

Ενότητα 12

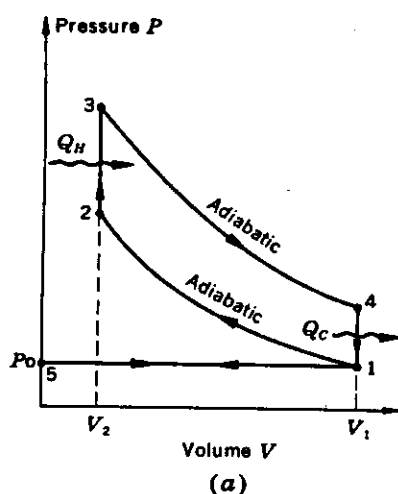
Η θερμοδυναμική των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

12.1 Ο ιδανικός κύκλος Otto

Στον κινητήρα Otto, η καύση του συμπιεσμένου μίγματος αέρα-βενζίνης γίνεται με εξωτερική έναυση με ρυθμιζόμενο χρονισμό σπινθήρα.

Επειδή τώρα η βέλτιστη χρήση του καυσίμου σε μία εμβολοφόρο μηχανή γίνεται με καύση υπό σταθερό όγκο, η παρακάτω διεργασία θεωρείται σαν ιδανικός κύκλος του βενζινοκινητήρα:

- Ισεντροπική συμπίεση του μίγματος αέρα-καυσίμου (αντιστοιχεί στη μεταβολή κατάστασης 1-2 στο Σχ. 12.1).
- Καύση υπό σταθερό όγκο χωρίς απόρριψη θερμότητας στα τοιχώματα (αντ. στη μεταβολή 2-3).
- Ισεντροπική εκτόνωση των καυσαερίων με ίδιο μήκος εμβολισμού όπως και κατά τη συμπίεση (άρα έως τον αρχικό όγκο - αντ. στη μεταβολή κατάστασης 3-4, Σχ. 12.1).
- Εξαγωγή καυσαερίου υπό σταθερό όγκο.



Σχήμα 12.1 Ο ιδανικός κύκλος του βενζινοκινητήρα

Στο βαθμό που δεν είναι πολύ μεγάλες οι μεταβολές θερμοκρασίας (μερικές εκατοντάδες βαθμοί), είναι ικανοποιητική η προσέγγιση της διεργασίας συμπίεσης και εκτόνωσης με ισεντροπικές ($p\gamma^k = \text{ct}$), όπου στο k δίνεται μία μέση τιμή για τη συγκεκριμένη περιοχή θερμοκρασιών. Εάν υποθεθεί ότι το εργαζόμενο μέσο συμπεριφέρεται σ' όλη τη διάρκεια του κύκλου σαν ιδανικό αέριο (αέρας), και ότι οι διεργασίες είναι οιονει-στατικές και χωρίς τριβές, τότε για τις διεργασίες του Σχ.12.1 ισχύουν τα ακόλουθα:

Η διεργασία 5-1 παριστάνει την ισοβαρή εισαγωγή σε ατμοσφαιρική πίεση: ο όγκος μεταβάλλεται από 0 σε V_1 , καθώς ο αριθμός των μορίων στον κύλινδρο μεταβάλλεται από 0 σε n_1 , σύμφωνα με την καταστατική εξίσωση:

$$p_o V = nRT_1 \quad (1)$$

όπου p_o η ατμοσφαιρική πίεση και T_1 η θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα.
Κατά τη διεργασία 1-2, η θερμοκρασία αυξάνει από T_1 σε T_2

$$T_1 V_1^{\kappa-1} = T_2 V_2^{\kappa-1} \quad (2)$$

Κατά τη διεργασία 2-3, έχουμε ισόχωρη απορρόφηση θερμότητας:

$$Q_H = \int_{T_2}^{T_3} C_v dT = C_v (T_3 - T_2) \quad (3)$$

Κατά τη διεργασία 3-4, τα n_1 μόρια του αέρα εκτονώνονται αδιαβατικά, υφιστάμενα θερμοκρασιακή πτώση:

$$T_3 V_2^{\kappa-1} = T_4 V_1^{\kappa-1} \quad (4)$$

Κατά τη διεργασία 4-1 απορρίπτεται ισόχωρα θερμότητα:

$$Q_C = \int_{T_4}^{T_1} C_v dT = C_v (T_1 - T_4) \quad (5)$$

Η διεργασία 1-5 (εξαγωγή) στον ιδανικό κύκλο, θεωρείται ότι συμπίπτει με την εισαγωγή (οπότε απαλείφονται αμοιβαία).

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι:

$$\eta = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (6)$$

αλλά ισχύει από τις ισηντροπικές μεταβολές κατάστασης:

$$(T_4 - T_1) V_1^{\kappa-1} = (T_3 - T_2) V_2^{\kappa-1} \quad (7)$$

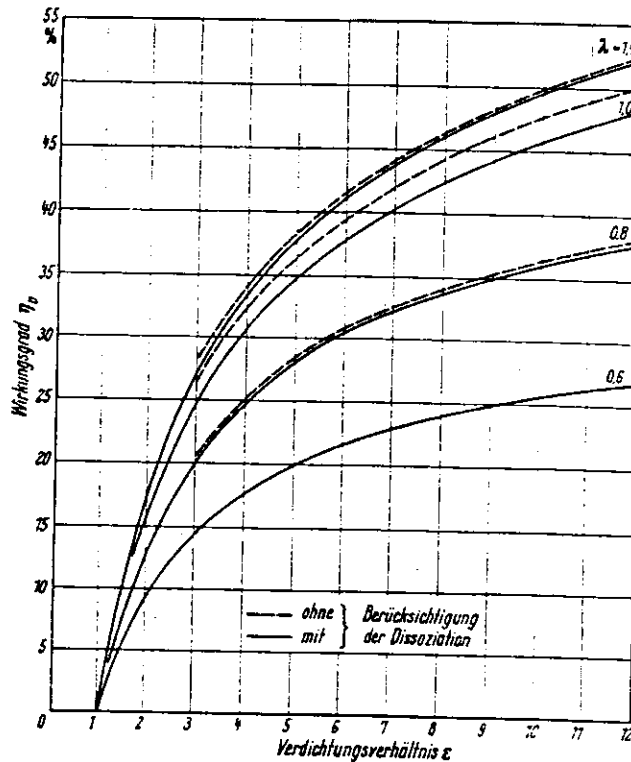
άρα

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (8)$$

όπου $\epsilon = V_1/V_2$, η σχέση συμπίεσης του κύκλου.

Όλες οι αποκλίσεις από την αντιστρεπτή διεργασία που παρατηρούνται σε ένα πραγματικό κινητήρα Otto, (επιταχύνσεις, τυρβώδεις, μετάδοση θερμότητας με πεπερασμένες θερμοκρασιακές διαφορές), κάνουν το βαθμό απόδοσης του βενζινοκινητήρα να είναι πολύ

κατώτερος στην πράξη απ'αυτόν που προβλέπει η παραπάνω εξίσωση. Πάντως η επίδραση της σχέσης συμπίεσης στο βαθμό απόδοσης, είναι πρωτεύουσας σημασίας και στην πράξη. Στο Σχ.12.2 φαίνεται επι πλέον και η εξάρτηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του ιδανικού κινητήρα Otto από το λόγο αέρα λ - βλ. Ενότητα 10 (για τους υπολογισμούς που οδηγούν στο Σχ. 12.2, δεν επαρκεί πλέον ο πολύ απλοποιημένος τρόπος υπολογισμού της απορροφώμενης θερμότητας κατά την καύση που παρουσιάστηκε παραπάνω).



Σχήμα 12.2 Βαθμός απόδοσης του ιδανικού κινητήρα Otto σε εξάρτηση από τη σχέση συμπίεσης, για διαφορες τιμές του λόγου αέρα λ.

12.1 Ο ιδανικός κύκλος Diesel

Όσον αφορά τον κινητήρα diesel, εδώ εισάγεται μόνο αέρας στον κύλινδρο, ο οποίος συμπιέζεται αδιαβατικά μέχρι να ανυψωθεί τόσο η θερμοκρασία του, ώστε να αυταναφλέγεται το καύσιμο που ψεκάζεται τότε. Ο ρυθμός έγχυσης του πετρελαίου ρυθμίζεται έτσι, ώστε η καύση να γίνεται κατά προσέγγιση ισοβαρώς, με ταυτόχρονη κίνηση του εμβόλου προς τα έξω στη διάρκεια της καύσης (Σχ.12.3). Ο υπόλοιπος κύκλος είναι ίδιος με τον Otto.

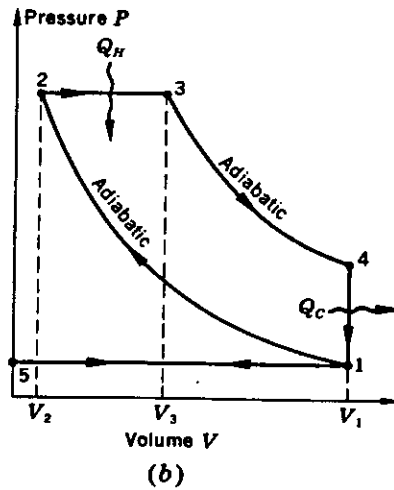
Με τις απλοποιητικές παραδοχές που έγιναν και για τον κινητήρα Otto, μπορούμε να αποδείξουμε εύκολα ότι ο βαθμός απόδοσης του ιδανικού κινητήρα diesel, είναι:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\kappa} \frac{\left(\frac{1}{r_e}\right)^\kappa - \left(\frac{1}{r_o}\right)^\kappa}{\left(\frac{1}{r_e}\right) - \left(\frac{1}{r_o}\right)} \quad (9)$$

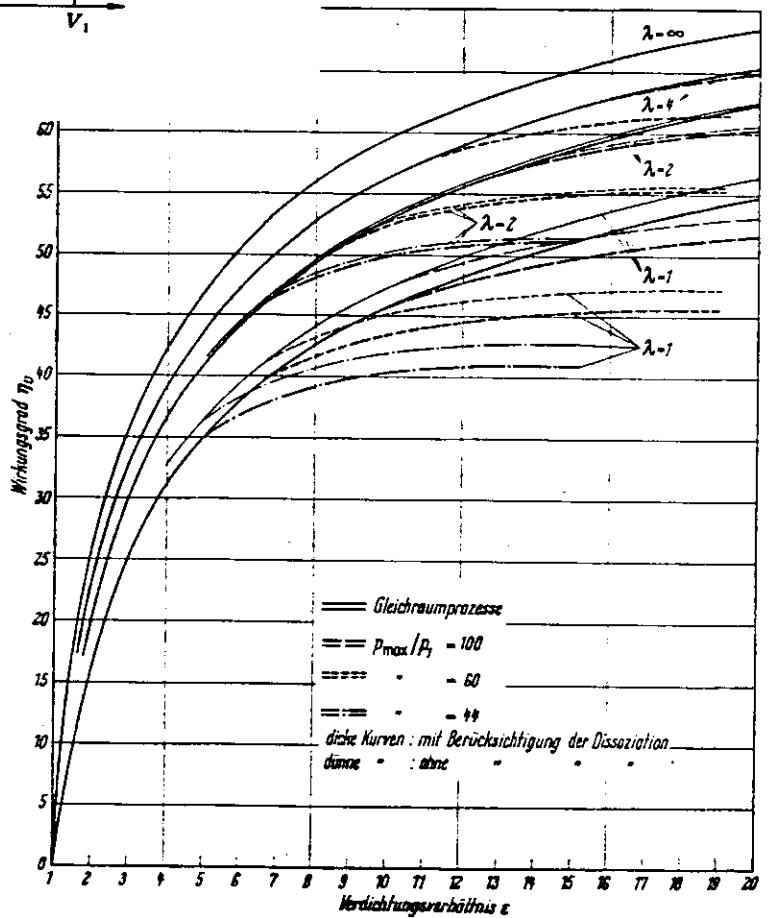
όπου:

$$r_e = \frac{V_1}{V_3} = \text{σχέση εκτόνωσης}$$

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \text{σχέση συμπίεσης}$$



Σχήμα 12.3 Ιδανικός κύκλος diesel.



Σχήμα 12.4 Βαθμός απόδοσης του ιδανικού κινητήρα diesel σε εξάρτηση από τη σχέση συμπίεσης, για διαφορες τιμές του λόγου αέρα λ.

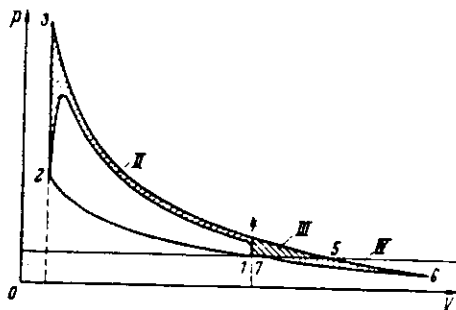
Στην πράξη, η σχέση συμπίεσης ενός κινητήρα diesel μπορεί να γίνει πολύ μεγαλύτερη από αυτή του βενζινοκινητήρα ($\epsilon=20:1$ έναντι $\epsilon=10:1$), γιατί δεν υπάρχει φόβος προανάφλεξης (αφού μόνον αερας συμπιέζεται), κι αυτός είναι ένας από τους λόγους που ο κινητήρας diesel έχει σημαντικά μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης στην πράξη.

Στο Σχ.12.4 φαίνεται η επίδραση της σχέσης συμπίεσης και του λόγου αέρα στο θερμικό βαθμό απόδοσης του κινητήρα diesel.

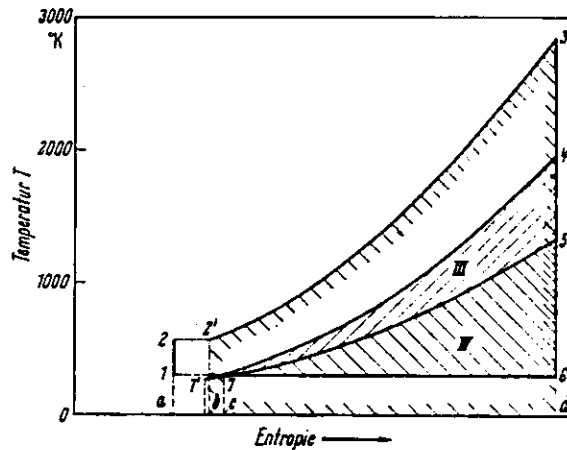
Ο πίνακας 12.1 συνοψίζει τις πρόσθετες μειώσεις του βαθμού απόδοσης που εμφανίζονται σε ένα κινητήρα Otto σε σχέση με τον ιδανικό.

Πίνακας 12.1

| | Απώλειες (ποσοστό επί της θερμογόνου δυνάμεως του καυσίμου) | % H_u |
|-----|---|---------|
| I | Τριβές | 4 |
| II | Στραγγαλισμός, θερμ. απώλειες, πεπερασμένη ταχύτητα καύσης | 5 |
| III | Μερική εκτόνωση του καυσαερίου | 13 |
| IV | Απουσία αντιστρεπτής επαναφοράς στην κατάστ. περιβάλλοντος | 22 |
| V | Μη-αντιστρεπτή διεργασία καύσης | 25 |



Σχήμα 12.5 Σχηματική παράσταση των πρόσθετων απωλειών του πίνακα 12.1 σε διάγραμμα p-V (II,III,IV).



Σχήμα 12.6 Διάγραμμα T-s του ιδανικού κινητήρα Otto.

12.3 Υπολογισμός κύκλου σε πραγματικό κινητήρα με χρήση H/Y

Εξαιτίας των δυσκολιών που περιγράφηκαν πιο πάνω, για τον υπολογισμό του πραγματικού κύκλου, είναι απαραίτητη η χρήση H/Y.

Ο απλούστερος υπολογισμός είναι καθαρά θερμοδυναμικός και βασίζεται στα λεγόμενα μοντέλα πλήρωσης-εκκένωσης, (μηδενικής διάστασης μοντέλα), στα οποία θεωρούνται οιοει-στατικές διεργασίες στον κύκλο.

Ο υπολογισμός γίνεται βήμα προς βήμα, με χρήση τεχνικής predictor-corrector για τον έλεγχο σύγκλισης σε κάθε βήμα (πχ σε κάθε μοίρα γωνίας στροφάλου).

Εκτός από τα ισοζύγια που ήδη έχουμε μάθει να καταστρώνουμε από τη θερμοδυναμική, για τον υπολογισμό του πραγματικού κύκλου, απαιτούνται τουλάχιστον τρεις *κινητικές σχέσεις* (σχέσεις δηλ. που υπολογίζουν ρυθμούς χρονικής μεταβολής κάποιων μεγεθών): Αυτές αφορούν:

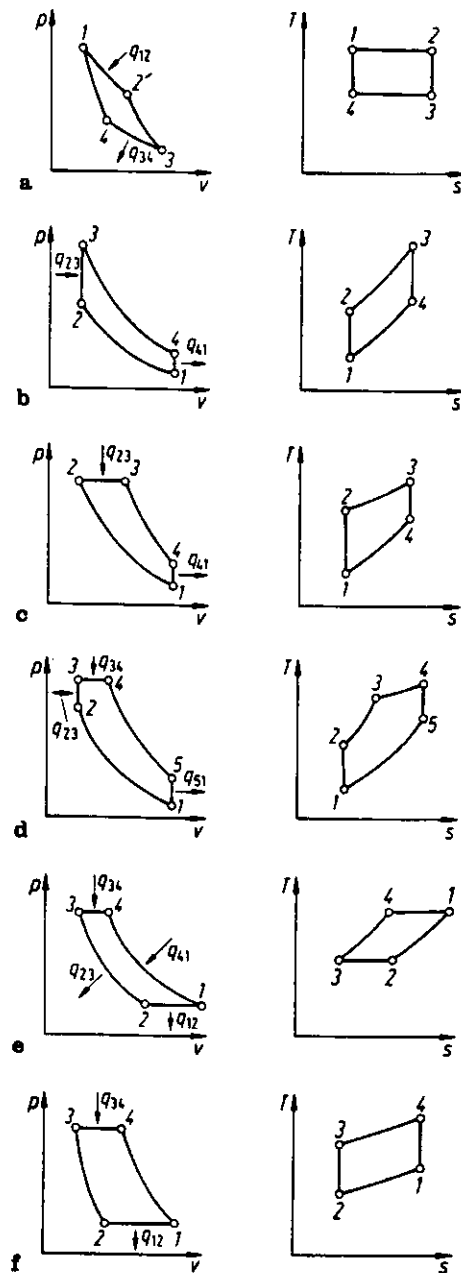
- τον υπολογισμό της γραμμής καύσης (ρυθμός έκλυσης θερμότητας σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου), και
- τον υπολογισμό της μετάδοσης θερμότητας προς το τοίχωμα της κυλινδροκεφαλής, του εμβόλου και του χιτωνίου κάθε κυλίνδρου.
- τον υπολογισμό της εκάστοτε ροής μάζας της γόμωσης μέσα από τις βαλβίδες εισαγωγής, καθώς και του καυσαερίου μέσα από τις βαλβίδες εξαγωγής.

Στο παράρτημα που ακολουθεί παρακάτω, παρουσιάζεται σαν παράδειγμα, το λογικό διάγραμμα ενός τέτοιου κώδικα H/Y για τον υπολογισμό κύκλου diesel (μόνιμη λειτουργία κινητήρα).

Ενότητα 13

Θερμοδυναμικοί Κύκλοι Μηχανών

Στο Σχ. 13.1, συνοψίζονται μερικές από τις κυριώτερες κυκλικές διεργασίες ιδανικού αερίου:



Σχήμα 13.1 Θεωρητικές κυκλικές διεργασίες ιδανικού αερίου:
 (a) Carnot (b) Otto (c) Diesel
 (d) Seiliger (e) Ericsson (f) Joule

Κάθε κυκλική διεργασία, εκτός από τη διεργασία εκτόνωσης κατά την οποία παραγεται έργο, περιλαμβάνει και μιá διεργασία συμπίεσης που καταναλώνει έργο. Για τη θεωρητική διερεύνηση τέτοιων διεργασιών, προσεγγίζονται αυτές με οριακές περιπτώσεις ισοβαρών, ισόχωρων, ισεντροπικών ή ισόθερμων. Έτσι προκύπτουν οι διεργασίες του Σχ.13.1. Στις κυκλικές διεργασίες, μπορεί να παραχθεί έργο από θερμότητα (θερμικές μηχανές), ή να μεταφερθεί θερμότητα από ένα σώμα χαμηλής θερμοκρασίας σε ένα σώμα υψηλής θερμοκρασίας, με δαπάνη έργου (ψυκτικές μηχανές, αντλίες θερμότητας).

Στην πρώτη περίπτωση το έργο εκτόνωσης είναι μεγαλύτερο κατ'απόλυτη τιμή από το έργο συμπίεσης, και η διαφορά τους είναι το ωφέλιμο έργο.

Στη δεύτερη περίπτωση, συμβαίνει το αντίστροφο, και η διαφορά των έργων είναι το δαπανώμενο έργο.

Στη διάρκεια ενός τμήματος της κυκλικής διεργασίας, το αέριο παραλαμβάνει θερμότητα, και σε άλλο τμήμα της απορρίπτει θερμότητα. Το ωφέλιμο έργο του κύκλου είναι η διαφορά των δύο ποσών θερμότητας (1ο Θ.Α.).

13.1 Κύκλος Carnot

Τον κύκλο αυτό τον έχουμε εξετάσει στο Κεφ. 4.

Αποτελείται από τις εξής διεργασίες:

- 1-2 Ισόθερμη εκτόνωση σε θερμοκρασία $T_1 (=T_2)$
- 2-3 Ισεντροπική εκτόνωση: πτώση θερμοκρασίας από T_1 σε T_3
- 3-4 Ισόθερμη συμπίεση σε θερμοκρασία $T_3 (=T_4)$
- 4-1 Ισεντροπική συμπίεση: αύξηση θερμοκρασίας από T_3 σε T_1

Προσδιδόμενη θερμότητα: $Q_{12} = mRT_1 \ln(v_2/v_1)$.

Απορριπτόμενη θερμότητα: $Q_{34} = mRT_3 \ln(v_4/v_3)$.

Θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$\eta_{th} = |W|/|Q_{12}| = 1 - T_3/T_1.$$

Κατά την αντίστροφη φορά εξέλιξης (4-3-2-1), ο κύκλος γίνεται ψυκτικός.

13.2 Κύκλος Otto

Πρόκειται για τον ιδανικό κύκλο του εμβολοφόρου κινητήρα με εξωτερική ανάφλεξη (βενζινοκινητήρας), ο οποίος επιτυγχάνει πολύ υψηλή ισχύ για δεδομένο όγκο εμβολισμού (βλ. Εν. 12).

Περιλαμβάνει τις παρακάτω διεργασίες:

- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση
- 2-3 Ισόχωρη απορρόφηση θερμότητας
- 3-4 Ισεντροπική εκτόνωση
- 4-1 Ισόχωρη απόρριψη θερμότητας

Όγκος εμβολισμού: $v_h = v_1 - v_2$.

Σχέση συμπίεσης: $\varepsilon = V_1/V_2$.

Προσδιδόμενη θερμότητα: $Q_{23} = m c_v (T_3 - T_2)$.

Απορριπτόμενη θερμότητα: $Q_{41} = m c_v (T_1 - T_4)$.

Θερμικός βαθμός απόδοσης: $\eta_{th} = |W|/|Q_{23}| = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$.

13.3 Κυκλος Diesel

Πρόκειται για τον ιδανικό κύκλο του εμβολοφόρου κινητήρα με αυτανάφλεξη με συμπίεση. Πρόκειται για κύκλο με υψηλό βαθμό απόδοσης (βλ. Εν. 12).

Περιλαμβάνει τις παρακάτω διεργασίες:

- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση
- 2-3 Ισοβαρής απορρόφηση θερμότητας
- 3-4 Ισεντροπική εκτόνωση
- 4-1 Ισόχωρη απόρριψη θερμότητας

Σχέση συμπίεσης: $\varepsilon = V_1/V_2$.

Σχέση έγχυσης: $\varphi = V_3/V_2$.

Προσδιδόμενη θερμότητα: $Q_{23} = m c_p (T_3 - T_2)$.

Απορριπτόμενη θερμότητα: $Q_{41} = m c_v (T_1 - T_4)$.

Θερμικός βαθμός απόδοσης: $\eta_{th} = |W|/|Q_{23}| = 1 - \frac{\varphi^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (\varphi - 1)}$.

13.4 Κυκλος Seiliger

Πρόκειται για μικτό κύκλο, που έχει σαν οριακές περιπτώσεις τους κύκλους Otto και Diesel.

Περιλαμβάνει τις παρακάτω διεργασίες:

- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση
- 2-3 Ισόχωρη απορρόφηση θερμότητας
- 3-4 Ισοβαρής απορρόφηση θερμότητας
- 4-5 Ισεντροπική εκτόνωση
- 5-1 Ισόχωρη απόρριψη θερμότητας

Σχέση συμπίεσης: $\varepsilon = V_1/V_2$.

Σχέση έγχυσης: $\varphi = V_4/V_3$.

$\psi = p_3/p_2$.

Προσδιδόμενη θερμότητα: $Q_{23} + Q_{34} = m [c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3)]$.

Απορριπτόμενη θερμότητα:

$$Q_{31} = m c_v (T_1 - T_3).$$

Θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{|Q_{23}| + |Q_{34}|} = 1 - \frac{\psi \varphi^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [\psi - 1 + \kappa \psi (\varphi - 1)]}.$$

13.5 Κυκλος Ericsson

Πρόκειται για τον ιδανικό κύκλο του αεριοστροβίλου (βλ. Εν.6).

Περιλαμβάνει τις παρακάτω διεργασίες:

- 1-2 Ισοβαρής συμπίεση
- 2-3 Ισόθερμη συμπίεση
- 3-4 Ισοβαρής εκτόνωση
- 4-1 Ισόθερμη εκτόνωση

Προσδιδόμενη θερμότητα: $Q_{34} + Q_{41} = m [c_p (T_4 - T_3) + R T_4 \ln(p_4/p_1)]$

Απορριπτόμενη θερμότητα: $Q_{12} + Q_{23} = m [c_p (T_2 - T_1) + R T_2 \ln(p_2/p_3)].$

Θερμικός βαθμός απόδοσης: $\eta_{th} = |W| / (|Q_{34}| + |Q_{41}|)$
 $= 1 - \frac{c_p (T_2 - T_1) + R T_2 \ln(p_2/p_3)}{c_p (T_4 - T_3) + R T_4 \ln(p_4/p_1)}.$

13.6 Κυκλος Ackeler-Keller

Αυτός επιτυγχάνει την απόδοση της ιδανικής μηχανής του Carnot μεταξύ δεδομένων θερμοκρασιών (T_1 και T_4), και χρησιμοποιείται σαν ιδανική διεργασία σύγκρισης για αεριοστροβίλους. Οι μεταβολές κατάστασης είναι ίδιες με του κύκλου Ericsson. Επειδή $T_2 = T_3$ και $T_4 = T_1$, τα ποσά θερμότητας που εναλλάσσονται ισοβαρώς είναι ίσα ($Q_{12} = Q_{34}$). Αυτά λοιπόν μπορεί να εναλλαχθούν εσωτερικά στον κύκλο με ειδικό εναλλάκτη (αναγεννητή), οπότε δεν χρειάζεται μεταφορά θερμότητας από το περιβάλλον σ'αυτές τις φάσεις (βλ. Εν. 6).

Εχουμε λοιπόν:

$$Q_{41} = m R T_4 \ln(p_4/p_1)$$

$$Q_{23} = m R T_2 \ln(p_2/p_3).$$

Επειδή $p_1 = p_2$ και $p_3 = p_4$, ισχύει για το θερμικό βαθμό απόδοσης: $\eta_{th} = 1 - T_2/T_4.$

13.7 Κυκλος Joule

Είναι ευκολότερος στην υλοποίηση από τους δύο προηγούμενους, γιατί αντικαθιστά τις ισόθερμες (που είναι δύσκολο να υλοποιηθούν στην πράξη), με ισαενοτροπικές.

Περιλαμβάνει τις παρακάτω διεργασίες:

- 1-2 Ισοβαρής συμπίεση
- 2-3 Ισεντροπική συμπίεση
- 3-4 Ισοβαρής εκτόνωση
- 4-1 Ισεντροπική εκτόνωση

Προσδιδόμενη θερμότητα: $Q_{34} = m c_p (T_4 - T_3)$,

Απορριπτόμενη θερμότητα: $Q_{12} = m c_p (T_2 - T_1)$.

Θερμικός βαθμός απόδοσης: $\eta_{th} = |W|/|Q_{34}|$
 $= 1 - (T_1 - T_2)/(T_4 - T_3)$
 $= 1 - T_2/T_3 = (p_2/p_3)^{(\kappa-1)/\kappa}$

13.8 Ο κινητήρας Stirling

Το 1816, πριν ακόμη θεμελιωθεί η Θερμοδυναμική σαν επιστήμη, ένας Σκωτσέζος επίσκοπος ονόματι Robert Stirling, σχεδίασε και υπέβαλε ευρεσιτεχνία για μία μηχανή θερμού αέρα, που μπορούσε να μετατρέψει σε έργο, ένα μέρος της ενέργειας που εκλύεται από την καύση κάποιου καυσίμου.

Ο κινητήρας Stirling παρέμεινε χρήσιμος και δημοφιλής για πολλά χρόνια, αλλά με την ανάπτυξη των ατμομηχανών και των Μ.Ε.Κ., έπεσε τελικά στην αφάνεια.

Στη δεκαετία του 1940, τον κινητήρα αυτόν ανεβίωσαν οι μηχανικοί της Philips στο Eindhoven της Ολλανδίας, και έκτοτε έχουν επενδυθεί αρκετά χρήματα στην έρευνα και ανάπτυξη του κινητήρα αυτού, που ταιριάζει πολύ καλά σε εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών (πχ ήπιες μορφές ενέργειας).

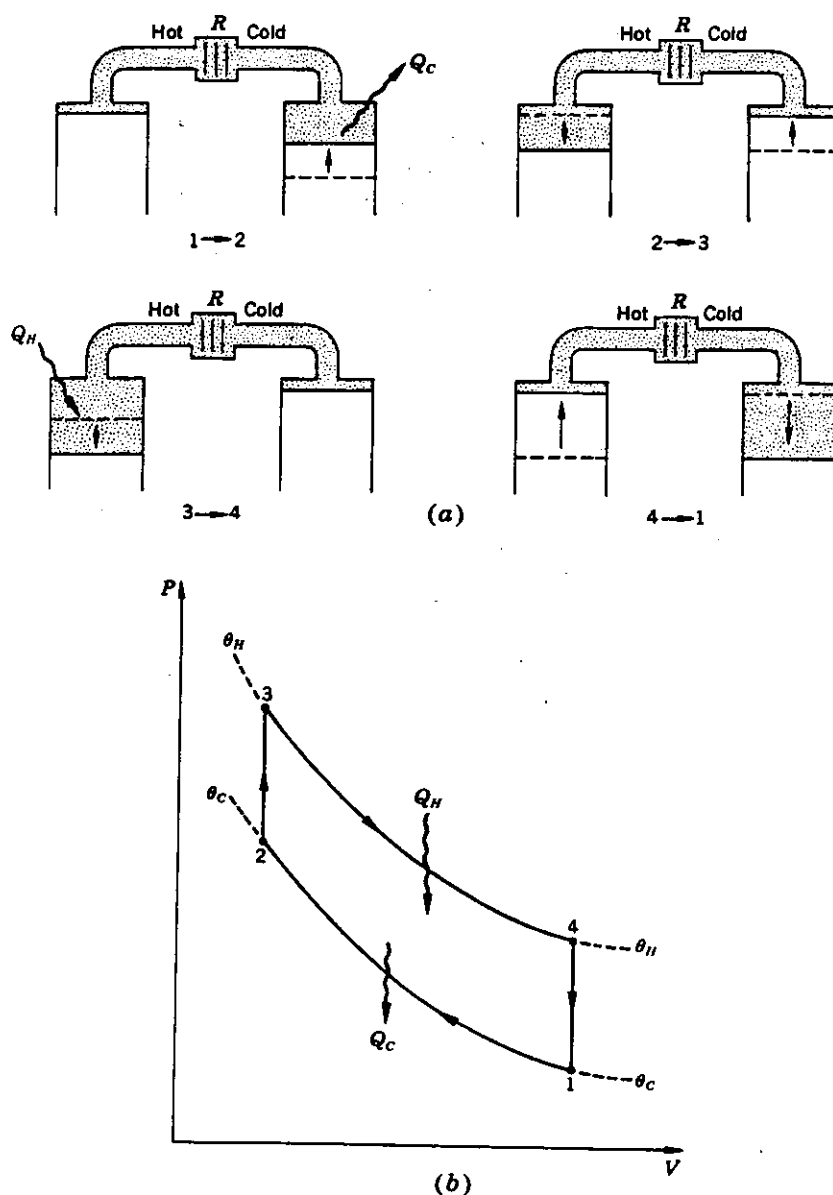
Τα βήματα λειτουργίας ενός κάπως εξιδανικευμένου κινητήρα Stirling, φαίνονται σχηματικά στο Σχ.13.2

Δύο έμβολα, ένα έμβολο εκτόνωσης (αριστερά) και ένα έμβολο συμπίεσης (δεξιά), είναι συνδεδεμένα στην ίδια άτρακτο. Καθώς η άτρακτος περιστρέφεται, τα έμβολα κινούνται με μεταβλητή διαφορά φάσης, με τη βοήθεια ειδικού μηχανισμού διωστήρων. Το διάστημα μεταξύ των δύο εμβόλων είναι γεμάτο με αέριο, και το αριστερό του μέρος είναι σε επαφή με μία θερμή δεξαμενή θερμότητας (πχ αέρια καύσης), ενώ το δεξιό με μία ψυχρή δεξαμενή θερμότητας.

Μεταξύ των δύο μερών του αερίου, υπάρχει μία συσκευή μεταφοράς θερμότητας που λέγεται αναγεννητής (και ο κινητήρας, εξαιτίας αυτού, αναγεννητικός κινητήρας Stirling). Ο αναγεννητής είναι μία συσκευή μετάδοσης θερμότητας, ένα είδος εναλλάκτη. Εδώ, αποτελείται από ένα σύστημα μεταλλικών ελασμάτων, ή από συμπιεσμένο ατσάλωμαλλο. Η αγωγιμότητα του αναγεννητή είναι αρκετά χαμηλή ώστε να διατηρεί σημαντική θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο τμημάτων του θαλάμου (χωρίς δηλαδή σημαντική αγωγή θερμότητας).

Ο κύκλος Stirling αποτελείται από 4 διεργασίες, που παριστάνονται σε διάγραμμα p-V (Σχ.13.2).

- 1-2 Ενώ το αριστερό έμβολο παραμένει στην κορυφή, το δεξιό κινείται στο μισό της διαδρομής του προς τα πάνω, συμπιέζοντας κρύο αέρα σε επαφή με την ψυχρή αποθήκη, και συγχρόνως προκαλώντας κατα προσέγγιση ισόθερμη απόρριψη θερμότητας Q_C (σε θερμοκρασία θ_C).



Σχήμα 13.2 (α) Σχηματικό διάγραμμα των φάσεων λειτουργίας ενός ιδανικού κινητήρα Stirling (οι αριθμοί αναφέρονται στο διάγραμμα p-V).
(β) Ιδανικός κινητήρας Stirling σε διάγραμμα p-V.

- 2→3 Το αριστερό έμβολο κινείται προς τα κάτω και το δεξιό προς τα πάνω, 'ετσι ώστε, χωρίς μεταβολή όγκου, ένα μέρος του αερίου αναγκάζεται να μεταφερθεί από την ψυχρή στη θερμή πλευρά (θερμοκρασία θ_H). Βέβαια η αύξηση θερμοκρασίας του ψυχρού αερίου γίνεται καθώς αυτό περνά μέσα από τον αναγεννητή (που του προσδίδει θερμότητα Q_R). Προσέξτε ότι η διεργασία αυτή είναι ισόχωρη.
- 3→4 Το δεξιό έμβολο τώρα μένει σε στάση, καθώς το αριστερό συνεχίζει την καθοδική του πορεία σε επαφή με τη θερμή δεξαμενή, προκαλώντας ισόθερμη εκτόνωση του αερίου, στη διάρκεια της οποίας του προσδίδεται θερμότητα Q_H από τη δεξαμενή (θερμοκρασία θ_H).

4→1 Και τα δύο έμβολα κινούνται σε αντίθετες διευθύνσεις, υποχρεώνοντας το αέριο να περάσει μέσα από τον αναγεννητή από τη θερμή στην ψυχρή πλευρά, και να επιστρέψει τη θερμότητα Q_R (2→3) στον αναγεννητή. Αυτή η διεργασία είναι πρακτικά ισόχωρη.

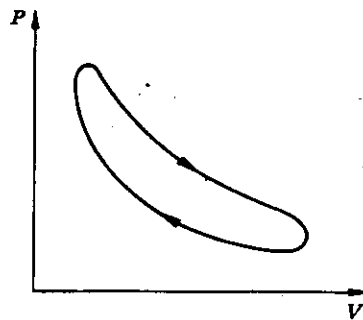
Το καθαρό αποτέλεσμα του κύκλου αυτού, είναι η απορρόφηση θερμότητας Q_H σε θερμοκρασία θ_H , η απόρριψη θερμότητας Q_C σε θερμοκρασία θ_C , και η παραγωγή έργου

$$-W = Q_H - Q_C$$

όπου δεν παρατηρείται καμμία μεταφορά θερμότητας στη διάρκεια των δύο ισόχωρων διεργασιών. Θα πρέπει να τονιστεί βέβαια εδώ, ότι το διάγραμμα p - V του Σχ.13.2 βασίζεται στις εξής παραδοχές:

- ιδανικό αέριο
- μηδενική διαρροή αερίου
- μηδενική απορρόφηση ή απώλεια θερμότητας από τα τοιχώματα των κυλίνδρων
- μηδενική αγωγή θερμότητας *δια μέσου* του αναγεννητή
- μηδενικές τριβές

Στην πραγματικότητα, το δυναμοδεικτικό διάγραμμα ενός κινητήρα Stirling έχει τη μορφή του Σχ.13.3

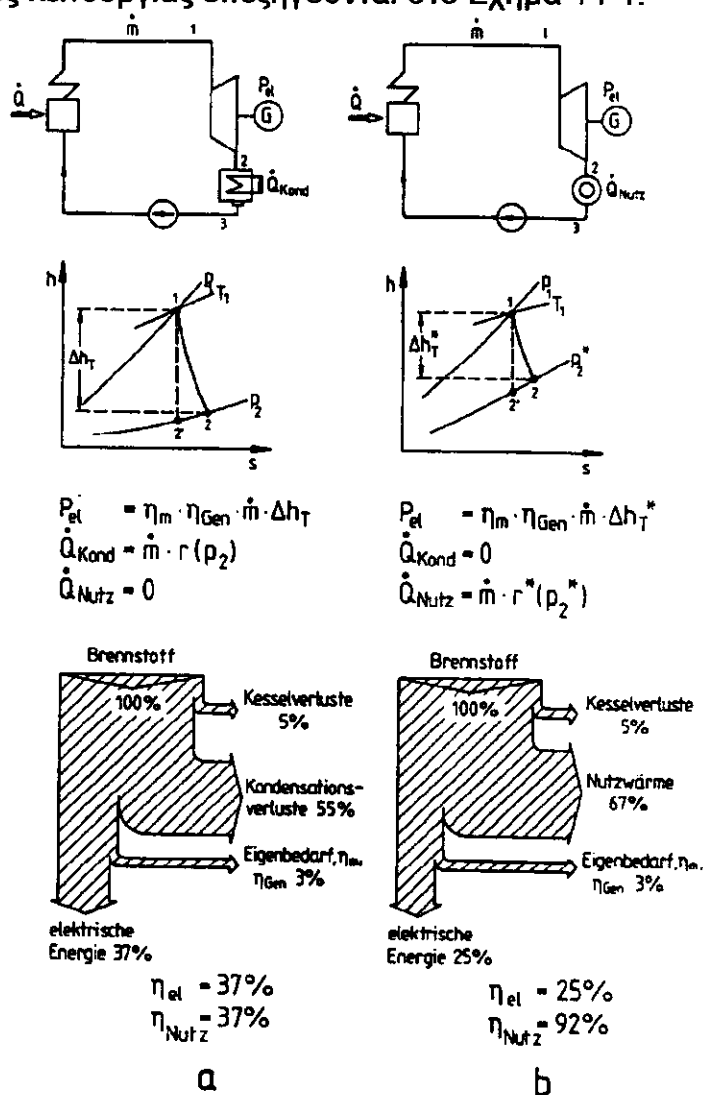


Σχήμα 13.3 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Stirling.

14 Συμπαγωγή Μηχανικής και Θερμικής Ισχύος

14.1 Βασικές αρχές

Η ταυτόχρονη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και ατμού διεργασιών η θερμότητας μπορεί να γίνεται με ορθολογικό και θερμοδυναμικώς βέλτιστο τρόπο στις λεγόμενες διατάξεις συμπαγωγής μηχανικής και θερμικής ισχύος [4.1-4.4]. Οι βασικές αρχές λειτουργίας επεξηγούνται στο Σχήμα 14-1.



Σχήμα 14-1 Βασική αρχή συμπαγωγής μηχανικής – θερμικής ισχύος. (a) διατάξεις με συμπύκνωση (b) διατάξεις συμπαγωγής με αντίθλιψη

Η περίπτωση (a) αφορά μία συμβατική διάταξη αμοστροβίλου όπου ενδιαφέρει η μεγιστοποίηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος, οπότε η εκτόνωση γίνεται μέχρι τη χαμηλότερη δυνατή αντίθλιψη, και επομένως η συμπύκνωση λαμβάνει χώρα σε εκείνη την πίεση που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία περιβάλλοντος (π.χ. απόλυτη πίεση 0.04 bar αντιστοιχεί σε θερμοκρασία συμπύκνωσης 30°C). Η περίπτωση (b) αφορά μία διάταξη συμπαγωγής, όπου η εκτόνωση γίνεται σε μεγαλύτερη αντίθλιψη, η οποία αντιστοιχεί σε υψηλότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Έτσι η απορριπτόμενη θερμότητα συμπύκνωσης μπορεί να έχει θερμοκρασιακό επίπεδο κατάλληλο για τις απαιτήσεις κάποιας πρακτικής εφαρμογής. Για παράδειγμα, εκτόνωση μέχρι τα επίπεδα των 2 bar αντιστοιχεί σε θερμοκρασία συμπύκνωσης τάξης 120 °C, κατάλληλη για θέρμανση χώρων με

την απορριπτόμενη θερμότητα συμπύκνωσης, ενώ η εκτόνωση μέχρι τα επίπεδα των 20 bar οδηγεί σε παραγωγή ατμού θερμοκρασίας 211 °C, κατάλληλου για αρκετές βιομηχανικές διεργασίες. Με βάση την καμπύλη πίεσης ατμών του νερού σε κατάσταση κορεσμού, προκύπτει η αντιστοιχία μεταξύ πιέσεων και θερμοκρασιών συμπύκνωσης του Πίνακας 14-1.

Πίνακας 14-1 Θερμοδυναμικές συντεταγμένες ατμού διεργασίας που αντιστοιχούν στην καμπύλη πίεσης ατμών νερού σε κατάσταση κορεσμού.

| | | | | | | | | |
|---------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Dampfdruck (bar) | 2 | 3 | 5 | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 |
| Temperatur (°C) | 120 | 133 | 151 | 179 | 197 | 211 | 233 | 249 |

Φυσικά, ο βαθμός απόδοσης του κύκλου όσον αφορά την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος μειώνεται όσο αυξάνει η αντίθλιψη, αλλά πλέον έχουμε συμπαραγωγή και θερμικής ισχύος ως επιπλέον προϊόντος του κύκλου. Θεωρητικά, εάν η διάταξη συμπαραγωγής είναι ορθολογικά σχεδιασμένη από το Μηχανικό, μπορεί να γίνεται εκμετάλλευση του συνόλου της θερμότητας συμπύκνωσης, ως θερμότητας χρήσης ή ατμού διεργασίας σε ανεβασμένη θερμοκρασία, ενώ στο συμβατικό κύκλο είχαμε απόρριψη στο περιβάλλον θερμότητας με αμελητέα εξέργεια. Τα διαγράμματα h-s των απλοποιημένων διατάξεων στο Σχήμα 14-1, απεικονίζουν συγκριτικά την κατάσταση σε συνδυασμό με τα αντίστοιχα διαγράμματα Sankey. Συνολικά, μπορεί να πεί κανείς ότι με τέτοιες διατάξεις συμπαραγωγής, επιτυγχάνεται βαθμός εκμετάλλευσης της θερμότητας που παράγεται από την καύση του καυσίμου που προσεγγίζει το βαθμό απόδοσης του λέβητα. Εδώ, χρησιμοποιώντας τους συμβολισμούς στο Σχήμα 14-1 μπορεί να οριστεί ο λεγόμενος λόγος ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος, όπως παρακάτω:

$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_H} = \frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_3} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{el}} - 1} \quad (4.1)$$

Με την απλοποιημένη διάταξη αντίθλιψης που περιγράφηκε, οδηγούμαστε σε εξάρτηση των τιμών λόγου ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος από την αντίθλιψη όπως ο Πίνακας 14-2.

Πίνακας 14-2 Εξάρτηση λόγου ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος από την αντίθλιψη σε απλές διατάξεις συμπαραγωγής (θερμοκρασία ζωντανού ατμού 500°C, πίεση 120 bar, βαθμός απόδοσης λέβητα $\eta_k=0.85$).

| | | | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Gegendruck (bar) | 1 | 2 | 5 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 |
| σ (kW _{el} /kW _{th}) | 0,403 | 0,359 | 0,297 | 0,246 | 0,191 | 0,155 | 0,128 | 0,100 |

Εδώ μπορεί να οριστεί ένας συνολικός βαθμός εκμετάλλευσης:

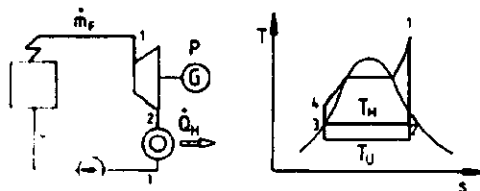
$$\eta_{Nutz} = \frac{P_{el} + \dot{Q}_H}{\dot{Q}_B} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_B} (\sigma + 1) \quad (4.2)$$

ο οποίος μπορεί να ξεπεράσει το 90%.

Βέβαια η παραγόμενη θερμική και ηλεκτρική ισχύς διαφέρουν σημαντικά στα επίπεδα εξέργειας, και γι' αυτό η αξιολόγηση της απόδοσης των πραγματικών διατάξεων θα πρέπει να περιλαμβάνει και ισοζύγια εξέργειας:

$$\dot{E}_B = \dot{m}_B e_B = P + \varepsilon_H \dot{Q}_H + \dot{m}_R e_R + \Delta \dot{E}_w + \sum \Delta \dot{E}_v, \quad (4.3)$$

όπου $\varepsilon_H = (T_H - T_L)/T_H$ ο παράγων εξέργειας της θερμότητας χρήσης (παράγων Carnot), $\dot{m}_R e_R$ η παροχή μάζας επί την ειδική εξέργεια του καυσαερίου, $\Delta \dot{E}_w$ οι απώλειες καύσης και $\sum \Delta \dot{E}_v$ το άθροισμα των επί μέρους απωλειών του κύκλου. (Επεξηγήσεις στο Σχήμα 14-2)



Σχήμα 14-2 Σχηματικό διάγραμμα και διάγραμμα T-s για επεξήγηση ισοζυγίων εξέργειας

Η ικανότητα παραγωγής έργου του ατμού εκφράζεται από τον παράγοντα:

$$\varepsilon_D = \frac{T_D - T_L}{T_D} \quad (4.4)$$

Οπότε το συνολικό ισοζύγιο εξέργειας παίρνει τη μορφή:

$$C \varepsilon_D \dot{Q}_D = \dot{m}_B e_B C \varepsilon_D \eta_D = \frac{P}{\eta_T} + \varepsilon_H \dot{Q}_H \quad (4.5)$$

ή

$$\dot{E}_B = \frac{1}{C \varepsilon_D \eta_D} \left(\frac{P}{\eta_T} + \varepsilon_H \dot{Q}_H \right) \quad (4.6)$$

όπου $Q_D = \dot{m}_F (h_1 - h_4)$ η θερμότητα που παρέχεται στη συζευγμένη διεργασία, η_D ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του ατμοπαραγωγού και $\eta_T = P/\dot{m}_F (e_1 - e_2)$ ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης της μετατροπής σε ηλεκτρική ενέργεια. Ο παράγων C λαμβάνει υπόψη την κατανάλωση ενέργειας της αντλίας συμπυκνώματος καθώς και τις απαιτήσεις εξέργειας για την προθέρμανση του συμπυκνώματος πριν την είσοδο στον λέβητα.

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και ο λόγος ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος της συζευγμένης διεργασίας δίδονται από τις σχέσεις:

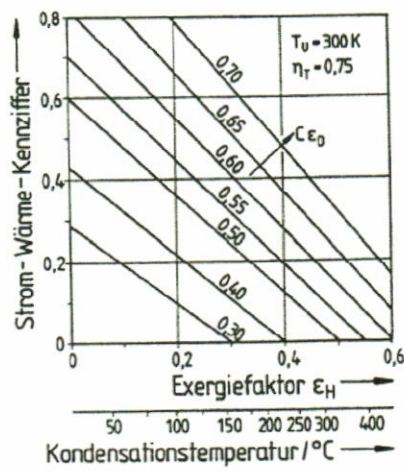
$$\eta_E = \frac{P + \varepsilon_H \dot{Q}_H}{\dot{E}_B} = \frac{C \varepsilon_D \eta_D (\sigma + \varepsilon_H)}{\frac{\sigma}{\eta_T} + \varepsilon_H}, \quad (4.7)$$

$$\sigma = \frac{C \varepsilon_D - \varepsilon_H}{\frac{1}{\eta_T} - C \varepsilon_D} \quad (4.8)$$

και η αλληλεξάρτησή τους φαίνεται στο Σχήμα 14-3.

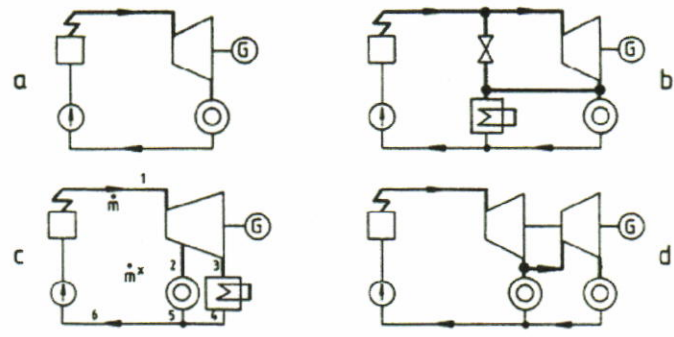
14.2 Διατάξεις με αμμοστροβίλους

Το απλούστερο δυνατό σχήμα διεργασίας που υλοποιεί τη συμπαραγωγή σε διατάξεις αμμοστροβίλων έχει ήδη παρουσιαστεί με τη μορφή της διάταξης με αντίθλιψη στο Σχήμα 14-1. Εξαιτίας της ισχυρής σύζευξης που εισάγει η συμπύκνωση της συνολικής παροχής μάζας του υδρατμού στο συγκεκριμένο σχήμα διεργασίας, παραμένει πρακτικά σταθερός ο λόγος ηλεκτρικής-θερμικής ισχύος (4.1). Μικρές μεταβολές του είναι εφικτές με διακύμανση της θερμοκρασίας ζωντανού ατμού.



Σχήμα 14-3 Λόγος ηλεκτρικής-θερμικής ισχύος της ιδανικής συζευγμένης διεργασίας με $\eta_T=0.75$

Ομως ένας μεταβλητός λόγος ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος είναι απαραίτητος σε πολλές βιομηχανικές διεργασίες. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται στην πράξη οι πιο σύνθετοι κύκλοι με ενδιάμεση απομάστευση ατμού, (Σχήμα 14-4 c,d), οι οποίοι επιτρέπουν ευρεία διακύμανση του λόγου ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος αναλόγως των αναγκών του καταναλωτή.



Σχήμα 14-4 Διάφορες παραλλαγές διατάξεων ατμοστροβίλου για συμπαραγωγή μηχανικής – θερμικής ισχύος: (a) διάταξη με αντίθλιψη (b) διάταξη με αντίθλιψη και πρόσθετη δυνατότητα στραγγαλισμού και συμπύκνωσης (c) διάταξη συμπύκνωσης με ενδιάμεση απομάστευση ατμού (d) διάταξη αντίθλιψης με ενδιάμεση απομάστευση.

Ακόμη και η παραλλαγή c στο Σχήμα 14-4 έχει κάποια δυνατότητα μεταβολής του λόγου, η οποία όμως επιτυγχάνεται με μειωμένο συνολικό βαθμό εκμετάλλευσης ενέργειας. Με την παραλλαγή c είναι εφικτή η αποσύζευξη της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας. Στη συγκεκριμένη διάταξη, η ισχύς του στροβίλου και η διατιθέμενη θερμική ισχύς αντίστοιχα δίδονται από τις σχέσεις:

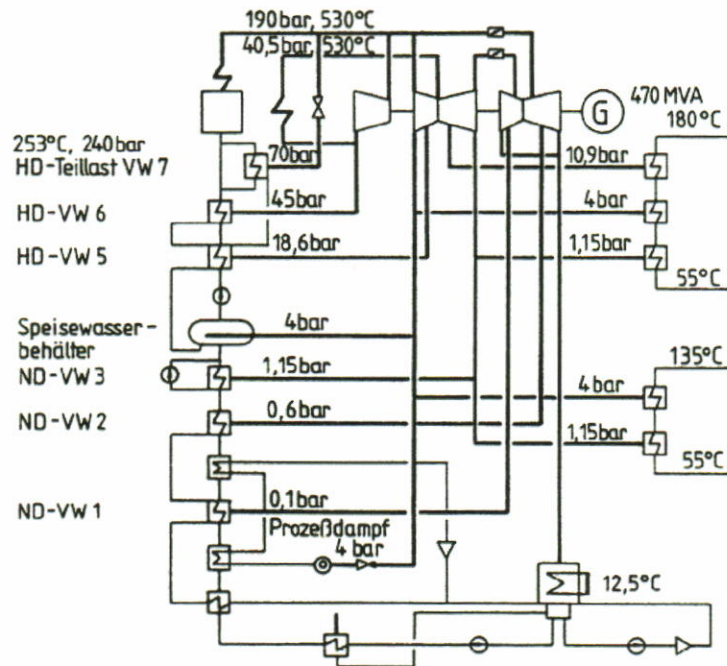
$$P_T = \dot{m} (h_1 - h_2) + (\dot{m} - \dot{m}^*) (h_2 - h_3) , \tag{4.9}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}^* (h_2 - h_5) . \tag{4.10}$$

Κατ' αντιστοιχία, ο λόγος ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος δίνεται από τη σχέση

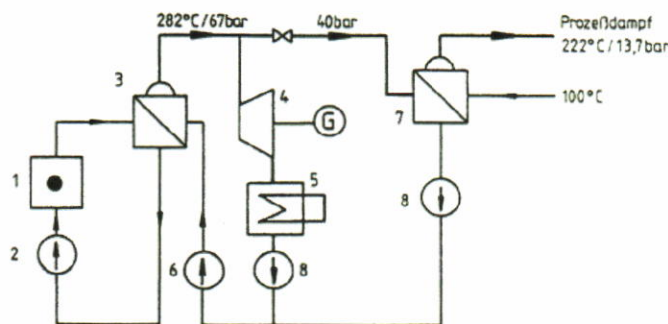
$$\sigma = \frac{P_T}{\dot{Q}_H} = \frac{h_1 - h_2 + (1 - x) (h_2 - h_3)}{x (h_2 - h_5)} \tag{4.11}$$

και μπορεί να μεταβάλλεται μέσω του λόγου απομάστευσης $x=m^*/m$
 Στην πράξη είναι εφικτή η λήψη θερμικής ισχύος σε διάφορες θερμοκρασιακές
 στάθμες, όπως φαίνεται στο Σχήμα 14-5, όπου παρουσιάζεται η διάταξη ενός
 σύγχρονου εργοστασίου συμπαραγωγής ηλεκτρισμού, ατμού διεργασίας και
 θερμότητας.



Σχήμα 14-5 Διάταξη σύγχρονου εργοστασίου συμπαραγωγής ηλεκτρισμού, ατμού διεργασίας και θερμότητας για τηλεθέρμανση

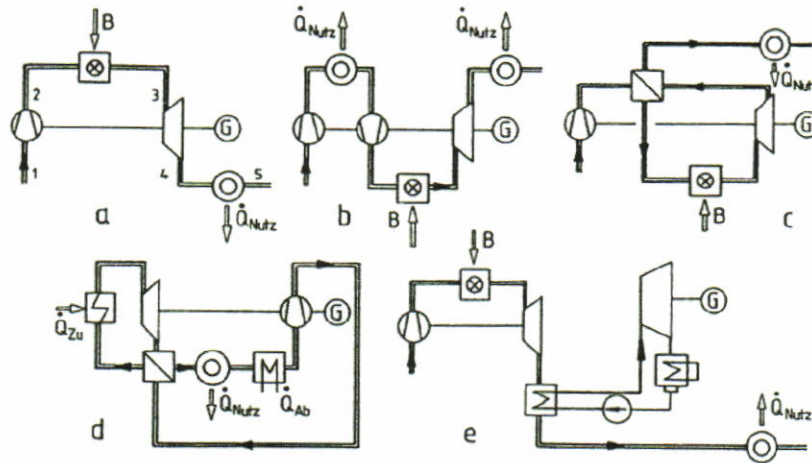
Με τέτοιες διατάξεις είναι εφικτή π.χ. εναλλακτικά η παραγωγή αποκλειστικά 390 MW_{el} ηλεκτρισμού, ή αντίστοιχα η παραγωγή λιγότερων (360 MW_{el}) ηλεκτρισμού μαζί με 295 MW_{th} θερμικής ισχύος. Ακόμη και τα μεγάλα πυρηνικά εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρισμού είναι ιδιαίτερα κατάλληλα για συμπαραγωγή θερμότητας διεργασιών. Για να επιτευχθεί ο διαχωρισμός της παραγωγής θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος σε ένα τέτοιο εργοστάσιο, εισάγεται συνήθως ένας εναλλάκτης παραγωγής ατμού διεργασίας (Σχήμα 14-6).



Σχήμα 14-6 Συμπαραγωγή ατμού διεργασίας από πυρηνικό αντιδραστήρα με νερό υπό πίεση. (1) Πυρηνικός αντιδραστήρας (2) Κύρια αντλία ψυκτικού μέσου (3) Ατμοπαραγωγός (4) Ατμοστρόβιλος (5) Συμπυκνωτής (6) Αντλία νερού (7) Εναλλάκτης παραγωγής ατμού διεργασίας (8) Αντλία συμπυκνώματος

14.3 Διατάξεις με αεριοστροβίλους

Οι αεριοστρόβιλοι επιτρέπουν την ανάπτυξη διατάξεων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας με ιδιαίτερα πλεονεκτικούς όρους. Αυτό σχετίζεται με το γεγονός ότι οι θερμοκρασίες των καυσαερίων σε ανοικτές διατάξεις αεριοστροβίλων βρίσκονται στην περιοχή των 400 – 500 °C, εφόσον δεν χρησιμοποιούνται αναγεννητές.



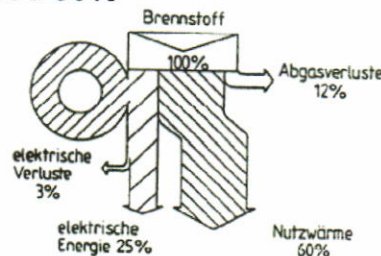
Σχήμα 14-7 Διατάξεις αεριοστροβίλων με συμπαραγωγή μηχανικής – θερμικής ισχύος (a) ανοικτή διάταξη αεριοστροβίλου (b) ανοικτή διάταξη αεριοστροβίλου με διβάθμια συμπίεση (c) ανοικτή διάταξη αεριοστροβίλου με αναγεννητή (d) κλειστή διάταξη αεριοστροβίλου (e) συνδυασμένος κύκλος αεριοστροβίλου – ατμοστροβίλου.

Όπως φαίνεται από τις διατάξεις στο Σχήμα 14-7, υπάρχουν διάφορες θέσεις που ενδείκνυνται για εξαγωγή θερμικής ισχύος σε μία διάταξη αεριοστροβίλου. Για το παράδειγμα της απλής ανοικτής διάταξης αεριοστροβίλου, μπορούμε να υπολογίσουμε το λόγο ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος όπως παρακάτω:

$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_H} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_4 - T_5} \quad (4.12)$$

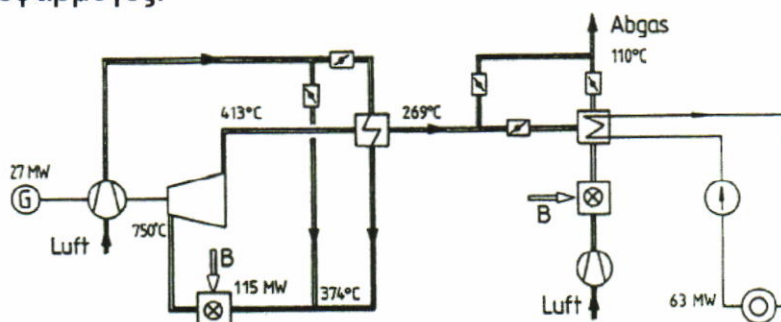
όπου προσεγγιστικά μπορούμε να θέσουμε $\dot{m}_{RG} / \dot{m}_L \approx 1$

Αυτή η προσέγγιση δικαιολογείται από τον ιδιαίτερα υψηλό λόγο αέρα – καυσίμου της διάταξης αεριοστροβίλου που επιβάλλει η αντοχή των πτερυγίων της πρώτης βαθμίδας. Οι θερμοκρασίες υπολογίζονται κατά τα συνήθη σε τέτοιες διατάξεις. Ένα διάγραμμα Sankey για μία τέτοια διεργασία παρουσιάζεται στο Σχήμα 14-8. Για το παράδειγμα μιάς διεργασίας με τις τιμές: $T_1=20^\circ\text{C}$, $T_2=150^\circ\text{C}$, $T_3=800^\circ\text{C}$, $T_4=450^\circ\text{C}$, $T_5=150^\circ\text{C}$, μπορούμε να υπολογίσουμε ένα λόγο ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος $\sigma=0.73 \text{ kWh}_{el}/\text{kWh}_{th}$ και ένα συνολικό ενεργειακό βαθμό απόδοσης της τάξης του 80%



Σχήμα 14-8 Διάγραμμα Sankey ανοικτής διάταξης αεριοστροβίλου με εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων

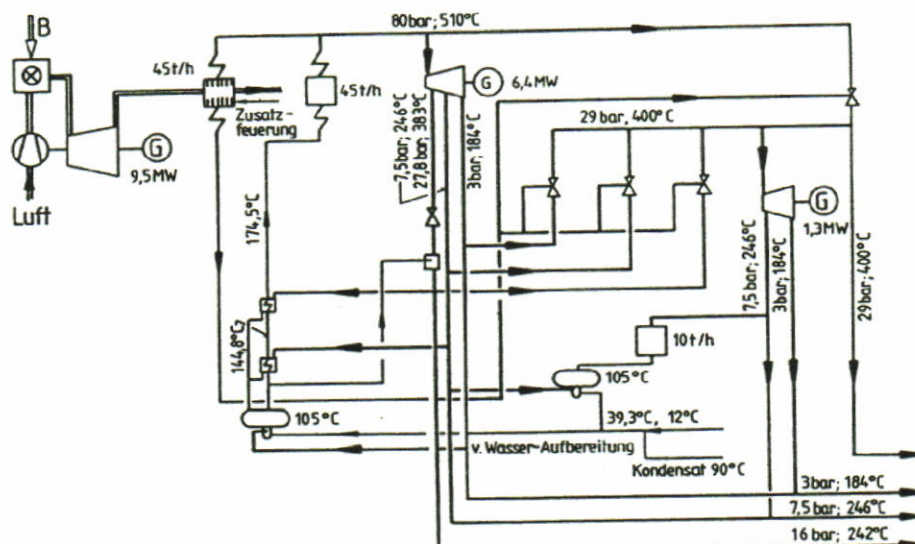
Με ειδικές διατάξεις και με χρήση πρόσθετων πηγών θερμότητας είναι εφικτή η παραγωγή ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας που να καλύπτει τις ετήσιες ανάγκες μίας κοινότητας ή ενός εργοστασίου. Στο παράδειγμα τέτοιας διάταξης που απεικονίζεται στο Σχήμα 14-9, το καύσιμο είναι ελαφρό πετρέλαιο θέρμανσης ή φυσικό αέριο. Εάν υπάρχει ανάγκη, η παραγωγή θερμότητας μπορεί να αυξηθεί ακόμη περισσότερο με πρόσθετη θέρμανση. Ο βαθμός απόδοσης κατά την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μπορεί να αυξηθεί με τη χρήση αναγεννητή. Η συγκεκριμένη διάταξη έχει τη δυνατότητα να παράγει συνολικά $27 \text{ MW}_{\text{el}}$ (ηλεκτρισμού) και $63 \text{ MW}_{\text{th}}$ (θερμότητας). Ο λόγος ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος βρίσκεται στην περιοχή του 0.43 και ο συνολικός βαθμός εκμετάλλευσης του καυσίμου φτάνει το 78%. Με κατάλληλες τροποποιήσεις οι διατάξεις αυτού του είδους μπορούν να παράγουν και ατμό διεργασίας για βιομηχανικές εφαρμογές.



Σχήμα 14-9 Ανοικτή διάταξη αεριοστροβίλου για συμπαραγωγή θερμότητας – ηλεκτρισμού σε συγκεκριμένη εφαρμογή

Σε κλειστές διατάξεις αεριοστροβίλων μπορεί να γίνει λήψη θερμικής ισχύος (κυρίως για θέρμανση χώρων) κατάντι του αναγεννητή (βλ. Σχήμα 7d). Υπάρχει όμως και η επιπλέον δυνατότητα λήψης θερμότητας για τηλεθέρμανση, μέσω ατμοπαραγωγού που τοποθετείται στον αγωγό καυσαερίου (βλ. Σχήμα 7e). Τέτοιες διατάξεις βρίσκουν σήμερα ευρεία εφαρμογή στη βιομηχανία. Το παράδειγμα από χημική βιομηχανία που φαίνεται στο Σχήμα 14-10, δείχνει πόσο ευέλικτη είναι η συγκεκριμένη διεργασία, ιδιαίτερα εάν συνυπάρχει και πρόσθετη πηγή θερμότητας από καύση στον ατμοπαραγωγό. Οι απαιτήσεις των βιομηχανικών διεργασιών για περισσότερα δίκτυα ατμού με διαφορετικά επίπεδα πίεσης μπορούν να αντιμετωπιστούν με τέτοιες διατάξεις. Η ύπαρξη του πρόσθετου λέβητα εξασφαλίζει την διαθεσιμότητα ατμού σε κάθε περίπτωση, ανεξαρτήτως της διακύμανσης των αναγκών ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος. Ιδιαίτερα στην περίπτωση διεργασιών της χημικής βιομηχανίας, απαιτούνται μεγάλες ποσότητες ατμού για πολύ διαφορετικές διεργασίες, που περιλαμβάνουν για παράδειγμα:

- Θέρμανση αντιδραστήρων
- Κίνηση συμπιεστών μέσω ατμοστροβίλων
- Εισαγωγή ατμού ως αντιδρώντος σε χημικές αντιδράσεις
- Εφαρμογή ατμού σε διεργασίες ξήρανσης, εξάτμισης, απόσταξης και κλασματικής απόσταξης.



Σχήμα 14-10 Διάταξη συνδυασμένου κύκλου αεριο- ατμοστροβίλου για συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού σε χημική βιομηχανία

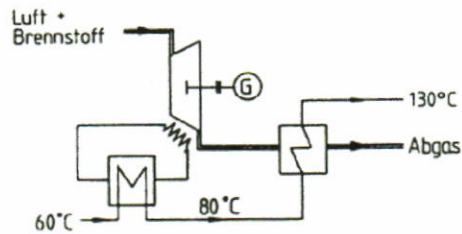
Πολλά βασικά προϊόντα που χρησιμοποιούμε στην καθημερινή μας ζωή απαιτούν για την παραγωγή τους πολύ υψηλές ποσότητες ηλεκτρισμού και θερμότητας, όπως δείχνει και ο Πίνακας 14-3.

Πίνακας 14-3 Απαιτούμενη ειδική κατανάλωση σε ηλεκτρική και θερμική ενέργεια για την παραγωγή διαφόρων προϊόντων καθημερινής χρήσης με διατάξεις συμπαραγωγής

| Produkt | Wärmeinsatz (kWh/t) | Druck (bar) | elektrische Energie (kWh/t) |
|------------|---------------------|-------------|-----------------------------|
| Feinpapier | 5000 | 5 | 1100 |
| Packpapier | 2500 | 2,5 | 450 |
| Reis | 500 | 3,5 | 70 |
| Zucker | 3000 | 3 | 175 |

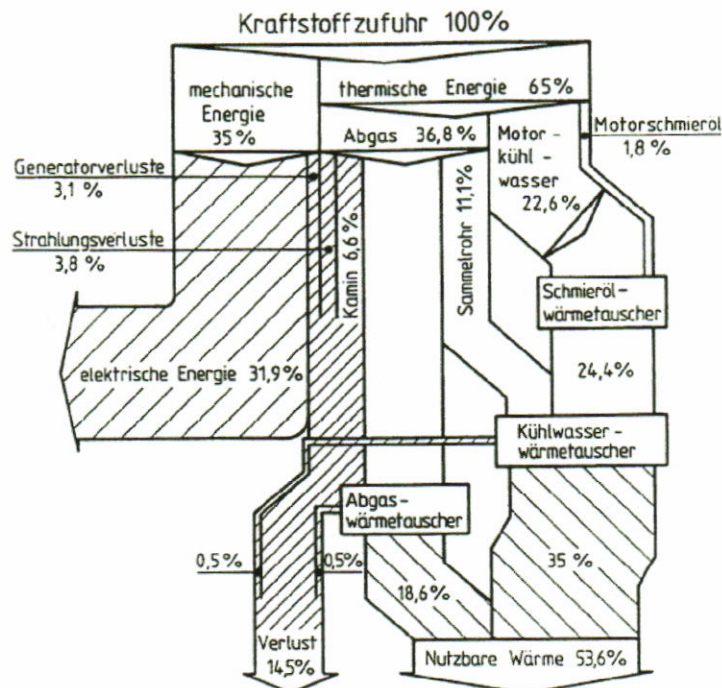
14.4 Διατάξεις συμπαραγωγής με κινητήρες diesel

Για να ολοκληρώσουμε την παρουσίαση των διατάξεων συμπαραγωγής θερμότητας – ηλεκτρισμού θα πρέπει να τονίσουμε ότι και οι κινητήρες diesel – αερίου χρησιμοποιούνται ευρέως σε τέτοιες διατάξεις, ιδιαίτερα σε αυτές που έχουν μικρότερο σχετικά μέγεθος. Στην περίπτωση των ΜΕΚ, όπως είναι γνωστό, μπορούμε να ανακτήσουμε θερμότητα όχι μόνον από την εξαγωγή τους, αλλά και από το κύκλωμα ψύξης τους (Σχήμα 14-11). Το ποσοστό της ενέργειας του καυσίμου που μετατρέπεται σε μηχανική (και μετά ηλεκτρική) ενέργεια, κυμαίνεται μεταξύ 33% (κινητήρες αερίου με στοιχειομετρική καύση) και 42% (κινητήρες diesel με καύσιμο πετρέλαιο diesel κίνησης). Ο βαθμός εκμετάλλευσης ενέργειας του καυσίμου μπορεί να φτάσει το 85% και οι επιτυγχανόμενες τιμές λόγου ηλεκτρικής – θερμικής ισχύος κυμαίνονται κοντά στο $0.6 \text{ kW}_{el}/\text{kW}_{th}$. Ιδιαίτερα όταν η περιοχή ισχύος είναι μερικών MW, αυτές οι διατάξεις (Blockheizkraftwerke) είναι ιδιαίτερα διαδεδομένες σε νοσοκομεία, σχολεία, κολυμβητήρια, καθώς και μεγάλα ξενοδοχεία και βιομηχανικά κτίρια.



Σχήμα 14-11 Κινητήρας diesel -ή κινητήρας αερίου σε διάταξη συμπαραγωγής

Σήμερα χρησιμοποιούνται τέτοιες διατάξεις στην περιοχή ισχύος μεταξύ 50 και 15,000 kW_{el}. Μεγαλύτερη ισχύς μπορεί να επιτευχθεί με modul κατασκευές (συγκροτήματα περισσότερων κινητήρων σε παράλληλη λειτουργία, με δυνατότητα αυξομείωσης της ισχύος με θέση εκτός λειτουργίας κάποιων μονάδων). Εδώ χρησιμοποιούνται κυρίως κινητήρες οχημάτων ή πλοίων από τις γνωστές σειρές που παράγουν οι μεγάλοι κατασκευαστές (MTU, MWM, Sulzer, κτλ). Με τον τρόπο αυτό αξιοποιούνται άμεσα οι επιτυγχανόμενες βελτιώσεις στα επίπεδα εκπομπών αιθάλης και οξειδίων του αζώτου από τους κατασκευαστές κινητήρων οχημάτων και πλοίων (καταλύτες, φίλτρα αιθάλης, SCR κτλ). Ιδιαίτερα οι εκπομπές αιθάλης του κινητήρα diesel, είναι ιδιαίτερα επιβαρυντικές για τους εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου, των οποίων οι σωληνώσεις δίοδου του καυσαερίου φράζονται βαθμιαία από την εναποτιθέμενη αιθάλη και οδηγούν σε βαθμιαία απαξίωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Στο Σχήμα 14-12 παρουσιάζεται ενδεικτικό διάγραμμα Sankey για τέτοιου είδους εγκατάσταση.



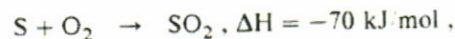
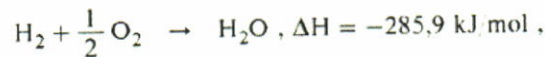
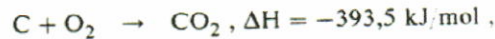
Σχήμα 14-12 Διάγραμμα Sankey διάταξης συμπαραγωγής με κινητήρα diesel.

Στην ευρύτερη κατηγορία των συστημάτων συμπαραγωγής με κινητήρες diesel εντάσσεται και το σύστημα TOTEM (Total Energy Modul). Εδώ πρόκειται για συστήματα αποκεντρωμένης παραγωγής ηλεκτρισμού με τη βοήθεια MEK. Η απορριπτόμενη θερμότητα αξιοποιείται το καλοκαίρι για τη λειτουργία ψυκτικών μηχανών απορρόφησης για κλιματισμό χώρων και το χειμώνα για θέρμανση χώρων. Και εδώ επιτυγχάνονται τιμές βαθμού εκμετάλλευσης ενέργειας καυσίμου της τάξης του 80%.

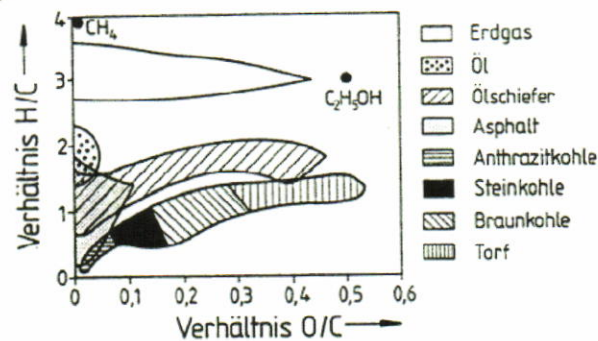
15 Παραγωγή θερμότητας με καύση ορυκτών καυσίμων

15.1 Γενικά περί καυσίμων

Στην ενεργειακή οικονομία της ανθρωπότητας αξιοποιούνται ποικίλα καύσιμα όπως ο λιθάνθρακας, ο λιγνίτης, προϊόντα της κλασματικής απόσταξης του πετρελαίου, καύσιμα αέρια, τύρφη και βιομάζα, (πχ ξύλο και άχυρα) κτλ. Κοντά σ'αυτά χρησιμοποιούνται και κάποια κατάλληλα βιομηχανικά δευτερογενή προϊόντα και απόβλητα. Οι σπουδαιότερες αντιδράσεις καύσης που αξιοποιούν τα παραπάνω καύσιμα, είναι οι παρακάτω μαζί με τις εξωθερμίες που τους αντιστοιχούν:



Ενα καύσιμο μπορεί να χαρακτηριστεί από τη στοιχειακή του ανάλυση, ή ακόμη απλούστερα με βάση την ενθαλπία αντίδρασης - θερμογόνο δύναμή του. Σχεδόν όλα τα καύσιμα περιέχουν C, H, S, O, N, H₂O, καθώς και τέφρα τα στερεά. Το Σχήμα 15-1 δείχνει παραστατικά ότι ειδικά οι τιμές του λόγου H/C και O/C για τα πιο σημαντικά ορυκτά καύσιμα βρίσκονται σε στενά περιορισμένες περιοχές.



Σχήμα 15-1 Περικεκτικότητα διάφορων σημαντικών καυσίμων σε υδρογόνο και οξυγόνο

Πίνακας 15-1 Σύσταση στερεών και υγρών καυσίμων (%κ.β.)

| Brennstoff | Asche | Wasser | C | H | S | O | N | H ₀ (kJ/kg) |
|---------------------------------|-------|--------|------|-------|------|-----|-----|---------------------------|
| Steinkohle (Anthrazit) | 4 | 1 | 85,4 | 3,8 | 1,2 | 2,3 | 2,3 | 33 390 |
| Steinkohle (Gasflammkohle) | 3,7 | 3,5 | 77,3 | 5 | 1 | 8,5 | 1 | 30 000 |
| Koks | 9 | 1,8 | 84 | 0,8 | 1 | 1,7 | 1,7 | 29 310 |
| Braunkohle, roh (Rheinbraun) | 2,7 | 59,3 | 23 | 1,9 | 1 | 6 | 6,1 | 8000 |
| Benzin | - | - | 85,6 | 14,35 | 0,05 | - | - | 43 500 |
| Heizöl, leicht | - | 0,1 | 85,5 | 13,5 | 0,9 | - | - | 42 600 |
| Heizöl, schwer | 1 | 0,5 | 84 | 11,7 | 2,8 | - | - | 40 500 |

Ο ακριβής χαρακτηρισμός των επιμέρους καυσίμων γίνεται με βάση τη στοιχειακή τους ανάλυση, όπως δείχνει ο Πίνακας 15-1 (στερεά και υγρά καύσιμα), ή με βάση τη μοριακή σύσταση από συγκεκριμένες αέριες ουσίες (αέρια καύσιμα - Πίνακας 15-2).