

# Ατμοστροβίλοι / Ατμολέβητες

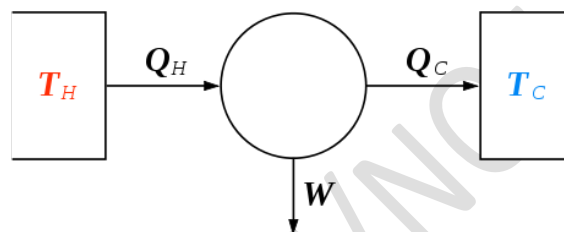
Σημειώσεις μαθήματος

Τζιράκης Κωνσταντίνος, Ph.D

---

Μηχανή : Οι συσκευές ή συστήματα που χρησιμοποιούνται για να μετασχηματίζουν ενέργεια σε μηχανικό έργο (μηχανή αυτοκινήτου, αεροστρόβιλος αεροπλάνου, αντλίες, κτλ).

Θερμική μηχανή : Ένα είδος μηχανής που μετασχηματίζει τη θερμότητα σε μηχανικό έργο **χρησιμοποιώντας τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ ενός ζεστού και κρύου θερμοδοχείου.**



Ατμοστρόβιλος : Θερμική μηχανή η οποία παράγει μηχανικό έργο χρησιμοποιώντας τον ατμό σαν “εργαζόμενο ρευστό”.

Ιστορική αναδρομή των ατμοστροβίλων :

Οι πρώτοι ατμοστρόβιλοι που κατασκευάστηκαν ήταν από τον σουηδό Gustaf de Laval (1845-1913) και τον άγγλο Charles Parsons (1854-1931).

- Gustaf de Laval : ανακάλυψε τον ατμοστρόβιλο διότι ήθελε να κινήσει τον αποβουτυρωτή γάλακτος που είχε εφεύρει.
- Charles Parsons : κατασκεύασε τον πρώτο πολυβάθμιο ατμοστρόβιλο με σκοπό να κινήσει το μοναδι-

κό πλοίο του (ονόματι Turbinia). Δεν κατάφερε όμως αμέσως να πείσει το βρετανικό ναυτικό για τα πλεονεκτήματα της μηχανής του. Το κατάφερε λίγο καιρό αργότερα ενοχλώντας μία επίδειξη του βρετανικού ναυτικού όταν κανένα από τα πλοία του δεν κατάφερε να προσεγγίσει το Turbinia.

*Πώς παράγεται το ωφέλιμο μηχανικό έργο σε έναν ατμοστρόβιλο;*

### **Θερμοδυναμικό κύκλο**

Θερμοδυναμικός κύκλος : Κυκλική διεργασία η οποία αποτελείται από μία σειρά απλούστερων θερμοδυναμικών διεργασιών μεταφέροντας θερμότητα και έργο, καθώς μεταβάλλονται ή κρατούνται σταθεροί οι θερμοδυναμικοί παράγοντες (πίεση, θερμοκρασία, κτλ)

Οι θερμοδυναμικοί κύκλοι ταξινομούνται σε διάφορες κατηγορίες :

#### **Κύκλοι αερίου**

Το ρευστό λειτουργίας διατηρείται σε όλη τη διάρκεια του κύκλου σε αέρια φάση.

#### **Κύκλοι ατμού**

Το ρευστό λειτουργίας βρίσκεται σε κατάσταση ατμού και σε υγρή κατάσταση.

#### **Κλειστοί κύκλοι**

Το ρευστό λειτουργίας επανέρχεται στο τέλος του κύκλου στην αρχική του κατάσταση και επανακυκλοφορεί.

#### **Ανοιχτοί κύκλοι**

Το ρευστό λειτουργίας δεν επανακυκλοφορεί και στο τέλος κάθε κύκλου ανανεώνεται.

Παραδείγματα θερμοδυναμικών κύκλων :

1. Carnot
2. Diesel
3. Otto
4. Ericsson
5. Brayton

## **6. Rankine**

1. Carnot : Προτάθηκε από τον Nicolas Carnot το 1824 και αποτελεί τον πιο αποδοτικό κύκλο από όλους που υπάρχουν στη μετατροπή μίας συγκεκριμένης ποσότητας θερμότητας σε ωφέλιμο έργο.
2. Diesel : Προτάθηκε από τον Rudolph Diesel το 1897 και περιγράφει τον κύκλο των γνωστών μηχανών Diesel.
3. Αν και δεν είναι σίγουρο ποιος πρότεινε το κύκλο πρώτος, ο Γερμανός μηχανικός Nicolaus Otto ήταν ο πρώτος που κατασκεύασε αυτοκίνητο με μηχανή Otto.
4. Προτάθηκε από τον John Ericsson.
5. Προτάθηκε από τον George Brayton.
6. Προτάθηκε από τον σκοτσέζο William John Macquorn Rankine και αποτελεί το πιο σημαντικό θερμοδυναμικό κύκλο για το μάθημα αυτό αφού αποτελεί τον κύκλο που χρησιμοποιούν οι ατμοστρόβιλοι.

Ερώτηση : αφού ο κύκλος Carnot έχει το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης για συγκεκριμένα θερμοδοχεία, γιατί δεν κατασκευάζουμε θερμικές μηχανές που ακολουθούν τον κύκλο αυτό;

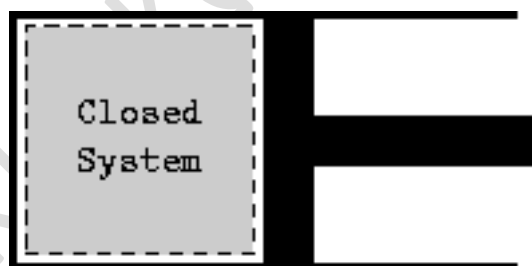
Απάντηση : Είναι πρακτικά αδύνατο να πετύχουμε τις ισοθερμοκρασιακές μεταβολές που απαιτούνται. Γι αυτό χρησιμοποιούνται άλλοι κύκλοι μικρότερου βαθμού απόδοσης όπως ο κύκλος Rankine.

Πριν όμως προχωρήσουμε στη μελέτη του κύκλου Rankine ας κάνουμε μία μικρή επανάληψη στις θεμελιώδεις έννοιες της Θερμοδυναμικής.

### ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ

Θερμοδυναμικό σύστημα είναι ένα σύστημα που αλληλεπιδράει με το περιβάλλον του κατά δύο τουλάχιστον τρόπους, ένας εκ των οποίων είναι η διάδοση θερμότητας.

Κλασικό παράδειγμα θερμοδυναμικού συστήματος είναι μία ποσότητα αερίου εγκλωβισμένη σε κύλινδρο με έμβολο, όπως στους κυλίνδρους των μηχανών αυτοκινήτων.



Αν ο κύλινδρος έχει διατομή  $A$  και η πίεση που ασκεί το σύστημα στο έμβολο είναι  $p$ , τότε η ολική δύναμη  $F$  που εξασκείται από το σύστημα είναι

$$F = pA.$$

Όταν το έμβολο μετακινηθεί προς τα έξω κατά  $dx$  το απειροστό έργο  $dW$  θα δίνεται από

$$dW = Fdx = pAdx = pdV,$$

αφού,  $Adx = dV$ .

Για μία πεπερασμένη επομένως μεταβολή από  $V_1$  σε  $V_2$  έχουμε ότι

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p dV.$$

Στην ειδική περίπτωση όπου  $p = \text{σταθερό}$ , τότε

$$W = p(V_2 - V_1) > 0, \text{ εάν } V_2 > V_1.$$

*Παράδειγμα: Ισόθερμη εκτόνωση ιδανικού αερίου*

Για ιδανικό αέριο  $pV = nRT \Rightarrow p = \frac{nRT}{V}$ .

Το έργο τότε ισούται με

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{nRT}{V} dV = nRT \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V} dV = nRT (\ln V_2 - \ln V_1),$$

ή ισοδύναμα

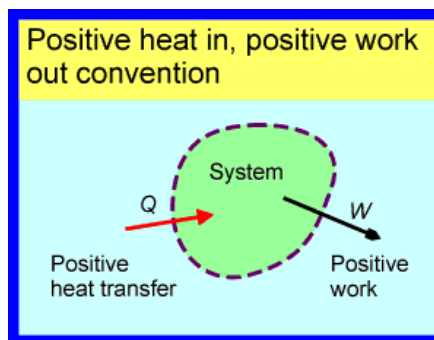
$$W = nRT \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right) > 0, \text{ σε εκτόνωση.}$$

Σε συμπίεση  $V_2 < V_1$  και τότε

$$W = nRT \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right) < 0.$$

Τέλος παραδείγματος

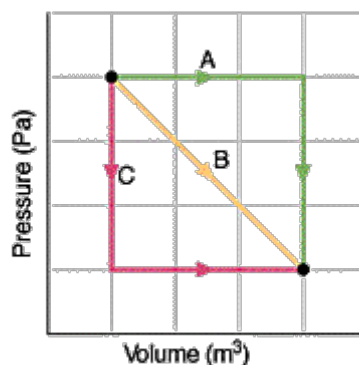
Πότε λοιπόν το έργο είναι θετικό και πότε αρνητικό; Χρησιμοποιούμε την εξής παραδοχή :



Όταν προστίθεται ενέργεια στο σύστημα και παράγεται έργο από αυτό, τα  $Q$  (θερμότητα) και  $W$  (έργο) είναι θετικά. Στην αντίθετη περίπτωση είναι αρνητικά (αυτό όμως είναι παραδοχή. Μπορούσαμε να είχαμε επιλέξει το ανάποδο. Από τη στιγμή όμως που θα επιλέξουμε κάποιο δεν μπορούμε να το αλλάξουμε).

Διαδρομή : Ονομάζεται το σύνολο των ενδιάμεσων καταστάσεων κατά την μετάβαση ενός συστήματος από μία αρχική κατάσταση σε μία τελική.

Π.χ. Τρεις διαφορετικές διαδρομές από το ένα σημείο στο άλλο.



Το παραγόμενο έργο για κάθε διαδρομή ισούται με το αντίστοιχο εμβαδό κάτω από την εκάστοτε καμπύλη. Για την ίδια λοιπόν αρχική και τελική κατάσταση (όπως στο παραπάνω σχήμα) το παραγόμενο έργο θα είναι διαφορετικό για κάθε μία από αυτές.

Γενικεύοντας βλέπουμε ότι : **Το παραγόμενο έργο από ένα σύστημα δεν εξαρτάται μόνο από την αρχική και τελική κατάσταση αλλά και από τη συγκεκριμένη διαδρομή που ακολουθήθηκε για να μεταβεί από την αρχική στην τελική κατάσταση.**

## ΠΡΩΤΟΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΣ ΝΟΜΟΣ

Εκφράζει την εμπειρία που έχει αποκτηθεί στους αιώνες και δεν αποδεικνύεται με μαθηματικούς συλλογισμούς. Είναι όμως ένα αξίωμα (ως εκ τούτου ο τίτλος νόμος είναι οριακά καταχρηστικός) το οποίο δεν έχει διαψευστεί ούτε μία φορά στην ιστορία της επιστήμης. Πόσο σοβαρά πρέπει να πάρουμε το αξίωμα αυτό παρόλο που δεν αποδεικνύεται; Μπορούμε να στοιχηματίσουμε και τη ζωή μας σχεδόν στο αξίωμα αυτό.

Έχει δύο σκέλη. Το πρώτο ασχολείται σχετικά με την εσωτερική ενέργεια και το δεύτερο με την θερμότητα και το έργο.

Τι είναι όμως η εσωτερική ενέργεια;

Απλοϊκά είναι το άθροισμα των κινητικών και δυναμικών ενεργειών όλων των ατόμων που αποτελούν το σύστημα και εκφράζεται προφανώς σε μονάδες J. Το πρόβλημα με τον ορισμό αυτό είναι ότι είναι αδύνατο να μετρήσουμε τις ενέργειες όλων των ατόμων. Για το λόγο αυτό μας ενδιαφέρει η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας ως προς κάποια αρχική τιμή που μπορεί να υπολογιστεί. Τη μέθοδο αυτή δεν τη συναντάμε πρώτη φορά. Ακριβώς το ίδιο κάναμε και για τον υπολογισμό της δυναμικής ενέργειας ενός

βαρυτικού πεδίου. Την εσωτερική ενέργεια τη συμβολίζουμε με  $U$  και παριστάνουμε τη μεταβολή της με  $\Delta U$ . Μπορούμε τότε να γράψουμε το πρώτο θερμοδυναμικό νόμο ως εξής:

$$\Delta U = Q - W.$$

Σε μορφή διαφορικών η παραπάνω εξίσωση γράφεται ως

$$dQ = dU + dW,$$

ή ισοδύναμα εκφρασμένη ανά μονάδα μάζας

$$dq = du + dw.$$

Η παραπάνω εξίσωση σημαίνει ότι όταν σε ένα σύστημα προσφέρεται θερμότητα  $dQ$ , μέρος της ενέργειας αυτής παραμένει στο σύστημα αυξάνοντας την εσωτερική του ενέργεια κατά  $dU$  ενώ το υπόλοιπο αποτελεί το παραγόμενο από το σύστημα έργο προς το περιβάλλον του.

Ποια η ιδιαιτερότητα της εσωτερικής ενέργειας;

Ενώ το έργο και η θερμότητα εξαρτώνται από τη ακολουθούμενη διαδρομή (όπως είπαμε πριν), η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας  $\Delta U$  εξαρτάται από ακολουθούμενη διαδρομή ΑΛΛΑ μόνο από την αρχική και τελική κατάσταση. Οι μεταβολές επομένως των  $dQ$  και  $dW$  λαμβάνουν χώρα με τέτοιο τρόπο ώστε η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας να είναι ανεξάρτητη της διαδρομής.

Πώς όμως το γνωρίζουμε αυτό; Σε όλα τα πειράματα που έχουν γίνει δεν έχει βρεθεί ούτε μία θερμοδυναμική μεταβολή, για δεδομένες αρχικές και τελικές καταστάσεις, από την οποία να εξαρτάται η τιμή της μεταβολής της εσωτερικής ενέργειας.

## ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑΤΑ ΠΡΩΤΟΥ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΝΟΜΟΥ

**Αδιαβατική μεταβολή:** Η μεταβολή κατά την οποία  $\Delta Q = 0$ . Τότε  $\Delta U = U_2 - U_1 = -W$ .

Επειδή όμως  $W = \int p dV$ , έχουμε:

α) εκτόνωση:  $W > 0 \rightarrow \Delta U < 0$  και η εσωτερική ενέργεια ελαττώνεται

β) συμπίεση:  $W < 0 \rightarrow \Delta U > 0$  και η εσωτερική ενέργεια αυξάνεται

**Ισόχωρη μεταβολή:** Η μεταβολή κατά την οποία  $\Delta V = 0$ . Τότε  $W = \int p dV = 0$  και  $\Delta U = U_2 - U_1 = Q$ .

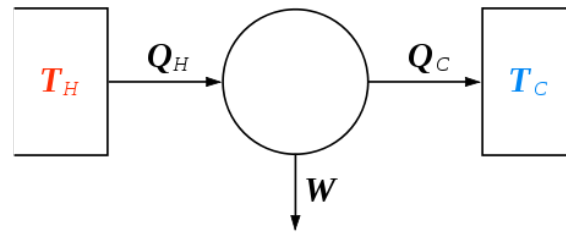
Όλη η ενέργεια λοιπόν που προστίθεται στο σύστημα υπό μορφή θερμότητας οδηγεί αποκλειστικά στη μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας.

**Ισοβαρής μεταβολή:** Η μεταβολή κατά την οποία πραγματοποιείται υπό σταθερή πίεση. Καμία από τις ποσότητες  $Q$ ,  $W$ ,  $\Delta U$  δεν είναι μηδέν. Το δε έργο υπολογίζεται εύκολα αφού

$$W = p \int dV = p(V_2 - V_1).$$

## ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΜΗΧΑΜΗΣ

**Θερμική μηχανή :** Ένα είδος μηχανής που μετασχηματίζει τη θερμότητα σε μηχανικό έργο **χρησιμοποιώντας τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ ενός ζεστού και κρύου θερμοδοχείου.**



Ας θυμηθούμε τη σύμβαση για τα πρόσημα των  $Q$  και  $W$ .

Όταν προστίθεται ενέργεια στο σύστημα και παράγεται έργο από αυτό, τα  $Q$  (θερμότητα) και  $W$  (έργο) είναι θετικά. Στην αντίθετη περίπτωση είναι αρνητικά.

Σύμφωνα με την παραπάνω παραδοχή, τα  $Q_H$  και  $W$  είναι θετικά (αφού προστίθεται ενέργεια στο σύστημα και παράγεται έργο από αυτό), ενώ το  $Q_C$  είναι αρνητικό.

Η μηχανή επομένως που εδώ συμβολίζεται με έναν κύκλο, παίρνει θερμότητα από τη ζεστή δεξαμενή  $Q_H$  για να παράξει ωφέλιμο μηχανικό έργο  $W$  και να απορρίψει θερμότητα  $Q_C$  στην κρύα δεξαμενή.

Το παραπάνω σχήμα ονομάζεται **διάγραμμα ροής ενέργειας** και είναι πολύ σημαντικό για να καθορίσουμε τα πρόσημα των υπό εξέταση μεγεθών.

Ας υπολογίσουμε τώρα το θερμικό βαθμό απόδοσης της θερμικής αυτής μηχανής.

Σε ένα πλήρη κύκλο η μηχανή απορροφάει θερμότητα  $Q$  ίση με

$$Q = Q_H - |Q_C|,$$

όπου τα απόλυτα εξασφαλίζουν την ορθότητα των πρόσημων. Σε ένα πλήρη κύκλο επίσης η αρχική και τελική

κατάσταση ταυτίζονται και επομένως  $\Delta U = 0$ . Χρησιμοποιώντας τότε το πρώτο θερμοδυναμικό νόμο έχουμε ότι

$$Q = \Delta U + W \Rightarrow W = Q \Rightarrow W = Q_H - |Q_C|.$$

Ορίζοντας τέλος το θερμικό βαθμό απόδοσης της μηχανής

$$\eta_{th} \text{ ως } \eta_{th} \equiv \frac{W}{Q_H}, \text{ προκύπτει}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H}.$$

Ανά μονάδα μάζας, η παραπάνω εξίσωση γράφεται

$$\eta_{th} = \frac{w}{q_H} = \frac{q_H - |q_C|}{q_H} = 1 - \frac{|q_C|}{q_H}.$$

Τέλος στην βιβλιογραφία απαντάται επίσης και η ακόλουθη έκφραση

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - |q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}}.$$

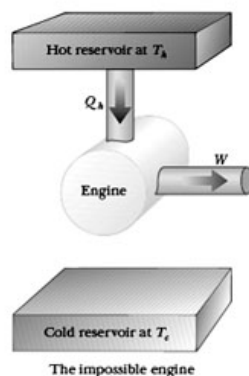
Παρατηρήσεις:

1. Στην ιδανική περίπτωση θα μπορούσαμε να μετατρέψουμε όλη τη θερμότητα  $Q_H$  σε ωφέλιμο έργο. Τότε θα είχαμε ότι  $Q_C = 0$  και ο βαθμός απόδοσης θα ήταν ίσος με τη μονάδα  $\eta_{th} = 1$ . Η τιμή αυτή αποτελεί τη μέγιστη θεωρητική τιμή του  $\eta_{th}$  και δεν είναι εφικτή στην πραγματικότητα.
2. Ο βαθμός απόδοσης ορίζεται ως ο λόγος δύο ποσοτήτων ενέργειας (εκφρασμένες σε J) και ως εκ τούτου είναι αδιάστατος αριθμός (χωρίς μονάδες).

3. Μεγάλη προσοχή απαιτείται όταν αποφασίσουμε τα πρόσημα για τη θερμότητα και το έργο σε όλα τα προβλήματα. Πιθανό λάθος θα οδηγήσει σε βέβαια σφάλματα.

## ΔΕΥΤΕΡΟΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΣ ΝΟΜΟΣ

Από τη παρατήρηση 1 παραπάνω είδαμε ότι δεν είναι δυνατό να φτιαχτεί θερμική μηχανή η οποία να μετατρέπει όλη τη παρεχόμενη θερμότητα σε έργο. Η διατύπωση αυτή αποτελεί μία από τις πολλές διατυπώσεις του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου (ή αξιώματος). Σχηματικά μία μηχανή με την παρακάτω ροή ενέργειας είναι αδύνατο να υπάρξει:



Ισοδύναμα μπορούμε να πούμε ότι είναι αδύνατο για οποιαδήποτε μεταβολή να έχει σαν μοναδικό αποτέλεσμα την μεταφορά θερμότητας από ένα ψυχρότερο σώμα σε ένα θερμότερο.

## ΕΝΤΡΟΠΙΑ

Η παραπάνω διατύπωση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου δεν αποτελεί κάποια εξίσωση αλλά μία σχέση αδυνατότητας. Είναι όμως δυνατό να διατυπωθεί και ποσοτικά

εισάγοντας την έννοια της εντροπίας. Η εντροπία αποτελεί ένα από τα πιο περίεργα μεγέθη στη φύση και με απλά λόγια είναι μία μακροσκοπική ιδιότητα ενός θερμοδυναμικού συστήματος που περιγράφει την μικροσκοπική αταξία του συστήματος.

Συμβολίζεται με  $S$  και ορίζεται ως εξής:

$$dS = \frac{dQ}{T}.$$

Για οποιαδήποτε αντιστρεπτή μεταβολή έχουμε ότι

$$\Delta S = \int_{in}^f \frac{dQ}{T}.$$

Οι διαστάσεις του μεγέθους της εντροπίας ορίζονται από την παραπάνω εξίσωση και εκφράζονται σε J/K. Εφ' όσον ενδιαφέρει η εντροπία ανά μονάδα μάζας του εργαζόμενου σώματος (ειδική εντροπία  $s$ ) τότε οι διαστάσεις είναι J/K/kg και ισούται με

$$ds = \frac{dq}{T}.$$

Όπως με την εσωτερική ενέργεια έτσι και με την εντροπία, η μεταβολή  $\Delta S$  δεν εξαρτάται από τη διαδρομή αλλά μόνο από την αρχική (in) και τελική κατάσταση (f). Αυτό σημαίνει ότι η ολική μεταβολή της εντροπίας κατά την διάρκεια οποιουδήποτε αντιστρεπτού κύκλου ισούται με μηδέν:

$$\Delta S = \oint \frac{dQ}{T} = 0.$$

Για μη αντιστρεπτή κυκλική διεργασία προφανώς, η μεταβολή της εντροπίας θα είναι πάντα θετική. Δηλαδή η τελική τιμή θα είναι πάντα μεγαλύτερη της αρχικής

$$\Delta S = \oint \frac{dQ}{T} > 0.$$

Μπορούμε να συμπεριλάβουμε και τις δύο περιπτώσεις γράφοντας ότι για οποιαδήποτε κυκλική διεργασία (αντιστρεπτή ή μη) η μεταβολή της εντροπίας είναι μεγαλύτερη ή ίση του μηδενός,

$$\Delta S \geq 0.$$

Μπορούμε επομένως να περιγράψουμε το δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο με όρους εντροπίας ως εξής: **Δεν υπάρχει φυσική μεταβολή κατά την οποία η ολική εντροπία μειώνεται όταν συμπεριληφθούν όλα τα συστήματα που λαμβάνουν μέρος στη μεταβολή.**

Ισοδύναμα μπορούμε να πούμε ότι η εντροπία περιγράφει το βαθμό της αταξίας ενός συστήματος. Για παράδειγμα δεν θα δούμε ποτέ ένα φλιτζάνι καφέ να ζεσταίνεται από μόνο του, ένα σπασμένο ποτήρι να κολλάει από μόνο του κτλ.

## ΕΝΘΑΛΠΙΑ

Η ενθαλπία  $H$  αποτελεί άλλο ένα ιδιαίτερα σημαντικό μέγεθος το οποίο ορίζεται ως:

$$H = U + pV,$$

εκφράζεται σε μονάδες ενέργειας και ισούται με το άθροισμα της εσωτερικής ενέργειας ενός θερμοδυναμικού συστήματος με το γινόμενο της πίεσης επί τον όγκο του.

Εμφανίζεται σε πολλούς υπολογισμούς και ως εκ τούτου χρησιμοποιείται συχνότατα. Ένας τρόπος για να καταλάβουμε πως προκύπτει είναι να θεωρήσουμε μία ισοβαρής μεταβολή,  $p = \text{σταθερή}$ . Από τον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής έχουμε ότι :

$$\Delta U = U_2 - U_1 = Q - W = Q - p(V_2 - V_1).$$

$$\text{Τότε όμως: } (U_2 + pV_2) - (U_1 + pV_1) = Q \Rightarrow H_2 - H_1 = Q.$$

Για μία ισοβαρή μεταβολή επομένως η μεταβολή της ενθαλπίας  $\Delta H$  ισούται με το πόσο της θερμότητας  $Q$  του συστήματος.

Όμοια ορίζουμε την ειδική ενθαλπία  $h$  ως:

$$h = u + pv,$$

εκφραζόμενη σε μονάδες J/kg.

## ΕΠΑΝΑΛΗΨΗ ΤΩΝ ΧΡΗΣΙΜΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

$$dq = du + dw$$

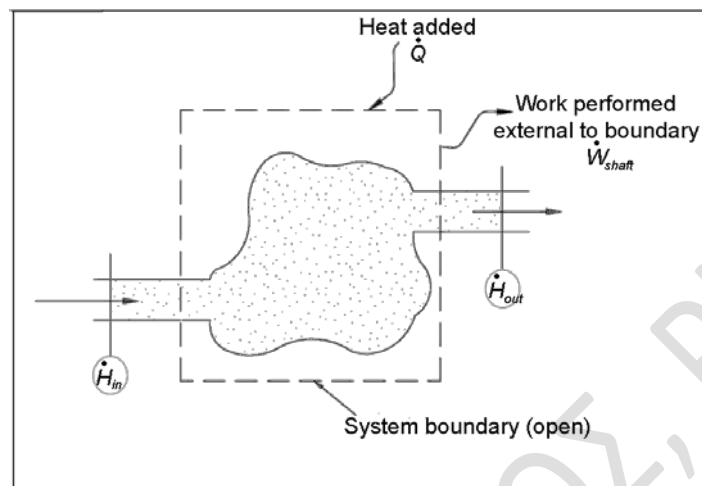
$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - |q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}}$$

$$ds = \frac{dq}{T}$$

$$h = u + pv$$

## ΔΙΑΤΗΡΗΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΓΙΑ ΑΝΟΙΧΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ

Ας υποθέσουμε το ανοιχτό σύστημα του παρακάτω σχήματος:



Μία ποσότητα μάζας εισέρχεται από τα αριστερά της διάταξης και εξέρχεται από τα δεξιά της. Στο εξής η διάταξη θα ονομάζεται **όγκος ελέγχου**. Οι οριακές επιφάνειες του όγκου ελέγχου ονομάζονται **επιφάνειες ελέγχου**. Οι επιφάνειες ελέγχου μπορεί να είναι σταθερές (ψυγείο αυτοκινήτου) ή κινητές (μηχανή εσωτερικής καύσης). Πριν θεμελιώσουμε όμως μία έκφραση για τη διατήρηση της ενέργειας στα ανοιχτά συστήματα, ας εισάγουμε πρώτα την έννοια του **έργου ροής**. Σε αντίθεση με τα κλειστά συστήματα, οι όγκοι ελέγχου στα ανοιχτά συστήματα περιλαμβάνουν επιπλέον και ροή μάζας διαμέσου των επιφανειών ελέγχου (σημειώνουμε εδώ ότι οι επιφάνειες ελέγχου δεν είναι κατ' ανάγκη όλες πραγματικές. Υπάρχουν και επιφάνειες ελέγχου που είναι φανταστικές και από αυτές κινείται η ροή μάζας. Αν δεν υπήρχαν φανταστικές επιφάνειες ελέγχου το σύστημα θα ήταν κλειστό). Με ποια διαδικασία όμως κινείται η μάζα στο εσωτερικό του όγκου ελέγχου; Προφανώς απαιτείται κάποιο έργο για να διατηρηθεί η ροή

ή. Το έργο αυτό ονομάζεται έργο ροής,  $W_f$ , και δίνεται από,

$$W_f = pV,$$

ή  $w_f = p\nu$  ανά μονάδα μάζας. Το έργο ροής λοιπόν εκφράζει το έργο που πρέπει να δαπανηθεί για να κινήσει ένα ορισμένο όγκο του ρευστού μέσα στον όγκο ελέγχου. Είναι τώρα εύκολο να δούμε ότι για κλειστά συστήματα όπου δεν υπάρχει ροή, η παραπάνω εξίσωση δεν περιλαμβάνεται στην έκφραση της ολικής ενέργειας του ρευστού. Για ανοιχτά όμως συστήματα είμαστε υποχρεωμένοι να συμπεριλάβουμε και το έργο ροής στο ενεργειακό ισοζύγιο ενός συστήματος.

Με τι ισούται όμως η ολική ενέργεια ενός ρευστού,  $E_{ολική}$ ; Για κλειστά συστήματα η απάντηση είναι εύκολη. Με το άθροισμα της κινητικής, δυναμικής και εσωτερικής ενέργειας.

$$E_{ολική} = KE + \Delta E + U = \frac{1}{2}mv^2 + mgz + U,$$

όπου,

$\nu$ ,  $z$  είναι η ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου και η υψομετρική διαφορά από κάποιο επίπεδο αναφοράς αντίστοιχα.

**ΣΗΜΕΙΩΣΗ:** δεν πρέπει να υπάρχει σύγχυση μεταξύ της δυναμικής και της εσωτερικής ενέργειας ενός ρευστού. Η δυναμική ενέργεια ορίζεται ως προς κάποιο αυθαίρετο επίπεδο αναφοράς και είναι ανεξάρτητο της θερμοδυναμικής κατάστασης του μέσου. Για παράδειγμα μία μπάλα σε ύψος 1m από την επιφάνεια της θάλασσας έχει μία σταθε-

ρή τιμή δυναμικής ενέργειας ανεξαρτήτως της θερμοδυναμικής της κατάστασης.

Στα ανοιχτά συστήματα από την άλλη πρέπει να συμπεριλάβουμε άλλη μία μορφή ενέργειας, το έργο ροής,  $W_f$ .

$$E_{ολική} = KE + \Delta E + U + W_f = \frac{1}{2}mv^2 + mgz + U + pV.$$

Εάν συγχρόνως ανταλλάσσονται ποσά θερμότητας,  $Q$ , και έργου,  $W$ , τότε το παραπάνω αποτέλεσμα θα πρέπει να τα συμπεριλάβει και αυτά. Στην γενικότερη περίπτωση λοιπόν η ολική ενέργεια για ανοιχτά συστήματα δίνεται από

$$E_{ολική} = \frac{1}{2}mv^2 + mgz + U + pV + Q + W.$$

Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί ότι η ανάλυση που γίνεται εδώ προϋποθέτει κάποιες παραδοχές οι οποίες δεν έχει αναφερθεί μέχρι τώρα. Έχουμε λοιπόν θεωρήσει σταθεροποιημένη ροή. Αυτό σημαίνει ότι οι ιδιότητες του ρευστού δεν αλλάζουν με το χρόνο σε οποιοδήποτε σημείο. Μπορεί βεβαίως να είναι διαφορετικές από σημείο σε σημείο, αλλά για κάθε ένα από αυτά παραμένουν σταθερές.

Διατήρηση της ενέργειας λοιπόν σημαίνει ότι η ενέργεια που εισέρχεται σε ένα όγκο ελέγχου θα ισούται με την ενέργεια που εξέρχεται από αυτόν. Με άλλα λόγια δεν θα υπάρχει μεταβολή στην ενέργεια που εισέρχεται και αυτή που εξέρχεται, δηλαδή

$$\Delta E_{εισ-εξ} = 0.$$

Η ολική ενέργεια που εισέρχεται όμως,  $\sum E_{ολική-εισόδου}$ , δίνεται από

$$\sum E_{\text{ολική-εισόδου}} = \frac{1}{2} m v_{\text{εισ}}^2 + U_{\text{εισ}} + Q_{\text{in}} + W_{\text{in}} + p_{\text{εισ}} V_{\text{εισ}} + m g z_{\text{εισ}}.$$

Αντίστοιχα η ολική ενέργεια εξόδου,  $\sum E_{\text{ολική-εξόδου}}$ , ισούται με

$$\sum E_{\text{ολική-εξόδου}} = \frac{1}{2} m v_{\text{εξ}}^2 + U_{\text{εξ}} + Q_{\text{out}} + W_{\text{out}} + p_{\text{εξ}} V_{\text{εξ}} + m g z_{\text{εξ}}.$$

Εφαρμόζοντας στη συνέχεια τη διατήρηση της ενέργειας έχουμε ότι

$$\sum E_{\text{ολική-εισόδου}} - \sum E_{\text{ολική-εξόδου}} = 0,$$

ή ισοδύναμα (εκφρασμένη ανά μονάδα μάζας)

$$\begin{aligned} \Delta \epsilon_{\text{εισ-εξ}} &= \frac{1}{2} v_{\text{εξ}}^2 + u_{\text{εξ}} + q_{\text{out}} + w_{\text{out}} + p_{\text{εξ}} v_{\text{εξ}} + g z_{\text{εξ}} - \\ &- \left( \frac{1}{2} v_{\text{εισ}}^2 + u_{\text{εισ}} + q_{\text{in}} + w_{\text{in}} + p_{\text{εισ}} v_{\text{εισ}} + g z_{\text{εισ}} \right) = 0. \end{aligned}$$

Αναδιοργανώνοντας τους όρους,

$$\begin{aligned} \Delta \epsilon_{\text{εισ-εξ}} &= \frac{1}{2} (v_{\text{εξ}}^2 - v_{\text{εισ}}^2) + (u_{\text{εξ}} + p_{\text{εξ}} v_{\text{εξ}} - u_{\text{εισ}} - p_{\text{εισ}} v_{\text{εισ}}) + (q_{\text{out}} - q_{\text{in}}) + \\ &+ (w_{\text{out}} - w_{\text{in}}) + g (z_{\text{εξ}} - z_{\text{εισ}}) = 0. \end{aligned}$$

Χρησιμοποιώντας όμως ότι

$$h_{\text{εξ,εισ}} = u_{\text{εξ,εισ}} + p_{\text{εξ,εισ}} v_{\text{εξ,εισ}},$$

βρίσκουμε τελικά

$$\frac{1}{2} (v_{\text{εξ}}^2 - v_{\text{εισ}}^2) + (h_{\text{εξ}} - h_{\text{εισ}}) + (q_{\text{out}} - q_{\text{in}}) + (w_{\text{out}} - w_{\text{in}}) + g (z_{\text{εξ}} - z_{\text{εισ}}) = 0,$$

ή

$$q - w = (h_{εξ} - h_{εισ}) + \frac{1}{2}(v_{εξ}^2 - v_{εισ}^2) + g(z_{εξ} - z_{εισ}), \quad [1]$$

όπου  $q = q_{in} - q_{out}$  και  $w = w_{out} - w_{in}$ .

Η παραπάνω έκφραση εκφράζει τον πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα (κατά τη διάρκεια των σημειώσεων θα χρησιμοποιούνται οι όροι νόμος και αξίωμα κατά βούληση) για ανοιχτά συστήματα συνεχούς ροής.

### ΣΗΜΕΙΩΣΕΙΣ:

- 1) Η ενθαλπία αντικαθιστά την εσωτερική ενέργεια στην μαθηματική εξίσωση του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου όταν στο υπό μελέτη σύστημα υπάρχει ροή μάζας. Ο λόγος για αυτό είναι ότι σε ανοιχτά συστήματα πρέπει να συμπεριλάβουμε και το έργο ροής δημιουργώντας με αυτό τον τρόπο τον όρο  $u + pv$  που δεν είναι τίποτα άλλο από την ενθαλπία.
- 2) Το αποτέλεσμα [1] ισχύει για συστήματα με μία είσοδο και μία έξοδο. Η γενίκευση όμως είναι προφανής. Για  $i$  εισόδους και  $j$  εξόδους γράφεται ως

$$q - w = + \sum_j \left( h_{j,εξ} + \frac{1}{2} v_{j,εξ}^2 + g z_{j,εξ} \right) - \sum_i \left( h_{i,εισ} + \frac{1}{2} v_{i,εισ}^2 + g z_{i,εισ} \right).$$

- 3) Το αποτέλεσμα [1] περιέχει περισσότερους όρους σε σχέση με την γνωστή έκφραση για τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο για ανοιχτά συστήματα,  $dq = dh + dw$ . Ο λόγος είναι ότι στη περίπτωση μας συμπεριλάβαμε την κινητική και την δυναμική ενέρ-

για του εργαζόμενου μέσου τις οποίες είχαμε αμελήσει μέχρι τώρα. Έτσι λοιπόν για περιπτώσεις όπου οι κινητική και δυναμική ενέργειες είναι αμελητέες,

$$(w_{\text{out}} - w_{\text{in}}) + (h_{\varepsilon\xi} - h_{\varepsilon\sigma}) \gg \frac{1}{2}(v_{\varepsilon\xi}^2 - v_{\varepsilon\sigma}^2),$$

$$(w_{\text{out}} - w_{\text{in}}) + (h_{\varepsilon\xi} - h_{\varepsilon\sigma}) \gg g(z_{\varepsilon\xi} - z_{\varepsilon\sigma}),$$

έχουμε ότι

$$dq = dh + dw.$$

Παραδείγματα του (γενικευμένου) πρώτου θερμοδυναμικού αξιώματος

✚ Ατμοστρόβιλος:  $q = 0$ ,  $z_{\varepsilon\sigma} \approx z_{\varepsilon\xi}$ .

$$-w = (h_{\varepsilon\xi} - h_{\varepsilon\sigma}) + \frac{1}{2}(v_{\varepsilon\xi}^2 - v_{\varepsilon\sigma}^2).$$

✚ Εξίσωση Bernoulli:  $q = 0 = w$ .

$$h_{\varepsilon\sigma} + \frac{1}{2}v_{\varepsilon\sigma}^2 + gz_{\varepsilon\sigma} = h_{\varepsilon\xi} + \frac{1}{2}v_{\varepsilon\xi}^2 + gz_{\varepsilon\xi} = \text{σταθερό}.$$

## ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Rankine αποτελεί το πιο παλιό κύκλο που χρησιμοποίησε ο άνθρωπος. Ο λόγος για τον οποίο όχι μόνο είναι ο πρώτος αλλά και με διαφορά ο πιο διαδεδομένος στον κόσμο, είναι διότι ανακαλύφθηκε με σκοπό να χρησιμοποιήσει τις θερμοδυναμικές ιδιότητες ενός πολύ γνωστού και άφθονου εργαζόμενου μέσου, του

νερού. Είναι τόσο διαδεδομένος που στις μέρες μας περίπου το 80% της παγκοσμίας παραγωγής ενέργειας σε διάφορους σταθμούς παράγεται με τον κύκλο Rankine.

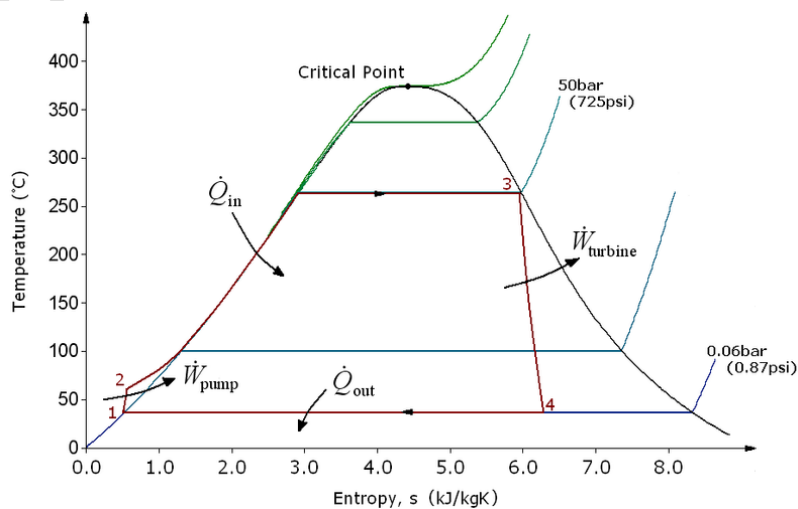
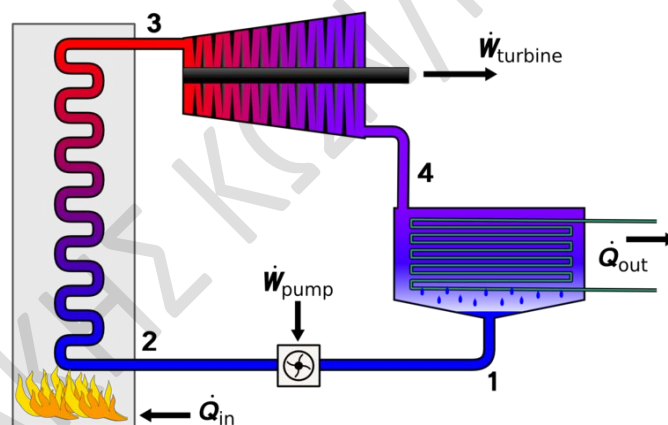
Αποτελείται από τις ακόλουθες τέσσερις διεργασίες :

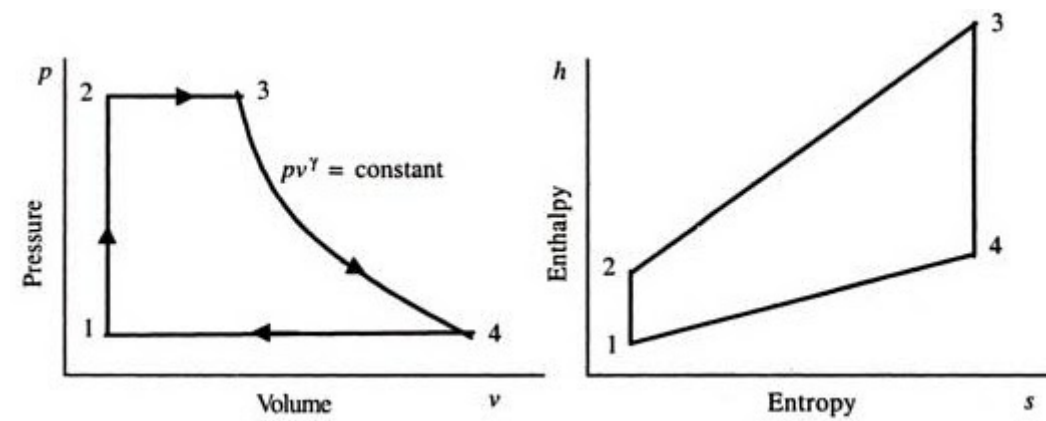
1 – 2 : Ισεντροπική συμπίεση στην αντλία

2 – 3 : Προσθήκη θερμότητας στο βραστήρα σε σταθερή πίεση,  $p = \text{σταθερή}$

3 – 4 : Ισεντροπική εκτόνωση στο στρόβιλο

4 – 1 : Απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή σε σταθερή πίεση,  $p = \text{σταθερή}$





### Τα βήματα με μία ματιά:

Το νερό εισέρχεται στην αντλία (pump) στην κατάσταση 1 με τη μορφή κορεσμένου υγρού και συμπιέζεται ισεντροπικά στην πίεση λειτουργίας του βραστήρα ή λέβητα.

Το νερό εισέρχεται στο βραστήρα (boiler) στη κατάσταση 2 ως συμπιεσμένο νερό και εξέρχεται στην κατάσταση 3 ως κορεσμένος ατμός (η εκδοχή αυτή είναι η απλούστερη. Στις περισσότερες περιπτώσεις ο ατμός που φεύγει από τον βραστήρα είναι υπέρθερμος. Υπάρχουν βέβαια και άλλες διατάξεις που θα μελετήσουμε αναλυτικά).

Στην κατάσταση 3 ο κορεσμένος ατμός εισέρχεται στο στρόβιλο (turbine) στον οποίο εκτονώνεται ισεντροπικά και παράγει έργο.

Κατά την παραγωγή του έργου η πίεση και η θερμοκρασία των ατμών μειώνονται στις τιμές της κατάστασης 4 στην οποία οι υδρατμοί εισέρχονται στον συμπυκνωτή (condenser).

Οι υδρατμοί είναι πλέον μίγμα υγρού-ατμού. Ο υδρατμός συμπυκνώνεται σε σταθερή πίεση στο συμπυκνωτή και αφήνει το συμπυκνωτή με τη μορφή κορεσμένου υγρού για να εισέλθει στην αντλία.

ΣΗΜΕΙΩΣΗ: Η περιοχή κάτω από την καμπύλη 2 – 3 ισοϋται με τη θερμότητα που μεταφέρεται στο νερό μέσα στο βραστήρα. Η περιοχή κάτω από την καμπύλη 4 – 1 παριστάνει τη θερμότητα που απορρίπτεται στο συμπυκνωτή. Η διαφορά μεταξύ αυτών των δύο (μείον προφανώς το έργο που απαιτείται για να λειτουργήσει η αντλία) είναι το καθαρό έργο που αποδίδεται κατά τη διάρκεια ενός κύκλου.

### ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE: ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση για την διατήρηση της ενέργειας [1],

$$q - w = (h_{εξ} - h_{εισ}) + \frac{1}{2}(v_{εξ}^2 - v_{εισ}^2) + g(z_{εξ} - z_{εισ}),$$

μπορούμε να υπολογίσουμε την θερμική απόδοση του ιδανικού κύκλου Rankine. Επειδή τα ποσά θερμότητας που ανταλλάσσονται και τα έργα που παράγονται κατά τη διάρκεια ενός κύκλου είναι κατά πολύ μεγαλύτερα των μεταβολών της κινητικής και δυναμικής ενέργειας, στο εξής τα τελευταία θα θεωρούνται αμελητέα και η εξίσωση ενέργειας θα απλοποιείται ως εξής

$$q - w = h_{εξ} - h_{εισ}. \quad [2]$$

Ας μελετήσουμε στη συνέχεια κάθε ένα από τις διεργασίες του κύκλου Rankine ξεχωριστά.

#### *1 – 2 : Ισεντροπική συμπίεση στην αντλία*

Η συμπίεση είναι ισεντροπική και επομένως  $q = 0$  (θυμηθείτε ότι  $ds = dq/T$ ). Από την εξίσωση [2] έχουμε λοιπόν ότι,

$$W_{\text{αντλία}} = h_2 - h_1. \quad [3]$$

2 – 3 : Προσθήκη θερμότητας στο βραστήρα σε σταθερή πίεση,  $p = \text{σταθερή}$ . Ο βραστήρας και ο συμπυκνωτής δεν παράγουν έργο. Επομένως,

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2. \quad [4]$$

3 – 4 : Ισεντροπική εκτόνωση στο στρόβιλο

Όπως στην ισεντροπική συμπίεση στην αντλία, έτσι και εδώ,  $q = 0$ .

$$W_{\text{στρόβιλος}} = h_3 - h_4. \quad [5]$$

4 – 1 : Απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή σε σταθερή πίεση,  $p = \text{σταθερή}$ . Στον συμπυκνωτή δεν παράγεται όπως είπαμε έργο, επομένως παίρνουμε

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1. \quad [6]$$

Είμαστε επιτέλους σε θέση να υπολογίσουμε το θεωρητικό θερμικό βαθμό απόδοσης του ιδανικού κύκλου Rankine,  $\eta_{\text{th}}$ ,

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{W_{\text{στρόβιλος}} - W_{\text{αντλία}}}{q_{\text{in}}}.$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις [3], [4] και [5] βρίσκουμε ότι:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}. \quad [7]$$

Το αποτέλεσμα [7] μπορεί να γραφτεί ισοδύναμα ως εξής:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{h_3 - h_2 - h_4 + h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}. \quad [8]$$

$$\text{Επειδή όμως } \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} > 0, \text{ έχουμε ότι } \eta_{\text{th}} < 1. \quad [9]$$

Το αποτέλεσμα αυτό αποτελεί μία από τις μαθηματικές εκφράσεις του δεύτερου νόμου της θερμοδυναμικής και δηλώνει ότι υπό οποιεσδήποτε συνθήκες θα υπάρχουν απώλειες που θα μας απαγορεύουν να μετατρέψουμε όλο το ποσό της προσφερόμενης θερμότητας σε ωφέλιμο μηχανικό έργο.

Ας παρατηρήσουμε επίσης ότι ο μόνος τρόπος για να ισούται ο θερμικός βαθμός απόδοσης με τη μονάδα σύμφωνα με το αποτέλεσμα [8] είναι η περίπτωση στην οποία

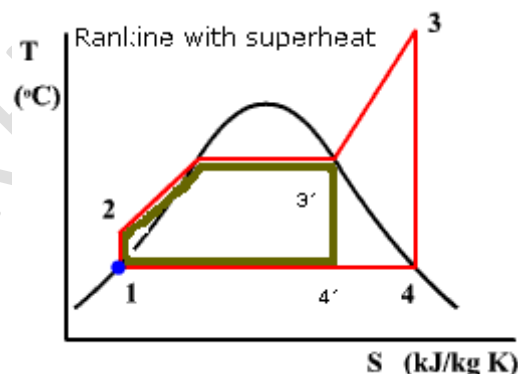
$$h_4 = h_1 \rightarrow h_4 - h_1 = 0 \xrightarrow{[8]} \eta_{\text{th}} = 1.$$

Ίσες επομένως ενθαλπίες σημαίνει ότι τα σημεία 4 (είσοδος στον συμπυκνωτή) και 1 (έξοδος από συμπυκνωτή) ταυτίζονται στο διάγραμμα  $T-s$  και επομένως το ποσό που θα απορρίπτονταν στο ψυχρό θερμοδοχείο θα ήταν μηδενικό. Στην περίπτωση αυτή θα είχαμε καθολική μετατροπή της προσφερόμενης θερμότητας σε ωφέλιμο μηχανικό έργο. Είναι όμως προφανές ότι τα σημεία 4 και 1 δεν μπορούν να ταυτίζονται (φανταστείτε τι μορφή θα είχε ο θερμοδυναμικός κύκλος αν ταυτίζονταν τα σημεία 4 και 1) και επομένως συμπεραίνουμε για άλλη μία φορά ότι θα έχουμε πάντα απώλειες τις οποίες εκφράζουμε μαθηματικά χρησιμοποιώντας την εξίσωση [9].

## ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE: ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΣΗ

Η παραπάνω ανάλυση έγινε για τον απλούστερο δυνατό κύκλο Rankine, ο οποίος όμως δεν έχει τον υψηλότερο δυνατό θερμοτικό βαθμό απόδοσης. Μπορούμε με τις κατάλληλες μετατροπές να αυξήσουμε τον βαθμό απόδοσης κάνοντας με αυτό τον τρόπο πιο οικονομικό το σύστημα μας. Το απλούστερο που μπορούμε να κάνουμε είναι να μετακινήσουμε το σημείο 3 (είσοδος στο στρόβιλο) πάνω και δεξιά στο διάγραμμα  $T-s$  όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα, να υπερθερμάνουμε δηλαδή τον ατμό πριν αυτός εισέλθει στον στρόβιλο (κόκκινος κύκλος).

Η διαφορά μεταξύ του απλού κύκλου (πράσινο) και αυτού με υπερθέρμανση είναι ότι στον πρώτο ο ατμός φεύγει από τον στρόβιλο σε κορεσμένη μορφή ενώ στο δεύτερο είναι υπέρθερμος ατμός. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η εκτόνωση (και η είσοδος στο συμπυκνωτή) να μην γίνεται στο σημείο 4' όπως είδαμε στην αρχή, αλλά στο σημείο 4.



Ο λόγος για τον οποίο η παραπάνω διάταξη έχει μεγαλύτερο θερμοτικό βαθμό απόδοσης μπορεί εύκολα να φανεί αν θυμηθούμε ότι,

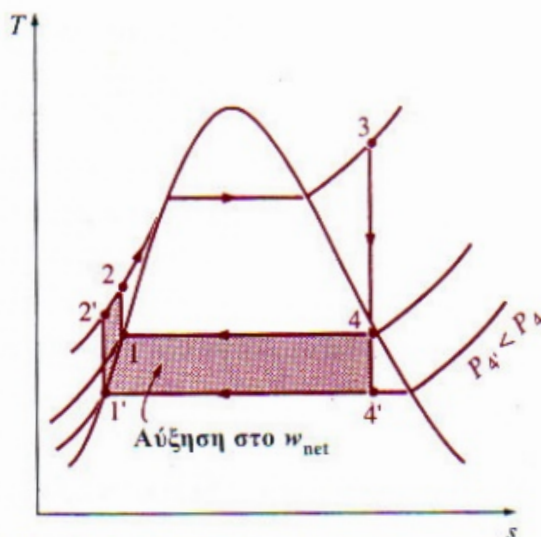
$$W_{\text{net}} = W_{\text{στρόβιλος}} - W_{\text{αντλία}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}},$$

και,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}}$$

Η υπερθέρμανση του ατμού (σημείο 3 στο σχήμα) αυξάνει κατά ένα σημαντικό βαθμό το εμβαδόν κάτω από την καμπύλη 2 - 3 αυξάνοντας με τη σειρά του το μέγεθος  $q_{in}$ . Μπορεί όπως φαίνεται και στο σχήμα να αυξάνεται και το  $q_{out}$ , αλλά είναι προφανές ότι η διαφορά  $q_{in} - q_{out}$  αυξάνεται συνολικά δίνοντας με τον τρόπο αυτό περισσότερο ωφέλιμο μηχανικό έργο. Ισοδύναμα μπορούμε να πούμε ότι ο θερμικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται υπερθερμαίνοντας τον ατμό πριν αυτός εισέλθει στο στρόβιλο διότι το μέγεθος  $q_{in}$  αυξάνεται γρηγορότερα από το  $q_{out}$ , ελαττώνοντας το λόγο  $\frac{|q_{out}|}{q_{in}}$  και αυξάνοντας συγχρόνως το  $1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}}$  που δίνει τον θερμικό βαθμό απόδοσης.

Είδαμε ότι η υπερθέρμανση του ατμού επιφέρει το επιθυμητό αποτέλεσμα. Μπορούμε να επιτύχουμε όμως το ίδιο επιλέγοντας κάποια άλλη μέθοδο από την υπερθέρμανση; Η απάντηση είναι θετική. Μειώνοντας την πίεση του συμπυκνωτή επιτυγχάνουμε μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης. Ο λόγος είναι, όπως φαίνεται και στην σκιαγραφημένη περιοχή του σχήματος, ότι αυξάνεται το ωφέλιμο έργο εξαιτίας της μείωσης της πίεσης από το σημείο 4 στο 4'. Πόσο μπορεί να μειωθεί η πίεση; Χωρίς ιδιαίτερα προβλήματα η πίεση μπορεί να φτάσει αρκετά χαμηλότερα της ατμοσφαιρικής. Χρειάζεται προσοχή όμως διότι πολύ χαμηλή πίεση αυξάνει την πιθανότητα εισροής αέρα μέσα στο συμπυκνωτή, που προφανώς είναι ανεπιθύμητο.



**Σχήμα 9-6** Η επίδραση της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή σ'έναν ιδανικό κύκλο Rankine.

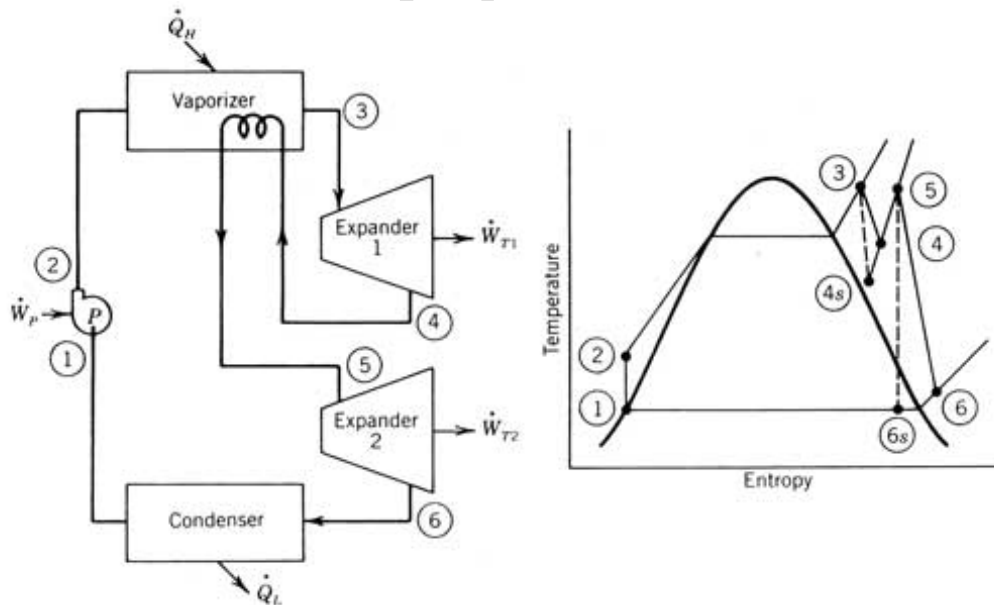
Ο λόγος για τον οποίο προσπαθούμε να αυξήσουμε το θερμικό βαθμό απόδοσης είναι (όπως άλλωστε έχουμε ήδη αναφέρει) ότι το μεγαλύτερο μέρος της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας παράγεται χρησιμοποιώντας κύκλους με υδρατμό και έτσι έτσι και μία μικρή αλλαγή στο βαθμό απόδοσης σημαίνει εξοικονόμηση τεράστιων χρηματικών ποσών.

### ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE: ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΣΗ

Είδαμε αμέσως πριν ότι υπερθερμαίνοντας τον ατμό επιτυγχάνουμε μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης. Θα μπορούσαμε λοιπόν να πούμε ότι βρήκαμε “την κότα με τα χρυσά αυγά” αφού μπορούμε να υπερθερμάνουμε τον ατμό όσο πολύ θέλουμε. Με αυτόν τον τρόπο θα επιτύχουμε τον επιθυμητό για κάθε περίπτωση βαθμό απόδοσης. Δυστυχώς όμως δεν είναι έτσι. Το πρόβλημα έγκειται στο γεγονός ότι ενώ μπορούμε να υπερθερμάνουμε τον ατμό υπάρχει ένα όριο πέρα από το οποίο δημιουργεί πρόβλημα

αντοχής την υλικών της διάταξης. Δεν μπορούμε επομένως να το υπερθερμάσουμε όσο θέλουμε διότι θα καταστρέψουμε το σύστημα παραγωγής ενέργειας. Είμαστε λοιπόν υποχρεωμένοι να βρούμε άλλο τρόπο για να αυξήσουμε παραπέρα το βαθμό απόδοσης. Ο τρόπος αυτός ονομάζεται ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΣΗ.

Γνωρίζουμε ότι υπερθερμαίνοντας τον ατμό αυξάνουμε το βαθμό απόδοσης, αλλά μέχρι ένα όριο. Η ιδέα λοιπόν είναι να φτάσουμε το όριο αυτό (στην πραγματικότητα χαμηλότερα του ορίου) και μετά να αρχίσει η εκτόνωση στον στρόβιλο. Πριν όμως εκτονωθεί πλήρως ο υδρατμός στέλνεται για δεύτερη φορά στον βραστήρα όπου και αναθερμαίνεται ξανά πριν εκτονωθεί παραπέρα στον δεύτερο στρόβιλο. Έχουμε λοιπόν δυο στρόβιλους και δύο ισεντροπικές εκτονώσεις σε αυτούς, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Ο υδρατμός εκτονώνεται ισεντροπικά σε μία ενδιάμεση πίεση στον πρώτο στρόβιλο, πάει στο βραστήρα για να διοχετευτεί στο δεύτερο στρόβιλο όπου και εκτονώνεται μέχρι την πίεση του συμπυκνωτή. Ας δούμε όμως γιατί ο κύκλος

αυτός έχει μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης. Γνωρίζουμε ότι το καθαρό έργο δίνεται από την παρακάτω εξίσωση,

$$\begin{aligned} W_{\text{net}} &= W_{\text{στροβίλων}} - W_{\text{αντλία}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}} \\ &= W_{\text{στρόβιλος}_1} + W_{\text{στρόβιλος}_2} - W_{\text{αντλία}} = q_{\text{αρχικό}} + q_{\text{αναθέρμανση}} - q_{\text{out}}, \end{aligned}$$

όπου,

$$W_{\text{στρόβιλος}_1} = h_3 - h_4,$$

$$W_{\text{στρόβιλος}_2} = h_5 - h_6,$$

$$W_{\text{αντλία}} = h_2 - h_1,$$

$$q_{\text{αρχικό}} = h_3 - h_2,$$

$$q_{\text{αναθέρμανση}} = h_5 - h_4,$$

$$q_{\text{out}} = h_6 - h_1.$$

Αντικαθιστώντας βρίσκουμε ότι,

$$\begin{aligned} W_{\text{net}} &= W_{\text{στρόβιλος}_1} + W_{\text{στρόβιλος}_2} - W_{\text{αντλία}} \\ &= (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1), \end{aligned} \quad [10]$$

και,

$$q_{\text{in}} = q_{\text{αρχικό}} + q_{\text{αναθέρμανση}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4). \quad [11]$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης επομένως του κύκλου Rankine με αναθέρμανση δίνεται από την παρακάτω εξίσωση,

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}. \quad [12]$$

ΣΗΜΕΙΩΣΗ: Το έργο που καταναλώνεται στην αντλία  $w_{\text{αντλία}}$  είναι πολύ μικρό και ουσιαστικά δεν αλλάζει το βαθμό απόδοσης. Για το λόγο αυτό μερικές φορές όταν γίνονται παρόμοιοι υπολογισμοί το έργο της αντλίας δεν λαμβάνεται υπόψη. Στην περίπτωση αυτή, οι εξισώσεις [10] και [12] παίρνουν την απλούστερη μορφή,

$$w_{\text{net}} = w_{\text{στρόβιλος}_1} + w_{\text{στρόβιλος}_2} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6),$$

και,

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)},$$

αντίστοιχα. Η αμελητέα ισχύς που απαιτεί η αντλία  $w_{\text{αντλία}}$  για να λειτουργήσει σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ μπορεί να γίνει κατανοητή ορίζοντας το λόγο του έργου επιστροφής,  $r_{\text{επ}}$ , ως,

$$r_{\text{επ}} = \frac{w_{\text{in}}}{w_{\text{out}}}.$$

Για τυπικές μονάδες παραγωγής ενέργειας ο λόγος αυτός είναι της τάξης του  $10^{-3}$ .

Η προσθήκη μίας αναθέρμανσης βελτιώνει την απόδοση του κύκλου κατά 4% περίπου. Ιδιαίτερα αξιόλογο ποσοστό αν αναλογιστεί κανείς ότι ο μέσος βαθμός απόδοσης κινείται μεταξύ 30-40%. Πόσες όμως αναθερμάνσεις μπορούν να προστεθούν; Θεωρητικά όσες επιθυμεί ο κατασκευαστής. Στην πράξη όμως η αύξηση του κόστους και της πολυπλοκότητας της κατασκευής δεν επιτρέπει τη χρησιμοποίηση περισσότερων από δύο αναθερμάνσεις.

Πλεονεκτήματα του κύκλου αναθέρμανσης:

- Αύξηση του ειδικού έργου. Απαιτείται μικρότερη ποσότητα ατμού για την παραγωγή της ίδιας ισχύος. Μικρότερη και φθηνότερη εγκατάσταση.
- Ελάττωση των απαιτούμενων θερμοκρασιών για την ίδια απόδοση και επομένως χρησιμοποίηση φθηνότερων υλικών.
- Ελάττωση του υγρασιακού περιεχομένου στα τελικά στάδια της εκτόνωσης. Λιγότερη χημική καταπόνηση για το στρόβιλο.

Μειονεκτήματα του κύκλου αναθέρμανσης:

- Αύξηση πολυπλοκότητας και επομένως αύξηση του αρχικού κόστους κατασκευής.

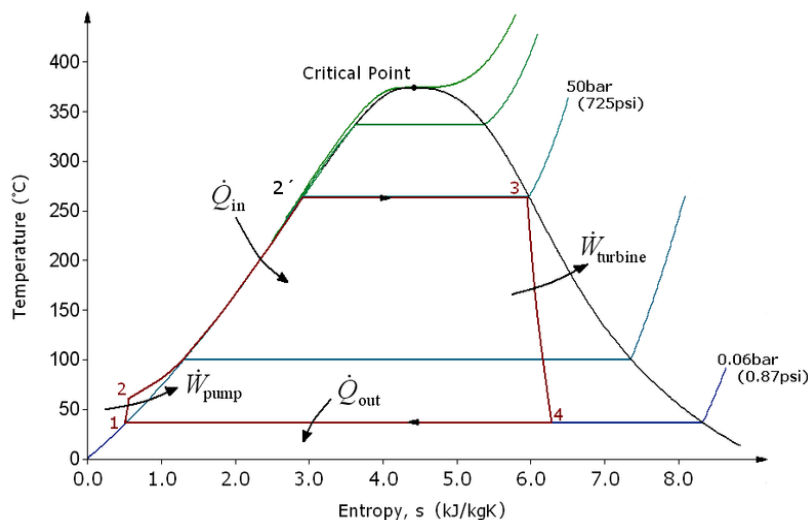
## ΤΡΟΠΟΙ ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΣΗΣ

Η αναθέρμανση γίνεται με δύο κυρίως τρόπους:

1. Με αέρια του βραστήρα (λέβητα): ο ατμός περνάει ξανά από τον λέβητα όπου και θερμαίνεται ξανά στην αρχική περίπου θερμοκρασία.
2. Αναθέρμανση με ατμό τροφοδοσίας: μέρος του ατμού εξόδου του λέβητα χρησιμοποιείται για αναθέρμανση του ατμού που εκτονώνεται στο στρόβιλο.

## ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ RANKINE: ΑΝΑΓΕΝΝΗΣΗ

Ας θεωρήσουμε τον απλό κύκλο μελετήσαμε στην αρχή όπως δείχνει το παρακάτω σχήμα,

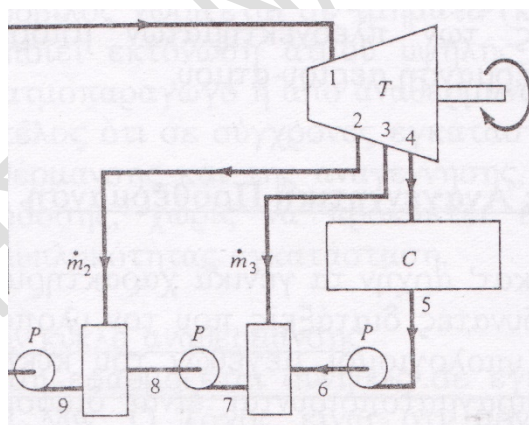


Η προσφορά θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο ξεκινά από την είσοδο του στο βραστήρα (σημείο 2) μέχρι το σημείο εισόδου στο στρόβιλο (σημείο 3). Είναι όμως προφανές ότι η θερμότητα προστίθεται σε σχετικά χαμηλή θερμοκρασία αφού η μεταφορά της ξεκινάει από το σημείο 2. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα τη μείωση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία προστίθεται θερμότητα και κατά συνέπεια την μείωση επίσης του θερμικού βαθμού απόδοσης.

Υπάρχει λοιπόν κάτι που μπορούμε να κάνουμε για να βελτιώσουμε τη διάταξη μας; Μπορούμε να πάρουμε ένα ποσοστό του υδρατμού που έχει ήδη εκτονωθεί μερικώς στο στρόβιλο και να το χρησιμοποιήσουμε για να θερμάνουμε παραπέρα το νερό τροφοδοσίας. Το υπόλοιπο μέρος του υδρατμού που δεν χρησιμοποιήθηκε για τη θέρμανση του νερού τροφοδοσίας εκτονώνεται μέχρι τέλους στο στρόβιλο. Με αυτό λοιπόν τον τρόπο επιτυγχάνουμε αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία προστίθενται η θερμότητα και συνακόλουθη αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης. Η μέθοδος αυτή ονομάζεται **αναγέννηση** και η διάταξη στην οποία γίνεται η αναγέννηση ονομάζεται προθερμαντήρας ή θερμαντήρας νερού τροφοδοσίας.

Πριν προχωρήσουμε στην ενεργειακή ανάλυση του κύκλου Rankine με αναγέννηση ας αναφέρουμε λίγα στοιχεία για τους προθερμαντήρες. Χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Τους προθερμαντήρες ανοιχτού τύπου και κλειστού τύπου. Η κάθε μία κατηγορία έχει τα δικά της ιδιαίτερα χαρακτηριστικά.

- + + **Ανοιχτού τύπου:** αναμιγνύουν τον ατμό που εκτονώθηκε μερικώς στο στρόβιλο (στο εξής θα καλείται απομαστευόμενος ατμός) με συμπύκνωμα επιστροφής. Τα πλεονεκτήματά τους είναι ότι έχουν πολύ καλή απόδοση προθέρμανσης και είναι εύκολο να κατασκευαστούν. Από την άλλη επειδή πριν την ανάμειξη τα συστατικά έχουν διαφορετική πίεση είναι απαραίτητο η χρησιμοποίηση αντλίας ανά προθερμαντήρα για εξισορρόπηση της πίεσης.



Πόση όμως ποσότητα ατμού δεσμεύεται από το στρόβιλο; Τόση όση χρειάζεται έτσι ώστε το νερό κατά την έξοδο του από τον προθερμαντήρα να βρίσκεται σε κορεσμένη μορφή.

- + + **Κλειστού τύπου:** ατμός ρέει σε χωριστούς σωλήνες από το συμπύκνωμα. Ουσιαστικά δηλαδή είναι εναλλάκτες θερμότητας όπου η συναλλαγή γίνεται μέσω των τοιχωμάτων των σωλήνων. Το βασικό τους πλε-



Από τη διατήρηση ισολογισμού μάζας έχουμε ότι:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_7.$$

Όση μάζα προφανώς εισέρχεται στο στρόβιλο, άλλη τόση εξέρχεται από αυτόν μέσω των σωληνώσεων 6 και 7. Οι υπολογισμοί μπορούν να απλουστευτούν αν εκφράσουμε όλες τις μάζες συναρτήσει της ολικής,  $\dot{m}_5$ . Ορίζοντας,

$$x \equiv \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5},$$

έχουμε ότι

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_5} = \frac{\dot{m}_5 - \dot{m}_6}{\dot{m}_5} = 1 - \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} = 1 - x.$$

Ο ισολογισμός ενέργειας τότε στον ανοιχτό προθερμαντήρα δίνει,

$$\begin{aligned} \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_2 &= \dot{m}_5 h_3 \Rightarrow \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} h_6 + \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_5} h_2 = h_3 \\ &\Rightarrow x h_6 + (1 - x) h_2 = h_3. \end{aligned}$$

Αν είναι λοιπόν γνωστές οι διάφορες ενθαλπίες μπορούμε να υπολογίσουμε το  $x$  (ή ισοδύναμα τις παροχές  $\dot{m}_6$  και  $\dot{m}_7$  συναρτήσει της ολικής παροχής  $\dot{m}_5$ ).

Χωρίς βλάβη της γενικότητας μπορούμε να θεωρήσουμε ότι  $\dot{m}_5 = 1 \text{ kg / sec}$ , και τότε

$$\begin{aligned} \dot{m}_6 &= x, \\ \dot{m}_7 &= 1 - x. \end{aligned}$$

Είμαστε πλέον σε θέση να υπολογίσουμε το θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine με αναγέννηση. Χρησι-

μποιώντας ότι οι αντλίες παράγουν ισεντροπικές διεργασίες και ότι ο λέβητας και ο συμπυκνωτής δεν παράγουν έργο έχουμε:

Προσθήκη θερμότητας στο βραστήρα:

$$q_{in} = h_5 - h_4$$

Απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή:

$$q_{out} = (1-x)(h_7 - h_1)$$

Συμπύεση στις αντλίες:

$$\sum w_{αντλιών} = (1-x)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)$$

Εκτονώσεις στο στρόβιλο:

$$w_{στρόβιλο} = (h_5 - h_6) + (1-x)(h_6 - h_7)$$

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω αποτελέσματα στη γνωστή μας έκφραση για το θεωρητικό βαθμό απόδοσης

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{w_{στρόβιλος} - \sum w_{αντλιών}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - |q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}},$$

βρίσκουμε ότι

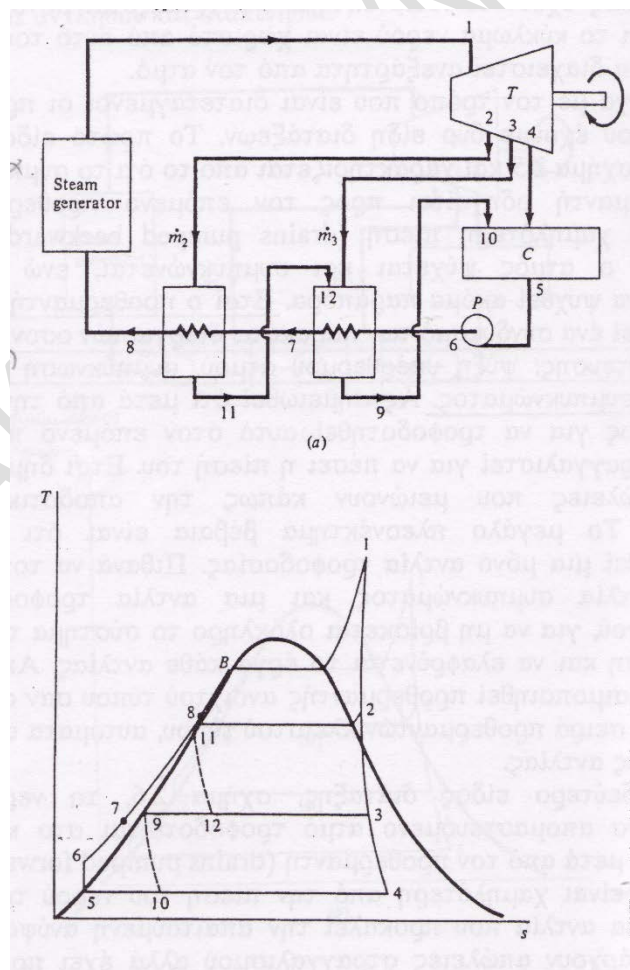
$$\eta_{th} = 1 - \frac{(1-x)(h_7 - h_1)}{h_5 - h_4}. \quad [1]$$

**ΕΛΕΓΧΟΣ:** Μπορούμε να ελέγξουμε το παραπάνω αποτέλεσμα ως εξής. Ας υποθέσουμε ότι σφραγίζουμε τη σωλήνωση στο σημείο 6 και το ποσοστό της ροής  $x$  που περνάει από αυτή μηδενίζεται. Τότε ο θερμικός βαθμός απόδοσης [1] θα ισούται με

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_7 - h_1}{h_5 - h_4},$$

που αποτελεί την απλή έκφραση του βαθμού απόδοσης που μελετήθηκε προηγουμένως. Αυτό όμως είναι το αναμενόμενο αποτέλεσμα αφού όλη η ροή πλέον διέρχεται μέσω του συμπυκνωτή.

Β) Για τον αντίστοιχο ενεργειακό υπολογισμό με προθερμαντήρες κλειστού τύπου θα χρησιμοποιήσουμε το παρακάτω σχήμα. Οι διαφορές με το προηγούμενο παράδειγμα είναι ότι το σύστημα αυτό έχει δύο προθερμαντήρες και ότι και οι δύο είναι κλειστού τύπου.



Χωρίς βλάβη της γενικότητας θα υποθέσουμε ξανά ότι η συνολική ροή μάζας που διέρχεται από το σημείο 1 ισούται με τη μονάδα,  $\dot{m}_1 = 1 \text{ kg / sec}$ .

Οι παροχές τότε από τις εισόδους και τις εξόδους του συστήματος είναι οι ακόλουθες:

- έξοδος από σημείο 2 του στροβίλου:  $\dot{m}_2 = x$ .
- έξοδος από σημείο 3 του στροβίλου:  $\dot{m}_3 = y$ .
- έξοδος από σημείο 4 του στροβίλου:  
 $\dot{m}_4 = z = 1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = 1 - x - y$ .
- ✓ είσοδος στο σημείο 12:  $\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = x + y$ .
- ✓ είσοδος στο σημείο 10:  $\dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = x + y + z = 1$ .

Ισολογισμός ενέργειας στον αριστερό προθερμαντήρα:

$$x(h_2 - h_{11}) = h_8 - h_7, \quad [2]$$

όπου βεβαίως το δεξιό μέλος της παραπάνω εξίσωσης δεν περιέχει κάποιο ποσοστό της παροχής αφού από τη σωλήνωση των σημείων 5, 6, 7 και 8 περνάει όλη η παροχή, η οποία όπως έχουμε υποθέσει ισούται με  $1 \text{ kg / sec}$ . Ο ισολογισμός για το δεξιό προθερμαντήρα δίνει

$$xh_{11} + yh_3 + h_6 = h_7 + (x + y)h_9. \quad [3]$$

Για άλλη μία φορά βλέπουμε ότι μπορούμε να υπολογίσουμε τις παροχές  $\dot{m}_2 (= x)$  και  $\dot{m}_3 (= y)$  (και προφανώς και την  $\dot{m}_4$  αφού  $\dot{m}_4 = 1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3$ ) χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις [2] και [3], αν είναι γνωστές οι τιμές των ενθαλπιών στα κατάλληλα σημεία του συστήματος.

Είμαστε πλέον σε θέση να υπολογίσουμε το θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine με αναγέννηση και δύο προθερμαντήρες κλειστού τύπου. Χρησιμοποιώντας ότι οι αντλίες παράγουν ισεντροπικές διεργασίες και ότι ο λέβητας και ο συμπυκνωτής δεν παράγουν έργο έχουμε:

Προσθήκη θερμότητας στο βραστήρα:

$$q_{in} = h_1 - h_8$$

Απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή:

$$q_{out} = zh_4 + (x + y)h_9 - h_5$$

Συμπύεση στην αντλία:

$$w_{αντλία} = h_6 - h_5$$

Εκτονώσεις στο στρόβιλο:

$$w_{στρόβιλο} = (h_1 - h_2) + (1 - x)(h_2 - h_3) + (1 - x - y)(h_3 - h_4)$$

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω αποτελέσματα στη γνωστή μας έκφραση για το θεωρητικό βαθμό απόδοσης

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{w_{στρόβιλος} - w_{αντλία}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - |q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}},$$

βρίσκουμε ότι

$$\eta_{th} = 1 - \frac{zh_4 + (x + y)h_9 - h_5}{h_1 - h_8}.$$

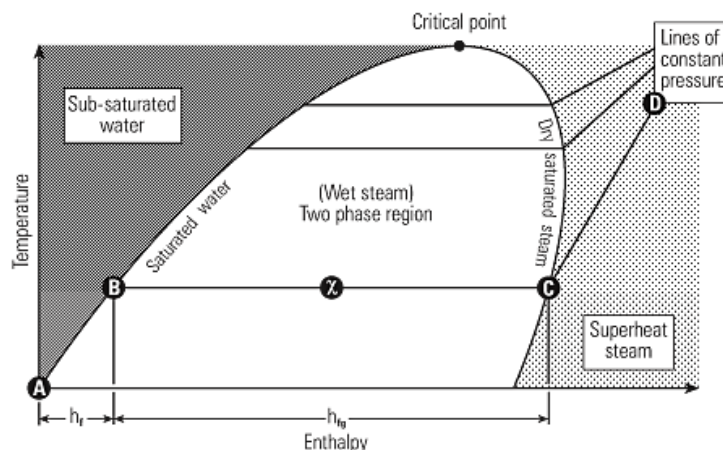
ΕΛΕΓΧΟΣ: Σφραγίζοντας τις σωληνώσεις των παροχών  $\dot{m}_2$  και  $\dot{m}_3$  δίνει ότι  $x = y = 0$  και  $z = 1$ . Τότε όμως

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_4 - h_5}{h_1 - h_8},$$

το οποίο αποτελεί την έκφραση του θερμικού βαθμού απόδοσης για τον απλό κύκλο Rankine.

### ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ MOLLIER

Έχουμε πλέον μελετήσει το θερμοδυναμικό κύκλο Rankine και έχουμε υπολογίσει τον θερμικό βαθμό απόδοσης για τις βασικές διαφορετικές διατάξεις του κύκλου, συναρτήσει των ενθαλπιών και των παροχών των αντίστοιχων σωληνώσεων. Στη πράξη όμως οι τιμές των μεγεθών (των ενθαλπιών για παράδειγμα) εξαρτώνται από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου. Ο υπολογισμός επομένως των τιμών αυτών αποτελεί αναγκαία προϋπόθεση για τη θερμική περιγραφή του εκάστοτε συστήματος. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούμε το διάγραμμα Mollier. Οι συντεταγμένες του διαγράμματος είναι η ενθαλπία,  $h$ , ή η θερμοκρασία,  $T$ , και η εντροπία,  $s$ . Για παράδειγμα, κατά την εκτόνωση ατμού σε ένα ατμοστρόβιλο, η κατακόρυφη απόσταση,  $\Delta h$ , μεταξύ των σημείων εισόδου και εξόδου αποτελεί ένα μέτρο του έργου που παράγεται από το στρόβιλο. Ομοίως η οριζόντια απόσταση,  $\Delta s$ , αποτελεί ένα μέτρο της αντιστρεψιμότητας της υπό μελέτη διεργασίας. Ένα παράδειγμα διαγράμματος Mollier φαίνεται παρακάτω (Terminology: sub-saturated water = συμπιεσμένο νερό / superheat steam = υπέρθερμος ατμός):



Το πλέον σύνηθες κατά τη διάρκεια θερμοδυναμικών υπολογισμών είναι να πρέπει να υπολογίσουμε κάποια θερμοδυναμικά μεγέθη για ένα μίγμα κορεσμένου υγρού ατμού. Ας πάρουμε για παράδειγμα το σημείο  $\chi$  του παραπάνω σχήματος. Είναι προφανές ότι ένα μέρος του μίγματος είναι σε υγρή φάση και το υπόλοιπο είναι σε αέρια. Είναι επίσης προφανές ότι οι ιδιότητες του μίγματος θα εξαρτώνται από την περιεκτικότητα του μίγματος σε υγρό και ατμό. Για τον λόγο αυτό εισάγουμε ένα καινούριο μέγεθος που στο εξής θα ονομάζουμε ξηρότητα ή ποιότητα,  $x$ , και το οποίο ορίζεται ως λόγος της μάζας του ατμού,  $m_{\text{ατμού}}$ , προς την ολική μάζα του μίγματος,  $m_{\text{ολική}}$ ,

$$x = \frac{m_{\text{ατμού}}}{m_{\text{ολική}}}, \quad [4]$$

όπου  $m_{\text{ολική}} = m_{\text{κορ, ατμού}} + m_{\text{κορ, υγρού}}$ . Η ποιότητα έχει φυσική σημασία μόνο για κορεσμένα μίγματα και δε σημαίνει τίποτα για τις περιοχές συμπιεσμένου υγρού και υπέρθερμου ατμού. Οι τιμές της ποιότητας κυμαίνονται από 0 (ή 0%) για κορεσμένο υγρό έως 1 (ή 100%) για κορεσμένο ατμό.

Το κορεσμένο λοιπόν μίγμα που βρίσκεται στο σημείο  $\chi$  μπορεί να αντιμετωπιστεί σα συνδυασμός δύο υποσυστημάτων: ενός κορεσμένου υγρού και ενός κορεσμένου ατμού. Τότε όμως οι ιδιότητες του κορεσμένου μίγματος δεν είναι τίποτα άλλο από τις μέσες τιμές των ιδιοτήτων των δύο υποσυστημάτων. Πιο συγκεκριμένα, έστω ένα δοχείο που περιέχει ένα κορεσμένο μίγμα υγρού ατμού. Ο όγκος που καταλαμβάνει το μίγμα ισούται με  $V_{\text{ολικό}}$ . Ονομάζοντας  $V_{\text{κορ, υγρού}}$  και  $V_{\text{κορ, ατμού}}$  τους όγκους του κορεσμένου υγρού και ατμού αντίστοιχα, τότε,

$$V_{\text{ολικό}} = V_{\text{κορ, υγρού}} + V_{\text{κορ, ατμού}}$$

ή ισοδύναμα,

$$m_{\text{ολική}} V_{\chi} = m_{\text{κορ, υγρού}} V_{\text{κορ, υγρού}} + m_{\text{κορ, ατμού}} V_{\text{κορ, ατμού}}$$

Γνωρίζουμε όμως ότι,

$$m_{\text{κορ, υγρού}} = m_{\text{ολική}} - m_{\text{κορ, ατμού}}$$

και τότε,

$$m_{\text{ολική}} V_{\chi} = (m_{\text{ολική}} - m_{\text{κορ, ατμού}}) V_{\text{κορ, υγρού}} + m_{\text{κορ, ατμού}} V_{\text{κορ, ατμού}}$$

το οποίο χρησιμοποιώντας την εξίσωση [4] γράφεται,

$$V_{\chi} = (1 - x) V_{\text{κορ, υγρού}} + x V_{\text{κορ, ατμού}} \quad [5]$$

Για ποιο λόγο το αποτέλεσμα [5] είναι σημαντικό; Χρησιμοποιώντας το είμαστε σε θέση να υπολογίσουμε τον ειδικό όγκο κορεσμένου μίγματος υγρού ατμού στο σημείο  $\chi$  οποιασδήποτε ποιότητας (ή ξηρότητας)  $x$  συναρτήσει των ειδικών όγκων του κορεσμένου υγρού και ατμού τα οποία βρίσκονται εύκολα από πίνακες ή το διάγραμμα Mollier.

ΕΛΕΓΧΟΣ:

- Για  $x = 0$  δεν έχουμε καθόλου ατμό (κορεσμένο υγρό) και η εξίσωση [5] έχει την αναμενομένη μορφή

$$V_{\chi} = V_{\text{κορ, υγρού}}$$

- Ομοίως για  $x = 1$  δεν έχουμε καθόλου υγρό (κορεσμένος ατμός) και η εξίσωση [5] σωστά γράφεται

$$V_{\chi} = V_{\text{κορ, ατμού}}$$

Η παραπάνω έκφραση για τον ειδικό όγκο κορεσμένου μίγματος υγρού ατμού έχει την ίδια μορφή για την εσωτερική ενέργεια και την ενθαλπία. Γενικά λοιπόν μπορούμε να γράψουμε ότι,

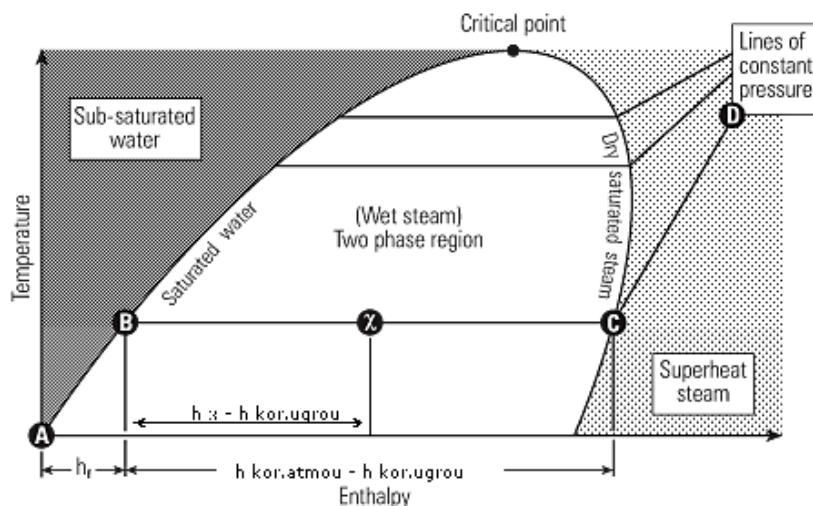
$$\alpha_\chi = (1 - x)\alpha_{\text{κορ, υγρού}} + x\alpha_{\text{κορ, ατμού}}, \quad [6]$$

όπου  $\alpha = v, u$  ή  $h$ .

Ποια είναι όμως η γεωμετρική ερμηνεία της εξίσωσης [5]; Λύνοντας ως προς  $x$  και χρησιμοποιώντας ενθαλπίες έχουμε ότι,

$$x = \frac{h_\chi - h_{\text{κορ, υγρού}}}{h_{\text{κορ, ατμού}} - h_{\text{κορ, υγρού}}}. \quad [7]$$

Ο αριθμητής της εξίσωσης [7] παριστάνει λοιπόν την απόσταση μεταξύ της κατάστασης του μίγματος και της κατάστασης του κορεσμένου υγρού. Ομοίως ο παρανομαστής παριστάνει το μήκος της οριζόντιας γραμμής που ενώνει τις καταστάσεις κορεσμένου ατμού και κορεσμένου υγρού. Σύμφωνα επομένως με την παραπάνω παρατήρηση, μία κατάσταση με ξηρότητα 50% θα βρίσκεται ακριβώς στο μέσο της οριζόντιας αυτής γραμμής (βλέπε σχήμα παρακάτω).



Αξίζει να σημειωθεί στο σημείο αυτό ότι σύμφωνα με την γεωμετρική ερμηνεία της εξίσωσης [5] ισχύει ότι,

$$\alpha_{\text{κορ, υγρού}} \leq \alpha_{\chi} \leq \alpha_{\text{κορ, ατμού}}$$

Μπορούμε στη συνέχεια να χρησιμοποιήσουμε όλα τα παραπάνω για να συζητήσουμε ένα απλό παράδειγμα, που θα μας βοηθήσει να θυμηθούμε πως χρησιμοποιούμε τους πίνακες, πριν βουτήξουμε στα βαθιά στο επόμενο μάθημα όπου θα ασχοληθούμε με ένα ολοκληρωμένο πρόβλημα του θερμοδυναμικού κύκλου Rankine.

Θέλουμε λοιπόν να υπολογίσουμε τις ιδιότητες του μίγματος υγρού ατμού καθώς και τις φάσεις με σκοπό να συμπληρώσουμε τον πίνακα.

	T(°C)	P(kPa)	u(kJ / kg)	x	Φάση
(α)		200		0.6	
(β)	125		1600		
(γ)		1000	2950		
(δ)	75	500			
(ε)		850		0.0	

**(α)**

Η ποιότητα (ή ξηρότητα) για τη περίπτωση (α) ισούται με 0.6. Το 60% λοιπόν της μάζας βρίσκεται σε αέρια φάση και η κατάσταση του μίγματος είναι μίγμα κορεσμένου υγρού ατμού. Χρησιμοποιώντας στη συνέχεια τους πίνακες υγρού ατμού βρίσκουμε ότι για πίεση  $P = 200\text{kPa} = 0.2\text{MPa}$ ,

η θερμοκρασία κορεσμού,  $T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ), ισούται με  $T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) = 120.23 $^{\circ}\text{C}$ . Για να βρούμε την τιμή της εσωτερικής ενέργειας χρησιμοποιούμε την εξίσωση [6] όπου  $\alpha = u$ ,

$$u_{\chi} = (1 - x)u_{\text{κορ, υγρού}} + xu_{\text{κορ, ατμού}}.$$

Από τους πίνακες βρίσκουμε ότι

$$u_{\text{κορ, υγρού}} = 504.49 \text{kJ / kg},$$

$$u_{\text{κορ, ατμού}} = 2529.5 \text{kJ / kg},$$

και τότε

$$\begin{aligned} u_{\chi} &= (1 - x)u_{\text{κορ, υγρού}} + xu_{\text{κορ, ατμού}} \\ &= (1 - 0.6) \times 504.49 \text{kJ / kg} + 0.6 \times 2529.5 \text{kJ / kg} \\ &= 1719.49 \text{kJ / kg}. \end{aligned}$$

Μίγμα κορεσμένου υγρού ατμού,

Επομένως για (α):  $T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) = 120.23 $^{\circ}\text{C}$ ,

$$u_{\chi} = 1719.49 \text{kJ / kg}.$$

**(β)**

Στην περίπτωση αυτή δεν δίνεται η ξηρότητα και επομένως δεν γνωρίζουμε την κατάσταση του μέσου (κορεσμένο υγρό, κορεσμένο μίγμα, υπέρθερμος ατμός, ...). Αυτό που μπορούμε όμως να κάνουμε είναι να υπολογίσουμε τις εσωτερικές ενέργειες του κορεσμένου υγρού,  $u_{\text{κορ, υγρού}}$ , και ατμού,  $u_{\text{κορ, ατμού}}$ , για τη δεδομένη θερμοκρασία και να δούμε αν η δοσμένη τιμή για την εσωτερική ενέργεια βρίσκεται μεταξύ δύο οριακών τιμών. Σε αυτή την περίπτωση θα έχουμε ότι

$$u_{\text{κορ, υγρού}} \leq u_{(\beta)} \leq u_{\text{κορ, ατμού}}$$

και το εργαζόμενο μέσο θα είναι κορεσμένο μίγμα νερού ατμού. Χρησιμοποιώντας τους πίνακες βρίσκουμε ότι για  $T (^{\circ}\text{C}) = 125^{\circ}\text{C}$ ,

$$u_{\text{κορ, υγρού}} = 524.74 \text{kJ / kg},$$

$$u_{\text{κορ, ατμού}} = 2534.6 \text{kJ / kg}.$$

Βλέπουμε λοιπόν ότι πράγματι

$$u_{\text{κορ, υγρού}} = 524.74 \text{kJ / kg} \leq u_{(\beta)} \leq 2534.6 \text{kJ / kg} = u_{\text{κορ, ατμού}}$$

και έχουμε ότι η φάση στην περίπτωση αυτή είναι μίγμα κορεσμένου υγρού ατμού. Η πίεση εύκολα υπολογίζεται από τους πίνακες

$$P = 0.2321 \text{MPa} = 232.1 \text{kPa}.$$

Τέλος η ποιότητα ισούται με

$$x = \frac{u_{(\beta)} - u_{\text{κορ, υγρού}}}{u_{\text{κορ, ατμού}} - u_{\text{κορ, υγρού}}} = \frac{1600 - 524.74}{2534.6 - 524.74} = 0.535$$

Μίγμα κορεσμένου υγρού ατμού,

Επομένως για  $(\beta)$ :  $P = 232.1 \text{kPa}$ ,

$$x = 0.535.$$

**(Υ)**

Η περίπτωση αυτή είναι ακριβώς ίδια με την προηγούμενη. Δεν γνωρίζουμε την κατάσταση του εργαζόμενου μέσου και αντί της θερμοκρασίας μας δίνεται η πίεση. Υπολογίζοντας με παρόμοιο τρόπο τις  $u_{\text{κορ, υγρού}}$  και  $u_{\text{κορ, ατμού}}$ , βρίσκουμε ότι

$$u_{\text{κορ, υγρού}} = 761.68 \text{kJ / kg},$$

$$u_{\text{κορ, ατμού}} = 2583.6 \text{kJ / kg}.$$

Στην περίπτωση αυτή όμως έχουμε ότι

$$u_{\text{κορ, υγρού}} = 761.68 \text{kJ / kg} \leq 2583.6 \text{kJ / kg} \leq u_{(\beta)},$$

που σημαίνει ότι έχουμε υπέρθερμο ατμό. Για τη δεδομένη λοιπόν πίεση και φάση και χρησιμοποιώντας τους πίνακες έχουμε

$$T (\text{°C}) = 395.6 \text{°C}$$

Τέλος, δεν έχει νόημα να μιλάμε για την ξηρότητα του υπέρθερμου ατμού στην περίπτωση αυτή.

Επομένως για (γ): Υπέρθερμος ατμός,  
 $T (\text{°C}) = 395.6 \text{°C}.$

**(δ)**

Στην περίπτωση αυτή δίνονται οι θερμοκρασία και η πίεση αλλά δε γνωρίζουμε απευθείας ποιους πίνακες πρέπει να χρησιμοποιήσουμε για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων. Αυτό όμως που μπορούμε να κάνουμε είναι να βρούμε τη θερμοκρασία κορεσμού,  $T_{\text{κορ}} (\text{°C})$ , για τη δεδομένη πίεση. Συγκρίνοντας τη με τη δοσμένη θερμοκρασία έχουμε τρεις περιπτώσεις:

$T < T_{\text{κορ}} (\text{°C})$       συμπιεσμένο υγρό

$T = T_{\text{κορ}} (\text{°C})$       κορεσμένο μίγμα

$T > T_{\text{κορ}} (\text{°C})$       υπέρθερμο ατμό.

Από τους πίνακες λοιπόν βρίσκουμε ότι η θερμοκρασία κορεσμού,  $T_{\text{κορ}} (^{\circ}\text{C})$ , ισούται με

$$T_{\text{κορ}} (^{\circ}\text{C}) = 151.86^{\circ}\text{C},$$

που σημαίνει ότι έχουμε συμπιεσμένο υγρό. Όσο αφορά την εσωτερική ενέργεια βρίσκουμε ότι για  $T(^{\circ}\text{C}) = 75^{\circ}\text{C}$ , ο πίνακας δεν μας δίνει την τιμή της για τόσο χαμηλές θερμοκρασίες και το καλύτερο που μπορούμε να κάνουμε είναι να βρούμε την εσωτερική ενέργεια για κορεσμένο υγρό στην ίδια θερμοκρασία, όχι όμως και την ίδια πίεση. Έχουμε λοιπόν ότι

$$u_{\text{κορ, υγρού}} = 313.9 \text{ kJ / kg}.$$

Επομένως για (δ): Συμπιεσμένο υγρό,  
 $u_{\text{κορ, υγρού}} = 313.9 \text{ kJ / kg}.$

Για άλλη μία φορά δεν έχει νόημα να μιλάμε για ξηρότητα.

**(ε)**

Η περίπτωση αυτή είναι η ευκολότερη αφού η ξηρότητα ισούται με μηδέν που σημαίνει ότι έχουμε κορεσμένο υγρό. Για κορεσμένο υγρό επομένως πίεσης  $P = 850 \text{ kPa}$ , βρίσκουμε ότι

$$T_{\text{κορ, υγρού}} (^{\circ}\text{C}) = 172.96^{\circ}\text{C}$$

$$u_{\text{κορ, υγρού}} = 731.27 \text{ kJ / kg}.$$

Κορεσμένο υγρό,  
 Επομένως για (ε):  $T_{\text{κορ, υγρού}} (^{\circ}\text{C}) = 172.96^{\circ}\text{C}$ ,  
 $u_{\text{κορ, υγρού}} = 731.27 \text{ kJ / kg}.$

**ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ**

(Ατμοηλεκτρικοί σταθμοί: Άσκηση 27)

Μια μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας εργάζεται κατά τον θερμικό κύκλο RANKINE. Υπέρθερμος ατμός θερμοκρασίας 500 °C και πίεσεως 80 bar εκτονώνεται αδιαβατικά και αντιστρεπτά σε έναν ατμοστρόβιλο υψηλής πίεσης (ΥΠ) μέχρι την πίεση των 8 bar.

Ο ατμός επαναφέρεται στον ατμολέβητα, όπου και αναθερμαίνεται μέχρι την θερμοκρασία των 500 °C. Ο αναθερμασμένος ατμός εκτονώνεται στη συνέχεια αδιαβατικά και αντιστρεπτά σε έναν ατμοστρόβιλο χαμηλής πίεσης (ΧΠ) μέχρι την πίεση των 0,03 bar, πίεση που επικρατεί στο ψυγείο της εγκατάστασης.

Ο ατμός συμπυκνώνεται στο ψυγείο τελείως. Η τροφοδοτική αντλία που ακολουθεί καταθλίβει το συμπύκνωμα, που βρίσκεται σε θερμοκρασία βρασμού στον ατμολέβητα.

Ποιος είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης;

**ΛΥΣΗ**

Γνωρίζουμε ότι ο θερμικός βαθμός απόδοσης,  $\eta_{th}$ , δίνεται από την σχέση:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{\sum w_{\text{στροβίλων}} - w_{\text{αντλίας}}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - |q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}}$$

Η πρώτη παρατήρηση που πρέπει να κάνουμε είναι ότι δεν υπάρχουν διακλαδώσεις στις σωληνώσεις και επομένως όλη η παροχή περνάει από αυτές κάθε στιγμή. Παρόλο δηλαδή που έχουμε δύο ατμοστροβίλους στο παρά-

δειγμα αυτό, δεν υπάρχουν διακλαδώσεις και μπορούμε να δουλέψουμε με τα ειδικά μεγέθη στα οποία δεν υπεισέρχεται η παροχή (δουλεύουμε με άλλα λόγια όλες τις εξισώσεις ανά μονάδα μάζας του εργαζόμενου μέσου).

Για να υπολογίσουμε τα παραγόμενα έργα και τις θερμότητες και έπειτα το θερμικό βαθμό απόδοσης, θα πρέπει πρώτα να βρούμε τις ενθαλπίες των χαρακτηριστικών σημείων του διαγράμματος  $h - s$ .

**Σημείο 2:** Το σημείο 2 είναι το σημείο εισόδου του μέσου στον στρόβιλο υψηλής πίεσης. Από τα δεδομένα του προβλήματος γνωρίζουμε ότι  $p_2 = 80\text{bar} = 8\text{MPa}$  και  $T_2 = 500^\circ\text{C}$ . Χρησιμοποιώντας τους πίνακες βρίσκουμε ότι (σελίδα 1250, Τόμος Β')

$$h_2 = 3398 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 3:** Το σημείο 3 αντιστοιχεί στο σημείο εξόδου του μέσου μετά την εκτόνωση του σε αυτόν. Επειδή η εκτόνωση έγινε αδιαβατικά και αντιστρεπτά, συμπεραίνουμε ότι έγινε και ισεντροπικά επίσης,  $s_2 = 6,72\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = s_3$ . Το σημείο 3 λοιπόν έχει την ίδια εντροπία με το σημείο 2 (που είναι γνωστή) και πίεση  $p_3 = 8\text{bar} = 0,8\text{MPa}$ . Βρίσκουμε τότε ότι,

$$h_3 = 2798 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 4:** Το εργαζόμενο μέσο περνάει έπειτα από τον υπερθερμαντήρα όπου και υπερθερμαίνεται ισοβαρώς,

$p_4 = 8\text{bar} = 0,8\text{MPa}$ , στην θερμοκρασία  $T_4 = 500^\circ\text{C}$  (σημείο 4) και επομένως (σελίδα 1248, Τόμος Β')

$$h_4 = 3481 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**Σημείο 5:** Το εργαζόμενο μέσο εκτονώνεται αδιαβατικά και αντιστρεπτά (δηλαδή ισεντροπικά) στην πίεση  $p_5 = 0.05\text{bar}$ . Γνωρίζοντας τη πίεση στο σημείο 5 και χρησιμοποιώντας το γεγονός ότι  $s_4 = 7,86\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = s_5$ , βρίσκουμε ότι

$$h_5 = 2400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**Σημείο 6:** Το συμπύκνωμα εγκαταλείπει το ψυγείο στην πίεση  $p_6 = 0.05\text{bar} = 5\text{kPa}$  και σε μορφή κορεσμένου υγρού. Επομένως (σελίδα 1246, Τόμος Β'),

$$h_6 = h_{\text{κορ.υγρό},0.05\text{bar}} = 137,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Το μόνο πλέον που μένει για να υπολογίσουμε τα παραγόμενα (και καταναλισκόμενα) έργα και τις θερμότητες είναι ο υπολογισμός της ενθαλπίας του σημείου 1.

Επειδή η συμπίεση στην αντλία γίνεται με ελάχιστη μεταβολή της θερμότητας, μπορούμε να γράψουμε ότι,  $dq \approx 0$ , και τότε το πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα δίνει:

$$w_{\text{αντλίας}} = h_1 - h_2,$$

ή 
$$h_1 = w_{\text{αντλίας}} + h_2.$$

Μέχρι τώρα υπολογίζαμε το έργο από τις τιμές των γνωστών ενθαλπιών. Αυτή τη φορά έχουμε την αντίστροφη

διαδικασία, όπου για να υπολογίσουμε τις τιμές των ενθαλπικών απαιτήσεων το έργο που καταναλώνει η αντλία.

**(ΑΠΟ ΣΕΛΙΔΑ 497 ΤΟΜΟΣ Α΄ CENGEL, BOLES)**

Για να γίνει αυτό θα χρησιμοποιήσουμε τις σχέσεις γνωστές ως εξισώσεις Gibbs, οι οποίες δίνονται από:

$$T ds = du + P dv,$$

$$T ds = dh - v dP.$$

Οι σχέσεις αυτές είναι πολύ σημαντικές αφού ισχύουν για αντιστρεπτές και μη αντιστρεπτές μεταβολές σε κλειστά ή ανοιχτά συστήματα.

Χρησιμοποιώντας την δεύτερη σχέση Gibbs μπορούμε να γράψουμε ότι για μία αντιστρεπτή μεταβολή,

$$T ds = dh - v dP \Rightarrow dq = dh - v dP,$$

αφού έχουμε ορίσει την εντροπία,  $s$ , για μία αντιστρεπτή μεταβολή από την εξίσωση

$$ds = \frac{dq}{T}.$$

Ας θυμηθούμε στη συνέχεια το γενικευμένο πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα για ανοιχτό σύστημα στο οποίο έχει συμπεριληφθεί η μεταβολή στην κινητική και δυναμική ενέργεια,  $\Delta K$  και  $\Delta E$ , αντίστοιχα.

$$dq - dw = dh + d(K.E) + d(\Delta E).$$

Τότε όμως έχουμε

$$\begin{aligned} dh - v dP - dw &= dh + d(KE) + d(\Delta E) \Rightarrow \\ -dw &= v dP + d(KE) + d(\Delta E). \end{aligned}$$

Στις περιπτώσεις που θα μελετήσουμε εμείς

$$d(KE) = d(\Delta E) = 0,$$

και τότε

$$dw = -v dP \Rightarrow w = - \int_{\text{αρχή}}^{\text{τέλος}} v dP.$$

Στην περίπτωση που το ρευστό είναι ασυμπίεστο (ή σχεδόν ασυμπίεστο), το παραπάνω αποτέλεσμα γράφεται,

$$w = -v(P_{\text{τέλος}} - P_{\text{αρχή}}).$$

**ΠΡΟΣΟΧΗ:** Η εξίσωση για το αντιστρεπτό έργο σε ανοιχτό σύστημα δίνεται από την

$$w = - \int_{\text{αρχή}}^{\text{τέλος}} v dP,$$

ενώ για κλειστό σύστημα από την

$$w = \int_{\text{αρχή}}^{\text{τέλος}} P dv.$$

**(ΤΕΛΟΣ)**

Μπορούμε πλέον να υπολογίσουμε το έργο της αντλίας,  $w_{\text{αντλίας}}$ , και στη συνέχεια την ενθαλπία στο σημείο 1.

$$w_{\text{αντλίας}} = 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (80 - 0.05) 10^5 \text{ Pa} = 0.001 (80 - 0.05) 10^5 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} =$$

$$= 7995 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = 7995 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 7,995 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Τότε όμως,

$$h_1 = w_{\text{αντλίας}} + h_6 = 7,995 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 137,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 153,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε τα έργα και τις θερμότητες. Έχουμε λοιπόν,

$$w_{\text{στροβίλος, YΠ}} = h_2 - h_3 = 3397 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2798 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow w_{\text{στροβίλος, YΠ}} = 599 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

$$w_{\text{στροβίλος, ΧΠ}} = h_4 - h_5 = 3481 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow w_{\text{στροβίλος, ΧΠ}} = 1081 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

$$w_{\text{αντλίας}} = 7,995 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad (\text{Δες παραπάνω})$$

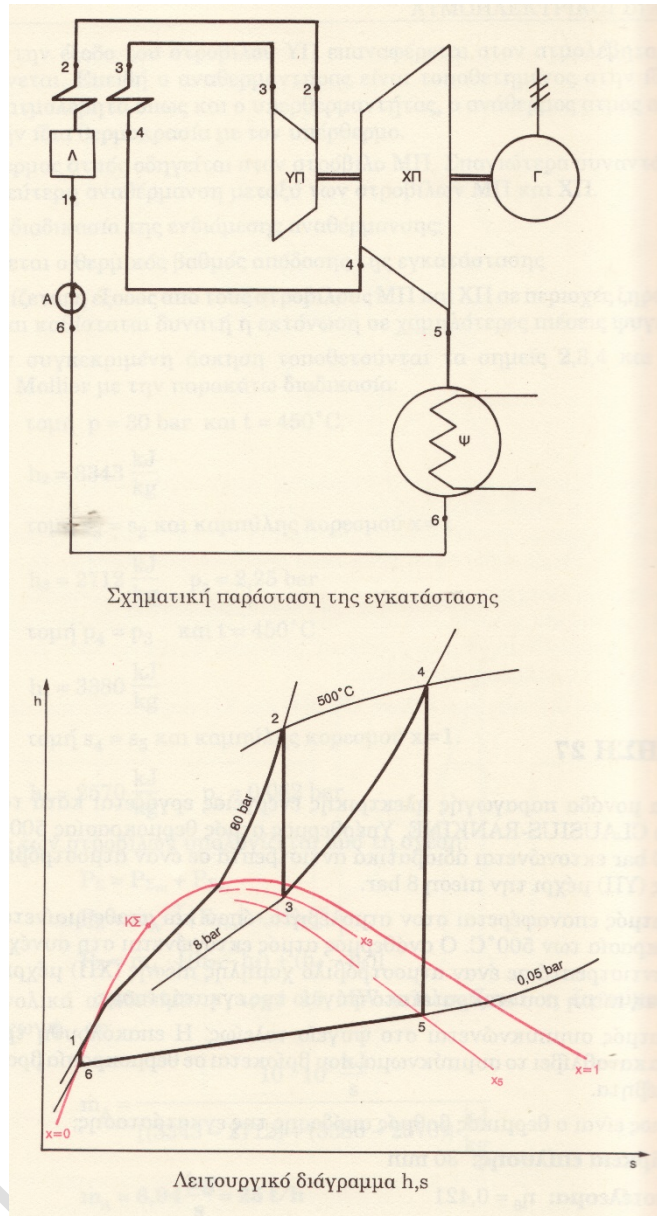
$$q_{\text{in}} = (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) = (3397 - 154) + (3481 - 2798) = 3926 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης δίνεται από την

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\sum w_{\text{στροβίλων}} - w_{\text{αντλίας}}}{q_{\text{in}}} = \frac{w_{\text{στροβίλος, YΠ}} + w_{\text{στροβίλος, ΧΠ}} - w_{\text{αντλίας}}}{q_{\text{in}}},$$

και ισούται με,

$$\eta_{\text{th}} = \frac{599 + 1081 - 8}{3971} = \frac{1672}{3926} = 0,425$$



### ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

(Ατμοηλεκτρικοί σταθμοί: Άσκηση 25)

Στον ατμοστρόβιλο ΥΠ ατμοηλεκτρικού σταθμού εκτονώνονται 10 t/h υπέρθερμου ατμού θερμοκρασίας 450°C και πίεσης 25bar αδιαβατικά αντιστρεπτά μέχρι την πίεση 5bar.

Κατά την έξοδο του από τον στρόβιλο ΥΠ απομαστεύεται παροχή ατμού ίση με 1,3 t/h. Η υπόλοιπη παροχή διοχετεύεται στον στρόβιλο ΧΠ, όπου και εκτονώνεται αδιαβατικά αντιστρεπτά μέχρι την πίεση ψυγείου 0,2bar.

Στο ψυγείο της εγκατάστασης συμπυκνώνεται τελείως αυτή η παροχή. Η θερμοκρασία εξόδου από το ψυγείο είναι ίση με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης στην αντίστοιχη πίεση.

Το συμπύκνωμα συμπιέζεται αδιαβατικά αντιστρεπτά μέσω μιας πρώτης τροφοδοτικής αντλίας μέχρι την πίεση 5bar και οδηγείται σε προθερμαντική δεξαμενή, όπου και αναμιγνύεται με την παροχή ατμού απομάστευσης από την έξοδο του στροβίλου ΥΠ. Κατά την ανάμιξη ο ατμός απομάστευσης συμπυκνώνεται τελείως.

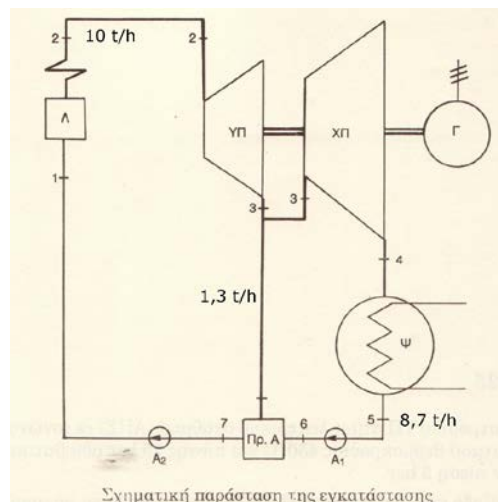
Το προθερμασμένο τροφοδοτικό νερό, που εγκαταλείπει τον προθερμαντήρα ανάμιξης, καταθλίβεται αδιαβατικά αντιστρεπτά μέσω μιας δεύτερης τροφοδοτικής αντλίας στον ατμολέβητα, όπου και θερμαίνεται, εξατμίζεται και υπερθερμαίνεται μέχρι την θερμοκρασία των 450°C.

α. Εμφανίστε ένα λειτουργικό διάγραμμα h,s.

β. Υπολογίστε τον θερμικό βαθμό απόδοσης της μονάδας.

## ΛΥΣΗ

α.





**Σημείο 5:** Η θερμοκρασία εξόδου από το ψυγείο είναι ίση με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης στην ίδια πίεση,  $P_4 = 0,2\text{bar}$ . Μετατρέποντας την πίεση αυτή σε Pascals βρίσκουμε ότι

$$P_5 = 0,2\text{bar} = 0,2\text{bar} \times \frac{10^5 \text{ Pa}}{1\text{bar}} = 2 \times 10^4 \text{ Pa} = 20\text{kPa},$$

και χρησιμοποιώντας τους πίνακες

$$h_5 = 252 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 6:** Για να υπολογίσουμε την ενθαλπία στο σημείο 6 πρέπει να υπολογίσουμε πρώτα το έργο της αντλίας,  $w_{\text{αντλίας},1}$ . Χρησιμοποιώντας ότι

$$w = - \int_{\text{αρχή}}^{\text{τέλος}} P dv,$$

και θεωρώντας το υγρό ασυμπίεστο έχουμε

$$\begin{aligned} w_{\text{αντλίας},1} &= 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (P_6 - P_5) 10^5 \text{ Pa} = 0,001(5 - 0,2) 10^5 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \\ &= 480 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = 480 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 0,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}. \end{aligned}$$

Επομένως,

$$w_{\text{αντλίας},1} = h_6 - h_5 \Rightarrow h_6 = w_{\text{αντλίας},1} + h_5,$$

ή

$$h_6 = (0,48 + 252) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow h_6 = 252,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 7:** Για τον υπολογισμό της ενθαλπίας του σημείου 7 είναι απαραίτητος ο ενεργειακός ισολογισμός του προθερμαντήρα.

$$\dot{E}_{\text{ολική,εισ}} = \dot{E}_{\text{ολική,εξ}}.$$

Τότε,

$$\begin{aligned}\dot{m}_6 h_6 + (\dot{m}_{ολικη} - \dot{m}_6) h_3 &= \dot{m}_{ολικη} h_7 \Rightarrow \\ 8.7 \times 252,48 + 1,3 \times 2910 &= 10 \times h_7 \Rightarrow \\ 2196,6 + 3783 &= 10 \times h_7 \Rightarrow \\ h_7 &= 598 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.\end{aligned}$$

**Σημείο 1:** Όμοια με το σημείο 6 μπορούμε να γράψουμε

$$\begin{aligned}w_{αντλιας,2} &= 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (P_1 - P_7) 10^5 \text{Pa} = 0,001 (25 - 5) 10^5 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \\ &= 2000 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = 2000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},\end{aligned}$$

και τότε

$$w_{αντλιας,2} = h_1 - h_7 \Rightarrow h_1 = w_{αντλιας,2} + h_7,$$

ή

$$h_1 = (2 + 598) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow h_1 = 600 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

β. Έχοντας υπολογίσει τις ενθαλπίες είμαστε πλέον σε θέση να υπολογίσουμε και το θερμικό βαθμό απόδοσης αφού πρώτα βρούμε τις τιμές των έργων και των θερμοτήτων στη διάταξη μας. Έχουμε λοιπόν:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{στροβιλου,ΥΠ} &= \dot{m}_{ολικη} (h_2 - h_3) = 10 \frac{\text{t}}{\text{h}} (3350 - 2910) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 10 \frac{1000\text{kg}}{3600\text{s}} 440 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1222\text{kW}.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{στροβίλου,ΧΠ}} &= \dot{m}_6 (h_3 - h_4) = 8,7 \frac{\text{t}}{\text{h}} (2910 - 2420) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 8,7 \frac{1000\text{kg}}{3600\text{s}} 490 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1184\text{kW}.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{αντλίας,1}} &= \dot{m}_6 v_6 (P_6 - P_5) = 8,7 \frac{\text{t}}{\text{h}} 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (P_6 - P_5) 10^5 \text{Pa} \\ &= 8,7 \frac{1000\text{kg}}{3600\text{s}} 0,001 (5 - 0,2) 10^5 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \\ &= 1160 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 1160 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 1,16\text{kW}.\end{aligned}$$

Ομοίως,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{αντλίας,2}} &= \dot{m}_{\text{ολική}} v_7 (P_1 - P_7) = 10 \frac{\text{t}}{\text{h}} 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (P_1 - P_7) 10^5 \text{Pa} \\ &= 10 \frac{1000\text{kg}}{3600\text{s}} 0,001 (25 - 5) 10^5 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \\ &= 5556 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 5556 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 5,56\text{kW}.\end{aligned}$$

Τέλος,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}_{\text{ολική}} (h_2 - h_1) = 10 \frac{1000\text{kg}}{3600\text{s}} (3350 - 600) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 7917 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 7917\text{kW}.\end{aligned}$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης,  $\eta_{\text{th}}$ , τότε ισούται με

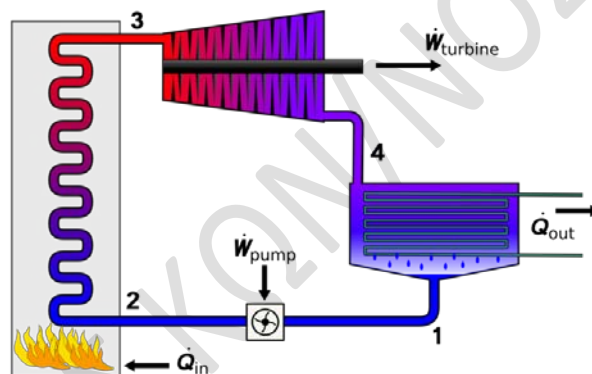
$$\begin{aligned}\eta_{\text{th}} &= \frac{\dot{W}_{\text{στροβίλου,ΥΠ}} + \dot{W}_{\text{στροβίλου,ΧΠ}} - \dot{W}_{\text{αντλίας,1}} - \dot{W}_{\text{αντλίας,2}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \\ &= \frac{1222 + 1184 - 1,16 - 5,56}{7917} = \frac{1399}{7917} = 0.303,\end{aligned}$$

ή

$$\eta_{\text{th}} = 30,3\%$$

## ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗ

Μέχρι τώρα μελετήσαμε αναλυτικά τον απλό κύκλο Rankine καθώς και τις πιο βασικές διαφοροποιήσεις του (υπερθέρμανση, αναθέρμανση, αναγέννηση). Όλες οι περιπτώσεις είχαν ένα κοινό χαρακτηριστικό. Δίνουμε ένα ποσό θερμότητας στο λέβητα για να θερμάνουμε το εργαζόμενο μέσο, με σκοπό να παράξουμε ωφέλιμο έργο. Σε όλες όμως τις διατάξεις που μελετήθηκαν ήταν απαραίτητο να υπάρχει ένα κρύο θερμοδοχείο στο οποίο απορρίπτονταν ένα μικρό ποσό θερμότητας (το  $\dot{Q}_{out}$  για παράδειγμα στο παρακάτω σχήμα).



Στις πραγματικές διατάξεις, το κρύο θερμοδοχείο είναι συνήθως ένα ποτάμι ή μία λίμνη. Αυτή η απώλεια θερμότητας χάνεται ουσιαστικά εξ ολοκλήρου στο περιβάλλον και όσο αφορά τη παραγωγή έργου μας είναι εντελώς άχρηστη. Μαθηματικά οι απώλειες αυτές εκφράζονται στο θερμικό βαθμό απόδοσης ελαττώνοντας τον. Όσο πιο μεγάλες απώλειες λοιπόν υπάρχουν σε μία πραγματική διάταξη, τόσο μικρότερο θερμικό βαθμό απόδοσης θα έχουμε και επομένως τόσο πιο ακριβή θα είναι η διάταξη μας. Από την άλλη υπάρχουν εγκαταστάσεις (όπως είναι οι χημικές βιομηχανίες, διυλιστήρια κ.α.) που απαιτούν στην είσοδο ενέργεια με τη μορφή θερμότητας.

Συνδυάζοντας τα δύο παραπάνω (απόρριψη θερμότητας στο κρύο θερμοδοχείο και χρησιμοποίηση θερμότητας σε κατάλληλες εγκαταστάσεις) βλέπουμε ότι μπορούμε να συνδυάσουμε τη θερμότητα που χάνεται ως ενέργεια εισόδου σε συγκεκριμένες εγκαταστάσεις. Η θερμότητα αυτή ονομάζεται θερμότητα διεργασίας. Με τον τρόπο αυτό ουσιαστικά μετατρέπουμε την “άχρηστη” ενέργεια που χάνεται στο περιβάλλον σε “χρήσιμη” ενέργεια που χρησιμοποιείται για τη λειτουργία επιπλέον διατάξεων. Για παράδειγμα μπορεί να έχουμε μία μονάδα παραγωγής ηλεκτρισμού (ΔΕΗ), η οποία ταυτόχρονα να πληρεί και τις απαιτήσεις άλλων βιομηχανικών εφαρμογών για θερμότητα διεργασίας. Μία τέτοια μονάδα ονομάζεται μονάδα συμπαραγωγής. Μπορούμε λοιπόν να πούμε ότι συμπαραγωγή ονομάζεται η παραγωγή περισσότερων από μία “χρήσιμων” μορφών ενέργειας (ηλεκτρικής, μηχανικής και θερμότητας διεργασίας) από την ίδια πηγή ισχύος.

Όπως είναι αναμενόμενο η συμπαραγωγή αυξάνει σημαντικά το θερμικό βαθμό απόδοσης. Ας δούμε όμως γιατί: Το πιο ενδιαφέρον χαρακτηριστικό μίας ιδανικής μονάδας συμπαραγωγής είναι ότι δεν έχει συμπυκνωτή. Δεν έχει επομένως το κρύο θερμοδοχείο που χάνεται θερμότητα. Αντιθέτως έχει το θερμαντήρα διεργασίας ο οποίος παρέχει το απαιτούμενο ποσό θερμότητας, έστω  $\dot{Q}_{\theta.\delta.}$ , ως ενέργεια εισόδου σε μία άλλη εγκατάσταση. Μπορούμε τώρα να ορίσουμε τον συντελεστή απόδοσης,  $\varepsilon_{\text{συμπ.}}$ , ως εξής:

$$\varepsilon_{\text{συμπ.}} = \frac{\sum W_{\text{στροβίλων}} - \sum W_{\text{αντλιών}} + \dot{Q}_{\theta.\delta.}}{\dot{Q}_{\text{in}}},$$

ή ισοδύναμα από τη γνωστή πλέον σχέση

$$\varepsilon_{\text{συμπ.}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{Q}_{\text{in}}}.$$

Η ποσότητα θερμότητας  $\dot{Q}_{out}$  παριστάνει τη θερμότητα που ρίχνεται στο συμπυκνωτή, καθώς και όλες τις ανεπιθύμητες απώλειες στις σωληνώσεις και τα υπόλοιπα μέρη της εγκατάστασης. Σε μία ιδανική όμως μονάδα συμπαραγωγής δεν υπάρχουν απώλειες,  $\dot{Q}_{out} = 0$ , και ο συντελεστής απόδοσης είναι 100%. Βλέπουμε λοιπόν ότι η εκμετάλλευση του θερμαντήρα διεργασίας, ο οποίος αντικαθιστά τον συμπυκνωτή, ουσιαστικά μεγιστοποιεί τον συντελεστή απόδοσης.

Στην πραγματικότητα βέβαια υπάρχουν απώλειες και έτσι ο συντελεστής απόδοσης για πραγματικές εγκαταστάσεις είναι αρκετά υψηλός αφού υπερβαίνει το 70% σε μερικές διατάξεις. Στη συνέχεια θα μελετήσουμε ένα παράδειγμα συμπαραγωγής.

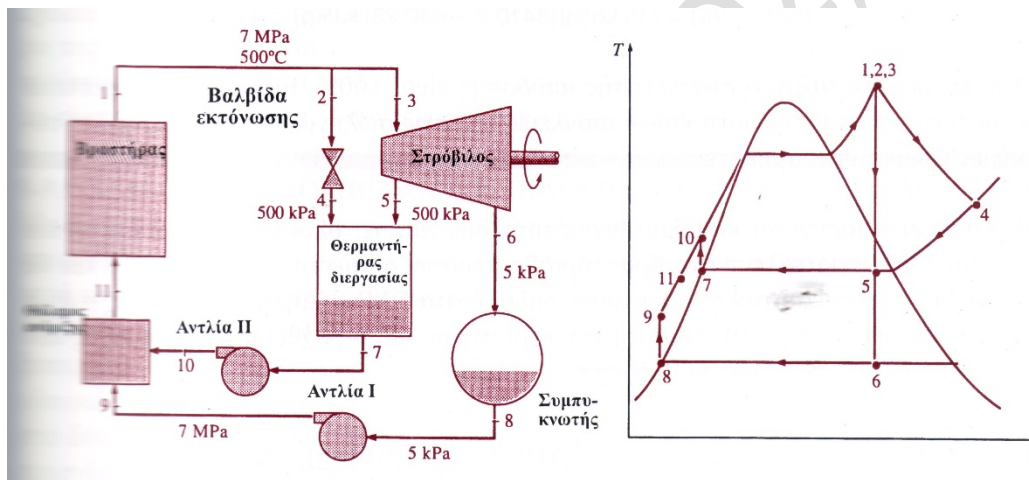
### **ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ**

(ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 9-8 ΤΟΜΟΣ Β΄ CENGEL, BOLES)

Να θεωρηθεί η μονάδα συμπαραγωγής που απεικονίζεται στο παρακάτω σχήμα. Ο υδρατμός εισέρχεται στο στρόβιλο σε πίεση 7MPa και σε θερμοκρασία 500°C. Για μία διεργασία θέρμανσης, μέρος του υδρατμού εξάγεται από το στρόβιλο σε πίεση 500kPa. Ο υδρατμός που απομένει συνεχίζει να εκτονώνεται στα 5kPa. Στη συνέχεια συμπυκνώνεται σε σταθερή πίεση και αντλείται στο βραστήρα στην πίεση των 7MPa. Σε περιπτώσεις υψηλής ζήτησης για θερμότητα διεργασίας, ένα μέρος του υδρατμού που εξέρχεται από το βραστήρα στραγγαλίζεται σε πίεση 500kPa και οδηγείται στη διεργασία θέρμανσης. Τα κλάσματα εξαγωγής ρυθμίζονται, ώστε ο υδρατμός που εγκαταλείπει το θερμαντήρα διεργασίας να είναι σε μορφή κορεσμένου υγρού σε πίεση 500kPa. Έπειτα αντλείται στα

7MPa. Η παροχή μάζας του υδρατμού διαμέσου του βραστήρα είναι 15kg/s. Αγνοώντας απώλειες θερμότητας και πτώσεις πίεσης και υποθέτοντας ότι η αντλία και ο στρόβιλος λειτουργούν ισεντροπικά, να υπολογισθούν:

- η ισχύς που παράγεται και ο συντελεστής απόδοσης, όταν δεν υπάρχει θερμότητα και
- ο ρυθμός προσθήκης θερμότητας διεργασίας, όταν το 10% του υδρατμού εξάγεται πριν ακόμα εισέλθει στο στρόβιλο και το 70% του υδρατμού εξάγεται από το στρόβιλο στην πίεση των 500kPa για την θέρμανση που απαιτεί η διεργασία.



### ΛΥΣΗ

Για να υπολογίσουμε τα ζητούμενα μεγέθη πρέπει πρώτα να βρούμε τις τιμές των έργων και των ενθαλπιών. Έχουμε λοιπόν ότι:

$$\begin{aligned}
 w_{\text{Αντλία, I}} &= v_8 (P_9 - P_8) = 0.001005 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (7000 - 5) \text{kPa} \\
 &= 0.001005 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (7000 - 5) \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} = 7,03 \frac{\text{kN m}}{\text{kg}} = 7,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},
 \end{aligned}$$

όπου  $v_8 = 0.001005 \text{ m}^3/\text{kg}$ , είναι ο ειδικός όγκος κορεσμένου νερού για πίεση ίση με 5kPa και βρέθηκε με χρήση των πινάκων.

Ομοίως,

$$w_{\text{Αντλία,II}} = v_7 (P_{10} - P_7) = 0.001095 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (7000 - 500) \text{kPa}$$

$$= 0.001095 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (7000 - 500) \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} = 7,12 \frac{\text{kN m}}{\text{kg}} = 7,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημεία 1, 2, 3, 4:** Οι ενθαλπίες των σημείων 1, 2, 3, και 4 είναι ίσες και βρίσκονται από τους πίνακες υπέρθερμου ατμού πίεσης 7MPa και θερμοκρασίας 500°C.

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3410,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 5:** Για να υπολογίσουμε την ενθαλπία του σημείου 5 αρκεί να παρατηρήσουμε ότι  $s_5 = s_3 = 6.7975 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ . Γνω-

ρίζοντας την εντροπία του σημείου και την πίεση  $P_5 = 500\text{kPa}$ , μπορούμε να βρούμε το σημείο 5 στο διάγραμμα Mollier και να βρούμε την ενθαλπία του. Βρίσκουμε λοιπόν ότι

$$h_5 = 2738 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 6:** Και εδώ ισχύει ότι  $s_6 = s_5 = s_4 = 6.7975 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ , με πίεση  $P_6 = 5\text{kPa}$ . Από το διάγραμμα Mollier βρίσκουμε ότι

$$h_6 = 2072 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 7:** Η ενθαλπία του σημείου 7 ισούται με την ενθαλπία κορεσμένου υγρού σε πίεση 500kPa και βρίσκεται από πίνακες ίση με

$$h_7 = 640,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 8:** Ομοίως η ενθαλπία του σημείου 8 ισούται με την ενθαλπία κορεσμένου υγρού σε πίεση 5kPa και βρίσκεται από πίνακες ίση με

$$h_8 = 137,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 9:** Για την ενθαλπία του σημείου 9 έχουμε ότι

$$h_9 = w_{\text{Αντλία, I}} + h_8 = (7,03 + 137,82) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 144,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 10:** Τέλος για το σημείο 10, έχουμε ότι

$$h_{10} = w_{\text{Αντλία, II}} + h_7 = (7,12 + 640,23) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 647,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Είμαστε πλέον σε θέση να λύσουμε τα δύο ερωτήματα του προβλήματος.

α) Όταν δεν παρέχεται θερμότητα διεργασίας, οι σωληνώσεις που χαρακτηρίζονται από τα σημεία 4 και 5 είναι σφραγισμένες. Μαθηματικά αυτό περιγράφεται γράφοντας ότι  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = 0$ , και όλη η παροχή διέρχεται από το στρόβιλο όπου και εκτονώνεται πλήρως,  $\dot{m}_1 = \dot{m}_3 = \dot{m}_6 = 15 \text{ kg/s}$ .

Η ισχύς που θα παραχθεί τότε στους στρόβιλους και την αντλία (σημειώνεται ότι σε αυτή την περίπτωση υπάρχει μόνο μία αντλία) δίνεται από

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{στρόβιλου}} &= \dot{m}(h_3 - h_6) = 15 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3410,3 - 2071,9) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 20076 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 20076 \text{ kW}. \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{\text{αντλία, I}} = 15 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 7,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 105 \text{ kW}.$$

Η προσφερόμενη επίσης θερμότητα ισούται με

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{m}(h_1 - h_{11}) = \dot{m}(h_1 - h_9) = 15 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3410,3 - 144,85) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 48982 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 48982 \text{kW}.\end{aligned}$$

Ο συντελεστής απόδοσης επομένως,  $\varepsilon_{\text{συμπ.}}$ , ισούται με

$$\varepsilon_{\text{συμπ.}} = \frac{\sum W_{\text{στροβίλων}} - \sum W_{\text{αντλιών}} + \dot{Q}_{\theta.\delta.}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{20076 - 105}{48982} = 0.408$$

Βρήκαμε επομένως ότι χωρίς συμπαραγωγή μόνο το 40.8% της παρεχόμενης ενέργειας μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο. Στο επόμενο ερώτημα θα συμπεριλάβουμε τη συμπαραγωγή για να δούμε πόσο θα βελτιωθεί ο συντελεστής απόδοσης.

β) Για να υπολογίσουμε το ρυθμό προσθήκης θερμότητας διεργασίας πρέπει να κάνουμε ένα ενεργειακό ισολογισμό στον θερμαντήρα διεργασίας. Γνωρίζουμε ότι το 10% (ή αλλιώς 1.5 kg/s) εισέρχεται κατευθείαν στο θερμαντήρα και το 70% (ή αλλιώς 10.5 kg/s) εξάγεται από το στρόβιλο στην πίεση των 500kPa. Έχουμε λοιπόν ότι

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{εισ}} &= \dot{E}_{\text{εξ}} \Rightarrow \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{\theta.\delta.} + \dot{m}_7 h_7 \\ &\Rightarrow \dot{Q}_{\theta.\delta.} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7.\end{aligned}$$

Αντικαθιστώντας βρίσκουμε ότι

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\theta.\delta.} &= 1,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 3410,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 10,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 2738,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 12 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 640,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 26184 \text{kW}.\end{aligned}$$



$$P_1 = 200\text{bar}, \quad T_1 = 530^\circ\text{C}, \quad P_2 = 40\text{bar}, \quad T_3 = 530^\circ\text{C},$$

$$P_4 = 0,5\text{bar}, \quad x_5 = 0, \quad T_5 = 81,35^\circ\text{C}, \quad P_6 = 0,8 \cdot P_2,$$

$$\dot{m}_A = 200\text{kg/s}, \quad \dot{m}_a = 0,1 \cdot \dot{m}_A, \quad \Delta T_{6,7} = 50^\circ\text{C}.$$

Ζητούνται:

- A) Το λειτουργικό διάγραμμα  $h-s$  της εγκατάστασης.
- B) Η ποιότητα  $x_4$  του ατμού στην έξοδο από τον στρόβιλο ΧΠ.
- Γ) Η θερμοκρασία  $T_8$  του τροφοδοτικού νερού στην έξοδο από τον τελευταίο προθερμαντήρα.
- Δ) Η ισχύς των ατμοστροβίλων.
- Ε) Η θερμική ισχύς του ατμολέβητα.
- Ζ) Ο θερμικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης.

### ΛΥΣΗ

A) Για να κατασκευάσουμε το λειτουργικό διάγραμμα  $h-s$  πρέπει αρχικά να βρούμε τις συντεταγμένες των χαρακτηριστικών σημείων. Έχουμε λοιπόν:

**Σημείο 1:** Τομή  $P_1 = 200\text{bar}$ ,  $T_1 = 530^\circ\text{C}$ :  $h_1 = 3340 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

**Σημείο 2:** Τομή  $P_2 = 40\text{bar}$ ,  $s_2 = s_1 = 6,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ :

$$h_2 = 2908 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 3:** Τομή  $P_3 = 40\text{bar}$ ,  $T_3 = 530^\circ\text{C}$ :  $h_3 = 3515 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

**Σημείο 4:** Τομή  $P_4 = 0,5\text{bar}$ ,  $s_4 = s_3 = 7,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ :

$$h_4 = 2495 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 5:** Ο ατμός εκτονώνεται στον στρόβιλο χαμηλής πίεσης και εισέρχεται στο συμπυκνωτή όπου και συμπυκνώνεται πλήρως ( $x_5 = 0$ ) στη θερμοκρασία  $T_5 = 81,35^\circ\text{C}$ . Από το σχήμα A-9 της σελίδας 1254 βρίσκουμε ότι η ενθαλπία του σημείου 5 είναι  $h_5 = 340 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

**Σημείο 6:** Το συμπύκνωμα εισέρχεται στην αντλία  $A_1$ . Τότε έχουμε,

$$w_{A_1} = h_6 - h_5 \Rightarrow h_6 = w_{A_1} + h_5 = v_{\text{κορ,υγρό}/0,5\text{bar}} (P_6 - P_5) + h_5,$$

όπου  $v_{\text{κορ,υγρό}/0,5\text{bar}}$ , είναι ο ειδικός όγκος κορεσμένου υγρού στη πίεση 0,5 bar. Από τον πίνακα A-5 της σελίδας 1246

βρίσκουμε ότι  $v_{\text{κορ,υγρό}/0,5\text{bar}} = 0,001030 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$  και τότε

$$\begin{aligned} h_6 &= v_{\text{κορ,υγρό}/0,5\text{bar}} (P_6 - P_5) + h_5 = v_{\text{κορ,υγρό}/0,5\text{bar}} (P_6 - P_4) + h_5 \\ &= 0,001030 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (0,8 \cdot 40\text{bar} - 0,5\text{bar}) \frac{100\text{kPa}}{\text{bar}} + 340 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}. \end{aligned}$$

Τακτοποιώντας τις μονάδες βρίσκουμε ότι  $h_6 = 343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

**Σημείο 7:** Για να βρούμε την ενθαλπία στο σημείο 7 πρέπει να γράψουμε το θερμικό ισολογισμό στους προθερματήρες ανάμιξης και επαφής.

*Προθερμαντήρας ανάμιξης:*

$$\dot{E}_{\text{εισ}} = \dot{E}_{\text{εξ}} \Rightarrow (\dot{m}_A - \dot{m}_a)h_6 + \dot{m}_a h_{11} = \dot{m}_A h_7.$$

*Προθερμαντήρας επαφής:*

$$\dot{E}_{\text{εισ}} = \dot{E}_{\text{εξ}} \Rightarrow \dot{m}_A h_7 + \dot{m}_a h_2 = \dot{m}_A h_8 + \dot{m}_a h_{10}.$$

Σημειώνοντας ότι ο στραγγαλισμός είναι 10–11 αδιαβατικός, το παραπάνω σύστημα παίρνει τη μορφή

$$\begin{aligned} (\dot{m}_A - \dot{m}_a)h_6 + \dot{m}_a h_{11} &= \dot{m}_A h_7, \\ \dot{m}_A h_7 + \dot{m}_a h_2 &= \dot{m}_A h_8 + \dot{m}_a h_{11}. \end{aligned}$$

Μπορούμε να απλοποιήσουμε παραπέρα το σύστημα χρησιμοποιώντας ότι  $\dot{m}_a = 0,1 \cdot \dot{m}_A$ , έχουμε

$$\begin{aligned} (\dot{m}_A - 0,1\dot{m}_A)h_6 + 0,1\dot{m}_A h_{11} &= \dot{m}_A h_7 & 0,9h_6 + 0,1h_{11} &= h_7 \\ \Rightarrow \\ \dot{m}_A h_7 + 0,1\dot{m}_A h_2 &= \dot{m}_A h_8 + 0,1\dot{m}_A h_{11} & h_7 + 0,1h_2 &= h_8 + 0,1h_{11} \end{aligned}$$

Από την πρώτη εξίσωση του συστήματος μπορούμε να βρούμε την ενθαλπία του σημείου 11 και από τη δεύτερη την ενθαλπία του σημείου 8. Για να γίνει όμως αυτό πρέπει πρώτα να βρούμε την ενθαλπία του σημείου 7.

Για να υπολογίσουμε λοιπόν την ενθαλπία του σημείου 7 ας θυμηθούμε τη θερμοχωρητικότητα (ή ειδική θερμότητα) υπό σταθερή πίεση,  $C_p$ , η οποία ορίζεται ως εξής:

$$C_p(T) \equiv \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p,$$

και εκφράζει τη μεταβολή της ενθαλπίας συναρτήσει της θερμοκρασίας, σε σταθερή πίεση (βλέπε παράγραφος 3-8 στη σελίδα 220). Τότε έχουμε,

$$\Delta h = \int_{\text{αρχή}}^{\text{τέλος}} C_p(T) dT,$$

ή για την περίπτωση μας

$$h_7 - h_6 = \int_6^7 C_p(T) dT.$$

Επειδή όμως η μεταβολή 6–7 γίνεται υπό σταθερή πίεση τότε το  $C_p(T)$  είναι σταθερό και

$$h_7 - h_6 = C_p(T)(T_7 - T_6).$$

Από τον πίνακα A-3 στη σελίδα 1242 βρίσκουμε ότι η ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση ισούται με

$$C_p(T) = 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{και} \quad \text{χρησιμοποιώντας} \quad \text{ότι}$$

$$\Delta T_{6,7} = T_7 - T_6 = 50^\circ\text{C} \quad \text{βρίσκουμε,}$$

$$h_7 - h_6 = C_p(T)(T_7 - T_6) = 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} 50^\circ\text{C} = 209,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},$$

ή

$$h_7 = h_6 + 209,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = (343 + 209,3) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow h_7 = 552,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 10, 11:**

Έχοντας υπολογίσει την ενθαλπία του σημείου 7 μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε την πρώτη εξίσωση του συστήματος

$$0,9h_6 + 0,1h_{11} = h_7,$$

για να υπολογίσουμε την ενθαλπία του 11 (και κατά συνέπεια και του σημείου 10, αφού  $h_{10} = h_{11}$ ).

$$h_{11} = h_{10} = \frac{h_7 - 0,9h_6}{0,1} = \frac{552,3 - 0,9 \cdot 343 \text{ kJ}}{0,1} = 2437 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

**Σημείο 8:**

Ομοίως χρησιμοποιώντας τη δεύτερη εξίσωση του συστήματος

$$\begin{aligned} h_8 = h_7 + 0,1h_2 - 0,1h_{11} &= (552,3 + 0,1 \cdot 2908 - 0,1 \cdot 2437) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 600 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}. \end{aligned}$$

**Σημείο 9:** Το συμπύκνωμα εισέρχεται στην αντλία  $A_2$ . Τότε έχουμε,

$$w_{A_2} = h_9 - h_8 \Rightarrow h_9 = w_{A_2} + h_8 = v_{\text{κορ,υγρό}/32\text{bar}} (P_9 - P_8) + h_8.$$

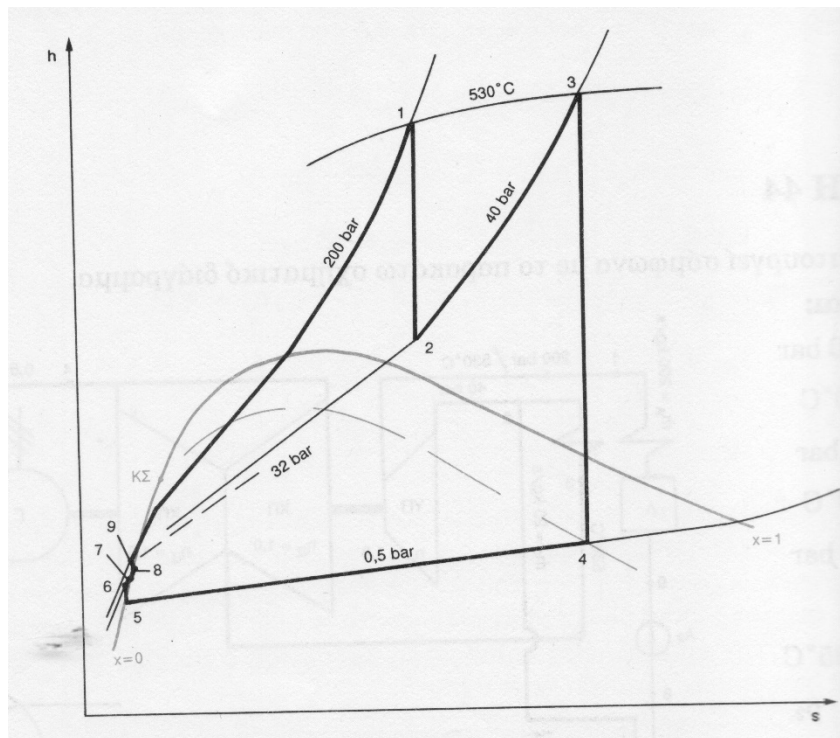
Επειδή όλες οι αναμείξεις στους προθερμαντήρες γίνονται σε σταθερή πίεση έχουμε ότι  $P_6 = P_7 = P_8 = 32\text{bar} = 3,2\text{MPa}$ .

Τότε,

$$h_9 = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (20 - 3,2) \text{MPa} + 600 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$= 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} 16800 \text{kPa} + 600 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 617 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Έχουμε πλέον όλες τις συντεταγμένες των σημείων (1 έως 11) και είμαστε σε θέση να κατασκευάσουμε το λειτουργικό διάγραμμα  $h-s$  της εγκατάστασης.



Β) Η ποιότητα  $x_4$  του ατμού στην έξοδο από τον στρόβιλο ΧΠ βρίσκεται από το διάγραμμα Mollier χρησιμοποιώντας

ότι  $P_4 = 0,5 \text{bar}$  και  $h_4 = 2495 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ . Βρίσκουμε λοιπόν ότι

$$x_4 = 0,935.$$

Γ) Η θερμοκρασία  $T_8$  του τροφοδοτικού νερού στην έξοδο από τον τελευταίο προθερμαντήρα μπορεί να βρεθεί χρησιμοποιώντας ότι

$$h_8 = C_p(T)T_8 \Rightarrow T_8 = \frac{h_8}{C_p(T)} = \frac{600 \text{ kJ/kg}}{4,186 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}} = 143,3^\circ\text{C}.$$

Δ) Η ισχύς των ατμοστροβίλων ΥΠ και ΧΠ,  $P_{\text{ΥΠ}}$  και  $P_{\text{ΧΠ}}$  αντίστοιχα, υπολογίζεται εύκολα ως εξής:

$$P_{\text{ΧΠ}} = (\dot{m}_A - \dot{m}_a)(h_3 - h_4) = (200 - 20) \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3515 - 2495) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow$$

$$P_{\text{ΧΠ}} = 183600 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 183600 \text{ kW} = 183,9 \text{ MW}.$$

Ομοίως,

$$P_{\text{ΥΠ}} = \dot{m}_A (h_1 - h_2) = 200 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3340 - 2908) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow$$

$$P_{\text{ΥΠ}} = 86400 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 86400 \text{ kW} = 86,4 \text{ MW}.$$

Ε) Η θερμική ισχύς του ατμολέβητα,  $Q_A$ , δίνεται από την παρακάτω εξίσωση

$$\begin{aligned} Q_A &= \dot{m}_A (h_1 - h_9) + (\dot{m}_A - \dot{m}_a)(h_3 - h_2) \\ &= 200 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3340 - 617) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + (200 - 20) \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3515 - 2908) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 544600 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 109260 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 653860 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 653860 \text{ kW} \\ &= 653,86 \text{ MW}. \end{aligned}$$

Ζ) Τέλος ο θερμικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης,  $\eta_{\text{th}}$ , δίνεται από την παρακάτω έκφραση

$$\eta_{th} = \frac{P_{YII} + P_{XII} - P_{A_1} - P_{A_2}}{Q_{\Lambda}}$$

Το μόνο που μένει λοιπόν είναι να υπολογίσουμε τις ισχύς των αντλιών  $A_1$  και  $A_2$ . Έχουμε λοιπόν,

$$\begin{aligned} P_{A_1} &= (\dot{m}_A - \dot{m}_a) v_{\text{κορ, υγρό}/0,5\text{bar}} (P_6 - P_5) \\ &= (200 - 20) \frac{\text{kg}}{\text{s}} 0,001030 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (0,8 \cdot 40\text{bar} - 0,5\text{bar}) \frac{100\text{kPa}}{\text{bar}} \\ &= 584\text{kW}. \end{aligned}$$

Ομοίως,

$$\begin{aligned} P_{A_2} &= \dot{m}_A v_{\text{κορ, υγρό}/32\text{bar}} (P_9 - P_8) \\ &= 200 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (200\text{bar} - 32\text{bar}) \frac{100\text{kPa}}{\text{bar}} \\ &= 3360\text{kW}. \end{aligned}$$

Τελικά έχουμε ότι,

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{P_{YII} + P_{XII} - P_{A_1} - P_{A_2}}{Q_{\Lambda}} = \frac{86,4 + 183,9 - 0,584 - 3,36}{653,86} \\ &= 0,407. \end{aligned}$$

Ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης λοιπόν είναι 40,7%.

### ΚΑΥΣΗ 1 (εισαγωγή)

Όλα τα μίγματα που έχουμε μελετήσει μέχρι τώρα ήταν ομογενή μίγματα στα οποία η χημική τους σύσταση παρέμενε αμετάβλητη καθ' όλη τη διάρκεια της θερμοδυναμικής διεργασίας. Η χημική τους σύσταση επομένως δεν μεταβλήθηκε αφού ουδεμία χημική διεργασία έλαβε χώρα με-

ταξύ των. Σε πολλές περιπτώσεις όμως κατά τη διάρκεια μίας διαδικασίας, αλλάζει η χημική σύσταση μερικών ή όλων των ουσιών που συμμετέχουν σε αυτή μέσω χημικών αντιδράσεων προφανώς. Χαρακτηριστικό παράδειγμα τέτοιας διεργασίας είναι η καύση.

Για να πραγματοποιηθεί όμως μία καύση είναι απαραίτητη η παρουσία καυσίμου. Τα περισσότερα καύσιμα αποτελούνται από υδρογόνο και άνθρακα και για αυτό το λόγο ονομάζονται υδρογονάνθρακες και συμβολίζεται με  $C_xH_y$ . Οι υδρογονάνθρακες υπάρχουν σε όλες τις μορφές της ύλης, όπως στερεά (λιγνίτης, γαιάνθρακας), υγρά (βενζίνη) και αέρια (φυσικό αέριο). Το κυριότερο συστατικό του γαιάνθρακα για παράδειγμα είναι ο άνθρακας, ο οποίος θα μας απασχολήσει αρκετά στο σημερινό μάθημα. Ο γαιάνθρακας βέβαια (όπως και τα περισσότερα καύσιμα) περιέχει εκτός από άνθρακα, οξυγόνο, άζωτο, θείο κ.ά.

Τι είναι λοιπόν η καύση;

Η καύση είναι μία χημική αντίδραση κατά την διάρκεια της οποίας ένα καύσιμο οξειδώνεται, απελευθερώνοντας συγκεκριμένη ποσότητα ενέργειας.

Το οξειδωτικό μέσο είναι το οξυγόνο που χρησιμοποιείται συνέχεια στις διεργασίες καύσης. Το οξυγόνο αυτό μπορεί να προέρχεται από τον αέρα, ή σαν καθαρό οξυγόνο ( $O_2$ ) σε περίπτωση που δεν είναι δυνατό να χρησιμοποιηθεί ο αέρας όπως για παράδειγμα στους πρωθητικούς πυραύλους της NASA και της ESA. Στις περισσότερες περιπτώσεις που χρησιμοποιείται αέρας πρέπει να λάβουμε υπόψη όλα τα συστατικά του.

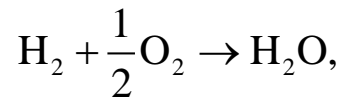
Ο ξηρός αέρας δεν περιέχει μόνο οξυγόνο (20,9% κατ' όγκο), αλλά και άζωτο (78,1% κατ' όγκο), αργό (0,9%

κατ' όγκο) καθώς και μικρές ποσότητες ηλίου, νέου και άλλων στοιχείων και ενώσεων. Για λόγους απλότητας όμως πολλές φορές θεωρούμε ότι ο αέρας περιέχει 21% οξυγόνο και 79% άζωτο. Επομένως για κάθε mol  $O_2$  που εισέρχεται στο θάλαμο καύσης συνοδεύεται και από  $0,79/0,21 = 3,76$  mol  $N_2$ . Αξίζει να σημειωθεί ότι το άζωτο σε θερμοκρασίες που δεν είναι ιδιαίτερα υψηλές συμπεριφέρεται σαν ευγενές αέριο και δεν αντιδρά με άλλα χημικά στοιχεία.

Όταν ο αέρας δεν είναι ξηρός τότε περιέχει και ένα ποσοστό υγρασίας η οποία θα πρέπει να ληφθεί και αυτή υπόψη. Όμως όπως και στην περίπτωση του αζώτου, η υγρασία του αέρα μπορεί να θεωρηθεί ευγενές αέριο χωρίς να αντιδρά με άλλα χημικά στοιχεία.

Πρέπει να αναφερθεί ότι η απλή επαφή του καυσίμου με το οξυγόνο δεν αποτελεί ικανή συνθήκη για να αρχίσει η διαδικασία καύσης. Για να αρχίσει η καύση, το καύσιμο πρέπει να αποκτήσει θερμοκρασία μεγαλύτερη από την θερμοκρασία ανάφλεξης. Για το λόγο αυτό για παράδειγμα όταν πλησιάσουμε μία φλόγα (όπως έναν αναπτήρα) σε ένα ξύλο δεν "πιάνει" φωτιά κατευθείαν αλλά χρειάζεται αρκετή ώρα. Η βενζίνη για παράδειγμα έχει θερμοκρασία ανάφλεξης  $260^\circ C$ , και το μεθάνιο  $630^\circ C$ .

**ΣΗΜΕΙΩΣΗ:** Αξίζει να σημειωθεί στο σημείο αυτό ότι όλες οι χημικές αντιδράσεις γίνονται σύμφωνα με την αρχή διατήρησης της μάζας: *η συνολική μάζα του κάθε στοιχείου διατηρείται. Δεν ισχύει όμως το ίδιο και για τα γραμμομόρια. Κατά τη διάρκεια μίας χημικής αντίδρασης ο συνολικός αριθμός των γραμμομορίων δε διατηρείται.* Για παράδειγμα στην στοιχειώδη εξίσωση



ένα mol υδρογόνου με μισό mol οξυγόνου δίνουν ένα mol νερού.

Ας αφιερώσουμε λίγο χρόνο για να εισάγουμε χρήσιμες για την καύση έννοιες:

➤ Λόγος αέρα καυσίμου,  $\lambda_{\text{αερ-κ}}$ : ο λόγος της μάζας του αέρα προς τη μάζα καυσίμου,  $\lambda_{\text{αερ-κ}} = \frac{m_{\text{αερ}}}{m_{\text{κ}}}$ .

➤ Αν ένα μίγμα αποτελείται από  $i$  συνιστώσες και αν  $m_i$  η μάζα μίας συνιστώσας τότε ορίζουμε την κατά μάζα σύσταση,  $\xi_i$ , ως  $\xi_i = \frac{m_i}{M}$  όπου  $M$  η συνολική

μάζα και τη γραμμομοριακή σύσταση,  $y_i$ , ως  $y_i = \frac{n_i}{n}$ , όπου  $n_i$  και  $n$  ο αριθμός των moles της συνιστώσας  $i$  και ο συνολικός αριθμός των moles του μίγματος αντίστοιχα.

➤ Ομοίως ορίζουμε τις ειδικές θερμοχωρητικότητες υπό σταθερή πίεση και σταθερό όγκο αντίστοιχα ως εξής:  $C_p = \sum \xi_i C_{p_i}$  και  $C_v = \sum \xi_i C_{v_i}$ . Οι εκφράσεις αυτές μπορούν να γενικευθούν για να περιγράψουν και άλλα μεγέθη όπως την ειδική εσωτερική ενέργεια και ειδική ενθαλπία.

➤ Μία διεργασία καύσης είναι πλήρης στην περίπτωση που όλη η ποσότητα του άνθρακα που περιέχεται στο καύσιμο καίγεται δίνοντας  $\text{CO}_2$ , και του υδρογόνου σε  $\text{H}_2\text{O}$ . Διαφορετικά η καύση ονομάζεται ατελής.

- Η ελάχιστη ποσότητα αέρα που απαιτείται για την πλήρη καύση ενός καυσίμου ονομάζεται στοιχειομετρικός ή θεωρητικός αέρας. Κατ' επέκταση, η ιδανική ποσότητα καύσης κατά τη διάρκεια της οποίας το καύσιμο καίγεται πλήρως με θεωρητικό αέρα ονομάζεται στοιχειομετρική καύση.
- Αν C, H, O, και S οι επί τοις εκατό περιεκτικότητες του καυσίμου στα στοιχεία αυτά, τότε ο θεωρητικός αέρας,  $L_{\theta}$ , εκφρασμένος σε kg/kg καυσίμου δίνεται από την ακόλουθη εμπειρική εξίσωση

$$L_{\theta} = \frac{1}{100} (11,47 \cdot C + 34,48 \cdot H + 4,31 \cdot S - 4,31 \cdot O).$$

- Η ποσότητα του αέρα που υπερβαίνει τη στοιχειομετρική ποσότητα ονομάζεται περίσσεια αέρα. Δηλαδή, 50% περίσσεια αέρα ισούται με 150% της στοιχειομετρικής ποσότητας αέρα.
- Ομοίως η ποσότητα του αέρα που υπολείπονται της στοιχειομετρικής ποσότητας ονομάζεται ανεπάρκεια αέρα. Δηλαδή, θεωρητικός αέρας σε ποσοστό 85% ισούται με 15% ανεπάρκεια αέρα.
- Αν Y είναι η επί τοις εκατό περιεκτικότητα του καυσίμου σε υγρασία, τότε η παραγόμενη ποσότητα υδρατμών στα καυσαέρια, K, εκφρασμένη σε kg/kg καυσίμου δίνεται από την εμπειρική σχέση,

$$K = \frac{1}{100} (9 \cdot H + Y).$$

### ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Οκτάνιο  $C_8H_{18}$  καίγεται με ξηρό αέρα. Η γραμμομοριακή ανάλυση των ξηρών προϊόντων είναι η ακόλουθη:

$$\text{CO}_2 : 10,02\%$$

$$\text{O}_2 : 5,62\%$$

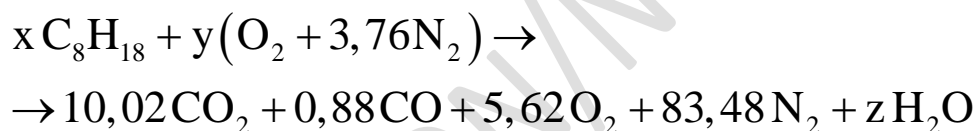
$$\text{CO} : 0,88\%$$

$$\text{N}_2 : 83,48\%$$

Να προσδιοριστούν (α) ο λόγος αέρα-καυσίμου και (β) το ποσοστό του θεωρητικού αέρα που χρησιμοποιήθηκε

### ΛΥΣΗ

Σε προβλήματα αυτού του είδους τις περισσότερες φορές κάνουμε την παραδοχή ότι όλα τα αέρια της καύσης συμπεριφέρονται σαν ιδανικά αέρια. Μπορούμε τότε να γράψουμε την αντίδραση της καύσης ως εξής:



Ας θυμηθούμε στο σημείο αυτό ότι για κάθε ένα mol οξυγόνου ισοδυναμούν 3,76 mol αζώτου κατά τη διάρκεια της καύσης. Θεωρώντας ότι το άζωτο δεν αντιδρά καθόλου με κάποιο από τα αντιδρώντα και ότι συμπεριφέρεται σαν ευγενές αέριο, μπορούμε να γράψουμε το ισοζύγιο μάζας για το άζωτο ότι,

$$3,76 \cdot y = 83,48 \Rightarrow y = 22,2.$$

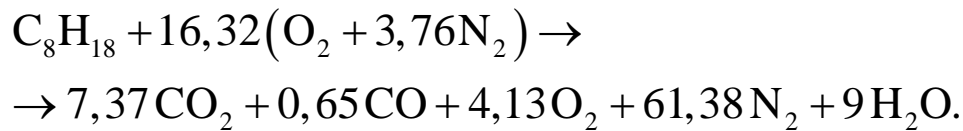
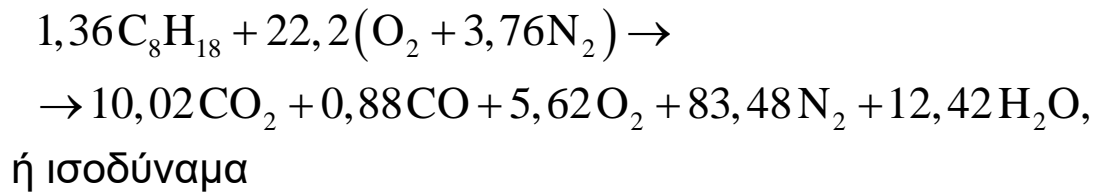
Ομοίως για τον άνθρακα,

$$8 \cdot x = 10,02 + 0,88 \Rightarrow x = 1,36.$$

Τέλος για το υδρογόνο,

$$18 \cdot x = 2 \cdot z \Rightarrow 2 \cdot z = 24,48 \Rightarrow z = 12,24.$$

Βρήκαμε επομένως ότι



Είμαστε πλέον σε θέση να υπολογίσουμε το λόγο αέρα-καυσίμου.

(α) Ο λόγος αέρα καυσίμου  $\lambda_{\text{αερ-κ}} = \frac{m_{\text{αερ}}}{m_{\text{κ}}}$  μπορεί να γραφτεί ισοδύναμα ως

$$\lambda_{\text{αερ-κ}} = \frac{n_{\text{αερ}} (\text{MB})_{\text{αερ}}}{n_{\text{κ}} (\text{MB})_{\text{κ}}},$$

αφού η μάζα ισούται με το γινόμενο του αριθμού των mol επί το μοριακό βάρος (MB). Από τον πίνακα A-1 της σελίδας 1238 βρίσκουμε ότι το μοριακό βάρος του αέρα είναι

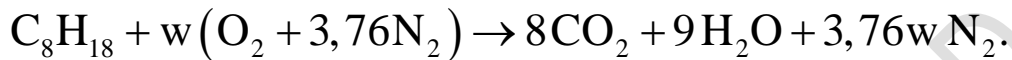
$$(\text{MB})_{\text{αερ}} = 28,97 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \text{ και επομένως}$$

$$\lambda_{\text{αερ-κ}} = \frac{n_{\text{αερ}} (\text{MB})_{\text{αερ}}}{n_{\text{κ}} (\text{MB})_{\text{κ}}} = \frac{16,32 \cdot 4,76 \text{ kmol} \cdot 28,97 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}{1 \text{ kmol} (8 \cdot 12 + 18 \cdot 1) \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}$$

$$= \frac{2250,5}{114} = 19,74 \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}}.$$

Για κάθε kg καυσίμου λοιπόν χρειάζονται 19,74 kg αέρα.

(β) Θέλουμε να δούμε το ποσοστό του θεωρητικού αέρα που χρησιμοποιήθηκε. Θυμίζουμε ότι θεωρητικός αέρας είναι η ελάχιστη ποσότητα αέρα που απαιτείται για την πλήρη καύση του καυσίμου. Για τον θεωρητικό αέρα έχουμε ότι το καύσιμο καίγεται πλήρως. Η παραπάνω χημική αντίδραση τότε γράφεται στην απλούστερη μορφή,



Βλέπουμε ότι η καύση είναι πλήρης και δεν σχηματίστηκε καθόλου CO και δεν “έμεινε” καθόλου οξυγόνο. Το ισοζύγιο μάζας για το οξυγόνο γράφεται

$$32 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \cdot w = 8 \cdot 32 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} + 9 \cdot \frac{1}{2} \cdot 32 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \Rightarrow w = 12,5.$$

Ο λόγος επομένως του αέρα που χρησιμοποιήθηκε στο προηγούμενο ερώτημα,  $m_{\text{αερα},(\alpha)}$ , ως προς τον θεωρητικό αέρα,  $m_{\text{αερα},\text{θεωρ}}$ , δίνεται από

$$\frac{m_{\text{αερα},(\alpha)}}{m_{\text{αερα},\text{θεωρ}}} = \frac{16,32 \cdot 4,76 \text{kmol} \cdot 28,97 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}{12,5 \cdot 4,76 \text{kmol} \cdot 28,97 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = \frac{16,32}{12,5} = 1,31.$$

Στο ερώτημα (α) επομένως χρησιμοποιήθηκε 31% περίσσεια αέρα. Παρόλα αυτά είδαμε ότι είχαμε το σχηματισμό μονοξειδίου του άνθρακα, απόδειξη ότι η καύση ήταν ατελής. Ο κύριος λόγος είναι ότι στην πραγματικότητα η καύση δεν θα είναι πλήρης για σχετικά μικρές περίσσειες αέρα, λόγω των ατελειών στην γεωμετρία του καυσίμου και των ατελειών της πραγματικής καύσης στο θάλαμο.

## ΚΑΥΣΗ 2 (εμβάθυνση)

Σε όλους του ατμοηλεκτρικούς σταθμούς (ΑΗΣ), η καύση αποτελεί ένα από τα πιο σημαντικά στάδια της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Η μελέτη της επομένως είναι μονόδρομος για την βέλτιστη λειτουργία του σταθμού. Κατά τη διάρκεια οποιασδήποτε καύσης, η χημική ενέργεια είναι συνήθως διαφορετική στα αντιδρώντα και στα προϊόντα. Αυτός είναι ακριβώς ο λόγος για τον οποίο οι μεταβολές της χημικής ενέργειας πρέπει να λαμβάνεται υπόψη στο ισοζύγιο της ενέργειας. Η σημαντική λέξη στην προηγούμενη πρόταση είναι η λέξη “μεταβολή”. Είναι μία λέξη που πρέπει να μην ξεχάσουμε εύκολα αφού θα μας βοηθήσει να καταλάβουμε σημαντικές έννοιες της θερμοδυναμικής όσο αφορά την καύση.

Η θερμοδυναμική λοιπόν ενδιαφέρεται για τις μεταβολές των ενεργειών του συστήματος που πραγματοποιούνται κατά τη διάρκεια μίας διεργασίας καύσης και όχι για τις απόλυτες τιμές της ενέργειας. Ποια είναι όμως η κατάσταση αναφοράς στην οποία θα αναφέρεται κάθε τιμή της ενέργειας; Η κατάσταση αυτή αναφοράς είναι αυθαίρετη. Στη βιβλιογραφία (και αυτή θα χρησιμοποιήσουμε και εμείς) είναι εκείνη που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία των 25°C και πίεσης 1 atm. Η κατάσταση αυτή ονομάζεται πρότυπη κατάσταση αναφοράς και οι τιμές των ιδιοτήτων στην πρότυπη κατάσταση αναφοράς θα συμβολίζονται με τον εκθέτη “<sup>ο</sup>”.

## ΕΝΘΑΛΠΙΑ ΣΧΗΜΑΤΙΣΜΟΥ

Μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε την πρότυπη κατάσταση αναφοράς για να ορίσουμε την διαφορά ανάμεσα στην εν-

θαλπία των προϊόντων στην κατάσταση αυτή και της ενθαλπίας των αντιδρώντων στην ίδια πρότυπη κατάσταση. Η διαφορά αυτή ονομάζεται ενθαλπία καύσης,  $h_c$ . Στις περιπτώσεις όμως που η καύση είναι ατελής η ενθαλπία καύσης μπορεί να δώσει παραπλανητικά αποτελέσματα. Για το λόγο αυτό συχνά στη βιβλιογραφία εμφανίζεται η ενθαλπία σχηματισμού,  $\Delta H^\circ$ , η οποία μπορεί να οριστεί ως η θερμότητα της ισόθλιπτης (1 atm) - ισοθερμοκρασιακής ( $25^\circ\text{C}$ ) αντίδρασης σχηματισμού μίας ένωσης σε μία καθορισμένη κατάσταση από τα στοιχεία που την αποτελούν. Μετά από σύμβαση λαμβάνουμε την ενθαλπία σχηματισμού όλων των σταθερών στοιχείων (οξυγόνο, άνθρακα, άζωτο, κ.ά.) στην πρότυπη κατάσταση ισορροπίας ίση με το μηδέν, δηλαδή  $\Delta H_{\text{σταθ.στοιχ.}}^\circ = 0$ . Για χημικές ενώσεις βέβαια, η ενθαλπία σχηματισμού δεν είναι μηδέν. Για παράδειγμα, για το διοξείδιο του άνθρακα ισούται με  $-393520 \text{ kJ / kmol}$ ,

$$\Delta H_{\text{CO}_2}^\circ = -393520 \text{ kJ / kmol}.$$

Το αρνητικό πρόσημο σημαίνει ότι η ενθαλπία σχηματισμού του διοξειδίου του άνθρακα είναι κατά  $-393520 \text{ kJ / kmol}$  μικρότερη από το άθροισμα των ενθαλπιών του άνθρακα και του οξυγόνου.

Ένας ισοδύναμος τρόπος για να καταλάβουμε το αρνητικό πρόσημο είναι ότι όταν σχηματίζεται το διοξείδιο του άνθρακα απελευθερώνεται θερμότητα ίση με  $-393520 \text{ kJ}$  για κάθε  $\text{kmol}$  που σχηματίζεται. Η αφαίρεση ή η προσθήκη θερμότητας, όπως στην περίπτωση του διοξειδίου του άνθρακα, είναι απαραίτητη ώστε η αντίδραση να λάβει χώρα υπό σταθερή πίεση και θερμοκρασία

όπως εξάλλου επιβάλλει ο ορισμός για την ενθαλπία σχηματισμού που δόθηκε παραπάνω.

Στη γενική περίπτωση όπου η ένωση Γ σχηματίζεται από τα αντιδρώντα Α και Β σύμφωνα με,



τότε η ενθαλπία σχηματισμού  $\Delta H_{\Gamma}^{\circ}$ , δίνεται από

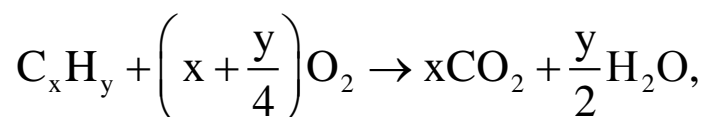
$$\Delta H_{\Gamma}^{\circ} = zH_{\Gamma}^{\circ} - xH_{A}^{\circ} - yH_{B}^{\circ},$$

όπου  $H_{K}^{\circ}$  είναι η θερμογόνος δύναμη της ένωσης Κ όταν  $P = 1\text{atm}$  και  $T = 25^{\circ}\text{C}$ . Τι είναι όμως θερμογόνος δύναμη;

### ΘΕΡΜΟΓΟΝΟΣ ΔΥΝΑΜΗ

Ορίζουμε λοιπόν σαν θερμογόνο δύναμη,  $H$ , το ποσό ενέργειας (υπό μορφή θερμότητας) που εκλύεται κατά τη διάρκεια μίας πλήρους καύσης του καυσίμου. Όπως είναι λογικό η θερμογόνος δύναμη εξαρτάται από διάφορους παράγοντες όπως το είδος του καυσίμου, την πίεση καύσης, τη θερμοκρασία καύσης κ.ά.

Ας υπολογίσουμε στη συνέχεια τη θερμογόνο δύναμη σε πλήρη καύση,  $H$ , ενός υδρογονάνθρακα,  $C_xH_y$ . Η χημική αντίδραση για την πλήρη καύση του δίνεται από



και η θερμογόνος δύναμη ισούται με

$$H = xH_{CO_2}^{\circ} + \frac{y}{2}H_{H_2O}^{\circ} - \left[ H_{C_xH_y}^{\circ} + \left(x + \frac{y}{4}\right)H_{O_2}^{\circ} \right].$$

Σε πολλές χημικές αντιδράσεις (όπως και σε κάθε αντίδραση καύσης) γνωρίζουμε ότι παράγεται νερό. Το νερό των καυσαερίων είναι δυνατό να βρίσκεται σε υγρή ή αέρια φάση. Ανάλογα με τη φάση στην οποία βρίσκεται το νερό στα καυσαέρια, ορίζουμε την ανώτερη και κατώτερη θερμογόνο δύναμη. Συγκεκριμένα, όταν το νερό βρίσκεται στην υγρή φάση, έχουμε την ανώτερη θερμογόνο δύναμη,  $H_o$ , ενώ όταν βρίσκεται σε αέρια φάση, έχουμε την κατώτερη θερμογόνο δύναμη,  $H_u$ . Ο λόγος για την διάκριση αυτή γίνεται εύκολα κατανοητός αν αναλογιστούμε ότι η θερμότητα που θα απελευθερωθεί από την καύση του καυσίμου θα είναι διαφορετική όταν το νερό δεν εξατμιστεί από την περίπτωση που το νερό εξατμιστεί. Η ανώτερη θερμογόνο δύναμη συνδέεται με την κατώτερη σύμφωνα με την εξίσωση,

$$H_o = H_u + (\lambda \cdot h_{εξ})_{H_2O},$$

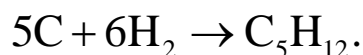
όπου  $\lambda$  είναι ο αριθμός των γραμμομορίων του νερού των προϊόντων και  $h_{εξ}$  είναι η ενθαλπία εξατμίσεως του νερού σε κάποια δεδομένη θερμοκρασία. Για παράδειγμα στους  $25^\circ\text{C}$ ,  $h_{εξ} = 2442,5 \text{ kJ/kg H}_2\text{O}$ .

### ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Να υπολογιστεί η ενθαλπία σχηματισμού του πεντανίου,  $\text{C}_5\text{H}_{12}$ , από τις αντίστοιχες τιμές της θερμογόνο δύναμης. Δίνονται οι θερμογόνες δυνάμεις του άνθρακα,  $H_C^\circ = 406,9 \text{ kJ/kmol}$ , του υδρογόνου,  $H_{H_2}^\circ = 286 \text{ kJ/kmol}$  και του πεντανίου,  $H_{C_5H_{12}}^\circ = 3516 \text{ kJ/kmol}$ .

## ΛΥΣΗ

Η λύση του παραδείγματος είναι στοιχειώδης. Ξέρουμε ότι η χημική αντίδραση σχηματισμού του πεντανίου δίνεται από



Αν λοιπόν καεί ο άνθρακας και το οξυγόνο θα πάρουμε θερμογόνο δύναμη ίση με

$$5 \cdot H_{\text{C}}^{\circ} + 6 \cdot H_{\text{H}_2}^{\circ} = 5 \cdot 406,9 + 6 \cdot 286 = 3750 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}.$$

Η ενθαλπία σχηματισμού του πεντανίου,  $\Delta H_{\text{C}_5\text{H}_{12}}^{\circ}$ , επομένως δίνεται από

$$\Delta H_{\text{C}_5\text{H}_{12}}^{\circ} = H_{\text{C}_5\text{H}_{12}}^{\circ} - 5 \cdot H_{\text{C}}^{\circ} - 6 \cdot H_{\text{H}_2}^{\circ} = 3516 - 3750 = -234 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}.$$

**ΣΗΜΕΙΩΣΗ:** Τόσο η ενθαλπία σχηματισμού όσο και η θερμογόνο δύναμη εκφράζουν ποσά ενέργειας και μπορούμε άτυπα να τις σκεφτόμαστε ως θερμότητες (γι' αυτό άλλωστε εκφράζονται σε μονάδες J/mol). Δεν θα πρέπει όμως να συγχέονται οι δύο έννοιες. Η μία (ενθαλπία σχηματισμού) μπορεί να γίνει κατανοητή ως η θερμότητα που εκλύεται ή απορροφάται κατά την αντίδραση σχηματισμού μίας ένωσης. Η άλλη (θερμογόνο δύναμη) είναι η θερμότητα που απελευθερώνεται κατά την πλήρη καύση ενός καυσίμου.

## ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΕΝΤΡΟΠΙΑΣ

Ανάλογοι ορισμοί ισχύουν και για το καταστατικό μέγεθος εντροπία. Μπορούμε να ορίσουμε την εντροπία στην πρότυπη κατάσταση αναφοράς (1 atm, 25°C),  $S^\circ$ , σύμφωνα με

$$S^\circ = S_{\text{αρχή}} + \int_{\text{αρχή}}^{1\text{atm}, 25^\circ\text{C}} \frac{C_P}{T} dT.$$

Ο παραπάνω ορισμός έχει ένα σημαντικό πρόβλημα. Το ολοκλήρωμα είναι απολύτως καθορισμένο όταν ο λόγος  $C_P/T$  είναι ομαλός για κάθε κάτω όριο. Δεν είμαστε σε θέση όμως να υπολογίσουμε το  $S^\circ$  αφού το μέγεθος  $S_{\text{αρχή}}$  είναι άγνωστο. Τη δυσκολία αυτή λύνει το τρίτο θερμοδυναμικό αξίωμα:

*Η εντροπία μίας καθαρής κρυσταλλικής ουσίας στο απόλυτο μηδέν,  $T = 0$ , ισούται με μηδέν,  $S_0 = 0$ .*

Θέτοντας λοιπόν ότι  $0 = \text{αρχή}$ , μπορούμε να γράψουμε ότι,

$$S^\circ = \int_0^{1\text{atm}, 25^\circ\text{C}} \frac{C_P}{T} dT,$$

όπου το κάτω όριο στο ολοκλήρωμα είναι η θερμοκρασία μηδέν στη κλίμακα Kelvin, ενώ ο εκθέτης στην εντροπία συμβολίζει την πρότυπη κατάσταση αναφοράς. Αξίζει όμως να σημειωθεί ότι όπως είναι γνωστό από την Κβαντομηχανική, η εντροπία δεν γίνεται να μηδενιστεί ακόμα και στο απόλυτο μηδέν. Για λόγους όμως υπολογιστικούς, μπορούμε να κάνουμε την υπόθεση αυτή χωρίς να υπεισέρχονται σφάλματα στους υπολογισμούς.

Τέλος, μπορούμε να γράψουμε το ισοζύγιο εντροπίας (ε-ντελώς ανάλογα με το ισοζύγιο ενέργειας που έχουμε χρησιμοποιήσει αρκετές φορές) για κλειστό σύστημα ως εξής: δύο παράγοντες καθορίζουν τη μεταβολή της εντροπίας ενός κλειστού συστήματος. Της εντροπίας που παράγεται εντός των ορίων του συστήματος,  $S_{\text{παρ}}$ , και αυτής που μεταφέρεται διαμέσου των ορίων του συστήματος με μεταφορά θερμότητας (θεωρούμε θετική τη μεταφορά θερμότητας προς το σύστημα),  $\sum_v \frac{Q_v}{T_v}$ . Οι δύο αυτοί παράγοντες καθορίζουν τη μεταβολή της εντροπίας μεταξύ των προϊόντων και των αντιδρώντων,  $S_{\text{πρ}} - S_{\text{αντιδ}}$ . Το ισοζύγιο της εντροπίας γράφεται λοιπόν,

$$\sum_v \frac{Q_v}{T_v} + S_{\text{παρ}} = S_{\text{πρ}} - S_{\text{αντιδ}}.$$

## ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟΣ ΙΣΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΥΣΗΣ

Θα μελετήσουμε τον ενεργειακό ισολογισμό για ένα θάλαμο καύσης στον οποίο λαμβάνει χώρα εκροή θερμότητας,  $Q_{\text{εξ}}$ , χωρίς την παραγωγή έργου κατά τη διάρκεια αυτής,  $W = 0$ . Αν συμβολίσουμε με το δείκτη “αερ” τον αέρα, με το “κ” το καύσιμο και με “κσ” το καυσαέριο, μπορούμε να γράψουμε ότι,

$$\dot{E}_{\text{εισ}} = \dot{E}_{\text{εξ}} \Rightarrow \dot{m}_{\text{αερ}} h_{\text{αερ}}(T_{\text{αερ}}) + \dot{m}_{\text{κ}} h_{\text{κ}}(T_{\text{κ}}) = Q_{\text{εξ}} + \dot{m}_{\text{κσ}} h_{\text{κσ}}(T_{\text{κσ}}).$$

Διαιρώντας με  $\dot{m}_{\text{κ}}$  έχουμε ότι,

$$\frac{\dot{m}_{\text{αερ}}}{\dot{m}_{\text{κ}}} h_{\text{αερ}}(T_{\text{αερ}}) + h_{\text{κ}}(T_{\text{κ}}) = \frac{Q_{\text{εξ}}}{\dot{m}_{\text{κ}}} + \frac{\dot{m}_{\text{κσ}}}{\dot{m}_{\text{κ}}} h_{\text{κσ}}(T_{\text{κσ}}),$$

ή

$$\lambda_{\text{αερ-κ}} h_{\text{αερ}}(T_{\text{αερ}}) + h_{\text{κ}}(T_{\text{κ}}) = q + \frac{\dot{m}_{\text{κσ}}}{\dot{m}_{\text{κ}}} h_{\text{κσ}}(T_{\text{κσ}}),$$

όπου χρησιμοποιήσαμε το λόγο αέρα-καυσίμου,  $\lambda_{\text{αερ-κ}}$ , που ορίσαμε στην αρχή της διάλεξης. Είμαστε λοιπόν σε θέση να υπολογίσουμε το ποσό θερμότητας ανά μονάδα μάζας καυσίμου,  $q$ , που εκλύεται αν γνωρίζουμε τις τιμές των μεγεθών που εισέρχονται στην παραπάνω έκφραση. Σε ορισμένες όμως περιπτώσεις η καύση είναι αδιαβατική και ολόκληρο το εκλυόμενο ποσό θερμότητας ανυψώνει τη θερμοκρασία των καυσαερίων. Στην περίπτωση αυτή μπορούμε να υπολογίσουμε τη μέγιστη θερμοκρασία καύσης θέτοντας  $q = 0$  και  $T_{\text{κσ}} = T_{\text{max}}$ ,

$$\frac{\dot{m}_{\text{κσ}}}{\dot{m}_{\text{κ}}} h_{\text{max}}(T_{\text{max}}) = \lambda_{\text{αερ-κ}} h_{\text{αερ}}(T_{\text{αερ}}) + h_{\text{κ}}(T_{\text{κ}}).$$

Σε αυτή την περίπτωση η μέγιστη θερμοκρασία των καυσαερίων (ή των προϊόντων) ονομάζεται θερμοκρασία αδιαβατικής καύσης. Σημειώνουμε τέλος ότι η θερμοκρασία αδιαβατικής καύσης ενός καυσίμου δεν είναι μοναδική αλλά εξαρτάται από διάφορους παράγοντες όπως το βαθμό ολοκλήρωσης της αντίδρασης, την ποσότητα του αέρα που χρησιμοποιείται κ.ά.

## ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΕΣ ή ΛΕΒΗΤΕΣ

### ΓΕΝΙΚΑ

Ο ατμολέβητας (ή πιο απλά λέβητας από και πέρα) δεν είναι τίποτα άλλο από ένα εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος μεταφέρει θερμότητα από ένα ρεύμα θερμού καυσαερίου

σε ένα ρεύμα νερού. Στόχος είναι να παραχθεί ατμός συγκεκριμένων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών και παροχής με σκοπό να εκτονωθεί στη συνέχεια στον ατμοστρόβιλο και να εκμεταλλευτούμε με αυτό τον τρόπο την θερμική ενέργεια του ατμού. Η ανταλλαγή θερμότητας βέβαια μεταξύ των καυσαερίων και του εργαζόμενου μέσου (νερό ή οποιοδήποτε άλλο) δεν γίνεται με κατευθείαν ανάμιξη, αλλά μέσω σωληνώσεων. Από τα τοιχώματα των σωληνώσεων μεταφέρεται η θερμότητα που απαιτείται για να αποκτήσει το εργαζόμενο μέσο τις ιδιότητες που επιθυμούμε.

Τα καυσαέρια με τη σειρά τους δημιουργούνται στους θαλάμους καύσης (ή αλλιώς εστίες) όπου το καύσιμο καίγεται σύμφωνα με τις εξισώσεις που είδαμε σε προηγούμενη διάλεξη. Στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης υπάρχει σύστημα σωληνώσεων μέσα από το οποίο περνάει το νερό για να ατμοποιηθεί. Επειδή η θερμοκρασία στο θάλαμο καύσης είναι ιδιαίτερα υψηλή, η ατμοποίηση του νερού δεν γίνεται μόνο μέσω αγωγής αλλά και μέσω ακτινοβολίας.

## ΝΕΡΟ/ΑΤΜΟΣ

Στις προηγούμενες διαλέξεις μιλήσαμε για νερό και ατμό. Ας δούμε όμως τις φάσεις αυτές λίγο αναλυτικότερα στο εσωτερικό ενός λέβητα. Θα χρησιμοποιήσουμε τις έννοιες της πίεσης και της θερμοκρασίας για να βοηθηθούμε στην κατανόηση των εννοιών. Το  $H_2O$  μπορεί να είναι σε τρεις καταστάσεις, στερεή, υγρή ή αέρια. Η φάση στην οποία βρίσκεται μία ποσότητα  $H_2O$  καθορίζεται από τη θερμοκρασία και την πίεση του. Μπορούμε λοιπόν να πούμε ότι για κάθε πίεση  $P$  υπάρχει μία θερμοκρασία  $T$  του  $H_2O$  για την οποία:

1. όσο η θερμοκρασία (για τη δεδομένη πίεση  $P$ ) παραμένει χαμηλότερη της  $T$ , τότε το  $H_2O$  θα βρίσκεται σε υγρή φάση και θα ονομάζεται υπόψυκτο.
2. Θερμαίνοντας το υπόψυκτο νερό θα αυξηθεί η θερμοκρασία του και σε κάποια χρονική στιγμή θα φτάσει τη θερμοκρασία  $T$ . Σε αυτή τη θερμοκρασία το νερό θα παραμείνει σε υγρή μορφή αλλά θα ονομάζεται πλέον κορεσμένο και θα αντιστοιχεί στην καμπύλη κορεσμού,  $x = 0$  (όπου  $x$  θυμηθείτε είναι η ξηρότητα ή ποιότητα).
3. Θερμαίνοντας παραπέρα το κορεσμένο νερό θα αρχίσει η εξάτμιση του χωρίς να μεταβληθεί η θερμοκρασία του. Κάποια στιγμή όλη η ποσότητα του νερού θα έχει εξατμιστεί και θα έχει μετατραπεί σε ατμό θερμοκρασίας  $T$  δίνοντας το κορεσμένο ατμό που αντιστοιχεί στην καμπύλη κορεσμού,  $x = 1$ . Η ποσότητα θερμότητας που δαπανήθηκε για να μεταβούμε από το κορεσμένο υγρό σε κορεσμένο ατμό χωρίς να αυξηθεί η θερμοκρασία του ονομάζεται λανθάνουσα θερμότητα.
4. Αν συνεχίσουμε να θερμαίνουμε τον κορεσμένο ατμό θα αρχίσει να αυξάνεται η θερμοκρασία του, δίνοντας υπέρθερμο ατμό.

### **ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΟΙ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΛΕΒΗΤΑ**

Για κάθε λέβητα, όπως και για τις περισσότερες διατάξεις, είναι απαραίτητο να ορίσουμε κάποια μεγέθη για την άρτια περιγραφή του. Χωρίς αυτά δεν θα ήμασταν σε θέση όχι μόνο να περιγράψουμε την αποδοτικότητα του λέβητα αλλά και να τον συγκρίνουμε με άλλους. Ορίζουμε λοιπόν:

- Ειδική ατμοποίηση,  $\Phi$  :

$$\Phi = \frac{\dot{m}_{\text{ατμού}}}{A},$$

όπου  $\dot{m}_{\text{ατμού}}$ , είναι η ροή μάζας ατμού από τον λέβητα και  $A$  είναι η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του λέβητα. Βλέπουμε ότι η ειδική ατμοποίηση περιγράφει το μέγεθος του λέβητα αφού ουσιαστικά εκφράζει την ποσότητα ατμού που δημιουργεί για δεδομένη επιφάνεια συναλλαγής.

- Ροή θερμότητας στο θάλαμο καύσης,  $\dot{Q}_{\theta\kappa}$  :

$$\dot{Q}_{\theta\kappa} = \dot{m}_{\kappa} H_u + \dot{m}_{\text{αερ}} \Delta h_{\text{αερ}} + \dot{m}_{\kappa} \Delta h_{\kappa},$$

όπου  $\dot{m}_{\kappa}$  και  $\dot{m}_{\text{αερ}}$  οι παροχές καυσίμου και αέρα,  $H_u$  η κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου και  $\Delta h_{\text{αερ}}$ ,  $\Delta h_{\kappa}$ , οι μεταβολές της ενθαλπίας του αέρα και του καυσίμου μεταξύ της εισόδου στον λέβητα και μίας κατάστασης αναφοράς που συνήθως είναι το περιβάλλον. Το μέγεθος  $\dot{Q}_{\theta\kappa}$  λοιπόν αποτελείται από τη θερμότητα καύσης του καυσίμου και από τις θερμότητες που εισάγουν το καύσιμο και ο αέρας στο θάλαμο καύσης. Χρησιμοποιώντας τη ροή θερμότητας  $\dot{Q}_{\theta\kappa}$  μπορούμε να ορίσουμε τα κάτωθι μεγέθη,

- Ειδική φόρτιση όγκου του θαλάμου καύσης,  $\dot{q}_v$  :

$$\dot{q}_v = \frac{\dot{Q}_{\theta\kappa}}{V},$$

όπου  $V$  είναι ο όγκος του θαλάμου καύσης. Βλέπουμε δηλαδή ότι η ειδική φόρτιση όγκου στο θάλαμο καύσης

περιγράφει την παραγόμενη ισχύ ανά μονάδα όγκου του θαλάμου καύσης. Η τιμή του βέβαια εξαρτάται από το χρησιμοποιούμενο καύσιμο. Για παράδειγμα για λιθάνθρακες έχουμε ότι  $\dot{q}_v = (0,17 - 0,35) \text{ MW/m}^3$  και για φαιάνθρακες  $\dot{q}_v = (0,17 - 0,23) \text{ MW/m}^3$ .

➤ Ειδική φόρτιση διατομής του θαλάμου καύσης,  $\dot{q}_o$ :

$$\dot{q}_o = \frac{\dot{Q}_{\theta\kappa}}{A_K},$$

όπου  $A_K$  η επιφάνεια διατομής του θαλάμου καύσης. Το μέγεθος  $\dot{q}_o$  εκφράζει την ταχύτητα των καυσαερίων.

➤ Ειδική φόρτιση σχάρας του θαλάμου καύσης,  $\dot{q}_\Sigma$ :

$$\dot{q}_\Sigma = \frac{\dot{Q}_{\theta\kappa}}{A_\Sigma},$$

όπου  $A_\Sigma$  το εμβαδό της επιφάνειας της σχάρας. Η σχάρα είναι εκείνο το μέρος του θαλάμου καύσης στο οποίο τοποθετούνται τα καύσιμα και λαμβάνει χώρα η καύση. Η ειδική φόρτιση σχάρας στο θάλαμο καύσης επομένως εκφράζει τη θερμική ισχύ που παράγεται ανά μονάδα επιφάνειας της σχάρας. Προφανώς το μέγεθος αυτό έχει νόημα μόνο στην περίπτωση που χρησιμοποιούνται στερεά καύσιμα τα οποία τοποθετούνται πάνω στη σχάρα.

➤ Ειδική φόρτιση επιφάνειας συναλλαγής του θαλάμου καύσης,  $\dot{q}_E$ :

$$\dot{q}_E = \frac{\dot{Q}_{\theta\kappa}}{A_E},$$

όπου  $A_E$  η επιφάνεια των εσωτερικών τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης.

## ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΛΕΒΗΤΩΝ

Οι λέβητες μπορούν να ταξινομηθούν σε διάφορες κατηγορίες. Τα κριτήρια για την κατηγοριοποίηση αυτή δεν είναι πάντοτε τα ίδια και εξαρτώνται από εκείνα τα χαρακτηριστικά των λεβήτων που έχει σκοπό να αναδείξει η κάθε κατηγοριοποίηση. Για παράδειγμα, μπορούν να καταταγούν:

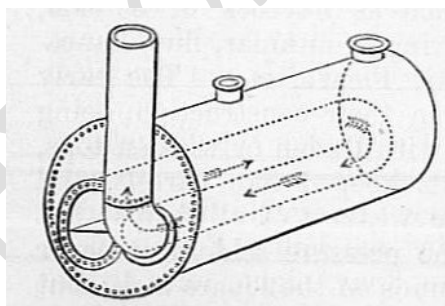
- ✓ με βάση τη γεωμετρική μορφή,
- ✓ με βάση την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου,
- ✓ με βάση την κατασκευή της σχάρας,
- ✓ με βάση το μέγεθος του υδροθαλάμου, κ.ά.

## ΛΕΒΗΤΕΣ ΜΕ ΦΛΟΓΟΣΩΛΗΝΑ

Στις πρώτες κατασκευές ατμολεβήτων το εργαζόμενο μέσο (νερό/ατμός) διοχετευόταν μέσα σε ένα κυλινδρικό σωλήνα (τύμπανο) στο εσωτερικό του οποίου υπήρχαν ένας ή περισσότεροι άλλοι σωλήνες από τους οποίους διοχετευόταν η φλόγα (γι αυτό και ονομάζονται φλογοσωλήνες). Οι λέβητες αυτοί ονομάστηκαν λέβητες με φλογοσωλήνα. Ο λόγος για τον οποίο αναπτύχθηκαν αρχικά οι λέβητες αυτού του είδους ήταν ότι οι κυλινδρικές κατασκευές μέσα από τις οποίες περνούσε η φλόγα αστοχούσαν δυσκολότερα λόγω της γεωμετρικής τους δομής και για το λόγο αυτό μπορούσαν να αναπτυχθούν μεγαλύτερες πιέσεις.

Η απλούστερη κατασκευή αποτελείται από ένα μεγάλο τύμπανο (που ονομάζεται και υδροθάλαμος) μέσα από τον οποίο διαπερνά ένας μόνο φλογοσωλήνας. Δύο είναι τα κύρια χαρακτηριστικά του τύπου αυτού. Πρώτον, ο φλογοσωλήνας έχει κυματοειδή μορφή για μεγαλύτερη μετάδοση θερμότητας σε σχέση με μία απλή κυλινδρική επιφάνεια (μεγαλύτερο ωφέλιμο εμβαδό) και δεύτερον ο φλογοσωλήνας τοποθετείται έκκεντρα του τυμπάνου εξασφαλίζοντας με αυτό τον τρόπο την κυκλοφορία του νερού σε αυτό. Το μειονέκτημα του είναι ότι έχει χαμηλό βαθμό απόδοσης αφού χρειάζεται μεγάλη ποσότητα καυσίμου για την ομαλή λειτουργία του και ότι πρέπει να είναι αρκετά μακρύ για να δώσει την απαιτούμενη ποσότητα ατμού.

Μία βελτίωση της παραπάνω διάταξης είναι ο ατμολέβητας με δύο φλογοσωλήνες ή με φλογοσωλήνα επιστροφής, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα,

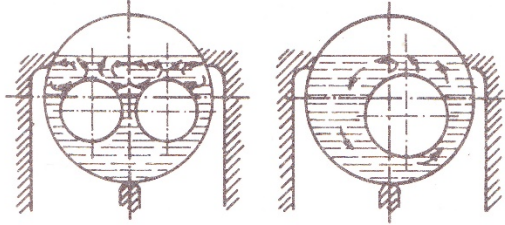


Ατμολέβητας με δύο φλογοσωλήνες ή φλογοσωλήνα επιστροφής

Η διάταξη αυτή επιτρέπει μικρότερο μέγεθος για δεδομένη ισχύ και μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης σε σχέση με τον ατμολέβητα με ένα φλογοσωλήνα.

Και οι δύο εκδόσεις του ατμολέβητα με φλογοσωλήνες είναι κατασκευασμένοι με τέτοιο τρόπο ώστε τα καυσαέρια μετά την έξοδο από το φλογοσωλήνα έρχεται σε παραπέρα επαφή με το τύμπανο. Με αυτό τον τρόπο εξακολουθεί το καυσαέριο να συναλλάζει θερμότητα με το

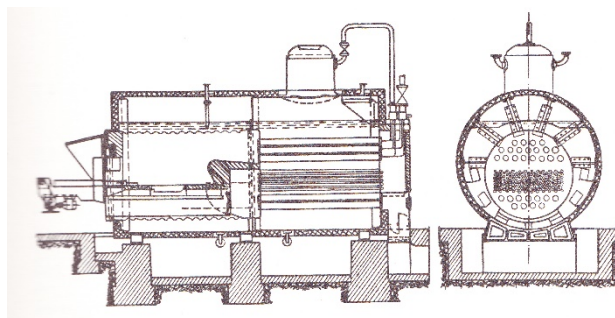
μίγμα νερό ατμό αυξάνοντας το βαθμό απόδοσης. Το παρακάτω σχήμα δίνει την εγκάρσια τομή λεβήτων με φλογοσωλήνες.



Πλάγια τομή λεβήτων με φλογοσωλήνες

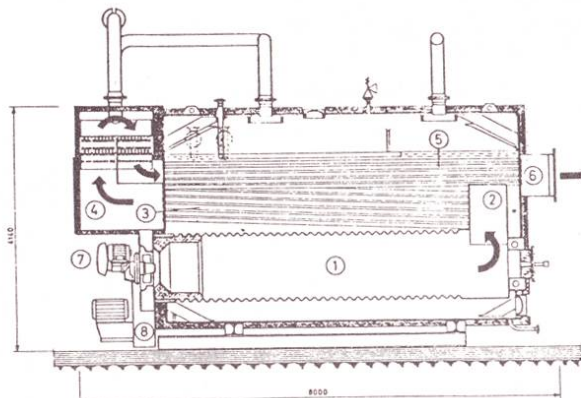
## ΛΕΒΗΤΕΣ ΜΕ ΦΛΟΓΟΣΩΛΗΝΕΣ ΚΑΙ ΑΕΡΙΑΥΛΟΥΣ

Εξέλιξη των λεβήτων με φλογοσωλήνες αποτελούν οι λέβητες με αεριαυλούς. Εκτός από το φλογοσωλήνα υπάρχει και μία δέσμη αεριαυλών κατά μήκος του τυμπάνου μέσα από τους οποίους διαρρέει το καυσαέριο αυξάνοντας την επιφάνεια που συναλλάσσεται θερμότητα. Προφανώς οι αεριαύλοι ψύχονται καθώς θερμαίνουμε τον υγρό ατμό. Χωρίζονται σε δύο κύριες κατηγορίες: τον λέβητα τύπου Holland και τον κοινό λέβητα. Στον πρώτο ο φλογοσωλήνας εκτείνεται μόνο κατά μέρος του μήκους του τυμπάνου με το υπόλοιπο μέρος να περιέχει τη δέσμη των αεριαυλών. Στον δεύτερο, ο φλογοσωλήνας εκτείνεται σε όλο το μήκος του τυμπάνου και η δέσμη των αεριαυλών είναι παράλληλη στο φλογοσωλήνα, όπως δείχνουν τα παρακάτω σχήματα,



Λέβητας τύπου Holland

Διάμετρος τυμπάνου	2,1-2,9	m
Μήκος λέβητα	4-5,5	m
Διάμετρος φλογοσωλήνα	1,25-2	m
Διάμετρος αεριαυλών	108-115	mm



1. Φλογοσωλήνας, 2. Οπίσθιος θάλαμος αλλαγής κατεύθυνσης καυσαερίων, 3. Αεριαυλοί (2. διαδρομή), 4. Εμπρόσθιος θάλαμος αλλαγής κατεύθυνσης καυσαερίων με υπερθερμαντήρα ατμού, 5. Αεριαυλοί (3. διαδρομή), 6. Έξοδος καυσαερίων, 7. Κωστήρας, 8. Φυσητήρας αέρα καύσης.

Λέβητας κοινού τύπου

Πίεση λειτουργίας	16-20	atm
Θερμοκρασία ατμού	μέχρι 420	°C
Θερμαινόμενη επιφάνεια	300-700	m <sup>2</sup>
Ατμοπαραγωγή	18-47	t/h

## ΕΙΣΑΓΟΝΤΑΣ ΤΟΥΣ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΕΣ ΜΕ ΜΙΚΡΟ ΥΔΡΟΘΑΛΑΜΟ

Όλοι οι παραπάνω λέβητες που περιγράφηκαν ως τώρα χαρακτηρίζονται από μεγάλο υδροθάλαμο, ο οποίος συνοδεύεται από φλογοσωλήνες ή αεριαυλούς που βυθίζονται στη μάζα του νερού και διαρρέονται από φλόγα ή καυσαέρια.

Το μειονέκτημα όμως είναι ότι οι λέβητες αυτοί χαρακτηρίζονται από μικρή θερμαινόμενη επιφάνεια σε σχέση

με τον όγκο της εγκατάστασης. Σε περίπτωση δηλαδή που επιζητούμε μεγάλες ποσότητες ατμοπαραγωγής, οι παραπάνω εγκαταστάσεις είναι ακατάλληλες. Επιπλέον λόγω κατασκευαστικών απαιτήσεων (εξαιρετικά μεγάλα πάχη τυμπάνου και φλογοσωλήνα), είναι πολύ δύσκολο να επιτευχθούν μεγάλες πιέσεις για τον παραγόμενο ατμό χωρίς να αυξηθεί απαγορευτικά το κόστος κατασκευής. Οι παραπάνω λόγοι σε συνδυασμό με την επιθυμία για μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης, οδήγησαν σε διαφορετικές κατασκευές. Κατασκευάστηκαν λοιπόν οι υδραυλωτοί λέβητες.

Στους υδραυλωτούς λέβητες, ολόκληρη η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας αποτελείται από μεγάλο πλήθος σωλήνων με μικρή διάμετρο, σε αντίθεση με τους προηγούμενους λέβητες όπου ο φλογοσωλήνας αποτελούσε ένα μεγάλο μέρος της επιφάνειας συναλλαγής. Οι υδραυλωτοί λέβητες έχουν υδροθάλαμο (ή ισοδύναμα τύμπανο) αλλά αυτό δεν εξυπηρετεί την θέρμανση του εργαζόμενου μέσου, αλλά είναι απλά αποθήκη νερού για να διαχωρίζεται ο ατμός με το νερό.

Τα πλεονεκτήματα των υδραυλωτών λεβήτων συνοψίζονται ως εξής:

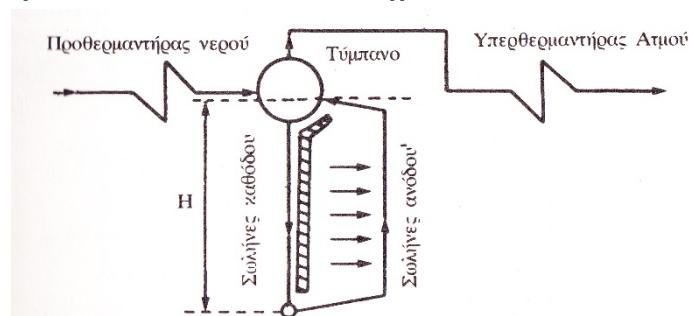
- Μεγαλύτερος βαθμός απόδοσης λόγω της επίτευξης μεγαλύτερης πίεσης και θερμοκρασίας.
- Παραγωγή ατμού μεγάλης πίεσης λόγω της μικρής διαμέτρου των σωληνώσεων.
- Επίτευξη μικρών χρόνων ατμοποίησης λόγω της μικρής διαμέτρου των σωληνώσεων.
- Μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και επομένως μεγάλη παροχή ατμού.

## ΥΔΡΑΥΛΩΤΟΙ ΛΕΒΗΤΕΣ ΜΕ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΑΙ ΛΕΒΗΤΑ ΤΟΠΟΘΕΤΗΜΕΝΑ ΚΑΤΑ ΜΗΚΟΣ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι λέβητες που έχουν το τύμπανο κατά μήκος του λέβητα και είναι τοποθετημένος στο επάνω μέρος του. Ο λόγος για αυτό είναι ότι όπως αναφέραμε πριν ο υδροθάλαμος (ή τύμπανο) δεν συμμετέχει στην ατμοποίηση και για αυτό είναι τοποθετημένος στο επάνω μέρος για να προστατεύεται από τα καυσαέρια.

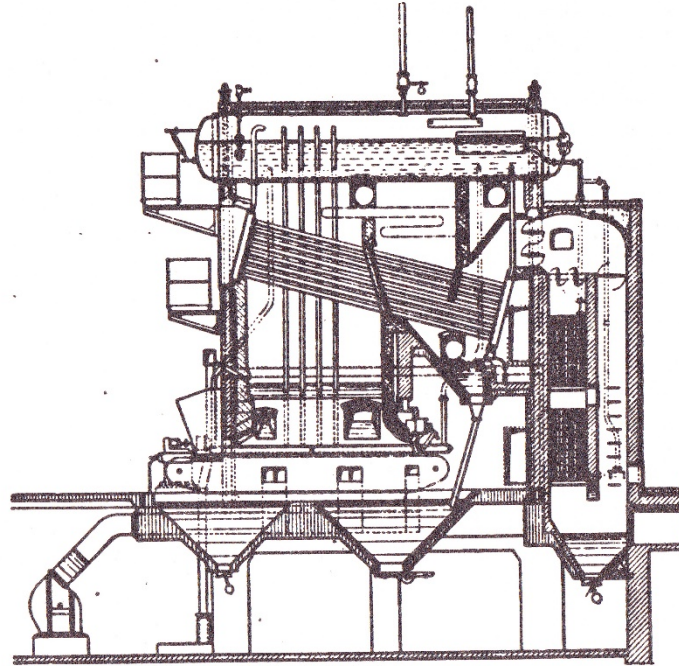
Ας δούμε λοιπόν πώς λειτουργεί ένας υδραυλωτός λέβητας αυτού του τύπου. Ο υδροθάλαμος περιέχει το μίγμα νερού ατμού και είναι συνδεδεμένος με τα λεγόμενα στοιχεία ανόδου και καθόδου, τα οποία λειτουργούν ως εξής: μέσω των στοιχείων καθόδου διοχετεύεται το τροφοδοτικό νερό στους υδραυλούς για να ατμοποιηθούν. Αξίζει να σημειώσουμε ότι οι υδραυλοί αποτελούν τις επιφάνειες ατμοποίησης. Μέσα στους υδραυλούς το νερό ατμοποιείται δημιουργώντας ένα πλούσιο μίγμα νερού ατμού. Έπειτα το μίγμα εισέρχεται στο σύστημα ανόδου διαμέσου του οποίου εισέρχεται ξανά στον υδροθάλαμο. Ο ατμός του μίγματος διοχετεύεται στον υπερθερμαντήρα, ενώ το νερό εισέρχεται ξανά στα στοιχεία καθόδου. Έχουμε λοιπόν ένα σύστημα φυσικής κυκλοφορίας.

Θα μιλήσουμε αναλυτικότερα για τα συστήματα φυσικής κυκλοφορίας. Ας δούμε προς το παρόν ένα σχηματικό διάγραμμα για ένα τέτοιο σύστημα



Σχ. (Α-27): Αρχή φυσικής κυκλοφορίας.

Μία ολοκληρωμένη διάταξη υδραυλωτού λέβητα με στοιχεία και λέβητα τοποθετημένα κατά μήκος των στοιχείων φαίνεται στο παρακάτω σχήμα



Σχ. (Α-12): Διάταξη υδραυλωτού Ατμοπαραγωγού με στοιχεία και υδροθάλαμο τοποθετημένο κατά μήκος.

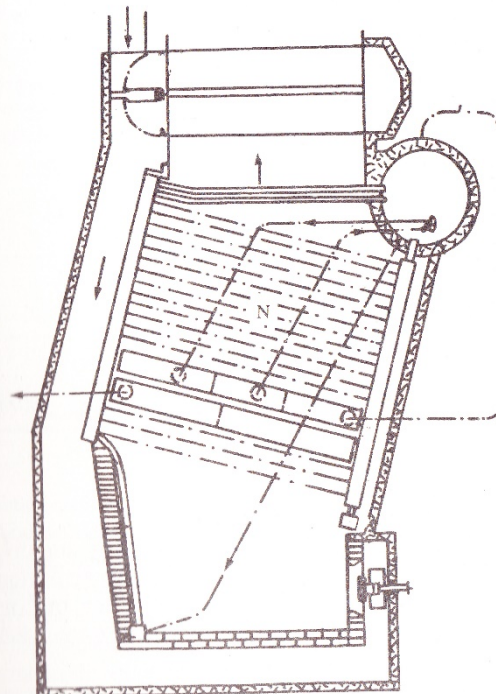
Μερικά χαρακτηριστικά φαίνεται στον παρακάτω πίνακα:

Επιφάνεια Συναλλαγής θερμότητας (Για Ατμοπαραγωγό με ένα υδροθάλαμο)	m <sup>2</sup>	50 μέχρι 250
Ειδική Ατμοποίηση	kg/m <sup>2</sup> h	μέχρι 50
Πίεση Λειτουργίας	bar	μέχρι 40
Διάμετρος τυμπάνου υδροθαλάμου	mm	800 μέχρι 1800
Μήκος τυμπάνου υδροθαλάμου	m	μέχρι 7
Εξωτερική / εσωτερική διάμετρος υδραυλών	mm	101,6/94,4 μέχρι 82,5/16,1
Μήκος υδραυλών	m	μέχρι 5,5
Κατακόρυφο βήμα υδραυλών:		
(α) Για κανονική διάταξη δέσμης	mm	170
(β) Για ρομβοειδή διάταξη δέσμης	mm	152
Λόγος όγκου περιεχομένου νερού προς επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας	m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>	0,06 μέχρι 0,1
Λόγος μάζας περιεχομένου νερού προς ατμοπαραγωγή	kg : kg/h	1,2 μέχρι 2
Ατμοπαραγωγή	t/h	2 μέχρι 12,5
Αριθμός σειρών υδραυλών (κατά την διεύθυνση της ροής του καυσαερίου)		8 μέχρι 10

\*Κατά Μ. LEDINEGG

## ΥΔΡΑΥΛΩΤΟΙ ΛΕΒΗΤΕΣ ΜΕ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΑΙ ΛΕΒΗΤΑ ΤΟΠΟΘΕΤΗΜΕΝΑ ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

Οι λέβητες αυτού του τύπου είναι παρόμοιοι με του προηγούμενου. Η βασική διαφορά είναι ότι ο υδροθάλαμος είναι τοποθετημένος εγκάρσια σε σχέση με τους υδραυλούς. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα είναι ότι μεγαλύτερη αντοχή στη θερμική φόρτιση και αποτελεί την απαραίτητη κατασκευή μεγάλων λεβήτων. Στον παρακάτω σχήμα και πίνακα παρουσιάζονται η διάταξη καθώς και τα βασικά χαρακτηριστικά της,

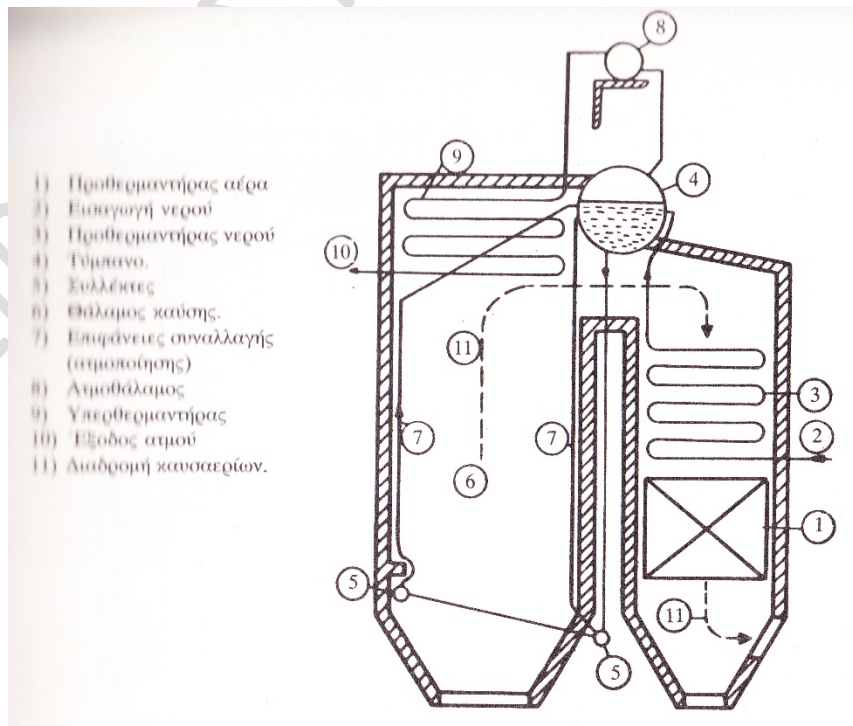


		Απλής διαδρομής καυσασερίου	Διπλής διαδρομής καυσασερίου	Τριπλής διαδρομής καυσασερίου
Επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας	m <sup>2</sup>		μέχρι 2400	
Ειδική ατμοποίηση	kg/m <sup>2</sup> h	65 ÷ 100	60 ÷ 70	40 ÷ 68
Πίεση λειτουργίας	bar	μέχρι 125	μέχρι 125	μέχρι 125
Διάμετρος υδροθαλάμου	m	1 ÷ 1,8	1 ÷ 1,8	1 ÷ 1,8
Μήκος υδροθαλάμου	m	μέχρι 12	12	12
Εξωτερική διάμετρος υδραυλών ατμοποίησης	mm	82,5, 101,6	82,5, 101,6	82,5, 101,6
Μήκος υδραυλών ατμοποίησης	m	5 ÷ 5,5	5 ÷ 6	5 ÷ 6,5
Αριθμός σειρών υδραυλών (κατά την διεύθυνση ροής του καυσασερίου)	-	4 ÷ 8	4 ÷ 10	6 ÷ 10
Λόγος όγκου περιεχομένου νερού προς επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας	m <sup>3</sup> : m <sup>2</sup>	0,05	0,05	0,05
Λόγος μάζας περιεχομένου νερού προς ατμοπαραγωγή	kg : kg/h	0,8 ÷ 0,5	0,8 ÷ 0,7	1,2 ÷ 0,7
Ατμοπαραγωγή	t/h		μέχρι 240	

## ΛΕΒΗΤΕΣ ΜΕ ΟΡΘΙΟΥΣ ΥΔΡΑΥΛΟΥΣ

Μία παρόμοια διάταξη λέβητα είναι αυτή με όρθιους υδραυλούς. Σε όλες τις προηγούμενες κατηγορίες είδαμε λέβητες οι οποίοι είχαν υδραυλούς που ενώ δεν ήταν οριζόντιοι, παρόλα αυτά είχαν μεγάλη απόκλιση από την κατακόρυφη διάσταση. Σε αυτή όμως την περίπτωση, οι υδραυλοί είναι κατακόρυφοι και συνδέονται με τους συλλέκτες στη βάση του λέβητα. Το βασικό πλεονέκτημα τους είναι ότι οι υδραυλοί έχουν μεγαλύτερη ελευθερία τοποθέτησης και έτσι μπορούν να ανεχτούν μεγαλύτερα θερμικά φορτία. Από την άλλη, το βασικό μειονέκτημα είναι ότι είναι αρκετά δύσκολο να καθαριστούν οι υδραυλοί κατά τη συντήρηση, ανεβάζοντας έτσι το συνολικό τους κόστος.

Τέλος, τα άκρα των υδραυλών κάμπτονται για να συναντήσουν κάθετα τις κυλινδρικές επιφάνειες του τυμπάνου και των συλλεκτών. Ο λόγος είναι ότι με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται καλύτερη στεγανότητα. Η σχηματική παράσταση τους και ο πίνακας χαρακτηριστικών δίνεται παρακάτω,



		Ατμοπαραγωγή με τρεις ή δύο υδροθαλ.	Ατμοπαραγωγή με ένα υδρ. & ατμ. ακτιν.
Επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας	m <sup>2</sup> ·	100 + 8500 και άνω	
Ειδική ατμοποίηση	kg/m <sup>2</sup> h	35 + 50 + 70 (τρεις υδροθάλαμοι) 50 + 80 (δύο υδροθάλαμοι)	8 + 180
Πίεση λειτουργίας	bar	8 + 40 και άνω	32 + 160
Θερμοκρασία υπέρθερμον ατμού	°C	450	450 + 550
Διάμετρος υδροθαλάμου	m	1,2 + 1,9	1,2 + 1,9
Μήκος υδροθαλάμου	m	μέχρι 16	μέχρι 16
Εξωτερική διάμετρος υδραυλών επιφάνειας ατμοποίησης	mm	70, 82,5	51,57, 70, 82,5
Εξωτερική διάμετρος σωλήνων υπερθερμαντήρα	mm	38, 31,8	38, 31,8
Εξωτερική διάμετρος σωλήνων προθερμαντήρα νερού	mm	38, 31,8	38, 31,8
Όγκος περιεχομένου νερού ανά m <sup>2</sup> επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας	m <sup>3</sup> : m <sup>2</sup>	0,08 + 0,05	0,042
Μάζα περιεχομένου νερού προς ατμοπαραγωγή	kg:kg/h	1,6 + 0,63	0,3
Ατμοπαραγωγή	t/h	5 + 30 και άνω	10 + 1500 και άνω
Θερμική φόρτιση θαλάμου καύσης για κονιοποιημένο στερεό καύσιμο	kJ/m <sup>3</sup> h	585.000 + 920.000	

## ΛΕΒΗΤΕΣ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑΣ

Η διαφορά με τους λέβητες ακτινοβολίας είναι ότι ο θάλαμος καύσης επενδύεται εσωτερικά με σωληνώσεις που αποτελούν την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Με αυτό τον τρόπο εκτός από τα καυσαέρια και η φλόγα συντελεί σημαντικά στην θέρμανση του εργαζόμενου μέσου με ακτινοβολία. Η κάλυψη του θαλάμου καύσης με τους σωλήνες ατμοποίησης μπορεί να είναι μερική ή πλήρης. Ουσιαστικά επομένως, τοποθετούμε υδραυλούς στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης.

Το εντυπωσιακό είναι ότι ο λόγος για την τοποθέτηση των υδραυλών στην αρχή ήταν για να ψυχθούν τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης γρηγορότερα. Γρήγορα όμως διαπίστωσαν ότι η μέθοδος αυτή αυξάνει το βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης και προφανώς χρησιμοποιείται πλέον ευρέως. Η κατηγορία αυτή είναι μάλιστα τόσο δια-

δεδομένη που όλες οι μεγάλες μονάδες χρησιμοποιούν λέβητα ακτινοβολίας. Ένας πίνακας χαρακτηριστικών για την κατηγορία αυτή δίνεται παραπάνω.

### **ΔΙΑΦΟΡΑ ΑΛΛΑ ΜΕΛΗ ΕΝΟΣ ΛΕΒΗΤΑ**

Προφανώς ένας λέβητας δεν περιέχει μόνο το σύστημα ατμοποίησης. Μερικά από τα υπόλοιπα μέρη του είναι τα ακόλουθα.

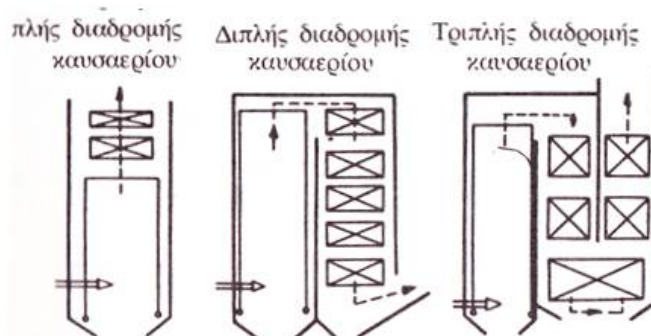
1. Υπερθερμαντήρας: ακολουθεί το σύστημα ατμοποίησης και σκοπό έχει να αυξήσει τη θερμοκρασία του ατμού.
2. Αναθερμαντήρας: αν ο ατμοστρόβιλος περιέχει τμήμα υψηλής και χαμηλής πίεσης, τότε συνήθως υπάρχει ένας αναθερμαντήρας μετά την εκτόνωση του ατμού στο τμήμα υψηλής πίεσης του στροβίλου για την μερική αναθέρμανση του ατμού.
3. Προθερμαντήρας νερού: χρησιμοποιείται για να προθερμάνει το νερό πριν αυτό εισέλθει στο σύστημα ατμοποίησης του λέβητα.

### **ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΗ ΜΟΡΦΗ**

Μπορούμε να κατατάξουμε τους λέβητες με βάση τη γεωμετρική μορφή. Η μορφή αυτή θα καθοριστεί από τη διαδρομή για την οποία είναι κατασκευασμένος ο λέβητας να ακολουθεί το καυσαέριο. Έτσι έχουμε λέβητες με μία διαδρομή καυσαερίου, δύο διαδρομών ή και περισσότερων όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.

Συνήθως οι λέβητες που διαρρέονται από μία μόνο διαδρομή καυσίμου έχουν τα εξής χαρακτηριστικά. Είναι πύργοι μεγάλου ύψους με τις θερμαινόμενες επιφάνειες να είναι εγκατεστημένες σε κατακόρυφη διάταξη. Με αυτό τον τρόπο το καυσαέριο έρχεται σε επαφή με όλες τις επιφάνειες αυτές αυξάνοντας το βαθμό απόδοσης για την συ-

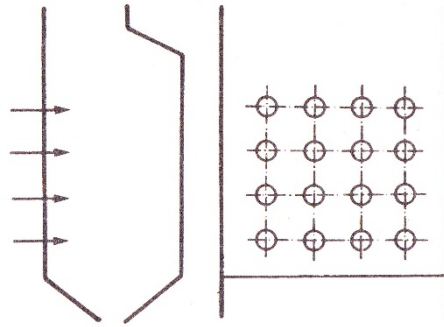
γκεκριμένη γεωμετρική μορφή. Για τους λέβητες με δύο ή περισσότερες διαδρομές καυσίμων υπάρχουν αρκετά πλεονεκτήματα σε σχέση με αυτούς που μόλις περιγράφηκαν. Επειδή το καυσαέριο έχει τη δυνατότητα να “ανεβοκατεβαίνει” στο εσωτερικό του λέβητα, έχουν πολύ χαμηλότερο ύψος και κατά συνέπεια πλεονεκτούν ως προς τη στήριξη τους. Αυτός είναι και ο λόγος που χρησιμοποιούνται σχεδόν αποκλειστικά σε σεισογενείς περιοχές.



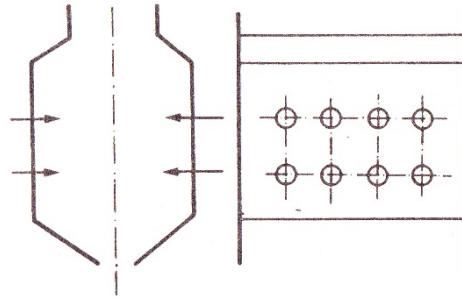
## ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗ ΔΙΑΤΑΞΗ ΤΩΝ ΚΑΥΣΤΗΡΩΝ

Οι λέβητες μπορούν ακόμα να καταταγούν με βάση τη διάταξη των καυστήρων. Υπάρχουν τέσσερις κατηγορίες, η κάθε μία με πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.

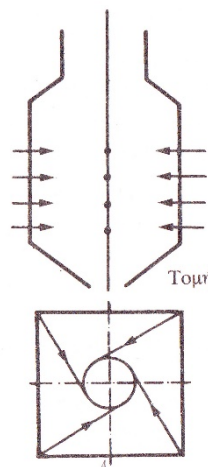
1. Σε λέβητες όπου όλοι οι καυστήρες είναι εγκατεστημένοι στην ίδια πλευρά του θαλάμου καύσης, όπως φαίνεται στο σχήμα. Δύο είναι τα χαρακτηριστικά αυτού του τύπου. Το μήκος του θαλάμου καύσης εξαρτάται από τη μήκος της φλόγας και ότι δεν επιτρέπεται η φλόγα να αγγίζει το απέναντι τοίχωμα του θαλάμου. Το πλεονέκτημα του είναι ότι η θερμοκρασία στο εσωτερικό του είναι ομοιόμορφα κατανεμημένη.



2. Σε λέβητες όπου οι καυστήρες είναι τοποθετημένοι σε απέναντι πλευρές του θαλάμου. Με τη διάταξη αυτή έχουμε καλύτερο έλεγχο του φορτίου του λέβητα αφού για κάθε καυστήρα η παροχή καυσίμου υποδιπλασιάζεται.

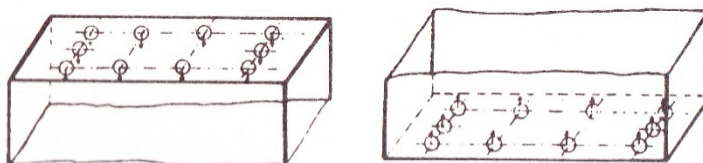


3. Σε λέβητες όπου οι καυστήρες είναι τοποθετημένοι στις γωνίες του θαλάμου καύσης, δίνοντας γωνιακή διάταξη. Οι καυστήρες τοποθετούνται με τέτοιο τρόπο ώστε οι φλόγες να εφάπτονται στο κέντρο του θαλάμου καύσης.



4. Τέλος, σε λέβητες όπου οι καυστήρες τοποθετούνται στην οροφή ή τον πυθμένα του θαλάμου καύσης. Η

διάταξη αυτή εμφανίζει αρκετά μειονεκτήματα (όπως ανεπαρκή στροβιλισμό φλόγας και καυσαερίων) και δεν χρησιμοποιείται συχνά.

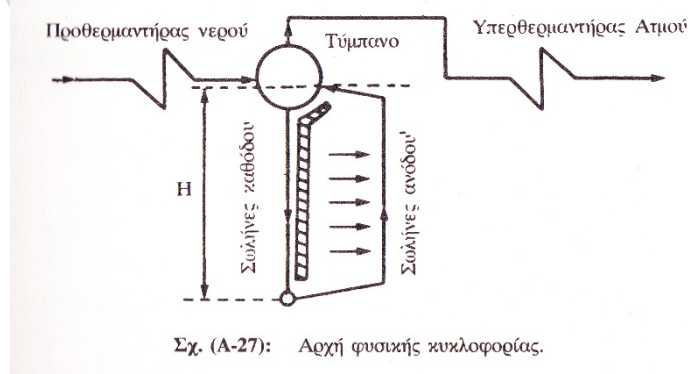


## ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟΝ ΤΡΟΠΟ ΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΤΟΥ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΜΕΣΟΥ

Όπως έχουμε δει μέχρι τώρα υπάρχουν αρκετοί τρόποι για να ταξινομηθούν τα είδη των λέβητων ενός ΑΗΣ. Η τελευταία που θα μελετήσουμε σήμερα ταξινομεί τους λέβητες με βάση τον τρόπο κυκλοφορίας του εργαζόμενου μέσου. Υπάρχουν λοιπόν τρεις κατηγορίες:

1. Λέβητες φυσικής κυκλοφορίας,
2. Λέβητες τεχνητής κυκλοφορίας,
3. Λέβητες εξαναγκασμένης ροής.

Λέβητες φυσικής κυκλοφορίας: Όπως αναφέρει και ο τίτλος, στους λέβητες φυσικής κυκλοφορίας η αδιάκοπη κίνηση του νερού λαμβάνει χώρα χωρίς τη χρησιμοποίηση κάποιας αντλίας. Ας δούμε πως επιτυγχάνεται αυτό. Επιστρέφουμε στο σχήμα που είδαμε στη σελίδα 11.



Όπως φαίνεται στο σύστημα υπάρχουν δύο ομάδες σωληνώσεων: μίας ανόδου και μίας καθόδου. Και οι δύο ο-

μάδες συνδέονται στο πάνω μέρος με το τύμπανο και στο κάτω με συλλέκτες που δεν είναι τίποτα άλλο από μικρότερα τύμπανα. Η μία ομάδα επίσης δέχεται έντονη θερμική φόρτιση ενώ η δεύτερη δέχεται όσο λιγότερη γίνεται ή και καθόλου. Αυτό έχει το αποτέλεσμα ότι η ομάδα σωληνώσεων με την έντονη θερμική φόρτιση θα εξατμίσει ένα μέρος του νερού περιέχοντας μίγμα υγρού ατμού. Η ομάδα όμως που δεν δέχεται θερμική φόρτιση δεν ατμοποιεί το νερό που περιέχει καθόλου. Εδώ ακριβώς βρίσκεται το μυστικό. Η ομάδα που περιέχει τον υγρό ατμό έχει μικρότερη πυκνότητα σε σχέση με την ομάδα που παραμένει κορεσμένο υγρό. Η διαφορά αυτή στην πυκνότητα λοιπόν είναι ο λόγος για την άενη φυσική κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου. Η διαφορά αυτή μπορεί να εκφραστεί σαν διαφορά πίεσης,  $\Delta P$ , ως εξής,

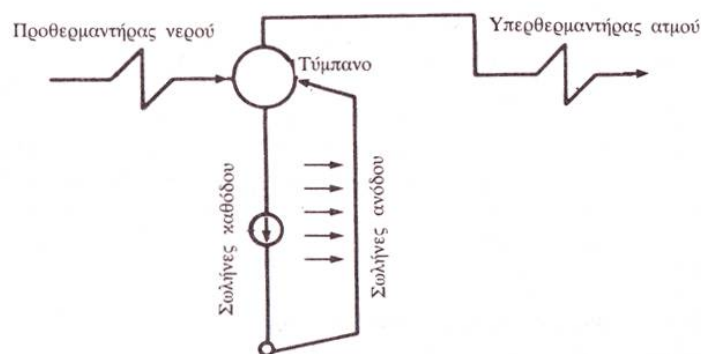
$$\Delta P = (\rho_{\text{καθ}} - \rho_{\text{αν}}) H \cdot g,$$

όπου  $H$  το ύψος των σωληνώσεων ανόδου και καθόδου. Η διαφορά στην πίεση αυτή είναι η γενεσιουργός αιτία της φυσικής ροής του εργαζόμενου μέσου. Ποια είναι όμως τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των σωληνώσεων ανόδου και καθόδου; Ένα χρήσιμο μέγεθος είναι ο λόγος των επιφανειών αυτών. Γίνεται εύκολα κατανοητό ότι ο λόγος αυτός εξαρτάται από την πίεση λειτουργίας του συστήματος. Έχουμε λοιπόν ότι:

- Για πίεση < 50bar, 5:1
- Για πίεση από 50bar μέχρι 100bar, 4:1
- Για πίεση από 100bar μέχρι 150bar, 3:1

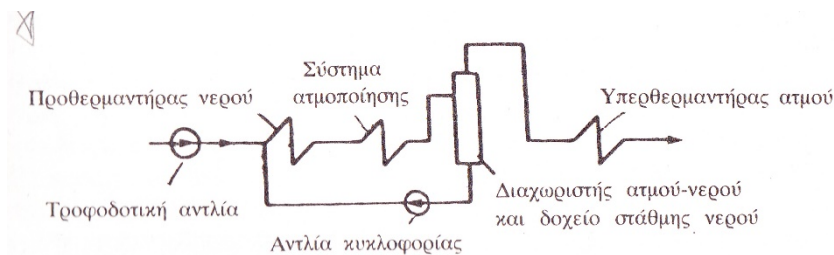
Αξίζει να σημειωθεί τέλος ότι το τύμπανο για λέβητες της κατηγορίας αυτής δεν είναι μέρος της θερμαινόμενης επιφάνειας.

Λέβητες τεχνητής κυκλοφορίας: Σε περιπτώσεις όπου για διάφορους κατασκευαστικούς λόγους (όπως για παράδειγμα όταν η διαφορά πίεσης δεν είναι αρκετή για να δημιουργήσει φυσική κυκλοφορία) είμαστε υποχρεωμένοι να καταφύγουμε σε άλλες μεθόδους για να εξασφαλίσουμε την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου. Η απλούστερη είναι να τοποθετήσουμε μία αντλία σε κάποιο επιλεγμένο σημείο της εγκατάστασης για να επιτύχουμε την κυκλοφορία. Οι λέβητες αυτοί ονομάζονται λέβητες τεχνητής κυκλοφορίας, όπως δείχνει το παρακάτω σχήμα,



Το πλεονέκτημα των λεβήτων τεχνητής κυκλοφορίας έναντι αυτών με φυσική είναι ότι έχουμε καλύτερο έλεγχο της ανύψωσης της πίεσης. Από την άλλη έχουν το μειονέκτημα ότι οι αντλίες που τοποθετούνται εισάγουν επιπλέον αβεβαιότητα στην ομαλή λειτουργία τους καθώς και στο κόστος συντήρησής τους.

Λέβητες εξαναγκασμένης ροής: Στους λέβητες της κατηγορίας αυτής, δεν υπάρχει ανακυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου στο σύστημα ατμοποίησης, αλλά εξαναγκάζεται με τη χρήση μίας τροφοδοτικής αντλίας να εισέλθει στην είσοδο του λέβητα,



Το πλεονέκτημα των λεβήτων αυτών είναι ότι μπορούν να κατασκευαστούν για οποιαδήποτε ατμοπαραγωγή. Το μειονέκτημα είναι ότι έχουμε πολύ μεγάλο αριθμό σωληνώσεων με μικρή διάμετρο, γεγονός που οδηγεί σε αυξημένο κόστος κατασκευής και συντήρησης.

### ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ

Ο ατμολέβητας, όπως και κάθε ενεργειακή διάταξη, έχει σα σκοπό τη μεταφορά ή/και μετατροπή ενός συγκεκριμένου ποσού ενέργειας. Η μεταφορά ή/και μετατροπή αυτή δεν είναι δυνατό να λάβει χώρα χωρίς απώλειες και για το λόγο αυτό ορίζουμε τον βαθμό απόδοσης του. Για να περιγράψουμε δηλαδή πόσο καλά επιτελεί ο κάθε λέβητας τη λειτουργία αυτή. Όπως γνωρίζουμε καλά πλέον ο βαθμός απόδοσης είναι πάντα χαμηλότερος της μονάδας και όσο πιο κοντά είναι σε αυτή τόσο καλύτερος είναι ο λέβητας. Ο λόγος είναι ότι όσο πιο κοντά στη μονάδα είναι ο βαθμός απόδοσης, τόσο περισσότερη προσφερόμενη ενέργεια μετατρέπεται σε ωφέλιμη (δηλαδή ενέργεια η οποία έχει τα επιθυμητά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά).

Συμβολίζοντας λοιπόν τον βαθμό απόδοσης με  $\eta$ , μπορούμε να γράψουμε,

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi.}}{Q_{\text{προσ.}}},$$

όπου  $Q_{\omega\phi.}$  το ωφέλιμο φορτίο και  $Q_{\pi\rho\sigma.}$  το προσφερόμενο φορτίο στον λέβητα. Χρησιμοποιώντας ότι  $\dot{Q}_{\omega\phi.} = \dot{m}_D (h_u - h_w)$  και  $\dot{Q}_{\pi\rho\sigma.} = \dot{m}_\kappa H_u$  τότε,

$$\eta = \frac{\dot{m}_D (h_u - h_w)}{\dot{m}_\kappa H_u}.$$

Σχετικά με την παραπάνω εξίσωση έχουμε ότι  $\dot{m}_D$  είναι η παροχή ατμού,  $h_u, h_w$  οι ενθαλπίες του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του λέβητα και του τροφοδοτικού νερού αντίστοιχα. Τέλος  $\dot{m}_\kappa$  είναι η παροχή του καυσίμου και  $H_u$  η κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου.

Μία διαφορετική έκφραση της παραπάνω έκφρασης για το βαθμό απόδοσης έχουμε όταν ο υπέρθερμος ατμός περνάει από τον λέβητα για δεύτερη φορά και αφού έχει εκτονωθεί μερικώς στο στρόβιλο. Στην περίπτωση αυτή ο ατμός αναθερμαίνεται και γυρίζει ξανά στο στρόβιλο για την πλήρη εκτόνωση του. Αν το ποσό θερμότητας που προσφέρεται κατά την αναθέρμανση είναι  $Q_{\alpha\nu}$ , τότε ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση,

$$\eta = \frac{\dot{m}_D (h_u - h_w) + \dot{Q}_{\alpha\nu}}{\dot{m}_\kappa H_u}.$$

Στην απλή περίπτωση που δεν υπάρχει αναθέρμανση, ο βαθμός απόδοσης γράφεται ισοδύναμα

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi.}}{Q_{\pi\rho\sigma.}} = \frac{\dot{Q}_{\omega\phi.}}{\dot{Q}_{\pi\rho\sigma.}} = \frac{\dot{Q}_{\pi\rho\sigma.} - \sum_i Q_i}{\dot{Q}_{\pi\rho\sigma.}},$$

όπου  $\sum_i Q_i$  οι απώλειες για τις οποίες ο βαθμός απόδοσης είναι μικρότερος του ένα. Ισοδύναμα μπορούμε να γράψουμε ότι,

$$\eta = \frac{\dot{m}_κ H_u - \dot{m}_κ \sum_i q_i}{\dot{m}_κ H_u} = 1 - \frac{\sum_i q_i}{H_u}.$$

Τα μεγέθη  $q_i$  χαρακτηρίζουν τις αναγόμενες στη μονάδα καυσίμου απώλειες. Πιο συγκεκριμένα αυτές χωρίζονται στις παρακάτω κατηγορίες:

- $q_L$  : απώλειες λόγω ακτινοβολίας και μεταφοράς θερμότητας από το λέβητα στο περιβάλλον.
- $q_S$  : απώλειες από τα κατάλοιπα του καυσίμου.
- $q_G$  : απώλειες λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας που έχουν τα καυσαέρια σε σχέση με το περιβάλλον.
- $q_E$  : απώλειες εστίας.

## ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΩΛΕΙΩΝ

### Απώλειες εστίας

Οι απώλειες εστίας προκαλούνται από διάφορους λόγους. Κάποια ποσότητα καυσίμου μπορεί να χαθεί μέσω των αρμών της σχάρας χωρίς να προλάβει να καεί. Επίσης είναι δυνατό να μην προλάβει να καεί όλο το καύσιμο και να μείνουν κατάλοιπα σαν άκαυστα. Δύο είναι λοιπόν οι κύριοι λόγοι για τους οποίους έχουμε απώλειες εστίας. Είτε διότι το καύσιμο φεύγει από το θάλαμο καύσης γρηγορότερα από ότι είναι σχεδιασμένο, είτε διότι η καύση δεν είναι

τέλεια και έτσι μένουν άκαυστα. Οι απώλειες βέβαια είναι αρκετά μικρές. Αν για παράδειγμα ορίσουμε  $\eta_E$  το βαθμό απόδοσης της εστίας, τότε έχουμε

- ✓ για εστίες κονιοποιημένου άνθρακα  $\eta_E = 0,95 - 0,98$ .
- ✓ για εστίες υγρών καυσίμων  $\eta_E = 0,98 - 0,99$ .
- ✓ για εστίες αερίου καυσίμου  $\eta_E \approx 1$ .
- ✓ για εστίες με μηχανικές σχάρες  $\eta_E = 0,90 - 0,96$ .
- ✓ για εστίες με μόνιμες σχάρες  $\eta_E = 0,80 - 0,90$ .

#### *Απώλειες λόγω υψηλής θερμοκρασίας καυσαερίων*

Τα καυσαέρια εξέρχονται στο περιβάλλον σε θερμοκρασία προφανώς μεγαλύτερη της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να έχουμε απώλειες λόγω υψηλής θερμοκρασίας καυσαερίων. Όσο χαμηλότερη είναι αυτή η θερμοκρασία τόσο μικρότερες απώλειες έχουμε. Για το λόγο αυτό σε πολλές εγκαταστάσεις χρησιμοποιούμε αναθέρμανση. Αναθερμαίνοντας το εργαζόμενο μέσο μεταφέρεται θερμότητα από το καυσαέριο σε αυτό ελαττώνοντας τη θερμοκρασία του καυσαερίου και συνεπώς τις συγκεκριμένες απώλειες. Οι απώλειες αυτές είναι μάλιστα οι μεγαλύτερες από όλες τις απώλειες ενός λέβητα και για το λόγο αυτό δίνεται ιδιαίτερη έρευνα στη μείωσή τους.

Είναι σημαντικό επίσης να αναφέρουμε ότι παρόλο που η ελάττωση της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων είναι επιθυμητή, δεν ενδείκνυται η υπερβολική μείωσή της. Ο λόγος είναι η πιθανή υγροποίηση ενώσεων που είναι ιδιαίτερα τοξικές, όπως το διοξείδιο του θείου. Στην περίπτωση αυτή όλες οι μεταλλικές κατασκευές που έρχο-

νται σε επαφή με όλα τα οξείδια του θείου θα διαβρωθούν τάχιστα καταστρέφοντας μέρος της εγκατάστασης.

Οι μέσες τιμές για το βαθμό απόδοσης που χαρακτηρίζει τις απώλειες κατά την έξοδο καυσαερίων στο περιβάλλον κυμαίνεται από 6% ως 15%.

### *Απώλειες κατά την απομάκρυνση καταλοίπων καύσης*

Κατά την καύση στερεών καυσίμων υπάρχουν κατάλοιπα της καύσης τα οποία πρέπει να απομακρυνθούν για πρακτικούς λόγους. Τα κατάλοιπα αυτά περιέχουν ένα μικρό ποσό θερμότητας και ως και τούτου μπορούν να θεωρηθούν ως απώλειες. Πρέπει όμως να σημειώσουμε ότι οι απώλειες αυτές είναι πολύ μικρές και σε καμία περίπτωση δεν επηρεάζουν αισθητά τον βαθμό απόδοσης του λέβητα.

### *Απώλειες από το περίβλημα του λέβητα*

Είναι προφανές ότι το περίβλημα του λέβητα βρίσκεται σε αρκετά υψηλότερη θερμοκρασία από το περιβάλλον. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να υπάρχει μία μόνιμη ροή θερμότητας από τον λέβητα προς τον περιβάλλοντα χώρο. Το μέγεθος των απωλειών εξαρτώνται κυρίως από το μέγεθος του λέβητα, το είδος του καυσίμου και το φορτίο λειτουργίας του. Οι απώλειες αυτού του είδους μπορούν να περιοριστούν μονώνοντας θερμικά το λέβητα και γενικά δεν θεωρούνται ιδιαίτερο πρόβλημα.

## ΑΣΚΗΣΗ ΣΤΟ ΒΑΘΜΟ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΛΕΒΗΤΩΝ 1

Ένας λέβητας χρησιμοποιεί υπέρθερμο ατμό πίεσης 108 bar και θερμοκρασίας 500°C. Το τροφοδοτικό νερό βρίσκεται σε πίεση 120 bar και θερμοκρασία 220°C. Η ατμοπαραγωγή ανέρχεται σε 350 tn/h. Το καύσιμο που χρησιμοποιείται είναι υγρό με την εξής κατά μάζα σύσταση:

C : 0,847,

H : 0,114,

O : 0,011,

S : 0,028,

και θερμογόνο δύναμη,  $H_u = 40530 \text{ kJ/kg}$ . Η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων ισούται με 210°C, και οι απώλειες λόγω ακαύστων,  $u_E = 1\%$  και λόγω ακτινοβολίας και μεταφοράς,  $u_L = 0,5\%$ . Η περίσσεια αέρα καύσης,  $\lambda = 1,1$ . Τέλος δίνονται οι ειδικές θερμοχωρητικότητες υπό σταθερή πίεση στις κατάλληλες θερμοκρασίες για τα συστατικά των καυσαερίων:

	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
20°C	0,838	0,599	1,037	0,906	1,853
210°C	0,921	0,651	1,046	0,939	1,891

Ζητούνται:

1. Ο βαθμός απόδοσης του λέβητα.
2. Η παροχή του καυσίμου.

## ΛΥΣΗ

Για να υπολογίσουμε αρχικά τον βαθμό απόδοσης, θα χρησιμοποιήσουμε την έκφραση,

$$\eta(\%) = 100 - \sum_i u_i.$$

Πρέπει λοιπόν να βρούμε όλα τα μεγέθη  $u_i$ . Από την εκφώνηση του προβλήματος γνωρίζουμε ότι οι απώλειες λόγω ακαύστων ισούται με,  $u_E = 1\%$  και οι απώλειες λόγω ακτινοβολίας και μεταφοράς ισούται με,  $u_L = 0,5\%$ . Για να υπολογίσουμε το βαθμό απόδοσης λοιπόν το μόνο που χρειαζόμαστε είναι να υπολογίσουμε τις απώλειες λόγω καυσαερίων,  $u_G$ , χρησιμοποιώντας ότι,

$$u_G = \frac{\mu_G (h_{Ga} - h_{Go})}{H_u} = \frac{\mu_G (C_{P,Ga} T_{Ga} - C_{P,Go} T_{Go})}{H_u}.$$

Υπενθυμίζουμε ότι  $\mu_G$  η μάζα των καυσαερίων ανά kg καυσίμου, και  $h_{Ga}$ ,  $h_{Go}$  οι ενθαλπίες των καυσαερίων στην έξοδο του από τον λέβητα και στη θερμοκρασία περιβάλλοντος αντίστοιχα. Έχουμε λοιπόν ότι,

$$\mu_G = \mu_L + 1, \text{ όπου } \mu_L = \lambda \mu_{LoT} (1 + x_{H_2O}).$$

Όμως,

$$\begin{aligned} \mu_{LoT} &= \sum_i c_i (\mu_{LoT})_i \\ &= 0,847 \cdot 11,48 + 0,114 \cdot 34,194 + 0,028 \cdot 4,3 - 0,011 \cdot 4,308 \\ &= 9,72 + 3,9 + 0,12 - 0,05 = 13,69 \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}}. \end{aligned}$$

Επομένως,

$$\begin{aligned}\mu_G &= \mu_L + 1 = \lambda \mu_{LoT} (1 + x_{H_2O}) + 1 = 1,1 \cdot 13,69 + 1 \\ &= 16,06 \left( \frac{\text{kg καυσαερίων}}{\text{kg καυσίμου}} \right).\end{aligned}$$

Στη συνέχεια θα υπολογίσουμε τις κατά μάζα συστάσεις των συστατικών των καυσαερίων,  $\xi_i$ , σύμφωνα με,

$$\xi_i = \frac{\mu_i}{\mu_G}.$$

$$\mu_{CO_2} = 3,667 \cdot \mu_C = 3,667 \cdot 0,847 = 3,10 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg καυσίμου}}.$$

Το 3,665 εκφράζει το ποσό του CO<sub>2</sub> που θα μας δώσει 1 kg C όταν καεί.

$$\mu_{SO_2} = 1,998 \cdot \mu_S = 1,998 \cdot 0,028 = 0,06 \frac{\text{kg SO}_2}{\text{kg καυσίμου}},$$

$$\mu_{N_2} = 0,768 \cdot \mu_{LoT} = 0,768 \cdot 13,69 = 10,52 \frac{\text{kg N}_2}{\text{kg καυσίμου}},$$

$$\mu_{H_2O} = 8,936 \cdot \mu_H = 8,936 \cdot 0,114 = 1,02 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg καυσίμου}}.$$

Τότε,

$$\xi_{CO_2} = \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_G} = \frac{3,10}{16,06} = 0,193,$$

$$\xi_{SO_2} = \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_G} = \frac{0,06}{16,06} = 0,0037,$$

$$\xi_{N_2} = \frac{\mu_{N_2}}{\mu_G} = \frac{10,52 + 0,1 \cdot 13,69 \cdot 0,7679}{16,06} = 0,721,$$

$$\xi_{O_2} = \frac{\mu_{O_2}}{\mu_G} = \frac{0,1 \cdot 13,69 \cdot 0,2321}{16,06} = 0,0198,$$

$$\xi_{H_2O} = \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_G} = \frac{1,02}{16,06} = 0,0635.$$

Είμαστε πλέον σε θέση να υπολογίσουμε τη μέση θερμοχωρητικότητα στις θερμοκρασίες των 20°C και 210°C.

$$\begin{aligned} C_{P20^\circ C} &= \sum_i \xi_i C_{P20^\circ C,i} = 0,193 \cdot 0,838 + 0,0037 \cdot 0,599 \\ &+ 0,721 \cdot 1,037 + 0,0198 \cdot 0,906 + 0,0635 \cdot 1,853 \\ &= 1,047. \end{aligned}$$

Ομοίως,

$$C_{P210^\circ C} = \sum_i \xi_i C_{P210^\circ C,i} = 1,072,$$

και επομένως,

$$\begin{aligned} u_G &= \frac{\mu_G (C_{P,Ga} T_{Ga} - C_{P,Go} T_{Go})}{H_u} \\ &= \frac{16,06 \cdot (C_{P210^\circ C} \cdot 210^\circ C - C_{P20^\circ C} \cdot 20^\circ C)}{40530} \\ &= \frac{16,06 \cdot (1,072 \cdot 210 - 1,047 \cdot 20)}{40530} = 0,081. \end{aligned}$$

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του λέβητα λοιπόν ισούται λοιπόν με,

$$\begin{aligned}\eta(\%) &= 100 - \sum_i u_i = 100 - u_E - u_L - u_G \\ &= 100 - 1,0 - 0,5 - 8,1 \Rightarrow \eta(\%) = 90,4\%.\end{aligned}$$

Τέλος, η κατανάλωση καυσίμου,  $\dot{m}_\kappa$ , υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση,

$$\eta = \frac{\dot{m}_D (h_u - h_w)}{\dot{m}_\kappa H_u} \Rightarrow \dot{m}_\kappa = \frac{\dot{m}_D (h_u - h_w)}{\eta \cdot H_u},$$

όπου  $h_u, h_w$  οι ενθαλπίες του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του λέβητα και του τροφοδοτικού νερού αντίστοιχα. Για πίεση  $P_u = 108 \text{ bar}$  και  $T_u = 500^\circ\text{C}$  έχουμε ότι  $h_u = 3410 \text{ kJ/kg}$ . Ομοίως για  $P_w = 120 \text{ bar}$ ,  $T_w = 200^\circ\text{C}$  βρίσκουμε,  $h_w = 950 \text{ kJ/kg}$ . Αντικαθιστώντας βρίσκουμε,

$$\dot{m}_\kappa = \frac{\dot{m}_D (h_u - h_w)}{\eta \cdot H_u} = \frac{97,22 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} (3410 - 950) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0,904 \cdot 40530 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 6,53 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}.$$

## ΑΣΚΗΣΗ ΣΤΟ ΒΑΘΜΟ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΛΕΒΗΤΩΝ 2

Σε ένα υπό μελέτη ατμολέβητα γίνονται οι παρακάτω παραδοχές:

1. Θερμοκρασία και πίεση υπέρθερμου ατμού:  
 $T = 460^\circ\text{C}$ ,  $P = 82 \text{ bar}$ .

2. Θερμοκρασία και πίεση τροφοδοτικού νερού:  
 $T = 120^{\circ}\text{C}$ ,  $P = 85 \text{ bar}$ .
3. Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων:  $T = 180^{\circ}\text{C}$ .
4. Παροχή καυσίμου:  $\dot{m}_k = 0,4 \text{ kg/sec}$ .
5. Λόγος περίσσειας αέρα-καυσίμου:  $\lambda = 1,07$ .
6. Βαθμός απόδοσης λέβητα:  $\eta = 0,9$ .
7.  $C_p$  περίπου σταθερό και ίσο με  $1,09 \text{ kJ/kg}$ .
8. Κατά μάζα σύσταση καυσίμου:  $\mu_C = 0,822$ ,  
 $\mu_{\text{H}_2} = 0,136$ ,  $\mu_S = 0,02$ ,  $\mu_{\text{N}_2} = 0,012$ ,  $\mu_{\text{O}_2} = 0,010$ ,  $\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0$ .

**ΖΗΤΟΥΝΤΑΙ:**

1. Η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου.
2. Ο υπολογισμός των μεγεθών  $\mu_{\text{LoT}}$ ,  $\mu_{\text{Lo}}$ ,  $\mu_{\text{LT}}$  και  $\mu_L$ .
3. Η ατμοπαραγωγή,  $\dot{m}_D$ .
4. Οι θερμικές απώλειες λόγω καυσαερίων,  $Q_G$ , η απώλειες ανά μονάδα καυσίμου,  $q_G$ , καθώς και οι απώλειες σαν ποσοστό επί της θερμογόνου δύναμης του καυσίμου,  $u_G$ .
5. Οι θερμικές απώλειες λόγω ακτινοβολίας και μεταφοράς,  $Q_L$ , η απώλειες ανά μονάδα καυσίμου,  $q_L$ , καθώς και οι απώλειες σαν ποσοστό επί της θερμογόνου δύναμης του καυσίμου,  $u_L$ .

ΣΗΜΕΙΩΣΗ: Η θερμογόνο δύναμη του καυσίμου,  $H_u$ , δίνεται από την εξίσωση

$$H_u = 34834\mu_C + 93868\mu_{H_2} + 10132\mu_S + 5945\mu_{N_2} - 10802\mu_{O_2} - 2449\mu_{H_2O}$$

### ΛΥΣΗ

1. Για να υπολογίσουμε την κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου χρησιμοποιούμε την εξίσωση,

$$H_u = 34834\mu_C + 93868\mu_{H_2} + 10132\mu_S + 5945\mu_{N_2} - 10802\mu_{O_2} - 2449\mu_{H_2O}$$

όπου,

$$\mu_C = 0,822, \mu_{H_2} = 0,136, \mu_S = 0,02, \\ \mu_{N_2} = 0,012, \mu_{O_2} = 0,010, \mu_{H_2O} = 0,0.$$

Αντικαθιστώντας έχουμε ότι

$$H_u = 34834 \cdot 0,822 + 93868 \cdot 0,136 + 10132 \cdot 0,02 \\ + 5945 \cdot 0,012 - 10802 \cdot 0,010 - 2449 \cdot 0,0 \\ = 28633,5 + 12766,1 + 202,6 + 71,3 - 108$$

ή

$$H_u = 41566 \frac{\text{kJ}}{\text{kg καυσίμου}}$$

2. Στη συνέχεια θα υπολογίσουμε τα  $\mu_{LoT}$ ,  $\mu_{Lo}$ ,  $\mu_{LT}$  και  $\mu_L$ . Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις καύσης του λέβητα έχουμε λοιπόν ότι,

$$\begin{aligned}\mu_{LoT} &= \sum_i c_i (\mu_{LoT})_i = 0,822 \cdot 11,480 + 0,136 \cdot 34,194 \\ &\quad + 0,02 \cdot 4,3 - 0,010 \cdot 4,308 \\ &= 9,44 + 4,65 + 0,09 - 0,04 = 14,14 \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}},\end{aligned}$$

και

$$\mu_{Lo} = \mu_{LoT} (1 + x_{H_2O}) = 14,14 \cdot (1 + 0) = 14,14 \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}}.$$

Επίσης

$$\mu_{LT} = \lambda \mu_{LoT} = 1,07 \cdot 14,14 = 15,13 \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}},$$

$$\mu_L = \mu_{LT} (1 + x_{H_2O}) = \mu_{LT} = 15,13 \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}}.$$

3. Η ατμοπαραγωγή,  $\dot{m}_D$ , μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω εξίσωση,

$$\dot{m}_D = \frac{\eta \cdot \dot{m}_k H_u}{h_u - h_w}.$$

Το μόνο που μένει είναι να βρούμε τις ενθαλπίες του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του λέβητα,  $h_u$ , και του τροφοδοτικού νερού,  $h_w$ . Χρησιμοποιώντας το διάγραμμα Mollier για υπέρθερμο ατμό  $T = 460^\circ\text{C}$ ,  $P = 82 \text{ bar}$ ,

$$h_u = 3290 \text{ kJ/kg}.$$

Ομοίως βρίσκουμε ότι για τροφοδοτικό νερό,  $T = 120^\circ\text{C}$ ,  $P = 85 \text{ bar}$ ,

$$h_w = 555 \text{ kJ/kg}.$$

Αντικαθιστώντας όλα τα δεδομένα βρίσκουμε την ατμοπα-  
ραγωγή,

$$\dot{m}_D = \frac{\eta \cdot m_k H_u}{h_u - h_w} = \frac{0,9 \cdot 0,4 \left( \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \right) \cdot 41566 \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{3290 \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 555 \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = \frac{14963,8 \text{ kg}}{2735 \text{ sec}}$$

$$= 5,47 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}.$$

Μπορούμε να μετατρέψουμε το παραπάνω αποτέλεσμα  
σε tn/h,

$$\dot{m}_D = 5,47 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} = 5,47 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \cdot \frac{1 \text{ tn}}{1000 \text{ kg}} \cdot \frac{3600 \text{ sec}}{1 \text{ h}} \Rightarrow \dot{m}_D = 19,7 \frac{\text{tn}}{\text{h}}.$$

4. Οι απώλειες λόγω της θερμοκρασίας των καυσαερί-  
ων υπολογίζονται ως εξής,

$$Q_G = m_k q_G = m_k u_G H_u = m_k \mu_G (h_{Ga} - h_{Go}),$$

όπου  $\mu_G$  η μάζα των καυσαερίων ανά kg καυσίμου, και  
 $h_{Ga}$ ,  $h_{Go}$  οι ενθαλπίες των καυσαερίων στην έξοδο του  
από τον λέβητα και στη θερμοκρασία περιβάλλοντος αντί-  
στοιχα. Έχουμε λοιπόν ότι,

$$q_G = u_G H_u = \mu_G (h_{Ga} - h_{Go}).$$

Το μέγεθος  $\mu_G$  δίνεται από,

$$\mu_G = \mu_L + 1 = 15,13 + 1 = 16,13 \frac{\text{kg καυσαερίων}}{\text{kg καυσίμου}}.$$

Τότε,

$$\begin{aligned} q_G &= \mu_G (h_{Ga} - h_{Go}) = \mu_G C_P (T_{Ga} - T_{Go}) \\ &= 16,13 \cdot 1,09 \cdot (180 - 25) = 2725 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

Επομένως,

$$Q_G = m_{\kappa} q_G = 0,4 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \cdot 2725 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1090 \frac{\text{kJ}}{\text{sec}} = 1090 \text{ kW}.$$

Τέλος,

$$u_G = \frac{Q_G}{m_{\kappa} H_u} = \frac{1090 \text{ kW}}{0,4 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \cdot 41566 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,066,$$

ή ισοδύναμα 6,6%. Οι απώλειες επομένως λόγω της θερμοκρασίας των καυσαερίων σαν ποσοστό επί της θερμογόνου δύναμης του καυσίμου ανέρχονται σε κάτι λιγότερο από 7%.

5. Οι θερμικές απώλειες λόγω ακτινοβολίας και μεταφοράς υπολογίζονται ως εξής:

$$u_L = 1 - u_G - \eta = 1 - 0,066 - 0,9 = 0,034.$$

Οι απώλειες επομένως λόγω ακτινοβολίας και μεταφοράς σαν ποσοστό επί της θερμογόνου δύναμης του καυσίμου ανέρχονται σε 3,4%.

Ομοίως,

$$q_L = u_L H_u = 0,034 \cdot 41566 = 1413,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg καυσίμου}}.$$

Τέλος,

$$Q_L = m_k q_L = 0,4 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \cdot 1413,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 565,2 \frac{\text{kJ}}{\text{sec}} = 565,2 \text{ kW}.$$

### ΧΡΗΣΙΜΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΚΑΥΣΗΣ ΛΕΒΗΤΩΝ

$$\mu_L = \lambda \mu_{LoT} (1 + x_{H_2O}).$$

#### 1) ΧΩΡΙΣ ΠΕΡΙΣΣΕΙΑ ΑΕΡΑ

- ❖ Θεωρητικά απαιτούμενος αέρας καύσης χωρίς υγρασία,  $\mu_{LoT}$ ,

$$\mu_{LoT} = \sum_i (\mu_{LoT})_i c_i \left( \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}} \right),$$

όπου  $(\mu_{LoT})_i$  ο θεωρητικά απαιτούμενος αέρας καύσης του συστατικού  $i$  περιεκτικότητας  $c_i$  στο καύσιμο.

- ❖ Θεωρητικά απαιτούμενος αέρας καύσης με υγρασία,  $\mu_{Lo}$ ,

$$\mu_{Lo} = \mu_{LoT} (1 + x_{H_2O}) \left( \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}} \right).$$

#### 2) ΜΕ ΠΕΡΙΣΣΕΙΑ ΑΕΡΑ

- ❖ Απαιτούμενος αέρας καύσης χωρίς υγρασία,  $\mu_{LT}$ , και με λόγο περίσσειας αέρα,  $\lambda$ ,

$$\mu_{LT} = \lambda \mu_{LoT} \left( \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}} \right).$$

- ❖ Απαιτούμενος αέρας καύσης με υγρασία,  $\mu_L$ , και με λόγο περίσσειας αέρα,  $\lambda$ ,

$$\mu_L = \lambda \mu_{L0} = \lambda \mu_{L0T} (1 + x_{H_2O}) = \mu_{LT} (1 + x_{H_2O}) \quad \left( \frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσ.}} \right).$$

- ❖ Ποσότητα παραγόμενου καυσαερίου,  $\mu_G$ ,

$$\mu_G = \mu_L + 1 - \gamma_A \quad \left( \frac{\text{kg καυσαερίων}}{\text{kg καυσίμου}} \right),$$

όπου  $\gamma_A$  η κατά μάζα περιεκτικότητα του καυσίμου σε τέφρα. Προφανώς για αέρια καύσιμα,  $\gamma_A = 0$ , και τότε

$$\mu_G = \mu_L + 1 \quad \left( \frac{\text{kg καυσαερίων}}{\text{kg καυσίμου}} \right).$$

- ❖ Κατώτερη θερμογόνος δύναμη καυσίμου,  $H_u$ , συναρτήσει των κατά μάζα περιεκτικότητας των συστατικών του

$$H_u = 34834\mu_C + 93868\mu_{H_2} + 10132\mu_S + 5945\mu_{N_2} - 10802\mu_{O_2} - 2449\mu_{H_2O},$$

όπου  $\mu_i$  η κατά μάζα περιεκτικότητα του συστατικού  $i$ .

- ❖ Βαθμός απόδοσης λέβητα,  $\eta$ ,

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi.}}{Q_{\pi\rho\sigma.}},$$

όπου  $Q_{\omega\phi.}$  το ωφέλιμο φορτίο και  $Q_{\pi\rho\sigma.}$  το προσφερόμενο φορτίο στον λέβητα. Χρησιμοποιώντας ότι  $\dot{Q}_{\omega\phi.} = \dot{m}_D (h_u - h_w)$  και  $\dot{Q}_{\pi\rho\sigma.} = \dot{m}_\kappa H_u$  τότε,

$$\eta = \frac{\dot{m}_D (h_u - h_w)}{\dot{m}_\kappa H_u}.$$

Σχετικά με την παραπάνω εξίσωση έχουμε ότι  $\dot{m}_D$  είναι η παροχή ατμού,  $h_u, h_w$  οι ενθαλπίες του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του λέβητα και του τροφοδοτικού νερού αντίστοιχα. Τέλος  $\dot{m}_\kappa$  είναι η παροχή του καυσίμου και  $H_u$  η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου.

❖ Ατμοπαραγωγή,  $\dot{m}_D$

Από την παραπάνω εξίσωση υπολογίζουμε εύκολα την ατμοπαραγωγή ενός λέβητα

$$\dot{m}_D = \frac{\eta \cdot \dot{m}_\kappa H_u}{h_u - h_w}.$$

❖ Επί τοις εκατό απώλεια των καυσαερίων,  $u_G$ ,

$$u_G = \frac{\mu_G (h_{Ga} - h_{Go})}{H_u} = \frac{q_G}{H_u},$$

όπου  $\mu_G$  η μάζα των καυσαερίων ανά kg καυσίμου, και  $h_{Ga}, h_{Go}$  οι ενθαλπίες των καυσαερίων στην έξοδο του από τον λέβητα και στη θερμοκρασία περιβάλλοντος αντίστοιχα. Οι καθαρές απώλειες των καυσαερίων,  $Q_G$ , είναι επίσης,

$$Q_G = \dot{m}_\kappa q_G = \dot{m}_\kappa u_G H_u = \dot{m}_\kappa \mu_G (h_{Ga} - h_{Go}).$$

- ❖ Ομοίως αν  $Q_L$  είναι οι απώλειες στο περιβάλλον λόγω επαφής και ακτινοβολίας, τότε

$$Q_L = m_{\kappa} q_L = m_{\kappa} u_L H_u,$$

όπου η σχετική απώλεια λόγω ακτινοβολίας,  $u_L$ , υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση

$$u_L = 1 - u_G - \eta.$$

ΣΗΜΕΙΩΣΗ: γενικεύοντας τα  $u_L$ ,  $u_G$  έχουμε ότι

$$u_i = \frac{q_i}{H_u} \times 100\%.$$

Ο βαθμός απόδοσης του λέβητα,  $\eta$ , τότε γράφεται σύμφωνα με την ακόλουθη μορφή

$$\eta(\%) = 100 - \sum_i u_i.$$

- ❖ Λόγος καυσαερίου-αέρα,  $\varphi$

$$\varphi = \frac{\mu_{GoT}}{\mu_{LoT}},$$

όπου  $\mu_{GoT}$  και  $\mu_{LoT}$  η ποσότητα του παραγόμενου ξηρού καυσαερίου και η θεωρητικά απαιτούμενη ποσότητα ξηρού αέρα (βλέπε το γράμμα T στα δύο μεγέθη που συμβολίζει ξηρά μεγέθη).

- ❖ Η ανώτατη περιεκτικότητα των καυσαερίων σε  $CO_2$  και  $SO_2$  δίνεται αντίστοιχα από τις εξισώσεις

$$X_{\max, CO_2} = \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_{GoT}}, \quad X_{\max, SO_2} = \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_{GoT}}.$$

Οι τιμές αυτές είναι οι μέγιστες για καύση καυσίμου και αναφέρονται στην στοιχειομετρική καύση ξηρού καυσίμου.

❖ Για καύση ξηρού καυσίμου με περίσσεια αέρα  $\lambda$ ,

$$x_{\text{CO}_2} = \frac{x_{\text{max,CO}_2}}{1 + \frac{\lambda - 1}{\varphi}}, \quad x_{\text{SO}_2} = \frac{x_{\text{max,SO}_2}}{1 + \frac{\lambda - 1}{\varphi}}.$$