετρούμενος χαλκοσωλήνας (δείγμα) έχει ενεργό μήκος 2m, δηλαδή μήκος που συμβάλει στη μεταφορά θερμότητας.



Σχήμα 2-1 Εναλλάκτης αντιρροής [e8]

Τα μετρητικά όργανα πού με την βοήθειά τους επιτυγχάνονται οι επιθυμητών συνθηκών εισόδου και εξόδου στο τμήμα του δείγματος παρουσιάζονται στο Σχήμα 2-2. Τα μετρητικά όργανα στο τμήμα του δείγματος είναι και τα μόνα που χρησιμοποιούνται για καταγραφή και υπολογισμούς. Η διάταξη διαθέτει περισσότερα όργανα που συμμετέχουν στους νόμους ελέγχου αλλά όχι και στους τελικούς υπολογισμούς.



Σχήμα 2-2 Μετρητικά όργανα στο τμήμα του δείγματος

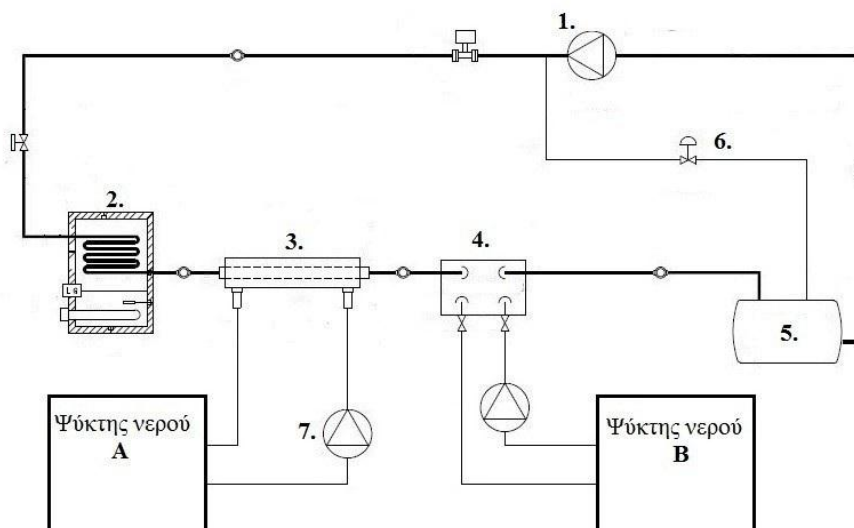
Όπου:

- $T_1 \equiv T_{ref,in}$ η θερμοκρασία εισόδου του εργ. μέσου
- $T_2 \equiv T_{ref,out}$ η θερμοκρασία εξόδου του εργ. μέσου
- $T_3 \equiv T_{w,in}$ η θερμοκρασία εισόδου του νερού
- $T_4 \equiv T_{w,out}$ η θερμοκρασία εξόδου του νερού
- $P_1 \equiv P_{ref,in}$ η μανομετρική πίεση εισόδου του εργ. μέσου
- $P_2 \equiv P_{ref,out}$ η μανομετρική πίεση εξόδου του εργ. μέσου
- $\Delta P_1 \equiv \Delta P_{ref}$ η πτώση πίεσης του εργαζόμενου μέσου
- $\Delta P_2 \equiv \Delta P_w$ η πτώση πίεσης του νερού
- $F_1 \equiv \dot{m}_{ref}$ η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου
- $F_2 \equiv \dot{m}_w$ η παροχή μάζας του νερού

Με τα παραπάνω μετρητικά είναι δυνατόν να προσδιοριστούν όλα τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της μεταβολής και τα μεταφερόμενα ποσά θερμότητας. Αυτοί οι υπολογισμοί γίνονται και καταγράφονται σε πραγματικό χρόνο κατά τη διάρκεια μιας μέτρησης.

2.1.2. Στοιχεία του Κυκλώματος

Για να επιτευχθούν οι επιθυμητές συνθήκες (θερμοδυναμικές, συνθήκες ροής, και ισορροπίας μεταξύ των δύο ρευμάτων) στο τμήμα του δείγματος, η πειραματική διάταξη περιλαμβάνει διάφορες επιμέρους διατάξεις. Το βασικό λειτουργικό διάγραμμα της πειραματικής διάταξης παρουσιάζεται στο Σχήμα 2-3.



Σχήμα 2-3 Διάγραμμα λειτουργίας της εργαστηριακής διάταξης

Στο λειτουργικό διάγραμμα της διάταξης διακρίνονται:

1. Η **αντλία** του εργαζόμενου μέσου που διακινεί έως 100 kg/h. Η αντλία αναρροφά πάντα εργαζόμενο μέσο σε υγρή κατάσταση. Αυτό συμβαίνει καθώς η αντλία αναρροφά από το κάτω μέρος του δοχείου τροφοδοσίας και εξασφαλίζεται μέσα από τον προσδιορισμό της φάσης του ρευστού από τη πίεση και την θερμοκρασία στην αναρρόφηση της αντλίας η οποία πρέπει να είναι πάντα κατάσταση υπόψυκτου υγρού. Η αύξηση της πίεσης μεταξύ αναρρόφησης και κατάθλιψης της αντλίας είναι $< 1bar$.
2. Ο **προθερμαντήρας** που πραγματοποιεί την ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου. Πρόκειται για μονωμένο δοχείο που περιέχει στο κάτω μέρος ηλεκτρικές αντιστάσεις για πρόσδοση θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο που κυκλοφορεί σε σωλήνωση σπирάλ στο πάνω μέρος. Η θερμότητα μεταξύ αντιστάσεων-μέσου επιτυγχάνεται με ψυκτικό χαμηλού σημείου βρασμού εσωτερικά το οποίο ατμοποιείται στις αντιστάσεις και συμπυκνώνεται στο τοίχωμα των αυλών που εσωτερικά κυκλοφορεί το ρευστό που καταλήγει στο τμήμα του δείγματος. Στην είσοδο του προθερμαντήρα το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται σε υγρή κατάσταση και στην έξοδο είναι σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού.
3. **Τμήμα δείγματος** εδώ γίνεται η συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου σε συνθήκες ελεγχόμενες, δηλαδή αφαιρείται θερμότητα από το μέσο.
4. **Πλακοειδής εναλλάκτης** είναι υπεύθυνος για τη ρύθμιση της πίεσης στο κύκλωμα. Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται και σε αυτόν σε υγρή κατάσταση και εξέρχεται σε

υγρή κατάσταση ή σε μικρή ποιότητα ατμού. Οι θερμοκρασίες των δύο ρευμάτων νερού-μέσου είναι στα ίδια επίπεδα με το νερό να προσδίδει θερμότητα στο μέσο όταν απαιτείται αύξηση της πίεσης και να αφαιρεί θερμότητα όταν απαιτείται μείωση της πίεσης του κυκλώματος. Τα συναλλαζόμενα ποσά θερμότητας είναι μικρά και αυτό συμβαίνει λόγω της απαίτησης για ρύθμιση της πίεσης με μεγάλη ακρίβεια (τάξη του $\pm 0.1 \text{ bar}$). Ο τρόπος ρύθμισης της πίεσης εξηγείται και στη συνέχεια.

5. Στο **Δοχείο τροφοδοσίας** συνυπάρχει εργαζόμενο μέσο σε υγρή και αέρια κατάσταση. Μέσα από τον **Πλακοειδή εναλλάκτη 4** γίνεται ρύθμιση του μίγματος αυτού, κι έτσι ορίζεται το επίπεδο της πίεσης στο κύκλωμα. Η **αντλία 1** αναρροφά από το κάτω μέρος του δοχείου μέσο σε υγρή πάντα κατάσταση.
6. Ο **Κλάδος παράκαμψης** έχει σκοπό την εξασφάλιση της ομαλής ροής στο κύκλωμα έναντι των ταλαντώσεων της αντλίας, ειδικά στις μικρές παροχές ($< 40 \text{ kg/h}$). Ρυθμίζοντας τον λόγο παράκαμψης είναι δυνατόν να πραγματοποιούνται μετρήσεις σε μεγάλο εύρος παροχών ενώ η αντλία θα δουλεύει σε μικρότερο εύρος. Έτσι η αντλία δεν λειτουργεί μακριά από το σημείο σχεδίασης της, με αποτέλεσμα να μειώνονται οι ταλαντώσεις στην παροχή του εργαζόμενου μέσου. Ο κλάδος παράκαμψης έχει μια κατεύθυνση (προς το δοχείο τροφοδοσίας) που εξασφαλίζεται από ανεπίστροφη διάταξη.
7. Η **αντλία του νερού** που ψύχει το εργαζόμενο μέσο συμπυκνώνοντάς το στο τμήμα του δείγματος.

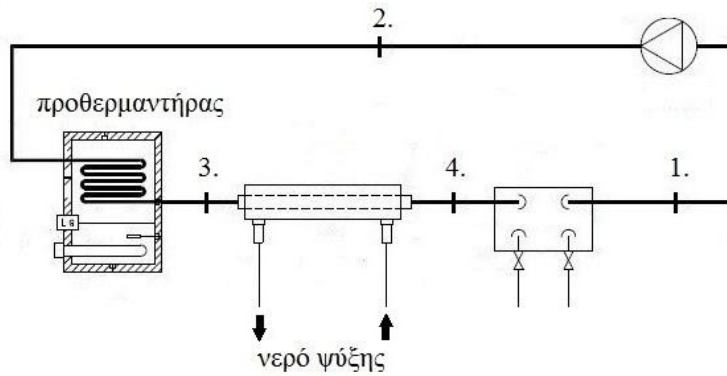
Ψύκτης νερού Α είναι υπεύθυνος για τη ρύθμιση των συνθηκών του νερού που ψύχει-συμπυκνώνει το εργαζόμενο μέσο στο τμήμα του δείγματος. Αυτές οι συνθήκες είναι η θερμοκρασία εισόδου και η παροχή μάζας του νερού.

Ψύκτης νερού Β είναι υπεύθυνος για τη ρύθμιση των συνθηκών του νερού που προσδίδει ή αφαιρεί θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο στον **Πλακοειδή εναλλάκτη 4**. Αυτές οι συνθήκες είναι η θερμοκρασία εισόδου και η παροχή μάζας.

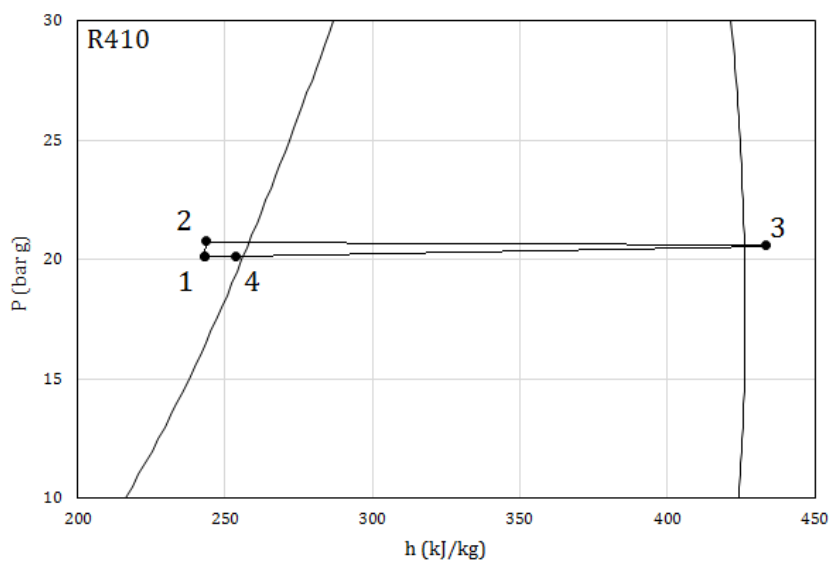
Το κύκλωμα του εργαζόμενου μέσου βρίσκεται στο ίδιο επίπεδο πίεσης. Οι διαφορές πίεσης που παρατηρούνται στα διάφορα στοιχεία έχουν να κάνουν με απώλειες λόγω τριβών στις σωληνώσεις και τα διάφορα στοιχεία (π.χ. εναλλάκτες), στη συνέχεια γίνεται ειδική αναφορά στη θερμοδυναμική του συστήματος.

2.1.3. Θερμοδυναμική του Κυκλώματος

Όπως έχει αναφερθεί στο κύκλωμα του εργαζόμενου μέσου η πίεση είναι κοινή με την έννοια ότι δεν υπάρχει συμπιεστής αλλά μια αντλία η οποία είναι υπεύθυνη για τη διακίνηση του εργαζόμενου μέσου. Μια μικρή αύξηση της πίεσης ($< 1 \text{ bar}$) πραγματοποιείται από την αναρρόφηση στην κατάθλιψη της αντλίας ενώ στους υπόλοιπους κλάδους του κυκλώματος παρατηρείται πτώση πίεσης λόγω τριβών. Στο Σχήμα 2-4 με αναφορά το Σχήμα παρουσιάζεται ο θερμοδυναμικός κύκλος που πραγματοποιείται στη διάταξη στη περίπτωση που το εργαζόμενο μέσο είναι R410.



Σχήμα 2-4 Σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου στο διάγραμμα λειτουργίας



Σχήμα 2-5 Θερμοδυναμικός κύκλος του εργ. μέσου της διάταξης

Στο Σχήμα 2-5 διακρίνονται οι μεταβολές 1-2: αύξηση της πίεσης στην αντλία, 2-3 η ατμοποίηση που πραγματοποιείται στην προθερμαντήρα, 3-4 η συμπύκνωση στο τμήμα του δείγματος, 4-1 αφαίρεση θερμότητας μέσα από τον πλακοειδή εναλλάκτη για ρύθμιση της πίεσης. Στο παράδειγμα του Σχήματος η μεταβολή 4-1 υποδεικνύει ότι το εργαζόμενο μέσο ψύχεται και αυτό συμβαίνει διότι υπήρχε απαίτηση μείωσης της πίεσης του κυκλώματος. Η μεταβολή αυτή θα μπορούσε να ήταν και πρόσδοση θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο εάν η απαίτηση ήταν αύξηση της πίεσης του κυκλώματος. Στη περίπτωση της θέρμανσης η έξοδος του μέσου από τον πλακοειδή εναλλάκτη μπορεί να βρισκόταν και εντός της διαφασικής περιοχής. Το σημείο 1 βέβαια θα παρέμενε υγρό καθώς η αντλία αναρροφά πάντα υγρό από το δοχείο τροφοδοσίας. Η ρύθμιση της μεταβολή 4-1 σε πρόσδοση ή αφαίρεση θερμότητας από το νερό του ψύκτη B πραγματοποιείται ρυθμίζοντας τη θερμοκρασία εισόδου του νερού στον πλακοειδή εναλλάκτη. Η διαφορά θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου με τη θερμοκρασία εισόδου του νερού είναι της τάξης των $\pm 2^\circ\text{C}$. Με την αναφορά στη πίεση του κυκλώματος νοείται η πίεση εισόδου του εργαζόμενου μέσου στο δείγμα, δηλαδή η πίεση του σημείου 3.

2.1.4. Τεχνικά ζητήματα

Στεγανότητα κυκλώματος εργαζόμενου μέσου

Η απόλυτη στεγανότητα του κυκλώματος όπου κυκλοφορεί εργαζόμενο μέσο παίζει καθοριστικό ρόλο για την πραγματοποίηση πειραμάτων. Μερικά από τα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται στο εργαστήριο συμβάλλουν αρνητικά στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και την καταστροφή του στρώματος του όζοντος. Έτσι καμία διαρροή εργαζόμενου μέσου προς το περιβάλλον δεν είναι επιτρεπτή. Για το λόγο αυτό προτού πληρωθεί η διάταξη με εργαζόμενο μέσο πραγματοποιούνται *τεστ πίεσης*. Κατά το τεστ αυτό το κύκλωμα που θα φιλοξενήσει το εργαζόμενο μέσο πληρώνεται με άζωτο σε πίεση τουλάχιστον 1.5 φορές τη πίεση που θα πραγματοποιηθεί η συμπύκνωση και καταγράφονται η πίεση και η θερμοκρασία για τουλάχιστον 2 ώρες. Στο διάστημα αυτό η πίεση δεν θα πρέπει μειώνεται γραμμικά με το χρόνο καθώς αυτό είναι ένδειξη διαρροής αλλά να μεταβάλλεται συναρτησίως της θερμοκρασίας. Μεταξύ όλων των μεταλλικών μερών της συνδεσμολογίας υπάρχουν ελαστικά παρεμβύσματα (τσιμούχες, o-rings κτλ.) για την επίτευξη απόλυτης στεγάνωσης μεταξύ των κυκλωμάτων νερού και ψυκτικού τα οποία αντικαθίστανται τακτικά καθώς με την πάροδο του χρόνου παρουσιάζουν διαρροές.

Καθαρότητα του εργαζόμενου μέσου

Οι πειραματικές μετρήσεις τη παρούσας εργασίας έχουν πραγματοποιηθεί με καθαρό εργαζόμενο μέσο με τη έννοια της απουσίας υγρασίας και λαδιού. Η καθαρότητα του εργαζόμενου μέσου στο κύκλωμα της διάταξης αποτελεί παράγοντα υψηλής σημασίας. Η περιεκτικότητα σε λάδι επηρεάζει τη μεταφορά θερμότητας και τη πτώση πίεσης και επομένως θα πρέπει να αποφεύγεται [19]. Ο μόνος τρόπος μόλυνσης του συστήματος με λάδια είναι από τα δείγματα χαλκοσωλήνων που ενδέχεται να περιέχουν κάποιο εναπομείναν λάδι από την κατεργασία στο εσωτερικό τους και για αυτό προτού τοποθετηθούν στη διάταξη καθαρίζονται επιμελώς. Στη πράξη τα εργαζόμενα μέσα περιέχουν ένα ποσοστό λαδιού για τη καλή λειτουργία του συμπιεστή, ενώ υπάρχουν διατάξεις που περιορίζουν τη ποσότητα λαδιού που κυκλοφορείται σε όλη το μονάδα. Παρουσία υγρασίας στο εργαζόμενο μέσο επιφέρει μεταβολές στις θερμοδυναμικές ιδιότητες και έτσι η αβεβαιότητα που σχετίζεται με τη λήψη τους αυξάνεται. Για την ελαχιστοποίηση της περιεκτικότητας υγρασίας στο εργαζόμενο μέσο προτού η διάταξη πληρωθεί πραγματοποιείται κενό στο κύκλωμα για τουλάχιστον 12 ώρες. Κατά την πλήρωση στο σωλήνα προσαγωγής προστίθεται φίλτρο (filter dryer) το οποίο καθαρίζει το μέσο από την υγρασία και ενδεχομένως από ξένα σώματα τα οποία βλάπτουν το κύκλωμα.

Επιτρεπόμενη πίεση λειτουργίας του χαλκοσωλήνα

Οι πειραματικές μετρήσεις αφορούν συμπύκνωση R410 και R404 σε θερμοκρασία αλλαγής φάσης 35°C. Σε αυτή τη θερμοκρασία αντιστοιχούν οι πιέσεις αλλαγής φάσης 20.4 *bar_g* και 15.1 *bar_g* για το R410 και το R404 αντίστοιχα. Κατά την έναρξη ενός τεστ για κάποιο καινούργιο σωλήνα για λόγους ασφαλείας ελέγχεται η αντοχή του σωλήνα σε πίεση. Γενικά οι χαλκοσωλήνες που μετρούνται έχουν σχεδιαστεί έτσι ώστε να λειτουργούν με ασφάλεια για κάθε εργαζόμενο μέσο και έλεγχος της αντοχής σε πίεση αποτελεί ένα τυπικό βήμα πριν την έναρξη των τεστ. Η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση λειτουργίας δίνεται από τη σχέση [2] :

$$P = \frac{20t_{min}}{D - 0.8t_{min}} S$$

Όπου P η πίεση λειτουργίας [bar], $t_{w,min}$ το ελάχιστο πάχος τοιχώματος [mm], D η εξωτερική διάμετρος του χαλκού [mm], S η μέγιστη επιτρεπτή τάση σε εφελκυσμό [MPa]. Το ελάχιστο πάχος τοιχώματος λαμβάνεται στη βάση του δοντιού ενώ συμπεριλαμβάνει τις κατασκευαστικές ανοχές. Η τιμή του S στην εξίσωση είναι η μέγιστη επιτρεπτή τάση σε εφελκυσμό για συνεχή και χρόνια λειτουργία του χαλκοσωλήνα. Είναι ένα μικρό κλάσμα την μέγιστη επιτρεπτής τάσης του υλικού και εξαρτάται από την εφαρμογή, την θερμοκρασία, και τη κατάσταση της κρυσταλλικής δομής του υλικού. Για να ικανοποιούνται οι κανόνες ασφαλείας σύμφωνα με το πρότυπο EN378: [20] πρέπει η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση λειτουργίας να ξεπερνά τη πίεση του τριπλού σημείου (Critical Point) του εκάστοτε μέσου.

2.2. Μετρητικά όργανα

2.2.1. Μετρητικά όργανα του εργαστηρίου

Μέτρηση Θερμοκρασίας

Για τη μέτρηση της θερμοκρασίας χρησιμοποιούνται θερμομέτρα αντιστάσεως (resistance thermometers, resistance temperature detectors, RTD) με αντίσταση **Pt100** (100Ω αντίσταση στους $0^\circ C$) της εταιρίας Chino (Σχήμα 2-6). Τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν τα θερμομέτρα RTD είναι κυρίως η ικανοποιητική ακρίβεια , η δυνατότητα χρήσης τους για μεγάλο εύρος θερμοκρασιών, η εύκολη τοποθέτησή τους και το χαμηλό κόστος τους. Επίσης, δεν απαιτούν τροφοδοσία και παράγουν απ' ευθείας τάση, το οποίο σημαίνει ότι είναι δυνατό να ληφθεί άμεσα ηλεκτρικό σήμα ενώ παρουσιάζουν μικρό χρόνο απόκρισης.



Σχήμα 2-6 Θερμοστοιχείο Pt100 [e3]

Η ηλεκτρική αντίσταση των περισσότερων αγωγών αυξάνει συναρτήσει της θερμοκρασίας. Εάν η υπόψη συνάρτηση ενός μεταλλικού αγωγού είναι γνωστή με ακρίβεια, τότε η μέτρηση της ηλεκτρικής του αντίστασης μπορεί να οδηγήσει στον υπολογισμό της θερμοκρασίας του. Γενικά η εξάρτηση της αντίστασης των μεταλλικών αγωγών δεν είναι γραμμική. Ο λευκόχρυσος (Pt-platinum) παρουσιάζει τη λιγότερο μη-γραμμική συμπεριφορά σε σχέση με το νικέλιο, το βολφράμιο και το χαλκό ενώ σε μικρά θερμοκρασιακά εύρη (π.χ. $0 - 100^\circ C$) η συμπεριφορά μπορεί να θεωρηθεί γραμμική, γι' αυτό και χρησιμοποιείται κατά κύριο λόγο. Τα θερμοστοιχεία του εργαστηρίου είναι Κλάσης A, αυτό σημαίνει ότι ο κατασκευαστής εγγυάται ότι το όργανο έχει ακρίβεια $\pm(0.15 + 0.002|T|)$ όπου $|T|$ η θερμοκρασία σε $^\circ C$. Οι κλάσεις αφορούν τη παραγωγική διαδικασία των θερμοστοιχείων, ενώ στη πραγματικότητα ένα βαθμονομημένο και διακριβωμένο όργανο θα παρουσιάσει μεγαλύτερη ακρίβεια.

Μέτρηση Πίεσης

Η μέτρηση της μανομετρική πίεσης στις διάφορες θέσεις του κυκλώματος επιτυγχάνεται με αισθητήρες πίεσης της εταιρίας WIKA (Σχήμα 2-7) με εύρος λειτουργίας 0 ... 100bar. Δεδομένα για τη τεχνολογία του αισθητήρα δεν είναι διαθέσιμα από τον κατασκευαστή. Βέβαια η βασική αρχή λειτουργίας είναι όμοια με τη λειτουργία των όλων των μετρητικών οργάνων. Γίνεται δηλαδή συσχέτιση πίεσης-ηλεκτρικού σήματος με τη βοήθεια κάποιου φυσικού φαινομένου. Αυτό μπορεί να είναι η μεταβαλλόμενη αντίσταση είτε κάποιου σώματος όταν υπόκειται σε διαφορετικές πιέσεις, είτε με χρήση επιμηκυνσιόμετρου. Ακόμη μπορεί να γίνει και με μεταβαλλόμενη χωρητικότητα πυκνωτή λόγω αλλαγής της γεωμετρίας του και κατάλληλο ηλεκτρικό κύκλωμα. Σε ότι αφορά τους αισθητήρες του εργαστηρίου μπορεί να γίνει μέτρηση της πίεσης με μεγάλη ακρίβεια 0.1% χωρίς εξάρτηση από τη θερμοκρασία σε εύρος +10 ... + 60°C συμπεριλαμβανομένων των αποκλίσεων λόγω μη γραμμικότητας (non-linearity), υστέρησης (hysteresis) και επαναληψιμότητας (non-repeatability). Ενώ στα εύρη -10 ... + 10°C και +60 ... + 80°C παρουσιάζει μείωση της ακρίβεια κατά 0.2% ανά 10°C.



Σχήμα 2-7
Αισθητήρας πίεσης
[e4]

Μέτρηση διαφοράς πίεσης



Σχήμα 2-8 Αισθητήρας
διαφοράς πίεσης [e5]

Η μέτρηση της διαφοράς πίεσης γίνεται με χρήση μετρητή διαφραγματικού τύπου. Η λειτουργία των οργάνων αυτών, στηρίζεται στην βασική αρχή ότι η πίεση του ρευστού μετατρέπεται σε δύναμη η οποία εφαρμόζεται σε μεμβράνη-διάφραγμα, το οποίο παραμορφώνεται. Η παραμόρφωση του διαφράγματος εξάγεται ως ηλεκτρικό σήμα με τη βοήθεια αισθητήρα μετατόπισης. Στο εργαστήριο χρησιμοποιείται αισθητήρας διαφοράς πίεσης της εταιρίας YOKOGAWA (Σχήμα 2-8) με εύρος λειτουργίας -500 ... + 500mbar. Η ακρίβεια του είναι μεταβαλλόμενη σε σχέση με τη θερμοκρασία, τη διασύνδεση με το ηλεκτρικό κύκλωμα και τη φύση του ρευστού, η τάξη της ακρίβειας συμπεριλαμβανομένων όλων αυτών των παραγόντων που την επηρεάζουν είναι 0.2%. Σε περίπτωση που η πτώση πίεση είναι εκτός του εύρους λειτουργίας του οργάνου η πτώση πίεση βρίσκεται με αφαίρεση των ενδείξεων των μετρητών πίεσης.

Μέτρηση παροχής μάζας και πυκνότητας

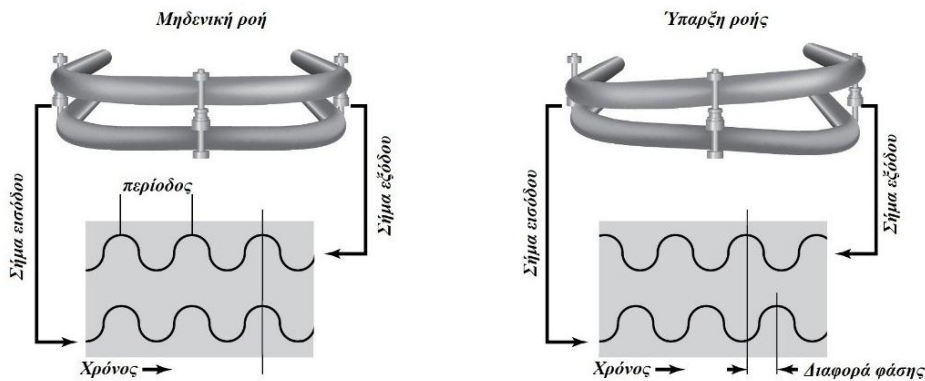
Η μέτρηση της παροχής μάζας και της πυκνότητας των κυκλωμάτων νερού και εργαζόμενου μέσου γίνεται με χρήση ροόμετρου τύπου Coriolis της εταιρίας Micro



Σχήμα 2-9 Ροόμετρο Coriolis με τον πομπό [ε6]

Motion της Emerson (Σχήμα 2-9). Πρόκειται τεχνολογία μέτρησης με την οποία επιτυγχάνεται η ταυτόχρονη μέτρηση της πυκνότητας και της παροχής μάζας του ρευστού. Ένα τέτοιο όργανο αποτελείται από δύο σωλήνες σχήματος U που μεταξύ τους υπάρχει μαγνητικός επενεργητής που όταν ενεργοποιείται προκαλεί ταλάντωση των 2 σωλήνων, επίσης περιλαμβάνει αισθητήρες μετατόπισης στις δύο γωνίες του U. Με ενεργό τον μαγνητικό επενεργητή οι δύο σωλήνες ταλαντώνονται συμμετρικά όταν η ροή είναι

μηδενική, ενώ όταν ρευστό ρέει στο εσωτερικό τους ταλαντώνονται μη συμμετρικά και τα σήματα των δύο αισθητήρων μετατόπισης παρουσιάζουν διαφορά φάσης. Αυτή η διαφορά φάσης είναι ευθέως ανάλογη προς την παροχή μάζας του ρευστού. Η περίοδος της ταλάντωσης είναι ευθέως ανάλογη της πυκνότητας του ρευστού. Οι αρχή λειτουργίας φαίνεται στο Σχήμα 2-10. Το πιο σημαντικό πλεονέκτημα των ροόμετρων Coriolis είναι μεγάλη ακρίβεια τάξης περίπου 0,2% η οποία δεν εξαρτάται από τη θερμοκρασία, τη πίεση, τη πυκνότητα, το ιξώδες του ρευστού. Ένα μειονέκτημα είναι η ευαισθητα σε κραδασμούς. Βασική προϋπόθεση για τη σωστή μέτρηση της παροχής και της υγρασίας είναι η πλήρης απουσία φυσαλίδων στο εσωτερικό των σωλήνων του ροόμετρου όταν μετράται υγρό.



Σχήμα 2-10 Αρχή λειτουργίας του ροόμετρου Coriolis [ε7]

2.2.2. Βαθμονόμηση οργάνων

Προκειμένου να χρησιμοποιηθεί ένα μετρητικό όργανο, πρέπει να είναι κατάλληλα βαθμονομημένο. Η εργασία της βαθμονόμησης ουσιαστικά συνίσταται στον καθορισμό της κλίμακας του οργάνου με βάση τις τιμές του μετρούμενου μεγέθους. Οι κλίμακες ή τα εύρη βαθμονόμησης των μετρητικών οργάνων της διάταξης παρουσιάζονται στον Πίνακα 2-1.

Πίνακας 2-1 Εύρη βαθμονόμησης οργάνων

Μετρούμενο μέγεθος	Εύρος Βαθμονόμησης
Θερμοκρασία	0...60 °C
Ύψωση	0...45 bar
Διαφορά πίεσης	0...500 mbar
Παροχή νερού	0...2000 kg/h
Παροχή εργαζόμενου μέσου	0...100 kg/h

Το εύρος λειτουργίας του οργάνου, δηλαδή το εύρος που ανήκουν οι μετρούμενες τιμές, είναι υποσύνολο του εύρους βαθμονόμησης. Η βαθμονόμηση γίνεται είτε παράγοντας ακριβώς τις γνωστές τιμές του μετρούμενου μεγέθους, είτε χρησιμοποιώντας άλλα βαθμονομημένα όργανα και ολοκληρώνεται με την διόρθωση της ένδειξης του οργάνου υπό βαθμονόμηση ώστε να ελαχιστοποιούνται οι διαφορές με το πρότυπο όργανο. Αφού βαθμονομηθεί ένα όργανο πραγματοποιείται διακρίβωση για να προσδιοριστούν οι εναπομένουσες αποκλίσεις.

Η βαθμονόμηση ή/και η διακρίβωση αφορούν όλο το μετρητικό σύστημα το οποίο ξεκινά με το μετρητικό όργανό αυτό καθαυτό και καταλήγει (μέσα από μεταλλάκτες, μετατροπείς σήματος κτλ.) στη ψηφιακή ένδειξη του μετρούμενου μεγέθους που καταγράφεται στον Η/Υ. Τελικά οι τιμές στον Η/Υ είναι αυτές που χρησιμοποιούνται για την διεξαγωγή υπολογισμών. Χάρην συντομίας γίνεται αναφορά στα μετρητικά όργανα και όχι σε όλο το μετρητικό σύστημα.

2.2.3. Διακρίβωση οργάνων και σφάλμα

Διακρίβωση μετρητικού οργάνου είναι η διαδικασία κατά την οποία καταγράφεται η απόκλιση προτύπου οργάνου με βαθμονομημένο ή μη όργανο σε διάφορα σημεία εντός του εύρους λειτουργίας του. Μέσα από τα στοιχεία της διακρίβωσης μπορεί να γίνει εκτίμηση του συστηματικού σφάλματος της μέτρησης. Καθώς έγινε εισαγωγή της έννοιας συστηματικό σφάλμα, ακολουθούν ορισμοί που αφορούν το σφάλμα και τις συνιστώσες του.

Σφάλμα μέτρησης ή μετρητικό σφάλμα ορίζεται η διαφορά μεταξύ της τιμής ενός μεγέθους που προέκυψε από κάποια μέτρηση από την πραγματική του τιμή. Η πραγματική τιμή ενός μεγέθους δεν είναι σχεδόν ποτέ γνωστή, για αυτό το λόγο κατά τον υπολογισμό του σφάλματος ως πραγματική νοείται η τιμή αναφοράς που έχει χρησιμοποιηθεί η οποία συνήθως προκύπτει από τη διακρίβωση ενός οργάνου από μια πρότυπη συσκευή. Η παραπάνω σύμβαση σχετικά με τη πραγματική τιμή ενός μεγέθους αποτελεί πηγή αβεβαιότητας (βλέπε συνέχεια). Το σφάλμα που υπεισέρχεται σε μια μέτρηση είναι δύο ειδών: τυχαίο και συστηματικό.

Το τυχαίο σφάλμα, που ονομάζεται και πειραματικό, είναι το σφάλμα που οφείλεται σε τυχαίες μεταβολές και ποικίλλει από μέτρηση σε μέτρηση. Αν και είναι αδύνατον το τυχαίο σφάλμα να μηδενιστεί, μπορεί να μειωθεί με αύξηση του αριθμού των μετρήσεων. Τα τυχαία σφάλματα ακολουθούν στατιστικές κατανομές.

Το συστηματικό σφάλμα, όπως και το τυχαίο δεν μπορεί να εξαλειφθεί, αλλά συχνά μπορεί να μειωθεί. Οφείλεται σε συστηματικές μεταβολές που υπεισέρχονται κυρίως

λόγω ατελούς βαθμονόμηση και παραμένει σταθερό σε μια σειρά μετρήσεων. Η ατελής βαθμονόμηση είναι αποτέλεσμα των φυσικών χαρακτηριστικών των μετρητικών διατάξεων, καθώς δεν είναι δυνατή η επακριβώς βαθμονόμηση τους. Οι αποκλίσεις αυτές πρέπει να είναι λαμβάνονται υπόψιν, και αποτελούν το συστηματικό σφάλμα μιας μέτρησης.

Ακόμη και όταν όλες οι γνωστές και πιθανές συνιστώσες του σφάλματος έχουν υπολογιστεί, παραμένει μια αμφιβολία για το αποτέλεσμα που διεξάγεται, μια αμφιβολία για το πόσο καλά το αποτέλεσμα της μέτρησης εκπροσωπεί τη τιμή της φυσικής ποσότητας που υπόκειται στη μέτρηση. Η αμφιβολία αυτή ονομάζεται αβεβαιότητα και η έκφραση της σε ποσοτικοποιημένη μορφή αποτελεί πολύπλοκη διαδικασία. Για να είναι δυνατή η έκφραση της αβεβαιότητας σε μια μέτρηση θα πρέπει να έχει προηγηθεί υπολογισμός όλων των συνιστωσών του σφάλματος που υπεισέρχονται σε αυτή [22].

Στη εργασία αυτή γίνεται ποσοτικοποιημένη έκφραση του συστηματικού σφάλματος λόγω ατελούς βαθμονόμησης και υστέρησης των μετρητικών οργάνων. Το τυχαίο σφάλμα και η γενική αβεβαιότητα δεν εκφράζονται ποσοτικά εδώ. Έτσι, όπου στη συνέχεια αναφέρεται ο όρος σφάλμα κάποιας ποσότητας εννοείται:

- Τα σφάλματα οργάνου μέτρησης λόγω απόκλισης και υστέρησης που λαμβάνονται από τα πιστοποιητικά διακρίβωσης για απευθείας μετρήσεις (π.χ. θερμοκρασία, πίεση).
- Η διακύμανση ενός υπολογιζόμενου μεγέθους (π.χ. ενθαλπία) λόγω του σφάλματος μετρητικού οργάνου. Το σφάλμα αυτό προσδιορίζεται σύμφωνα με τη θεωρία μετάδοσης του σφάλματος μέσα από τους υπολογισμούς.

Τα στοιχεία της διακρίβωσης περιλαμβάνουν τα σφάλματα των οργάνων μέτρησης θερμοκρασίας, πίεσης και διαφοράς πίεσης λόγω απόκλισης και υστέρησης παρουσιάζονται στους Πίνακες 2-2 ,2-3,2-4. Για τα παροχόμετρα δεν είναι δυνατή η διακρίβωση στο χώρο του εργαστηρίου, αλλά απαιτείται απεγκατάσταση τους από το κύκλωμα και αποστολή σε κάποιο εξωτερικό μετρολογικό εργαστήριο. Τα ροόμετρα τύπου Coriolis έχουν μεγάλη ακρίβεια μέτρησης τάξη του 0,2%.

Πίνακας 2-2 Σφάλματα μέτρησης θερμοκρασίας

<i>i</i>	x_i Θερμοκρασία [°C]	Y_i Σφάλμα θερμοκρασίας [±°C]			
		<i>Ref.</i> <i>Inlet</i>	<i>Ref.</i> <i>Outlet</i>	<i>Water</i> <i>Inlet</i>	<i>Water</i> <i>Outlet</i>
		1	0	0,06	0,06
2	5	0,08	0,07	0,10	0,09
3	15	0,10	0,08	0,11	0,11
4	25	0,16	0,10	0,14	0,15
5	35	0,20	0,13	0,15	0,17
6	40	0,18	0,16	0,20	0,17
7	60	0,26	0,23	0,26	0,23

Πίνακας 2-3 Σφάλματα μέτρησης πίεσης

<i>i</i>	x_i Πίεση [bar]	Y_i Σφάλμα Πίεσης [±bar]	
		<i>Ref. Inlet</i>	<i>Ref. Outlet</i>
1	0	0,011	0,011
2	5	0,015	0,014
3	7	0,015	0,015
4	10	0,015	0,015
5	15	0,014	0,016
6	20	0,017	0,017
7	23	0,017	0,017
8	25	0,017	0,017
9	35	0,018	0,021
10	45	0,024	0,024

Πίνακας 2-4 Σφάλματα μέτρησης διαφοράς πίεσης

<i>i</i>	x_i Διαφορά Πίεσης [mbar]	Y_i Σφάλμα Δ. Πίεσης [±mbar]	
		<i>Ref.</i>	<i>Water</i>
1	0	0,18	0,7
2	50	0,28	0,8
3	100	0,28	0,9
4	150	0,38	1,1
5	200	0,48	1,1
6	250	0,53	1,2
7	300	0,53	1,3
8	350	0,48	1,2
9	400	0,58	1,5
10	450	0,68	1,6
11	500	0,78	1,6

Τα μετρητικά όργανα δουλεύουν εντός του εύρους στο οποίο πραγματοποιήθηκε η διακρίβωση. Το μετρητικό σφάλμα αυξάνει καθώς η μεταβλητή μέτρησης (πίεση, θερμοκρασία, και διαφορά πίεσης) αυξάνει. Από τους πίνακες διακρίβωσης μπορούν να βρεθούν οι γραμμικές συναρτήσεις που θα εκφράζουν το σφάλμα του μετρητικού για τις διάφορες τιμές της εκάστοτε μεταβλητής για να είναι δυνατή η έκφραση του σφάλματος συναρτήσει της μετρούμενης μεταβλητής και δυνατοί οι αυτοματοποιημένοι υπολογισμοί στο Excel. Οι γραμμικές συναρτήσεις χαράσσονται με προϋπόθεση ότι κάθε τιμή της συνάρτησης για συγκεκριμένη τιμή της μεταβλητής είναι μεγαλύτερη ή ίση της μετρούμενης από τη βαθμονόμηση τιμής. Αυτό πραγματοποιείται με χρήση του εργαλείου επίλυσης συστημάτων Solver του Excel. Για να γίνει πιο κατανοητό, είναι σαν να αφήνεται μια ευθεία να πέσει πάνω στα σημεία διακρίβωσης και τελικά να συμπίπτει με δύο σημεία μόνο. Η μέθοδος αυτή περιγράφεται στη συνέχεια.

Έστω $Y_i(x_i)$ το σφάλμα της εκάστοτε μεταβλητής που προέκυψε από τη διακρίβωση στο σημείο x_i για $i = 1, 2, \dots, n$. Οι γραμμικές συναρτήσεις που περιγράφουν το σφάλμα είναι της μορφής $y = A \cdot x + B$ και ο τρόπος προσδιορισμού των συντελεστών A και B των γραμμικών συναρτήσεων παρουσιάζεται παρακάτω σε βήματα:

Βήμα 1: Αρχικοποίηση των συντελεστών A, B . Οι αρχικές τιμές των A, B λαμβάνονται από τις γραμμικές παρεμβολές των σημείων με χρήση των εργαλείων του Excel (line plots). Αυτές οι γραμμές στην πραγματικότητα είναι πολύ κοντά στις τελικές ευθείες αλλά δεν εξασφαλίζεται ότι οι τιμές της παρεμβολής είναι πάντα μεγαλύτερες ή ίσες της τιμής της διακρίβωσης.

Βήμα 2: Υπολογισμός των $y_i = A \cdot x_i + B$ για $i = 1, 2, \dots, n$.

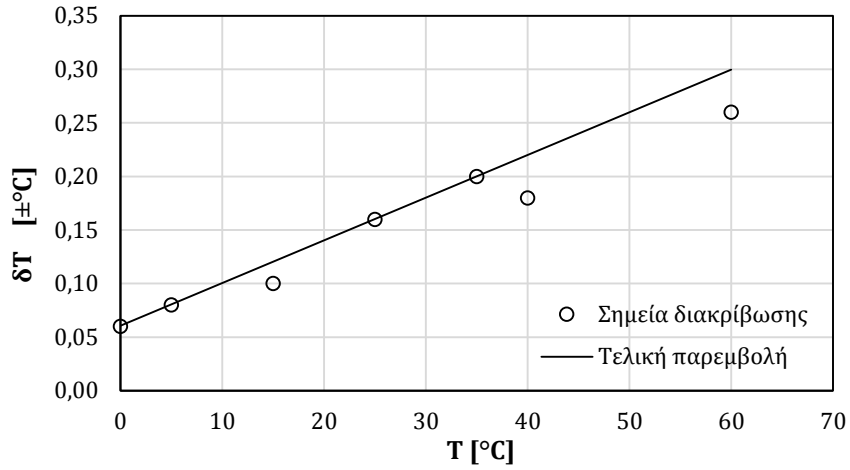
Βήμα 3: Υπολογισμός των διαφορών τετραγώνων μεταξύ μετρούμενης τιμής Y_i και της παρεμβολής y_i : $E_i = (y_i - Y_i)^2$ για $i = 1, 2, \dots, n$.

Βήμα 4: Υπολογισμός του αθροίσματος:

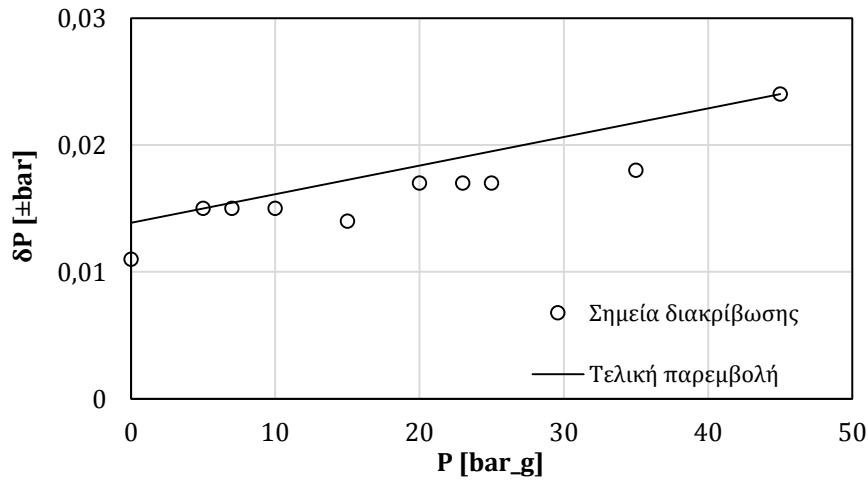
$$E_{tot} = \sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n (y_i - Y_i)^2$$

Βήμα 5: Εύρεση νέων τιμών των A, B με χρήση του solver με στόχο: $E_{tot} = \min$ και περιορισμό: $y_i - Y_i \geq 0$

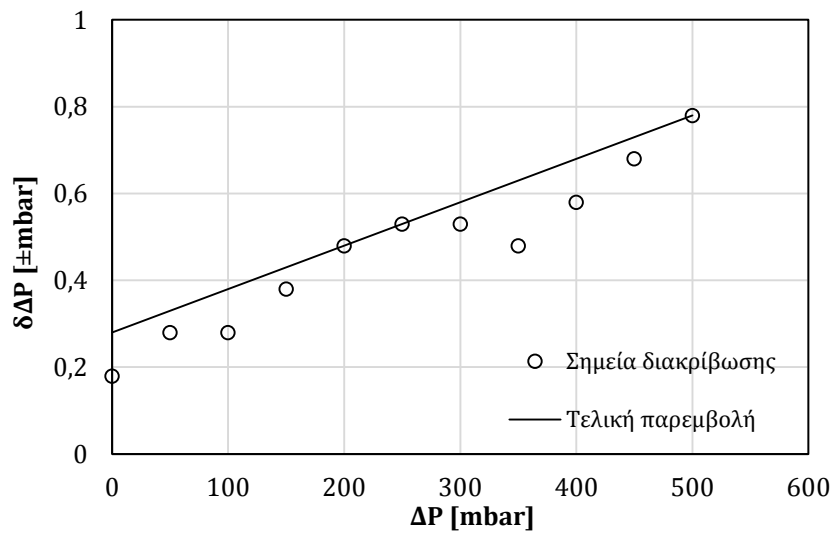
Παραδείγματα της παραπάνω μεθόδου σε μορφή γραφημάτων για ένα μετρητικό πίεσης, διαφοράς πίεσης και θερμοκρασίας φαίνονται στα Σχήματα 2-11, 1-12, 2-13. Οι συντελεστές των τελικών παρεμβολών κάθε μετρητικού φαίνονται συγκεντρωτικά στο Πίνακα 2-5. Κατά τους υπολογισμούς στη συνέχεια τα σφάλματα των μετρητικών θα λαμβάνονται από τις γραμμικές παρεμβολές που προέκυψαν.



Σχήμα 2-11 Σφάλμα μέτρησης θερμοκρασίας και παρεμβολή



Σχήμα 2-12 Σφάλματα μέτρησης πίεσης και παρεμβολή



Σχήμα 2-13 Σφάλματα μέτρησης διαφοράς πίεσης και παρεμβολή

Πίνακας 2-5 Συντελεστές ευθειών των σφαλμάτων θερμ/σίας, πίεσης & διαφοράς πίεσης

Μετρητικό Όργανο	Line Factors ($y=Ax+B$)		
	A	B	Domain
Ref. Inlet Pressure	0,0002	0,014	-1...45 bar
Ref. Outlet Pressure	0,0002	0,013	
Ref. Diff. Pressure	0,001	0,28	0...500 mbar
Water Diff. Pressure	0,002	0,85	
Ref. Inlet Temperature	0,004	0,06	0...60 °C
Ref. Outlet Temperature	0,003	0,06	
Water Inlet Temperature	0,003	0,09	0...60 °C
Water Outlet Temperature	0,003	0,08	

2.3. Συνθήκες του πειράματος

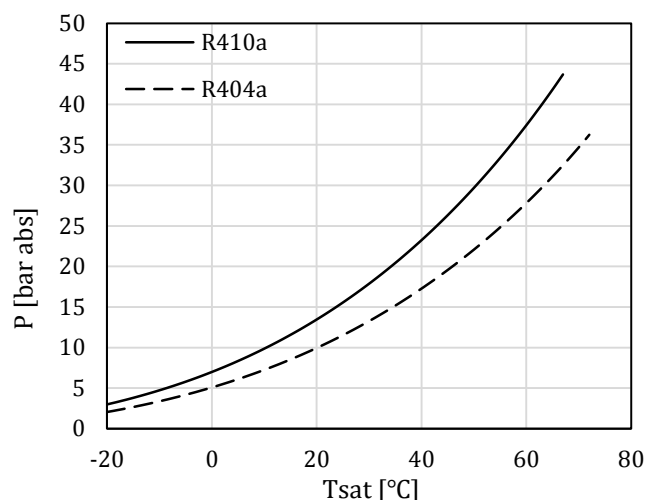
2.3.1. Θερμοδυναμικές συνθήκες

Ως θερμοδυναμικές συνθήκες νοούνται οι συνθήκες που ορίζουν πλήρως τη μεταβολή της συμπύκνωσης στο θερμοδυναμικό διάγραμμα. Σε ότι αφορά το εργαζόμενο μέσο, οι θερμοδυναμικές συνθήκες στις οποίες πραγματοποιείται η αλλαγή φάσης χαρακτηρίζονται από τρεις βασικούς παράγοντες:

- Την θερμοκρασία ή πίεση συμπύκνωσης,
- Την υπερθέρμανση εισόδου (Super Heat, SH) και
- Την υπόψυξη εξόδου (Sub Cool, SC).

Η θερμοκρασία της αλλαγής φάσης είναι συνάρτηση της πίεσης αλλαγής φάσης όπως φαίνεται στο Σχήμα 2-14 για τα εργαζόμενα μέσα R404, R410. Θεωρητικά για δεδομένη πίεση λειτουργίας αντιστοιχεί μια θερμοκρασία διφασικής κατάστασης του μέσου. Στην πραγματικότητα υπάρχει το φαινόμενο της ολίσθησης της θερμοκρασίας για τα εργαζόμενα μέσα που είναι μίγματα. Για δεδομένη πίεση ένα μίγμα βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού σε θερμοκρασία χαμηλότερη απ' ότι όταν είναι κορεσμένος ατμός. Για παράδειγμα το R404a (44% R125, 52% R143a, 4% R134a) σε πίεση 15 bar παρουσιάζει ολίσθηση θερμοκρασίας περίπου 0.35°C. Στη περίπτωση όπου υπάρχει ολίσθηση της θερμοκρασίας, χρησιμοποιείται ως θερμοκρασία αλλαγής φάσης ο αριθμητικός μέσος των θερμοκρασιών κορεσμού υγρής και αέρας φάσης, αυτή η παραδοχή έχει ληφθεί και στη χάραξη του Σχήμα 2-14. Οι τυπικές θερμοδυναμικές συνθήκες που αφορούν το εργαζόμενο μέσο που πραγματοποιεί αλλαγή φάσης στο τμήμα του δείγματος είναι:

- Θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_{sat} = T_{DP} = 35^{\circ}\text{C}$
- Υπερθέρμανση εισόδου $T_{SH} = 5^{\circ}\text{C}$
- Υπόψυξη εξόδου $T_{SC} = 2^{\circ}\text{C}$



Σχήμα 2-14 Πίεση R410a και R404a στη θερμοκρασία αλλαγή φάσης

Για το νερό που ρέει εξωτερικά στο τμήμα του δείγματος, και ψύχει το εργαζόμενο μέσο, σε κάθε μέτρηση ορίζεται η θερμοκρασία εισαγωγής του η οποία για τις μετρήσεις της εργασίας αυτής ανήκουν στο εύρος 18 – 20°C. Η θερμοκρασία εξόδου και η παροχή του νερού ρυθμίζονται ανάλογα τις συνθήκες μεταφοράς θερμότητας και την απόδοση του εξεταζόμενου χαλκοσωλήνα.

2.3.2. Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου

Οι πειραματικές μετρήσεις περιλαμβάνουν την επανάληψη της ίδιας θερμοδυναμικής μεταβολής (συμπύκνωσης) για διάφορες παροχές του εργαζόμενου μέσου. Το εύρος της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου του συνόλου των μετρήσεων είναι μεταξύ 20 – 80 kg/h. Το κάτω όριο των 20 kg/h σηματοδοτεί την ελάχιστη παροχή για να επιτυγχάνεται ομαλή λειτουργία της αντλίας του εργαζόμενου μέσου έναντι ταλαντώσεων. Η αντλία του εργαζόμενου έχει δυνατότητα επίτευξης παροχής μάζας έως και 100 kg/h, μέγεθος το οποίο δεν συναντάται στις μετρήσεις λόγω των έμμεσων περιορισμών.

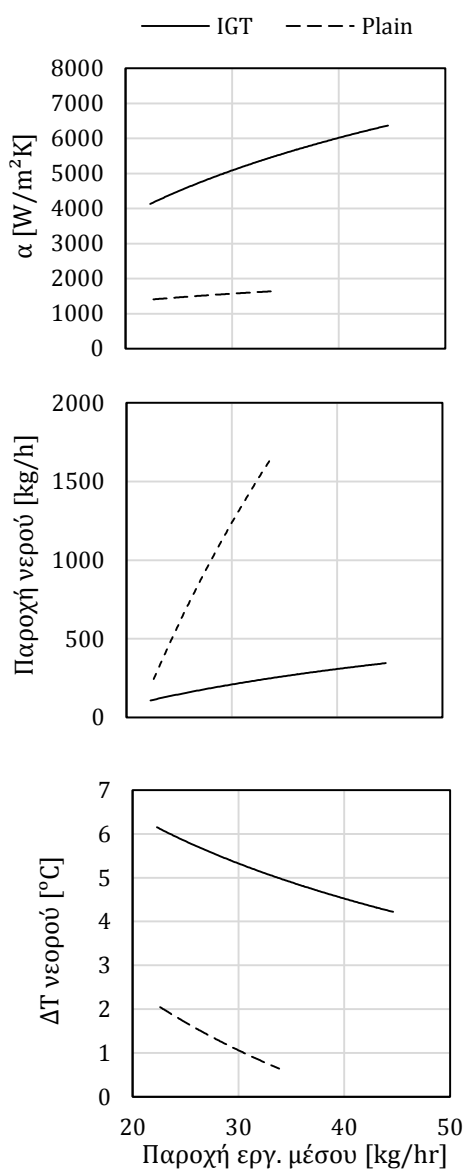
Εκτός από τα όρια λόγω περιορισμών της αντλίας του εργαζόμενου μέσου επιβάλλονται έμμεσα άνω και κάτω όρια από την αντλία του νερού ψύξης. Κάτω όριο διότι σε χαμηλές παροχές την αντλίας νερού (μικρότερες από 200 kg/h), η παροχή μάζας παρουσιάζει έντονες ταλαντώσεις που επηρεάζουν την θερμική ισχύ του νερού και κατά συνέπεια την θερμική ισορροπία, με αποτέλεσμα να είναι αδύνατη η μέτρηση (όμοια περίπτωση με την αντλία του εργαζόμενου μέσου, στη παροχή του νερού το φαινόμενο είναι πολύ πιο έντονο). Άνω όριο διότι η παροχή του νερού να μπορεί είναι μέγιστη (~1800 kg/h) ενώ η διαφορά ενθαλπίας της μεταβολής του μέσου να είναι μικρότερη από τη επιθυμητή, κι έτσι η θερμική ισχύς που απαιτείται για συγκεκριμένη παροχή να μην μπορεί να μεταφερθεί από το νερό. Με άλλα λόγια η θερμική ισχύ του νερού να είναι μέγιστη ενώ δεν έχει πραγματοποιηθεί εξολοκλήρου η επιθυμητή μεταβολή στο εργαζόμενο μέσο. Σε αυτή τη περίπτωση η παροχή του εργαζόμενου μέσου πρέπει να μειωθεί. Το όριο αυτό είναι τα 80 kg/h για τους IGT ενώ μειώνεται για τους λείους χαλκοσωλήνες. Στις περισσότερες περιπτώσεις η αντλία του νερού είναι το εξάρτημα που ορίζει τα όρια ενός τεστ από άποψη παροχής εργαζόμενου μέσου.

Εκτός από τις αντλίες εργαζόμενου μέσου και νερού που επιβάλλουν άμεσα και έμμεσα όρια στην ρύθμιση της παροχής του ψυκτικού αντίστοιχα, υπάρχει ένας ακόμη περιοριστικός μηχανισμός της μέγιστης παροχής του εργαζόμενου μέσου. Ο τρίτος

μηχανισμός που επιδρά στα δυνατά όρια ρύθμισης της παροχής έχει να κάνει με τη ρύθμιση της πίεσης του συστήματος από τον πλακοειδή εναλλάκτη. Το άνω όριο που θέτει η ρύθμιση της πίεσης υπερκαλύπτεται από τα όρια των αντλιών, ενώ μεταβάλλεται σε σχέση με τις συνθήκες του πειράματος.

Κατά την έναρξη ενός τεστ αναζητείται το σημείο εκείνο όπου οι θερμοδυναμικές συνθήκες να ικανοποιούνται και η παροχή του ψυκτικού είναι μέγιστη, και στο τέλος η παροχή του ψυκτικού μειώνεται έως ότου δεν είναι δυνατόν να πραγματοποιηθεί μέτρηση λόγω ταλαντώσεων της θερμικής ισορροπίας. Με αυτόν τον τρόπο γίνεται μέγιστη δυνατή χρήση του εύρους λειτουργίας της εργαστηριακής διάταξης με μετρήσεις μεταξύ του ελάχιστου και του μέγιστου δυνατού σημείου μέτρησης το οποίο με όρους παροχής εργαζόμενου μέσου όπως προαναφέρθηκε είναι 20 – 80 kg/h.

2.3.3. Παροχή μάζας και θερμοκρασία εξόδου νερού



Σχήμα 2-15 ΣΜΘ, Παροχή και ΔT νερού για λείο σωλήνα και IGT

Όπως προαναφέρθηκε, η παροχή μάζας και η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης δεν είναι από τα μεγέθη που ορίζονται από το χρήστη στην έναρξη ενός πειράματος, αλλά η ρύθμιση του εξαρτάται από τις συνθήκες μετάδοσης θερμότητας και ισορροπίας στο εσωτερικό του δείγματος. Μάλιστα αποτελούν και σημαντικό δείκτη της απόδοσης της μετάδοσης θερμότητας στο τμήμα του δείγματος. Στο Σχήμα 2-15 παρουσιάζονται οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας του εργαζόμενου και οι συνθήκες του νερού (παροχή και διαφορά θερμοκρασίας) για ένα λείο σωλήνα και έναν IGT κατά τη διάρκεια της συμπύκνωσης. Οι παρεμβολές είναι πολυωνυμικές 2^{ου} βαθμού με $R^2 \geq 99\%$. Η διαφορά θερμοκρασίας είναι ένδειξη της θερμοκρασίας εξόδου του νερού καθώς η θερμοκρασία εισόδου του νερού είναι κοινή για τον λείο σωλήνα και το IGT. Το εργαζόμενο μέσο είναι R404a, η θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_{DP} = 35^\circ\text{C}$, με υπερθέρμανση εισόδου $T_{SH} = 5^\circ\text{C}$ και υπόψυξη εξόδου $T_{SC} = 2^\circ\text{C}$. Η μέθοδος προσδιορισμού του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του ρεύματος του νερού γίνεται με χρήση της μεθόδου Wilson Plot. Τα διαγράμματα είναι συγκριτικά και για αυτό δεν αναφέρονται όλες οι κοινές πειραματικές συνθήκες. Η βασική παρατήρηση που προκύπτει από τα διαγράμματα αυτά είναι ότι όσο η απόδοση του μετρούμενου χαλκοσωλήνα αυξάνει, τόσο μειώνει η αναγκαία παροχή του νερού ψύξης και ταυτόχρονα αυξάνεται η θερμοκρασιακή διαφορά του.

Επιγραμματικά λοιπόν εξάγεται ο γενικός κανόνας που χαρακτηρίζει όλες τις μετρήσεις της πειραματικής διάταξης:

$$\text{Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας εργ. μέσου} \uparrow, \begin{cases} \text{Παροχή νερού} \downarrow \\ \Delta T \text{ νερού} \uparrow \end{cases}$$

2.3.4. Ανοχές μετρητικών

Στην έναρξη κάθε τεστ είναι δυνατόν να ρυθμίζεται στο λογισμικό η ανοχή των ενδείξεων των μετρητικών. Αν η τιμή ενός μετρητικού είναι εντός του εύρους που έχει τεθεί από το χρήστη, το λογισμικό θεωρεί αυτό το στοιχείο ικανοποιημένο και δεν ενεργεί για να προκαλέσει αλλαγή. Το λογισμικό δεν εξασφαλίζει ότι οι ανοχές αυτές θα ισχύουν και για τα αποτελέσματα των μετρήσεων που καταγράφονται. Ο χρήστης της διάταξης είναι υπεύθυνος για την τήρηση των ορίων αυτών κατά τη διάρκεια της μέτρησης. Ο τρόπος που επηρεάζουν τη μέτρηση είναι μέσα από το σύστημα αυτόματου ελέγχου που με προγραμματισμένες ενέργειες οδηγεί τις μεταβλητές στα επιθυμητά όρια. Στον Πίνακα 2-6 παρουσιάζονται τυπικές τιμές των ανοχών αυτών για διάφορες μεταβλητές του πειράματος.

Πίνακας 2-6 Ανοχές μετρητικών ενδείξεων κατά τη μέτρηση

<i>Περιγραφή Μεταβλητής</i>	<i>Ανοχή</i>
Παροχή μάζας εργ. μέσου	$\pm 3 \text{ kg/h}$
Πίεση αλλαγής φάσης εργ. μέσου	$\pm 0.1 \text{ bar}$
Υπερθέρμανση εισόδου εργ. μέσου	$\pm 0.3 \text{ }^\circ\text{C}$
Υπόψυξη εξόδου εργ. μέσου	$\pm 0.3 \text{ }^\circ\text{C}$
Θερμοκρασία εισόδου του νερού	$\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$

Ο χρήστης μπορεί να εξασφαλίζει την ομοιότητα των μετρήσεων χρησιμοποιώντας και άλλες μεταβλητές εκτός του Πίνακα 2-6. Ένα τέτοιο παράδειγμα μεταβλητής αποτελεί η διαφορά ενθαλπίας του εργαζόμενου μέσου στο τμήμα του δείγματος. Η διαφορά ενθαλπίας αποτελεί σημαντικό μέγεθος που χαρακτηρίζει τη μεταβολή και έχει παρατηρηθεί ότι είναι μια πολύ καλή ένδειξη για την ομοιότητα των μετρήσεων σε διαφορετικές παροχές και διαφορετικούς χαλκοσωλήνες. Η διακύμανση της διαφοράς ενθαλπίας μεταξύ διαφορετικών παροχών για την ίδια μεταβολή είναι της τάξης του 1%.

2.4. Διεξαγωγή του πειράματος

2.4.1. Ρύθμιση πίεσης του κυκλώματος

Η ρύθμιση της πίεσης του κυκλώματος αποτελεί τη πρώτη φάση ενός πειράματος, επιτυγχάνεται με τη χρήση του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας, και συνεχίζεται σε όλη τη διάρκεια λειτουργίας της διάταξης. Αρχικά μέσα από τον εναλλάκτη αυτόν προσδίδεται θερμότητα στο κλειστό κύκλωμα του εργαζόμενου μέσου με αποτέλεσμα τη αύξηση της πίεσης. Κατά τη διάρκεια της φάσης αυτής δεν υπάρχει ροή εργαζόμενου μέσου στο κύκλωμα. Η αρχική πίεση πριν ξεκινήσει ένα τεστ είναι περίπου $P_0 = 10\sim 15 \text{ bar}$, δηλαδή κοντά στη πίεση που επικρατεί στη φιάλη πλήρωσης του εργαζόμενου μέσου. Η τιμή της αρχικής πίεσης παίζει καθοριστικό ρόλο στο χρόνο στον οποίο θα γίνει η ρύθμιση της επιθυμητής πίεσης, όσο πιο κοντά στην αρχική πίεση είναι η επιθυμητή τόσο πιο γρήγορα θα γίνει η ρύθμιση της. Για τον δεδομένο όγκο του κυκλώματος η πίεση εξαρτάται από τη μέση θερμοκρασία του εργαζόμενου του κυκλώματος. Έτσι όταν προσδίδεται θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο μέσω του εναλλάκτη αυξάνεται η μέση θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου και κατά συνέπεια η πίεση. Με τη χρήση του πλακοειδή εναλλάκτη είναι δυνατόν να γίνει ρύθμισή της πίεσης στην είσοδο του δείγματος με ακρίβεια 0.1 bar, όμως λόγω της απαίτησης αυτής για ακριβή ρύθμιση της πίεσης η συνάρτηση πίεσης-χρόνου έχει μικρή κλίση, κι έτσι απαιτείται μεγάλο χρονικό διάστημα για σχετικά μικρές αυξήσεις στη πίεση. Τυπικός χρόνος της αρχικής ρύθμισης της πίεσης είναι 1.5 ώρα για αύξηση της πίεσης του κυκλώματος κατά 3 bar, βέβαια οι χρόνοι εξαρτώνται από τις συνθήκες και το μέσο. Για να διατηρείται σταθερή η πίεση κατά τη διάρκεια των μετρήσεων, η ρύθμιση της συνεχίζεται σε όλη τη διάρκεια του πειράματος καθώς οι αλλαγές των θερμοδυναμικών και των ροικών συνθηκών στο κύκλωμα του εργαζόμενου μέσου επιφέρουν αλλαγές τόσο στη πίεση αυτή καθαυτή, όσο και στις συνθήκες μετάδοσης θερμότητας στον πλακοειδή εναλλάκτη. Έτσι είναι απαραίτητη η ύπαρξη συστήματος ελέγχου της πίεσης του κυκλώματος που ανάλογα την επιθυμητή πίεση στο τμήμα του δείγματος μεταβάλλει τη μεταφερόμενη θερμότητα στον πλακοειδή εναλλάκτη. Το σύστημα ελέγχου της ρύθμισης της πίεσης περιλαμβάνει το μετρητικό πίεσης στην είσοδο του δείγματος ($P_1 \equiv P_{\text{ref,in}}$), την παροχή και τη θερμοκρασία του νερού του Ψύκτη Β. Με ορισμό της επιθυμητής πίεσης στην είσοδο του δείγματος η παροχή και η θερμοκρασία του νερού που διακινεί η αντλία του Ψύκτη Β ρυθμίζεται ανάλογα. Η ρύθμιση της θερμοκρασίας του νερού του Ψύκτη Β γίνεται χειροκίνητα ενώ η παροχή ρυθμίζεται αυτόματα. Στην έναρξη του τεστ η θερμοκρασία του νερού είναι μεγαλύτερη από αυτή του εργαζόμενου μέσου έτσι ώστε να αυξηθεί η πίεση ενώ κατά τη διάρκεια του τεστ μπορεί να υπάρχει ανάγκη για μείωση της πίεσης κι έτσι η θερμοκρασία του νερού του ρυθμίζεται σε θερμοκρασία χαμηλότερη από αυτή του εργαζόμενου μέσου.

2.4.2. Ρύθμιση παροχής εργαζόμενου μέσου

Όταν η τιμή της πίεσης είναι υψηλότερη και κοντά στην επιθυμητή (+10%) η αντλία του εργαζόμενου μέσου ενεργοποιείται. Εφόσον πλέον υπάρχει ροή στο κύκλωμα του εργαζόμενου μέσου παρατηρείται πτώση πίεσης στη κατεύθυνση της κυκλοφορίας του, λόγω γραμμικών απωλειών στις σωληνώσεις και στα διάφορα στοιχεία-εναλλάκτες. Για να μειωθούν οι επιπτώσεις της απότομης αύξησης της ροής στη μεταβολή της πίεσης του

κυκλώματος, αρχικά η αντλία έχει βηματική λειτουργία, δηλαδή για ένα χρονικό διάστημα ενεργοποιείται και απενεργοποιείται έτσι ώστε να μην υπάρχουν μεγάλες μεταβολές στη πίεση και γίνει απορρυθμίστη της. Η διάρκεια του χρονικού διαστήματος όπου η αντλία έχει βηματική λειτουργία κυμαίνεται μεταξύ 1 και 10 λεπτών και εξαρτάται από τις συνθήκες πειράματος, και το εργαζόμενο μέσο. Έπειτα, η λειτουργία της αντλίας είναι συνεχής ενώ η ρύθμιση της παροχής στην σταθερή επιθυμητή τιμή επιτυγχάνεται τόσο με τη ρύθμιση στροφών της αντλίας όσο και με ρύθμιση του λόγου παράκαμψης στο κλάδο by-pass που επιστρέφει εργαζόμενο μέσο από της έξοδο της αντλίας στο δοχείο. Ο κλάδος by-pass χρησιμεύει κατά κύριο λόγο στις χαμηλές παροχές με σκοπό η αντλία να μην λειτουργεί σε χαμηλές στροφές όπου εμφανίζει ασταθή λειτουργία (ασταθής με την έννοια ότι η παροχή ταλαντώνεται με πλάτος μεγαλύτερο του επιτρεπτού για την επίτευξη θερμικής ισορροπίας).

2.4.3. Ρύθμιση υπερθέρμανσης

Όταν πλέον η παροχή του εργαζόμενου μέσου έχει σταθεροποιηθεί, ενεργοποιείται η διάταξη του *προθερμαντήρα* πραγματοποιώντας αλλαγή φάσης (ατμοποίηση) στο εργαζόμενο μέσο έτσι ώστε αυτό να εισέλθει στο τμήμα του δείγματος σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Βασική προϋπόθεση για τη λειτουργία των ηλεκτρικών αντιστάσεων του προθερμαντήρα είναι η ύπαρξη ροής εργαζόμενου μέσου έτσι ώστε να αποφευχθεί τυχόν υπερθέρμανση από την θερμότητα που δεν θα μπορεί να αναχθεί αν δεν υπάρχει ροή. Οι ηλεκτρικές αντιστάσεις αρχικά δουλεύουν σε χαμηλό φορτίο χωρίς να ατμοποιείται εξολοκλήρου το εργαζόμενο μέσο που εισέρχεται υγρό στον προθερμαντήρα. Ολόκληρη η ατμοποίηση θα πραγματοποιηθεί όταν ξεκινήσει να διακινείται και νερό στο τμήμα του δείγματος (Ενότητα 2.4.4.). Η διάταξη του προθερμαντήρα είναι υπεύθυνη για την επίτευξη της επιθυμητής υπερθέρμανσης εισόδου στο δείγμα. Η πίεση και η θερμοκρασία στην είσοδο του δείγματος είναι αρκετά για τον υπολογισμό του τμήματος της υπερθέρμανσης εισόδου. Αν αυτό το τμήμα είναι μικρότερο από το επιθυμητό, η ισχύς στις θερμικές αντιστάσεις του προθερμαντήρα αυξάνεται, και αντίστροφα.

2.4.4. Ρύθμιση παροχής νερού και υπόψυξης

Σε αυτή τη φάση η παροχή, η πίεση και η υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο του δείγματος είναι πολύ κοντά στις επιθυμητές τιμές. Η αντλία του νερού ξεκινά να λειτουργεί και έτσι στο τμήμα του δείγματος υπάρχει μεταφορά θερμότητας μεταξύ νερού και εργαζόμενου μέσου. Με ορισμένη τη θερμοκρασία νερού εισόδου, η παροχή του νερού ρυθμίζεται από το λογισμικό με στόχο την ικανοποίηση των συνθηκών εξόδου του εργαζόμενου μέσου (δηλαδή της υπόψυξης). Εάν η υπόψυξη εξόδου είναι μικρότερη από την επιθυμητή η παροχή του νερού αυξάνεται και αντίστροφα. Γενικά όσο πιο καλή είναι η μετάδοση θερμότητας μεταξύ εργαζόμενου μέσου και νερού η παροχή του νερού είναι μικρή και ταυτόχρονα η διαφορά θερμοκρασίας του νερού εξωτερικά αυξάνει για δεδομένη θερμική ισχύ (βλέπε Ενότητα 2.3.3.). Ο Πίνακας 2-7 παρουσιάζει συγκεντρωτικά τα στάδια του πειράματος.

Πίνακας 2-7 Στάδια του πειράματος και σχετικές διατάξεις

Στάδιο (Ενότητα)	Ρύθμιση	Υπεύθυνη διάταξη	Μεταβλητή ελέγχου	
			εισόδου	εξόδου
1 (2.4.1)	Πίεσης	Πλακοειδής εναλλάκτης	$P_1 \equiv P_{ref,in}$	Παροχή νερού Ψύκτη Β
2 (2.4.2)	Παροχής εργ. μέσου	Αντλία μέσου	$F_1 \equiv \dot{m}_{ref}$	Στροφές αντλίας, λόγος παράκαμψης
3 (2.4.3)	Υπερθέρμανσης	Προθερμαντήρας	T_{SH}	Ρεύμα στις αντιστάσεις
4 (2.4.4)	Υπόψυξης	Αντλία νερού	T_{SC}	Παροχή νερού Ψύκτη Α

2.4.5. Θερμική ισορροπία

Όταν έχουν ολοκληρωθεί τα στάδια που περιεγράφηκαν παραπάνω, και μετά από κάποιο χρονικό διάστημα περίπου μιας ώρας έτσι ώστε να γίνει σταθεροποίηση των συνθηκών εισόδου και εξόδου του εργαζόμενου μέσου και του νερού στο τμήμα του δείγματος, επιτυγχάνεται η θερμική ισορροπία. Η θερμική ισορροπία είναι μέγεθος που ταλαντώνεται έντονα συναρτήσει του χρόνου και κατά τη διάρκεια μιας μέτρησης δεν πρέπει να ξεπεράσει το $\pm 5\%$. Αυτό επιτυγχάνεται παρατηρώντας συνεχώς τις κυματομορφές των μετρητικών και των θερμοδυναμικών συνθηκών συναρτήσει του χρόνου. Η θερμική ισορροπία ορίζεται

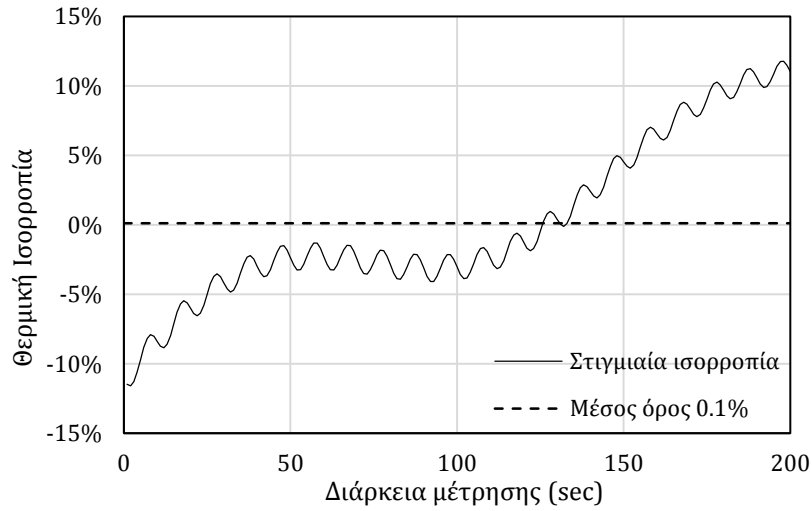
$$HB = \frac{Q_w - Q_{ref}}{Q_w} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{Q_{ref}}{Q_w}\right) \cdot 100\%$$

Όπου Q_w η θερμική ισχύς του νερού εξωτερικά [W], Q_{ref} η θερμική ισχύς του εργαζόμενου μέσου [W]. Στο αποτέλεσμα της μέτρησης η θερμική ισορροπία είναι ο μέσος όρος των τιμών που καταγράφηκαν στο χρόνο μέτρησης. Δηλαδή στη περίπτωση που ο χρόνος της μέτρησης είναι 3 λεπτά, και με δεδομένο ότι η διάταξη καταγράφει με συχνότητα 1 Hz (μια καταγραφή ανά δευτερόλεπτο), η τελική θερμική ισορροπία θα είναι

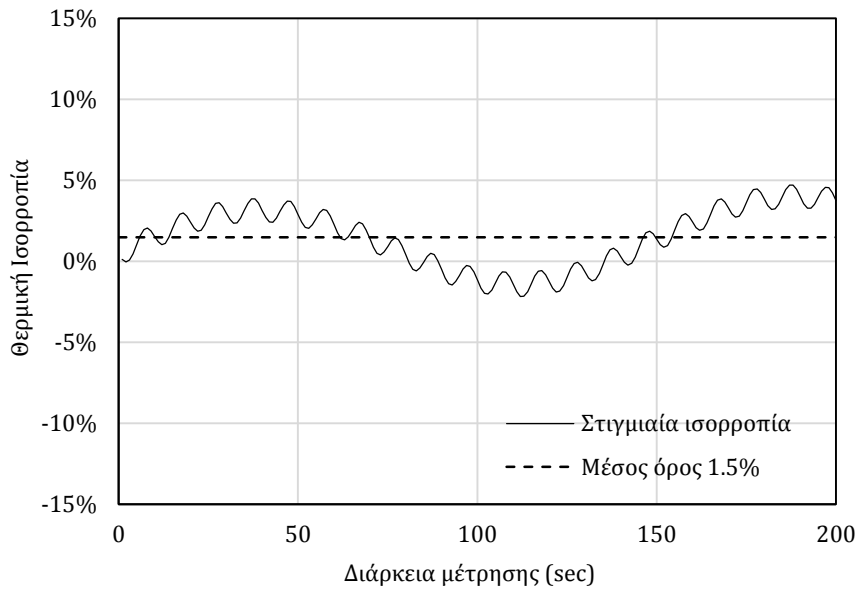
$$HB_{average} = \frac{\sum_{i=0}^{180} HB_i}{180}$$

Έτσι η τελική θερμική ισορροπία εξαρτάται από τη μορφή της ταλάντωσης της θερμικής ισορροπίας συναρτήσει του χρόνου. Ο κίνδυνος που κρύβεται στις ταλαντώσεις της θερμικής ισορροπίας είναι ότι μπορεί φαινομενικά από το αποτέλεσμα ο μέσος όρος της μέτρησης να είναι εντός ορίου, και μάλιστα αρκετά χαμηλός, και στη πραγματικότητα το όριο του $\pm 5\%$ να έχει ξεπεραστεί κατά τη διάρκεια της μέτρησης λόγω των ταλαντώσεων. Τέτοιες ταλαντώσεις παρουσιάζονται στα Σχήματα 2-16, 2-17 με τη θερμική ισορροπία συναρτήσει του χρόνου μέτρησης, στην περίπτωση μιας άκυρης και μιας έγκυρης μέτρησης αντίστοιχα. Όπως είναι φανερό μια άκυρη μέτρηση μπορεί να παρουσιάσει μέσο όρο θερμικής ισορροπίας μικρότερο ακόμη και από μια έγκυρη μέτρηση. Ο τρόπος αποφυγής αυτού του είδους το σφάλμα είναι η συνεχής

παρακολούθηση των αποτελεσμάτων σε μορφές γραφημάτων σε ζωντανό χρόνο ώστε να υπάρχει μέγιστη εποπτεία όλων των θερμοδυναμικών μεγεθών και τελικά της θερμικής ισορροπίας κατά τη διάρκεια των μετρήσεων.



Σχήμα 2-16 Θερμική ισορροπία-χρόνος σε άκυρη μέτρηση



Σχήμα 2-17 Θερμική ισορροπία-χρόνος σε έγκυρη μέτρηση

3. Υπολογισμοί

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται οι υπολογισμοί μέσα από τους οποίους είναι δυνατή η διεξαγωγή του συντελεστή μετάδοσης θερμότητάς και των μεγεθών που περιγράφουν τη μεταβολή όπως η υπερθέρμανση εισόδου και η υπόψυξη εξόδου του εργαζόμενου μέσου στο τμήμα του δείγματος. Αρχικά υπολογίζονται τα θερμοδυναμικά μεγέθη της μεταβολής όπως οι θερμικές ισχύς νερού και εργαζόμενου μέσου. Στη συνέχεια υπολογίζεται η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά των ρευμάτων μέσα από την οποία υπολογίζεται και η συνολική θερμική αντίσταση του τμήματος του δείγματος. Έπειτα υπολογίζονται τα τμήματα υπερθέρμανσης και η υπόψυξης. Μετά προσδιορίζεται ο εσωτερικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του νερού με χρήση της πειραματικής μεθόδου Wilson Plot και συγκρίνεται με άλλες ημιεμπειρικές σχέσεις (Colburn, Gnielinski, αναλογία Von Karman) και συνοδεύεται με τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών του τμήματος του δείγματος. Ακολουθεί ο προσδιορισμός του εσωτερικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του εργαζόμενου μέσου με τη μέθοδο των θερμικών αντιστάσεων. Τέλος υπολογίζεται η μεταφορά του σφάλματος των μετρητικών οργάνων μέσα από τις συναρτήσεις υπολογισμού.

3.1. Θερμοδυναμικά μεγέθη

3.1.1. Θερμική ισχύς νερού

Για το τμήμα του νερού από τα μετρητικά όργανα είναι γνωστά:

- $T_{w,in}$ η θερμοκρασία εισόδου του νερού [°C]
- $T_{w,out}$ η θερμοκρασία εξόδου του νερού [°C]
- ΔP_w η διαφορά πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου του νερού [mbar]
- \dot{m}_w , η παροχή μάζας του νερού [kg/h]

Ο υπολογισμός της θερμικής ισχύος του νερού γίνεται μέσα από τη διαφορά ενθαλπιών εισόδου και εξόδου στο τμήμα του δείγματος. Ο προσδιορισμός των ενθαλπιών γίνεται με χρήση του REFPROP όπως:

- $h_{w,in} = h(1atm, T_{in})$ η ενθαλπία εισόδου του νερού [kJ/kg]
- $h_{w,out} = h(1atm, T_{out})$ η ενθαλπία εξόδου του νερού [kJ/kg]

Οι ιδιότητες του νερού λαμβάνονται σε ατμοσφαιρική πίεση καθώς οι μεταβολές των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του νερού (ενθαλπία, πυκνότητα) σε θερμοκρασίες 0~30 °C είναι μικρές και αμελούνται. Για παράδειγμα η ενθαλπία του νερού θερμοκρασίας 20°C σε πίεση 3 bar είναι μόλις κατά 0.3% μεγαλύτερη από την ενθαλπία σε 1 bar, το αντίστοιχο ποσοστό για την πυκνότητα είναι 0.01%. Στο κύκλωμα του νερού η πίεση δεν ξεπερνά τα 3 bar και η παραδοχή αυτή υιοθετείται καθώς με αυτόν τον τρόπο αποφεύγεται το κόστος δύο ακόμη μετρητικών πίεσης κατά τη κατασκευή. Παρόλα αυτά κατά τον υπολογισμό του σφάλματος μέτρησης λαμβάνεται υπόψιν η παραδοχή αυτή. Αφού υπολογιστούν οι ενθαλπίες εισόδου και εξόδου, η ενθαλπική διαφορά είναι

$$\Delta h_w = h_{w,out} - h_{w,in} \quad [kJ/kg]$$

Τότε η θερμική ισχύς του νερού είναι

$$Q_w = \frac{\dot{m}_w}{3.6} (h_{out} - h_{in}) = \frac{\dot{m}_w}{3.6} \Delta h_w \quad [W]$$

Κατά το τεστ της συμπύκνωσης το νερό θερμαίνεται δηλαδή $Q_{w,cond} > 0$.

3.1.2. Θερμική ισχύς εργαζόμενου μέσου

Εδώ παρουσιάζεται ο τρόπος με τον οποίο από τις ενδείξεις των μετρητικών οργάνων προσδιορίζεται η θερμική ισχύς του εργαζόμενου μέσου. Από τα μετρητικά όργανα για το τμήμα του εργαζόμενου μέσου είναι γνωστά:

- $T_{ref,in}$ η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου [$^{\circ}C$]
- $T_{ref,out}$ η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου [$^{\circ}C$]
- $P_{ref,in}$ η μανομετρική πίεση εισόδου του εργαζόμενου μέσου [bar]
- $P_{ref,out}$ η μανομετρική πίεση εξόδου του εργαζόμενου μέσου [bar]
- ΔP_{ref} η διαφορά πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου του εργ. μέσου [$mbar$]
- \dot{m}_{ref} η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου [kg/h]

Στην είσοδο και στην έξοδο του εργαζόμενου μέσου στο τμήμα του δείγματος το μέσο είναι μονοφασικό, στην είσοδο υπέρθερμος ατμός και στην έξοδο υπόψυκτο υγρό. Έτσι οι ενθαλπίες εισόδου και εξόδου βρίσκονται από τα στοιχεία του REFPROP σε συνάρτηση με την πίεση και τη θερμοκρασία, δηλαδή

$$- h_{ref,in} = h(P_{ref,in}, T_{ref,in}) \text{ η ενθαλπία εισόδου του μέσου [kJ/kg]}$$

$$- h_{ref,out} = h(P_{ref,out}, T_{ref,out}) \text{ η ενθαλπία εξόδου του μέσου [kJ/kg]}$$

Οι ενδείξεις των μετρητών πίεσης είναι η μανομετρική πίεση, κι έτσι κατά τον προσδιορισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων πρέπει να δίνεται προσοχή έτσι ώστε είτε τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά να λαμβάνονται ως προς τη μανομετρική πίεση, ή ο υπολογισμός να γίνεται για την απόλυτη πίεση η οποία είναι $P_{abs} = P + 1 \text{ atm}$. Αφού υπολογιστούν οι ενθαλπίες εισόδου και εξόδου, η ενθαλπική διαφορά είναι

$$\Delta h_{ref} = h_{ref,out} - h_{ref,in} \quad [kJ/kg]$$

Τότε η θερμική ισχύς του εργαζόμενου μέσου που συμπυκνώνεται είναι

$$Q_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{3.6} (h_{ref,out} - h_{ref,in}) = \frac{\dot{m}_{ref}}{3.6} \Delta h_{ref} \quad [W]$$

Η παραπάνω σχέση θα δώσει αρνητικό πρόσημο ($Q_{ref} < 0$), αυτό συμβαίνει διότι από το εργαζόμενο μέσο αφαιρείται θερμότητα - ψύχεται, δηλαδή η θερμοροή είναι προς το νερό. Με άλλα λόγια το εργαζόμενο μέσο ψύχεται. Γενικά όμως η θερμική ισχύς εκφράζεται με θετικό πρόσημο.

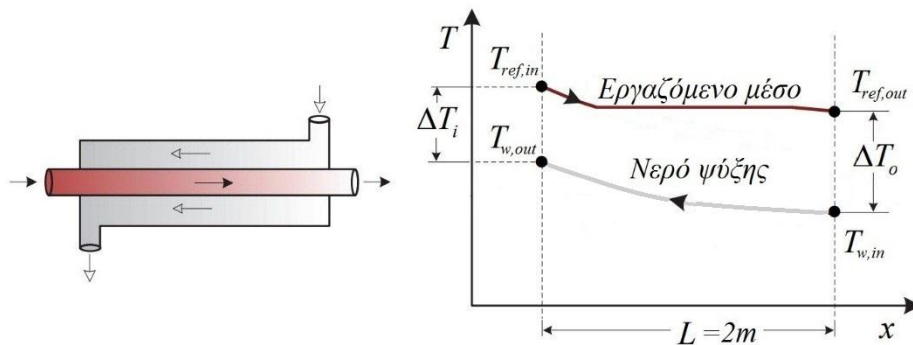
3.1.5 Μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά

Η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά (LMTD) είναι μέγεθος που περιγράφει τη μεταφορά θερμότητας σε εναλλάκτες. Για απλό εναλλάκτη αντιρροής όπως αυτός του εργαστηρίου και του Σχήματος 3-1 η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά σε ορίζεται

$$LMTD = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}}$$

Όπου

$$\Delta T_i = T_{ref,in} - T_{w,out}, \quad \Delta T_o = T_{ref,out} - T_{w,in}$$



Σχήμα 3-1 Εναλλάκτης αντιρροής και θερμοκρασίες ρευμάτων κατά τη συμπίκνωση

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 3-1 το ρεύμα του εργαζόμενου μέσου χωρίζεται σε τρία τμήματα ως προς την κλίση της θερμοκρασίας συναρτήσεως του μήκους. Το πρώτο (από την είσοδο) αντιστοιχεί σε υπέρθερμο ατμό, το δεύτερο στη διαφασική κατάσταση (όπου λανθάνουσα θερμότητα μεταφέρεται χωρίς πτώση της θερμοκρασίας), και το τρίτο σε υπόψυκτο υγρό. Όπου οι γεωμετρίες του εναλλάκτη απέχουν από την απλή περίπτωση του σωλήνα μέσα σε σωλήνα, χρησιμοποιούνται ανάλογοι συντελεστές επί της $LMTD$. Στην περίπτωση του εργαστηρίου δεν χρειάζεται χρήση κάποιου τέτοιου συντελεστή καθώς το τμήμα του δείγματος είναι ένας απλός εναλλάκτης αντιρροής. Μέσα από τον παραπάνω ορισμό μπορεί να υπολογιστεί και η μεταφερόμενη θερμική ισχύς στον εναλλάκτη

$$Q = a_{ov} \cdot A \cdot LMTD$$

Όπου Q [W] η μεταφερόμενη θερμότητα, a_{ov} [W/m^2K] ο συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (ο οποίος διαφέρει από τον συντελεστή που περιγράφει το σωλήνα, που είναι ο εσωτερικός συντελεστής συναγωγής του εργαζόμενου μέσου) και A [m^2] η επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας. Είναι φανερό ότι αύξηση της λογαριθμικής διαφοράς με σταθερά τα a και A οδηγεί σε αύξηση της μεταφερόμενης θερμότητας. Στη πράξη ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας είναι μεταβλητή που επηρεάζεται από τα θερμοκρασιακά επίπεδα της διεργασίας.

3.1.6. Υπερθέρμανση και υπόψυξη

Τα τμήματα υπερθέρμανσης και υπόψυξης αποτελούν βασικές μεταβλητές εισόδου και εξόδου του εργαζόμενου μέσου. Αρχικά από τις γνωστές πιέσεις εισόδου και εξόδου στο τμήμα του δείγματος υπολογίζονται οι θερμοκρασίες κορεσμού

$$T' = f(P_{ref,in})$$

$$T'' = f(P_{ref,out})$$

Από τις θερμοκρασίες κορεσμού μπορούν να υπολογιστούν τα τμήματα υπερθέρμανσης και υπόψυξης

$$\text{Υπερθέρμανση εισόδου} \quad T_{SH} = T_{ref,in} - T''$$

$$\text{Υπόψυξη εξόδου} \quad T_{SC} = T' - T_{ref,out}$$

Ακόμη ορίζεται η μέση θερμοκρασία συμπύκνωσης, που αποτελεί και τη θερμοκρασία αλλαγής φάσης

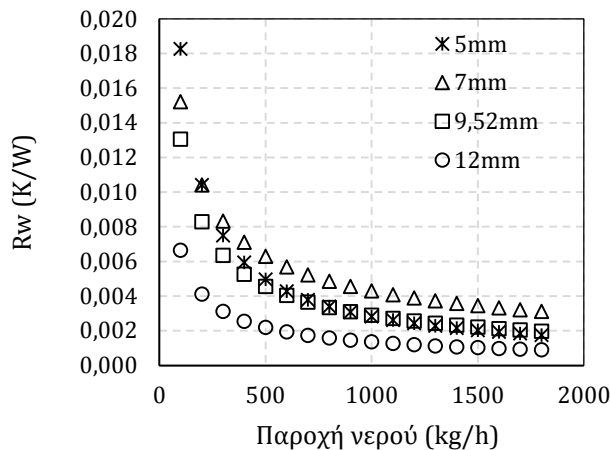
$$T_{cond} = \frac{T' + T''}{2}$$

3.2. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας νερού

3.2.1. Πειραματική μέθοδος Wilson Plot

Η εύρεση του συντελεστή συναγωγιμότητας μέσω του νόμου ψύξης του Newton, υστερεί στο γεγονός ότι σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, η θερμοκρασία του διαχωριστικού τοιχώματος δεν είναι σταθερή και γνωστή, αλλά ούτε μπορεί να μετρηθεί εύκολα. Για το λόγο αυτό, το 1915 ο Wilson[21], ανέπτυξε μια γραφική μέθοδο με την οποία μπορούσε να εκτιμήσει τον συντελεστή συναγωγής σε εναλλάκτες κελύφους-σωλήνων και είναι βασισμένος στη θεωρία των θερμικών αντιστάσεων. Στην περίπτωση του εργαστηρίου η διαδικασία προσδιορισμού του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του εξωτερικού νερού περιλαμβάνει ένα τεστ νερού-νερού, που σημαίνει ότι και στα δύο ρεύματα του τμήματος του δείγματος κυκλοφορεί νερό. Για κάθε διάσταση (που αντιστοιχεί σε μια εξωτερική διάμετρο του χαλκοσωλήνα) πραγματοποιείται τεστ με το εξωτερικό νερό να ψύχει το εσωτερικό προσομοιώνοντας τις συνθήκες που επικρατούν και στα τεστ συμπύκνωσης. Οι θερμοκρασίες για το εξωτερικό νερό κυμαίνονται μεταξύ 15 – 25 °C ενώ για το εσωτερικό είναι 30 – 35 °C. Καταγράφοντας τα θερμικά φορτία για όλο το εύρος της λειτουργίας των αντλιών και με χρήση της μεθοδολογίας Wilson Plot κατασκευάζονται διαγράμματα της θερμικής αντίστασης του νερού συναρτήσει της παροχής του νερού, αυτά φαίνονται στο Σχήμα 3-2 για διάφορες διαστάσεις του χαλκοσωλήνα. Τα πειράματα νερού-νερού έχουν πραγματοποιηθεί από τον κατασκευαστή της διάταξης. Η συνάρτηση που παρεμβάλλεται μεταξύ των πειραματικών τιμών του τεστ και από την οποία τελικά λαμβάνονται οι τιμές της θερμικής αντίστασης του νερού για τους υπολογισμούς είναι της μορφής $R_w = b \cdot \dot{m}_w^c$. Οι συντελεστές b, c παρουσιάζονται στον Πίνακα 3-1. Για τις διαστάσεις χαλκοσωλήνα 12mm, 9.525mm και 7mm χρησιμοποιείται κοινή διάσταση εξωτερικού σωλήνα με εσωτερική διάμετρο 16mm. Για αυτές τις διαστάσεις η θερμική αντίσταση του νερού συναρτήσει της παροχής φαίνεται να αυξάνει καθώς η διάσταση μειώνεται, αυτό είναι αναμενόμενο καθώς όσο η διάσταση μειώνεται τόσο αυξάνει η επιφάνεια του προφίλ της

ροής κι έτσι η ταχύτητα ροής μειώνεται με αντίστοιχη μείωση την μετάδοσης θερμότητας. Για τη διάσταση χαλκοσωλήνα 5mm έχει χρησιμοποιηθεί χαλκοσωλήνας διάστασης. Για αυτό στο Σχήμα 3-2 ενώ η θερμική αντίσταση του νερού φαίνεται να αυξάνεται καθώς η διάμετρος μειώνεται για τις διαστάσεις 12mm, 9.525mm και 7mm που χρησιμοποιείται κοινή διάσταση εξωτερικού σωλήνα ενώ η διάσταση των 5mm δεν ακολουθεί αυτή τη τάση αφού χρησιμοποιείται μικρότερος εξωτερικός σωλήνας.



Σχήμα 3-2 Θερμική αντίσταση νερού μεθόδου Wilson Plot

Πίνακας 3-1 Συντελεστές Wilson Plot

Tube Dout (mm)	Συντελεστές Wilson Plot	
	b	c
5	0.765	-0.811
7	0.191	-0.549
9.525	0.266	-0.655
12	0.160	-0.691

3.2.2. Ημιεμπειρική σχέση Colburn

Για εξαναγκασμένη συναγωγή οι ημιεμπειρικές μέθοδοι στην πλειοψηφία τους βασίζονται στην εξάρτηση του αριθμού Nusselt με τους αδιάστατους αριθμούς Reynolds, και Prandtl όπως

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Ο αριθμός Pr καθώς και τα άλλα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του νερού λαμβάνονται στη μέση θερμοκρασία του νερού για ατμοσφαιρική πίεση, δηλαδή στη θερμοκρασία

$$T_m = \frac{T_{w,in} + T_{w,out}}{2}$$

Ο αριθμός Reynolds ρευστού που ρέει σε αγωγό δίνεται

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} = \frac{V D_H}{\nu} = \frac{Q D_H}{\nu A_\Delta}$$

Όπου D_H η υδραυλική διάμετρος [m], Q η παροχή όγκου [m^3/s], A_Δ η επιφάνεια διατομής [m^2], V η μέση ταχύτητα του ρευστού [m/s], μ το δυναμικό ιξώδες [$Pa \cdot s = N \cdot s/m^2$], ν το κινηματικό ιξώδες ($\nu = \mu/\rho$) [m^2/s], ρ η πυκνότητα του ρευστού [kg/m^3]. Για ροή ρευστού σε σωλήνα η υδραυλική διάμετρος είναι η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα. Για σχήματα τετράγωνα, τρίγωνα δακτυλίους όπου τα μήκη και τα πλάτη είναι συγκρίσιμα, η υδραυλική διάμετρος δίνεται

$$D_H = \frac{4A_\Delta}{P}$$

Όπου A_{Δ} [m^2] η επιφάνεια διατομής και P [m] η βρεχόμενη περίμετρος. Η βρεχόμενη περίμετρος ενός αγωγού είναι η συνολική περίμετρος του αγωγού που βρίσκεται σε επαφή με το ρευστό. Στη περίπτωση του εργαστηρίου για δακτυλιοειδή αγωγό η υδραυλική διάμετρος δίνεται

$$D_{H,\delta} = D_o - D_i$$

Όπου D_o η εσωτερική διάμετρος του εξωτερικού σωλήνα, D_i η εξωτερική διάμετρος του εσωτερικού σωλήνα. Η σχέση Colburn αποτελεί μια από τις πιο απλές και συχνά χρησιμοποιούμενες ημιεμπειρικές σχέσεις προσδιορισμού του αριθμού Nusselt σε τυρβώδη ροή και εκφράζεται [22]:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{1/3}$$

$$10000 \leq Re, 0.7 \leq Pr \leq 160$$

Στη πράξη η σχέση Colburn λόγω της απλότητας της χρησιμοποιείται και σε χαμηλότερους αριθμούς Reynolds αρκεί η ροή να είναι τυρβώδεις. Εδώ σε κάποιες χαμηλές παροχές του νερού ενώ η ροής είναι τυρβώδης ο αριθμός Reynolds είναι μικρότερος από 10^4 , στις περιπτώσεις αυτές ελέγχεται γραφικά η συνέχεια του αποτελέσματος σχετικά με τις τιμές που ικανοποιούν τον περιορισμό $Re \geq 10000$

3.2.3. Ημιεμπειρική σχέση Gnielinski

Ο μέσος αριθμός Nusselt του νερού για εξαναγκασμένη συναγωγή στο εσωτερικό του δακτυλιοειδή αγωγού είναι [22]

$$Nu = \frac{(f_D/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f_D/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$$

$$2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6, 0.5 \leq Pr \leq 2000$$

Όπου f_D ο συντελεστής τριβής Darcy, ο οποίος προσδιορίζεται από την εξίσωση Darcy-Weisbach ως

$$f_D = \frac{2D_H \Delta P}{\rho V^2 L}$$

Όπου $\Delta P/L$ η πτώση πίεσης ανά μονάδα μήκους [Pa/m], V η μέση ταχύτητα του ρευστού [m/s], D_H η υδραυλική διάμετρος [m]. Συχνά η παραπάνω σχέση εκφράζεται μέσω του συντελεστή τριβής Fanning, ο οποίος είναι

$$f = f_D/4$$

Η πτώση πίεσης του νερού από την είσοδο λαμβάνεται από την καταγραφή του μετρητικού διαφοράς πίεσης ενώ το μήκος του αγωγού είναι $L = 2m$.

3.2.4. Αναλογία von Karman

Ο von Karman διεύρυνε την αναλογία Prandtl διακρίνοντας το πεδίο ροής σε τρεις περιοχές σε ένα συνεκτικό υπόστρωμα, σε μια μεταβατική περιοχή και σε μια πλήρως τυρβώδη ροή για την έκφραση της αναλογίας μεταξύ μεταφοράς θερμότητας και ορμής. Η αναλογία αυτή εκφράζεται [22]

$$Nu = \frac{Re \cdot Pr \cdot f_D / 8}{Z} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^n$$

$$Z = 1 + 5 \left[(Pr - 1) + \ln \left(\frac{5Pr + 1}{6} \right) \right] \left(\frac{f_D}{8} \right)^{1/2}$$

$$2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6, 0.5 \leq Pr \leq 30$$

Όπου μ το δυναμικό ιξώδες στη μέση θερμοκρασία του νερού [$\mu Pa \cdot s$], μ_s το δ. ιξώδες στη θερμοκρασία τοιχώματος του χαλκοσωλήνα [$\mu Pa \cdot s$]. Ο εκθέτης n είναι 0.11 και 0.25 στη περίπτωση θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα. Στη περίπτωση του εργαστηρίου το νερό θερμαίνεται και $n = 1$. Ως εκτίμηση της θερμοκρασία του τοιχώματος θεωρείται η θερμοκρασία αλλαγής φάσης του διφασικού εργαζόμενου μέσου (συνήθως 35°C). Η παραδοχή αυτή έχει μικρή επίδραση στο αποτέλεσμα. Για παράδειγμα απόκλιση 10°C στη θερμοκρασία λήψης του ιξώδους επιδρά στον υπολογιζόμενο αριθμό Nu μόλις κατά 1%. Η αναλογία von Karman δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα σε αριθμούς Prandtl έως 30. Όταν $Pr = 1$ η αναλογία von Karman ισοδυναμεί με την αναλογία Reynolds.

Αφού προσδιοριστεί ο αριθμός Nusselt ο μέσος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του νερού σε όλες τις περιπτώσεις και

$$\alpha_w = \frac{Nuk}{D_H} \quad [W/m^2K]$$

Η μέση θερμική αντίσταση του νερού είναι

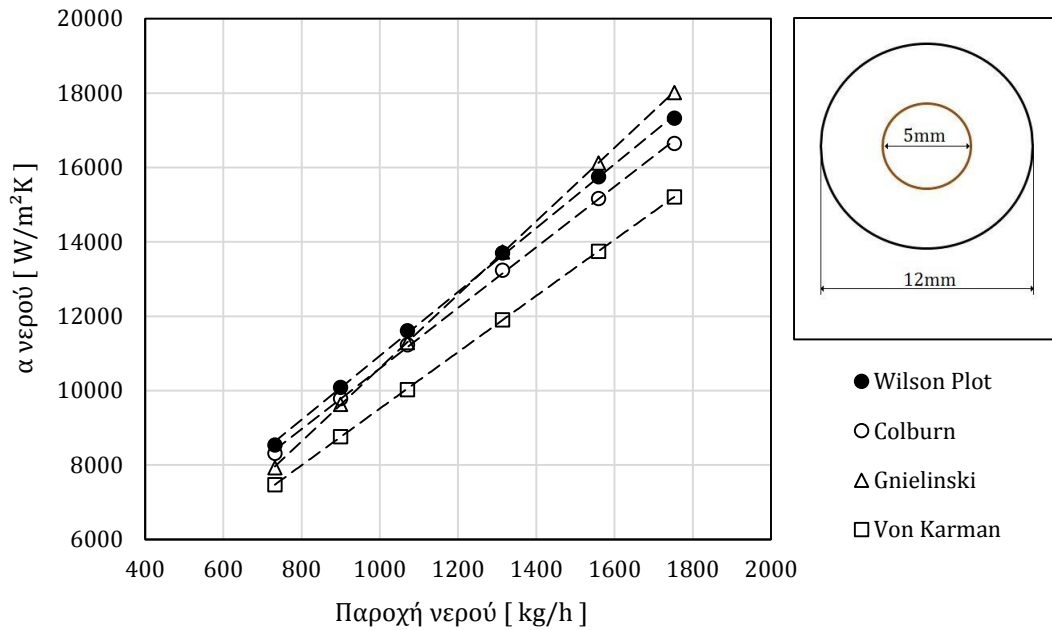
$$R_w = \frac{1}{\alpha_w A_w} \quad [K/W]$$

Όπου A_w η επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας από το χαλκοσωλήνα στο νερό, αν δηλαδή η εξωτερική διάμετρος και το μήκος του χαλκοσωλήνα είναι D_i και L αντίστοιχα, είναι

$$A_w = \pi D_o L \quad [m^2]$$

3.2.5. Σύγκριση μεταξύ μεθόδων

Κατά τη διεξαγωγή αποτελεσμάτων χρησιμοποιείται η πειραματική μέθοδος Wilson Plot ενώ οι ημιεμπειρικές σχέσεις Colburn, Gnielinski και von Karman κύριο έχουν εφαρμόζονται για συγκριτικούς λόγους. Για το εύρος των μετρήσεων της παρούσας εργασίας και σε σχέση με μέθοδο Wilson Plot η μέθοδος Colburn παρουσιάζει απόκλιση από -18% έως +22%, η μέθοδος Gnielinski από -35% έως +18%, και η μέθοδος von Karman από -22% έως +0%. Οι αποκλίσεις αυτές οφείλονται κυρίως στη παραδοχή ότι το τμήμα που ρέει το νερό είναι εξολοκλήρου δακτυλιοειδής αγωγός. Στη πραγματικότητα η είσοδος και οι έξοδος του νερού περιλαμβάνουν πιο σύνθετη γεωμετρία που δεν λαμβάνεται υπόψιν σε καμία ημιεμπειρική μέθοδο παρά στη μέθοδο Wilson Plot που περιλαμβάνει μετρήσεις από τη διάταξη. Τα αποτελέσματα στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του νερού δεν παρουσιάζουν ομοιόμορφη δομή με την έννοια ότι ισχύουν κάποιοι γενικοί κανόνες για όλες τις διαστάσεις.

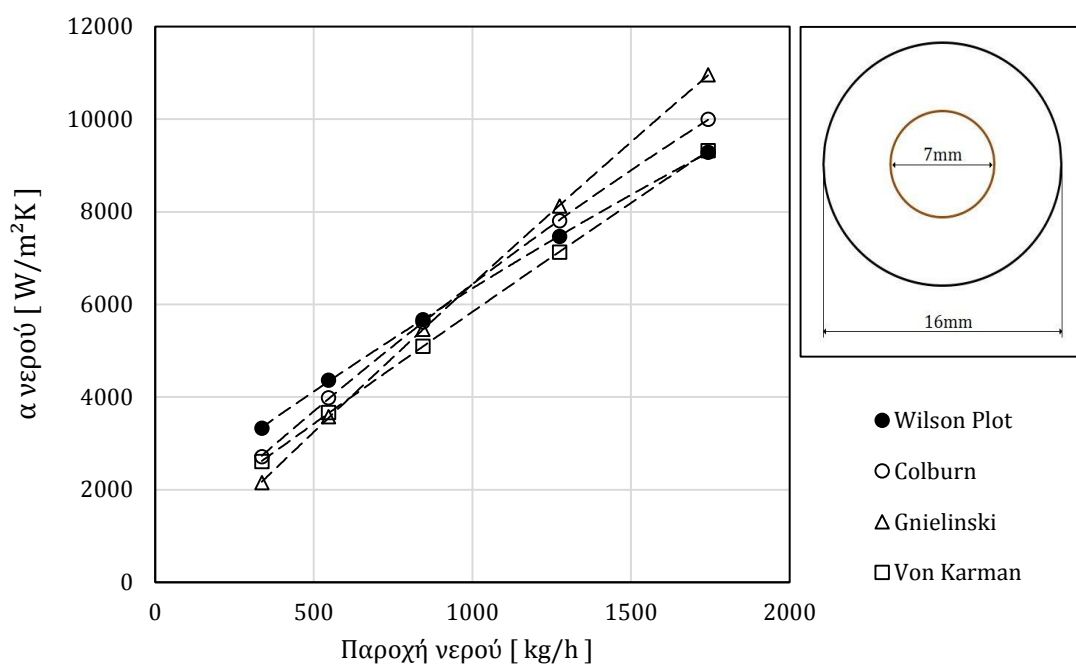


Σχήμα 3-3 ΣΜΘ του νερού των μεθόδων Wilson Plot, Colburn, Gnielinski και Von Karman στη διάσταση 5mm

Στη διάσταση χαλκοσωλήνα 5mm ενώ ο εξωτερικός σωλήνας έχει εσωτερική διάμετρο 12mm από το Σχήμα 3-3 και τον Πίνακα 3-2 η μέθοδος Colburn παρουσιάζει τη μικρότερη απόκλιση σε σχέση με τη Wilson Plot που είναι από -3% έως -4% ενώ η μέθοδος von Karman κυμαίνεται από -12% έως -14%. Ο συντελεστής του νερού της μεθόδου Gnielinski είναι ίδιος με τη Wilson Plot στη παροχή του νερού 1313 kg/h και υψηλότερος σε μεγαλύτερες παροχές. Οι μέθοδοι και παρουσιάζουν σχετικά σταθερή απόκλιση με τη Wilson Plot και οι γραμμικές παρεμβολές ($R^2 \geq 0.99$) των σημείων τους είναι παράλληλες.

Πίνακας 3-2 Στοιχεία νερού ψύξης για σωλήνα μέτρηση σωλήνα 5mm

T_m °C	\dot{m}_w kg/h	V m/s	Re -	Pr -	α_w (W/m^2K)				Ποσοστιαία διαφορά σε σχέση με WP		
					WP	Clbrn	Gnlski	VK	Clbrn	Gnlski	VK
20,2	732	2,2	15269	6,98	8532	8310	7929	7466	-3%	-7%	-13%
20,1	899	2,7	18717	7,00	10083	9785	9632	8763	-3%	-4%	-13%
20,0	1070	3,2	22226	7,02	11612	11233	11291	10028	-3%	-3%	-14%
20,0	1313	3,9	27295	7,01	13705	13237	13728	11901	-3%	0%	-13%
19,9	1559	4,6	32329	7,03	15749	15164	16121	13746	-4%	2%	-13%
19,9	1753	5,2	36313	7,04	17324	16647	18012	15209	-4%	4%	-12%

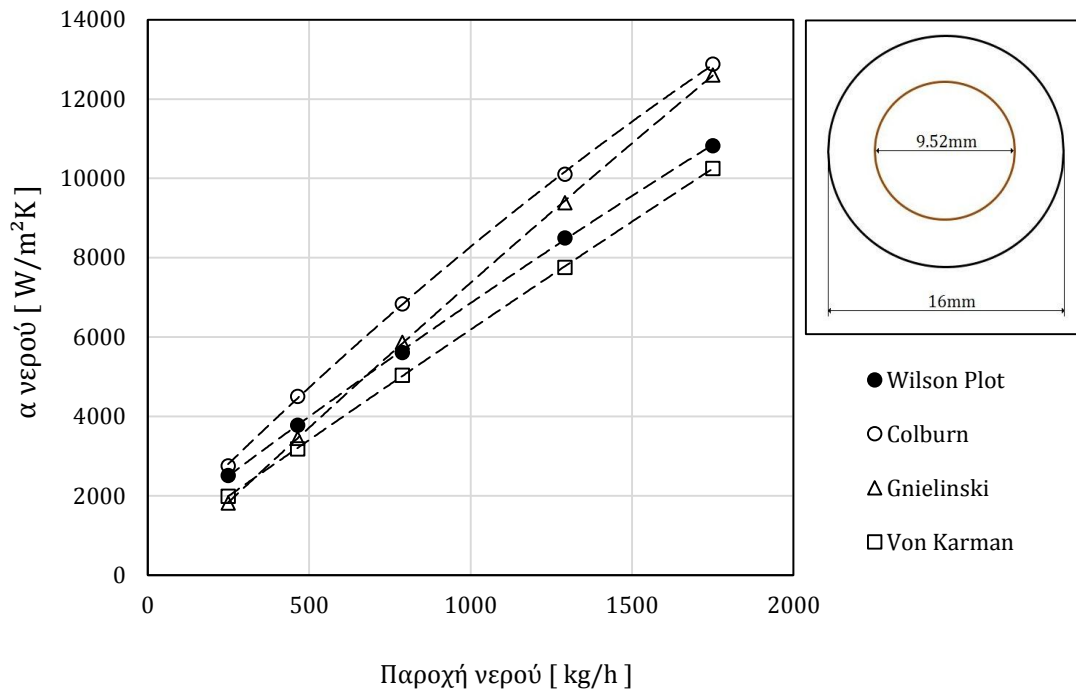


Σχήμα 3-4 ΣΜΘ του νερού των μεθόδων Wilson Plot, Colburn, Gnielinski και Von Karman στη διάσταση 7mm

Στη διάσταση χαλκοσωλήνα 7mm ενώ ο εξωτερικός σωλήνας έχει εσωτερική διάμετρο 16mm από το Σχήμα 3-4 και 3-3 τον Πίνακα η μέθοδος Wilson Plot γενικά παρουσιάζει το υψηλότερο συντελεστή συναγωγής του νερού στις μικρές και μεσαίες παροχές ενώ στη μέγιστη παροχή 1743 kg/h η μέθοδος von Karman έχει τον ίδιο συντελεστή, μέθοδος Colburn μεγαλύτερο κατά 8% και η μέθοδος Gnielinski μεγαλύτερο κατά 18%.

Πίνακας 3-3 Στοιχεία νερού ψύξης για σωλήνα μέτρηση σωλήνα 7mm

T_m °C	\dot{m}_w kg/h	V m/s	Re	Pr	α_w (W/m^2K)				Ποσοστιαία διαφορά σε σχέση με WP		
					WP	Clbrn	Gnlski	VK	Clbrn	Gnlski	VK
21,4	336	0,6	5461	6,8	3327	2712	2149	2607	-18%	-35%	-22%
21,1	546	1,0	8817	6,8	4366	3984	3572	3665	-9%	-18%	-16%
20,9	844	1,6	13530	6,9	5670	5619	5464	5096	-1%	-4%	-10%
20,7	1275	2,4	20381	6,9	7468	7803	8118	7127	4%	9%	-5%
20,6	1743	3,2	27744	6,9	9280	9994	10955	9316	8%	18%	0%

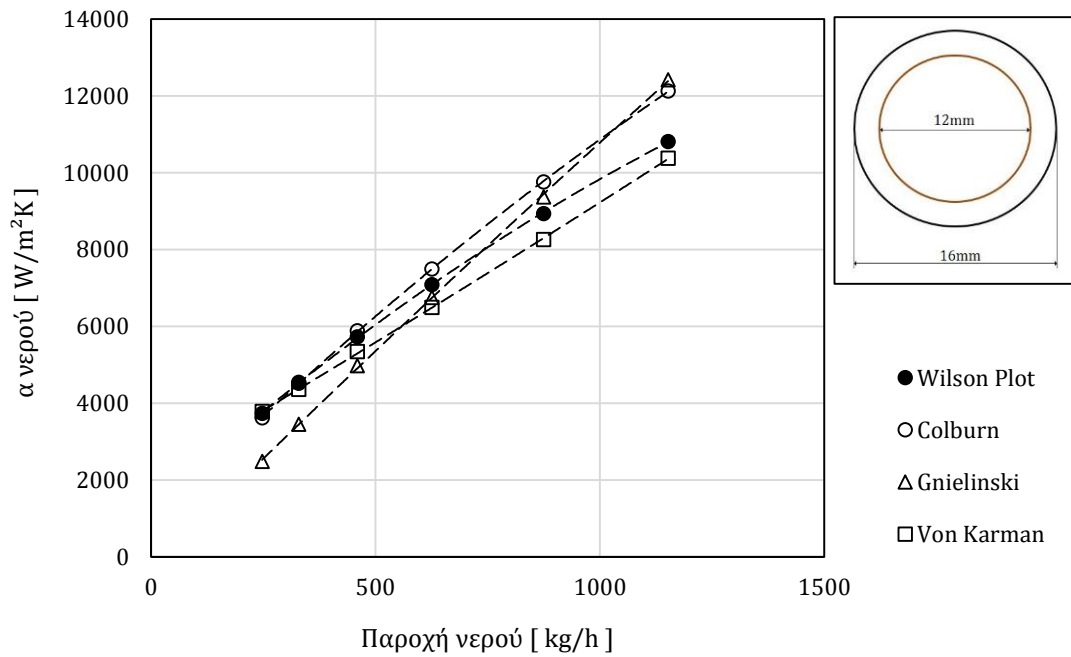


Σχήμα 3-5 ΣΜΘ του νερού των μεθόδων Wilson Plot, Colburn, Gnielinski και Von Karman στη διάσταση 9.52mm

Στη διάσταση χαλκοσωλήνα 9,52mm ενώ ο εξωτερικός σωλήνας έχει εσωτερική διάμετρο 16mm από το Σχήμα 3-6 και τον Πίνακα 3-4 η μέθοδος Wilson Plot παρουσιάζει υψηλότερο συντελεστή από τη μέθοδο von Karman και χαμηλότερο από τη μέθοδο Colburn. Η μέθοδος Gnielinski παρουσιάζει απόκλιση 5% στα 788 kg ενώ στις χαμηλές παροχές έως και -28%.

Πίνακας 3-4 Στοιχεία νερού ψύξης για σωλήνα μέτρηση σωλήνα 9.52mm

T_m °C	\dot{m}_w kg/h	V m/s	Re	Pr	α_w (W/m²K)				Ποσοστιαία διαφορά σε σχέση με WP		
					WP	Clbrn	Gnlski	VK	Clbrn	Gnlski	VK
20,2	249	0,5	3470	6,97	2518	2762	1825	1995	10%	-28%	-21%
19,7	464	1,0	6372	7,08	3783	4506	3452	3187	19%	-9%	-16%
19,2	788	1,7	10702	7,16	5618	6842	5873	5044	22%	5%	-10%
18,9	1291	2,8	17394	7,23	8504	10112	9395	7763	19%	10%	-9%
18,8	1750	3,8	23527	7,25	10829	12882	12607	10256	19%	16%	-5%



Σχήμα 3-6 ΣΜΘ του νερού των μεθόδων Wilson Plot, Colburn, Gnielinski και Von Karman στη διάσταση 12mm

Στη διάσταση χαλκοσωλήνα 12mm ενώ ο εξωτερικός σωλήνας έχει εσωτερική διάμετρο 16mm από το Σχήμα 3-8 και τον Πίνακα 3-5 οι μέθοδοι Colburn και von Karman παρουσιάζουν σχετικά χαμηλή απόκλιση με τη Wilson Plot. Όλες οι μέθοδοι αποκλίνουν και θετικά και αρνητικά από τη Wilson Plot, δηλαδή οι καμπύλες τέμνουν την καμπύλη της Wilson Plot.

Πίνακας 3-5 Στοιχεία νερού ψύξης για σωλήνα μέτρηση σωλήνα 12mm

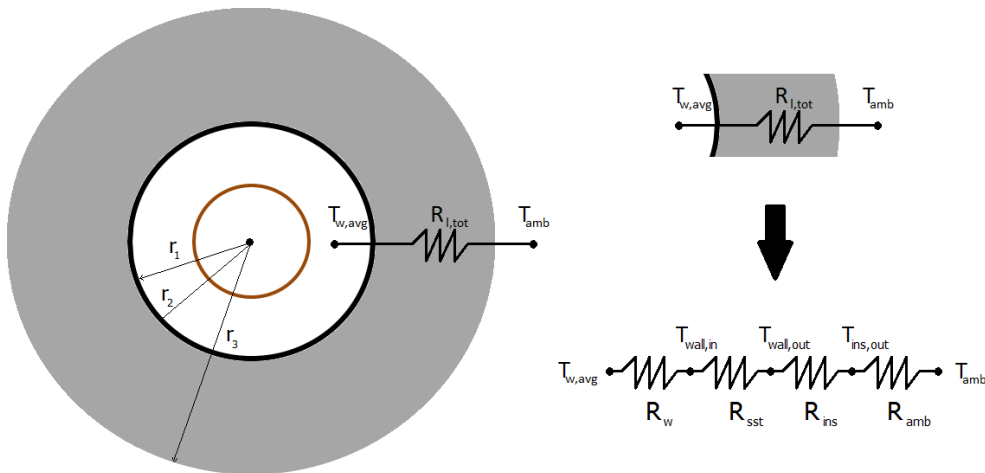
T_m °C	\dot{m}_w kg/h	V m/s	Re -	Pr -	$\alpha_w (W/m^2K)$				Ποσοστιαία διαφορά σε σχέση με WP		
					WP	Clbrn	Gnlski	VK	Clbrn	Gnlski	VK
20,8	247	0,7	3126	6,86	3734	3620	2485	3785	-3%	-33%	1%
20,4	329	0,9	4119	6,93	4548	4525	3456	4358	-1%	-24%	-4%
20,1	460	1,3	5704	7,00	5731	5884	4981	5342	3%	-13%	-7%
19,7	626	1,7	7703	7,07	7091	7496	6754	6496	6%	-5%	-8%
19,4	875	2,4	10685	7,13	8940	9759	9374	8264	9%	5%	-8%
19,2	1152	3,2	13995	7,17	10813	12126	12419	10377	12%	15%	-4%

3.2.6. Θερμικές απώλειες

Οι θερμικές απώλειες στο τμήμα του δείγματος περιγράφονται από τη θερμική ισχύ που προστίθεται στο νερό ψύξης από το περιβάλλον. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{amb} είναι υψηλότερη από τη μέση θερμοκρασία του νερού $T_{w,m} = T_{w,avg}$ που ρέει στο δακτύλιο με

$$0 \leq T_{amb} - T_{w,avg} \leq 10 \text{ K}$$

Μεταξύ αυτών των δύο θερμοκρασιών η συνολική αντίσταση είναι $R_{l,tot}$ και αποτελείται από τέσσερις θερμικές αντιστάσεις: R_w του νερού λόγω συναγωγής, R_{sst} του ανοξείδωτου σωλήνα λόγω αγωγής, R_{ins} λόγω αγωγής της θερμικής μόνωσης και R_{amb} λόγω συναγωγής στο περιβάλλον. Οι αντιστάσεις αυτές συνθέτουν τη συνολική αντίσταση μεταξύ των θερμοκρασιών $T_{w,avg}$ και T_{amb} όπως φαίνεται στο Σχήμα 3-10. Όπως θα αποδειχθεί και στη συνέχεια οι απώλειες θερμότητας, με την έννοια της θέρμανσης του νερού ψύξης από το περιβάλλον, μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες και αυτό διότι πρώτον η θερμοκρασίες νερού και περιβάλλοντος είναι πολύ κοντά και δεύτερον το τμήμα του δείγματος είναι μονωμένο με ελάχιστο πάχος μόνωσης 20mm.



Σχήμα 3-7 Θερμικές αντιστάσεις λόγω απωλειών στο τμήμα του δείγματος

Με ανάλυση μόνιμης σταθερής κατάστασης για την αγωγή συναγωγή θερμότητας στα κομμάτια του νερού, του σωλήνα, της μόνωσης και του περιβάλλοντος οι θερμικές αντιστάσεις αυτές μπορούν να εκφραστούν ως εξής

$$R_w = \frac{1}{2\pi r_1 a_w L}$$

$$R_{sst} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi r_1 \lambda_{sst} L}$$

$$R_{ins} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi r_1 \lambda_{ins} L}$$

$$R_{amb} = \frac{1}{2\pi r_1 a_{amb} L}$$

Όπου L το μήκος του δείγματος, r_1 η εσωτερική ακτίνα του ανοξειδωτού σωλήνα, r_2 η εξωτερική ακτίνα του ανοξειδωτού σωλήνα (και η εσωτερική της θερμικής μόνωσης), r_3 η εξωτερική ακτίνα της μόνωσης, α συντελεστής μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή για το νερό ψύξης και τον αέρα του περιβάλλοντος με συμβολισμό w και amb αντίστοιχα, λ ο συντελεστής αγωγής του ανοξειδωτού σωλήνα και της θερμικής μόνωσης με συμβολισμό sst και ins αντίστοιχα. Για την εκτίμηση της συνολικής αντίστασης λαμβάνονται: τυπική αγωγιμότητα του ανοξειδωτού σωλήνα και της μόνωσης $\lambda_{sst} = 50 \frac{W}{mK}$ και $\lambda_{ins} = 0.05 \frac{W}{m^2K}$ αντίστοιχα, τυπικούς συντελεστές συναγωγής $a_w = 12000 \frac{W}{m^2K}$ του νερού και $a_{amb} = 10 \frac{W}{m^2K}$ του αέρα περιβάλλοντος, και ακτίνες $r_1 = 8mm$, $r_2 = 9.5mm$, $r_3 = 29.5mm$. Το μήκος λαμβάνεται όσο αυτό του δείγματος προσαυξημένο κατά μισό μέτρο για να ληφθούν υπόψιν και τα κομμάτια προσαγωγής του νερού κι έτσι $L = 2.5m$. Τότε οι επιμέρους αντιστάσεις και η συνολική αντίσταση υπολογίζονται

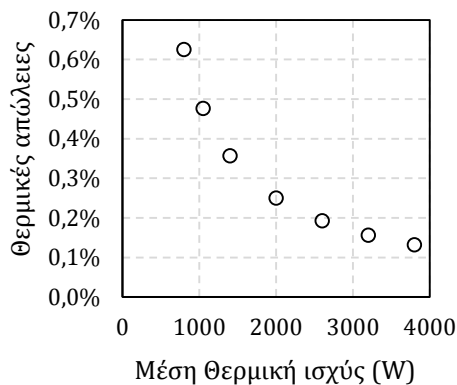
$$R_w = 0.0007 K/W, R_{sst} = 0.0002 K/W, R_{ins} = 1.8034 K/W, R_{amb} = 0.2158 K/W$$

κι έτσι η συνολική αντίσταση που περιγράφει τις απώλειες στο τμήμα του δείγματος είναι

$$R_{l,tot} = R_w + R_{sst} + R_{ins} + R_{amb} = 2.020 K/W$$

Τα παραπάνω εκτιμώμενα μεγέθη λαμβάνονται με κριτήριο την ασφαλή διεξαγωγή της συνολικής αντίστασης (δηλαδή με λογική της ελαχιστοποίησής της ή μεγιστοποίηση της εκτίμησης των απωλειών). Για μέγιστη απόλυτη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ νερού ψύξης και περιβάλλοντος $\Delta T_{w-amb,max} = T_{w,avg} - T_{amb} = 28 - 18 = 10K$ η μέγιστη θερμοροή από το περιβάλλον προς το νερό υπολογίζεται

$$Q_{amb \rightarrow w} = \frac{\Delta T_{w-amb,max}}{R_{l,tot}} = \frac{10}{2.020} \approx 5 W$$



Σχήμα 3-8 Θερμικές απώλειες στο τμήμα του δείγματος

Η ποσότητα αυτή είναι ένα μικρό ποσοστό της θερμικής ισχύος που μεταφέρεται από το εργαζόμενο μέσο στο νερό όπως φαίνεται στο Σχήμα 3-11 για το εύρος των παροχών. Το ποσοστό αυτό λαμβάνεται υπόψιν στον υπολογισμό του σφάλματος της ισχύος του νερού ενώ στους υπολογισμούς του εσωτερικού συντελεστή δεν εμφανίζεται καθώς η μέθοδος LMTD αφορά μόνο τις αντιστάσεις μεταξύ των θερμοκρασιών νερού και εργαζόμενου μέσου που μετρούνται. Αυτές οι αντιστάσεις είναι του εργαζόμενου μέσου, του τοιχώματος του χαλκοσωλήνα και του νερού.

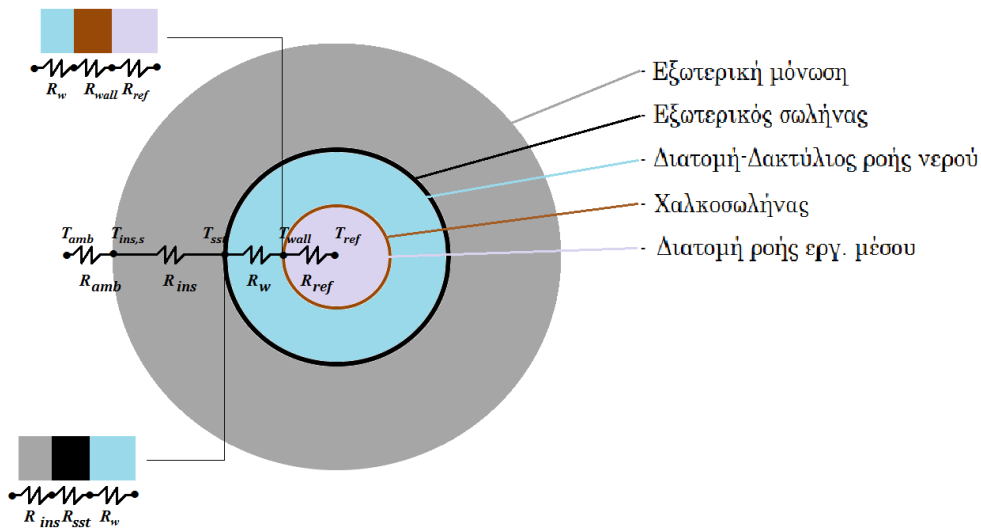
3.3. Εσωτερικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας

Με τον όρο εσωτερικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας νοείται ο συντελεστής συναγωγής που χαρακτηρίζει τη μετάδοση θερμότητας από το τοίχωμα του χαλκοσωλήνα προς το ρευστό εσωτερικά του χαλκοσωλήνα που συμπυκνώνεται. Γενικά ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή είναι μέγεθος έντονα εξαρτημένο από τις συνθήκες και εμπεριέχει τους παράγοντες που επηρεάζουν τη συναγωγή, π.χ. η γεωμετρία της επιφάνειας, οι συνθήκες του ρευστού και της ροής ή γενικότερα

$$\alpha = \alpha(V, k, \mu, \rho, C_p, \text{γεωμετρία})$$

όπου V η ταχύτητα του ρευστού, k ο συντελεστής αγωγής, μ το δυναμικό ιξώδες του ρευστού, ρ η πυκνότητα του ρευστού, C_p η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση. Τα παραπάνω μεγέθη είναι και αυτά εξαρτημένες μεταβλητές. Για παράδειγμα ο συντελεστής αγωγής k αλλά και τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη του ρευστού που συμπυκνώνεται εξαρτούνται από τη θερμοκρασία-πίεση και τη ποιότητα ατμού. Ο συνδυασμός των μεταβλητών και οι συσχετίσεις του συντελεστή διαφέρουν στη βιβλιογραφία. Όταν πρόκειται να διεξαχθούν ημιεμπειρικές σχέσεις του συντελεστή η συσχέτιση γίνεται κυρίως με αδιάστατα μεγέθη που περιγράφουν τη ροή. Σε αυτή την εργασία όπου πραγματοποιείται συγκριτική αξιολόγηση μεταξύ σωλήνων γίνεται συσχέτιση με τη παροχή μάζας του ρευστού.

Ο προσδιορισμός του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας γίνεται με χρήση της θεωρίας των θερμικών αντιστάσεων. Το ολικό κύκλωμα των θερμικών αντιστάσεων στη περίπτωση εναλλάκτη αντιρροής με ένα σωλήνα, όπως στη περίπτωση της πειραματικής διάταξης φαίνεται στο Σχήμα 3-12.



Σχήμα 3-9 Σύνολο θερμικών αντιστάσεων στο τμήμα του δείγματος

Η συνολική θερμική αντίσταση R_{ov} που παρεμβάλλεται μεταξύ των μετρούμενων θερμοκρασιών μέσου T_{ref} και νερού T_w για τις οποίες γίνεται ο υπολογισμός της LMTD είναι το άθροισμα τριών αντιστάσεων της εσωτερικής $R_i = R_{ref}$, του τοιχώματος R_{wall}

και της εξωτερικής $R_o = R_w$. Η θερμική αντίσταση R_i εκφράζει τη συναγωγή από το εργαζόμενο μέσο προς το χαλκοσωλήνα, η R_{wall} την αγωγή στο χαλκοσωλήνα, και η θερμική αντίσταση R_o εκφράζει τη συναγωγή στο νερό εξωτερικά.

$$R_{ov} = R_i + R_{wall} + R_o$$

ή

$$R_{ov} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{\alpha_o A_o}$$

Όπου α_i και α_o ο εσωτερικός (του εργαζόμενου μέσου)

$$A_o = 0.25\pi D_o^2 L$$

$$A_i = 0.25\pi(D_o - 2t_w)^2 L$$

Όπου t_w το πάχος του τοιχώματος [mm]. Η εσωτερική επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας λαμβάνεται στη βάση του δοντιού πράγμα που συναντάται ευρέως στη βιβλιογραφία, στην αγορά αλλά και σε άλλα εργαστήρια και λαμβάνεται για τη δυνατότητα σύγκρισης.

Η θερμική αντίσταση λόγω αγωγής στο χαλκοσωλήνα είναι ένα πολύ μικρό ποσοστό της συνολικής αντίστασης ($R_{wall}/R_{ov} \leq 0.5\%$) που για λόγους απλότητας αμελείται, κι έτσι

$$R_{ov} = \frac{LMTD}{Q_m} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{1}{\alpha_o A_o}$$

Όπου Q_{av} η μέσος όρος των υπολογισμένων θερμικών φορτίων του εργαζόμενο μέσου και του νερού, δηλαδή $Q_m = (Q_{ref} + Q_w)/2$. Τότε η εσωτερική θερμική αντίσταση και ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μπορούν να υπολογιστούν αντίστοιχα

$$R_i = R_{ov} - R_o$$

$$\frac{1}{\alpha_i A} = \frac{LMTD}{Q_m} - \frac{1}{\alpha_o A}$$

$$\alpha_i = \frac{1}{\left(\frac{LMTD}{Q_m} - \frac{1}{\alpha_o A}\right) A}$$

3.4. Υπολογισμοί μεταφοράς σφάλματος

3.4.1.Κανόνες μεταφοράς σφάλματος

Παρακάτω παρουσιάζονται οι βασικοί κανόνες μεταφοράς του σφάλματος μέσα από τις διάφορες συναρτήσεις [e9]. Οι κανόνες αυτοί χρησιμοποιούνται συνδυαστικά στη συνέχεια για την διεξαγωγή των σφαλμάτων των μεγεθών που προκύπτουν υπολογιστικά χρησιμοποιώντας μετρούμενες τιμές.

Πρόσθεση και Αφαίρεση

Έστω Q μεταβλητή που προκύπτει από προσθέσεις και αφαιρέσεις άλλων μεταβλητών:

$$Q = a + b + \dots c - (x + y + \dots + z)$$

Τότε

$$\delta Q = \sqrt{(\delta a)^2 + (\delta b)^2 + \dots + (\delta c)^2 + (\delta x)^2 + (\delta y)^2 + \dots + (\delta z)^2}$$

Όπου με το γράμμα δ ... νοείται το σφάλμα εκφρασμένο στη μονάδα μέτρησης της μεταβλητής και όχι σε ποσοστιαία μορφή. Δηλαδή η μεταβλητή Q που προκύπτει από προσθέσεις και αφαιρέσεις άλλων μεταβλητών, έχει σφάλμα ίσο με την τετραγωνική ρίζα των αθροισμάτων των τετραγώνων των σφαλμάτων των επιμέρους μεταβλητών και όχι απλά προσθέτοντας τα σφάλματα των επιμέρους μεταβλητών. Στην απλή μορφή, αν $Q = a + b$ ή $a - b$, τότε

$$\delta Q = \sqrt{(\delta a)^2 + (\delta b)^2}$$

Πολλαπλασιασμός και διαίρεση

Εάν

$$Q = \frac{ab \dots c}{xy \dots z}$$

Τότε

$$\frac{\delta Q}{|Q|} = \sqrt{\left(\frac{\delta a}{a}\right)^2 + \left(\frac{\delta b}{b}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta c}{c}\right)^2 + \left(\frac{\delta x}{x}\right)^2 + \left(\frac{\delta y}{y}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta z}{z}\right)^2}$$

Σε αυτή τη περίπτωση το σφάλμα που μεταφέρεται υπολογίζεται σε ποσοστιαία μορφή.

Ύψωση σε δύναμη

Εάν n ακέραιος αριθμός και $Q = x^n$ τότε

$$\delta Q = |n|x^{n-1}\delta x$$

Ή όμοια

$$\frac{\delta Q}{|Q|} = |n|\frac{\delta x}{|x|}$$

Η δεύτερη μορφή είναι πιο απλή καθώς το ποσοστιαίο σφάλμα της μεταβλητής Q ισούται με τη ποσοστιαίο σφάλμα της βάσης πολλαπλασιασμένο με τον εκθέτη σε απόλυτη μορφή $|n|$.

Λογαριθμική συνάρτηση

Εάν $x > 0$ και $Q = \ln x$ τότε:

$$\delta Q = \frac{\delta x}{x}$$

3.4.2. Θερμική ισχύς νερού

Για το τμήμα του νερού από τα στοιχεία της διακρίβωσης είναι γνωστά τα σφάλματα των μετρητικών οργάνων:

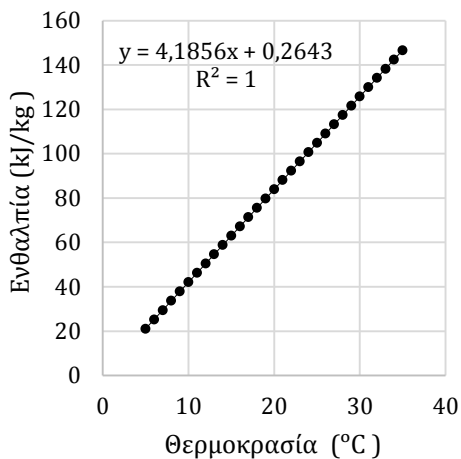
- $\delta T_{w,in}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εισόδου του νερού [$\pm^\circ\text{C}$]
- $\delta T_{w,out}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εξόδου του νερού [$\pm^\circ\text{C}$]

Ενώ το σφάλμα στη μέτρηση της παροχής του νερού δίνεται από τα στοιχεία βαθμονόμησης του ροόμετρου Coriolis στη ποσοστιαία μορφή:

$$\frac{\delta m_w}{m_w} \cdot 100 = 0.2\%$$

Τα σφάλμα της θερμοκρασίας που μεταφέρεται στις ενθαλπίες μέσα από τα στοιχεία του REFPROP μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

- $\delta h_{w,in} = h(1\text{atm}, T_{in} + \delta T_{in}) - h(1\text{atm}, T_{in}) + 0.003h_{w,in} [\pm\text{kJ}/\text{kg}]$
- $\delta h_{w,out} = h(1\text{atm}, T_{out} + \delta T_{out}) - h(1\text{atm}, T_{out}) + 0.003h_{w,out} [\pm\text{kJ}/\text{kg}]$



Η συνάρτηση ενθαλπίας-θερμοκρασίας για ατμοσφαιρική πίεση (1 atm) είναι γραμμική για το θερμοκρασιακό εύρος 5 ... 35°C όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3-13 και έτσι με τον παραπάνω τρόπο προσδιορίζεται η επίδραση του σφάλματος στην λήψη της ενθαλπίας. Με τον όρο $0.003h_w$ λαμβάνεται υπόψιν και το σφάλμα που υπεισέρχεται στον υπολογισμό λόγω λήψης της ενθαλπίας του νερού σε ατμοσφαιρική πίεση όπως έχει προαναφερθεί.

Σχήμα 3-10 Ενθαλπία-Θερμοκρασία του νερού (1atm)

Αφού υπολογιστούν τα σφάλματα των ενθαλπιών εισόδου και εξόδου, το σφάλμα που μεταφέρεται στην ενθαλπική διαφορά είναι

$$\delta \Delta h_w = \sqrt{\delta h_{w,out}^2 + \delta h_{w,in}^2} [\pm\text{kJ}/\text{kg}]$$

Τότε το σφάλμα στη θερμική ισχύς του νερού είναι

$$\frac{\delta Q_w}{Q_w} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta h_w}{\Delta h_w}\right)^2 + \left(\frac{\delta m_w}{m_w}\right)^2} + \frac{Q_{amb \rightarrow w}}{Q_w} [\pm \frac{W}{W}]$$

Όπου ο όρος $Q_{amb \rightarrow w}/Q_w$ περιγράφει το σφάλμα λόγω θερμικών απωλειών (3.2.6.).

3.4.3. Θερμική ισχύς εργαζόμενου μέσου

Για το τμήμα του εργαζόμενου μέσου από τα στοιχεία της διακρίβωσης είναι γνωστά τα σφάλματα των μετρητικών οργάνων:

- $\delta T_{ref,in}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εισόδου του εργαζόμενου μέσου [$\pm^\circ\text{C}$]
- $\delta T_{ref,out}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου μέσου [$\pm^\circ\text{C}$]
- $\delta P_{ref,in}$ το σφάλμα της μανομετρικής πίεσης εισόδου του εργ. μέσου [$\pm\text{bar}$]
- $\delta P_{ref,out}$ το σφάλμα της μανομετρικής πίεση εξόδου του εργ. μέσου [$\pm\text{bar}$]
- $\delta \Delta P_{ref}$ το σφάλμα της πτώσης πίεσης του εργαζόμενου μέσου [$\pm\text{mbar}$]

Ενώ το σφάλμα στη μέτρηση της παροχής του νερού δίνεται από τα στοιχεία του κατασκευαστή του ροόμετρου Coriolis στη ποσοστιαία μορφή:

$$\frac{\delta m_{ref}}{m_{ref}} \cdot 100 = 0.2\%$$

Στην είσοδο και στην έξοδο του εργαζόμενου μέσου στο τμήμα του δείγματος το μέσο είναι μονοφασικό, στην είσοδο κορεσμένος ή υπέρθερμος ατμός και στην έξοδο κορεσμένο ή υπόψυκτο υγρό. Η ενθαλπία είναι συνάρτηση της πίεσης και της θερμοκρασίας και έτσι τα σφάλματα και των δύο μετρητικών επηρεάζουν τη μέτρηση. Το σφάλμα της μέτρησης της θερμοκρασίας που μεταφέρεται στις ενθαλπίες εισόδου και εξόδου μέσα από τα στοιχεία του REFPROP μπορεί να υπολογιστεί ως εξής

$$\delta h_{ref,in,\delta T} = |h(P_{ref,in}, T_{in} + \delta T_{in}) - h(P_{ref,in}, T_{in})| \quad [\pm kJ/kg]$$

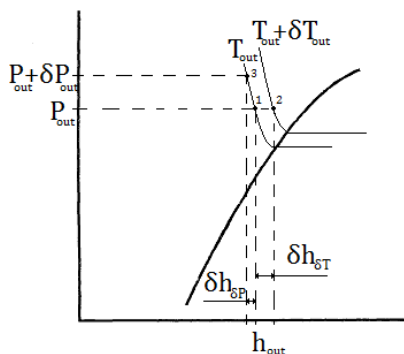
$$\delta h_{ref,out,\delta T} = |h(P_{ref,out}, T_{out} + \delta T_{out}) - h(P_{ref,out}, T_{out})| \quad [\pm kJ/kg]$$

Αντίστοιχα το σφάλμα της μέτρησης της πίεσης που μεταφέρεται στις ενθαλπίες εισόδου και εξόδου είναι

$$\delta h_{ref,in,\delta P} = |h(P_{ref,in} + \delta P_{in}, T_{in}) - h(P_{ref,in}, T_{in})| \quad [\pm kJ/kg]$$

$$\delta h_{ref,out,\delta P} = |h(P_{ref,out} + \delta P_{out}, T_{out}) - h(P_{ref,out}, T_{out})| \quad [\pm kJ/kg]$$

Οι παραπάνω ποσότητες όπως και στους υπολογισμούς του νερού εκφράζουν το σφάλμα στην ενθαλπία που προκύπτει λόγω σφάλματος των μετρητικών. Επειδή οι συναρτήσεις της θερμοκρασίας με τη πίεση και τη θερμοκρασία δεν είναι ακριβώς γνωστές δεν είναι δυνατόν να γίνει χρήση των κλασικών νόμων μεταφοράς του σφάλματος και έτσι ακολουθείται η παρακάτω μεθοδολογία [24]:



Σχήμα 3-11 Κατάσταση κορεσμένου υγρού σε P-h διάγραμμα, ισόθλιπτη 1-2, ισοθερμοκρασιακή 1-3

Το σημείο 1 (P, T) του Σχήματος αντιστοιχεί στην κατάσταση εξόδου του εργαζόμενου μέσου που είναι κορεσμένο υγρό. Αυξάνοντας τη θερμοκρασία κατά δT με σταθερή πίεση βρίσκεται το σημείο 2 ($P, T + \delta T$) που δείχνει πόσο θα ήταν η ενθαλπία εάν η μέτρηση της θερμοκρασίας είχε σφάλμα δT με μηδενικό σφάλμα μέτρησης της πίεσης. Αντίστοιχα, αυξάνοντας από το σημείο 1 τη πίεση κατά δP με σταθερή πίεση βρίσκεται το σημείο 3 ($P + \delta P, T$) που δείχνει πόσο θα ήταν η ενθαλπία εάν η μέτρηση της πίεσης είχε σφάλμα δP με μηδενικό σφάλμα μέτρησης της πίεσης. Ανάλογα συμβαίνει και στην είσοδο με τον υπέρθερμο ατμό.

Το άθροισμα των απόλυτων διαφορών των νέων ενθαλπιών των σημείων 2 και 3 με την αρχική του σημείου 1 είναι η εκτίμηση τους σφάλματος της ενθαλπίας και αποτελεί τη χειρότερη περίπτωση όπου τα δυο μετρητικά πίεσης και θερμοκρασίας παρουσιάζουν το μέγιστο σφάλμα τους ταυτόχρονα με το χειρότερο συνδυασμό. Ο υπολογισμός βασίζεται στην παραδοχή ότι στο μικρά εύρη του σφάλματος των μετρητικών η συνάρτηση της ενθαλπίας-πίεσης και ενθαλπίας-θερμοκρασίας είναι ευθεία. Σε αυτή την εργασία δεν γίνεται ανάλυση της αβεβαιότητας της μέτρησης αλλά υπολογισμός της επίδρασης του σφάλματος των μετρητικών οργάνων στον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας μέσα από τους υπολογισμούς η παραπάνω παραδοχή λαμβάνεται. Το σφάλμα της ενθαλπίας εισόδου και εξόδου που προκύπτει συμπεριλαμβανομένου και του σφάλματος στις θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστού είναι

$$\delta h_{ref,in} = \delta h_{ref,in,\delta T} + \delta h_{ref,in,\delta P} + \delta h_{ref,in,pts}$$

$$\delta h_{ref,out} = \delta h_{ref,out,\delta T} + \delta h_{ref,out,\delta P} + \delta h_{ref,out,pts}$$

Το σφάλμα $\delta h_{ref,pts}$ λαμβάνεται ίσο με 0.5% [25]. Αφού υπολογιστούν τα σφάλματα των ενθαλπιών εισόδου και εξόδου, το σφάλμα που μεταφέρεται στην ενθαλπική διαφορά είναι

$$\delta \Delta h_{ref} = \sqrt{\delta h_{ref,out}^2 + \delta h_{ref,in}^2} \quad [\pm kJ/kg]$$

Τότε το σφάλμα της θερμικής ισχύς του νερού είναι

$$\frac{\delta Q_{ref}}{Q_{ref}} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta h_{ref}}{\Delta h_{ref}}\right)^2 + \left(\frac{\delta m_{ref}}{m_{ref}}\right)^2} \quad \left[\pm \frac{W}{W}\right]$$

3.4.4. Μέση λογαριθμική διαφορά

Για το τμήμα του δείγματος από τα στοιχεία της διακρίβωσης είναι γνωστά τα σφάλματα των μετρητικών οργάνων θερμοκρασίας

- $\delta T_{w,in}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εισόδου του νερού [$\pm^\circ\text{C}$]
- $\delta T_{w,out}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εξόδου του νερού [$\pm^\circ\text{C}$]
- $\delta T_{ref,in}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εισόδου του εργαζόμενου μέσου [$\pm^\circ\text{C}$]
- $\delta T_{ref,out}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου μέσου [$\pm^\circ\text{C}$]

Υπενθυμίζεται η μέση θερμοκρασιακή λογαριθμική διαφορά μεταξύ νερού και εργαζόμενου μέσου στο τμήμα του δείγματος

$$LMTD = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}}$$

Όπου

$$\Delta T_i = T_{ref,in} - T_{w,out}, \quad \Delta T_o = T_{ref,out} - T_{w,in}$$

Τότε είναι διαδοχικά

$$\delta \Delta T_i = \sqrt{(\delta T_{ref,in})^2 + (\delta T_{w,out})^2}$$

$$\delta \Delta T_o = \sqrt{(\delta T_{ref,out})^2 + (\delta T_{w,in})^2}$$

$$\delta(\Delta T_i - \Delta T_o) = \sqrt{(\delta \Delta T_i)^2 + (\delta \Delta T_o)^2}$$

$$\delta \left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_o} \right) = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o} \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta T_i}{\Delta T_i} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T_o}{\Delta T_o} \right)^2}$$

Έστω $K = \Delta T_i - \Delta T_o$ και $\Lambda = \Delta T_i / \Delta T_o$, τότε

$$\delta(\ln \Lambda) = \frac{\delta \Lambda}{\Lambda} = \delta \left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_o} \right) \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta T_i}{\Delta T_i} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T_o}{\Delta T_o} \right)^2}$$

Τότε το σφάλμα της μέσης θερμοκρασιακής λογαριθμικής διαφοράς είναι

$$\delta LMTD = LMTD \sqrt{\left(\frac{\delta K}{K} \right)^2 + \left(\frac{\delta(\ln \Lambda)}{\ln \Lambda} \right)^2}$$

3.4.6. Υπερθέρμανση και υπόψυξη

Τα τμήματα υπερθέρμανσης και υπόψυξης αποτελούν βασικές μεταβλητές εισόδου και εξόδου του εργαζόμενου μέσου.

Για το τμήμα του εργαζόμενου μέσου από τα στοιχεία της διακρίβωσης είναι γνωστά τα σφάλματα των μετρητικών οργάνων θερμοκρασίας

- $\delta T_{ref,in}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εισόδου του εργ. μέσου [$\pm^\circ\text{C}$]
- $\delta T_{ref,out}$ το σφάλμα της θερμοκρασίας εξόδου του εργ. μέσου [$\pm^\circ\text{C}$]
- $\delta P_{ref,in}$ το σφάλμα της πίεσης εισόδου του εργαζόμενου μέσου [$\pm bar$]
- $\delta P_{ref,out}$ το σφάλμα της πίεσης εξόδου του εργαζόμενου μέσου [$\pm bar$]

Από γνωστά σφάλματα στις πιέσεις εισόδου και εξόδου του εργαζόμενου μέσου υπολογίζονται τα σφάλματα στις θερμοκρασίες κορεσμού

$$\delta T'' = |f(P_{ref,in} + \delta P_{ref,in}) - f(P_{ref,in})|$$

$$\delta T' = |f(P_{ref,out} + \delta P_{ref,out}) - f(P_{ref,out})|$$

Από τις θερμοκρασίες κορεσμού μπορούν να υπολογιστούν τα σφάλματα στα τμήματα υπερθέρμανσης και υπόψυξης

$$\text{Υπερθέρμανση εισόδου} \quad \delta T_{SH} = \sqrt{(\delta T_{ref,in})^2 + (\delta T')^2}$$

$$\text{Υπόψυξη εξόδου} \quad \delta T_{SC} = \sqrt{(\delta T_{ref,out})^2 + (\delta T')^2}$$

Ακόμη το σφάλμα που μεταφέρεται στη μέση θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι

$$\delta T_{DP} = \sqrt{(\delta T')^2 + (\delta T'')^2}$$

3.4.7. Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας

Η μέση θερμική ισχύς μεταξύ του ρεύματος του εργ. μέσου και νερού και το αντίστοιχο σφάλμα είναι

$$Q_m = \frac{Q_w + Q_{ref}}{2}$$

$$\delta Q_m = \sqrt{Q_w^2 + Q_{ref}^2}$$

Το σφάλμα στη συνολική θερμική αντίσταση είναι:

$$\delta R_{ov} = \delta \left(\frac{LMTD}{Q_m} \right) = \sqrt{\left(\frac{\delta LMTD}{LMTD} \right)^2 + \left(\frac{\delta Q_m}{Q_m} \right)^2}$$

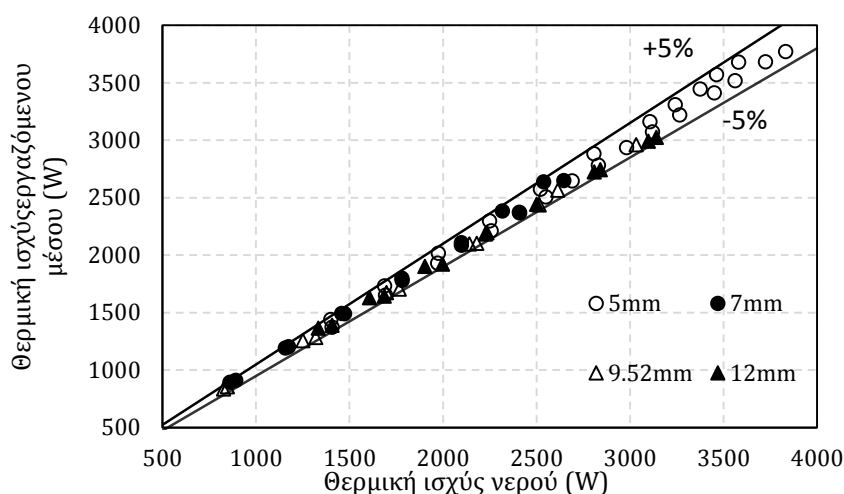
Τότε

$$\frac{\delta \alpha_i}{\alpha_i} = \frac{\delta R_{ov}}{R_{ov}}$$

Στο σφάλμα που υπεισέρχεται στη μέτρηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του εργαζόμενου μέσου εξαρτάται από το σφάλμα της συνολικής θερμικής αντίστασης οι ποσότητες R_w και A_i δεν συνοδεύονται από σφάλμα. Σχετικά με την επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας A_i όπως έχει αναφερθεί (3.3.) λαμβάνεται ονομαστικά στη βάση του δοντιού του IGT. Σχετικά με την αντίσταση του νερού χρησιμοποιούνται διαφορετικές ημιεμπειρικές και πειραματικές μέθοδοι και δεν εκφράζεται το σφάλμα τους αλλά συγκρίνονται μεταξύ τους, ενώ στη πράξη η επιλογή μεθόδου δεν αλλοιώνει το ποιοτικό αποτέλεσμα που εξάγεται από τη σύγκριση μεταξύ σωλήνων. Τελικά το σφάλμα του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του εργαζόμενου μέσου περιλαμβάνει τα σφάλματα των μετρητικών πίεσης, θερμοκρασίας και παροχής (2.2.3.) και των υπολογισμών που αυτά χρησιμοποιούνται, τα σφάλματα στη λήψη των ενθαλπιών από τη βιβλιογραφία και το σφάλμα στον υπολογισμό της θερμικής ισχύος του νερού λόγω θερμικών απωλειών.

4. Πειραματικά Αποτελέσματα

Για να είναι δυνατή η διεξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων από τα πειραματικά αποτελέσματα αυτά ομαδοποιούνται έτσι ώστε οι συνθήκες να είναι κατά το δυνατόν κοινές εκτός από το εκάστοτε εξεταζόμενο στοιχείο. Αρχικά παρουσιάζονται διαγράμματα που αφορούν το σύνολο των μετρήσεων και έχουν σκοπό τη γενική και συγκριτική παρουσίαση των πειραματικών συνθηκών. Στη συνέχεια παρουσιάζονται διαγράμματα με μεταβολές στις πειραματικές συνθήκες όπως η θερμοκρασία εισαγωγής του νερού ψύξης και τα τμήματα υπερθέρμανσης εισόδου. Αυτά τα διαγράμματα βοηθούν στη κατανόηση της φιλοσοφίας της διάταξης και του κατά πόσο οι συνθήκες του πειράματος επηρεάζουν τον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Τέλος γίνεται συγκριτική παρουσίαση διαγραμμάτων με εξεταζόμενο στοιχείο τη γεωμετρία του δοντιού των χαλκοσωλήνων που είναι και το κύριο εξεταζόμενο στοιχείο. Η θερμική ισορροπία για το σύνολο των μετρήσεων δεν ξεπερνά το $\pm 5\%$ όπως φαίνεται στο Σχήμα 4-1.



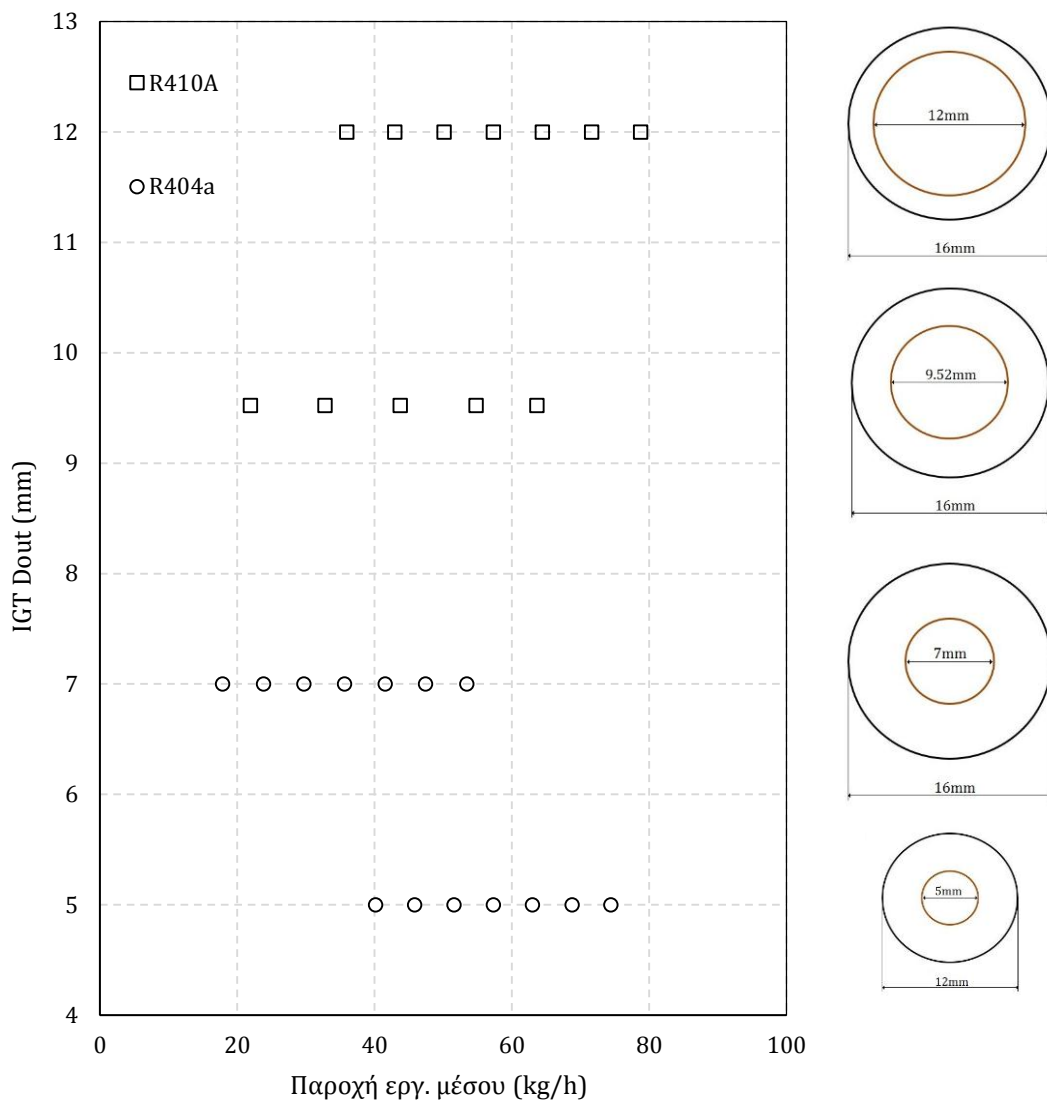
Σχήμα 4-1 Θερμική ισορροπία για το σύνολο των μετρήσεων

4.1. Παρουσίαση Συνόλου μετρήσεων

Το σύνολο των μετρήσεων που έχει σκοπό τη σύγκριση μεταξύ γεωμετριών περιλαμβάνει έξι σωλήνες IGT με την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου στο εύρος περίπου 20 – 80 kg/h. Τα εύρη των γεωμετρικών χαρακτηριστικών για όλους τους σωλήνες που μετρήθηκαν παρουσιάζονται στον Πίνακα 4-1. Οι χαλκοσωλήνες των διαστάσεων 12mm και 9.52mm μετρήθηκαν σε συμπύκνωση R404a ενώ οι διαστάσεις 7mm και 5mm σε R410a. Για τις διαστάσεις 12mm, 9.52mm και 7mm χρησιμοποιήθηκε εξωτερικός σωλήνας με εσωτερική διάμετρο 16mm ενώ για τη διάσταση 5mm εξωτερικός σωλήνας με εσωτερική διάμετρο 12mm. Τα εύρη παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου συναρτήσει της διαμέτρου του σωλήνα παρουσιάζονται στο Σχήμα 4-2.

Πίνακας 4-1 Γεωμετρικά εύρη IGT

	Γεωμετρία IGT				
	t_w (mm)	h (mm)	γ (°)	φ (°)	N (-)
Ελάχιστο	0,20	0,12	11	18	40
Μέγιστο	0,32	0,25	55	30	70



Σχήμα 4-2 Εύρη παροχών για το σύνολο των μετρήσεων και τη διάσταση εξωτερικού σωλήνα

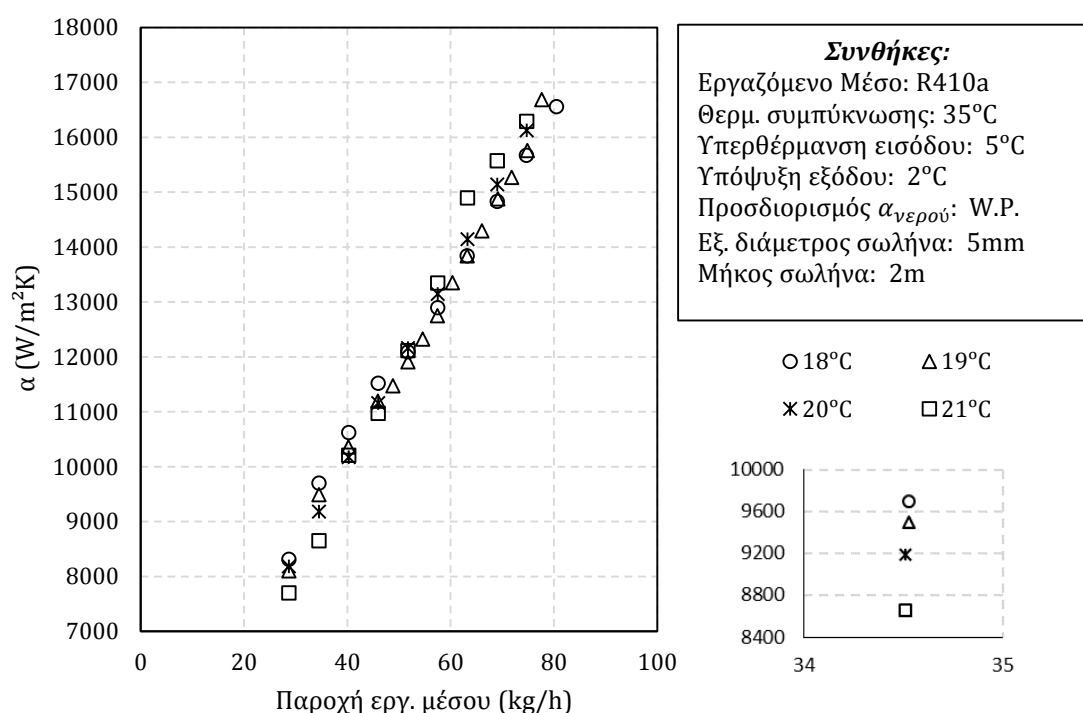
Για τις διαστάσεις 12mm, 9.52mm και 7mm που χρησιμοποιήθηκε κοινός εξωτερικός σωλήνας το εύρος της παροχής του εργαζόμενου μέσου φαίνεται να ολισθαίνει σε υψηλότερες τιμές καθώς η διάμετρος αυξάνεται. Όταν η διάσταση του χαλκοσωλήνα αυξάνεται το δακτυλιοειδές προφίλ μεταξύ εξωτερικού σωλήνα και χαλκοσωλήνα που ρέει το νερό μειώνεται κι έτσι για σταθερή παροχή μάζας νερού η ταχύτητα και κατά συνέπεια και η μετάδοση θερμότητας αυξάνεται με αποτέλεσμα το νερό να μπορεί να ψύξει το εργαζόμενο μέσο αποδοτικότερα. Έτσι για την ελάχιστη δυνατή παροχή του νερού λόγω ταλαντώσεων της αντλίας απαιτείται μεγαλύτερη μάζα εργαζόμενου μέσου και αντίστοιχα για στη μέγιστη παροχή του νερού το εργαζόμενο μέσο μπορεί να ψύξει το εργαζόμενο μέσο σε μεγαλύτερες παροχές. Ακόμη σημειώνεται ότι για τα εργαζόμενα μέσα R404 και R410 αντιστοιχούν ενθαλπικές διαφορές συμπύκνωσης 138 kJ/kg και 180 kJ/kg. Αυτό σημαίνει ότι για τους σωλήνες 5mm και 7mm σε δεδομένη παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου η μεταφερόμενη θερμότητα είναι $(180 - 138)/138 = 30\%$ μεγαλύτερη σε σχέση με τους σωλήνες 9.52mm και 12mm. Έτσι το εύρος της παροχής του εργαζόμενου μέσου ολισθαίνει προς μεγαλύτερες παροχές για μικρότερες ενθαλπικές διαφορές και κοινή μεταφορά θερμικής ισχύος. Για παράδειγμα τα σημεία της διάστασης 5mm θα μετατοπισθούν προς τα δεξιά εάν αντί του R410 χρησιμοποιηθεί R404.

4.2. Αποτελέσματα που αφορούν συνθήκες

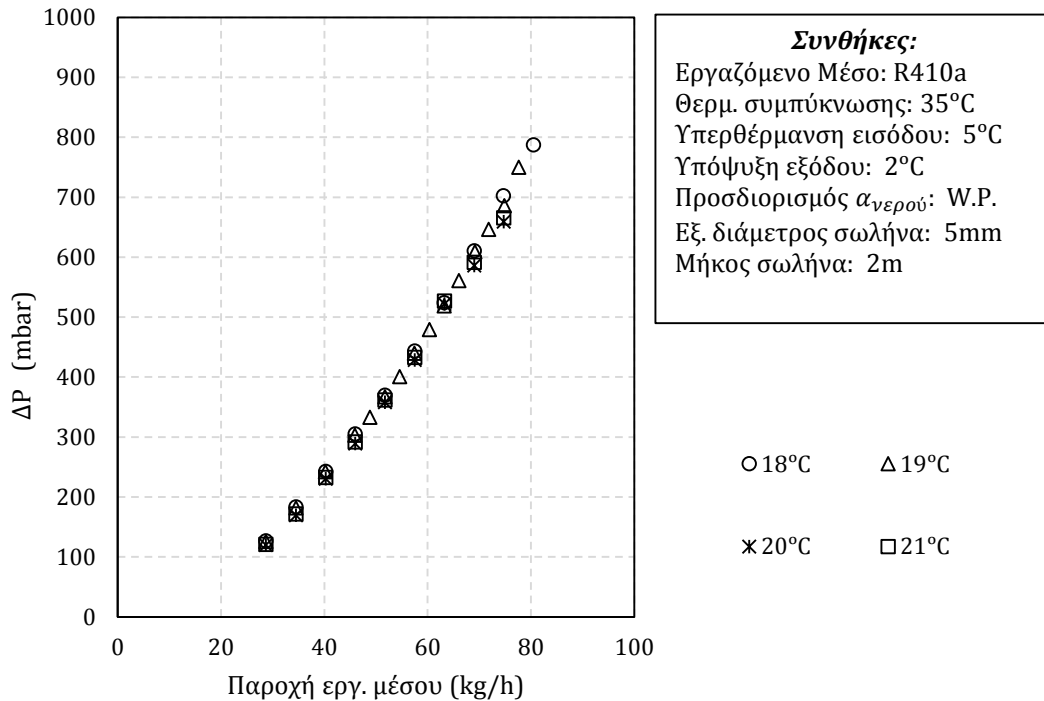
Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται αποτελέσματα για κοινούς σωλήνες με μεταβολές στη θερμοκρασία εισόδου του νερού, έτσι ώστε να διεξαχθούν στοιχεία χρήσιμα σχετικά με τη συνθήκη αυτή που αποτελεί μεταβλητή εισόδου κατά τη πραγματοποίηση πειράματος. Κύριος σκοπός είναι να διαπιστωθεί εάν οι μεταβολές της θερμοκρασίας εισόδου του νερού που είναι $\pm 0.5^\circ\text{C}$ κατά τις πειραματικές μετρήσεις επιφέρουν σημαντικές αλλαγές στον υπολογισμό του συντελεστή μετάδοσης θερμότητάς του εργαζόμενου μέσου

4.2.1. Σταθερή θερμοκρασία εισόδου νερού 18, 19, 20, 21°C

Για συμπύκνωση R410a στους 35°C σε σωλήνα διάστασης 5mm και με διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18, 19, 20 και 21°C ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητάς του εργαζόμενου μέσου διαφοροποιείται έως και $\pm 9\%$ (Σχήμα 4-3) μεταξύ 18 και 21°C των θερμοκρασιών ενώ η αντίστοιχη ποσοστιαία διαφορά στη πίεση είναι της τάξης $\pm 6\%$ (Σχήμα 4-4). Οι μεταβολές αυτές δεν είναι μεταβολές μετατόπισης, δηλαδή συγκρίνοντας το συντελεστής μετάδοσης θερμότητάς (ΣΜΘ) μεταξύ των θερμοκρασιών 18 και 21°C παρατηρείται ότι κάτω από 50kg/h είναι $\alpha_{21^\circ\text{C}} \leq \alpha_{18^\circ\text{C}}$ ενώ για μεγαλύτερες παροχές είναι $\alpha_{21^\circ\text{C}} \geq \alpha_{18^\circ\text{C}}$. Συγκρίνοντας δύο διαδοχικές θερμοκρασίες 18 και 19°C ή 19°C και 20°C ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητάς του εργαζόμενου μέσου διαφοροποιείται έως και $\pm 3\%$. Επομένως για τις μεταβολές $\pm 0.5^\circ\text{C}$ της θερμοκρασίας εισόδου του νερού κατά τις πειραματικές μετρήσεις ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας αναμένεται να παρουσιάσει μεταβολές μικρότερες από $\pm 3\%$ ενώ το αντίστοιχο ποσοστό για τη πτώση πίεσης είναι $\pm 2\%$.



Σχήμα 4-3 ΣΜΘ για θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18, 19, 20 και 21°C



Σχήμα 4-4 Πτώση πίεσης για σταθερές θερμοκρασίες εισόδου νερού 18, 19, 20 και 21°C

4.2.2. Μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου νερού 14-22°C

Για συμπύκνωση R404a στους 35°C σε σωλήνες τύπου A και B (με αποδοτικότερο το σωλήνα B) διάστασης 12mm με σταθερή και μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου του νερού η συγκριτική αξιολόγηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και της πτώσης πίεσης μεταξύ των σωλήνων τύπου A και B δεν φαίνεται να αλλοιώνεται αρκεί η σύγκριση να γίνεται στη κοινή κατάσταση θερμοκρασίας εισόδου του νερού. Αν οι δύο σωλήνες συγκριθούν όταν η θερμοκρασία εισόδου του νερού είναι σταθερή και ίση με 18°C ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του σωλήνα A είναι αυξημένος κατά 10% για τις χαμηλές και 28% για υψηλές παροχές (Σχήμα 4-5,4-7). Τα αντίστοιχα ποσοστά όταν η θερμοκρασία εισόδου του νερού είναι μεταβαλλόμενη με 14-22°C είναι 12% και 14%. Ακόμη παρατηρείται ότι για τον ίδιο τύπο σωλήνα στις χαμηλές παροχές που η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία είναι υψηλότερη από τη σταθερή 18°C ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του εργαζόμενου μέσου είναι υψηλότερος και αντίστοιχα χαμηλότερος στις υψηλές παροχές μέσου που η μεταβαλλόμενη θερμοκρασία είναι χαμηλότερη από τη σταθερή 18°C αυτό ποιοτικά εξηγείται ως εξής για την ίδια παροχή μέσου

$$T_{w,in} \uparrow, LMTD \downarrow, R_{ov} \downarrow, R_{ref} \downarrow, a \uparrow$$

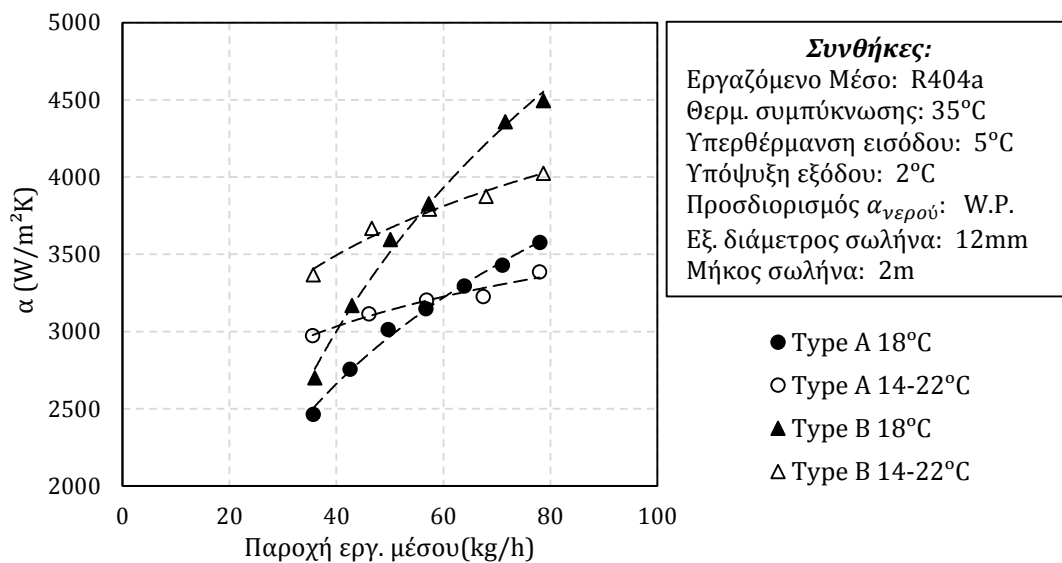
Αφού

$$R_{ref} = R_{ov} - R_w$$

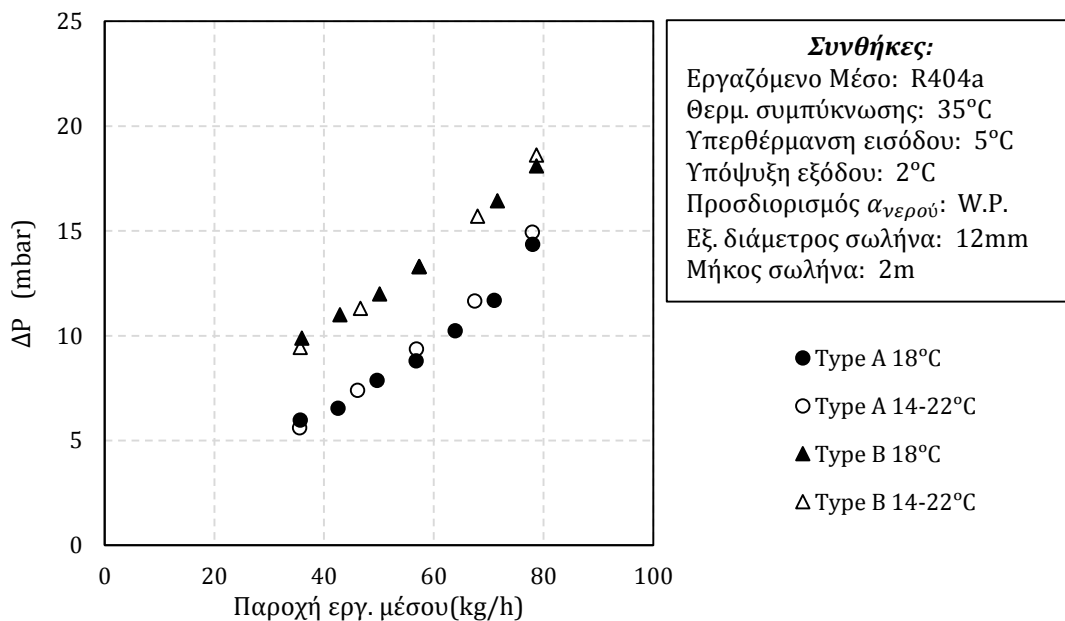
Ένας δευτερεύοντας μηχανισμός που λαμβάνει χώρα κατά της αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού έχει να κάνει με τη μείωση της θερμικής αντίστασης του νερού που έχει ως συνέπεια τη μείωση του α ή αύξηση του α_w

$$T_{w,in} \uparrow, \dot{m}_w \uparrow, R_w \downarrow, R_{ref} \uparrow, a \downarrow$$

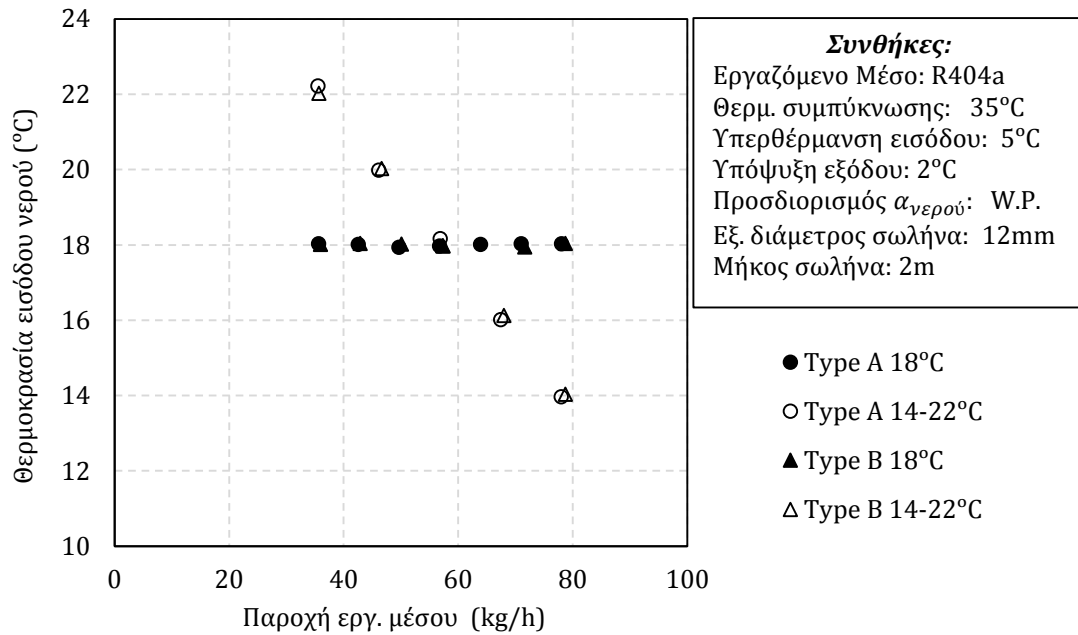
Η επίδραση του δευτερεύοντος μηχανισμού είναι μικρή καθώς η μείωση της θερμικής αντίστασης του νερού είναι της τάξης του 5% ενώ η μείωση της ολικής θερμικής αντίστασης είναι της τάξης του 20%. Η επίδραση του μηχανισμού αυτού γίνεται όμως φανερή στο διάγραμμα που η διαφορά θερμοκρασίας είναι μεγάλη (μέχρι και 12°C) όταν πραγματοποιείται μέτρηση με μέγιστη παροχή νερού 1800kg/h για όλες τις παροχές του μέσου. Σε ότι αφορά τη πτώση πίεσης στα Σχήμα 4-6, οι δύο τύποι σωλήνων δεν φαίνεται να παρουσιάζονται σημαντικές αποκλίσεις σε σχέση με τη διαφορετική θερμοκρασία εισόδου του νερού, ενώ η μεταξύ τους σύγκριση είναι δυνατή σε κάθε περίπτωση αφού ανεξάρτητα από τη θερμοκρασία εισόδου του νερού ο τύπος χαλκοσωλήνα Β παρουσιάζει αυξημένη πτώση πίεσης κατά μέσο όρο 4.2 mbar σε όλο το εύρος των παροχών μάζας του μέσου.



Σχήμα 4-5 ΣΜΘ δύο χαλκοσωλήνων για μεταβαλλόμενη και σταθερή θερμ. εισόδου νερού



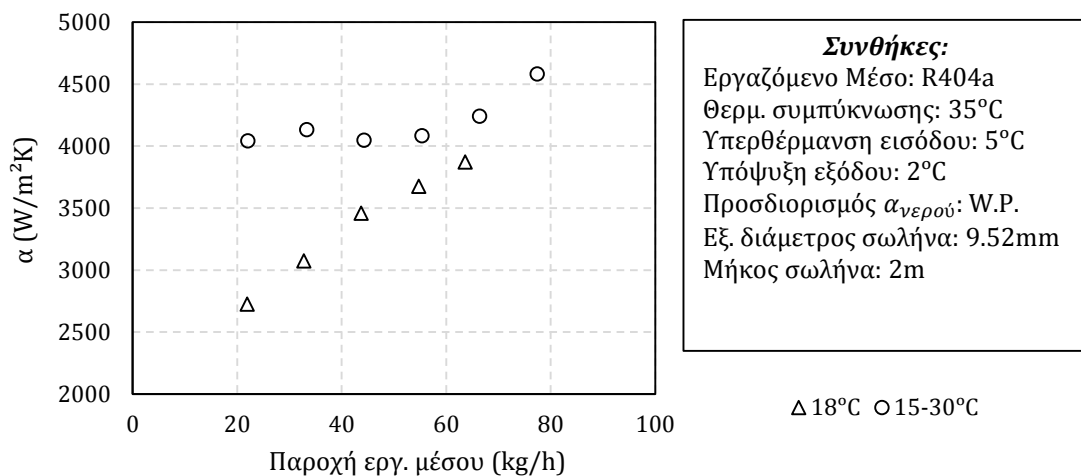
Σχήμα 4-6 ΔΡ δύο χαλκοσωλήνων για μεταβαλλόμενη & σταθερή θερμ. εισόδου νερού



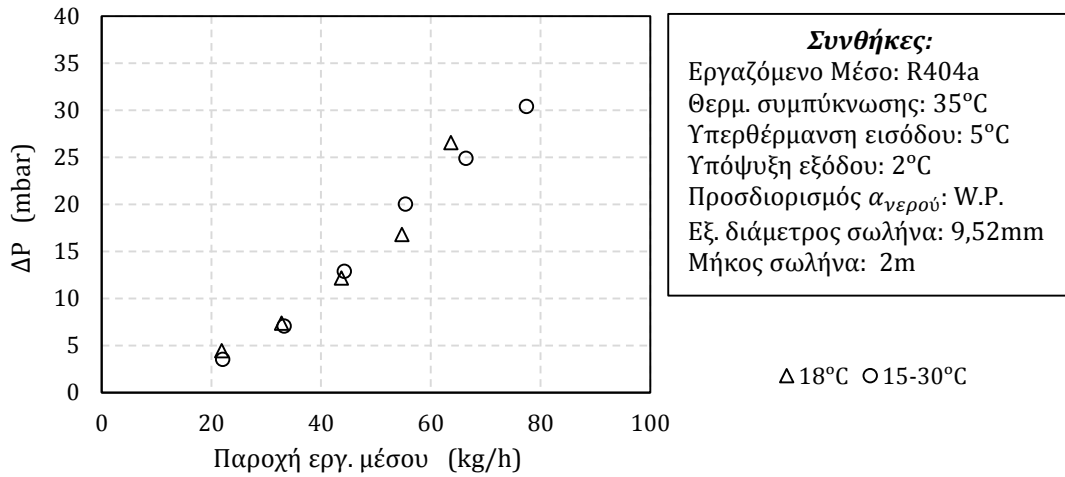
Σχήμα 4-7 Μεταβαλλόμενη και σταθερή θερμοκρασία εισόδου νερού δύο χαλκοσωλήνων

4.2.3. Μέγιστη παροχή νερού

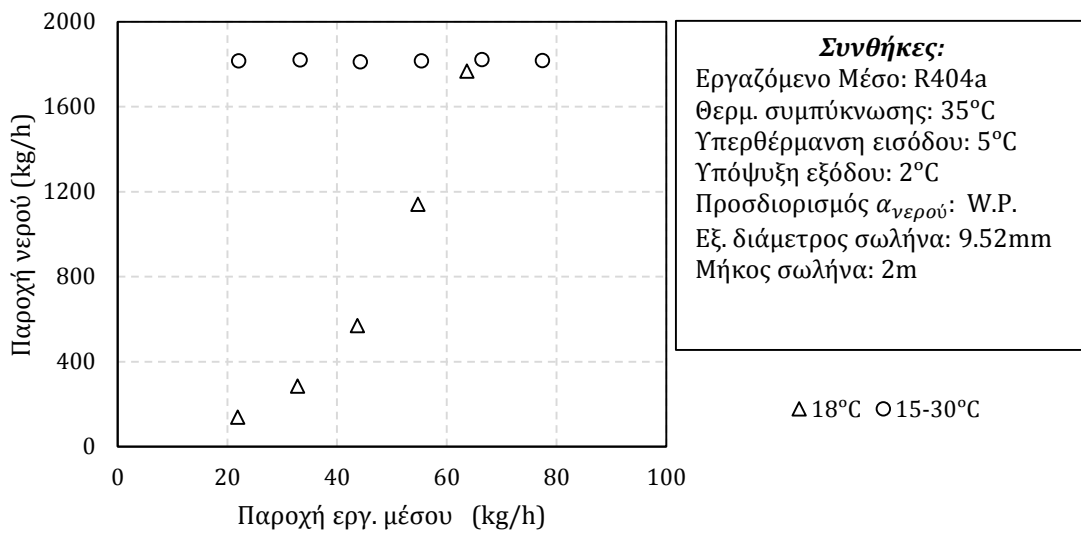
Για συμπύκνωση R404a στους 35°C σε σωλήνα διάστασης 9.525mm με μέγιστη παροχή νερού 1800kg/h για όλες τις παροχές του μέσου με μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου του νερού 15-30°C (υψηλή θερμοκρασία στις χαμηλές παροχές μέσου, βλέπε Σχήμα 4-11) ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητάς του εργαζόμενου μέσου παρουσιάζει έντονη ανομοιομορφία σε σχέση με τη μέτρηση με σταθερή θερμοκρασία νερού εισόδου 18°C με διαφορές έως και +50% στις μικρές παροχές (Σχήμα 4-8) με τον συντελεστή του μεταβαλλόμενου νερού να παίρνει υψηλότερες τιμές. Η πτώση πίεση δεν φαίνεται να παρουσιάζει έντονες διαφορές στις παροχές κάτω από 50kg/h με μέγιστη ποσοστιαία διαφορά +4% ενώ για μεγαλύτερες παροχές η διαφορά αυτή φτάνει και το +19%. Ακόμη έντονη διαφορά παρατηρείται στη μορφή της νοητής καμπύλης των σημείων του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Από αυτά είναι φανερό ότι δεν μπορεί να γίνει σύγκριση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας μεταξύ μετρήσεων όπου η θερμοκρασία εισόδου είναι σταθερή και μεταβαλλόμενη.



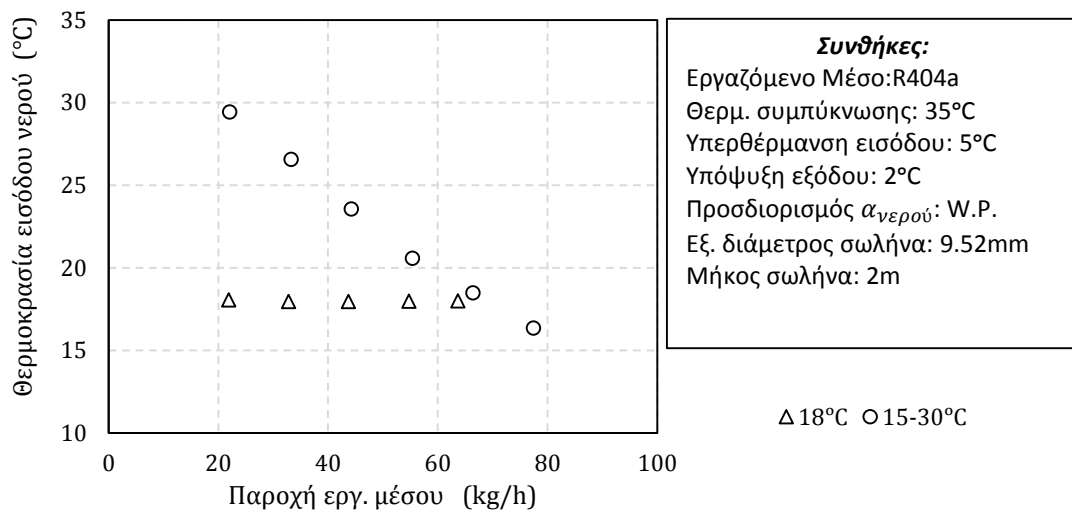
Σχήμα 4-8 ΣΜΘ για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18 και 15-35°C



Σχήμα 4-9 Πτώση πίεσης για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18 και 15-35°C



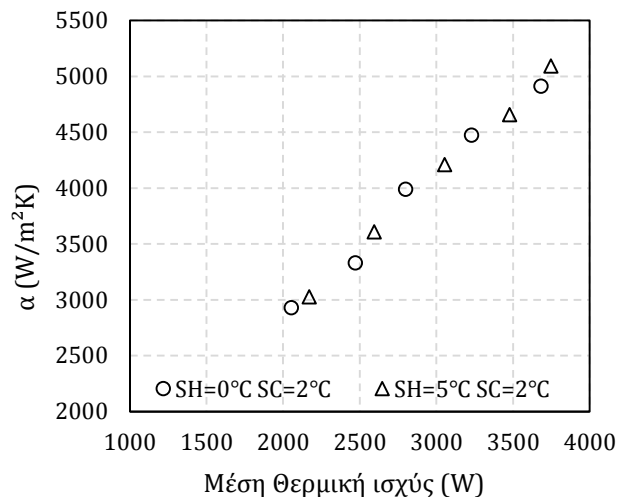
Σχήμα 4-10 Παροχή νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18 και 15-35°C



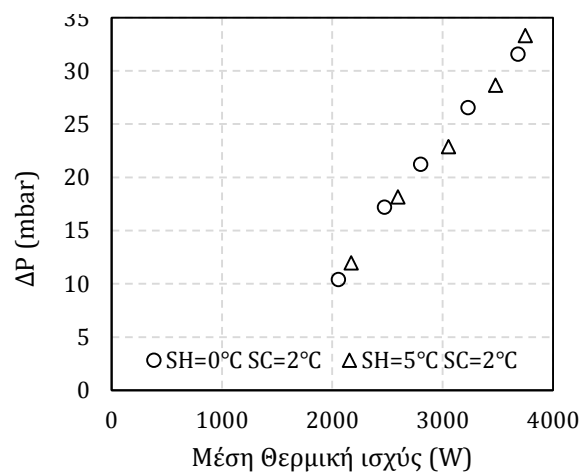
Σχήμα 4-11 Θερμ. εισόδου του νερού 18 και 15-35°C συναρτήσσει της παροχής του μέσου

4.2.4. Υπερθέρμανση Εισόδου

Η υπερθέρμανση εισόδου του εργαζόμενου μέσου στο τμήμα του δείγματος αποτελεί βασική μεταβλητή εισόδου για κάθε σειρά μετρήσεων και ρυθμίζεται με τη βοήθεια του προθερμαντήρα. Η επίδραση της υπερθέρμανσης εισόδου εξετάζεται στα Σχήμα 4-12 και Σχήμα 4-13 για συμπίκνωση R404a στους 35°C σε σωλήνα IGT διάστασης 9.525mm με έλεγχο των διαφορών που παρουσιάζονται στον συντελεστή μετάδοση θερμότητας και της πτώσεις πίεσης του εργαζόμενου μέσου για υπερθέρμανση 5°C και χωρίς υπερθέρμανση. Η συσχέτιση των δύο αυτών μεγεθών γίνεται συναρτήσει της μέσης θερμικής ισχύος νερού και μέσου καθώς με μεταβολή της υπερθέρμανσης μεταβάλλεται η διαφορά ενθαλπίας και έτσι για μια παροχή του εργαζόμενου αντιστοιχούν διαφορετικές θερμικές ισχύς για τις συγκρινόμενες συνθήκες σε αντίθεση με τα διαγράμματα που προηγήθηκαν όπου η διαφορά ενθαλπίας του μέσου, η με άλλα λόγια η θερμοδυναμική μεταβολή είναι κοινή. Τα αποτελέσματα των δύο περιπτώσεων μπορούν να θεωρηθούν κοινά καθώς στο συντελεστή μετάδοση θερμότητας η μέγιστη ποσοστιαία διαφορά μεταξύ τους είναι 2% ενώ στη πτώση πίεσης η μέγιστη διαφορά είναι 2mbar. Οι διαφορές αυτές προκύπτουν μετά από παρεμβολή γραμμικών συναρτήσεων (με $R^2 \geq 0.985$) μεταξύ των σημείων και μετά χρήση των συναρτήσεων της παρεμβολής για κοινή θερμική ισχύ.



Σχήμα 4-12 ΣΜΘ για διαφορετικές υπερθερμάνσεις εισόδου του εργ. μέσου 0 και 5°C



Σχήμα 4-13 Πτώση πίεσης για υπερθερμάνσεις εισόδου του εργ. μέσου 0 και 5°C

4.3. Αποτελέσματα που αφορούν τη γεωμετρία δοντιού

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται συγκριτικά διαγράμματα του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και της πτώσης πίεσης του εργαζόμενου μέσου των δύο τύπων γεωμετρίας A και B για κοινές γεωμετρικές συνθήκες. Οι μεταβολές των γεωμετρικών στοιχείων των σωλήνων B σε σχέση με τους σωλήνες A παρουσιάζονται στον Πίνακα 4-2. Σε όλες τις διαστάσεις πραγματοποιήθηκε μείωση της γωνίας του δοντιού γ και αύξηση της γωνίας της ελίκωσης με αποτέλεσμα το προφίλ του δοντιού σε τομή κάθετα στο σωλήνα να οξύνεται ενώ το βήμα της ελίκωσης μειώνεται. Το ύψος του δοντιού μειώνεται από 0% στα 12mm έως 20% στα 5mm. Το πάχος τοιχώματος στη διάσταση 12mm παραμένει για λόγους αντοχής σε πίεση ενώ στις υπόλοιπες διαστάσεις μειώνεται κατά μέσο όρο 5%. Ο αριθμός των δοντιών σε όλες τις περιπτώσεις εκτός των 12mm χιλιοστών αυξάνεται. Η επίδραση αυτών των γεωμετρικών αλλαγών επιφέρει μείωση στο βάρος μέτρου (Weight Per Meter-WPM) του χαλκοσωλήνα κατά 6%, 14%, 11% και 3% για τις διαστάσεις 12mm, 9.52mm, 7mm και 5mm αντίστοιχα.

Πίνακας 4-2 Γεωμετρικές διαφορές τύπων IGT A και B

IGT Do mm	Type A VS Type B					
	t_w	h	γ	ϕ	N	WPM
12	0%	0%	-73%	67%	0%	-6%
9,52	-6%	-10%	-53%	47%	17%	-14%
7	-4%	-17%	-73%	50%	16%	-11%
5	-5%	-20%	-70%	52%	35%	-3%

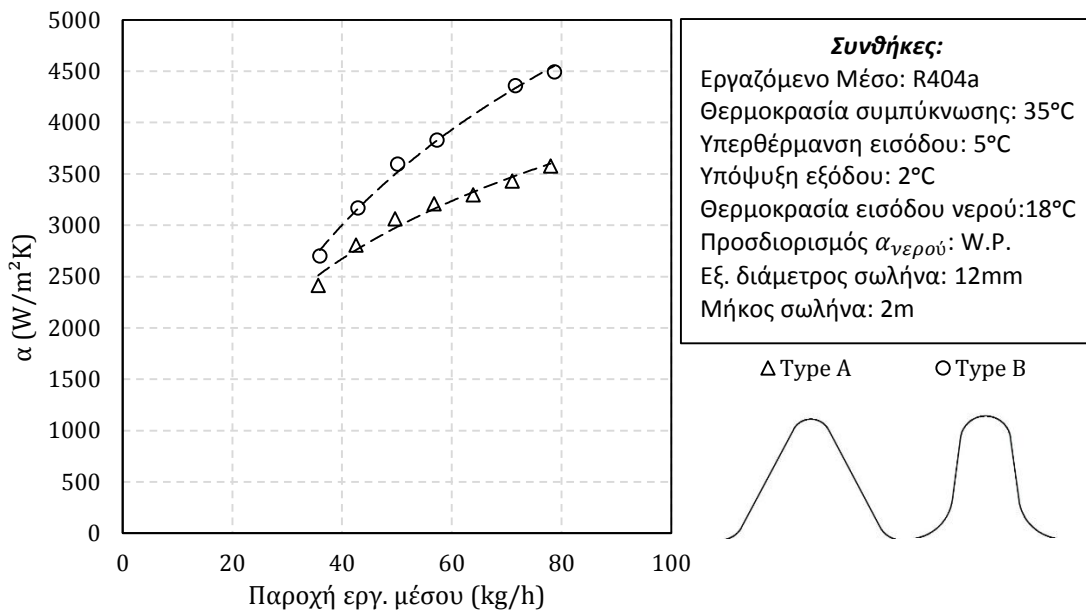
Όλες οι μετρήσεις πραγματοποιήθηκαν σε θερμοκρασία συμπύκνωσης 35°C με υπερθέρμανση εισόδου 5°C και υπόψυξη εξόδου 2°C σε μήκος σωλήνα 2m. Οι διαστάσεις 12mm και 9.52mm μετρήθηκαν με εργαζόμενο μέσο R404 και οι διαστάσεις 7mm και 5mm με R410. Οι σωλήνες τύπου B παρουσίασαν 10-30% υψηλότερους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας σε σχέση με του σωλήνες τύπου A ενώ γενικά παρατηρείται μεγάλη αύξηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας καθώς η διάσταση μειώνεται ανεξαρτήτως τύπου. Αντίστοιχα η πτώση πίεση όταν η διάσταση μειώνεται αυξάνεται έντονα. Η πτώση πίεσης μεταξύ των δύο τύπων δεν παρουσίασε έντονες διαφορές εκτός από τα διάσταση 12mm όπου σημειώθηκε 43% υψηλότερη πτώση πίεσης των σωλήνων B σε σχέση με του A. Αυτή η διαφορά στη διάσταση 5mm οφείλεται σε ένα βαθμό στη διατήρηση του ύψους του δοντιού. Ο μέσος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας υπολογίζεται με χρήση της μεθόδου LMTD και της θεωρίας των θερμικών αντιστάσεων ενώ ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του νερού ψύξης προσδιορίζεται με τη μέθοδο Wilson Plot. Σημειώνεται επίσης ότι στα διαγράμματα που ακολουθούν οι παρεμβολές που διαγράφονται μεταξύ των σημείων μέτρησης είναι πολυωνυμικές 3^{ου} βαθμού και χαράσσονται για εποπτικούς λόγους. Για είναι εύκολη η άμεση σύγκριση της απόδοσης των σωλήνων των δύο τύπων A και B ορίζονται οι συντελεστές θερμικής απόδοσης και πίεσης αντίστοιχα

$$\sigma_{\alpha} = \frac{\alpha_B - \alpha_A}{\alpha_A} \cdot 100\%$$

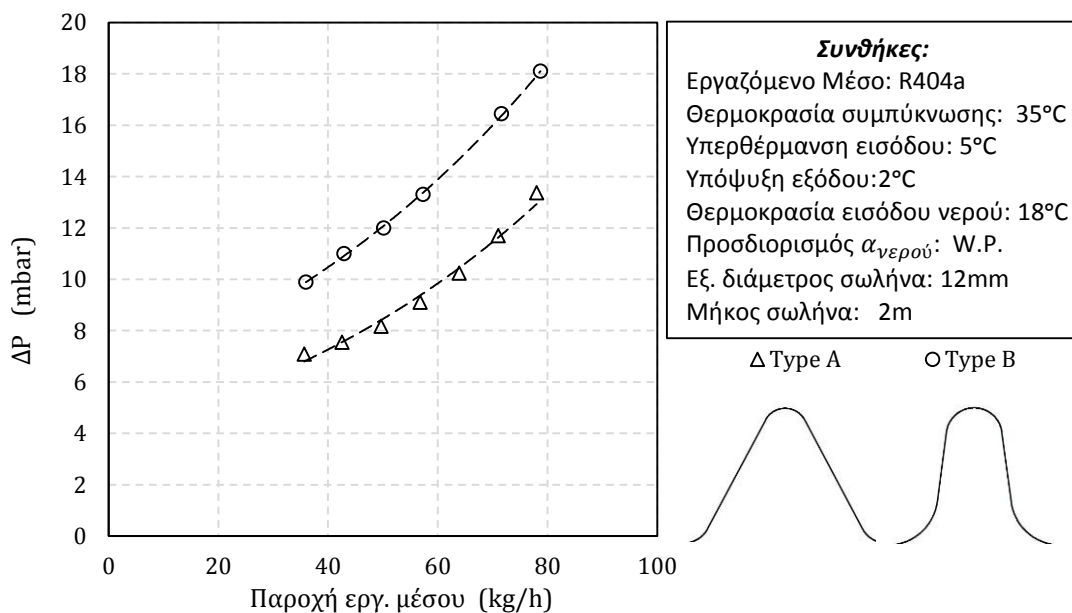
$$\sigma_{\Delta P} = \frac{\Delta P_B - \Delta P_A}{\Delta P_A} \cdot 100\%$$

4.3.1. Γεωμετρία σωλήνα 12mm

Στη διάσταση 12mm οι δύο τύποι έχουν κοινό πάχος τοιχώματος, αριθμό δοντιών και ύψος δοντιού ενώ ο τύπος B έχει μικρότερη γωνία δοντιού και μεγαλύτερη γωνία ελίκωσης. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 4-14 ο συντελεστής θερμικής απόδοσης σ_α είναι μέγιστος και 28% στη μέγιστη παροχή εργαζόμενου μέσου 80 kg/h ενώ η επίδραση της γεωμετρίας του δοντιού στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας είναι μικρή στην ελάχιστη παροχή 35 kg/h. Η πτώση πίεσης των δύο τύπων στο Σχήμα 4-15 παρουσιάζει μικρή διαφορά μετατόπισης (offset) κατά μέσο όρο 4mbar που μεταφράζεται ποσοστιαία σε 57% στην ελάχιστη παροχή μέσου.



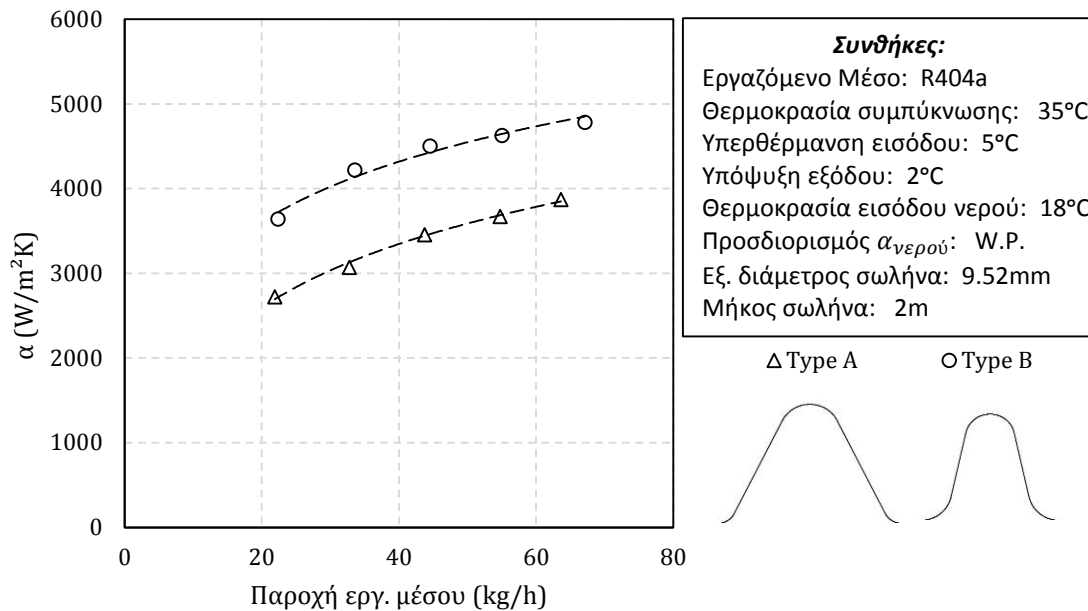
Σχήμα 4-14 ΣΜΘ R404a σωλήνων 12mm



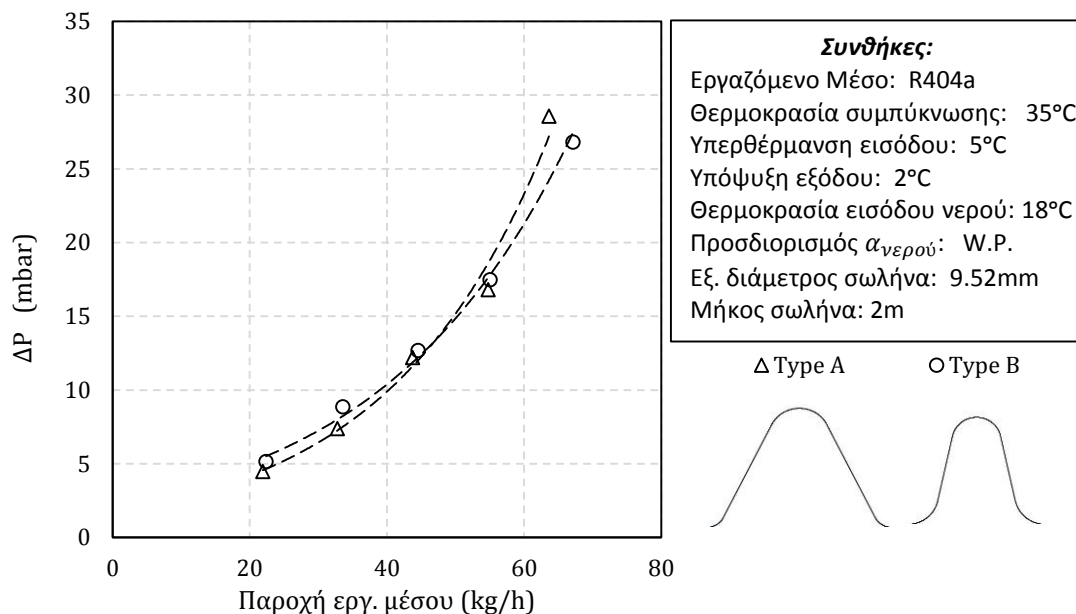
Σχήμα 4-15 Πτώση πίεσης R404a σωλήνων 12mm

4.3.2. Γεωμετρία σωλήνα 9.52mm

Στη διάσταση 9.52mm από το Σχήμα 4-16 ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του τύπου Β είναι θετικά μετατοπισμένος κατά περίπου $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ή με όρους συντελεστή απόδοσης $\sigma_\alpha = 35\%$ στην ελάχιστη παροχή και $\sigma_\alpha = 25\%$ στην μέγιστη. Ενώ η αύξηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας είναι σημαντική η διαφορά πίεσης στο Σχήμα 4-17 μπορεί να θεωρηθεί ίδια για τους δύο τύπους σωλήνα.



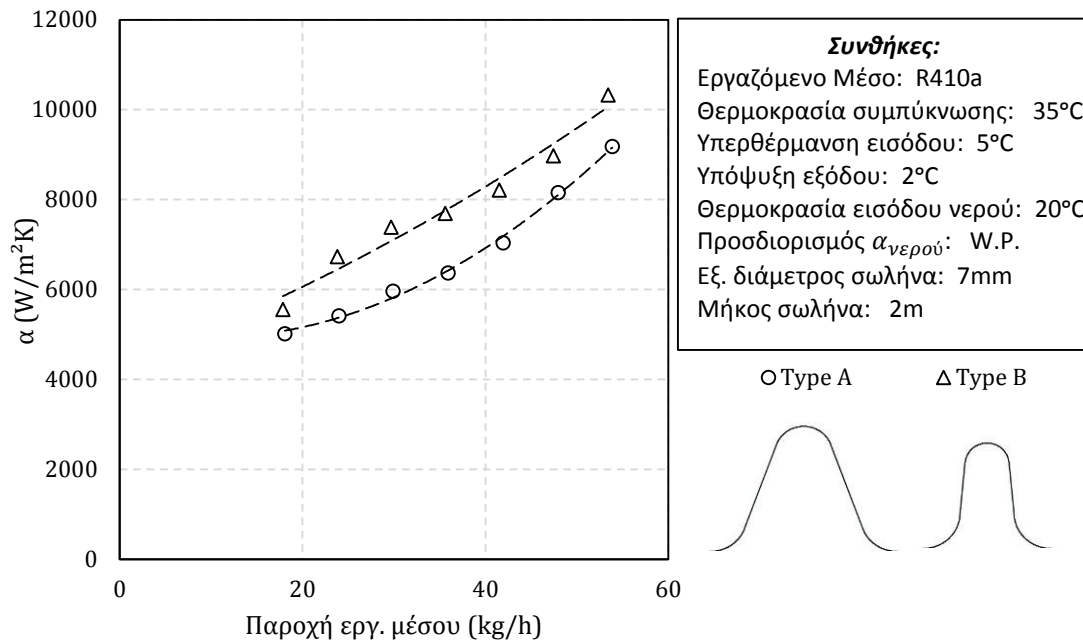
Σχήμα 4-16 ΣΜΘ R404a σωλήνων 9.52mm



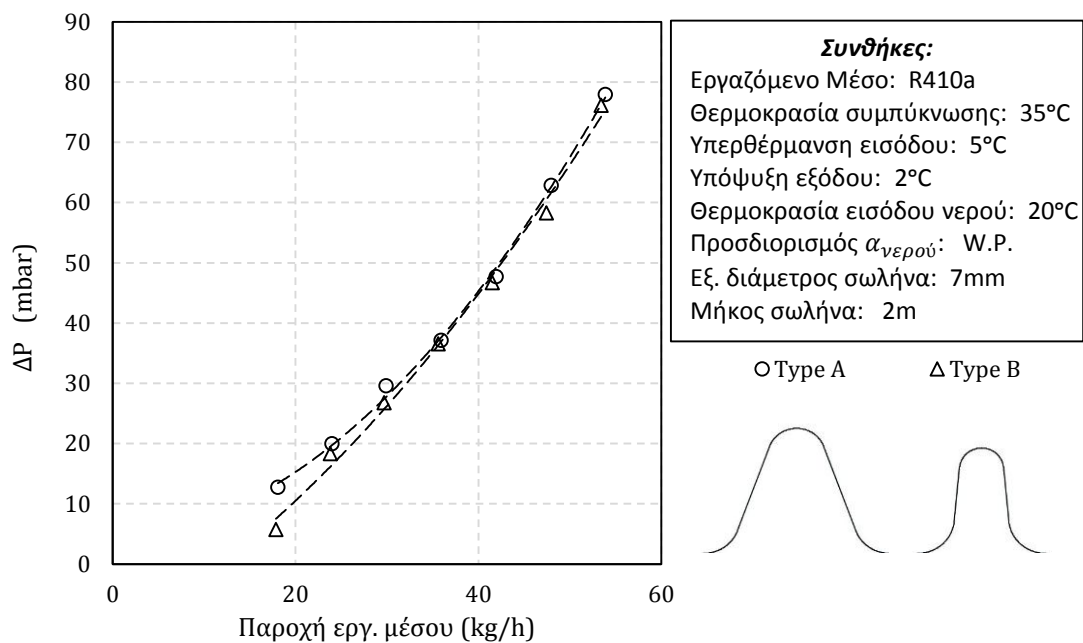
Σχήμα 4-17 Πτώση πίεσης R404a σωλήνων 9.52mm

4.3.3. Γεωμετρία σωλήνα 7mm

Στη διάσταση 7mm με εργαζόμενο μέσο R410 από το Σχήμα 4-18 η πολυωνυμική 2^{ου} βαθμού ($R^2 = 96\%$) του ο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του τύπου B είναι θετικά μετατοπισμένη κατά περίπου $1400 \text{ W/m}^2\text{K}$ και ο μέσος συντελεστής θερμικής απόδοσης για όλο το εύρος παροχής του εργαζόμενου μέσου είναι 20%. Όπως και στη περίπτωση της διάστασης 9.52mm η πτώση πίεσης μεταξύ των δύο τύπων 7mm δεν παρουσιάζει αξιόλογες διαφορές (Σχήμα 4-19).



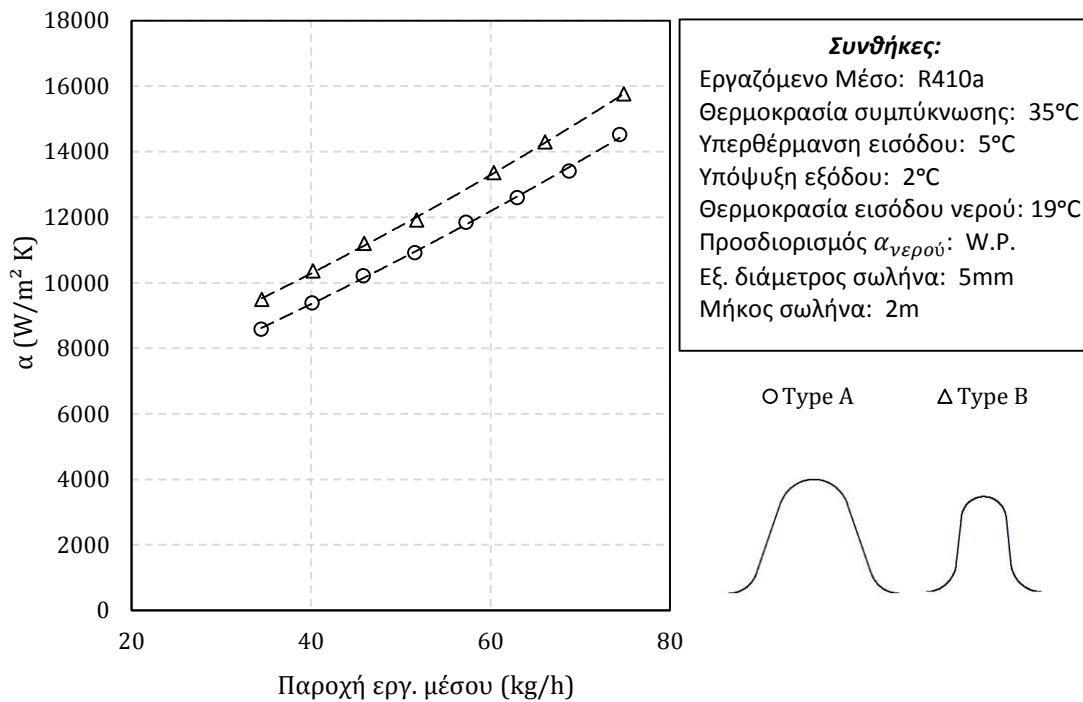
Σχήμα 4-18 ΣΜΘ R410A σωλήνων 7mm



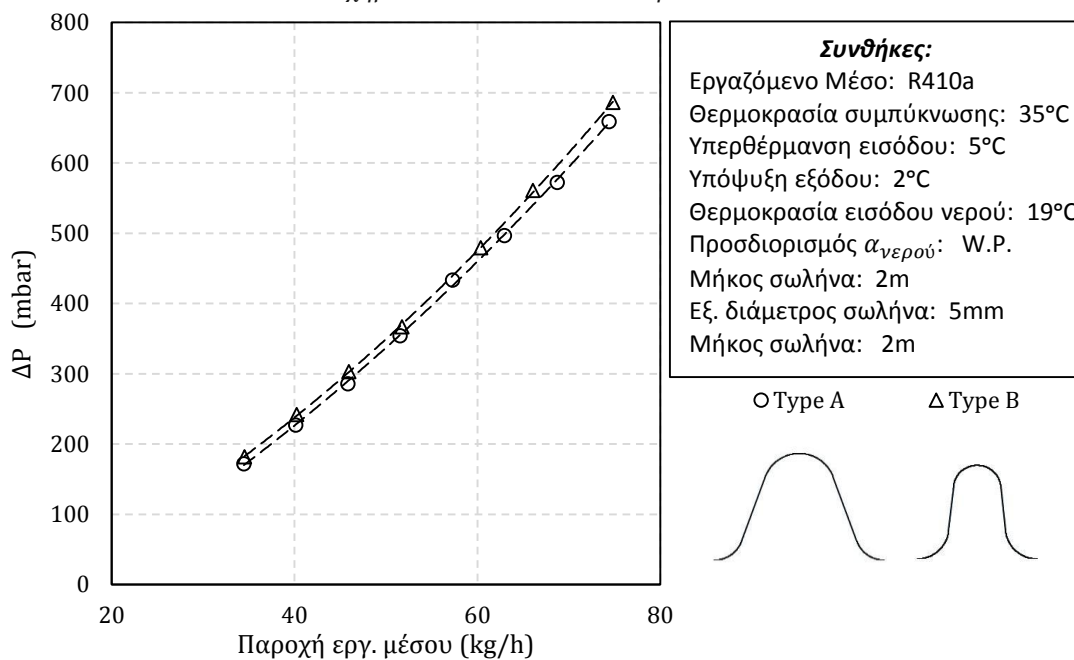
Σχήμα 4-19 Πτώση πίεσης R410a σωλήνων 7mm

4.3.4. Γεωμετρία σωλήνα 5mm

Όμοια με τις περιπτώσεις των διαστάσεων 9.52mm και 7mm, οι δύο τύποι των σωλήνων παρουσιάζουν διαφορά τύπου μετατόπισης στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του εργαζόμενου μέσου. Αυτή η διαφορά είναι κατά μέσο όρο $1400 \text{ W/m}^2\text{K}$ ή με όρους συντελεστή απόδοσης $\sigma_\alpha = 16\%$ στην ελάχιστη παροχή και $\sigma_\alpha = 10\%$ στην μέγιστη. Και εδώ η διαφορά στη πτώση πίεσης είναι μη σημαντική με το συντελεστή πτώσης πίεσης να είναι μέγιστος $\sigma_{\Delta P} = 6\%$ στην ελάχιστη παροχή και 2% στη μέγιστη.



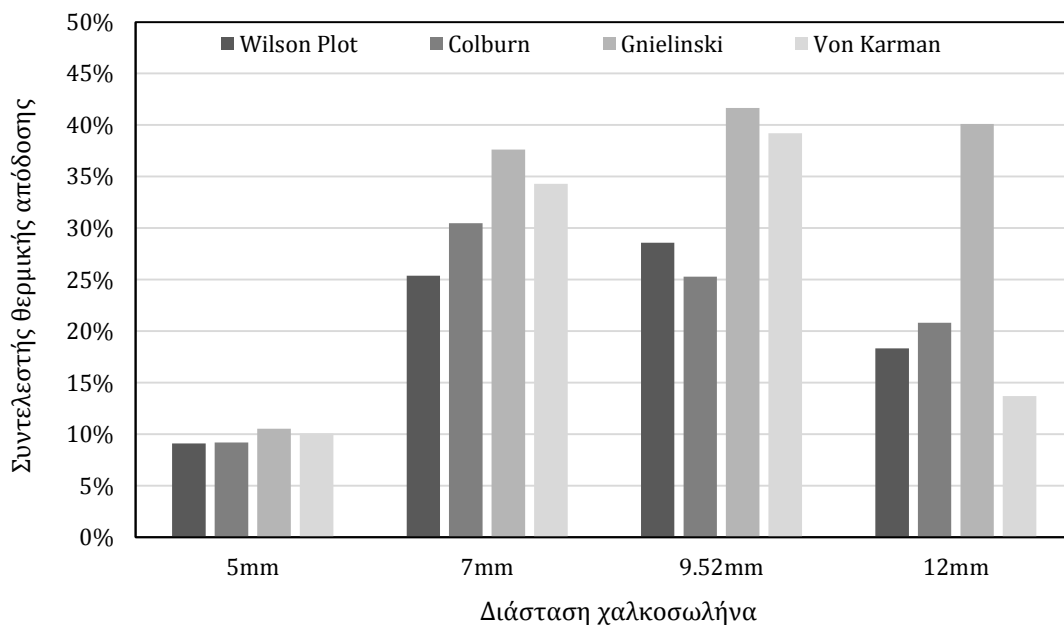
Σχήμα 4-20 ΣΜΘ R410A σωλήνα 5mm



Σχήμα 4-21 Πτώση πίεσης R410a σωλήνων 5mm

4.3.5. Μέθοδος προσδιορισμού του συντελεστή του νερού

Στην ενότητα 3.2.5. έγινε σύγκριση των ημιεμπειρικών μεθόδων Colburn, Gnielinski και von Karman με μέθοδο Wilson Plot χρησιμοποιώντας το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του νερού και βρέθηκε ότι οι μέθοδοι παρουσιάζουν σχετικά μεγάλες αποκλίσεις. Εδώ παρουσιάζεται η επίδραση που έχουν οι διαφορετικές μέθοδοι προσδιορισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του νερού στον Συντελεστή θερμικής απόδοσης με τον οποίο αξιολογούνται συγκριτικά οι χαλκοσωλήνες. Το Σχήμα 4-22 αφορά στο συντελεστή απόδοσης των διαστάσεων 5mm, 7mm, 9.52mm, 12mm για μέσες τιμές παροχής του εργαζόμενου μέσου από το σετ μετρήσεων 50, 35, 45 και 50 kg/h αντίστοιχα. Η πρώτη παρατήρηση έχει να κάνει με τη θετικότητα του συντελεστή που αποδεικνύει ότι τα ποιοτικά συμπεράσματα περί βελτίωσης της θερμικής απόδοσης των χαλκοσωλήνων που μελετώνται είναι ανεξάρτητα από τη μέθοδο προσδιορισμού του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του νερού. Όλες οι μέθοδοι φαίνεται να συμφωνούν στη περίπτωση των 5mm όπου και ο συντελεστή θερμικής απόδοσης είναι σχετικά μικρός, περίπου 9%. Στις υπόλοιπες διαστάσεις η μέθοδος Gnielinski εμφανίζει τις υψηλότερες τιμές που κυμαίνονται μεταξύ 38% και 40%. Η μέθοδος Colburn όλες τις διαστάσεις δείχνει να συμφωνεί με τη μέθοδο Wilson Plot παρόλο που είναι η πιο απλή και δεν λαμβάνει υπόψιν το συντελεστή τριβής ο οποίος υπολογίζεται μέσω της πτώσης πίεσης του νερού. Η μέγιστη διαφορά στους συντελεστές απόδοσης Colburn και Wilson Plot είναι $\pm 5\%$. Τέλος η μέθοδος Von Karman παρουσιάζει διαφορά στους συντελεστές απόδοσης σε σχέση με τη Wilson Plot -5% έως 11%,



Σχήμα 4-22 Επίδραση μεθόδου υπολογισμού του ΣΜΘ του νερού στο συντελεστή θερμικής απόδοσης μεταξύ σωλήνων τύπου A και B

5. Συμπεράσματα και προτάσεις για το μέλλον

Ο πειραματικός προσδιορισμός του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας (ΣΜΘ) και της πτώσης πίεσης που προηγήθηκε βοηθά στη διεξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων σχετικά με το πείραμα και την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων. Παρακάτω αναφέρονται τα βασικά συμπεράσματα και τυχόν προτάσεις για μελλοντική εργασία με αναφορά την αντίστοιχη ενότητα της εργασίας.

Από τη Βιβλιογραφική ανασκόπηση (2.1.), οι σωλήνες με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση μπορούν στην ίδια διάσταση να παρουσιάζουν ΣΜΘ έως τρεις φορές μεγαλύτερο και πτώση πίεσης έως και δύο φορές σε σχέση με λείο σωλήνα με την ποσοστιαία αύξηση στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας να είναι πάντα μεγαλύτερη από της αύξηση στη πτώση πίεσης. Αυτές οι διαφορές λείου και διαμορφωμένου σωλήνα μειώνονται καθώς μειώνεται η διάσταση του χαλκοσωλήνα. Οι διάφορες ημιεμπειρικές σχέσεις που συναντώνται στη βιβλιογραφία εκφράζουν τον τοπικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας συμπίκνωσης συναρτήσει της ποιότητας ατμού και δεν παρουσιάζουν ικανοποιητική ακρίβεια σε σχέση με πειραματικά αποτελέσματα με απόλυτες αποκλίσεις έως και 180% ενώ δεν μπορούν να συγκριθούν ευθέως με τα αποτελέσματα της παρούσας εργασίας καθώς εδώ διεξάγεται ο μέσος συντελεστής της μεταβολής. Η διεξαγωγή του τοπικού ΣΜΘ από την υπάρχουσα πειραματική διάταξη θα μπορούσε να γίνει είτε με προσθήκη θερμοστοιχείων στην επιφάνεια του χαλκοσωλήνα είτε με χρήση προσομοίωσης για προσδιορισμό της θερμοκρασίας τοιχώματος. Ακόμη από τη βιβλιογραφία είναι φανερό ότι η βελτιωμένη απόδοση ενός σωλήνα ως προς τη μεταφορά θερμότητας παραμένει ανεξάρτητα από το εργαζόμενο μέσο, δηλαδή εάν ένας σωλήνας παρουσιάζει υψηλότερο συντελεστή σε σχέση με ένα άλλο σε ένα εργαζόμενο μέσο αναμένεται βελτίωση και στα υπόλοιπα μέσα για την ίδια θερμοκρασία συμπίκνωσης.

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του νερού ψύξης (βλέπε ενότητα 3.2.) που υπολογίζεται με τις ημιεμπειρικές μεθόδους Colburn, Gnielinski και von Karman παρουσιάζει απόλυτη απόκλιση έως και 30% σε σχέση με τη με την μέθοδο Wilson Plot. Η επιλογή μεθόδου προσδιορισμού του ΣΜΘ του νερού επιδρά στον υπολογισμό του εσωτερικού ΣΜΘ του εργαζόμενου μέσου. Η αντίστοιχη επίδραση στον συντελεστή θερμικής απόδοσης σα που τελικά ενδιαφέρει παρουσιάστηκε στην ενότητα 4.3.5 και δείχνει ότι το ποιοτικό συμπέρασμα που διεξάγεται παραμένει ανεξάρτητα από τη μέθοδο προσδιορισμού του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του νερού ψύξης. Πέρα από τη γενική τους αβεβαιότητα, το κύριο μειονέκτημα των ημιεμπειρικών μεθόδων είναι ότι δεν λαμβάνονται υπόψιν τα τμήματα προσαγωγής του νερού στο δείγμα αλλά το τμήμα του νερού θεωρείται εξ ολοκλήρου δακτυλιοειδής αγωγός. Προσομοίωση της ροής του νερού και προσδιορισμός του συντελεστή του νερού θα βοηθούσε στην συγκριτική αξιολόγηση με τις μεθόδους που χρησιμοποιήθηκαν εδώ.

Σχετικά με τις πειραματικές συνθήκες (βλέπε ενότητα 4.2.) ελέγχθηκαν οι επιδράσεις της θερμοκρασίας εισόδου του νερού, της παροχής του νερού αλλά και της υπερθέρμανσης εισόδου στον εξαγόμενο ΣΜΘ του εργαζόμενου μέσου. Όταν η παροχή ή η θερμοκρασία εισόδου του νερού αυξάνεται παρατηρείται αύξηση και του συντελεστή του εργαζόμενου μέσου. Στη διάσταση των 5mm η επίδραση αυτή είναι μικρή λόγω των ήδη υψηλών ΣΜΘ. Οι μετρήσεις με και χωρίς υπερθέρμανση εισόδου έδειξαν μικρή επίδραση στο ΣΜΘ του εργαζόμενου μέσου. Αντίθετα με το ΣΜΘ του εργ. μέσου η πτώση πίεσης δεν παρουσιάζει εξάρτηση με καμία από τις συνθήκες αυτές. Από αυτά είναι φανερό ότι για να μπορούν

να γίνουν συγκριτικές μετρήσεις του ΣΜΘ διαφορετικών σωλήνων η θερμοκρασία του νερού πρέπει να παραμένει κοινή για κοινές παροχές του εργ. μέσου.

Σε ότι αφορά την τη γεωμετρία του δοντιού (βλέπε ενότητα 4.3.) βρέθηκε ότι αυτή επιδρά σε μεγάλο βαθμό στο ΣΜΘ του εργαζόμενου μέσου και λιγότερο στη πτώση πίεσης. Οι βελτιωμένες γεωμετρίες των σωλήνων τύπου Β χαρακτηρίζονται από μικρότερη γωνία και ύψος δοντιού με αυξημένη τη γωνίας ελίκωσης και του αριθμού των δοντιών σε σχέση με τον τύπο σωλήνων Α. Ο τύπος σωλήνων Β με αυτές τις γεωμετρικές μεταβολές παρουσιάζει μικρότερο γραμμικό βάρος, πράγμα που αποτελεί βασικό κριτήριο απόδοσης καθώς στην πράξη οδηγεί σε εξοικονόμηση πόρων σε υλικό που στη περίπτωση του χαλκού είναι πολύ σημαντική λόγω της υψηλής τιμής του. Ο ΣΜΘ του εργαζόμενου μέσου αυξάνεται με τη πτώση πίεσης να αυξάνεται για τη διάσταση 12mm και παραμένει στα ίδια επίπεδα για τις διαστάσεις 9.52mm, 7mm και 5mm μεταξύ των δύο τύπων σωλήνων για κοινή διάσταση. Τα περιθώρια αύξησης του ΣΜΘ είναι μεγαλύτερα στις μεγάλες διαστάσεις-διαμέτρους όπου οι τιμές του ΣΜΘ είναι μικρότερες. Έτσι το γενικό συμπέρασμα σχετικά με τη γεωμετρία του δοντιού είναι ότι είναι δυνατή η ταυτόχρονη αύξηση του ΣΜΘ με μείωση του γραμμικού βάρους χωρίς σημαντικές μεταβολές στη πτώση πίεσης.

Από τους υπολογισμούς μεταφοράς του σφάλματος λόγω σφάλματος μέτρησης πίεσης, θερμοκρασίας, διαφοράς πίεσης και παροχής (βλέπε ενότητα 3.4. και 7.3) φαίνεται για το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας ότι όσο η παροχή του μέσου αυξάνεται, αυξάνεται και το σφάλμα και με τιμές από $\pm 7\%$ έως και $\pm 30\%$. Το σφάλμα αυτό υπεισέρχεται κυρίως λόγω των υπολογισμών του ρεύματος του νερού και κυρίως της θερμοκρασίας. Ενδεικτικά το μέγιστο σφάλμα που συναντάται στον υπολογισμό της θερμικής ισχύος είναι $\pm 18\%$ και $\pm 2\%$ για τα ρεύματα νερού και εργαζόμενου μέσου αντίστοιχα. Το σφάλμα στη αυτό μπορεί να μειωθεί αρχικά με εγκατάσταση θερμοστοιχείων μεγαλύτερη ακρίβειας αλλά κυρίως μπορεί να μειωθεί μεταβάλλοντας τις συνθήκες του νερού έτσι ώστε η διαφορά θερμοκρασίας στο ρεύμα του νερού να μην προκύπτει τόσο μικρή. Με τους υπολογισμούς που καταστρώθηκαν έχει δημιουργηθεί η βάση για την μελλοντική έκφραση της αβεβαιότητας μέτρησης.

6. Βιβλιογραφία

- [1] Y. Shabtay, J.R.H. Black, N.D. Cotton 2015. New Copper-based Heat Exchanger, Part 1 New technologies. Heat Transfer Technologies LLC.
- [2] Copper Development Association Publication A4015-14/16: Copper Tube Handbook
- [3] A.E. Bergles, R. L. Webb, G. H. Junkan. 1978. Energy Conservation via Heat Transfer Enchantment.
- [4] Chamra, L., Webb, R. and Randlett, M. 1996. Advanced microfin tubes for condensation. *Int. J Heat Mass Transfer*, 39: 1839-1846.
- [5] Gang Li , Lihao Huang , Leren Tao 2017. Experimental investigation of refrigerant condensation heat transfer characteristics in the horizontal microfin tubes. *Applied Thermal Engineering* 123 (2017) 1484–1493.
- [6] Jung, D., Cho, Y. and Park, K. 2004. Flow condensation heat transfer coefficients of R22, R134a, R407C, and R410A inside plain and microfin tubes. *Int. J Refrig*, 27:25-32.
- [7] Goto, M., Inoue, N. and Ishiwatari, N. 2001. Condensation and evaporation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes. *Int. J Refrig*, 24:628-638.
- [8] Han, D. and Lee, K.J. 2005. Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalty factors in four microfin tubes. *Int. J Heat Mass Transfer*, 48:3804-3816.
- [9] Kim, M.H. and Shin, J.S. 2005. Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes. *Int. J Refrig*, 28:949-957.
- [10] Wang, H.S., Rose, J.W. and Honda, H. 2003. Condensation of refrigerants in horizontal microfin tubes: comparison of correlations for frictional pressure drop. *Int. J Refrig*, 26:461-472.
- [11] Wang, H.S. and Honda, H. 2003. Condensation of refrigerants in horizontal microfin tubes: comparison of prediction methods for heat transfer. *Int. J Refrig*, 26:452-460.
- [12] Luu M, Bergles AE. Enhancement of horizontal in-tube condensation of refrigerant-113. *ASHRAE Trans* 1980;86(pt I):293–312.
- [13] Cavallini A, Doretti L, Klammsteiner N, Longo LG, Rossetto L. Condensation of new refrigerants inside smooth and enhanced tubes. In: *Proc. 19th Int. Cong. Refrigeration*, vol. IV, Hague, The Netherlands, 1995. p. 105–14.
- [14] Shikazono N, Itoh M, Uchida M, Fukushima T, Hatada T. Predictive equation proposal for condensation heat transfer coefficient of pure refrigerants in horizontal microfin tubes. *Trans Jap Soc Mech Engrs* 1998;64:196–203 .
- [15] Kedzierski MA, Goncalves JM. Horizontal convective condensation of alternative refrigerants within a micro-fin tube. *J Enhanced Heat Transfer* 1999;6(2-4):161-78.
- [16] Yu J, Koyama S. Condensation heat transfer of pure refrigerants in microfin tubes. In: *Proc. Int. Refrigeration Conference at Purdue Univ. ,West Lafayette, USA, 1998*. p. 325–30.
- [17] Δημήτριος Ε. Μανωλάκος, Κατεργασίες Ι, Πρόχειρες σημειώσεις. 2010. Κεφάλαιο 8: Σωληνωπότητα (Tube Drawing).
- [18] Smith S.L. Void fraction in two-phase flow: a correlation based upon an equal velocity head model. *Proc. Instn. Mech. Engrs* 1969–1970; 184 (pt. 1): 647–664.
- [19] Lynn Michael Schlager, The effect of oil on heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of refrigerant inside augmented tubes, 1988 Iowa State University.
- [20] EN378-2016:Refrigerating systems and heat pumps. Safety and environmental requirements.
- [21] E.E. Wilson, A basis of rational design of heat transfer apparatus, *ASME Journal of Heat Transfer* 37 (1915) 47–70.
- [22] Ξενοφών Κακάτσιος, Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης, Εκδόσεις Συμewών, Αθήνα 2006.

- [23] Σ.Ε. Σιμόπουλος, Μετρήσεις Τεχνικών Μεγεθών, Β' Έκδοση, Αθήνα 1989.
- [24] Robert J. Moffat, Stanford, California Describing the Uncertainties in Experimental Results, Mech Eng Dep, Stanford University 1988.
- [25] Lemmon, E.W., "Pseudo Pure-Fluid Equations of State for the Refrigerant Blends R-410A, R-404A, R-507A, and R-407C", Int. J. Thermophys., 24(4):991-1006, 2003.

Ηλεκτρονική Βιβλιογραφία

- [e1] <https://www.microgroove.net/supplier-directory>
- [e2] <https://www.halcor.com>
- [e3] <http://www.chino.co.jp/english/download>
- [e4] http://www.wika.us/upload/BR_CAT_Electronic_Pressure_en_us_17801.pdf
- [e5] <https://www.yokogawa.com/solutions/products-platforms/fieldinstruments/pressure-transmitters/differential-pressure>
- [e6] <http://www.emerson.com/en-us/automation/measurement-instrumentation/flow-measurement/coriolis-flow-meters>
- [e7] <https://visaya.solutions/article/game-coriolis-mass-flow-measurement>
- [e8] <http://me1065.wikidot.com/automotive-heat-exchangers>
- [e9] http://ipl.physics.harvard.edu/wpuploads/2013/03/PS3_Error_Propagation_sp13.pdf

7. Παράρτημα

7.1. Σχήματα

Σχήμα 1-1 Σωλήνες με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση[e1].....	15
Σχήμα 1-2 Γεωμετρία σωλήνα με εσωτερική ελικοειδή διαμόρφωση[e2]	17
Σχήμα 1-3 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημιεμπειρική σχέση Luu and Bergles [11]	20
Σχήμα 1-4 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημιεμπειρική σχέση Cavallini [11].....	20
Σχήμα 1-5 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημιεμπειρική σχέση Yu and Koyama [11]	21
Σχήμα 1-6 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημιεμπειρική σχέση Shikazono [11].....	21
Σχήμα 1-7 Σύγκριση πειραματικού ΣΜΘ με τη ημ/κή σχέση Kedzierski and Goncalves [11].....	21
Σχήμα 2-1 Εναλλάκτης αντιρροής [e8]	23
Σχήμα 2-2 Μετρητικά όργανα στο τμήμα του δείγματος	24
Σχήμα 2-3 Διάγραμμα λειτουργίας της εργαστηριακής διάταξης.....	25
Σχήμα 2-4 Σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου στο διάγραμμα λειτουργίας	27
Σχήμα 2-5 Θερμοδυναμικός κύκλος του εργ. μέσου της διάταξης.....	27
Σχήμα 2-6 Θερμοστοιχείο Pt100 [e3].....	29
Σχήμα 2-7 Αισθητήρας πίεσης [e4].....	30
Σχήμα 2-8 Αισθητήρας διαφοράς πίεσης [e5].....	30
Σχήμα 2-9 Ροόμετρο Coriolis με τον πομπό [e6].....	31
Σχήμα 2-10 Αρχή λειτουργίας του ροόμετρου Coriolis [e7]	31
Σχήμα 2-11 Σφάλμα μέτρησης θερμοκρασίας και παρεμβολή	36
Σχήμα 2-12 Σφάλματα μέτρησης πίεσης και παρεμβολή	36
Σχήμα 2-13 Σφάλματα μέτρησης διαφοράς πίεσης και παρεμβολή	36
Σχήμα 2-14 Πίεση R410a και R404a στη θερμοκρασία αλλαγή φάσης	38
Σχήμα 2-15 ΣΜΔ, Παροχή και ΔΤ νερού για λείο σωλήνα και IGT	39
Σχήμα 2-16 Θερμική ισορροπία-χρόνος σε άκυρη μέτρηση	44
Σχήμα 2-17 Θερμική ισορροπία-χρόνος σε έγκυρη μέτρηση	44
Σχήμα 3-1 Εναλλάκτης αντιρροής και θερμοκρασίες ρευμάτων κατά τη συμπύκνωση.....	47
Σχήμα 3-2 Θερμική αντίσταση νερού μεθόδου Wilson Plot.....	49
Σχήμα 3-3 ΣΜΘ του νερού των μεθόδων Wilson Plot, Colburn, Gnielinski και Von Karman στη διάσταση 5mm	52
Σχήμα 3-4 ΣΜΘ του νερού των μεθόδων Wilson Plot, Colburn, Gnielinski και Von Karman στη διάσταση 7mm	53
Σχήμα 3-6 ΣΜΘ του νερού των μεθόδων Wilson Plot, Colburn, Gnielinski και Von Karman στη διάσταση 9.52mm.....	54
Σχήμα 3-8 ΣΜΘ του νερού των μεθόδων Wilson Plot, Colburn, Gnielinski και Von Karman στη διάσταση 12mm.....	55
Σχήμα 3-10 Θερμικές αντιστάσεις λόγω απωλειών στο τμήμα του δείγματος	56
Σχήμα 3-11 Θερμικές απώλειες στο τμήμα του δείγματος.....	57
Σχήμα 3-12 Σύνολο θερμικών αντιστάσεων στο τμήμα του δείγματος.....	58
Σχήμα 3-13 Ενθαλπία-Θερμοκρασία του νερού (1atm)	61
Σχήμα 3-14 Κατάσταση κορεσμένου υγρού σε P-h διάγραμμα, ισόθλιπτη 1-2, ισοθερμοκρασιακή 1-3	63
Σχήμα 4-1 Θερμική ισορροπία για το σύνολο των μετρήσεων	67
Σχήμα 4-2 Εύρη παροχών για το σύνολο των μετρήσεων και τη διάσταση εξωτερικού σωλήνα .68	
Σχήμα 4-3 ΣΜΘ για θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18, 19, 20 και 21°C	69
Σχήμα 4-4 Πτώση πίεσης για σταθερές θερμοκρασίες εισόδου νερού 18, 19, 20 και 21°C.....	70
Σχήμα 4-5 ΣΜΘ δύο χαλκοσωλήνων για μεταβαλλόμενη και σταθερή θερμ. εισόδου νερού	71
Σχήμα 4-6 ΔΡ δύο χαλκοσωλήνων για μεταβαλλόμενη & σταθερή θερμ. εισόδου νερού.....	71
Σχήμα 4-7 Μεταβαλλόμενη και σταθερή θερμοκρασία εισόδου νερού δύο χαλκοσωλήνων.....	72
Σχήμα 4-8 ΣΜΘ για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18 και 15-35°C.....	72

Σχήμα 4-9 Πτώση πίεσης για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18 και 15-35°C.....	73
Σχήμα 4-10 Παροχή νερού για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του νερού 18 και 15-35°C ..	73
Σχήμα 4-11 Θερμ. εισόδου του νερού 18 και 15-35°C συναρτήσει της παροχής του μέσου	73
Σχήμα 4-12 ΣΜΘ για διαφορετικές υπερθερμάνσεις εισόδου του εργ. μέσου 0 και 5°C.....	74
Σχήμα 4-13 Πτώση πίεσης για υπερθερμάνσεις εισόδου του εργ. μέσου 0 και 5°C	74
Σχήμα 4-14 ΣΜΘ R404a σωλήνων 12mm.....	76
Σχήμα 4-15 Πτώση πίεσης R404a σωλήνων 12mm	76
Σχήμα 4-16 ΣΜΘ R404a σωλήνων 9.52mm	77
Σχήμα 4-17 Πτώση πίεσης R404a σωλήνων 9.52mm	77
Σχήμα 4-18 ΣΜΘ R410A σωλήνων 7mm	78
Σχήμα 4-19 Πτώση πίεσης R410a σωλήνων 7mm	78
Σχήμα 4-20 ΣΜΘ R410A σωλήνα 5mm	79
Σχήμα 4-21 Πτώση πίεσης R410a σωλήνων 5mm	79
Σχήμα 4-22 Επίδραση μεθόδου υπολογισμού του ΣΜΘ του νερού στο συντελεστή θερμικής απόδοσης μεταξύ σωλήνων τύπου A και B	80

7.2. Πίνακες

Πίνακας 2-1 Εύρη βαθμονόμησης οργάνων.....	32
Πίνακας 2-2 Σφάλματα μέτρησης θερμοκρασίας	33
Πίνακας 2-3 Σφάλματα μέτρησης πίεσης	34
Πίνακας 2-4 Σφάλματα μέτρησης διαφοράς πίεσης.....	34
Πίνακας 2-5 Συντελεστές ευθειών των σφαλμάτων θερμ/σίας, πίεσης & διαφοράς πίεσης	37
Πίνακας 2-6 Ανοχές μετρητικών ενδείξεων κατά τη μέτρηση.....	40
Πίνακας 2-7 Στάδια του πειράματος και σχετικές διατάξεις	43
Πίνακας 3-1 Συντελεστές Wilson Plot	49
Πίνακας 3-2 Στοιχεία νερού ψύξης για σωλήνα μέτρηση σωλήνα 5mm	52
Πίνακας 3-3 Στοιχεία νερού ψύξης για σωλήνα μέτρηση σωλήνα 7mm	53
Πίνακας 3-4 Στοιχεία νερού ψύξης για σωλήνα μέτρηση σωλήνα 9.52mm.....	54
Πίνακας 3-5 Στοιχεία νερού ψύξης για σωλήνα μέτρηση σωλήνα 12mm.....	55
Πίνακας 4-1 Γεωμετρικά εύρη IGT.....	67
Πίνακας 4-2 Γεωμετρικές διαφορές τύπων IGT A και B.....	75
Πίνακας 7-1 Μετρήσεις και σφάλμα 12mm Type A IGT, R404A, $m_{ref, min} = 36 \text{ kg/h}$	88
Πίνακας 7-2 Μετρήσεις και σφάλμα 12mm Type A IGT R404A $m_{ref, max} = 78 \text{ kg/h}$	89
Πίνακας 7-3 Μετρήσεις και σφάλμα 9.52mm Type A IGT R404A $m_{ref, min} = 22 \text{ kg/h}$	90
Πίνακας 7-4 Μετρήσεις και σφάλμα 9.52mm Type A IGT, R404A $m_{ref, max} = 64 \text{ kg/h}$	91
Πίνακας 7-5 Μετρήσεις και σφάλμα 7mm Type A R410A $m_{ref, min} = 18 \text{ kg/h}$	92
Πίνακας 7-6 Μετρήσεις και σφάλμα 7mm Type A R410A $m_{ref, max} = 54 \text{ kg/h}$	93
Πίνακας 7-7 Μετρήσεις και σφάλμα 5mm Type A R410A $m_{ref, min} = 35 \text{ kg/h}$	94
Πίνακας 7-8 Μετρήσεις και σφάλμα 5mm Type A R410A $m_{ref, max} = 74 \text{ kg/h}$	95

7.3. Σειρές μετρήσεων και σφάλμα

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται αντιπροσωπευτικά σειρές μετρήσεων που συνοδεύονται με το σφάλμα μέτρησης όπως αυτό περιεγράφηκε στην ενότητα 2.2.3 υπολογίστηκε στην ενότητα 3.4. για δύο παροχές εργαζόμενου μέσου (τη μέγιστη και την ελάχιστη της σειράς μέτρησης). Για τη διάσταση 12mm που μετρήθηκε με εργαζόμενο μέσο R404A οι σειρές αφορούν τις παροχές 36 και 78 kg/h . Για τη διάσταση 9.525mm που μετρήθηκε με εργαζόμενο μέσο R404A οι σειρές αφορούν τις παροχές 22 και 64 kg/h. Για τη διάσταση 7mm που μετρήθηκε με εργαζόμενο μέσο R410A οι σειρές αφορούν τις παροχές 18 και 54 kg/h. Για τη διάσταση 5mm που μετρήθηκε με εργαζόμενο μέσο R404A οι σειρές αφορούν τις παροχές 35 και 74 kg/h. Το σφάλμα στον υπολογισμό του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του εργαζόμενου μέσου κυμαίνεται μεταξύ $\pm 7\%$ και $\pm 30\%$ ενώ το σφάλμα στη μέτρηση της πτώσης πίεσης κυμαίνεται μεταξύ $\pm 0.1\%$ και $\pm 6\%$ για το σύνολο των μετρήσεων.

Για το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας όσο η παροχή του μέσου αυξάνεται, αυξάνεται και το σφάλμα και αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο σφάλμα που έχει ο υπολογισμός της θερμικής ισχύος του νερού. Η διαφορά ενθαλπίας εισόδου και εξόδου του νερού σε υψηλές παροχές είναι μικρό μέγεθος και ενώ τα επιμέρους σφάλματα των ενθαλπιών μπορεί να είναι μικρές τιμές το σφάλμα στη διαφορά ενθαλπίας πολλαπλασιάζεται ακριβώς επειδή είναι μικρό μέγεθος. Για παράδειγμα στη χειρότερη περίπτωση όπου το σφάλμα του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του μέσου είναι 30% και η παροχή του νερού μέγιστη οι ενθαλπίες εισόδου και εξόδου είναι $h_{w,in} = 83.9 \pm 0.6$ και $h_{w,out} = 88.8 \pm 0.6$ kJ/kg, τότε η διαφορά ενθαλπίας είναι

$$\Delta h_w = 5.1 \pm 0.9 \frac{kJ}{kg}$$

αφού

$$\delta \Delta h_w = \sqrt{\delta h_{w,out}^2 + \delta h_{w,in}^2}$$

Έτσι το ποσοστιαίο σφάλμα στην διαφορά ενθαλπίας είναι $\pm 18\%$ που είναι πολύ μεγαλύτερο από το αντίστοιχο στις ενθαλπίες εισόδου και εξόδου που είναι $\pm 0.8\%$ και $\pm 0.7\%$ αντίστοιχα. Το σφάλμα αυτό μπορεί να μειωθεί αρχικά με εγκατάσταση θερμοστοιχείων μεγαλύτερη ακρίβειας αλλά κυρίως μπορεί να μειωθεί μεταβάλλοντας τις συνθήκες του νερού έτσι ώστε η διαφορά ενθαλπίας να μην προκύπτει τόσο μικρή. Αυτό μπορεί να γίνει με μείωση της θερμοκρασίας του νερού που θα οδηγήσει σε μείωση της απαιτούμενης παροχής για δεδομένη μεταβολή και τελικά η διαφορά θερμοκρασίας και πίεσης του νερού θα αυξηθούν. Το ίδιο φαινόμενο παρατηρείται και στο σφάλμα του LMTD και οφείλεται στην μικρή θερμοκρασιακή διαφορά του νερού. Σχετικά με το ποσοστιαίο σφάλμα στη μέτρηση της διαφοράς πίεσης, αυτό μειοτοποιείται στις χαμηλές παροχές όπου το μέγεθος της διαφοράς πίεσης είναι μικρό.

7.3.1. Μετρήσεις 12mm

Πίνακας 7-1 Μετρήσεις και σφάλμα 12mm Type A IGT, R404A, $m_{ref,min} = 36 \text{ kg/h}$

Περιγραφή Μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή	Σφάλμα		Μονάδα
			±	-	
Ρεύμα εργαζόμενου μέσου					
Θερμοκρασία εισόδου	T ref,in	40,1	0,22	0,5%	°C
Πίεση εισόδου	P ref,in	15,1	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εισόδου	h ref,in	386,2	2,34	0,6%	kJ/kg
Θερμοκρασία εξόδου	T ref,out	32,8	0,15	0,5%	°C
Πίεση εξόδου	P ref,out	15,0	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εξόδου	h ref,out	248,4	1,40	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh ref	137,9	2,73	2,0%	kJ/kg
Υπόψυξη εξόδου	T SC	1,9	0,16	8,3%	°C
Υπερθέρμανση εισόδου	T SH	5,1	0,22	4,4%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP	7,1	0,29	4,1%	mbar
Παροχή μάζας	m ref	35,6	0,07	0,2%	kg/h
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	T cond	34,9	0,03	0,1%	°C
Ρεύμα νερού ψύξης					
Παροχή μάζας	m w	195,0	0,2	0,1%	kg/h
Θερμοκρασία εισόδου	T w,in	18,0	0,14	0,8%	°C
Θερμοκρασία εξόδου	T w,out	23,9	0,15	0,6%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP w	31,6	0,90	2,9%	mbar
Ενθαλπία εισόδου	h w,in	75,7	0,6	0,8%	kJ/kg
Ενθαλπία εξόδου	h w,out	100,4	0,6	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh w	24,6	0,9	4%	kJ/kg
Διεξαγωγή συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου μέσου					
Θερμική ισχύς μέσου	Q ref	1365	27	2,0%	W
Θερμική ισχύς νερού	Q w	1334	53	4,0%	W
Μέση θερμική ισχύς	Q m	1349	60	4,5%	W
Θερμική ισορροπία	HB	-2,31	-0,13	-	%
Μέση λογαριθμική διαφορά	LMTD	13,69	0,70	5,1%	°C
Συντ. μετάδοσης θερμότητας	α	2415	164	6,8%	W/m ² ·K

Πίνακας 7-2 Μετρήσεις και σφάλμα 12mm Type A IGT R404A $m_{ref,max} = 78 \text{ kg/h}$

Περιγραφή Μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή	Σφάλμα		Μονάδα
			±	-	
Ρεύμα εργαζόμενου μέσου					
Θερμοκρασία εισόδου	T ref,in	40,4	0,22	0,5%	°C
Πίεση εισόδου	P ref,in	15,1	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εισόδου	h ref,in	386,5	2,23	0,6%	kJ/kg
Θερμοκρασία εξόδου	T ref,out	32,9	0,15	0,5%	°C
Πίεση εξόδου	P ref,out	15,1	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εξόδου	h ref,out	248,5	1,40	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh ref	138,0	2,64	1,9%	kJ/kg
Υπόψυξη εξόδου	T SC	1,9	0,16	8,5%	°C
Υπερθέρμανση εισόδου	T SH	5,3	0,23	4,3%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP	13,4	0,29	2,2%	mbar
Παροχή μάζας	m ref	78,0	0,16	0,2%	kg/h
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	T cond	34,9	0,03	0,1%	°C
Ρεύμα νερού ψύξης					
Παροχή μάζας	m w	1151,8	1,2	0,1%	kg/h
Θερμοκρασία εισόδου	T w,in	18,0	0,14	0,8%	°C
Θερμοκρασία εξόδου	T w,out	20,3	0,14	0,7%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP w	770,2	2,13	0,3%	mbar
Ενθαλπία εισόδου	h w,in	75,8	0,6	0,8%	kJ/kg
Ενθαλπία εξόδου	h w,out	85,4	0,6	0,7%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh w	9,7	0,9	9%	kJ/kg
Διεξαγωγή συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου μέσου					
Θερμική ισχύς μέσου	Q ref	2992	57	1,9%	W
Θερμική ισχύς νερού	Q w	3098	279	9,0%	W
Μέση θερμική ισχύς	Q m	3045	280	9,2%	W
Θερμική ισορροπία	HB	3,42	0,44	-	%
Μέση λογαριθμική διαφορά	LMTD	15,70	1,91	12,2%	°C
Συντ. μετάδοσης θερμότητας	α	3577	546	15,3%	W/m ² ·K

7.3.2. Μετρήσεις 9.52mm

Πίνακας 7-3 Μετρήσεις και σφάλμα 9.52mm Type A IGT R404A $m_{ref,min} = 22 \text{ kg/h}$

Περιγραφή Μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή	Σφάλμα		Μονάδα
			±	-	
Ρεύμα εργαζόμενου μέσου					
Θερμοκρασία εισόδου	T ref,in	40,2	0,22	0,5%	°C
Πίεση εισόδου	P ref,in	15,1	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εισόδου	h ref,in	386,2	2,24	0,6%	kJ/kg
Θερμοκρασία εξόδου	T ref,out	32,9	0,15	0,5%	°C
Πίεση εξόδου	P ref,out	15,1	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εξόδου	h ref,out	248,5	1,40	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh ref	137,7	2,64	1,9%	kJ/kg
Υπόψυξη εξόδου	T SC	2,0	0,16	8,0%	°C
Υπερθέρμανση εισόδου	T SH	5,1	0,22	4,4%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP	4,5	0,28	6,3%	mbar
Παροχή μάζας	m ref	21,9	0,04	0,2%	kg/h
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	T cond	34,9	0,03	0,1%	°C
Ρεύμα νερού ψύξης					
Παροχή μάζας	m w	139,6	0,1	0,1%	kg/h
Θερμοκρασία εισόδου	T w,in	18,1	0,14	0,8%	°C
Θερμοκρασία εξόδου	T w,out	23,2	0,14	0,6%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP w	4,7	0,86	18,1%	mbar
Ενθαλπία εισόδου	h w,in	75,9	0,6	0,8%	kJ/kg
Ενθαλπία εξόδου	h w,out	97,2	0,6	0,7%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh w	21,3	0,9	4%	kJ/kg
Διεξαγωγή συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου μέσου					
Θερμική ισχύς μέσου	Q ref	837	16	1,9%	W
Θερμική ισχύς νερού	Q w	827	39	4,7%	W
Μέση θερμική ισχύς	Q m	832	43	5,1%	W
Θερμική ισορροπία	HB	-1,26	-0,09	-	%
Μέση λογαριθμική διαφορά	LMTD	14,19	0,82	5,8%	°C
Συντ. μετάδοσης θερμότητας	α	2725	211	7,7%	W/m ² ·K

Πίνακας 7-4 Μετρήσεις και σφάλμα 9.52mm Type A IGT, $R404Am_{ref,max} = 64 \text{ kg/h}$

Περιγραφή Μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή	Σφάλμα		Μονάδα
			±	-	
Ρεύμα εργαζόμενου μέσου					
Θερμοκρασία εισόδου	T ref,in	40,2	0,22	0,5%	°C
Πίεση εισόδου	P ref,in	15,1	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εισόδου	h ref,in	386,3	2,24	0,6%	kJ/kg
Θερμοκρασία εξόδου	T ref,out	32,7	0,15	0,5%	°C
Πίεση εξόδου	P ref,out	15,1	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εξόδου	h ref,out	248,3	1,40	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh ref	138,0	2,64	1,9%	kJ/kg
Υπόψυξη εξόδου	T SC	2,0	0,16	7,8%	°C
Υπερθέρμανση εισόδου	T SH	5,1	0,23	4,4%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP	28,6	0,31	1,1%	mbar
Παροχή μάζας	m ref	63,6	0,13	0,2%	kg/h
Θερμοκρασία συμπίκνωσης	T cond	35,0	0,03	0,1%	°C
Ρεύμα νερού ψύξης					
Παροχή μάζας	m w	1767,2	1,8	0,1%	kg/h
Θερμοκρασία εισόδου	T w,in	18,0	0,14	0,8%	°C
Θερμοκρασία εξόδου	T w,out	19,2	0,13	0,7%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP w	558,4	1,78	0,3%	mbar
Ενθαλπία εισόδου	h w,in	75,6	0,6	0,8%	kJ/kg
Ενθαλπία εξόδου	h w,out	80,8	0,6	0,7%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh w	5,1	0,8	17%	kJ/kg
Διεξαγωγή συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου μέσου					
Θερμική ισχύς μέσου	Q ref	2439	47	1,9%	W
Θερμική ισχύς νερού	Q w	2514	420	16,7%	W
Μέση θερμική ισχύς	Q m	2476	416	16,8%	W
Θερμική ισορροπία	HB	2,99	0,74	-	%
Μέση λογαριθμική διαφορά	LMTD	16,35	3,71	22,7%	°C
Συντ. μετάδοσης θερμότητας	α	3872	1095	28,3%	W/m ² ·K

7.3.3. Μετρήσεις 7mm

Πίνακας 7-5 Μετρήσεις και σφάλμα 7mm Type A R410A $m_{ref,min} = 18 \text{ kg/h}$

Περιγραφή Μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή	Σφάλμα		Μονάδα
			±	-	
Ρεύμα εργαζόμενου μέσου					
Θερμοκρασία εισόδου	T ref,in	40,1	0,22	0,5%	°C
Πίεση εισόδου	P ref,in	20,4	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εισόδου	h ref,in	434,1	2,52	0,6%	kJ/kg
Θερμοκρασία εξόδου	T ref,out	32,3	0,15	0,5%	°C
Πίεση εξόδου	P ref,out	20,4	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εξόδου	h ref,out	252,3	1,62	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh ref	181,7	3,00	1,6%	kJ/kg
Υπόψυξη εξόδου	T SC	2,6	0,16	6,2%	°C
Υπερθέρμανση εισόδου	T SH	5,1	0,23	4,4%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP	12,7	0,29	2,3%	mbar
Παροχή μάζας	m ref	18,1	0,04	0,2%	kg/h
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	T cond	34,9	0,03	0,1%	°C
Ρεύμα νερού ψύξης					
Παροχή μάζας	m w	236,9	0,2	0,1%	kg/h
Θερμοκρασία εισόδου	T w,in	19,9	0,15	0,7%	°C
Θερμοκρασία εξόδου	T w,out	23,2	0,14	0,6%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP w	7,9	0,86	10,9%	mbar
Ενθαλπία εισόδου	h w,in	83,6	0,6	0,8%	kJ/kg
Ενθαλπία εξόδου	h w,out	97,2	0,6	0,7%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh w	13,6	0,9	7%	kJ/kg
Διεξαγωγή συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου μέσου					
Θερμική ισχύς μέσου	Q ref	913	15	1,7%	W
Θερμική ισχύς νερού	Q w	892	64	7,2%	W
Μέση θερμική ισχύς	Q m	902	67	7,4%	W
Θερμική ισορροπία	HB	-2,38	-0,25	-	%
Μέση λογαριθμική διαφορά	LMTD	13,34	2,43	18,2%	°C
Συντ. μετάδοσης θερμότητας	α	4818	565	11,7%	W/m ² ·K

Πίνακας 7-6 Μετρήσεις και σφάλμα 7mm Type A R410A $m_{ref,max} = 54 \text{ kg/h}$

Περιγραφή Μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή	Σφάλμα		Μονάδα
			±	-	
Ρεύμα εργαζόμενου μέσου					
Θερμοκρασία εισόδου	T ref,in	39,9	0,22	0,6%	°C
Πίεση εισόδου	P ref,in	20,6	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εισόδου	h ref,in	433,0	2,53	0,6%	kJ/kg
Θερμοκρασία εξόδου	T ref,out	34,7	0,16	0,5%	°C
Πίεση εξόδου	P ref,out	20,6	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εξόδου	h ref,out	256,7	1,65	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh ref	176,3	3,02	1,7%	kJ/kg
Υπόψυξη εξόδου	T SC	0,6	0,17	26,7%	°C
Υπερθέρμανση εισόδου	T SH	4,4	0,22	5,1%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP	77,9	0,36	0,5%	mbar
Παροχή μάζας	m ref	53,9	0,11	0,2%	kg/h
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	T cond	35,4	0,03	0,1%	°C
Ρεύμα νερού ψύξης					
Παροχή μάζας	m w	1842,0	1,8	0,1%	kg/h
Θερμοκρασία εισόδου	T w,in	20,0	0,15	0,7%	°C
Θερμοκρασία εξόδου	T w,out	21,2	0,14	0,7%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP w	343,1	1,42	0,4%	mbar
Ενθαλπία εισόδου	h w,in	83,9	0,6	0,8%	kJ/kg
Ενθαλπία εξόδου	h w,out	88,8	0,6	0,7%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh w	5,0	0,9	18%	kJ/kg
Διεξαγωγή συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου μέσου					
Θερμική ισχύς μέσου	Q ref	2638	45	1,7%	W
Θερμική ισχύς νερού	Q w	2538	456	18,0%	W
Μέση θερμική ισχύς	Q m	2588	468	18,1%	W
Θερμική ισορροπία	HB	-3,94	-1,04	-	%
Μέση λογαριθμική διαφορά	LMTD	14,86	6,92	46,6%	°C
Συντ. μετάδοσης θερμότητας	α	9181	2788	30,4%	W/m ² ·K

7.3.4. Μετρήσεις 5mm

Πίνακας 7-7 Μετρήσεις και σφάλμα 5mm Type A R410A $m_{ref,min} = 35 \text{ kg/h}$

Περιγραφή Μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή	Σφάλμα		Μονάδα
			±	-	
Ρεύμα εργαζόμενου μέσου					
Θερμοκρασία εισόδου	T ref,in	40,5	0,22	0,5%	°C
Πίεση εισόδου	P ref,in	20,4	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εισόδου	h ref,in	434,6	2,52	0,6%	kJ/kg
Θερμοκρασία εξόδου	T ref,out	32,9	0,15	0,5%	°C
Πίεση εξόδου	P ref,out	20,2	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εξόδου	h ref,out	253,4	1,45	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh ref	181,3	2,91	1,6%	kJ/kg
Υπόψυξη εξόδου	T SC	2,0	0,16	8,0%	°C
Υπερθέρμανση εισόδου	T SH	5,5	0,23	4,1%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP	171,6	0,45	0,3%	mbar
Παροχή μάζας	m ref	34,5	0,07	0,2%	kg/h
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	T cond	34,9	0,03	0,1%	°C
Ρεύμα νερού ψύξης					
Παροχή μάζας	m w	575,2	0,6	0,1%	kg/h
Θερμοκρασία εισόδου	T w,in	19,0	0,14	0,8%	°C
Θερμοκρασία εξόδου	T w,out	21,5	0,14	0,7%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP w	130,2	1,07	0,8%	mbar
Ενθαλπία εισόδου	h w,in	79,8	0,6	0,8%	kJ/kg
Ενθαλπία εξόδου	h w,out	90,4	0,6	0,7%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh w	10,6	0,9	8%	kJ/kg
Διεξαγωγή συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου μέσου					
Θερμική ισχύς μέσου	Q ref	1735	28	1,6%	W
Θερμική ισχύς νερού	Q w	1688	145	8,6%	W
Μέση θερμική ισχύς	Q m	1711	150	8,7%	W
Θερμική ισορροπία	HB	-2,75	-0,35	-	%
Μέση λογαριθμική διαφορά	LMTD	14,63	3,19	21,8%	°C
Συντ. μετάδοσης θερμότητας	α	8578	1232	14,4%	W/m ² ·K

Πίνακας 7-8 Μετρήσεις και σφάλμα 5mm Type A R410A $m_{ref,max} = 74 \text{ kg/h}$

Περιγραφή Μεταβλητής	Σύμβολο	Τιμή	Σφάλμα		Μονάδα
			±	-	
Ρεύμα εργαζόμενου μέσου					
Θερμοκρασία εισόδου	T ref,in	39,9	0,22	0,6%	°C
Πίεση εισόδου	P ref,in	20,6	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εισόδου	h ref,in	433,2	2,53	0,6%	kJ/kg
Θερμοκρασία εξόδου	T ref,out	33,8	0,16	0,5%	°C
Πίεση εξόδου	P ref,out	19,9	0,02	0,1%	bar
Ενθαλπία εξόδου	h ref,out	255,0	1,46	0,6%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh ref	178,1	2,92	1,6%	kJ/kg
Υπόψυξη εξόδου	T SC	1,5	0,16	11,0%	°C
Υπερθέρμανση εισόδου	T SH	4,5	0,22	5,0%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP	659,1	0,94	0,1%	mbar
Παροχή μάζας	m ref	74,4	0,15	0,2%	kg/h
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	T cond	35,3	0,03	0,1%	°C
Ρεύμα νερού ψύξης					
Παροχή μάζας	m w	1749,3	1,7	0,1%	kg/h
Θερμοκρασία εισόδου	T w,in	19,0	0,14	0,8%	°C
Θερμοκρασία εξόδου	T w,out	20,8	0,14	0,7%	°C
Πτώση πίεσης	ΔP w	1015,5	2,54	0,3%	mbar
Ενθαλπία εισόδου	h w,in	80,0	0,6	0,8%	kJ/kg
Ενθαλπία εξόδου	h w,out	87,4	0,6	0,7%	kJ/kg
Διαφορά ενθαλπίας	Δh w	7,4	0,9	12%	kJ/kg
Διεξαγωγή συντελεστή μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου μέσου					
Θερμική ισχύς μέσου	Q ref	3681	61	1,6%	W
Θερμική ισχύς νερού	Q w	3581	428	11,9%	W
Μέση θερμική ισχύς	Q m	3631	438	12,1%	W
Θερμική ισορροπία	HB	-2,81	-0,49	-	%
Μέση λογαριθμική διαφορά	LMTD	15,37	4,68	30,4%	°C
Συντ. μετάδοσης θερμότητας	α	14517	2936	20,2%	W/m ² ·K