

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ ΣΕ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΤΜΟΥ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΜΠΑΚΕΛΑΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ - ΝΙΚΟΛΑΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Δρ. ΣΚΟΥΡΑΣ ΕΥΓΕΝΙΟΣ

ΠΑΤΡΑ 2018

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Μετά το πέρας των φοιτητικών μου υποχρεώσεων και κατά την διάρκεια εκπόνησης της πτυχιακής μου εργασίας, αισθάνομαι την ανάγκη να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Σκούρας Ευγένιος , για την ηθικά και επιστημονική του συμπαράσταση. Επιπλέον, ευχαριστώ όλους όσοι συνέπραξαν στην εκπόνηση της παρούσας πτυχιακής εργασίας.

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα εργασία εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και αναφέρεται στην ανάκτηση θερμότητας συμπυκνωμάτων σε βιομηχανικά συστήματα ατμού. Παρουσιάζει τα συστήματα ανάκτησης θερμότητας συμπυκνωμάτων σε βιομηχανικά συστήματα ατμού. Η εργασία διαρθρώνεται σε 4 κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο πραγματοποιούνται οι βασικές θεωρητικές επεξηγήσεις, καθώς δίνονται οι βασικοί ορισμοί του ατμού, ο τρόπος δημιουργίας του, η διανομή του και η κατανάλωσή του, αλλά και οι μέθοδοι ανάκτησής του. Η εργασία αποτελείται από τέσσερα κεφάλαια κι αναλύει όλες τις πτυχές επί του θέματος.

Ευχαριστώ θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μου κ. Σκούρας Ευγένιος του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε., για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου προσέφερε για την πραγματοποίηση της Εργασίας.

Μπακέλας Αλέξανδρος
Ιούνιος 2018

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστή: Ο κάτωθι υπογεγραμμένος σπουδαστής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνω υπεύθυνα ότι είμαι συγγραφέας αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, έχω δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μου όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποίησα και έλαβα ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνω επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχω ενσωματώσει στην εργασία μου προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Ο σπουδαστής
(Ονοματεπώνυμο)
.....
(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία έχει τίτλο: «Ανάκτηση θερμότητας συμπυκνωμάτων σε βιομηχανικά συστήματα ατμού» κι αποτελείται από 4 κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο πραγματοποιείται μια εισαγωγική παρουσίαση του όρου “ατμός” και παρουσιάζονται τα είδη του, καθώς και τα συστήματα διανομής, λειτουργίας και κατανάλωσής του. Ακόμη, εξηγείται ο τρόπος ανάκτησής του.

Στο δεύτερο κεφάλαιο, αναλύονται οι τύποι των εναλλακτών και πραγματοποιείται μια σύντομη βιβλιογραφική ανασκόπηση σχετικά με τις υπάρχουσες μελέτες σε πανομοιότυπες εφαρμογές.

Στην συνέχεια, στο τρίτο κεφάλαιο πραγματοποιείται η μελέτη περίπτωσης σε εργοστάσιο της επιλογής μας, με ανάπτυξη του προβλήματος, σχεδιασμό του εναλλάκτη και του δικτύου του εργοστασίου, ενώ στο τέταρτο παρουσιάζεται η οικονομοτεχνική μελέτη του θέματος.

Στο τελευταίο μέρος της εργασίας παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της εργασίας και προτείνονται πιθανά μελλοντικά θέματα εργασιών. Τελικά, καταγράφονται οι βιβλιογραφικές παραπομπές της εργασίας.

ABSTRACT

This thesis is titled: "Recovery of Condensate Heat in Industrial Steam Systems" and consists of 4 chapters. In the first chapter there is an introductory presentation of the term "steam" and its types, as well as its distribution, operation and consumption patterns. It also explains how to recover it.

In the second chapter, the types of alternatives are analyzed and a brief bibliographic review is made on existing studies in identical applications.

Subsequently, in the third chapter the case study is carried out at a factory of our choice, with the development of the problem, the design of the exchanger and the network of the factory, while the fourth presents the economotechnical study of the subject.

The final part of the paper presents the conclusions of the work and suggests possible future work issues. Finally, bibliographical references of the work are recorded.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΥΧΑΡΣΤΙΕΣ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

ABSTRACT

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ – ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΤΜΟΥ

1.1 Ατμός	3
1.2 Μέρη συστήματος ατμού	3
1.2.1 Παραγωγή ατμού.....	4
1.2.2 Διανομή ατμού.....	4
1.2.3 Τελική χρήση ατμού.....	4
1.2.4 Ανάκτηση ατμού	5
1.3 Οφέλη από την ανάκτηση συμπυκνωμάτων	9
1.4 Προβλήματα στην εφαρμογή της ανάκτησης συμπυκνωμάτων στα συστήματα ατμού ..	12
1.4.1 Κόστος εφαρμογής.....	12
1.4.2 Μόλυνση	12
1.4.3 Εναλλακτικές προτάσεις	13

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ

2.1 Εναλλάκτης	15
----------------------	----

2.2 Τύποι εναλλακτών.....	17
2.2.1 Κατάταξη σύμφωνα με τις διαδικασίες μεταφοράς.....	20
2.2.2 Ταξινόμηση σύμφωνα με τον αριθμό διερχόμενων ρευστών	24
2.2.3 Κατάταξη σύμφωνα με την κατασκευή επιφάνειας.....	24
2.2.4 Ταξινόμηση σύμφωνα με τα χαρακτηριστικά κατασκευής.....	27
2.2.5 Ταξινόμηση σύμφωνα με τα χαρακτηριστικά κατασκευής.....	30
2.2.6 Κατάταξη των εναλλακτών θερμότητας.....	39

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΜΕΛΕΤΗ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ

3.1 Περίπτωση μελέτης – MOTOR OIL HELLAS.....	44
3.2 Ανάπτυξη του προβλήματος.....	45
3.2.1 Ετήσια ποσότητα καυσίμου θερμού συμπυκνώματος.....	49
3.3 Σχεδιασμός εναλλάκτη	51
3.3.1 Επιλογή του εναλλάκτη θερμότητας	51
3.3.2 Σχεδιασμός εναλλάκτη θερμότητας πλάκας.....	52
3.3.3 Επιλογή υλικού.....	53
3.3.4 Υπολογισμοί και σχεδιασμός.....	54
3.3.5 Σχεδιασμός διαδικασίας.....	64
3.4 Σχεδιασμός του δικτύου του εργοστασίου	70

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ

4.1 Οικονομοτεχνική Μελέτη	74
----------------------------------	----

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	78
---------------------------	----

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	80
---------------------------	----

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1.....	5
Εικόνα 2.....	6
Εικόνα 3.....	7
Εικόνα 4.....	10
Εικόνα 5.....	10
Εικόνα 6.....	11
Εικόνα 7.....	14
Εικόνα 8.....	18
Εικόνα 9.....	19
Εικόνα 10.....	21
Εικόνα 11.....	23
Εικόνα 12.....	25
Εικόνα 13.....	28
Εικόνα 14.....	30
Εικόνα 15.....	31
Εικόνα 16.....	32
Εικόνα 17.....	32
Εικόνα 18.....	35
Εικόνα 19.....	36
Εικόνα 20.....	37
Εικόνα 21.....	37
Εικόνα 22.....	38
Εικόνα 23.....	38
Εικόνα 24.....	40
Εικόνα 25.....	40

Εικόνα 26.....	41
Εικόνα 27.....	42
Εικόνα 28.....	45
Εικόνα 29.....	45
Εικόνα 30.....	47
Εικόνα 31.....	47
Εικόνα 32.....	48
Εικόνα 33.....	55
Εικόνα 34.....	60
Εικόνα 35.....	67
Εικόνα 36.....	71
Εικόνα 37.....	72
Εικόνα 38.....	72
Εικόνα 39.....	73
Εικόνα 40.....	76
Εικόνα 41.....	76

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1	8
Πίνακας 2	11
Πίνακας 3	14
Πίνακας 4	46
Πίνακας 5	46
Πίνακας 6	49
Πίνακας 7	50
Πίνακας 8	53
Πίνακας 9	54
Πίνακας 10	55
Πίνακας 11	56
Πίνακας 12	56
Πίνακας 13	57
Πίνακας 14	58
Πίνακας 15	62
Πίνακας 16	65
Πίνακας 17	66
Πίνακας 18	69
Πίνακας 19	70
Πίνακας 20	75
Πίνακας 21	76

ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

Σύμβολα	Μονάδες	Ονομασία
A	m ²	PHE Συνολική επιφάνεια
$A_{surface}$	m ²	Εξωτερική επιφάνεια του σωλήνα
f	-	Συντελεστής τριβής
f_{pipe}	-	Συντελεστής τριβής μέσα στο σωλήνα
C	$\frac{kW}{^{\circ}C}$	Θερμική αγωγιμότητα
C_p	$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$	Ειδική θερμική αγωγιμότητα
D ₁	m	Εσωτερική διάμετρος μη μονωμένου σωλήνα
D ₂	m	Εξωτερική διάμετρος μη μονωμένου σωλήνα
D ₃	m	Εξωτερική διάμετρος μονωμένου σωλήνα
d_{hyd}	m	Υδραυλική διάμετρος
h	W/m ² °C	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
k	W/m°C	Θερμική αγωγιμότητα
$k_{INSULATION}$	W/m°C	Θερμική αγωγιμότητα μονωτικού υλικού
L	m	Μήκος επιφανειών
L _{eq1}	m	PHE ισοδύναμο μήκος
L _{eq2}	m	Pipe ισοδύναμο μήκος
L _f	-	Συντελεστής μήκους
L _{pipe}	m	Μήκος σωλήνα (απόσταση από το PHE μέχρι το boiler)

\dot{m}	kg/s	Ρυθμός ροής μάζας
N	-	Πλήθος επιφανειών
Nu	-	Αριθμός Nusselt
P	Pa	Πίεση
Pr	-	Αριθμός Prandtl
Q	J	Μεταφορά θερμότητας
$Q_{loss,pipe}$	W	Απώλεια θερμότητας από σωλήνα
Re	-	Αριθμός Reynolds
R_f	$\frac{m^2 \cdot C}{W}$	Αντίσταση ρύπανσης του υγρού στο PHE
t	hours	Χρόνος
T	°C	Θερμοκρασία
$T_{ambient}$	°C	Θερμοκρασία περιβάλλοντος
T_{water}	°C	Θερμοκρασία νερού
U	$\frac{W}{m^2 \cdot C}$	Συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
u	m/s	Ταχύτητα ρευστού
W	m	Βάθος του PHE

Ελληνικά σύμβολα	Μονάδες	Ονομασία
α	mm	Πλάτος της κυματοειδούς πλάκας
β	Μοίρες	Γωνία
δ_p	m	Πάχος πλάκας
ΔP	kPa	Πτώση πίεσης
ΔT	°C	Διαφορά θερμοκρασίας νερού στην είσοδο και έξοδο
ΔT_{drop}	°C	Πτώση θερμοκρασίας στο σωλήνα
ϵ	mm	Τραχύτητα σωλήνα

ϵ	-	Αποτελεσματικότητα εναλλάκτη
λ	mm	Μήκος κύματος πτύχωσης πλάκας
μ	$Pa\ s$	Δυναμικό ιξώδες
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Πυκνότητα
ν	$\frac{m^2}{s}$	Κινηματικό ιξώδες
φ	-	Περιοχή μεταφοράς θερμότητας

Συντομογραφίες	Ονομασία
c	Κρύα επιφάνεια (γλυκό νερό)
ch	κανάλι PHE
h	Ζεστή επιφάνεια (συμπυκνώματα)
i	είσοδος PHE
in	Εσωτερικό σωλήνα
min	Ελάχιστη
o	Έξοδος PHE
out	Εξωτερικό σωλήνα
PHE	Επιφάνεια εναλλάκτη θερμότητας
Pipe	Σύνδεση σωλήνων
vessel	Εισαγωγή δοχείου συμπυκνώματος από PHE

Βραχυγραφίες	Ονομασία
NTU	Πλήθος μονάδων μεταφοράς
PHE	Επιφάνεια εναλλάκτη θερμότητας
STHE	Εναλλάκτης θερμότητας κελύφους
UK	Αγγλία
US	Αμερική

WP	Πίεση κατά την λειτουργία
WT	Θερμοκρασία κατά την λειτουργία

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο βιομηχανικός κλάδος στις μέρες μας αποτελεί μια πολύ σημαντική δύναμη παγκοσμίως στον εργασιακό και οικονομικό τομέα. Σύμφωνα με δεδομένα και μετρήσεις, όπως μας πληροφορεί η Αμερικανική Υπηρεσία Πληροφοριών για την Ενέργεια, από την συνολική ενέργεια που παράγεται στον κόσμο ο βιομηχανικός τομέας είναι υπεύθυνος για την κατανάλωση του 54%. Σε όλο τον κόσμο όλες οι μορφές παραγωγής αυξάνονται και με πολύ μεγάλη ταχύτητα και ως εκ τούτου αυξάνεται και η ποσότητα ενέργειας που καταναλώνεται από τον βιομηχανικό τομέα. Παρόλο που η ενεργειακή απόδοση έχει βελτιωθεί σημαντικά τις τελευταίες δεκαετίες, λαμβάνοντας υπόψη την ταχεία αύξηση της κατανάλωσης, καθίσταται εμφανές ότι πρέπει να εξοικονομηθεί ακόμη περισσότερη ενέργεια, παρέχοντας συγχρόνως βιώσιμη περιβαλλοντική φροντίδα και βιώσιμη οικονομία. Ο βιομηχανικός τομέας είναι υψίστης σημασίας για την οικονομία των περισσότερων χωρών, αλλά παραμένει υπεύθυνος για τη μεγαλύτερη ποσότητα ενέργειας που καταναλώνεται στην ίδια χώρα.

Στον βιομηχανικό τομέα μια ορισμένη ποσότητα θερμότητας κατά την διάρκεια της διαδικασίας χρήσης της μπορεί να χαθεί λόγω διαφόρων λόγων. Αυτή η θερμότητα ονομάζεται απόβλητη θερμότητα καθώς δεν ανακτάται για επαναχρησιμοποίηση εντός της βιομηχανίας. Η θερμότητα που χάνεται μπορεί να βρεθεί σε διάφορα σημεία ενός βιομηχανικού εργοστασίου, όπως και σε διάφορες μορφές, όπως είναι τα υγρά, το αέριο ή ο ατμός.

Επίσης, ο βαθμός απώλειας θερμότητας ποικίλλει ανάλογα με το σημείο της διαδικασίας της παραγωγής που χάνεται. Η θερμότητα που έχει χαθεί μέσω των καυσαερίων είναι κάτι που η βιομηχανία γνωρίζει πολύ καλά μέσα στη διαδικασία παραγωγής, ωστόσο ακόμη και σε αυτό το τμήμα της βιομηχανίας, η θερμότητα μπορεί να χαθεί με άλλα μέσα, όπως τα υγρά και τα στερεά μέσα, διότι σε αυτήν την περίπτωση δεν εξατμίζονται και δεν είναι εύκολο να χαρακτηριστούν ως εξάτμιση. Ακόμη, απώλεια θερμότητας μπορεί να προέλθει από καυτά στερεά προϊόντα που έχουν μόλις βγει από την παραγωγή ή μπορεί να είναι υποπροϊόν ενός προϊόντος καύσης ή άλλων στερεών υλικών.

Ορισμένες πηγές αποβλήτων θερμότητας μπορεί να είναι τόσο μικρές όπως οι θερμές επιφάνειες εντός της βιομηχανικής μονάδας ή να προκληθούν απαρατήρητες διαρροές ατμού, οι οποίες θα ήταν σχεδόν αδύνατο να καταγραφούν και να ανακτηθούν. Με τη μορφή του υγρού, οι κύριες πηγές απώλειας θερμότητας είναι το νερό εκτόνωσης του λέβητα, το θερμό νερό πλύσης, το νερό ψύξης και το συμπύκνωμα. Στις Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής έχει υπολογιστεί ότι η ενέργεια που χάνεται κατά την βιομηχανική παραγωγή είναι μεταξύ 20-50%. Εκτιμάται ότι τα απόβλητα θερμότητας στον κλάδο, στις ΗΠΑ, φθάνουν τα 5-13 δισεκατομμύρια GJ / έτος και 313 εκατομμύρια GJ / έτος, στο Ηνωμένο Βασίλειο.

Στην προσπάθεια να καταστεί η βιομηχανία πιο αποδοτική τόσο στον χρηματοπιστωτικό τομέα όσο και σε σχέση με το περιβάλλον, η ανάκτηση της απόβλητης θερμότητας προσφέρει μια μεγάλη ευκαιρία να σημειωθεί πρόοδος και στους δύο αυτούς τομείς της βιομηχανίας. Οι προσπάθειες ανάκαμψης της βιομηχανικής απόρριψης θερμότητας βρίσκονται στο προσκήνιο της ημερησίας διάταξης πολλών χωρών επί του παρόντος, σε μια

παγκόσμια προσπάθεια για τη μείωση των εκπομπών CO₂ όλων των βιομηχανιών αντί της περιβαλλοντικής καταστροφής.

Όπως προαναφέρθηκε, υπάρχουν οικονομικές επιπτώσεις στην ανάκτηση της σπατάλης θερμότητας καθώς και της περιβαλλοντικής ρύπανσης. Προκειμένου να αντιμετωπιστούν οι αυξανόμενες απαιτήσεις της βιομηχανίας, είναι απαραίτητο να ανακάμψει όσο το δυνατόν περισσότερο η απώλεια θερμότητας. Αν και πολλές εταιρείες έχουν αναλάβει το καθήκον να βελτιώσουν τις εγκαταστάσεις τους προκειμένου να βελτιώσουν την παραγωγή ενέργειας στην πιο αποδοτική μορφή, πρέπει να σημειωθεί ότι σε πολλές περιπτώσεις δεν είναι εφικτό και σε πολλές άλλες είναι υπερβολικά δαπανηρό να επιτευχθεί. Ωστόσο, εξετάζοντας τη θετική πλευρά, αξίζει να τονισθεί πως ήδη έχει σημειωθεί σημαντική πτώση των βιομηχανικών εκπομπών CO₂. Φαίνεται ότι αυτοί οι δύο παράγοντες - οικονομικοί και περιβαλλοντικοί - θα πρέπει να είναι ισάριθμοι.

Η παρούσα πτυχιακή εργασία παρουσιάζονται τα συστήματα ανάκτησης θερμότητας συμπυκνωμάτων σε βιομηχανικά συστήματα ατμού. Η εργασία διαρθρώνεται σε 4 κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο πραγματοποιούνται οι βασικές θεωρητικές επεξηγήσεις, καθώς δίνονται οι βασικοί ορισμοί του ατμού, ο τρόπος δημιουργίας του, η διανομή του και η κατανάλωσή του, αλλά και οι μέθοδοι ανάκτησής του.

Στο δεύτερο κεφάλαιο παρουσιάζονται οι εναλλάκτες θερμότητας ως λύση για την ανάκτηση θερμότητας. Σε αυτό το κεφάλαιο, πραγματοποιείται περιγραφή των τύπων εναλλακτών και επιχειρείται σύντομη βιβλιογραφική ανασκόπηση προηγούμενων μελετών για την έως τώρα χρήση τους. Το μέρος αυτό της εργασίας καλύπτει διάφορες μελέτες σχετικά με την ανάκτηση αποβλήτων θερμότητας, καθώς και άλλες έρευνες σε εφαρμογές εναλλακτών θερμότητας πλάκας για την ανάκτηση θερμότητας σε βιομηχανικά συστήματα.

Στην συνέχεια εκπονείται μια μελέτη περίπτωσης που αναλύει την εφαρμογή ενός εναλλάκτη θερμότητας πλάκας για την ανάκτηση ενέργειας από μολυσμένο συμπύκνωμα σε μια υπάρχουσα βιομηχανική μονάδα ατμού. Στο τρίτο κεφάλαιο, δηλαδή, αναπτύσσεται το θέμα στην περίπτωση ενός εργοστασίου και επιχειρείται ο σχεδιασμός ενός εναλλάκτη ως λύση του προβλήματος. Ακόμη, σχεδιάζεται το δίκτυο του εργοστασίου όπως ήταν εξ αρχής, αλλά δημιουργείται και μια νέα δομή, σύμφωνα με τα νέα δεδομένα.

Τέλος, στο τελευταίο κεφάλαιο της εργασίας, πραγματοποιείται οικονομοτεχνική μελέτη του εργοστασίου, ενώ στον επίλογο εξάγονται τα συμπεράσματα, με βάση τα πορίσματα της έρευνας και προτείνονται μελλοντικές εργασίες.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΤΜΟΥ

1.1 ΑΤΜΟΣ

Οι βιομηχανικές διαδικασίες βασίζονται σε μεγάλο βαθμό στον ατμό ως πηγή ενέργειας. Από τη συνολική ενέργεια που χρησιμοποιείται στις βιομηχανικές διεργασίες, τα συστήματα ατμού αντιστοιχούν στο 30%, καθώς είναι απολύτως απαραίτητο όταν πρόκειται για αντιδράσεις διεργασιών, για διαχωρισμό συστατικών, για έλεγχο πίεσης και για θέρμανση διεργασιών. Η σύγχρονη ζωή εξαρτάται πολύ από τον ατμό, καθώς όπως ήδη έγινε φανερό χρησιμοποιείται σε πολλούς τομείς, είτε πρόκειται για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, όπου εκτιμάται ότι περίπου το 70% παράγεται με ατμό ή χρησιμοποιείται σε βιομηχανίες όπως στα τρόφιμα, την κλωστοϋφαντουργία, τις μεταφορές, τα ιατρικά χημικά ή τη θέρμανση. Η θέρμανση είναι μία από τις πιο γνωστές χρήσεις του ατμού τόσο ως άμεση όσο και ως έμμεση πηγή.

Στο Ηνωμένο Βασίλειο, το 30% όλων των καταναλούμενων καυσίμων χρησιμοποιείται για την παραγωγή ατμού. Ο ατμός παράγεται σε έναν αυτόματο λέβητα και στην συνέχεια μεταφέρεται ως μορφή ενέργειας σε επιθυμητές θέσεις εντός του κυκλώματος του συστήματος. Τα οφέλη που προσφέρει είναι ποικίλα, συμπεριλαμβανομένου του γεγονότος ότι οι ποσότητες ενέργειας που μεταφέρονται μπορούν να ελεγχθούν και να παραχθούν με μεγάλη ευκολία, τα επίπεδα τοξικότητας είναι πολύ χαμηλά και το πιο σημαντικό είναι πως αποτελεί μια πολύ φθηνότερη μορφή ενέργειας σε σύγκριση με άλλες επιλογές. Όλα αυτά τα πλεονεκτήματα καθιστούν τα συστήματα ατμού ένα πολύ αποτελεσματικό μέσο για την παροχή ενέργειας.

1.2 ΜΕΡΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΤΜΟΥ

Ένα σύστημα ατμού αποτελείται από τέσσερα μέρη:

- Παραγωγή
- Διανομή
- Τελική χρήση
- Ανάκτηση

1.2.1 Παραγωγή ατμού

Υπάρχουν δύο τρόποι δημιουργίας ατμού είτε σε λέβητα είτε σε ατμογεννήτρια ανάκτησης θερμότητας. Η τελευταία επιτυγχάνεται με τη μεταφορά οποιασδήποτε μορφής θερμότητας που παράγεται από αέρια καύσης στο νερό. Μόλις το νερό θερμανθεί επαρκώς, θα αλλάξει μορφή κι από υγρό και θα γίνει αέριο. Ο ατμός μπορεί να φορτιστεί με ακόμα περισσότερη ενέργεια, ενώ θερμαίνεται ακόμη περισσότερο μέσω υπερθέρμανσης. Μόλις παραχθεί ο ατμός, τότε κατευθύνεται στο σύστημα διανομής υπό πίεση. Τα διάφορα μέρη του συστήματος παραγωγής ατμού είναι πολύ στενά συνδεδεμένα και ένα σφάλμα σε ένα από αυτά μπορεί να δημιουργήσει πρόβλημα σε όλα τα άλλα μέρη. Για τον λόγο αυτό, τα ακόλουθα μέρη πρέπει να δουλεύουν σε τέλεια αρμονία μεταξύ τους, ώστε να μην επηρεάζουν αρνητικά τις επιδόσεις της βιομηχανίας:

- Λέβητας
- Παροχή καυσίμου
- Σύστημα αέρα καύσης
- Σύστημα τροφοδοσίας νερού
- Σύστημα εξαερισμού καυσαερίων.

1.2.2 Διανομή ατμού

Το σύστημα διανομής είναι το τμήμα ολόκληρου του συστήματος που μεταφέρει την ενέργεια που παράγεται από το σημείο παραγωγής στα σημεία τελικής χρήσης. Στα περισσότερα συστήματα διανομής υπάρχουν διάφορες γραμμές, οι οποίες οδηγούν σε διαφορετικά σημεία και λειτουργούν υπό διαφορετικές πιέσεις. Κάθε γραμμή είναι απομονωμένη και ελέγχεται από βαλβίδες απομόνωσης, καθώς επίσης και με βαλβίδες, οι οποίες ελέγχουν την πίεση του ατμού που διοχετεύεται μέσω αυτού.

Για να λειτουργεί αποτελεσματικά ένα σύστημα διανομής, πρέπει να είναι σε θέση να παρέχει ατμό υψηλής ποιότητας, στην επιθυμητή θερμοκρασία και πίεση, στις καθορισμένες τελικές χρήσεις. Η ισορροπία της πίεσης, η αποτελεσματική αποστράγγιση των συμπυκνωμάτων, η σωστή μόνωση και η διασφάλιση ότι όλες οι επισκευές που απαιτούνται φροντίζονται εγκαίρως και διατηρείται η τακτική συντήρηση, είναι πρωταρχικής σημασίας για τη διανομή που παρέχεται σε ένα βέλτιστο επίπεδο.

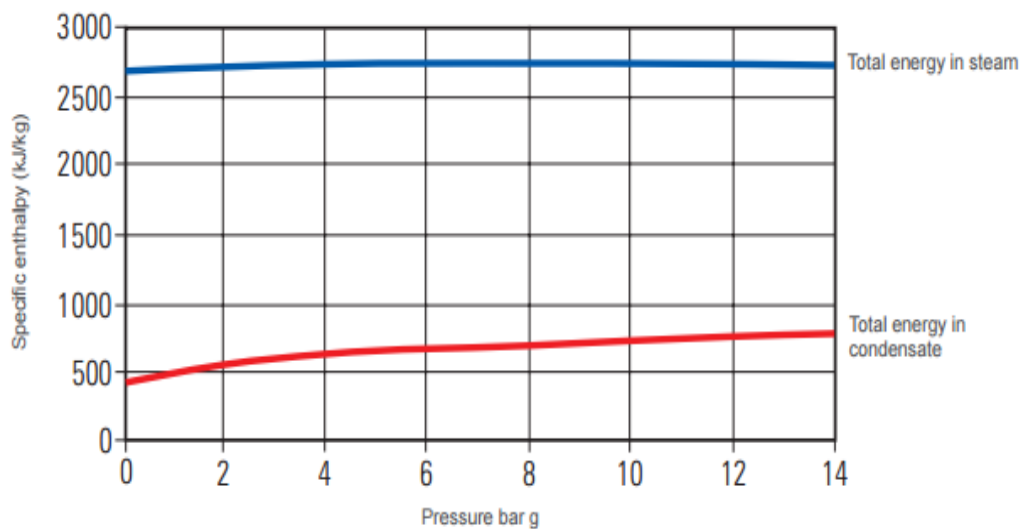
1.2.3 Τελική χρήση ατμού

Το σημείο εντός του συστήματος όπου ο ατμός έχει ρυθμιστεί να χρησιμοποιείται ονομάζεται τελική χρήση. Ο εξοπλισμός που βρίσκεται σε αυτό το τμήμα του συστήματος μετατρέπει την ενέργεια του ατμού σε άλλες μορφές ενέργειας. Ο εξοπλισμός που

χρησιμοποιείται εδώ είναι κυρίως εξοπλισμός ανταλλαγής θερμότητας, ο οποίος μεταφέρει θερμική ενέργεια στο προϊόν. Αν και οι στρόβιλοι, οι απογυμνωτές και τα δοχεία χημικής αντίδρασης μπορούν να βρεθούν στην τελική χρήση, πρόκειται να εστιάσουμε σε εναλλάκτες θερμότητας.

1.2.4 Ανάκτηση ατμού

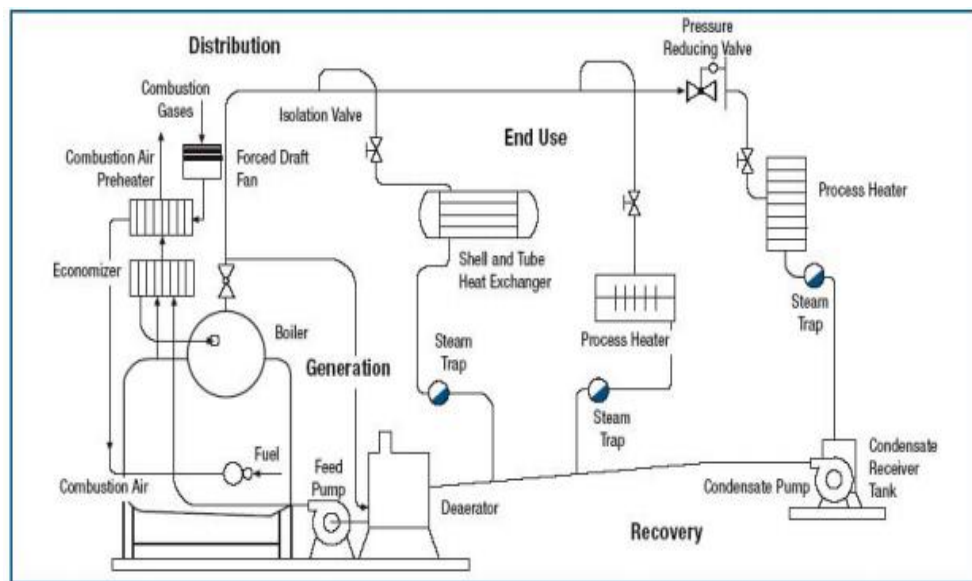
Στον εξοπλισμό θέρμανσης και επεξεργασίας, ο ατμός μεταφέρεται και απελευθερώνει την ενέργεια του, με αποτέλεσμα την αλλαγή φάσης από τον ατμό στο συμπύκνωμα. Το συμπύκνωμα είναι υγρό υψηλής θερμοκρασίας που εκτιμάται ότι περιέχει 25% της ενέργειας του ατμού. Επιπλέον, το συμπύκνωμα είναι συνήθως καθαρό, καθώς το νερό έχει υποστεί χημική επεξεργασία πριν από την παραγωγή ατμού στο λέβητα. Οι παγίδες ατμού χρησιμοποιούνται ως φράγμα για τον διαχωρισμό του ατμού από το συμπύκνωμα. Όταν ο ατμός συμπυκνώνεται, η παγίδα ατμού ανοίγει και αφήνει το συμπύκνωμα να στραγγίσει από τις γραμμές ατμού στις γραμμές επιστροφής συμπυκνωμάτων. Από την άλλη πλευρά, οι παγίδες ατμού απαγορεύουν το πέρασμα του ατμού μέχρι να αλλάξει η φάση του σε συμπύκνωμα.



Εικόνα 1: Συνολική ενέργεια ατμού και συμπυκνωμάτων στην ίδια πίεση εργασίας. Πηγή: Spirax Sarco. Condensate recovery in industrial steam systems [Internet]. Spirax Sarco; 2012, p. 6.

Αν και η θερμότητα που περιέχεται στο συμπύκνωμα είναι πολύ μικρή σε σύγκριση με εκείνη του ατμού, εξακολουθεί να περιέχει πολύτιμη ενέργεια και τις περισσότερες φορές πρέπει να ανακτηθεί πίσω στο λέβητα για επαναχρησιμοποίηση. Ο σκοπός ενός δικτύου αποκατάστασης συμπυκνωμάτων είναι να στείλει το συμπύκνωμα σε μια δεξαμενή, γνωστή ως δεξαμενή συλλογής. Στην συνέχεια, χρησιμοποιώντας μια αντλία, το συμπύκνωμα εγχέεται

στο λέβητα και ολοκληρώνεται ο κύκλος του συστήματος ατμού. Η εικόνα 2 αντιπροσωπεύει ένα τυπικό παράδειγμα ενός συστήματος ατμού:



Εικόνα 2: Μια τυπική διαδικασία του συστήματος ατμού. Πηγή: Iowa Energy Center. Energy- Related Best Practices: University Extension A Sourcebook for the Chemical Industry. Iowa State University; 2005. p. 124.

Έπειτα από συνεχή στρατωνισμό, ανεξαρτήτως εάν το σύστημα ελέγχεται αυτόματα ή χειροκίνητα, είναι σχετικά εύκολο να χρησιμοποιηθεί η θερμότητα η οποία διαχέεται. Για παράδειγμα, σε ένα δοχείο ανάκτησης ατμού (flash vessel) της GESTRA, η ενέργεια που παράγεται από τον συνεχή στρατωνισμό ανακτάται σε μεγάλο βαθμό από τον δευτερογενή ατμό και μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως ρυθμιστικός ατμός στον απαεριωτή. Στο βοηθητικό δοχείο στρατωνισμού (residual blowdown cooler), που βρίσκεται κατόντη, η θερμότητα που υπολείπεται στο δοχείο ανάκτησης ατμού μπορεί ακόμα να χρησιμοποιηθεί για να προθερμάνει το νερό τροφοδοσίας (feedwater). Άλλη περίπτωση ανάκτησης ατμού δίνεται από τους ψύκτες δευτερογενούς ατμού (flash steam coolers). Οι ψύκτες δευτερογενούς ατμού, αξιοποιούν τον δευτερογενή ατμό από το απαεριωτή του νερού τροφοδοσίας στο δίκτυο για να προθερμάνουν το καθαρό/φρέσκο νερό από αποσκλήρυνση (make-up water).

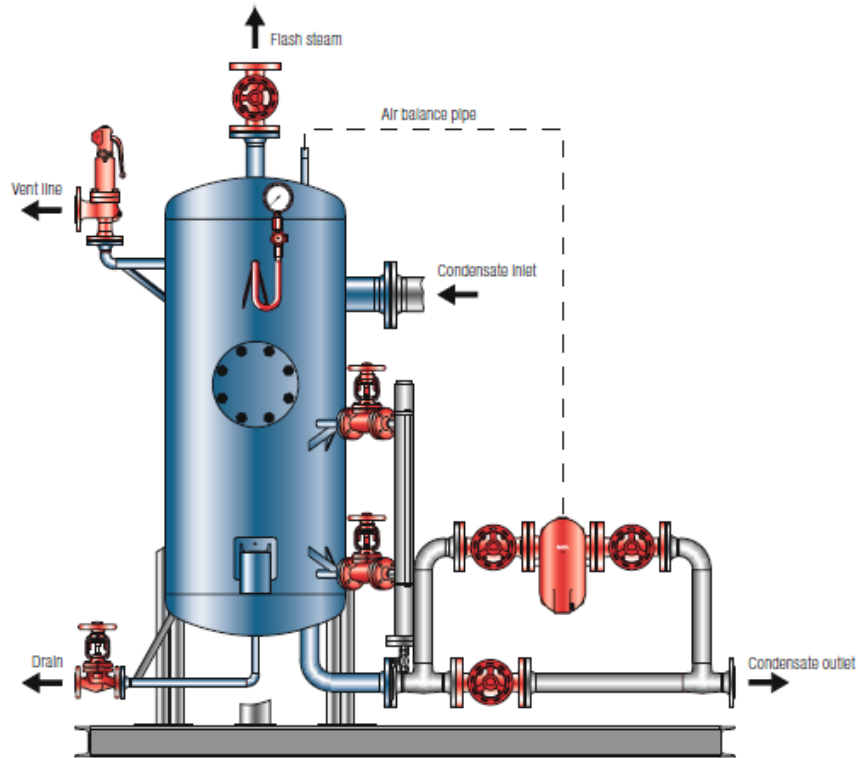
Εκτιμώμενος χρόνος απόσβεσης

Ο υπολογισμός της απόσβεσης της εξοικονόμησης σε σχέση με το κόστος του εξοπλισμού δίνεται τις τάξεως περίπου 8 με 10 μήνες. Δηλαδή, στους 8 με 10 μήνες λειτουργίας, η εξοικονόμηση η οποία σας αποφέρει το σύστημα, πλησιάζει το κόστος του εξοπλισμού.

Δοχείο ανάκτησης δευτερογενούς (flash steam) ατμού

Τα δοχεία ανάκτησης ατμού μειώνουν τα έξοδα λειτουργίας σημαντικά, διότι η καλή θερμότητα του συμπυκνώματος αξιοποιείται σε μεγάλο βαθμό. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε όλα τα συστήματα όπου το συμπύκνωμα υφίσταται πτώση πίεσης. Με αυτό τον τρόπο, απελευθερώνεται θερμότητα, και δημιουργείται δευτερογενής ατμός. Σε ένα δοχείο ανάκτησης ατμού, ο δευτερογενής ατμός διαχωρίζεται από το νερό και διοχετεύεται σε ένα σύστημα ατμού με χαμηλότερη πίεση για περαιτέρω χρήση.

Αυτή η διαδικασία μπορεί να επαναληφθεί αρκετές φορές, αναλόγως τις ικανότητες του δικτύου να λειτουργήσει σε διαφορετικές πιέσεις. Το υπολειπόμενο συμπύκνωμα στο δοχείο ανάκτησης περνάει στην δεξαμενή συμπυκνωμάτων και ξαναχρησιμοποιείται ως νερό τροφοδοσίας του λέβητα.



Εικόνα 3: Δοχείο ανάκτησης ατμού. Πηγή: www.sbakelas.gr.

ΤΥΠΟΣ	ΜΕΓΙΣΤΗ ΠΑΡΟΧΗ ΣΥΜΠΥΚΝ. t/h	ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ Φ(mm)	ΟΓΚΟΣ lt	ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	ΜΕΓΙΣΤΗ ΠΙΕΣΗ bar
VD11	1.2	324	50	St37	4
	2.5	400	100	St37	2
	2.5	400	100	HII	4
	8	600	400	St37	1
	8	600	400	HII	4
	20	800	800	St37	1
	20	800	800	HII	4
	40	1000	1400	St37	1
	40	1000	1400	HII	4
VD12	1.2	324	50	HII	8
	2.5	400	100	HII	
	8	600	400	HII	
	20	800	800	HII	
	40	1000	1400	HII	
VD13	1.2	324	50	HII	13
	2.5	400	100	HII	
	8	600	400	HII	
	20	800	800	HII	
	40	1000	1400	HII	

Πίνακας 1: Πίνακας τεχνικών πληροφοριών. Πηγή: www.sbakelas.gr.

1.3 ΟΦΕΛΗ ΑΠΟ ΤΗΝ ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ

Όταν το συμπύκνωμα δεν επιστρέφει στον λέβητα, πρέπει να προστεθεί νερό για να διατηρηθούν τα σωστά επίπεδα. Το νερό συμπυκνωμάτων είναι συνήθως περίπου 90°C, ενώ το νερό που προστίθεται είναι κατά μέσο όρο μεταξύ 10°C και 25°C. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την απώλεια ενέργειας, η οποία είναι πολύ συχνά περισσότερο από το 10% της ενέργειας του ατμού που παράγεται από τον λέβητα.

Μειωμένο κόστος νερού

Όταν το συμπύκνωμα δεν ανακτάται ξανά για επαναχρησιμοποίηση, απαιτείται επιπλέον νερό για να αντικατασταθεί η ποσότητα του συμπυκνώματος που έχει χαθεί. Η ανάκτηση έτσι μπορεί να μειώσει το κόστος για το νερό, καθώς δεν υπάρχει ανάγκη αντικατάστασης του νερού στο λέβητα.

Μειωμένο κόστος για χημικά προϊόντα

Το νερό που χρησιμοποιείται στον λέβητα για την παραγωγή ατμού πρέπει να επεξεργάζεται με χημικά, ώστε να είναι απόλυτα καθαρό και να έχει τα σωστά επίπεδα pH. Η επαναχρησιμοποίηση συμπυκνωμάτων που είναι καθαρά μπορεί να μειώσει το κόστος χημικών που απαιτείται για την επεξεργασία του νερού στον λέβητα.

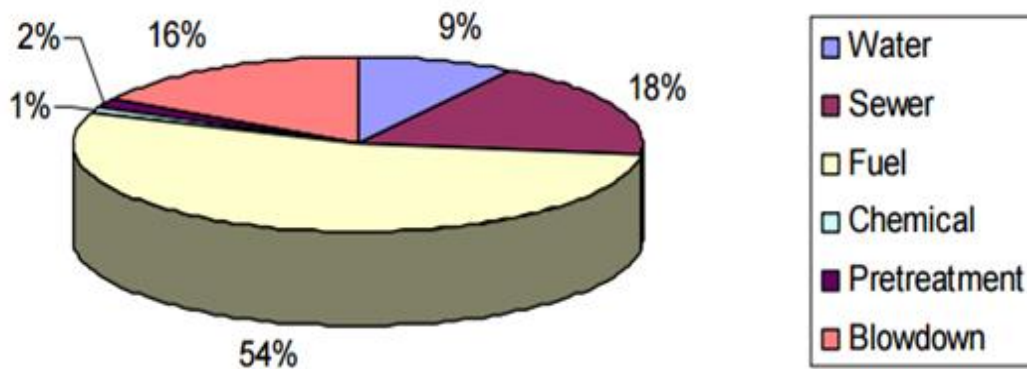
Μειωμένα κόστη καυσίμου

Αν το συμπύκνωμα επιστρέψει στη δεξαμενή τροφοδοσίας του λέβητα, μπορεί να εξοικονομήσει χιλιάδες λίβρες κάθε χρόνο στην ενέργεια. Το συμπύκνωμα περιέχει το 25% της ενέργειας του ατμού από τον οποίο προήλθε, λόγω της πολύ υψηλής θερμοκρασίας του και με αυτόν τον τρόπο, αν επιστρέψει στον λέβητα, εξοικονομεί πολλή ενέργεια χωρίς να χρειάζεται να μετατρέψει το νερό χαμηλής θερμοκρασίας σε ατμό. Έτσι, η ανάκτηση συμπυκνωμάτων μειώνει την κατανάλωση καυσίμου και είναι οικονομικά και περιβαλλοντικά επωφελής.

Μειωμένα έξοδα αποχέτευσης

Στις περισσότερες χώρες, το νερό πέραν των 43°C δεν μπορεί να εκκενωθεί στο αποχετευτικό δίκτυο, καθώς μπορεί να προκαλέσει βλάβη στους σωλήνες. Συνεπώς, το συμπύκνωμα πρέπει πρώτα να ψυχθεί και στην συνέχεια να αποφορτιστεί, με αποτέλεσμα να απαιτείται παραπάνω κόστος.

Στην εικόνα 4 απεικονίζει μια εκτίμηση της συνεισφοράς κάθε στοιχείου στο συνολικό κόστος του συμπυκνώματος. Πρέπει να σημειωθεί ότι εάν το σύστημα ανάκτησης έχει σχεδιαστεί για να ανακτά μόνο θερμότητα, εξοικονομείται μόνο το κόστος καυσίμου.

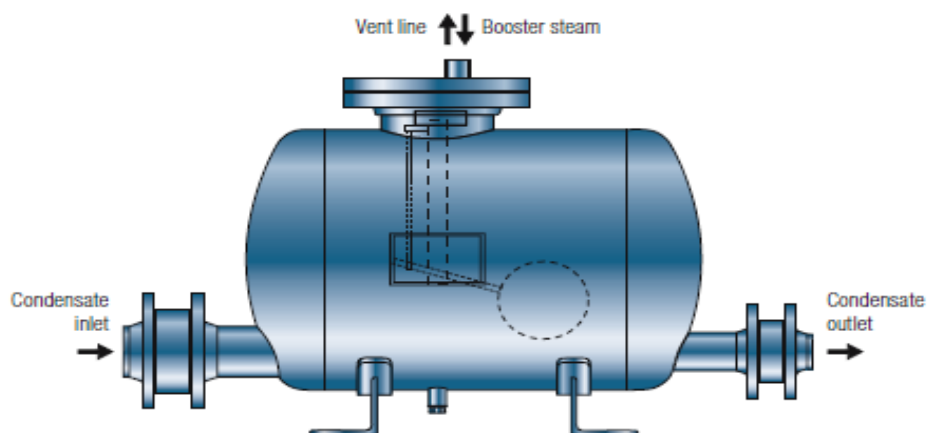


Εικόνα 4: Ανάλυση της τιμής του συμπυκνώματος. Πηγή: Mcdonald J. Drop by Drop Articles on Industrial Water Treatment. 2008; p.110.

ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΠΙΣΤΡΟΦΗΣ ΣΥΠΜΥΚΝΩΜΑΤΩΝ - ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΛΙΑ

FPS

Οι μονάδες επιστροφής συμπυκνωμάτων του τύπου FPS, δεν χρειάζονται ηλεκτροκίνητες αντλίες για να σπρώξουν το συμπύκνωμα προς το κύριο δοχείο συμπυκνωμάτων, γιατί παίρνουν δυναμική από τον προωθητικό ατμό. Ο έλεγχος της στάθμης γίνεται με πλωτήρα και η δυναμικότητά τους είναι για ποσότητα συμπυκνωμάτων έως 4,3 t / h και μέγιστη πίεση 12 bar.

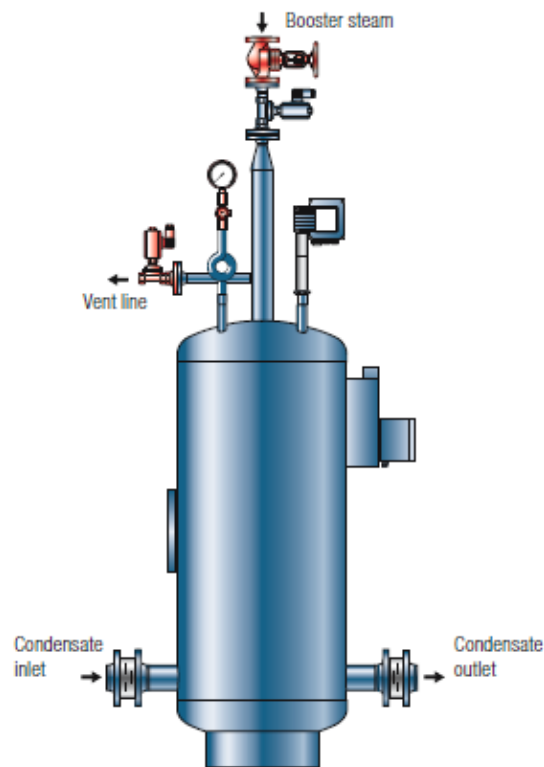


Εικόνα 5: Σύστημα FBS. Πηγή: www.sbakelas.gr

KH

Οι μονάδες επιστροφής συμπυκνωμάτων τύπου KH είναι σχεδιασμένοι για ποσότητα συμπυκνωμάτων έως 10 t / h και μέγιστη πίεση 12 bar. Είναι εφοδιασμένες από τον κατασκευαστή με όλες τις απαραίτητες βάνες, διατάξεις μανομέτρου και ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες για την γραμμή εξαερισμού / «αναπνοή» και την τροφοδοσία του προωθητικού

ατμού, αισθητήριο στάθμης για αυτόματο έλεγχο του συστήματος επιστροφής όπως επίσης και βαλβίδες αντεπίστροφης.



Εικόνα 6: Σύστημα ΚΗ. Πηγή: www.sbakelas.gr.

ΤΥΠΟΣ	ΜΕΓΙΣΤΗ ΠΑΡΟΧΗ m ³ /h	ΟΓΚΟΣ lt	ΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ bar	ΜΑΝΟΜ. ΠΙΕΣΗ bar
ΚΗ 4-2	2	50	4	2,80
ΚΗ 4-3	3	75	2	1,40
ΚΗ 4-5	5	100	2	1,40
ΚΗ 4-10	10	390	1	0,70
ΚΗ 13-2	2	50	13	9,10
ΚΗ 13-3	3	75	13	9,10
ΚΗ 13-5	5	100	13	9,10
ΚΗ 13-10	10	390	13	9,10
<i>FPS 14-2</i>	<i>3.90</i>	<i>100</i>	<i>2</i>	<i>0.30</i>
<i>FPS 14-13</i>	<i>6.30</i>	<i>100</i>	<i>13</i>	<i>1.4</i>

Πίνακας 2: Πίνακας τεχνικών πληροφοριών. Πηγή: www.sbakelas.gr.

1.4 ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΣΤΗΝ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΗΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ ΣΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΤΜΟΥ

Παρά τα οφέλη που προσφέρει η βιομηχανία για ανάκτηση συμπυκνωμάτων, υπάρχουν δύο περιπτώσεις όπου το συμπύκνωμα δεν μπορεί να ανακτηθεί:

1.4.1 Κόστος εφαρμογής

Η πρώτη περίπτωση είναι όταν ο χώρος είναι πολύ μεγάλος σε μέγεθος που οδηγεί σε ένα πολύ μεγαλύτερο σύστημα σωληνώσεων για το συμπύκνωμα, υψηλή απώλεια πίεσης και πτώση της θερμοκρασίας. Σε μια τέτοια περίπτωση, οι οικονομικές επενδύσεις στην ανάκτηση θα υπερέβαιναν τα οφέλη της θερμότητας που ανακτάται, καθιστώντας την έτσι αντιπαραγωγική.

Έτσι, μπορούμε να συμπεράνουμε ότι όσο μικρότερη είναι η απόσταση μεταξύ των σημείων της απώλειας ενέργειας μέσω του συμπυκνώματος και του σημείου στο οποίο πρέπει να οδηγηθεί μετά την ανάκτηση, τόσο μεγαλύτερη θα είναι η εξοικονόμηση ενέργειας.

1.4.2 Μόλυνση

Η άλλη περίπτωση όπου δεν ανακτάται το συμπύκνωμα, είναι όταν εντοπίζεται μόλυνση του συμπυκνώματος και το κόστος της επεξεργασίας για ανάκτηση είναι πολύ υψηλό. Οι τομείς που αντιμετωπίζουν κίνδυνο μόλυνσης, κυρίως λόγω διάβρωσης των σωλήνων και διαρροών στις διαδικασίες τελικής χρήσης, είναι τα διυλιστήρια πετρελαίου και οι χημικές βιομηχανίες. Οι ουσίες, οι οποίες είναι διαβρωτικές μαζί με τις υψηλές θερμοκρασίες και την πίεση στις διεργασίες τελικού σημείου, είναι οι πιο συνηθισμένοι λόγοι για την πρόκληση βλαβών στην παραγωγή και τη διάβρωση του εξοπλισμού τελικής χρήσης. Το αργό πετρέλαιο, το ναφθενικό οξύ, το υδρογόνο και το διοξείδιο του άνθρακα συνδέονται με τη διάβρωση του εξοπλισμού στα διυλιστήρια πετρελαίου.

Για παράδειγμα, σε ένα διυλιστήριο πετρελαίου, εάν υπάρχει διαρροή, ακόμη και μικρή, στις διαδικασίες τελικής χρήσης, τότε η μόλυνση θα εισέλθει στο σύστημα επιστροφής συμπυκνωμάτων και θα μεταφερθεί στον λέβητα. Αυτά με τη σειρά τους μπορεί να προκαλέσουν μια σειρά ζημιών στον λέβητα, όπως διάβρωση ή σχηματισμό κλίμακας, που με τη σειρά του θα προκαλέσει αναποτελεσματικότητα στο σύστημα. Συνεπώς, οι βιομηχανικοί τομείς που αντιμετωπίζουν υψηλό κίνδυνο μόλυνσης επιλέγουν να αποστραγγίζουν το

συμπύκνωμα, προκειμένου να αποφευχθεί τυχόν ζημιά στον εξοπλισμό και να σταματήσουν περαιτέρω την παραγωγή.

Η *Petronin*, εταιρεία πετρελαιοειδών, είναι μια από τις εταιρείες που αναζητούν λύσεις σε αυτό το πρόβλημα, καθώς αντιμετωπίζουν το πρόβλημα, αφού δεν είναι πάντα σε θέση να ανακτήσουν το συμπύκνωμα για επαναχρησιμοποίηση λόγω του προβλήματος της μόλυνσης από υδρογονάνθρακες. Η εύρεση ενός τρόπου επαναχρησιμοποίησης του συμπυκνώματος μέσα στο εργοστάσιο θα μπορούσε να προσφέρει μεγάλα οφέλη στην εταιρεία.

1.4.3 Εναλλακτικές προτάσεις

Σύμφωνα με το *Spirax Sharco* και το *Γραφείο Ενεργειακής Απόδοσης* υπάρχουν δύο λύσεις στο πρόβλημα της μόλυνσης και της απώλειας ενέργειας από το συμπύκνωμα.

Στην πρώτη περίπτωση, προτείνεται η χρήση εξοπλισμού ελέγχου θολερότητας, η οποία έχει την ιδιότητα να μπορεί ν' ανιχνεύσει εάν έχουν υπάρξει αλλαγές στα επίπεδα pH και στην αγωγιμότητα του συμπυκνώματος. Εάν υπάρχει, αυτό είναι ένα σημάδι μόλυνσης που σημαίνει ότι το συμπύκνωμα πρέπει να αποσταλεί στην αποστράγγιση.

Ωστόσο, το *Γραφείο Ενεργειακής Απόδοσης* σημειώνει ότι η μόνη οικονομικά βιώσιμη χρήση γι' αυτό είναι όταν εντοπίζονται τεράστιες ποσότητες συμπυκνώματος ως μολυσματικές και ασφαλείς και μπορούν να επιστραφούν για επαναχρησιμοποίηση, καθώς αυτός ο εξοπλισμός είναι πολύ ακριβός.

Μια άλλη λύση που προτείνεται από την *Spirax Sharco* και το *Γραφείο Ενεργειακής Απόδοσης* είναι η ανάκτηση θερμότητας από το μολυσμένο συμπύκνωμα με τη διέλευσή του μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας. Με αυτό τον τρόπο, μπορεί να ανακτηθεί ένα μέρος ενέργειας και να μην ληφθεί υπόψη το μολυσμένο συμπύκνωμα. Το *Γραφείο Ενεργειακής Απόδοσης* συνιστά ότι σε τέτοιες περιπτώσεις το κόστος του εναλλάκτη θερμότητας πρέπει να είναι μικρότερο από την αξία της ενέργειας που έχει ανακτηθεί.

Λόγω της συνεχούς βελτίωσης και ανάπτυξης των εναλλακτών θερμότητας, ο κλάδος έχει ενθαρρυνθεί να βελτιώσει την ανάπτυξη εξοπλισμού που έχει αντίσταση στη διάβρωση. Με την ανάκτηση θερμότητας μπορεί στην συνέχεια να χρησιμοποιηθεί είτε σε άλλες διεργασίες εντός του διυλιστηρίου είτε ως πηγή ενέργειας για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα.

Η πρώτη λύση που παρέχεται χρησιμοποιείται ευρέως στον βιομηχανικό τομέα όταν αντιμετωπίζει τη δυνατότητα μόλυνσης από συμπύκνωμα. Στο επόμενο μέρος αυτής της εργασίας θα αναλυθεί η δεύτερη εναλλακτική λύση, παρουσιάζοντας επίσης μια μελέτη περίπτωσης.

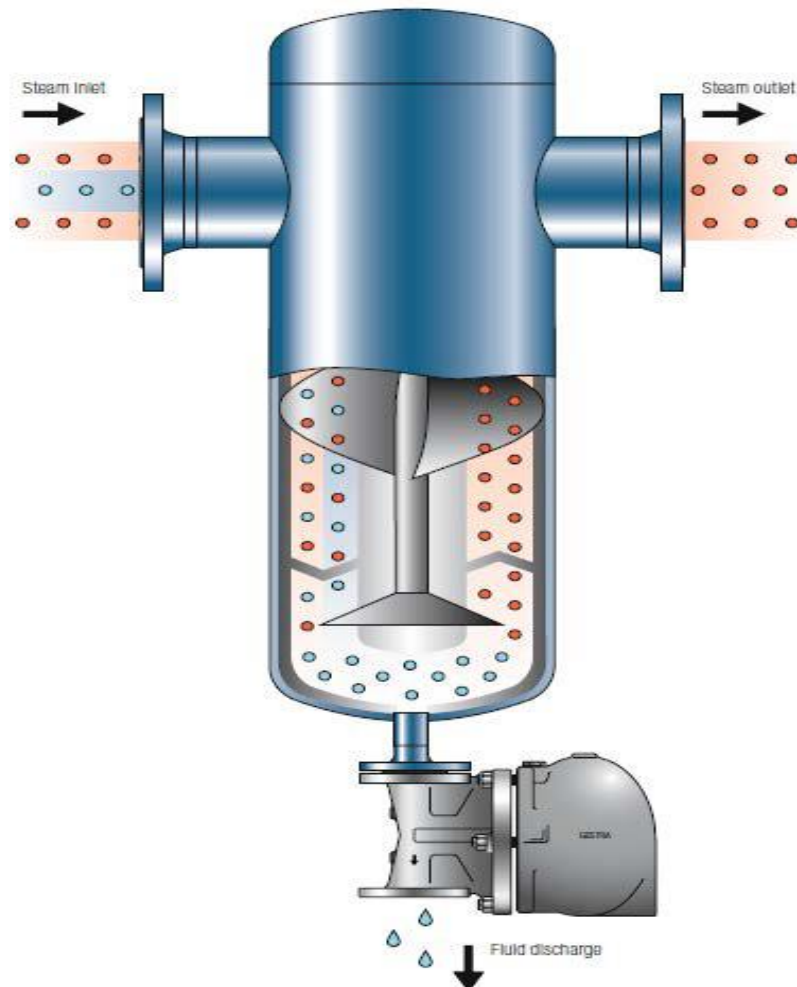
Φυγοκεντρικοί διαχωριστήρες

Φθορές στο δίκτυο ατμού προέρχονται κυρίως από υγρασία και ακαθαρσίες. Οι φυγοκεντρικοί διαχωριστήρες της *GESTRA* τύπου *ZYKLON* αφαιρούν αυτά από το δίκτυο, παρατείνοντας έτσι τον χρόνο ζωής των βαλβίδων, εναλλακτών και άλλων εξαρτημάτων που χρησιμοποιούν τον ατμό, αυξάνοντας την αξιοπιστία ολόκληρης της εγκατάστασης.

Οι φυγοκεντρικοί διαχωριστές δεν διαθέτουν κινούμενα μέρη. Ο «οδηγός» είναι ένας έλικας ενσωματωμένος στο σώμα του διαχωριστή. Ο υγρός ατμός εισέρχεται στον διαχωριστή

και κυλάει προς τα κάτω καθοδηγούμενος από τον έλικα, σε κυκλική κίνηση. Οι φυγοκεντρικές ιδιότητες διαχωρίζουν τα σωματίδια και τα σταγονίδια νερού, και συσσωρεύονται χαμηλά στον διαχωριστή λόγω της βαρύτητας.

Έτσι στο χαμηλότερο μέρος του διαχωριστή, η ροή του ατμού εκτρέπεται κατά 180°, για ακόμα περισσότερο διαχωρισμό. Οι ακαθαρσίες έχουν ως έξοδο το κάτω μέρος και εκκενώνονται με ατμοπαγίδα πλωτήρας, όπως στην εικόνα 7, ενδεικτικός τύπος UNA.



Εικόνα 7: Φυγοκεντρικός διαχωριστής. Πηγή: www.sbakelas.gr.

Κλάση Πίεσης	Διάταξη κατά DN	Υλικό
PN 16 PN 40 PN 63 PN 100 PN 160	15 έως 500mm	St 37,0 / St 35,8
		S235JRG2 (RSt 37-2)
		P265GH (H II)
		16 Mo 3
		13 Cr Mo 4-5
		V 2 A (1.4541)
		V 4 A (1.4571)

Πίνακας 3: Πίνακας τεχνικών πληροφοριών. Πηγή: www.sbakelas.gr.
(Υλικό κατασκευής: Χαλύβας, Σύνδεση: Φλαντζωτή).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ

2.1 ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ

Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή που χρησιμοποιείται για τη μεταφορά θερμικής ενέργειας (ενθαλπία) ανάμεσα σε περισσότερα υγρά ή μεταξύ μιας στερεής επιφάνειας και ενός υγρού ή μεταξύ στερεών σωματιδίων και ένα υγρό, σε διαφορετικές θερμοκρασίες και σε θερμική επαφή. Σε εναλλάκτες θερμότητας, υπάρχουν συνήθως όταν δεν υπάρχουν εξωτερικές αλληλεπιδράσεις θερμότητας και εργασίας. Τυπικές εφαρμογές περιλαμβάνουν θέρμανση ή ψύξη ενός ρεύματος υγρού που προκαλεί ανησυχία και εξάτμιση ή συμπύκνωση ενός ή περισσότερων πολυσύνθετες ροές ρευστού.

Σε άλλες εφαρμογές, ο στόχος είναι η ανάκαμψη, η απόρριψη θερμότητας, η αποστείρωση, η παστερίωση, η κλασμάτωση, η απόσταξη, η συμπύκνωση, η κρυστάλλωση ή ο έλεγχος σε ένα υγρό επεξεργασίας. Σε μερικούς εναλλάκτες θερμότητας, τα ρευστά που ανταλλάσσουν θερμότητα είναι άμεσα επικοινωνούντα. Στους περισσότερους εναλλάκτες θερμότητας, η μεταφορά θερμότητας μεταξύ υγρών λαμβάνει χώρα ενδιάμεσα διαχωρίζοντας το τοίχωμα ή μέσα και έξω από το τοίχωμα με μεταβατικό τρόπο. Σε πολλούς εναλλάκτες θερμότητας, τα υγρά διαχωρίζονται από μια επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας και, ιδανικά, δεν αναμιγνύονται ή διαχέονται. Τέτοιοι εναλλάκτες αναφέρονται ως άμεσος τύπος μεταφοράς ή απλώς ανακτητές.

Σε αντίθεση, οι εναλλάκτες στους οποίους υπάρχει διακεκομμένη ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ του θερμού και του κρύου - υγρών - μέσω αποθήκευσης θερμικής ενέργειας και απελευθέρωσης μέσω της επιφάνειας του εναλλάκτη ή της μήτρας - αναφέρονται ως έμμεσος τύπος μεταφοράς ή απλώς αναγεννητές. Τέτοιες εναλλάκτες συνήθως έχουν διαρροή ρευστού από το ένα ρεύμα υγρού στο άλλο λόγω διαφορών πίεσης και περιστροφής μήτρας με εναλλαγή βαλβίδας. Αν δεν υπάρξει αλλαγή φάσης σε κανένα από τα ρευστά στον εναλλάκτη, μερικές φορές αναφέρεται ως ένας λογικός εναλλάκτης θερμότητας. Θα μπορούσε να υπάρχει εσωτερική θερμική πηγή ενέργειας στους εναλλάκτες, όπως σε ηλεκτρικούς θερμοσίφωνες και στοιχεία πυρηνικού καυσίμου.

Η καύση και η χημική αντίδραση μπορούν να λάβουν χώρα μέσα στον εναλλάκτη, όπως στους λέβητες, θερμαντήρες με καύση και εναλλάκτες ρευστοποιημένης κλίνης. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν μηχανικές διατάξεις με μερικούς εναλλάκτες, όπως σε εναλλάκτες επιφανειακής απόξεσης, αναδευόμενα δοχεία και αντιδραστήρες με αναδευόμενο δοχείο. Ωστόσο, σε εναλλάκτη θερμότητας -σωλήνα θερμότητας, ο αγωγός θερμότητας δεν λειτουργεί μόνο ως διαχωριστικό τοιχώματος, αλλά διευκολύνει επίσης τη μεταφορά της θερμότητας με συμπύκνωση, την εξάτμιση και την αγωγή του ρευστού εργασίας εντός του σωλήνα θερμότητας. Σε γενικές γραμμές, εάν τα υγρά είναι μη αναμείξιμα, το διαχωριστικό τοίχωμα μπορεί να εξαλειφθεί και τη διεπαφή μεταξύ των ρευστών αντικαθιστά μια επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας, όπως σε έναν εναλλάκτη θερμότητας άμεσης επαφής.

Ο Hua ανέπτυξε έναν σχεδιασμό για πολλαπλούς θερμοσυσσωρευτές εναλλασσόμενου ρεύματος που θα χρησιμοποιηθούν για την ανάκτηση της θερμότητας των λυμάτων έτσι ώστε όχι μόνο να αξιοποιηθεί η χρήσιμη ενέργεια αλλά επίσης να παρέχει τη δυνατότητα αποθήκευσης της ανακτημένης ενέργειας στον πυθμένα μιας δεξαμενής αποθήκευσης ζεστού νερού. Πραγματοποιήθηκαν πειράματα συνιστωσών για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών απόδοσης ενός ενιαίου πάνελ θερμικού σιφονιού. Επίσης, ανέπτυξε ένα μοντέλο για έναν εναλλάκτη θερμότητας πολλαπλών φύλλων θερμοσιφωνίου για να διερευνήσει την εξοικονόμηση ενέργειας του σχεδιασμένου εναλλάκτη θερμότητας. Σύμφωνα με την έρευνά του, ακόμη και στο χειρότερο σενάριο, όπου ο εναλλάκτης μπορεί να περικλείεται από ουσίες αποβλήτων, η απόδοση του εναλλάκτη θερμότητας για τη μεταφορά θερμότητας δεν αλλάζει.

Σε άλλη περίπτωση μελετήθηκε ένα σύστημα βασισμένο στη γνώση για την επιλογή και τον προκαταρκτικό σχεδιασμό εξοπλισμού για την ανάκτηση χαμηλής απόδοσης θερμότητας στις βιομηχανίες μεταποίησης, αντιμετωπίζοντας τα βασικά εμπόδια στο Ηνωμένο Βασίλειο, ακολουθούμενη από την ανάπτυξη λογισμικού λήψης αποφάσεων. Σε αυτό το έργο έχουν επιλεγεί διαφορετικές τεχνολογίες για την ανάκτηση αποβλήτων θερμότητας, μία από τις οποίες ήταν διάφοροι τύποι εναλλακτών θερμότητας.

Οι Xianglong Luo et al. μελέτησαν ένα δίκτυο εναλλάκτη θερμότητας για να ανακτήσουν τη θερμότητα από τις ροές επεξεργασίας των φυτών. Η ανάκτηση θερμότητας επιτεύχθηκε από το συμπύκνωμα ατμού, την προθέρμανση του νερού τροφοδότησης του λέβητα σε ένα σύστημα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι θα μπορούσαν να επιτευχθούν οικονομικά οφέλη με τη χρήση του προτεινόμενου δικτύου αξιοποίησης αποβλήτων.

Οι Gent και McLean μελέτησαν τις τεχνικές επιλογές για την ανάκτηση της θερμότητας, λαμβάνοντας υπόψη τη συλλογιστική για την επιλογή της κατάλληλης μεθόδου ανάκτησης μέσω διαφόρων περιπτώσιολογικών μελετών. Πρότειναν μια διαδικασία λήψης αποφάσεων για τους παράγοντες που έπρεπε να ληφθούν υπόψη για την επιλογή των μεθόδων ανάκτησης των αποβλήτων.

Οι Canan και Aytaç μελέτησαν το δυναμικό του συστήματος ανάκτησης θερμότητας για την εφαρμογή σε κλωστοϋφαντουργικά προϊόντα. Διαπίστωσαν ότι τα PHE μπορούν να προσφέρουν αρκετά πλεονεκτήματα σε εφαρμογές ανάκτησης αποβλήτων ως εξοικονόμηση ενέργειας, μείωση του κόστους ενέργειας και μπορεί να έχουν θετικό αντίκτυπο στο περιβάλλον. Επίσης, κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι το PHE μπορεί να προσφέρει οικονομικά οφέλη σε πολλούς βιομηχανικούς τομείς.

Η Carmen μελέτησε τα θερμικά μοντέλα διαφόρων διαμορφώσεων σε εναλλάκτες θερμότητας πλάκας. Παρουσίασε μια τεχνική προσέγγισης παραμέτρων για PHE για πολλαπλές διαμορφώσεις. Συμπέρανε ότι οι συσχετισμοί μεταφοράς θερμότητας που λαμβάνονται σχετίζονται στενά με το πρότυπο κατανομής ροής και τη διαμόρφωση του PHE.

Οι Olga κ.ά. al. ανέπτυξαν ένα μαθηματικό μοντέλο για το PHE, βελτιστοποιώντας τις μεταβλητές. Αυτές οι μεταβλητές περιλάμβαναν τον αριθμό των πλακών σε ένα πέρασμα, με διαφορετικές γεωμετρίες. Ανέλυσαν επίσης την προθέρμανση της απόσταξης αργού πετρελαίου σε διυλιστήριο πετρελαίου με βάση τις παραμέτρους που λήφθηκαν. Επιπλέον, κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η προθέρμανση των ακατέργαστων ελαίων με PHE στα διυλιστήρια, οι φυσικές ιδιότητες, η θερμοκρασία και οι παράγοντες ρύπανσης πρέπει να λαμβάνονται υπόψη για τον ορθό σχεδιασμό που πρέπει να αναπτυχθεί.

Οι Olga κ.ά. πραγματοποίησαν μια μελέτη στον υπολογιστή για τον θερμικό και υδραυλικό σχεδιασμό των PHE. Ανέπτυξαν, γι' αυτόν τον λόγο, ένα μαθηματικό μοντέλο που βελτιστοποιεί τις μεταβλητές, όπως ο τύπος και ο αριθμός των πλακών και ο αριθμός των ρευμάτων που περνάει στο PHE. Η προτεινόμενη μέθοδος μπορεί να χρησιμοποιηθεί για

θερμική και υδραυλική απόδοση σε PHEs και να μοντελοποιήσει ένα PHE που απαιτεί πολυάριθμους σχεδιαστικούς υπολογισμούς.

Οι Hassan και Mehdi, μελέτησαν από οικονομικής άποψης τις πλάκες φλάντζας και τους εναλλάκτες θερμότητας κελύφους - σωλήνων. Έχουν μελετήσει επίσης τη βελτιστοποίηση αυτών των δύο τύπων εναλλακτών θερμότητας συγκρίνοντας τα βέλτιστα αποτελέσματα που βρέθηκαν. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι το συνολικό κόστος για κάθε εναλλάκτη θερμότητας είχε διαφορά κατά 13%. Πιο συγκεκριμένα, διαπίστωσαν ότι οι εναλλάκτες θερμότητας των πλακών φλάντζας είχαν 13% λιγότερο κόστος σε σύγκριση με τους εναλλάκτες θερμότητας κελύφους - σωλήνων.

Ο εναλλάκτης θερμότητας πλάκας τύπου Chevron χρησιμοποιείται ευρέως σε διάφορους βιομηχανικούς τομείς λόγω του πλεονεκτήματος της υψηλής θερμικής απόδοσης που μπορεί να προσφέρει. Οι Focke κ.ά. πραγματοποίησαν πειράματα σε εναλλάκτες θερμότητας πλάκας τύπου Chevron, εστιάζοντας στο αποτέλεσμα που μπορεί να έχει η γωνία αυλάκωσης στην θερμική υδραυλική απόδοση. Εξέτασαν διάφορες γωνίες αυλάκωσης και κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η μεταβολή της γωνίας αυλάκωσης επηρεάζει την απόδοση της μεταφοράς θερμότητας και τον συντελεστή τριβής του εναλλάκτη θερμότητας πλάκας.

2.2 ΤΥΠΟΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ

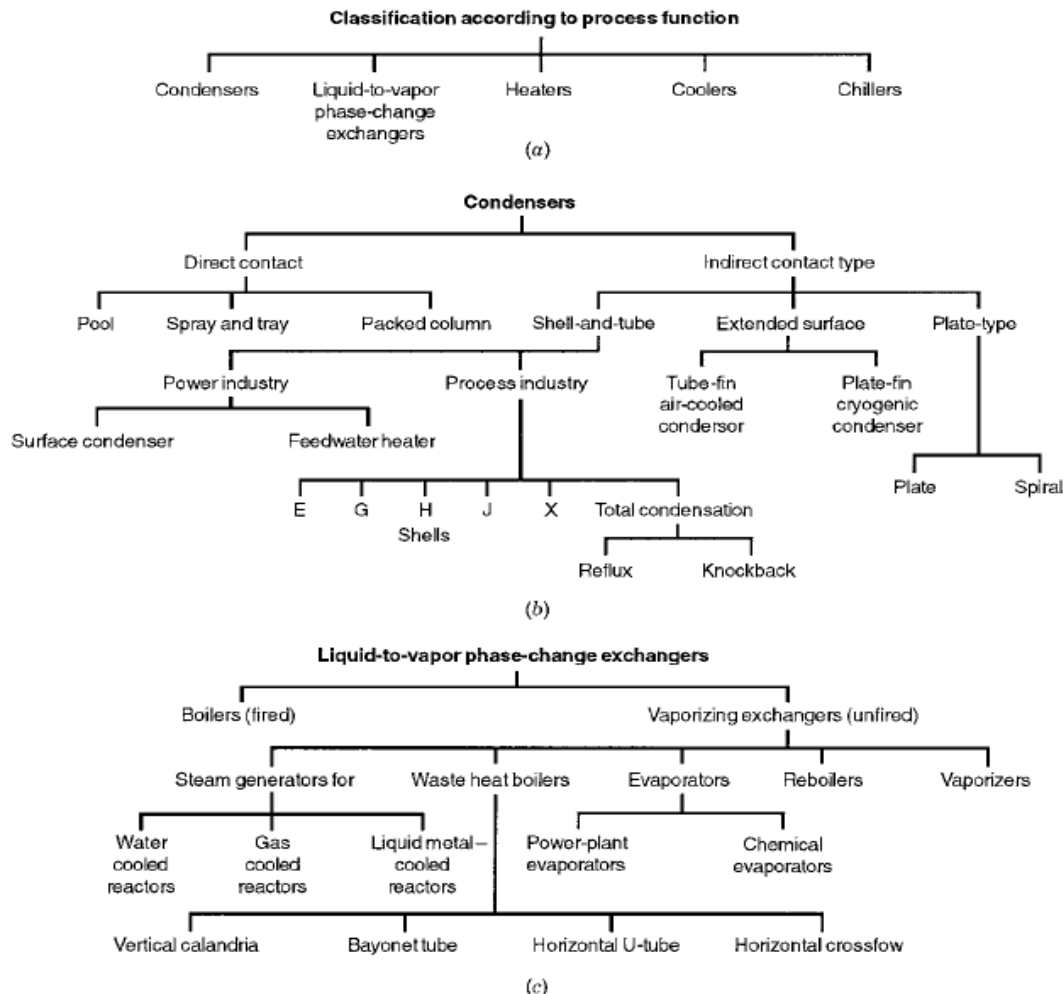
Ένας εναλλάκτης θερμότητας αποτελείται από στοιχεία μεταφοράς θερμότητας όπως πυρήνα ή μήτρα που περιέχει την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας και στοιχεία διανομής υγρών όπως κεφαλές, πολλαπλές συσκευές, δεξαμενές, ακροφύσια ή σωλήνες εισόδου και εξόδου ή σφραγιδες. Συνήθως, δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη σε έναν εναλλάκτη θερμότητας. Ωστόσο, υπάρχουν εξαιρέσεις, όπως ένας περιστροφικός αναγεννητικός εναλλάκτης (στην οποία η μήτρα οδηγείται μηχανικά για να περιστρέφεται με κάποια ταχύτητα σχεδιασμού) ή ένα αποξεσμένο επιφανειακός εναλλάκτης θερμότητας.

Η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας είναι μια επιφάνεια του πυρήνα του εναλλάκτη που βρίσκεται σε άμεση επαφή με υγρά και μέσω των οποίων η θερμότητα μεταφέρεται με αγωγιμότητα. Το τμήμα αυτό της επιφάνειας που βρίσκεται σε άμεση επαφή με τα θερμά και ψυχρά υγρά και μεταφέρει θερμότητα μεταξύ αυτών αναφέρεται ως πρωτεύουσα ή άμεση επιφάνεια. Για να αυξησετε τη μεταφορά θερμότητας στην περιοχή, τα εξαρτήματα μπορεί να είναι στενά συνδεδεμένα στην κύρια επιφάνεια για να παρέχουν μία εκτεταμένη, δευτερεύουσα ή έμμεση επιφάνεια. Αυτά τα εκτεταμένα στοιχεία επιφάνειας αναφέρονται ως πτερύγια. Έτσι, η θερμότητα διέρχεται μέσω του πτερυγίου και μετατρέπεται από το πτερύγιο (μέσω της επιφάνειας) στο περιβάλλον υγρό ή αντίστροφα, ανάλογα με το αν το πτερύγιο ψύχεται ή θερμαίνεται. Ως αποτέλεσμα, η προσθήκη των πτερυγίων στο πρωτεύον επιφάνεια μειώνει τη θερμική αντίσταση στην πλευρά αυτή και έτσι αυξάνει τη συνολική θερμική μεταφορά από την επιφάνεια για την ίδια διαφορά θερμοκρασίας. Τα πτερύγια μπορεί να σχηματίζουν διόδους στη ροή για τα μεμονωμένα υγρά αλλά δεν διαχωρίζουν τα δύο (ή περισσότερα) υγρά του εναλλάκτη.

Αυτές οι δευτερεύουσες επιφάνειες ή πτερύγια μπορούν επίσης να εισάγονται κυρίως για δομικές κατασκευές για λόγους αντοχής ή για την παροχή μίας λεπτομερούς ανάμιξης ενός υψηλού ιξώδους υγρού. Οι εναλλάκτες θερμότητας δεν χρησιμοποιούνται μόνο στις διαδικασίες του πετρελαίου, στη μεταφορά, στον κλιματισμό, στην ψύξη, στην κρουογονική, στην ανάκτηση θερμότητας, σαν εναλλακτικό καύσιμο και στις μεταποιητικές βιομηχανίες, αλλά χρησιμεύουν επίσης ως βασικά συστατικά πολλών βιομηχανικών προϊόντων διαθέσιμα

στην αγορά. Αυτοί οι εναλλάκτες μπορούν να ταξινομηθούν με πολλούς διαφορετικούς τρόπους.

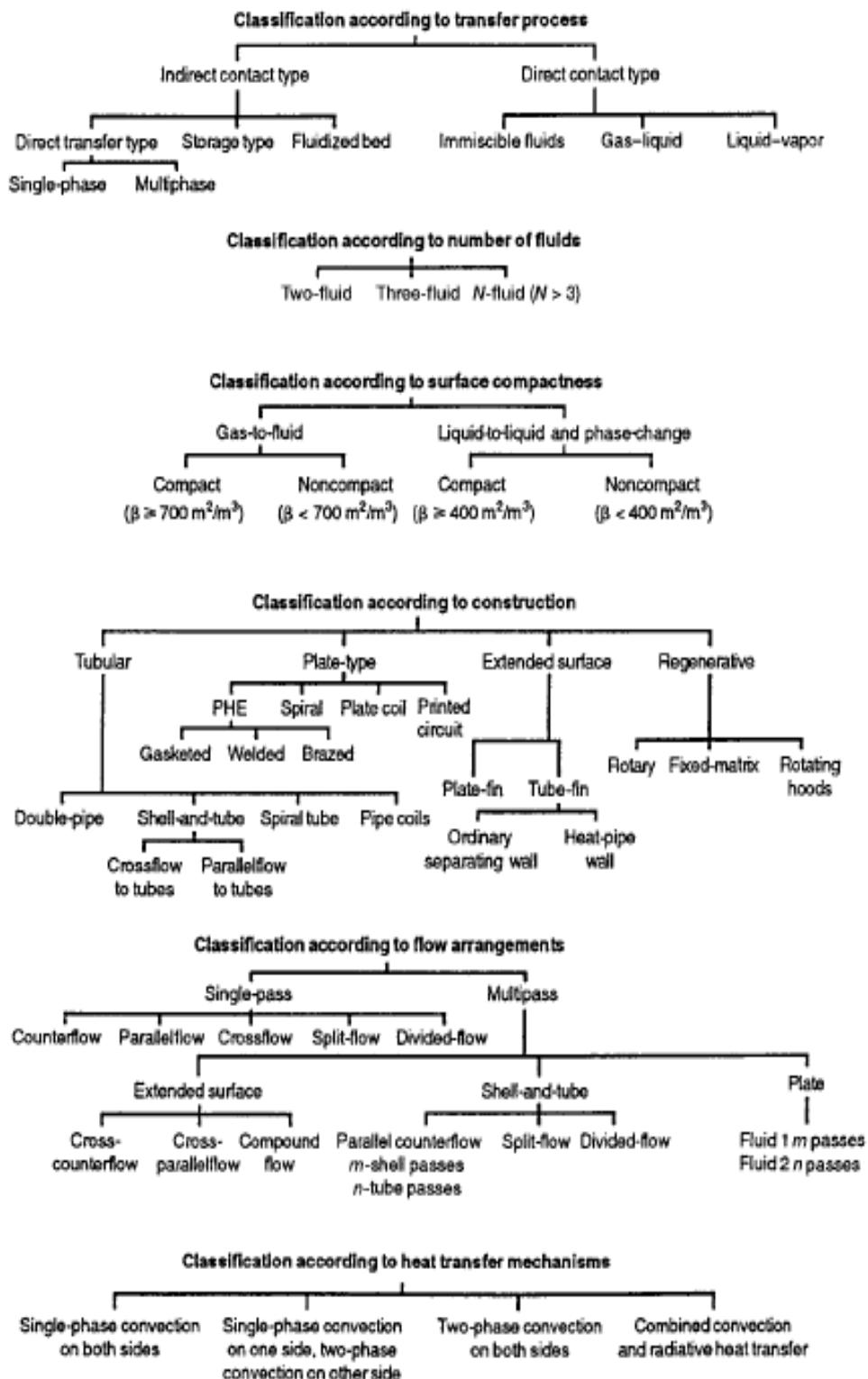
Θα τα ταξινομήσουμε σύμφωνα με τις διαδικασίες μεταφοράς, τον αριθμό των υγρών και τους μηχανισμούς μεταφορά θερμότητας. Οι εναλλάκτες θερμότητας μπορούν επίσης να ταξινομηθούν σύμφωνα με την ταξινόμηση της εικόνας 8. Πρόσθετοι τρόποι ταξινόμησης των εναλλακτών θερμότητας είναι με υγρό τύπο (αέριο-αέριο, αέριο-υγρό, υγρό-υγρό, αέρια δύο φάσεων, υγρό δύο φάσεων, κ.λπ.), αλλά στην συγκεκριμένη ενότητα θα παρουσιασθούν μερικές μόνο κατηγορίες εναλλακτών.



Εικόνα8: (α) Ταξινόμηση σύμφωνα με τη λειτουργία της διαδικασίας. β) ταξινόμηση των συμπυκνωτών γ) ταξινόμηση των εναλλακτών εναλλαγής φάσης υγρού προς ατμό. Πηγή: Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 4, pp.1–312.

Οι συμβατικοί εναλλάκτες θερμότητας ταξινομούνται περαιτέρω σύμφωνα με την κατασκευή ρύθμισης τύπου και ροής. Μια άλλη αυθαίρετη ταξινόμηση μπορεί να γίνει, με βάση την αναλογία επιφάνειας / όγκου μεταφοράς θερμότητας, σε συμπαγή και μη συμπαγή εναλλάκτες θερμότητας. Η ταξινόμηση αυτή γίνεται επειδή το είδος του εξοπλισμού, τα πεδία

εφαρμογών και οι τεχνικές σχεδιασμού γενικά διαφέρουν. Όλες αυτές οι ταξινομήσεις συνοψίζονται στην εικόνα 2:



Εικόνα 9: Ταξινόμηση των εναλλακτών θερμότητας. Πηγή: Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic', eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 4, pp. 1–312.

2.2.1 Κατάταξη σύμφωνα με τις διαδικασίες μεταφοράς

Οι εναλλάκτες θερμότητας ταξινομούνται σύμφωνα με τις διαδικασίες μεταφοράς σε τύπους έμμεσης και άμεσης επαφής.

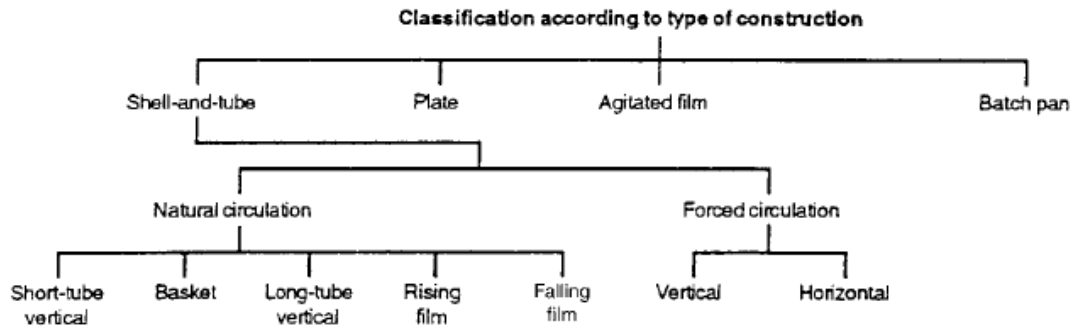
Εναλλάκτες θερμότητας έμμεσης επαφής

Σε έναν εναλλάκτη θερμότητας έμμεσης επαφής, τα ρεύματα ρευστού παραμένουν χωριστά και η θερμότητα μεταφέρεται συνεχώς μέσω ενός αδιαπέρατου διαχωριστικού τοίχου ή μέσα και έξω από ένα τοίχωμα με ένα μεταβατικό τρόπο. Έτσι, ιδανικά, δεν υπάρχει άμεση επαφή μεταξύ των θερμικά αλληλοεπιδρώντων υγρών. Αυτός ο τύπος εναλλάκτη θερμότητας, που επίσης αναφέρεται ως επιφανειακός εναλλάκτης θερμότητας, μπορεί να ταξινομηθεί περαιτέρω σε τύπους άμεσης μεταφοράς, τύπους αποθήκευσης και εναλλάκτες ρευστοποιημένης κλίνης.

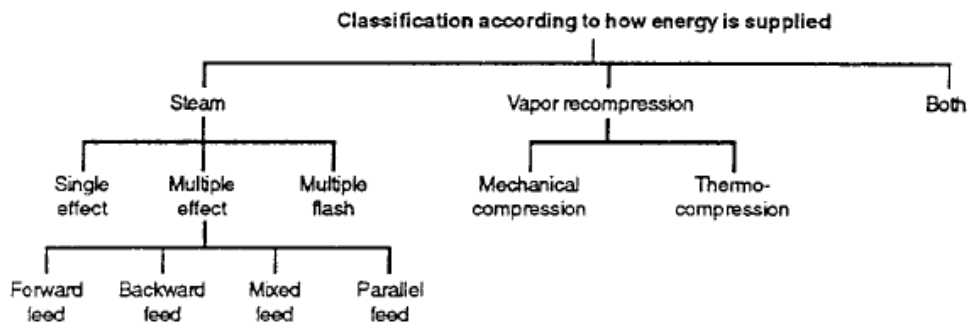
Εναλλάκτες θερμότητας άμεσης επαφής

Σε αυτόν τον τύπο, οι μεταδόσεις θερμότητας πραγματοποιούνται συνεχώς από το θερμό υγρό στο ψυχρό ρευστό μέσω ενός διαχωριστικού τοιχώματος. Αν και απαιτείται ταυτόχρονη ροή δύο (ή περισσότερων) υγρών στον εναλλάκτη, δεν υπάρχει άμεση ανάμιξη των δύο (ή περισσότερων) υγρών, επειδή κάθε ρευστό ρέει σε χωριστές διόδους ρευστού. Σε γενικές γραμμές, εκεί δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη στους περισσότερους τέτοιους εναλλάκτες θερμότητας. Αυτός ο τύπος εναλλακτών έχει οριστεί ως αντανakλαστικό εναλλάκτη θερμότητας ή απλώς ως ανακτητής.

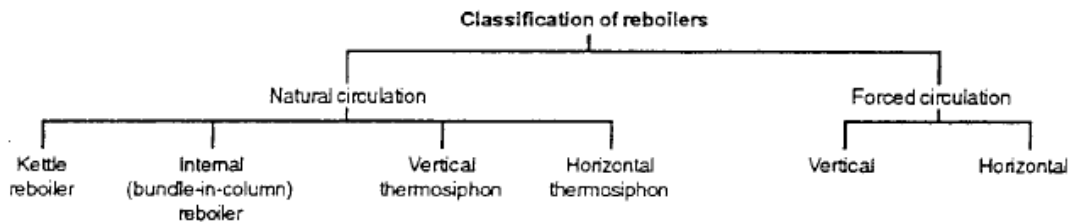
Οι εναλλάκτες θερμότητας αυτού του τύπου είναι σωληνοειδείς, πλάκες και διευρυμένοι εναλλάκτες επιφάνειας. Οι ανακτητές είναι περαιτέρω εναλλάκτες αρχικής επιφάνειας και εκτεταμένες επιφάνειες εναλλακτών. Οι εναλλάκτες πρώτης επιφάνειας δεν χρησιμοποιούν πτερύγια ή εκτεταμένες επιφάνειες σε καμία υγρή πλευρά. Απλοί σωληνωτοί εναλλάκτες, εναλλάκτες κελύφους με απλούς σωλήνες, και εναλλάκτες πλάκας είναι χαρακτηριστικά παραδείγματα εναλλακτών πρώτης επιφάνειας.



(d) (i)



(d) (ii)



Εικόνα 10: (δ) Ταξινόμηση των χημικών εξατμιστών σύμφωνα με (i) τον τύπο κατασκευής, και (ii) το πώς παρέχεται ενέργεια ε) ταξινόμηση των επανακατασκευαστών (Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic', eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 4, pp.1–312).

Τύποι αποθήκευσης

Σε έναν εναλλάκτη τύπου αποθήκευσης, και τα δύο ρευστά ρέουν εναλλακτικά μέσω των ίδιων διόδων ροής και συνεπώς η μεταφορά θερμότητας είναι διακεκομμένη. Η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας (ή οι δίοδοι ροής) είναι γενικά κυτταρική σε δομή και αναφέρεται ως μήτρα, ή είναι ένα διαπερατό (πορώδες) στερεό υλικό, που αναφέρεται ως συσκευασμένη κατασκευή. Όταν το θερμό αέριο ρέει πάνω από την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας (μέσω διόδων ροής) η θερμική ενέργεια από το θερμό αέριο αποθηκεύεται στο τοίχωμα της μήτρας και επομένως το θερμό αέριο ψύχεται κατά τη διάρκεια της περιόδου θέρμανσης της μήτρας. Καθώς το ψυχρό αέριο ρέει μέσα από αυτά (δηλαδή, κατά τη διάρκεια της περιόδου ψύξης της μήτρας), το τοίχωμα της μήτρας απομακρύνει θερμική ενέργεια, η οποία απορροφάται από το ψυχρό υγρό. Έτσι, η θερμότητα δεν μεταφέρεται συνεχώς μέσω του τοίχου, όπως σε εναλλάκτη τύπου άμεσης μεταφοράς (ανακτητής), αλλά στην αντίστοιχη η θερμική ενέργεια αποθηκεύεται εναλλάξ και απελευθερώνεται από το τοίχωμα της μήτρας.

Αυτός ο εναλλάκτης θερμότητας τύπου αποθήκευσης αναφέρεται επίσης ως ανανεώσιμος εναλλάκτης θερμότητας ή απλά ως αναγεννητής. Για να λειτουργεί συνεχώς και σε μια επιθυμητή θερμοκρασία, τα αέρια, οι κεφαλίδες ή οι μήτρες αλλάζουν περιοδικά (δηλ. περιστρέφονται), έτσι ώστε το ίδιο πέρασμα να καταλαμβάνεται περιοδικά από θερμό και ψυχρό αέριο.

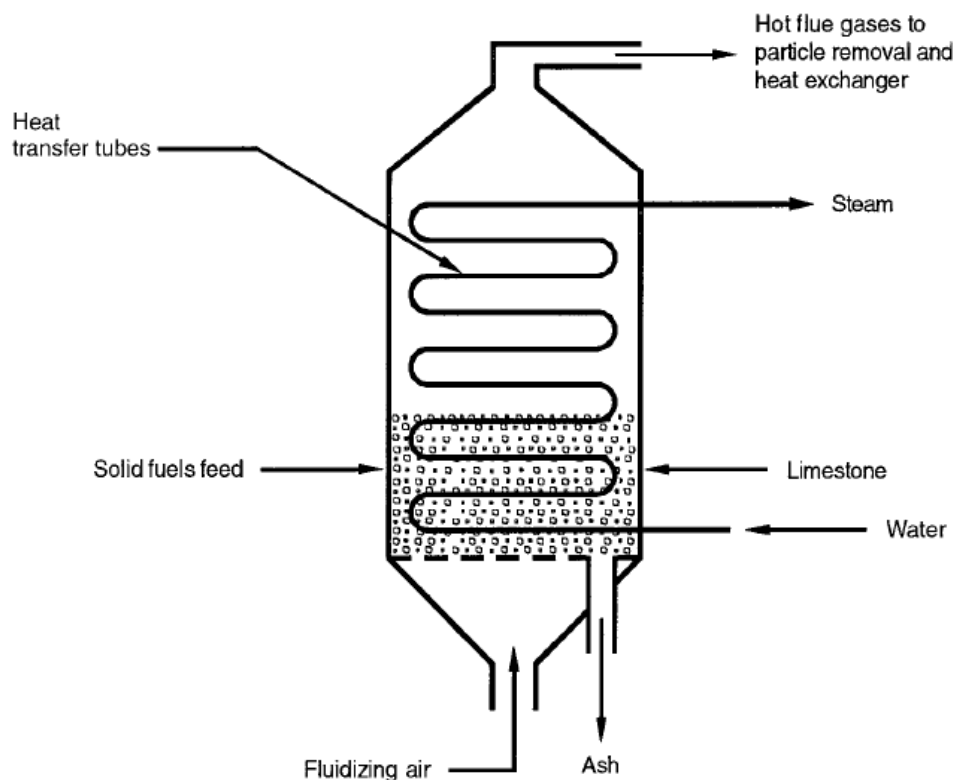
Ο πραγματικός χρόνος που παίρνει το καυτό αέριο για να ρέει μέσα από τη μήτρα ενός ψυχρού αναγεννητή, ονομάζεται καυτή περίοδος ή καυτό χτύπημα και ο χρόνος που το ψυχρό αέριο ρέει μέσω του ζεστού αναγεννητή ονομάζεται ψυχρή περίοδος ή κρύο χτύπημα. Για την επιτυχή λειτουργία, δεν είναι απαραίτητο να υπάρχουν περίοδοι ροής θερμού και ψυχρού αερίου ίσης διάρκειας. Υφίσταται αναπόφευκτη μεταφορά ενός μικρού κλάσματος του ρευστού παγιδευμένου στη δίοδο προς το άλλο ρευστό αμέσως μετά την αλλαγή των ρευστών. Αυτό αναφέρεται ως διαρροή μεταφοράς.

Επιπλέον, αν τα θερμά και κρύα ρευστά είναι σε διαφορετικές πιέσεις, θα υπάρξει διαρροή από το υγρό υψηλής πίεσης στο ρευστό χαμηλής πίεσης πέρα από την ακτινική, περιφερειακή και αξονική σφραγίδα, ή στις βαλβίδες. Αυτή η διαρροή αναφέρεται ως διαρροή πίεσης. Από αυτά οι διαρροές είναι αναπόφευκτες, οι αναγεννητές χρησιμοποιούνται αποκλειστικά σε μεταφορά θερμότητα (και μάζα) αερίου-αερίου, εφαρμογών με λογική μεταφορά θερμότητας και σε ορισμένες εφαρμογές, οι αναγεννητές μπορούν να μεταφέρουν την υγρασία από τον υγρό αέρα στον ξηρό αέρα μέχρι περίπου το 5%.

Εναλλάκτες θερμότητας με ρευστοποιημένη κλίνη

Σε εναλλάκτη θερμότητας με ρευστοποιημένη κλίνη, η μία πλευρά του εναλλάκτη δύο υγρών βυθίζεται σε μια κλίνη λεπτού διαμελισμένου στερεού υλικού, όπως είναι η δέσμη σωλήνων βυθισμένη σε ένα στρώμα από άμμο ή σωματίδια άνθρακα. Αν η ανοδική ροή του υγρού στην πλευρά της κλίνης είναι χαμηλή, τα στερεά σωματίδια θα παραμείνουν σταθερά μέσα στην κατασκευή και το υγρό θα ρέει μέσα από τα διάκενα της κλίνης. Αν η ταχύτητα του ρευστού προς τα πάνω είναι υψηλή, τα στερεά σωματίδια θα παρασυρθούν με το ρευστό. Στην κατάλληλη τιμή της ταχύτητας του ρευστού, η ανυψωτική δύναμη προς τα πάνω είναι ελαφρώς υψηλότερη από το βάρος των σωματιδίων της κλίνης. Έτσι, τα στερεά σωματίδια θα επιπλέουν με αύξηση του όγκου της κλίνης και η κατασκευή συμπεριφέρεται ως υγρό. Αυτό το χαρακτηριστικό της κλίνης αναφέρεται ως ρευστοποιημένη κατάσταση.

Υπό αυτές τις συνθήκες, η πτώση της πίεσης του υγρού μέσα από την κλίνη παραμένει σχεδόν σταθερή, ανεξάρτητα από το ρυθμό ροής και την ισχυρή ανάμιξη με τα στερεά σωματίδια. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα μια ομοιόμορφη θερμοκρασία για το συνολικό στρώμα (αέριο και σωματίδια) με φαινόμενη θερμική αγωγιμότητα των στερεών σωματιδίων το άπειρο. Οι συνήθεις εφαρμογές του εναλλάκτη θερμότητας ρευστοποιημένης κλίνης είναι η ξήρανση, η ανάμιξη, η προσρόφηση, η καύση άνθρακα και η ανάκτηση θερμότητας από τα απόβλητα. Δεδομένου ότι το αρχική διαφορά θερμοκρασίας ($T_{h,i} - T_{f,i}$) μειώνεται λόγω ρευστοποίησης, η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη είναι χαμηλότερη (Suo, 1976).



Εικόνα 11: Θερμικός εναλλάκτης ρευστοποιημένης κλίνης. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, *Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001*, Begell House, New York.

Εναλλάκτες θερμότητας άμεσης επαφής

Σε έναν εναλλάκτη άμεσης επαφής, δύο ρεύματα υγρού έρχονται σε άμεση επαφή, ανταλλάσσουν θερμότητα, και στη συνέχεια διαχωρίζονται. Οι συνήθεις εφαρμογές ενός εναλλάκτη άμεσης επαφής περιλαμβάνουν μάζα μεταφοράς εκτός από τη μεταφορά θερμότητας, όπως σε ψύξη με εξάτμιση. Οι εφαρμογές που αφορούν μόνο τη λογική μεταφορά θερμότητας είναι σπάνιες. Η ενθαλπία της αλλαγής φάσης σε έναν τέτοιο εναλλάκτη αντιπροσωπεύει γενικά ένα σημαντικό μέρος της συνολικής μεταφοράς ενέργειας.

Η αλλαγή φάσης βελτιώνει γενικά την ταχύτητα μεταφοράς θερμότητας. Σε σύγκριση με την έμμεση επαφή οι αναθυμιάσεις και οι αναγεννητές, σε εναλλάκτες θερμότητας άμεσης επαφής:

- οι ταχύτητες μεταφοράς θερμότητας είναι εφικτές
- η κατασκευή του εναλλάκτη είναι σχετικά χαμηλή
- το πρόβλημα ρύπανσης είναι γενικά ανύπαρκτο, λόγω της απουσίας μεταφοράς θερμότητας στην επιφάνεια μεταξύ των δύο υγρών.

Ωστόσο, οι αιτήσεις περιορίζονται σε αυτές τις περιπτώσεις όπου επιτρέπεται άμεση επαφή δύο ρευμάτων ρευστού. Αυτοί οι εναλλάκτες μπορεί να ταξινομηθούν περαιτέρω ως εξής:

Μη αναμείξιμοι εναλλάκτες ρευστών

Σε αυτόν τον τύπο, δύο μη αναμίξιμα ρευστά έρχονται σε άμεση επαφή. Αυτά τα υγρά μπορεί να είναι μονοφασικά υγρά ή μπορεί να περιλαμβάνουν συμπύκνωση ή εξάτμιση.

Συμπύκνωση οργανικών ατμών και ατμών πετρελαίου με νερό ή αέρα είναι τυπικά παραδείγματα.

Εναλλάκτες υγρών αερίων

Σε αυτό το είδος, το ένα υγρό είναι ένα αέριο (πιο συχνά, ο αέρας) και το άλλο ένα υγρό χαμηλής πίεσης (συνηθέστερα νερό) και είναι εύκολα διαχωρίσιμα μετά την ανταλλαγή ενέργειας. Κατά την ψύξη του υγρού (νερού) και η υγρασία του αερίου (αέρα), το υγρό μερικώς εξατμίζεται και ο ατμός απομακρύνεται με το αέριο.

Στους εναλλάκτες αυτούς, περισσότερο από το 90% της μεταφοράς ενέργειας οφείλεται στη μαζική μεταφορά (λόγω της εξάτμισης του υγρού), και η μεταφορά θερμότητας μέσω μεταφοράς είναι ένας μικρός μηχανισμός. Ένας «υγρός» (νερό) πύργος ψύξης με ροή αέρα με εξαναγκασμένη ή φυσική ροή αέρα είναι η συχνότερη κοινή εφαρμογή. Άλλες εφαρμογές είναι ο θάλαμος ψεκασμού κλιματισμού, ο ψεκασμός στεγνωτήρα, ο πύργος ψεκασμού και η λίμνη ψεκασμού.

Εναλλάκτες υγρών ατμών

Σε αυτόν τον τύπο, ο ατμός είναι εν μέρει ή πλήρως συμπυκνωμένος με τη χρήση νερού ψύξης ή το νερό θερμαίνεται με απόβλητο ατμό μέσω απευθείας επαφής στον εναλλάκτη. Τα μη συμπυκνώσιμα αέρια και ο υπολειπόμενος ατμός και το ζεστό νερό είναι τα ρεύματα εξαγωγής. Τα συνηθισμένα παραδείγματα είναι οι υπερθερμαντήρες και οι ανοιχτοί θερμοσίφωνες τροφοδοσίας (επίσης γνωστά ως αφυγραντήρες) σε σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής.

2.2.2 Ταξινόμηση σύμφωνα με τον αριθμό διερχόμενων ρευστών

Οι περισσότερες διαδικασίες θέρμανσης, ψύξης, ανάκτησης θερμότητας και απόρριψης θερμότητας συνεπάγονται τη μεταφορά της θερμότητας μεταξύ δύο υγρών. Ως εκ τούτου, οι εναλλάκτες θερμότητας δύο υγρών είναι οι πιο συνηθισμένοι. Τρία ρευστά σε εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιούνται ευρέως στην κρυογονική και σε ορισμένες χημικές διεργασίες (π.χ. συστήματα διαχωρισμού, μονάδα διαχωρισμού ηλίου-αέρα, καθαρισμός και υγροποίηση του υδρογόνου, σύνθεση αερίου αμμωνίας).

Εναλλάκτες θερμότητας με διαφορετικές ροές ρευστών

Είναι οι τύποι που χρησιμοποιούνται σε ορισμένες εφαρμογές χημικών διεργασιών. Η θεωρία του τρισδιάστατου και πολυ-ρευστού εναλλάκτη θερμότητας είναι αλγεβρικά πολύ περίπλοκη και δεν καλύπτονται σε αυτή την εργασία.

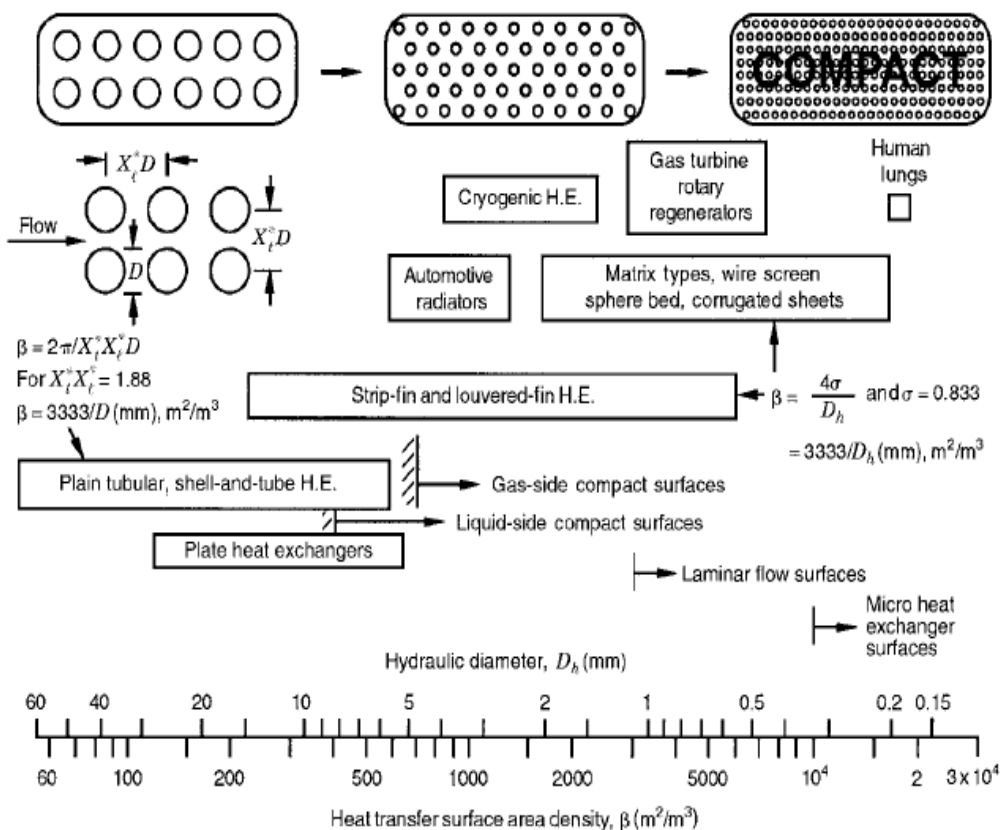
2.2.3 Κατάταξη σύμφωνα με την κατασκευή επιφάνειας

Σε σύγκριση με τους εναλλάκτες κελύφους - σωλήνα, οι συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας χαρακτηρίζονται από μεγάλη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας ανά μονάδα

όγκου του εναλλάκτη, με αποτέλεσμα να μειώνεται ο χώρος, το βάρος, η δομή υποστήριξης, το αποτύπωμα, οι ενεργειακές απαιτήσεις, το κόστος, καθώς και ο σχεδιασμός της διαδικασίας, η διάταξη των εγκαταστάσεων και οι συνθήκες επεξεργασίας βελτιώνονται μαζί με τη χαμηλή εμφάνιση των υγρών.

Ο ατομικός εναλλάκτης θερμότητας πλάκας έχει περίπου τη διπλάσια τιμή του μέσου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h σε μία πλευρά του ρευστού ή στο μέσο συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U από εκείνο για έναν βραχίονα - εναλλάκτη σωλήνων για εφαρμογές νερού - νερού. Ένας συμπαγής εναλλάκτης θερμότητας δεν είναι απαραίτητως μικρού όγκου και μάζας. Ωστόσο, αν δεν είχε ενσωματωθεί μια επιφάνεια υψηλής πυκνότητας, θα ήταν πολύ πιο ογκώδες και μαζικό. Η πλάκα - πτερύγιο, ο σωλήνας - πτερύγιο και οι περιστροφικοί αναγεννητές είναι παραδείγματα συμπαγών εναλλακτών θερμότητας για ροή αερίου σε μια ή και τις δύο πλευρές των ρευστών.

Οι δύο ρευστοί συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας έχουν διασταυρούμενες ροές απλής διέλευσης, αντίθετη και αντίστροφη ροή. Οι προαναφερθείσες δύο ρυθμίσεις ροής για τους συμπαγείς ή μη συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας μπορούν να δώσουν μια πολύ υψηλή αποτελεσματικότητα εναλλάκτη ή μια προσέγγιση πολύ μικρής θερμοκρασίας μεταξύ των ρευστών.



Εικόνα 12: Φάσμα πυκνότητας επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας εναλλάκτη επιφάνειας. Πηγή: Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 4, pp.1–312.

Στην παραπάνω εικόνα παρουσιάζονται οι φάσεις επιφανειακής πυκνότητας του εναλλάκτη θερμότητας. Στο κάτω μέρος της εικόνας, εμφανίζονται δύο κλίμακες: η πυκνότητα

επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας (m^2 / m^3) και η υδραυλική διάμετρος D_h (mm). Διαφορετικές επιφάνειες του εναλλάκτη θερμότητας φαίνονται στα ορθογώνια σχήματα.

Εναλλάκτες αερίου - ρευστού

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h για τα αέρια είναι γενικά μία ή δύο τάξεις μεγέθους μικρότεροι από ότι για το νερό, το πετρέλαιο και άλλα υγρά. Τώρα, για να ελαχιστοποιηθεί το μέγεθος και το βάρος ενός θερμικού εναλλάκτη θερμότητας, και στις δύο πλευρές του ο εναλλάκτης πρέπει να είναι περίπου ο ίδιος. Ως εκ τούτου, η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας στο αέριο πλευρά πρέπει να έχει μια πολύ μεγαλύτερη περιοχή και να είναι πιο συμπαγής από ό, τι μπορεί να πραγματοποιηθεί πρακτικά με τους κυκλικούς σωλήνες που χρησιμοποιούνται συνήθως σε εναλλάκτες κελύφους - σωλήνων. Έτσι, για μία περίπου ισορροπημένη σχεδίαση (περίπου τις ίδιες τιμές hA), μια συμπαγής επιφάνεια που χρησιμοποιείται στην πλευρά του αερίου προς το αέριο, του αερίου προς το υγρό και της θερμότητας αλλαγής αερίου προς φάση εναλλακτών.

Οι σημαντικοί σχεδιαστικοί και επιχειρησιακοί προβληματισμοί για συμπαγή εκτεταμένη επιφάνεια εναλλακτών είναι οι εξής:

- Συνήθως, τουλάχιστον ένα από τα υγρά είναι ένα αέριο που έχει χαμηλή τιμή h .
- Γενικά το κόστος είναι σημαντικό, αλλά εξοικονομείται βάρος ή όγκος.
- Τα υγρά πρέπει να είναι καθαρά και σχετικά μη διαβρωτικά λόγω διαδρομών ροής χαμηλής D_h και δεν υπάρχουν καθαρές τεχνικές καθαρισμού.
- Η ισχύς άντλησης ρευστού (και συνεπώς η πτώση πίεσης) είναι συχνά τόσο σημαντική όσο ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας.
- Οι λειτουργικές πιέσεις και οι θερμοκρασίες είναι κάπως περιορισμένες σε σύγκριση με τις συνθήκες αποθήκευσης, λόγω της σύνδεσης των πτερυγίων σε πλάκες ή των σωλήνων με συγκόλληση.
- Με τη χρήση πολύ συμπαγών επιφανειών, το τελικό σχήμα του εναλλάκτη έχει μεγάλη μετωπική επιφάνεια και μικρό μήκος ροής.
- Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι επομένως σημαντικός για την επίτευξη ομοιόμορφης κατανομής της ροής μεταξύ πολλών, μικρών διαδρομών ροής.
- Το δυναμικό της αγοράς πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο, ώστε να δικαιολογεί τη σημαντική αρχική παραγωγή και το κόστος του εξοπλισμού.
- Η ρύπανση είναι ένα μείζον δυνητικό πρόβλημα στους συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας (εκτός από τις πλάκες - εναλλάκτες θερμότητας πλαισίου), ιδιαίτερα εκείνους που έχουν μια ποικιλία γεωμετρικών πτερυγίων ή πολύ λεπτές κυκλικές ή μη κυκλικές διόδους ροής που δεν μπορούν να καθαριστούν μηχανικά.
- Οι συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας με εκτεταμένη επιφάνεια δεν επιτρέπεται να χρησιμοποιούνται σε βαριές εφαρμογές ρύπανσης. Χρησιμοποιούνται υγρά χωρίς ρύπανση όταν επιτρέπονται, όπως ο καθαρός αέρας ή αέρια, ελαφροί υδρογονάνθρακες και ψυκτικά μέσα.

Εναλλάκτες υγρού - υγρού και εναλλαγής φάσης

Οι εναλλάκτες υγρού με υγρό και εναλλαγής φάσης είναι εφοδιασμένοι με πλάκες και πλαίσια και ενσωματώνουν πλάκα, σπειροειδή πλάκα και εναλλάκτες τυπωμένων κυκλωμάτων.

2.2.4 Ταξινόμηση σύμφωνα με τα χαρακτηριστικά κατασκευής

Οι εναλλάκτες θερμότητας χαρακτηρίζονται συχνά από τα χαρακτηριστικά κατασκευής. Σε τέσσερις μεγάλες κατηγορίες οι τύποι είναι: σωληνοειδείς, τύπου πλάκας, εκτεταμένης επιφάνειας και εναλλάκτες ανάκτησης. Υπάρχουν επίσης εναλλάκτες θερμότητας με άλλες κατασκευές, όπως εναλλάκτης επιφάνειας απόξεσης, θερμαντήρας δεξαμενής, εναλλάκτης κασέτας ψυγείου και άλλοι (Walker, 1990). Μερικοί από αυτά μπορούν να ταξινομηθούν ως σωληνοειδείς εναλλάκτες, αλλά έχουν κάποια μοναδικά χαρακτηριστικά σε σύγκριση με τους συμβατικούς σωληνοειδείς εναλλάκτες.

Σωληνοειδείς εναλλάκτες θερμότητας

Αυτοί οι εναλλάκτες είναι γενικά κατασκευασμένοι από κυκλικούς σωλήνες, ελλειπτικούς, ορθογώνιους ή στρογγυλούς / επίπεδους συνεστραμμένους σωλήνες και έχουν επίσης χρησιμοποιηθεί σε μερικές εφαρμογές. Είναι σημαντικός ο σχεδιασμός επειδή η γεωμετρία του πυρήνα μπορεί να μεταβληθεί εύκολα αλλάζοντας τη διάμετρο του σωλήνα, το μήκος και τη διάταξη. Οι σωληνοειδείς εναλλάκτες μπορούν να σχεδιαστούν για υψηλές πιέσεις σε σχέση με το περιβάλλον και τις διαφορές υψηλής πίεσης μεταξύ των υγρών.

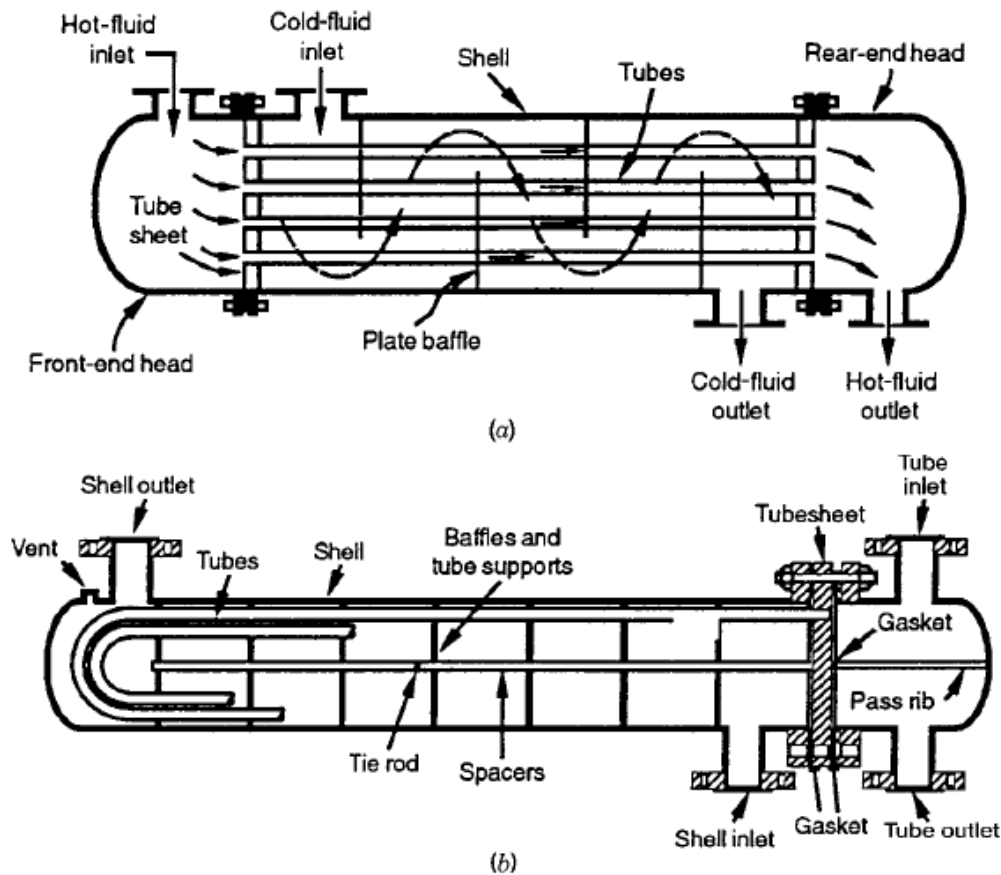
Οι σωληνοειδείς εναλλάκτες χρησιμοποιούνται κυρίως για την αλλαγή υγρού -υγρού για συμπύκνωση ή εξάτμιση και σε εφαρμογές μεταφοράς θερμότητας. Αυτοί οι εναλλάκτες μπορούν να ταξινομηθούν σε κελύφους - σωλήνα, διπλού σωλήνα και εναλλάκτες σπειροειδών σωλήνων. Όλοι είναι εναλλάκτες επιφάνειας εκτός από τους εναλλάκτες που διαθέτουν πτερύγια εξωτερικά / εσωτερικά.

Εναλλάκτες κελύφους - σωλήνα

Αυτός ο εναλλάκτης, που φαίνεται στην εικόνα 13 που ακολουθεί, είναι γενικά κατασκευασμένος από δέσμη κυκλικών σωλήνων τοποθετημένων σε κυλινδρικό κέλυφος με παράλληλο άξονα σωλήνα σε εκείνον του κελύφους. Ένα υγρό ρέει μέσα στους σωλήνες, το άλλο ρέει κατά μήκος των σωλήνων. Τα κύρια τμήματα αυτού του εναλλάκτη είναι οι σωλήνες (ή η δέσμη σωλήνων), το κέλυφος, η μπροστινή κεφαλή, η πίσω κεφαλή, τα διαφράγματα και τα φύλλα σωλήνων.

Μια ποικιλία διαφορετικών εσωτερικών κατασκευών χρησιμοποιούνται σε εναλλάκτες κελύφους - σωλήνα, ανάλογα με την επιθυμητή απόδοση μεταφοράς θερμότητας και πτώσης πίεσης και τις μεθόδους που χρησιμοποιούνται για τη μείωση των θερμικών τάσεων, για την αποφυγή διαρροών, για την ευκολία καθαρισμού, να περιέχει λειτουργικές πιέσεις και θερμοκρασίες, να ελέγχει τη διάβρωση, να φιλοξενεί εξαιρετικά ασύμμετρες ροές και ούτω καθεξής. Οι εναλλάκτες κελύφους – σωλήνα ταξινομούνται και κατασκευάζονται σύμφωνα με τον ευρέως χρησιμοποιούμενο κατασκευαστή TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers (TEMA, 1999), DIN και άλλα πρότυπα στην Ευρώπη, και ASME (Αμερικανική Εταιρεία Μηχανολόγων Μηχανικών). Η TEMA έχει αναπτύξει ένα σύστημα συμβολισμού για τον προσδιορισμό σημαντικών τύπων εναλλακτών κελύφους - σωλήνα. Σε αυτό το σύστημα, κάθε εναλλάκτης χαρακτηρίζεται με τρία γράμματα, το πρώτο γράμμα που υποδεικνύει τον τύπο κεφαλής μπροστινού άκρου, το δεύτερο το κέλυφος και ο τρίτος είναι τύπος της κεφαλής του πίσω μέρους.

Οι πιο συχνοί εναλλάκτες κελύφους - σωλήνα είναι οι AES, BEM, AEP, CFU, AKT και AJW.



Εικόνα 13: (α) Εναλλάκτης κελύφους - σωλήνα (BEM) με ένα πέρασμα κελύφους και ένα πέρασμα σωλήνα. (β) (BEU) με ένα πέρασμα κελύφους και δύο διόδους σωλήνα. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

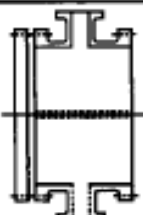


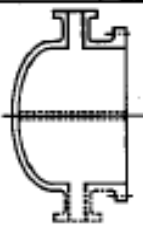
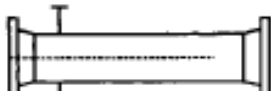

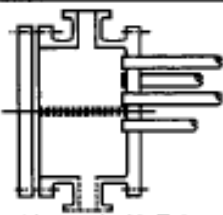
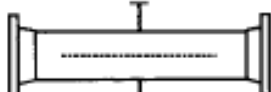
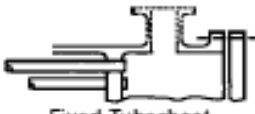
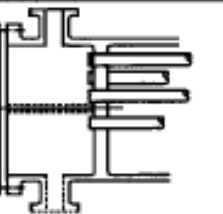
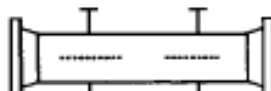
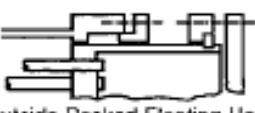
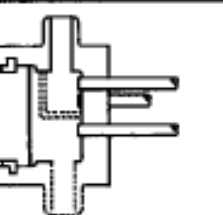
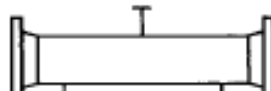

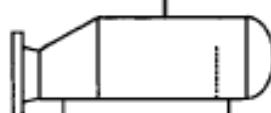
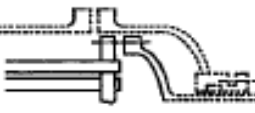
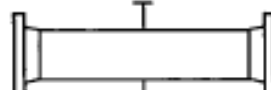
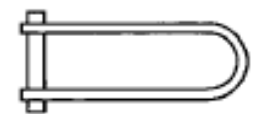

Οι τρεις πιο συνηθισμένοι τύποι εναλλακτών κελύφους – σωλήνα είναι (1) σταθερό φύλλο σωλήνα, (2) σχεδιασμός σωλήνων U και (3) τύπος πλωτής κεφαλής. Και στους τρεις τύπους, η κεφαλή είναι ακίνητη ενώ η κεφαλή του πίσω τοιχώματος μπορεί να είναι είτε σταθερή είτε κυμαινόμενη, ανάλογα με τις θερμικές τάσεις στο κέλυφος, το σωλήνα ή το φύλλο σωλήνων, λόγω των διαφορών θερμοκρασίας και ως αποτέλεσμα της μεταφοράς θερμότητας.

Οι εναλλάκτες είναι κατασκευασμένοι σύμφωνα με τρία μηχανικά πρότυπα που καθορίζουν το σχεδιασμό, την κατασκευή και τα υλικά των ανθεκτικών εναλλακτών θερμότητας κελύφους - σωλήνα. Η κλάση R είναι για τις γενικά αυστηρές απαιτήσεις πετρελαίου και συναφείς εφαρμογές επεξεργασίας. Η κατηγορία C είναι γενικά μέτριων απαιτήσεων για εμπορικές και γενικές διαδικασίες εφαρμογών. Η κλάση B αφορά την εξυπηρέτηση χημικών διεργασιών. Οι εναλλάκτες είναι κατασκευασμένοι για να συμμορφώνονται με τον ισχύοντα κώδικα ASME για τους λέβητες και το δοχείο πίεσης, τμήμα VIII (1998), και άλλους σχετικούς κώδικες ή πρότυπα. Τα πρότυπα TEMA συμπληρώνουν και ορίζουν τον κωδικό ASME για εφαρμογές εναλλάκτη θερμότητας.

Επιπλέον, ισχύουν οι κρατικοί και τοπικοί κώδικες στην τοποθεσία του εργοστασίου, όπου πρέπει απαραίτητα να πληρούνται. Τα πρότυπα TEMA καθορίζουν τις κατασκευαστικές ανοχές για το εύρος των μεγεθών των σωλήνων και των βημάτων, τα διαφράγματα και τις πλάκες υποστήριξης, την πίεση ταξινόμησης, τους τύπους πάχους σωλήνα, κ.ο.κ.

Οι σωληνοειδείς εναλλάκτες χρησιμοποιούνται ευρέως στη βιομηχανία για ποικίλους λόγους. Αυτοί είναι προσαρμοσμένοι για σχεδόν οποιαδήποτε ικανότητα και συνθήκες λειτουργίας, όπως για χρήση από υψηλό κενό σε υπερβολική πίεση [πάνω από 100 MPa (15.000 psig)], από την κρυογενική έως την υψηλή θερμοκρασία [περίπου 11008C (20008F)] και τυχόν διαφορές θερμοκρασίας και πίεσης μεταξύ των υγρών, που περιορίζεται μόνο από τα υλικά κατασκευής.

Μπορούν να σχεδιαστούν για ειδικές συνθήκες λειτουργίας: κραδασμούς, βαριά ρύπανση, υψηλά ιξώδη υγρά, διάβρωσης, τοξικότητας, ραδιενέργειας, μείγματα πολλών συστατικών κ.ο.κ. Είναι οι πιο ευέλικτοι εναλλάκτες, κατασκευασμένοι από μια ποικιλία μεταλλικών και μη μεταλλικών υλικών (όπως ο γραφίτης, το γυαλί και το Teflon) και κυμαίνονται σε μέγεθος από μικρό [0,1m² (1 ft²)] έως υπερμεγέθη [επιφάνεια άνω των 105 m² (106 ft²)]. Χρησιμοποιούνται εκτεταμένα ως εναλλάκτες θερμότητας.

	Front-End Stationary Head Types	Shell Types		Rear-End Head Types	
A	 Channel and Removable Cover	E	 One-Pass Shell	L	 Fixed Tubesheet Like "A" Stationary Head
B	 Bonnet (Integral Cover)	F	 Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M	 Fixed Tubesheet Like "B" Stationary Head
C	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	G	 Split Flow	N	 Fixed Tubesheet Like "N" Stationary Head
N	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	H	 Double Split Flow	P	 Outside Packed Floating Head
D	 Special High-Pressure Closure	J	 Divided Flow	S	 Floating Head with Backing Device
		K	 Kettle Type Reboiler	T	 Pull-through Floating Head
		X	 Crossflow	U	 U-Tube Bundle
				W	 Externally Sealed Floating Tubesheet

Εικόνα 14: Τυπικοί τύποι κελύφους και τύποι κεφαλής εμπρός και πίσω. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

2.2.5 Ταξινόμηση σύμφωνα με τα υλικά

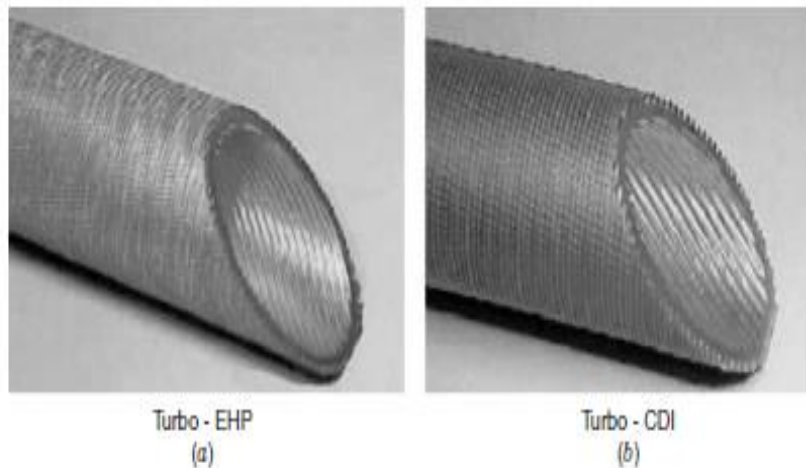
Οι εναλλάκτες αυτής της ομάδας χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία διύλισης πετρελαίου και χημικών βιομηχανιών, με εφαρμογές με γεννήτριες ατμού, συμπυκνωτές,

λέβητες, θερμαντήρες τροφοδοσίας και ψύκτες λαδιού σε μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, ως συμπυκνωτές και εξατμιστήρες σε ορισμένες εφαρμογές κλιματισμού και ψύξης, σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας από υγρά σε υγρά συμπύκνωσης και στον περιβαλλοντικό έλεγχο.

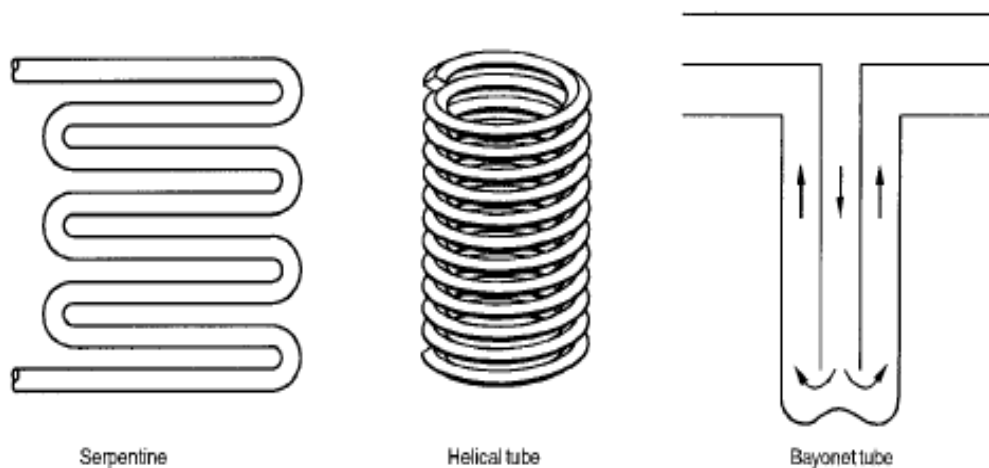
Ακολούθως περιγράφονται συνοπτικά τα κύρια συστατικά των εναλλακτών κελύφους - σωλήνα.

Σωλήνες:

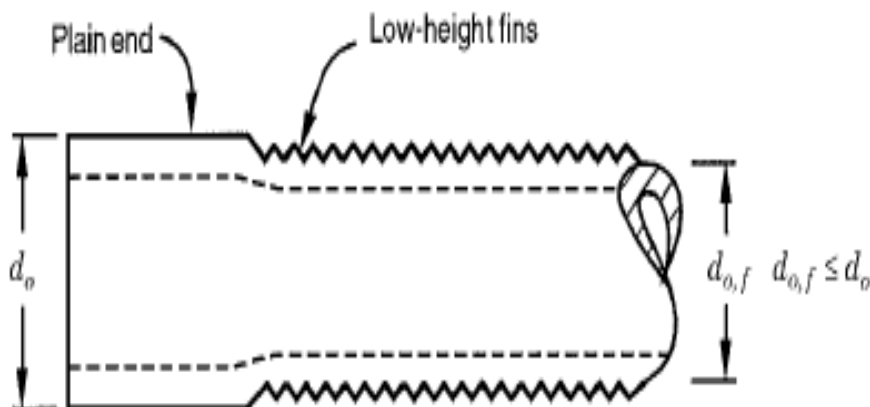
Στρογγυλοί σωλήνες σε διάφορα σχήματα χρησιμοποιούνται σε εναλλάκτες κελύφους - σωλήνα. Πλέον συνηθισμένες είναι οι δέσμες σωλήνων με ευθύγραμμους σωλήνες και U-σωλήνες που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία ενέργειας. Στις περισσότερες εφαρμογές, οι σωλήνες έχουν μεμονωμένους τοίχους, αλλά όταν έρχονται σε επαφή με ραδιενεργούς, αντιδραστήρια ή τοξικά υγρά και πόσιμο νερό, χρησιμοποιείται σωλήνωση διπλού τοιχώματος. Στις περισσότερες εφαρμογές, οι σωλήνες είναι γυμνοί, αλλά όταν χρησιμοποιείται υγρό με συντελεστή μεταφοράς αερίου ή χαμηλής θερμότητας κελύφους, πτερύγια χαμηλού ύψους (χαμηλά πτερύγια) χρησιμοποιούνται στην πλευρά του κελύφους. Επίσης, ειδικά υψηλής ροής επιφάνειες χρησιμοποιούν τροποποιημένους σωλήνες χαμηλού πτερυγίου. Αυτά είναι συνήθως ενσωματωμένα πτερύγια από ένα σωλήνα με παχύ τοίχωμα. Οι σωλήνες έλκονται, εξωθούνται ή συγκολλούνται και είναι κατασκευασμένοι από μέταλλα, πλαστικά και κεραμικά, ανάλογα με τις εφαρμογές.



Εικόνα 15: Μερικές βελτιωμένες γεωμετρίες σωλήνων που χρησιμοποιούνται σε εναλλάκτες κελύφους - σωλήνα: (α) Εσωτερικά και εξωτερικά βελτιωμένος σωλήνα εξατμιστή. (β) Εσωτερικά και εξωτερικά ενισχυμένος σωλήνα συμπυκνωτή. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.



Εικόνα 16: Πρόσθετες διαμορφώσεις σωλήνων που χρησιμοποιούνται σε εναλλάκτες κελύφους. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.



Εικόνα 17: Σωλήνες χαμηλών πτερυγίων. Το απλό άκρο μπαίνει στο φύλλο σωλήνα. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

Shells

Το κέλυφος είναι ένα δοχείο για το ρευστό του κελύφους. Συνήθως είναι κυλινδρικό με μια κυκλική διατομή, αν και χρησιμοποιούνται διαφορετικών σχημάτων σε συγκεκριμένες εφαρμογές και σε εναλλάκτες θερμότητας για να συμμορφώνονται με το σχήμα δέσμης σωλήνων. Το κέλυφος είναι κατασκευασμένο από κυκλικό σωλήνα, εάν η διάμετρος του κελύφους είναι μικρότερη από περίπου 0,6 m (2 ft) και κατασκευάζεται από μεταλλική πλάκα τυλιγμένη και συγκολλημένη κατά μήκος για διαμέτρους κελύφους μεγαλύτερες από 0,6 m (2 πόδια). Υπάρχουν επτά τύποι κελύφους, οι τυποποιημένοι από την TEMA (1999), E, F, G, H, J, K και X, που παρουσιάζονται στην εικόνα που ακολουθεί. Ο τύπος E είναι ο πιο κοινός,

λόγω του χαμηλού κόστους και την απλότητα σχεδίασης, και έχει τη μεγαλύτερη διόρθωση θερμοκρασιακής διαφοράς (log-mean) με συντελεστή F.

Παρόλο που οι σωλήνες μπορεί να έχουν μονά ή πολλαπλά περάσματα, υπάρχει ένα πέρασμα στην πλευρά του κελύφους. Για να αυξηθεί η μέση θερμοκρασία και ως εκ τούτου η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη, είναι επιθυμητή μια καθαρή διάταξη αντιστάθμισης για έναν εναλλάκτη δύο σωλήνων. Αυτό επιτυγχάνεται με τη χρήση ενός κελύφους τύπου F που έχει διάμηκες διάφραγμα με αποτέλεσμα δύο περάσματα κελύφους. Κελύφη χωριστής ροής και διηθημένης ροής, όπως είναι τα G, H και J χρησιμοποιούνται για συγκεκριμένες εφαρμογές, όπως ο λέβητας θερμοσίφωνα, ο συμπυκνωτής και οι σταγόνες χαμηλής πίεσης από το κέλυφος.

Το κέλυφος K είναι ένας ανανεωτής βραστήρων που χρησιμοποιείται για εφαρμογές βρασμού στην πισίνα. Το κέλυφος X είναι ένας εναλλάκτης εγκάρσιας ροής και χρησιμοποιείται για χαμηλές πτώσης πίεσης στην πλευρά του κελύφους και για την εξάλειψη της πιθανότητας επαγωγής που προκαλείται από τη ροή.

Ακροφύσια

Οι θύρες εισόδου και εξόδου για τα ρευστά κελύφους - σωλήνα, που αναφέρονται ως ακροφύσια, είναι σωλήνες συνεχούς διατομής συγκολλημένοι στο κέλυφος και τα κανάλια ροής. Συνήθως χρησιμοποιούνται για τη διανομή ή συλλογή του υγρού ομοιόμορφα στις πλευρές του κελύφους και του σωλήνα. Διαφέρουν από το ακροφύσιο που χρησιμοποιείται ως συσκευή μέτρησης υγρού ή σε κινητήρες αεριοθωμένων, που έχει μια μεταβλητή περιοχή ροής κατά μήκος του μήκους ροής.

Κεφαλές εμπρός και πίσω

Αυτές χρησιμοποιούνται για την είσοδο και έξοδο του υγρού στον σωλήνα. Σε πολλές κεφαλές οπίσθιου άκρου, έχει γίνει πρόβλεψη για τη φροντίδα της θερμικής διαστολής του σωλήνα. Η κεφαλή του μπροστινού άκρου είναι ακίνητη, ενώ η κεφαλή του πίσω άκρου μπορεί να είναι ακίνητη ή να επιπλέει, ανάλογα με τις θερμικές τάσεις μεταξύ των σωλήνων και του κελύφους.

Τα κύρια κριτήρια επιλογής της μπροστινής κεφαλής είναι το κόστος, η συντήρηση, η επιθεώρηση και ο κίνδυνος που οφείλεται στην ανάμειξη του κελύφους και του σωλήνα ρευστών και η διαρροή στις περιβαλλοντικές λειτουργικές πιέσεις. Τα κύρια κριτήρια επιλογής της κεφαλής του οπίσθιου άκρου είναι η αντοχή στις θερμικές καταπονήσεις, η διάταξη για την αφαίρεση του δέσμη σωλήνα για τον καθαρισμό της πλευράς του κελύφους, η αποτροπή της ανάμειξης υγρών και η στεγανοποίηση κάθε διαρροής για το υγρό του κελύφους στο περιβάλλον.

Διαφράγματα

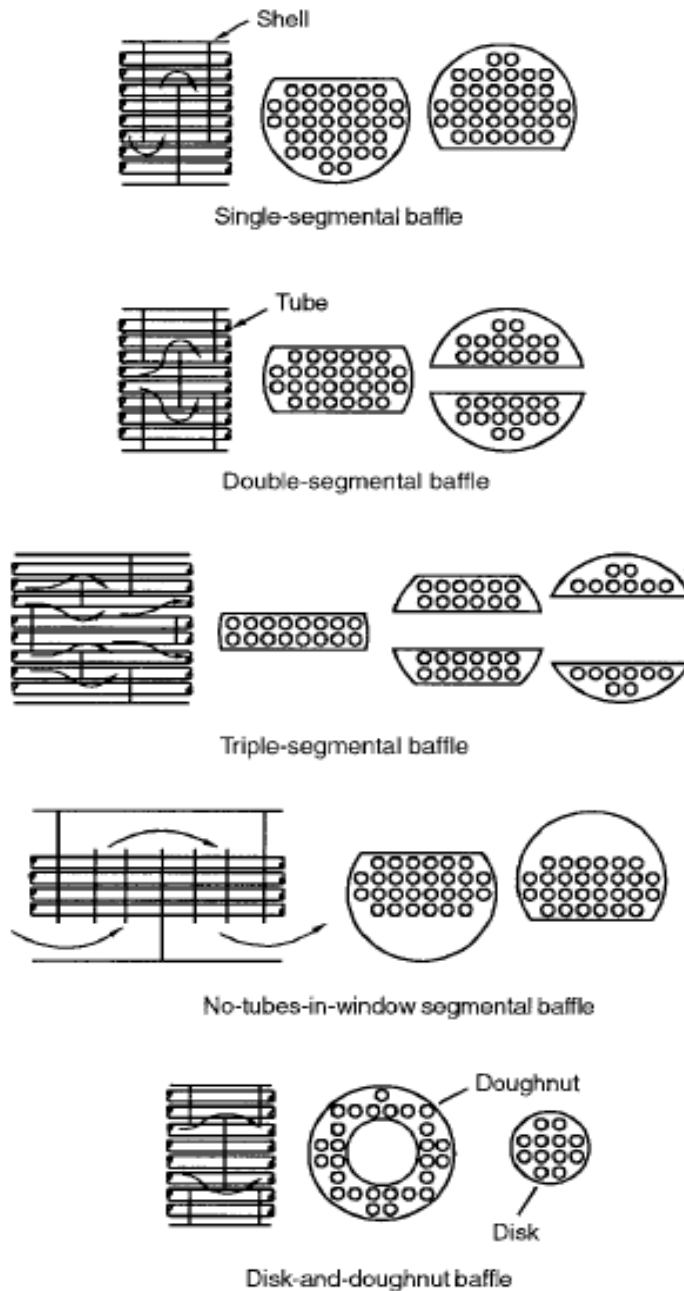
Τα διαφράγματα μπορούν να ταξινομηθούν ως εγκάρσια και διαχρονικά. Ο σκοπός των διαμήκων διαφραγμάτων είναι να ελέγχεται η ολική διεύθυνση ροής του ρευστού κελύφους, έτσι ώστε να επιτυγχάνεται η συνολική διάταξη ροής των δύο ροών ρευστού. Μπορούν να υπάρχουν εγκάρσια διαφράγματα που ταξινομούνται ως διαφράγματα πλακών και διαφράγματα (ράβδους, λωρίδες και άλλα αξονικής ροής). Πλάκες διαφραγματος χρησιμοποιούνται για τη στήριξη των σωλήνων κατά τη διάρκεια της συναρμολόγησης και της λειτουργίας για την κατεύθυνση του υγρού μέσα στη δέσμη σωλήνων περίπου σε ορθή γωνία με τους σωλήνες για να επιτευχθεί υψηλότερη μεταφορά θερμότητα.

Οι πλάκες διαφράγματος αυξάνουν την αναταραχή του ρευστού του κελύφους και ελαχιστοποιούν τις διαφορές της θερμοκρασίας σωλήνα προς σωλήνα και τις θερμικές καταπονήσεις λόγω της διασταύρωσης. Είναι απλά και πολυκλαδικά διαφράγματα και διαφράγματα δίσκου. Τα μονοφασικά και διπλά τμηματικά διαφράγματα που χρησιμοποιούνται συχνότερα λόγω της δυνατότητάς τους να βοηθούν τη μέγιστη μεταφορά θερμότητας (λόγω του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με το μεγάλο κέλυφος), δεδομένης της πτώσης της πίεσης σε ελάχιστο χώρο. Τριπλά και χωρίς σωλήνες σε πλαίσιο χρησιμοποιούνται διαχωριστικά διαφράγματα για εφαρμογές χαμηλής πίεσης. Η επιλογή του τύπου διαφράγματος, η απόσταση και η κοπή καθορίζονται σε μεγάλο βαθμό από την ταχύτητα ροής, την επιθυμητή ταχύτητα μεταφοράς θερμότητας και πτώσης πίεσης, την υποστήριξη του σωλήνα και τις δονήσεις που προκαλούνται από τη ροή.

Δίσκοι

Οι πλάκες στήριξης χρησιμοποιούνται κυρίως σε πυρηνικούς εναλλάκτες θερμότητας. Αυτά τα διαφράγματα έχουν μικρές διατρήσεις μεταξύ των οπών του σωλήνα για να επιτρέψουν ένα συνδυασμό διασταυρούμενης ροής και διαμήκου ροής για χαμηλότερη πτώση πίεσης στο κέλυφος. Οι συνδυασμοί ροής έχουν ως αποτέλεσμα έναν ελαφρώς υψηλότερο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από αυτόν για τη διαμήκη ροή και ελαχιστοποιεί τις διαφορές θερμοκρασίας σωλήνα-σωλήνα. Τα διαφράγματα στους περισσότερους τύπους δικτύου διαφράγματος, που χρησιμοποιείται για τη στήριξη των σωλήνων και για την αύξηση της αναταράξεως του υγρού κελύφους, φαίνονται στην εικόνα 18 που ακολουθεί. Η ροή σε εναλλάκτη θερμότητας διαφράγματος - ράβδου είναι παράλληλη με τους σωλήνες και τις δονήσεις που προκαλούνται από τη ροή. Ουσιαστικά εξαλείφονται από το στήριγμα διαφράγματος των σωλήνων.

Μια εναλλακτική λύση σε έναν εναλλάκτη θερμότητας διαφράγματος ράβδων είναι η χρήση συνεστραμμένων σωλήνων (οι κεκλιμένοι σωλήνες είναι στριμμένοι). Οι στρεβλωμένοι σωλήνες παρέχουν την ακαμψία και την εξάλειψη των δονήσεων των σωλήνων που προκαλούνται από τη ροή, μπορούν να καθαριστούν εύκολα στις πλευρές τους με υδρογέφυρες και μπορούν να καθαριστούν εύκολα μέσα στους σωλήνες, αλλά δεν μπορούν να ανατροφοδοτηθούν. Ένας ελικοειδής εναλλάκτης κελύφους – σωλήνα με διαφράγματα έχει επίσης τα ακόλουθα πλεονεκτήματα: χαμηλότερη πτώση πίεσης στο κέλυφος ενώ διατηρείται η υψηλή θερμότητα του συντελεστή μεταφοράς ενός τμηματικού εναλλάκτη, με μειωμένα ρεύματα διαρροής και την εξάλειψη νεκρών σημείων και ζωνών ανακύκλωσης (μειώνοντας έτσι τη ρύπανση). Κάθε εναλλάκτης κελύφους - σωλήνα έχει εγκάρσια διαφράγματα εκτός από τα κελύφη X και K, τα οποία έχουν πλάκες υποστήριξης, επειδή ο μοναδικός σκοπός αυτών των εγκάρσιων διαφραγμάτων είναι να υποστηρίξουν τους σωλήνες.

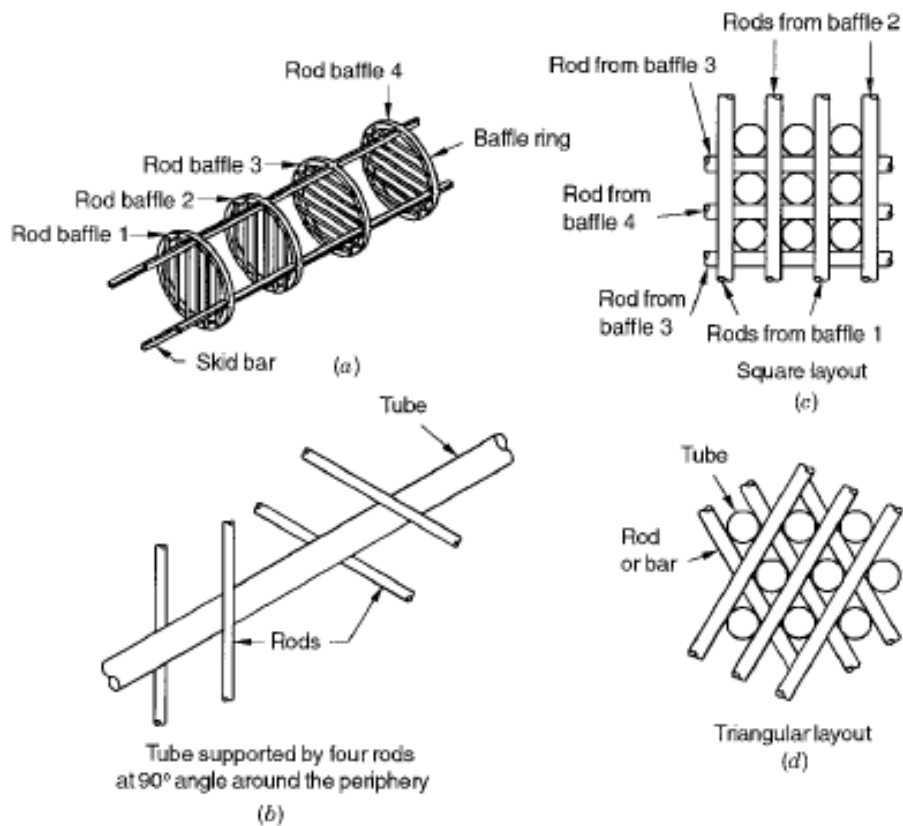


Εικόνες 18: Τύποι διαφράγματος πλάκας, τροποποιημένοι από τον Mueller (1973). Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

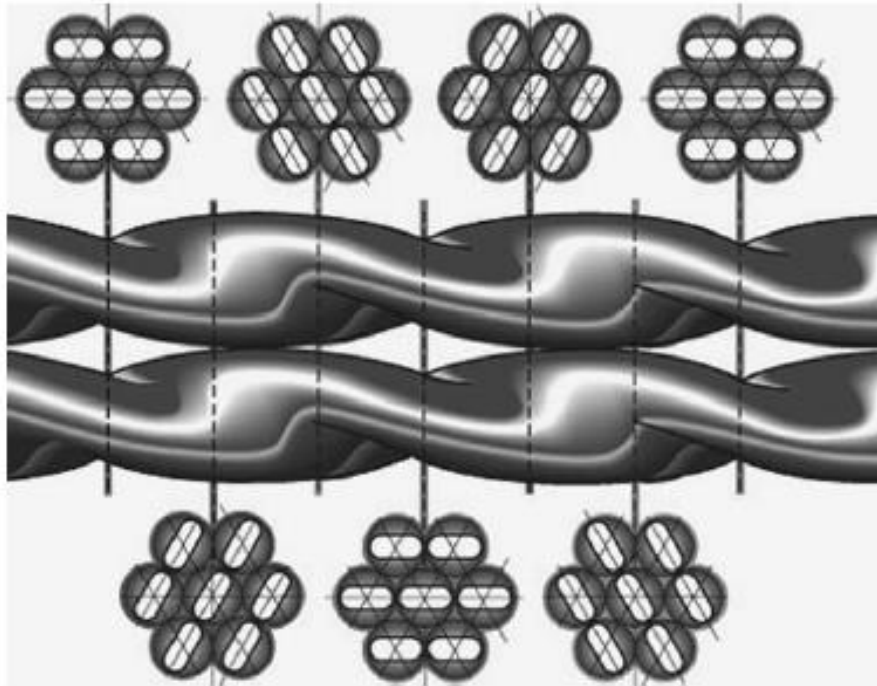
Φυσαλίδες

Αυτές χρησιμοποιούνται για να κρατούν τους σωλήνες στα άκρα. Ένας σωλήνας είναι γενικά στρογγυλός με μεταλλική πλάκα με τρύπες για το επιθυμητό σχήμα. Εμπεριέχει οπές για τις ράβδους πρόσδεσης (τα οποία χρησιμοποιούνται για το διαχωρισμό και τη συγκράτηση των διαφραγμάτων πλάκας), αυλακώσεις για τα παρεμβύσματα και οπές των μπουλονιών για την φλάντζα στο κέλυφος και στο κανάλι. Για να αποφεύγεται η διαρροή του υγρού του κελύφους στο σωλήνα διαμέσου ενός διαύλου μεταξύ της οπής του σωλήνα, οι αρθρώσεις

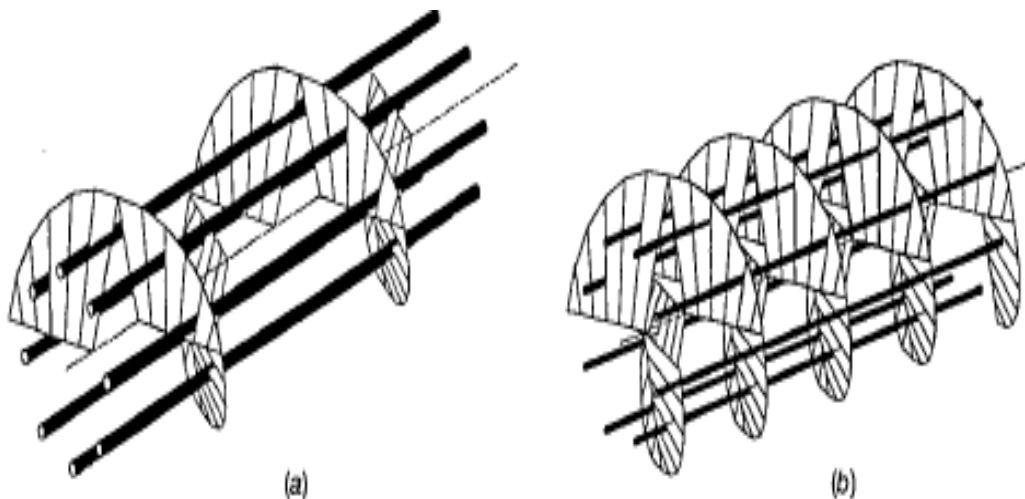
γίνονται με πολλές μεθόδους, όπως η επέκταση των σωλήνων, η κύλιση των σωλήνων, η υδραυλική διαστολή σωλήνων, η συγκόλληση σωλήνων ή πλήρωση των αρμών.



Εικόνα 19: α) Τέσσερις ράβδοι ράβδων που συγκρατούνται από ράβδους ολίσθησης (δεν φαίνονται οι σωλήνες). β) Σωλήνας σε διάφραγμα ράβδου εναλλάκτη υποστηριζόμενος από τέσσερις ράβδους. γ) Τετραγωνική διάταξη σωλήνων με ράβδους. δ) Τριγωνική διάταξη σωλήνων με ράβδους. Πηγή: Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 4, pp. 1–312.



Εικόνα 20: Σωληνωτή δέσμη για εναλλάκτη κελύφους - σωλήνα. Πηγή: Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic', eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 4, pp. 1–312.



Εικόνα 21: Εναλλάκτης κελύφους - σωλήνα με ελικοειδή διάφραγμα: (α) Απλή έλικα. (β) Διπλή έλικα. Πηγή: Shah, R. K., and A. C. Mueller, 1985, Heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic', eds., McGraw-Hill, New York, Chap. 4, pp. 1–312.

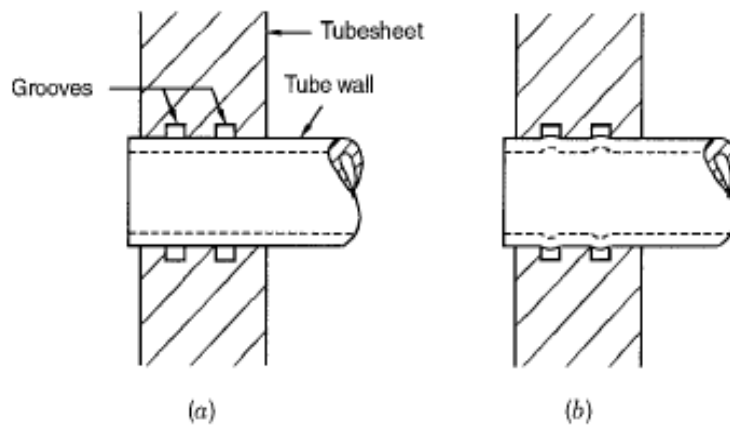
Εναλλάκτες θερμότητας διπλού σωλήνα:

Αυτός ο εναλλάκτης αποτελείται συνήθως από δύο ομόκεντρους σωλήνες με το εσωτερικό του σωλήνα πεπλατυσμένο ή με πτερύγια. Ένα υγρό ρέει στον εσωτερικό σωλήνα

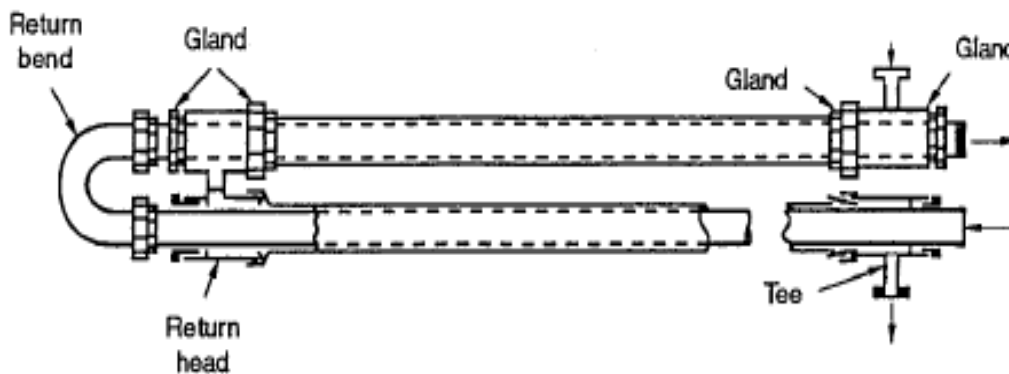
και το άλλο ρευστό ρέει στο δακτύλιο μεταξύ των σωλήνων σε αντίστροφη κατεύθυνση για την ιδανική και υψηλότερη απόδοση για την δεδομένη επιφάνεια.

Ωστόσο, εάν η εφαρμογή απαιτεί σχεδόν σταθερή θερμοκρασία τοιχώματος, τα υγρά μπορεί να ρέουν σε μια διεύθυνση παράλληλης ροής. Αυτός είναι ίσως ο απλούστερος εναλλάκτης θερμότητας. Η ροή ή η διανομή δεν αποτελεί πρόβλημα και ο καθαρισμός γίνεται πολύ εύκολα με αποσυναρμολόγηση. Αυτή η διαμόρφωση είναι επίσης κατάλληλη όταν το ένα ή και τα δύο υγρά έχουν πολύ υψηλή πίεση, επειδή η συγκράτηση στο σωλήνα ή στις σωληνώσεις μικρής διαμέτρου είναι λιγότερο δαπανηρή από ότι η συγκράτηση σε κέλυφος μεγάλης διαμέτρου.

Οι εναλλάκτες διπλού σωλήνα χρησιμοποιούνται γενικά για λίγες εφαρμογές, όπου η συνολική επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας που απαιτείται είναι 50m^2 (500ft^2) ή μικρότερη επειδή είναι ακριβό με βάση το κόστος ανά μονάδα επιφάνειας. Στοιβες διπλού σωλήνα ή οι εναλλάκτες θερμότητας πολλαπλών σωλήνων χρησιμοποιούνται επίσης σε μερικές εφαρμογές επεξεργασίας με ακτινικά ή διαμήκη πεπεύγια. Ο εναλλάκτης με δέσμη σωλήνων U σε σωλήνα (κέλυφος) 150 mm (6 ίντσες) και άνω χρησιμοποιεί διαχωριστικά διαφράγματα και αναφέρεται ως φουρκέτα ή εναλλάκτης τύπου U.



Εικόνα 22: Λεπτομέρειες σχετικά με μια διαρροή χωρίς διαρροή μεταξύ της οπής του σωλήνα και του σωλήνα ενός φύλλου σωλήνων: (α) Πριν την επέκταση σωλήνων. (β) Μετά την επέκταση του σωλήνα. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.



Εικόνα 23: Εναλλάκτης θερμότητας διπλού σωλήνα. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

Εναλλάκτες θερμότητας σπειροειδούς σωλήνα

Αυτοί αποτελούνται από ένα ή περισσότερα σπειροειδή πηνία τοποθετημένα σε κέλυφος. Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας που σχετίζεται με έναν σπειροειδή σωλήνα είναι υψηλότερος από αυτόν για έναν ευθύ σωλήνα. Επιπλέον, μπορεί να φιλοξενηθεί μια σημαντική επιφάνεια σε ένα δεδομένο χώρο με περιστροφή. Η θερμική επέκταση δεν αποτελεί πρόβλημα, αλλά ο καθαρισμός είναι σχεδόν αδύνατος.

Εναλλάκτες θερμότητας τύπου πλάκας

Οι εναλλάκτες θερμότητας τύπου πλάκας συνήθως κατασκευάζονται από λεπτές πλάκες. Τα πιάτα είναι είτε λείες επιφάνειες είτε έχουν κάποια μορφή κυματοειδούς σχηματισμού και είναι είτε επίπεδες είτε τυλιγμένες μέσα έναν εναλλάκτη. Γενικά, αυτοί οι εναλλάκτες δεν μπορούν να δέχονται πολύ υψηλές πιέσεις.

2.2.6 Κατάταξη των εναλλακτών θερμότητας

Εναλλάκτες θερμότητας με πλάκες

Εναλλάκτες θερμότητας πλάκας (PHE) μπορούν να ταξινομηθούν ως παρεμβλλόμενα, συγκολλημένα (μία ή και οι δύο διόδους ρευστού) στοιχεία ανάλογα με τη στεγανότητα που απαιτείται. Άλλοι εναλλάκτες τύπου πλάκας είναι σπειροειδείς πλάκες, ελάσματα και πλατφόρμες. Αυτά περιγράφονται στη συνέχεια.

Βασική Κατασκευή

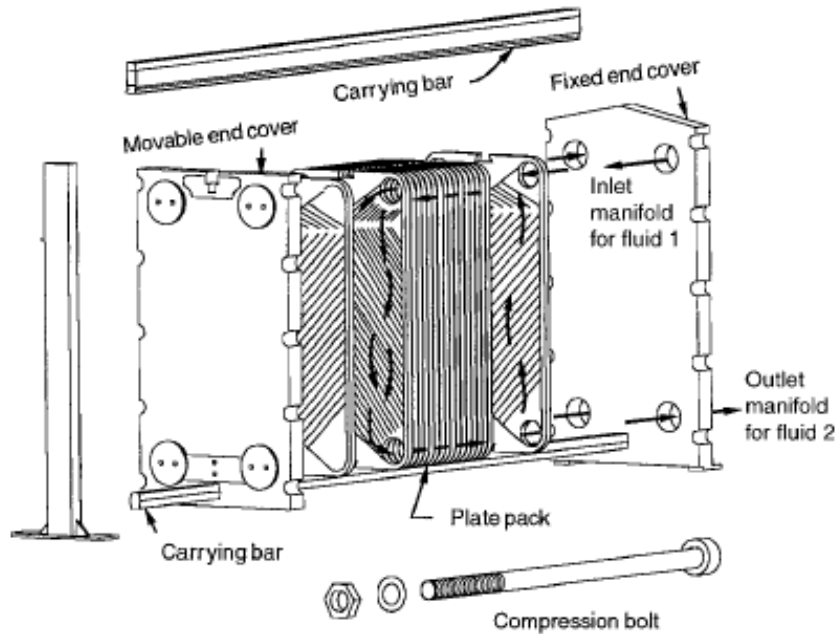
Ο εναλλάκτης θερμότητας πλάκας - πλαισίου ή φέρουσας πλάκας (PHE) αποτελείται από έναν αριθμό λεπτών ορθογωνικών μεταλλικών πλακών σφραγισμένων γύρω από τις άκρες με παρεμβύσματα και συγκρατούνται μαζί σε ένα πλαίσιο όπως φαίνεται στην εικόνα 24 παρακάτω. Το πλαίσιο έχει συνήθως σταθερό άκρο και κάλυμμα (κεφαλή) εφοδιασμένο με θύρες σύνδεσης και κινητό κάλυμμα άκρου (πλάκα πίεσης, οπαδός, ουρά ή ουρά).

Στο πλαίσιο, οι πλάκες αναρτώνται από μια ανώτερη φέρουσα και οδηγούνται από μια κάτω ράβδο μεταφοράς για να εξασφαλιστεί η σωστή ευθυγράμμιση. Για το σκοπό αυτό, κάθε πλάκα έχει εγκοπή στο κέντρο των άνω και κάτω άκρων της. Τα πλαστικά πακέτα με τα σταθερά και κινητά καλύμματα των άκρων συσφίγγονται μεταξύ τους με μακριές βίδες, συμπιέζοντας έτσι τις φλάντζες και σχηματίζουν σφράγιση. Για μεταγενέστερη συζήτηση, ορίζουμε το τελικό μήκος του πακέτου πλακών ως L_{pack} .

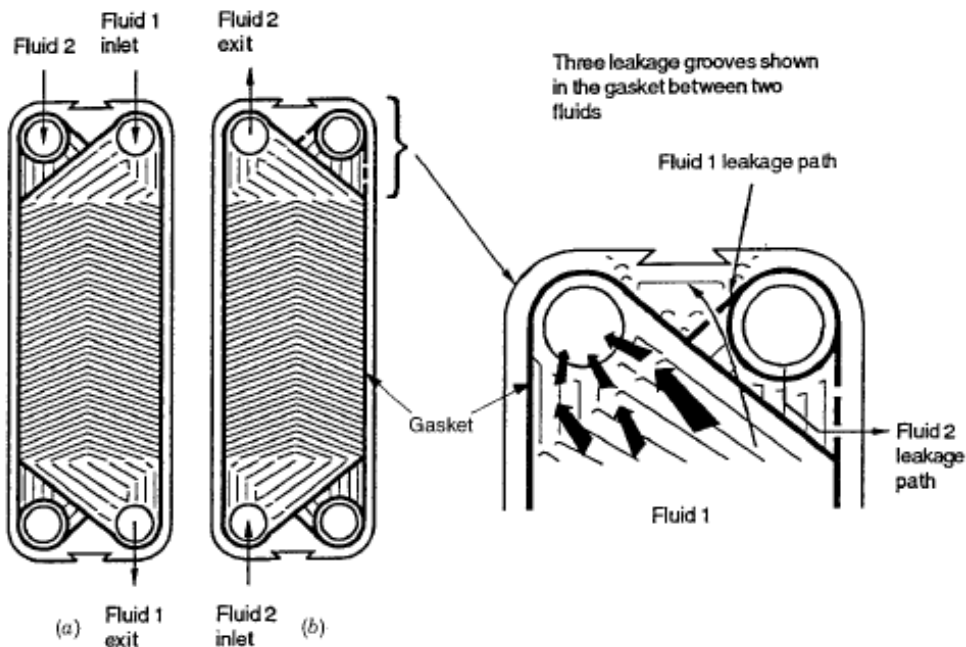
Οι ράβδοι μεταφοράς είναι μεγαλύτερες από τη συμπιεσμένη στοίβα, έτσι ώστε όταν αφαιρεθεί το κινητό κάλυμμα του άκρου, οι πλάκες να μπορούν να ολισθαίνουν κατά μήκος των ράβδων στήριξης για επιθεώρηση και καθαρισμό. Κάθε πλάκα γίνεται με σφράγιση ή ανάγλυφη κυματοειδή (ή κυματοειδή) επιφάνεια σε φύλλο μετάλλου. Στη μία πλευρά κάθε πλάκας παρέχονται ειδικές αυλακώσεις κατά μήκος της περιφέρειας της πλάκας και γύρω από τις θύρες για ένα παρέμβυσμα.

Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι δίοδοι ροής να είναι στενές, εξαιρετικά διακεκομμένες και ελικοειδείς για να ενισχύουν τη μεταφορά θερμότητας και μειώνουν την αντίσταση ρύπανσης αυξάνοντας τη διαμητική τάση, παράγοντας δευτερογενή ροή και αυξάνουν το επίπεδο των

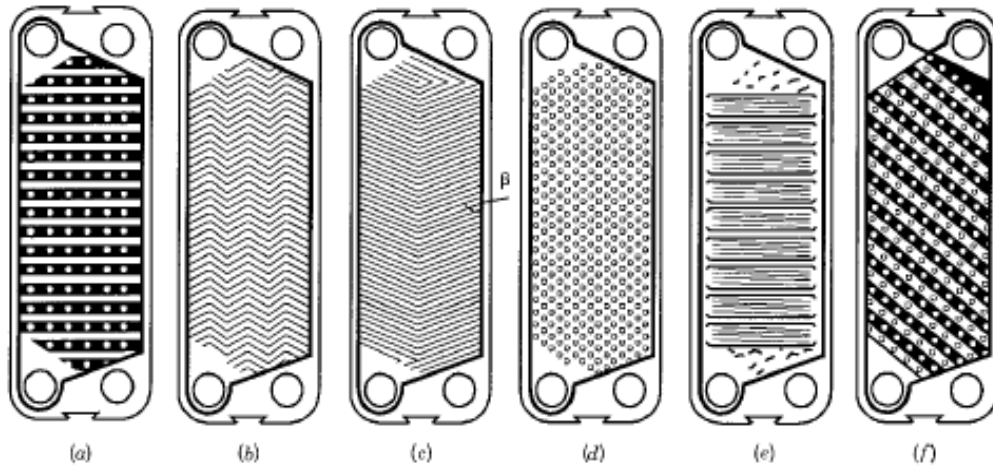
αναταράξεων. Οι αυλακώσεις βελτιώνουν επίσης την ακαμψία στις πλάκες και σχηματίζουν την επιθυμητή απόσταση πλακών. Οι πλάκες χαρακτηρίζονται ως σκληρές ή μαλακές, ανάλογα με το αν δημιουργούν υψηλή ή χαμηλή ένταση στροβιλισμού.



Εικόνα 24: Εργαστηριακός εναλλάκτης θερμότητας πλάκας-πλαϊσίου. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.



Εικόνα 25: Πλάκες που παρουσιάζουν παρεμβύσματα (Shah and Focke, 1988). Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

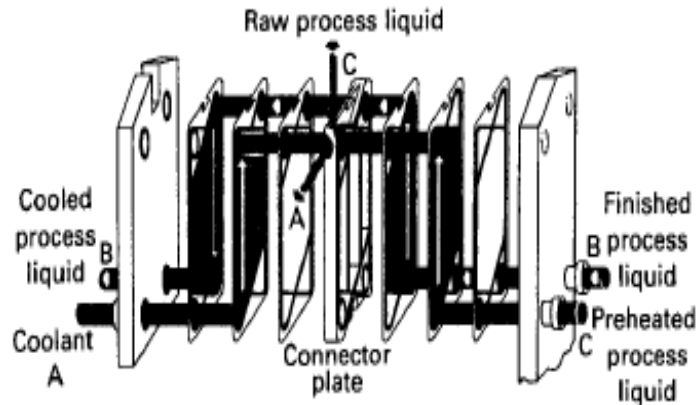


Εικόνα 26: Σχέδια πινάκων. Πηγή: Shah, R. K. A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

Η στεγανοποίηση μεταξύ των δύο ρευστών επιτυγχάνεται με ελαστομερή καλούπια [τυπικά, πάχος 5 mm (0,2 in.)] που τοποθετούνται σε περιφερειακές αυλακώσεις που αναφέρθηκαν προηγουμένως. Οι φλάντζες σχεδιάζονται έτσι ώστε να συμπιέζουν περίπου το 25% του πάχους σε έναν βαλβιδωτό εναλλάκτη πλάκας για να παρέχει μια στεγανή ένωση χωρίς να διαστρεβλώνει τις λεπτές πλάκες. Μερικοί κατασκευαστές προσφέρουν ειδικούς τύπους αλληλομανδαλώσεως για την αποφυγή εμφάνισης σπειρώματος σε υψηλές διαφορές πίεσης. Η χρήση ενός διπλού τύπου σφράγισης γύρω από τα τμήματα θύρας, αποτρέπει την ανάμιξη ρευστών στην σπάνια περίπτωση βλάβης της φλάντζας. Ο ενδιάμεσος χώρος μεταξύ των σφραγίδων εξαερίζεται επίσης στην ατμόσφαιρα για τη διευκόλυνση της οπτικής ένδειξης της διαρροής. Τα πιο κοινά υλικά φλάντζας είναι το καουτσούκ βουτυλίου και νιτριλίου. Το PTFE (πολυτετραφθοροαιθυλένιο) δεν χρησιμοποιείται λόγω των ιξωδοελαστικών ιδιοτήτων του.

Κάθε πλάκα έχει τέσσερις γωνιακές θύρες. Σε ζεύγη, παρέχουν πρόσβαση στις διόδους ροής κάθε πλευράς της πλάκας. Όταν οι πλάκες συναρμολογούνται, οι γωνιακές θύρες σχηματίζουν κεφαλές διανομής για τα δύο υγρά. Τα ακροφύσια εισόδου και εξόδου για τα υγρά που παρέχονται στα άκρα, ευθυγραμμίζονται με τις θύρες στις πλάκες (κεφαλές διανομής) και είναι συνδεδεμένες σε εξωτερικές σωληνώσεις που φέρουν τα δύο υγρά. Ένα υγρό εισέρχεται σε μια γωνία του ενός άκρου μέσω του ακροφυσίου εισόδου. Εναλλακτικά περνάει σε κανάλια ή παράλληλα περάσματα.

Στην ίδια πλευρά των πλακών, οι άλλες δύο θύρες εμποδίζονται από ένα παρέμβυσμα με μια διπλή σφράγιση, όπως φαίνεται στην εικόνα 27, έτσι ώστε το άλλο ρευστό να μην μπορεί να εισάγεται στην πλάκα από εκείνη την πλευρά. Παρεμπιπτόντως, κάθε πλάκα έχει φλάντζες μόνο στη μία πλευρά και κάθονται σε αυλακώσεις στο πίσω μέρος της γειτονικής πλάκας.



Εικόνα 27: Ένας εναλλάκτης θερμότητας τριών ρευστών. Πηγή: Shah, R. K., A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, eds., 2001, Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries 2001, Begell House, New York.

Ρυθμίσεις ροής

Ένας μεγάλος αριθμός ρυθμίσεων ροής είναι δυνατός σε θερμότητα πλάκας ανάλογα με την απαιτούμενη λειτουργία μεταφοράς θερμότητας, τις διαθέσιμες πτώσεις πίεσης, τις ελάχιστες και τις μέγιστες ταχύτητες που επιτρέπονται και το ρυθμός ροής αναλογίας των δύο ρευμάτων ρευστού. Σε κάθε πέρασμα μπορεί να υπάρχει ένας ίσος ή άνισος αριθμός θερμικών πλακών. Αυτό συμβαίνει επειδή αυτό το σχέδιο επιτρέπει σε όλες τις θύρες υγρού να βρίσκονται πάνω το σταθερό τελικό κάλυμμα, επιτρέποντας την εύκολη αποσυναρμολόγηση και καθαρισμό / επισκευή ενός PHE χωρίς να αποσυνδέονται οποιοσδήποτε οι σωληνώσεις. Σε διάταξη πολλαπλών διαδρομών, οι θύρες και οι συνδέσεις των υγρών βρίσκονται σε σταθερά και κινητά τελικά καλύμματα. Μια διάταξη πολλαπλών διαδρομών χρησιμοποιείται όταν οι ρυθμοί ροής είναι σημαντικά διαφορετικοί ή όταν κάποιος θα ήθελε να χρησιμοποιήσει τη διαθέσιμη πτώση πίεσης με την πολλαπλή διέλευση και, συνεπώς, η επίτευξη μεγαλύτερης μεταφοράς θερμότητας είναι το ζητούμενο.

Πλεονεκτήματα και Περιορισμοί

Ορισμένα πλεονεκτήματα των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας είναι τα κάτωθι:

- Μπορούν εύκολα να χωριστούν στα επιμέρους εξαρτήματά τους για καθαρισμό, επιθεώρηση, και τη συντήρηση.
- Η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας μπορεί εύκολα να αλλάξει ή να ρυθμιστεί εκ νέου για διαφορετική εργασία ή για αναμενόμενα μεταβαλλόμενα φορτία, μέσω της ευελιξίας του το μέγεθος της πλάκας, τα σχέδια αυλακώσεων και οι ρυθμίσεις περάσματος.
- Υψηλές ταχύτητες διάτμησης της δευτερογενούς ροής, υψηλή αναταραχή και ανάμειξη εξαιτίας των σχημάτων κυματοειδούς πλάκας μειώνουν την ρύπανση περίπου 10% έως 25% από εκείνη ενός εναλλάκτη κελύφους - σωλήνα και ενισχύεται η μεταφορά θερμότητας.
- Πολύ υψηλοί συντελεστές μεταφοράς θερμότητας επιτυγχάνονται λόγω της διάσπασης και επανασύνδεσης των οριακών στρωμάτων, της δημιουργίας στροβίλου ή δίνης, και των μικρών υδραυλικών διαμέτρων.
- Λόγω των υψηλών συντελεστών μεταφοράς θερμότητας, της μειωμένης ρύπανσης, της απουσίας παρακαμπτήριων και ρευμάτων διαρροής και των καθαρών διατάξεων

αντιστροφής, η επιφάνεια που απαιτείται για έναν εναλλάκτη πλάκας είναι το ήμισυ έως το ένα τρίτο σε σχέση με εκείνης ενός εναλλάκτη κελύφους - σωλήνα για δεδομένο θερμικό φορτίο, μειώνοντας έτσι το κόστος, τον συνολικό όγκο και τον χώρο που απαιτείται.

- Το μικτό βάρος ενός εναλλάκτη πλάκας είναι περίπου το ένα τέταρτο σε σχέση με εκείνο ενός ισοδύναμου εναλλάκτη κελύφους - σωλήνα.

Η διαρροή από το ένα υγρό στο άλλο δεν μπορεί να λάβει χώρα εκτός εάν σε μια πλάκα δημιουργηθεί τρύπα. Δεδομένου ότι η φλάντζα είναι μεταξύ των πλακιδίων, οποιαδήποτε διαρροή από τα παρεμβύσματα βρίσκεται στο εξωτερικό του εναλλάκτη. Ο όγκος υγρού που συγκρατείται στον εναλλάκτη είναι μικρός. Αυτό το χαρακτηριστικό είναι σημαντικό στα ρευστά, για ταχύτερη απόκριση παροδικών και για τον καλύτερο έλεγχο της διαδικασίας. Τέλος, μπορούν να επιτευχθούν υψηλές θερμικές επιδόσεις πλακών.

Ο υψηλός βαθμός αντίθετης ροής στα PHE ανεβάζει τη θερμοκρασία μέχρι και 18°C (28F). Η υψηλή θερμική αποτελεσματικότητα (μέχρι περίπου 93%) διευκολύνει την οικονομική αποκατάσταση χαμηλής ποιότητας θερμότητας. Οι δονήσεις που προκαλούνται από τη ροή, ο θόρυβος, οι θερμικές καταπονήσεις και τα προβλήματα πρόσκρουσης της εισόδου στον εναλλάκτη κελύφους - σωλήνα δεν υπάρχουν για εναλλάκτες θερμότητας πλάκας.

Ορισμένοι περιορισμοί των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας προκαλούνται από τις πλάκες και τις φλάντζες ως εξής: Ο εναλλάκτης πλάκας είναι ικανός να χειρίζεται μέχρι τη μέγιστη πίεση περίπου 3 MPa (435 psig), αλλά συνήθως λειτουργεί κάτω από 1,0 MPa (150 psig). Τα υλικά φλάντζας (εκτός από τον επιχρισμένο με PTFE τύπο) περιορίζουν τη χρήση των PHE σε υψηλά επίπεδα σε διαβρωτικές εφαρμογές. Περιορίζουν επίσης τη μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας σε 2608°C (5008F), αλλά συνήθως λειτουργούν κάτω από 1508°C (3008F) για να αποφευχθεί η χρήση ακριβών υλικών φλάντζας.

Η διάρκεια ζωής της φλάντζας είναι μερικές φορές περιορισμένη. Μπορεί να γίνει συχνή αντικατάσταση των παρεμβυσμάτων σε ορισμένες εφαρμογές. Οι διαρροές των οπών είναι δύσκολο να εντοπιστούν. Για ισοδύναμη ταχύτητα ροής, η πτώση πίεσης σε έναν εναλλάκτη πλάκας είναι πολύ υψηλή σε σύγκριση με αυτή ενός εναλλάκτη κελύφους - σωλήνα. Ωστόσο, οι ταχύτητες ροής είναι συνήθως χαμηλές και τα μήκη των πλακών είναι περιορισμένα, έτσι ώστε οι τελικές πτώσεις πίεσης να είναι γενικά αποδεκτές. Η κανονική συμμετρία των PHE μπορεί να εφαρμοστεί σε διάφορες αλλαγές φάσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΜΕΛΕΤΗ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ

3.1 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΜΕΛΕΤΗΣ – MOTOR OIL HELLAS

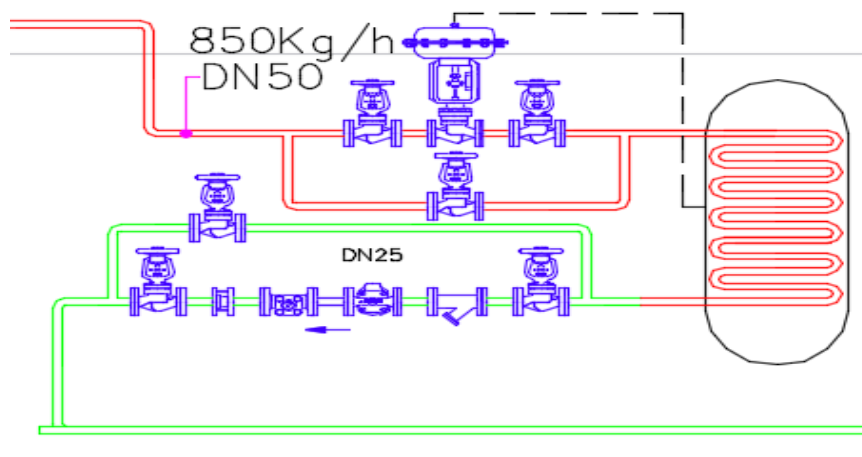
Η Motor Oil Hellas (ΜΟΗ) είναι ένα από τα μεγαλύτερα διυλιστήρια στην Ευρώπη και είναι το μεγαλύτερο ιδιωτικό βιομηχανικό συγκρότημα στην Ελλάδα. Μπορεί να επεξεργαστεί αργό πετρέλαιο διαφόρων χαρακτηριστικών και να παράγει μια πλήρη γκάμα πετρελαϊκών προϊόντων που εξυπηρετούν εταιρείες μάρκετινγκ στην Ελλάδα και το εξωτερικό.

Ο ατμός παράγεται στον λέβητα με καύση καυσίμου και συλλέγεται σε έναν συλλέκτη ατμού. Στην συνέχεια, ο ατμός διανέμεται στις διαδικασίες τελικής χρήσης για σκοπούς θέρμανσης. Σε αυτό το σημείο, χρησιμοποιείται πνευματική βαλβίδα για να ρυθμίζει πόσος ατμός θα περάσει στον εξοπλισμό τελικής χρήσης, προκειμένου να ελέγξει την απαιτούμενη θερμοκρασία.

Επιπλέον, οι βαλβίδες διακοπής χρησιμοποιούνται για να επιτρέπουν, αποτρέπουν ή να ελέγχουν τη ροή του ατμού ανοίγοντας ή κλείνοντας τον τρόπο διέλευσης από τον οποίο διέρχεται ο ατμός. Οι βαλβίδες παράκαμψης είναι εγκατεστημένες σε γραμμή παράκαμψης. Αυτές οι γραμμές λειτουργούν ως εφεδρική γραμμή που θα επιτρέψει τη ροή του ατμού εάν ο εξοπλισμός είναι κατεστραμμένος και πρέπει να απομονωθεί και να αντικατασταθεί.

Όταν χρησιμοποιείται ατμός, το συμπύκνωμα απομακρύνεται από όλον τον εξοπλισμό τελικής χρήσης από τις παγίδες ατμού και επιστρέφεται μέσω των σωλήνων σε ένα δοχείο συμπυκνωμάτων όπου συλλέγονται συμπυκνώματα από διάφορες διεργασίες στο εργοστάσιο. Για την προστασία της παγίδας ατμού από οποιαδήποτε ακαθαρσία και ξένη ύλη, έχει τοποθετηθεί ένα φίλτρο πριν από την παγίδα ατμού. Επιπλέον, η ροή του υγρού μπορεί είναι ορατή από τους σωλήνες χρησιμοποιώντας ένα ελαφρύ γυαλί, το οποίο μπορεί να μας παρέχει πληροφορίες σχετικά με τη λειτουργία των παγίδων ατμού. Επιπροσθέτως, μια βαλβίδα αντεπίστροφης επιτρέπει στο ρευστό να ρέει μόνο προς μία κατεύθυνση, αποτρέποντας την αντίστροφη ροή.

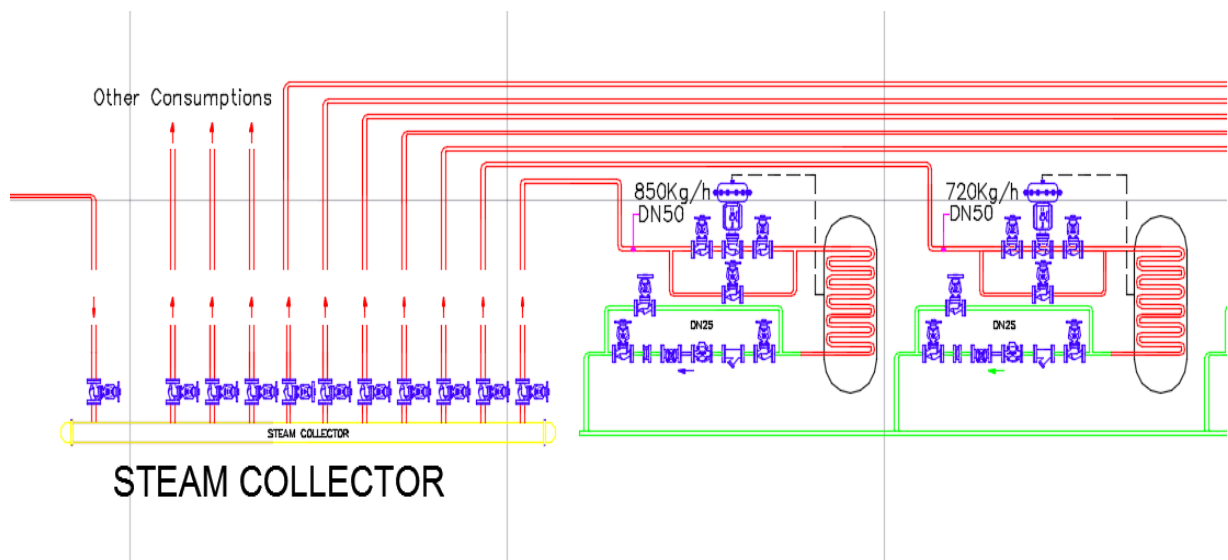
Τέλος, οι βαλβίδες διακοπής χρησιμοποιούνται σε γραμμές συμπύκνωσης για τον έλεγχο της ροής συμπυκνωμάτων και οι βαλβίδες παράκαμψης είναι εγκατεστημένες σε γραμμές παράκαμψης για να επιτρέπουν τη ροή συμπυκνωμάτων σε περίπτωση που προκύψει κάποιο πρόβλημα στην κύρια γραμμή. Όταν το συμπύκνωμα ανακτάται πίσω στο δοχείο συμπυκνώματος, εισάγεται στον λέβητα με αντλία και η παραγωγή ατμού ξεκινά πάλι.



Εικόνα 28: Ένα παράδειγμα που έγινε στο AutoCAD του ατμού και της γραμμής συμπυκνώματος στο σημείο της τελικής χρήσης.

3.2 ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΤΟΥ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ

Υπάρχουν διάφορες διαδικασίες τελικής χρήσης στις οποίες ο ατμός διανέμεται, καταναλώνεται και ανακτάται πίσω ως θερμό συμπύκνωμα στο εργοστάσιο. Ωστόσο, υπάρχουν επτά διεργασίες τελικής χρήσης σε αυτό το συγκεκριμένο δίκτυο της εγκατάστασης, όπου το θερμό συμπύκνωμα δεν ανακτάται πίσω για επαναχρησιμοποίηση.



Εικόνα 29: Στιγμιότυπο του σχεδίου του AutoCAD, κατασκευές του δικτύου ατμού.

Ο λόγος για την μη επιστροφή του συμπυκνώματος οφείλεται στον υψηλό κίνδυνο μόλυνσης λόγω της διαβρωτικής φύσης των υγρών (ακατέργαστα έλαια) σε συνδυασμό με τις υψηλές θερμοκρασίες και πιέσεις, που μπορεί να προκαλέσουν διάβρωση και διαρροές στις

διαδικασίες τελικής χρήσης, βρίσκοντας το δρόμο τους πίσω στο λέβητα μέσω των γραμμών επιστροφής συμπυκνωμάτων. Σε αυτές τις επτά διαδικασίες, το συμπύκνωμα συνήθως μολύνεται με υδρογονάνθρακες και άλλες διαβρωτικές ουσίες και αποδεικνύεται ότι είναι πολύ προβληματικό για ανάκτηση λόγω προβλημάτων του προηγούμενου λέβητα, όπως είναι η διάβρωση, ο σχηματισμός κλίμακας και η μεταφορά. Όπως αναφέρθηκε, αν το μολυσμένο συμπύκνωμα ανακτάται πίσω στο λέβητα, μπορεί να προκαλέσει επικίνδυνες ζημιές και το διυλιστήριο θα αναγκαστεί να σταματήσει να λειτουργεί μέχρι να γίνουν οι απαραίτητες επισκευές που μπορεί να οδηγήσουν σε απώλεια της παραγωγής. Αυτό έχει σοβαρές ανησυχητικές οικονομικές επιπτώσεις σε κάθε εγκατάσταση.

Για τον λόγο αυτό, το συμπύκνωμα από αυτές τις διεργασίες δεν ανακτάται εκ νέου για επαναχρησιμοποίηση. Πιο συγκεκριμένα, προκειμένου να αποφευχθούν ενδεχόμενες ζημιές στο λέβητα, το συμπύκνωμα εκτρέπεται για να αποστραγγιστεί και οι γραμμές επιστροφής συμπυκνωμάτων τοποθετούνται από το σύστημα ατμού σε αυτές τις συγκεκριμένες περιοχές επεξεργασίας.

Για να κατανοήσουμε το σύστημα ατμού της μελέτης περίπτωσης, πρέπει να σημειωθεί ότι το δίκτυο ατμού σχεδιάστηκε στο AutoCAD, με βάση τις προδιαγραφές της εγκατάστασης.














Χαρακτηριστικά Boiler	Αποδοτικότητα	Μέγιστη παροχή ατμού	Πίεση	Θερμοκρασία ατμού
	85%	14000 kg/h	10 bar	180°C

Πίνακας 4: Χαρακτηριστικά Boiler.

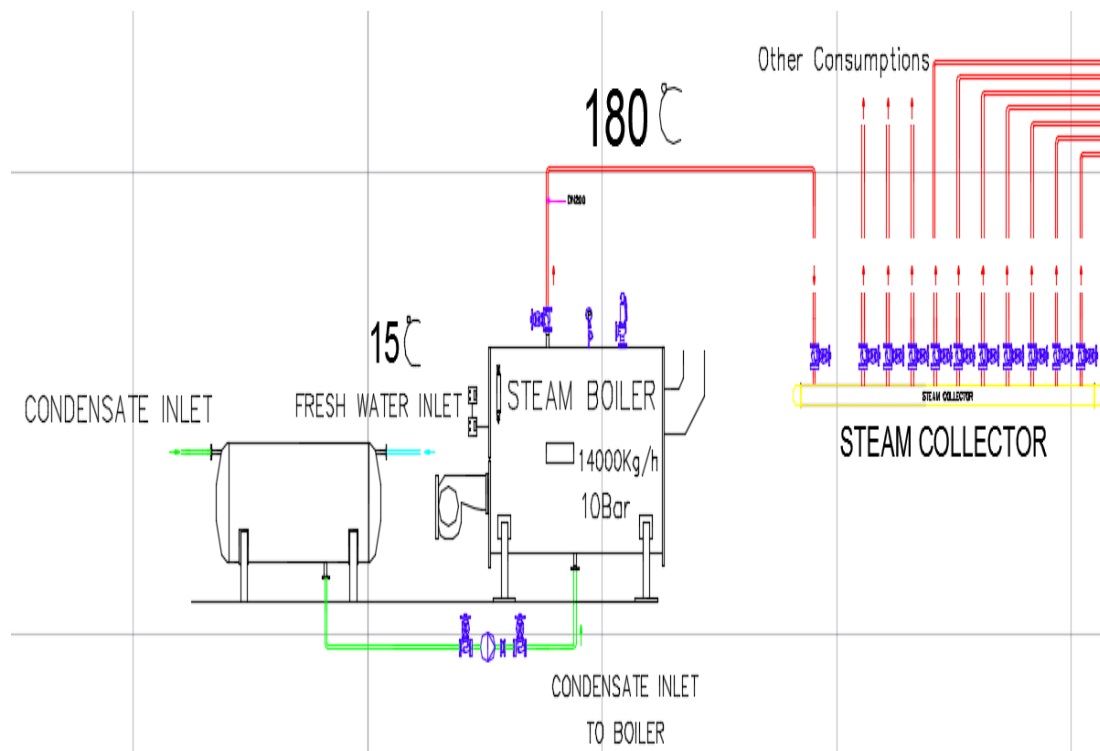
End-Use διαδικασία	Ποσότητα ατμού	Ποσότητα συμπυκνώματος	Μέγεθος γραμμής ατμού	Μέγεθος γραμμής συμπυκνώματος
1	850 kg/h	850 kg/h	Dn 50	Dn 25
2	720 kg/h	720 kg/h	Dn 50	Dn 25
3	1050 kg/h	1050 kg/h	Dn 65	Dn 40
4	670 kg/h	670 kg/h	Dn 50	Dn 25
5	415 kg/h	415 kg/h	Dn 40	Dn 25
6	1650 kg/h	1650 kg/h	Dn 65	Dn 40
7	1320 kg/h	1320 kg/h	Dn 65	Dn 40

Πίνακας 5: Χαρακτηριστικά μετά το τέλος χρήσης.

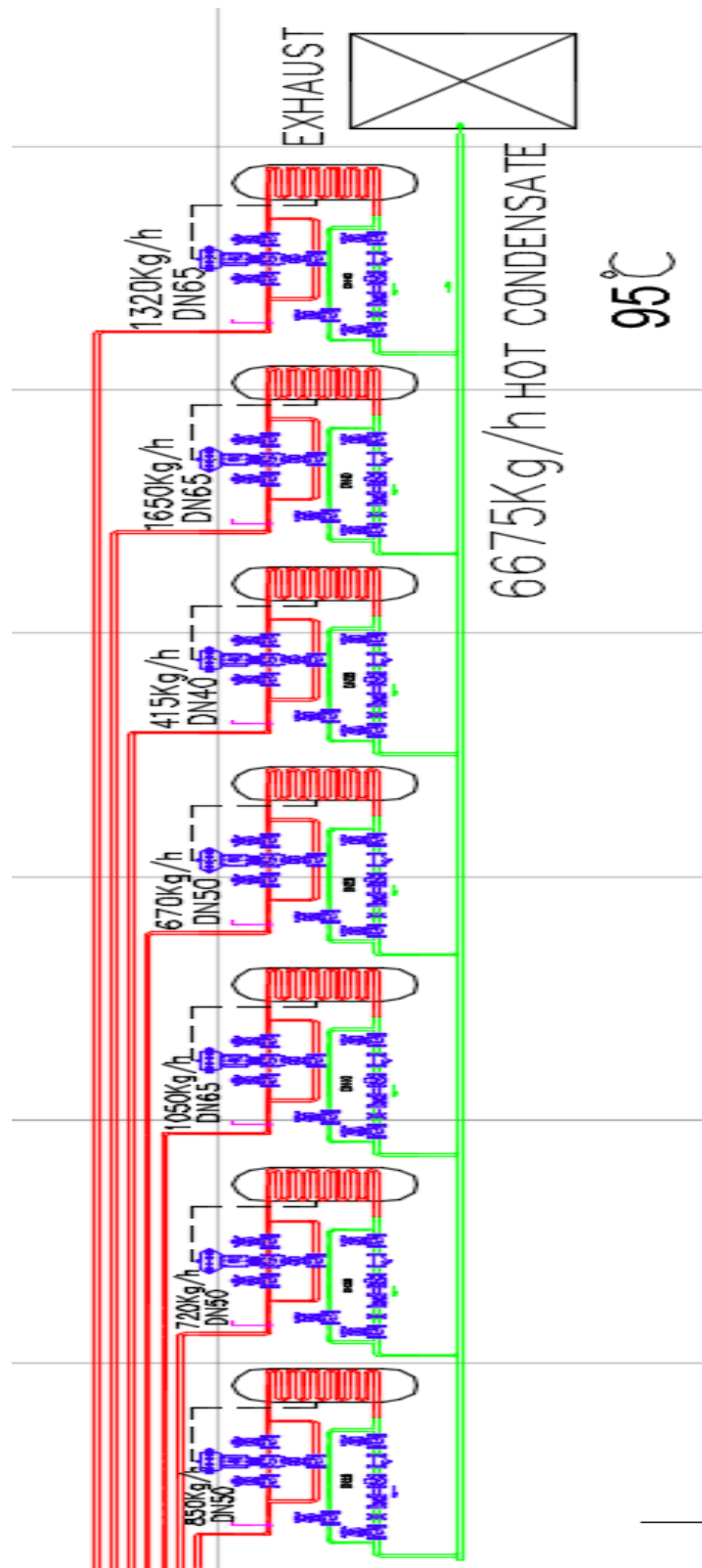
Ο εξοπλισμός που παριστάνεται με μπλε χρώμα στα ακόλουθα στοιχεία συλλέχθηκε από τις βιβλιοθήκες «Spirax Sarco» και «Gestra» Cad.

LINES			
	Steam		
	Fresh water		
	Condensate		
Equipments for steam network			
	STOP VALVE		PNEUMATIC CONTROL VALVE
	STRAINER		SAFETY VALVE
	STEAM TRAP		PUMP
	SIGHT GLASS		THERMOMETER
	NON RETURN VALVE		MANOMETER

Εικόνα 30: Εξοπλισμός σε δίκτυο ατμού.



Εικόνα 31: Δοχείο συμπυκνωμάτων, λέβητας και συλλέκτης ατμού.



Εικόνα 32: Διαδικασίες τελικής χρήσης.

Από τις δύο παραπάνω εικόνες μπορεί να διαφανεί η φθορά, ότι δηλαδή ο λέβητας παράγει ατμό σε πίεση 10 bar, ενώ η θερμοκρασία του ατμού που παράγεται είναι 180°C. Ο ατμός που παράγεται στον λέβητα διανέμεται σε διάφορους εξοπλισμούς τελικής χρήσης.

Επιπροσθέτως, το συμπύκνωμα από τον εξοπλισμό τελικής χρήσης που βρίσκεται σε υψηλό κίνδυνο μόλυνσης, συλλέγεται σε δεξαμενή για επεξεργασία πριν εκφορτωθεί στο αποχετευτικό δίκτυο. Εάν το συμπύκνωμα είναι καθαρό, τότε μπορεί να ξαναχρησιμοποιηθεί. Από την άλλη πλευρά, αν είναι μολυσμένο, εκτρέπεται για αποστράγγιση. Ωστόσο, η ενέργεια του συμπυκνώματος έχει χαθεί και στις δύο περιπτώσεις.

3.2.1 Ετήσια ποσότητα καυσίμου θερμού συμπυκνώματος

Όταν το συμπύκνωμα δεν ανακτάται πίσω στο λέβητα για επαναχρησιμοποίηση, πρέπει να αντικατασταθεί από πρόσθετο κρύο νερό. Αυτό σημαίνει ότι η κατανάλωση καυσίμου, το κόστος νερού και τα χημικά για την επεξεργασία νερού θα αυξηθούν αναλογικά με την τιμή του μη ανακτηθέντος συμπυκνώματος. Ο ακόλουθος πίνακας αντιπροσωπεύει τις συνθήκες επεξεργασίας νερού και συμπυκνώματος της εγκατάστασης:

Συνολική παροχή συμπυκνώματος	Θερμοκρασία συμπυκνώματος	Συνολικός ρυθμός ροής νερού	Θερμοκρασία νερού	Ώρες λειτουργίας ανά ημέρα	Ημέρες λειτουργίας ανά έτος	Ώρες λειτουργίας ανά έτος
6675 kg/h	95 °C	6675 kg/hr	15 °C	6 h	350	6 × 350 = 2100h /έτος

Πίνακας 6: Προδιαγραφές

Στην περίπτωση μας, τα 6675 kg/h θερμού συμπυκνώματος πρέπει να αντικατασταθούν από 6675 kg/h κρύου νερού συντήρησης. Επιπλέον, το κρύο νερό των 15°C πρέπει να θερμαίνεται για να φτάσει στην επιθυμητή θερμοκρασία συμπυκνώματος στους 95°C.

Η θερμότητα που απαιτείται για την αύξηση της θερμοκρασίας των 6675 kg κρύου νερού κατά $\Delta T = 80^\circ\text{C}$ μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q = mC_p\Delta T$$

Βάσει των προδιαγραφών που αναφέρονται παραπάνω:

$$Q = 6675 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 4.19 \frac{\text{KJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \times 80 ^\circ\text{C} \Rightarrow Q = 22.374 \times 10^5 \text{kJ/hr}$$

Όπως φαίνεται, η λειτουργία των επτά διαδικασιών τελικής χρήσης είναι 2100 ώρες/έτος. Έτσι, η ενέργεια που απαιτείται για να αυξηθεί η θερμοκρασία σε ένα χρόνο είναι:

$$Q = 22.374 \times 10^5 \frac{kJ}{hr} \times 2100 \frac{hr}{έτος} = 4,698 \frac{GJ}{έτος}$$

Ωστόσο, η ενέργεια που παρέχεται για τη θέρμανση του νερού με απόδοση του λέβητα 85% είναι:

$$Q = \frac{4,698 \frac{GJ}{έτος}}{0.85} = 5,527 \frac{GJ}{έτος}$$

Επιπλέον, όπως φαίνεται και στο πίνακα 7, σύμφωνα με τις «Ευρωπαϊκές στατιστικές» η τιμή του φυσικού αερίου στην Ελλάδα για το έτος 2016 εκτιμάται ότι είναι 0,03 € / kWh που είναι ίση με 0,0255 £ / kWh ή 7,06 £ / GJ.

	Gas prices (per kWh)					
	Households (°)			Industry (°)		
	2014s1	2015s1	2016s1	2014s1	2015s1	2016s1
EU-28	0.067	0.066	0.062	0.040	0.037	0.032
Euro area	0.073	0.071	0.068	0.041	0.037	0.033
Belgium	0.066	0.058	0.055	0.032	0.029	0.026
Bulgaria	0.049	0.048	0.037	0.035	0.032	0.023
Czech Republic	0.055	0.057	0.058	0.032	0.030	0.026
Denmark	0.091	0.080	0.072	0.038	0.037	0.029
Germany	0.068	0.068	0.066	0.045	0.040	0.034
Estonia	0.049	0.046	0.044	0.035	0.036	0.031
Ireland	0.068	0.067	0.065	0.041	0.040	0.033
Greece	0.072	0.068	0.056	0.049	0.042	0.030
Spain	0.075	0.073	0.068	0.037	0.035	0.028
France	0.070	0.070	0.065	0.039	0.038	0.033
Croatia	0.046	0.047	0.043	0.042	0.039	0.033
Italy	0.080	0.077	0.073	0.038	0.035	0.031
Cyprus
Latvia	0.048	0.050	0.042	0.035	0.035	0.027
Lithuania	0.056	0.042	0.041	0.041	0.028	0.027
Luxembourg	0.053	0.050	0.045	0.043	0.040	0.035
Hungary	0.037	0.035	0.034	0.040	0.037	0.032
Malta
Netherlands	0.079	0.076	0.078	0.041	0.039	0.038
Austria	0.075	0.073	0.069	0.043	0.040	0.035
Poland	0.049	0.050	0.039	0.038	0.037	0.027
Portugal	0.093	0.098	0.091	0.043	0.042	0.034
Romania	0.031	0.031	0.033	0.030	0.030	0.028
Slovenia	0.067	0.063	0.060	0.043	0.037	0.035
Slovakia	0.051	0.050	0.046	0.037	0.035	0.031
Finland	0.047	0.045	0.041
Sweden	0.118	0.113	0.113	0.050	0.045	0.037
United Kingdom	0.060	0.064	0.055	0.037	0.036	0.029

Πίνακας 7: Τιμές φυσικού αερίου από την Eurostat για τα έτη 2014-2015-2016

Στη συνέχεια, η ετήσια τιμή της ενέργειας στο θερμαινόμενο συμπύκνωμα, με το κόστος του καυσίμου να είναι 7,06 £ / GJ είναι:

$$F_C = 5,527 \frac{GJ}{\text{έτος}} \times 7,06 \frac{\text{£}}{GJ} = 39,020 \frac{\text{£}}{\text{έτος}}$$

3.3 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Αν και το συμπύκνωμα μπορεί να είναι μολυσμένο, φέρει το ίδιο δυναμικό ανάκτησης θερμότητας με το καθαρό συμπύκνωμα. Ωστόσο, για να αποφευχθεί τυχόν ζημιά στο λέβητα, το συμπύκνωμα δεν πρέπει να επιστρέφεται για επαναχρησιμοποίηση. Η λύση που πρόκειται να αναλυθεί είναι να σχεδιαστεί ένας εναλλάκτης θερμότητας για την εξαγωγή θερμικής ενέργειας από το θερμό συμπύκνωμα που μπορεί να μολυνθεί.

Με τον τρόπο αυτό, μπορεί να ανακτηθεί ενέργεια και το υπόλοιπο μολυσμένο συμπύκνωμα μπορεί να αγνοηθεί. Η θερμότητα θα ανταλλάσσεται μεταξύ θερμού συμπυκνώματος και κρύο γλυκό νερό που θα πρέπει να προστεθεί στο λέβητα, για να αντικαταστήσει την ποσότητα του συμπυκνώματος που δεν θα ανακτηθεί για επαναχρησιμοποίηση. Ο εναλλάκτης θερμότητας πρέπει να σχεδιάζεται έτσι ώστε να αντέχει τις συνθήκες και να ανακτά αποτελεσματικά ένα σημαντικό ποσοστό θερμικής ενέργειας από το συμπύκνωμα, το οποίο χρησιμοποιείται για την αύξηση της θερμοκρασίας του κρύου νερού στον λέβητα.

3.3.1 Επιλογή του εναλλάκτη θερμότητας

Όπως περιγράφεται και παραπάνω, κάθε τύπος εναλλάκτη θερμότητας έχει τα δικά του πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Σύμφωνα με τις προδιαγραφές αυτής της περιπτώσιολογικής μελέτης, ο τύπος του εναλλάκτη θερμότητας που επιλέχθηκε να αναλυθεί και σχεδιαστεί είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας πλάκας. Λόγω του δυναμικού του μίγματος ρύπων στη γραμμή συμπυκνώματος, ένας εναλλάκτης θερμότητας πλάκας φαίνεται να είναι ιδανικός, καθώς είναι ευκολότερο να καθαριστεί από έναν εναλλάκτη θερμότητας κελύφους - σωλήνα.

Επιπλέον, ο εναλλάκτης θερμότητας πλάκας έχει υψηλότερη απόδοση μεταφοράς θερμότητας, γεγονός που το καθιστά πιο ελκυστικό στους εναλλάκτες θερμότητας Shell και Tube από περιβαλλοντικές και οικονομικές απόψεις, καθώς η ανακτημένη ενέργεια θα είναι μεγαλύτερη.

Είναι επίσης σημαντικό να σημειωθεί πως οι εναλλάκτες θερμότητας πλάκας έχουν το πλεονέκτημα της προσαρμογής που σημαίνει ότι εάν η χωρητικότητα του συμπυκνωμένου ατμού πρέπει να αλλάξει, η προσθήκη ή αφαίρεση των πλακών θα προσαρμόσει ανάλογα τον εναλλάκτη θερμότητας πλάκας για να ικανοποιήσει την απαιτούμενη περιοχή μεταφοράς θερμότητας και ο εναλλάκτης θερμότητας σωλήνων δεν μπορούν να τροποποιηθούν.

3.3.2 Σχεδιασμός εναλλάκτη θερμότητας πλάκας

Αν και υπάρχει υψηλός κίνδυνος μόλυνσης με υγρά επεξεργασίας, το συμπύκνωμα δεν είναι πάντα μολυσμένο. Επιπλέον, όταν εντοπίζεται μόλυνση με συμπύκνωμα, αυτό σημαίνει ότι πρέπει να βρεθεί και να καθοριστεί το συντομότερο δυνατόν η αιτία μόλυνσης, όπως η διάβρωση και οι διαρροές στον εξοπλισμό ή τους σωλήνες τελικής χρήσης. Το λειτουργικό υγρό για το σχεδιασμό του εναλλάκτη θερμότητας θα θεωρείται ως απομεταλλωμένο νερό, καθώς υπάρχει αβεβαιότητα σχετικά με το πότε θα συμβεί μόλυνση.

Ωστόσο, η επιλογή υλικού και ο παράγοντας ρύπανσης θα επιλεγούν με βάση τους ρύπους που μπορούν να βρεθούν στη γραμμή συμπύκνωσης για λόγους ασφαλείας. Στην παρούσα εργασία, ο σχεδιασμός του PHE βασίζεται κυρίως στο βιβλίο Plate heat exchangers: design, applications and performance.

Ρύθμιση ροής

Σε έναν εναλλάκτη θερμότητας πλάκας υπάρχουν τρεις βασικές ρυθμίσεις ροής που μπορούν να αντιμετωπιστούν:

- Ομοροροή
- Αντιροροή
- Πολλαπλή διέλευση

Ωστόσο, οι διατάξεις αντίθετης ροής παρέχουν ένα πλεονέκτημα προσφέροντας χαμηλότερη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του συμπυκνώματος θερμής εξόδου και του νερού τροφοδοσίας. Ειδικότερα, η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού μπορεί να υπερβεί την τιμή της θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού, η οποία μπορεί να οδηγήσει σε μικρότερη επιφάνεια για συγκεκριμένη χωρητικότητα, σε σύγκριση με τη διάταξη παράλληλης ροής. Έτσι, επιλέχθηκε διάταξη αντίθετης ροής για το σχεδιασμό του PHE καθώς μπορεί να παρέχει υψηλότερη απόδοση μεταφοράς θερμότητας.

Κατά το σχεδιασμό εξετάστηκε μια διάταξη απλής διέλευσης, διότι με την επιλογή της διάταξης αντίθετης ροής και σύμφωνα με τη διαφορά θερμοκρασίας που είναι διαθέσιμη, αναμένεται ότι θα επιτευχθεί η επιθυμητή ανάκτηση θερμότητας. Επιπλέον, λόγω των σχετικά μικρών διαδρομών σε PHE, η εφαρμογή περισσότερων από ένα πέρασμα δεν είναι συνηθισμένη σε αυτόν τον τύπο εναλλάκτη θερμότητας.

Μέθοδος θερμικής σχεδίασης

Τα LMTD και E-NTU χρησιμοποιούνται συνήθως ως τεχνικές για την εκτέλεση της θερμικής ανάλυσης σε εναλλάκτη θερμότητας. Ωστόσο, η μέθοδος LMTD χρησιμοποιείται κυρίως όταν είναι γνωστές όλες οι θερμοκρασίες, η έξοδος και η είσοδος των θερμών και ψυχρών υγρών.

Από την άλλη πλευρά, στη μέθοδο ε-NTU μπορούν να χρησιμοποιηθούν χωρίς διάσταση παράμετροι με την ίδια ευκολία για τον σχεδιασμό του εναλλάκτη θερμότητας. Για

τον λόγο αυτό, καθώς η θερμοκρασία εξόδου των υγρών δεν είναι γνωστή, υιοθετείται η μέθοδος ε-NTU για το σχεδιασμό του PHE.

3.3.3 Επιλογή υλικού

Υλικό πλάκας

Η επιλογή υλικού για τις πλάκες σε ένα PHE καθορίζεται κυρίως από τον τύπο υγρών που πρόκειται να χρησιμοποιηθούν και το προσδόκιμο θερμικής επιβάρυνσης. Στην περίπτωση μας το υγρό λειτουργίας είναι αφαλατωμένο νερό. Όπως μπορεί να παρατηρηθεί στην εικόνα 33, το κατάλληλο υλικό για τα υδατικά υγρά είναι ο ανοξείδωτος χάλυβας.

Material	Fluid
Stainless steel	Water, cooling tower water, dilute chloride solutions (<200 ppm), copper sulfate solutions, food products, pharmaceutical media, brews, etc.
Nickel	Caustic (50–70%) solutions
Incoloy	Hydrogen gas/water vapour with mercury carryovers, and acids ($\leq 70^{\circ}\text{C}$)
Hastelloy	Sulfuric and nitric acids
Titanium	Sea or brackish water, dilute acids ($\leq 70^{\circ}\text{C}$), chloride solutions (>200 ppm), and chlorinated brines
Titanium–palladium alloy	Dilute nitric and sulfuric acids (10% concentration and $\leq 70^{\circ}\text{C}$)

Πίνακας 8: Επιλογή υλικού για διαφορετικά υγρά.

Ωστόσο, καθώς υπάρχει πιθανότητα μόλυνσης με ακατέργαστα έλαια, θα πρέπει να επιλεγεί ένας ανοξείδωτος χάλυβας που να μπορεί να αντέξει το διαβρωτικό περιβάλλον των προσμείξεων. Από την άλλη πλευρά, καθώς πρόκειται για τεχνοοικονομική αξιολόγηση, το υλικό ανοξείδωτου χάλυβα που θα επιλεγεί θα πρέπει επίσης να λάβει υπόψη το κόστος. Ο φθηνότερος ανοξείδωτος χάλυβας είναι το AISI 304, το οποίο προσφέρει μια αξιοπρεπή συνολική αντοχή στη διάβρωση. Ωστόσο, δεν είναι κατάλληλο για τα θειικά και τα υδροχλωρικά οξέα. Ο προηγμένος βαθμός ανοξείδωτου χάλυβα είναι το AISI 316.

Σύμφωνα με το Αμερικανικό Ινστιτούτο Πετρελαίου, ο ανοξείδωτος χάλυβας τύπου 316 είναι πιο κατάλληλος για το θείο, το θειικό οξύ και το ναφθενικό οξύ, το οποίο μπορεί να βρεθεί στα ακατέργαστα έλαια, παρέχοντας εξαιρετική αντοχή στη διάβρωση. Παρόλο που το AISI 316 είναι ακριβότερο από το AISI 304, η ασφάλεια έρχεται πρώτη σε μια βιομηχανική μονάδα, έτσι το υλικό που επιλέχθηκε είναι το AISI 316.

Υλικό φλάντζας

Η επιλογή του υλικού φλάντζας για το PHE εξαρτάται από τον τύπο των υγρών, τη θερμοκρασία λειτουργίας και την πίεση.

Material	Maximum operating temperature [°C]	Typical applications
Rubber	70	Oxygenated solvents, acids, alcohols
Neoprene	70	Alcohols, alkalies, acids, hydrocarbon solvents
Styrene butadiene (SBR)	85	Aqueous solutions, alkalies, acids, oxygenated solvents
Nitrile	135	Dairy products, beverages, pharmaceutical and biochemical media, gasoline, oils, alkalies, organic solvents
Fluoro-elastomer	150	Oils
Butyl	155	Alkalies, acids, oils, aldehydes, ketones, phenols, ester
Ethylene propylene rubber (EPDM)	155	Alcohols, sodium hypochlorite, wide range of chemical media
Fluorinated rubber	180	Oils, gasoline, aqueous solutions, organic solvents
Silicone	180	Corrosive liquids

Πίνακας 9: Εφαρμογές και μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας των υλικών φλάντζας.

Σύμφωνα με εικόνα 34, το φθοριωμένο ελαστικό επιλέχθηκε ως υλικό για το παρέμβυσμα, επειδή καλύπτει τόσο την εφαρμογή σε νερό όσο και σε λάδια και ικανοποιεί τις απαιτήσεις θερμοκρασίας. Αυτό εξασφαλίζει ότι η στεγανοποίηση επιτυγχάνεται υπό όλες τις συνθήκες λειτουργίας.

3.3.4 Υπολογισμοί και σχεδιασμός

Αρχικά, οι ιδιότητες του νερού σε διαφορετικές θερμοκρασίες βρέθηκαν και μπορούν να παρατηρηθούν στον ακόλουθο πίνακα:

Θερμοκρασία, T (°C)	Πυκνότητα, ρ (kg/m ³)	Ειδική θερμοχωρητικότητα, Cp (kJ/kg°C)	Κινηματικό ιξώδες, υ(m ² /s)	Prandtl, Pr	Θερμική αγωγιμότητα, k (W/m ² °C)
10	999.8	4.192	1.30x10 ⁻⁶	9.47	0.577
30	995.7	4.178	8.01x10 ⁻⁷	5.43	0.614
50	988	4.182	5.53x10 ⁻⁷	3.56	0.642
70	978	4.191	4.13x10 ⁻⁷	2.56	0.661

90	965	4.208	3.26×10^{-7}	1.96	0.675
100	958	4.219	2.95×10^{-7}	1.75	0.681

Πίνακας 10: Ιδιότητες του νερού σε διαφορετικές τιμές θερμοκρασίας

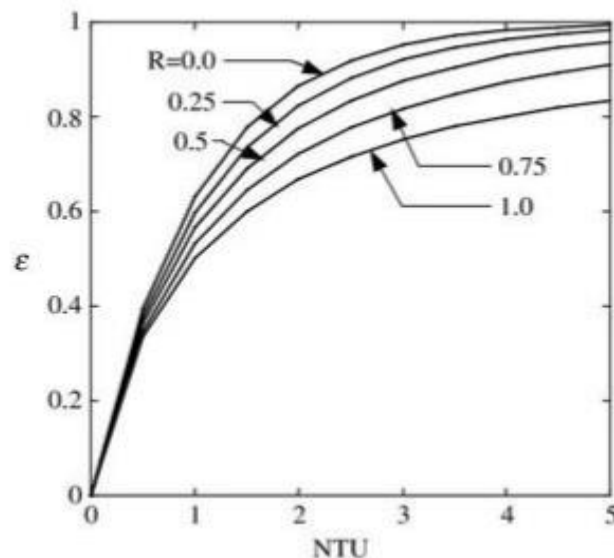
Όπου R , είναι η αναλογία της ελάχιστης και της μέγιστης θερμικής ικανότητας των ρευμάτων ρευστού κρύου και καυτού, δίνεται από:

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Σύμφωνα με τα δεδομένα, η συγκεκριμένη θερμική χωρητικότητα είναι σχεδόν σταθερή στην περιοχή της λειτουργικής θερμοκρασίας που οδηγεί στο R να είναι ίση με την ισότητα:

$$R = 1$$

Η συσχέτιση μεταξύ και της NTU μπορεί να παρατηρηθεί στην ακόλουθη εικόνα:



Εικόνα 33: Μεταβολή ϵ -NTU σε διάταξη αντίθετης ροής.

Σύμφωνα με το σχήμα, μια τιμή $NTU = 5$ δίνει το μέγιστο ϵ ίσο με το 0,82. Επομένως, αυτή η τιμή για το NTU επιλέχθηκε επειδή προσφέρει τη μέγιστη αποτελεσματικότητα στον εναλλάκτη θερμότητας. Μετά την τιμή 5, η καμπύλη παραμένει σχεδόν σταθερή, πράγμα που σημαίνει ότι δεν υπάρχει κανένας λόγος να επιλέξετε υψηλότερα NTUs όσο το ϵ παραμένει αμετάβλητο.

Έτσι, η έξοδος θερμοκρασίας ψυχρών και θερμών ρευστών υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

Επομένως,

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \varepsilon(T_{h,i} - T_{c,i}) \rightarrow T_{h,o} = 95 - 0.82(95 - 15) = 29.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ομοίως, μπορούμε να υπολογίσουμε:

$$T_{c,o} = 80.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Στο πίνακα 9, εμφανίζονται οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου. Οι θερμοκρασίες εξόδου υπολογίζονται ως αποτέλεσμα του σχεδιασμού του εναλλάκτη θερμότητας:

Θερμοκρασία	Τιμή
Θερμοκρασία κρύας ροής εισόδου $T_{c,i}$	15 °C
Θερμοκρασία κρύας ροής εξόδου $T_{c,o}$	80.6°C
Θερμοκρασία ζεστής ροής εισόδου $T_{h,i}$	95 °C
Θερμοκρασία ζεστής ροής εξόδου $T_{h,o}$	29.4°C

Πίνακας 11: Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου ψυχρών και θερμών ρευμάτων.

Ο Πίνακας 10 παρουσιάζει τις μέσες τιμές ιδιοτήτων για τις κρύες και τις θερμές ροές σύμφωνα με την είσοδο θερμοκρασίας και τις υπολογισμένες τιμές εξόδου θερμοκρασίας:

	Θερμοκρασία, T (°C)	Πυκνότητα ρ ($\frac{kg}{m^3}$)	Ειδική θερμοχωρητικότητα, C_p (kJ/kg°C)	Κινηματικό ιξώδες, ν (m ² /s)	Prandtl τιμή, Pr	Θερμική αγωγιμότητα, k (W/m ² °C)
Κρύο εύρος	47.8	989.23	4.195	5.67x10 ⁻⁷	3.647	0.645
Ζεστό εύρος	62.2	982.27	4.195	4.51x10 ⁻⁷	2.812	0.660

Πίνακας 12: Μέσες τιμές ιδιοτήτων κρύου και θερμού ρευστού.

Επιπλέον, ο πίνακας 11 δείχνει τους ρυθμούς ροής και τον συντελεστή σχεδιασμού που λαμβάνεται υπόψη για τον εναλλάκτη θερμότητας. Ο συντελεστής σχεδιασμού εφαρμόζεται για να περιλαμβάνει τις αβεβαιότητες στις παραμέτρους σχεδιασμού και τις πιθανές ανακρίβειες που προέκυψαν από τις αποκλίσεις μεταξύ των πραγματικών συνθηκών και των συνθηκών σχεδιασμού. Ο ρυθμός ροής που χρησιμοποιείται στον σχεδιασμό είναι ο πραγματικός ρυθμός ροής πολλαπλασιασμένος με τον συντελεστή σχεδιασμού.

Παράμετροι	Τιμή	Source
Συνολική ροή μάζας, καυτή πλευρά	6675 kg/hr	Προδιαγραφές εγκατάστασης
Συνολική ροή μάζας, ψυχρή πλευρά	6675 kg/hr	Προδιαγραφές εγκατάστασης
Συντελεστής σχεδιασμού	1.1	Υποθετικές
Σχεδίαση ροής μάζας, καυτή πλευρά	7342.5 kg/hr	Υπολογιζόμενες
Σχεδίαση ροής μάζας, ψυχρή πλευρά	7342.5 kg/hr	Υπολογιζόμενες

Πίνακας 13: Ρυθμοί ροής μάζας και συντελεστής μελέτης.

Για τον σχεδιασμό της διαδικασίας, αναπτύχθηκε ένα έγγραφο του Microsoft Excel, το οποίο περιελάμβανε εισροές, διατυπώσεις και υπολογισμένα αποτελέσματα. Λάβετε υπόψη ότι η διαδικασία σχεδιασμού απαιτεί ορισμένες παραμέτρους, όπως το πλάτος, το πάχος και ο αριθμός των πλακών που πρέπει να θεωρηθούν ως εισροές. Μετά τον υπολογισμό των εξόδων που περιλαμβάνει το μήκος, τις απώλειες πίεσης και τις θερμοκρασίες εξόδου, οι παραδοθείσες παράμετροι εξετάζονται και αλλάζουν μέχρι να ληφθούν αποδεκτές τιμές εξόδου.

Για τη γωνία κλίσης, θεωρήθηκε ότι μια γωνία $\beta = 60^\circ$ ελαχιστοποιεί τις πτώσεις πίεσης σε βάρος μιας σχετικά χαμηλής απόδοσης μεταφοράς θερμότητας. Η επιλογή αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι ο σημερινός σχεδιασμός προορίζεται για υπάρχουσα εγκατάσταση και είναι επιθυμητό να επιβληθούν ελάχιστες πτώσεις πίεσης στην τρέχουσα εγκατάσταση.

Το πάχος των πλακών σε ένα PHE πρέπει να είναι μεταξύ 0,5 και 1,2mm. Καθώς υπάρχει σχετική διαφορά χαμηλής πίεσης μεταξύ των δύο πλευρών (όπως θα υπολογιστεί και θα ελεγχθεί στη διαδικασία σχεδιασμού), το πάχος δεν θα πρέπει να θεωρείται μεγάλο.

Στον πίνακα 12 παρουσιάζονται οι παράμετροι σχεδιασμού που σχετίζονται με τη γεωμετρία.

Παράμετροι	Μονάδες	Τιμή	Origin
Αριθμός επιφανειών, N	-	20	Υποθετικές
Πάχος επιφανειών, δ_p	mm	0.6	Υποθετικές

Βάθος, W	m	1	Υποθετικές
Γωνία, (β)	μοίρες	60	
Μήκος κύματος πτύχωσης επιφάνειας, λ	mm	12.6	Υπολογιζμένες
φ	-	1.25	Υπολογιζμένες
Πλάτος της κυματοειδούς επιφάνειας, a	mm	5	Υποθετικές

Πίνακας 14: Οι γεωμετρικές παράμετροι ΡΗΕ

Παρόλο που οι παράμετροι εισόδου αλλάζουν στο στάδιο δοκιμής και σφάλματος για να επιτευχθούν οι βέλτιστες εξόδους, υπάρχουν περιορισμοί στις παραμέτρους εισόδου. Για παράδειγμα, η αύξηση του N θα έχει ως αποτέλεσμα χαμηλότερη πτώση πίεσης μέσα στο ΡΗΕ, ωστόσο οι ταχύτητες στα κανάλια ΡΗΕ θα μειωθούν, οδηγώντας σε μικρότερο Re και κατά συνέπεια μικρότερο συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Ωστόσο, ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας θα πρέπει να έχει εύρος 1000 - 4000 W / (m ^ 2°C) για ΡΗΕ υγρού - υγρού.

Αυτό σημαίνει ότι ο αριθμός των πλακών πρέπει να επιλεγεί κατά τέτοιο τρόπο, ώστε η τιμή του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας να είναι στην επιθυμητή περιοχή με μία αποδεκτή πτώση πίεσης.

Σύμφωνα με τους πίνακες 10 και 11, η συνολική ροή ψυχρού και καυτού υπολογίστηκε από τις εξισώσεις:

$$\dot{V}_h = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \times 3600}$$

Έτσι,

$$\dot{V}_c = \frac{7342.5}{989.24 \times 3600} = 0.00206 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_h = \frac{7342.5}{982.27 \times 3600} = 0.00208 \text{ m}^3/\text{s}$$

Στη συνέχεια, οι ροές των καναλιών θερμών και ψυχρών ρευμάτων ελήφθησαν από τις εξισώσεις:

$$\dot{V}_{c,ch} = \frac{\dot{V}_c}{N}$$

$$\dot{V}_{h,ch} = \frac{\dot{V}_h}{N}$$

$$\dot{V}_{c,ch} = \frac{0.00206}{20} = 1.03 \times \frac{10^{-4} \text{ m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{V}_{h,ch} = \frac{0.00208}{20} = 1.035 \times \frac{10^{-4} \text{ m}^3}{\text{s}}$$

Τέλος, η ταχύτητα των ψυχρών και θερμών ρευμάτων μπορεί να υπολογιστεί από τις εξισώσεις αντίστοιχα:

$$u_c = \frac{\dot{V}_{c,ch}}{a_c \times W}$$

$$u_h = \frac{\dot{V}_{h,ch}}{a_h \times W}$$

Επομένως,

$$u_c = \frac{1.03 \times 10^{-4}}{0.005 \times 1} = 0.0206 \text{ m/s}$$

$$u_h = \frac{1.035 \times 10^{-4}}{0.005 \times 1} = 0.0208 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Το επόμενο βήμα για το σχεδιασμό του PHE είναι ο υπολογισμός του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (U) που μπορεί να ληφθεί από την εξίσωση:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{\delta_p}{k_p} + R_{f,h} + R_{f,c}$$

Οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας των θερμών και ψυχρών υγρών (h_h και h_c) μπορούν να βρεθούν από τον αριθμό Nusselt των θερμών και ψυχρών υγρών αντίστοιχα. Για να παρατηρήσουμε τον αριθμό Nusselt, ο Reynolds υπολογίστηκε αρχικά:

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} = \frac{VL}{u}$$

Για τον υπολογισμό του αριθμού Reynolds, η υδραυλική διάμετρος αρχικά υπολογίστηκε από την εξίσωση:

$$d_{hyd} = 8a$$

Έτσι,

$$d_{hyd} = 8a \Rightarrow d_{hyd} = 8 \times 0.005 = 0.04m$$

Επομένως, ο αριθμός Reynolds για τα κρύα και τα θερμά ρεύματα μπορεί να βρεθεί από την εξίσωση:

$$Re_c = \frac{u_c d_{hyd,c}}{\bar{v}_c} = \frac{0.0206 \times 0.04}{5.67 \times 10^{-7}} = 1453$$

$$Re_h = \frac{u_h d_{hyd,h}}{\bar{v}_h} = \frac{0.0207 \times 0.04}{4.51 \times 10^{-7}} = 1837$$

Η εικόνα 36, αντιπροσωπεύει τις εξισώσεις για τον αριθμό Nusselt και τον συντελεστή τριβής για πλάκες με γωνία $\beta = 60^\circ$, για περιοχές αριθμών Reynolds.

Chevron plates with $\beta = 60^\circ$

$$f = \begin{cases} 1.2575 + 188.75/Re & 90 < Re < 400 \\ 6.7Re^{-0.209} & 400 < Re < 16,000 \end{cases}$$

$$Nu = \begin{cases} 1.89Re^{0.46}Pr^{1/2} & 20 < Re < 150 \\ 0.57Re^{0.7}Pr^{1/2} & 150 < Re < 600 \\ 1.12Re^{0.6}Pr^{1/2} & 600 < Re < 16,000 \end{cases}$$

Εικόνα 34: Εξισώσεις Nusselt και συντελεστής τριβής για γωνία κλίσης 60°

Σύμφωνα με την εικόνα 36, η εξίσωση για τον αριθμό Nusselt που ικανοποιεί τους αριθμούς Reynolds που βρέθηκαν παραπάνω για τις πλάκες σφυρί με γωνία $\beta = 60^\circ$:

$$Nu = 1.12Re^{0.6}Pr^{\frac{1}{2}}$$

Επομένως, οι αριθμοί Nusselt των ψυχρών και θερμών ρευμάτων υπολογίστηκαν ως εξής:

$$Nu_c = 1.12Re_c^{0.6}Pr_c^{\frac{1}{2}} = 1.12 \times 1453^{0.6} \times 3.647^{\frac{1}{2}} = 168.86$$

$$Nu_h = 1.12Re_h^{0.6}Pr_h^{\frac{1}{2}} = 1.12 \times 1837^{0.6} \times 2.812^{\frac{1}{2}} = 170.68$$

Σημειώστε ότι τα Re και Pr υπολογίζονται με βάση τις μέσες τιμές κάθε πλευράς. Τέλος, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας των ψυχρών και θερμών ρευμάτων ρευστών μπορούν να βρεθούν στη συνέχεια:

$$Nu = \frac{hd_{hyd}}{k} \Rightarrow h = \frac{Nuk}{d_{hyd}}$$

Έτσι,

$$h_c = \frac{Nu_c \times \bar{k}_c}{D} = \frac{168.86 \times 0.645}{0.04} = 2723 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_h = \frac{Nu_h \times \bar{k}_h}{D} = \frac{170.68 \times 0.660}{0.04} = 2816 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Επιπλέον, σύμφωνα με την εικόνα 37, η αντίσταση ρύπανσης επί των επιφανειών των πλακών βρέθηκε να είναι 0.000009 στο ψυχρό υγρό στην πλευρά, το οποίο υποτίθεται ότι είναι απεσταγμένο νερό. Από την άλλη πλευρά, η αντίσταση ρύπανσης στο ρεύμα θερμού - υγρού επιλέχθηκε να είναι 0.000052. Η επιλογή έγινε για το χειρότερο σενάριο ενός ρευστού επεξεργασίας ως υγρού λειτουργίας, καθώς υπάρχει ο κίνδυνος μόλυνσης από ακατέργαστα έλαια.

Αν και το συμπύκνωμα δεν είναι πάντοτε μολυσμένο, η αντοχή ρύπανσης συνήθως επιλέγεται για να είναι υψηλότερη από την απαιτούμενη για λόγους ασφαλείας. Αυτό σημαίνει ότι η περιοχή του εναλλάκτη θερμότητας πλάκας θα είναι μεγαλύτερη από ό, τι είναι η απαραίτητη, με αποτέλεσμα υψηλότερο κόστος, ωστόσο η ασφάλεια έρχεται πάντα πρώτη σε μια βιομηχανική μονάδα.

Fluid	Fouling resistance (m ² K/W)
Water	
Demineralized or distilled	0.000009
Towns (soft)	0.000017
Towns (hard) heating	0.000043
Cooling tower (treated)	0.000034
Sea (coastal) or estuary	0.000043
Sea (ocean)	0.000026
River, canal, borehole, etc.	0.000043
Engine jacket	0.000052
Oils, lubricating	0.000017–0.000043
Oils, vegetable	0.000017–0.000052
Solvents, organic	0.000009–0.000026
Steam	0.000009
Process fluids, general	0.000009–0.000052

Πίνακας 15: Τιμές αντιστάσεων ρύπανσης διαφόρων υγρών.

Τέλος, ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μπορεί να ληφθεί από την εξίσωση:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2816} + \frac{1}{2723} + \frac{0.0005}{13.4} + 0.000052 + 0.000009 \Rightarrow U = 1210 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Στη συνέχεια, μπορεί να υπολογιστεί η περιοχή του εναλλάκτη θερμότητας και η περιοχή κάθε πλάκας:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

Έτσι,

$$A = \frac{NTUC_{min}}{U} = \frac{5 \times \left(4.19 \times 10^3 \times \frac{7342.5}{3600}\right)}{1210} = 35.07 \text{ m}^2$$

Στη συνέχεια, χρησιμοποιώντας την εξίσωση που ακολουθεί, λαμβάνεται η περιοχή κάθε πλάκας:

$$A_{plate} = \frac{A}{N}$$

Έτσι,

$$A_{plate} = \frac{35.07}{20} = 1.76 \text{ m}^2$$

Απώλεια πίεσης

Για τον υπολογισμό της απώλειας πίεσης στον εναλλάκτη θερμότητας, εκτός από τα δεδομένα των ιδιοτήτων ρευστού που έχουν παρουσιαστεί νωρίτερα, πρέπει να λάβουμε υπόψη το ισοδύναμο μήκος του εναλλάκτη θερμότητας που είναι πολλαπλασιασμός του πραγματικού μήκους (1,76m) και ενός παράγοντα μήκους, ο οποίος λαμβάνει υπόψη την επίδραση της τριβής που οφείλεται σε άλλους παράγοντες όπως οι συστολές και θεωρείται ότι ανέρχεται σε 1,2 για κανονικές σωληνώσεις. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα ένα ισοδύναμο μήκος $L_{eq1} = 2.11\text{m}$.

Το σκεύασμα που χρησιμοποιείται για τον παράγοντα τριβής σύμφωνα με τον υπολογιζόμενο αριθμό Reynolds $L_{eq1}=2.11\text{m}$.

Το σκεύασμα που χρησιμοποιείται για τον συντελεστή τριβής σύμφωνα με τον υπολογιζόμενο αριθμό Reynolds (Re_{c}) είναι:

$$f = 6.7Re^{-0.209}$$

Έτσι,

$$f_c = 6.7Re_{cold}^{-0.209} = 1.46$$

Έτσι, η απώλεια πίεσης στο ψυχρό ρεύμα στον εναλλάκτη θερμότητας πλάκας μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$\Delta P_c = f \frac{L_{eq1} \bar{\rho} u^2}{d_{hyd} 2}$$

Έτσι,

$$\Delta P_c = 0.29 \text{ bar}$$

Οι ίδιοι υπολογισμοί διεξάγονται για το θερμό ρεύμα του εναλλάκτη θερμότητας για να επιτευχθεί η απώλεια πίεσης στην καυτή πλευρά:

$$\Delta P_h = 0.27 \text{ bar}$$

3.3.5 Σχεδιασμός διαδικασίας

Σε αυτή την ενότητα υπολογίστηκαν παράμετροι που αποτελούνται από τον εναλλάκτη θερμότητας πλάκας ανάκτησης και τις συνδέσεις στο λέβητα.

Υλικό σωληνώσεων

Για το υλικό σωληνώσεων επιλέχθηκε ανοξείδωτος χάλυβας τύπου 304, καθώς χρησιμοποιείται ευρέως σε βιομηχανικούς σωλήνες για γενικές εφαρμογές ανθεκτικών στη διάβρωση. Επιπλέον, ο τύπος 304 είναι ιδανικός για υγρά υψηλής θερμοκρασίας, τα οποία πληρούν τις απαιτήσεις στην κατάσταση υγρού του τροφοδοτικού νερού με θερμοκρασία 80,6°C. Τέλος, αυτός ο τύπος κράματος είναι ένας από τους φθηνότερους σωλήνες από ανοξείδωτο χάλυβα που είναι διαθέσιμοι για βιομηχανική χρήση.

Απώλεια πίεσης σωληνώσεων

Αρχικά, πρέπει να βρεθεί η διάμετρος του σωλήνα. Το μέγεθος των σωλήνων σε μια ατμοπαραγωγή είναι πολύ σημαντικό για την αποτελεσματική λειτουργία και τη βέλτιστη επένδυση σε κεφαλαιουχικό κόστος. Οι υπερμεγέθεις σωληνώσεις θα μπορούσαν να οδηγήσουν σε υψηλότερο κόστος για τους σωλήνες, τις βαλβίδες κλπ. Από την άλλη πλευρά, οι σωληνωτές σωληνώσεις θα μπορούσαν να οδηγήσουν σε αναποτελεσματικότητα του συστήματος και σε προβλήματα διάβρωσης λόγω μεγαλύτερης ταχύτητας υγρών.

Σύμφωνα με την παραπομπή το εύρος της μέγιστης ταχύτητας στο νερό τροφοδοσίας του λέβητα αναρρόφησης είναι 0,5-1 m / s. Για τον λόγο αυτό, επιλέχθηκε μια διάμετρος 2½ (di = 0,06m), με αποτέλεσμα την ταχύτητα τροφοδοσίας νερού:

$$u_{pipe} = \frac{\dot{m}}{\pi \frac{d_i^2}{4} \rho_{@80.6^\circ\text{C}}}$$

$$u_{pipe} = \frac{2.039}{\pi \times \frac{0.06^2}{4} \times 971.8} = 0.74 \frac{m}{s}$$

Ο ακόλουθος πίνακας παρουσιάζει τις παραμέτρους που λήφθηκαν υπόψη για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στο εσωτερικό του σωλήνα. Για το ισοδύναμο μήκος του σωλήνα θεωρήθηκε συντελεστής μήκους 1,2 που περιλαμβάνει εξαρτήματα, όπως είναι οι βαλβίδες:

Παράμετροι	Μονάδες	Τιμή	Πηγή
d_i	m	0.06	Υπολογισμένα
ε	mm	0.03	[48]
L_{pipe} (Απόσταση από το PHE στο boiler)	m	100	-
L_f	-	1.2	Υποθετικά
L_{eq2}	m	120	Υπολογισμένα
$\rho_{@80.6^\circ C}$	Kg/m ³	971.8	Παρεμβολή από τον πίνακα
$\mu_{@80.6^\circ C}$	Pa.s	0.00036	Παρεμβολή από τον πίνακα

Πίνακας 16: Παράμετροι για απώλεια πίεσης σωληνώσεων

Σύμφωνα με τον πίνακα 13 μπορεί να υπολογιστεί ο αριθμός των κινήσεων μέσα στον σωλήνα:

$$Re_{pipe} = \frac{\rho_{@80.6^\circ C} u_{pipe} L}{\mu_{@80.6^\circ C}} = \frac{971.8 \times 0.74 \times 0.06}{0.00036} = 119855$$

Επομένως, η παρακάτω εξίσωση μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να παρατηρήσει τον συντελεστή τριβής μέσα στον σωλήνα:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7065} - \frac{5.0452}{Re_{pipe}} \log_{10} \left(\frac{\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{1.1098}}{2.8257} + \frac{5.8506}{Re^{0.8981}} \right) \right)$$

Έτσι,

$$f_{pipe} = 0.0167$$

Τέλος, η πτώση πίεσης στο σωλήνα υπολογίστηκε από την εξίσωση:

$$\Delta p_{pipe} = f_{pipe} \frac{L}{D} \rho \frac{u_{pipe}^2}{2}$$

$$\Delta p_{pipe} = 0.0167 \times \frac{120}{0.06} \times 971.8 \times \frac{0.74^2}{2} = 8,887 Pa = 0.09 bar$$

Απώλεια θερμότητας σωληνώσεων

Υλικό μόνωσης

Το μονωτικό υλικό επιλέχθηκε με βάση τη θερμοκρασία του υγρού και τον συντελεστή μόνωσης του υλικού. Σύμφωνα με μελέτες, επιλέγεται αφρός πολυουρεθάνης για τη μόνωση των σωληνώσεων. Ο αφρός πολυουρεθάνης έχει πολύ καλές θερμικές ιδιότητες, οι οποίες ικανοποιούν τις ανάγκες του παρόντος σχεδίου. Επίσης, όσον αφορά το κόστος, είναι οικονομικά κατάλληλο.

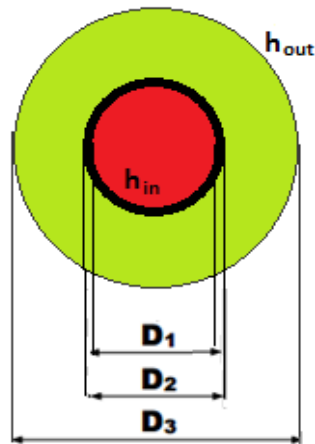
Υπολογισμός της απώλειας θερμότητας

Ο ακόλουθος πίνακας παρουσιάζει τις παραμέτρους που χρησιμοποιήθηκαν για να επιτευχθεί η πτώση της θερμοκρασίας στο εσωτερικό του σωλήνα που ανακτά το θερμαινόμενο νερό στο λέβητα.

Παράμετροι	Μονάδες	Τιμή	Πηγή
$Pr_{@80.6^{\circ}C}$	-	2.28	Παρεμβολή από πίνακα
$k_{@80.6^{\circ}C}$	W/m°C	0.66	Παρεμβολή από πίνακα
$c_{p@80.6^{\circ}C}$	kJ/kg°C	972	Παρεμβολή από πίνακα
$K_{pipe\ material}$	W/m°C	13.4	[50]
$K_{insulation}$	W/m°C	0.0324	[50]
$t_{insulation}$	m	0.0254	Θεωρητικά
Re_{pipe}	-	119,855	Υπολογισμένα
f_{pipe}	-	0.0167	Υπολογισμένα
D_1	m	0.06	Υπολογισμένα
D_2	m	0.073	ASME/ANSI B36.10/19
D_3	m	0.1238	Υπολογισμένα
$T_{ambient}$	°C	14	[51]

Πίνακας 17: Παράμετροι για τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας

Οι διάμετροι D1, D2 και D3 παρουσιάζονται στο ακόλουθο σχήμα, στο οποίο το πράσινο χρώμα αντιπροσωπεύει το υλικό μόνωσης, το κόκκινο χρώμα αντιπροσωπεύει το υγρό μέσα στο σωλήνα και το μαύρο χρώμα τον σωλήνα.



Εικόνα 35: Σκίτσο της διατομής του σωλήνα σύνδεσης με μόνωση.

Η εξίσωση του αριθμού Nusselt στον σωλήνα για έναν αριθμό Reynolds στην περιοχή $2300 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ βρέθηκε να είναι:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f_{pipe}}{8}\right) (Re_{pipe} - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f_{pipe}}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

Έτσι, σύμφωνα με τους προηγούμενους υπολογισμούς για τον συντελεστή τριβής και τον αριθμό Reynolds στον σωλήνα, υπολογίζεται ο αριθμός Nusselt στον σωλήνα:

$$Nu_D = 2609$$

Ως εκ τούτου, παρατηρήθηκε ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στον σωλήνα:

$$h_{in} = \frac{Nu_D \times k_{@80.6^\circ\text{C}}}{D_1} = 28582 \frac{W}{m^2^\circ\text{C}}$$

Για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμικής μεταφοράς για τον εξωτερικό σωλήνα (h_{out}), χρησιμοποιήθηκε ο τύπος για πλήρως ανεπτυγμένη εξωτερική ροή ρευστού πάνω από έναν κυλινδρικό σωλήνα στην τυρβώδη κατάσταση εξαναγκασμένης μεταφοράς με αέρα ως υγρό:

$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

Αντικαθιστώντας τις ιδιότητες του αέρα κατά τη χειμερινή θερμοκρασία σχεδιασμού (14 °C), ο συντελεστής θερμικής μεταφοράς υπολογίζεται ως:

$$h_{out} = 52.8 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Στη συνέχεια, ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογιστεί:

$$U = \frac{1}{\frac{D_3}{D_1 \cdot h_{in}} + \frac{D_3 \cdot \ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2 \cdot K_{PIPE}} + \frac{D_3 \cdot \ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}{2 \cdot K_{INSULATION}} + \frac{1}{h_{out}}}$$

Έτσι,

$$U = 1.096 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Επιπλέον, η εξωτερική επιφάνεια του μονωμένου σωλήνα:

$$A = \pi D_3 L_{eq2}$$

$$A = 46.8 m^2$$

Ακολούθως, η απώλεια θερμότητας στον σωλήνα βρέθηκε να είναι:

$$Q_{loss,pipe} = AU(T_{water} - T_{ambient})$$

$$Q_{loss,pipe} = 3406.7 W$$

Τέλος, παρατηρήθηκε η απώλεια θερμοκρασίας στον σωλήνα:

$$\Delta T_{drop} = \frac{Q_{loss,pipe}}{\dot{m}c_{p@80.6^\circ C}}$$

$$\Delta T_{drop} = \frac{3406.7}{\frac{7342.5}{3600} \times 4.2 \times 1000} = 0.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Η μικρή πτώση θερμοκρασίας που παρατηρήθηκε από τον υπολογισμό οφείλεται στο υλικό και το πάχος της μόνωσης. Η ελάχιστη απώλεια θερμοκρασίας στον σωλήνα είναι πολύ σημαντική, καθώς όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία του νερού που θα ανακτηθεί στο δοχείο συμπύκνωσης, το κόστος θα είναι η μετατροπή του νερού σε ατμό για παραγωγή. Ο Πίνακας 15 που ακολουθεί, εμφανίζει τις υπολογισμένες τιμές για τη θερμοκρασία του νερού.

Θερμοκρασία	Τιμή
$T_{c,o}$	80.6 °C
T_{vessel}	80.2 °C

Πίνακας 18: Έξοδος θερμοκρασίας νερού από το ΡΗΕ και είσοδος στο δοχείο.

Αν και η πτώση της θερμοκρασίας του νερού από την έξοδο ΡΗΕ στην είσοδο του δοχείου θα μπορούσε να μειωθεί ακόμα περισσότερο αυξάνοντας το πάχος της μόνωσης, για να επιτευχθεί μικρότερη πτώση της θερμοκρασίας από 0,4 °C, το πάχος του μονωτικού υλικού θα πρέπει να αυξηθεί σημαντικά για να εξαιρεθούν μικρές απώλειες, πράγμα που σημαίνει ότι δεν θα είναι οικονομικά συμφέρουσα.

Σχέδιο πίεσης

Στην περίπτωση του ζεστού νερού, υπάρχει μια σχετικά υψηλή ευελιξία, επειδή το συμπυκνωμένο νερό υπό πίεση είναι διαθέσιμο από τον τελικό εξοπλισμό χρήσης. Η πίεση εξόδου στην θερμή πλευρά θεωρείται ελαφρώς υψηλότερη από την ατμόσφαιρα για να επιτρέψει την εύκολη αποστράγγιση. Συνεπώς, μετά τον υπολογισμό της απώλειας πίεσης στον εναλλάκτη θερμότητας πλάκας, η πίεση εισόδου στην θερμή πλευρά υπολογίζεται ως η άθροιση της απώλειας εξόδου και πίεσης που επιβάλλεται από τον εναλλάκτη θερμότητας.

Για την ψυχρή πλευρά, η πίεση εισόδου πρέπει να είναι ικανή να ξεπεράσει την πτώση της πίεσης μέσα στον εναλλάκτη θερμότητας και η γραμμή σωλήνωσης να δώσει ατμοσφαιρική πίεση στο δοχείο συμπύκνωσης (1 bar). Στο ακόλουθο πίνακα 16 εμφανίζονται οι υπολογισμένες τιμές για την πίεση εισόδου και εξόδου:

Πίεση	Τιμή
$P_{c,i}$	136.1 kPa
$P_{c,o}$	109 kPa

$P_{h,i}$	135.6 kPa
$P_{h,o}$	110 kPa
P_{vessel}	100 kPa

Πίνακας 19: Πιέσεις σε κάθε σημείο του σχεδιασμένου συστήματος.

3.4 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΟΥ ΔΙΚΤΥΟΥ ΤΟΥ ΕΡΓΟΣΤΑΣΙΟΥ

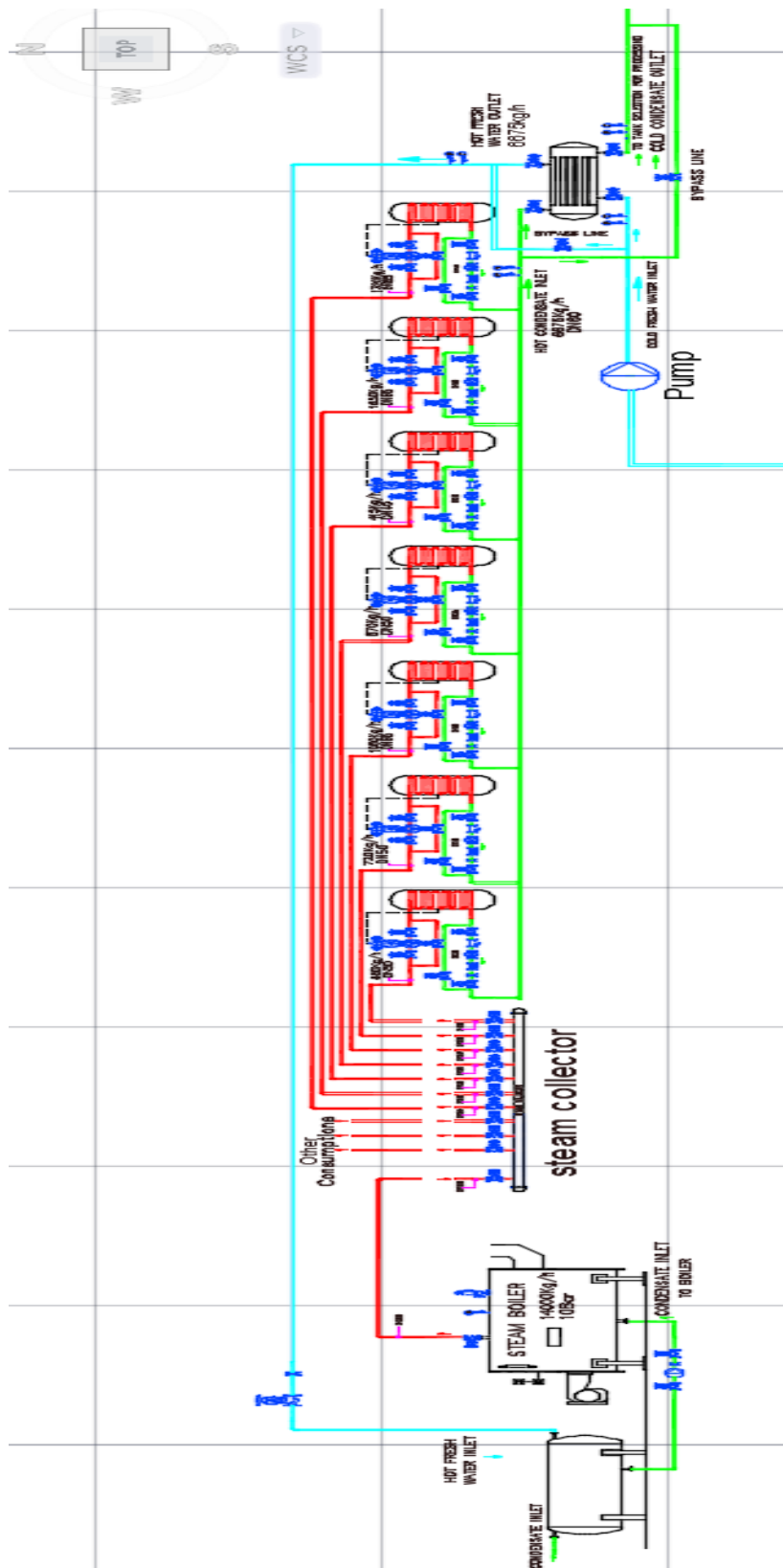
Διάταξη συστήματος και ρύθμιση

Ο εναλλάκτης θερμότητας - πλάκας που σχεδιάστηκε παραπάνω, θα χρησιμοποιηθεί μεταξύ θερμού συμπυκνώματος και ψυχρού γλυκού νερού. Ο εναλλάκτης θερμότητας σχεδιάστηκε για να αυξήσει τη θερμοκρασία του κρύου από 15 °C σε 80,6 °C. Το κρύο νερό θα προστεθεί στο λέβητα για να αντικαταστήσει το συμπύκνωμα που χάνεται από τις διαδικασίες που έχουν υψηλό κίνδυνο μόλυνσης.

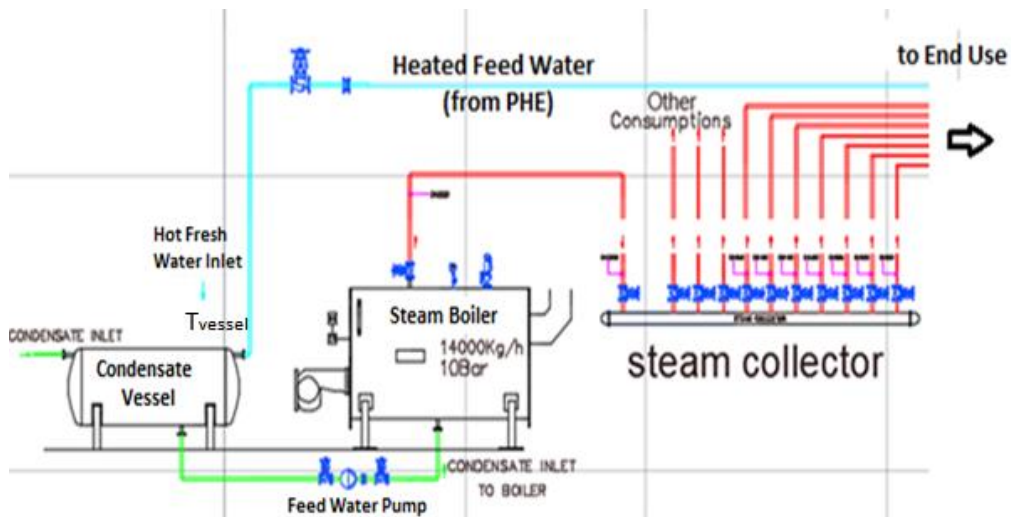
Σύμφωνα με το «Sydney Reiter», ένας εναλλάκτης θερμότητας πλάκας θα πρέπει να είναι εξοπλισμένος με βαλβίδες και παρακαμπτήριες γραμμές ώστε να μπορεί να κλείνει χωρίς να ενοχλείται ολόκληρο το σύστημα, έτσι ώστε να επιτρέπεται η συντήρηση και ο καθαρισμός. Επιπρόσθετα, σε κάθε ρεύμα είναι απαραίτητα συστήματα παρακολούθησης για πίεση και θερμοκρασία, παρέχοντας μας σημαντικές πληροφορίες σχετικά με την κατάσταση των υγρών.

Επιπλέον, σύμφωνα με το «Mojtaba Sabet», μια βαλβίδα ελέγχου και μία βαλβίδα διακοπής θα πρέπει να αποτελούν μέρος του εξοπλισμού στους σωλήνες τροφοδοσίας. Πιο συγκεκριμένα, η βαλβίδα διακοπής πρέπει να τοποθετηθεί μεταξύ του λέβητα και της βαλβίδας αντεπίστροφης. Τελευταίο αλλά όχι λιγότερο σημαντικό, πρέπει να τοποθετηθεί μια αντλία στο ρεύμα του νερού επεξεργασίας για να εκτραπούν οι σταγόνες πίεσης από το PHE και τον σωλήνα που έχουν υπολογιστεί.

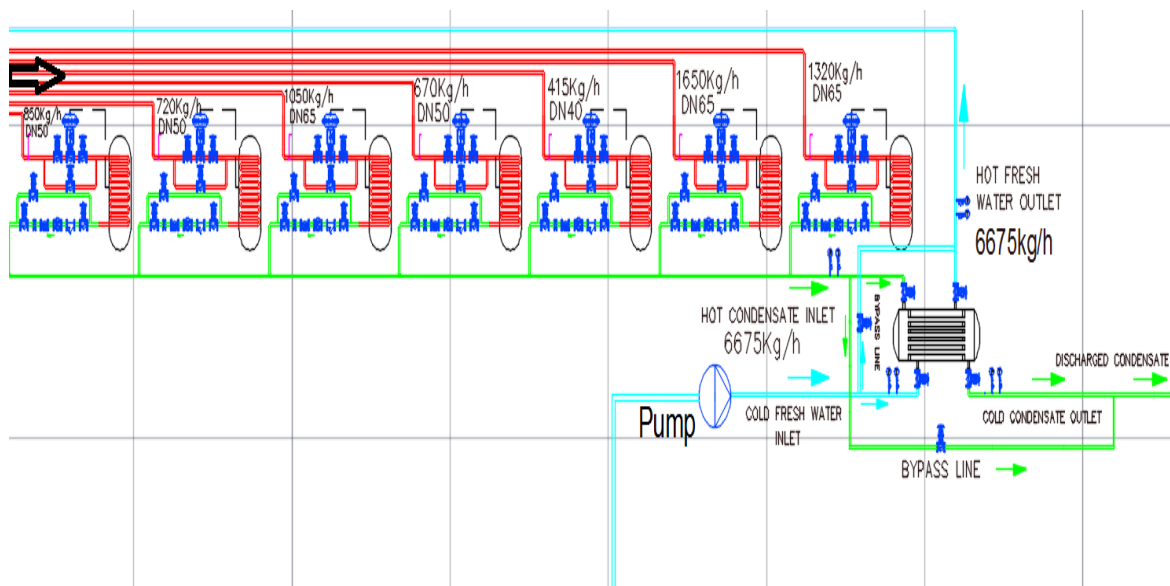
Οι παρακάτω εικόνες, 39, 40, 41 και 42 αντιπροσωπεύουν το σχήμα του αναβαθμισμένου δικτύου ατμού της μονάδας:



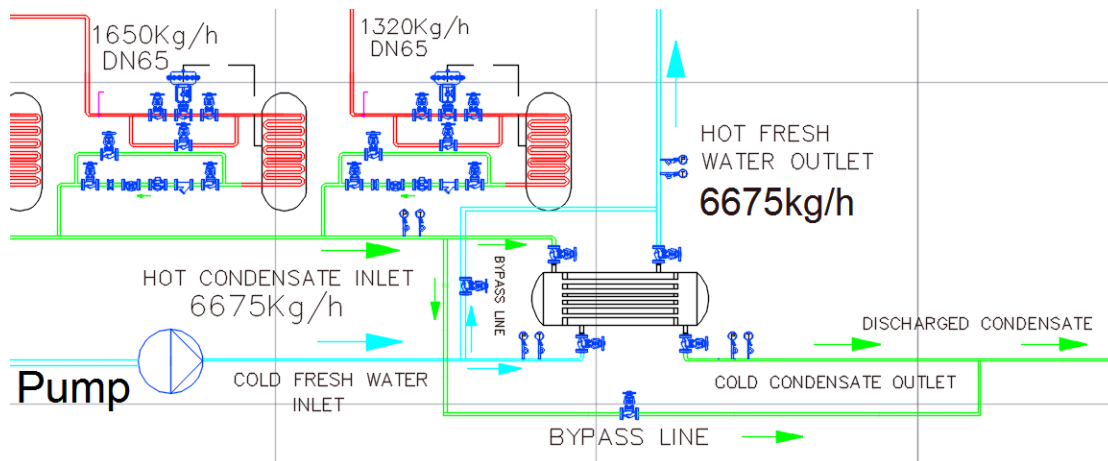
Εικόνα 36: Αναβαθμισμένο δίκτυο συμπυκνωμάτων ατμού.



Εικόνα 37: Αναπαράσταση του λέβητα.



Εικόνα 38: Αναπαράσταση διαδικασιών "End use" και PHE για ανάκτηση θερμότητας



Εικόνα 39: Γραμμές ρεύματος εναλλάκτη θερμότητας και όργανα.

Υπολογισμοί για την Ανακτημένη Ενέργεια

Αν και το συμπύκνωμα θα χαθεί, ο εναλλάκτης θερμότητας που σχεδιάστηκε θα αυξήσει τη θερμοκρασία του νερού που θα πρέπει να προστεθεί στο λέβητα με $\Delta T = 65,2 \text{ }^\circ\text{C}$. Με την αύξηση της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού νερού, θα χρειαστεί λιγότερο καύσιμα για να μετατραπεί το νερό σε ατμό.

Αρχικά, υπολογίστηκε η ενέργεια που απαιτείται για την αύξηση της θερμοκρασίας των 6675 kg / ώρα νερού σε ένα έτος:

$$Q = \dot{m}tC_p\Delta T$$

$$Q = 6675 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 2100 \frac{\text{hr}}{\text{έτος}} \times 4.19 \frac{\text{KJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \times 65.2^\circ\text{C} \Rightarrow Q = 3,829 \frac{\text{GJ}}{\text{έτος}}$$

Ωστόσο, η παρεχόμενη ενέργεια για τη θέρμανση του νερού με απόδοση του λέβητα στο 85%, είναι:

$$Q = \frac{3,829 \frac{\text{GJ}}{\text{έτος}}}{0.85} = 4,505 \frac{\text{GJ}}{\text{έτος}}$$

Τέλος, το ετήσιο κόστος που θα μπορούσε να εξοικονομηθεί με την προτεινόμενη ανάκτηση, με το κόστος του καυσίμου στις $\text{£ } 7,06 / \text{GJ}$ είναι:

Ετήσια αποταμίευση = $\text{£}31,805$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ

4.1 ΟΙΚΟΝΟΜΟΤΕΧΝΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ

Για τον υπολογισμό του συνολικού κόστους της επένδυσης του έργου, επικοινωνήσαν μερικές εταιρείες για να λάβουν τις απαιτούμενες πληροφορίες σχετικά με τις τιμές κάθε μέρους του έργου. Ο παρακάτω πίνακας συνοψίζει όλες τις πληροφορίες σχετικά με τις τιμές καθώς και την πηγή από όπου εντοπίστηκαν.

Εξοπλισμός	Ποσότητα	Κόστος ανά μονάδα	Συνολικό κόστος	Πηγή
Επιφάνεια εναλλάκτη θερμότητας	1	£9730	£9,730.00	Personal communication with Mr Andrew Salmon, Sales Engineer at UK EXCHANGERS LTD, 30/05/2018
Βαλβίδα Stop(DN 65)	7	£498.2	£3,488.00	“Blupax” online price list at www.blupax.com
Μετρητής θερμοκρασίας (Εύρος: 0-160°C)	4	£45	£180	OEM Automatic Ltd
Μετρητής πίεσης (Εύρος: 0-6 bar)	4	£37	£148	OEM Automatic Ltd
Ανεπίστροφη βαλβίδα (DN 65, Stainless steel)	1	£649.77	£649.77	“Solenoid Valves” online price at www.solenoid-valves.com
Αντλία (7.5 m ³ /hr, WT: 15°C, WP: 1.5 bar)	1	£1,061.00	£1,061.00	Personal communication with Mr Andrew Salmon, Sales Engineer at UK

				EXCHANGERS LTD, 30/05/2018
Ανοξείδωτο ασάλι 304 pipe	120 μήνες	£28 ανά μέτρο	£3,360.00	Online pricing at Steeltubedirect.co.uk
Μονωτικό υλικό (Αφρός πολουρεθάνης)	120 μήνες	£6 ανά μέτρο	£720.00	"Insulation and lagging" company
Συντήρηση	1 έτος	Ανά έτος	£3,462.00	Personal communication with Mr David, Sales man at Pumping Solutions (UK) Ltd, 30/05/2018

Πίνακας 20: Πηγή και κόστος εξοπλισμού

Εκτός από τον παραπάνω πίνακα, το κόστος εγκατάστασης του εναλλάκτη θερμότητας, της αντλίας, των βαλβίδων και των σωλήνων υπολογίστηκε με βάση εμπειρικά ποσοστά σύμφωνα με το αγορασμένο κόστος κάθε εξοπλισμού, το οποίο βρίσκεται στο βιβλίο "Plant Design and Economics for Chemical Engineers". Ως εκ τούτου, το κόστος εγκατάστασης για το σύνολο του συστήματος ανάκτησης εκτιμήθηκε ότι ήταν £ 9.680, με αποτέλεσμα το ποσό των £ 32.680 του συνολικού κόστους της επένδυσης.

Ανάλυση περιόδου αποπληρωμής

Η περίοδο αποπληρωμής είναι ο χρόνος που απαιτείται για την πλήρη ανάκτηση της αρχικής επένδυσης του έργου. Σύμφωνα με τις ευρωπαϊκές στατιστικές, η τιμή του φυσικού αερίου στην Ελλάδα το έτος 2016 εκτιμάται ότι είναι 0,03 € / kWh (8,3 € / GJ) που είναι ίση με 0,0255 £ / kWh (7,06 £ / GJ). Στη συνέχεια, το κόστος των καυσίμων που θα μπορούσαν να εξοικονομηθούν λόγω του προτεινόμενου συστήματος ανάκτησης υπολογίστηκε σε £ 31,805 ετησίως, με αποτέλεσμα την περίοδο αποπληρωμής 12,3 μηνών.

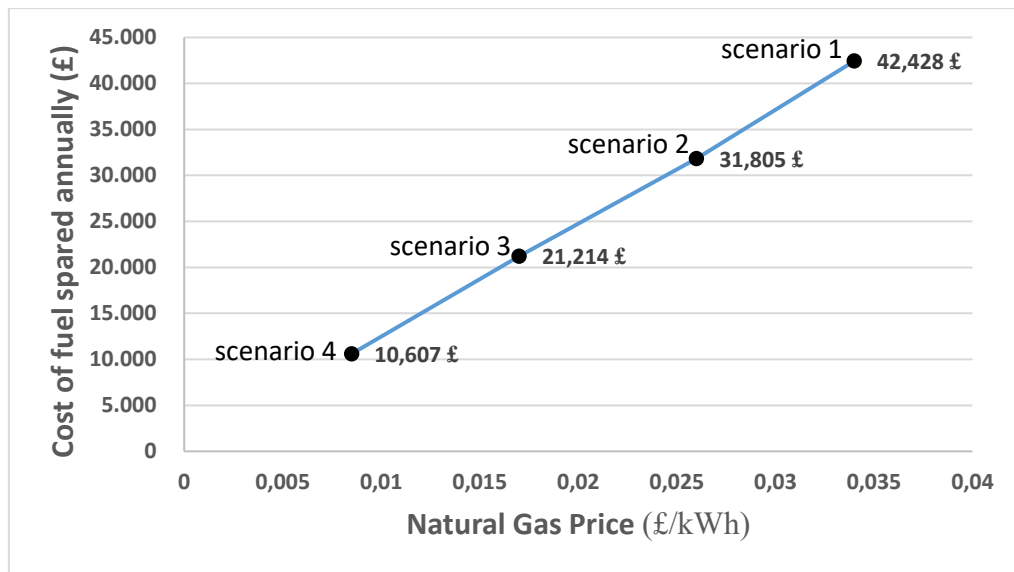
Ωστόσο, διάφοροι παράγοντες επηρεάζουν την τιμή του φυσικού αερίου. συμπεριλαμβανομένου του συμβολαίου, του έτους αγοράς και της χώρας στην οποία αγοράστηκε. Οι βιομηχανικοί κλάδοι που επιθυμούν να μειώσουν την αγοραζόμενη τιμή φυσικού αερίου συμφωνούν για συμβάσεις μεγαλύτερης διάρκειας, οι οποίες μπορούν να μειώσουν σημαντικά την τιμή. Ο παρακάτω πίνακας παρουσιάζει τέσσερα διαφορετικά σενάρια διαφορετικών τιμών αερίου:

Σενάριο	Τιμή φυσικού αερίου (€/kWh)	Τιμή φυσικού αερίου (£/kWh)
1	0.04	0.034
2	0.03	0.026

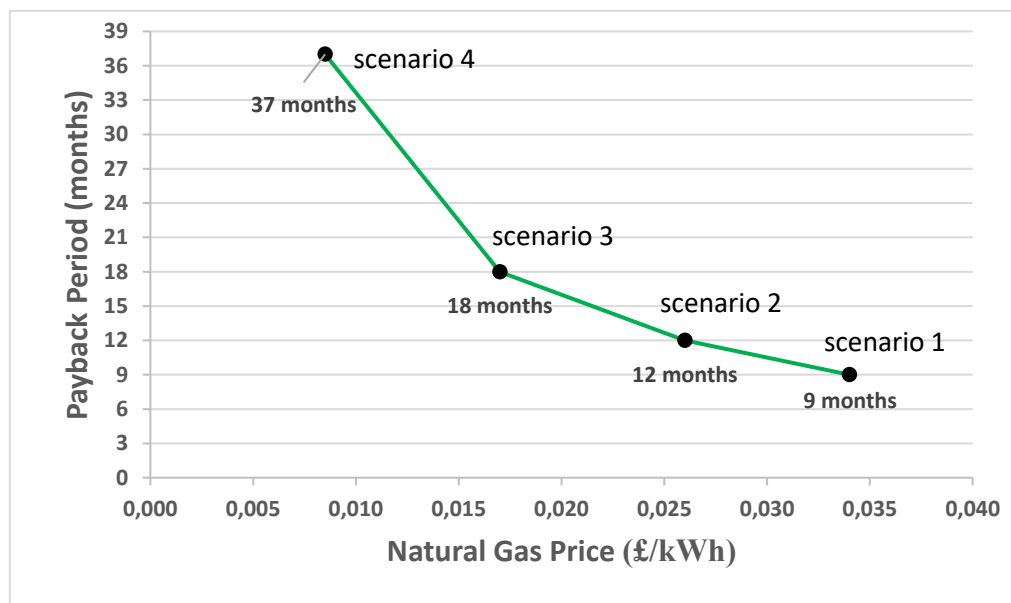
3	0.02	0.017
4	0.01	0.0085

Πίνακας 21: Τέσσερα διαφορετικά σενάρια τιμών φυσικού αερίου

Στη συνέχεια, το κόστος των καυσίμων που εξοικονομούνται ετησίως και η περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης:



Εικόνα 40: Κόστος της τιμής καυσίμου σε σχέση με το φυσικό αέριο.



Εικόνα 41: Περίοδος απόσβεσης έναντι τιμής φυσικού αερίου.

Όπως φαίνεται από τις εικόνες 43 και 44, η επένδυση είναι πιο ελκυστική όταν η τιμή του φυσικού αερίου που αγοράζεται από τη βιομηχανία είναι σχετικά υψηλή. Για παράδειγμα, το σενάριο 4 με τιμή φυσικού αερίου στα 0,01 € / kWh ή 0,085 £ / kWh, έχει ως αποτέλεσμα το κόστος καυσίμων να εξοικονομείται ετησίως £ 10,607 με περίοδο αποπληρωμής της επένδυσης να είναι 37 μήνες. Από την άλλη, το σενάριο 1 έχει πολύ μικρότερη περίοδο αποπληρωμής, 9 μηνών, καθώς η τιμή του φυσικού αερίου που αγοράστηκε από τη βιομηχανία βρίσκεται σε πολύ υψηλότερη τιμή από 0,04 € / kWh ή 0,034 £ / kWh. Αυτό παρέχει τα απαραίτητα στοιχεία για να υποστηριχθεί το συμπέρασμα ότι ο καλύτερος χρόνος για την επένδυση του συστήματος ανάκτησης θερμότητας που εγκαθίσταται στο εργοστάσιο είναι όταν η τιμή του φυσικού αερίου είναι υψηλότερη, καθώς η περίοδος αποπληρωμής θα καταστεί αναλογικά μικρότερη.

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η μελέτη περίπτωσης που παρουσιάστηκε έχει ολοκληρωθεί, παρουσιάζοντας ένα σύστημα ανάκτησης που προστίθεται στη γραμμή αποβλήτων μιας μονάδας διύλισης, η οποία ανακτά τη θερμότητα από το θερμό συμπύκνωμα που μπορεί να μολυνθεί από ακατέργαστα έλαια. Ο πυρήνας της λύσης βασίζεται σε ένα PHE το οποίο κερδίζει την προσοχή στον κλάδο λόγω των πλεονεκτημάτων του. Η γεωμετρία του εναλλάκτη θερμότητας σχεδιάστηκε και υπολογίστηκαν οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις, ακολουθούμενες από οικονομική ανάλυση. Όσον αφορά τις θερμικές επιδόσεις, η σχεδιασμένη ανάκτηση είναι ικανή να ανακτήσει το 82% της διαθέσιμης θερμότητας στο συμπύκνωμα αποβλήτων. Η πτώση πίεσης που επιβάλλεται στο υπάρχον σύστημα μπορεί να αντισταθμιστεί από μια αντλία, έτσι ώστε το πρόσθετο σύστημα ανάκτησης να μην αλλάξει τις συνθήκες σχεδιασμού του υπάρχοντος συστήματος. Από οικονομική άποψη, υπολογίστηκε περίοδος αποπληρωμής 12 μηνών για την επένδυση χρησιμοποιώντας τις τιμές 2016 του βιομηχανικού αερίου στην Ελλάδα. Καταγράφηκαν άλλες τρεις περιπτώσεις χρησιμοποιώντας διαφορετικά δεδομένα, με βάση τις ενδεχόμενες διακυμάνσεις της τιμής του φυσικού αερίου. Διαπιστώθηκε ότι η τιμή του φυσικού αερίου που αγοράστηκε από τη βιομηχανία είναι αντιστρόφως ανάλογη με την περίοδο αποπληρωμής της επένδυσης, δείχνοντας χαμηλότερες τιμές αερίου με αποτέλεσμα μεγαλύτερες περιόδους απόσβεσης.

Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Αυτή η έρευνα ανάκτησης θερμότητας θα μπορούσε επίσης να εφαρμοστεί ως περαιτέρω έρευνα, στο εσωτερικό της βιομηχανικής μονάδας, σε όλα τα δίκτυα ατμού που αντιμετωπίζουν τον ίδιο κίνδυνο μόλυνσης από συμπύκνωση. Θα ήταν ενδιαφέρον να στοχεύσουμε ποια από τα άλλα συστήματα ατμού στο εργοστάσιο θα επωφεληθούν επίσης από αυτό, καθώς οι προδιαγραφές κάθε συστήματος ατμού, όπως π.χ. η θερμοκρασία του εκφορτισμένου συμπυκνώματος, η παροχή μάζας του συστήματος συμπυκνωμάτων ατμού και η απόσταση μεταξύ του σημείου εκκένωσης του συμπυκνώματος και του λέβητα είναι όλοι οι παράγοντες που θα επηρεάσουν το αποτέλεσμα και θα καθορίσουν εάν η επένδυση είναι κερδοφόρα τόσο όσον αφορά την ενέργεια όσο και τη χρηματοδότηση. Παράγοντες που θα μπορούσαν να καταστήσουν μια τέτοια επένδυση αντιπαραγωγική περιλαμβάνουν περιπτώσεις όπου η θερμοκρασία του συμπυκνώματος που απορρίπτεται δεν είναι αρκετά υψηλή για να κάνει την ανάκτηση ενέργειας ωφέλιμη ή περιπτώσεις όπου η απόσταση μεταξύ του εναλλάκτη θερμότητας και του λέβητα είναι πολύ μεγάλη και η ανάκτηση θερμότητας δεν θα να είναι αποτελεσματική, καθώς η επένδυση θα υπερβεί τα οφέλη της ανάκτησης ενέργειας από το συμπύκνωμα. Ως εκ τούτου, θα πρέπει να γίνει ανάλυση και διερεύνηση για κάθε σύστημα ατμού στο εσωτερικό του εργοστασίου, καθορίζοντας εάν θα μπορούσαν επίσης να επωφεληθούν από την προτεινόμενη μέθοδο ανάκτησης. Θα πρέπει να εκτελούνται ξεχωριστά σχέδια για κάθε δίκτυο ατμού στο εργοστάσιο, το οποίο πρέπει να ακολουθεί την ίδια διαδικασία όπως στην περίπτωση.

Επιπλέον, καθώς ολοκληρώθηκαν τα τεχνικά και οικονομικά τμήματα αυτής της μελέτης, πρέπει να διεξαχθούν περαιτέρω έρευνες, διερευνώντας τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις που έχει η ανακτημένη ενέργεια λόγω του προτεινόμενου συστήματος ανάκτησης που παρουσιάστηκε παραπάνω. Η ανάκτηση της θερμότητας από απόβλητα έχει τόσο οικονομικές όσο και περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Φαίνεται δίκαιο ότι και οι δύο αυτοί παράγοντες πρέπει να ωφεληθούν εξίσου από τις τεχνολογικές εξελίξεις. Σε ορισμένα συστήματα ατμού στο εσωτερικό του εργοστασίου μπορεί να μην υπάρχει οικονομικό πλεονέκτημα, ωστόσο τα περιβαλλοντικά οφέλη θα μπορούσαν να είναι υψίστης σημασίας. Η υπόθεση στην έρευνα υποστηρίζει ότι επειδή καταναλώνεται λιγότερο καύσιμο στο λέβητα κατά τη μετατροπή του νερού σε ατμό, λόγω της ανάκτησης θερμότητας από ΡΗΕ, θα υπάρξει σημαντική πτώση των εκπομπών τοξικών, προστατεύοντας τα περιβάλλοντα από περαιτέρω ζημιές.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. U.S. Energy Information Administration (EIA). International Energy Outlook 2016. Report, Washington, 2016.
2. Saygin, D, Patel, M.K., Gielen, D.J., Global Industrial Energy Efficiency Benchmarking. An Energy Policy Tool, 2010.
3. Department of Energy, Waste Heat Recovery Technology Assessment, U.S. Department of Energy, 2015.
4. Johnson, I, Choate W.T., Davidson, A., Waste heat recovery: - Technology and Opportunities in U.S. Industry Report, BCS Incorporated, United States, 2008.
5. Zhang, C., Zhou, L, Chhabra, P., Garud, S.S., Aditya, K., Romagnoli, A., et al. A novel methodology for the design of waste heat recovery network in eco-industrial park using techno-economic analysis and multi-objective optimization. Appl Energy. 2016, pp. 88-89.
6. Stevenson, P., Hyde, R., The potential for recovering and using surplus heat from industry. Report, Imperial College, London, 2014.
7. Department of energy and climate change. Provisional estimates of UK Greenhouse Gas emissions for 2015, including quarterly emissions for 4th quarter 2015 [Internet]. London; 2016. Available from: https://www.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/511684/20160331_2015_Provisional_Emissions_Statistics.pdf.
8. U.S. Department of Energy. BestPractices: Steam Save Energy Now in Your Steam Systems. Report, Washington, 2006.
9. Williams, C. A., Waste Heat Recovery Strategy for An Integrated Steelworks, PhD Thesis, Cardiff University, 2015.
10. U.S. Department of Energy. Improving Steam System Performance : A Sourcebook for Industry, Second Edition [Internet]. Advanced Manufacturing Office; 2004. p. 2-3. Available from: <https://energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f15/steamsourcebook.pdf>
11. Iowa, Energy Center. Energy- Related Best Practices: University Extension A Sourcebook for the Chemical Industry, Iowa State University, 2005. p. 124.
12. Spirax Sarco. Condensate recovery in industrial steam systems [Internet]. Spirax Sarco; p. 6-9, 2012. Available from: http://www.spiraxsarco.com/News/Documents/Condensate_Recovery_White_Paper.pdf
13. Merritt, C., Process Steam Systems a Practical Guide for Operators, Maintainers and Designers, John Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, p. 311, 2016.

14. Mcdonald, J. Drop by Drop Articles on Industrial Water Treatment, p.110, 2008. Available from:<http://www.veoliawatertech.com/crownsolutions/ressources/documents/2/21886,Water-pp104-111.pdf>
15. Energy Efficiency Office. Recovery of heat from condensate, flash steam and vapour. London, Department of Energy, p. 3, 1984.
16. Gent, P.,. Industrial waste heat energy recovery systems - technology overview and approaches for selection of system, Master of Science Thesis, Strathclyde University, 2010.
17. Blanchfield, K., Condensate Recovery In Refinery Units [Internet]. 2015. Available from:http://www.aidis.org.br/PDF/cwwa2015/CWWA2015Paper_Condensate Recovery In RefineryKimberlyBlanchfield_KBlanchfield.pdf.
18. Wood, M.H., Arellano, ALV., Wijk, L VAN., Corrosion-Related Accidents in Petroleum Refineries, Report, Luxembourg, Publications Office of the European Union, 2013.
19. Bhatt, M.S., Energy audit case studies I—steam systems. Applied Thermal Engineering, vol. 20, pp. 285–296, 1999.
20. Zaheed-Maheswaran, L., Process Intensification: Cross-Corrugated Polymer Film Compact Heat Exchanger (PFCHE), PhD Thesis, University of Newcastle, 2003.
21. Bhatt, D., Javhar, P.M., Shell and Tube Heat Exchanger Performance Analysis. International Journal of Science and Research, vol. 3, pp.1872-1881, 2012.
22. Samal, A.K., Shell and Tube Heat Exchanger Design Using Cfd Tools. Bachelor Thesis, National Institute of Technology, Rourkela, 2013.
23. Foley, A., How to Model a Shell and Tube Heat Exchanger, 2013; Available from: <https://www.comsol.com/blogs/how-model-shell-and-tube-heat-exchanger/>.
24. Kakac, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A., Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, Boca Raton: Taylor & Francis Group; p. 759, 2012.
25. Wang, L., Sunden, B., R.M., M., Plate Heat Exchangers: Design, Application and Performance, Southampton, UK, WIT Press, 2014.
26. Huang, J., Performance Analysis of Plate Heat Exchangers Used As Refrigerant Evaporators, PhD Thesis, University of the Witwatersrand, Johannesburg, 2010.
27. Χαπαλόγλου, Σπύρος, Υπολογιστική και πειραματική ανάλυση πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας (Numerical and Experimental Investigation of Plate Heat Exchanger Operation), Master Thesis, National Technical University of Athens, 2016.
28. Kananeh, A.B., Peschel, J., Fouling in Plate Heat Exchangers: Some Practical Experience, In: Mitrovic, J., (editor), Heat Exchangers - Basics Design Applications. InTech, 2012.
29. Ibrahim, H.A.-H., Fouling in Heat Exchangers, In: MATLAB - A Fundamental Tool for Scientific Computing and Engineering Applications. InTech; 2012.
30. Thulukkanam, K., Heat Exchanger Design Handbook Second Edition, 2nd ed. London, Taylor & Francis Group, 2013.
31. Hua, L., Heat exchanger development for wastewater heat recovery, Master Thesis, University of Canterbury, 2005.
32. Law, R. A., KNOWLEDGE-Based System for Low-Grade Waste Heat Recovery in the

- Process Industries, PhD Thesis, Newcastle University, 2014.
33. Luo, X., Simultaneous synthesis of utility system and heat exchanger network incorporating steam condensate and boiler feedwater, *Energy*, vol. 113, pp.875–893, 2012.
 34. Kandilli, C., Koclu, A., Assessment of the optimum operation conditions of a plate heat exchanger for waste heat recovery in textile industry, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, 2pp. 4424–4431, 2011.
 35. Tadini, C.C., Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations, *Chemical Engineering Science*, vol. 59, pp. 4591–4600, 2004.
 36. Arsenyeva, O.P. et al. Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. *Applied Thermal Engineering*, vol. 105, pp. 763–773, 2015.
 37. Hajabdollahi, H., Naderi, M., A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint. *Applied Thermal Engineering*, vol. 92, pp. 271–282, 2016.
 38. Arsenyeva, O.P. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries. *Energy*, vol. 36, pp. 4588–4598, 2011.
 39. Focke, W., The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *Int J Heat Mass Transfer*, vol. 28, pp. 1469–1479, 1985.
 40. Eurostat. Natural gas price statistics [Internet]. 2016. Available from: http://ec.europa.eu/eurostat/statisticsexplained/index.php/Natural_gas_price_statistics
 41. American Iron and Steel Institute. The Role of Stainless Steels in Petroleum Refining. Committee of Stainless Steel Producers, American Iron and Steel Institute, pp. 7-8, 1977.
 42. Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 7th ed. John Wiley & Sons, 2011.
 43. Kuppan, T., *Heat Exchanger Design Handbook*. New York: MARCEI DEKKER,INC; 2000.
 44. Bell, I. Plate-Heat-Exchangers, Overview and Geometry [Internet]. Available from: <http://achp.sourceforge.net/ACHPCOMPONENTS/PlateHeatExchanger.html>.
 45. The Engineering Toolbox. Overall heat transfer coefficients in heat exchanger constructions [Internet]. Available from: http://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html.
 46. Engineering Toolbox. Maximum Flow Velocities in Water Systems [Internet]. Available from: http://www.engineeringtoolbox.com/flow-velocity-water-pipes-d_385.html
 47. Spellman, F., Drinan, J., *Fundamentals for the water and wastewater maintenance operator series*, Pennsylvania, Technomic Publishing Company, 2011.
 48. Crowe, C.T., Elger, D.F., Williams, B.C., Roberson, J.A., *Engineering Fluid Mechanics* Ninth Edition, United States of America, John Wiley & Sons, 2009.
 49. Native Dynamics. Pressure Loss in Pipe [Internet]. 2012. Available from: https://neutrium.net/fluid_flow/pressure-loss-in-pipe/.
 50. Nayyar, M.L. *Piping Handbook*, New York, McGraw-Hill, 2000.

51. American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Handbook: Fundamentals - SI edition, Atlanta, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning, 2005.
52. Lienhard, J., A Heat Transfer Textbook, 3rd ed., Cambridge, Massachusetts, U.S.A, Phlogiston Press, 2006.
53. Morvay, Z.K., Gvozdenac, D.D., Fundamentals for Analysis and Calculation of Energy and Environmental Performance. In: Applied Industrial Energy and Environmental Management, John Wiley & Sons, Ltd, pp. 3–4, 2008.
54. Reiter, S., Industrial and Commercial Heat Recovery Systems. United States of America, Van Nostrand Reinhold Company Inc., 1983.
55. Sabet, M., Industrial Steam Systems Fundamental and Best Design Practices, Boca Raton, Taylor and Francis Group, 2016.
56. Peters, M., Timmerhaus, K., West, R., *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, New York, McGraw-Hill Education, 2003.
57. Rifert, V.G., *Condensation Heat Transfer Enhancement*, Computational Mechanics Publications, WIT Press, Southampton, UK, 1998.
58. Webb, R.L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley, New York, 1994.
59. Willmott, A.J. *Dynamics of Regenerative Heat Transfer*, Taylor & Francis, New York, 2001.