

Ενότητα 10

Διεργασίες Καύσης

Μέχρι τώρα εξετάστηκαν συστήματα που αποτελούνται από καθαρές ουσίες ή μίγματα, που οι συνιστώσες τους δεν αντιδρούν μεταξύ τους χημικά. Τώρα θα εξεταστούν και διεργασίες στις οποίες οι ουσίες μεταβάλλονται χημικά. Από τις διεργασίες αυτές, οι πιο ενδιαφέρουσες για το Μηχανολόγο είναι οι διεργασίες καύσης.

Εδώ ισχύουν τρεις βασικοί νόμοι της θερμοδυναμικής:

1. Ο νόμος της διατήρησης της μάζας. Χρησιμεύει στον υπολογισμό της απαραίτητης ποσότητας αέρα και της ποσότητας καυσαερίων που δημιουργούνται από τη δοσμένη ποσότητα καυσίμου.
2. Το 1ο Θερμοδυναμικό Αξίωμα. Οι χημικές αντιδράσεις και κυρίως οι διεργασίες καύσης, συνδέονται πάντοτε με μετατροπές ενέργειας. Η χημική ενέργεια συνθέσεως που απελευθερώνεται σε μία χημική αντίδραση συνήθως με τη μορφή θερμότητας, είναι μία από τις πιο σημαντικές πηγές ενέργειας.
3. Το 2ο Θερμοδυναμικό Αξίωμα. Η τελειότητα από θερμοδυναμική αποψη της μετατροπής ενέργειας, ελέγχεται και στις χημικές αντιδράσεις με το 2ο Θ.Α. Θα διαπιστώσουμε ότι οι διεργασίες καύσης στην τεχνική είναι μη-αντιστρεπτές διεργασίες που συνεπάγονται μεγάλες απώλειες εξέργειας.

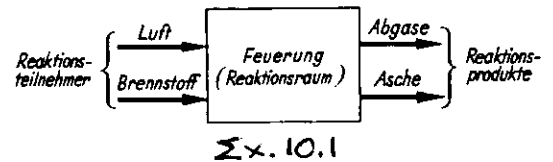
Δεν ασχολούμαστε βέβαια εδώ ούτε με υπολογισμούς χημικής ισορροπίας (κατεύθυνση και μέτρο εξέλιξης χημικών αντιδράσεων), παρόλο που η χημική ισορροπία παίζει σημαντικό ρόλο στις διεργασίες καύσης που ενδιαφέρουν το μηχανολόγο (πχ διάσπαση καυσαερίων), ούτε και με τη χημική κινητική (υπολογισμοί ταχύτητας αντίδρασης), που ούτως ή άλλως δεν έχει σχέση με τη θερμοδυναμική.

Οι διεργασίες καύσης που ενδιαφέρουν το μηχανολόγο, γίνονται συνήθως με αέρα ($\psi_{O_2}=0.21$). Στο Σχ. 10.1 φαίνεται μία εστία καύσης. Στην αντίδραση συμμετέχουν το καύσιμο και ο αέρας της καύσης. Τα προϊόντα της αντίδρασης χαρακτηρίζονται σαν καυσαέρια. Σ'αυτά προστίθεται ενίοτε και η τέφρα (όταν πρόκειται για στερεά καύσιμα - πχ λιγνίτης). Χωρίς προσαγωγή αέρα, καίγονται οι εκρηκτικές και οι προωθητικές ύλες, που περιέχουν ήδη το οξυγόνο που είναι απαραίτητο για την καύση τους, χημικά συνδεδεμένο (στα εκρηκτικά - πχ TNT) ή σε καθαρή μορφή (πχ υγρό οξυγόνο στους πυραύλους).

Η καύση ονομάζεται τέλεια όταν όλα τα συστατικά του καυσίμου που μπορούν να καούν, μετατρέπονται με οξείδωση σε CO_2 , H_2O , SO_2 , κτλ.

Κατά την ατελή καύση, τα προϊόντα της καύσης περιέχουν προϊόντα που μπορούν να οξειδωθούν ακόμη, πχ CO , που μπορεί να οξειδωθεί σε CO_2 . Ατελής καύση εμφανίζεται όπου υπάρχει έλλειψη αέρα, ή σε μέρη της εστίας που δεν έχει εισχωρήσει ο απαιτούμενος αέρας.

Ο μηχανικός προσπαθεί πάντα να αποφύγει την ατελή καύση, αφού έτσι χάνεται ένα μέρος της χημικής ενέργειας του καυσίμου, αλλά και ρυπαίνεται το περιβάλλον (πχ αυτοκίνητο - μεγάλες εστίες καύσης στη βιομηχανία - κεντρική θέρμανση).

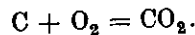


Υπολογισμοί ποσοτήτων σε τέλεια καύση

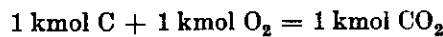
Οι υπολογισμοί αυτοί γίνονται για τον καθορισμό των ποσοτήτων του οξυγόνου (και του αέρα) που απαιτείται για την καύση. Από τη σύνθεση των καυσαερίων προκύπτουν σημαντικά συμπεράσματα για την πορεία της καύσης. Επομένως η ανάλυση των καυσαερίων χρησιμεύει στον έλεγχο των εστιών καύσης.

Οι εξισώσεις της καύσης

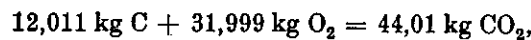
Η εξίσωση της αντίδρασης καύσης του άνθρακα είναι:



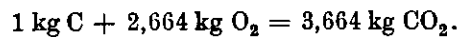
Αυτή παριστάνει συγχρόνως και το ισοζύγιο ποσοτήτων:



ή, αν τεθούν οι γραμμομοριακές μάζες των επι μέρους ουσιών:



και επομένως:

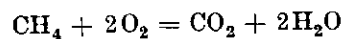


Ο πίνακας 10.1 περιέχει τις τρεις βασικές εξισώσεις της καύσης και τις σχέσεις ποσοτήτων που προκύπτουν απ'αυτές. Οι εξισώσεις αυτές μπορούν να εφαρμοστούν τόσο για την καύση μιγμάτων, όσο και χημικών ενώσεων.

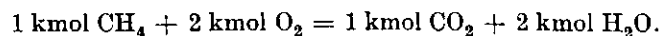
Πίνακας 10.1
Οι εξισώσεις της τέλει καύσης

Reaktionsgleichung	$C + O_2 = CO_2$	$H_2 + 1/2 O_2 = H_2O$	$S + O_2 = SO_2$
Bilanz der Substanzmengen	$1 \text{ kmol } C + 1 \text{ kmol } O_2 = 1 \text{ kmol } CO_2$	$1 \text{ kmol } H_2 + 1/2 \text{ kmol } O_2 = 1 \text{ kmol } H_2O$	$1 \text{ kmol } S + 1 \text{ kmol } O_2 = 1 \text{ kmol } SO_2$
Bilanz der Massen	$1 \text{ kg } C + 2,664 \text{ kg } O_2 = 3,664 \text{ kg } CO_2$	$1 \text{ kg } H_2 + 7,937 \text{ kg } O_2 = 8,937 \text{ kg } H_2O$	$1 \text{ kg } S + 0,998 \text{ kg } O_2 = 1,998 \text{ kg } SO_2$

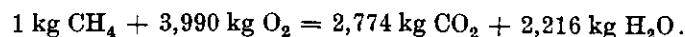
Ετσι, ισχύει πχ για την καύση του μεθανίου:



καθώς και



Αν τεθούν δε οι γραμμομοριακές μάζες και γίνει διαίρεση με αυτήν του μεθανίου, προκύπτει το ισοζύγιο μαζών:



Στον Πίνακα 10.2, παρουσιάζεται σαν παράδειγμα η καύση του φωταερίου.

Πίνακας 10.2
Καύση φωταερίου

Reaktanten	Molanteil am Stadtgas	Reaktionsgleichung	Sauerstoffbedarf in	Abgasbestandteile in kmol/kmol Stadtgas			
			kmol O ₂	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
CO	0,10	$\text{CO} + \frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{CO}_2$	$0,10 \cdot \frac{1}{2} = 0,050$	0,10	—	—	—
H ₂	0,45	$\text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{H}_2\text{O}$	$0,45 \cdot \frac{1}{2} = 0,225$	—	0,45	—	—
CH ₄	0,35	$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	$0,35 \cdot 2 = 0,700$	0,35	0,70	—	—
C ₂ H ₄	0,04	$\text{C}_2\text{H}_4 + 3\text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	$0,04 \cdot 3 = 0,120$	0,08	0,08	—	—
CO ₂	0,02	—	—	0,02	—	—	—
O ₂	0,02	—	$0,02 (-1) = -0,020$	—	—	—	—
N ₂	0,02	—	—	—	—	—	0,02
				Aus der Luft: $0,79 \cdot l_{\text{min}} = 4,04$			
Summe	1,00	Bei Mindestluftmenge:	1,075	0,55	1,23	—	4,06
		Bei $\lambda = 1,2$ zusätzlich O ₂ + N ₂ :				0,22	0,81
		Summe bei $\lambda = 1,2$:		0,55	1,23	0,22	4,87

Αρχικά υπολογίζεται η ανάγκη σε οξυγόνο, με βάση τις εξισώσεις αντίδρασης. Με πρόσθεση της ανάγκης σε οξυγόνο των μεμονωμένων αερίων, λαμβάνεται η ελάχιστη γραμμομοριακή ανάγκη σε οξυγόνο του φωταερίου:

$$o_{\text{min}} = 1,075 \text{ kmol O}_2/\text{kmol Stadtgas}.$$

Αυτή είναι η ποσότητα ουσίας του οξυγόνου που απαιτείται για την τέλεια καύση 1 kmol φωταερίου. Επειδή το μοριακό ποσοστό του οξυγόνου στον αέρα είναι 0,21, απ'αυτό λαμβάνεται η γραμμομοριακή ελάχιστη ανάγκη σε αέρα:

$$l_{\text{min}} = \frac{o_{\text{min}}}{0,210} = \frac{1,075 \text{ kmol O}_2/\text{kmol Stadtgas}}{0,210 \text{ kmol O}_2/\text{kmol Luft}} = 5,12 \frac{\text{kmol Luft}}{\text{kmol Stadtgas}}.$$

Όπως διδάσκει η εμπειρία, με την ελάχιστη αυτή ποσότητα σε αέρα δεν επιτυγχάνεται συνήθως τέλεια καύση. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται περίσσεια αέρα στην εστία και για την ποσότητα αέρα που προσδίδεται στην πραγματικότητα τίθεται:

$$l = \lambda l_{\text{min}},$$

όπου το λ ονομάζεται λόγος αέρα. Για το παράδειγμά μας λαμβάνουμε $\lambda = 1,20$, και επομένως:

$$l = 1,20 \cdot 5,12 \frac{\text{kmol Luft}}{\text{kmol Stadtgas}} = 6,14 \frac{\text{kmol Luft}}{\text{kmol Stadtgas}}.$$

Το οξυγόνο βρίσκεται τότε μόνο στα καυσαερία, όταν η καύση γίνεται με περίσσεια αέρα ($\lambda > 1$). Η ποσότητα οξυγόνου στα καυσαερία, είναι ίση με

$$0,21 (\lambda - 1) l_{\text{min}} = 0,22 \text{ kmol O}_2/\text{kmol Stadtgas}.$$

Στερεά και υγρά καύσιμα

Τα στερεά και τα υγρά καύσιμα είναι μίγματα και κατά ένα μέρος ενώσεις των συστατικών που μπορούν να καούν, με άλλα συστατικά που δεν καίγονται, όπως το άζωτο, το νερό και η τέφρα. Στα στερεά καύσιμα χρησιμοποιείται συνήθως σαν μονάδα ποσότητας το 1 kg, αν και όλοι οι υπολογισμοί διευκολύνονται σημαντικά όταν χρησιμοποιηθεί η ειδική μονάδα

ποσότητας ουσίας kmol.

Για κάθε υπολογισμό καύσης θα πρέπει να είναι γνωστή αρχικά η καλούμενη *στοιχειακή ανάλυση* του στερεού ή του υγρού καυσίμου. Αυτή δίνει τα ποσοστά μάζας ξ των επί μέρους συστατικών στοιχείων του καυσίμου, που εδώ χαρακτηρίζονται με μικρά λατινικά σύμβολα.

Έτσι πχ το c παριστάνει το ποσοστό του άνθρακα, και ανάλογα τα h , s , o , n , w , a τα ποσοστά για το υδρογόνο, το θείο, το οξυγόνο, το άζωτο, το νερό και την τέφρα του καυσίμου. Η στοιχειακή ανάλυση

$$c + h + s + o + n + w + a = 1$$

θεωρείται σαν δεδομένη. Κάθε ένα από τα παραπάνω μεγέθη, σαν σχέση μαζών, είναι αδιάστατος αριθμός.

Ο άνθρακας, το υδρογόνο και το θείο, χρειάζονται για την τέλεια καύση τους οξυγόνο, η μάζα του οποίου μπορεί να ληφθεί από τις εξισώσεις της καύσης, πίν. 10.1

Έτσι, για την τέλεια καύση ενός kg C, είναι σύμφωνα με τον πίν 10.1 απαραίτητα 2.664 kg O_2 . Η *ειδική ανάγκη σε οξυγόνο*, δηλ. η ελάχιστη μάζα οξυγόνου (σε kg) που αναφέρεται στη μάζα του καυσίμου (σε kg), προκύπτει ίση με:

$$o_{\min} = 2,664 c + 7,937 h + 0,998 s - o.$$

και επειδή $\xi_{O_2} = 0.232$, προκύπτει για την *ελάχιστη ειδική ανάγκη σε αέρα*:

$$l_{\min} = \frac{o_{\min}}{0,232}.$$

Το l_{\min} δίνει την ελάχιστη μάζα αέρα (σε kg) που αναφέρεται στη μάζα του καυσίμου. Αν χρησιμοποιηθεί ο λόγος αέρα λ , τότε λαμβάνεται η ειδική ποσότητα αέρα που προσδίδεται στην πραγματικότητα:

$$l \equiv m_L/m_B = \lambda l_{\min}.$$

Η ειδική ποσότητα καυσαερίου $m_V^* = m_V/m_B$, (kg καυσαερίου/kg καυσίμου), λαμβάνεται από το ισοζύγιο μάζας του Σχ. 10.2

$$m_V^* = 1 - a + \lambda l_{\min}.$$



Σχήμα 10.2 Ισοζύγιο μάζας κατά την καύση στερεού καυσίμου.

Το καυσαέριο αποτελείται από CO_2 και SO_2 , που προκύπτουν από την καύση, και επι πλέον από το άζωτο που περιέχεται αρχικά στον αέρα και στο καύσιμο, καθώς και από το οξυγόνο που περισσεύει (όταν $\lambda > 1$). Το H_2O που περιέχεται στο καύσιμο, λαμβάνεται επίσης και στα καυσαέρια. Ο Πίνακας 10.3 δίνει τις μάζες m_i των επί μέρους συστατικών του καυσαερίου, που αναφέρονται στη μάζα του καυσίμου. Αν οι ειδικές αυτές μάζες αθροιστούν, προκύπτει και πάλι η εισική μάζα του καυσαερίου.

Πίνακας 10.3
Ειδικές μάζες των συστατικών καυσαερίων σε kg/kg καυσίμου, κατά την καύση ενός στερεού ή υγρού καυσίμου με δεδομένη στοιχειακή ανάλυση.

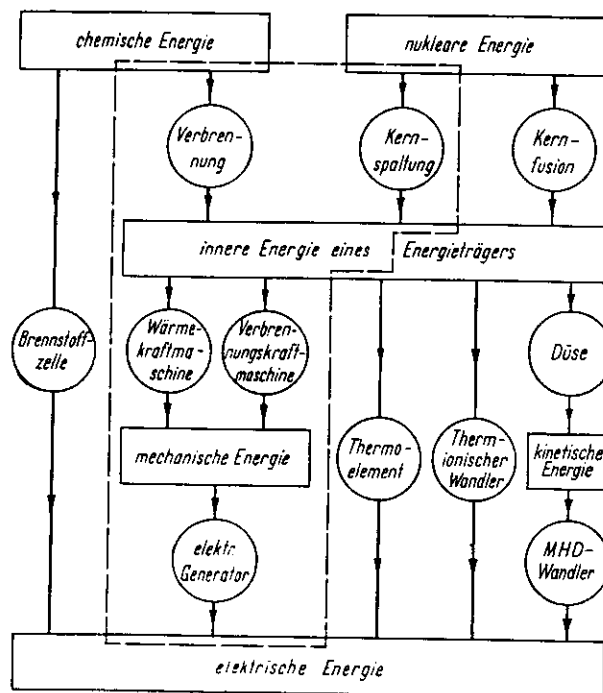
Stoff	Es entsteht durch Verbrennung	Im Brennstoff enthalten	Aus der Verbrennungsluft
CO ₂	$3,664 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg C}} \cdot c$	—	—
H ₂ O	$8,937 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg H}_2} \cdot h$	<i>w</i>	trocken
SO ₂	$1,998 \frac{\text{kg SO}_2}{\text{kg S}} \cdot s$	—	—
O ₂	—	— ¹	$0,232 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg Luft}} (\lambda - 1) l_{\text{min}}$
N ₂	—	<i>n</i>	$0,768 \frac{\text{kg N}_2}{\text{kg Luft}} \lambda l_{\text{min}}$

Περισσότερα για τις διεργασίες καύσης, που αποτελούν σημαντικώτατη περιοχή ενδιαφέροντος του μηχανολόγου, θα δούμε στο μάθημα της *Θερμοδυναμικής των Μιγμάτων*.

Ενότητα 11

Θερμοδυναμική των εγκαταστάσεων παραγωγής Ισχύος με θερμότητα και καύση

Στο Σχήμα 11.1, δίνεται μια γενική άποψη των μέχρι σήμερα γνωστών μεθόδων μετατροπής χημικής και πυρηνικής ενέργειας σε ηλεκτρική ενέργεια.



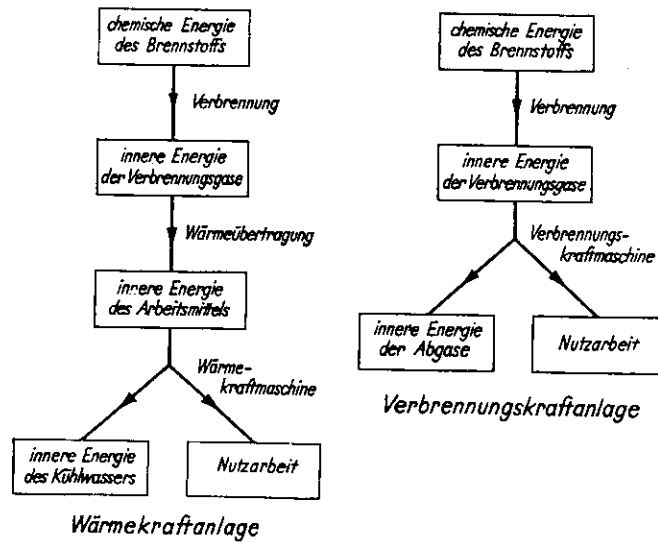
Σχήμα 11.1 Μετατροπή της χημικής και της πυρηνικής ενέργειας σε μηχανική και ηλεκτρική ενέργεια. Στο εσωτερικό της διακεκομμένης γραμμής, περιλαμβάνονται οι συμβατικές μέθοδοι μετατροπής.

Εγκαταστάσεις παραγωγής ισχύος από θερμότητα και καύση

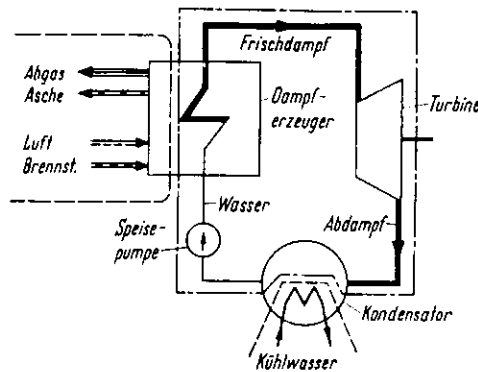
Στο Σχ. 11.2 δίνεται η σχηματική παράσταση της ροής ενέργειας σε μία θερμική εγκατάσταση παραγωγής ισχύος και σε μία εγκατάσταση εσωτερικής καύσης. Σαν εργαζόμενο μέσο στις θερμικές εγκαταστάσεις χρησιμοποιείται κυρίως υδρατμός.

Στο Σχ.11.3 δίνεται το διάγραμμα κυκλώματος μίας απλής εγκατάστασης παραγωγής έργου με ατμό. Σε ειδικές περιπτώσεις χρησιμοποιείται σαν εργαζόμενο μέσο αέριο (πχ εγκαταστάσεις αεροστροβίλων, που θα δούμε στη συνέχεια).

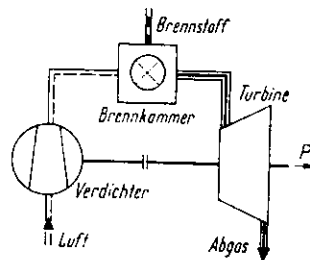
Στις εγκαταστάσεις εσωτερικής καύσης, ανήκουν οι κινητήρες εσωτερικής καύσης (Otto, Diesel, Wankel), και οι ανοικτές εγκαταστάσεις αεροστροβίλων (Σχ.11.4).



Σχήμα 11.2 Σχηματική παράσταση των μετατροπών ενέργειας σε μία θερμική εγκατάσταση και σε μία εγκατάσταση εσωτερικής καύσης.



Σχήμα 11.3 Διάγραμμα κυκλώματος απλής εγκατάστασης παραγωγής έργου με ατμό.



Σχήμα 11.4 Διάγραμμα κυκλώματος ανοικτής εγκατάστασης αεροστροβίλου.

Οι θερμικές εγκαταστάσεις που λειτουργούν με πυρηνικό καύσιμο, δεν παρουσιάζουν τίποτε καινούργιο από θερμοδυναμική άποψη, αφού η ενέργεια που εκλύεται μεταφέρεται και σ'αυτές σε ένα εργαζόμενο μέσο, που κινεί μιὰ θερμική μηχανή.

Για το χαρακτηρισμό της μετατροπής ενέργειας σε μιὰ εγκατάσταση παραγωγής έργου εσωτερικής ή εξωτερικής καύσης, χρησιμοποιείται συνήθως ο συνολικός (ενεργειακός) βαθμός απόδοσης

$$\eta = \frac{-P}{\dot{m}_B \Delta h_u}$$

όπου το P παριστάνει την ωφέλιμη ισχύ της εγκατάστασης και ΔH_u την ειδική κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου.

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης, απ'την άλλη μεριά,

$$\zeta = \frac{-P}{\dot{m}_B e_B}$$

δηλώνει ποιό τμήμα της προσδιδόμενης ροής εξέργειας μετατρέπεται σε ωφέλιμη ισχύ. Στον αριθμητή του ζ υπάρχει η εξέργεια του καυσίμου, η οποία είναι κατά λίγες μόνο εκατοστιαίες μονάδες μεγαλύτερη από τη θερμογόνο δύναμη (γι'αυτό και οι δύο αριθμοί είναι συνήθως πολύ κοντά μεταξύ τους - παρ'όλο που η φυσική σημασία τους είναι διαφορετική).

Σαν ενδεικτικές τιμές βαθμού απόδοσης, αναφέρουμε τις παρακάτω:

παλιές εγκαταστάσεις παραγωγής έργου με ατμό:	20-30%
σύγχρονες εγκαταστάσεις:	> 40%
βενζινοκινητήρες αυτοκινήτων:	25%
μεγάλοι κινητήρες diesel:	> 42%
ανοικτές εγκαταστάσεις αεριοστροβίλων:	25-35%

11.1 Η απλή εγκατάσταση παραγωγής έργου με ατμό

Για να γίνει πιό εποπτική η θερμοδυναμική έρευνα, θα ξεκινήσουμε από την απλή εγκατάσταση ατμοστροβίλου, και στη συνέχεια θα εξετάσουμε τις βελτιώσεις της.

Μιά τέτοια εγκατάσταση περιλαμβάνει τρία κυρίως κυκλώματα:

- + το κύκλωμα καυσίμου - αέρα - καυσαερίων - στάχτης, που είναι ανοικτό προς το περιβάλλον,
- + το κλειστό κύκλωμα νερού - ατμού, και
- + το ανοικτό κύκλωμα ψυχρού νερού.

Η μονάδα ατμοπαραγωγής

Στο Σχ. 11.5 παριστάνονται σχηματικά οι ροές μάζας που διαρρέουν τη μονάδα ατμοπαραγωγής, με τα καταστατικά τους μεγέθη στην είσοδο και στην έξοδο. Η μονάδα ατμοπαραγωγής είναι ανοικτό σύστημα, όπου λαμβάνει χώρα μιὰ διεργασία μόνιμης ροής. Σύμφωνα με το 1ο Θ.Α.:

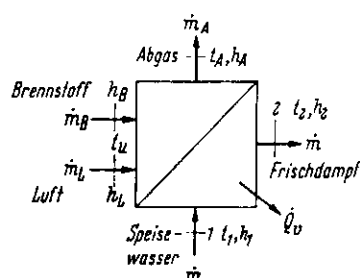
$$\dot{Q}_v + P = \sum_{\text{Austritt}} \dot{m}_i h_i - \sum_{\text{Eintritt}} \dot{m}_j h_j$$

Επειδή πρόκειται για καθαρή διεργασία ροής, λαμβάνεται για τη θερμοροή απωλειών (λόγω

ακτινοβολίας):

$$|\dot{Q}_v| = -\dot{Q}_v = \dot{m}_B h_B(t_u) + \dot{m}_L h_L(t_u) + \dot{m} h_1 - [\dot{m}_A h_A(t_A) + \dot{m} h_2].$$

Η σημασία των προσήμων προκύπτει από το Σχ.11.5



Σχήμα 11.5 Ισοζύγιο ενέργειας της μονάδας ατμοπαραγωγής

Σύμφωνα με τον ορισμό της θερμογόνου δύναμεις, ισχύει:

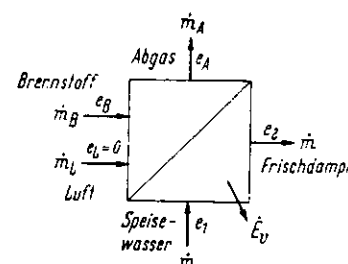
$$\dot{m}_B \Delta h_u = \dot{m}_B h_B(t_u) + \dot{m}_L h_L(t_u) - \dot{m}_A h_A(t_u),$$

Αν η έκφραση αυτή τεθεί στο ισοζύγιο ισχύος της μονάδας,

$$|\dot{Q}_v| = \dot{m}_B \Delta h_u - \dot{m}_A [h_A(t_A) - h_A(t_u)] - \dot{m} (h_2 - h_1)$$

ή

$$\dot{m}_B \Delta h_u = \dot{m} (h_2 - h_1) + \dot{m}_A [h_A(t_A) - h_A(t_u)] + |\dot{Q}_v|.$$



Σχ. 11.6

δηλαδή η ισχύς που παρέχεται από το καύσιμο, χρησιμεύει για την αύξηση της ροής ενθαλπίας του νερού, δηλαδή για τη θέρμανση, την εξάτμιση και υπερθέρμανση του ατμού. Ένα τμήμα χάνεται με τα καυσαέρια, και ένα τμήμα ακτινοβολείται προς το περιβάλλον.

Στην τεχνική, το ηλικό

$$\eta_K \equiv \frac{\dot{m} (h_2 - h_1)}{\dot{m}_B \Delta h_u} = 1 - \frac{\dot{m}_A [h_A(t_A) - h_A(t_u)] + |\dot{Q}_v|}{\dot{m}_B \Delta h_u}$$

χαρακτηρίζεται σαν (ενεργειακός) βαθμός απόδοσης λέβητα.

Στις σύγχρονες εγκαταστάσεις, το η_K έχει τιμές μεγαλύτερες από 0.9

Για να επιτευχθεί υψηλός βαθμός απόδοσης του λέβητα, θα πρέπει να ελαττωθεί η θερμοκρασία των καυσαερίων, χωρίς όμως να πέσει κάτω από το σημείο δρόσου του θειικού οξέος στα καυσαέρια (100-150°C), για να αποφεύγονται οι διαβρώσεις.

Στη συνέχεια θα εφαρμοστεί το 2ο Θ.Α. με τη μορφή ισοζυγίου εξέργειας (Σχ. 11.6).

Η ροή απώλειας εξέργειας της μονάδας ατμοπαραγωγής, προκύπτει από τη διαφορά μεταξύ των ροών εξέργειας που προσδίδονται και των ροών εξέργειας που αποδίδονται:

$$\dot{E}_v = \dot{m}_B e_B + \dot{m}_L e_L + \dot{m} e_1 - (\dot{m} e_2 + \dot{m}_A e_A).$$

Επειδή ο αέρας προσδίδεται από το περιβάλλον ($t = t_u$, $e_L = 0$)

$$\dot{m}_B e_B = \dot{m} (e_2 - e_1) + \dot{m}_A e_A + \dot{E}_v.$$

Στο ισοζύγιο αυτό, η εξέργεια που παρέχεται απ'το καύσιμο χρησιμεύει για την αύξηση της εξέργειας του υδρατμού. Ένα τμήμα απορρίπτεται με το καυσαέριο, ενώ εμφανίζεται και

απώλεια εξέργειας λόγω μη-αντιστρεπτότητας της καύσης, μεταφοράς θερμότητας από το καυσάεριο στον υδρατμό, καθώς και από τις απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον.

Ορίζεται έτσι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης λέβητα:

$$\zeta_K \equiv \frac{\dot{m}(e_2 - e_1)}{\dot{m}_B e_B} = 1 - \frac{\dot{m}_A e_A + \dot{E}_v}{\dot{m}_B e_B}$$

Απ'τον ορισμό τώρα του η_K , προκύπτει:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_B} = \eta_K \frac{\Delta h_u}{h_2 - h_1}$$

οπότε

$$\zeta_K = \frac{\Delta h_u}{e_B} \eta_K \frac{e_2 - e_1}{h_2 - h_1}$$

Για την εξέργεια της ενθαλπίας του ατμού ισχύει:

$$e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_u(s_2 - s_1)$$

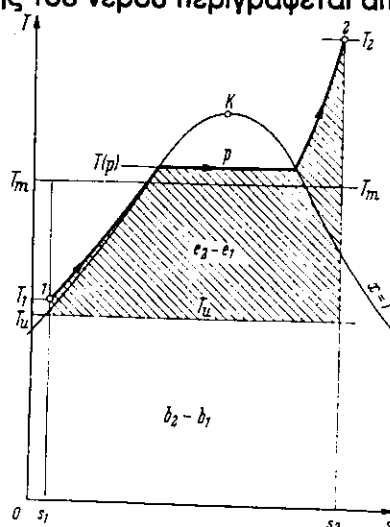
και επομένως προκύπτει:

$$\zeta_K = \left(\frac{\Delta h_u}{e_B} \eta_K \right) \left(1 - T_u \frac{s_2 - s_1}{h_2 - h_1} \right)$$

Επομένως το ζ_K εξαρτάται κυρίως από δύο παράγοντες:

- + ο πρώτος περιέχει ιδιότητες του καυσίμου και το βαθμό απόδοσης λέβητα.
- + ο δεύτερος μπορεί να υπολογιστεί από τα καταστατικά μεγέθη του νερού τροφοδοσίας στην είσοδο της μονάδας (1), καθώς και στην έξοδο (2).

Με την απλοποιητική παραδοχή της μηδενικής πτώσης πίεσης του νερού, (ενιαία πίεση λέβητα p), η μεταβολή κατάστασης του νερού περιγράφεται από την ισοβαρή καμπύλη του Σχ.11.7



Σχήμα 11.7 Ισοβαρής μεταβολή κατάστασης του νερού στη μονάδα ατμοπαραγωγής. Αύξηση της εξέργειας και αύξηση της ανέργειας.

Με τον ορισμό

$$T_m = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1}$$

εισάγεται το μέγεθος *θερμοδυναμική μέση θερμοκρασία παραλαβής της θερμότητας*. Επομένως για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του λέβητα λαμβάνεται:

$$\zeta_K = \eta_K \frac{\Delta h_u}{e_B} \left(1 - \frac{T_u}{T_m} \right)$$

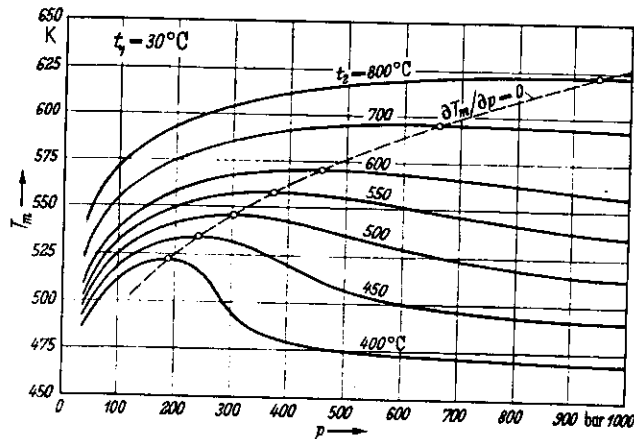
Αρα για να επιτευχθεί υψηλός βαθμός απόδοσης λέβητα ζ_K , θα πρέπει να αυξηθεί όσο γίνεται η T_m .

Επειδή η θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας είναι δεδομένη, υπάρχουν δύο τρόποι για την αύξηση της T_m :

- αύξηση της θερμοκρασίας του ζωντανού ατμού T_2 , και
- αύξηση του συνολικού επιπέδου θερμοκρασίας με αύξηση της πίεσης λέβητα.

Η θερμοκρασία T_2 περιορίζεται από την αντοχή των υλικών (φερριτικοί χάλυβες, $t_2 = 565^\circ\text{C}$, ωστενιτικοί χάλυβες: $t_2 = 600^\circ\text{C}$).

Το αποτέλεσμα της αύξησης της πίεσης του λέβητα φαίνεται στο Σχ.11.8



Σχήμα 11.8 Θερμοδυναμική μέση θερμοκρασία T_m κατά την παραλαβή θερμότητας για $t_1 = 30^\circ\text{C}$ και διάφορες θερμοκρασίες ζωντανού ατμού t_2 , σαν συνάρτηση της πίεσης p του λέβητα.

Για κάθε θερμοκρασία ζωντανού ατμού, βρίσκεται μιá μέγιστη τιμή του T_m για την πιό ευνοϊκή πίεση του λέβητα p_{opt} , που αυξάνει γρήγορα όταν μεγαλώνει η T_2 .

Στον πίν. 11.1 δίνονται οι άριστες δυνατές τιμές και οι αντίστοιχοι παράγοντες Carnot που προκύπτουν.

Πίνακας 11.1

Άριστες δυνατές πιέσεις ζωντανού ατμού στις οποίες η μέση θερμοδυναμική θερμοκρασία και ο παράγοντας Carnot $\eta_c = 1 - (T_u/T_m)$ παίρνουν μέγιστες τιμές σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία ζωντανού ατμού t_2 ($t_1 = 30^\circ\text{C}$, $t_u = 15^\circ\text{C}$).

t_2 $^\circ\text{C}$	p_{opt} bar	T_m K	η_c
400	187,4	522,2	0,448
450	241,9	534,1	0,461
500	303,4	546,0	0,472
550	373,5	558,1	0,484
600	454,7	570,4	0,495
650	549,4	582,9	0,506
700	660,4	595,8	0,516
750	790,8	608,9	0,527
800	942,4	622,1	0,537

Αλλά και σ'αυτές τις υψηλές πιέσεις λέβητα, ο παράγων Carnot και επομένως και το ζ_K ,

παίρνουν χαρακτηριστικά χαμηλές τιμές. Έτσι πχ για $\eta_K=0.92$ και $\Delta h_u/e_B=0.95$, προκύπτει για $t_2=550\text{ C}$:

$$\zeta_K = \eta_K \frac{\Delta h_u}{e_B} \eta_C = 0.92 \cdot 0.95 \cdot 0.484 = 0.42.$$

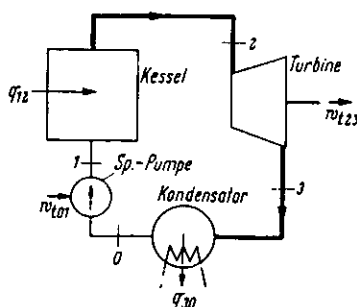
Στο χαμηλό αυτό εξεργειακό βαθμό απόδοσης, εκφράζονται οι υψηλές απώλειες εξέργειας της μονάδας ατμοπαραγωγής:

- η απώλεια εξέργειας της καύσης ($\approx 30\%$)
- η απώλεια εξέργειας κατά τη μεταφορά θερμότητας ($\approx 25\%$)
- η απώλεια εξέργειας από το καυσαέριο και την ακτινοβολία ($\approx 5\%$)

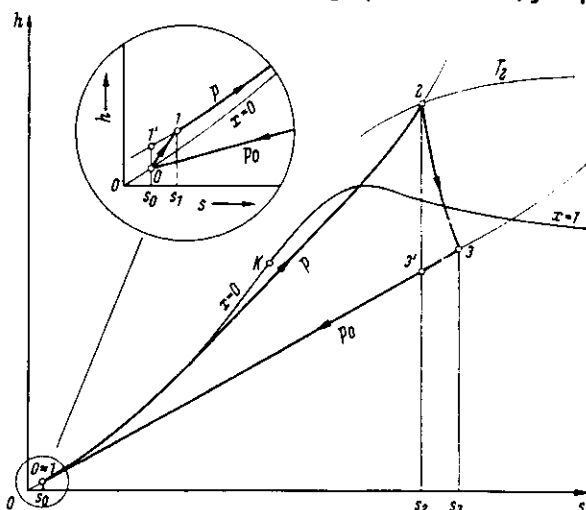
Η κυκλική διεργασία του νερού

Στο Σχ. 11.9 παριστάνεται η κυκλική διεργασία της απλής εγκατάστασης παραγωγής έργου με ατμό.

Στο Σχ. 11.10 φαίνονται οι μεταβολές κατάστασης του υδρατμού σε διάγραμμα h-s. Ο ζωντανός ατμός εισέρχεται στην κατάσταση 2 στον αδιαβατικό ατμοστρόβιλο, εκτονώνεται στην πίεση συμπυκνωτή p_0 (κατάσταση 3) και κατόπιν υγροποιείται ισοβαρώς μέχρι τη γραμμή βρασμού (κατ. 0).



Σχήμα 11.9 Διάγραμμα κυκλώματος της απλής εγκατάστασης παραγωγής έργου με ατμό.



Σχήμα 11.10 Μεταβολές κατάστασης του υδρατμού στην κυκλική διεργασία της απλής εγκατάστασης παραγωγής έργου με ατμό.

Η αδιαβατική αντλία τροφοδοσίας φέρνει το συμπύκνωμα στην πίεση λέβητα p (κατ. 1). Για απλοποίηση θα παραληφθεί και πάλι η πτώση πίεσης στο λέβητα και το συμπυκνωτή, θα ληφθούν όμως υπόψη οι μη-αντιστρεπτότητες του στροβίλου και της αντλίας.

Επομένως η εκτόνωση 23 δεν είναι ισεντροπική: το ίδιο ισχύει και για τη συμπίεση 01. Η αντιστρεπτή κυκλική διεργασία 01'23'0, της οποίας οι γραμμές μεταβολής κατάστασης είναι δύο ισοβαρείς και δύο ισεντροπικές, λέγεται διεργασία Clausius-Rankine.

Το 1ο Θ.Α. μας δίνει:

$$-w_t = \frac{-P}{\dot{m}} = -(w_{t01} + w_{t23}) = q_{12} + q_{30}$$

όπου P η ωφέλιμη ισχύς και \dot{m} η ροή μάζας του νερού που ανακυκλώνεται. Αν ληφθεί υπόψη η κατεύθυνση των ροών ενέργειας, προκύπτει:

$$-w_t = |w_{t23}| - w_{t01} = q_{12} - |q_{30}|$$

Για τον υπολογισμό των μεγεθών αυτών θα εφαρμοστεί το 1ο Θ.Α. για ανοικτά συστήματα στις 4 επί μερους διεργασίες.

Στην αδιαβατική αντλία τροφοδοσίας, θα πρέπει να προσδοθεί το ειδικό τεχνικό έργο:

$$w_{t01} = h_1 - h_0 = \frac{h_1 - h_0}{\eta_{sV}} \approx \frac{v_0'}{\eta_{sV}} (p - p_0)$$

όπου $\eta_{sV} = 0.75$ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας.

Για την παραλαβή θερμότητας στη μονάδα ατμοπαραγωγής ισχύει:

$$q_{12} = h_2 - h_1,$$

Το τεχνικό έργο του αδιαβατικού στροβίλου είναι:

$$-w_{t23} = h_2 - h_3 = \eta_{sT}(h_2 - h_3')$$

Τελικά για τη θερμότητα που αποδίδεται στο συμπυκνωτή λαμβάνεται:

$$|q_{30}| = h_3 - h_0.$$

Αν μας δοθούν οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης, όλα τα μεγέθη μπορούν να υπολογιστούν με τη βοήθεια του διαγράμματος h - s , ή από τους πίνακες ατμών.

Το ωφέλιμο έργο της κυκλικής διεργασίας προκύπτει: $-w_t = (-w_{t23}) - w_{t01} = h_2 - h_3 - (h_1 - h_0) = \eta_{sT}(h_2 - h_3') - \frac{h_1' - h_0}{\eta_{sV}}$

και διαφέρει πολύ λίγο από το έργο του στροβίλου (η αντλία τροφοδοσίας έχει πολύ μικρή κατανάλωση).

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι:

$$\eta_{th} = \frac{-w_t}{q_{12}} = \frac{(h_2 - h_3) - (h_1 - h_0)}{h_2 - h_1}$$

Για καλλίτερη αξιολόγηση της διεργασίας, λαμβάνεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης:

$$\zeta_P \equiv \frac{-P}{\dot{m}(e_2 - e_1)} = \frac{-w_t}{e_2 - e_1}$$

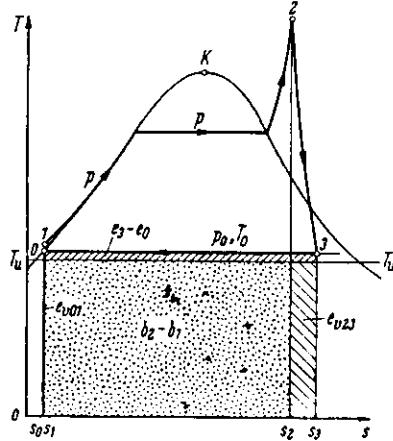
Για να εξηγηθούν οι θερμοδυναμικές απώλειες, η εξίσωση για το ωφέλιμο έργο γράφεται ως εξής:

$$-w_t = h_2 - h_3 - (h_1 - h_0) = e_2 - e_3 - (e_1 - e_0) + T_u[(s_2 - s_3) - (s_1 - s_0)] = e_2 - e_1 - (e_3 - e_0) - T_u[(s_3 - s_2) + (s_1 - s_0)]$$

ή

$$-w_t = (e_2 - e_1) - (e_3 - e_0) - e_{v23} - e_{v01}$$

Αυτή η εξίσωση είναι το ισοζύγιο εξέργειας της διεργασίας (βλ. Σχ.11.11)



Σχήμα 11.11 Απώλειες εξέργειας της απλής εγκατάστασης παραγωγής έργου με ατμό.

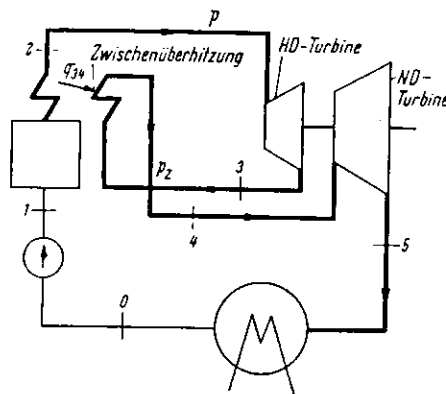
Για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης λαμβάνεται:

$$\zeta_p = 1 - \frac{e_3 - e_0}{e_2 - e_1} - \frac{e_{v01} + e_{v23}}{e_2 - e_1}$$

Βελτιώσεις της απλής εγκατάστασης

Για την ελάττωση των μεγάλων απωλειών σε εξέργεια που δημιουργούνται στη μονάδα ατμοπαραγωγής, τόσο κατά την καύση όσο και κατά τη μεταφορά θερμότητας από το καυσαέριο στον υδρατμό, υπάρχουν δύο δραστικά μέτρα:

- η ενδιάμεση υπερθέρμανση του ατμού και
- η συνδυασμένη προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας και του αέρα.

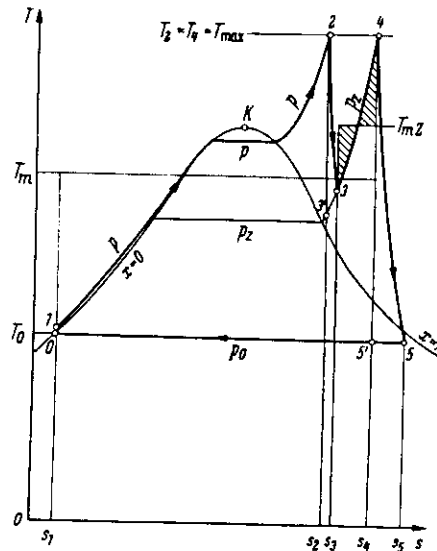


Σχήμα 11.12 Διάγραμμα κυκλώματος μίας εγκατάστασης παραγωγής έργου με ατμό, με ενδιάμεση υπερθέρμανση.

Ενδιάμεση υπερθέρμανση

Στο Σχ.11.12 παρουσιάζεται το διάγραμμα μίας εγκατάστασης με ενδιάμεση υπερθέρμανση.

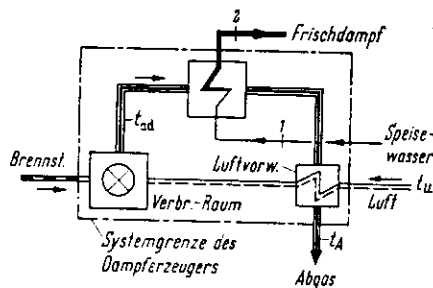
Στο Σχ. 11.13 φαίνονται οι μεταβολές κατάστασης του εργαζόμενου μέσου. Για την μέση θερμοδυναμική θερμοκρασία κατά την παραλαβή θερμότητας στον ενδιάμεσο υπερθερμαντήρα, ισχύει:



Σχήμα 11.13 Μεταβολές κατάστασης του υδρατμού κατά τη διεργασία με ενδιάμεση υπερθέρμανση. T_m είναι η μέση θερμοδυναμική θερμοκρασία της συνολικά παραλαμβανόμενης θερμότητας, και T_{mz} είναι η μέση θερμοδυναμική θερμοκρασία κατά την παραλαβή θερμότητας στον ενδιάμεσο υπερθερμαντήρα.

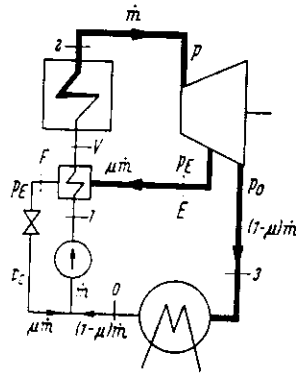
Συνδυασμένη προθέρμανση αέρα και νερού τροφοδοσίας

Στο Σχ.11.14 φαίνεται η σχηματική παράσταση της αναγεννητικής προθέρμανσης του αέρα με τα καυσαέρια της μονάδας ατμοπαραγωγής.



Σχήμα 11.14 Σχηματική παράσταση της αναγεννητικής προθέρμανσης του αέρα με τα καυσαέρια της μονάδας ατμοπαραγωγής.

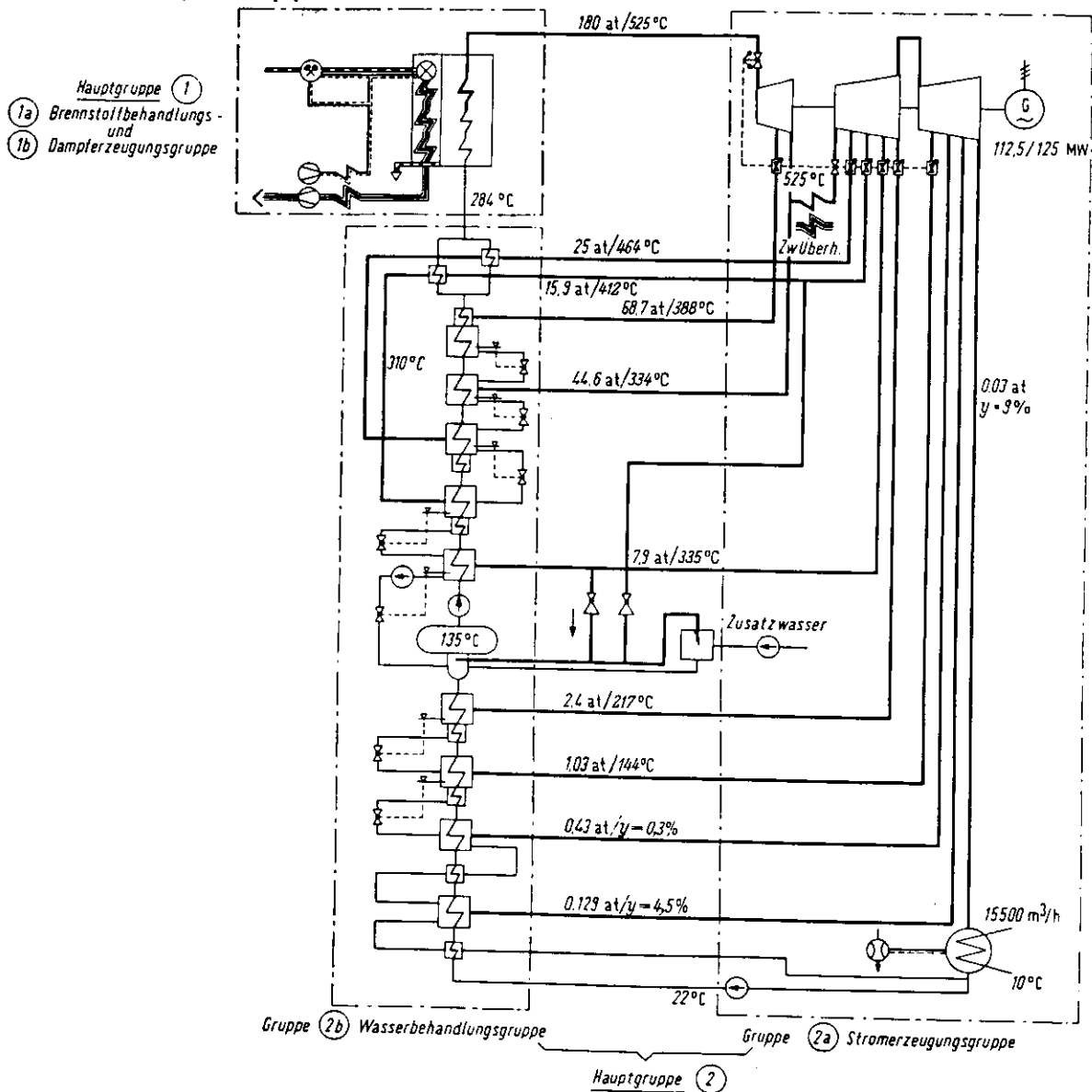
Στο Σχ. 11.15 φαίνεται το διάγραμμα μίας εγκατάστασης με προθερμαντήρα νερού τροφοδοσίας.



Σχήμα 11.15 Πρότυπο εγκατάστασης παραγωγής έργου με ατμό, με προθερμαντήρα νερού τροφοδοσίας.

Το σύγχρονο ατμοηλεκτρικό εργοστάσιο

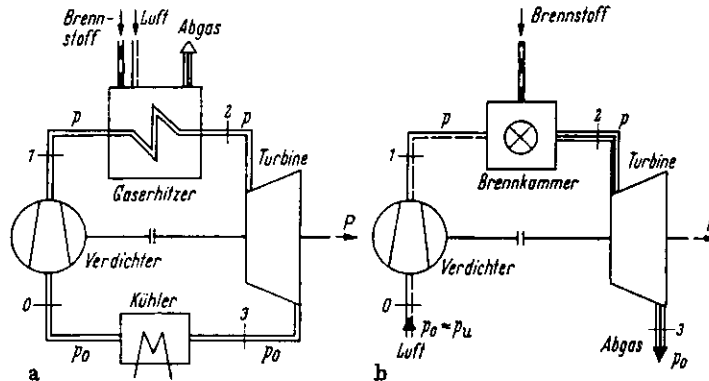
Στο Σχ. 11.16 παρουσιάζεται σχηματικά το διάγραμμα λειτουργίας ενός σύγχρονου ατμοηλεκτρικού εργοστασίου.



Σχήμα 11.16 Διάγραμμα κυκλώματος θερμότητας ενός σύγχρονου εργοστασίου παραγωγής έργου με ατμό. Στο Σχήμα αυτό είναι $y=1-x$ η υγρασία του ατμού.

11.2 Εγκαταστάσεις αεροστροβίλων

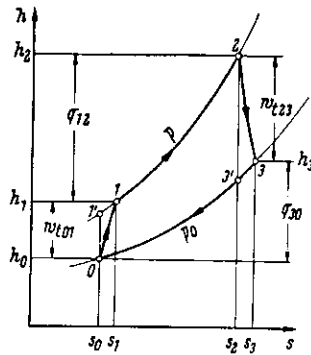
Στο Σχ.11.17 παρουσιάζονται σχηματικά η κλειστή και η ανοικτή εγκατάσταση αεροστροβίλου.



Σχήμα 11.17 Κλειστή και ανοικτή εγκατάσταση αεροστροβίλου.

Η κλειστή εγκατάσταση αεροστροβίλου

Στο Σχ.11.18 παρουσιάζονται οι μεταβολές κατάστασης του αερίου κατά την κυκλική διεργασία της κλειστής εγκατάστασης αεροστροβίλου.



Σχήμα 11.18 Μεταβολές κατάστασης του αερίου κατά την κυκλική διεργασία της κλειστής εγκατάστασης αεροστροβίλου

Η εσωτερικά αντιστρεπτή κυκλική διεργασία 01'23'0, που αποτελείται από δύο ισοβαρείς και δύο ισηντροπικές καμπύλες, ονομάζεται διεργασία Joule.

Το ωφέλιμο έργο της κυκλικής διεργασίας, είναι:

$$-w_t = \eta_m (-w_{t23}) - w_{t01}$$

όπου η_m ο μηχανικός βαθμός απόδοσης. Επειδή ο συμπιεστής και ο στρόβιλος είναι ανοικτά αδιαβατικά συστήματα, από το 1ο Θ.Α. προκύπτει:

$$-w_t = \eta_m (h_2 - h_3) - (h_1 - h_0) = \eta_m \eta_{στ} (h_2 - h_{3'}) - \frac{h_1 - h_0}{\eta_{στ}}$$

Οι ισηντροπικές διαφορές ενθαλπίας που εμφανίζονται εδώ, δίνουν για ιδανικό αέριο:

$$h_2 - h_{3'} = c_p^0 (T_2 - T_{3'}) = c_p^0 T_2 \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right)$$

και

$$h_T - h_0 = c_p^0(T_T - T_0) = c_p^0 T_0(\lambda - 1)$$

με τη σύντμηση:

$$\lambda = (p/p_0)^{(x-1)/x} = (p/p_0)^{R/c_p^0}$$

προκύπτει επομένως για το ωφέλιμο έργο:

$$-w_t = c_p^0 T_0 \left[\eta_m \eta_{sT} \frac{T_2}{T_0} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) - \frac{\lambda - 1}{\eta_{sV}} \right]$$

Όσο η σχέση πιέσεων p/p_0 αυξάνει, (δηλ. αυξάνει το λ), τόσο αυξάνεται και το έργο του στροβίλου και του συμπιεστή. Το δεύτερο όμως αυξάνει ταχύτερα από το πρώτο, κι έτσι προκύπτει μία αριστη δυνατή σχέση πιέσεων, όπου επιτυγχάνεται μεγιστοποίηση του ωφέλιμου έργου. Από τη συνθήκη

$$(\partial w_t / \partial \lambda) = 0$$

βρίσκεται ότι η σχέση αυτή πιέσεων προκύπτει από την

$$\lambda_{opt} = \left(\frac{p}{p_0} \right)_{opt}^{\frac{x-1}{x}} = \sqrt{\eta_m \eta_{sT} \eta_{sV} (T_2/T_0)}$$

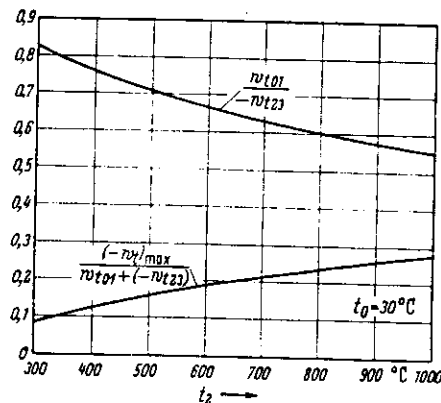
οπότε η εξίσωση για το μέγιστο ωφέλιμο έργο γίνεται:

$$(-w_t)_{max} = \frac{c_p^0 T_0}{\eta_{sV}} (\lambda_{opt} - 1)^2$$

Εδώ βέβαια, αντίθετα με την εγκατάσταση παραγωγής έργου με ατμό, το έργο του συμπιεστή δεν είναι μικρό:

$$\frac{w_{t01}}{(-w_{t23})} = \frac{\eta_m}{\lambda_{opt}} = \sqrt{\frac{\eta_m}{\eta_{sV} \eta_{sT}} \frac{T_0}{T_2}}$$

(βλ. και Σχ.11.19)



Verhältnis $w_{t01}/(-w_{t23})$ von Verdichterarbeit zu Turbinenarbeit und Verhältnis $(-w_t)_{max}/(w_{t01} + (-w_{t23}))$ in Abhängigkeit von der höchsten Gastemperatur t_2 für $t_0 = 30^\circ\text{C}$, $\eta_{sV} = 0,85$, $\eta_{sT} = 0,90$, $\eta_m = 0,985$

Σχήμα 11.19 Σχέση του έργου του συμπιεστή με το έργο του στροβίλου.

Η ωφέλιμη ισχύς επομένως μιάς εγκατάστασης αεριοστροβίλου, είναι κλάσμα μόνο της συνολικής εγκατεστημένης ισχύος στροβίλου και συμπιεστή:

Η σχέση αυτή

$$\frac{-P}{P_{01} + (-P_{23})} = \frac{(-w_t)_{max}}{w_{t01} + (-w_{t23})} = \frac{\lambda_{opt} - 1}{(\lambda_{opt}/\eta_m) + 1}$$

παριστάνεται επίσης στο Σχ. 11.19.

Ο εξεργειακός συνολικός βαθμός απόδοσης της κλειστής εγκατάστασης αεριοστροβίλου,

ορίζεται σαν

$$\zeta = \frac{-P}{\dot{m}_B e_B} = \frac{\dot{m}(-w_t)}{\dot{m}_B e_B}$$

Είναι λοιπόν

$$\eta_K = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}_B \Delta h_u}$$

ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του θερμαντήρα με αέριο, και προκύπτει

$$\zeta = \eta_K \frac{\Delta h_u}{e_B} \frac{(-w_t)}{h_2 - h_1} = \eta_K \frac{\Delta h_u}{e_B} \eta_{th}$$

όπου

$$\eta_{th} = \frac{-w_t}{q_{12}} = \frac{-w_t}{h_2 - h_1} = \frac{-w_t}{c_p^0(T_2 - T_1)}$$

ο θερμικός βαθμός απόδοσης της κυκλικής διεργασίας.

Αν τεθεί $w_t = (w_t)_{max}$, και

$$T_1 = T_0 + \frac{1}{\eta_{sV}} (T_1' - T_0) = T_0 \left[1 + \frac{\lambda_{opt} - 1}{\eta_{sV}} \right]$$

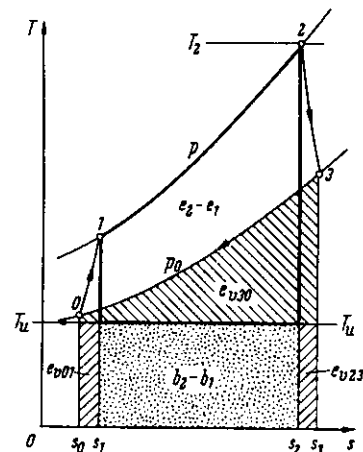
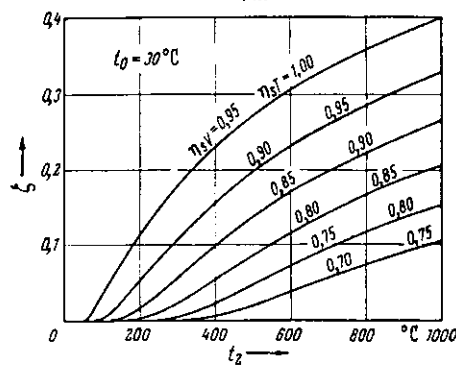
για τη θερμοκρασία στο τέλος της συμπίεσης, τότε λαμβάνεται

$$\zeta = \eta_K \frac{\Delta h_u}{e_B} \frac{(\lambda_{opt} - 1)^2}{\eta_{sV} [(T_2/T_0) - 1] - (\lambda_{opt} - 1)}$$

Στο Σχ. 11.20 παριστάνεται ο εξεργειακός συνολικός βαθμός απόδοσης της κλειστής εγκατάστασης αεριοστροβίλου, με τις παραδοχές:

$$\eta_K = 0,90, \quad \Delta h_u/e_B = 0,95, \quad \eta_m = 0,985, \quad T_0 = 31$$

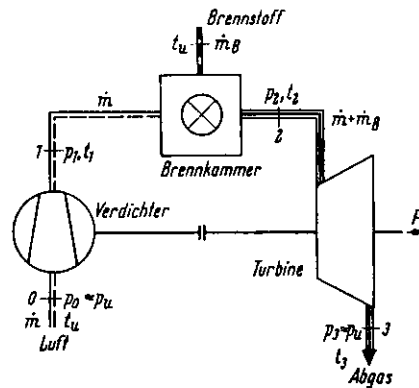
$$\zeta = 0,855 \eta_{th}$$



Σχήμα 11.20 Εξεργειακός συνολικός βαθμός απόδοσης της κλειστής εγκατάστασης αεριοστροβίλου, σαν συνάρτηση της μέγιστης θερμοκρασίας αέριου για διαφορετικούς βαθμούς απόδοσης μηχανών.

Η ανοικτή εγκατάσταση αεριοστροβίλου

Στο Σχ.11.21 φαίνεται το διάγραμμα μίας ανοικτής εγκατάστασης αεριοστροβίλου.



Σχήμα 11.21 Διάγραμμα κυκλώματος μιάς ανοικτής εγκατάστασης αεριοστροβίλου.

Αν παραλειφθούν οι απώλειες θερμότητας λόγω ακτινοβολίας στο περιβάλλον, η εγκατάσταση μπορεί να διαιρεθεί σε τρία ανοικτά αδιαβατικά συστήματα:

- το συμπιεστή
- το θάλαμο καύσης
- το στρόβιλο.

Ο αδιαβατικός συμπιεστής μεταφέρει τον αέρα που είναι απαραίτητος για την καύση, από το περιβάλλον στο θάλαμο καύσης. Η ισχύς του είναι:

$$P_V = \dot{m}[h(t_1, p_1) - h(t_0, p_0)]$$

Το καύσιμο καίγεται με τον αέρα που έχει συμπιεστεί και προθερμανθεί, στον αδιαβατικό θάλαμο καύσης. Το καυσαέριο εγκαταλείπει το θάλαμο καύσης με την πίεση p_2 που εξαιτίας της πτώσης πίεσης που εμφανίζεται, είναι λίγο μικρότερη από την p_1 .

Η θερμοκρασία εξόδου θα πρέπει με κατάλληλη επιλογή του λόγου αέρα, να διατηρηθεί χαμηλά, μεταξύ $650 - 850^\circ\text{C}$, ανάλογα με τα υλικά που χρησιμοποιούνται, για λόγους αντοχής των υλικών.

Για τον υπολογισμό της σχέσης αέρα-καυσίμου, χρησιμοποιείται το 1ο Θ.Α.:

$$\dot{m}_B h_B(t_u) + \dot{m} h(t_1) = (\dot{m} + \dot{m}_B) h_V(t_2),$$

άν η ενθαλπία του καυσίμου αντικατασταθεί από την (κατώτερη) θερμογόνο δύναμη:

$$\dot{m}_B \Delta h_u(t_u) = \dot{m}_B h_B(t_u) + \dot{m} h(t_1) - (\dot{m} + \dot{m}_B) h_V(t_2)$$

λαμβάνεται

$$\dot{m}_B \Delta h_u(t_u) = (\dot{m} + \dot{m}_B) [h_V(t_2) - h_V(t_u)] - \dot{m} [h(t_1) - h(t_u)].$$

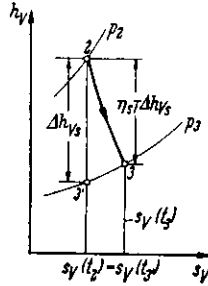
Ο υπολογισμός της σχέσης αυτής για δεδομένη θερμοκρασία t_2 , είναι αρκετά εκτεταμένος.

Το καυσαέριο εκτονώνεται στο στρόβιλο από p_2 σε $p_3 (=p_u)$.

Η ισχύς που αποδίδεται εδώ, είναι:

$$\begin{aligned} -P_T &= (\dot{m} + \dot{m}_B) [h_V(t_2, p_2) - h_V(t_3, p_3)] \\ &= (\dot{m} + \dot{m}_B) \eta_{eT} [h_V(t_2, p_2) - h_V(t_3, p_3)] = (\dot{m} + \dot{m}_B) \eta_{eT} \Delta h_{V_e}. \end{aligned}$$

Στη σχέση αυτή, η t_3 είναι η πραγματική θερμοκρασία εξόδου του αερίου, και t_3' η θερμοκρασία που θα επικρατούσε σε ισεντροπική εκτόνωση, βλ. Σχ.11.22



Σχήμα 11.22 Αδιαβατική εκτόνωση του καυσαερίου στον αεριοστρόβιλο. Η παράσταση γίνεται στο διάγραμμα h-s του καυσαερίου.

Η θερμοκρασία αυτή υπολογίζεται από τη συνθήκη:

$$s_V(t_2, p_2) = s_V(t_3, p_3)$$

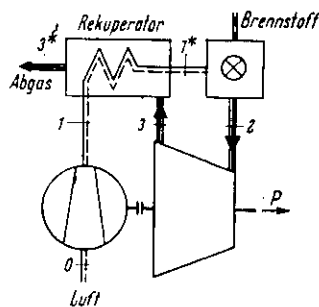
Επομένως η ωφέλιμη ισχύς της εγκατάστασης είναι:

$$-P = \eta_m(-P_T) - P_T$$

Γενικά, η καύση στον αεριοστρόβιλο γίνεται με μεγάλη περίσσεια αέρα ($\lambda=3.5$ έως 6), οπότε το εργαζόμενο μέσο μπορεί να θεωρηθεί στους υπολογισμούς ότι είναι αέρας.

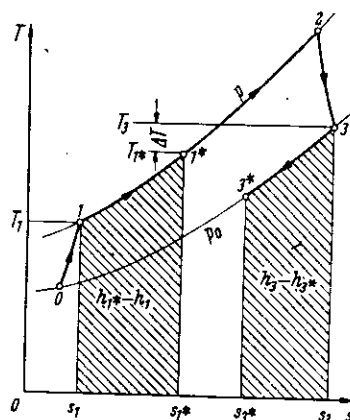
Βελτιώσεις της διεργασίας του αεριοστροβίλου

Σημαντικό μειονέκτημα της διεργασίας του αεριοστροβίλου είναι η υψηλή εξέργεια των καυσαερίων του. Γι'αυτό η διεργασία του αεριοστροβίλου μπορεί και πρέπει να συνδυάζεται με διεργασίες ατμοστροβίλων, ή και με άλλες διεργασίες που απαιτούν θερμότητα σε υψηλές θερμοκρασίες (πχ διεργασίες χημικής βιομηχανίας, τηλεθέρμανση).



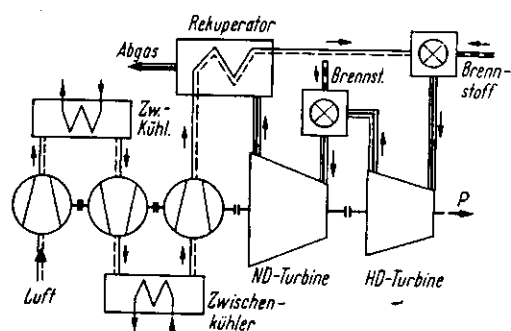
Σχήμα 11.23 Διάγραμμα κυκλώματος μιάς ανοικτής εγκατάστασης αεριοστροβίλου με αναγεννητή.

Στο Σχ. 11.23 φαίνεται το διάγραμμα κυκλώματος μίας ανοικτής εγκατάστασης αεριοστροβίλου με πρόσθετο εναλλάκτη θερμότητας, τον λεγόμενο αναγεννητή, με τον οποίο τα καυσαέρια χρησιμοποιούνται για την προθέρμανση του συμπιεσμένου αέρα (βλ. Ενότητα 6).



Σχήμα 11.24 Μεταβολές κατάστασης του εργαζόμενου μέσου κατά τη διεργασία αεριοστροβίλου με αναγεννητή. Η ενέργεια που εναλλάσσεται εσωτερικά με τον αναγεννητή, φαίνεται διαγραμματισμένη.

Στο Σχ.11.25 φαίνεται μία παραπέρα βελτίωση της εγκατάστασης, με τριβάθμια συμπίεση αέρα και ενδιάμεση ψύξη, με εκτόνωση σε δύο στροβίλους και ενδιάμεση θέρμανση.



Σχήμα 11.25 Διάγραμμα κυκλώματος μίας ανοικτής εγκατάστασης αεριοστροβίλου με τριβάθμια συμπίεση αέρα και ενδιάμεση ψύξη, με εκτόνωση σε δύο στροβίλους και ενδιάμεση θέρμανση.