

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΦΥΣΙΚΩΝ & ΧΗΜΙΚΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ

ΣΥΣΚΕΥΕΣ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ

(Διδακτικές Σημειώσεις)

B. Μποντόζογλου

ΒΟΛΟΣ ΜΑΡΤΙΟΣ 2019

1. ΠΡΟΚΑΤΑΡΚΤΙΚΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ

1.1 Βασικές έννοιες μεταφοράς θερμότητας

Ολικός συντελεστής μεταφοράς

Κατά την μεταφορά θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών που διαχωρίζονται από στερεό τοίχωμα, η ροή θερμότητας συναντά τρεις αντιστάσεις σε σειρά, τις αντιστάσεις συναγωγής των δύο ρευστών, οι οποίες εκφράζονται με τους αντίστοιχους συντελεστές συναγωγής h_i , h_o , και την αντίσταση αγωγής του τοιχώματος, η οποία εκφράζεται συναρτήσει του πάχους του, Δx , και του συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας του υλικού, k .

Εκφράζοντας την κοινή θερμοροή, Q , διαμέσου επίπεδης επιφάνειας, A , συναρτήσει των παραμέτρων κάθε επιμέρους αντίστασης, λαμβάνουμε τις σχέσεις

$$Q = h_i A (T_i - T_{wi}) = k \frac{A}{\Delta x} (T_{wi} - T_{wo}) = h_o A (T_{wo} - T_o) \quad (1.1)$$

Απαλοιφή των ενδιάμεσων θερμοκρασιών, δίνει το τελικό αποτέλεσμα $Q = UA(T_i - T_o)$, όπου ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, U , δίνεται από τη σχέση

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (1.2)$$

Στην περίπτωση που το στερεό τοίχωμα είναι κυλινδρικό, λαμβάνεται υπόψη στον παραπάνω υπολογισμό η μεταβολή της διατομής διαμέσου της οποίας ρέει η θερμότητα, και η εξ.(1.1) μετατρέπεται στην

$$Q = h_i A_i (T_i - T_{wi}) = k \frac{A_o}{r_o \ln(r_o/r_i)} (T_{wi} - T_{wo}) = h_o A_o (T_{wo} - T_o) \quad (1.3)$$

όπου r_o , A_o και r_i , A_i είναι αντίστοιχα ακτίνα και εμβαδόν της εξωτερικής και της εσωτερικής επιφάνειας του κυλίνδρου. Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς, εκφρασμένος συναρτήσει της εξωτερικής επιφάνειας A_o γίνεται

$$\frac{1}{U} = \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (1.4)$$

και η θερμοροή υπολογίζεται ως

$$Q = UA_o (T_i - T_o) \quad (1.5)$$

Ομοροή-αντιροή

Με αναφορά στην απλούστερη διάταξη μεταφοράς θερμότητας μεταξύ ρευστών, τον εναλλάκτη διπλού σωλήνα (Σχήμα 1.1), μπορούμε να διακρίνουμε δύο βασικές χωροθετήσεις: Όταν τα δύο

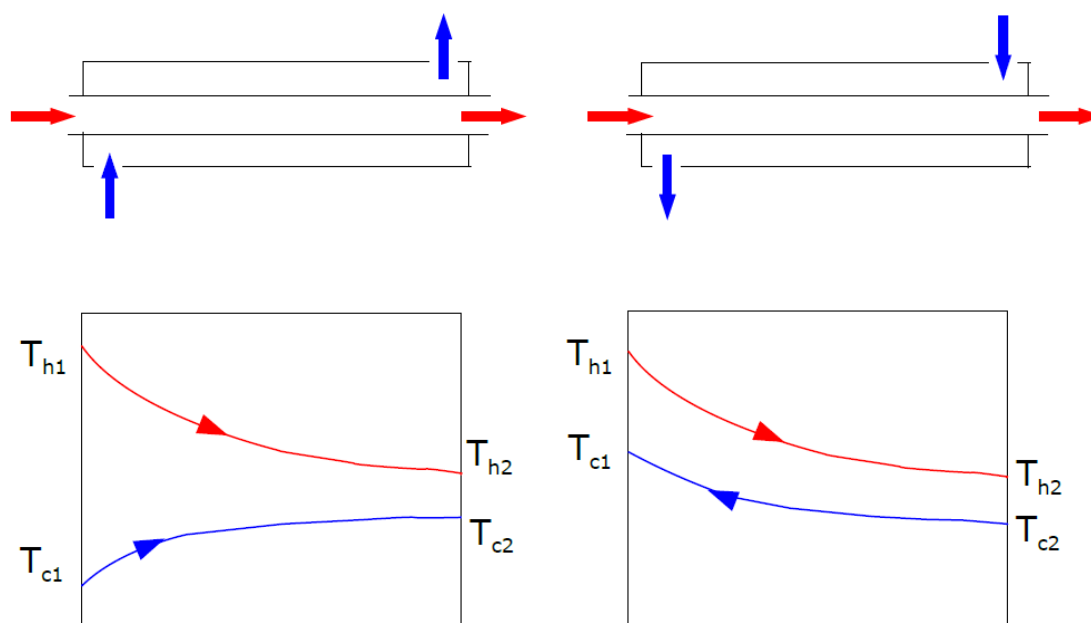
ρεύματα εισάγονται από την ίδια πλευρά του εναλλάκτη και κινούνται παράλληλα (Σχήμα 1.1α), έχουμε *ομορροή*. Αντίστοιχα, όταν τα ρεύματα εισάγονται από απέναντι πλευρές και κινούνται αντίθετα μεταξύ τους, έχουμε *αντιρροή* (Σχήμα 1.1β).

Για αποφυγή σύγχυσης, χαρακτηρίζουμε τις θερμοκρασίες με δύο δείκτες. Ο πρώτος αναφέρεται στο θερμό (hot) ή ψυχρό (cold) ρευστό. Ο δεύτερος προσδιορίζει είτε την άκρη του εναλλάκτη στην οποία αναφερόμαστε (και τότε χρησιμοποιούμε τους αριθμούς 1, 2), είτε την είσοδο (inlet) ή έξοδο (outlet). Για παράδειγμα, προσέξτε ότι σε ομορροή $T_{h1} = T_{hi}$ και $T_{c1} = T_{ci}$, ενώ σε αντιρροή $T_{h1} = T_{hi}$ και $T_{c1} = T_{co}$.

Έχει ενδιαφέρον να διερευνηθεί η οριακή κατάσταση που αντιστοιχεί σε εναλλάκτη με πολύ μεγάλη επιφάνεια. Στην περίπτωση της ομορροής είναι διαισθητικά προφανές ότι η θερμοκρασίες εξόδου των δύο ρευστών προσεγγίζουν στην κοινή οριακή τιμή T_{∞} . Η τιμή αυτή βρίσκεται από το ισοζύγιο ενέργειας, το οποίο (στην περίπτωση που δεν λαμβάνει χώρα αλλαγή φάσης και οι θερμοχωρητικότητες είναι σταθερές) γίνεται

$$Q = m_h c_{ph}(T_{hi} - T_{ho}) = m_c c_{pc}(T_{co} - T_{ci}) \quad (1.6)$$

με $T_{ho} = T_{co} = T_{\infty}$



Σχήμα 1.1: Εναλλάκτης θερμότητας διπλού σωλήνα (α) σε ομορροή και (β) σε αντιρροή.

Η απάντηση είναι λιγότερο προφανής στην περίπτωση της αντιρροής. Συγκεκριμένα, οι θερμοκρασίες θερμού και ψυχρού ρεύματος τείνουν να ταυτιστούν οριακά στο ένα μόνον άκρο

του εναλλάκτη σε εκείνο για το οποίο δεν παραβιάζεται το ισοζύγιο ενέργειας, εξ.(1.6). Με διαφορετική διατύπωση, υφίσταται οριακά μεταβολή θερμοκρασίας $\Delta T = T_{hi} - T_{ci}$ το ρεύμα με το μικρότερο $m c_p$.

Μέθοδος μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας

Ο υπολογισμός της θερμοροής μεταξύ των δύο ρευμάτων ενός εναλλάκτη απαιτεί διαφορετικά ισοζύγια λόγω της συνεχούς μεταβολής κατά μήκος του της τοπικής διαφοράς θερμοκρασίας. Ειδικότερα, ισχύει ότι

$$dQ = U dA(T_h - T_c) = m_h c_{ph}(-dT_h) = m_c c_{pc}(\pm dT_c) \quad (1.7)$$

όπου το $\pm dT_c$ αναφέρεται αντίστοιχα σε ομοροή και αντιροή. Με την παραδοχή ότι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς παραμένει σταθερός, η εξ.(1.7) συνδυάζεται με το ολικό ισοζύγιο ενέργειας, εξ.(1.6) και ολοκληρώνεται αναλυτικά. Το τελικό αποτέλεσμα είναι το ίδιο για ομοροή και αντιροή, και αποδεικνύει ότι η σωστή μέση διαφορά θερμοκρασίας για χρήση στην εξίσωση μεταφοράς θερμότητας είναι ο λογαριθμικός μέσος όρος των δύο άκρων. Συγκεκριμένα ισχύει ότι

$$Q = UA(\Delta T)_{LM} = UA \left[\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \right] \quad (1.8)$$

όπου $\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1}$ και $\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2}$.

Το σύστημα των εξ.(1.6) και (1.8) είναι κατάλληλο για τον προκαταρκτικό προσδιορισμό της επιφάνειας που απαιτείται, όταν είναι γνωστές οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των δύο ρευμάτων. Η διαδικασία αυτή είναι η αφετηρία του σχεδιασμού ή διαστασιολόγησης του εναλλάκτη, δηλαδή της επιλογής συσκευής ώστε να επιτυγχάνεται ένα ορισμένο θερμικό καθήκον.

Μέθοδος ε-NTU

Σε πολλές περιπτώσεις, τίθεται ένα συμπληρωματικό προς το παραπάνω πρόβλημα: Είναι διαθέσιμος συγκεκριμένος εναλλάκτης και δύο ρεύματα τα οποία επιθυμούμε να ανταλλάξουν θερμότητα, και καλούμαστε να προσδιορίσουμε τις θερμοκρασίες εξόδου των ρευμάτων. Επειδή στην περίπτωση αυτή η επίλυση των εξ.(1.6) και (1.8) απαιτεί επαναληπτική διαδικασία που συγκλίνει δύσκολα, έχει αναπτυχθεί μία διαφορετική μέθοδος υπολογισμού η μέθοδος αποτελεσματικότητας/αριθμού μονάδων μεταφοράς (ε-NTU).

Η μέθοδος ε-NTU βασίζεται στους εξής ορισμούς. Καταρχάς συγκρίνουμε τις ολικές θερμοχωρητικότητες των δύο ρευστών $C_h = m_h c_{ph}$, $C_c = m_c c_{pc}$, και ορίζουμε την ελάχιστη και την μέγιστη μεταξύ τους $C_{\min} = \min(C_h, C_c)$, $C_{\max} = \max(C_h, C_c)$, καθώς και το πηλίκον $C_R =$

C_{\min}/C_{\max} . Η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη είναι το πηλίκον της πραγματικής θερμορροής προς την μέγιστη θεωρητική για εναλλάκτη αντιρροής και άπειρης επιφάνειας, δηλαδή

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_h(T_{hi} - T_{ho})}{C_{\min}(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c(T_{co} - T_{ci})}{C_{\min}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (1.9)$$

Τέλος, ο αριθμός μονάδων μεταφοράς ορίζεται ως $NTU = UA/C_{\min}$. Αντικατάσταση των παραπάνω στη διαδικασία ολοκλήρωσης των εξισώσεων (6), (7), δείχνει ότι ισχύει η γενική σχέση $\varepsilon = f(C_R, NTU)$, με την συνάρτηση f να παίρνει διαφορετικές μορφές ανάλογα με την δομή του εναλλάκτη. Ενδεικτικά, δίδονται παρακάτω τα αποτελέσματα για ομορροή και αντιρροή.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1 + C_R)NTU]}{1 + C_R} \text{ (ομορροή)} \quad (1.10)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1 - C_R)NTU]}{1 - C_R \exp[-(1 - C_R)NTU]} \text{ (αντιρροή)} \quad (1.11)$$

Στην περίπτωση που στην μία πλευρά λαμβάνει χώρα αλλαγή φάσης (και συνεπώς η θερμοκρασία παραμένει σταθερή), το αποτέλεσμα απλοποιείται κατά πολύ επειδή στην πλευρά αυτή ισχύει $C = C_{\max} \rightarrow \infty \Rightarrow C_R = 0$. Έτσι, η αποτελεσματικότητα δίνεται από τη σχέση $\varepsilon = 1 - \exp[-NTU]$, όπου C_{\min} η θερμοχωρητικότητα του ρευστού που αλλάζει θερμοκρασία.

2. ΣΧΗΜΑΤΙΣΜΟΣ ΑΠΟΘΕΣΕΩΝ

2.1 Θερμική αντίσταση αποθέσεων

Αποθέσεις (επικαθήσεις) είναι υλικά που συσσωρεύονται στις επιφάνειες εναλλαγής θερμότητας και προβάλλουν ανεπιθύμητη θερμική αντίσταση. Το φαινόμενο αυτό εξαρτάται κατά πολύπλοκο τρόπο από τη φύση των ρευστών και της επιφάνειας καθώς και από τις συνθήκες ροής και συχνά υποβαθμίζει σημαντικά την θερμική απόδοση του εναλλάκτη. Για το λόγο αυτό πρέπει να προβλέπεται στο σχεδιασμό αλλά και τη λειτουργία των συσκευών.

Το Σχήμα 1 δείχνει παραδείγματα αποθέσεων σε αυλούς εναλλάκτη θερμότητας. Θεωρώντας ότι οι αποθέσεις στο εσωτερικό και το εξωτερικό του αυλού προσθέτουν δύο επιπλέον αντιστάσεις σε σειρά, ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογιστεί από τον τύπο:

$$\frac{1}{U_f} = \left(\frac{1}{h_o} + R_{fo} \right) + \frac{A_o \ln(A_o/A_i)}{2\pi kL} + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \quad (2.1)$$

όπου R_{fi} και R_{fo} είναι η θερμική αντίσταση των εσωτερικών και εξωτερικών αποθέσεων αντίστοιχα.



Σχήμα 2.1: Σχηματισμός αποθέσεων σε αυλούς εναλλάκτη θερμότητας.

Αν και η μετάδοση θερμότητας στις αποθέσεις γίνεται με αγωγή, ένας τύπος της μορφής

$$R_f = \frac{\Delta x_f}{k_f} \quad (12)$$

δεν έχει πρακτική χρησιμότητα, καθώς το πάχος, Δx_f , και ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας, k_f , κάθε απόθεσης δεν μπορεί να προβλεφθεί εύκολα.

Αν U_c είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας βασισμένος στην καθαρή επιφάνεια, τότε ισχύει

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} + R_{ft}, \quad R_{ft} = R_{fo} + \frac{A_o}{A_i} R_{fi} \quad (2.3)$$

όπου R_{ft} είναι η ολική θερμική αντίσταση των αποθέσεων.

Είναι προφανές ότι, για δεδομένο θερμικό καθήκον, απαιτείται μεγαλύτερη επιφάνεια εναλλαγής αν υπάρχουν αποθέσεις παρά αν η επιφάνεια είναι καθαρή. Μπορεί να δειχθεί ότι η επιπλέον επιφάνεια δίνεται από τη σχέση

$$\frac{A_f}{A_c} = 1 + U_c R_{ft} \quad (2.4)$$

Είναι ενδιαφέρον ότι η ανωτέρω σχέση προβλέπει μικρή αύξηση της απαιτούμενης επιφάνειας όταν ο ολικός συντελεστής, U_c , είναι μικρός. Αντίθετα, για μεγάλο U_c , ακόμη και μικρή αντίσταση αποθέσεων μπορεί να προκαλέσει σημαντική αύξηση της επιφάνειας εναλλαγής (αύξηση της τάξης του 100% δεν είναι ασυνήθιστη).

Ο σχηματισμός αποθέσεων έχει επίσης επίπτωση στην πτώση πίεσης στη συσκευή, κυρίως λόγω μείωσης της διαθέσιμης διατομής ροής. Μία χονδρική εκτίμηση μπορεί να γίνει θεωρώντας αποθέσεις ορισμένης σύστασης και θερμικής αντίστασης και χρησιμοποιώντας την εξίσωση (2) για την πρόβλεψη του πάχους τους.

Το οικονομικό κόστος του ανωτέρω φαινομένου είναι ιδιαίτερα σημαντικό για τη βιομηχανία. Συνηθισμένες συνέπειες είναι η αυξημένη κεφαλαιουχική δαπάνη (υπερδιαστασιολόγηση και διατήρηση εφεδρικών συσκευών), η αύξηση του κόστους συντήρησης, οι απρογραμματίστες διακοπές λειτουργίας και οι ενεργειακές απώλειες.

Τύποι αποθέσεων

Οι αποθέσεις κατατάσσονται σχηματικά στις εξής κατηγορίες:

Σωματιδιακές αποθέσεις. Τέτοια παραδείγματα είναι η επικάθηση τέφρας εξωτερικά στους αλούς ατμοπαραγωγών και η συσσώρευση σκόνης σε αερόψυκτους εναλλάκτες.

Κρυσταλλικές αποθέσεις. Προέρχονται από σχηματισμό ιζημάτων αλάτων αρχικά διαλυμένων στα ρευστά. Ψυκτικά κυκλώματα με νερό παρουσιάζουν συχνά αυτό το είδος διάβρωσης λόγω της περιεκτικότητας στο νερό δυσδιάλυτων αλάτων ασβεστίου και μαγνησίου (άλατα αντίστροφης διαλυτότητας).

Αποθέσεις προϊόντων διάβρωσης. Τα προϊόντα της διάβρωσης όταν δεν διαλύονται στο ρευστό, προβάλλουν πρόσθετη θερμική αντίσταση στο σημείο σχηματισμού τους ή σε άλλες θέσεις όπου μεταφέρονται με τη ροή.

Βιολογικές αποθέσεις. Αυτού του είδους οι αποθέσεις μπορεί να οφείλονται στην ανάπτυξη διάφορων μικροοργανισμών και είναι συνηθισμένες σε μονάδες όπου χρησιμοποιείται θαλασσινό νερό για ψύξη.

Αποθέσεις προϊόντων χημικής αντίδρασης. Χαρακτηριστικές είναι οι περιπτώσεις πολυμερισμού, πυροδιάσπασης, εξαθράκωσης κλπ., που οδηγούν σε ανάπτυξη στρωμάτων με έντονη θερμική αντίσταση.

Στάδια σχηματισμού αποθέσεων

Για τη συστηματικότερη κατανόηση του πολύπλοκου φαινομένου των αποθέσεων, διακρίνουμε τις θεμελιώδεις διεργασίες της μεταφοράς ρύπων στις επιφάνειες, της προσκόλλησης και της απομάκρυνσης των αποθέσεων. Η μεταφορά μπορεί για παράδειγμα να ελέγχεται από μηχανισμό διάχυσης (μεταφορά μάζας), κατακάθισης (μεγάλα σωματίδια) ή θερμοφόρησης (σωματίδια <math><1\mu\text{m}</math>). Ο ρυθμός προσκόλλησης εξαρτάται από δυνάμεις μεταξύ σωματιδίου και επιφάνειας και, επειδή είναι ελάχιστα κατανοητός, αντιμετωπίζεται συχνά με στατιστικά μοντέλα. Τέλος, η αποκόλληση προκαλείται από διατμητικές τάσεις που αναπτύσσονται με τη ροή.

Από πρακτική άποψη ενδιαφέρει η πρόβλεψη της χρονικής εξέλιξης των αποθέσεων. Τα διαθέσιμα απλά μοντέλα βασίζονται στην ιδέα ότι ο ρυθμός αύξησης της θερμικής αντίστασης αποθέσεων ισούται με την διαφορά των ρυθμών προσκόλλησης και αποκόλλησης υλικού:

$$\frac{dR_f}{dt} = \varphi_d - \varphi_r \quad (2.5)$$

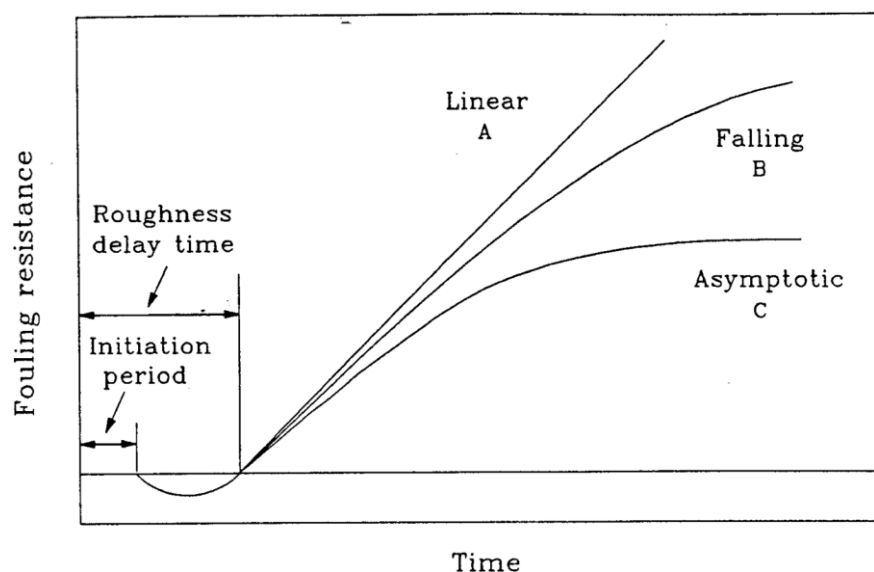
Το κλασικό μοντέλο των Kern-Seaton υποθέτει σταθερό ρυθμό προσκόλλησης και ρυθμό αποκόλλησης ανάλογο της θερμικής αντίστασης. Έτσι,

$$\frac{dR_f}{dt} = a - bR_f \quad (2.6)$$

και η θερμική αντίσταση προσεγγίζει ασυμπτωτικά μια σταθερή τιμή σύμφωνα με τη σχέση

$$R(t) = \frac{a}{b}(1 - e^{-bt}) \quad (2.7)$$

Η ανωτέρω χρονική εξέλιξη απαντάται συχνά στην πράξη αλλά υπάρχουν σημαντικές διαφοροποιήσεις, όπως φαίνεται από την παρουσίαση τυπικών συμπεριφορών στο Σχήμα 2.2.



Σχήμα 2.2: Τυπικές περιπτώσεις εξέλιξης της θερμικής αντίστασης αποθέσεων με το χρόνο.

Σχεδιασμός εναλλακτών που υπόκεινται σε αποθέσεις

Αν και ο σχηματισμός αποθέσεων είναι δυναμικό φαινόμενο, μόνον μία τιμή του μπορεί να ληφθεί υπόψη στο σχεδιασμό. Συνηθισμένη πρακτική είναι να εκτιμώνται εμπειρικά οι τιμές του συντελεστή θερμικής αντίστασης για τα ρευστά του εναλλάκτη. Τιμές για τυπικά ρευστά παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.1 και τιμές για νερό διάφορων προελεύσεων στον Πίνακα 2.2. Με βάση τις τιμές αυτές, υπολογίζεται χαμηλότερος ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και αντίστοιχα μεγαλύτερη επιφάνεια εναλλαγής. Η συσκευή λειτουργεί ικανοποιητικά μέχρις ότου αναπτυχθεί η προδιαγεγραμμένη τιμή θερμικής αντίστασης, όποτε απαιτείται καθαρισμός των αποθέσεων. Η μεθοδολογία αυτή δεν είναι απόλυτα ικανοποιητική, καθώς δεν λαμβάνει υπόψη σημαντικούς παράγοντες όπως οι ταχύτητες ροής και το είδος του εναλλάκτη.

Ο σχεδιαστής μηχανικός μπορεί συνήθως να ικανοποιήσει τις λειτουργικές απαιτήσεις με διάφορες τιμές των σχεδιαστικών παραμέτρων. Επιλογή αυτών που ελαχιστοποιούν τον σχηματισμό αποθέσεων οδηγεί σε επιτυχή σχεδιασμό. Από τη σκοπιά αυτή, ιδιαίτερη σημασία έχει η αποφυγή υψηλών θερμοκρασιών και χαμηλών ταχυτήτων ροής. Ταχύτητες της τάξης του 1 m/s θεωρούνται ικανοποιητικές. Πολύ υψηλές ταχύτητες αποφεύγονται επίσης, καθώς προκαλούν αυξημένη διάβρωση.

Το ρευστό που έχει μεγαλύτερη τάση να σχηματίζει αποθέσεις τοποθετείται στην πλευρά που καθαρίζεται ευκολότερα, πχ. στους αυλούς ενός εναλλάκτη αυλών-κελύφους. Σε περιπτώσεις ιδιαίτερα έντονων αποθέσεων (πχ. γεωθερμικά ρευστά) συστήνεται η χρήση εναλλακτών άμεσης

επαφής. Τέλος, έχει προφανή σημασία η επιλογή κατάλληλου συστήματος καθαρισμού των επιφανειών στο στάδιο του σχεδιασμού. Τέτοια συστήματα εξαρτώνται από την φύση των αποθέσεων και μπορεί να είναι χημικά (πχ. ανακυκλοφορία οξέος που διαλύει τα άλατα ασβεστίου), μηχανικά (βούρτσες, σφαιρίδια, θερμικό σόκ), να χρησιμοποιούν υπερήχους κλπ. Μερικές μέθοδοι καθαρισμού εφαρμόζονται κατά την λειτουργία (on-line) ενώ άλλες απαιτούν διακοπή λειτουργίας και αποσυναρμολόγηση της συσκευής.

Πίνακας 2.1: Σχεδιαστικές τιμές θερμικής αντίστασης διάφορων ρευστών

TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids,
(m² · K) / kW [19]

Oils	
Fuel oil #2	0.352
Fuel oil #6	0.881
Transformer oil	0.176
Engine lube oil	0.176
Quench oil	0.705
Gases and vapors	
Manufactured gas	1.761
Engine exhaust gas	1.761
Steam (nonoil bearing)	0.088
Exhaust stream (oil bearing)	0.264–0.352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.352
Compressed air	0.176
Ammonia vapor	0.176
CO ₂ vapor	0.176
Chlorine vapor	0.352
Coal flue gas	1.761
Natural gas flue gas	0.881
Liquids	
Molten heat transfer salts	0.088
Refrigerant liquids	0.176
Hydraulic fluid	0.176
Industrial organic heat transfer media	0.352
Ammonia liquid	0.176
Ammonia liquid (oil bearing)	0.528
Calcium chloride solutions	0.528
Sodium chloride solutions	0.528
CO ₂ liquid	0.176
Chlorine liquid	0.352
Methanol solutions	0.352
Ethanol solutions	0.352
Ethylene glycol solutions	0.352

Πίνακας 2.2: Σχεδιαστικές τιμές θερμικής αντίστασης νερού

TEMA Design Fouling Resistances for Water				
Temperature of Heating Medium	Up to 115°C		115 to 205°C	
Temperature of Water	50°C		Over 50°C	
	Water Velocity, m/s		Water Velocity, m/s	
	< 0.9	> 0.9	< 0.9	> 0.9
Sea water	0.088	0.088	0.176	0.176
Brackish water	0.352	0.176	0.528	0.352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated makeup	0.176	0.176	0.352	0.352
Untreated	0.528	0.528	0.881	0.705
City or well water	0.176	0.176	0.352	0.352
River water				
Minimum	0.352	0.176	0.528	0.352
Average	0.528	0.352	0.705	0.528
Muddy or silty	0.528	0.352	0.705	0.528
Hard (over 15 grains/gallon)	0.528	0.528	0.881	0.881
Engine jacket	0.176	0.176	0.176	0.176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.088	0.088	0.088	0.088
Treated boiler feed water	0.176	0.088	0.176	0.176
Boiler blowdown	0.352	0.352	0.352	0.352

3. ΤΥΠΟΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ-ΑΡΧΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

3.1 Συνήθεις τύποι εναλλακτών θερμότητας

Εναλλάκτες αυλών-κελύφους (Σχήμα 3.1)

Αποτελούν τον συνηθέστερα απαντώμενο τύπο εναλλάκτη στη χημική και ενεργειακή βιομηχανία. Η διάδοση τους οφείλεται κυρίως στα εξής χαρακτηριστικά:

- Λειτουργούν σε ευρύ φάσμα θερμοκρασιών (-25 έως 600 °C) και πιέσεων (έως 1400 bar στους αυλούς και έως 300 bar στο κέλυφος).
- Είναι κατάλληλοι για μονοφασικές και διφασικές εφαρμογές (βραστήρες-συμπυκνωτές).
- Κατασκευάζονται σε μεγάλη ποικιλία μεγεθών (επιφάνεια από 10 έως 1000 m²).
- Είναι ιδιαίτερα ευέλικτοι στον καθορισμό της πτώσης πίεσης από την πλευρά του κελύφους.
- Έχουν στιβαρή (αλλά ταυτόχρονα βαριά και ογκώδη) κατασκευή.
- Είναι οι πλέον προτυποποιημένοι εναλλάκτες, γεγονός, που διευκολύνει τον σχεδιαστή μηχανικό στην επιλογή και διαστασιολόγησή τους.

Εναλλάκτες διπλού σωλήνα (Σχήμα 3.2)

Είναι απλές διατάξεις, κατάλληλες για μικρά θερμικά καθήκοντα ($A=0,25$ έως 100 m²). Το εύρος θερμοκρασιών και πιέσεων είναι παρόμοιο με των εναλλακτών αυλών-κελύφους. Συχνά απαντώνται με εγκάρσια ή διαμήκη πτερύγια στον εσωτερικό σωλήνα.

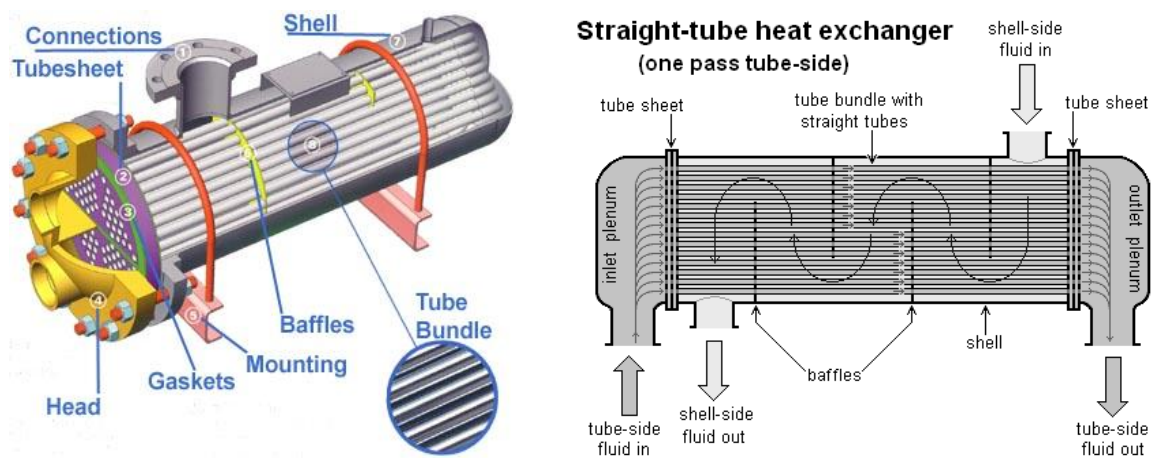
Εναλλάκτες πλακών (Σχήμα 3.3)

Η εφαρμογή τους ξεκίνησε από τη βιομηχανία τροφίμων λόγω ευκολίας καθαρισμού, αλλά τα τελευταία χρόνια η χρήση τους έχει γενικευθεί. Κύρια πλεονεκτήματα και μειονεκτήματά τους είναι τα εξής:

- Παρουσιάζουν πολύ υψηλούς συντελεστές συναγωγής, αλλά και μεγάλη πτώση πίεσης.
- Ο ρυθμός σχηματισμού αποθέσεων είναι μικρότερος από άλλων τύπων εναλλακτών.
- Δεν συνιστώνται για εφαρμογές σε κενό ή σε πίεση άνω των 30 bar.
- Κατασκευάζονται σε οποιοδήποτε μέγεθος και είναι εξαιρετικά συμπαγείς.

Εναλλάκτες πλακών-πτερυγίων και αυλών-πτερυγίων (Σχήμα 3.4)

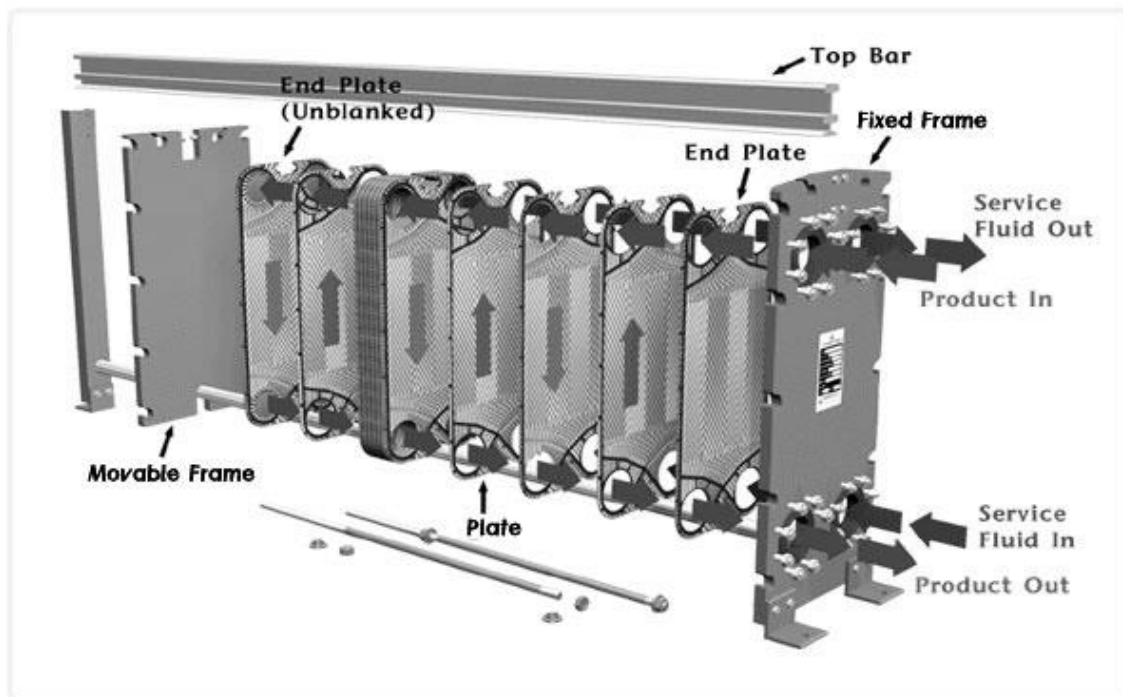
Αποτελούν συμπαγείς κατασκευές κατάλληλες για εναλλαγή θερμότητας μεταξύ υγρού-αερίου και αερίου-αερίου. Αναπτύσσουν υψηλούς συντελεστές, αλλά τα ρευστά πρέπει να είναι ιδιαίτερα καθαρά καθώς οι δυνατότητες καθαρισμού είναι περιορισμένες. Απαντώνται συχνά σε διεργασίες ψύξης-κλιματισμού, όπου ένα από τα ρευστά είναι αέρας.



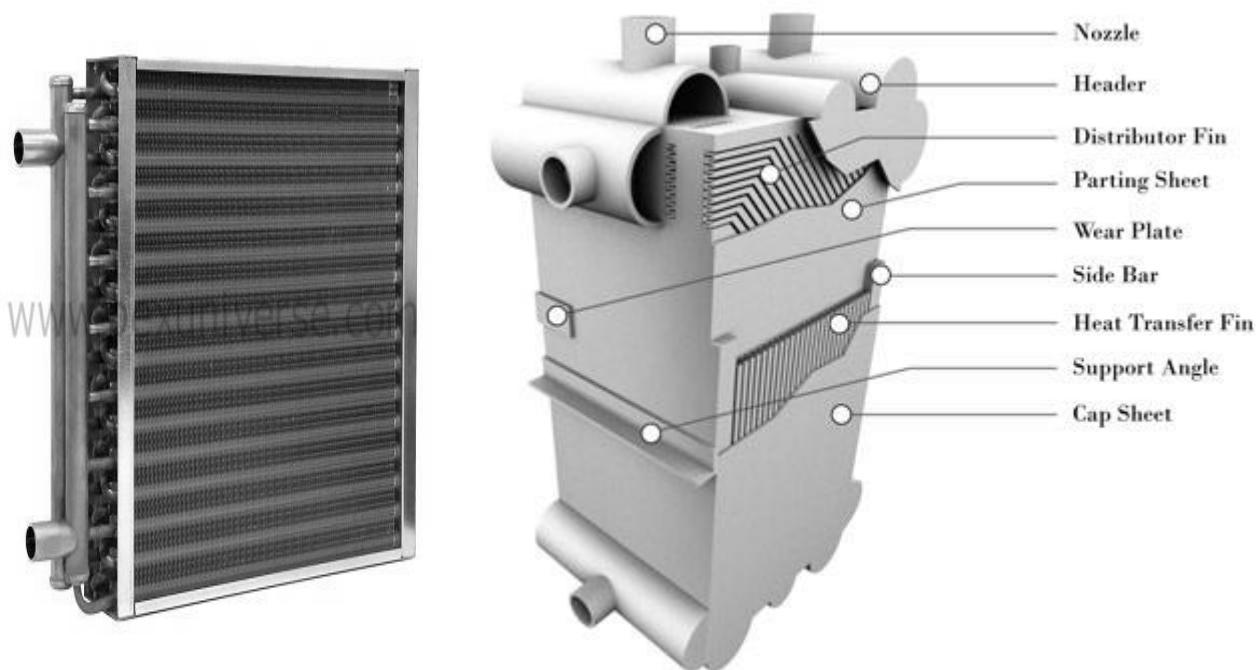
Σχήμα 3.1: Απεικονίσεις εναλλάκτη αυλών-κελύφους



Σχήμα 3.2: Τρεις φουρκέτες εναλλάκτη διπλού σωλήνα



Σχήμα 3.3: Αποσυναρμολογημένος εναλλάκτης πλακών με αναπαράσταση του τρόπου κίνησης του κάθε ρευστού.



Σχήμα 3.4: Παραδείγματα εναλλάκτη αυλών-περυγίων και εναλλάκτη πλακών-περυγίων.

3.2 Βασικές αρχές σχεδιασμού/επιλογής

Ο θερμικός σχεδιασμός εναλλάκτη θερμότητας περιλαμβάνει υπολογισμό θερμικών φορτίων, θερμοκρασιών εισόδου-εξόδου και πτώσης πίεσης ως συνάρτηση των κατασκευαστικών χαρακτηριστικών της συσκευής. Βασικές πληροφορίες από τις γνωστικές περιοχές της μεταφοράς θερμότητας και της ρευστομηχανικής λαμβάνονται με τη μορφή συσχετίσεων για τους συντελεστές συναγωγής και τους συντελεστές τριβής, αντιπροσωπευτικές των οποίων θα δούμε στη συνέχεια.

Η θερμική ανάλυση βασίζεται στα ισοζύγια ενέργειας και την χρήση εννοιών όπως η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας (LMTD) και η αποτελεσματικότητα-αριθμός μονάδων μεταφοράς (ϵ -NTU). Οι έννοιες αυτές έχουν διδαχθεί στο μάθημα της Μεταφοράς Θερμότητας.

Με τον όρο σχεδιασμός αναφερόμαστε στις εξής δύο εργασίες:

Αξιολόγηση εναλλάκτη (rating), όπου είναι υπαρκτή ή καθορισμένη η συσκευή και ζητείται ο υπολογισμός των συνθηκών εξόδου των ρευμάτων τροφοδοσίας. Παράδειγμα τέτοιου υπολογισμού είναι η ανάλυση λειτουργίας υπάρχουσας συσκευής για αλλαγή των συνθηκών εισόδου (πχ. εξέταση της συμπεριφοράς εναλλακτών κατά την αύξηση της δυναμικότητας της μονάδας).

Διαστασιολόγηση εναλλάκτη (sizing), όπου είναι γνωστό το λειτουργικό καθήκον και απαιτείται η κατασκευή συσκευής που θα το επιτύχει. Στο πρόβλημα της διαστασιολόγησης δεν υπάρχει μοναδική λύση, καθώς είναι πολλές οι δυνατές επιλογές διαστάσεων και διατάξεων της επιφάνειας εναλλαγής. Η διαδικασία διαστασιολόγησης περιλαμβάνει προκαταρκτικό καθορισμό των κατασκευαστικών χαρακτηριστικών του εναλλάκτη με βάση χονδρικές πληροφορίες και στη συνέχεια μια επαναληπτική διαδικασία αξιολόγησης και τροποποίησης των χαρακτηριστικών μέχρις ότου επιτευχθεί κάποιο βέλτιστο αποτέλεσμα. Η βελτιστοποίηση συνήθως αφορά την επίτευξη του θερμικού καθήκοντος με ελάχιστη επιφάνεια εναλλαγής, την αξιοποίηση της διαθέσιμης πτώσης πίεσης, την επιλογή συνθηκών που ελαχιστοποιούν προβλήματα αποθέσεων και διάβρωσης κλπ.

Στρατηγική βέλτιστης επιλογής εναλλάκτη

Η διαδικασία βέλτιστης διαστασιολόγησης είναι κοινή για όλους τους τύπους εναλλακτών, και περιλαμβάνει τα εξής στάδια:

- (1) Καθορισμός προδιαγραφών, όπου με χρήση ισοζυγίων ενέργειας υπολογίζονται το θερμικό καθήκον και πιθανά άγνωστες θερμοκρασίες ή παροχές.
- (2) Προκαταρκτική διαστασιολόγηση, όπου, με χρήση εμπειρικών τιμών του αναμενόμενου ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, υπολογίζεται προσεγγιστικά η απαιτούμενη

επιφάνεια εναλλαγής. Ο ολικός συντελεστής εκτιμάται σε συνάρτηση με την φύση των ρευστών από πίνακες όπως ο Πίνακας 3.1. Λεπτομερέστερη εκτίμηση ανά ρευστό δίνει ο Πίνακας 3.2.

(3) Επιλογή τύπου και διαστάσεων εναλλάκτη. Με βάση τα ειδικά χαρακτηριστικά της διεργασίας (θερμοκρασίες, πιέσεις, ιδιότητες ρευστών κλπ), προεπιλέγονται οι εναλλάκτες που είναι κατάλληλοι για το καθήκον και προσδιορίζεται ο φθηνότερος. Χρησιμοποιώντας την επιφάνεια που υπολογίστηκε στο στάδιο (2), καθορίζονται οι κατασκευαστικές λεπτομέρειες του εναλλάκτη.

(4) Λεπτομερής θερμοϋδραυλικός σχεδιασμός, όπου γίνεται αυστηρός υπολογισμός των συντελεστών συναγωγής και των πτώσεων πίεσης σε κάθε ένα από τα ρεύματα, για την κατασκευή που επιλέχτηκε στο στάδιο (3).

(5) Διόρθωση σχεδιασμού, όπου επανυπολογίζεται η επιφάνεια εναλλαγής, αξιολογούνται οι επιλογές διαστάσεων του σταδίου (3) και επαναλαμβάνεται το στάδιο (4). Για παράδειγμα, στην περίπτωση εναλλάκτη αυλών-κελύφους, οι κύριες αποφάσεις αφορούν τον τύπο του κελύφους, τη διάταξη των αυλών και των ανακλαστήρων και την χωροθέτηση των ρευμάτων στις δύο πλευρές της συσκευής. Συχνά, η διαθέσιμη πτώση πίεσης καθορίζει σε μεγάλο βαθμό το σχεδιασμό, καθώς πρέπει να αξιοποιηθεί για την επίτευξη μέγιστων συντελεστών συναγωγής. Επίσης λαμβάνονται υπόψη πιθανά προβλήματα, όπως ο σχηματισμός αποθέσεων, η συσσώρευση μη-συμπυκνώσιμων αερίων και η δυναμική καταπόνηση των αυλών (ταλαντώσεις).

(6) Επιλογή υλικών και μηχανολογικός σχεδιασμός, όπου καθορίζονται τα υλικά κατασκευής και υπολογίζονται τα πάχη των ελασμάτων. Τυπικός μηχανολογικός σχεδιασμός επικεντρώνεται στον υπολογισμό του κελύφους, ως δοχείου πίεσης, και της αυλοφόρου πλάκας που υφίσταται μηχανική και θερμική καταπόνηση.

(7) Αρχιτεκτονικός σχεδιασμός. Τυπικά ερωτήματα είναι η σύνδεση του εναλλάκτη με το υπάρχον σύστημα σωληνώσεων και η επιλογή μεταξύ οριζόντιας ή κατακόρυφης τοποθέτησης.

(8) Σχεδιασμός συστημάτων ελέγχου και συντήρησης. Η λειτουργία σε συνθήκες διάφορες των ονομαστικών (όπως συχνά συμβαίνει κατά την αρχική λειτουργία εναλλακτών υπερδιαστασιοποιημένων λόγω πρόβλεψης αποθέσεων, ή κατά την μεταβολή της θερμοκρασίας νερού και αέρα σε ψύκτες) απαιτεί την ύπαρξη συστήματος αυτόματου ελέγχου. Ο καθαρισμός και η επισκευή των αυλών αποτελούν τις συνηθέστερες εργασίες συντήρησης.

Τα ανωτέρω στάδια σχεδιασμού απαιτούν σημαντικό όγκο υπολογισμών, που συχνά γίνονται με τη βοήθεια υπολογιστικών προγραμμάτων. Επειδή οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συσκευές με υψηλό κόστος προμήθειας, και επειδή η αποτελεσματική λειτουργία τους έχει καθοριστική επίδραση στην απόδοση πολλών μονάδων, η επανάληψη του σχεδιασμού μπορεί να γίνει για

περισσότερους του ενός τύπους εναλλάκτη και με δοκιμή δεκάδων ή και εκατοντάδων κατασκευαστικών παραλλαγών.

Πίνακας 3.1: Ενδεικτικές τιμές του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας

Hot fluid	Cold fluid	Overall heat transfer coefficient	
		Btu/(h·ft ² ·°F)	W/(m ² ·K)
Coolers			
Water	Water	250-500	1220-2440
Ammonia	Water	250-500	1220-2440
Aqueous solutions	Water	250-500	1220-2440
Light organics*	Water	75-150	370- 730
Medium organics†	Water	50-125	240- 610
Heavy organics‡	Water	5- 75§	25- 370
Gases	Water	2- 50¶	10- 240
Water	Brine	100-200	490- 980
Light organics	Brine	40-100	200- 490
Heaters			
Steam	Water	200-700	980-3400
Steam	Ammonia	200-700	980-3400
Steam	Aqueous solutions		
	Less than 2 cP	200-700	980-3400
	More than 2 cP	100-500	490-2940
Steam	Light organics	100-200	490- 980
Steam	Medium organics	50-100	240- 490
Steam	Heavy organics	6- 60	30- 300
Steam	Gases	5- 50¶	25- 240
Exchangers			
Water	Water	250-500	1220-2440
Aqueous solutions	Aqueous solutions	250-500	1220-2440
Light organics	Light organics	40- 75	190- 370
Medium organics	Medium organics	20- 60	100- 290
Heavy organics	Heavy organics	10- 40	50- 200
Heavy organics	Light organics	30- 60	150- 300
Light organics	Heavy organics	10- 40	50- 200

Πίνακας 3.2: Ενδεικτικές τιμές του συντελεστή συναγωγής ανά ρευστό

	Fluid Condition	$W/(m^2 \cdot K)$	Fouling Resistance Range, $[kW/(m^2 \cdot K)]^{-1}$
Sensible heat transfer			
Water	Liquid	5,000–7,500	0.1–0.25
Ammonia	Liquid	6,000–8,000	0–0.1
Light organics	Liquid	1,500–2,000	0.1–0.2
Medium organics	Liquid	750–1,500	0.15–0.4
Heavy organics	Liquid		
	Heating	250–750	0.2–1.0
	Cooling	150–400	0.2–1.0
Very heavy organics	Liquid		
	Heating	100–300	0.4–3.0
	Cooling	60–150	0.4–3.0
Gas	1–2 bar abs	80–125	0–0.1
Gas	10 bar abs	250–400	0–0.1
Gas	100 bar abs	500–800	0–0.1
Condensing heat transfer			
Steam, ammonia	No noncondensable	8,000–12,000	0–0.1
Light organics	Pure component, 0.1 bar abs, no noncondensable	2,000–5,000	0–0.1
Light organics	0.1 bar, 4% noncondensable	750–1,000	0–0.1
Medium organics	Pure or narrow condensing range, 1 bar abs	1,500–4,000	0.1–0.3
Heavy organics	Narrow condensing range, 1 bar abs	600–2,000	0.2–0.5
Light multicomponent mixture, all condensable	Medium condensing range, 1 bar abs	1,000–2,500	0–0.2
Medium multicomponent mixture, all condensable	Medium condensing range, 1 bar abs	600–1,500	0.1–0.4
Heavy multicomponent mixture, all condensable	Medium condensing range, 1 bar abs	300–600	0.2–0.8
Vaporizing heat transfer			
Water	Pressure < 5 bar abs, $\Delta T = 25$ K	5,000–10,000	0.1–0.2
Water	Pressure 5–100 bar abs, $\Delta T = 20$ K	4,000–15,000	0.1–0.2
Ammonia	Pressure < 30 bar abs, $\Delta T = 20$ K	3,000–5,000	0.1–0.2
Light organics	Pure component, pressure < 30 bar abs, $\Delta T = 20$ K	2,000–4,000	0.1–0.2
Light organics	Narrow boiling range, pressure 20–150 bar abs, $\Delta T = 15–20$ K	750–3,000	0.1–0.3
Medium organics	Narrow boiling range, pressure < 20 bar abs, $\Delta T_{max} = 15$ K	600–2,500	0.1–0.3
Heavy organics	Narrow boiling range, pressure < 20 bar abs, $\Delta T_{max} = 15$ K	400–1,500	0.2–0.8

4. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΔΙΠΛΟΥ ΣΩΛΗΝΑ

Ο εναλλάκτης διπλού σωλήνα, που παριστάνεται στο Σχήμα 3.2, αποτελεί μία στοιχειώδη κατασκευή κατάλληλη για μεταφορά θερμότητας με μικρές απαιτήσεις σε επιφάνεια εναλλαγής. Κατασκευάζεται εύκολα από εξαρτήματα διαθέσιμα σε ένα τυπικό μηχανουργείο. Οι σωληνώσεις είναι συνήθως τυποποιημένες χαλύβδινες και ενδεικτικές διαστάσεις φαίνονται στον Πίνακα 4.1.

Ο σχεδιασμός του εναλλάκτη διπλού σωλήνα απαιτεί συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας και πτώσης πίεσης για ροή σε αγωγούς κυκλικής και μη-κυκλικής (δακτυλιοειδούς) διατομής. Επειδή τέτοιες συσχετίσεις απαιτούνται για τον υπολογισμό όλων των τύπων εναλλακτών, γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση ορισμένων αντιπροσωπευτικών συσχετίσεων.

Υπολογισμός πτώσης πίεσης

Η πτώση πίεσης υπολογίζεται από τον συντελεστή τριβής σύμφωνα με τη σχέση:

$$\Delta P = 4f \frac{L \rho u^2}{d} \quad (4.1)$$

Αντιπροσωπευτικές συσχετίσεις για τον συντελεστή τριβής είναι

$$f = \frac{16}{Re}, \quad Re < 2300 \quad (4.2)$$

$$f = 0,0035 + 0,264Re^{-0,42} \quad \text{για } 2,3 \times 10^3 < Re < 10^5 \quad (4.3)$$

Ακριβέστερη σχέση για τυρβώδη ροή, η οποία λαμβάνει υπόψη την τραχύτητα, ε , της επιφάνειας του αγωγού είναι η εξής:

$$(4f)^{-1/2} = -1,8 \log_{10} \left[\left(\frac{\varepsilon}{3,7d} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (4.3a)$$

Η τραχύτητα των σωλήνων από ανθρακοχάλυβα λαμβάνεται συνήθως ίση με $\varepsilon=0,06$ mm, αν και μπορεί να αυξηθεί κατά πολύ λόγω διάβρωσης.

Για τη ροή σε αγωγούς μη-κυκλικής διατομής χρησιμοποιείται αντί της διαμέτρου του αγωγού η υδραυλική διάμετρος, d_h , που ορίζεται ως

$$d_h = \frac{4(\text{εμβαδόν ροής})}{(\text{διαβρεχόμενη περίμετρος})} \quad (4.4)$$

Τέλος, λαμβάνεται υπόψη και η πτώση πίεσης στις στροφές 180° της κάθε πλευράς, λόγω της απότομης αλλαγής κατεύθυνσης ροής. Η συνεισφορά αυτή υπολογίζεται εμπειρικά ανά στροφή ως

$$\Delta P_r = 1,1 \frac{\rho u^2}{2} \quad (4.5)$$

Πίνακας 4.1: Διαστάσεις χαλυβδοσωλήνων

NPS ^[5]	DN ^[2]	OD [in (mm)]	Wall thickness [in (mm)]				
			SCH 5	SCH 10s/10	SCH 30	SCH 40s/40 /STD	SCH 80s/80 /XS
1/8	6	0.405 (10.29)	0.035 (0.889)	0.049 (1.245)	0.057 (1.448)	0.068 (1.727)	0.095 (2.413)
1/4	8	0.540 (13.72)	0.049 (1.245)	0.065 (1.651)	0.073 (1.854)	0.088 (2.235)	0.119 (3.023)
3/8	10	0.675 (17.15)	0.049 (1.245)	0.065 (1.651)	0.073 (1.854)	0.091 (2.311)	0.126 (3.200)
1/2	15	0.840 (21.34)	0.065 (1.651)	0.083 (2.108)	0.095 (2.413)	0.109 (2.769)	0.147 (3.734)
3/4	20	1.050 (26.67)	0.065 (1.651)	0.083 (2.108)	0.095 (2.413)	0.113 (2.870)	0.154 (3.912)
1	25	1.315 (33.40)	0.065 (1.651)	0.109 (2.769)	0.114 (2.896)	0.133 (3.378)	0.179 (4.547)
1 1/4	32	1.660 (42.16)	0.065 (1.651)	0.109 (2.769)	0.117 (2.972)	0.140 (3.556)	0.191 (4.851)
1 1/2	40	1.900 (48.26)	0.065 (1.651)	0.109 (2.769)	0.125 (3.175)	0.145 (3.683)	0.200 (5.080)
2	50	2.375 (60.33)	0.065 (1.651)	0.109 (2.769)	0.125 (3.175)	0.154 (3.912)	0.218 (5.537)
2 1/2	65	2.875 (73.03)	0.083 (2.108)	0.120 (3.048)	0.188 (4.775)	0.203 (5.156)	0.276 (7.010)
3	80	3.500 (88.90)	0.083 (2.108)	0.120 (3.048)	0.188 (4.775)	0.216 (5.486)	0.300 (7.620)
3 1/2	90	4.000 (101.60)	0.083 (2.108)	0.120 (3.048)	0.188 (4.775)	0.226 (5.740)	0.318 (8.077)

Υπολογισμός συντελεστή συναγωγής

Στρωτή ροή εμφανίζεται σε εναλλάκτες μικρών διαστάσεων (συμπαγείς εναλλάκτες) καθώς και για υγρά υψηλού ιξώδους. Διακρίνονται οι δύο χαρακτηριστικές περιπτώσεις μεταφοράς θερμότητας με σταθερή θερμοκρασία επιφάνειας και μεταφοράς με σταθερή θερμοροή. Στη στρωτή ροή, οι δύο αυτές περιπτώσεις δίνουν αισθητά διαφορετικά αποτελέσματα, ενώ στην τυρβώδη η διαφορά είναι αμελητέα.

Για μικρά μήκη σωλήνων και ακριβείς προβλέψεις σε στρωτή ροή, απαιτείται να διευκρινίζεται κατά πόσον η ροή είναι ρευστομηχανικά και θερμικά πλήρως ανεπτυγμένη ή υπό ανάπτυξη. Στη γενική περίπτωση ισχύουν οι συσχετίσεις

$$Nu_T = \left[3,66^3 + 1,61^3 \left(RePr \frac{d}{L} \right) \right]^{1/3} \quad (4.6)$$

$$Nu_Q = \left[4,36^3 + 1,95^3 \left(RePr \frac{d}{L} \right) \right]^{1/3} \quad (4.7)$$

και

για σταθερή θερμοκρασία και σταθερή θερμοροή αντίστοιχα, ενώ σε πλήρη ανάπτυξη ο δεύτερος όρος απαλείφεται. Για τυρβώδη ροή, συνηθισμένες συσχετίσεις είναι οι

$$\text{Nu} = 0,023\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{0,33} \quad (4.8)$$

$$\text{Nu} = \frac{(f/2)\text{RePr}}{1,07 + 12,7\sqrt{f/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (4.9)$$

Οι φυσικές ιδιότητες υπολογίζονται στις ανωτέρω συσχετίσεις στη μέση θερμοκρασία, T_b , των ρευστών. Όταν η θερμοκρασία του τοιχώματος, T_w , διαφέρει αισθητά από την T_b , τότε ο αριθμός Nu πολλαπλασιάζεται με τον διορθωτικό συντελεστή

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_b} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n \quad (4.10)$$

όπου ο εκθέτης n παίρνει τιμές στο διάστημα 0.1-0.2 (συνήθως $n=0.14$).

Για αγωγούς μη-κυκλικής διατομής, χρησιμοποιούνται οι παραπάνω συσχετίσεις αντικαθιστώντας την διάμετρο με την ισοδύναμη διάμετρο. Η διάμετρος αυτή είναι διαφορετική για τον υπολογισμό του συντελεστή συναγωγής (D_e) και για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης (D_h), μια και η περιβρεχόμενη περίμετρος που συνεισφέρει στην πτώση πίεσης είναι γενικά μεγαλύτερη από αυτή που αντιστοιχεί στην επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας. Για παράδειγμα, στην δακτυλιοειδή ροή του εξωτερικού ρευστού στον εναλλάκτη διπλού σωλήνα, οι δύο διαμέτροι ορίζονται ως:

$$d_h = \frac{4\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4\pi(d_1 + d_2)} = d_2 - d_1 \quad (4.11)$$

και

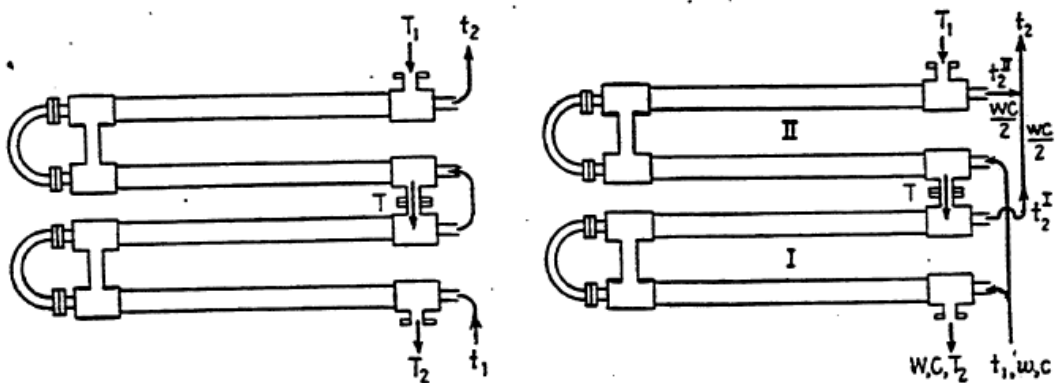
$$d_e = \frac{4\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4\pi d_1} = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_1} \quad (4.12)$$

όπου d_1 και d_2 είναι η εξωτερική διάμετρος του εσωτερικού σωλήνα και η εσωτερική διάμετρος του εξωτερικού σωλήνα αντίστοιχα.

Η διαστασιολόγηση εναλλακτών διπλού σωλήνα γίνεται συνήθως προκαθορίζοντας την επιτρεπτή πτώση πίεσης σε 0,5-1,0 bar. Πολύ μεγαλύτερη πτώση πίεσης επιβαρύνει δυσανάλογα τις λειτουργικές δαπάνες με το κόστος άντλησης, ενώ πολύ μικρή πτώση πίεσης οδηγεί σε χαμηλές ταχύτητες ροής, χαμηλούς συντελεστές συναγωγής και συνεπώς μεγάλη απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής (δαπάνη πάγιας επένδυσης).

Για ρευστά με πολύ διαφορετικές θερμικές ιδιότητες (πχ. αέριο και υγρό), επιλέγεται εσωτερικός σωλήνας με πτερύγια και τοποθετείται στο δακτύλιο το ρευστό με τον μικρότερο συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας. Για ρευστά με παρόμοιες θερμικές ιδιότητες, μία χονδρική βελτιστοποίηση επιτυγχάνεται αν επικρατούν παρόμοιες ταχύτητες στις δύο πλευρές του

εναλλάκτη. Προς το σκοπό αυτό, τοποθετούμε το ρευστό με την μεγαλύτερη παροχή στην πλευρά με την μεγαλύτερη διατομή ροής. Σε περίπτωση μεγάλων διαφορών στην παροχή, μπορεί να χρησιμοποιηθεί παράλληλη τροφοδοσία της μεγάλης παροχής σε διαδοχικές φουρκέτες του εναλλάκτη διπλού σωλήνα (βλ. Σχήμα 2).



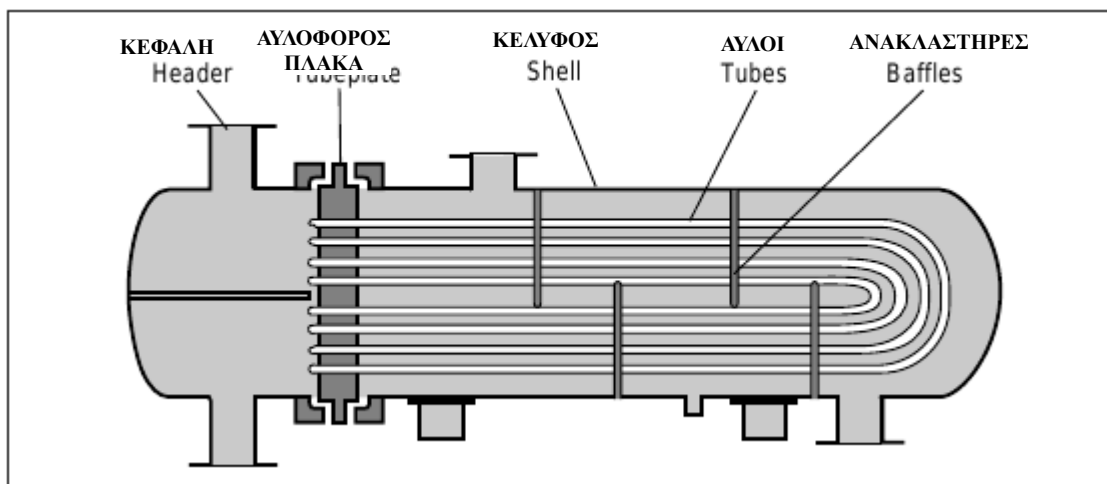
Σχήμα 4.2: Εναλλάκτης διπλού σωλήνα με τροφοδοσία του ενός ρευστού: (α) σε σειρά και (β) παράλληλα.

5. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΑΥΛΩΝ-ΚΕΛΥΦΟΥΣ

5.1 Κατασκευαστικά χαρακτηριστικά

Όπως προαναφέρθηκε, οι εναλλάκτες αυλών-κελύφους είναι οι πλέον συνηθισμένοι στην βιομηχανία. Αποτελούν επέκταση του εναλλάκτη διπλού σωλήνα, όπου ο εσωτερικός σωλήνας έχει αντικατασταθεί από δέσμη παράλληλων αυλών και ο εξωτερικός από το κέλυφος.

Τα κυριότερα κατασκευαστικά τους τμήματα είναι οι αυλοί, η αυλοφόρος πλάκα, το κέλυφος, οι κεφαλές του κελύφους και οι ανακλαστικές ροής (Σχήμα 5.1). Για τον σχεδιαστή μηχανικό, είναι ιδιαίτερα σημαντική η εξοικείωση με τα χαρακτηριστικά των εξαρτημάτων αυτών και την επίδραση τους στην απόδοση του εναλλάκτη. Ο λόγος είναι ότι οι εναλλάκτες αυλών-κελύφους σχεδιάζονται επιλέγοντας για κάθε περίπτωση τον κατάλληλο συνδυασμό από την ποικιλία των ανωτέρω εξαρτημάτων. Ο τρόπος αυτός σχεδιασμού αντιδιαστέλλεται με άλλων εναλλακτών - όπως του εναλλάκτη πλακών- όπου τα εξαρτήματα είναι προεπιλεγμένα και δεν προσφέρεται ευελιξία στον σχεδιαστή.



Σχήμα 5.1: Τα βασικά τμήματα ενός εναλλάκτη αυλών-κελύφους.

Αυλοί

Οι αυλοί είναι σωλήνες με συνήθεις διαμέτρους 10 έως 30 mm. Αυλοί μεγαλύτερης διαμέτρου χρησιμοποιούνται συχνά σε εξατμιστήρες και συμπυκνωτές, όπου απαιτείται μικρή πτώση πίεσης για βελτίωση της φυσικής ανακυκλοφορίας. Το πάχος του τοιχώματος των αυλών είναι μικρότερο από των χαλύβδινων σωλήνων (IPS) ώστε να εξασφαλίζουν μικρότερη αντίσταση στη μετάδοση θερμότητας. Τυπικές διαστάσεις παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.1.

Το μήκος των αυλών επηρεάζει το κόστος του εναλλάκτη, καθώς, για καθορισμένη επιφάνεια εναλλαγής, μακρύτεροι αυλοί συνεπάγονται μικρότερο αριθμό και αντίστοιχη μείωση της διαμέτρου του κελύφους και του μεγέθους και του πάχους των αυλοφόρων πλακών. Το μέγιστο μήκος αυλών περιορίζεται συνήθως από αρχιτεκτονικούς περιορισμούς, ενώ παράγονται αυλοί μήκους έως 20 m. Μία δοκιμασμένη συνταγή είναι να διατηρείται ο λόγος διαμέτρου κελύφους προς μήκος αυλών μεταξύ 1/5 και 1/15.

Πίνακας 5.1: Διαστάσεις και βάρος αυλών εναλλάκτη.

Outside diameter		BWG						
		22	20	18	16	14	12	10
mm inches		Wall thickness mm						
		0.71	0.89	1.24	1.65	2.11	2.77	3.40
		Weight kg/m						
9.53	3/8	0.157	0.193	0.257				
12.7	1/2	0.214	0.263	0.356	0.457			
15.88	5/8	0.271	0.334	0.455	0.588			
19.05	3/4	0.327	0.405	0.553	0.729	0.895		
25.4	1	0.44	0.546	0.75	0.981	1.234	1.574	
31.75	1 1/4	0.554	0.688	0.947	1.244	1.574	2.014	
38.1	1 1/2	0.667	0.832	1.144	1.514	1.904	2.454	
44.5	1 3/4			1.342	1.774	2.244	2.894	3.5
50.8	2			1.549	2.034	2.574	3.334	4.03
63.5	2 1/2			1.949	2.554	3.244	4.214	5.13
76.2	3			2.345	3.084	3.914	5.094	6.19
88.9	3 1/2			2.729	3.609	4.584	5.974	7.27
101.6	4				4.134	5.254	6.854	8.35
114.3	4 1/2				4.654	5.924	7.734	9.43

Οι αυλοί στερεώνονται στα δύο άκρα του εναλλάκτη, ή στο ένα άκρο σε περίπτωση σωλήνων μορφής U, σε οπές κατάλληλων ελασμάτων που ονομάζονται αυλοφόρες πλάκες (tubesheets). Η στερέωση των αυλών στις πλάκες επιτυγχάνεται με συγκόλληση, εκτόνωση ή κοχλιωτή σύνδεση με φέρουλα (Σχήμα 5.2). Οι αυλοφόρες πλάκες παραλαμβάνουν τα φορτία λόγω διαφορικής θερμικής διαστολής και μηχανικής καταπόνησης κατά τη λειτουργία του εναλλάκτη, και ο υπολογισμός τους αποτελεί βασικό τμήμα του μηχανολογικού σχεδιασμού.

Η διάταξη των αυλών είναι κανονική, συνήθως σε σχήμα τετραγώνου ή τριγώνου, και χαρακτηρίζεται από την απόσταση μεταξύ διαδοχικών αυλών (βήμα), P_T , και τη γωνία που αυτοί σχηματίζουν (Σχήμα 5.3). Η τριγωνική διάταξη (γωνία 30 ή 60°) δίνει τη μεγαλύτερη πυκνότητα και συχνά προτιμάται. Αραιότερες διατάξεις προσφέρονται για ευκολότερο εξωτερικό καθαρισμό των αυλών.

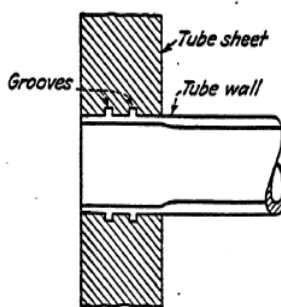


Fig. 7.1. Tube roll.

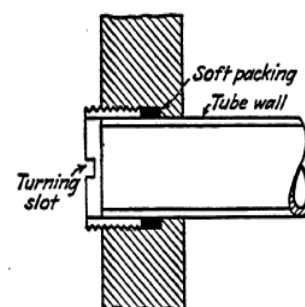
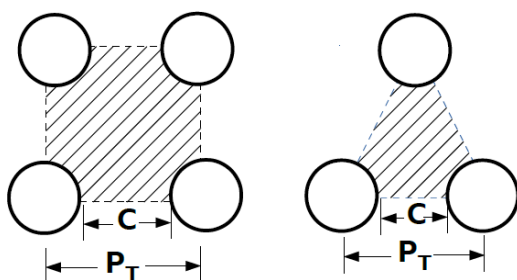


Fig. 7.2. Ferrule.

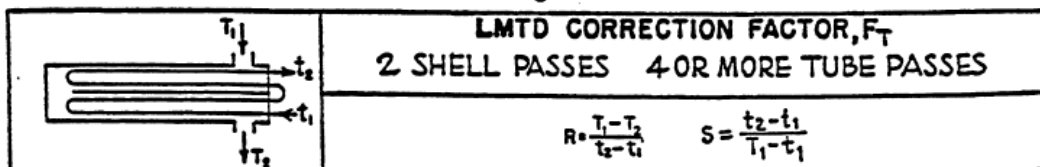
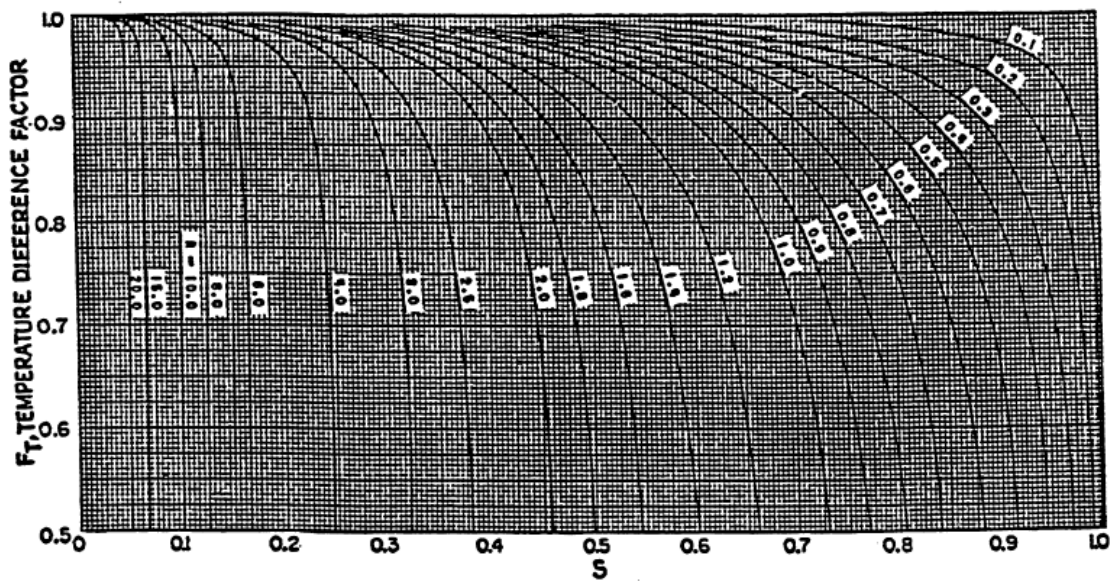
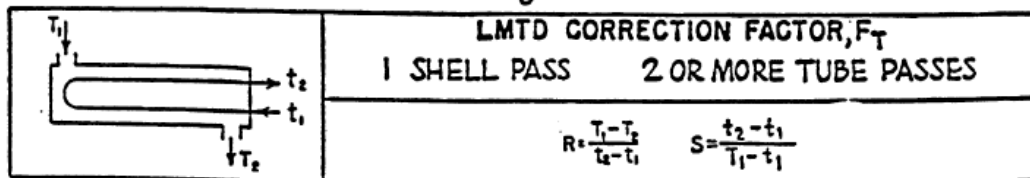
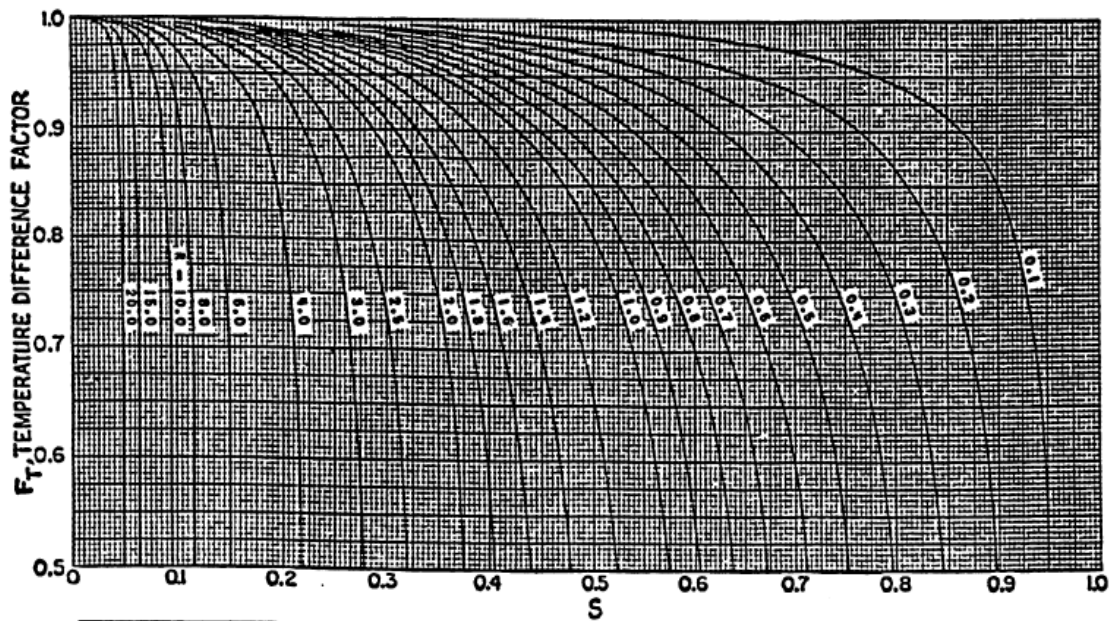
Σχήμα 5.2: (α) Αυλοφόρος πλάκα όπου διακρίνονται οι αυλοί προς συγκόλληση. Δεξιά, δακτύλιος διαστολής του κελύφους. (β) Σύνδεση αυλών με εκτόνωση και με κοχλίωση.



Σχήμα 5.3: (α) Τετραγωνική και (β) τριγωνική διάταξη αυλών, όπου διακρίνονται το βήμα και η ελεύθερη απόσταση μεταξύ αυλών.

Οι αυλοί συνδέονται με τις κεφαλές και το κέλυφος ώστε να επιτρέπουν ένα ή περισσότερα περάσματα του ρευστού που κυκλοφορεί στο εσωτερικό τους. Μόνον το ένα πέραςμα με κέλυφος τύπου E (ή τα δύο περάσματα με κέλυφος F) οδηγούν σε πλήρη αντιρροή. Όλες οι άλλες παραλλαγές λειτουργούν κατά ένα ποσοστό σε ομορροή και η πραγματική μέση διαφορά θερμοκρασίας υπολογίζεται πολλαπλασιάζοντας την μέση λογαριθμική διαφορά της αντιρροής με τον συντελεστή διόρθωσης, F_T . Ο συντελεστής F_T βρίσκεται συναρτήσει των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου από τα διαγράμματα του Σχήματος 5.4. Για τιμές $F_T < 0,75$ η διάταξη θεωρείται θερμικά ασύμφορη και επιλέγεται άλλη πλησιέστερη στην απλή αντιρροή. Η απόκλιση από την αντιρροή αυξάνει κατά τη σειρά 1-1 (ή 2-2), 2-4, 1-2.

Τα πολλαπλά περάσματα του ρευστού στους αυλούς αποσκοπούν στην αύξηση της ταχύτητας ροής και του συντελεστή συναγωγής, πάντα μέσα στα πλαίσια της διαθέσιμης πτώσης πίεσης. Η διάταξη αυτή είναι ιδιαίτερα κατάλληλη αν η εναλλαγή θερμότητας πρόκειται να γίνει μεταξύ δύο ρευμάτων που η παροχή του ενός είναι πολύ μικρότερη από του άλλου. Επίσης, αν για αρχιτεκτονικούς λόγους οι σωληνώσεις εισόδου και εξόδου του ρευστού των αυλών πρέπει να βρίσκονται στην ίδια πλευρά του εναλλάκτη, γίνεται υποχρεωτική η χρήση ζυγού αριθμού περασμάτων.



Σχήμα 5.4: Συντελεστής διόρθωσης της μέσης θερμοκρασιακής διαφοράς για πολλαπλά περάσματα αυλών ή/και κελύφους.

Ο αριθμός των αυλών που περιέχεται σε κέλυφος ορισμένης διατομής (ή ακριβέστερα σε δέσμη αυλών ορισμένης διατομής) εξαρτάται από το βήμα, P_T , και την διάταξη. Ενδεικτική πρόβλεψη του πλήθους αυλών για διατομή δέσμης D_s δίνεται από τη σχέση

$$N_t = \frac{C_{PT} \pi D_s^2}{C_L 4P_T^2} \quad (5.1)$$

όπου $C_{PT}=0,93/0,90/0,85$ για δύο/τρία/τέσσερα περάσματα αυλών αντίστοιχα, και $C_L=1$ για τετραγωνική και $0,87$ για τριγωνική διάταξη των αυλών.

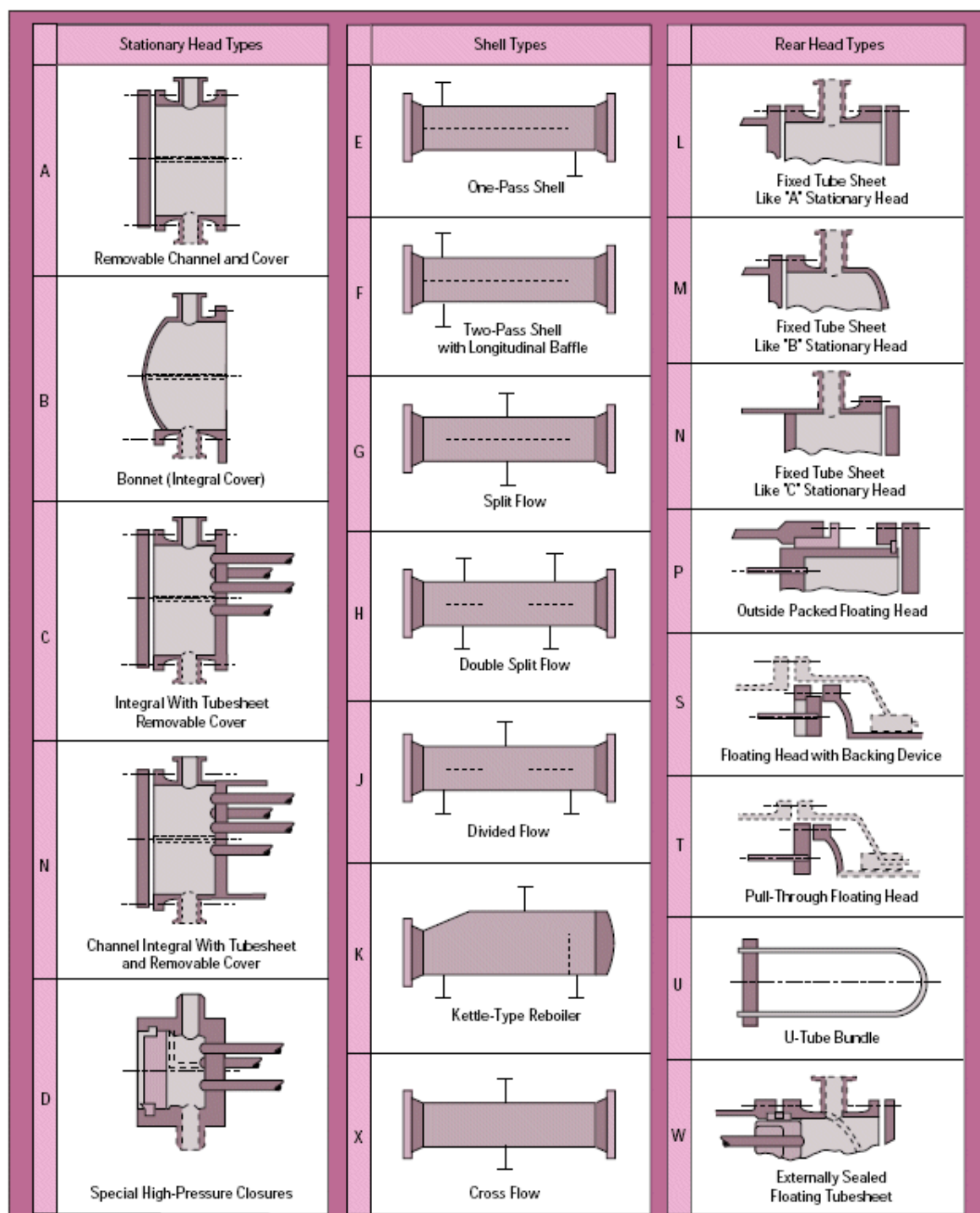
Κεφαλές και σώμα κελύφους

Οι βασικές παραλλαγές κεφαλών και σώματος κελύφους παρουσιάζονται κατά την προδιαγραφή της TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers' Association) στο Σχήμα 5.5. Το κέλυφος E έχει ένα πέρασμα και είναι το πλέον συνηθισμένο. Για λόγους σύγκρισης με τα άλλα κελύφη, η σχετική πτώση πίεσης κατά τη ροή είναι 1. Το κέλυφος F έχει ένα διάμηκες διαχωριστικό έλασμα που επιβάλλει δύο περάσματα. Σε συνδυασμό με δύο περάσματα αυλών λειτουργεί σε πλήρη αντιρροή. Χρησιμοποιείται ως φθηνότερη λύση αντί για δύο εναλλάκτες 1-1 σε σειρά, αλλά παρουσιάζει προβλήματα εσωτερικών θερμικών και υδραυλικών διαρροών (bypasses) που μειώνουν τον βαθμό απόδοσης του. Η σχετική πτώση πίεσης σε σύγκριση με κέλυφος E ίδιας διαμέτρου είναι 8. Το κέλυφος G έχει παρόμοια ή μικρότερη πτώση πίεσης με το E, και χρησιμοποιείται τυπικά σε οριζόντιους αναβραστήρες. Επειδή λειτουργεί χωρίς ανακλαστήρες και μόνον με ένα κεντρικό στήριγμα των αυλών, το μέγιστο μήκος τους δεν μπορεί να ξεπερνά τα 3 m. Το κέλυφος J θυσιάζει θερμική απόδοση για μείωση της πτώσης πίεσης στο 1/8 της βασικής. Το κέλυφος X αναπτύσσει σταυρωτή ροή σε όλο το μήκος των αυλών και συνεπώς παρουσιάζει εξαιρετικά χαμηλή πτώση πίεσης. Χρησιμοποιείται για συμπτυκνωτές κενού και για επεξεργασία αέριων ρευμάτων χαμηλής πίεσης.

Η κεφαλή του εναλλάκτη μπορεί να είναι τύπου διαύλου (channel, πχ. τύπος A) με αφαιρούμενο καπάκι ή τύπου καμπάνας (bonnet, τύπος B) με μονοκόμματα κατασκευή. Η δεύτερη λύση είναι φθηνότερη αλλά απαιτεί αποσυναρμολόγηση των σωληνώσεων για επιθεώρηση/καθαρισμό των αυλών.

Η σύνδεση κεφαλής-αυλοφόρου πλάκας-κελύφους έχει ιδιαίτερη σημασία για τη λειτουργία του εναλλάκτη. Η κεφαλή μπορεί να διαχωρίζεται από την αυλοφόρο πλάκα (τύπος L στο Σχήμα 5.5) ή να είναι συγκολλημένη μαζί της (τύπος C). Η επιλογή αυτή, σε συνδυασμό με την μορφή της άλλης κεφαλής, καθορίζει την δυνατότητα αποσυναρμολόγησης του εναλλάκτη και επέμβασης

στους αυλούς. Οι συνηθέστεροι συνδυασμοί των παραπάνω χαρακτηριστικών δίνουν τους εξής εναλλάκτες:



Source:

CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS • FEBRUARY 1998

Σχήμα 5.5: Βασικές παραλλαγές κεφαλών και σώματος κελύφους κατά TEMA.

Μονοκόμματος εναλλάκτης: Συγκόλληση της αυλοφόρου πλάκας στο κέλυφος (fixed tube-sheet, τύπος L στο Σχήμα 5.5) οδηγεί σε φτηνή κατασκευή, που όμως δεν επιτρέπει πρόσβαση στην εξωτερική επιφάνεια των αυλών. Ο τύπος αυτός μπορεί να παραλάβει μικρές μόνον θερμικές διαστολές ($\Delta T_{\max}=50^{\circ}\text{C}$). Με προσθήκη δακτυλίου διαστολής στο κέλυφος, η μέγιστη διαφορά θερμοκρασίας μπορεί να φτάνει τους 80°C .

Εναλλάκτης τύπου U: Τη φθηνότερη επιλογή αποτελεί ο εναλλάκτης με αυλούς μορφής U. Ο εσωτερικός καθαρισμός των αυλών είναι δύσκολος στη στροφή, αλλά ο εναλλάκτης χρειάζεται μόνο μία αυλοφόρο πλάκα και, λόγω του σχήματος τους, οι αυλοί παραλαμβάνουν απεριόριστες θερμικές διαστολές. Προφανώς, ο εναλλάκτης προσφέρεται μόνον για ζυγό αριθμό περασμάτων.

Εναλλάκτης πλωτής κεφαλής: Η σύνδεση της μιας κεφαλής όπως φαίνεται στον τύπο T του Σχήματος 5.5 επιτρέπει την ελεύθερη διαστολή των αυλών. Επίσης, είναι εύκολη η απομάκρυνση της δέσμης αυλών με άνοιγμα του ενός μόνον καπακιού (pull through). Η κατασκευή αυτή αφήνει μεγάλο διάκενο μεταξύ της δέσμης αυλών και του κελύφους. Ειδικά εμπόδια πρέπει να προβλεφθούν για να αποφευχθεί η διαρροή της παροχής του κελύφους από το διάκενο αυτό, που θα οδηγούσε σε δραστική μείωση της θερμικής απόδοσης. Εναλλακτικά, μπορεί να υιοθετηθεί η κατασκευή S του Σχήματος 5.5. Με τον τρόπο αυτό μειώνεται το διάκενο δέσμης-κελύφους αλλά καθίσταται δυσκολότερη η απομάκρυνση των αυλών.

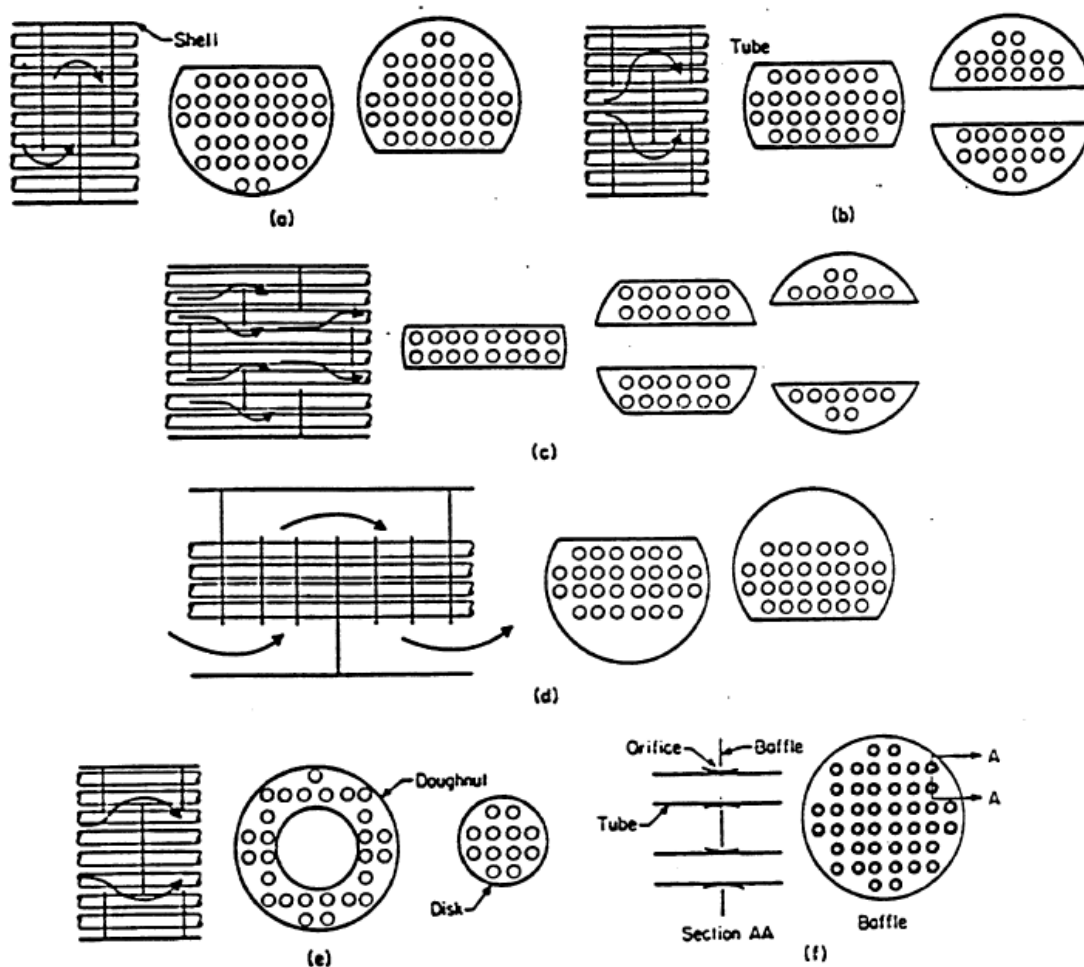
Κοινό χαρακτηριστικό όλων των συστημάτων πλωτής κεφαλής είναι ότι διαρροές στην κεφαλή (πχ. λόγω καταστροφής του παρεμβύσματος) δεν γίνονται αντιληπτές. Το ενδεχόμενο αυτό πρέπει να συνεκτιμηθεί αν τα δύο ρευστά που κυκλοφορούν στον εναλλάκτη είναι ασύμβατα (πχ. άερας-καύσιμο). Οι εναλλάκτες πλωτής κεφαλής είναι γενικά ακριβές κατασκευές.

Ανακλαστήρες

Τυπική διάταξη ανακλαστήρων φαίνεται στο Σχήμα 5.6α. Ο σκοπός των ανακλαστήρων είναι διπλός: Αφενός, στηρίζουν τους αυλούς και αποτρέπουν ταλαντώσεις. Αφετέρου, καθοδηγούν τη ροή του κελύφους εγκάρσια στη δέσμη των αυλών, επιτυγχάνοντας υψηλό συντελεστή συναγωγής. Διάφορες παραλλαγές ανακλαστήρων παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.6β.

Οι ανακλαστήρες απλού κυκλικού τομέα (Σχήμα 6α) αποτελούν τον πλέον συνηθισμένο τύπο. Το άνοιγμά τους είναι 15-30% της συνολικής διατομής και συνηθισμένη απόσταση μεταξύ τους ίση με 0,4-0,6 της διαμέτρου του κελύφους. Η μεταβολή της απόστασης μεταξύ ανακλαστήρων είναι μία αποτελεσματική μέθοδος ελέγχου της πτώσης πίεσης από την πλευρά του κελύφους. Εναλλακτικά, η πτώση πίεσης μπορεί να μειωθεί σημαντικά χρησιμοποιώντας ανακλαστήρες που

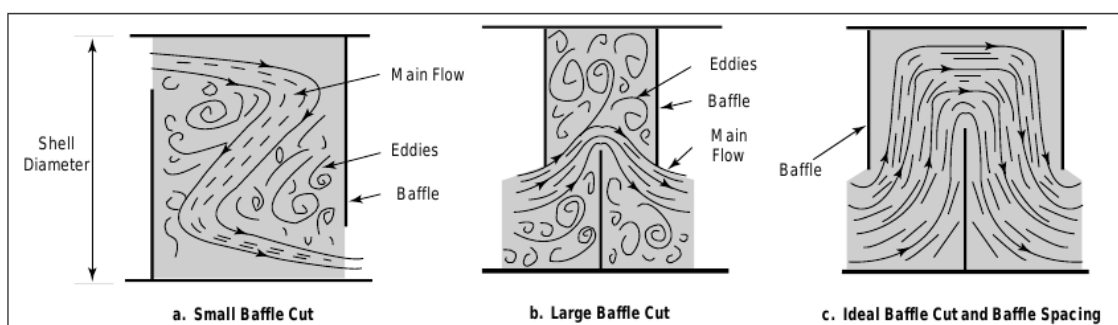
διασπών το ρεύμα (πχ Σχήμα 5.6 b,c,e). Η παραλλαγή (d) του Σχήματος 5.6 δεν έχει αυλούς στο τμήμα που υποστηρίζεται από κάθε δεύτερο ανακλαστήρα. Με τον τρόπο αυτό βελτιώνεται η στήριξη της δέσμης αλλά περιορίζεται ο αριθμός αυλών για δοσμένη διάμετρο κελύφους.



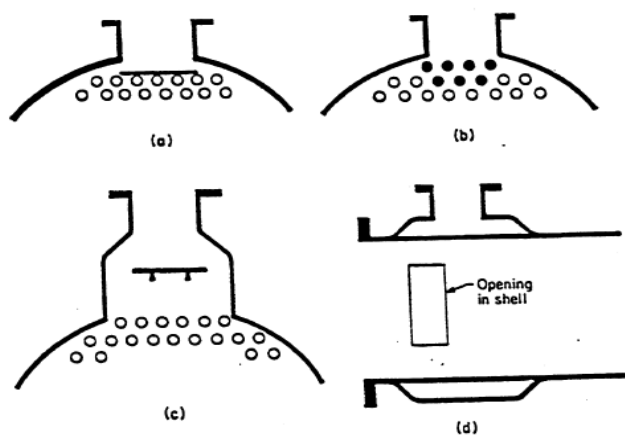
Σχήμα 5.6: (α) Τυπική διάταξη και (β) διάφορες παραλλαγές ανακλαστήρων.

Η προσθήκη ανακλαστήρων γενικά βελτιώνει τη θερμική απόδοση του κελύφους, με πρόστιμο την αύξηση της πτώσης πίεσης. Η απρόσεκτη όμως επιλογή απόστασης και ανοίγματος μπορεί να οδηγήσει σε αναποτελεσματικά πεδία ροής (βλ. Σχήμα 5.7) που επιδεινώνουν την απόδοση και -με τη δημιουργία περιοχών όπου το ρευστό λιμνάζει- αυξάνουν το ρυθμό σχηματισμού αποθέσεων.

Η εγκάρσια ροή που επιβάλλουν οι ανακλαστήρες οδηγεί σε μεγαλύτερη καταπόνηση των αυλών. Το φαινόμενο αυτό είναι ιδιαίτερα έντονο στις εισόδους του κελύφους και μπορεί να οδηγήσει σε αστοχία των πρώτων αυλών. Συνηθισμένα κατασκευαστικά μέτρα που λαμβάνονται φαίνονται στο Σχήμα 5.8. Εναλλακτικές δυνατότητες είναι η προσθήκη ασπίδας προστασίας (a, c) ή η αντικατάσταση των πρώτων σειρών αυλών με συμπαγείς (b). Επίσης, μπορεί να προβλεφθεί διασπορά της ροής στην είσοδο με κατάλληλη κατασκευή (d).



Σχήμα 5.7: Προβλήματα διαμόρφωσης ροής λόγω κακού σχεδιασμού των ανακλαστήρων.



Σχήμα 5.8: Προστασία των αυλών στην είσοδο του κελύφους.

5.2 Θερμοϋδραυλικός σχεδιασμός

Ο θερμοϋδραυλικός σχεδιασμός εναλλάκτη αυλών-κελύφους περιλαμβάνει υπολογισμό των συντελεστών συναγωγής και της πτώσης πίεσης από τις δύο πλευρές του εναλλάκτη. Οι υπολογισμοί για τους αυλούς γίνονται χρησιμοποιώντας τις ίδιες ακριβώς συσχετίσεις που παρουσιάστηκαν στον εναλλάκτη διπλού σωλήνα. Για το λόγο αυτό, θα αναπτυχθεί στη συνέχεια μόνον η διαδικασία υπολογισμών για το κέλυφος. Η μόνη διαφορά όσον αφορά τους αυλούς είναι ότι, για εναλλάκτες με περισσότερα του ενός περάσματα, λαμβάνεται υπόψη μία επιπλέον πτώση πίεσης $4(\rho u^2/2)$ για κάθε πέρασμα. Δηλαδή, για n_{pass} περάσματα αυλών η επιπλέον πτώση πίεσης είναι $\Delta P_r = 4n_{\text{pass}}\rho u^2/2 = 2n_{\text{pass}}\rho u^2$.

Μία πρώτη εκτίμηση για την ακριβή μορφή του εναλλάκτη επιτυγχάνεται επιλέγοντας κατάλληλη ταχύτητα, u_t , εντός των αυλών (τιμές τις τάξης του 1-2 m/s είναι συνηθισμένες). Για δεδομένη παροχή του ρευστού, m_t , υπολογίζεται με τον τρόπο αυτό το απαραίτητο πλήθος αυλών ανά πέρασμα, N_{pass} , από το ισοζύγιο μάζας $m_t = \rho u_t N_{\text{pass}}(\pi d_i^2/4)$, όπου d_i είναι η εσωτερική διάμετρος των αυλών. Χρησιμοποιώντας μία πρώτη εκτίμηση του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (π.χ. σύμφωνα με τον Πίνακα 3.1), υπολογίζεται και ένα ενδεικτικό μήκος αυλών, L , από τη σχέση $A = Q/U(\Delta T)_{LM} = \pi d_o LN$. Στη σχέση αυτή, $N = n_{\text{pass}}N_{\text{pass}}$ είναι το συνολικό πλήθος των αυλών, δηλαδή το πλήθος ανά πέρασμα επί τον αριθμό των περασμάτων.

Η διαδικασία που παρουσιάζεται στη συνέχεια για την πρόβλεψη του συντελεστή συναγωγής και της πτώσης πίεσης από την πλευρά του κελύφους είναι κατάλληλη για πρόχειρους υπολογισμούς και έχει κυρίως εκπαιδευτική αξία. Λεπτομερείς σχεδιαστικοί υπολογισμοί εκτελούνται πλέον όλο και συχνότερα με προγράμματα H/Y που ενσωματώνουν πολύπλοκες μεθόδους. Η επικρατέστερη σήμερα είναι η μέθοδος Bell-Delaware, η οποία λαμβάνει υπόψη της διαρροές της ροής μεταξύ ανακλαστήρων/κελύφους και ανακλαστήρων/αυλών λόγω των κατασκευαστικών ανοχών των ανακλαστήρων.

Υπολογισμός συντελεστή συναγωγής και πτώσης πίεσης

Η ταχύτητα ροής στο κέλυφος του εναλλάκτη μεταβάλλεται διαρκώς, καθώς το ρευστό κινείται από τη μικρότερη επιφάνεια ροής της εξόδου του ανακλαστήρα προς τη μεγαλύτερη επιφάνεια που είναι διαθέσιμη στο κέντρο του κελύφους. Επίσης υπάρχουν συνεχείς αυξομειώσεις κατά τη διέλευση από διαδοχικές σειρές αυλών. Για το λόγο αυτό δεν μπορεί να οριστεί εύκολα διατομή ροής και μέση ταχύτητα.

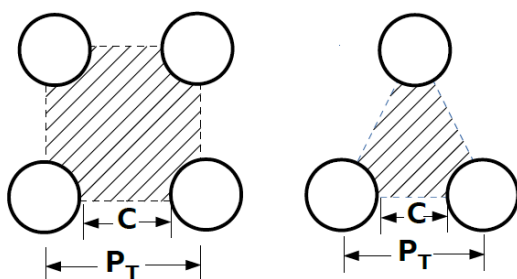
Ο υπολογισμός βασίζεται (όπως και στη ροή σε αγωγούς πολύπλοκης διατομής) στην υδραυλική διάμετρο, που όμως ορίζεται αυθαίρετα σύμφωνα με το Σχήμα 5.9. Η ελεύθερη διατομή ροής

είναι η γραμμοσκιασμένη επιφάνεια, δηλαδή λαμβάνεται εγκάρσια προς τη δέσμη των αυλών, παρόλο που στην πραγματικότητα -λόγω της ύπαρξης των ανακλαστήρων- η ροή στο κέλυφος δεν είναι παράλληλη προς τους αυλούς. Έτσι, για τετραγωνική διάταξη των αυλών, ισχύει η σχέση

$$D_h = \frac{4 (\text{εμβαδόν ροής})}{(\text{διαβρεχόμενη περίμετρος})} = \frac{4(P_T^2 - \pi d^2/4)}{\pi d} \quad (5.2)$$

ενώ για τριγωνική διάταξη λαμβάνουμε

$$D_h = \frac{4(P_T^2 \sqrt{3}/4 - \pi d^2/8)}{\pi d/2} \quad (5.3)$$



Σχήμα 5.9: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά διάταξης αυλών.

Η μαζική ταχύτητα, $G = \rho u_s$, ορίζεται με βάση την ελεύθερη διατομή ροής, A_s , μεταξύ διαδοχικών ανακλαστήρων στο κέντρο του κελύφους (στον ορισμό δηλαδή της μαζικής ταχύτητας, η αυθαίρετη κατεύθυνση ροής συμφωνεί με την πραγματική). Αν B είναι η απόσταση μεταξύ διαδοχικών ανακλαστήρων, D_s η εσωτερική διάμετρος του κελύφους και τα υπόλοιπα μεγέθη είναι όπως ορίζονται στο Σχήμα 5.9, τότε ισχύει:

$$A_s = D_s B \frac{C}{P_T}, \quad G = \frac{m}{A_s} \quad (5.4)$$

Ο συντελεστής συναγωγής υπολογίζεται, με βάση τα ανωτέρω μεγέθη, από τη συσχέτιση

$$\frac{h_o D_h}{k} = 0,36 \left(\frac{D_h G}{\mu} \right)^{0,55} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (5.5)$$

Η πτώση πίεσης λόγω τριβών στο κέλυφος υπολογίζεται θεωρώντας $(N+1)$ διαδοχικά περάσματα διαδρομής ροής D_s , όπου $N = L/B - 1$ είναι το πλήθος των ανακλαστήρων για αυλούς μήκους L . Έτσι λαμβάνεται:

$$\Delta P_s = f \frac{D_s(N+1)G^2}{D_h} \frac{1}{2\rho}, \quad f = 1,779 \left(\frac{D_h G}{\mu} \right)^{-0,19} \quad (5.6)$$

Στην ανωτέρω πτώση πίεσης προστίθενται οι απώλειες στην είσοδο και έξοδο, των οποίων οι διάμετροι επιλέγονται έτσι ώστε να μην συνεισφέρουν πάνω από το 10% της συνολικής.

Χωροθέτηση ρευστών στον εναλλάκτη αυλών-κέλυφους

Η απόφαση για το ποιο ρευστό τοποθετείται στους αυλούς και ποιο στο κέλυφος επηρεάζεται από πολλούς παράγοντες. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι σημαντικότεροι από αυτούς και προτείνονται λύσεις. Συχνά, οι απαιτήσεις μιας συγκεκριμένης εφαρμογής είναι αντικρουόμενες και εναπόκειται στο σχεδιαστή μηχανικό να αξιολογήσει την σημασία τους.

Ευκολία καθαρισμού: Το κέλυφος (η εξωτερική επιφάνεια των αυλών) καθαρίζεται δύσκολα.

Διάβρωση: Συμφέρει η χρήση ακριβών κραμάτων στους αυλούς και όχι στο κέλυφος, το οποίο είναι έλασμα μεγαλύτερου πάχους και γενικά ακριβότερη κατασκευή.

Πίεση: Πολύ υψηλή πίεση αντιμετωπίζεται ευκολότερα στους αυλούς, καθώς το πάχος ελάσματος ενός κυλινδρικού δοχείου πίεσης είναι ανάλογο της διαμέτρου του δοχείου.

Θερμοκρασία: Πολύ υψηλές θερμοκρασίες μειώνουν την μέγιστη επιτρεπτή τάση του υλικού. Όπως και με την πίεση, προτείνεται η τοποθέτηση του ρευστού στους αυλούς.

Επικίνδυνα ρευστά: Τοποθετούνται στους αυλούς για την αποφυγή επαφής με τους εργαζόμενους σε περίπτωση διαρροών.

Μικρή παροχή: Συχνά εξυπηρετεί η τοποθέτηση στο κέλυφος, καθώς εκεί επιτυγχάνεται ευκολότερα τυρβώδης ροή (ύπαρξη ανακλαστήρων) και αποφεύγονται πολλά περάσματα των αυλών.

Πτώση πίεσης: Η πτώση πίεσης προβλέπεται με μεγαλύτερη ακρίβεια στους αυλούς. Μπορεί όμως να γίνει πολύ μικρή στο κέλυφος, με κατάλληλη επιλογή τύπου κελύφους ή/και απομάκρυνση των ανακλαστήρων.

6. ΣΥΜΠΑΓΕΙΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ

6.1 Εναλλάκτες αυλών-πτερυγίων

Οι εναλλάκτες αυλών-πτερυγίων χρησιμοποιούνται για μεταφορά θερμότητας από/προς αέρια ρεύματα, καθώς η εκτεταμένη επιφάνεια των πτερυγίων αναπληρώνει τον χαμηλό συντελεστή συναγωγής των αερίων. Την συνηθέστερη εφαρμογή αποτελούν οι αερόψυκτοι εναλλάκτες που εκμεταλλεύονται την θερμοχωρητικότητα του αέρα του περιβάλλοντος για την ψύξη ρευστού που κυκλοφορεί στους αυλούς του εναλλάκτη (Σχήμα 6.1). Συχνά το ρευστό που κυκλοφορεί στους αυλούς υφίσταται μεταβολή φάσης, όπως για παράδειγμα στους εξατμιστήρες και συμπυκνωτές των αντλιών θερμότητας αέρα/αέρα.

Πλεονεκτήματα-Μειονεκτήματα

Οι εναλλάκτες αυλών-πτερυγίων χρησιμοποιούν τον άφθονα διαθέσιμο και συνήθως μη-διαβρωτικό αέρα του περιβάλλοντος. Λόγω όμως της χαμηλής θερμοχωρητικότητας του αέρα, απαιτούν μεγάλες ογκομετρικές παροχές, και συνεπώς χρειάζονται ισχυρούς φυσητήρες. Οι φυσητήρες μπορεί να τοποθετηθούν είτε στην είσοδο του αέρα (προσαγόμενος εκκυσμός, forced draft) είτε στην έξοδο (επαγόμενος εκκυσμός, induced draft). Στην πρώτη περίπτωση απαιτείται μικρότερη ισχύς (λόγω της μεγαλύτερης πυκνότητας του κρύου αέρα) και ο κινητήρας δεν καταπονείται από υψηλές θερμοκρασίες. Στην δεύτερη επιτυγχάνεται περισσότερο ομοιόμορφη ροή και προστατεύονται οι αυλοί από έντονη βροχόπτωση/χιονόπτωση.

Ιδιαίτερη δυσκολία στην αξιόπιστη λειτουργία του εναλλάκτη προκαλεί η συνεχής μεταβολή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, η οποία συνήθως αντιμετωπίζεται με αντίστοιχη μεταβολή της παροχής αέρα. Προς το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται φυσητήρες μεταβλητής ταχύτητας ή/και δίοδοι εισόδου αέρα με περσίδες (dampers) που προβάλλουν μεταβλητή αντίσταση ροής.

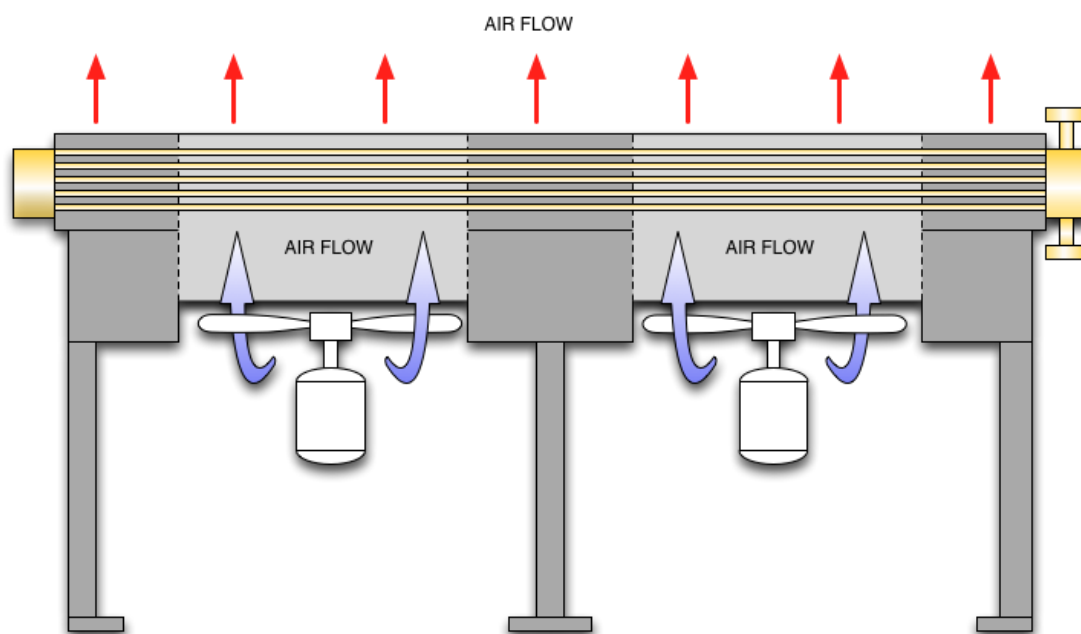
Θερμοϋδραυλικός σχεδιασμός

Ο σχεδιασμός λαμβάνει υπόψη ότι η ροή του αέρα είναι σταυρωτή και χρησιμοποιεί βασικές γνώσεις βαθμού θερμικής απόδοσης πτερυγίων. Θεωρούμε αυλούς μήκους L και συνολικού πλήθους $N_T N_a$, όπου N_T το πλήθος κάθετα και N_a παράλληλα με τη ροή του αέρα. Ως βάση σχεδιασμού λαμβάνεται η φαινομενική ταχύτητα, u_0 , του αέρα στη συνολική διατομή, LW , του εναλλάκτη. Τυπικές τιμές είναι $u_0 = 3 - 3,5$ m/s, με αντίστοιχη διακύμανση του πλήθους, $N_a = 6 - 3$.

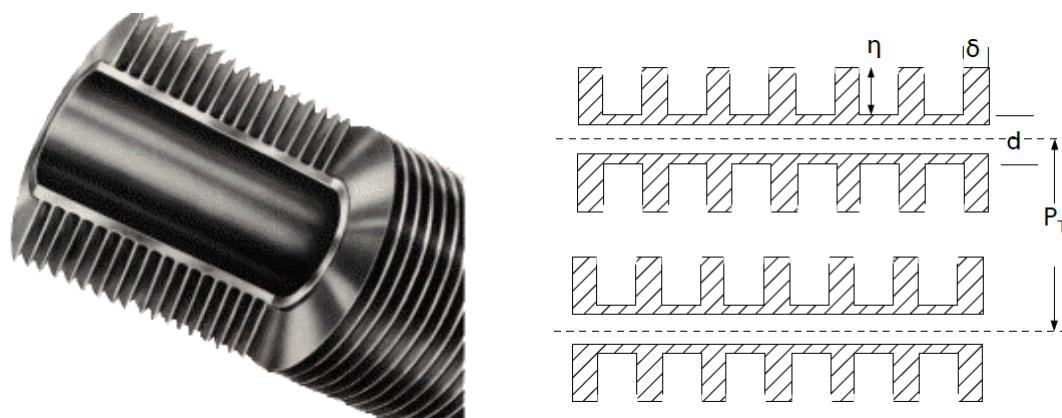
Με αναφορά στο Σχήμα 6.2, η αντιπροσωπευτική ταχύτητα, u_{\max} , του αέρα διαμέσου των αυλών υπολογίζεται από τη σχέση

$$u_{\max} = \frac{\dot{m}/\rho}{S_{\min}}, \quad S_{\min} = N_T (P_T - d - 2 n_f \delta \eta) L \quad (6.1)$$

όπου n_f ο αριθμός πτερυγίων ανά μονάδα μήκους αυλού και τα υπόλοιπα γεωμετρικά μεγέθη (βήμα αυλών, πάχος και ύψος πτερυγίων) απεικονίζονται στο Σχήμα 6.2β. Γενικότερα, u_{\max} είναι η ταχύτητα που αντιστοιχεί στην ελάχιστη διατομή ροής του αέρα, και με βάση τον ορισμό αυτό υπολογίζεται και για διαφορετικές μορφές πτερυγίων.



Σχήμα 6.1: Σκαρίφημα εναλλάκτη αυλών-πτερυγίων με εξαναγκασμένη κυκλοφορία αέρα.



Σχήμα 6.2: (α) Αυλός με κυκλικά πτερύγια. (β) Τομή συστοιχίας αυλών.

Βασικές γεωμετρικές παράμετροι που υπεισέρχονται στον υπολογισμό του συντελεστή συναγωγής από την πλευρά του αέρα, και στη συνέχεια της θερμορροής, είναι το εξωτερικό εμβαδόν των γυμνών αυλών, A_o , το εμβαδόν των αυλών που δεν καλύπτεται από περύγιο, A_r , το εμβαδόν των περυγίων, A_f , και η συνολική εξωτερική επιφάνεια περυγίων και αυλών, $A_t = A_f + A_r$. Για παράδειγμα, χρησιμοποιώντας την μορφολογία του Σχήματος 6.2, και θεωρώντας πλήθος αυλών, N_a , στην διεύθυνση ροής του αέρα, λαμβάνουμε

$$A_o = (\pi d) L N_T N_a \quad (6.2\alpha)$$

$$A_r = (\pi d) L N_T N_a (1 - \eta_f \delta) \quad (6.2\beta)$$

$$A_f = N_T N_a \eta_f L \left\{ \frac{\pi}{2} [(d + 2\eta)^2 - d^2] + \pi(d + 2\eta)\delta \right\} \quad (6.2\gamma)$$

Ο συντελεστής συναγωγής μπορεί να υπολογιστεί από τη συσχέτιση

$$Nu = \frac{hd}{k} = a Re^{0,633} \varepsilon^{-0,17} Pr^{1/3} \quad (6.3)$$

όπου $Re = (\rho u_{max} d)/\mu$ και $\varepsilon = A_t/A_o$. Ο συντελεστής a παίρνει τις τιμές $a=0,201$ για ορθογωνική διάταξη αυλών (in-line) και $a=0,290$ για τριγωνική διάταξη (staggered).

Η θερμορροή από το τοίχωμα του αυλού, θερμοκρασίας T_w , προς τον αέρα θερμοκρασίας T_a , είναι

$$Q = h(\Omega_f A_f + A_r)(T_w - T_a) = h_t A_t (T_w - T_a) \quad (6.4)$$

όπου Ω_f είναι ο βαθμός απόδοσης του περυγίου, και ο τροποποιημένος συντελεστής h_t βασίζεται στην συνολική επιφάνεια περυγίων και αυλού, και συνδέεται με τον πρωτογενή με την σχέση $h_t = h[1 - (1 - \Omega_f)(A_f/A_t)]$. Για ορθογωνικό περύγιο από υλικό με συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας k_f η βασική θεωρία δίνει

$$\Omega_f = \tanh(m\eta)/(m\eta) \quad (6.5)$$

όπου $m = \sqrt{2h/(k_f \delta)}$. Για περύγιο μορφής δίσκων, που είναι τα πλέον συνηθισμένα, χρησιμοποιείται στη θέση του ύψους περυγίου, η , η τροποποιημένη παράμετρος η_e , και ο βαθμός απόδοσης των περυγίων υπολογίζεται ως εξής:

$$\eta_e = \left(\eta + \frac{\delta}{2} \right) \left(1 + 0,35 \ln \frac{d + 2\eta}{d} \right) \quad (6.6\alpha)$$

$$\Omega_f = \frac{\tanh(m\eta_e)}{m\eta_e} [1 - 0,058(m\eta_e)] \quad (6.6\beta)$$

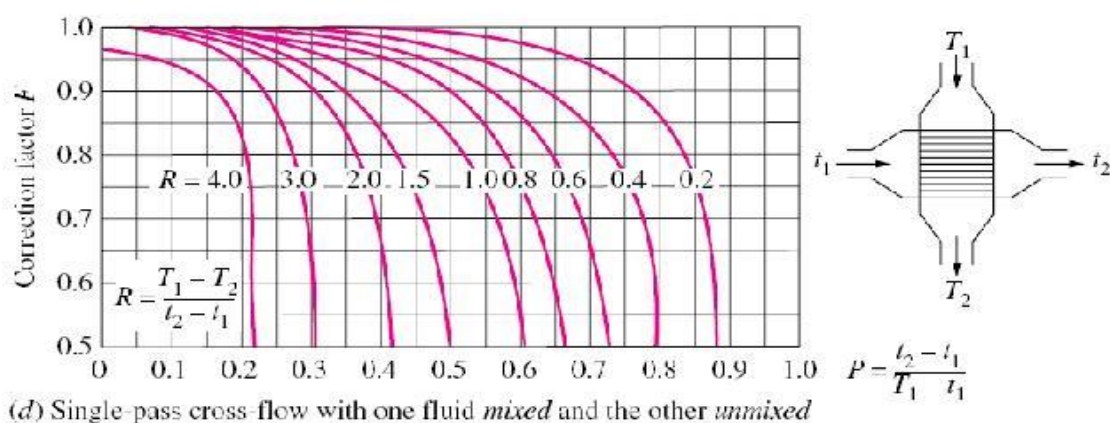
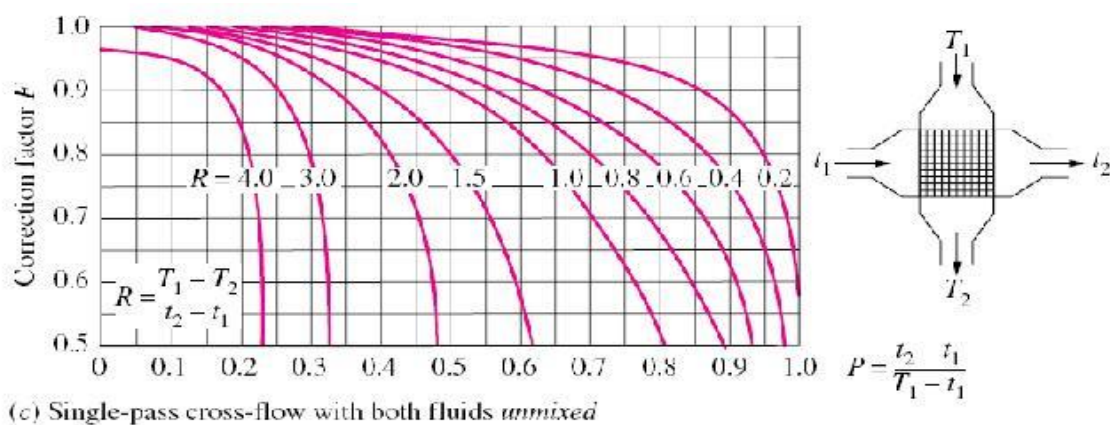
Συνθέτοντας τα παραπάνω, η θερμοροή μπορεί να εκφραστεί συναρτήσει ενός ολικού συντελεστή μεταφοράς, που αναφέρεται στη συνολική εξωτερική επιφάνεια των αυλών, και μίας ολικής διαφοράς θερμοκρασίας σύμφωνα με τη σχέση

$$Q = U_t A_t \Delta T_{o\lambda} \quad (6.7)$$

Στην γενική περίπτωση όπου οι αντιστάσεις αποθέσεων εσωτερικά και εξωτερικά είναι R_{fi} και R_{fo} αντίστοιχα, και η θερμική αγωγιμότητα του υλικού του αυλού, εσωτερικής διαμέτρου d_i και εμβαδού A_i , είναι k_w , ισχύει

$$\frac{1}{U_t} = \left(\frac{A_t}{A_i}\right) \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi}\right) + \frac{d \ln(d/d_i)}{2k_w} + \left(\frac{1}{h_t} + R_{fo}\right) \quad (6.8)$$

Ο συντελεστής διόρθωσης για απόκλιση από την αντιρροή υπολογίζεται από διαγράμματα όπως του Σχήματος 6.3, και είναι συχνά αρκετά κοντά στη μονάδα.



Σχήμα 6.3: Ο συντελεστής διόρθωσης της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας για εναλλάκτες σταυρωτής ροής.

Η συνολική πτώση πίεσης του αέρα υπολογίζεται με βάση τη σχέση

$$\Delta P = 4f \left(\frac{\rho u_{\max}^2}{2} \right) N_a + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{u_0}{0,4} \right)^2 \quad (6.9)$$

όπου ο πρώτος όρος δίνει την πτώση πίεσης διαμέσου των αυλών και ο δεύτερος την επιτάχυνση του αέρα από τις συνθήκες περιβάλλοντος ως την ταχύτητα ($u_0/0,4$) στη συστολή του φυσητήρα. Ο συντελεστής τριβής αποτελεί πολύπλοκη συνάρτηση των χαρακτηριστικών μηκών της συσκευής. Μία συσχέτιση για αυλούς σε ορθογωνική και τριγωνική διάταξη αντίστοιχα είναι

$$f = \left(\frac{d + 2\eta}{d} \right) C_1 C_2 C_3 \text{ (in-line)} \quad \text{ή} \quad f = \sqrt{\left(\frac{d + 2\eta}{d} \right) C_1 C_2' C_3'} \text{ (staggered)} \quad (6.10)$$

όπου

$$C_1 = (0,07 + 8Re^{-0,45}), \quad C_2 = 0,08 \left(\frac{0,15P_T}{d} \right)^{-1,1(n_f\eta/(1-n_f\delta))^{0,15}} \quad (6.11\alpha)$$

$$C_3 = 1,6 - (0,75 - 1,5e^{-0,7N_a}) e^{-2P_a/P_T} \quad (6.11\beta)$$

$$C_2' = 0,11 \left(\frac{0,05P_T}{d} \right)^{-0,7(n_f\eta/(1-n_f\delta))^{0,2}} \quad (6.12\alpha)$$

$$C_3' = 1,1 + (1,8 - 2,1e^{-0,15N_a^2} e^{-2P_a/P_T}) - (0,7 - 0,8e^{-0,15N_a^2} e^{-0,6P_a/P_T}) \quad (6.12\beta)$$

6.2 Εναλλάκτες πλακών-πτερυγίων

Δομή

Οι εναλλάκτες πλακών-πτερυγίων συνίστανται από διαδοχικά "σάντουιτς" πτυχωτών εκτεταμένων επιφανειών μεταξύ λεπτών αγωγίμων πλακών (Σχήμα 6.4α). Πλευρικές ράβδοι τοποθετούνται στα άκρα, με κατάλληλο τρόπο ώστε από κάθε κεφαλή εισόδου ρευστού να επιτρέπεται η δίοδος σε ορισμένα μόνον περάσματα. Εάν τα ρεύματα είναι δύο, τότε τα ρευστά κινούνται σε κάθε δεύτερο πέραςμα. Είναι όμως δυνατή η ταυτόχρονη τροφοδοσία περισσότερων των δύο ρευμάτων (Σχήμα 6.4β). Τα υλικά κατασκευής τους είναι αλουμίνιο ή ανοξείδωτος χάλυβας.

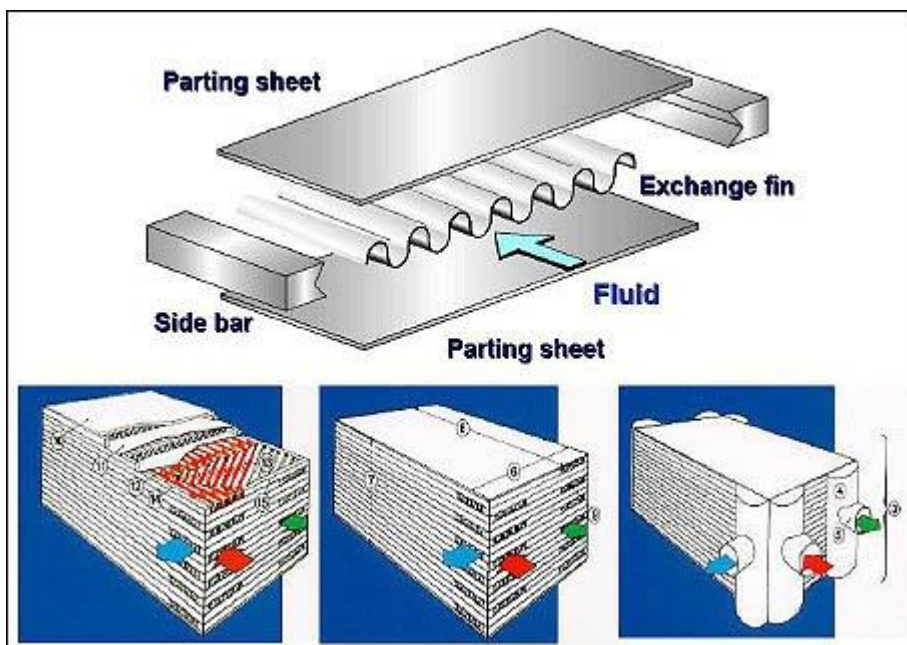
Όρια λειτουργίας

Μέγιστη πίεση: 100 bar (brazed aluminium)

200 bar (stainless steel)

Μέγιστη/ελάχιστη θερμοκρασία: -273 °C/150 °C (brazed aluminium)

-273 °C/600 °C (stainless steel)



Σχήμα 6.4: (α) Πτερύγιο μεταξύ διαδοχικών πλακών. (β) Κεφαλές εισόδου και δίοδοι ροής τριών ρευμάτων.

Πλεονεκτήματα

- Είναι εξαιρετικά συμπαγείς εναλλάκτες
- Λειτουργούν με πολύ μικρή θερμοκρασιακή διαφορά (~ 1 °C, έναντι ~ 10 °C εναλλάκτη αυλών κελύφους)
- Είναι κατάλληλοι για υγρά και αέρια, αισθητή και λανθάνουσα εναλλαγή θερμότητας (εξάτμιση/συμπύκνωση)
- Έχουν δυνατότητα πολλαπλών ρευμάτων / θερμικών καθηκόντων
- Έχουν ευρύ πεδίο εφαρμογών, από εσωτερικό εξάρτημα αποστακτικών στηλών έως κρυογονικές διεργασίες

Μειονεκτήματα

- Περιορισμένη μέγιστη πίεση και θερμοκρασία
- Απαιτούνται καθαρά ρευστά, επειδή δεν καθαρίζονται εύκολα
- Ευαίσθητη κατασκευή, με ιδιαίτερη προσοχή στην εγκατάσταση

Τύποι πτερυγίων

- Τα πτερύγια μπορεί να είναι απλές (συνεχείς) πτυχωτές επιφάνειες, ή να έχουν ειδική κατασκευή που αυξάνει τον συντελεστή συναγωγής. Τα συνηθέστερα απαντώμενα είναι:
- Απλά: Χαμηλότερος συντελεστής συναγωγής και πτώση πίεσης
- Διάτρητα: Ενδιάμεσος συντελεστής συναγωγής. Κατάλληλα για βρασμό
- Κυματοειδή: Υψηλός συντελεστής συναγωγής. Κατάλληλα για όχι εντελώς καθαρά ρευστά
- Διακοπτόμενα: Μέγιστος συντελεστής συναγωγής με αύξηση της πτώσης πίεσης.
Βασίζονται στην επανειλημμένα διακοπή και αναδημιουργία του οριακού στρώματος.
Ακατάλληλα για βρώμικα ρευστά



Σχήμα 6.5: Τμήμα εναλλάκτη με διάτρητα πτερύγια.

Θερμοϋδραυλικός σχεδιασμός

Χρησιμοποιούνται συσχετίσεις της μορφής $Nu = f(Re, Pr)$, με βάση τα ειδικά χαρακτηριστικά των πτερυγίων. Για παράδειγμα, για διακοπτόμενα πτερύγια και μονοφασική ροή προτείνονται στη βιβλιογραφία οι σχέσεις

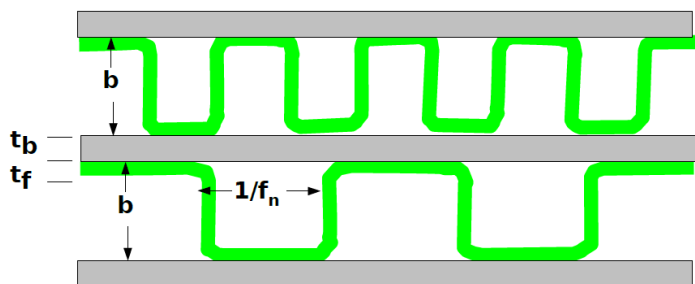
$$Nu = \frac{hD_h}{k} = \begin{cases} 0,49Re^{0,516}Pr^{1/3} & \text{για } Re < 1500 \\ 0,151Re^{0,487}Pr^{1/3} & \text{για } 1500 < Re < 6000 \\ 0,755Re^{0,501}Pr^{1/3} & \text{για } Re < 1500 \end{cases} \quad (6.13)$$

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2\rho D_h} , \quad f = (f_l^5 + f_a^5)^{0,2} , \quad f_a = 0,051 , \quad f_l = 2,39 Re^{-0,51} \quad (6.14)$$

με $Re = \rho u D_h / \mu = G D_h / \mu$, όπου D_h , είναι η υδραυλική διάμετρος των καναλιών ροής και G η μαζική ταχύτητα. Η υδραυλική διάμετρος ορίζεται με την βοήθεια των εξής γεωμετρικών χαρακτηριστικών των πτερυγίων, που απεικονίζονται στο Σχήμα 6.5.

- t_p : πάχος πλακών
 t_f : πάχος ελασμάτων πτερυγίων

- b : απόσταση μεταξύ πλακών
 L : μήκος πλάκας κάθετα στη διεύθυνση ροής
 W : μήκος πλάκας στη διεύθυνση ροής
 $1/f_n$: απόσταση μεταξύ διαδοχικών πτερυγίων



Σχήμα 6.6: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πτερυγίων.

Με βάση τους παραπάνω ορισμούς υπολογίζονται η υδραυλική διάμετρος

$$D_h = \frac{2(b - t_f)(1 - f_n t_f)}{[1 + f_n(b - 2t_f)]} \quad (6.15)$$

και τα εμβαδά πτερυγωτής και γυμνής επιφάνειας, $A_f = W L a_f$ και $A_r = W L a_r$ που αντιστοιχούν στις δύο πλευρές κάθε πλάκας, όπου $a_f = f_n(b - t_f)$ και $a_r = (1 - f_n t_f)$. Παρατηρήστε ότι για τις πτυχώσεις έχει ληφθεί το μισό της συνολικής τους επιφάνειας, καθώς το υπόλοιπο μισό αντιστοιχεί στην επόμενη πλάκα. Δηλαδή, θεωρείται μία στοιχειώδης κυψελίδα πάχους, η οποία αποτελείται από την πλάκα και τα μισά των δύο καναλιών που την περιβάλλουν.

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, U , που αντιστοιχεί στην στοιχειώδη κυψελίδα, υπολογίζεται με βάση την επιφάνεια εναλλαγής μιας πλάκας, WL , ως

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{(a_{r1} + \Omega_{f1} a_{f1}) h_1} + \frac{(t_p + t_f)}{k_w} + \frac{1}{(a_{r2} + \Omega_{f2} a_{f2}) h_2} \quad (6.16)$$

Στην εξ.(6.16) έχει προβλεφθεί η γενική περίπτωση όπου τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των πτερυγίων είναι διαφορετικά στα διαδοχικά κανάλια ροής, και συνεπώς υπολογίζονται διαφορετικές τιμές για κάθε πλευρά της πλάκας. Η συνολική θερμορροή βρίσκεται αν αθροιστούν τα θερμικά αποτελέσματα κάθε κυψελίδας. Θεωρώντας N από αυτές, προκύπτει,

$$Q = NU(WL)(\Delta T)_m \quad (6.17)$$

Εναλλακτικά, χρησιμοποιείται ο ογκομετρικός συντελεστής μεταφοράς, B , ο οποίος ορίζεται με βάση το πάχος της κυψελίδας $s = (b_1 + b_2)/2 + t_p$. Έτσι προκύπτει

$$Q = \left(\frac{U}{s}\right) (W L N s) (\Delta T)_m = B V (\Delta T)_m \quad (6.18)$$

6.3 Εναλλάκτες πλακών-πλαισίου

Οι εναλλάκτες πλακών-πλαισίου (ή εναλλάκτες πλακών) αποτελούνται από σειρά λεπτών μεταλλικών πλακών, οι οποίες ανά δύο σχηματίζουν ένα κανάλι ροής (πέραςμα) και συναρμολογούνται σε σώμα με την βοήθεια στιβαρών πλευρικών τοιχωμάτων (Σχήμα 6.7).



Σχήμα 6.7: Εναλλάκτες πλακών διαφόρων μεγεθών.

Πλεονεκτήματα

- Είναι συμπαγείς συσκευές με υψηλή απόδοση και σχετικά μικρό κόστος.
- Λειτουργούν με πολύ μικρή θερμοκρασιακή διαφορά ($\sim 1^\circ\text{C}$, έναντι $\sim 10^\circ\text{C}$ εναλλάκτη αυλών κελύφους).
- Λόγω των μικρών χρόνων παραμονής, συστήνονται για ρεύματα που υποβαθμίζονται εύκολα (πχ τρόφιμα).
- Καθαρίζονται εύκολα με αποσυναρμολόγηση.

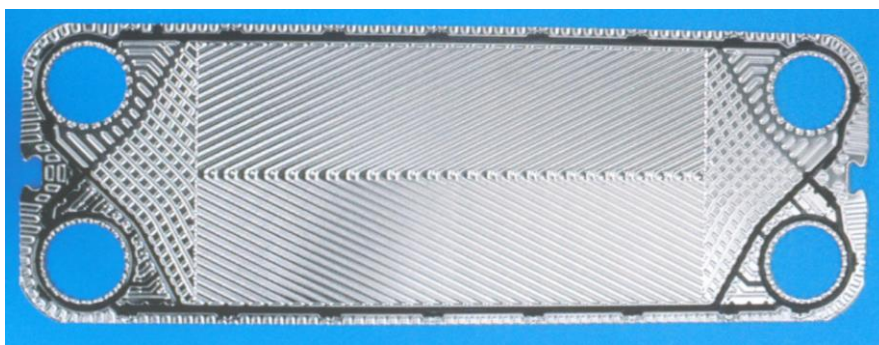
- Είναι εξαιρετικά ευέλικτοι, καθώς προσαρμόζονται σε διαφοροποιημένα θερμικά καθήκοντα με προσθαφαίρεση πλακών.
- Σχηματίζουν λιγότερες επικαθήσεις, λόγω των υψηλών διατμητικών τάσεων που αναπτύσσονται στα κανάλια ροής.

Μειονεκτήματα

- Δεν είναι αξιόπιστοι για πιέσεις άνω των 20 bar και θερμοκρασίες άνω των 200 °C.
- Έχουν αυξημένη πιθανότητα διαρροών από τα παρεμβύσματα. Για τον λόγο αυτό δεν συστήνονται για τοξικά και εύφλεκτα ρευστά.
- Δεν είναι κατάλληλοι για αέρια.

Χαρακτηριστικά πλακών

Οι πλάκες έχουν αυλακώσεις, συνήθως υπό κλίση 0-80⁰ ως προς τη διεύθυνση ροής (τύπος chevron). Ένα παράδειγμα φαίνεται στο Σχήμα 6.8. Διαδοχικές πλάκες συναρμολογούνται με τις αυλακώσεις σε αντίθετη φορά. Ως αποτέλεσμα, σχηματίζονται πολλαπλά σημεία επαφής μεταξύ των πλακών, τα οποία συνεισφέρουν στην σταθερότητα της κατασκευής και ταυτόχρονα προκαλούν τοπικές δίνες οι οποίες ενισχύουν την μεταφορά θερμότητας.



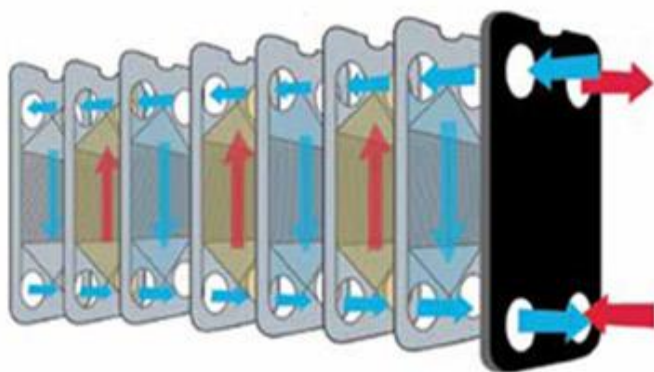
Σχήμα 6.8: Πλάκα τύπου chevron με αυλακώσεις υπό κλίση $\beta=30^\circ$.

Κατάλληλο πολυμερικό παρέμβυσμα διατρέχει την περίμετρο της πλάκας και τις οπές εισόδου/εξόδου. Η διαμόρφωση γύρω από τις οπές εξασφαλίζει ότι μόνον το ένα ρευστό έχει πρόσβαση στο συγκεκριμένο κανάλι ροής.

Θερμοϋδραυλικός σχεδιασμός

Ο σχεδιασμός των εναλλακτών πλακών-πλαισίου βασίζεται ακόμη σε μεγάλο βαθμό σε απόρρητες συσχετίσεις των κατασκευαστών. Συνεπώς, ο γενικός μηχανικός έχει συγκριτικά με άλλους εναλλάκτες μικρότερα περιθώρια αξιόπιστων προβλέψεων.

Η διαμόρφωση της ροής στα περάσματα του εναλλάκτη πλακών αναπαρίσταται στο Σχήμα 6.9. Η γεωμετρία κάθε καναλιού ροής χαρακτηρίζεται από το μήκος, L , το εύρος, W , και το πλάτος του καναλιού, b (απόσταση μεταξύ διαδοχικών πλακών). Η παροχή του ρευστού μοιράζεται



Σχήμα 6.9: Η διαμόρφωση της ροής στα περάσματα εναλλάκτη πλακών.

ισόποσα σε όλα τα περάσματα, και η χαρακτηριστική ταχύτητα, u_e , υπολογίζεται με βάση τη διατομή ροής Wb . Η υδραυλική διάμετρος, D_e , ορίζεται κατά τα γνωστά, και βρίσκεται με καλή προσέγγιση ίση με $D_e = 2b$.

Βασική παράμετρος σε όλες τις συσχετίσεις είναι η κλίση, β , των αυλακώσεων, με αύξηση της οποίας ενισχύεται ο συντελεστής συναγωγής αλλά και η πτώση πίεσης. Παραδείγματα συσχετίσεων είναι οι

$$\frac{hD_e}{k} = A(\beta) \left(\frac{\rho u_e D_e}{\mu} \right)^{0,64} Pr^{0,4} \quad (6.19)$$

Και

$$\Delta p = 4f \frac{L}{D_e} \frac{\rho u_e^2}{2}, \quad f = B(\beta) \left(\frac{\rho u_e D_e}{\mu} \right)^{-0,18} \quad (6.20)$$

όπου ενδεικτικές τιμές των παραμέτρων A και B δίνονται στον παρακάτω πίνακα.

β	A	B
30°	0,40	2,78
45°	0,56	8,90

7. ΤΕΧΝΙΚΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

7.1 Προβλήματα βελτιστοποίησης

Το πρώτο βήμα για την εύρεση των βέλτιστων διαστάσεων ή/και συνθηκών λειτουργίας, είναι ο καθορισμός του μεγέθους που θα βελτιστοποιηθεί, δηλαδή της αντικειμενικής συνάρτησης. Σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, το μέγεθος αυτό μπορεί να είναι η επιφάνεια εναλλαγής ή η κατανάλωση μιας βοηθητικής παροχής.

Σε μεγάλες βιομηχανικές εγκαταστάσεις με πολλές διεργασίες εναλλαγής θερμότητας, αντιμετωπίζεται συχνά και το πολυπλοκότερο πρόβλημα της συνολικής βελτιστοποίησης. Στην περίπτωση αυτή αποφασίζεται ποια ρεύματα θα έρθουν σε επαφή μεταξύ τους και με ποια σειρά ώστε το συνολικό να ελαχιστοποιείται. Δημοφιλές παράδειγμα μεθοδολογίας τέτοιας βελτιστοποίησης είναι η τεχνολογία pinch.

Στο πλαίσιο του παρόντος μαθήματος θα απασχοληθούμε μόνον με απλές βελτιστοποιήσεις. Τα παραδείγματα που θα παρουσιαστούν είναι η επιλογή βέλτιστης συχνότητας καθαρισμού εξατμιστήρα που αναπτύσσει αποθέσεις και βέλτιστης παροχής νερού ψύξης σε έναν συμπυκνωτή.

Είναι γενικά χρήσιμο να θυμάται κανείς ότι οι μαθηματικά βέλτιστες λύσεις πρέπει να ελέγχονται προσεκτικά από τον μηχανικό και να θεωρούνται καταρχήν ως ενδεικτικές. Συχνά, μία τέτοια λύση προσκρούει σε βασικές σχεδιαστικές αρχές που δεν μπορούν εύκολα να ποσοτικοποιηθούν, ή δεν είναι πραγματοποιήσιμη με τον διαθέσιμο εξοπλισμό (πχ. βέλτιστη διάμετρος σωληνώσεων μεταξύ δύο τιμών λίστας τυποποιημένων διαμέτρων).

Αποθέσεις σε εξατμιστήρα

Κατά την εξάτμιση υδατικού διαλύματος για παραγωγή ενός τελικού προϊόντος, η θερμορροή μειώνεται σταδιακά με το χρόνο λόγω ανάπτυξης των αποθέσεων. Η χρονική μεταβολή της αντίστασης αποθέσεων περιγράφεται από τη σχέση

$$R_f = \sqrt{a + bt} \quad (7.2)$$

που αντιστοιχεί σε ρυθμό ανάπτυξης αποθέσεων που φθίνει με το χρόνο, αλλά βραδύτερα από την ασυμπτωτική συμπεριφορά της εξίσωσης (1.8). Αν ο καθαρισμός της συσκευής απαιτεί χρονικό διάστημα t_c , το ερώτημα είναι ποιο είναι το βέλτιστο διάστημα, t_o , συνεχούς λειτουργίας (το χρονικό διάστημα μεταξύ διαδοχικών καθαρισμών) που μεγιστοποιεί το συνολικό ποσό θερμότητας που εναλλάσσεται και συνεπώς και το ποσό προϊόντος που παράγεται. Είναι

διαισθητικά φανερό ότι λειτουργία της συσκευής με πολλές αποθέσεις προσφέρει όλο και λιγότερη θερμορροή και συνεπώς πρέπει να υπάρχει μέγιστο για ενδιάμεση τιμή του χρόνου t_0 .

Αν θεωρηθεί ότι η κύρια αντίσταση στη μετάδοση θερμότητας οφείλεται στις αποθέσεις, και ότι η επιφάνεια εναλλαγής, A , και η μέση διαφορά θερμοκρασίας, ΔT , παραμένουν σταθερές, τότε η στιγμιαία θερμορροή είναι

$$Q = UA\Delta T = \frac{A\Delta T}{\sqrt{a + bt}} \quad (7.2)$$

και το συνολικό ποσό θερμότητας για χρόνο λειτουργίας t_0 βρίσκεται με ολοκλήρωση ίσο με

$$Q_{\text{total}} = \int Q dt = \frac{2A\Delta T}{b} (\sqrt{a + bt_0} - \sqrt{a}) \quad (7.3)$$

Η μέση απόδοση της συσκευής σε κάθε κύκλο λειτουργίας-καθαρισμού είναι

$$Q_H = \frac{Q_{\text{total}}}{(t_0 + t_c)} \quad (7.4)$$

Η μόνη μεταβλητή στην ανωτέρω εξίσωση είναι ο χρόνος λειτουργίας, t_0 . Μηδενίζοντας την παράγωγο ως προς t_0 , ο βέλτιστος χρόνος λειτουργίας βρίσκεται ίσος με

$$(t_0)_{\text{max}} = t_c + \sqrt{\frac{4a}{b} t_c} \quad (7.5)$$

Η λύση αυτή καθορίζει το χρονοδιάγραμμα καθαρισμού ώστε ο εξατμιστήρας να εργάζεται περισσότερο αποδοτικά.

Σχεδιασμός ψύκτη

Κατά τη διαστασιολόγηση ενός ψύκτη για ορισμένο θερμικό καθήκον, υπάρχει η δυνατότητα σχεδιασμού με μεγάλη παροχή νερού ψύξης, οπότε μεταβάλλεται λίγο η θερμοκρασία του νερού μεταξύ εισόδου-εξόδου, ή με μικρή παροχή, οπότε λαμβάνει χώρα μεγάλη μεταβολή). Αντίστοιχα, επηρεάζεται η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας και ο ολικός συντελεστής συναγωγής του εναλλάκτη, με αποτέλεσμα να αλλάζει η απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής. Μεγάλη παροχή νερού οδηγεί σε μείωση της επιφάνειας, δηλαδή του μεγέθους της συσκευής, και αντίστροφα.

Το παραπάνω παράδειγμα είναι αντιπροσωπευτικό μιας μεγάλης κατηγορίας βελτιστοποιήσεων συσκευών, όπου αύξηση των λειτουργικών δαπανών (εδώ, κόστος νερού ψύξης) συνδυάζεται με μείωση των πάγιων δαπανών. Στην περίπτωση αυτή, αντικειμενικός στόχος είναι η

ελαχιστοποίηση του συνολικού ετήσιου κόστους, που περιλαμβάνει τις λειτουργικές δαπάνες και την απόσβεση των πάγιων δαπανών.

Χρησιμοποιούμε τον εξής συμβολισμό:

w = παροχή νερού ψύξης (kg/h)

t_1, t_2 = θερμοκρασία εισόδου (σταθερή) και εξόδου του νερού ψύξης

T_1, T_2 = θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του προς ψύξη ρευστού

C_w = κόστος νερού (ευρώ/kg)

C_A = κόστος προμήθειας εναλλάκτη ανά m^2 επιφάνειας εναλλαγής

K_F = ετήσιες δαπάνες απόσβεσης, συντήρησης κλπ. ως ποσοστό του κόστους προμήθειας

θ = χρόνος λειτουργίας (h/έτος)

Με βάση τα παραπάνω, το συνολικό ετήσιο κόστος λειτουργίας είναι:

$$C_T = wC_w\theta + K_F A C_A \quad (7.6)$$

Ως ανεξάρτητη μεταβλητή στη διαδικασία βελτιστοποίησης θα χρησιμοποιήσουμε τη θερμοκρασία εξόδου, t_2 , του νερού. Με βάση τη μεταβλητή αυτή, η παροχή του νερού εκφράζεται ως

$$w = \frac{Q}{c_p(t_2 - t_1)} \quad (7.7)$$

Για απλή αντιρροή (οι δείκτες 1 και 2 συμβολίζουν τις δύο άκρες του εναλλάκτη), η απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής είναι

$$A = \frac{Q \ln[(T_2 - t_2)/(T_1 - t_1)]}{U (T_2 - t_2) - (T_1 - t_1)} \quad (7.8)$$

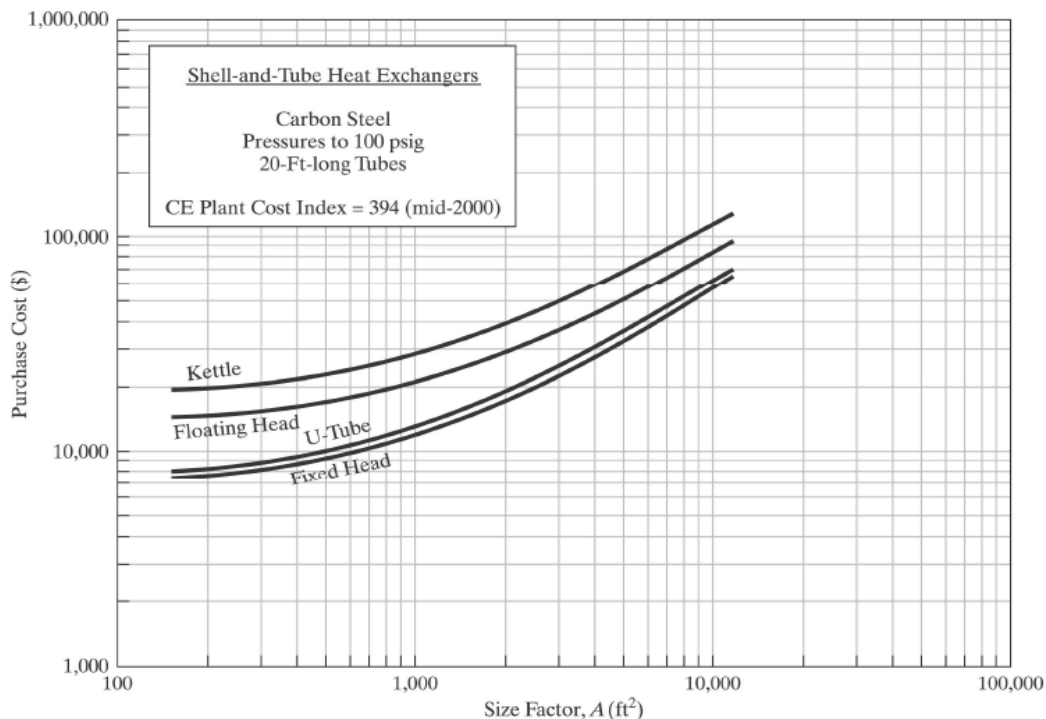
Αντικαθιστώντας τις (7.7) και (7.8) στην (7.6), αγνοώντας την μεταβολή του ολικού συντελεστή συναγωγής και μηδενίζοντας την παράγωγο dC_T/dt_2 , προκύπτει η εξής εξίσωση για την βέλτιστη θερμοκρασία, $(t_2)_{opt}$ εξόδου του νερού:

$$\frac{UC_w\theta}{c_p K_F C_A} \left[\frac{(T_2 - t_2) - (T_1 - t_1)}{t_2 - t_1} \right]^2 = \ln\left(\frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1}\right) - \left(1 - \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right) \quad (7.9)$$

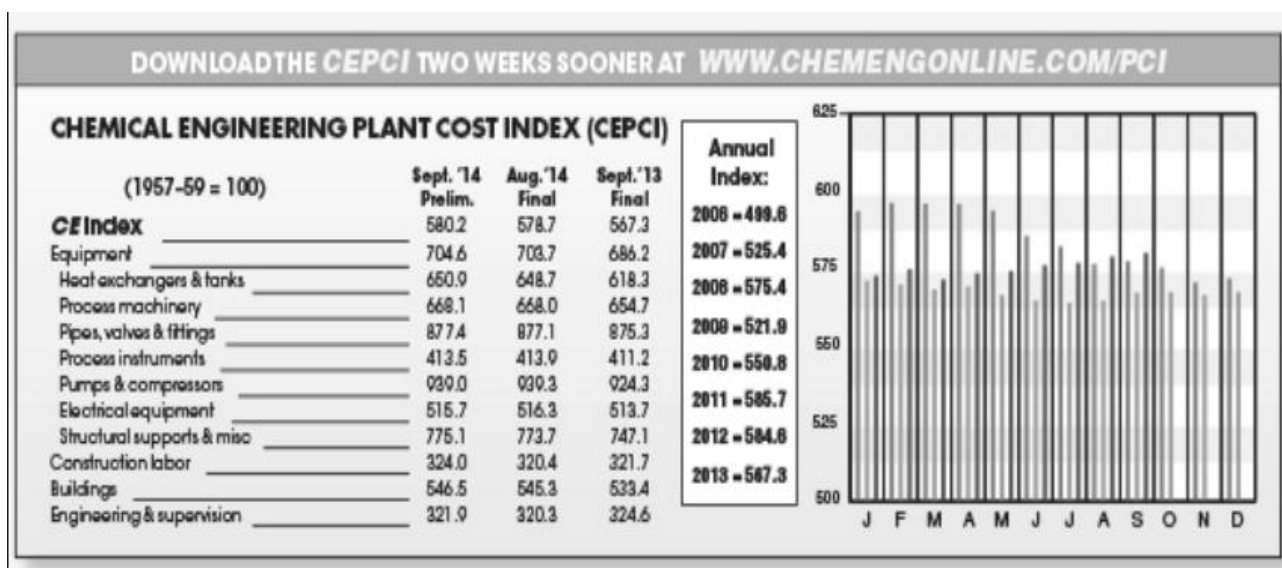
Η παραπάνω εξίσωση προφανώς λύνεται μόνον αριθμητικά.

Το κόστος προμήθειας ανά μονάδα επιφάνειας του εναλλάκτη βρίσκεται από διαγράμματα όπως του Σχήματος 7.1. Επειδή τέτοιες πληροφορίες κόστους είναι πολύτιμες για τις προκαταρκτικές

τεχνικοοικονομικές μελέτες και συνήθως δεν είναι διαθέσιμες για την παρούσα χρονολογία, χρησιμοποιούνται παλιές τιμές που ανάγονται με χρήση κατάλληλων δεικτών.



Σχήμα 7.1: Κόστος προμήθειας εναλλακτών αυλών-κελύφους από ανθρακοχάλυβα διαφόρων



Σχήμα 7.2: Διάφοροι δείκτες κόστους για την χρονική αναπροσαρμογή των τιμών εξοπλισμού και εγκαταστάσεων.

7.1 Κοστολόγηση εναλλακτών θερμότητας

Στο Σχήμα 7.2 φαίνονται οι τιμές του δείκτη Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI), ο οποίος χρησιμοποιείται για χρονική αναγωγή του κόστους συσκευές διεργασιών. Το κόστος ενός εναλλάκτη θερμότητας προκύπτει από τη σύνθεση διαφόρων παραμέτρων, ξεκινώντας από την τιμή βάσης, C_B , και καταλήγοντας στο συνολικό κόστος εγκατεστημένης μονάδας, C_{BM} . Το κόστος βάσης υπολογίζεται από κατάλληλη ανά τύπο εναλλάκτη συσχέτιση με βάση μόνον την επιφάνεια εναλλαγής, A . Παραδείγματα για εναλλάκτες αυλών-κελύφους είναι τα παρακάτω.

$$\text{Εναλλάκτης διπλού σωλήνα: } C_B = \exp[7,1248 - 0,16(\ln A)] \quad (7.10)$$

Εναλλάκτες αυλών-κελύφους

$$\text{Σταθερής κεφαλής: } C_B = \exp[11,0545 - 0,9228(\ln A) + 0,09861 (\ln A)^2]$$

$$\text{Πλωτής κεφαλής: } C_B = \exp[11,667 - 0,8709(\ln A) + 0,09005 (\ln A)^2]$$

$$\text{Τύπου U: } C_B = \exp[11,147 - 0,9186(\ln A) + 0,09790(\ln A)^2]$$

$$\text{Τύπου kettle: } C_B = \exp[11,967 - 0,8709(\ln A) + 0,09005 (\ln A)^2] \quad (7.11)$$

όπου A η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας σε ft^2 και C_B το κόστος βάσης το έτος 2000 (CEPCI $I_B=394$). Το κόστος βάσης διορθώνεται σύμφωνα με τον τύπο

$$C_p = F_P F_M F_L C_B (I/I_B) \quad (7.12)$$

για το έτος (I/I_B), το υλικό κατασκευής (F_M), την πίεση λειτουργίας (F_P) και το μήκος των αυλών (F_L), ώστε να δώσει το κόστος προμήθειας C_p .

Για τους συντελεστές αυτούς ισχύει ότι

$$F_P = 0,9803 + 0,018 \left(\frac{P}{100} \right) + 0,0017 \left(\frac{P}{100} \right)^2 \quad (7.13)$$

με την πίεση P σε psia και για $P \geq 100 \text{ psia}$,

$$F_M = a + \left(\frac{A}{100} \right)^b \quad (7.14)$$

με την επιφάνεια, A , σε ft^2 και

$$F_L = \left(\frac{17 - 0,25 L}{12} \right) \quad (7.15)$$

με το μήκος, L , σε ft και για $L \leq 20 \text{ ft}$. Οι συντελεστές a και b της εξίσωσης (7.14) λαμβάνουν για διάφορα υλικά τις τιμές του Σχήματος 7.3.

Το κόστος προμήθειας αποτελεί όμως μία μόνον συνιστώσα του συνολικού κόστους εγκατεστημένης μονάδας. Οι υπόλοιπες δαπάνες αφορούν κυρίως τα υλικά και τις υποδομές

εγκατάστασης, τις αμοιβές των συνεργείων και τις έμμεσες δαπάνες. Ένα παράδειγμα τέτοιου είδους κοστολόγησης φαίνεται στο Σχήμα 7.4, όπου παρατηρούμε ότι οι υπόλοιπες δαπάνες υπολογίζονται ως ποσοστό του κόστους προμήθειας και να αθροίζονται σε έναν συντελεστή, F_{BM} , που μπορεί να ληφθεί ως σταθερός για ένα συγκεκριμένο είδος συσκευής. Έτσι, το συνολικό κόστος εγκατεστημένης μονάδας είναι $C_{BM} = F_{BM} C_p$, όπου στην περίπτωση μας $F_{BM}=3,17$ για εναλλάκτη αυλών-κελύφους, $F_{BM}=1,80$ για εναλλάκτη διπλού σωλήνα και $F_{BM}=2,17$ για εναλλάκτη αυλών-πτερυγίων.

Material of construction Shell/Tube	a in Eq. (7.14)	b in Eq. (7.14)
Carbon steel/Carbon steel	0.00	0.00
Carbon steel/Brass	1.08	0.05
Carbon steel/Stainless steel	1.75	0.13
Carbon steel/Monel	2.1	0.13
Carbon steel/Titanium	5.2	0.16
Carbon steel/Cr-Mo steel	1.55	0.05
Cr-Mo steel/Cr-Mo steel	1.70	0.07
Stainless steel/Stainless steel	2.70	0.07
Monel/Monel	3.3	0.08
Titanium/Titanium	9.6	0.06

Σχήμα 7.3: Συντελεστές a και b διόρθωσης κόστους βάσης για τα υλικά κατασκευής.

	Cost (\$)	Total Costs (\$)	Fraction of f.o.b. Purchase Cost (C_p)
Direct module expenses			
Equipment purchase price, f.o.b., C_p		10,000	1.00 C_p
Field materials used for installation			
Piping	4,560		
Concrete	510		
Steel	310		
Instruments and controllers	1,020		
Electrical	200		
Insulation	490		
Paint	50		
Total of direct field materials, C_M		7,140	$C_M = 0.714 C_p$
Direct field labor for installation			
Material erection	5,540		
Equipment setting	760		
Total of direct field labor, C_L		6,300	$C_L = 0.63 C_p$
Indirect module expenses			
Freight, insurance, taxes, C_{FIT}	800		$C_{FIT} = 0.08 C_p$
Construction overhead, C_O	5,710		$C_O = 0.571 C_p$
Contractor engineering expenses, C_E	2,960		$C_E = 0.296 C_p$
Total indirect expenses, C_{IE}		9,470	$C_{IE} = 0.947 C_p$
Bare-module cost, C_{BM}		32,910	$C_{BM} = 3.291 C_p$ $F_{BM} = 3.291$

Σχήμα 7.4: Λοιπές δαπάνες συνολικού κόστους εγκατεστημένης συσκευής.

8. ΔΙΦΑΣΙΚΗ ΡΟΗ ΑΕΡΙΟΥ-ΥΓΡΟΥ

8.1 Εισαγωγή

Διφασική ροή αερίου-υγρού απαντάται σε πληθώρα συσκευών θερμικών διεργασιών. Τυπικά παραδείγματα αποτελούν οι συμπυκνωτές και οι αναβραστήρες στηλών κλασματικής απόσταξης, οι εξατμιστήρες της βιομηχανίας τροφίμων, οι λέβητες (ατμοπαραγωγοί) σταθμών ηλεκτροπαραγωγής και οι εναλλάκτες μονάδων κλιματισμού. Επίσης, διφασική ροή αερίου-υγρού μπορεί να σχηματιστεί κατά τη διαφυγή πτητικού υγρού υπό υψηλή πίεση, όπως σε αστοχία δοχείων πίεσης και σε διαρροές πυρηνικών σταθμών (loss-of-coolant accident).

Η ανάλυση των διφασικών ροών αερίου-υγρού αποτελεί επέκταση της αντίστοιχης μεθοδολογίας για τη ροή μίας φάσης και αφορά κυρίως αγωγούς σταθερής διατομής, A , και περιμέτρου, P (Στην περίπτωση αγωγού κυκλικής διατομής διαμέτρου d , ισχύει προφανώς $A=\pi d^2/4$ και $P=\pi d$). Στη συνέχεια θα συμβολίζουμε με W τη συνολική μαζική παροχή στον αγωγό και με W_g και W_l τις μαζικές παροχές της αέριας και της υγρής φάσης. Σε μόνιμες συνθήκες και λόγω της αρχής διατήρησης μάζας, ισχύει για κάθε διατομή, z , του αγωγού ότι

$$W(z) = W_g(z) + W_l(z) = \text{σταθερή} \quad (8.1)$$

Όμως, ενώ η συνολική μαζική παροχή παραμένει σταθερή, οι επιμέρους παροχές της αέριας και της υγρής φάσης μπορεί να μεταβάλλονται έντονα, όπως, για παράδειγμα, όταν λαμβάνει χώρα βρασμός ή συμπύκνωση. Η συμπεριφορά αυτή υποχρεώνει την κατάστροψη ισοζυγίων μάζας, ορμής και ενέργειας για ένα διαφορικό τμήμα του αγωγού και την προσεκτική ολοκλήρωσή τους κατά το μήκος, z . Η τοπική σύσταση του διφασικού μίγματος σε μία διατομή του αγωγού εκφράζεται από την ποιότητα, x , για την οποία ισχύει

$$x = \frac{W_g}{W}, \quad 1 - x = \frac{W_l}{W} \quad (8.2)$$

Οι βασικές παράμετροι της ροής που επιθυμούμε να υπολογίσουμε είναι η πτώση πίεσης, ΔP , στον αγωγό και η κατανομή όγκων των δύο φάσεων όπως εκφράζεται από το κλάσμα κενού, α .

$$\alpha = \frac{V_g}{V_g + V_l} = \frac{V_g}{V} = \frac{A_g}{A} \quad (8.3)$$

Στην τελευταία ισότητα της εξ. (8.3), έχουμε εκφράσει τον όγκο, V_g , που καταλαμβάνει το αέριο σε διαφορικό όγκο, $A dz$, του αγωγού συναρτήσει μιας διατομής ροής του αερίου, A_g . Προφανώς, το ίδιο μπορεί να γίνει και για το υγρό και ισχύει ότι $A_g + A_l = A$. Αν η ροή δεν είναι αδιαβατική, δηλαδή περιλαμβάνει εναλλαγή θερμότητας, μας ενδιαφέρει προφανώς και η θερμοροή, q_w , μεταξύ τοιχώματος και ρευστού ως συνάρτηση της αντίστοιχης διαφοράς θερμοκρασίας.

Η ανάλυση που ακολουθεί είναι μονοδιάστατη, δηλαδή λαμβάνει υπόψη μεταβολές κατά μήκος της διεύθυνσης ροής αλλά αγνοεί τις κατανομές μεγεθών στη διατομή του αγωγού. Έτσι, η κίνηση κάθε φάσης περιγράφεται από τη μέση ταχύτητα, u_g και u_l , στην αντίστοιχη διατομή ροής. Με βάση τις εξ. (8.1-3) και την αρχή διατήρησης μάζας σε μόνιμες συνθήκες, προκύπτει ότι

$$W_g = \rho_g u_g A_g \Rightarrow u_g = \frac{W_g}{\rho_g A_g} = \frac{xW}{\rho_g \alpha A} = G \frac{x}{\alpha \rho_g} \quad (8.4\alpha)$$

$$W_l = \rho_l u_l A_l \Rightarrow u_l = \frac{W_l}{\rho_l A_l} = \frac{(1-x)W}{\rho_l (1-\alpha)A} = G \frac{1-x}{(1-\alpha)\rho_l} \quad (8.4\beta)$$

όπου $G=W/A$ είναι η σταθερή (ολική) μαζική ταχύτητα στον αγωγό. Ορισμένες φορές χρησιμοποιούνται και οι φαινομενικές ταχύτητες, u_{sg} , u_{sl} , οι οποίες ορίζονται ως οι αντίστοιχες μέσες ταχύτητες αν η μία μόνον φάση καταλάμβανε όλο τον αγωγό. Δηλαδή,

$$u_{sg} = \frac{W_g}{\rho_g A}, \quad u_{sl} = \frac{W_l}{\rho_l A} \quad (8.5)$$

Μεταξύ των πραγματικών και των φαινομενικών ταχυτήτων κάθε φάσης ισχύουν οι σχέσεις

$$u_{sg} = \alpha u_g, \quad u_{sl} = (1-\alpha)u_l \quad (8.6)$$

Ανάλογα με τις συνθήκες ροής, οι πραγματικές ταχύτητες των δύο φάσεων μπορεί να είναι παρόμοιες ή να διαφέρουν πολύ μεταξύ τους. Για το λόγο αυτό, ορίζουμε την ταχύτητα ολίσθησης, S , των δύο φάσεων ως

$$S = \frac{u_g}{u_l} = \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right) \left(\frac{1-\alpha}{\alpha} \right) \quad (8.7)$$

Τα μοντέλα διαχωρισμένης και ομογενούς ροής

Η παραπάνω περιγραφή της διφασικής ροής αερίου-υγρού, η οποία αντιμετωπίζει τις δύο φάσεις χωριστά, συνιστά το βασικό υπόβαθρο του μοντέλου διαχωρισμένης ροής. Επιπλέον συνθήκη του μοντέλου αποτελεί η παραδοχή ότι σε κάθε διατομή επικρατεί τοπικά ισορροπία μεταξύ των δύο φάσεων, δηλαδή η πίεση και η θερμοκρασία είναι ομοιόμορφες στη διατομή. Ως συνέπεια, η πτώση πίεσης των δύο φάσεων είναι κοινή, ενώ για τις τοπικές ιδιότητές τους ισχύουν οι σχέσεις ισορροπίας από τη θερμοδυναμική.

Απλούστερη ανάλυση προσφέρεται από το μοντέλο ομογενούς ροής. Στο μοντέλο αυτό γίνεται η επιπλέον παραδοχή ότι οι δύο φάσεις κινούνται με ίσες μέσες ταχύτητες. Δηλαδή, ισχύει για την ταχύτητα ολίσθησης ότι $S=1$. Ως συνέπεια της εξ.(8.7), το κλάσμα κενού για ομογενή ροή υπολογίζεται αμέσως ως

$$\alpha = \frac{\rho_l x}{\rho_l x + \rho_g (1 - x)} \quad (8.8)$$

Επειδή οι δύο φάσεις κινούνται με την ίδια ταχύτητα, το διαφασικό μίγμα μπορεί να θεωρηθεί στο ομογενές μοντέλο ως ένα ψευδο-ρευστό με ιδιότητες που προκύπτουν από αυτές των δύο πραγματικών φάσεων. Ειδικότερα, η μέση πυκνότητα ενός οποιουδήποτε διαφασικού μίγματος (δηλαδή το πηλίκο της συνολικής μάζας ενός όγκου δια του όγκου αυτού) εκφράζεται συναρτήσει του κλάσματος κενού ως

$$\rho = \frac{\rho_g V_g + \rho_l V_l}{V} = \rho_g \alpha + \rho_l (1 - \alpha) \quad (8.9)$$

Αντικαθιστώντας την εξ.(8.8) στην (8.9), προκύπτει ειδικά για το ομογενές μοντέλο η σχέση

$$\frac{1}{\rho} = \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \Rightarrow v = v_g x + v_l (1-x) = v_l + v_{lg} x \quad (8.10)$$

όπου v είναι ο ειδικός όγκος του ψευδο-ρευστού και $v_{lg} = v_g - v_l$ η διαφορά των πραγματικών ειδικών όγκων αέριας και υγρής φάσης.

Αναφορικά με το πεδίο εφαρμογής των δύο μοντέλων, ισχύει γενικά ότι το μοντέλο ομογενούς ροής δίνει ικανοποιητικές προβλέψεις για μεγάλες παροχές και μικρές διαφορές πυκνοτήτων των δύο φάσεων. Ως εμπειρικός κανόνας, συχνά τίθενται τα όρια $G > 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ή $\rho_l/\rho_g < 10$. Επίσης, προσέγγιση στην ομογενή ροή αναμένεται όταν έχουμε έντονη διασπορά της μίας φάσης στην άλλη, δηλαδή ροή φυσαλίδων ($u_{sg} \ll u_{sl}$) ή ροή σταγονιδίων ($u_{sg} \gg u_{sl}$). Εκτός των ανωτέρω συνθηκών, είναι προτιμότερη η χρήση του μοντέλου διαχωρισμένης ροής.

8.2 Ισοζύγια μάζας, ορμής και ενέργειας στο μοντέλο ομογενούς ροής

Ισοζύγιο μάζας

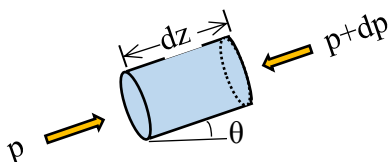
Με αναφορά στο Σχήμα 8.1, καταστρώνουμε τα ισοζύγια μάζας, ορμής και ενέργειας για διαφορικό τμήμα μήκους dz . Το ομογενές ρευστό έχει πυκνότητα ρ σύμφωνα με την εξ.(8.10) και κινείται με ταχύτητα $u = u_g = u_s$ που ικανοποιεί την εξίσωση συνέχειας,

$$G = \frac{W}{A} = \rho u, \quad \rho du + u d\rho = 0 \quad (8.11)$$

Συνεπώς, η ταχύτητα είναι πάντα αντιστρόφως ανάλογη της πυκνότητας ώστε η συνολική μαζική ταχύτητα να παραμένει σταθερή. Μεταβολές της πυκνότητας προέρχονται συνήθως από δύο φαινόμενα: (1) Την μεταβολή φάσης λόγω πρόσδοσης ή απαγωγής θερμότητας, οπότε μεταβάλλεται η μαζική ποιότητα του μίγματος. (2) Την έντονη μείωση της πίεσης, η οποία οδηγεί σε ταχύτητες συγκρίσιμες με την ταχύτητα του ήχου, οπότε παίζει ρόλο η συμπιεστικότητα του

ρευστού. Τα δύο φαινόμενα σπάνια συνυπάρχουν, γι' αυτό και στη συνέχεια θα εξεταστούν ξεχωριστά.

Η μεταβολή φάσης λόγω θερμορροής είναι κυρίαρχη σε συσκευές θερμικών διεργασιών, όπου οι πτώσεις πίεσης που



Σχήμα 8.1: Διαφορικό μήκος του αγωγού υπό κλίση.

απαντώνται είναι σχετικά μικρές και συνεπώς τα φαινόμενα συμπιεστότητας αγνοούνται. Ισχυρή μεταβολή της πίεσης παρατηρείται αντίθετα κατά την εκτόνωση ή διαρροή δεξαμενών υψηλής πίεσης. Εκεί, η εναλλαγή θερμότητας μπορεί να είναι αμελητέα (αδιαβατική εκτόνωση) ενώ η μεταβολές πίεσης και πυκνότητας περιγράφονται από την ταχύτητα του ήχου. Η τελευταία συνιστά, όπως θα διαπιστώσουμε, το άνω όριο της ταχύτητας του ρευστού σε στένωση ή στην έξοδο αγωγού σταθερής διατομής.

Ισοζύγιο ορμής

Το διαφορικό ισοζύγιο ορμής διατυπώνεται (με αναφορά στο Σχήμα 8.1) ως εξής:

$$-dp A = \tau_w P dz + \rho A dz g \sin \theta + d(W u) \quad (8.12)$$

Η συνισταμένη δύναμη λόγω της διαφοράς πίεσης στα δύο άκρα του όγκου ελέγχου ισορροπεί τη δύναμη λόγω τριβής στο τοίχωμα και την υδροστατική δύναμη λόγω της κλίσης του αγωγού. Επιπλέον, συνεισφέρει την μεταβολή ορμής μεταξύ του ρευστού στην έξοδο και στην είσοδο. Αυτός ο τελευταίος όρος της εξ.(8.12), ο οποίος είναι αμελητέος στην μονοφασική ροή ασυμπίεστου ρευστού, εδώ καθίσταται κεντρικής σημασίας. Εκφράζοντας τη διατμητική τάση στο τοίχωμα συναρτήσει ενός συντελεστή τριβής σύμφωνα με τη σχέση

$$\tau_w = f \frac{\rho u^2}{2} \quad (8.13)$$

και αντικαθιστώντας την ταχύτητα με την πυκνότητα από την εξ.(8.11), προκύπτει για κυκλικό αγωγό διαμέτρου d , η σχέση

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{2fG^2}{d\rho} + \rho g \sin \theta + G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{\rho} \right) \quad (8.14)$$

Ισοζύγιο ενέργειας

Το διαφορικό ισοζύγιο ενέργειας για μόνιμες συνθήκες και μηδενικό έργο ατράκτου δίνεται από τη σχέση

$$(GA) \left[dh + d \left(\frac{u^2}{2} \right) + g \sin\theta dz \right] = q_w P dz \quad (8.15)$$

όπου ο όρος στην αγκύλη εκφράζει τη μεταβολή ειδικής ενθαλπίας και μηχανικής ενέργειας μεταξύ εισόδου και εξόδου. Αντικαθιστώντας την ταχύτητα με την πυκνότητα, προκύπτει για κυκλικό αγωγό η σχέση

$$dh + \frac{1}{2} G^2 d \left(\frac{1}{\rho^2} \right) + g \sin\theta dz = \frac{4q_w}{G d} dz \quad (8.16)$$

Η ειδική ενθαλπία του μίγματος, σε μία θέση όπου η ποιότητα είναι x , υπολογίζεται συναρτήσει των ειδικών ενθαλπιών των δύο φάσεων από τη σχέση

$$Wh = W_g h_g + W_l h_l \Rightarrow h = x h_g + (1 - x) h_l \quad (8.17)$$

Παρατηρήστε ότι η εξ.(8.17) δεν περιορίζεται στο μοντέλο ομογενούς ροής αλλά ισχύει γενικά για οποιοδήποτε μοντέλο διφασικής ροής.

8.3 Αλλαγή φάσης καθαρού συστατικού στο μοντέλο ομογενούς ροής

Εξέλιξη της ποιότητας μίγματος αερίου-υγρού ενός συστατικού

Η μεταβολή της ποιότητας κατά μήκος ενός αγωγού όπου λαμβάνει χώρα βρασμός ή συμπύκνωση και η πτώση πίεσης στον αγωγό υπολογίζονται αναλυτικά στην περίπτωση ενός καθαρού συστατικού. Ειδικότερα, το ισοζύγιο ενέργειας μπορεί να απλοποιηθεί -αγνοώντας μεταβολές μηχανικής ενέργειας, οι οποίες είναι συνήθως αμελητέες σε σχέση με τις θερμικές- και να γίνει

$$dh = \frac{4q_w}{G d} dz \quad (8.18)$$

Παρατηρήστε ότι και η εξ.(8.18) δεν περιορίζεται στο μοντέλο ομογενούς ροής αλλά ισχύει γενικά για οποιοδήποτε μοντέλο διφασικής ροής.

Υπενθυμίζεται ότι η θερμοκρασία αλλαγής φάσης καθορίζεται από τις συνθήκες θερμοδυναμικής ισορροπίας ως συνάρτηση της τοπικής πίεσης. Αν η μεταβολή της πίεσης κατά μήκος του αγωγού είναι μικρή σε σχέση με την απόλυτη πίεση του συστήματος, δηλαδή $\Delta P \ll P$, τότε τόσο η θερμοκρασία όσο και οι ιδιότητες της κάθε φάσης μπορούν να θεωρηθούν σταθερές. Άρα, η

μεταβολή ενθαλπίας της εξ.(8.18) οφείλεται αποκλειστικά στη μεταβολή της ποιότητας κατά μήκος του αγωγού και μπορεί να εκφραστεί χρησιμοποιώντας την εξ.(8.17) ως εξής

$$dh = dx h_g - dx h_l = h_{lg} dx \quad (8.19)$$

όπου $h_{lg} = h_g - h_l$ είναι η ενθαλπία αλλαγής φάσης. Συνδυάζοντας τις εξ.(8.18) και (8.19), προκύπτει ότι η ποιότητα του διφασικού ρευστού κατά μήκος του αγωγού υπολογίζεται από τη σχέση

$$dx = \frac{4q_w}{G d h_{lg}} dz \quad (8.20)$$

Για ομοιόμορφη θερμορροή στο τοίχωμα, η εξ.(8.20) δίνει γραμμική μεταβολή, ενώ αν η θερμορροή μεταβάλλεται με τη θέση, $q_w = q_w(z)$, απαιτείται ολοκλήρωση.

Προσέξτε ότι, στην περίπτωση που το υγρό εισέρχεται στον αγωγό ως υπόψυκτο, προηγείται ένα τμήμα μήκους όπου η ροή είναι μονοφασική και το υγρό αυξάνει τη θερμοκρασία του. Το διφασικό τμήμα, όπου ισχύει η εξ.(8.20), ξεκινά όταν η θερμοκρασία του υγρού φτάσει στη θερμοκρασία ισορροπίας.

Πτώση πίεσης

Το ισοζύγιο ορμής, εξ.(8.14), μπορεί να ολοκληρωθεί αναλυτικά στην περίπτωση του μοντέλου ομογενούς ροής. Η διαδικασία περιλαμβάνει την έκφραση της πυκνότητας συναρτήσει της ποιότητας, εξ.(8.10), και την αντικατάσταση της ποιότητας, x , με το μήκος, z , στον αγωγό μέσω της εξ.(8.20). Ειδικότερα, για την πτώση πίεσης λόγω τριβών, λαμβάνουμε

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{2f G^2}{d \rho} = \frac{2f}{d} G^2 (v_l + v_{lg} x) \quad (8.21)$$

Θεωρώντας τον συντελεστή τριβής προσεγγιστικά σταθερό (μία συνηθισμένη παραδοχή είναι $f=0,005$) και το ρευστό να εισέρχεται ως κορεσμένο υγρό, η ποιότητα στη θέση z είναι $x(z) = (4q_w z)/(G d h_{lg})$. Αντικαθιστώντας στην εξ.(8.21) και ολοκληρώνοντας στο διάστημα $z = (0, L)$ προκύπτει ότι

$$(\Delta P)_f = 2f G^2 v_l \frac{L}{d} + \left(\frac{2L}{d}\right)^2 \left(\frac{f G q_w v_{lg}}{h_{lg}}\right) \quad (8.22)$$

Ο συντελεστής τριβής μπορεί εναλλακτικά να υπολογιστεί από μία συσχέτιση μονοφασικής ροής, π.χ. χρησιμοποιώντας μία σταθμισμένη μέση τιμή για το ιξώδες. Συνηθισμένες επιλογές είναι οι

$$\mu = \mu_g x + \mu_l (1 - x) \quad \text{ή} \quad \frac{1}{\mu} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1 - x}{\mu_l} \quad (8.23)$$

Επειδή όμως οι προτάσεις της εξ.(8.23) δεν έχουν θεωρητική βαρύτητα, η επιλογή σταθερής τιμής του συντελεστή τριβής συνήθως επαρκεί. Η τελευταία ενισχύεται από το γεγονός ότι, σε υψηλούς Re, η τιμή του f μεταβάλλεται λίγο με τον Re και εξαρτάται κυρίως από την τραχύτητα του αγωγού.

Με αντίστοιχο τρόπο, η πτώση πίεσης λόγω διαφοράς στάθμης εισόδου-εξόδου υπολογίζεται με ολοκλήρωση της σχέσης

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{g \sin\theta}{v_l + v_{lg}x} \quad (8.24)$$

και αποτέλεσμα

$$(\Delta P)_g = g \sin\theta \frac{G d h_{lg}}{4 q_w v_{lg}} \ln\left(1 + \frac{4 q_w v_{lg} L}{G h_{lg} v_l d}\right) \quad (8.25)$$

Τέλος, η πτώση πίεσης λόγω επιτάχυνσης υπολογίζεται ολοκληρώνοντας τη σχέση

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_a = G^2 \frac{dv}{dz} \quad (8.26)$$

και δίνει

$$(\Delta P)_a = \frac{4 q_w G v_{lg} L}{h_{lg}} \quad (8.27)$$

Παράδειγμα: Κορεσμένο υγρό νερό πίεσης 24 bar διοχετεύεται στη βάση κατακόρυφου αλού 1/2 in ($d=15,75$ mm) με μαζική ταχύτητα $G=2000$ kg/m²s. Αν ο αυλός έχει μήκος 3 m και δέχεται ομοιόμορφη θερμορορή $q_w=630$ kW/m², υπολογίστε την ποιότητα του μίγματος στην έξοδο και τη συνολική πτώση πίεσης στον αυλό.

Για κορεσμένο μίγμα νερού-ατμού 24 bar ($T_{sat}=221,8^\circ\text{C}$) ισχύει ότι $h_g=2801,5$ kJ/kg, $h_f=952,0$ kJ/kg, $v_g=0,08324$ m³/kg, $v_f=0,001193$ m³/kg ($\rho_l/\rho_g=70$). Ολοκληρώνοντας την εξ.(8.20) προκύπτει $x(L)=0,130$. Αντικαθιστώντας στις εξ.(8.22, 8.25, 8.27) λαμβάνουμε $\Delta p=0,497+0,063+0,426=0,986$ bar. Επανάληψη του υπολογισμού με χρήση ιδιοτήτων στη μέση πίεση 23,5 bar δεν μεταβάλλει αισθητά το αποτέλεσμα.

8.4 Εκτόνωση συμπιεστού (μονοφασικού ή διφασικού) ρευστού

Φαινόμενα συμπίεσότητας και κρίσιμη ροή

Σε περιπτώσεις μεγάλης μεταβολής πίεσης κατά μήκος ενός αγωγού, ο όρος της επιτάχυνσης γίνεται καθοριστικός και συσχετίζεται με τη συμπίεστικότητα του ρευστού. Ειδικότερα, μπορούμε να γράψουμε

$$G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{\rho} \right) = - \frac{G^2}{\rho^2} \frac{d\rho}{dz} = -u^2 \left(\frac{d\rho}{dp} \right) \left(\frac{dp}{dz} \right) \quad (8.28)$$

Η κλίση $(dp/d\rho)$ σχετίζεται με τη διάδοση μικρών διαταραχών της πίεσης, δηλαδή με την ταχύτητα του ήχου, η οποία ορίζεται ακριβώς ως

$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s \quad (8.29)$$

Η συνθήκη σταθερής εντροπίας επιβάλλεται διότι οι μικρές διαταραχές συνιστούν διαφορική απόκλιση από την ισορροπία και οι μεταβολές συμβαίνουν γρήγορα, δηλαδή αδιαβατικά.

Στην περίπτωση διφασικού ρευστού, η ταχύτητα του ήχου εξαρτάται τόσο από τις ιδιότητες κάθε φάσης όσο και από το κλάσμα κενού της ροής. Ο ακριβής υπολογισμός είναι πολύπλοκος και θα εξεταστεί στη συνέχεια. Προς το παρόν, και για την κατανόηση της βασικής φυσικής, χρησιμοποιούμε την εξ.(8.28) με μία ενδεικτική τιμή $c^2 = (dp/d\rho)$. Αντικαθιστώντας στο ισοζύγιο ορμής, εξ.(8.14), λαμβάνουμε

$$- \frac{dp}{dz} \left(1 - \frac{u^2}{c^2} \right) = \frac{2f}{d} Gu \quad (8.30)$$

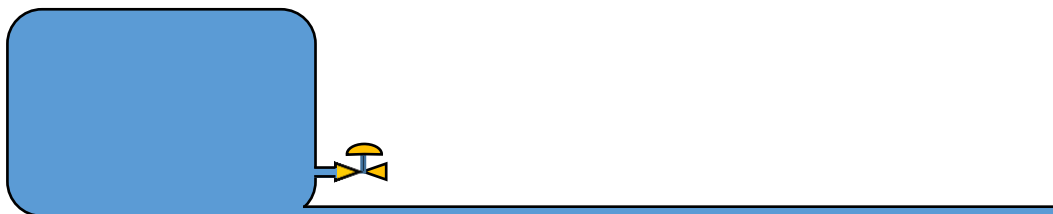
όπου έχουν θεωρηθεί αμελητέες οι υδροστατικές μεταβολές. Το ισοζύγιο μάζας, $G = \rho u$, δείχνει ότι η μείωση της πίεσης κατά μήκος του αγωγού—με τη συνακόλουθη μείωση της πυκνότητας λόγω συμπιεστότητας—προκαλεί συνεχή αύξηση της ταχύτητας. Όμως, σύμφωνα με την εξ.(8.30), η πτώση πίεσης για περαιτέρω αύξηση της ταχύτητας γίνεται όλο και μεγαλύτερη, τείνοντας στο άπειρο όταν η ταχύτητα του ρευστού προσεγγίζει την ταχύτητα του ήχου (κρίσιμη ροή).

Για αρκετά μεγάλη διαφορά πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου, η ροή στην έξοδο του αγωγού γίνεται κρίσιμη. Οι κρίσιμες συνθήκες συμβολίζονται ως $\rho_*, p_*, T_*, u_* \equiv c$. Παρατηρούμε ότι, για σταθερή πίεση εισόδου, p_0 , μείωση της πίεσης εξόδου κάτω από την κρίσιμη ($p_1 < p_*$) δεν έχει καμία περαιτέρω επίπτωση στη ροή. Αυτό το φαινομενικό παράδοξο οφείλεται στο γεγονός ότι διαταραχές της πίεσης διαδίδονται με την ταχύτητα του ήχου. Συνεπώς, η μείωση της p_1 δεν μπορεί να διαδοθεί ανάντη του αγωγού όταν το ρευστό στην έξοδο κινείται ήδη στην αντίθετη κατεύθυνση με την ταχύτητα του ήχου.

Κρίσιμη ροή μονοφασικού (ιδανικού) αερίου

Το πρωτοτυπικό παράδειγμα φαινομένων συμπιεστότητας κατά την εκτόνωση από δοχείο υψηλής πίεσης παρέχεται από ιδανικό αέριο, επειδή στην περίπτωση αυτή τα ισοζύγια ολοκληρώνονται αναλυτικά. Μπορούμε ειδικότερα να διακρίνουμε δύο οριακές περιπτώσεις, όπως απεικονίζονται

στο Σχήμα 8.2. Αν η εκτόνωση γίνεται απευθείας από το δοχείο στο περιβάλλον, πχ διαμέσου μικρής οπής ή βάνας διαφυγής, τότε οι τριβές στο τοίχωμα είναι αμελητέες. Ως συνέπεια, οι μεταβολές που υφίστανται οι αέριες μάζες είναι όχι μόνον αδιαβατικές (λόγω της ταχύτητας του φαινομένου) αλλά και αντιστρεπτές, δηλαδή ισεντροπικές. Εναλλακτικά, η εκτόνωση μπορεί να γίνεται αδιαβατικά μέσω μονωμένου αγωγού μεγάλου μήκους, οπότε οι τριβές στο τοίχωμά του προκαλούν μη-αντιστρεπτή μείωση της πίεσης και συνεπώς αύξηση της εντροπίας.



Σχήμα 8.2: Εκτόνωση μέσω οπής/βαλβίδας ή μέσω επιμήκους αγωγού.

Η ανωτέρω κατηγοριοποίηση έχει το αντίστοιχό της στην διαφυγή ασυμπίεστου υγρού από δεξαμενή. Στην περίπτωση διαφυγής από οπή, η ροή μπορεί να θεωρηθεί ισεντροπική (αντιστρεπτή), οπότε το μανομετρικό ύψος του υγρού στη δεξαμενή μετατρέπεται σε κινητική ενέργεια στην έξοδο. Αντίθετα, στην περίπτωση διαφυγής μέσω διαμήκους αγωγού, η ταχύτητα εξόδου είναι πολύ μικρότερη και το μανομετρικό ύψος του υγρού δαπανάται κυρίως για την υποερνίκηση των τριβών στον αγωγό.

Αδιαβατική αντιστρεπτή εκτόνωση

Κατά την ισεντροπική εκτόνωση—και στη γενική περίπτωση που μεταβάλλεται και η διατομή ροής— τα διαφορικά ισοζύγια μάζας, ορμής και ενέργειας γίνονται

$$\rho u A = \text{σταθ} \Rightarrow \frac{d\rho}{\rho} + \frac{du}{u} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (8.31\alpha)$$

$$dp + \rho u du = 0 \quad (8.31\beta)$$

$$dh + u du = 0 \quad (8.31\gamma)$$

Για ιδανικό αέριο ισχύει ότι

$$p = \rho RT, \quad dh = C_p dT, \quad C_p = \frac{R\gamma}{\gamma - 1}, \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (8.32)$$

όπου η παράμετρος R είναι η παγκόσμια σταθερά των αερίων διαιρεμένη με το μοριακό βάρος. Με βάση τον ορισμό της, η ταχύτητα του ήχου σε ιδανικό αέριο δίνεται από τη σχέση

$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = \gamma RT \quad (8.33)$$

Υπενθυμίζεται επίσης ότι, για ισεντροπικές μεταβολές μεταξύ των συνθηκών ανακοπής στο εσωτερικό του δοχείου, $\rho_0, p_0, T_0, u_0 = 0$, και των συνθηκών στην έξοδο της συστολής, ρ, p, T, u , ισχύουν οι σχέσεις

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}, \quad \frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(\gamma-1)} \quad (8.34)$$

Η συμπεριφορά του συμπιεστού αερίου αποκαλύπτεται με συνδυασμό των εξ.(8.31-33), από όπου προκύπτει ότι

$$\frac{du}{u} = \frac{dA}{A} \frac{1}{Ma^2 - 1} = -\frac{dp}{\rho u^2} \quad (8.35)$$

Διαπιστώνεται δηλαδή ότι η πίεση και η ταχύτητα του αερίου μεταβάλλονται με τη διατομή αντίθετα κατά την υποηχητική και την υπερηχητική ροή. Επίσης, επειδή για $Ma = u/c = 1$ δεν είναι φυσικά δυνατόν να απειρίζονται οι μεταβολές ταχύτητας και πίεσης, συμπεραίνεται ότι, εάν η ταχύτητα ροής φτάσει την τιμή του ήχου, αυτό θα συμβεί στο λαιμό της συστολής. Περαιτέρω μείωση της πίεσης στην έξοδο δεν επηρεάζει τη ροή στη στένωση και συνεπώς δεν μπορεί να αυξήσει την παροχή. Δηλαδή, η μέγιστη δυνατή παροχή συμπιεστού ρευστού αντιστοιχεί σε ταχύτητα στη στενότερη διατομή ίση με αυτή του ήχου.

Οι συνθήκες στην έξοδο υπολογίζονται με ολοκλήρωση της εξ.(8.31γ)–χρησιμοποιώντας και τις εξ.(8.32, 33) –η οποία δίνει το αποτέλεσμα

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \quad (8.36)$$

Συνδυάζοντας τις εξ.(8.34), (8.36) βρίσκουμε για τις κρίσιμες συνθήκες στην έξοδο

$$\frac{T_*}{T_0} = \frac{2}{\gamma + 1}, \quad \frac{p_*}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}, \quad \frac{\rho_*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{1/(\gamma-1)} \quad (8.37)$$

Τέλος, με βάση όλα τα παραπάνω, η μέγιστη μαζική παροχή από μία οπή/βαλβίδα με εμβαδόν λαιμού A_{thr} υπολογίζεται ως

$$\dot{m}_{max} = \rho_* A_{thr} u_* = \rho_* A_{thr} c = A_{thr} \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \quad (8.38)$$

Αδιαβατική μη-αντιστρεπτή εκτόνωση μέσω αγωγού σταθερής διατομής

Κατά την αδιαβατική εκτόνωση ιδανικού αερίου μέσω οριζόντιου αγωγού διαμέτρου d και μήκους L , τα διαφορετικά ισοζύγια μάζας, ορμής και ενέργειας γίνονται

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{du}{u} = 0 \quad (8.39\alpha)$$

$$dp + \rho u du + \frac{4f \rho u^2}{d} dz = 0 \quad (8.39\beta)$$

$$dh + u du = 0 \quad (8.39\gamma)$$

Συνδυασμός των παραπάνω με τις ιδιότητες του ιδανικού αερίου και ολοκλήρωση από τις συνθήκες στην είσοδο του αγωγού, ρ, p, T, u, Ma , ως τις κρίσιμες συνθήκες στην έξοδο, $\rho_*, p_*, T_*, Ma_* = 1$, δίνει (μετά από επίπονους αλγεβρικούς μετασχηματισμούς) το τελικό αποτέλεσμα

$$\frac{4fL}{d} = \frac{1 - Ma^2}{\gamma Ma^2} + \frac{1 + \gamma}{2\gamma} \ln \left[\frac{(1 + \gamma) Ma^2}{2 + (\gamma - 1) Ma^2} \right] \quad (8.40)$$

το οποίο μας επιτρέπει να υπολογίσουμε την μέγιστη μαζική ταχύτητα στον αγωγό ως

$$G_{\max} = \rho u = \rho Ma c = Ma p \sqrt{\frac{\gamma}{RT}} \quad (8.41)$$

Οι συνθήκες στην έξοδο του αγωγού υπολογίζονται, συναρτήσει των συνθηκών εισόδου, από τις σχέσεις

$$\frac{T}{T_*} = \frac{\gamma + 1}{2 + (\gamma - 1) Ma^2}, \quad \frac{p}{p_*} = \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{\gamma + 1}{2 + (\gamma - 1) Ma^2}}, \quad \frac{\rho}{\rho_*} = \frac{u_*}{u} = \frac{p}{p_*} \frac{T_*}{T} \quad (8.42)$$

Αν ο αγωγός δεν είναι μονωμένος, η εκτόνωση του ιδανικού αερίου μπορεί να θεωρηθεί ως ισοθερμοκρασιακή (δηλαδή εναλλάσσεται το κατάλληλο ποσό θερμότητας με το περιβάλλον). Στην περίπτωση αυτή, η ταχύτητα του ήχου παραμένει σταθερή κατά μήκος του αγωγού και οι υπολογισμοί απλοποιούνται σημαντικά επειδή δεν χρειάζεται το ισοζύγιο ενέργειας. Το ισοζύγιο ορμής ολοκληρώνεται εύκολα και το τελικό αποτέλεσμα είναι

$$\frac{4fL}{d} = \frac{1 - Ma^2}{Ma^2} + \ln(Ma^2) \quad (8.43)$$

Παράδειγμα: Αέρας 20°C είναι αποθηκευμένος σε δεξαμενή υπό πίεση 100 bar. Υπολογίστε τη μαζική ταχύτητα και την παροχή που απελευθερώνεται: (α) Αν διαρραγεί η βαλβίδα ασφαλείας, διαμέτρου 14 mm. (β) Αν ο αέρας εκτονώνεται στην ατμόσφαιρα μέσω θερμομονωμένου αγωγού εσωτερικής διαμέτρου 14 mm και μήκους 10 m.

(α) Χρησιμοποιώντας για τον αέρα την τιμή $\gamma = 1,4$, και ανατρέχοντας στις εξ.(8.37), βρίσκουμε ότι ο αέρας θα εξέρχεται από τη συστολή της βαλβίδας στις συνθήκες: $p_* = 52,8$ bar και $T_* = -28,9^\circ\text{C}$. Αντίστοιχα, από την εξ.(8.38) βρίσκουμε ότι η μαζική ταχύτητα εξόδου θα είναι $G_{\max} = 23619$ kg/m²s και παροχή $\dot{m}_{\max} = 3,63$ kg/s.

(β) Με την υπόθεση αδιαβατικής εκτόνωσης και επιλύοντας αριθμητικά την εξ.(8.40) για $f = 0,005$, προκύπτει ο αριθμός Mach της εισόδου $Ma = 0,201$. Η αντίστοιχη παροχή βρίσκεται με χρήση της εξ.(8.41) ίση με $\dot{m}_{\max} = 1,26 \text{ kg/s}$. Οι συνθήκες στην έξοδο υπολογίζονται από την εξ.(8.42) ως $T = -26,9^\circ\text{C}$, $p = 18,5 \text{ bar}$.

Η ταχύτητα του ήχου στο μοντέλο ομογενούς ροής

Η ανάλυση των προηγούμενων παραγράφων μπορεί να εφαρμοστεί καταρχήν και στην περίπτωση του ψευδορευστού που αντιστοιχεί στο μοντέλο ομογενούς ροής, υπεισέρχεται όμως μια επιπλέον περιπλοκή: Η μεταβολή της πυκνότητας του ρευστού δεν οφείλεται μόνον σε μεταβολή της πίεσης (όπως εκφράζεται από την ταχύτητα του ήχου) αλλά και σε μεταβολή της ποιότητας λόγω εξάτμισης ή συμπύκνωσης. Πράγματι, χρησιμοποιώντας ως παράδειγμα το σύστημα ατμού-νερού, διαπιστώνουμε ότι κορεσμένο νερό που εκτονώνεται παράγει ατμό, καθώς με τη μείωση της πίεσης το νερό γίνεται υπέρθερμο. Αντίστοιχα, κορεσμένος ατμός που εκτονώνεται αδιαβατικά μπορεί να ψυχθεί τόσο ώστε να σχηματιστεί συμπύκνωμα.

Στην περίπτωση του διφασικού μίγματος, παίζει επιπλέον σημαντικό ρόλο η ταχύτητα εκτόνωσης. Αν η πίεση μειώνεται σχετικά αργά (π.χ. εκτόνωση μέσω αγωγού μεγάλου μήκους), μπορούμε να υποθέσουμε ότι το μίγμα βρίσκεται συνέχεια σε θερμοδυναμική ισορροπία (HEM) και συνεπώς να υπολογίσουμε την εξέλιξη της ποιότητάς του. Αν όμως η εκτόνωση γίνεται απότομα (π.χ. βαλβίδα διαφυγής) τότε το μίγμα παραμένει μακριά από την ισορροπία και μπορούμε να υποθέσουμε ότι συμπεριφέρεται ακόμη και ως «παγωμένο» (HFM), δηλαδή η ποιότητά του παραμένει σταθερή.

Οι δύο παραπάνω οριακές καταστάσεις αντιστοιχούν σε διαφορετική πρόβλεψη ταχύτητας του ήχου. Αν θεωρήσουμε σταθερή ποιότητα, x , τότε η ταχύτητα του ήχου προκύπτει ως

$$\frac{1}{\rho^2 c^2} = \frac{x}{\rho_g^2 c_g^2} + \frac{1-x}{\rho_l^2 c_l^2} \Rightarrow \frac{1}{\rho c^2} = \frac{\alpha}{\rho_g c_g^2} + \frac{1-\alpha}{\rho_l c_l^2} \quad (8.44)$$

όπου ρ η πυκνότητα του μίγματος κατά το μοντέλο ομογενούς ροής και c_g, c_l οι ταχύτητες του ήχου στο αέριο και το υγρό. Ο υπολογισμός της ταχύτητας του ήχου στο μοντέλο ισορροπίας (HEM) γίνεται ευκολότερα αριθμητικά, επιλέγοντας μία μικρή, ισεντροπική μεταβολή της πίεσης, υπολογίζοντας τη νέα πυκνότητα μίγματος και προσεγγίζοντας τη μερική παράγωγο ως το πηλίκο των μεταβολών πίεσης προς πυκνότητα.

Παράδειγμα: Υπολογίστε την ταχύτητα διάδοσης του ήχου με διφασικό μίγμα ατμού-νερού πίεσης $p=50 \text{ bar}$ και ποιότητας $x=0,25$ αν θεωρήσουμε ότι το μίγμα βρίσκεται συνέχεια σε ισορροπία. Συγκρίνετε με την πρόβλεψη του παγωμένου μοντέλου βάσει της εξ.(8.44).

Επιλέγουμε να μεταβάλλουμε την πίεση από τα 50 στα 49,5 bar. Οι αντίστοιχες ιδιότητες του μίγματος φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

$T_{\text{sat}}, ^\circ\text{C}$	P_{sat} (bar)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	v_l (m ³ /kg)	v_g (m ³ /kg)	h_l (kJ/kg)	h_g (kJ/kg)	s_l (J/g*K)	s_g (J/g*K)	c_l (m/s)	c_g (m/s)
263.31	49.500	778.37	25.084	0.0012847	0.039867	1151.5	2794.6	2.9153	5.9781	1090.6	498.24
263.94	50.000	777.37	25.351	0.0012864	0.039446	1154.6	2794.2	2.9210	5.9737	1087.8	498.04

Σύμφωνα με το ομογενές μοντέλο, $v=v_g x+v_l(1-x)$, οπότε στην πίεση $p=50$ bar ισχύει $v=0.039446*0,25+0.0012864*(1-0,25)=0,010826$ m³/kg $\Rightarrow \rho=92,3677$ kg/m³. Αντίστοιχα, η ειδική εντροπία του μίγματος είναι $s=s_g x+s_l(1-x)=3,6842$ kJ/kg K. Κατά την ισεντροπική μεταβολή της πίεσης από 50 σε 49,5 bar, η ποιότητα μεταβάλλεται και η νέα τιμή της βρίσκεται από τη σχέση $s=5,9781*x'+2,9153*(1-x')=3,6842$ kJ/kg K $\Rightarrow x'=0,251$. Με παρόμοιο τρόπο όπως παραπάνω, υπολογίζονται ο νέος ειδικός όγκος και η πυκνότητα $v'=0,010969$ m³/kg, $\rho'=91,1672$ kg/m³. Τέλος, η ταχύτητα του ήχου βρίσκεται από τη σχέση $c^2 \approx (\Delta p/\Delta \rho)_s \Rightarrow c=204,1$ m/s. Εφαρμογή της εξ.(8.44) δίνει για το παγωμένο μίγμα την εκτίμηση $c=273,3$ m/s. Παρατηρήστε ότι η ταχύτητα του ήχου στο διαφασικό μίγμα είναι μικρότερη από την ταχύτητα τόσο της υγρής όσο και της αέριας φάσης. Αυτό σημαίνει ότι η εκτόνωση του διαφασικού μίγματος είναι δυσκολότερη από του απλού ρευστού με την ίδια πυκνότητα.

Κρίσιμη ροή μίγματος ατμού-νερού μέσω αγωγού

Ο υπολογισμός της κρίσιμης ροής, στην περίπτωση μίγματος ατμού-νερού που διαρρέει μέσω αγωγού υδραυλικής αντίστασης $K = 4fL/d$ και βρίσκεται συνέχεια σε θερμοδυναμική ισορροπία, μπορεί να γίνει αριθμητικά με διαδικασία δοκιμής και σφάλματος. Το ισοζύγιο ορμής, εξ.(8.14) ολοκληρώνεται από τις συνθήκες του δοχείου, p_0, T_0, x_0 , ως τις κρίσιμες στην έξοδο και δίνει

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{2fG^2}{d\rho} + G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{\rho} \right) \Rightarrow G^2 = \frac{-2 \int_{p_0}^{p^*} \rho dp}{K + 2 \ln(\rho_0/\rho^*)} \quad (8.45)$$

Ο υπολογισμός δεν μπορεί να ολοκληρωθεί επειδή δεν γνωρίζουμε τις συνθήκες στην έξοδο. Προς το παρόν θα υποθέσουμε την πίεση εξόδου, p^* , η οποία θα αποτελέσει την μεταβλητή επανάληψης.

Το ισοζύγιο ενέργειας, εξ.(8.16), ολοκληρώνεται από τις συνθήκες ανακοπής στο δοχείο έως το άκρο του αγωγού και δίνει

$$h_0 = h_* + \frac{c^2}{2} \quad (8.46)$$

Η εξ.(8.46) επιτρέπει τον υπολογισμό της ποιότητας του μίγματος στην έξοδο σύμφωνα με τη σχέση.

$$h_0 = x_0 h_{g0} + (1 - x_0) h_{l0} = x^* h_g^* + (1 - x^*) h_l^* + \frac{c^2}{2} \quad (8.47)$$

Η εξ.(8.47) έχει ως άγνωστο την ποιότητα, x^* , στην έξοδο, αλλά είναι πεπλεγμένη επειδή ο υπολογισμός της ταχύτητας του ήχου, c , στην έξοδο απαιτεί γνώση της ποιότητας. Συνεπώς, επιλύεται μόνον αριθμητικά. Η ταχύτητα του ήχου στις συνθήκες εξόδου βρίσκεται με τη διαδικασία του προηγούμενου παραδείγματος, δηλαδή σχηματισμό του κλάσματος $(\Delta p^*/\Delta p^*)_S$ με μια μικρή, ισεντροπική μεταβολή των συνθηκών εξόδου.

Γνωρίζοντας την πίεση και την ποιότητα του μίγματος, χρησιμοποιούμε τη βασική σχέση της ομογενούς ροής, $v^* = x^* v_g^* + (1 - x^*) v_l^*$, για να προσδιορίσουμε την πυκνότητα στην έξοδο, $\rho^* = 1/v^*$. Τώρα είμαστε σε θέση να χρησιμοποιήσουμε την εξ.(8.45), όπου το ολοκλήρωμα υπολογίζεται προσεγγιστικά, π.χ. με τον κανόνα του Simpson επαναλαμβάνοντας την παραπάνω διαδικασία προσδιορισμού της πυκνότητας και για την ενδιάμεση πίεση $p_m = (p_0 + p^*)/2$.

Ανεξάρτητη εκτίμηση της μαζικής ταχύτητας, G , προκύπτει από τη σχέση $G = \rho^* c$, όπου Οι δύο εκτιμήσεις της μαζικής ταχύτητας δεν συμπίπτουν όταν δεν έχουμε προβλέψει σωστά την κρίσιμη πίεση, p^* . Άρα, επανερχόμαστε με μία βελτιωμένη πρόβλεψη και επαναλαμβάνουμε τη διαδικασία. Συνήθως, δύο επαναλήψεις αρκούν για να πετύχουμε ικανοποιητική τελική εκτίμηση με χρήση γραμμικής παρεμβολής.

Παράδειγμα: Το τύμπανο ενός ατμολέβητα 100 bar έχει γραμμή εκμάστευσης με υδραυλική αντίσταση $K=80$. Υπολογίστε την παροχή προς δοχείο εξόδου σε πίεση 8 bar.

Έστω $p^*=30$ bar. Στις συνθήκες εισόδου έχουμε κορεσμένο νερό, δηλαδή $x_0=0$, $\rho_0=688,41$ kg/m³, $h_0=h_{l0}=1407,87$ kJ/kg. Από την εξ.(8.40) και αντικαθιστώντας $h_g^*=2803,26$ kJ/kg, $h_l^*=1008,37$ kJ/kg από τους πίνακες κορεσμένου ατμού στα 30 bar, βρίσκουμε $x^*=0,2226$, $v^*=0,01579$ m³/kg και $\rho^*=63,349$ kg/m³. Επαναλαμβάνουμε τον παραπάνω υπολογισμό για $p_m=(100+30)/2=65$ bar και βρίσκουμε $x_m=0,1084$ και $\rho_m=226,59$ kg/m³. Το αποτέλεσμα αυτό το χρησιμοποιούμε για να υπολογίσουμε το ολοκλήρωμα της εξ.(8.38). Ειδικότερα,

$$-\int_{p_0}^{p^*} \rho dp \approx \frac{(p_0 - p^*)}{6} (\rho_0 + \rho_m + \rho^*) \Rightarrow G = 6756 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Ο υπολογισμός της ταχύτητας του ήχου με μικρή διαταραχή της πίεσης γύρω από την $p^*=30$ bar δίνει $c=191,85$ m/s και $G'=12154$ kg/m²s.

Λόγω της μεγάλης απόκλισης, δοκιμάζουμε ξανά με $p^*=20$ bar, χρησιμοποιώντας τώρα στο ισοζύγιο ενέργειας, εξ.(8.39), τις τιμές ταχύτητας c και $u_0=G/\rho_0$. Έτσι βρίσκουμε $x^*=0,2545$ και

$\rho^*=38,136 \text{ kg/m}^3$. Οι αντίστοιχη τιμή στην $p_m=60 \text{ bar}$ είναι $\rho_m=193,65 \text{ kg/m}^3$ (εδώ αγνοούμε τη διόρθωση των ταχυτήτων επειδή η u_m είναι άγνωστη αλλά αναμένεται πολύ μικρότερη της c^*) και η νέα εκτίμηση της μαζικής ταχύτητας είναι $G=6831 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Επανυπολογισμός της ταχύτητας του ήχου με μικρή διαταραχή της πίεσης γύρω από την $p^*=20 \text{ bar}$ δίνει $c=209,9 \text{ m/s}$ και $G'=8004 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Γραμμική παρεμβολή μεταξύ των δύο επαναλήψεων δίνει σύμπτωση για $p^*=17,2 \text{ bar}$ και $G=6852 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

8.5 Το μοντέλο διαχωρισμένης ροής

Ισοζύγια ορμής και ενέργειας

Το ισοζύγιο ορμής, εξ.(8.12), επαναδιατυπώνεται στο μοντέλο διαχωρισμένης ροής ώστε να εκφραστεί η μεταβολή ορμής κάθε φάσης χωριστά. Επίσης, η μέση πυκνότητα του μίγματος εκφράζεται με τη γενική ισχύος εξ.(8.9). Το αποτέλεσμα είναι το εξής:

$$-dp A = \tau_w P dz + [\rho_g \alpha + \rho_l (1 - \alpha)] A dz g \sin \theta + d(W_g u_g + W_l u_l) \quad (8.48)$$

Αντικαθιστώντας τις ταχύτητες των δύο φάσεων από την εξ.(8.4), λαμβάνουμε για αγωγό κυκλικής διατομής

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{4 \tau_w}{d} + [\rho_g \alpha + \rho_l (1 - \alpha)] g \sin \theta + G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right] \quad (8.49)$$

Αντίστοιχα, το ισοζύγιο ενέργειας παίρνει τη μορφή

$$d[x h_g + (1-x) h_l] + \frac{1}{2} G^2 d \left[\frac{x^3}{\alpha^2 \rho_g^2} + \frac{(1-x)^3}{(1-\alpha)^2 \rho_l^2} \right] + g \sin \theta dz = \frac{4 q_w}{G d} dz \quad (8.50)$$

Πρόβλεψη της πτώσης πίεσης

Εφαρμογή του μοντέλου διαχωρισμένης ροής για την πτώση πίεσης απαιτεί υπολογισμό του κλάσματος κενού και της απώλειας λόγω τριβών. Στη συνέχεια παρουσιάζονται δύο δημοφιλείς μεθοδολογίες υπολογισμού των παραμέτρων αυτών. Η πρώτη, των Lockhart-Martinelli έχει ιστορική αξία—επειδή είναι η πρώτη που εφαρμόστηκε—και δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα για ιξώδη υγρά ($\mu_l/\mu_g > 1000$) και μικρές μαζικές ταχύτητες ($G < 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$). Η δεύτερη, του Friedel, είναι ευρύτερης εφαρμογής ($\mu_l/\mu_g < 1000$, $G < 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

Η μέθοδος Lockhart-Martinelli

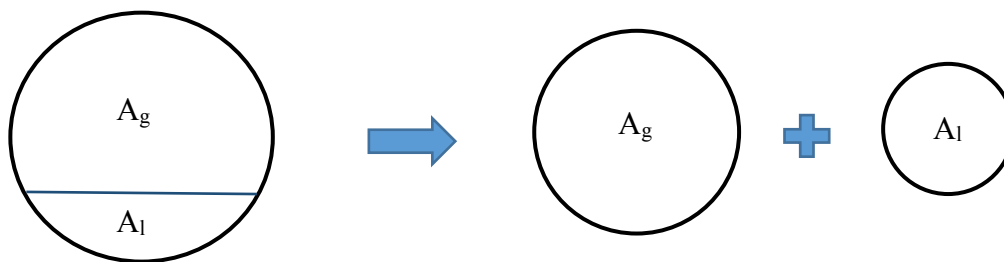
Η μεθοδολογία Lockhart-Martinelli μπορεί να αιτιολογηθεί με την παραδοχή ότι η πραγματική ροή, W_g , W_l , κάθε φάσης στον αγωγό διαφασικής ροής έχει πτώση πίεσης ίδια με μονοφασικής ροής της ίδιας παροχής σε αγωγό κυκλικής διατομής A_g , A_l , αντίστοιχα (βλ. Σχήμα 8.3).

Από τη σχέση πτώσης πίεσης σε μονοφασική ροή, $dp/dz = (2f/d)\rho u^2$, και χρησιμοποιώντας για τον συντελεστή τριβής τη συσχέτιση $f = 0,046 \text{ Re}^{-0,2}$, προκύπτει η συναρτησιακή εξάρτηση $dp/dz \sim u^{1,8} d^{-1,2}$. Άρα, συγκρίνοντας τη ροή της αέριας παροχής W_g στον «εικονικό» αγωγό διατομής A_g και στον πραγματικό αγωγό διατομής A , λαμβάνουμε

$$\frac{(dp/dz)_g}{(dp/dz)_{sg}} = \left(\frac{u_g}{u_{sg}}\right)^{1,8} \left(\frac{d}{d_g}\right)^{1,2} = \alpha^{-1,8} \alpha^{-0,6} = \alpha^{-2,4} \quad (8.51\alpha)$$

Παρόμοιος συλλογισμός για την υγρή παροχή δίνει

$$\frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_{sl}} = \left(\frac{u_l}{u_{sl}}\right)^{1,8} \left(\frac{d}{d_l}\right)^{1,2} = (1 - \alpha)^{-1,8} (1 - \alpha)^{-0,6} = (1 - \alpha)^{-2,4} \quad (8.51\beta)$$



Σχήμα 8.3: Αιτιολόγηση της μεθοδολογίας Lockhart-Martinelli.

Διαίρωντας τις εξ. (8.44α,β) κατά μέλη προκύπτει ότι

$$\left(\frac{\alpha}{1 - \alpha}\right)^{2,4} = \frac{(dp/dz)_{sl}}{(dp/dz)_{sg}} = X^2 \Rightarrow \alpha = f(X) \quad (8.51\gamma)$$

δηλαδή το κλάσμα κενού είναι συνάρτηση της παραμέτρου Lockhart-Martinelli, X^2 , η οποία παριστάνει το πηλίκο των φαινομενικών πτώσεων πίεσης των δύο φάσεων. Αντίστοιχα, οι εξ. (8.44α,β) δείχνουν ότι και η διαφασική πτώση πίεσης λόγω τριβών μπορεί να υπολογιστεί από την φαινομενική κάθε φάσης πολλαπλασιάζοντας με μία συνάρτηση της παραμέτρου X

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{sg} \varphi_g^2(X) \quad (8.52\alpha)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{sl} \varphi_l^2(X) \quad (8.52\beta)$$

Οι συναρτήσεις $\varphi_g^2(X)$ και $\varphi_l^2(X)$ ονομάζονται διφασικοί πολλαπλασιαστές. Παρατηρήστε ότι η παράμετρος X μπορεί να υπολογιστεί αμέσως συναρτήσει των φυσικών ιδιοτήτων των δύο φάσεων και της ποιότητας, x , του μίγματος. Ειδικότερα, αν η ροή είναι τυρβώδης και στις δύο φάσεις, αποδεικνύεται εύκολα ότι

$$X_{tt}^2 = \frac{(dp/dz)_{sl}}{(dp/dz)_{sg}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1,8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,2} \quad (8.53)$$

Από την επεξεργασία πλήθους πειραματικών δεδομένων, προέκυψε η εξής μορφή των εμπειρικών συσχετίσεων:

$$\alpha = (1 + X^{0,8})^{-0,378} \quad (8.54)$$

$$\varphi_g^2 = 1 + C X + X^2 \quad (8.55\alpha)$$

$$\varphi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (8.55\beta)$$

όπου η σταθερά C παίρνει την τιμή $C = 20$ για τυρβώδη ροή και στις δύο φάσεις, $C = 12$ για στρωτή ροή στο υγρό, $C = 10$ για στρωτή ροή στο αέριο και $C = 5$ για στρωτή ροή και στις δύο φάσεις.

Η μέθοδος Friedel

Η μεθοδολογία Friedel βασίζεται και αυτή στον υπολογισμό ενός διφασικού πολλαπλασιαστή, αλλά χρησιμοποιεί ως πτώση πίεσης αναφοράς την μονοφασική πτώση πίεσης όταν ο αγωγός διαρρέεται από τη *συνολική παροχή* και αυτή έχει τις ιδιότητες της υγρής φάσης. Δηλαδή,

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{L0} \varphi_{Friedel}^2 = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{L0} \left(E + \frac{3,24FH}{Fr^{0,045} We^{0,035}}\right) \quad (8.56\alpha)$$

όπου

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{L0} = \frac{4f_l G^2}{d 2\rho_l}, \quad f_{l,g} = 0,079 \left(\frac{G d}{\mu_{l,g}}\right)^{-0,25} \quad (8.56\beta)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_g}{\rho_g f_l}, \quad F = x^{0,78} (1-x)^{0,24}, \quad (8.56\gamma)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,7}$$

$$Fr = \frac{G^2}{gd\rho_H^2}, \quad We = \frac{G^2 d}{\sigma\rho_H}, \quad \rho_H = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad (8.56\delta)$$

Το κλάσμα κενού υπολογίζεται από τη συσχέτιση

$$\alpha = \left(\frac{x}{\rho_g} \right) \left\{ \frac{1 + 0,12(1 - x)}{\rho_H} + \frac{1,18(1 - x)[g\sigma(\rho_1 - \rho_g)]^{0,25}}{G^2 \rho_1^{0,5}} \right\}^{-1} \quad (8.57)$$

Πέραν της αυξημένης πολυπλοκότητας της συσχέτισης, παρατηρούμε ότι εισάγεται στις παραμέτρους και η επιφανειακή τάση, η οποία έχει κεντρικό ρόλο σε διεπιφάνειες αερίου/υγρού για μικρές κλίμακες μήκους (σταγόνες, φυσαλίδες, μικροί κυματισμοί).

9. ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗ ΚΑΙ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΕΣ

9.1 Συμπύκνωση καθαρών ατμών

Συμπύκνωση σταγόνων και συμπύκνωση υμένα

Η συμπύκνωση ατμών πάνω σε ψυχρή πλάκα περιλαμβάνει τη δημιουργία πυρήνων συμπυκνώματος (σταγονιδίων) στην πλάκα και την αύξηση του μεγέθους τους με μεταφορά μάζας από την κύρια μάζα του ατμού προς τη διεπιφάνεια. Αν ο ατμός είναι καθαρός (όχι μίγμα συστατικών), δεν υπάρχει αντίσταση διάχυσης στην αέρια φάση και συνεπώς η συμπύκνωση μπορεί να προχωρεί με εξαιρετικά μεγάλες ταχύτητες. Απαραίτητη προϋπόθεση γι' αυτό είναι να απομακρύνεται το συμπύκνωμα ώστε η ψυχρή επιφάνεια, ή τουλάχιστον μεγάλο τμήμα της, να είναι συνεχώς εκτεθειμένο στον ατμό.

Η παραπάνω μορφή συμπύκνωσης ονομάζεται συμπύκνωση σταγόνων και επιτυγχάνεται αν το συμπύκνωμα δεν διαβρέχει την στερεή επιφάνεια, οπότε οι σταγόνες απομακρύνονται με τη βαρύτητα μόλις αποκτήσουν αρκετά μεγάλο μέγεθος. Η συμπύκνωση σταγόνων απαιτεί ειδική επεξεργασία της ψυχρής επιφάνειας ώστε να είναι υδρόφοβη, ιδιότητα η οποία εξαλείφεται με τον χρόνο, τη διάβρωση, τις επικαθήσεις και άλλους παράγοντες που αποτελούν τον κανόνα στο βιομηχανικό περιβάλλον. Για το λόγο αυτό, η συμπύκνωση σταγόνων σπάνια έχει πρακτική χρησιμότητα.

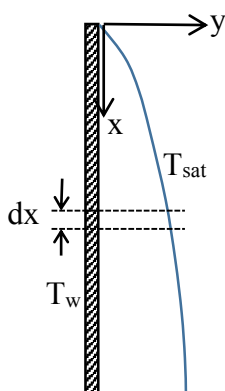
Ο σχεδιασμός των συσκευών γίνεται με βάση τη συμπύκνωση υμένα, όπου η ψυχρή επιφάνεια διαβρέχεται πλήρως και καλύπτεται από ένα στρώμα συμπυκνώματος που στραγγίζει λόγω βαρύτητας. Στις συνθήκες αυτές, η βασική αντίσταση στη συμπύκνωση προβάλλεται από τη θερμική αντίσταση του υγρού υμένα, καθώς αυτό παρεμβάλλεται μεταξύ της ψυχρής επιφάνειας και του ατμού.

Η λύση Nusselt για κατακόρυφη πλάκα και στρωτή ροή συμπυκνώματος

Το αρχετυπικό πρόβλημα συμπύκνωσης υμένα απεικονίζεται στο Σχήμα 9.1. Κατακόρυφη πλάκα μήκους L και εύρους b διατηρείται σε θερμοκρασία T_w χαμηλότερη της θερμοκρασίας κορεσμού, T_{sat} , ατμών πίεσης p_{sat} . Στην ψυχρή επιφάνεια σχηματίζεται συμπύκνωμα, το οποίο ξεκινάει με μηδενικό πάχος στην κορυφή της πλάκας και στη θέση x έχει πάχος $\delta(x)$. Ο ατμός ασκεί αμελητέα διάτμηση στο υγρό, το οποίο έχει αδιατάρακτη ελεύθερη επιφάνεια και κινείται προς τα κάτω λόγω βαρύτητας με στρωτή ροή.

Εφαρμόζοντας τη θεωρία υγρού υμένα για το τοπικό πάχος $\delta(x)$, η κατανομή ταχύτητας στο συμπύκνωμα είναι ημι-παραβολική και δίνεται από την εξής σχέση

$$u(y) = \frac{(\rho_l - \rho_g)g\delta^2}{\mu_l} \left(\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \frac{y^2}{\delta^2} \right) \quad (9.1)$$



Σχήμα 9.1: Συμπύκνωση ατμών σε κατακόρυφη ψυχρή επιφάνεια.

Ολοκληρώνοντας στην τοπική διατομή ροής στη θέση x , η μαζική παροχή, $\Gamma(x)$, ανά μονάδα εύρους βρίσκεται ίση με

$$m(x) = \int_0^{\delta} \rho_l u(y) b \, dy \Rightarrow \Gamma(x) = \frac{m(x)}{b} = \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \delta^3}{3 \mu_l} \quad (9.2)$$

Παραγωγίζοντας την εξ.(9.2) κατά x , βρίσκουμε τη μεταβολή της μαζικής παροχής κατά μήκος της ροής ίση με

$$d\Gamma = \frac{dm}{b} = \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \delta^2}{\mu_l} \quad (9.3)$$

Θεωρώντας τη θερμική αντίσταση του υγρού υμένα συμπυκνώματος ως απλή αγωγή, και λαμβάνοντας υπόψη ότι η διεπιφάνεια βρίσκεται στη θερμοκρασία ισορροπίας, η θερμοροή ανά μονάδα επιφάνειας της πλάκας εκφράζεται ως εξής συναρτήσει ενός τοπικού συντελεστή συναγωγής, $h(x)$

$$q = \frac{k_l}{\delta} (T_{sat} - T_w) = h(T_{sat} - T_w) \Rightarrow h(x) = \frac{k_l}{\delta(x)} \quad (9.4)$$

Ο βασικός συλλογισμός που οδηγεί στη λύση του προβλήματος είναι ότι η αύξηση της παροχής συμπυκνώματος κατά μήκος της ροής, εξ.(9.3), οφείλεται στην επιπλέον συμπύκνωση που λαμβάνει χώρα στο τμήμα ($b \, dx$) της πλάκας. Συνδυάζοντας λοιπόν τις εξ.(9.3) και (9.4), και υιοθετώντας τον συμβολισμό $h_{ig} = \lambda$ για την ενθαλπία εξάτμισης (ώστε να αποφεύγεται σύγχυση με τον συντελεστή συναγωγής) προκύπτει ότι

$$\frac{k_1}{\delta}(T_{\text{sat}} - T_w)(b \, dx) = \lambda \frac{\rho_1(\rho_1 - \rho_g)g\delta^2}{\mu_1} \Rightarrow \delta^3 d\delta = \left[\frac{\mu_1(T_{\text{sat}} - T_w)}{\lambda\rho_1(\rho_1 - \rho_g)g} \right] dx \quad (9.5)$$

Ολοκληρώνοντας την εξ.(9.5) από την κορυφή της πλάκας έως τη θέση x , λαμβάνουμε

$$\delta(x) = \left[\frac{4\mu_1 k_1 (T_{\text{sat}} - T_w) x}{\lambda \rho_1 (\rho_1 - \rho_g) g} \right]^{1/4} \quad (9.6)$$

Το τοπικό πάχος του υγρού υμένα, εξ.(9.6), σχετίζεται με τον τοπικό συντελεστή συναγωγής με την εξ.(9.4). Ολοκληρώνοντας κατά μήκος της πλάκας, μπορούμε να υπολογίσουμε έναν μέσο συντελεστή συναγωγής για ολόκληρη την επιφάνεια

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{k_1}{\delta(x)} dx = 0,943 \left[\frac{k_1^3 \lambda \rho_1 (\rho_1 - \rho_g) g}{\mu_1 L (T_{\text{sat}} - T_w)} \right]^{1/4} \quad (9.7)$$

Επέκταση της λύσης Nusselt για κατακόρυφο και οριζόντιο αυλό

Το παραπάνω αποτέλεσμα, το οποίο έχει εξαχθεί για κατακόρυφη επίπεδη πλάκα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για συμπίκνωση στο εσωτερικό ή στο εξωτερικό κατακόρυφου αυλού μήκους L , στην περίπτωση που το πάχος του συμπυκνώματος είναι μικρό σε σχέση με τη διάμετρο του αυλού. Αντίθετα, η συμπίκνωση στην επιφάνεια *οριζόντιου αυλού* απαιτεί ξεχωριστή ανάλυση επειδή η ροή του συμπυκνώματος είναι στην περίμετρο του αυλού, δηλαδή κατά μήκος μιας επιφάνειας μεταβλητής κλίσης. Το τελικό αποτέλεσμα εντούτοις είναι παρόμοιο με της εξ.(9.7) με τη διαφορά ότι το μήκος, L , της πλάκας αντικαθίσταται από την διάμετρο, D , του αυλού, ενώ αλλάζει και ο αριθμητικός συντελεστής. Συγκεκριμένα,

$$\bar{h}_D = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{k_1}{\delta(x)} dx = 0,725 \left[\frac{k_1^3 \lambda \rho_1 (\rho_1 - \rho_g) g}{\mu_1 D (T_{\text{sat}} - T_w)} \right]^{1/4} \quad (9.8)$$

Οι εξ.(9.7) και (9.8), εφαρμοσμένες για κατακόρυφο και οριζόντιο αυλό αντίστοιχα, μπορούν να πάρουν μία κοινή μορφή, αν εκφραστούν ως προς τη συνολική φόρτιση συμπυκνώματος ανά μονάδα εύρους της επιφάνειας, $G' = \Gamma(\delta)$. Για αυλό που παράγει μαζική παροχή συμπυκνώματος W_t ($W_t = W/N_t$ αν W είναι η συνολική παροχή από πλήθος N_t αυλών), η φόρτιση ανά κατακόρυφο αυλό είναι

$$G' = \frac{W}{N_t \pi D} \quad (9.9a)$$

και ανά οριζόντιο αυλό είναι

$$G' = \frac{W}{N_t L} \quad (9.9\beta)$$

Καταστρώνοντας το θερμικό ισοζύγιο για ολόκληρο τον αυλό συναρτήσει του μέσου συντελεστή συναγωγής, \bar{h} , εξ.(9.7) και (9.8), έχουμε το αποτέλεσμα

$$Q = \frac{W}{N_t} \lambda = \bar{h} (\pi D L) (T_{\text{sat}} - T_w) \quad (9.10)$$

Αντικαθιστώντας τη διαφορά θερμοκρασίας, $(T_{\text{sat}} - T_w)$, από την εξ.(9.10) στις εξ.(9.7) και (9.8) λαμβάνουμε το κοινό τελικό αποτέλεσμα

$$\frac{\bar{h}}{k_l} \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g} \right)^{1/3} = 1,5 \left(\frac{4 G'}{\mu_l} \right)^{-1/3} \Rightarrow \text{Nu} = 1,5 \text{Re}^{-1/3} \quad (9.11)$$

όπου

$$\text{Re} = \frac{\rho_l \left[\frac{W_t}{\rho_l \pi D \delta(L)} \right] 4\delta(L)}{\mu_l} = \frac{4G'}{\mu_l} \quad (9.12)$$

είναι ο αριθμός Reynolds βασισμένος στο πάχος και στην ταχύτητα του συμπυκνώματος στο τέλος της διαδρομής του και

$$l_{\text{cond}} = \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g} \right)^{1/3} \approx \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3} \quad (9.13)$$

έχει διαστάσεις μήκους και χαρακτηρίζει την ισορροπία ιξωδών και βαρυτικών δυνάμεων στον υγρό υμένα (Οι ακριβείς αριθμητικοί συντελεστές της εξ.(9.11) για κατακόρυφο και οριζόντιο αυλό είναι αντίστοιχα 1,47 και 1,51). Η εξ.(9.11) είναι ιδιαίτερα εξυπηρετική επειδή είναι εκφρασμένη με τους συνηθισμένους αδιάστατους αριθμούς και μπορεί εύκολα να επεκταθεί εμπειρικά πέρα από την περιοχή ισχύος της λύσης Nusselt.

9.2 Αποκλίσεις από τη λύση Nusselt

Μη-συμπυκνώσιμα αέρια

Αν, αντί των καθαρών ατμών, το προς συμπύκνωση αέριο είναι μίγμα ατμών και μη-συμπυκνώσιμου αερίου τότε η διεργασία διαφοροποιείται σημαντικά. Ειδικότερα, η μεταφορά ατμού από την αέρια φάση προς τη διεπιφάνεια με το συμπύκνωμα περιλαμβάνει μία αντίσταση διάχυσης. Επειδή το μη-συμπυκνώσιμο αέριο δεν διαλύεται στο υγρό συμπύκνωμα -ενώ ο ατμός συμπυκνώνεται και απομακρύνεται- το αέριο συγκεντρώνεται στη διεπιφάνεια και μειώνει τη μερική πίεση του ατμού. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της θερμοκρασίας της διεπιφάνειας, άρα και του ρυθμού συμπύκνωσης (π.χ βλέπε εξ.(9.7)). Η μείωση της θερμοκρασίας ερμηνεύεται

με τη σχέση ισορροπίας στη διεπιφάνεια, σύμφωνα με την οποία η μερική πίεση του ατμού στη διεπιφάνεια ισούται με την τάση ατμών του καθαρού συστατικού στη θερμοκρασία της διεπιφάνειας, δηλαδή $p_{\text{steam}} = y_{\text{steam}}P = p_{\text{sat}}(T_{\text{sat}})$.

Υμένας συμπυκνώματος υπόψυκτος με κύματα και τύρβη

Λόγω της θερμοκρασιακής κλίσης στην υγρή στιβάδα, το υγρό κοντά στην ψυχρή επιφάνεια συμπύκνωσης είναι στην πραγματικότητα υπόψυκτο και η μέση θερμοκρασία του συμπυκνώματος που εγκαταλείπει την πλάκα είναι μικρότερη από τη θερμοκρασία κορεσμού. Η συμπεριφορά αυτή λαμβάνεται υπόψη με τη χρήση της διορθωμένης ενθαλπίας αλλαγής φάσης

$$\lambda' = \lambda + 0,68 c_{p,l}(T_{\text{sat}} - T_w) = \lambda (1 + 0,68 \text{Ja}) \quad (9.14)$$

Αν η παροχή συμπυκνώματος ξεπεράσει μία τιμή, η ροή του γίνεται ασταθής και στη διεπιφάνεια αναπτύσσονται κυματισμοί. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μία ήπια αύξηση του συντελεστή συμπύκνωσης, ο οποίος μπορεί τώρα να υπολογιστεί, αντί της εξ.(9.11), από τη συσχέτιση

$$\text{Nu} = \frac{\bar{h}}{k_l} \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g} \right)^{1/3} = \frac{\text{Re}}{1,08 \text{Re}^{1,22} - 5,2}, \quad 30 \leq \text{Re} \leq 1800 \quad (9.15)$$

Αν ο αριθμός Reynolds του συμπυκνώματος γίνει ακόμη μεγαλύτερος, η ροή μεταπίπτει σε τυρβώδη, οπότε ο συντελεστής συναγωγής γίνεται αισθητά υψηλότερος και εξαρτάται επιπλέον από τον αριθμό Prandtl. Μία κατάλληλη συσχέτιση για την περιοχή αυτή είναι η

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re}}{8750 + 58 \text{Pr}^{-0,5}(\text{Re}^{0,75} - 253)}, \quad \text{Re} \geq 1800 \quad (9.16)$$

Συμπύκνωση σε σειρές οριζόντιων αυλών

Ο μέσος συντελεστής συμπύκνωσης για ένα μοναχικό οριζόντιο αυλό, \bar{h}_1 , υπολογίζεται από την εξ.(9.8), ή με συνδυασμό των εξ.(9.9β) και (9.11). Συστοιχία οριζόντιων αυλών, διαταγμένων σε N_s σειρές κατά τη διεύθυνση της βαρύτητας, έχει μικρότερη απόδοση επειδή το συμπύκνωμα των πάνω αυλών μεταφέρεται (και διασκορπίζεται) στους παρακάτω μειώνοντας την ικανότητά τους να συμπυκνώνουν. Μία εμπειρική διόρθωση για τη συμπεριφορά αυτή προσφέρεται από την παρακάτω σχέση η οποία δίνει τον μέσο συντελεστή συμπύκνωσης για ολόκληρη τη συστοιχία.

$$\bar{h} = \bar{h}_1 N_s^{-1/6} \quad (9.17)$$

Επίδραση της ταχύτητας ατμού

Στις περισσότερες περιπτώσεις, η διάτμηση που ασκεί η ασθενική κίνηση του ατμού έχει αμελητέα επίδραση στη δυναμική του υγρού υμένα και στη μεταφορά θερμότητας. Όταν όμως η ταχύτητα του ατμού γίνει αρκετά υψηλή, τότε η διάτμηση ενισχύει τη μεταφορά θερμότητας επειδή μειώνει το πάχος του υγρού υμένα και ταυτόχρονα βελτιώνει την ανάδευση στο εσωτερικό του. Το φαινόμενο αυτό μπορεί να εκφραστεί συναρτήσει ενός συμπληρωματικού συντελεστή συναγωγής, h_{shear} . Ονομάζοντας h_g τον βασικό συντελεστή συναγωγής λόγω της βαρυτικής απομάκρυνσης του συμπυκνώματος (τον οποίο υπολογίσαμε στα προηγούμενα), ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από τον συντελεστή h που εκφράζει τη σύνθεση των δύο μηχανισμών

$$\bar{h} = (h_g^2 + h_{\text{shear}}^2)^{1/2} \quad (9.18)$$

Ο νέος συντελεστής διάτμησης μπορεί να υπολογιστεί από συσχέτιση της μορφής Lockhart-Martinelli. Ειδικότερα, έχει προταθεί η σχέση

$$\frac{h_{\text{shear}}}{h_{\text{sl}}} = 1,26 \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^{0,78} \quad (9.19)$$

όπου h_{sl} είναι ο συντελεστής συναγωγής για μονοφασική ροή μόνον της υγρής φάσης και είναι ο γνωστός συντελεστής Lockhart-Martinelli σύμφωνα με την εξ.(8.46).

9.3 Τύποι συμπυκνωτών

Συμπυκνωτές απαντώνται σε ευρεία κλίμακα εφαρμογών. Στη χημική βιομηχανία συμπυκνώνουν (και συχνά υποψύχουν) το προϊόν κορυφής αποστακτικών στηλών. Επίσης, συμπυκνώνουν και ανακυκλοφορούν πτητικούς διαλύτες χημικών αντιδραστήρων. Οι συσκευές που χρησιμοποιούνται είναι διάφορες παραλλαγές εναλλακτών αυλών-κελύφους, κατάλληλα τροποποιημένων. Σε ατμοηλεκτρικούς σταθμούς οι συμπυκνωτές λειτουργούν υπό χαμηλή πίεση (κενό), και συμπυκνώνουν τον εκτονωμένο ατμό από την έξοδο των στροβίλων. Οι διατάξεις αυτές έχουν τεράστια επιφάνεια ($> 1000 \text{ m}^2$), και αποτελούνται από πολλαπλές δέσμες αυλών. Σε αντλίες θερμότητας και κλιματιστικές μονάδες, οι συμπυκνωτές μεταφέρουν/απορρίπτουν θερμότητα προς το περιβάλλον, και συνήθως αποτελούνται από αυλούς με πτερύγια. Τέλος, αξίζει να αναφερθεί ότι η συμπύκνωση ατμού αποτελεί την συνηθέστερη μέθοδο θέρμανσης ρευμάτων, συνεπώς ένα πλήθος εναλλακτών (θερμαντήρες, αναβραστήρες, εξαμιστήρες) λειτουργούν από την μία τους πλευρά ως συμπυκνωτές.

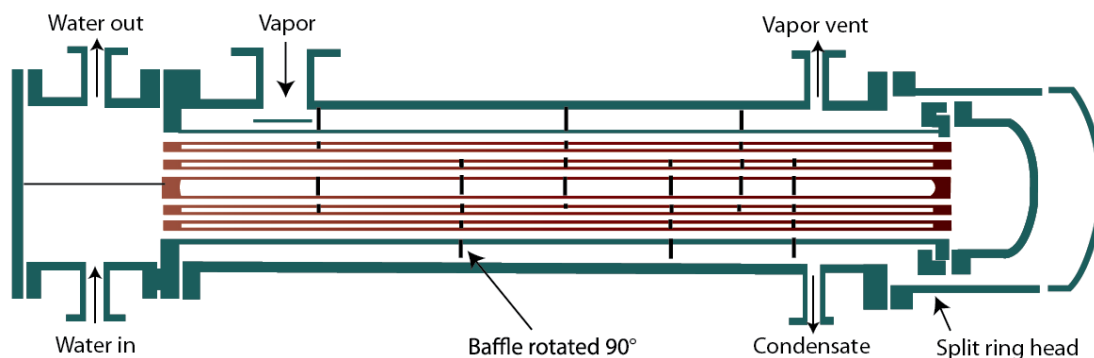
Οριζόντιος συμπτυκνωτής κελύφους

Μία δημοφιλής επιλογή είναι ο οριζόντιος συμπτυκνωτής του Σχήματος 9.2, όπου ο προς συμπίκνωση ατμός κυκλοφορεί στο κέλυφος. Η οριζόντια διάταξη των αυλών συμπίκνωσης προτιμάται επειδή οδηγεί σε υψηλότερους συντελεστές μεταφοράς και συνεπώς μικρότερο μέγεθος εναλλάκτη. Πράγματι, συνδυασμός των εξ. (9.7) και (9.8) δίνει

$$\frac{\bar{h}_D}{\bar{h}_L} = \frac{0,725}{0,943} \left(\frac{L}{D}\right)^{1/4} \quad (9.20)$$

Για παράδειγμα, αυλός μήκους 5 m και διαμέτρου 0,02 m δίνει λόγο ίσο με 3. Στην πραγματικότητα, η διαφορά απόδοσης δεν είναι τόσο μεγάλη, καθώς η δέσμη οριζόντιων αυλών έχει μειωμένη απόδοση λόγω της μεταφοράς του συμπτυκνώματος από τον ένα αυλό στον άλλο.

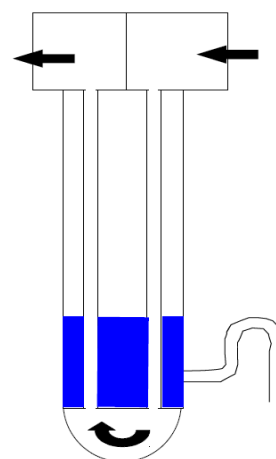
Αν το ψυχρό ρευστό είναι νερό ψύξης, τότε λόγω της διαβρωτικότητάς του συνήθως τροφοδοτείται στους αυλούς, όπου, ανάλογα με την παροχή, μπορεί να απαιτούνται περισσότερα του ενός περάσματα αυλών. Ο ατμός εισέρχεται στο κέλυφος από διαμορφωμένο στόμιο ώστε να ελαχιστοποιείται η πτώση πίεσης, και κυκλοφορεί μεταξύ των ανακλαστήρων εφόσον το κέλυφος είναι τύπου E. Οι ανακλαστήρες τοποθετούνται έτσι ώστε η κυκλοφορία να είναι δεξιά-αριστερά, και όχι πάνω-κάτω. Με τον τρόπο αυτό αποφεύγεται η παγίδευση συμπτυκνώματος στον πάτο του κελύφους, η οποία θα εμπόδιζε την διέλευση του ατμού. Για μικρότερη πτώση πίεσης, επιλέγεται κέλυφος τύπου J ή τύπου X. Στην έξοδο του συμπτυκνώματος, και σε κατάλληλη θέση, πρέπει να προβλεφθεί δίοδος εξαερισμού για την απομάκρυνση μη-συμπτυκνώσιμων αερίων. Σε αντίθετη περίπτωση, τα αέρια συσσωρεύονται και σταδιακά καλύπτουν την επιφάνεια εναλλαγής, μειώνοντας την απόδοση της συσκευής.



Σχήμα 9.2: Διαμόρφωση εναλλάκτη αυλών-κελύφους 1-2 σε οριζόντιο συμπτυκνωτή, με τον ατμό στο κέλυφος.

Κατακόρυφος συμπυκνωτής κελύφους

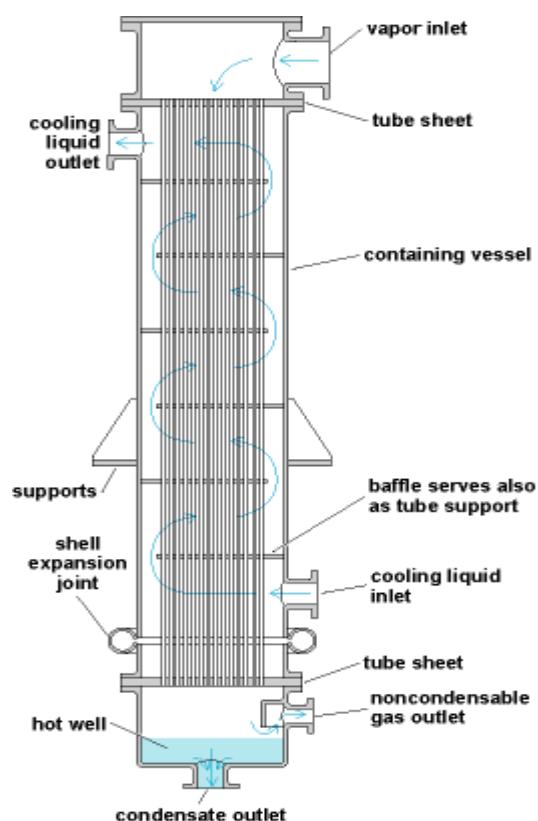
Η κατακόρυφη διάταξη έχει αυξημένες απαιτήσεις στήριξης και δυσκολίες συντήρησης, και για τον λόγο αυτό συχνά δεν προτιμάται. Παρουσιάζει όμως εξαιρετικό πλεονέκτημα στην περίπτωση που απαιτείται όχι μόνον η συμπύκνωση του ατμού αλλά και η υπόψυξη του συμπυκνώματος, καθώς το κάτω τμήμα των αυλών μπορεί να λειτουργήσει ως ένας καλά ελεγχόμενος μονοφασικός εναλλάκτης. Αυτό συνήθως επιτυγχάνεται με την προσθήκη βαλβίδας υπερχείλισης (loop seal), η οποία εξασφαλίζει σταθερή στάθμη υγρού και ικανοποιητικό χρόνο παραμονής (βλ. σχήμα 9.3).



Σχήμα 9.3: Κατακόρυφος συμπυκνωτής με βαλβίδα υπερχείλισης.

Συμπυκνωτής αυλών

Στην περίπτωση που ο ατμός ή το συμπύκνωμα είναι πολύ διαβρωτικό, είναι προτιμότερο η συμπύκνωση να λάβει χώρα εντός των αυλών. Η διάταξη αυτή είναι επίσης αποτελεσματικότερη στην απομάκρυνση των μη-συμπυκνώσιμων, καθώς η ροή στο εσωτερικό του αυλού δεν επιτρέπει παγίδευση του αερίου.



Σχήμα 9.4: Κατακόρυφος συμπυκνωτής αυλών.

Ένα παράδειγμα δίνεται στο Σχήμα 9.4, όπου ο ατμός και το συμπύκνωμα κινούνται σε ομορροή και η κάτω κεφαλή του εναλλάκτη έχει ειδική πρόβλεψη για διαχωρισμό και απομάκρυνση των αερίων. Μία παραλλαγή αυτού του σχεδιασμού αποτελεί ο συμπυκνωτής επαναροής (reflux reboiler), όπου ο ατμός εισέρχεται στο κάτω άκρο των αυλών και κινείται προς τα πάνω, ενώ το συμπύκνωμα ρέει με την βαρύτητα προς τα κάτω. Τα μη-συμπυκνώσιμα απομακρύνονται από το άνω άκρο των αυλών, ενώ ο ατμός έχει ήδη συμπυκνωθεί. Ο σχεδιασμός αυτός είναι ιδιαίτερα αποτελεσματικός στον διαχωρισμό του συμπυκνώματος, αλλά περιορίζεται από προβλήματα πλημύρισης λόγω της αντιρροής.

Διαστασιολόγηση συμπακνωτών

Για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς συμπακνωτή κελύφους, ο συντελεστής συμπίκνωσης λαμβάνεται από την εξ.(9.11). Ανάλογα αν ο συμπακνωτής είναι οριζόντιος ή κατακόρυφος, χρησιμοποιείται η αντίστοιχη σχέση, εξ.(9.9α,β) για τη μαζική φόρτιση, G' , ανά αυλό. Όταν ο αριθμός Reynolds που υπολογίζεται είναι εκτός της περιοχής στρωτής ροής, η εξ.(9.11) αντικαθίσταται από την εξ.(9.15) ή την εξ.(9.16). Στην περίπτωση οριζόντιου συμπακνωτή, ο συντελεστής συμπίκνωσης διορθώνεται για το κατακόρυφο πλήθος αυλών με βάση την εξ.(9.17).

Η πτώση πίεσης από την πλευρά του κελύφους υπολογίζεται με συσχετίσεις διαφασικής ροής, όπως για παράδειγμα τις σχέσεις Lockhart-Martinelli. Συνήθως απαιτείται ολοκλήρωση κατά μήκος της διαδρομής συμπίκνωσης, και χρησιμοποιείται ως ανεξάρτητη μεταβλητή η ποιότητα του μίγματος η οποία μεταβάλλεται περίπου γραμμικά με το μήκος. Σε πολύπλοκες ροές, όπως στο κέλυφος εναλλάκτη αυλών-κελύφους με ανακλαστήρες, μπορεί να γίνει προσεγγιστική ολοκλήρωση με βάση τη μέση τιμή ποιότητας ανά διαδρομή.

Στην περίπτωση συμπακνωτή αυλών, η εξ.(9.11) –ή οι αντίστοιχες για ασταθή ή τυρβώδη ροή– χρησιμοποιούνται χωρίς καμία διόρθωση, καθώς η ροή σε κάθε αυλό είναι ανεξάρτητη. Ιδιαίτερη προσοχή απαιτεί η συμπίκνωση στο εσωτερικό οριζόντιων αυλών, όπου το συμπύκνωμα συγκεντρώνεται στον πυθμένα του αυλού και αυξάνει σταδιακά το πάχος του, εμποδίζοντας την επαφή του ατμού με μεγάλο τμήμα του τοιχώματος. Η συμπεριφορά αυτή προβλέπεται ικανοποιητικά αν θεωρηθεί ότι, κατά μέσο όρο, το μισό τμήμα της επιφάνειας του αυλού είναι διαθέσιμο για συμπίκνωση, δηλαδή

$$G' = \frac{(W/N_t)}{(L/2)} = \frac{2W}{N_t L} \quad (9.21)$$

Η πτώση πίεσης υπολογίζεται όπως παραπάνω, ολοκληρώνοντας τις σχέσεις διαφασικής ροής με ανεξάρτητη μεταβλητή την ποιότητα του μίγματος. Βελτιστοποίηση της πτώσης πίεσης έχει ιδιαίτερη σημασία στους συμπακνωτές των κλιματιστικών μονάδων. Υποεκτίμηση της πτώσης πίεσης οδηγεί σε μεγαλύτερη της αναμενόμενης πτώση της θερμοκρασίας κορεσμού T_{sat} κατά μήκος του εναλλάκτη, και συνεπώς σε επιδείνωση του βαθμού απόδοσής του. Αντίθετα, υπερεκτίμηση της πτώσης πίεσης οδηγεί σε μεγαλύτερο του αναγκαίου πλήθος αυλών.

Σε όλους τους παραπάνω θερμικούς υπολογισμούς, οι θερμοφυσικές ιδιότητες του συμπυκνώματος λαμβάνονται στην μέση θερμοκρασία του υμένα $(T_w + T_{sat})/2$. Εφόσον το ψυκτικό μέσο παραλαμβάνει μόνον αισθητή θερμότητα (πχ νερό ψύξης), η θερμοκρασία του, T_c , και συνεπώς και αυτή του τοιχώματος, T_w , μεταβάλλονται κατά μήκος του εναλλάκτη. Μία μέση

τιμή θερμοκρασίας τοιχώματος μπορεί να εκτιμηθεί με βάση τους δύο συντελεστές σε σειρά, h και h_c , από τη σχέση

$$\bar{T}_W = \bar{T}_c + \frac{h}{h_c + h} (T_{\text{sat}} - \bar{T}_c) \quad (9.22)$$

10. ΦΑΙΝΟΜΕΝΑ ΚΑΙ ΣΥΣΚΕΥΕΣ ΒΡΑΣΜΟΥ

10.1 Βασικοί μηχανισμοί και βιομηχανικές συσκευές

Μετατροπή ενός πτητικού υγρού σε ατμό μπορεί να επιδιώκεται για διαφορετικούς λόγους. Ο *αναβραστήρας (reboiler)* -συσκευή που αποτελεί βασικό εξάρτημα της στήλης κλασματικής απόσταξης- στοχεύει σε μερική ατμοποίηση του υγρού μίγματος από τον πυθμένα της στήλης και επανατροφοδοσία των ατμών σε αυτήν. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται καλός διαχωρισμός συστατικών στη στήλη. Οι εγκαταστάσεις κλιματισμού και βιομηχανικής ψύξης περιλαμβάνουν έναν εναλλάκτη (*εξατμιστήρας*) όπου λαμβάνει χώρα μετατροπή του εργαζόμενου μέσου από υγρό σε ατμό, με σκοπό την απαγωγή θερμότητας από το περιβάλλον με τη μορφή ενθαλπίας αλλαγής φάσης.

Ο όρος *εξατμιστήρας (evaporator)* χρησιμοποιείται επίσης για τις διεργασίες που επιδιώκουν την πύκνωση ενός διαλύματος (αύξηση της συγκέντρωσης της διαλυμένης ουσίας) με απομάκρυνση του διαλύτη που είναι συνήθως νερό. Η πύκνωση του διαλύματος μπορεί να στοχεύει στην απόληψη της διαλυμένης ουσίας σε στερεά μορφή, συνήθως με ισχυρή εξάτμιση και ψύξη (πχ κρυστάλλωση αλάτων στη χημική βιομηχανία) ή στην παραγωγή διαλύματος αυξημένης περιεκτικότητας στη διαλυμένη ουσία (πχ συμπυκνωμένο γάλα, ντοματοπολτός και άλλα προϊόντα της βιομηχανίας τροφίμων). Αντίθετα, στους εξατμιστήρες αφαλάτωσης θαλασσινού νερού κύριο προϊόν είναι ο καθαρός ατμός, ο οποίος συμπυκνώνεται και μετατρέπεται σε πόσιμο νερό, ενώ το πυκνωμένο διάλυμα είναι απόβλητο.

Μία ευρύτατη κατηγορία συσκευών όπου ατμοποιείται νερό είναι οι *ατμοπαραγωγοί (steam boilers)*. Ο ατμός αποτελεί το συνηθέστερο μέσο μεταφοράς θερμότητας και έχει πολλές άλλες εφαρμογές στη βιομηχανία. Για το λόγο αυτό, βιομηχανικοί ατμοπαραγωγοί, συνήθως χαμηλής ή μέσης πίεσης, υπάρχουν στις περισσότερες μονάδες. Μία άλλη κατηγορία ατμοπαραγωγών είναι αυτοί που απαντώνται σε ατμοηλεκτρικούς σταθμούς (ΑΗΣ). Ο ατμός που παράγεται στους ΑΗΣ εκτονώνεται σε ατμοστροβίλους για την παραγωγή μηχανικού έργου και στη συνέχεια ηλεκτρικής ενέργειας. Για το λόγο αυτό, επιδιώκονται πολύ υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες ώστε να μεγιστοποιείται ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης της μετατροπής θερμικής ενέργειας σε έργο.

Κοινό χαρακτηριστικό όλων των παραπάνω διεργασιών είναι η εκμετάλλευση του φαινομένου του βρασμού-εξάτμισης, το οποίο οδηγεί σε πολύ υψηλούς συντελεστές μεταφοράς θερμότητας. Όμως, ο βρασμός αποτελεί ένα πολύπλοκο φυσικό φαινόμενο που παρουσιάζεται με διάφορες παραλλαγές και έχει έντονες αυξομειώσεις θερμορροής. Συνεπώς είναι κρίσιμη η ακριβής πρόβλεψή του για τον αποδοτικό σχεδιασμό των αντίστοιχων εναλλακτών.

Τα βασικά φαινόμενα βρασμού εισάγονται με αναφορά σε μία ποσότητα υγρού, η οποία βρίσκεται σε επαφή με αρκετά θερμή στερεή επιφάνεια και είναι αρχικά ακίνητη, δηλαδή δεν ρέει απουσία εξωτερικών κινητήριων δυνάμεων. Τότε αναφερόμαστε σε *στάσιμο βρασμό* (*pool boiling*), όπου τα φαινόμενα ατμοποίησης συμβαίνουν πάνω στη στερεή επιφάνεια και –στην σημαντικότερη εκδοχή τους– περιλαμβάνουν σχηματικό και αποκόλληση μικρών φυσαλίδων ατμού, δηλαδή βρασμό με πυρηνογένεση (*nucleate boiling*). Φυσικά, κατά τη διάρκεια του βρασμού, το υγρό ανακινείται έντονα εξ αιτίας της ανάδευσης από τις φυσαλίδες ατμού.

Στις περισσότερες όμως εφαρμογές, το διφασικό μίγμα που σχηματίζεται κατά το βρασμό βρίσκεται σε ροή, είτε εξαναγκασμένη λόγω εξωτερικής διαφοράς πίεσης είτε φυσική (ανακυκλοφορία) λόγω διαφορών πυκνότητας. Στις περιπτώσεις αυτές αναφερόμαστε σε *βρασμό ροής* (*flow boiling*) και –εφόσον λειτουργεί ο μηχανισμός της πυρηνογένεσης– σε *βρασμό ροής με πυρηνογένεση*. Εάν το στρώμα του υγρού που καλύπτει τη θερμή στερεή επιφάνεια γίνει πολύ λεπτό, η μεταφορά θερμότητας με συναγωγή διαμέσου του υγρού και η εξάτμιση από την επιφάνεια του, οδηγούν σε υψηλές θερμορροές με αποτέλεσμα η στερεή επιφάνεια να μην υπερθερμαίνεται αρκετά ώστε να γίνεται πυρηνογένεση. Στην περίπτωση αυτή αναφερόμαστε σε *βρασμό ροής με εξάτμιση*.

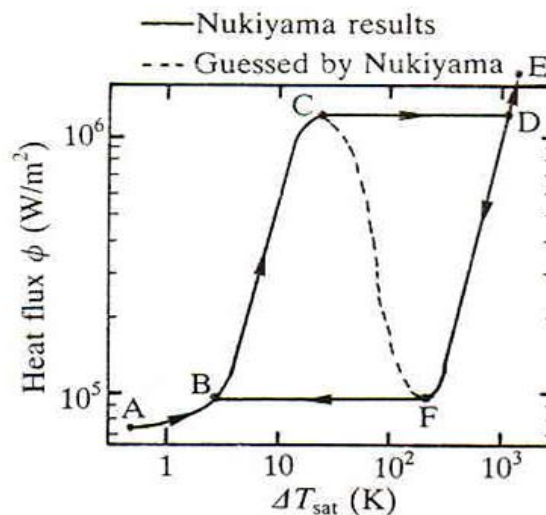
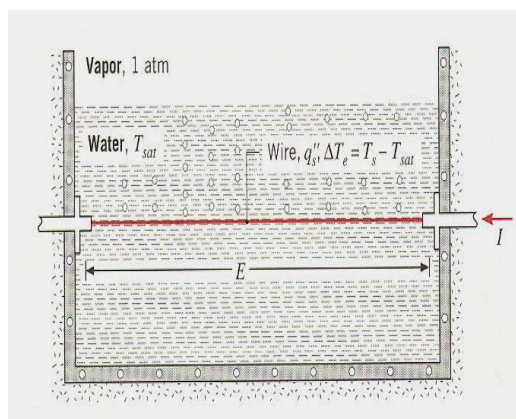
10.2 Στάσιμος βρασμός

Το πείραμα Nukiyama

Για την παρουσίαση των φαινομένων στάσιμου βρασμού, θα εξετάσουμε μετρήσεις της θερμορροής, q , από θερμό τοίχωμα θερμοκρασίας T_w προς υγρό που βράζει σε θερμοκρασία T_{sat} , ως συνάρτηση της υπερθέρμανσης του τοιχώματος, $\Delta T_w = T_w - T_{sat}$. Υπενθυμίζεται ότι, σε συνθήκες φυσικής ή εξαναγκασμένης συναγωγής, η θερμορροή είναι πρακτικά ανάλογη της υπερθέρμανσης. Το σχετικό πείραμα παρουσιάζεται στο Σχήμα 10.1α. Ένα σύρμα πλατίνας είναι βυθισμένο σε νερό και θερμαίνεται ηλεκτρικά. Από την ένταση του ρεύματος και από το δυναμικό στα άκρα του σύρματος υπολογίζουμε την ισχύ που προσδίδεται κάθε φορά στο σύρμα και επομένως και την ειδική θερμορροή. Συγχρόνως, η ακριβής τιμή της αντίστασης (που μετρείται με γέφυρα Wheatstone) μας δίνει τη θερμοκρασία της επιφάνειας του σύρματος. Τυπική καμπύλη θερμορροής-υπερθέρμανσης παρουσιάζεται στο Σχήμα 10.1β.

Σε χαμηλές τιμές της υπερθέρμανσης, ΔT_w , (τμήμα AB) δεν παρατηρείται βρασμός. Η θερμότητα μεταδίδεται από το σύρμα στο υγρό με φυσική συναγωγή και στη συνέχεια με ασθενική εξάτμιση από την επιφάνεια. Με αύξηση της υπερθέρμανσης πάνω από ένα σημείο (για νερό σε ατμοσφαιρική πίεση $\Delta T_{w,min} \approx 5^\circ\text{C}$) ξεκινά ο στάσιμος βρασμός με πυρηνογένεση. Σε χαμηλές υπερθερμάνσεις, σχηματίζονται μικρές φυσαλίδες ατμού σε συγκεκριμένες θέσεις, οι οποίες

γρήγορα αποκολλώνται και κινούνται ανεξάρτητα. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες, παράγονται περισσότερες φυσαλίδες που συγχωνεύονται μεταξύ τους και ο ατμός εγκαταλείπει την επιφάνεια υπό τη μορφή φλεβών, οι οποίες στη συνέχεια διασπώνται σε μεγάλες φυσαλίδες (βλ. φωτογραφίες (a), (b) του Σχήματος 10.2).



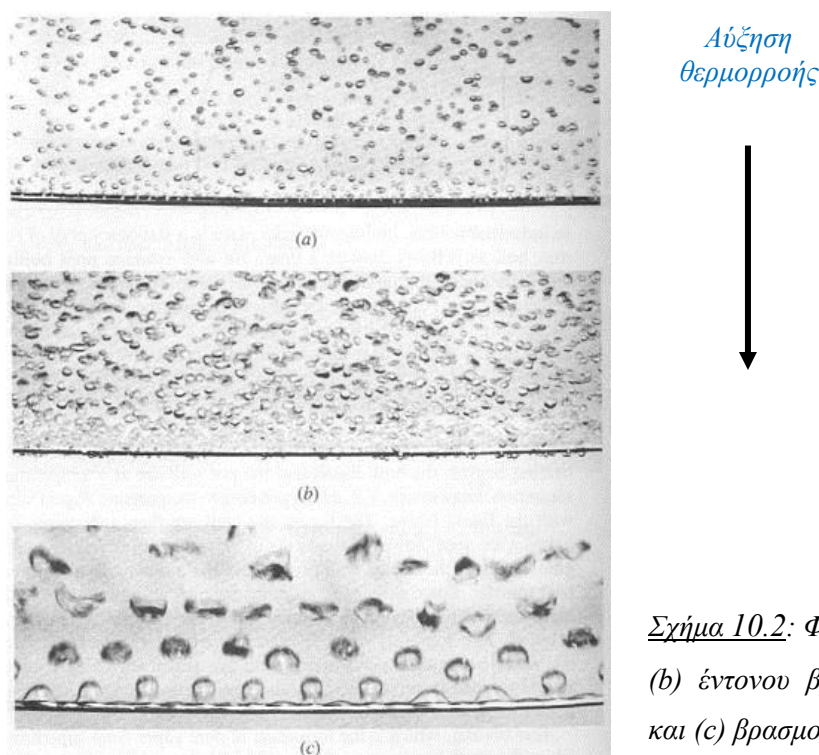
Σχήμα 10.1: (α) Πείραμα βρασμού με θέρμανση σύρματος πλατίνας. (β) Η καμπύλη ειδικής θερμορροής-υπερθέρμανσης του τοιχώματος.

Ο βρασμός με πυρηνογένεση αντιστοιχεί στο τμήμα BC της καμπύλης βρασμού του Σχήματος 10.1β. Βασικό χαρακτηριστικό της περιοχής αυτής είναι ότι η θερμορροή αυξάνεται με την υπερθέρμανση πολύ ταχύτερα από ότι στη μεταφορά με συναγωγή. Μία καλή προσέγγιση είναι $q \sim (\Delta T_w)^3$. Ως συνέπεια, η μεταφορά θερμότητας καθίσταται εξαιρετικά έντονη με μικρή σχετικά αύξηση της θερμοκρασίας. Ο βρασμός με πυρηνογένεση αποτελεί την επιθυμητή κατάσταση λειτουργίας για τις συσκευές βρασμού.

Οι ευνοϊκές συνθήκες βρασμού με πυρηνογένεση διακόπτονται απότομα στο σημείο C. Πέρα από το σημείο αυτό, η θερμορροή μειώνεται δραστικά, με αποτέλεσμα την απότομη αύξηση της θερμοκρασίας του τοιχώματος και συχνά την καταστροφή του. Η φυσική ερμηνεία της μετάπτωσης φαίνεται στην φωτογραφία (c) του Σχήματος 10.2. Ο ρυθμός σχηματισμού φυσαλίδων ξεπερνά το ρυθμό απομάκρυνσής τους, με αποτέλεσμα να διαμορφώνεται ένας υμένας ατμού πάνω στη θερμαντική επιφάνεια. Λόγω της χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας των αερίων, ο υμένας ατμού λειτουργεί ως μονωτικό, μειώνοντας δραστικά τη θερμορροή όταν ελέγχεται η θερμοκρασία του τοιχώματος, ή αυξάνοντας δραστικά τη θερμοκρασία τοιχώματος όταν ελέγχεται η θερμική ισχύς. Στις πολύ υψηλές υπερθερμάνσεις που αναπτύσσονται όταν το πείραμα εκτελείται με σταθερή θερμική ισχύ, η μεταφορά θερμότητας γίνεται πλέον με αγωγή

και σταδιακά με ακτινοβολία. Η περιοχή βρασμού με υμένα ατμού (film boiling) είναι προφανώς ανεπιθύμητη για τις συσκευές.

Η μετάπτωση από βρασμό με πυρηνογένεση σε βρασμό με υμένα ατμού ονομάζεται κρίση βρασμού (boiling crisis, departure from nucleate boiling-DNB) και χαρακτηρίζεται από την *κρίσιμη θερμορροή (critical heat flux-CHF)*, q_{cr} , του σημείου C, δηλαδή τη μέγιστη θερμορροή που επιτυγχάνεται κατά το βρασμό με πυρηνογένεση. Ενδεικτικές τιμές για νερό σε ατμοσφαιρική πίεση είναι $\Delta T_{w,cr} = 30^{\circ}\text{C}$, $q_{cr} \approx 1 \text{ MW/m}^2$. Η πρόβλεψη της κρίσιμης θερμορροής είναι κεντρικής σημασίας στο σχεδιασμό συσκευών βρασμού, καθώς είναι επιθυμητή η λειτουργία σε υψηλές θερμορροές αλλά ταυτόχρονα σε ασφαλή απόσταση από την κρίση βρασμού.



Στη συνέχεια προβλέπονται οι τρεις βασικές παράμετροι του βρασμού με πυρηνογένεση, η ελάχιστη υπερθέρμανση τοιχώματος για έναρξη του φαινομένου, η θερμορροή ως συνάρτηση της υπερθέρμανσης και η κρίσιμη θερμορροή που σηματοδοτεί το τέλος της πυρηνογένεσης.

Ελάχιστη υπερθέρμανση για έναρξη πυρηνογένεσης

Ο σχηματισμός μίας μικρής φυσαλίδας ατμού στις συνθήκες κορεσμού, (T_{sat}, p_{sat}) , αντιμετωπίζει μία ιδιαίτερη δυσκολία. Συγκεκριμένα, λόγω της επιφανειακής τάσης στη

διεπιφάνεια υγρού-ατμού, η πίεση στο εσωτερικό της φυσαλίδας, p_B , είναι υψηλότερη από την εξωτερική κατά την τριχοειδή πίεση. Η τελευταία είναι συνάρτηση της καμπυλότητας της διεπιφάνειας και δίνεται από τον νόμο Young-Laplace

$$p_B - T_{\text{sat}} = \frac{2\sigma}{r} \quad (10.1)$$

όπου σ είναι ο συντελεστής επιφανειακής τάσης και r η ακτίνα της φυσαλίδας. Διαπιστώνεται αμέσως ότι, στο ξεκίνημα της ανάπτυξης –οπότε η φυσαλίδα έχει ελάχιστη ακτίνα- η εσωτερική πίεση είναι κατά πολύ υψηλότερη της ισορροπίας. Στις συνθήκες (T_{sat}, p_B) αντιστοιχεί υπόψυκτη υγρή φάση και συνεπώς η μικρο-φυσαλίδα καταρρέει.

Η εξ.(10.1) εξηγεί γιατί είναι πολύ δύσκολο να συμβεί ομογενής βρασμός, δηλαδή ανάπτυξη φυσαλίδων ατμού στην κύρια μάζα του υγρού. Στην πραγματικότητα, η αέρια φάση ξεκινά να σχηματίζεται σε μικρές ρωγμές πάνω στην στερεή επιφάνεια θέρμανσης και ιδιαίτερα εκεί όπου έχει παγιδευτεί αέρας. Σχηματίζεται έτσι ένας πυρήνας ατμού σε προστατευμένο περιβάλλον και σε θερμοκρασία υψηλότερη της T_{sat} . Όταν η φυσαλίδα ξεπεράσει ένα κρίσιμο μέγεθος, η ανάπτυξή της συνεχίζεται ανεμπόδιστα και ακολουθεί αποκόλληση και άνοδος στο εσωτερικό του υγρού, δηλαδή ολοκλήρωση του βρασμού. Επειδή η διαδικασία αυτή ξεκινά με το σχηματισμό ενός πυρήνα της αέριας φάσης, το φαινόμενο ονομάζεται βρασμός με πυρηνογένεση.

Η αναγκαία υπερθέρμανση, $\Delta T_{w,\text{min}}$, για την έναρξη του βρασμού με πυρηνογένεση εξαρτάται από το χαρακτηριστικό μέγεθος, R , των ρωγμών της επιφάνειας θέρμανσης και υπολογίζεται ως εξής. Με αναφορά στο Σχήμα 10.3, που παριστάνει μία ιδεατή μικρο-κοιλότητα με ακτίνα εξόδου R , διαπιστώνουμε ότι η φυσαλίδα ατμού μπορεί να αναπτυχθεί σε προστατευμένο περιβάλλον έως ότου αποκτήσει ακτίνα ίση με αυτή της εξόδου της κοιλότητας. Για να επιβιώσει η φυσαλίδα στο μέγεθος αυτό και να συνεχίσει την ανάπτυξή της, πρέπει η θερμοκρασία της να αντιστοιχεί σε συνθήκες ισορροπίας στην πίεση που επικρατεί στο εσωτερικό της. Δηλαδή, η θερμοκρασία της στερεής επιφάνειας που την περιβάλλει πρέπει να είναι τουλάχιστον

$$T_{w,\text{min}} = T_{\text{sat}} + \left(\frac{dT}{dp}\right)_{\text{sat}} (p_B - p_{\text{sat}}) \quad (10.2)$$

Η κλίση της καμπύλης τάσης ατμών-θερμοκρασίας δίνεται από την εξίσωση Clausius-Clapeyron της θερμοδυναμικής

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{\text{sat}} = \frac{\lambda}{(v_g - v_l) T_{\text{sat}}} \approx \frac{\lambda \rho_g}{T_{\text{sat}}} \quad (10.3)$$

όπου λ είναι η ενθαλπία εξάτμισης, v_l, v_g είναι οι ειδικοί όγκοι της υγρής και της αέριας φάσης και η τελευταία ισότητα ισχύει για συνθήκες όχι κοντά στις κρίσιμες, οπότε $v_l \ll v_g = 1/\rho_g$. Αντικαθιστώντας τις εξ.(10.1) και (10.3) στην εξ.(10.2), προκύπτει το τελικό αποτέλεσμα

$$T_{w,\min} = T_{\text{sat}} + \frac{2 \sigma T_{\text{sat}}}{R \lambda \rho_g} \quad (10.4)$$

Η εξ.(10.4) δίνει την ελάχιστη υπερθέρμανση του τοιχώματος, $\Delta T_{w,\min} = T_w - T_{\text{sat}}$, η οποία προκαλεί πυρηνογένεση από ρωγμή μεγέθους R . Μεγαλύτερες ρωγμές προκαλούν πυρηνογένεση ευκολότερα, αλλά πολύ μεγάλες ρωγμές δεν παγιδεύουν αέρα. Στην πράξη, οι μεγαλύτερες ενεργές μικρο-κοιλότητες είναι μεγέθους ορισμένων μm . Μικρότερες κοιλότητες ενεργοποιούνται διαδοχικά με περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του τοιχώματος.

Θερμορροή κατά το βρασμό με πυρηνογένεση – Η συσχέτιση Rohsenow

Όπως ήδη αναφέρθηκε, στον βρασμό με πυρηνογένεση η θερμορροή είναι ανάλογη της υπερθέρμανσης στον κύβο, $q \sim (\Delta T_w)^3$. Η παρατήρηση αυτή αξιοποιείται στη συσχέτιση του Rohsenow (1952), η οποία βασίζεται στο γνωστό αποτέλεσμα της διαστατικής ανάλυσης, $Nu = f(Re, Pr)$, αλλά επιλέγει τα κατάλληλα χαρακτηριστικά μεγέθη για το φαινόμενο του βρασμού. Ειδικότερα, η χαρακτηριστική ταχύτητα, U , του υγρού στην περιοχή πυρηνογένεσης υπολογίζεται με τον συλλογισμό ότι η κίνησή του αντικαθιστά την ποσότητα υγρού που ατμοποιείται. Για θερμορροή q , η μαζική ταχύτητα ατμοποίησης είναι q/λ και συνεπώς προκύπτει

$$U = \frac{q}{\lambda \rho_l} \quad (10.5)$$

Για την επιλογή χαρακτηριστικού μήκους L , χρησιμεύει ο συλλογισμός ότι οι φυσαλίδες ατμού δέχονται την επίδραση τόσο της επιφανειακής τάσης που τις προσκολλά στη στερεή επιφάνεια όσο και της άνωσης που τείνει να τις αποκολλήσει. Θεωρώντας ότι οι δύο αυτές δυνάμεις ισορροπούν για μία φυσαλίδα μεγέθους L , προκύπτει το αποτέλεσμα

$$L = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (10.6)$$

Θεωρούμε τη γενική μορφή συσχέτισης

$$Nu = \frac{1}{C_{sf}} Re^{1-m} Pr^{1-n} \quad (10.5)$$

όπου η σταθερά C_{sf} εξαρτάται από τη φύση του στερεού και του υγρού. Αντικατάσταση των χαρακτηριστικών μεγεθών U , L των εξ.(10.6-7) στους ορισμούς των αδιάστατων αριθμών Nu και Re , καθώς και του συντελεστή μεταφοράς, h , από τη σχέση $q = h \Delta T_w$, λαμβάνουμε το τελικό αποτέλεσμα

$$q = \mu_l \lambda \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left(\frac{c_{p,l} \Delta T_w}{C_{sf} \lambda Pr_l^n} \right)^3 \quad (10.6)$$

Ο εκθέτης n λαμβάνει την τιμή $n=1$ για νερό και $n=1,7$ για οργανικά υγρά. Ενδεικτικές τιμές της σταθεράς C_{sf} για διάφορους συνδυασμούς στερεού-υγρού δίνονται στον Πίνακα 10.1.

Πίνακας 10.1: Τιμές του συντελεστή C_{sf} για διάφορους συνδυασμούς επιφάνειας και υγρού.

Fluid-Heating Surface Combination	C_{sf}	n
Water-copper (polished)	0.0130	1.0
Water-copper (scored)	0.0068	1.0
Water-stainless steel (mechanically polished)	0.0130	1.0
Water-stainless steel (ground and polished)	0.0060	1.0
Water-stainless steel (teflon pitted)	0.0058	1.0
Water-stainless steel (chemically etched)	0.0130	1.0
Water-brass	0.0060	1.0
Water-nickel	0.0060	1.0
Water-platinum	0.0130	1.0
<i>n</i> -Pentane-copper (polished)	0.0154	1.7
<i>n</i> -Pentane-chromium	0.0150	1.7
Benzene-chromium	0.1010	1.7
Ethyl alcohol-chromium	0.0027	1.7
Carbon tetrachloride-copper	0.0130	1.7
Isopropanol-copper	0.0025	1.7

Κρίση βρασμού (DNB) και κρίσιμη θερμορροή (CHF)

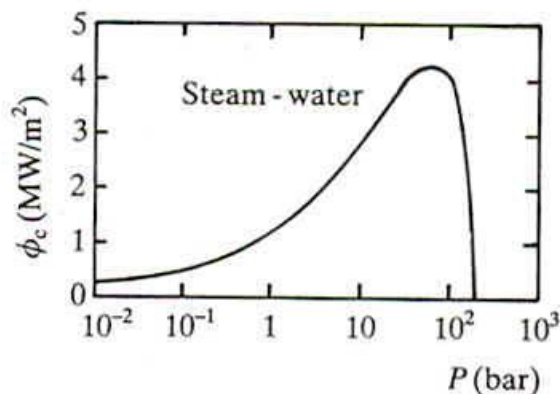
Η κρίσιμη θερμορροή κατά την κατάρρευση του βρασμού με πυρηνογένεση μπορεί να προβλεφθεί αναλυτικά. Οι λεπτομέρειες ξεπερνούν την παρούσα εισαγωγική παρουσίαση, αλλά η κεντρική ιδέα είναι η θεώρηση ύπαρξης ενός υμένα ατμού και η εξέταση των συνθηκών αποφόρτισής του. Το υποθετικό στρώμα ατμού είναι ασταθές λόγω του υπερκείμενου υγρού (ασταθής στρωμάτωση πυκνότητας) και απομακρύνεται παράγοντας δέσμες ατμού που κινούνται προς τα πάνω. Σε υψηλές ταχύτητες, η ροή του ατμού γίνεται και αυτή ασταθής λόγω φαινομένου Bernoulli με αποτέλεσμα να περιορίζεται η μέγιστη παροχή ατμού που μπορεί να απομακρυνθεί. Το όριο αυτό αντιστοιχεί ακριβώς στην κατάρρευση του βρασμού με πυρηνογένεση. Το τελικό αποτέλεσμα για επίπεδη επιφάνεια βρασμού είναι

$$q_{cr} = 0,149 \lambda \rho_v^{1/2} [\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (10.7)$$

Η εξ.(10.7) ισχύει και για οριζόντια κυλινδρική επιφάνεια βρασμού αν αντικατασταθεί η σταθερά από την τιμή 0,116.

Η εξ.(10.7) μεταβάλλεται έντονα με την πίεση του συστήματος. Ειδικότερα, η ενθαλπία εξάτμισης, η επιφανειακή τάση και η διαφορά πυκνοτήτων υγρού-ατμού μειώνονται μονοτονικά

p (bar)	ϕ_c (MW/m ²)
0.01	0.168
0.1	0.471
1	1.25
10	2.97
30	4.03
50	4.38
70	4.45
90	4.34
100	4.10
150	3.27
221 (p_c)	0



Σχήμα 10.3: Η κρίσιμη θερμορροή για βρασμό νερού ως συνάρτηση της πίεσης του συστήματος.

με την πίεση, στην αρχή αργά και όσο προσεγγίζονται οι κρίσιμες συνθήκες ($p_c = 221,2$ bar) τείνουν απότομα στο μηδέν. Αντίθετα, η πυκνότητα του ατμού αυξάνεται έντονα και η συμπεριφορά του καθορίζει την πρόβλεψη της κρίσιμης θερμορροής σε χαμηλές και μεσαίες πιέσεις. Το αποτέλεσμα της σύνθεσης των παραπάνω παραγόντων οδηγεί στη συμπεριφορά του Σχήματος 10.3. Η μέγιστη κρίσιμη θερμορροή εμφανίζεται περίπου στην πίεση των 70 bar.

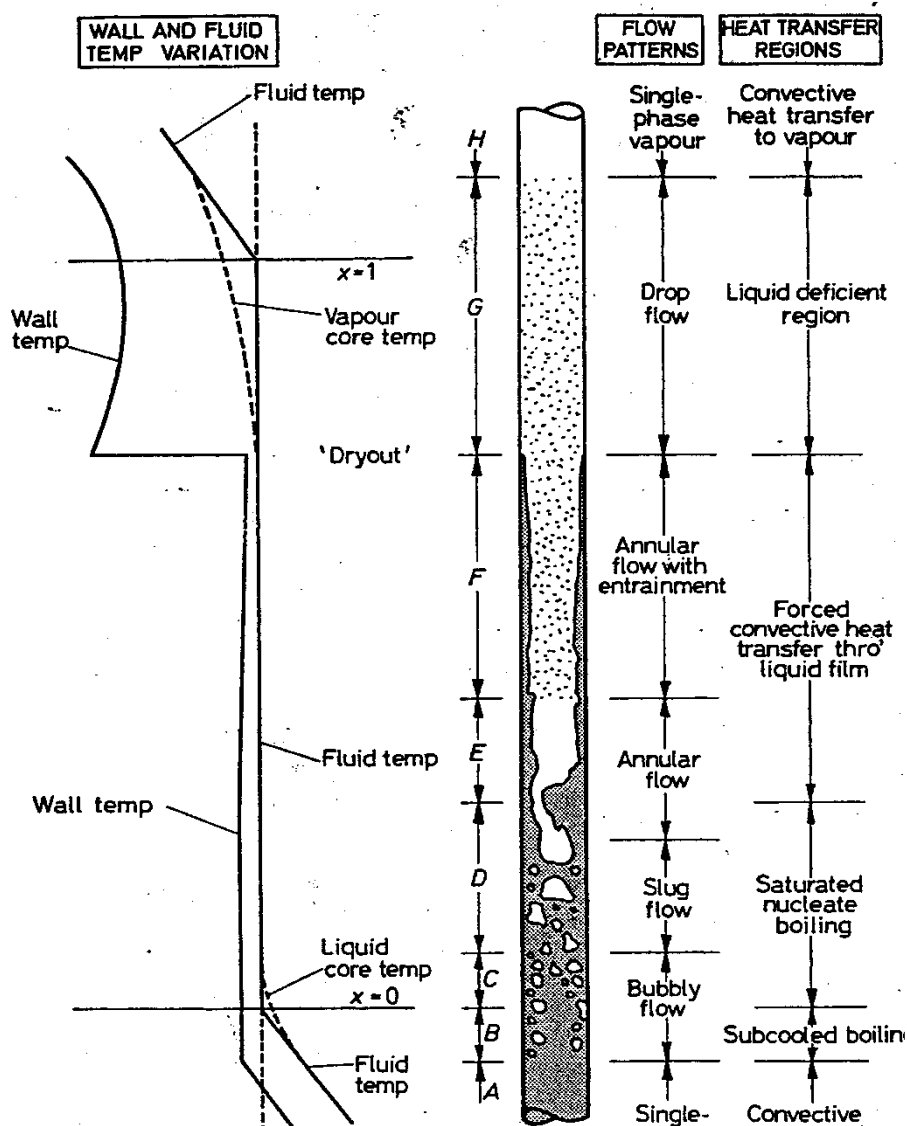
10.3 Βρασμός ροής

Εξέλιξη καθεστώτος διαφασικής ροής και μηχανισμού μεταφοράς θερμότητας

Ο βρασμός ροής αποτελεί τον συχνότερα απαντώμενο τύπο βρασμού, με κύρια εφαρμογή την ατμοποίηση υγρού στο εσωτερικό αυλών. Το προτυπικό πρόβλημα αυτής της κατηγορίας είναι ο κατακόρυφος αυλός ατμοπαραγωγού (Σχήμα 10.4). Βασικό χαρακτηριστικό του βρασμού ροής είναι η συνεχής αύξηση της ποιότητας του μίγματος κατά μήκος της ροής. Για παράδειγμα, το εργαζόμενο μέσο μπορεί να εισέρχεται στη βάση ενός αυλού ατμοπαραγωγού ως υπόψυκτο υγρό και να εξέρχεται ως διαφασικό μίγμα ή ακόμη και ως κορεσμένος ή υπέρθερμος ατμός.

Σύμφωνα με το Κεφ. 8, η ποιότητα του διαφασικού μίγματος (το κλάσμα της μαζικής παροχής της αέριας φάσης) καθορίζει το καθεστώς ροής που επικρατεί στον αγωγό, δηλαδή τον τρόπο με τον οποίο κατανέμονται οι δύο φάσεις. Όπως θα διαπιστώσουμε αμέσως παρακάτω, το καθεστώς διαφασικής ροής επηρεάζει καθοριστικά τον μηχανισμό ατμοποίησης και τον ρυθμό με τον οποίο συντελείται. Συνεπώς, μία βασική δυσκολία στην ανάλυση του βρασμού ροής συνίσταται στη συνεχή μεταβολή των συνθηκών ροής και μεταφοράς θερμότητας κατά μήκος του αγωγού.

Με αναφορά στον κατακόρυφο αυλό ατμοπαραγωγού του Σχήματος 10.4, όπου συμβαίνει πλήρης ατμοποίηση, διαπιστώνουμε ότι έχουμε διαδοχικά μονοφασική ροή υγρού, ροή με φυσαλίδες, ασυνεχή ροή, δακτυλιοειδή ροή με συμπαρασυρμό, ροή σταγονιδίων και τέλος μονοφασική ροή αερίου. Αντίστοιχα, η μεταφορά θερμότητας από το θερμό τοίχωμα του αυλού προς το νερό γίνεται αρχικά με εξαναγκασμένη συναγωγή και στη συνέχεια με υπόψυκτο βρασμό με πυρηνογένεση και κορεσμένο βρασμό με πυρηνογένεση. Όσο αυξάνεται η ποιότητα του μίγματος και η υγρή φάση αρχίζει να ρέει ως λεπτός υμένας στο τοίχωμα του αγωγού, ο βρασμός με πυρηνογένεση εξασθενεί και υποκαθίσταται σταδιακά από βρασμό εξάτμισης, σε συνδυασμό με μεταφορά θερμότητας και μάζας από τα σταγονίδια υγρού που αποκολλώνται από τον υγρό υμένα, παρασύρονται με τη ροή και πιθανώς προσκολλώνται και πάλι. Τέλος, όταν ο υγρός



Σχήμα 10.4: Η μεταβολή καθεστώτος ροής και μηχανισμού μεταφοράς θερμότητας σε κατακόρυφο αυλό ατμοπαραγωγού.

υμένας εξατμιστεί τελείως, η ατμοποίηση περιορίζεται στην εξατμισμό των σταγονιδίων υγρού που έχουν απομείνει στην αέρια φάση.

Οι μεταβολές της θερμοκρασίας του τοιχώματος και της κύριας μάζας του ρευστού με την θέση κατά μήκος του αυλού απεικονίζονται επίσης στο Σχήμα 10.4. Στην αρχή, το τοίχωμα θερμαίνεται έως ότου η υπερθέρμανση γίνει αρκετή ώστε να προκαλέσει βρασμό πυρηνογένεσης, έστω και αν η κύρια μάζα του ρευστού είναι στην αρχή υπόψυκτη. Μετά από ένα τμήμα κορεσμένου βρασμού, η υπερθέρμανση μειώνεται σταδιακά καθώς ο βρασμός με πυρηνογένεση εξασθενεί και υποκαθίσταται από βρασμό εξατμισμού. Όταν ο υγρός υμένας εξαντληθεί, η θερμοκρασία του τοιχώματος αυξάνεται απότομα, επειδή η μεταφορά θερμότητας γίνεται πλέον με εξαναγκασμένη συναγωγή προς την αέρια φάση. Αντίστοιχα, το ρευστό στην αρχή έχει θερμοκρασία χαμηλότερη της T_{sat} που αντιστοιχεί στην πίεση λειτουργίας, p_{sat} , δηλαδή είναι υπόψυκτο. Στη συνέχεια, το ρευστό φτάνει στη θερμοκρασία ισορροπίας, T_{sat} , και παραμένει σε αυτήν όσο το τοίχωμα διαβρέχεται με υγρό. Όταν ο υγρός υμένας εξαντληθεί, η θερμοκρασία του ατμού αρχίζει να αυξάνει σταδιακά παρά την ύπαρξη για κάποιο διάστημα σταγονιδίων διεσπαρμένων στη μάζα του.

Σύμφωνα με την παραπάνω περιγραφή, οι συνθήκες στο αρχικό και το τελικό τμήμα του αυλού μπορεί να αποκλίνουν αισθητά από τη θερμοδυναμική ισορροπία. Ένας τρόπος για να περιγραφεί ολόκληρη η διαδικασία είναι ορίζοντας την ποιότητα με βάση όχι τις μαζικές παροχές αλλά τις ειδικές ενθαλπίες. Συγκεκριμένα, στο τμήμα όπου συνυπάρχουν οι δύο φάσεις σε συνθήκες ισορροπίας, ισχύει για τη διφασική ροή τόσο το ισοζύγιο μάζας, εξ.(8.2), όσο και το ισοζύγιο ενέργειας, εξ.(8.17). Από το συνδυασμό τους προκύπτει η σχέση

$$x = \frac{H - H_l}{H_g - H_l} = \frac{H - H_l}{\lambda} \quad (10.8)$$

όπου χρησιμοποιούμε κεφαλαίο για την ειδική ενθαλπία για να μην υπάρξει σύγχυση με τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Γενικεύοντας την εξ.(10.8), την εφαρμόζουμε τόσο για υπόψυκτο υγρό όσο και για υπέρθερμο αέριο λαμβάνοντας αντίστοιχα τιμές ποιότητας αρνητικές και μεγαλύτερες της μονάδας. Στη συνέχεια, θα χρησιμοποιούμε αυτό τον γενικευμένο ορισμό της ποιότητας μίγματος.

Ελάχιστη υπερθέρμανση για πυρηνογένεση με ροή

Όπως και κατά το στάσιμο βρασμό, η θερμοκρασία του τοιχώματος, T_w , πρέπει να ξεπεράσει αισθητά τη θερμοκρασία κορεσμού, T_{sat} , για την έναρξη βρασμού με πυρηνογένεση. Το ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του βρασμού ροής είναι ότι το θερμικό οριακό στρώμα (το οποίο στον στάσιμο βρασμό θεωρήθηκε αρκετά ασθενικό ώστε να αγνοηθεί) γίνεται τόσο λεπτότερο όσο αυξάνει η

ταχύτητα ροής. Συνεπώς, η θερμοκρασία του υγρού μειώνεται αισθητά από την τιμή T_w σε μικρή απόσταση από το τοίχωμα. Οι φυσαλίδες ατμού που δημιουργούνται στη θερμή επιφάνεια επηρεάζονται από τα ψυχρότερα στρώματα υγρού με αποτέλεσμα να παρεμποδίζεται η ανάπτυξή τους.

Σύμφωνα με την ανάλυση του στάσιμου βρασμού (§10.2), φυσαλίδα ακτίνας y δεν καταρρέει υπό την επίδραση της τριχοειδούς πίεσης λόγω επιφανειακής τάσης αν η θερμοκρασία της ξεπερνά την τιμή

$$T = T_{\text{sat}} + \frac{2 \sigma T_{\text{sat}}}{y \lambda \rho_g} \quad (10.9)$$

Για τυρβώδη ροή, η κατανομή θερμοκρασιών στο υγρό πολύ κοντά στο τοίχωμα μπορεί να θεωρηθεί γραμμική και δίνεται συναρτήσει της ειδικής θερμοροής, q , από τη σχέση

$$T = T_w - \frac{q y}{k_l} \quad (10.10)$$

Οι εξ.(10.9) και (10.10) παριστάνονται στο Σχήμα 10.5, όπου παρατηρείται ότι, για μια περιοχή τιμών y , η φυσαλίδα συναντά στην κορυφή της υγρό αρκετά θερμό ώστε να συνεχίσει να αναπτύσσεται. Η οριακή συνθήκη ανάπτυξης αντιστοιχεί σε επαφή των δύο καμπυλών των εξ.(10.9) και (10.10). Το σημείο επαφής A αντιστοιχεί σε τιμές (T, y) για τις οποίες, εξισώνοντας τις εξ.(10.9) και (10.10), προκύπτει

$$T_w - T_{\text{sat}} = \frac{2 \sigma T_{\text{sat}}}{y \lambda \rho_g} + \frac{q y}{k_l} \quad (10.11)$$

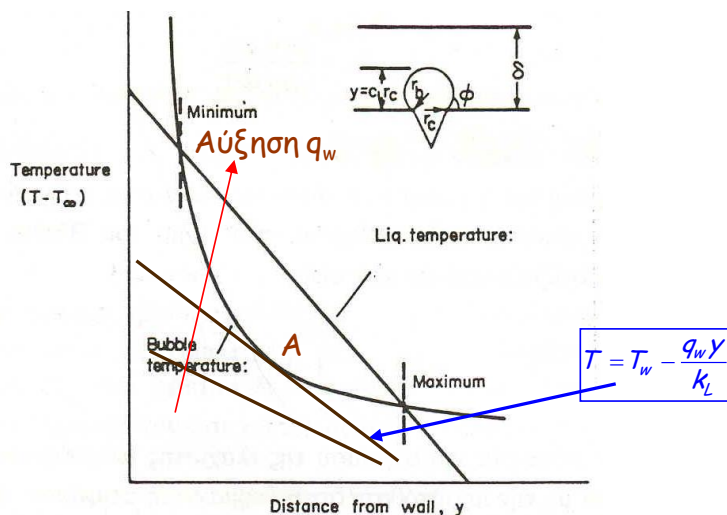
Οι κλίσεις των δύο καμπυλών στο σημείο επαφής είναι επίσης ίσες, και συνεπώς ισχύει η σχέση

$$\frac{q}{k_l} = \frac{2 \sigma T_{\text{sat}}}{y^2 \lambda \rho_g} \quad (10.12)$$

Λύνοντας ως προς y από την εξ.(10.12) και αντικαθιστώντας στην (10.11) προκύπτει τελικά η συνθήκη

$$\Delta T_w = T_w - T_{\text{sat}} = \left(\frac{8 \sigma T_{\text{sat}} q}{\lambda \rho_g k_l} \right)^{1/2} \quad (10.13)$$

οποία δίνει την ελάχιστη υπερθέρμανση της επιφάνειας που απαιτείται για έναρξη βρασμού πυρηνογένεσης σε δεδομένη ειδική θερμοροή, q .



Σχήμα 10.5: Κριτήριο ανάπτυξης φυσαλίδας ατμού που έρχεται σε επαφή με ψυχρότερο υγρό.

Πρόβλεψη συντελεστή μεταφοράς θερμότητας – Η συσχέτιση Chen

Ο υπολογισμός της μεταφοράς θερμότητας στον βρασμό ροής περιλαμβάνει συνδυασμό των συνεισφορών του βρασμού με πυρηνογένεση και με συναγωγή/εξάτμιση. Μία γενικά παραδεκτή μέθοδος είναι η συσχέτιση του Chen (1963), η οποία υποθέτει ότι οι δύο μηχανισμοί χωρούν παράλληλα με διαφορετική ένταση και αθροίζει τις δύο συνεισφορές για να υπολογίσει έναν συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τη σχέση

$$h = h_{NB} + h_{FC} \quad (10.14)$$

Η συνεισφορά του βρασμού με πυρηνογένεση δίνεται με τη μορφή

$$h_{NB} = S h_{PB} \quad (10.15)$$

όπου S είναι ένας συντελεστής απόσβεσης της πυρηνογένεσης λόγω της ροής και h_{PB} είναι ο συντελεστής μεταφοράς στάσιμου βρασμού. Ο συντελεστής h_{PB} δίνεται από τη συσχέτιση του Rohsenow, εξ.(10.6), ή από την παρακάτω συσχέτιση των Foster και Zuber

$$h_{PB} = 0,00122 \frac{\Delta T_w^{0,24} \Delta p_w^{0,75} c_{p,l}^{0,45} \rho_l^{0,49} k_l^{0,79}}{\sigma^{0,5} \lambda^{0,24} \mu_l^{0,29} \rho_g^{0,24}} \quad (10.16)$$

όπου ο όρος Δp_w είναι η διαφορά της τάσης ατμών που αντιστοιχεί σε μεταβολή θερμοκρασίας ΔT_w .

Η συνεισφορά του βρασμού εξάτμισης υπολογίζεται από τη σχέση

$$h_{FC} = F h_{sl} \quad (10.17)$$

όπου h_{sl} είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας σε μονοφασική ροή με παροχή μόνον αυτή της υγρής φάσης και F ένα συντελεστής που εκφράζει την εντατικοποίηση της μεταφοράς λόγω της διφασικής ροής. Για τον υπολογισμό του συντελεστή h_{sl} μπορεί να χρησιμοποιηθεί η συσχέτιση Dittus-Boelter

$$Nu_{sl} = 0,023 Re_{sl}^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (10.18)$$

με τον αριθμό Reynolds όπως προκύπτει από τη διάμετρο του αγωγού, D , και την τοπική μαζική παροχή υγρού $W_l = (1 - x)W$

$$Re_{sl} = \frac{4(1-x)W}{\pi D \mu_l} \quad (10.19)$$

Οι συντελεστές F και S υπολογίζονται συναρτήσει της παραμέτρου Lockhart-Martinelli της διφασικής ροής

$$X_{tt}^2 = \frac{(dp/dz)_{sl}}{(dp/dz)_{sg}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1,8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,2} \quad (10.20)$$

από τις σχέσεις

$$F = \begin{cases} 2,35 (0,213 + 1/X_{tt})^{0,736} & \text{για } X_{tt} < 10 \\ 1 & \text{για } X_{tt} \geq 10 \end{cases} \quad (10.21)$$

και

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} (Re_{sl} F^{1,25})^{1,17}} \quad (10.22)$$

Η παραπάνω διαδικασία ισχύει για βρασμό κορεσμένου μίγματος. Όταν το υγρό είναι υπόψυκτο θερμοκρασίας T_l , όπως συμβαίνει στα αρχικά στάδια του βρασμού, η θερμοροή υπολογίζεται από την ελαφρά διαφοροποιημένη σχέση

$$q = h(T_w - T_l) = h_{NB}(T_w - T_{sat}) + h_{sl}(T_w - T_l) \quad (10.23)$$

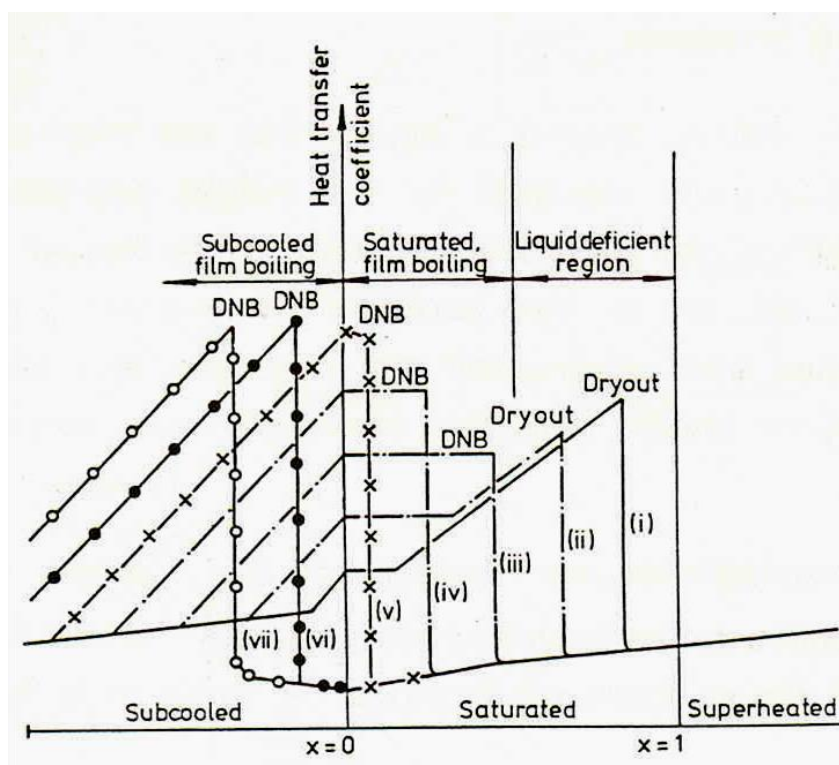
όπου η συνεισφορά της πυρινογένεσης υπολογίζεται με θερμοκρασιακή ωθούσα δύναμη την υπερθέρμανση κορεσμού ενώ η συνεισφορά της συναγωγής/εξάτμισης με τον μονοφασικό συντελεστή και την πραγματική υπερθέρμανση.

Κρίση βρασμού ροής- Πρόβλεψη κρίσιμης θερμοροής

Η σταδιακή μετάπτωση καθεστώτος ροής και μηχανισμού βρασμού κατά μήκος ενός αυλού ατμοποίησης (Σχήμα 10.4) συνεπάγεται επίσης μεταβολή των συνθηκών και της μορφής της κρίσης βρασμού που συμβαίνει εάν η θερμοροή προς το τοίχωμα γίνει πολύ μεγάλη. Ειδικά στην

περίπτωση ατμοπαραγωγών με φλόγα, η θερμορροή μπορεί να θεωρηθεί ως ανεξάρτητη μεταβλητή εισόδου, καθώς καθορίζεται από τη διάταξη και το πλήθος των καυστήρων και τα χαρακτηριστικά του χώρου καύσης.

Το Σχήμα 10.6 παρουσιάζει τον τοπικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κατά μήκος ενός αυλού ατμοποίησης ως συνάρτηση της τοπικής ποιότητας του ρευστού και συνοψίζει τις δύο διαφορετικές μορφές κρίσης βρασμού (DNB, Dryout). Το διάγραμμα περιχαράκωνεται από δύο γραμμές χαμηλού συντελεστή μεταφοράς. Η γραμμή κάτω αριστερά αντιστοιχεί σε εξαναγκασμένη συναγωγή του υγρού και η ακόμη χαμηλότερη γραμμή κάτω δεξιά σε εξαναγκασμένη συναγωγή του ατμού.



Σχήμα 10.6: Η μεταβολή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας συναρτήσει της ποιότητας του μίγματος κατά μήκος αυλού ατμοπαραγωγού. Κάθε γραμμή αντιστοιχεί σε διαφορετική θερμορροή.

Η πρώτη καμπύλη αντιστοιχεί σε πολύ υψηλή θερμορροή. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αυξάνεται εντυπωσιακά, σε σχέση με την τιμή συναγωγής, λόγω βρασμού ροής με πυρηνογένεση που λαμβάνει χώρα ενώσω το υγρό είναι υπόψυκτο, $x < 0$. (Η αύξηση του συντελεστή υπόψυκτου βρασμού με πυρηνογένεση καθώς προσεγγίζεται η ισορροπία, οφείλεται στον ορισμό της ωθούσας διαφοράς θερμοκρασίας, εξ.(10.23). Για σταθερή θερμορροή, η διαφορά $(T_w - T_l)$ μειώνεται όσο η θερμοκρασία του υγρού προσεγγίζει την τιμή ισορροπίας, T_{sat} , και συνεπώς ο συντελεστής μεταφοράς αυξάνεται.) Σύντομα όμως η πυρηνογένεση καταρρέει εξ αιτίας

σχηματισμού στρώματος ατμού, δηλαδή με παρόμοιο μηχανισμό με την κρίση σε στάσιμο βρασμό (DNB). Η τιμή της ποιότητας για την οποία αυτό συμβαίνει συσχετίζεται με τη συγκεκριμένη θερμοροή. Δηλαδή, η θερμοροή είναι η κρίσιμη για την συγκεκριμένη τιμή της ποιότητας μίγματος. Από το σημείο αυτό και μετά, η μεταφορά θερμότητας συναντά αντίσταση συναγωγής του ατμού και ο αντίστοιχος συντελεστής πέφτει στην χαμηλή γραμμή.

Θεωρώντας διαδοχικά χαμηλότερες θερμοροές, το σημείο κατάρρευσης της πυρηνογένεσης (DNB) μετατοπίζεται σε υψηλότερες ποιότητες και σταδιακά εισέρχεται στη διαφασική περιοχή. Αν η θερμοροή είναι αρκετά χαμηλή ώστε να αποφευχθεί η κατάρρευση έως την έναρξη δακτυλιοειδούς ροής, ο μηχανισμός πυρηνογένεσης εξασθενεί αρκετά και σταδιακά υποκαθίσταται από βρασμό εξάτμισης. Ο τελευταίος καταρρέει όταν ο υγρός υμένας τοπικά εξατμιστεί πλήρως αφήνοντας το θερμό τοίχωμα του αυλού ξηρό, δηλαδή σε άμεση επαφή με ατμό (Dryout). Η μεταφορά θερμότητας πέρα από το σημείο ξήρανσης γίνεται και πάλι με εξαναγκασμένη συναγωγή μέσω της αέριας φάσης.

Η παραπάνω φαινομενολογική περιγραφή δείχνει ότι η κρίσιμη θερμοροή στον βρασμό ροής εξαρτάται έντονα από την τοπική ποιότητα του ρευστού που ατμοποιείται και μεταβάλλεται έντονα κατά μήκος του αυλού. Παράλληλα, είναι προφανές ότι θα επηρεάζεται και από την ταχύτητα του ρευστού. Η τελευταία εκφράζεται με τη συνολική μαζική ταχύτητα του διαφασικού μίγματος στον αυλό, $G = 4W/\pi D^2$. Παρατηρήστε ότι η συνολική μαζική παροχή, W , και η μαζική ταχύτητα, G , παραμένουν σταθερές κατά τη διάρκεια της ατμοποίησης, ενώ οι παροχές υγρής και αέριας φάσης μεταβάλλονται έντονα. Σε αντίθεση, η κρίσιμη θερμοροή στον στάσιμο βρασμό, εξ.(10.7), είναι συνάρτηση μόνον των ιδιοτήτων νερού-ατμού στις συνθήκες ισορροπίας, δηλαδή μπορεί να θεωρηθεί αποκλειστικά συνάρτηση της πίεσης ισορροπίας, p_{sat} . Σύμφωνα με τα παραπάνω, η κρίσιμη θερμοροή στο βρασμό ροής μπορεί να περιγραφεί με σχέσεις της μορφής

$$q_{cr} = q_{cr}(p_{sat}, G, x) \quad (10.24)$$

Μία εμπειρική συσχέτιση που αποδίδει ποιοτικά τη συμπεριφορά του συστήματος νερό-ατμός αλλά είναι εξαιρετικά απλοϊκή για ποσοτικά αξιόπιστες προβλέψεις είναι η εξής ($\lambda [=]$ kJ/kg, $G [=]$ kg/m²s, $q_{cr} [=]$ kW/m²):

$$q_{cr} = 0,25 \lambda G^{1/2} (1 - x) \quad (10.25)$$

Παρατηρούμε ότι η κρίσιμη θερμοροή μειώνεται με αύξηση της ποιότητας του μίγματος και φυσικά μηδενίζεται όταν ολοκληρωθεί η ατμοποίηση.

Η πραγματική συμπεριφορά είναι κατά πολύ πολυπλοκότερη και δεν μπορεί να περιγραφεί από αναλυτικές σχέσεις. Η σύγχρονη πρακτική συνίσταται στην διαμόρφωση βάσεων πειραματικών

δεδομένων όπου συγκεντρώνονται και αξιολογούνται όλες οι διαθέσιμες μετρήσεις κρίσιμης θερμορροής συναρτήσει των παραμέτρων της εξ.(10.24). Μία τέτοια βάση για το σύστημα νερού-ατμού, η οποία θεωρείται η πλέον αξιόπιστη και χρησιμοποιείται ευρύτατα, διαμορφώθηκε από τους Groeneveld, Shan, Vasic, Leung, Durmayaz, Yang, Cheng και Tanase (“The 2006 CHF look-up table,” Nuclear Engineering and Design, vol. 237, pp. 1909-1922, 2007). Ενδεικτικό απόσπασμα των δεδομένων παρουσιάζεται στον Πίνακα 10.2. Η βάση αξιοποιείται με γραμμική παρεμβολή για την πρόβλεψη της κρίσιμης θερμορροής σε ενδιάμεσες τιμές των παραμέτρων.

Η βάση Groeneveld αναφέρεται σε κατακόρυφους αγωγούς εσωτερικής διαμέτρου $D = 8 \text{ mm}$. Η επίδραση της διαμέτρου για τιμές στο εύρος $3 - 25 \text{ mm}$ υπολογίζεται από τη σχέση

$$\frac{q_{cr}(D)}{q_{cr}(8\text{mm})} = \left(\frac{8}{D}\right)^{0,5} \quad (10.26)$$

Για διαμέτρους $D > 25 \text{ mm}$, η επίδραση της διαμέτρου θεωρείται αμελητέα. Η βάση μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί και για άλλα ρευστά, παραδείγματος χάριν ψυκτικά, με την προϋπόθεση ότι είναι ίσες οι διαστάσεις των αγωγών και η ποιότητα του μίγματος, καθώς και οι παρακάτω αδιάστατες ομάδες:

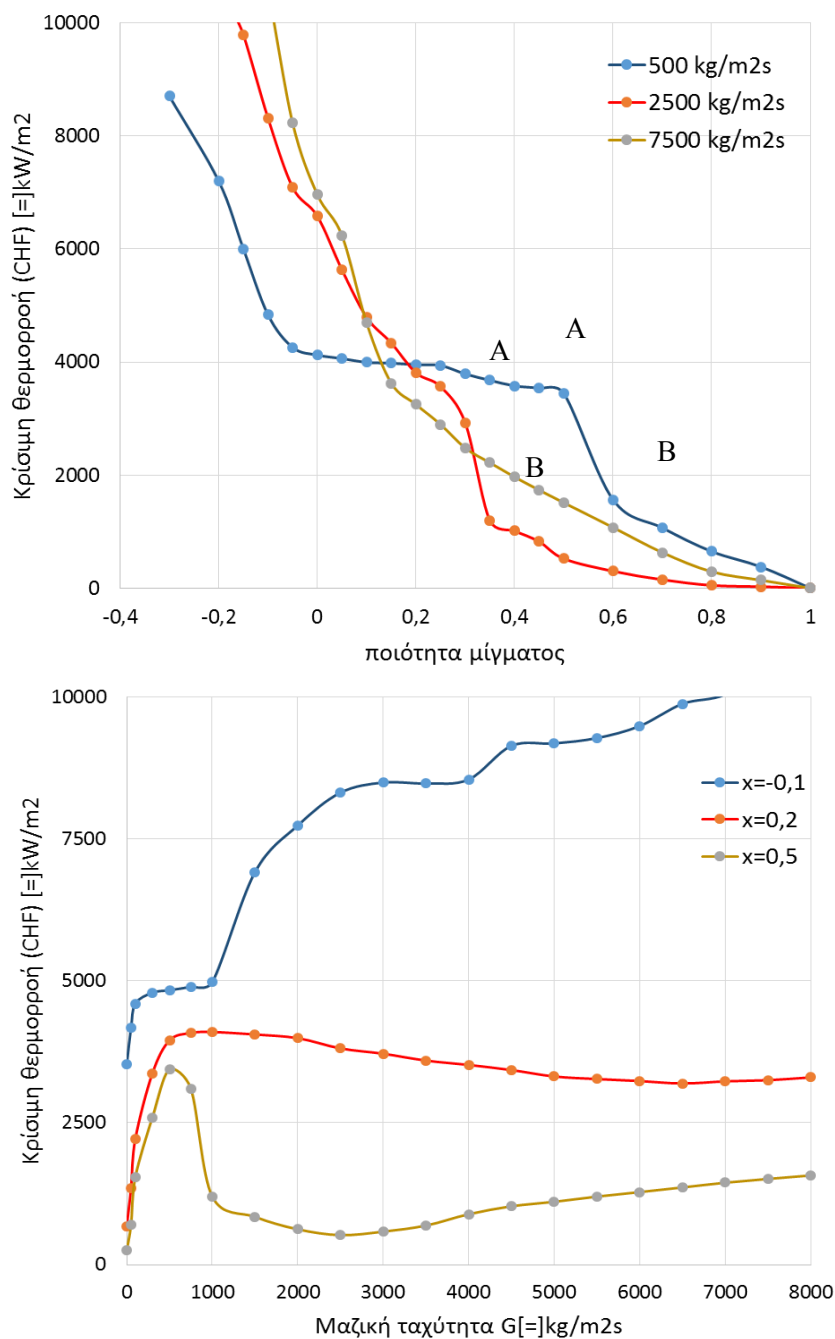
$$\frac{G}{\sqrt{\rho_l \sigma / D}}, \quad \frac{\rho_l}{\rho_v}, \quad \frac{q_{cr}}{G \lambda} \quad (10.27)$$

Ένα παράδειγμα μετρημένων τιμών κρίσιμης θερμορροής κατά το βρασμό νερού σε πίεση 10 bar και διάφορες ποιότητες και ταχύτητες ροής παρουσιάζεται στο Σχήμα 10.7. Η κρίση βρασμού σε χαμηλή ποιότητα μίγματος απαιτεί πολύ υψηλές θερμορροές που δεν απαντώνται συνήθως σε συσκευές θερμικών διεργασιών. Πρόβλεψη της κρίσιμης θερμορροής στις συνθήκες αυτές έχει ενδιαφέρον κυρίως σε συνδυασμό με σενάρια δυστυχημάτων σε πυρηνικά εργοστάσια (loss-of-coolant accidents, reactor meltdown).

Η κρίση βρασμού σε υψηλές ποιότητες μίγματος παρουσιάζει μεγαλύτερο ενδιαφέρον για τις συσκευές θερμικών διεργασιών, καθώς εμφανίζεται σε ρεαλιστικές θερμορροές και σε ορισμένες περιπτώσεις αντιστοιχεί σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας (π.χ. ατμοπαραγωγοί ενός περάσματος). Στις υψηλές ποιότητες, η ροή είναι δακτυλιοειδής και το πάχος του υγρού υμένα που διαβρέχει το τοίχωμα εξαρτάται τόσο από τη διάτμηση του ατμού όσο και από φαινόμενα αποκόλλησης, συμπαρασυρμού και επαναπόθεσης σταγονιδίων με τη ροή.

Η απότομη μείωση της κρίσιμης θερμορροής με μικρή αύξηση της ποιότητας, η οποία παρατηρείται σε πολλές περιπτώσεις (βλ. τις δύο χαμηλότερες μαζικές ταχύτητες του Σχήματος 10.7), χαρακτηρίζει μία ιδιαίτερα ευαίσθητη όσον αφορά την πρόβλεψη περιοχή (limiting quality region-LQR) και έχει ερμηνευθεί, με βάση οπτικές παρατηρήσεις, ως εξής. Η ξήρανση του τοιχώματος στις συνθήκες που απεικονίζονται στο Σχήμα 10.7α ως (A) προκαλείται από τον

συνδυασμό εξάτμισης και αποκόλλησης σταγονιδίων, οπότε ο υγρός υμένας δεν αναπληρώνεται επαρκώς. Στις συνθήκες (B), ο υγρός υμένας είναι πολύ λεπτός αλλά εξακολουθεί να συντηρείται, παρά την εξάτμιση, λόγω επαναπόθεσης σταγονιδίων που έχουν συμπαρασυρθεί από περιοχές ανάντη της ροής.



Σχήμα 10.7: Η κρίσιμη θερμορροή ως συνάρτηση (α) της ποιότητας του ρευστού και (β) της μαζικής ταχύτητας στον αυλό, κατά το βρασμό ροής νερού σε πίεση $P=10$ bar.

Πίνακας 10.2: Ενδεικτικό απόσπασμα βάσης δεδομένων με μετρήσεις κρίσιμης θερμορροής ως συνάρτηση των παραμέτρων της εξ.(10.24).

Pressure [kPa]	Mass Flux [kg m ⁻² s ⁻¹]	CHF [kW m ⁻²]																							
		14030	11668	9617	8115	7597	7296	7024	6470	5710	5375	4875	4438	4167	3795	3357	2941	2531	2290	914	592	393	200	0	
5000	1500	14030	11668	9617	8115	7597	7296	7024	6470	5710	5375	4875	4438	4167	3795	3357	2941	2531	2290	914	592	393	200	0	
5000	2000	15633	12936	10401	8530	7889	7408	6946	6107	5170	4836	4340	3913	3599	3257	2909	2412	1979	1182	638	354	188	130	0	
5000	2500	17335	14268	11308	8887	7972	7432	6712	5661	4880	4445	4017	3662	3295	2876	2689	1915	955	651	447	195	99	51	0	
5000	3000	18794	15433	12150	9231	8180	7463	6490	5427	4718	4265	3857	3476	3104	2578	2283	1429	708	533	405	179	73	41	0	
5000	3500	19936	16374	12894	9768	8306	7477	6368	5026	4484	3984	3644	3312	2932	2394	1781	1164	910	706	513	290	103	42	0	
5000	4000	20949	17217	13569	9991	8683	7658	6295	4783	4200	3584	3367	3140	2745	2274	1402	1188	1060	922	593	320	111	44	0	
5000	4500	21962	18016	14114	10137	9063	7837	6323	4905	4130	3522	3305	3023	2672	2065	1424	1245	1128	1046	649	346	117	46	0	
5000	5000	22867	18766	14525	10880	9540	8183	6486	5030	4103	3487	3287	3017	2684	2024	1455	1329	1224	1112	695	362	124	51	0	
5000	5500	23661	19456	15309	11569	10048	8548	6741	5245	4051	3480	3299	3060	2672	2047	1628	1480	1351	1176	743	379	135	57	0	
5000	6000	24391	20103	15958	12239	10650	8921	7328	5430	4008	3507	3314	3079	2696	2057	1747	1598	1449	1240	793	405	152	67	0	
5000	6500	25098	20718	16511	12734	10892	9511	7643	5637	4183	3523	3357	3128	2771	2258	1947	1783	1549	1314	855	437	172	78	0	
5000	7000	25860	21312	16907	13189	11608	9908	7949	5781	4373	3553	3386	3182	2857	2430	2136	1893	1639	1396	926	482	197	91	0	
5000	7500	26597	21982	17360	13563	11914	10298	8281	6006	4572	3786	3444	3201	2944	2603	2250	1988	1716	1466	980	512	211	98	0	
5000	8000	27254	22428	17865	13912	12316	10851	8676	6217	4805	4010	3629	3362	3178	2817	2409	2068	1783	1533	1052	543	225	105	0	
	X→	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1	
7000	0	5445	5059	4676	4323	4139	3937	3677	3322	2696	2286	1848	1479	1243	1036	891	778	692	621	525	389	267	209	0	
7000	50	5919	5536	5191	4863	4698	4520	4306	3998	3399	2856	2624	2264	2042	1859	1712	1588	1477	1366	1151	1010	473	325	0	
7000	100	6912	6301	5871	5584	5462	5261	5095	4849	4271	3776	3499	3290	3142	3034	2906	2850	2651	2486	2123	1673	1205	768	0	
7000	300	7445	6709	6259	6020	5914	5761	5662	5495	5182	4752	4464	4070	3764	3611	3417	3250	3028	2738	2286	1994	1408	869	0	
7000	500	7842	6895	6435	6188	5996	5931	5818	5672	5408	4922	4521	4196	3989	3812	3602	3459	3221	2905	2482	1985	1547	869	0	
7000	750	9129	7841	6867	6263	6154	5998	5895	5776	5430	4987	4538	4131	3918	3709	3464	3327	3118	2770	2312	1904	1400	742	0	
7000	1000	10186	8774	7390	6532	6313	6276	6162	5864	5366	4920	4399	3935	3723	3447	3112	2884	2713	2432	2085	1567	1066	566	341	0
7000	1500	11920	10072	8460	7262	6915	6647	6308	5729	5059	4561	4039	3612	3279	2991	2698	2490	2264	1991	1591	999	372	318	191	0
7000	2000	13294	11209	9172	7557	7279	6769	6187	5327	4570	4020	3552	3174	2864	2566	2353	1919	1406	793	483	267	197	134	0	
7000	2500	14680	12245	9774	7920	7382	6765	5895	4977	4178	3639	3207	2867	2552	2211	1941	1487	813	521	342	177	103	58	0	
7000	3000	15871	13214	10463	8259	7522	6778	5785	4761	3971	3366	3014	2640	2333	2111	1685	951	493	429	307	157	77	43	0	
7000	3500	16889	14072	11223	8783	7744	6972	5738	4518	3739	3127	2816	2482	2188	1798	1357	851	631	531	388	224	96	44	0	
7000	4000	17783	14824	11868	9277	8077	7118	5593	4226	3539	2855	2616	2362	2104	1710	1251	957	789	681	444	255	99	44	0	
7000	4500	18619	15498	12439	9619	8281	7208	5381	4156	3422	2650	2472	2268	2057	1647	1239	1006	867	779	487	266	102	45	0	
7000	5000	19434	16132	12870	10084	8686	7415	5486	4350	3409	2611	2486	2251	2040	1619	1279	1052	950	854	526	277	106	47	0	
7000	5500	20138	16733	13579	10563	9272	7844	6153	4649	3405	2688	2460	2325	2076	1662	1397	1217	1065	933	576	298	115	52	0	
7000	6000	20703	17309	14047	11354	9947	8657	6697	4756	3417	2725	2487	2353	2087	1697	1476	1339	1184	1108	637	322	131	60	0	
7000	6500	21284	17855	14610	11951	10355	9156	7135	4905	3437	2733	2525	2442	2241	1938	1688	1515	1303	1013	702	360	149	69	0	
7000	7000	21889	18357	15013	12260	10817	9456	7309	4949	3504	2872	2648	2499	2348	2094	1852	1615	1393	1182	771	401	170	80	0	
7000	7500	22505	18841	15385	12539	11244	9779	7455	5004	3629	3017	2792	2596	2488	2263	2039	1776	1504	1264	838	433	182	86	0	
7000	8000	23064	19305	15794	12917	11519	10059	7792	5163	3777	3222	3120	3063	2927	2605	2282	1893	1592	1345	904	463	193	91	0	
	X→	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1	
10000	0	4624	4375	4128	3896	3774	3627	3426	3122	2501	2018	1664	1365	1208	1041	910	809	734	677	582	404	244	205	0	
10000	50	5040	4787	4542	4302	4182	4042	3857	3586	2977	2514	2217	1984	1824	1678	1583	1501	1402	1250	1018	758	386	281	0	
10000	100	5711	5424	5083	4812	4696	4507	4371	4158	3699	3259	2970	2830	2654	2505	2354	2059	1840	1620	1293	999	668	467	0	
10000	300	6240	5751	5329	5036	4934	4777	4690	4523	4197	3777	3361	3136	2994	2803	2635	2398	2250	1922	1707	1267	915	505	0	
10000	500	6422	5774	5441	5059	4945	4837	4744	4583	4328	3920	3461	3206	3005	2804	2640	2386	2147	1830	1528	1203	806	431	0	
10000	750	7259	6426	5740	5233	5035	4842	4761	4501	4263	3879	3404	3093	2879	2640	2443	2071	1760	1455	1080	713	347	238	0	
10000	1000	8156	7090	6125	5478	5179	4985	4762	4439	4149	3793	3295	2886	2595	2280	1986	1783	1465	1183	356	156	108	105	0	
10000	1500	9449	8185	7053	6227	5689	5217	4781	4311	3892	3446	2977	2526	2095	1865	1547	1203	378	295	176	79	59	51	0	
10000	2000	10490	8949	7655	6479	5965	5398	4762	4131	3647	2960	2452	2020	1708	1391	1054	393	247	185	125	65	50	46	0	
10000	2500	11536	9833	8292	6889	6216	5619	4784	4013	3282	2691	2188	1776	1469	1177	738	342	288	182	140	80	54	39	0	
10000	3000	12449	10561	8790	7196	6491	5789	4822	3893	3116	2432	1939	1580	1354	998	675	396	337	232	176	98	50	32	0	
10000	3500	13181	11191	9261	7712	6887	6007	4842	3862	2998	2277	1809	1526	1314	1076	775	528	406	365	254	131	75	38	0	
10000	4000	13882	11788	9761	8080	7079	6163	4875	3813	2936	2079	1704	1521	1251	1153	881	694	525	445	299	153	76	39	0	
10000	4500	14555	12363	10227	8450	7344	6374	4885	3798	2877	2027	1709	1562	1331	1279	1048	763	611	513	342	174	81	40	0	
10000	5000	15087	12776	10637	8882	7723	6804	4955	3928	2889	2082	1715	1608	1460	1314	1073	832	683	575	395	200	87	42	0	
10000	5500	15617	13257	11054	9422	8279	7203	5517	4119	2942	2106	1824	1763	1638	1478	1261	964	822	681	453	231	96	45	0	
10000	6000	16191	13799	11553	9797</																				

Έλεγχος για κρίση βρασμού σε αυλό ατμοπαραγωγού

Μία βασική πρόνοια στους ατμοπαραγωγούς είναι η διασφάλιση ότι σε κανένα σημείο κατά μήκος της διαδρομής ατμοποίησης δεν δημιουργούνται συνθήκες κρίσης βρασμού. Ο σχετικός έλεγχος δεν αφορά μόνον τον αρχικό σχεδιασμό, αλλά πρέπει να επαναλαμβάνεται κάθε φορά που οι συνθήκες λειτουργίας του ατμοπαραγωγού μεταβάλλονται. Βασική παράμετρος εισόδου για τον υπολογισμό είναι η κατανομή της θερμορροής στον χώρο καύσης/ατμοποίησης. Για παράδειγμα, σε κατακόρυφο αυλό συνολικού μήκους L , είναι αναγκαίο να γνωρίζουμε τη θερμορροή $q(z)$, όπου z είναι η θέση κατά μήκος του αυλού μετρημένη από τη βάση του. Η τιμή αυτή πρέπει να συγκριθεί σε κάθε σημείο της διαδρομής ατμοποίησης με την πρόβλεψη της κρίσιμης θερμορροής, q_{cr} , για την τοπική ποιότητα του μίγματος.

Μία απλοποιημένη εκδοχή του υπολογισμού βασίζεται στην παραδοχή ότι η θερμορροή είναι χωρικά ομοιόμορφη, δηλαδή $q(z) = q = \text{σταθ.}$ Ισοζύγιο ενέργειας για ολόκληρο τον αυλό συνδέει άμεσα τη θερμορροή με την μεταβολή ποιότητας από την είσοδο στην έξοδο

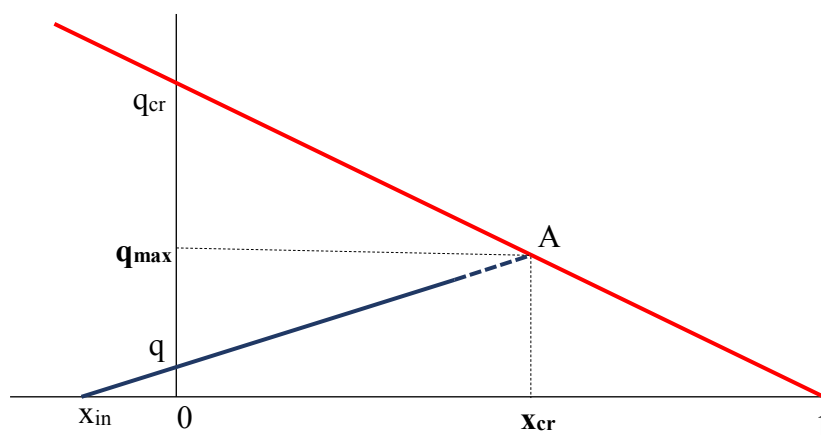
$$q(\pi DL) = G \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) [\lambda (x_{out} - x_{in})] \Rightarrow q = \left(\frac{GD\lambda}{4L} \right) (x_{out} - x_{in}) \quad (10.28)$$

Η εξ.(10.28) εξακολουθεί να ισχύει στην περίπτωση που το ρευστό στην είσοδο είναι υπόψυκτο υγρό, με την προϋπόθεση ότι η ποιότητά του υπολογίζεται με βάση τον γενικευμένο ορισμό της εξ.(10.8).

Οι εξ.(10.24) και (10.28) μπορούν να παρασταθούν στο ίδιο διάγραμμα στο Σχήμα 10.8 και δείχνουν την προσέγγιση σε κρίση βρασμού (χρησιμοποιούμε την εξ. (10.25) αντί της (10.24) για απλούστευση του σχήματος). Για δεδομένο αυλό, η εξ.(10.28), μπλε γραμμή, δείχνει την ποιότητα στην έξοδο ως συνάρτηση της θερμορροής που επιβάλλεται. Το σημείο A, όπου η μπλε γραμμή συναντά την κόκκινη, αντιστοιχεί σε κρίση βρασμού, η οποία εμφανίζεται για θερμορροή q_{max} και δίνει στην έξοδο ποιότητα x_{cr} . Παρατηρούμε ότι η κρίση βρασμού εμφανίζεται πρώτα στην έξοδο του αγωγού, αλλά αυτή η παρατήρηση ισχύει μόνον για ομοιόμορφη θερμορροή κατά μήκος του αυλού.

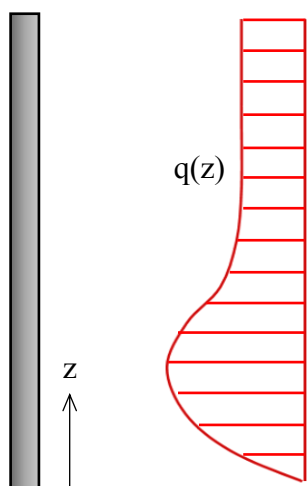
Στην γενική περίπτωση που η θερμορροή στο τμήμα ατμοποίησης μεταβάλλεται με τη θέση, η παραπάνω διαδικασία τροποποιείται ελαφρά. Με αναφορά σε κατακόρυφο αυλό και κατανομή θερμορροής $q(z)$ σύμφωνα με το Σχήμα 10.9, μπορούμε να εφαρμόσουμε το ισοζύγιο ενέργειας από τη βάση του αυλού έως την τυχαία θέση z . Η συνολική θερμορροή στο τμήμα $(0,z)$ του αυλού, $Q(z)$, σχετίζεται με την ποιότητα του μίγματος, $x(z)$, στη θέση z σύμφωνα με την εξίσωση

$$Q(z) = \int_0^z q(z)\pi D dz = G \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \lambda [x(z) - x_{in}] \quad (10.29)$$



Σχήμα 10.8: Η κρίσιμη θερμορροή ως συνάρτηση της ποιότητας του ρευστού κατά το βρασμό ροής νερού σε πίεση $P=10 \text{ bar}$ και διάφορες τιμές μαζικής ταχύτητας στον αυλό.

Η εξ. (10.29) μπορεί να λυθεί ως προς την ποιότητα, $x(z)$. Συνεπώς, σε κάθε θέση κατά μήκος του αυλού, γνωρίζουμε το ζεύγος τιμών $x(z)$, $q(z)$ και –απαλείφοντας την μεταβλητή z - λαμβάνουμε τη συνάρτηση $q(x)$. Η συνάρτηση αυτή μπορεί να συγκριθεί απ' ευθείας με τα δεδομένα κρίσιμης θερμορροής, $q_{cr}(x)$, ώστε να επιβεβαιωθεί ασφαλής απόσταση από την κρίση βρασμού.



Σχήμα 10.9: Ενδεικτική μεταβολή της θερμορροής κατά μήκος κατακόρυφου αυλού ατμοπαραγωγού.

Ένας συνηθισμένος τρόπος λειτουργίας πολλών ατμοπαραγωγών είναι με φυσική ανακυκλοφορία, δηλαδή με ροή στο δίκτυο ατμοποίησης η οποία δεν επιβάλλεται με αντλία αλλά προκαλείται από τη διαφορά πυκνότητας. Ειδικότερα, οι αγωγοί καθόδου του νερού είναι προφυλαγμένοι από τη θερμορροή με αποτέλεσμα να μη λαμβάνει χώρα στο εσωτερικό τους βρασμός. Το νερό εισέρχεται στη συνέχεια στη βάση των αυλών ατμοποίησης, όπου λόγω

αλλαγής φάσης, η πυκνότητα μειώνεται σταδιακά. Η διαφορά πυκνότητας ανάμεσα στους δύο κλάδους είναι υπεύθυνη για τη ροή.

Στους ατμοπαραγωγούς φυσικής ανακυκλοφορίας, ο έλεγχος για κρίση βρασμού περιλαμβάνει μία επιπλέον διαδικασία δοκιμής και σφάλματος. Συγκεκριμένα, η μαζική ταχύτητα ροής, G , δεν είναι γνωστή αλλά προκύπτει από την ισορροπία της πτώσης πίεσης με τη διαθέσιμη υδροστατική δύναμη λόγω διαφοράς πυκνότητας. Συνεπώς, γίνεται αρχικά υπόθεση για την ταχύτητα ροής, με χρήση της οποίας ολοκληρώνεται ο παραπάνω θερμικός υπολογισμός.

Με βάση τα αποτελέσματα χωρικής εξέλιξης της ποιότητας του ρευστού, υπολογίζονται τόσο η πτώση πίεσης όσο και η διαθέσιμη υδροστατική, η σύγκριση των οποίων οδηγεί σε βελτιωμένη υπόθεση για την ταχύτητα, G . Η μεθοδολογία υπολογισμού των συνιστωσών πτώσης πίεσης διαφασικού ρευστού σε επιμήκη αγωγό αναπτύχθηκε στο Κεφ. 8. Ειδική πρόνοια λαμβάνεται για την εκτίμηση της επιπλέον πτώσης πίεσης λόγω συστολών, διαστολών και γωνιών. Προς το σκοπό αυτό, μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι παρακάτω σχέσεις του ομογενούς μοντέλου

$$\Delta p_{\text{διαστολής}} = \frac{\sigma(1 - \sigma)G_1^2}{\rho} \quad (10.30\alpha)$$

$$\Delta p_{\text{συστολής}} = \frac{G_2^2}{2\rho} \left[\left(\frac{1}{C_{\text{συστ}}} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{\sigma^2} \right] \quad (10.30\beta)$$

$$\Delta p_{\text{γωνίας}} = 0,15 \frac{G^2}{2\rho} \quad (10.30\gamma)$$

όπου $G = \rho u$ είναι η μαζική ταχύτητα, A το εμβαδόν της διατομής, $\sigma = A_1/A_2$ και οι δείκτες (1) και (2) αναφέρονται στις θέσεις ανάντη και κατόντη της μεταβολής. Η μέση πυκνότητα, ρ , και συντελεστής συστολής, $C_{\text{συστ}}$, δίνονται αντίστοιχα από τις σχέσεις

$$\frac{1}{\rho} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L}, \quad C_{\text{συστ}} = \frac{1}{0,639[1 - (1/\sigma)]^{1/2} - 1} \quad (10.30\delta)$$

Εξάτμιση από την επιφάνεια κατερχόμενου υμένα υγρού

Ορισμένες συσκευές (με συνηθέστερη τον εξατμιστήρα κατερχόμενου λεπτού υμένα) λειτουργούν ως ατμοποιητές με απλή εξάτμιση από την επιφάνεια του υγρού. Αν ο ρυθμός ατμοπαραγωγής, σε συνδυασμό με τη διαθέσιμη διατομή ροής του ατμού, δεν προκαλεί ισχυρή διάτμηση (δηλαδή αποκόλληση σταγονιδίων ή/και μεταβολή καθεστώτος διαφασικής ροής), τότε η μεταφορά θερμότητας αναλύεται με την ίδια ακριβώς μεθοδολογία –αλλά αντίθετη ωθούσα δύναμη– με αυτήν που χρησιμοποιήθηκε στην συμπύκνωση κατά Nusselt (§9.1).

Ας θεωρήσουμε κατακόρυφο αυλό, εσωτερικής διαμέτρου D και μήκους L , ο οποίος τροφοδοτείται στην κορυφή του με παροχή m_0 του προς ατμοποίηση υγρού. Σε τυχαία θέση z κατά μήκος του αυλού, η παροχή υγρού, m , και το τοπικό πάχος, δ , του υγρού υμένα συνδέονται μεταξύ τους μέσω του αριθμού Reynolds με την παρακάτω σχέση

$$Re = \frac{4 m}{\pi D \mu_l} = \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g \delta^3}{3 \mu_l^2} \quad (10.31)$$

Η εξ.(10.31) προκύπτει από την ισορροπία βαρυτικών και ιξωδών δυνάμεων και ισχύει για στρωτή ροή και αδιατάρακτη διεπιφάνεια.

Αν T_w είναι η θερμοκρασία του τοιχώματος και T_{sat} η θερμοκρασία ισορροπίας στη διεπιφάνεια, ο ρυθμός εξάτμισης, $q = h(T_w - T_{sat})$, ελέγχεται από τη θερμική αντίσταση αγωγής του υγρού υμένα. Συνεπώς, ο τοπικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται ως

$$h = \frac{k_l}{\delta} = k_l \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g}{3 \mu_l^2 Re} \right]^{1/3} \quad (10.32)$$

Η εξ.(10.32) μπορεί να γραφεί σε αδιάστατη μορφή χρησιμοποιώντας τον αριθμό Reynolds και τον παρακάτω ορισμό του αριθμού Nusselt

$$Nu = \frac{h}{k_l} \left[\frac{\mu_l^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g} \right]^{1/3} = 1,1 Re^{-1/3} \text{ (στρωτή ροή)} \quad (10.33\alpha)$$

Η εξ.(10.33) έχει επεκταθεί εμπειρικά για τις περιπτώσεις υμένα με κυματισμούς και τυρβώδους υμένα ως εξής:

$$Nu = 0,82 Re^{-0,22} \text{ (στρωτός υμένας με κυματισμούς)} \quad (10.33\beta)$$

$$Nu = 0,0038 Re^{0,4} Pr_l^{0,65} \text{ (τυρβώδης υμένας)} \quad (10.33\gamma)$$

Η μετάπτωση σε τυρβώδη ροή συμβαίνει σε αριθμό $Re = 5800/Pr_l^{1,06}$. Οι συσχετίσεις της εξ.(10.33) μπορούν να συνοψιστούν στη μορφή $Nu = A Re^n Pr_l^m$.

Διαφορικό ισοζύγιο ενέργειας σε μήκος dz του αυλού, δίνει

$$dQ = h (\pi D dz)(T_w - T_{sat}) = \lambda dm \quad (10.34)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ.(10.34) τις εξ.(10.31) και (10.33), λαμβάνουμε

$$k_l \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g}{\mu_l^2} \right]^{1/3} A Re^n Pr_l^m (T_w - T_{sat}) dz = \frac{\mu_l \lambda}{4} dRe \quad (10.35)$$

Ολοκληρώνοντας την εξ.(10.35) σε όλο το μήκος του αυλού, προκύπτει το τελικό αποτέλεσμα

$$\left[\frac{\mu_1 \lambda}{4(T_w - T_{\text{sat}})L} \right] \left[\frac{\mu_1^2}{k_1^3 \rho_1 (\rho_1 - \rho_g) g} \right]^{1/3} = \frac{A (1 - n) \text{Pr}_1^m}{\text{Re}_0^{1-n} - \text{Re}_L^{1-n}} \quad (10.36)$$

Η εξ.(10.36) χρησιμοποιείται για την εύρεση του αριθμού Reynolds, Re_L , στη βάση του αυλού και συνεπώς της παροχής, $(m_0 - m_L)$, υγρού που εξατμίστηκε.

10.4 Συσκευές ατμοποίησης

Στη συνέχεια παρουσιάζονται μία σειρά από αντιπροσωπευτικές συσκευές όπου λαμβάνει χώρα ατμοποίηση υγρού. Αν και η ονοματολογία συχνά διαφέρει -αντανακλώντας την παράδοση κάθε βιομηχανικού κλάδου- τα βασικά χαρακτηριστικά είναι κοινά. Η ειδική περίπτωση των ατμοπαραγωγών με φλόγα αναβάλλεται για συστηματική εξέταση στο επόμενο κεφάλαιο, Κεφ. 11.

Αναβραστήρας τύπου λέβητα

Ένας συνηθισμένος εναλλάκτης που λειτουργεί με βρασμό είναι ο αναβραστήρας τύπου λέβητα (kettle reboiler), παράδειγμα του οποίου δίνεται στο Σχήμα 10.10. Βασικό χαρακτηριστικό του αναβραστήρα λέβητα είναι η ύπαρξη διογκωμένου κελύφους, σε σχέση με το μέγεθος της δέσμης αυλών που παρέχει την θερμαντική επιφάνεια. Το κέλυφος λειτουργεί ταυτόχρονα ως δεξαμενή του υγρού που βράζει και ως διαχωριστής του παραγόμενου ατμού. Το ρεύμα εξόδου είναι μονοφασικό (ατμός) και το προϊόν πυθμένα της στήλης που τροφοδοτεί ο αναβραστήρας λαμβάνεται από την υπερχειλίση του (Σχήμα 10.10). Ο ίδιος εναλλάκτης χρησιμοποιείται σε κεντρικές εγκαταστάσεις κλιματισμού ως εξατμιστήρας του εργαζόμενου μέσου και είναι εκεί γνωστός ως πλημμυρισμένος ψύκτης (flooded chiller- evaporator).

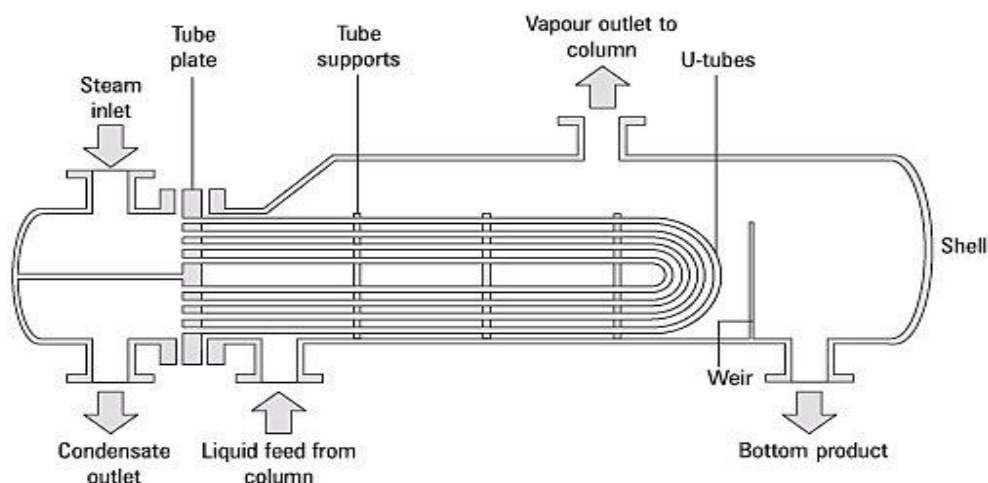
Ο αναβραστήρας τύπου λέβητα σχεδιάζεται με αναφορά στον στάσιμο βρασμό. Η κρίσιμη θερμορροή προβλέπεται από τη σχέση

$$q_{\text{cr}} = 0,42 \frac{P_T \lambda}{d_o \sqrt{N_t}} \rho_v^{1/2} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (10.37)$$

όπου N_t είναι το πλήθος των αυλών στη θερμαντική δέσμη, d_o η εξωτερική τους διάμετρος και P_T η απόσταση μεταξύ διαδοχικών αυλών. Η εξ.(10.37) έχει προφανή συγγένεια με τη βασική σχέση του στάσιμου βρασμού, εξ.(10.7). Επίσης, επιβεβαιώνει τη διαισθητικά αναμενόμενη συμπεριφορά ότι στενή διάταξη των αυλών (μικρό βήμα P_T) εμποδίζει την απεμπλοκή του ατμού και συνεπώς επιταχύνει την κρίση βρασμού.

Η ανάδευση του υγρού στον αναβραστήρα ενισχύεται λόγω της μικρής διαμέτρου της δέσμης αυλών σε σχέση με την διάμετρο του κελύφους. Σύμφωνα με το σκαρίφημα του Σχήματος 10.11α,

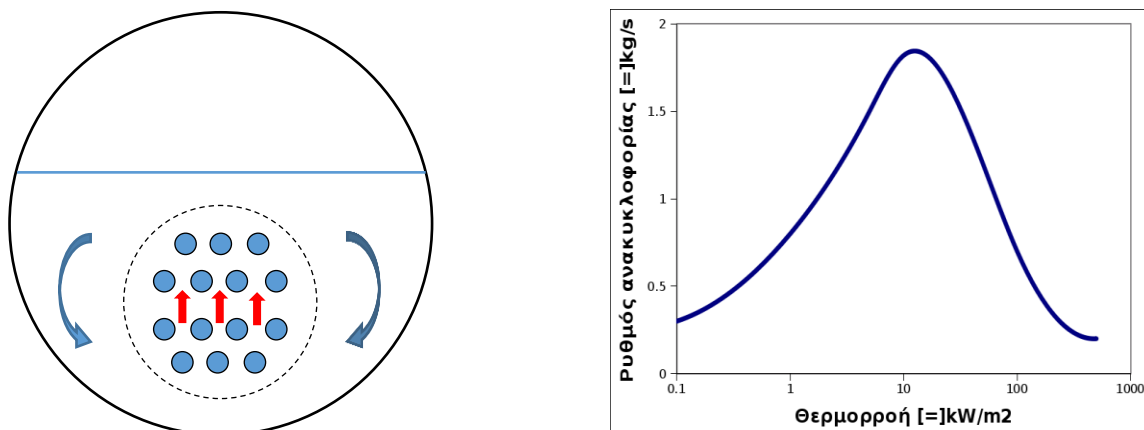
διφασικό ρευστό κινείται κεντρικά προς τα πάνω λόγω άνωσης, ενώ καθαρό υγρό το αναπληρώνει κινούμενο περιμετρικά προς τα κάτω. Η ένταση αυτής της ανακυκλοφορίας εξαρτάται από την θερμοροή που μεταφέρεται στο ρευστό, όπως απεικονίζεται στο Σχήμα 10.11β. Ειδικότερα, αύξηση της θερμοροής οδηγεί αρχικά σε αύξηση της ανακυκλοφορίας, καθώς ενισχύεται η ωθούσα δύναμη της ροής που είναι η διαφορά πυκνότητας. Πέρα όμως από ένα όριο παρατηρείται η αντίστροφη τάση, επειδή η έντονη παραγωγή ατμού αυξάνει δυσανάλογα την πτώση πίεσης του ανερχόμενου διφασικού ρευστού, και συνεπώς επιβραδύνει την ροή. Ως συνέπεια των ανωτέρω, ο λόγος διαμέτρων κελύφους και δέσμης αυλών στο σχεδιασμό του εναλλάκτη αυξάνεται όσο αυξάνεται η προβλεπόμενη θερμοροή (ενδεικτικές τιμές στον Πίνακα 10.3).



Σχήμα 10.10: Αναβραστήρας στήλης κλασματικής απόσταξης τύπου λέβητα.

Πίνακας 10.3: Ο λόγος διαμέτρων κελύφους και δέσμης αυλών, σε αναβραστήρα τύπου λέβητα, ως συνάρτηση της ειδικής θερμοροής.

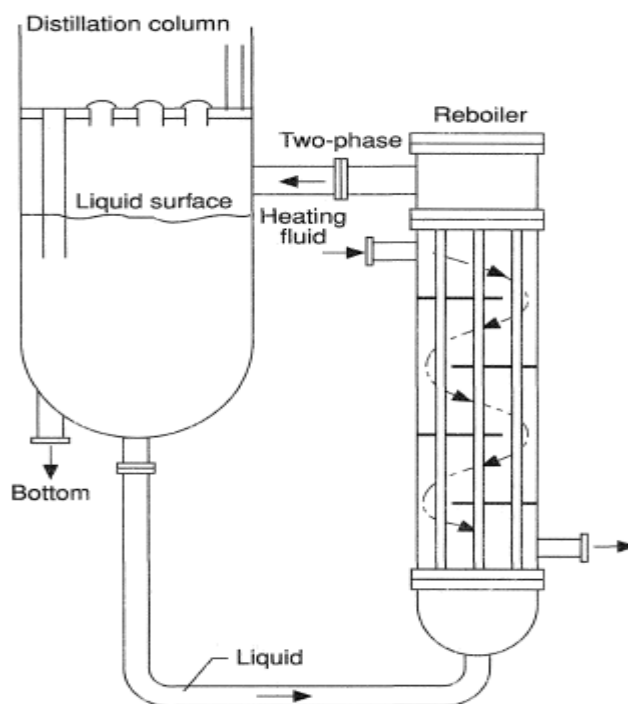
$D_{\text{shell}}/D_{\text{bundle}}$	$Q [=] \text{ kW/m}^2$
1,2-1,5	<25
1,4-1,8	25-40
1,7-2,0	>40



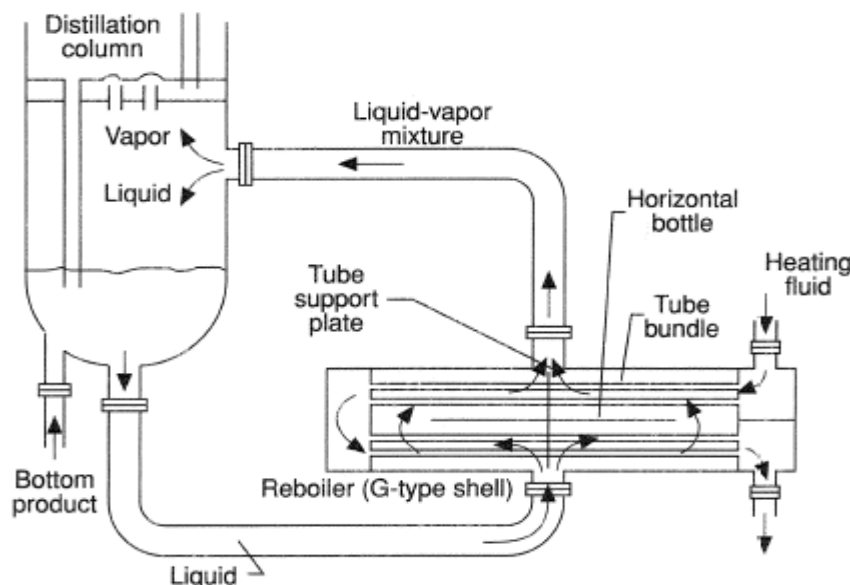
Σχήμα 10.11: (α) Η μορφή και (β) η ένταση ανακυκλοφορίας σε αναβραστήρα τύπου λέβητα ως συνάρτηση της θερμοροής.

Αναβραστήρες τύπου θερμοσίφωνα

Διακρίνουμε την κατακόρυφη και οριζόντια διάταξη του εναλλάκτη. Στον κατακόρυφο θερμοσίφωνα (Σχήμα 10.12), το υγρό τροφοδοτείται στους αυλούς, όπου βράζει και ατμοποιείται μερικά με βρασμό ροής. Το διφασικό μίγμα κινείται προς τα πάνω με φυσική ανακυκλοφορία



Σχήμα 10.12: Κατακόρυφος αναβραστήρας στήλης κλασματικής απόσταξης τύπου θερμοσίφωνα.



Σχήμα 10.13: Οριζόντιος αναβραστήρας στήλης κλασματικής απόσταξης τύπου θερμοσίφωνα.

λόγω της διαφοράς πυκνότητας σε σχέση με υγρό στην παρακείμενη στήλη. Η ένταση της ανακυκλοφορίας εξαρτάται από την πτώση πίεσης, και για τον λόγο αυτό λαμβάνεται πρόνοια ώστε η πάνω κεφαλή του εναλλάκτη και ο αγωγός εξόδου του μίγματος να παρέχει την ελάχιστη δυνατή αντίσταση στη ροή.

Στην οριζόντια διάταξη (Σχήμα 10.13), το προς ατμοποίηση υγρό τροφοδοτείται και βράζει στο κέλυφος του εναλλάκτη, το οποίο συνήθως είναι τύπου G, ή H όταν το μήκος των αυλών είναι μεγάλο, ή ακόμη και X ώστε να ελαχιστοποιούνται οι απώλειες πίεσης. Ο οριζόντιος θερμοσίφωνα αναπτύσσει επίσης φυσική ανακυκλοφορία και έχει χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας περισσότερο συγγενικά προς του στάσιμου βρασμού. Κοινό στοιχείο των αναβραστήρων τύπου θερμοσίφωνα είναι ότι το ρεύμα εξόδου είναι διφασικό (συνήθως χαμηλής ποιότητας) και ότι το προϊόν πυθμένα της απόσταξης προέρχεται από τη βάση της στήλης και όχι από τον αναβραστήρα.

Εξατμιστήρας τύπου καλαθιού

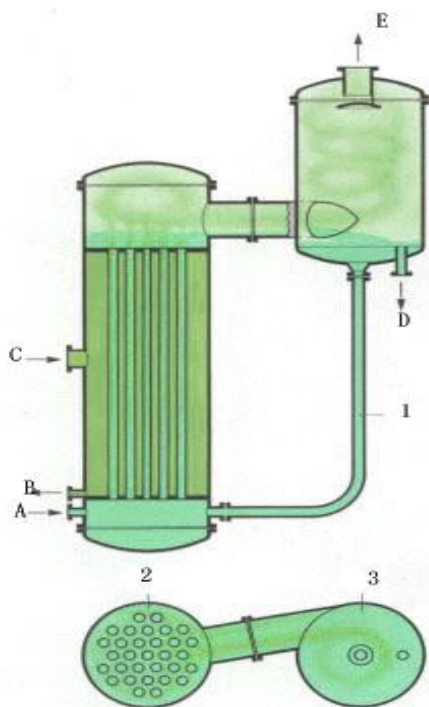
Ο εξατμιστήρας τύπου καλαθιού (Σχήμα 10.14) ομοιάζει στη λειτουργία με τον αναβραστήρα τύπου λέβητα. Αποτελείται από ένα δοχείο/δεξαμενή του βραστού υγρού, το οποίο λειτουργεί ταυτόχρονα και ως διαχωριστής των ατμών. Το πυκνωμένο διάλυμα παροχετεύεται από τον πυθμένα του δοχείου και ο παραγόμενος ατμός από την κορυφή. Βασικό τμήμα του εξατμιστήρα καλαθιού αποτελεί το θερμαντικό στοιχείο. Στην κλασική κατασκευή χρησιμοποιείται δέσμη αυλών η οποία στον κεντρικό άξονα έχει ένα μεγάλο διάκενο (downcomer). Το υγρό στο διάκενο

δεν βράζει, καθώς δεν βρίσκεται σε επαφή με θερμαντική επιφάνεια, και συνεπώς παρέχει την υδροστατική πίεση για την ανάπτυξη φυσικής ανακυκλοφορίας.

Σε πλέον σύγχρονες παραλλαγές, η δέσμη αυλών αντικαθίσταται από σπειροειδή εναλλάκτη, η εναλλάκτη αυλών-πτερυγίων ή πλακών-πτερυγίων. Γενικότερα μπορεί να χρησιμοποιηθεί οποιοσδήποτε τύπος εναλλάκτη, κατάλληλα απογυμνωμένος από κέλυφος ή/και τοιχώματα ώστε το βραστό υγρό να καταλαμβάνει την εξωτερική πλευρά του και το θερμαντικό μέσο να κυκλοφορεί στο εσωτερικό του. Βασικό χαρακτηριστικό του εξατμιστήρα τύπου καλαθιού είναι ότι λειτουργεί ως δοχείο πλήρους ανάμιξης, και συνεπώς ο χρόνος παραμονής του προς πύκνωση υγρού δεν είναι ομοιόμορφος. Αυτό μπορεί να αποτελεί μειονέκτημα στην περίπτωση τροφίμων που υποβαθμίζονται θερμικά.

Εξατμιστήρας επιμήκων αυλών

Ο εξατμιστήρας επιμήκων αυλών βασίζεται στην ανάπτυξη υψηλών ταχυτήτων του προς εξάτμιση διαλύματος στους αυλούς κατακόρυφου εναλλάκτη (Σχήμα 10.15). Αυτό επιτυγχάνεται είτε με φυσική ανακυκλοφορία (το μεγάλο μήκος των αυλών συνεισφέρει την απαραίτητη υδροστατική διαφορά πίεσης) είτε με εξαναγκασμένη ροή χρησιμοποιώντας αντλία στην ανακυκλοφορία του υγρού. Το ρεύμα εξόδου τροφοδοτείται σε κατακόρυφο διαχωριστή φάσεων



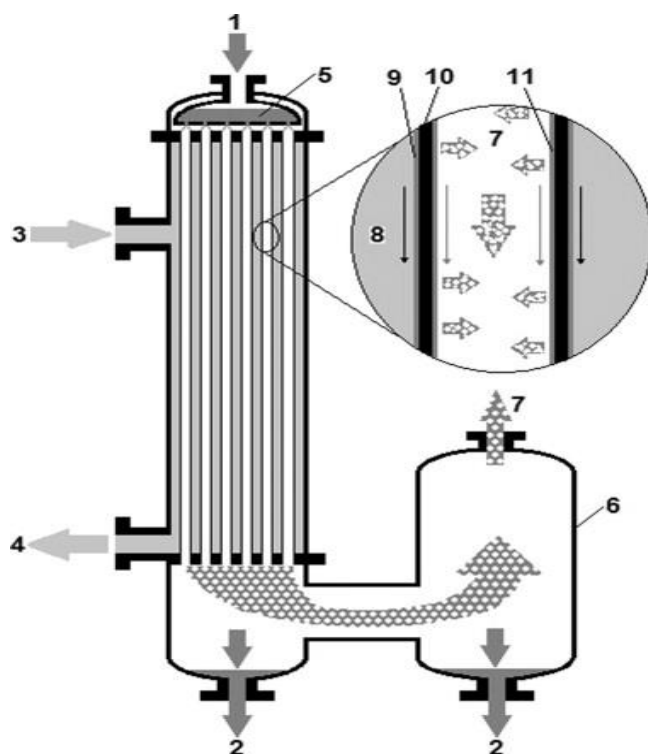
Σχήμα 10.15: Εξατμιστήρας επιμήκων αυλών.

και το υγρό επιστρέφει στον εξατμιστήρα. Η ποιότητα του μίγματος στην έξοδο διατηρείται αρκετά χαμηλή, οπότε ο βασικός μηχανισμός αλλαγής φάσης είναι ο βρασμός ροής με

πυρηνογένεση. Σε πλέον σύγχρονες εφαρμογές, ο εναλλάκτης αυλών-κελύφους μπορεί να αντικατασταθεί από συμπαγέστερη διάταξη, π.χ. εναλλάκτη πλακών-πλαίσιου.

Εξατμιστήρας κατερχόμενου υγρού υμένα

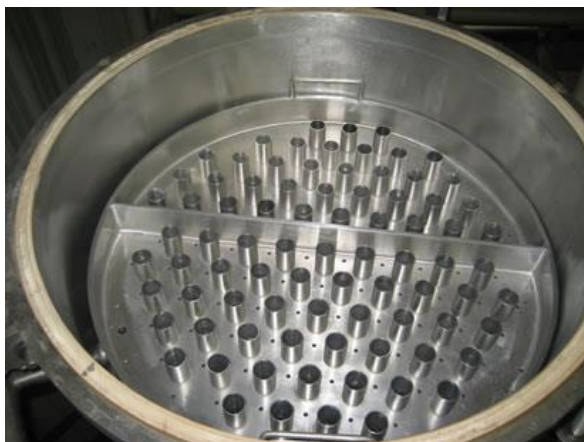
Ο τύπος αυτός εξατμιστήρα βασίζεται στην δημιουργία ενός λεπτού και ομοιόμορφου στρώματος υγρού στο εσωτερικό κατακόρυφης δέσμης αυλών, στο κέλυφος της οποίας τροφοδοτείται το θερμαντικό μέσο (Σχήμα 10.16). Ο υγρός υμένας κινείται προς τα κάτω με την βαρύτητα. Ταυτόχρονα, λαμβάνει χώρα έντονη εξάτμιση από την διεπιφάνεια επειδή η θερμική αντίσταση αγωγής του υμένα είναι ελάχιστη λόγω του μικρού πάχους του, ενώ δεν αναπτύσσεται η αναγκαία υπερθέρμανση για βρασμό με πυρηνογένεση. Ο ατμός που παράγεται μπορεί να κινείται σε ομορροή ή σε αντιρροή με το υγρό, οπότε διαχωρίζεται και εξέρχεται αντίστοιχα από τον πυθμένα ή την κορυφή. Στην δεύτερη περίπτωση, πρέπει να ληφθεί υπόψη κατά τον σχεδιασμό το ενδεχόμενο προσέγγισης στις συνθήκες πλημμύρισης. Βασικό πλεονέκτημα του εξατμιστήρα υγρού υμένα είναι ο μικρός (και σχετικά ομοιόμορφος) χρόνος παραμονής του υγρού, ιδιότητα που είναι επιθυμητή στην επεξεργασία θερμο-ευαίσθητων τροφίμων.



Σχήμα 10.16: Εξατμιστήρας κατερχόμενου υγρού υμένα, με τον ατμό σε ομορροή.

Καθοριστικής σημασίας για την σωστή λειτουργία του εξατμιστήρα κατερχόμενου υμένα είναι η ισοκατανομή του υγρού μεταξύ των αυλών και η διαμόρφωση ομοιόμορφου περιμετρικά πάχους υμένα σε κάθε αυλό. Ως συνέπεια, λαμβάνεται ιδιαίτερη πρόνοια ώστε οι αυλοί να είναι

κατακόρυφοι, και χρησιμοποιούνται ειδικές διατάξεις εισόδου του υγρού. Ένα τέτοιο παράδειγμα είναι το δοχείο υπερχειλίσης του Σχήματος 10.17.



Σχήμα 10.17: Σύστημα τροφοδοσίας υγρού στην κορυφή εξατμιστήρα κατερχόμενου υμένα.

10.5 Εξοικονόμηση ενέργειας σε εξατμιστήρες

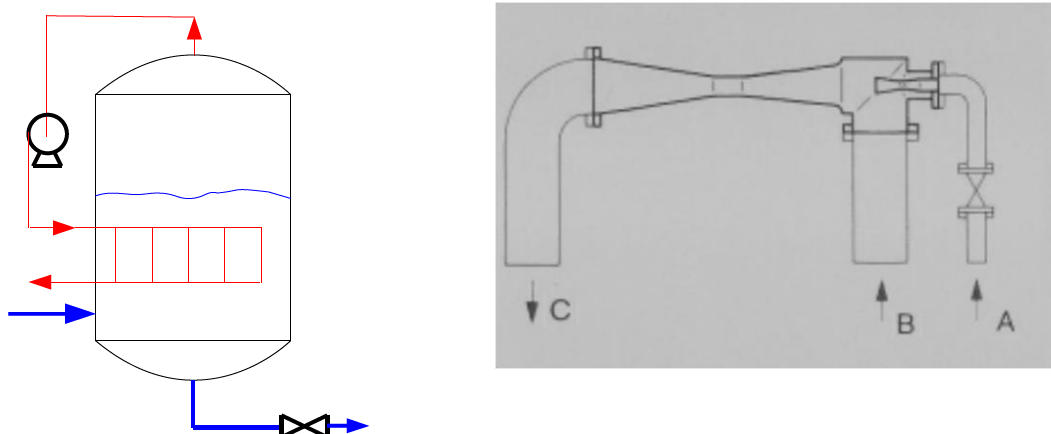
Ανασυμπύεση ατμού

Επειδή η λειτουργία των εξατμιστήρων είναι εξαιρετικά ενεργοβόρα λόγω της υψηλής ενθαλπίας εξάτμισης του υδρατμού σε χαμηλές πιέσεις, βασική επιδίωξη αποτελεί η εξοικονόμηση ενέργειας. Ένας τρόπος να επιτευχθεί ενεργειακή οικονομία είναι η επανατροφοδότηση του ατμού που παράγεται στο θερμαντικό στοιχείο. Αυτό προφανώς απαιτεί αύξηση της πίεσής του, ώστε η θερμοκρασία συμπύκνωσης να γίνει αισθητά υψηλότερη από το σημείο βρασμού του προς εξάτμιση διαλύματος. Η αύξηση της πίεσης μπορεί να επιτευχθεί είτε μηχανικά, με συμπιεστή/φουσητήρα (Σχήμα 10.18α) είτε θερμικά με τζιφάρι. Στην δεύτερη περίπτωση αποφεύγονται τα κινούμενα μέρη, και η αύξηση της πίεσης επιτυγχάνεται με χρήση μικρής παροχής ατμού υψηλής πίεσης (Σχήμα 10.18β). Ο ατμός αυτός αποκτά υψηλή ταχύτητα με διέλευση μέσω υπερηχητικού ακροφυσίου venturi. Στη συνέχεια τροφοδοτείται σε δεύτερο ακροφύσιο, στη στένωση του οποίου αναρροφά και επιταχύνει τον ατμό του εξατμιστήρα. Στην έξοδο του δεύτερου ακροφυσίου, η κινητική ενέργει μετατρέπεται σε πίεση λόγω του φαινομένου Bernoulli.

Εξατμιστήρες πολλαπλών βαθμίδων

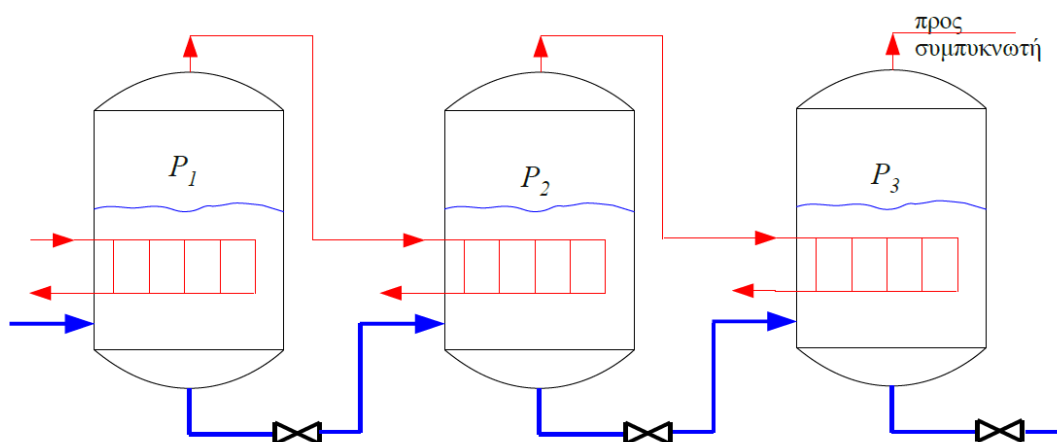
Μία ευρύτατα διαδεδομένη επιλογή εξοικονόμησης ενέργειας είναι η λειτουργία περισσότερων του ενός εξατμιστήρων σε σειρά (βαθμίδες), και η χρησιμοποίηση του ατμού που παράγεται σε

κάθε βαθμίδα ως θερμαντικού μέσου της επόμενης (Σχήμα 10.19). Αυτό απαιτεί κάθε βαθμίδα να λειτουργεί σε χαμηλότερη πίεση από την προηγούμενη ($P_1 > P_2 > P_3$), και επιτυγχάνεται με συμπίκνωση του ατμού της τελευταίας βαθμίδας και δημιουργία κενού.



Σχήμα 10.18: (α) Μηχανική ανασυμπίεση ατμού εξατμιστήρα. (β) Τζιφάρι ανασυμπίεσης- A: Είσοδος ατμού υψηλής πίεσης. B: Αναρρόφηση από τον εξατμιστήρα. C: Ρεύμα ανασυμπιεσμένου ατμού.

Συνηθισμένη παραλλαγή είναι η κίνηση ατμού και πυκνωμένου διαλύματος σε ομορροή, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 10.19. Στην περίπτωση αυτή δεν απαιτείται άντληση του διαλύματος μεταξύ των βαθμίδων, επειδή αξιοποιείται η διαφορά στην πίεση λειτουργίας τους. Άλλη επιλογή είναι η κίνηση διαλύματος και ατμού σε αντιρροή, δηλαδή η είσοδος της τροφοδοσίας στην τελευταία βαθμίδα. Αυτή η επιλογή απαιτεί άντληση του διαλύματος, αλλά μπορεί να προτιμηθεί όταν η τροφοδοσία είναι ψυχρή ή όταν παρατηρείται σημαντική ανύψωση του σημείου βρασμού με την πυκνωση του διαλύματος.



Σχήμα 10.19: Εξατμιστήρας τριών βαθμίδων σε ομορροή.

11. ΑΤΜΟΠΑΡΑΓΩΓΟΙ*

11.1 Βασική δομή ατμοπαραγωγών

Οι μονάδες παραγωγής ατμού συνήθως λειτουργούν με καύση που δημιουργεί φλόγα και καυσαέρια υψηλής θερμοκρασίας (fired boilers). Κατά μία έννοια, μπορούν να θεωρηθούν ως ένα σύστημα ψύξης των καυσαερίων με έμμεση επαφή με νερό. Στην περιοχή της φλόγας αναπτύσσονται θερμοκρασίες της τάξης των 1000-2000°C, με αποτέλεσμα ο κύριος μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας να είναι η ακτινοβολία. Στην έξοδο από το τμήμα ακτινοβολίας, το καύσιμο θα πρέπει να έχει καεί πλήρως και τα καυσαέρια να έχουν ψυχθεί αρκετά ώστε να μεταφέρουν θερμότητα κυρίως με συναγωγή. Ο τρόπος αυτός λειτουργίας συνιστά μία θεμελιώδη διαφοροποίηση από τους εναλλάκτες θερμότητας που εξετάσαμε ως τώρα και οι οποίοι περιλάμβαναν αποκλειστικά μεταφορά θερμότητας με συναγωγή.

Ιδωμένος από την πλευρά του εργαζόμενου μέσου, ο ατμοπαραγωγός συνιστά ένα σύστημα προθέρμανσης του νερού, ατμοποίησής του και υπερθέρμανσης του ατμού. Ο βρασμός, που αποτελεί τον μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας στο τμήμα ατμοποίησης, χρησιμεύει για την προστασία των μεταλλικών τοιχωμάτων εναλλαγής από τις υψηλές θερμοκρασίες της φλόγας. Συνεπώς, η συνδυασμένη διευθέτηση των χώρων ακτινοβολίας/συναγωγής και βρασμού/υπερθέρμανσης αποτελεί έναν βασικό στόχο του σχεδιασμού.

Οι ατμοπαραγωγοί εντάσσονται σε δύο βασικές κατηγορίες. Για χαμηλές πιέσεις και μικρές δυναμικότητες, η συνηθέστερη διάταξη είναι ένα δοχείο πίεσης (λέβητας) που περιέχει νερό, ενώ τα καυσαέρια κυκλοφορούν σε εσωτερικό δίκτυο σωλήνων και αυλών που συνιστούν την επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας (ατμοπαραγωγός με φλογοσωλήνα, fire-tube boiler). Σε υψηλότερες πιέσεις, η διάταξη αντιστρέφεται: τα καυσαέρια καταλαμβάνουν τον κύριο χώρο του ατμοπαραγωγού, ενώ το νερό κυκλοφορεί σε πυκνό δίκτυο παράλληλων αυλών που σχηματίζουν το εσωτερικό τοίχωμα του ατμοπαραγωγού (ατμοπαραγωγός με υδραυλούς, water-tube boiler).

Στους μεγάλους ατμοπαραγωγούς των ατμοηλεκτρικών σταθμών (ΑΗΣ) επιδιώκεται η παραγωγή υπέρθερμου ατμού σε πολύ υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες ώστε να βελτιώνεται ο βαθμός απόδοσης των ατμοστροβίλων. Στις μονάδες αυτές, το όριο της κρίσιμης πίεσης του νερού, $P_{cr}=221 \text{ bar}$, ($T_{cr}=374 \text{ }^\circ\text{C}$) διαχωρίζει δύο θεμελιώδως διαφορετικούς τρόπους λειτουργίας. Ατμοπαραγωγοί σχεδιασμένοι για υποκρίσιμες συνθήκες έχουν δοχείο διαχωρισμού του ατμού από το βραστό νερό (τύμπανο) και λειτουργούν με ανακυκλοφορία του νερού, φυσική ή εξαναγκασμένη. Ατμοπαραγωγοί σχεδιασμένοι για υπερκρίσιμες συνθήκες έχουν αυλούς ενός περάσματος, το οποίο οδηγεί ολόκληρη την παροχή του εργαζόμενου μέσου από την έναρξη της ατμοποίησης ως την ολοκλήρωση της υπερθέρμανσης.

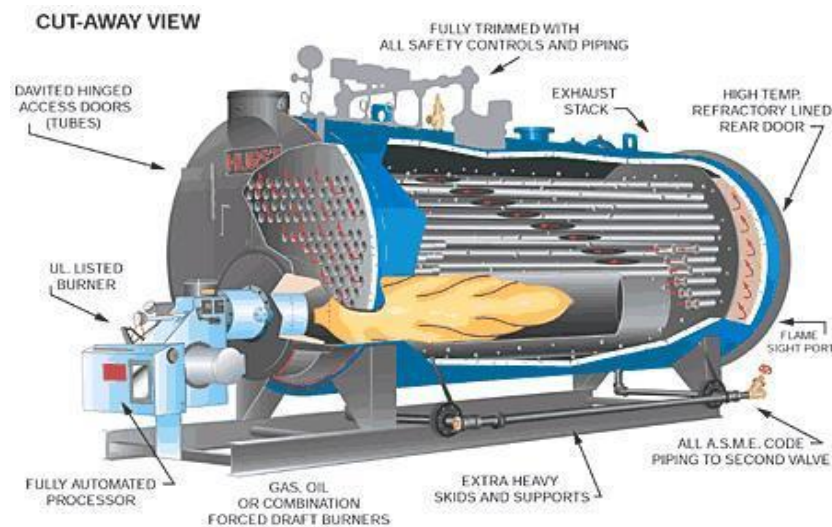
* Η ανάπτυξη του παρόντος κεφαλαίου αυτού βασίζεται κατά πολύ στις εξής δύο πηγές:

<http://www.spiraxsarco.com/Resources/Pages/Steam-Engineering-Tutorials/the-boiler-house.aspx>

http://www.energy.kth.se/compedu/webcompedu/ManualCopy/Steam_Boiler_Technology

11.2 Τεχνικά χαρακτηριστικά ατμοπαραγωγών με φλογοσωλήνα και αεριαυλούς

Παράδειγμα ατμοπαραγωγού με φλογοσωλήνα φαίνεται στο Σχήμα 11.1. Ο φλογοσωλήνας είναι τοποθετημένος παράλληλα με τον άξονα του λέβητα και έχει διάμετρο και μήκος επαρκή ώστε να περιέχει τη φλόγα. Στην έξοδο του φλογοσωλήνα, η κατεύθυνση ροής αντιστρέφεται και τα καυσαέρια οδηγούνται μέσω αυλοφόρου πλάκας σε συστοιχία αυλών. Οι αυλοί διασχίζουν και πάλι το μήκος του δοχείου πίεσης, προσφέροντας επιπλέον επιφάνεια εναλλαγής πριν εκβάλουν τελικά στη βάση της καμινάδας. Ο ανακλαστήρας των καυσαερίων (πλάτη) μπορεί να είναι ξηρός ή υγρός, δηλαδή να διαβρέχεται ή όχι εξωτερικά από το νερό του λέβητα (Σχήμα 11.2). Στην πρώτη περίπτωση, η κατασκευή είναι απλούστερη και η επίσκεψη των αυλών ευκολότερη, ενώ στη δεύτερη διατίθεται επιπλέον επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας.



Σχήμα 11.1: Ατμολέβητας με δοχείο πίεσης, φλογοσωλήνα και αεριαυλούς.

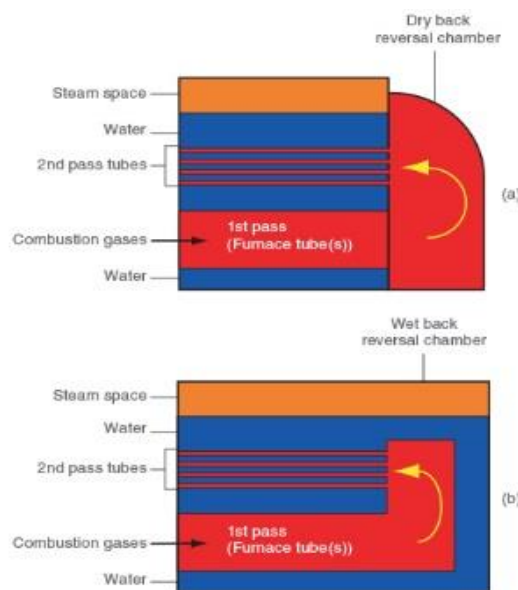
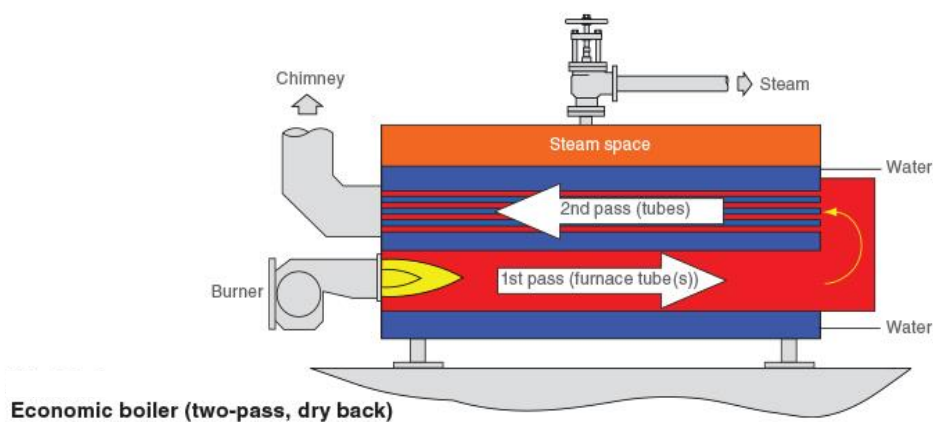


Fig. 3.2.1 Shell boiler - Wet and dry back configurations

Σχήμα 11.2: Ατμολέβητας (α) με ξηρή και (β) με υγρή πλάτη.

Το δοχείο πίεσης, που αποτελεί το εξωτερικό σύνορο του ατμοπαραγωγού, λειτουργεί ως δεξαμενή νερού. Ο μεγάλος όγκος νερού που περιέχεται, προσδίδει στον ατμοπαραγωγό υψηλή θερμική αδράνεια και του επιτρέπει να λειτουργεί σε μεγάλο εύρος δυναμικοτήτων ατμού με κατάλληλη μεταβολή της παροχής καυσίμου. Αντίστροφα όμως, η υψηλή θερμική αδράνεια καθιστά βραδύτερη την απόκριση του ατμοπαραγωγού σε αλλαγές της πίεσης λειτουργίας. Συνεπώς, ένα μέγεθος που χαρακτηρίζει την ένταση μεταφοράς θερμότητας στον ατμοπαραγωγό είναι η φόρτιση όγκου, η οποία ορίζεται ως το πηλίκο της θερμικής ισχύος προς τον όγκο του περιεχόμενου νερού. Ενδεικτικές τιμές της φόρτισης όγκου σε σύγχρονους ατμοπαραγωγούς με φλογοσωλήνα είναι $q_v=1-2,5 \text{ MW/m}^3$. Τυπικές δυναμικότητες και μεγέθη ατμοπαραγωγού δύο περασμάτων (δηλαδή του φλογοσωλήνα και ενός περάσματος αεριαυλών) φαίνονται στο Σχήμα 11.3.



Size range of two-pass, dry back economic boilers

Capacity	Small	Large
Dimensions	3 m long x 1.7 m diameter	7 m long x 4 m diameter
Output	1 000 kg/h	15 000 kg/h
Pressure	Up to 17 bar g	up to 17 bar g

Σχήμα 11.3: Δυναμικότητες και διαστάσεις μικρού και μεγάλου ατμοπαραγωγού με δύο περάσματα.

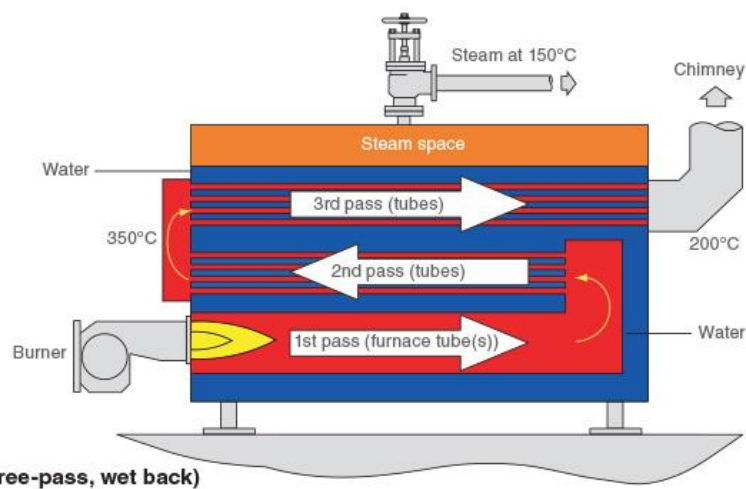
Ολόκληρος ο λέβητας λειτουργεί ως χώρος ατμοποίησης. Η υπερθέρμανση της εξωτερικής επιφάνειας του φλογοσωλήνα και των αεριαυλών προκαλεί βρασμό του νερού και ο παραγόμενος ατμός συγκεντρώνεται στην κορυφή του δοχείου πίεσης και στη συνέχεια τροφοδοτεί την κατανάλωση. Υπολογισμοί μεταφοράς θερμότητας μπορούν να βασιστούν στις εξισώσεις στάσιμου βρασμού, όπως αναπτύχθηκαν στο Κεφ. 10. Για παράδειγμα, η κρίσιμη θερμορροή για τη συστοιχία των αεριαυλών υπολογίζεται όπως και στον αναβραστήρα τύπου λέβητα, εξ.(10.35), δηλαδή είναι συνάρτηση του πλήθους και της πυκνότητας των αυλών.

Ο βαθμός απόδοσης του ατμοπαραγωγού μπορεί να βελτιωθεί με αύξηση των περασμάτων των καυσαερίων. Έτσι, είναι συνηθισμένες διατάξεις με τρία περάσματα, όπως του Σχήματος 11.4. Διατάξεις με τέσσερα περάσματα αυλών, αν και θεωρητικά περισσότερο αποδοτικές, στην πράξη συναντώνται σπάνια. Το υψηλότερο κόστος κατασκευής δεν δικαιολογείται από την σχετικά μικρή αύξηση της απόδοσης, ενώ η μεγάλη διαδρομή των καυσαερίων μπορεί να οδηγήσει –κατά τη λειτουργία με χαμηλό φορτίο– σε μείωση της

θερμοκρασίας τους κάτω από το σημείο δρόσου, με αποτέλεσμα σοβαρά προβλήματα διάβρωσης. Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται ενδεικτικές τιμές για τις επιφάνειες εναλλαγής, τη θερμοκρασιακή μεταβολή και το ποσοστό της συνολικής θερμικής ισχύος που παραλαμβάνεται από κάθε πέρασμα τυπικού ατμοπαραγωγού τριών περασμάτων.

Πίνακας 1: Ενδεικτικές τιμές παραμέτρων για ατμοπαραγωγό τριών περασμάτων.

	Επιφάνεια εναλλαγής m ²	Θερμ/σία καυσαερίων °C	Θερμική ισχύς, %
1 ^ο πέρασμα	11	1600-700	65
2 ^ο πέρασμα	43	700-350	25
3 ^ο πέρασμα	46	350-200	10

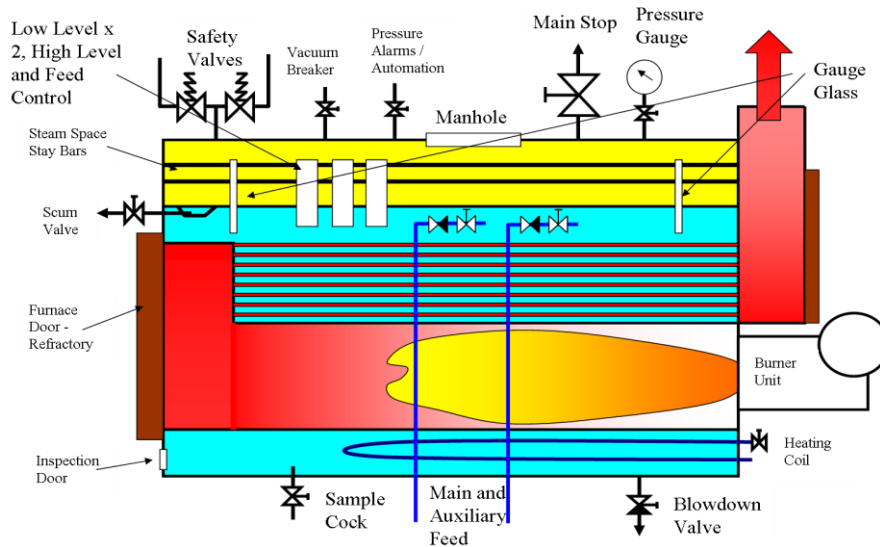


Σχήμα 11.4: Ατμοπαραγωγός με τρία περάσματα των καυσαερίων (φλογοσωλήνας και δύο διαδρομές αεριαλών.

Ο ατμοπαραγωγός λειτουργεί παράλληλα και ως διαχωριστής φάσεων ώστε ο παραγόμενος κορεσμένος ατμός να είναι στεγνός (ποιότητα 100%). Οι διαστάσεις του λέβητα, και ιδιαίτερα το εμβαδόν της διεπιφάνειας νερού-ατμού, καθορίζουν την αποτελεσματικότητά του δοχείου πίεσης ως διαχωριστή. Ενδεικτική απαίτηση είναι η μαζική ταχύτητα ατμού στη διεπιφάνεια να μην ξεπερνά τα 0,2 kg/m² s. Η τιμή αυτή είναι 1-2 τάξεις μεγέθους χαμηλότερη από τιμές που προκύπτουν από τη συσχέτιση για αναβραστήρα τύπου λέβητα, εξ.(10.?). Η ερμηνεία είναι ότι, σε αντίθεση με τον αναβραστήρα όπου μεταφορά σταγονιδίων υγρού πίσω στην στήλη δεν δημιουργεί κανένα λειτουργικό πρόβλημα, ο ατμοπαραγωγός απαιτεί πολύ καλύτερο διαχωρισμό ώστε ο ατμός να είναι ξηρός. Η απαίτηση αυτή είναι ιδιαίτερα κρίσιμη αν το νερό τροφοδοσίας έχει υψηλή συγκέντρωση ολικών διαλυμένων στερεών (TDS), οπότε τυχόν μεταφορά σταγονιδίων θα προκαλούσε προβλήματα επικαθήσεων στο τμήμα υπερθέρμανσης και στις συσκευές που χρησιμοποιούν τον παραγόμενο ατμό.

Η στάθμη του νερού στον λέβητα πρέπει να ελέγχεται προσεκτικά: Αν μειωθεί αισθητά, αποκαλύπτονται και κινδυνεύουν με υπερθέρμανση οι πρώτες σειρές αεριαλών. Αν αυξηθεί αισθητά, μειώνεται ο όγκος της αέριας φάσης με αποτέλεσμα επιδείνωση του διαχωρισμού υγρού-ατμού και μείωση της ποιότητας του παραγόμενου

ατμού. Μία απεικόνιση των συστημάτων ελέγχου που διατηρούν τις συνθήκες λειτουργίας ατμολέβητα με φλογοσωλήνα φαίνεται στο Σχήμα 11.5.



Σχήμα 11.5: Βασικά συστήματα επιθεώρησης και ελέγχου ενός ατμολέβητα με φλογοσωλήνα.

Βασικά πλεονεκτήματα του ατμοπαραγωγού με φλογοσωλήνα είναι η συμπαγής δομή και η ολοκληρωμένη προ-συναρμολόγηση που επιτρέπει την εγκατάστασή του με ελάχιστη εργασία πεδίου. Η δεξαμενή νερού δίνει τη δυνατότητα μεταβολής της παροχής ατμού σε μεγάλο εύρος τιμών κάτω από την μέγιστη. Για μικρές σχετικά πιέσεις και παροχές, ο ατμοπαραγωγός με φλογοσωλήνα αποτελεί την φθηνότερη και πλέον λειτουργική λύση.

Ο βασικός περιορισμός του ατμοπαραγωγού με φλογοσωλήνα αφορά την πίεση του ατμού που παράγεται. Αύξηση της πίεσης απαιτεί αύξηση του πάχους του τοιχώματος του λέβητα. Η σχέση πίεσης λειτουργίας, P , και πάχους τοιχώματος, t , ενός κυλινδρικού δοχείου διαμέτρου, D , δίνεται από την εξίσωση

$$t = \frac{P D}{2 \sigma} \quad (11.1)$$

όπου σ είναι η μέγιστη επιτρεπτή τάση στο κέλυφος, η οποία αναπτύσσεται παράλληλα με τον άξονα του δοχείου. Η αύξηση του πάχους του ελάσματος δυσκολεύει την κατεργασία διαμόρφωσής του (rolling). Επειδή τα άκρα κάθε ελάσματος που απαρτίζει τον μισό κύλινδρο δεν καμπυλώνονται επαρκώς, το σχήμα του δοχείου αποκλίνει από το κυλινδρικό όταν δεν βρίσκεται υπό πίεση. Ως αποτέλεσμα, είναι αυξημένος ο κίνδυνος κόπωσης του υλικού κατά τις επανειλημμένες συμπίεσεις και αποσυμπίεσεις του λέβητα. Ενδεχόμενη αστοχία του κελύφους εγκυμονεί σοβαρούς κινδύνους λόγω της μεγάλης ποσότητας νερού υπό υψηλή πίεση που περιέχεται.

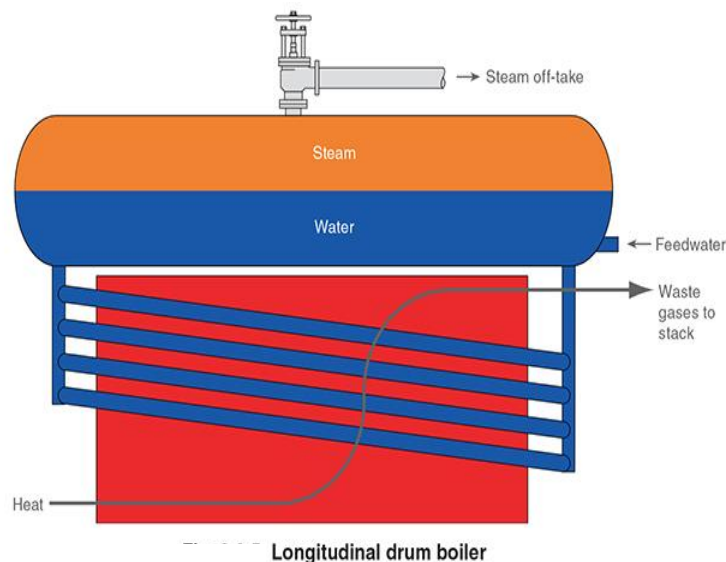
Η εξ.(11.1) ισχύει και για τον φλογοσωλήνα, ο οποίος δέχεται την πίεση εξωτερικά. Αύξηση όμως του πάχους του ελάσματος του ώστε να αντέχει υψηλότερη πίεση επιδεινώνει τη θερμική αντίσταση που προβάλλει το τοίχωμα στη μεταφορά θερμότητας από τη φλόγα προς το νερό που βράζει. Ως συνέπεια όλων των παραπάνω, οι ατμοπαραγωγοί με φλογοσωλήνα σπάνια ξεπερνούν την πίεση λειτουργίας 25 bar και συνήθως

περιορίζονται κάτω από τα 20 bar. Αντίστοιχα, η απαίτηση οδικής μεταφοράς του πλήρως προκατασκευασμένου και προ-συναρμολογημένου ατμοπαραγωγού (package boiler) περιορίζει το μέγεθός του σε μέγιστη δυναμικότητα ατμού περί τα 7-8 kg/s.

11.2 Τεχνικά χαρακτηριστικά ατμοπαραγωγών με υδραυλούς

Παραγωγή ατμού βιομηχανικής χρήσης

Αν υπάρχει απαίτηση για ατμό πίεσης υψηλότερης των 20 bar, τότε προτιμάται ο ατμοπαραγωγός με υδραυλούς. Εδώ, η διάταξη νερού και καυσαερίων αντιστρέφεται, με το νερό να κυκλοφορεί και να ατμοποιείται στο εσωτερικό αυλών μικρής σχετικά διαμέτρου ($d < 100$ mm) και τα καυσαέρια να καταλαμβάνουν τον κύριο όγκο του ατμοπαραγωγού. Κεντρικό πρόβλημα στους ατμοπαραγωγούς με υδραυλούς είναι η διασφάλιση ικανοποιητικής ταχύτητας του νερού στους αυλούς, ώστε ο βρασμός ροής να

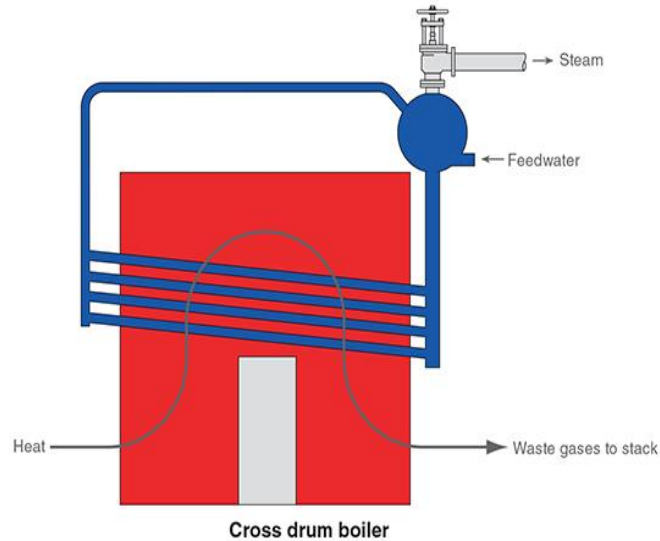


Σχήμα 11.6: Ατμολέβητας με υδραυλούς και διάμηκες τύμπανο.

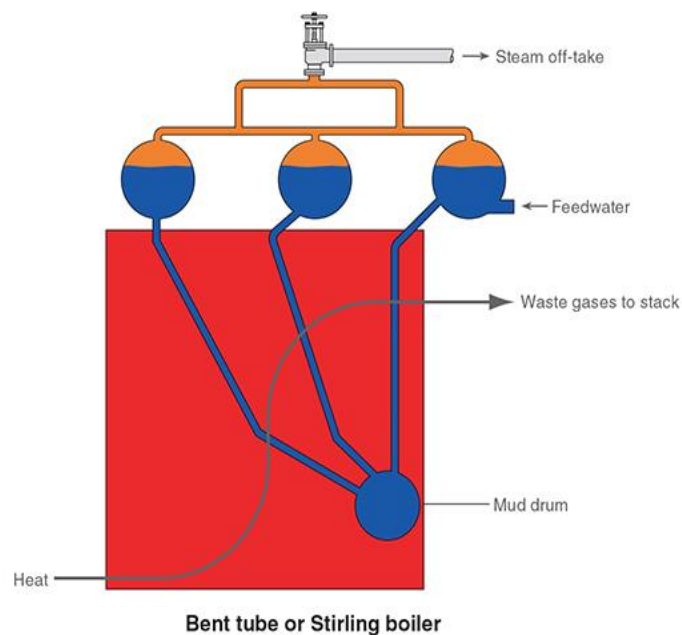
λαμβάνει χώρα με ευνοϊκές συνθήκες. Η κίνηση του νερού διασφαλίζεται στις περισσότερες περιπτώσεις με τη φυσική ανακυκλοφορία, δηλαδή με τη δημιουργία κλειστού κυκλώματος του οποίου οι κατακόρυφες στήλες διατηρούν διαφορετική πυκνότητα ρευστού. Η αρχή λειτουργίας έχει περιγραφεί στο Κεφ. 10, σε σχέση με τους αναβραστήρες τύπου θερμοσίφωνα, αλλά στους ατμοπαραγωγούς αποκτά ακόμη μεγαλύτερη βαρύτητα επειδή οι συνθήκες μεταφοράς θερμότητας -με υψηλές θερμοκρασίες και ακτινοβολία- είναι ακόμη εντονότερες.

Παράδειγμα του πρώιμου σχεδιασμού ατμοπαραγωγού με υδραυλούς παρουσιάζεται στο Σχήμα 11.6. Το δοχείο πίεσης έχει μετακινηθεί πάνω από τον χώρο καύσης και καταλαμβάνει όλο το μήκος του. Το δοχείο (τύμπανο) εξακολουθεί να χρησιμεύει ως δεξαμενή αποθήκευσης του βραστού νερού και ως διαχωριστής του ατμού, ενώ οι κεκλιμένοι αυλοί διασφαλίζουν την κίνηση του διφασικού μίγματος ατμού-νερού προς τα πάνω. (βλ. https://www.youtube.com/watch?v=ae_QmSRhD5w για μία σύντομη περιγραφή)

Η παραγωγή ατμού με το ίδιο μέγεθος τυμπάνου μπορεί να εντατικοποιηθεί αν το τύμπανο τοποθετηθεί εγκάρσια. Με τον τρόπο αυτό αυξάνεται κατά πολύ το πλήθος των αυλών που μπορούν να συνδεθούν μαζί του. Στο Σχήμα 11.7 φαίνεται μία τομή αυτού του ατμοπαραγωγού, ενώ το πλήθος των κυκλωμάτων αυλών μπορεί να αυξάνεται ανάλογα με το μήκος του τυμπάνου.



Σχήμα 11.7: Ατμολέβητας με υδραυλούς και εγκάρσιο τύμπανο.



Σχήμα 11.8: Ατμολέβητας με πολλαπλά τύμπανα και κεκλιμένους υδραυλούς τύπου Stirling.

Μία εναλλακτική διάταξη αυλών που επιτυγχάνει ικανοποιητική φυσική ανακυκλοφορία με έναν αριθμό τυμπάνων μικρού μεγέθους υλοποιείται στον ατμοπαραγωγό τύπου Stirling (Σχήμα 11.8). Το ακραίο πάνω τύμπανο δέχεται την τροφοδοσία, οπότε διατηρεί νερό σε θερμοκρασία χαμηλότερη του βρασμού. Το κρύο νερό κυκλοφορεί λόγω βαρύτητας προς το κάτω τύμπανο, από όπου ανακυκλοφορεί στα κυκλώματα κεκλιμένων αυλών που οδηγούν στα υπόλοιπα πάνω τύμπανα. (Για μία σύντομη περιγραφή βλέπε

<https://www.youtube.com/watch?v=Rv5X8KEvRWQ>

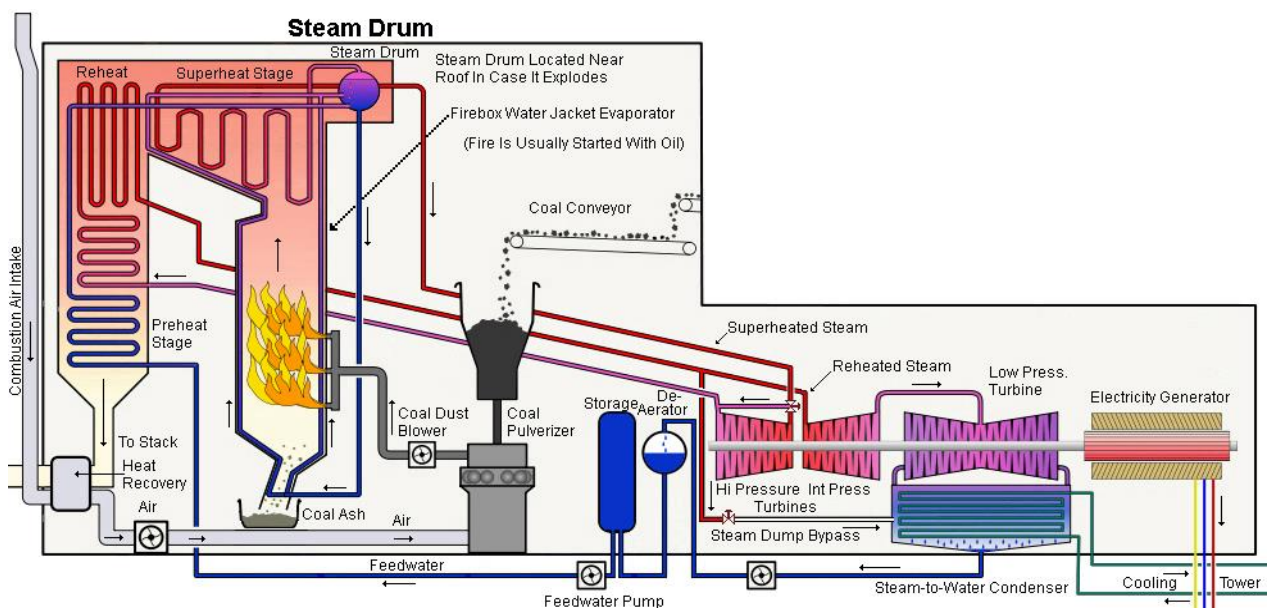
Γενικά, οι βιομηχανικοί ατμοπαραγωγοί με υδραυλούς είναι συνήθως μικρής ή μεσαίας δυναμικότητας και πίεσης, ενώ -παράλληλα με τον βαθμό απόδοσης- ενδιαφέρει ιδιαίτερα η αξιοπιστία τους και η λειτουργική τους ευελιξία (αυξομειώσεις δυναμικότητας, αλλαγή καυσίμου). Σε πολλές περιπτώσεις, και ο ατμοπαραγωγός με υδραυλούς παρέχεται ως μία προ-συναρμολογημένη κατασκευή (Σχήμα 11.9, package boiler).



Σχήμα 11.9: Προ-συναρμολογημένος ατμολέβητας με υδραυλούς

Παραγωγοί ατμοηλεκτρικών σταθμών

Σε αντιδιαστολή με τους βιομηχανικούς παραγωγούς ατμού χρήσης, οι ατμοπαραγωγοί της ενεργειακής βιομηχανίας (utility boilers) στοχεύουν στις υψηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες που επιτρέπουν τα υλικά κατασκευής ώστε να μεγιστοποιείται ο βαθμός απόδοσης των ατμοστροβίλων. Πρόκειται για πολύπλοκες θερμοϋδραυλικές εγκαταστάσεις που περιλαμβάνουν προθέρμανση του αέρα καύσης, εκτεταμένη χημική επεξεργασία, απαερίωση και προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας και εξάτμιση, υπερθέρμανση και

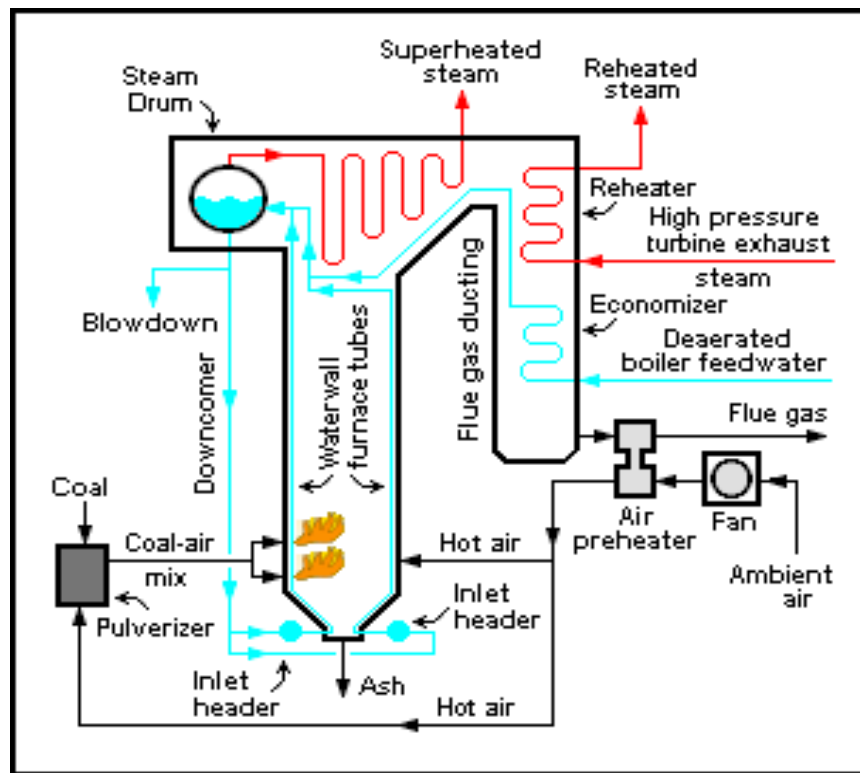


Σχήμα 11.10: Σχηματικό διάγραμμα συγκροτήματος ατμοπαραγωγού-στροβίλων.

αναθέρμανση του ατμού των στροβίλων (Σχήμα 11.10).

Στο Σχήμα 11.11 απεικονίζονται τα διαφορετικά κυκλώματα του εργαζόμενου μέσου που συναντούν τα καυσαέρια στη διαδρομή τους. Τα τοιχώματα του χώρου καύσης (radiation box) των μεγάλων ατμοπαραγωγών είναι επενδυμένα με κατακόρυφους υδραυλούς, διαμέτρου 20-80 mm συνδεδεμένους με ελάσματα. Ένα τέτοιο πάνελ υδραυλών απεικονίζεται στο Σχήμα 11.12. Η απόσταση μεταξύ των υδραυλών επηρεάζεται από το είδος του καυσίμου (αέριο, υγρό ή στερεό, ξηρή ή εύτηκτη τέφρα). Η διάταξη των αυλών και η μόνωσή τους καθορίζουν την θερμορροή ακτινοβολίας που δέχονται.

Μετά την έξοδό τους από το χώρο ακτινοβολίας, τα καυσαέρια συναντούν στη διαδρομή τους πολλαπλές συστοιχίες αυλών που συνιστούν διαδοχικά τους υπερθερμαντές και αναθερμαντές του ατμού και τον προθερμαντή του νερού τροφοδοσίας (βλ. Σχήμα 11.11). Η διάταξη αυτή εξασφαλίζει την βέλτιστη θερμοκρασιακή ωθούσα δύναμη ανάλογα με την απαίτηση κάθε διεργασίας. Για παράδειγμα, η υπερθέρμανση του ατμού -που είναι η πλέον απαιτητική- γίνεται πρώτη ώστε να



Σχήμα 11.11: Σχηματικό διάγραμμα ατμοπαραγωγού ΑΗΣ που χρησιμοποιεί ως καύσιμο άνθρακα.

εξασφαλίζεται ικανοποιητική θερμορροή για εναλλαγή μεταξύ των δύο αέριων ρευμάτων. Εντούτοις, η θερμοκρασία των καυσαερίων δεν πρέπει να είναι τόσο υψηλή ώστε να προκαλέσει αστοχία των αυλών του υπερθερμαντήρα. Οι αυλοί είναι τώρα τοποθετημένοι στο κέντρο του αεραγωγού καθώς η μεταφορά θερμότητας γίνεται με συναγωγή. Παραδείγματα αιωρούμενων (pendant) αυλών υπερθέρμανσης απεικονίζονται στο Σχήμα 11.13.

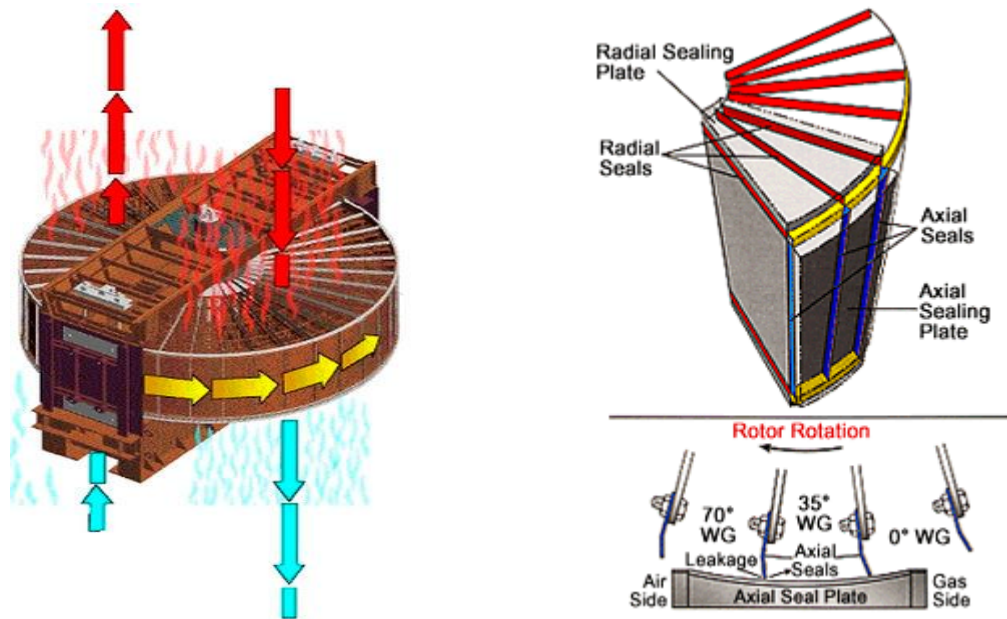


Σχήμα 11.12: Συστοιχία αυλών που επενδύει τον χώρο καύσης/ακτινοβολίας αμοπαγωγού.

Ο προθερμαντήρας του αέρα καύσης τοποθετείται στο τελευταίο τμήμα της διαδρομής των καυσαερίων και είναι συνήθως αναγεννητής (regenerator) περιστροφικού τύπου (Σχήμα 11.14). Με την περιστροφή, η στερεή, πορώδης μάζα του αναγεννητή -η οποία λειτουργεί ως αποθήκη θερμότητας- έρχεται διαδοχικά σε επαφή με τα θερμά καυσαέρια και στη συνέχεια με τον ψυχρό αέρα. Η αργή περιστροφή διασφαλίζει προσεγγιστικά μόνιμες συνθήκες στις θερμοκρασίες των δύο ρευμάτων. Βασική πρόβλεψη στο σημείο αυτό είναι τα καυσαέρια να μην ψύχονται τόσο ώστε να φθάνουν στο σημείο δρόσου. Ιδιαίτερη προσοχή αποδίδεται στα καυσαέρια στερεών καυσίμων που περιέχουν θείο, τα οποία έχουν υψηλό σημείο δρόσου και εξαιρετικά διαβρωτικό συμπύκνωμα.

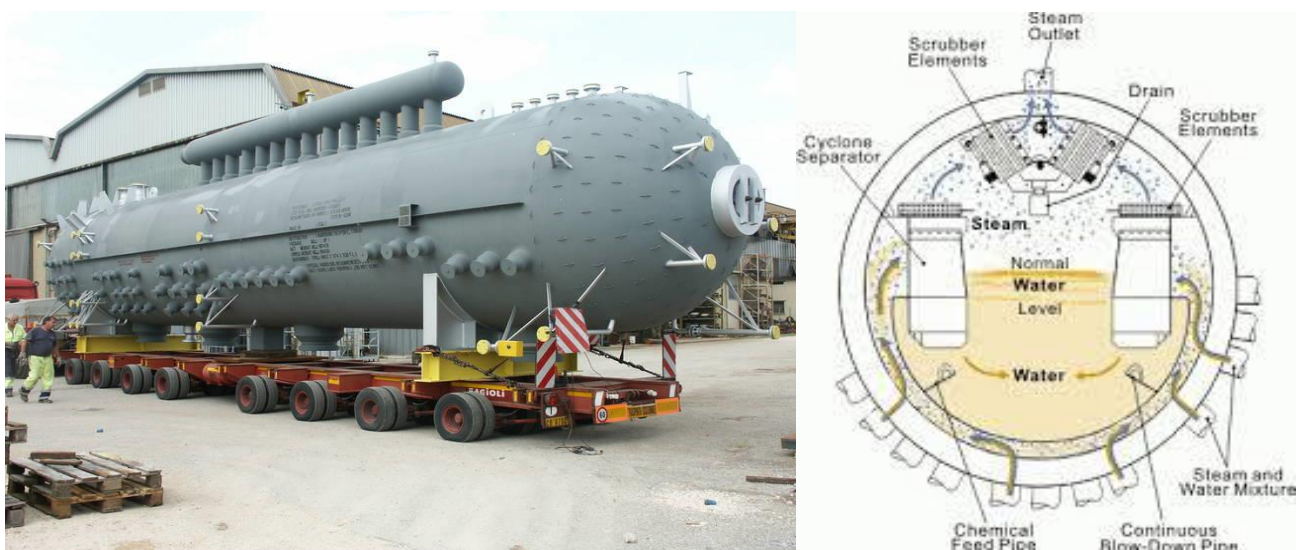


Σχήμα 11.13: Συστοιχία αυλών υπερθερμαντήρα.



Σχήμα 11.14: Περιστροφικός αναγεννητής-προθερμαντήρας αέρα καύσης.

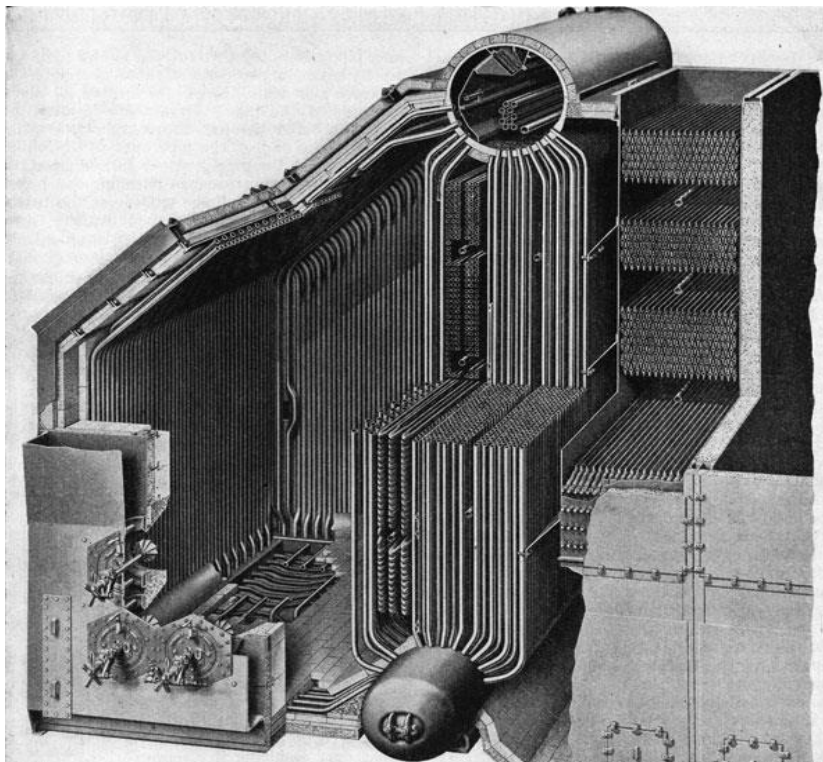
Κεντρικό ρόλο στους ατμοπαραγωγούς που λειτουργούν σε υποκρίσιμη πίεση με ανακυκλοφορία (βλ. επόμενη παράγραφο) εξακολουθεί να διαδραματίζει ο υδροθάλαμος (τύμπανο), με τη μορφή επιμήκους οριζόντιου δοχείου τοποθετημένου στο άνω τέρμα της διαδρομής των αυλών ατμοποίησης. Μία αίσθηση μεγέθους λαμβάνεται από την φωτογραφία τυμπάνου στο Σχήμα 11.15α. Πέραν του βασικού του ρόλου ως αποθήκης βραστού νερού και διαχωριστή του ατμού, το τύμπανο είναι συνήθως το σημείο εισόδου της προθερμασμένης τροφοδοσίας νερού και των χημικών επεξεργασίας του, καθώς και το σημείο εκμάστευσης για διατήρηση σε χαμηλή τιμή των ολικών διαλυμένων στερεών. Για να λειτουργεί ως διαχωριστής του παραγόμενου ατμού από το υγρό που ανακυκλοφορεί, το τύμπανο περιέχει συστοιχίες φυγοκεντρικών



Σχήμα 11.15: (α) Φωτογραφία τυμπάνου που μεταφέρεται για επιτόπια συναρμολόγηση στον ατμο-παραγωγό και (β) Το εσωτερικό υδροθαλάμου με τις διατάξεις διαχωρισμού της φάσης του ατμού.

διαχωριστών και διατάξεων δέσμησης μικρο-σταγονιδίων (Σχήμα 11.15β). Ισοζύγια μάζας και ενέργειας γύρω από το τύμπανο συνδέουν τη θερμοκρασία εισόδου του νερού στον χώρο ατμοποίησης με τη θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας.

Ο υδροθάλαμος συνήθως επικοινωνεί άμεσα με αντίστοιχο τύμπανο στη βάση του δικτύου ατμοποίησης, το δοχείο λάσπης. Στο τελευταίο συγκεντρώνονται αδιάλυτα στερεά (λάσπη, προϊόντα διάβρωσης), τα οποία απομακρύνονται με περιοδική εκμάστευση. Μεταξύ του τυμπάνου και του δοχείου λάσπης διατάσσονται οι συστοιχίες αυλών ατμοποίησης, πιθανόν με παρεμβολή και άλλων μικρότερων υδροθαλάμων και δοχείων διανομής. Στο Σχήμα 11.16 παρίσταται μία τέτοια διάταξη αυλών σε σχήμα αντεστραμμένου D.



Σχήμα 11.16: Τομή ατμοπαραγωγού όπου φαίνονται ο υδροθάλαμος, το δοχείο λάσπης και το σύστημα των αυλών που συνδέουν τα δύο δοχεία και περιβάλλουν τον χώρο καύσης.

11.3 Κυκλοφορία εργαζόμενου μέσου στους υδραυλούς

Ατμοπαραγωγοί ανακυκλοφορίας

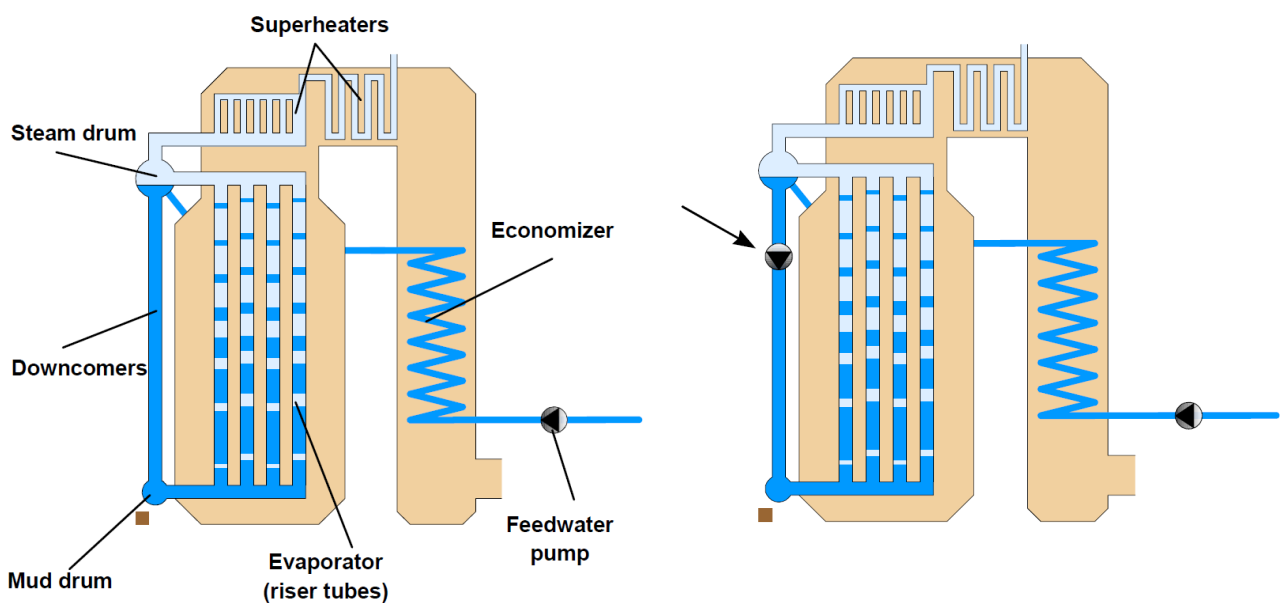
Στο χώρο ακτινοβολίας αναπτύσσονται λόγω της καύσης πολύ υψηλές θερμοκρασίες και αντίστοιχες θερμορροές. Η προστασία των υδραυλών από υπερθέρμανση και αστοχία επιτυγχάνεται χάρη στην προστατευτική επίδραση του νερού που περιέχουν. Ο βρασμός/εξάτμιση αποτελεί τον πλέον αποδοτικό τρόπο παραλαβής των μεγάλων θερμικών φορτίων, καθώς οι υψηλοί συντελεστές μεταφοράς θερμότητας οδηγούν σε μικρές τιμές υπερθέρμανσης του τοιχώματος των αυλών. Επίσης, η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου

είναι πρακτικά σταθερή κατά τον υποκρίσιμο βρασμό (μεταβάλλεται ελάχιστα λόγω της πτώσης πίεσης κατά μήκος του αυλού) αλλά επίσης παρουσιάζει μικρή μόνο μεταβολή και κατά τη θέρμανση σε υπερκρίσιμη πίεση. Ως αποτέλεσμα, ελαχιστοποιούνται οι θερμικές τάσεις στο σύστημα των υδραυλών.

Υψηλοί συντελεστές μεταφοράς θερμότητας στο τμήμα ατμοποίησης, ώστε να αποφευχθεί έντονη υπερθέρμανση του τοιχώματος και κρίση βρασμού (CHF), μπορούν να επιτευχθούν με διάφορους τρόπους. Ένας είναι η διατήρηση χαμηλής ποιότητας στο διφασικό μίγμα που εξέρχεται από την κορυφή των αυλών και η ανακυκλοφορία του βραστού υγρού στη βάση του συστήματος ατμοποίησης. Με τον τρόπο αυτόν διατηρείται υψηλή παροχή υγρού νερού σε όλο το μήκος του αυλού. Η ένταση της ανακυκλοφορίας καθορίζεται από τον λόγο ανακυκλοφορίας, CR, που παριστάνει τα kg συνολικής παροχής εργαζόμενου μέσου στην έξοδο των αυλών ατμοποίησης ανά kg ατμού που παράγεται. Με βάση τους ορισμούς παραμέτρων διφασικής ροής στο Κεφ. 8, είναι εύκολο να διαπιστωθεί ότι ο λόγος ανακυκλοφορίας, CR, και η ποιότητα του ατμού, x , στην έξοδο συνδέονται με τη σχέση.

$$CR = \frac{1}{x} \quad (11.2)$$

Η ανακυκλοφορία μπορεί να είναι φυσική, δηλαδή να προκαλείται από τη διαφορά πυκνότητας μεταξύ αυλών και αγωγών καθόδου, ή εξαναγκασμένη, δηλαδή να προκαλείται από αντλία τοποθετημένη στον αγωγό καθόδου στην έξοδο από το τύμπανο (Σχήμα 11.17). Η πρόβλεψη της μαζικής ταχύτητας στους αυλούς, $G = W/A$, που επιτυγχάνεται με την φυσική ανακυκλοφορία απαιτεί ακριβή υπολογισμό της πτώσης πίεσης σε ολόκληρο τον βρόγχο. Εδώ συνεισφέρουν η μονοφασική πτώση πίεσης στον αγωγό καθόδου, η συμπληρωματική πτώση πίεσης στις στροφές και συστολές/διαστολές και κυρίως η διφασική πτώση πίεσης στον αυλό ατμοποίησης. Η τελευταία περιλαμβάνει σύμφωνα με το Κεφ. 8 την πτώση πίεσης λόγω τριβών, την μανομετρική και την πτώση πίεσης λόγω επιτάχυνσης. Επειδή η ποιότητα και το κλάσμα κενού μεταβάλλονται συνεχώς κατά μήκος του αυλού και οι παραπάνω συνιστώσες εξαρτώνται από την προς



Σχήμα 11.17: Σκαρίφημα ατμοπαραγωγού (α) φυσικής και (β) εξαναγκασμένης ανακυκλοφορίας του νερού.

προσδιορισμό μαζική ταχύτητα, ο υπολογισμός γίνεται με ολοκλήρωση και η μαζική ταχύτητα, G , προσδιορίζεται με επαναληπτική διαδικασία. Οι αυλοί ατμοπαραγωγού με φυσική ανακυκλοφορία έχουν σχετικά μεγάλη διάμετρο, 50-80 mm, έτσι ώστε να διατηρείται χαμηλή η πτώση πίεσης λόγω τριβών και η διαθέσιμη μανομετρική διαφορά να δίνει ικανοποιητική μαζική παροχή νερού.

Η φυσική ανακυκλοφορία μπορεί να εφαρμοστεί σε χαμηλές έως μεσαίες πιέσεις λειτουργίας, με πρακτικό άνω όριο τα 180 bar. Σε υψηλότερες πιέσεις, η διαφορά πυκνότητας μεταξύ υγρής και αέριας φάσης δεν επαρκεί για να προσφέρει την απαραίτητη διαφορά πίεσης. Ήδη, καθώς η πίεση λειτουργίας αυξάνεται, απαιτείται σταδιακά αύξηση της ποιότητας στην έξοδο των αυλών ατμοποίησης, δηλαδή μείωση του λόγου ανακυκλοφορίας. Αυτό φαίνεται από τον υπολογισμό της πυκνότητας διφασικού μίγματος, $\rho = \rho_g \alpha + \rho_l (1 - \alpha)$, όπου α είναι το κλάσμα κενού. Δηλαδή, για να διατηρείται αρκετά μικρή η διφασική πυκνότητα, ρ , ενόσω μειώνεται η διαφορά ($\rho_l - \rho_g$), πρέπει να αυξάνεται η βαρύτητα της ρ_g . Ενδεικτικά, τυπικές τιμές λόγου ανακυκλοφορίας για πίεση $P < 70$ bar είναι $CR = 50-10$, ενώ για $P > 70$ bar ο λόγος πέφτει στα $CR = 10-5$. Σύμφωνα με το Κεφ. 9, η αύξηση της ποιότητας στην έξοδο οδηγεί σε σταδιακή μετάπτωση από βρασμό ροής με πυρηνογένεση σε βρασμό ροής με εξάτμιση. Συνακόλουθα, αυξάνεται ο κίνδυνος κρίσης βρασμού λόγω τοπικής ξήρανσης του υγρού υμένα στο τοίχωμα (dryout).

Εναλλακτικά, ικανοποιητική ανακυκλοφορία μπορεί να επιβληθεί με τοποθέτηση αντλίας στον αγωγό καθόδου από το τύμπανο. Με τον τρόπο αυτό, η υπερπίεση που παράγει τη ροή στο κύκλωμα ατμοποίησης μπορεί να μεταβληθεί κατά βούληση, επιτρέποντας υψηλή μαζική ταχύτητα με χαμηλούς λόγους ανακυκλοφορίας ($CR = 3-10$). Επειδή οι τριβές υπερνικούνται από την αντλία, συνήθως χρησιμοποιούνται αυλοί μικρότερης διαμέτρου, 30-50 mm, ενώ η χωροθέτησή τους δεν έχει τους περιορισμούς της φυσικής ανακυκλοφορίας. Η θέση της αντλίας, αμέσως μετά το τύμπανο και με το νερό ανακυκλοφορίας ελαφρά υπόψυκτο, αποτρέπει βρασμό με σπηλαιώση στην αναρρόφηση. Ατμοπαραγωγοί με εξαναγκασμένη ανακυκλοφορία μπορούν να λειτουργούν σε πιέσεις έως 190-200 bar και περιορίζονται μόνον από την αδυναμία διαχωρισμού υγρού-ατμού κοντά στις κρίσιμες συνθήκες. Φυσικά, η λειτουργία της αντλίας συνεπάγεται αύξηση της κατανάλωσης ηλεκτρικής ισχύος που συνήθως φτάνει στο 0,5-1% της παραγόμενης με τη εκτόνωση του ατμού στους στροβίλους.

Ατμοπαραγωγοί ενός περάσματος

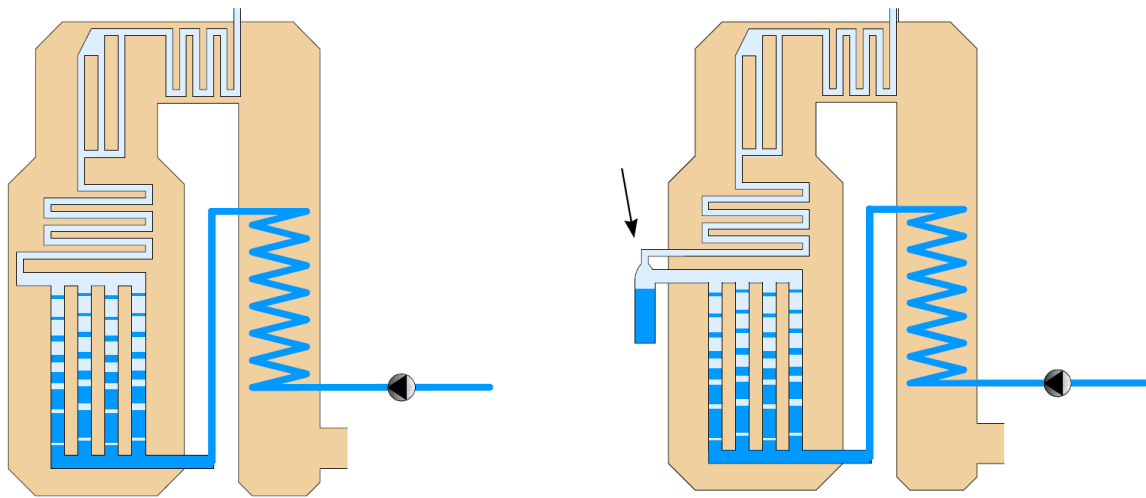
Ατμοπαραγωγοί που λειτουργούν πάνω από τις κρίσιμες συνθήκες βασίζονται στην αρχή του ενός περάσματος. Το εργαζόμενο μέσο κινείται σε μία κατεύθυνση κατά μήκος των αυλών και ατμοποιείται ολοκληρωτικά. Επειδή σε υπερκρίσιμες συνθήκες δεν υπάρχει σαφής διάκριση ανάμεσα σε υγρή και αέρια φάση (αλλά μία σταδιακή μεταβολή της πυκνότητας με τη θέρμανση) δεν υπάρχει δυνατότητα διαχωρισμού φάσεων και ανακυκλοφορίας. Συνεπώς, η διατήρηση υψηλών συντελεστών μεταφοράς θερμότητας επιτυγχάνεται μόνον με υψηλές ταχύτητες ροής στους αυλούς, δηλαδή υψηλή πτώση πίεσης.

Θεωρητικά, ατμοπαραγωγοί ενός περάσματος μπορούν να λειτουργούν σε οποιαδήποτε πίεση, αλλά στην πράξη συναντώνται μόνον σε υψηλές υποκρίσιμες και σε υπερκρίσιμες πιέσεις. Τυπικές συνθήκες σύγχρονων

εγκαταστάσεων είναι $P=250-300$ bar, $T=550-600^{\circ}\text{C}$. Μία βασική παραλλαγή (ατμοπαραγωγός τύπου Benson) απεικονίζεται στο Σχήμα 11.18α. Μία ελαφρά διαφορετική παραλλαγή (ατμοπαραγωγός τύπου Sulzer) που περιλαμβάνει έναν μικρό διαχωριστή για τα υπολείμματα υγρού κατά τη λειτουργία σε υποκρίσιμες πιέσεις απεικονίζεται στο Σχήμα 11.18β. Πρακτικά πρόκειται για πολύ παρόμοια λειτουργία και οι διαφορές είναι κυρίως ιστορικές.

Κοινό χαρακτηριστικό των ατμοπαραγωγών υπερκρίσιμης πίεσης είναι η διατήρηση στους αυλούς μαζικών ταχυτήτων της τάξης των $2000-3000$ kg/m²s. Οι ταχύτητες αυτές εξασφαλίζονται από την αντλία τροφοδοσίας και οδηγούν σε πτώσεις πίεσης 30-50 bar. Οι αυλοί έχουν συνήθως εσωτερικές σπειροειδείς αυλακώσεις ώστε να βελτιώνεται η συντελεστής συναγωγής. Επειδή η μαζική παροχή που παραλαμβάνουν είναι μόνον η παροχή ατμού (λόγος ανακυκλοφορίας $CR=1$) οι αυλοί έχουν μικρότερη διάμετρο από των ατμοπαραγωγών με ανακυκλοφορία, 20-30 mm.

Βασικό χαρακτηριστικό των ατμοπαραγωγών ενός περάσματος είναι η ανάγκη εξελιγμένων συστημάτων ελέγχου για την αντιμετώπιση μεταβολών στις συνθήκες λειτουργίας και θερμικού φορτίου. Ο λόγος είναι ότι παρουσιάζουν μικρή θερμική αδράνεια εξ αιτίας της συγκριτικά ελάχιστης ποσότητας εργαζόμενου μέσου που περιέχουν. Σε αντιδιαστολή, οι ατμοπαραγωγοί ανακυκλοφορίας περιέχουν στους αυλούς εργαζόμενο μέσο πολλαπλάσιο της δυναμικότητας σε ατμό, καθώς και την δεξαμενή νερού που είναι το τύμπανο.



Σχήμα 11.18: Ατμοπαραγωγοί ενός περάσματος τύπου (α) Benson και (β) Sulzer.

11.4 Θερμικές απώλειες – Βαθμός θερμικής απόδοσης ατμοπαραγωγών

Ως βαθμό θερμικής απόδοσης τους ατμοπαραγωγού εννοούμε το πηλίκο της ωφέλιμης θερμορροής, $Q_{\omega\phi}$, προς τη συνολική διαθέσιμη από την αντίδραση καύσης, $Q_{\text{καυσ}}$.

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi}}{Q_{\text{καυσ}}} \quad (11.3)$$

Με βάση την παροχή καυσίμου, m_B , και την κατώτερη θερμογόνο δύναμή του, H_{LHV} (δηλαδή την πρότυπη ενθαλπία της αντίδρασης καύσης με το νερό ως αέριο), η διαθέσιμη θερμορροή υπολογίζεται ως

$$Q_{\text{καυσ}} = m_B H_{\text{LHV}} \quad (11.4)$$

Η ωφέλιμη θερμορροή υπολογίζεται θεωρητικά με βάση τη συνολική ενθαλπία που μεταφέρουν τα ρεύματα εισόδου και εξόδου. Αν για παράδειγμα έχουμε μαζική παροχή υπέρθερμου ατμού (st), m_{st} , και αναθερμασμένου ατμού (rst), m_{rst} , από νερό τροφοδοσίας (w) με εκμάστευση (bd), m_{bd} , κορεσμένου υγρού (l), τότε η ωφέλιμη θερμορροή είναι

$$Q_{\omega\phi} = m_{\text{st}}(H_{\text{st}} - H_w) + m_{\text{rst}}(H_{\text{r,o}} - H_{\text{r,i}}) + m_{\text{bd}}(H_l - H_w) \quad (11.5)$$

Εφαρμογή της εξ.(11.5) για τον άμεσο προσδιορισμό του βαθμού απόδοσης είναι πρακτικά δύσκολη καθώς οι παροχές των ρευμάτων εξόδου είναι δύσκολο και πολύ δαπανηρό να μετρηθούν (ως δαπάνη νοείται η επιπλέον πτώση πίεσης που επιβάλλεται στο μετρητικό -πχ τύπου orifice- ώστε να ληφθεί αξιόπιστη μέτρηση παροχής). Επιπλέον, ο άμεσος προσδιορισμός του βαθμού απόδοσης δεν δίνει πληροφορίες για την φύση και την βαρύτητα των διαφόρων απωλειών. Έτσι, επικρατεί ο έμμεσος προσδιορισμός με βάση τις θερμικές απώλειες, Q_G , με τα καυσαέρια, τις απώλειες συναγωγής-ακτινοβολίας από το εξωτερικό κέλυφος του μονάδας, Q_L , και τις απώλειες λόγω ατελούς καύσης, Q_E . Έτσι, ισχύει η σχέση

$$\eta = \frac{Q_{\text{καυσ}} - Q_G - Q_L - Q_E}{Q_{\text{καυσ}}} = 1 - u_G - u_L - u_E \quad (11.6)$$

Οι απώλειες του κελύφους είναι συνάρτηση κυρίως της θερμικής ισχύος της μονάδας. Προκαταρκτικός προσδιορισμός του μπορεί να γίνει με τη σχέση

$$u_L = 10^{-1,6-0,42 \log Q_{\omega\phi}} \quad (11.7)$$

όπου η ωφέλιμη θερμορροή εισάγεται σε MW. Τυπικές τιμές είναι 1-2% για λειτουργία με πλήρες φορτίο. Οι απώλειες κελύφους αυξάνονται ως ποσοστό της ωφέλιμης ισχύος όταν η μονάδα λειτουργεί με μερικό φορτίο, επειδή οι θερμοκρασίες των διαφόρων τμημάτων δεν μεταβάλλονται αισθητά από τις αντίστοιχες του πλήρους φορτίου.

Οι απώλειες λόγω ατελούς καύσης λαμβάνουν υπόψη το καύσιμο που δεν αντέδρασε καθώς και τα προϊόντα μερικής καύσης. Αν m_{B1} είναι η παροχή καυσίμου (με C kg άνθρακα /kg καυσίμου) που πραγματικά αντιδρά και y_{CO} , y_{CO2} τα γραμμομοριακά κλάσματα CO και CO₂ στα καυσαέρια, οι απώλειες ατελούς καύσης είναι

$$u_E = u_{E0} + u_{E,G} = \frac{m_B - m_{B1}}{m_B} + \frac{y_{CO}}{y_{CO} + y_{CO2}} \frac{23600 C}{H_{\text{LHV}}} \quad (11.8)$$

όπου 23600 kJ θερμογόνου δύναμης δεν αξιοποιούνται ανά kg C που καίγεται προς CO και όχι προς CO₂.

Οι απώλειες με τα καυσαέρια, οι οποίες αποτελούν την κύρια πηγή υποβάθμισης του βαθμού απόδοσης, υπολογίζονται με βάση την παροχή, $m_G = \mu_G m_B$, και τη θερμοκρασία εξόδου, T_G , των καυσαερίων. Ισχύει ότι

$$u_G = \frac{m_G c_{p,G} (T_G - T_0)}{m_B H_{\text{LHV}}} = \frac{\mu_G c_{p,G} (T_G - T_0)}{H_{\text{LHV}}} \quad (11.9)$$

όπου μ_G είναι τα kg καυσαερίων που παράγονται ανά kg καυσίμου και τα οποία υπολογίζονται από τη σχέση

$$\mu_G = \mu_A + 1 = \lambda \mu_{A0} (1 + w) + 1 \quad (11.10)$$

με μ_A τα kg αέρα καύσης ανά kg καυσίμου, μ_{A0} τα kg στοιχειομετρικού αέρα, λ τον λόγο αέρα (περίσσεια, $e=\lambda-1$) και w η απόλυτη υγρασία του. Τα kg στοιχειομετρικού αέρα υπολογίζονται εύκολα από τις αντιδράσεις καύσης αν είναι γνωστή η στοιχειακή ανάλυση του καυσίμου:

$$\mu_{A0} = 11,45 C + 34,33 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 4,29 S \quad (11.11)$$

Ο λόγος αέρα, λ , συνήθως υπολογίζεται από την μέτρηση της κατ' όγκο αναλογίας O_2 στα ξηρά καυσαέρια, %vol O_2 . Μία προσεγγιστική σχέση που εφαρμόζεται εύκολα και έχει ικανοποιητική ακρίβεια είναι η εξής

$$\lambda - 1 = e = K \frac{(\%vol O_2)}{21 - (\%vol O_2)} \quad (11.12)$$

Η σταθερά K εξαρτάται από το είδος του καυσίμου. Ενδεικτικές τιμές είναι $K=1$ για καθαρό άνθρακα, $K=0,97$ για γαιάνθρακα, $K=0,95$ για υγρά καύσιμα και $K=0,90$ για φυσικό αέριο.

11.5 Σχεδιασμός χώρου καύσης/ακτινοβολίας

Χαρακτηριστικές θερμικές φορτίσεις

Ο σχεδιασμός του χώρου καύσης πρέπει να ικανοποιεί ταυτόχρονα μία σειρά από βασικές απαιτήσεις. Κατ' αρχήν, ο όγκος του θαλάμου πρέπει να είναι αρκετά μεγάλος ώστε -για την συγκεκριμένη παροχή καυσίμου- να επιτυγχάνεται πλήρης καύση. Ο χρόνος πλήρους καύσης, t_k , εξαρτάται από το είδος του καυσίμου και τη διασπορά του (πχ μέγεθος σωματιδίων στερεού ή σταγονιδίων υγρού). Ο αντίστοιχος όγκος θαλάμου, V_k , προσδιορίζεται εξισώνοντας τον χρόνο καύσης με τον μέσο χρόνο παραμονής των καυσαερίων. Αν v_G είναι ο ειδικός όγκος των καυσαερίων στη μέση θερμοκρασία του θαλάμου, τότε ισχύει ότι

$$V_k = m_B \mu_G v_G t_k \quad (11.13)$$

Επειδή η παροχή καυσίμου είναι ανάλογη της συνολικής θερμορροής από την καύση, $Q_{καυσ} = m_B H_{LHV}$, ο χρόνος παραμονής των καυσαερίων συνδέεται με τη θερμική φόρτιση ανά μονάδα όγκου. Η τελευταία ορίζεται ακριβέστερα ως εξής, περιλαμβάνοντας και την επιπλέον θερμορροή λόγω της προθέρμανσης του καυσίμου και του αέρα:

$$q_V = \frac{Q_{ολ}}{V_k} = \frac{m_B (H_{LHV} + c_{p,B} T_B + \mu_A c_{p,A} T_A)}{l_k w_k h_k} \quad (11.14)$$

όπου l_k , w_k , h_k είναι αντίστοιχα το μήκος το εύρος και το ύψος του θαλάμου καύσης. Ενδεικτικές μέγιστες τιμές θερμικής φόρτισης όγκου δίνονται στον Πίνακα 2.

Άλλη απαίτηση που πρέπει να ικανοποιεί ο χώρος καύσης είναι να έχει διατομή βάσης αρκετά μεγάλη ώστε - για τη συγκεκριμένη χωροθέτηση καυστήρων που επιλέγεται- να περιέχει στις φλόγες χωρίς αυτές να φθάνουν στα τοιχώματα. Οι διαστάσεις της φλόγας εξαρτώνται από την παροχή καυσίμου στον καυστήρα, m_{B0} , και τον λόγο αέρα, λ . Μία εμπειρική συσχέτιση για υγρό καύσιμο που χρησιμοποιεί την παροχή ανά καυστήρα σε kg/h και δίνει το μήκος, L_f , και τη διάμετρο, D_f , της φλόγας σε m είναι η εξής:

$$\begin{aligned} L_f &= m_{B0}^{0,379} [0,36 + 0,128(e^{-16(\lambda-1)} - 1)] \\ D_f &= m_{B0}^{0,387} [0,147 + 0,025(e^{-22(\lambda-1)} - 1)] \end{aligned} \quad (11.15)$$

Η απαίτηση ελάχιστων διαστάσεων βάσης οδηγεί στον ορισμό ενός άλλου ενδεικτικού μεγέθους, της θερμικής φόρτισης ανά μονάδα διατομής του χώρου καύσης.

$$q_s = \frac{Q_{ολ}}{S} = \frac{m_B(H_{LHV} + c_{p,B}T_B + \mu_A c_{p,A}T_A)}{I_k w_k} \quad (11.16)$$

Αντιπροσωπευτικές τιμές για διάφορα καύσιμα και δυναμικότητες δίνονται στον Πίνακα 3.

Πίνακας 2: Μέγιστη θερμική φόρτιση ανά μονάδα όγκου λέβητα ξηρής τέφρας [=] MW/m³

Καύσιμο/	άνθρακας	λιγνίτης	πετρέλαιο	φυσικό αέριο
Καυστήρες ξηρής τέφρας	0,10-0,20	0,10-0,15	0,23-0,35	0,35
Εστία καύσης	0,2-0,3	0,2-0,3	-	-
Ρευστοστερεά κλίνη	1,7-2,1	1,7-2,1	-	-

Πίνακας 3: Μέγιστη θερμική φόρτιση ανά μονάδα διατομής του λέβητα [=] MW/m²

Δυναμικότητα (t/h ατμού)	200	400	700-1000	1000-1600
Άνθρακας	2,1-2,7	2,9-4,0	3,3-4,5	4-4,5
Αέριο ή πετρέλαιο	4,1-4,8	4,2-5,2	5,2-6,2	6,0-6,4

Η βασικότερη ίσως απαίτηση του θαλάμου καύσης, ιδιαίτερα για μεγάλους ατμοπαραγωγούς, είναι να παρέχει ικανοποιητική επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας ώστε τα καυσαέρια στην έξοδο να έχουν ψυχθεί αρκετά και να είναι ασφαλής η επαφή τους με τους αυλούς του υπερθερμαντή. Υπενθυμίζεται ότι, στο τμήμα υπερθέρμανσης, το εργαζόμενο μέσο είναι ατμός (με μικρό συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας) και συνεπώς οι αυλοί δεν απολαμβάνουν της προστασίας υγρού νερού όπως στο τμήμα ατμοποίησης. Μία επιπλέον απαίτηση για τη μέγιστη επιτρεπτή θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων στην περίπτωση καύσης στερεού καυσίμου με υπτάμενη τέφρα, είναι να μην ξεπερνά τη θερμοκρασία τήξης της τέφρας. Σε αντίθετη περίπτωση, δημιουργούνται σκληρές επικαθήσεις από την τέφρα που επαναστεροποιείται πάνω στις ψυχρότερους αυλούς.

Η απαίτηση ικανοποιητικής επιφάνειας εναλλαγής, A, στο χώρο καύσης οδηγεί στον ορισμό της αντίστοιχης θερμικής φόρτισης σύμφωνα με τη σχέση

$$q_A = \frac{Q_{ολ}}{A} = \frac{m_B(H_{LHV} + c_{p,B}T_B + \mu_A c_{p,A}T_A)}{2 I_k w_k + 2 (I_k + w_k) h_k} \quad (11.17)$$

Τυπικές τιμές μέσης θερμικής φόρτισης επιφάνειας εναλλαγής είναι 150-250 kW/m², αλλά τα τοπικά μέγιστα γύρω από τους καυστήρες μπορεί κατά περίπτωση να προσεγγίζουν τα 500 kW/m². Αντίστοιχα, θερμοκρασίες εξόδου καυσαερίων από το χώρο καύσης κυμαίνονται σε T_{Ge}=800-1200 °C για καύση άνθρακα και T_{Ge}=1100-1300 °C για καύση πετρελαίου και αερίου. Όπως θα διαπιστώσουμε παρακάτω, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων συνδέεται με τη θερμική φόρτιση επιφάνειας εναλλαγής μέσω ενός ισοζυγίου ενέργειας. Για ατμοπαραγωγούς δυναμικότητας κάτω από 200 t/h ατμού, η απαίτηση πλήρους καύσης δίνει συνήθως μεγαλύτερο όγκο από τις απαιτήσεις προστασίας από τη φλόγα και ψύξης των καυσαερίων. Συνεπώς, η

φόρτιση όγκου αποτελεί ασφαλέστερο κριτήριο για την εκτίμηση του μεγέθους του χώρου καύσης. Αντίθετα, για ατμοπαραγωγούς με δυναμικότητες πάνω από 400 t/h ατμού, η απαίτηση ψύξης των καυσαερίων σε ασφαλή θερμοκρασία στην έξοδο δίνει συνήθως μεγαλύτερο θάλαμο καύσης.

Ισοζύγιο ενέργειας στο χώρο καύσης

Το ισοζύγιο ενέργειας με όγκο ελέγχου ολόκληρο τον θάλαμο καύσης/ακτινοβολίας εκφράζεται ως εξής

$$Q = m_G(H_{Ga} - H_{Ge}) = m_G c_{pG}(T_{Ga} - T_{Ge}) \quad (11.18)$$

όπου T_{Ge} είναι η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από το θάλαμο καύσης, την οποία προσπαθούμε να προβλέψουμε. Η εξ.(11.18) δηλώνει ότι η θερμορροή με ακτινοβολία προς το τοίχωμα οδηγεί σε μείωση της ενθαλπίας των καυσαερίων από μία μέγιστη τιμή «στην είσοδό τους» στον θάλαμο καύσης σε μία χαμηλότερη στην έξοδο. Η μέγιστη ενθαλπία των καυσαερίων εκφράζεται στην εξ.(11.18) συναρτήσει της αδιαβατικής θερμοκρασίας φλόγας,

$$T_{Ga} = \frac{H_{LHV}}{(\mu_G c_{pG})} = \frac{m_B H_{LHV}}{(m_G c_{pG})} \quad (11.19)$$

η οποία –αν και δεν αποτελεί πραγματική θερμοκρασία κάποιου τμήματος του χώρου καύσης– αντιστοιχεί στην υποθετική θερμοκρασία των καυσαερίων αν αποθήκευαν όλη την θερμογόνο δύναμη της αντίδρασης καύσης.

Ο υπολογισμός της εναλλαγής θερμότητας στις συνθήκες του χώρου καύσης είναι ιδιαίτερα πολύπλοκος. Λόγω της χαμηλής ταχύτητας κίνησης των καυσαερίων, ο συντελεστής συναγωγής είναι μικρός και η συνεισφορά της συναγωγής είναι της τάξης του 5%. Άρα, η θερμορροή υπολογίζεται αποκλειστικά με τον μηχανισμό της ακτινοβολίας. Λόγω χωρικής ανομοιομορφίας στη θερμοκρασία των καυσαερίων, λεπτομερείς υπολογισμοί εκπονούνται με διαίρεση του χώρου καύσης σε επιμέρους τμήματα και κατάστρωση του ισοζυγίου για το καθένα. Στην παρούσα εισαγωγική παρουσίαση, θα θεωρήσουμε ότι ο όγκος των θερμών καυσαερίων περιγράφεται ικανοποιητικά από μία μέση θερμοκρασία, T_f .

Η θερμορροή εκφράζεται με τον τύπο που ισχύει για δύο εκτεταμένες παράλληλες επιφάνειες, εκ των οποίων η μία είναι το τοίχωμα που περιέχει το νερό και η άλλη η περιβάλλουσα των καυσαερίων. Στην περίπτωση αυτή, οι δύο επιφάνειες έχουν ίσο εμβαδόν και ο συντελεστής όψης είναι μονάδα. Συνεπώς ισχύει ότι

$$Q = \frac{\sigma(T_f^4 - T_w^4)}{\frac{1 - \epsilon_f}{\epsilon_f A_f} + \frac{1}{A_f F_{fw}} + \frac{1 - \epsilon_w}{\epsilon_w A_w}} = \sigma \epsilon_F A_w (T_f^4 - T_w^4), \quad \epsilon_F = \left(\frac{1}{\epsilon_f} + \frac{1}{\epsilon_w} - 1 \right)^{-1} \quad (11.20)$$

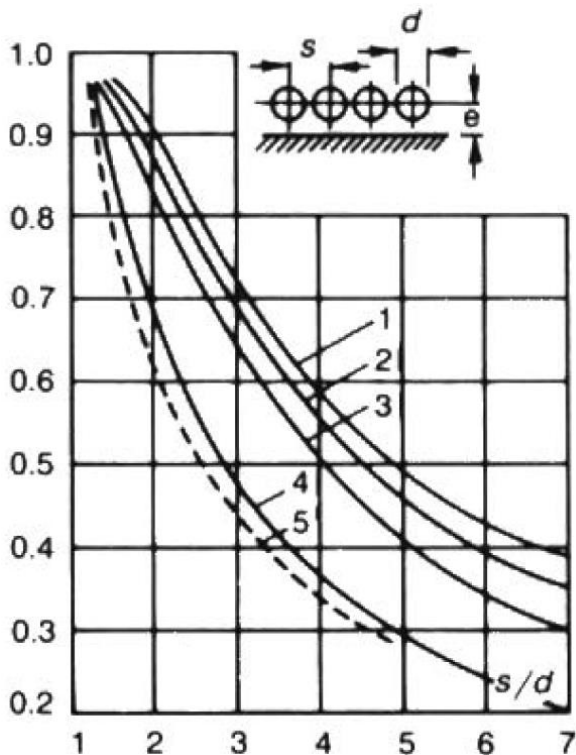
όπου ο βαθμός εκπομπής της φλόγας θα υπολογιστεί στη συνέχεια. Οι δύο επιφάνειες μοντελοποιούνται ως γκριζες, γεγονός που συνεπάγεται ότι οι βαθμοί εκπομπής ϵ_f και ϵ_w λαμβάνονται ανεξάρτητοι του μήκους κύματος της ακτινοβολίας και ίσοι με τους αντίστοιχους βαθμούς απορρόφησης (Η παραδοχή είναι ιδιαίτερα ασθενική για τα καυσαέρια, καθώς μεγάλο ποσοστό της απορρόφησης ακτινοβολίας λαμβάνει χώρα σε στενό εύρος μηκών κύματος).

Εφόσον η επιφάνεια εναλλαγής είναι καθαρή, είναι εύκολος ο καθορισμός της θερμοκρασίας της, T_w , και του

αντίστοιχο συντελεστή εκπομπής, ϵ_w . Σε πολλές όμως περιπτώσεις, και ιδιαίτερα όταν χρησιμοποιείται καύσιμο που παράγει τέφρα, οι επιφάνειες εναλλαγής είναι καλυμμένες με στρώμα επικάθησης που χαρακτηρίζεται από χαμηλό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Άρα, η εναλλαγή ακτινοβολίας γίνεται μεταξύ της φλόγας και της επικάθησης, με αποτέλεσμα να είναι αδύνατος ο αξιόπιστος καθορισμός της θερμοκρασίας, T_w , και του συντελεστή εκπομπής, ϵ_w , της ψυχρής επιφάνειας. Στην περίπτωση αυτή, η επίδραση της ψυχρής επιφάνειας συνοψίζεται στον συντελεστή ψ , ο οποίος εκφράζει το ποσοστό της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στην επίπεδη προβολή του τοιχώματος που απορροφάται. Συμβολίζοντας με J_1 και J_2 αντίστοιχα την ακτινοβολία ανά μονάδα επιφάνειας που προσπίπτει στην επιφάνεια και που απομακρύνεται από αυτήν, ισχύει ότι

$$\psi = \frac{J_1 - J_2}{J_1} = x \xi \quad (11.21)$$

Η παράμετρος x αφορά τη γεωμετρία των αυλών και εξαρτάται από την μεταξύ τους απόσταση καθώς και από την απόσταση από το εξωτερικό τοίχωμα του θαλάμου καύσης. Η τιμή της μπορεί να προσδιοριστεί από το Σχήμα 11.19 και για πυκνό δίκτυο αυλών τείνει στη μονάδα.



Σχήμα 11.19: Ο γεωμετρικός παράγοντας διάταξης, x .
1: $e > 1,4d$, 2: $e = 0,8d$, 3: $e = 0,5d$, 4: $e = 0$.

Η παράμετρος ξ περιγράφει ακριβώς την επίδραση της επικάθησης και λαμβάνει τιμές αντιπροσωπευτικές του είδους του καυσίμου που χρησιμοποιείται (αέριο καύσιμο: 0,65, υγρό καύσιμο: 0,55, άνθρακας: 0,40-0,50, αυλοί με κεραμική επικάλυψη: 0,10-0,20).

Με έναν έξυπνο μετασχηματισμό, η εξ.(11.20) μετατρέπεται έτσι ώστε να περιέχει μόνον τις ιδιότητες της φλόγας και τον συντελεστή ψ . Συγκεκριμένα, για την πρόσπτωση ακτινοβολίας στην ψυχρή επιφάνεια, ισχύει

$$J_1 = \epsilon_f \sigma T_f^4 + (1 - \epsilon_f) J_2 \quad (11.22)$$

όπου ο πρώτος όρος δεξιά παριστάνει την ακτινοβολία που εκπέμπεται από τα θερμά καυσαέρια και ο δεύτερος

όρος την ακτινοβολία του τοίχου που επαναπίπτει σε αυτόν επειδή δεν απορροφάται από τα καυσαέρια ($\alpha_f = \varepsilon_f$). Αντικαθιστώντας στην εξ.(11.22) το J_2 από την εξ.(11.21), καταλήγουμε στο αποτέλεσμα $J_1 = \varepsilon_F \sigma T_f^4$, όπου η νέα παράμετρος, ε_F , ονομάζεται βαθμός εκπομπής του θαλάμου καύσης και προκύπτει ίση με

$$\varepsilon_F = \frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_f + (1 - \varepsilon_f)\Psi} \quad (11.23)$$

Συνδυάζοντας τις εξ.(11.21-23), η θερμοροή, Q , που απορροφάται από επιφάνεια με εμβαδόν προβολής A_w προκύπτει ίση με

$$Q = \varepsilon_F \Psi A_w \sigma T_f^4 \quad (11.24)$$

Για την αντικατάσταση της θερμοροής από την εξ.(11.20) ή την εξ.(11.24) στην εξ.(11.18), πρέπει να καθορίσουμε τη μέση θερμοκρασία φλόγας. Μία συνηθισμένη επιλογή είναι

$$T_f = \sqrt{T_{Ga} T_{Ge}} \quad (11.25)$$

Συνδυασμός των παραπάνω εξισώσεων δίνει το τελικό αποτέλεσμα

$$\left(\frac{T_{Ge}}{T_{Ga}}\right)^2 = Bo \left(1 - \frac{T_{Ge}}{T_{Ga}}\right) \quad (11.26)$$

όπου ο αδιάστατος αριθμός Bo δίνεται ως εξής για καθαρή ή βρωμισμένη επιφάνεια αντίστοιχα:

$$Bo = \frac{m_G c_{p,G}}{\sigma \varepsilon A_w T_{Ga}^3}, \quad Bo = \frac{m_G c_{p,G}}{\sigma \varepsilon_F \Psi A_w T_{Ga}^3} \quad (11.27)$$

Η εξ.(11.27) χρησιμεύει για τον προσδιορισμό της επιφάνειας εναλλαγής, A_w , που απαιτείται για να ψυχθούν τα καυσαέρια ως καθορισμένη θερμοκρασία, T_{Ge} , ή τη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων για καθορισμένη επιφάνεια εναλλαγής. Στην τελευταία περίπτωση, και επειδή ο συντελεστής απόσβεσης είναι συνάρτηση της T_{Ge} , απαιτείται επαναληπτική διαδικασία.

Βαθμός εκπομπής φλόγας και καυσαερίων

Σε αντίθεση με τον αέρα που είναι αδρανής στη θερμική ακτινοβολία, τα προϊόντα της καύσης συμμετέχουν έντονα στην εναλλαγή ακτινοβολίας. Αυτή αφορά τόσο τα τριατομικά μόρια (CO_2 , H_2O , SO_2), τα οποία απορροφούν και εκπέμπουν στην θερμική περιοχή, όσο και τα ενδιάμεσα και τελικά στερεά μικρο-σωματίδια της καύσης όπως η αιθάλη, το κωκ και η τέφρα. Η εκπομπή και η απορρόφηση ακτινοβολίας από τα καυσαέρια διαφέρει πολύ από τα αντίστοιχα φαινόμενα με στερεές επιφάνειες, κυρίως επειδή περιορίζεται σε ορισμένα μήκη κύματος και επειδή αποτελεί όχι επιφανειακό αλλά ογκομετρικό φαινόμενο, δηλαδή αυξάνεται έντονα με το πάχος του θερμού στρώματος αερίων. Η χαρακτηριστική διάσταση, S , της φλόγας εξαρτάται από το σχήμα της και εκφράζεται προσεγγιστικά συναρτήσει του όγκου και της εξωτερικής επιφάνειάς της ως

$$S = 3,6 \frac{V_f}{A_f} \quad (11.28)$$

Ο βαθμός εκπομπής μίας ζώνης καυσαερίων μπορεί να υπολογιστεί με την παραδοχή γκριζας συμπεριφοράς (δηλαδή ανεξάρτητης του μήκους κύματος της ακτινοβολίας) με βάση την ισοδύναμη απορρόφηση, $\varepsilon \approx \alpha$.

Θεωρώντας μονοδιάστατη απορρόφηση προσπίπτουσας ακτινοβολίας έντασης I_0 από στρώμα συνολικού

πάχους S , μπορούμε να εκφράσουμε τη διαφορική μεταβολή της έντασης διαμέσου πάχους dx ως εξής

$$dI = -k_f P I(x) dx \Rightarrow I(S) = I_0 e^{-k_f P S} \quad (11.29)$$

Δηλαδή, η απορρόφηση είναι ανάλογη της τοπικής έντασης της προσπίπτουσας ακτινοβολίας, της πίεσης του αερίου (εκφρασμένης σε MPa) και του διαφορικού πάχους του στρώματος (σε m). Η παράμετρος k_f είναι ο συντελεστής απόσβεσης της φλόγας που εξαρτάται από τη σύσταση σε τριατομικά αέρια (CO_2 , H_2O , SO_2) και στερεά σωματίδια. Χρησιμοποιώντας την εξ.(11.29), ο βαθμός εκπομπής, ε_f , της φλόγας υπολογίζεται συναρτήσει της συνολικής απορρόφησης από στρώμα πάχους S ως

$$\varepsilon_f = a_f = \frac{I_0 - I(S)}{I_0} = 1 - e^{-k_f P S} \quad (11.30)$$

Ο συντελεστής απόσβεσης, k_f , αθροίζει όλες τις συνεισφορές στην απορρόφηση ακτινοβολίας. Οι αντίστοιχες τιμές βρίσκονται από διαγράμματα, ή από αναλυτικές σχέσεις όπως οι παρακάτω. Ειδικότερα, η συνεισφορά των τριατομικών αερίων μπορεί να προσεγγιστεί ως εξής

$$(\text{απόσβεση καυσαερίων}) = k_{Gr} = 10 \left[\frac{0,78 + 1,6r_{\text{H}_2\text{O}}}{(10 P S r)^{1/2}} - 0,1 \right] \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{Ge}}}{1000} \right) r \quad (11.31)$$

όπου r είναι το κλάσμα όγκου των τριατομικών ενώσεων και $r_{\text{H}_2\text{O}}$ το κλάσμα όγκου του υδρατμού στα καυσαέρια. Η πίεση εισάγεται σε MPa, το πάχος σε m και η απόλυτη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από το θάλαμο καύσης/ακτινοβολίας, T_{Ge} , σε K. Η συνεισφορά της αιθάλης που σχηματίζεται με την καύση υγρών ή αερίων καυσίμων προσεγγίζεται από τη σχέση

$$(\text{απόσβεση αιθάλης}) = k_s = 0,3(1 - e) \left(1,6 \frac{T_{\text{Ge}}}{1000} - 0,5 \right) \left(\frac{C}{H} \right)_B \quad (11.32)$$

όπου e είναι η περίσσεια αέρα ($e=\lambda-1$) και (C/H) είναι ο λόγος μάζας άνθρακα προς υδρογόνο στο καύσιμο. Η εξ.(11.32) δείχνει την διαισθητικά αναμενόμενη συμπεριφορά, δηλαδή ότι η αιθάλη αυξάνει με την περίσσεια άνθρακα και με την έλλειψη οξυγόνου.

Το τμήμα της φλόγας που έχει αιθάλη χαρακτηρίζεται ως φωτεινό (luminous) και συνεισφέρει συντελεστή απόσβεσης $k_f \equiv k_{\text{lum}} = k_{Gr} + k_s$. Το υπόλοιπο τμήμα της φλόγας χαρακτηρίζεται ως μη-φωτεινό (non-luminous) με $k_f \equiv k_{\text{non}} = k_{Gr}$. Διαφορετικά καύσιμα έχουν διαφορετική αναλογία φωτεινού (x_{lum}) και μη-φωτεινού ($1 - x_{\text{lum}}$) τμήματος. Ο μέσος βαθμός εκπομπής υπολογίζεται συνήθως ως

$$\varepsilon_f = x_{\text{lum}}(1 - e^{-k_{\text{lum}} P S}) + (1 - x_{\text{lum}})(1 - e^{-k_{\text{non}} P S}) \quad (11.33)$$

Τυπικές τιμές αναλογίας φωτεινής φλόγας είναι $x_{\text{lum}} = 0,55$ για πετρέλαιο και $x_{\text{lum}} = 0,10$ για φυσικό αέριο. Για στερεά καύσιμα, ο συντελεστής απόσβεσης, k_f , υπολογίζεται αθροίζοντας στη απόσβεση, k_{Gr} , των τριατομικών αερίων, τις συνεισφορές της τέφρας και του κωκ, καταλήγοντας γενικά σε υψηλές τιμές βαθμού εκπομπής. Με συνδυασμό των εξ.(11.32) και (11.33) διαπιστώνεται ότι η υποκατάσταση υγρού (ή στερεού) καυσίμου από φυσικό αέριο μειώνει το βαθμό εκπομπής της φλόγας και συνεπώς επιδεινώνει την μεταφορά θερμότητας στο τμήμα ακτινοβολίας. Η συμπεριφορά αυτή λαμβάνεται υπόψη κατά την αλλαγή καυσίμου ή το σχεδιασμό ατμοπαραγωγού ώστε να λειτουργεί με πολλαπλά καύσιμα.