

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΠΙΣΤΗΜΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ

**ΣΥΛΛΟΓΗ ΑΣΚΗΣΕΩΝ
ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ**

επιμέλεια
Α.Μ. Σταματέλλος

ΒΟΛΟΣ ΜΑΙΟΣ 1994

1. Περιγράψτε τις κύριες λειτουργίες των παρακάτω στοιχείων μίας ΜΕΚ: Εμβολο, διστήρας, στροφαλοφόρος, εκκεντρα και εκκεντροφόρος, βαλβίδες, πολλαπλή εισαγωγής και εξαγωγής.
2. Δείξτε σε κατάλληλο σκαρίφημα τις δυνάμεις που ενεργούν στο έμβολο, και τη μεταβολή τους στη διάρκεια του εμβολισμού εκτόνωσης, και αντίστοιχα του εμβολισμού συμπίεσης.
3. Αναφέρατε πέντε σημαντικές διαφορές στα χαρακτηριστικά σχεδιασμού και λειτουργίας μεταξύ κινητήρων Otto και Diesel.
4. Αναφέρατε λόγους για τους οποίους οι πολυκύλινδρες μηχανές αποδεικνύονται προτιμότερες από τις μονοκύλινδρες, μόλις ο όγκος εμβολισμού ξεπεράσει κάποιες εκατοντάδες κυβικά εκατοστά.
5. Ο περιστροφικός κινητήρας Wankel, παρά το ότι είναι σημαντικά ελαφρύτερος και πιό συμπαγής από ένα εμβολοφόρο κινητήρα αντίστοιχης ισχύος, έχει χαμηλότερο θερμικό βαθμό απόδοσης, εξαιτίας σημαντικά υψηλότερων διαρροών αερίων από το θάλαμο καύσης, και κυρίως σημαντικά υψηλότερων απωλειών ψύξης. Εξηγήστε τους λόγους για τα παραπάνω με βάση ένα τυπικό σχέδιο κινητήρα Wankel.
6. Εξηγήστε γιατί η μέση πραγματική πίεση ενός βενζινοκινητήρα φυσικής αναπνοής στο πλήρες φορτίο, είναι μεγαλύτερη από αυτήν ενός κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής.
7. Περιγράψτε το αποτέλεσμα της αλλαγής από 2 σε 4 βαλβίδες ανα κύλινδρο, στη ροή αέρα, μέγιστη ροπή και μέγιστη ισχύ ενός βενζινοκινητήρα.
8. Αναπτύξτε την εξίσωση που υπολογίζει την απαιτούμενη ισχύ για να οδηγηθεί ένα όχημα με σταθερή ταχύτητα σε ένα ανηφορικό δρόμο με γωνία κλίσης α , σαν συνάρτηση της ταχύτητας οχήματος, μάζας, αεροδυναμικής επιφάνειας προσβολής, συντελεστή αεροδυναμικών απωλειών, συντελεστή τριβής κυλίσεως, γωνίας κλίσης α , και επιτάχυνσης της βαρύτητας.
Υπολογίστε την ισχύ αυτή για αυτοκίνητο μάζας 1,500 kg που ανεβαίνει δρόμο κλίσης 15° με ταχύτητα 90 km/h.
9. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης στην πλήρη ισχύ ενός δεδομένου βενζινοκινητήρα είναι 0.35 και μεταβάλλεται πολύ λίγο με το είδος χρησιμοποιούμενου καυσίμου. Να υπολογίσετε την ειδική κατανάλωση καυσίμου σε g/kWh, για τα καύσιμα ισοοκτάνιο, βενζίνη, μεθανόλη, προπάνιο, μεθάνιο και υδρογόνο.
10. Θεωρήστε ότι ασχολείστε με τον προκαταρκτικό σχεδιασμό ενός 4-χρονου, στροβιλούπερπληρούμενου κινητήρα diesel. Η μέγιστη ισχύς του περιορίζεται από τις αναπτυσσόμενες τάσεις στην κεφαλή στα 1,200 kPa, και η μέγιστη τιμή για τη μέση ταχύτητα εμβόλου στα 12 m/s.

(i) Να βρείτε μία εξίσωση που να συσχετίζει την πίεση στην πολλαπλή εισαγωγής - (στην έξοδο δηλ. του συμπιεστή), με το λόγο αέρα λ στο σημείο της μέγιστης ισχύος (πχ συναρτήσει του βαθμού πλήρωσης, του βαθμού μετατροπής του καυσίμου, της μέσης πραγματικής πίεσης κτλ)

(ii) Η ονομαστική ισχύς του συγκεκριμένου κινητήρα θα πρέπει να είναι 400 kW.

Υπολογίστε ενδεικτικές τιμές για τον κυβισμό, τον αριθμό των κυλίνδρων, τη διάμετρο \times διαδρομή, καθώς και τις στροφές στο ονομαστικό σημείο μέγιστης ισχύος.

(iii) Εάν ο λόγος πιέσεων εκατέρωθεν του συμπιεστή είναι 2, να εκτιμήσετε το συνολικό λόγο αέρα στη μέγιστη ισχύ, κάνοντας κατάλληλες παραδοχές για μεταβλητές που τυχόν θα χρειαστήτε.

11. Υπάρχουν αρκετές ταχύτητες, μήκη και χρονικά διαστήματα, η προσεγγιστική εκτίμηση των οποίων βοηθά σημαντικά την κατανόηση του τί συμβαίνει μέσα στις ΜΕΚ. Εδώ ζητείται να κάνετε εκτιμήσεις για τις παρακάτω ποσότητες σε ένα 4-κύλινδρο βενζινοκινητήρα 1.6 l, που δουλεύει στις 2,500 rpm.

(i) Μέση ταχύτητα εμβόλου και μέγιστη ταχύτητα εμβόλου

(ii) Μέγιστη ταχύτητα γόμωσης στο κανάλι εισαγωγής (διατομή ροής ίση με 20% της διατομής του εμβόλου)

(iii) Χρονική διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας, και των μέρους διεργασιών εισαγωγής, συμπίεσης, καύσης, εκτόνωσης και εξαγωγής (όχι εμβολισμών!).

(iv) Μέση ταχύτητα διάδοσης της φλόγας στο θάλαμο καύσης

(v) Το μήκος του συστήματος εισαγωγής που είναι γεμάτο με μία γόμωση κυλίνδρου αμέσως πριν το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής

(vi) Το μήκος στο σύστημα εξαγωγής που γεμίζει με μία γόμωση κυλίνδρου, αφού αυτή εγκαταλείψει τη βαλβίδα εξαγωγής (υποθέσατε μέση θερμοκρασία καυσαερίου 450°C).

12. Ισοοκτάνιο εισάγεται σε 4-κύλινδρο βενζινοκινητήρα με ροή μάζας 2g/s. Να υπολογίσετε τη ροή μάζας αέρα που απαιτείται για στοιχειομετρική καύση. Εάν η μηχανή δουλεύει στις 1,500 rpm, να εκτιμήσετε τη μάζα καυσίμου και αέρα που εισάγονται στον κύλινδρο ανά κύκλο. Όγκος εμβολισμού 2.4 l. Υπολογίστε και το βαθμό πλήρωσης.

13. Υπολογίστε τη σύνθεση του καυσαερίου ενός βενζινοκινητήρα που καίει καύσιμο βουτάνιο (C_4H_{10}), με λόγο αέρα 1.1, και με την υπόθεση τέλει καύσης.

14. Μετράμε τα καυσαέρια ενός βενζινοκινητήρα που καίει προπάνιο, και βρίσκουμε τις παρακάτω συγκεντρώσεις στο ξηρό καυσαέριο: $\text{CO}_2=10.8\%$, $\text{O}_2=4.5\%$, $\text{CO}=0\%$, $\text{H}_2=0\%$. Να υπολογιστεί ο λόγος αέρα της καύσης.

15. Να βρείτε και να συγκρίνετε την κατώτερη θερμογόνο δύναμη ανά μονάδα μάζας στοιχειομετρικού μίγματος και ανα μονάδα όγκου στοιχειομετρικού μίγματος (σε κανονικές συνθήκες), για τα καύσιμα μεθάνιο, ισοοκτάνιο, μεθυλική αλκοόλη και υδρογόνο. Να υποθέσετε πλήρη εξάτμιση και ανάμιξη των υγρών καυσίμων με τον αέρα.

16. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης μίας μηχανής είναι 0.3, και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης 0.8, ενώ ο βαθμός απόδοσης καύσης 0.94. Οι απώλειες προς το ψυκτικό μέσο και το λάδι είναι 60 kW. Η χημική ενέργεια καυσίμου που εισάγεται στον κύλινδρο ανά μονάδα χρόνου είναι $m_f Q_{HV} = 190 \text{ kW}$.

Ποιό ποσοστό της ενέργειας αυτής γίνεται έργο στον άξονα, έργο τριβών, απώλειες ψύξης, ενθαλπία καυσαερίου, χημική ενέργεια καυσαερίου;

17. Τα καυσαέρια μιας μηχανής που καίει υδρογόνο αποτελούνται από 22.3% H_2O , 7.44% O_2 και 70.2% N_2 .

Να υπολογίσετε το λόγο αέρα με τον οποίο λειτουργεί.

18. Η ανακύκλωση καυσαερίου (EGR), χρησιμοποιείται συχνά σε κινητήρες για τη μείωση των εκπομπών NO_x , αναμιγνύοντας καυσαέριο με τον αέρα εισαγωγής.

(i) Για προϊόντα καύσης ισοοκτανίου με αέρα ($\lambda=1$), που έχουν χαμηλή θερμοκρασία, να προσδιορίσετε το ποσοστό της μέσης ειδικής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση που προέρχεται από κάθε συστατικό του καυσαερίου.

(ii) Να συγκρίνετε την ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση των προϊόντων καύσης ισοοκτανίου με αέρα ($\lambda=1$), με αυτήν του αέρα, και τα δύο στους 1750 K. Η σημαντική διαφορά που θα βρείτε είναι μιά από τις αιτίες που χρησιμοποιούμε το EGR αντί για πιο φτωχά μίγματα, για τη μείωση των εκπομπών NO_x .

19. Ένας δίλιτρος τετρακύλινδρος κινητήρας που δουλεύει στις 2,000 rpm και στο 30% της μέγιστης ροπής του στις συγκεκριμένες στροφές, έχει την παρακάτω σύσταση καυσαερίου (κατ'όγκον):

$CO_2=11\%$, $H_2O=11.5\%$, $CO=0.5\%$, $H_2=0\%$, $O_2=2\%$, $HC=0.5\%$ (ως CH_2), $N_2=74.5\%$.

Το καύσιμο έχει χημικό τύπο $(CH_2)_n$ και θερμογόνο δύναμη 44 MJ/kg.

(i) Η μηχανή είναι Otto ή Diesel; Υπάρχει αρκετό οξυγόνο στο καυσαέριο για τέλεια καύση; Εξηγήστε εν συντομία.

(ii) Υπολογίστε το κλάσμα της χημικής ενέργειας του καυσίμου ($m_f Q_{HV}$) που χάνεται με το καυσαέριο με τη μορφή CO και HC.

(iii) Ένας εφευρέτης υποστηρίζει ότι μπορεί να επιτύχει βαθμό απόδοσης καύσης 100% με το συγκεκριμένο κινητήρα. Ποιά ποσοστιαία βελτίωση στο βαθμό απόδοσης της καύσης θα περιμένετε;

20. Το υδρογόνο είναι ένα πιθανό καύσιμο του μέλλοντος για κινητήρες Otto. Η κατώτερη θερμογόνο δύναμη του είναι ίση με 120 MJ/kg, έναντι 44 MJ/kg της βενζίνης. Ο στοιχειομετρικός λόγος αέρα-καυσίμου για καύση υδρογόνου είναι 34.3, έναντι 14.4 μιάς τυπικής βενζίνης. Ένα από τα μειονεκτήματα της χρήσης υδρογόνου ως καυσίμου σε ΜΕΚ συνδέεται με το γεγονός ότι η σημαντική μερική πίεση του υδρογόνου στο μίγμα, μειώνει το βαθμό πλήρωσης (ο οποίος είναι ανάλογος της μερικής πίεσης του αέρα).

Να υπολογίσετε τη μερική πίεση του αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής, κατάντι των σημείων έγχυσης υδρογόνου, με εντελώς ανοικτή πεταλούδα επιταχυντή και με ολική πίεση στην πολλαπλή 1 bar. Ο λόγος αέρα είναι $\lambda=1$.

Στη συνέχεια να εκτιμήσετε το λόγο της ενέργειας του καυσίμου που εισέρχεται ανά μονάδα χρόνου σε ένα κινητήρα που καίει υδρογόνο σε στοιχειομετρικό μίγμα, με την αντίστοιχη ενέργεια για ένα όμοιο κινητήρα που καίει στοιχειομετρικά βενζίνη στο ίδιο σημείο λειτουργίας.

21. Οι παρακάτω είναι τυπικές τιμές χρονισμού βαλβίδων για ένα τετράχρονο κινητήρα: ΒΕισΑ 15° πριν ΑΝΣ, ΒΕΞΑ 55° πριν ΚΝΣ, ΒΕισΚ 50° μετά ΚΝΣ, ΒΕΞΚ 10° μετά ΑΝΣ.

Να εξηγήσετε γιατί με τέτοιες τιμές χρονισμού αβλβίδων βελτιώνεται η αναπνοή της μηχανής σε σχέση με το άνοιγμα και κλείσιμο των βαλβίδων στα αντίστοιχα Νεκρά Σημεία. Υπάρχουν επι πλέον μεταβλητές σχεδιασμού που είναι σημαντικές εδώ;

22. Να εκτιμήσετε κατά προσέγγιση την πτώση πίεσης δια μέσου της βαλβίδας εισαγωγής περί το μέσον του εμβολισμού εισαγωγής, καθώς και την αντίστοιχη πτώση πίεσης δια μέσου της βαλβίδας εξαγωγής περί το μέσον του εμβολισμού εξαγωγής, όταν δηλ. η ταχύτητα του εμβόλου έχει τη μέγιστη τιμή της, για μία τυπική βενζινομηχανή με διάμετρο \times διαδρομή 85 \times 85 mm στις 2,500 και 5,000 rpm με εντελώς ανοικτό γκάζι. Να κάνετε τις απαραίτητες παραδοχές για λεπτομέρειες της γεωμετρίας βαλβίδων και εδρών τους, καθώς και σχετικά με τη σύσταση του καυσαερίου.

23. Μία τεχνική που θα μπορούσε να αυξήσει το θερμικό βαθμό απόδοσης του βενζινοκινητήρα, είναι το νωρίτερο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής (EIVC), όπου η βαλβίδα κλείνει πριν να φτάσει το έμβολο στο ΚΝΣ κατά τη διάρκεια του εμβολισμού εισαγωγής σε χαμηλά φορτία κινητήρα (αντί να κλείνουμε το γκάζι).

(i) Να εξηγήσετε γιατί το EIVC βελτιώνει το βαθμό απόδοσης του κινητήρα στα χαμηλά φορτία. (Υπόδειξη: Θεωρήστε τι θα πρέπει να συμβεί στην πίεση της πολλαπλής εισαγωγής για να διατηρηθεί σταθερή μάζα μέσα στον κύλινδρο παρά το νωρίτερο κλείσιμο της βαλβίδας).

(ii) Μια άλλη τεχνική, συγκεκριμένα το αργότερο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής στη διάρκεια του εμβολισμού συμπίεσης, ώστε να αδειάσει ένα μέρος της γόμωσης ξανά πίσω στην πολλαπλή, θα μπορούσε να είναι το ίδιο αποτελεσματική; (Συγκρίνετε τα δύο διαγράμματα $p-V$!).

24. Ένας 8-κύλινδρος στροβιλούπερπληρούμενος με ενδιάμεση ψύξη κινητήρας diesel, λειτουργεί με πίεση εισαγωγής 1.8 bar στη μέγιστη ροπή του (περιβάλλουσα), στις 2,000 rpm. Διάμετρος 128mm, διαδρομή 140mm, βαθμός πλήρωσης 0.9 (για συνθήκες πολλαπλής εισαγωγής $p=1.8$ bar και $T=325$ K - μετά τον ενδιάμεσο ψύκτη). Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή είναι 0.7

(i) Να υπολογίσετε την ισχύ που απαιτείται για τη λειτουργία του συμπιεστή.

(ii) Εάν η θερμοκρασία καυσαερίου είναι 650°C, και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της τουρμπίνας είναι 0.65, να εκτιμήσετε την πίεση στην είσοδο της τουρμπίνας. (Εξοδος της τουρμπίνας σε 1 bar).

25. Σε ένα δισκοειδή θάλαμο, διαμέτρου 100 mm και πάχους 15 mm, γίνονται πειράματα καύσης (προσομοίωση θαλάμου καύσης ΜΕΚ). Η ανάφλεξη δίνεται στο κέντρο του δίσκου, και η φλόγα προωθείται ακτινικά προς τα έξω. Θεωρήστε ότι η φλόγα είναι ένας λεπτός δίσκος, που η ακτίνα του αυξάνει γραμμικά με το χρόνο. Ο όγκος του θαλάμου είναι σταθερός. Το καύσιμο είναι τυπική βενζίνη. Το μίγμα στοιχειομετρικό. Η αρχική θερμοκρασία είναι 0°C.

(i) Σχεδιάστε ποιοτικά, προσέχοντας όμως τις αναλογίες, διαγράμματα μεταβολής των παρακάτω ποσοτήτων με το χρόνο, από την αρχή ως το τέλος της καύσης:

- Λόγος της πίεσης στο θάλαμο καύσης προς την αρχική
- Λόγος μέσης πυκνότητας του άκαυστου αερίου προς την αρχική πυκνότητα
- Λόγος μέσης πυκνότητας του καμμένου αερίου προς την αρχική πυκνότητα

(ii) Πάνω σ' ένα ποιοτικό αλλά με προσεκτικές αναλογίες διάγραμμα του r/R_0 (ακτίνα μετώπου φλόγας προς ακτίνα θαλάμου καύσης) σαν συνάρτηση του χρόνου, να δείξετε πώς οι ακτινικές θέσεις των στοιχειωδών τμημάτων αερίου, αρχικά σε $r/R_0 = 0, 0.5$, και 1. πριν από την καύση, μεταβάλλονται στη διάρκεια της διεργασίας καύσης καθώς η φλόγα προωθείται ακτινικά προς τα έξω από το κέντρο ($r=0$) προς το εξωτερικό τοίχωμα ($r=R_0$).

26. Οι παρακάτω μεταβολές στο σχεδιασμό του θαλάμου καύσης ενός βενζινοκινητήρα, αυξάνουν το ρυθμό καύσης υπό σταθερή σχέση συμπίεσης, διάμετρο κυλίνδρου, στροφές και συνθήκες εισόδου της γόμωσης. Εξηγήστε πώς η κάθε μία επηρεάζει την ταχύτητα καύσης.

- (i) Μείωση του ποσοστού ανακύκλωσης καυσαερίου (EGR)
- (ii) Χρήση δύο σπινθηριστών ανά κύλινδρο
- (iii) Αύξηση του επαγόμενου στροβιλισμού μέσα στον κύλινδρο
- (iv) Αύξηση της απόστασης του εμβόλου στο ΑΝΣ από τις ακίδες του σπινθηριστή, και τοποθέτηση του σπινθηριστή σε κεντρικότερη θέση.

27. Εξηγήστε γιατί η ροπή του βενζινοκινητήρα μεταβάλλεται με την προπορεία έναυσης, υπο σταθερές στροφές και συνθήκες εισαγόμενης γόμωσης. Ποιά είναι η βέλτιστη προπορεία έναυσης; Εξηγήστε πώς μεταβάλλεται αυτή με τις στροφές και τη ροπή του κινητήρα.

28. Εξηγήστε τις αιτίες της παρατηρούμενης μεταβολής της μορφής του δυναμοδεικτικού διαγράμματος και συνακόλουθα της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης, από κύκλο σε κύκλο σε ένα βενζινοκινητήρα. Ποιές είναι οι επιπτώσεις αυτής της ανομοιομορφίας στη λειτουργία της μηχανής;

29. (i) Περιγράψτε με συντομία τι συμβαίνει όταν "κτυπά" ο βενζινοκινητήρας
- (ii) Εξηγήστε γιατί το κτύπημα του βενζινοκινητήρα συμβαίνει κυρίως με ανοικτή την πεταλούδα του επιταχυντή, και χαμηλές στροφές.
- (iii) Με ένα αισθητή κτυπήματος, η συνήθης στρατηγική ελέγχου του κτυπήματος του κινητήρα, είναι να μειώνεται σταδιακά η προπορεία έναυσης μέχρι να εξαφανιστεί το κτύπημα. Εξηγήστε γιατί η στρατηγική αυτή είναι αποτελεσματική, και γιατί προτιμάται από άλλες πιθανές στρατηγικές (πχ στραγγαλισμός εισαγωγής ή ανακύκλωση καυσαερίου).
- (iv) Σε μία μηχανή που κτυπά, η γωνία στροφάλου στην οποία εμφανίζεται η αυτανάφλεξη, αλλά και το μέγεθος των επαγόμενων ταλαντώσεων πίεσης, παρουσιάζουν σημαντικές διακυμάνσεις από κύκλο σε κύκλο. Εξηγήστε τους λόγους.

30. Περιγράψτε την ακολουθία διεργασιών που πρέπει να συμβούν πριν να καεί εντελώς το υγρό καύσιμο που αντλείται στο σύστημα έγχυσης ενός κινητήρα diesel απ'ευθείας έγχυσης.

31. Οι νέοι ταχύστροφοι κινητήρες diesel απ'ευθείας έγχυσης - υψηλού στροβιλισμού των επιβατηγών αυτοκινήτων, έχουν κατά 10% υψηλότερο θερμικό βαθμό απόδοσης από τους αντίστοιχους με διαιρεμένο θάλαμο (οι οποίοι όμως επιτυγχάνουν μεγαλύτερες τιμές μέσης πραγματικής πίεσης).

Ποιές διαφορές μεταξύ των δύο συστημάτων συνεισφέρουν σ'αυτή τη διαφορά;

32. Στο καυσαέριο ενός κινητήρα diesel απ'ευθείας έγχυσης, μετρήθηκαν οι παρακάτω συγκεντρώσεις ρύπων: HC=0.8 g/kWh, CO=3 g/kWh, αιθάλη=0.7 g/kWh.

Εάν η ειδική κατανάλωση καυσίμου μετρήθηκε σε 210 g/kWh, να υπολογιστεί ο βαθμός απόδοσης της καύσης.

33. Να εκτιμήσετε τις παρακάτω ποσότητες για την ψεκαζόμενη δέσμη σταγονιδίων πετρελαίου ενός τυπικού κινητήρα diesel DI, που ψεκάζει με πίεση 500 bar τη στιγμή που η πίεση στο θάλαμο καύσης είναι 50 bar.

(i) Αφού υποτεθεί οιονει-μόνιμη ροή ασυμπιέστου ρευστού μέσα από την οπή του μπέκ, να υπολογίσετε την ταχύτητα του υγρού στην έξοδο του μπέκ. Με την ταχύτητα αυτή, πόσο χρόνο χρειάζεται το καύσιμο μέχρι να φτάσει το τοίχωμα του κυλίνδρου (διάμετρος 125 mm).

(ii) Να υπολογίζετε τη γωνία του πίδακα ψεκαζόμενου καυσίμου, και να σχεδιάσετε σε διάγραμμα τη μεταβολή της διείδυσης με το χρόνο, εάν η διάμετρος της οπής είναι $d_n=0.34$ mm και $L_n/d_n=4$.

(iii) Να εκτιμήσετε το αρχικό μέσο μέγεθος σταγόνας, υποθέτοντας ότι η διεργασία ψεκασμού στο ερώτημα (i), συνεχίζεται για 1 ms και το μπέκ έχει 4 οπές.

34. Καύσιμο diesel ψεκάζεται σε υγρή μορφή σε θερμοκρασία δωματίου, μέσα σε αέρα 50 bar και 800 K, κοντά στο ANΣ στο τέλος της συμπίεσης.

Εάν ο λόγος αέρα είναι 1.5, να εκτιμήσετε τη μείωση στη μέση θερμοκρασία του αέρα που θα συμβεί εάν το ψεκαζόμενο καύσιμο εξατμιστεί και αναμιχθεί εντελώς με τον αέρα. Να υποθέσετε ότι τέτοιου είδους ανάμιξη λαμβάνει χώρα υπο σταθερό όγκο πριν από την καύση.

35. Να εκτιμήσετε την καθυστέρηση έναυσης σε ms καθώς και σε μοίρες ΓΣ, για τις παρακάτω συνθήκες λειτουργίας διαφόρων κινητήρων:

- Κινητήρας diesel χαμηλού στροβιλισμού, με διαιρεμένο θάλαμο στις 600 και 1,800 rpm.
- Κινητήρας diesel υψηλού στροβιλισμού, με διαιρεμένο θάλαμο στις 1,800 rpm.
- Κινητήρας με απ'ευθείας έγχυση με χαμηλή και υψηλή σχέση συμπίεσης (15:1, 19:1). Αριθμός κετανίου καυσίμου 45. Διαδρομή = 100 mm.

36. Να εξηγήσετε τη χαρακτηριστική μεταβολή των εκπομπών HC, CO, NO_x ενός βενζινοκινητήρα σαν συνάρτηση του λ. Να σχεδιάσετε ένα αντίστοιχο διάγραμμα για ένα κινητήρα diesel DI.

37. Ένας βενζινοκινητήρας αυτοκινήτου καταναλώνει κατά μέσον όρο 60 g βενζίνης / km. Οι μέσες εκπομπές του (πριν από τον καταλυτικό μετατροπέα), είναι NO (μετρημένο σαν NO₂) = 1 g/km, HC = 1.5 g/km, CO = 14 g/km. Ο κινητήρας λειτουργεί με στοιχειομετρικό μίγμα ($\lambda = 1$).

Να υπολογίσετε τις μέσες συγκεντρώσεις στο καυσαέριο σε ppm. Επίσης, να υπολογίσετε το βαθμό απόδοσης της καύσης, συμπεριλαμβάνοντας και μία εκτίμηση για τις εκπομπές υδρογόνου (σε ισορροπία CO:H₂ = 1:3). Εάν ο συγκεκριμένος κινητήρας είναι εφοδιασμένος με καταλυτικό μετατροπέα που είναι ζεστός (έχει πιάσει δηλ. το light-off) για ένα 90% του συνολικού χρόνου κίνησης, ενώ για το υπόλοιπο 10% είναι ανενεργός, τότε να εκτιμήσετε τις μέσες εκπομπές σε g/km του καταλυτικού αυτοκινήτου (Βαθμός απόδοσης: HC:90%, CO:85%, NO_x:70%).

38. Δίδεται μέση θερμορορή μέσα από ένα συγκεκριμένο τμήμα κυλινδροχιτωνίου από χυτοσίδηρο, πάχους 10 mm, ίση με 0.2 MW/m², σε θερμοκρασία ψυκτικού μέσου 85°C και συντελεστή συναγωγής από την πλευρά του ψυκτικού μέσου 7,500 W/m²K.

Να βρεθεί η μέση θερμοκρασία της επιφάνειας του συγκεκριμένου τμήματος χιτωνίου, τόσο από την πλευρά του εργαζόμενου μέσου, όσο και από την πλευρά του ψυκτικού μέσου.

39. Με χρήση διαστατικής ανάλυσης, να συγκρίνετε τις σχετικές θερμικές απώλειες δύο γεωμετρικά όμοιων βενζινοκινητήρων, (ίδιος λόγος διαμέτρου προς διαδρομή, ίδιος λόγος μήκους διωστήρα προς μήκος εμβολισμού), που λειτουργούν στην ίδια μέση ενδεικνύμενη πίεση και στροφές. Ο κινητήρας A έχει διπλάσιο όγκο εμβολισμού ανα κύλινδρο από τον B. Να υποθέσετε ότι η θερμοκρασία τοιχώματος θαλάμου καύσης και η θερμοκρασία των αερίων, είναι ίδιες και για τους δύο κινητήρες στο συγκεκριμένο σημείο.

40. (i) Με χρήση της εξίσωσης του Woschni, να υπολογίσετε την ποσοστιαία αύξηση μετάδοσης θερμότητας προς το ψυκτικό μέσο μίας μηχανής με μέση ταχύτητα εμβόλου 10 m/s, όταν ο λόγος στροβιλισμού αυξηθεί από 0 σε 5. Η σύγκριση να περιλαμβάνει μόνο τη διεργασία εισαγωγής. Η διάμετρος του κυλίνδρου της μηχανής είναι 0.15 m και οι στροφές 2,000 rpm.

(ii) Να εξηγήσετε πώς η παραγωγή στροβιλισμού και η συνακόλουθη αύξηση της μετάδοσης θερμότητας θα επηρεάσουν το βαθμό πλήρωσης.

41. (i) Εξηγήστε πώς θα εκτιμούσατε το πάχος θερμικού οριακού στρώματος στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης μίας MEK.

(ii) Χρησιμοποιώντας τυπικά δεδομένα, να κάνετε μία πρόχειρη εκτίμηση του πάχους θερμικού οριακού στρώματος στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης ενός βενζινο-κινητήρα αμέσως μετά την ολοκλήρωση της καύσης, καθώς και το κλάσμα της συνολικής μάζας γόμωσης που περιλαμβάνεται μέσα στο θερμικό οριακό στρώμα. Διάμετρος κυλίνδρου = 100 mm. Θερμικά δεδομένα από πίνακες.

42. (i) Να δείξετε πώς η μέση πραγματική πίεση τριβών ενός 4-χρονου κινητήρα μπορεί να ληφθεί από την ισχύ στον άξονα, P_b , τις στροφές, N , τον όγκο εμβολισμού, V_d , και το $\int p dV$ στη διάρκεια των εμβολισμών συμπίεσης και εκτόνωσης ($= W_{c,ig}$).

(ii) Πώς συσχετίζεται η μέση πραγματική πίεση που υπολογίζεται με βάση μόνο τον εμβολισμό συμπίεσης και εκτόνωσης (βρόχος υψηλής πίεσης δυναμοδεικτικού διαγράμματος), με αυτήν που υπολογίζεται με βάση τον πλήρη κύκλο;

(iii) Να βρήτε την ισχύ στον άξονα, την ολική ισχύ τριβών, την ολική μέση ενδεικνύμενη πίεση τριβών και την μέση ενδεικνύμενη πίεση άντλησης ενός 4-χρονου βενζινοκινητήρα που λειτουργεί στις 1,800 rpm με μετρημένη ροπή 32 N.m, μέση ενδεικνύμενη πίεση 933 kPa και καθαρή μέση ενδεικνύμενη πίεση 922 kPa. $V_d = 0.496 \text{ dm}^3$.

43. Για 4-χρονους πολυκύλινδρους βενζινοκινητήρες και κινητήρες diesel φυσικής αναπνοής, σε πλήρες φορτίο καθώς και στο 1/3 του πλήρους φορτίου, σε μεσαίες στροφές (2,000 rpm), να δώσετε προσεγγιστικές εκτιμήσεις των ποσοστών της συνολικής μέσης ενδεικνύμενης πίεσης τριβών που αντιστοιχεί στις παρακάτω τρεις κατηγορίες: μέση πίεση άντλησης, μέση πίεση τριβής εξαρτημάτων (ολίσθησης, εδράνων κτλ), και μέση πίεση που απαιτείται για την κίνηση των παρελκόμενων του κινητήρα. Να εξηγήσετε αναλυτικά τον τρόπο εκτίμησης, καθώς και ποιά θεωρείτε παρελκόμενα του κινητήρα.

44. Όλες οι διαδικασίες μέτρησης τριβών, εκτός αυτής που βασίζεται στη διαφορά μεταξύ μέσης πραγματικής πίεσης και μέσης ενδεικνύμενης πίεσης που μετρώνται απ'αυθείας, βασίζονται στην σιωπηρή παραδοχή ότι οι τριβές του κινητήρα σε πραγματική λειτουργία είναι συγκρίσιμες με αυτές του ρυμουλκούμενου κινητήρα (που δεν καίει καύσιμο δηλαδή). Αυτή η παραδοχή βέβαια δεν είναι ακριβής για το τμήμα εκείνο των τριβών που αφορά την άντληση.

Να αναφέρετε εν συντομία τις διαφορές μεταξύ των διεργασιών εναλλαγής γόμωσης του λειτουργούντος και του ρυμουλκούμενου βενζινοκινητήρα, με δεδομένη θέση πεταλούδας επιταχυντή (μερικό φορτίο), που οδηγούν σε σημαντική διαφοροποίηση του έργου άντλησης στις δύο περιπτώσεις.

45. Να δείξετε με χρήση διαστατικής ανάλυσης μεταξύ των μεταβλητών που είναι γνωστό ότι επηρεάζουν τις τριβές σε ένα έδρανο ολίσθησεως (δύναμη τριβών F_f , ιξώδες λαδιού μ , διάμετρος εδράνου D_b , μήκος L_b , μέση χάρις h , αριθμός στροφών ατράκτου N), ότι

$$\frac{F_f}{\mu D_b^2 N} = f\left(\frac{L_b}{D_b}, \frac{h}{D_b}\right)$$

46. Εξηγήστε εάν καθεμιά από τις παρακάτω συνιστώσες των τριβών ενός κινητήρα θα αναμένατε ότι εξαρτάται:

- από τις στροφές του στροφαλοφόρου
- από τη μέση ταχύτητα εμβόλου

Εδρανα ολίσθησης στροφαλοφόρου, έδρανα διωστήρα, βαλβίδες, εκκεντροφόρος, πουκάμισο εμβόλου, ελατήρια εμβόλου, αντλία νερού, ανεμιστήρας ψυγείου, απώλειες ροής βαλβίδων.

47. Ένας 4-χρονος κινητήρας diesel DI φυσικής αναπνοής βρίσκεται υπό ανάπτυξη, με στόχο την απόδοση ισχύος 200 kW στις ονομαστικές στροφές του.

Με χρήση πληροφοριών που υπάρχουν στον οδηγό του μαθήματος, σε σχέση με τυπικές τιμές κρίσιμων παραμέτρων λειτουργίας σε συνθήκες μέγιστης ισχύος και ροπής για αξιόλογους κινητήρες παραγωγής, να εκτιμήσετε τα παρακάτω:

(i) Τη σχέση συμπίεσης, αριθμό κυλίνδρων, διάμετρο \times διαδρομή, ονομαστικό αριθμό στροφών, για τον υπό ανάπτυξη κινητήρα.

(ii) Την ειδική κατανάλωση καυσίμου του συγκεκριμένου κινητήρα στο σημείο λειτουργίας μέγιστης ισχύος.

(iii) Την κατά προσέγγιση αύξηση στην ισχύ που θα μπορούσε να επιτευχθεί με υπερπλήρωση του κινητήρα.

48. Οι βενζινοκινητήρες και οι κινητήρες diesel διαιρεμένου θαλάμου, χρησιμοποιούνται εναλλακτικά για την κίνηση επιβατηγών αυτοκινήτων. Για το σκοπό αυτό, θα πρέπει να ικανοποιούν τις ίδιες προδιαγραφές εκπομπών ρύπων στο καυσαέριο (πλήν των εκπομπών αιθάλης, που για το βενζινοκινητήρα είναι αμελητέες). Γι'αυτό είναι σημαντικό να συγκρίνουμε τις εκπομπές τους όταν αυτοί βελτιστοποιούνται για αύξηση της ισχύος σε συνθήκες πλήρους φορτίου (πχ κίνηση σε αυτοκινητόδρομο με υψηλές ταχύτητες), είτε για ελαχιστοποίηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

(i) Να δώσετε τυπικές τιμές για το λ σε ένα βενζινοκινητήρα αυτοκινήτου και για ένα κινητήρα diesel με προθάλαμο, που έχουν βελτιστοποιηθεί για μεγιστοποίηση της μέγιστης ροπής στις 2,000 rpm, ή εναλλακτικά για ελαχιστοποίηση της ειδικής κατανάλωσης σε μερικό φορτίο ($b_{\text{mer}}=300 \text{ kPa}$) στις 1,500 rpm. Εξηγήστε τον τρόπο εκτίμησης των σχετικών παραμέτρων.

(ii) Να φτιάξετε ένα πίνακα που να δείχνει αν στα δύο προαναφερθέντα σημεία λειτουργίας, οι ειδικές εκπομπές CO, HC, NO_x και σωματιδίων αιθάλης, είναι χαμηλές, μέτριες ή υψηλές σε σχέση με το άλλο σημείο λειτουργίας και τον άλλο κινητήρα. Εξηγήστε τον τρόπο εκτίμησης.

1. Ένας κινητήρας που καίει καύσιμο diesel κίνησης με θερμογόνο δύναμη 43400 kJ/kg, $\text{CH}_{1.85}$ δοκιμάζεται στην πέδη κινητήρων σε ρύθμιση σταθερών στροφών, στις 2,000 στροφές. Στη διάρκεια των δοκιμών ο κινητήρας σταθεροποιείται στα παρακάτω σημεία λειτουργίας, όπως αυτά περιγράφονται από μετρήσεις παροχής καυσίμου και αέρα, καθώς και της αποδιδόμενης ισχύος στην πέδη:

Παροχή καυσίμου	kg/h	16.3	16.7	18.3	20.0	21.6	23.0	24.7
Παροχή αέρα	kg/h	470	467	464	465	463	460	457
Ισχύς	KW	62.6	64.3	68.9	73.1	75.5	76.9	77.8

Να χαράξετε σε διαγράμματα τις σχετικές χαρακτηριστικές του κινητήρα και να προσδιορίσετε τα παρακάτω:

- Ισχύς, μέση πραγματική πίεση και λόγος αέρα στα σημεία μέγιστου θερμικού βαθμού απόδοσης και μέγιστης ροπής. Εκτιμήστε τον κυβισμό του κινητήρα. Σχολιάστε.
- να χαράξετε τη γραμμή Willans στις συγκεκριμένες στροφές
- να χρησιμοποιήσετε τη γραμμή Willans για τον υπολογισμό της μέσης πίεσης τριβών και της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης στις συγκεκριμένες στροφές.
- θερμικός βαθμός απόδοσης, ειδική κατανάλωση καυσίμου και ενεργειακό ισοζύγιο σε μορφή πίτας στα σημεία μέγιστης ισχύος και ελάχιστης ειδικής κατανάλωσης
- Με κατάλληλες παραδοχές στα ενεργειακά ισοζύγια, να υπολογίσετε τη θερμοκρασία καυσαερίου σε όλα τα παραπάνω σημεία λειτουργίας

2. Τα παρακάτω δεδομένα μετρήθηκαν κατά τη διάρκεια δοκιμασίας επί της πέδης κινητήρων, κινητήρα diesel σε σταθερές στροφές; 2,800 rpm:

Ενδειξη ροπής δυναμομέτρου	152 Nm
Κατανάλωση καυσίμου	13.3 kg/h
Παροχή αέρα εισαγωγής	188 kg/h
Ειδική θερμογόνο δύναμη καυσίμου	43,800 kJ/kg
Παροχή νερού ψύξης κινητήρα	16.9 kg/min
Θερμοκρασιακή αύξηση νερού ψύξης μέσα από κινητήρα	51°C
Παροχή νερού θερμιδομέτρου καυσαερίων	8.9 kg/min
Θερμοκρασιακή αύξηση νερού θερμιδομέτρου καυσαερίων	68°C
Θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο από το θερμιδόμετρο	89°C
Ειδική θερμοχωρητικότητα καυσαερίου	1.15 kJ/kgK
Θερμοκρασία αέρα (ξηρού βολβού) δοκιμαστηρίου κινητήρων	25°C

Να χαράξετε διάγραμμα ενεργειακού ισοζυγίου του κινητήρα τύπου "πίτας", με θερμοκρασία αναφοράς τη θερμοκρασία αέρα του δοκιμαστηρίου. Να εκτιμήσετε τον κυβισμό του κινητήρα.

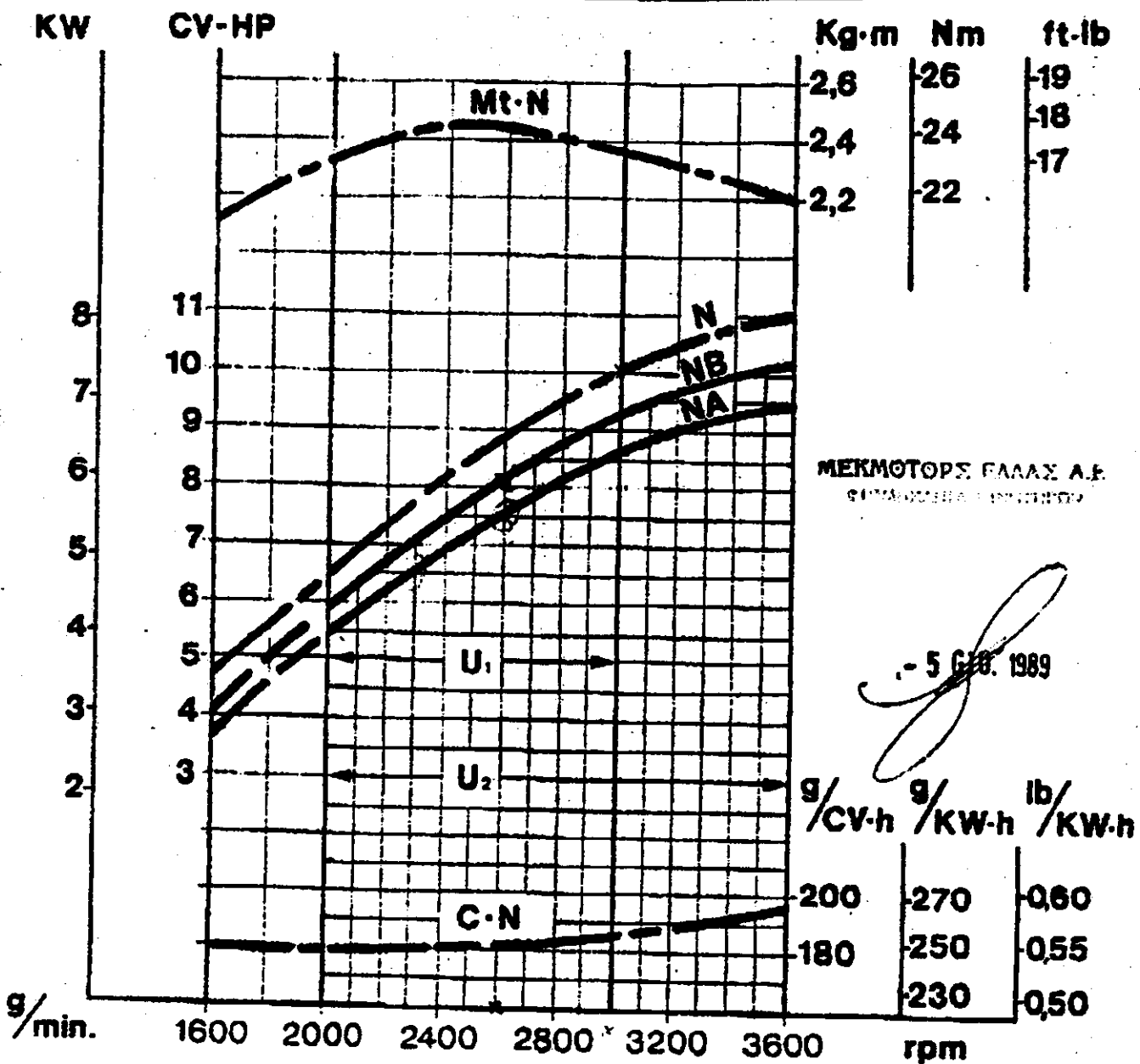
3. Στο συνημμένο διάγραμμα δίδονται οι κύριες χαρακτηριστικές λειτουργίας του μονοκύλινδρου κινητήρα Ruggerini BRIO RF 91 του εργαστηρίου. Κυβισμός 477 cm³, bore x stroke = 90 x 75 mm, σχέση συμπίεσης 18.5:
1. Δίδονται επίσης οι θερμοκρασίες καυσαερίου στην έξοδο του καναλιού εξαγωγής, στο πλήρες φορτίο:

rpm	1600	2000	2400	2800	3200
°C	450	473	481	502	555

- Να υπολογίσετε ενεργειακά ισοζύγια σε μορφή πίτας για τα παραπάνω σημεία λειτουργίας του πλήρους φορτίου.
- Να υπολογίσετε το θερμικό βαθμό απόδοσης στα παραπάνω σημεία, καθώς επίσης, με κατάλληλες παραδοχές, το λόγο αέρα λ.
- Να προτείνετε 2 τρόπους αύξησης ροπής (ανεβάσματος της καμπύλης μέγιστης ροπής), με εκτίμηση των δυνατών ποσοστών αύξησης και πιθανών παρενεργειών στην απόδοση – εκπομπές του κινητήρα.



RF 90	RF 91	RF 99	RF 96	RM 90	RM 91	STANDARD
-------	-------	-------	-------	-------	-------	----------



MERCMOTORS HELLAS A.E.
GEMANOVA S.P.A.

5 628. 1989

- U1: Campo di utilizzazione standard del motore RM-RF 90-99 (3000 g' - r.p.m.)
Standard utilization field of the engine
- U2: Campo di utilizzazione standard del motore RM-RF 91-96 (3600 g' - r.p.m.)
Standard utilization field of the engine

Mt: coppia motrice corrispondente alla curva N - Curve N: potenza per servizio automotore (DIN 70020) ottenibile dopo opportuno rodaggio per servizi intermittenti a regime e carico variabile - Curve NB: potenza non sovraccaricabile (DIN 6270) per servizi leggeri continui, con regime di giri costante e carico variabile - Curve NA: potenza continua sovraccaricabile (DIN 6270) per servizi pesanti continui con regime di giri e carico costante - C: consumo specifico riferito alla curva N.

NOTE: 1) Per l'impiego del motore fuori dal campo di utilizzazione U1-U2, interpellare i servizi tecnici della casa. 2) Le potenze qui riportate si riferiscono al motore munito di filtro aria e tubo di scarico standard ed a rodaggio ultimato. La potenza max è garantita con una tolleranza del 5%. Le potenze si riducono dell'1% ogni 100 m di altitudine s.l.m. e dell'1% per ogni 2.5°C al di sopra di 20°C

Mt: torque corresponding to the "N" curve - Curve N: rating for automotive duty (DIN 70020) obtainable after appropriate running-in for intermittent duty with variable R.P.M. and load - Curve NB: rating no overload capacity (DIN 6270) for continuous light duty with const. start R.P.M. and variable load - Curve NA: continuous rating overload capacity (DIN 6270) for continuous heavy duty constant R.P.M. and load - C: consumption referred to the "N" curve.

NOTES: 1) For the use of the engine outside the U1-U2, utilization field, please apply to technical departments of the factory 2) The ratings mentioned refer to the engine provided with air filter and standard exhaust manifold when (when it is furnished) The maximum RPM is increased 11% at 1100, 1200, 1300, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2100, 2200, 2300, 2400, 2500, 2600, 2700, 2800, 2900, 3000, 3100, 3200, 3300, 3400, 3500, 3600. The torque is reduced 1% for every 100 m of altitude above sea level and of 1% for every 2.5°C above the 20°C

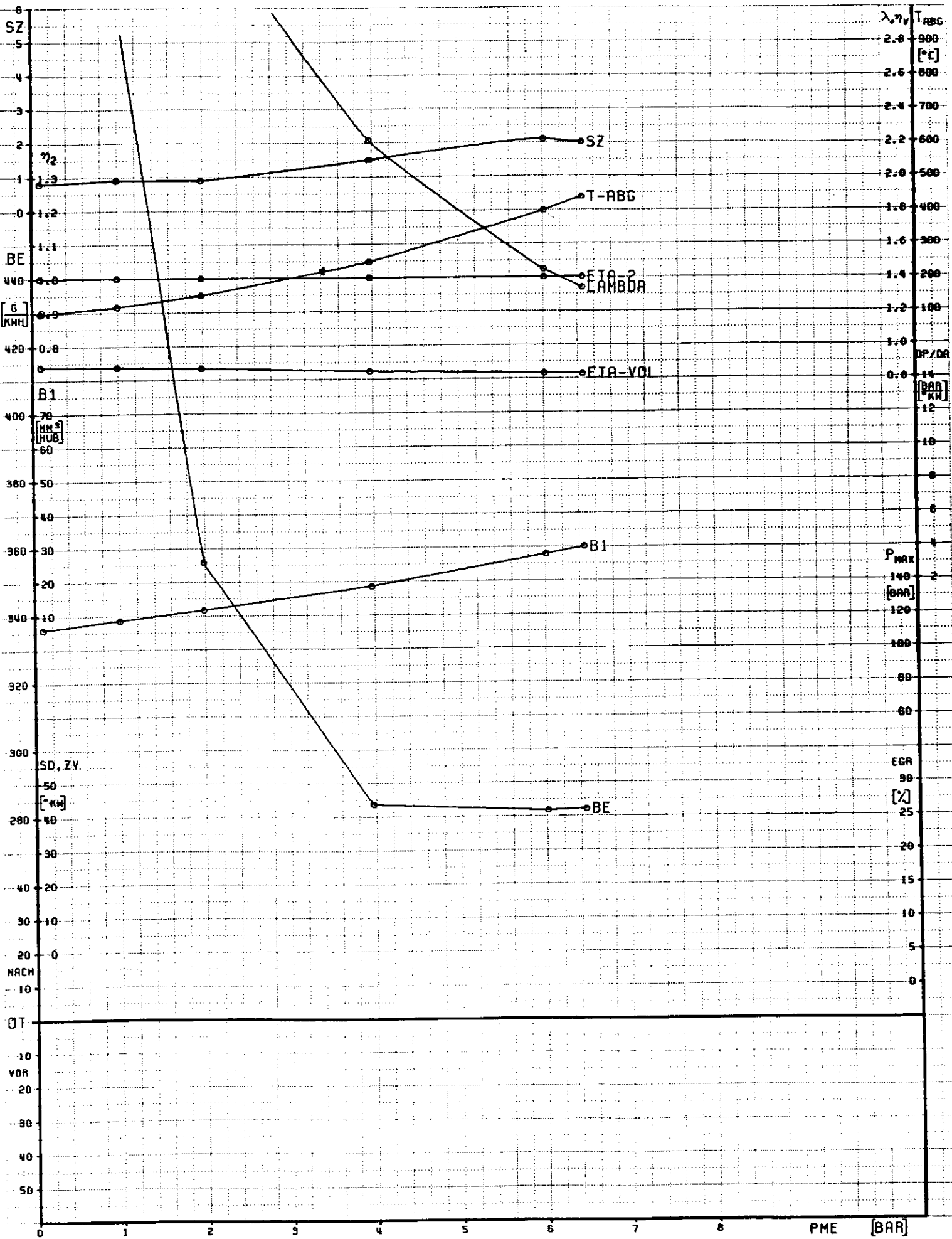
1. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης στην πλήρη ισχύ ενός δεδομένου βενζινοκινητήρα είναι 0.33 και μεταβάλλεται πολύ λίγο με το είδος χρησιμοποιούμενου καυσίμου. Να υπολογίσετε την ειδική κατανάλωση καυσίμου σε g/kWh, για τα καύσιμα: ισοοκτάνιο, βενζίνη, μεθανόλη, προπάνιο, μεθάνιο και υδρογόνο. (2 μον.)
2. Αφού μελετήσετε προσεκτικά τα επισυναπτόμενα διαγράμματα ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και θερμοκρασίας καυσαερίου ενός τετράχρονου κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής όγκου εμβολισμού 2.0 dm^3 , να υπολογίσετε για ένα πλέγμα 9 σημείων λειτουργίας (0-50%-100% της μέγιστης ροπής στις 1000, 2400 και 4600 rpm, τα παρακάτω μεγέθη:
 - θερμικό βαθμό απόδοσης
 - μηχανικό βαθμό απόδοσης
 - ενεργειακό ισοζύγιο, που περιλαμβάνει έργο ατράκτου, έργο τριβών, θερμικές απώλειες προς το ψυκτικό μέσο/ λάδι/ περιβάλλον, ενθαλπία καυσαερίου. (6 μον.)
3. Ένας δίλιτρος τετρακύλινδρος κινητήρας που δουλεύει στις 2,000 rpm και στο 30% της μέγιστης ροπής του στις συγκεκριμένες στροφές, έχει την παρακάτω σύσταση καυσαερίου (κατ'όγκον): $\text{CO}_2=9\%$, $\text{H}_2\text{O}=9.5\%$, $\text{CO}=0.5\%$, $\text{H}_2=0.15\%$, $\text{O}_2=5\%$, $\text{HC}=0.5\%$ (ως CH_2). Το καύσιμο έχει χημικό τύπο $(\text{CH}_2)_n$ και θερμογόνο δύναμη 44 MJ/kg .
 - Η μηχανή είναι Otto ή Diesel; Υπάρχει αρκετό οξυγόνο στο καυσαέριο για τέλεια καύση; Εξηγήστε εν συντομία.
 - Υπολογίστε το κλάσμα της χημικής ενέργειας του καυσίμου ($m_f Q_{HV}$) που χάνεται με το καυσαέριο με τη μορφή CO και HC. (3 μον.)
4. Οι παρακάτω είναι τυπικές τιμές χρονισμού βαλβίδων για ένα τετράχρονο κινητήρα: ΒΕισΑ 15° πριν ΑΝΣ, ΒΕΞΑ 55° πριν ΚΝΣ, ΒΕισΚ 50° μετά ΚΝΣ, ΒΕΞΚ 10° μετά ΑΝΣ. Να σχεδιάσετε το διάγραμμα χρονισμού του συγκεκριμένου κινητήρα, και να εξηγήσετε γιατί με τέτοιες τιμές χρονισμού βαλβίδων βελτιώνεται η αναπνοή της μηχανής σε σχέση με το άνοιγμα και κλείσιμο των βαλβίδων στα αντίστοιχα Νεκρά Σημεία. Υπάρχουν επι πλέον μεταβλητές σχεδιασμού που είναι σημαντικές εδώ; (1.5 μον.)
5. Εξηγήστε γιατί η ροπή του βενζινοκινητήρα μεταβάλλεται με την προπορεία έναυσης, υπο σταθερές στροφές και συνθήκες εισαγόμενης γόμωσης. Ποιά είναι η βέλτιστη προπορεία έναυσης; Εξηγήστε πώς μεταβάλλεται αυτή με τις στροφές και τη ροπή του κινητήρα. (1 μον.)
6. Ένας 4-χρονος κινητήρας diesel DI φυσικής αναπνοής βρίσκεται υπό ανάπτυξη, με στόχο την απόδοση ισχύος 150 kW στις ονομαστικές στροφές του. Με χρήση πληροφοριών που υπάρχουν στον οδηγό του μαθήματος, σε σχέση με τυπικές τιμές κρίσιμων παραμέτρων λειτουργίας σε συνθήκες μέγιστης ισχύος και ροπής για αξιόλογους κινητήρες παραγωγής, να εκτιμήσετε τα παρακάτω:
 - Τη σχέση συμπίεσης, αριθμό κυλίνδρων, διάμετρο \times διαδρομή, ονομαστικό αριθμό στροφών, για τον υπό ανάπτυξη κινητήρα.
 - Την ειδική κατανάλωση καυσίμου του συγκεκριμένου κινητήρα στο σημείο λειτουργίας μέγιστης ισχύος.
 - Την κατά προσέγγιση αύξηση στην ισχύ που θα μπορούσε να επιτευχθεί με υπερπλήρωση του κινητήρα. (4 μον.)



MOTORTYP: OM601
MOTORNR.: VK20262

TEILLAST

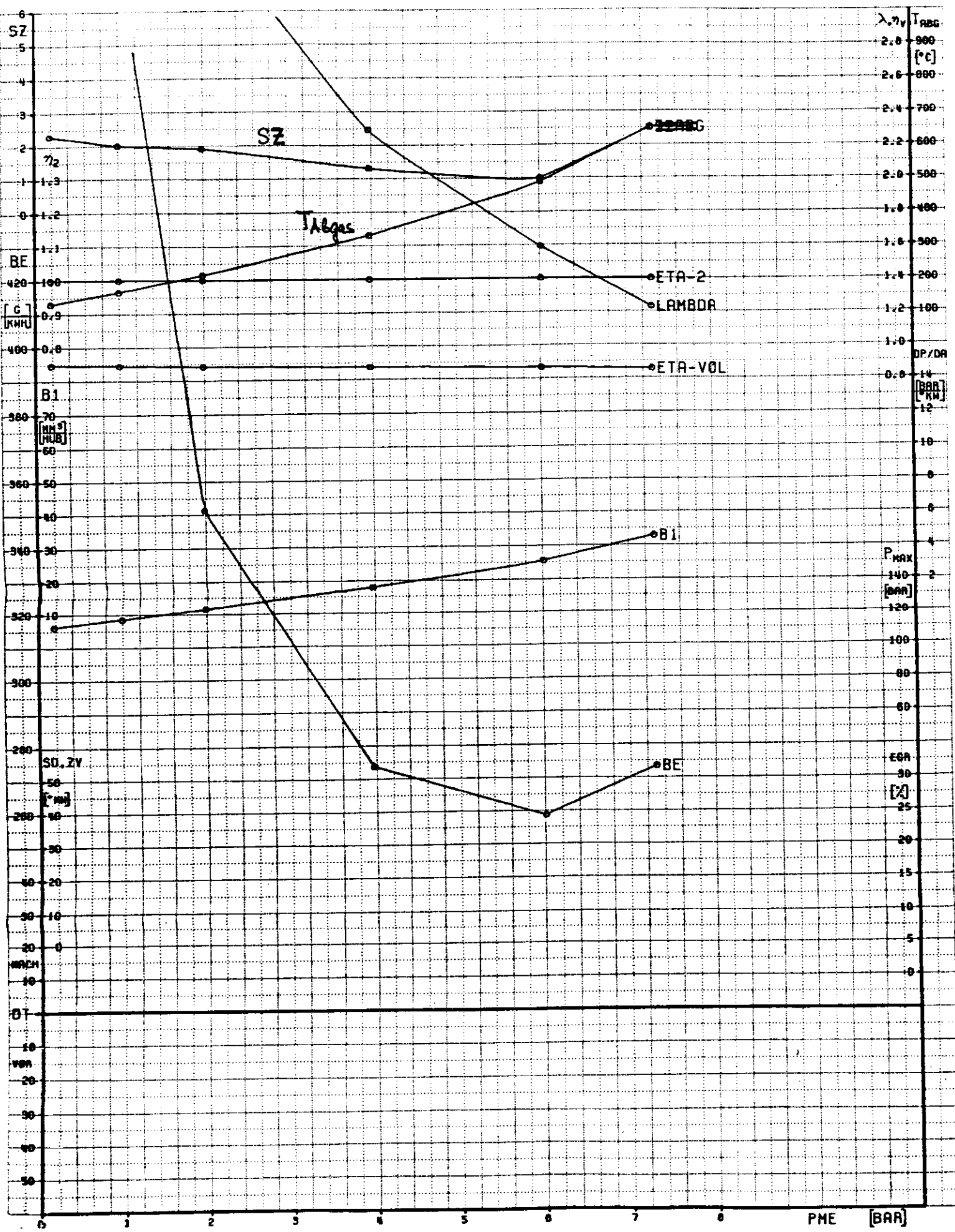
MOTOR MIT LUEFTER
N = 1000 1/MIN
© BRBL 12 1.01 0.843 747 16



MOTORTYP: 05
 MOTORNR.: VK20262

TEILLAST

MOTOR MIT LUEFTER
 N = 2400 1/MIN
 © BARL 6 1.04 0.845 728 18





MOTORTYP: 0M601
MOTORNR.: VK20262

TEILLAST

MOTOR MIT LUEFTER
N = 4600 1/MIN
Ø BABL 7 1.04 0.845 728 16

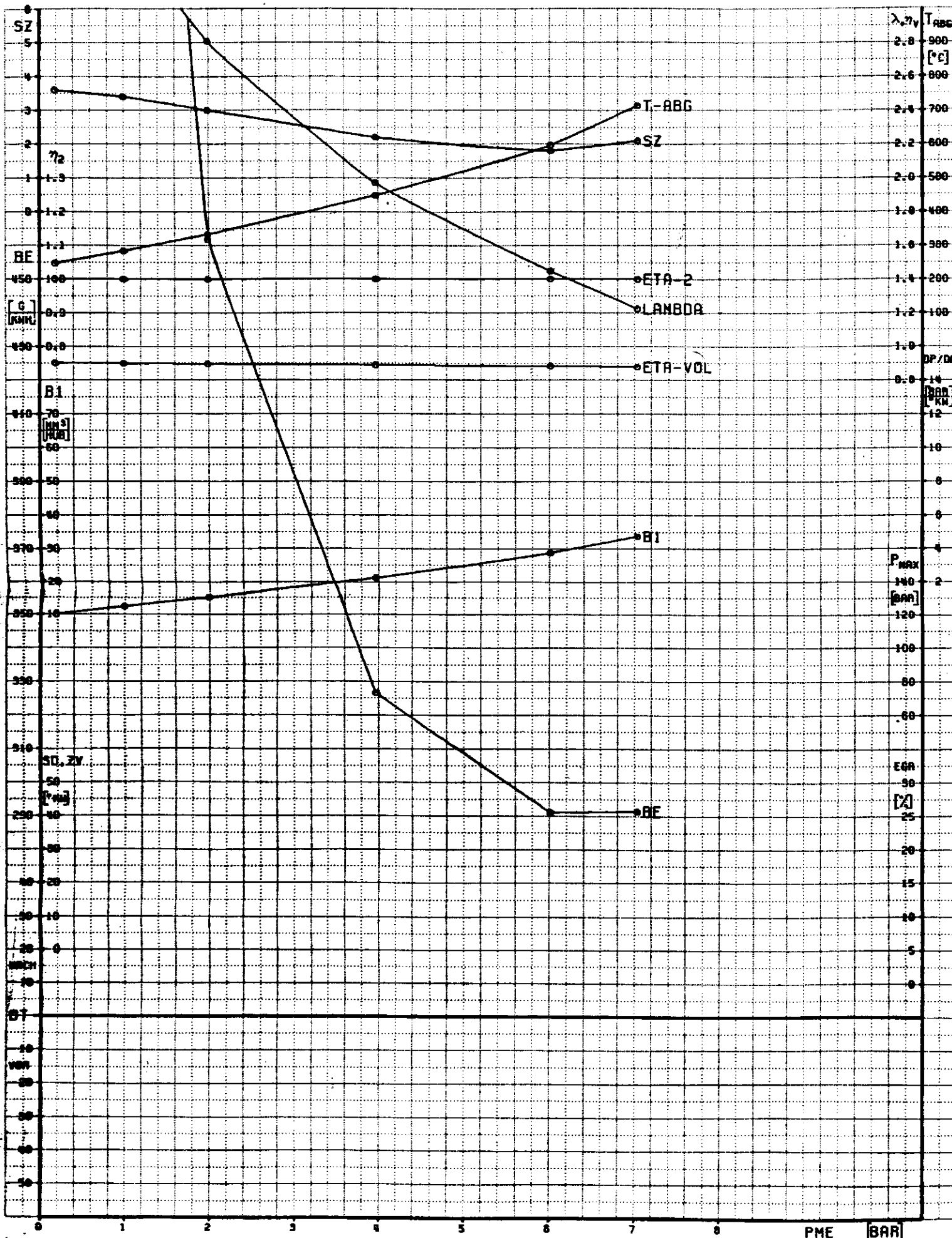


TABLE 15.4

Performance of representative engines in different categories

Engine type†	Bore, mm	Stroke, mm	Stroke/bore	r_c	Volume per cylinder, dm ³	Number of cylinders	Maximum torque			Rated maximum power			Maximum efficiency		Reference
							bmeq, kPa	Speed, rev/min	bmeq, kPa	Speed, rev/min	Boost pressure ratio	\dot{S}_p , m/s	bsfc, g/kW·h	$\eta_{r,s}$	
SI/4S/NA	96.8	86	0.88	8.6	0.632	6	910	2500	750	4300	—	12.3	—	—	1
SI/4S/NA	84.5	88	1.04	8.5	0.494	4	966	2800	767	5200	—	15.3	—	—	67
SI/4S/NA	86*	86*	1*	8.5*	0.5	4	910	3500	758	5000	—	14.3	274	0.30	13
SI/4S/NA	96	80	0.83	9.5	0.579	4	998	2800	796	5400	—	14.4	—	—	52
SI/4S/TC	92	80	0.87	7.5	0.532	4	1241	3800	1024	5400	1.6*	14.4	—	—	52
SI/4S/TCAC	96	80	0.83	8.7	0.579	4	1356	2900	1144	5300	1.6	14.1	—	—	52
SI/2S/C	58	56	0.97	—	0.144	3	654	3500	575	4500	—	8.4	~400*	~0.2	64
SI/2S/C	64	54	0.84	—	0.174	2	686	7000	590	8200	—	14.8	~340*	~0.24	63
IDI/4S/NA	76.5	86.4	1.13	23	0.397	5	850	3100	670	4800	—	13.8	280	0.30	35
IDI/4S/NA	84	82	0.98	22	0.454	4	675	2000	502	5000	—	13.7	—	—	4
IDI/4S/NA	102	100	0.98	19	0.817	4	848	2200	743	3500	—	11.7	251	0.34	46
IDI/4S/TC	76.5	86.4	1.13	23	0.397	6	1080	2400	840	4800	1.7	13.8	240	0.35	54
DI/4S/NA	76.5	80	1.05	18.5	0.368	4	735	2800	600	5000	—	13.3	246	0.34	34
DI/4S/NA	102	100	0.98	18	0.817	8	784	2000	682	3200	—	10.7	220	0.39	33
DI/4S/NA	102	100	0.98	17	0.817	4	886	2200	782	3500	—	11.7	221	0.38	46
DI/4S/NA	115	135	1.17	16	1.40	6	851	1400	777	2700	—	12.2	204	0.42	3
DI/4S/NA	135	140	1.04	—	2.00	6	862	1400	763	2500	—	11.7	—	—	57
DI/4S/TC	115	135	1.17	—	1.40	6	1098	1500	941	2500	—	11.2	203	0.42	3
DI/4S/TCAC	115	135	1.17	—	1.40	6	1344	1600	1240	2300	—	10.4	—	—	3
DI/4S/TCAC	128	140	1.09	15	1.8	6-16	1560	1500	1280	2100	2.5	9.8	195	0.43	58
DI/4S/TC	135	140	1.04	16	2.00	6	1087	1300	911	2300	1.9	10.7	210	0.40	57
DI/4S/2TCAC	140	152	1.09	—	2.33	6	1740	1400	1445	2100	3	10.6	207	0.41	60
DI/4S/TCAC	400	480	1.20	—	60.3	6-18	—	—	2190	580	—	9.3	185	0.46	62
DI/2S/TC	98.4	114.3	1.16	18	0.870	3, 4, 6	1065	1500	952	2500	2.6	9.5	226	0.37	66
DI/2S/TC	230	279.4	1.21	16	11.6	8-20	—	—	920-1122	900	2.8	8.4	200	0.42	65
DI/2S/TCAC	380-840	1100-2900	2.9-3.4	—	125-1607	4-12	—	—	1660	196-90	3.5	7.2	180-160	0.47-0.53	62

† Engine type: SI = spark-ignition; IDI = indirect-injection compression-ignition; DI = direct-injection compression-ignition; 4S = four-stroke; 2S = two-stroke; NA = naturally aspirated; NAA = NA and air-cooled; C = crankcase compression of scavenging mixture; TC = turbocharged; TCAC = turbocharged and aftercooled; 2TC = two-stage turbocharged.

* Denotes estimated value.

1. Όπως είναι γνωστό, μία από τις θεμελιώδεις δοκιμασίες κινητήρων εσωτερικής καύσης επί της δυναμομετρικής πέδης, είναι αυτή που αποβλέπει στη διατύπωση του ενεργειακού ισοζυγίου του κινητήρα.

→ Να σχεδιάσετε σε σκαρίφημα τον όγκο ελέγχου "κινητήρας" σε μία διάταξη δοκιμαστήριου, με όλες τις εισερχόμενες και εξερχόμενες από τον όγκο ελέγχου ροές ενέργειας και μάζας (υδροψυκτός κινητήρας με ψυγείο λαδιού).

→ Να διατυπώσετε το 1ο Θερμοδυναμικό Αξίωμα για το συγκεκριμένο όγκο ελέγχου, που συσχετίζει τις παραπάνω ροές ενέργειας (μόνιμο σημείο λειτουργίας κινητήρα).

► Δίδεται η παρακάτω μέτρηση ενεργειακού ισοζυγίου 4-χρονου 4-κύλινδρου βενζινοκινητήρα όγκου εμβολισμού 1.7 l σε μόνιμο σημείο λειτουργίας πλήρους φορτίου:

αριθμός στροφών	3,125 rpm
αποδιδόμενη ισχύς	36.8 kW
κατανάλωση καυσίμου	0.00287 kg/s
κατανάλωση αέρα	0.04176 kg/s
θερμοκρασία καυσαερίου	1066 K
παροχή νερού ψύξης	0.123 kg/s
θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης	9.2 °C
θερμοκρασία εξόδου νερού ψύξης	72.8 °C
θερμοκρασία αέρα εισαγωγής	292 K

→ Να υπολογιστεί ή "πίτα" του ενεργειακού ισοζυγίου στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (χημική ενέργεια καυσίμου, έργο στον άξονα, τριβές, απώλειες προς το νερό ψύξης, λοιπές απώλειες θερμότητας, ενθαλπία καυσαερίου). *Μπορείτε να εκτιμήσετε αντίστοιχο "ισοζύγιο εξέργειας";*

→ Να υπολογιστεί ο θερμικός και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του κινητήρα στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας.

► Για επιβεβαίωση των παραπάνω, συνδέεται θερμοδομέτρο καυσαερίου στην έξοδο της πολλαπλής εξαγωγής (εναλλάκτης θερμότητας νερού - καυσαερίου για ψύξη του καυσαερίου), οπότε μετρώνται τα παρακάτω μεγέθη:

παροχή νερού ψύξης θερμοδομέτρου	0.139 kg/s
θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης θερμοδομέτρου	9.2 °C
θερμοκρασία εξόδου νερού ψύξης θερμοδομέτρου	63.4 °C
θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο του θερμοδομέτρου	355 K

Συμφωνούν τα αποτελέσματα αυτά με τους προηγούμενους υπολογισμούς;

2. Στο επισυναπτόμενο σκαρίφημα συνοψίζονται οι μετρήσεις ενεργειακού ισοζυγίου σε ένα δοκιμαστήριο με υδραυλική πέδη, ενός 4-χρονου στροβιλούπερπληρούμενου κινητήρα diesel. Αφού μελετήσετε προσεκτικά τα μεγέθη του σκαριφήματος, να διατυπώσετε:

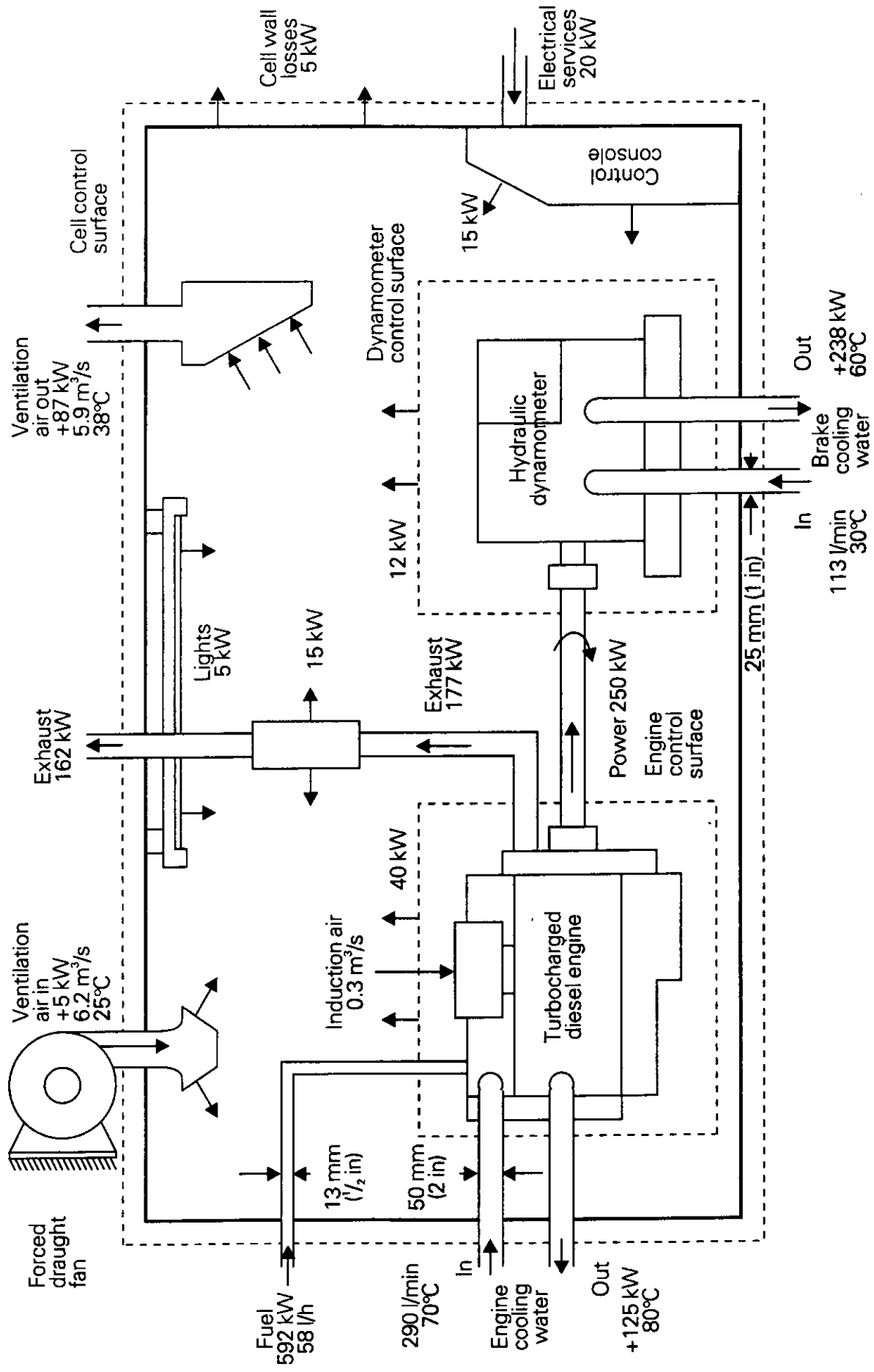
→ Την "πίτα" του ενεργειακού ισοζυγίου του κινητήρα. Επίσης, να υπολογίσετε το λόγο αέρα λ και το θερμικό βαθμό απόδοσης στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας.

→ Την "πίτα" του ενεργειακού ισοζυγίου της υδραυλικής πέδης

→ Το διάγραμμα Sankey του ενεργειακού ισοζυγίου του κελιού (δοκιμαστήριου).

→ Να υπολογίσετε τις ταχύτητες στις σωληνώσεις: καυσίμου, νερού ψύξης κινητήρα και νερού ψύξης δυναμομέτρου.

→ Να εκτιμήσετε τα κύρια κατασκευαστικά μεγέθη του συγκεκριμένου κινητήρα, αν το συγκεκριμένο σημείο μέτρησης είναι στις 2,100 rpm.



Energy balance and flow diagram for 250 kW test cell

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ

ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΠΙΣΤΗΜΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ

Γραπτή Δοκιμασία στις **ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ** (Η' εξάμηνο)

Βόλος 7.6.1999, ώρα 12:00-15:00

1. Ένας δλίλιτρος τετρακύλινδρος κινητήρας που δουλεύει στις 2,000 rpm και στα $\frac{3}{4}$ της μέγιστης ροπής του στις συγκεκριμένες στροφές, έχει την παρακάτω σύσταση καυσαερίου (κατ'όγκον): $\text{CO}_2=11\%$, $\text{H}_2\text{O}=10\%$, $\text{CO}=1.5\%$, $\text{H}_2=0.5\%$, $\text{O}_2=1\%$, $\text{HC}=500$ ppm (ως CH_2), $\text{NO}_x=800$ ppm. Το καύσιμο έχει χημικό τύπο $(\text{CH}_2)_n$ και θερμογόνο δύναμη 43 MJ/kg.

→ Υπολογίστε το λόγο αέρα λ. Η μηχανή είναι Otto ή Diesel; Υπάρχει αρκετό οξυγόνο στο καυσαέριο για τέλεια καύση; Εξηγήστε εν συντομία.

→ Υπολογίστε το κλάσμα της χημικής ενέργειας του καυσίμου ($m_f Q_{HV}$) που χάνεται με το καυσαέριο με τη μορφή CO και HC. **(3 μονάδες)**

2. Ένας στροβιλοϋπερπληρούμενος με ενδιάμεση ψύξη κινητήρας diesel, με 6 κυλίνδρους, διαμέτρου 128 mm, διαδρομής 143 mm, βαθμού πλήρωσης 0.85, επιτυγχάνει τη μέγιστη ροπή του στις 1,500 rpm, με πίεση και θερμοκρασία γόμωσης στην πολλαπλή εισαγωγής (μετά τον ενδιάμεσο ψύκτη), $p=2.2$ bar και $T=355$ K. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή είναι 0.75, και του στροβίλου 0.70

→ Να υπολογίσετε την ισχύ που απαιτείται για τη λειτουργία του συμπιεστή στο συγκεκριμένο σημείο, καθώς και το θερμικό καθήκον του ενδιάμεσου ψύκτη.

→ Εάν η θερμοκρασία καυσαερίου πριν από την τουρμπίνα είναι 740°C, να εκτιμήσετε την πίεση στην είσοδο της τουρμπίνας. (Εξοδος της τουρμπίνας σε 1 bar). **(4 μονάδες)**

3. Για ένα δίχρονο πεντακύλινδρο νιηζελοκινητήρα DI, με εγχυτήρα 6 οπών, να υπολογίσετε τη διάμετρο των οπών, ώστε να επιτυγχάνονται τα παρακάτω χαρακτηριστικά στη μέγιστη ισχύ: $P_e = 1000$ kW, $b_e = 230$ g/kWh, διάρκεια έγχυσης $\alpha_E = 20^\circ$ KW, πίεση έγχυσης $p_E = 300$ bar, σε πίεση κυλίνδρου $p_V = 50$ bar. Ο υπολογισμός να γίνει με την παραδοχή ασυμπίεστου καυσίμου, και σταθερής πίεσης έγχυσης, οπότε ισχύει για την ταχύτητα εξόδου του καυσίμου (αποδείξτε): $c = (2/\rho (p_E - p_V))^{**0.5}$, οπότε από τη σχέση για την παροχή μάζας του καυσίμου μέσα από την οπή: $m = c_D \rho A c$, όπου $c_D = 0.6$ (συντελεστής εκροής οπής), $\rho = 830$ kg/m³, μπορεί να προκύψει η διατομή A της οπής. **(5 μονάδες)**

Γραπτή Δοκιμασία στις **ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ** (Η' εξάμηνο)

Βόλος 7.9.1999, ώρα 12:00-15:00

1. Για ένα τετράχρονο τετρακύλινδρο νηζελοκινητήρα DI, με εγχυτήρα 6 οπών, να υπολογίσετε τη διάμετρο των οπών, ώστε να επιτυγχάνονται τα παρακάτω χαρακτηριστικά στη μέγιστη ισχύ: $P_e = 80 \text{ kW}$, $b_e = 240 \text{ g/kWh}$, διάρκεια έγχυσης $\alpha_E = 25^\circ \text{ KW}$, πίεση έγχυσης $p_E = 1000 \text{ bar}$, σε πίεση κυλίνδρου $p_V = 60 \text{ bar}$. Ο υπολογισμός να γίνει με την παραδοχή ασυμπίεστου καυσίμου, και σταθερής πίεσης έγχυσης, οπότε και θα αποδείξετε ότι ισχύει για την ταχύτητα εξόδου του καυσίμου: $c = (2/\rho (p_E - p_V))^{**0.5}$, οπότε από τη σχέση για την παροχή μάζας του καυσίμου μέσα από την οπή με $c_D = 0.55$ (συντελεστής εκροής οπής), $\rho = 825 \text{ kg/m}^3$, μπορεί να προκύψει η διατομή της οπής. **(3.5 μονάδες)**

2. Ένας βενζινοκινητήρας φυσικής αναπνοής που καίει βενζίνη με θερμογόνο δύναμη 42500 kJ/kg , δοκιμάζεται στην πέδη κινητήρων υπό σταθερές στροφές. Όταν μεταβάλλεται ο λόγος αέρα-καυσίμου, ο κινητήρας σταθεροποιείται στα παρακάτω σημεία λειτουργίας, όπως αυτά περιγράφονται από μετρήσεις της παροχής καυσίμου και αέρα, καθώς και της αποδιδόμενης ισχύος στην πέδη:

Παρ. καυσίμου	Kg/h	15.3	15.7	17.3	19.0	20.6	22.0	23.7
Παροχή αέρα	Kg/h	237	245	253	269	285	296	303
Ισχύς	KW	52.2	54.1	59.5	62.7	65.4	66.4	66.1

Να χαράξετε σε διαγράμματα τις σχετικές χαρακτηριστικές του κινητήρα (βλ. παρακάτω), να τις σχολιάσετε και να τις χρησιμοποιήσετε για προσδιορισμό των παρακάτω ενδεικτικών μεγεθών:

- ισχύς και λόγος αέρα στο σημείο μέγιστου θερμικού βαθμού απόδοσης
 - θερμικός βαθμός απόδοσης, ειδική κατανάλωση καυσίμου και λόγος αέρα στο σημείο μέγιστης ισχύος
 - ελάχιστη ειδική κατανάλωση και μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης
- Τέλος, να εκτιμήσετε τον κυβισμό του κινητήρα. **(3.5 μονάδες)**

3. Ο 6-κύλινδρος νηζελοκινητήρας Mercedes OM 366 LA έχει τα παρακάτω τεχνικά χαρακτηριστικά:

ογκος εμβολισμού: 5.958 l , μέγιστη ισχύς: 125 kW στις $2,600 \text{ rpm}$

μέγιστη ροπή: 575 Nm στις $1,050 - 1,550 \text{ rpm}$.

λόγος αέρα στη μέγιστη ισχύ: $\lambda = 1.4$, ειδική κατανάλωση στην καμπύλη μέγιστης ροπής: $1,000 \text{ rpm}$: 220 g/kWh , $1,500 \text{ rpm}$: 207 g/kWh , $2,600 \text{ rpm}$: 227 g/kWh

Με βάση τις πληροφορίες αυτές, καθώς και στοιχεία από τον οδηγό του μαθήματος, να υπολογίσετε:

- τη μέση πραγματική πίεση στα σημεία μέγιστης ροπής / μέγιστης ισχύος
- το βαθμό πλήρωσης και το ενεργειακό ισοζύγιο στα παραπάνω σημεία
- έχει ο κινητήρας ενδιάμεσο ψύκτη; σε ποιά θερμοκρασία ψύχεται ο αέρας εισαγωγής;
- τη σχέση συμπίεσης του κινητήρα, και τη διάμετρο x διαδρομή του κυλίνδρου **(3 μονάδες)**

1. Για ένα εμβολοφόρο κινητήρα με ακτίνα στροφάλου $r=35\text{mm}$, σε ονομαστικές στροφές $N=6000\text{rpm}$ και λόγο ακτίνας στροφάλου / μήκος διωστήρα $= 0.28$, να υπολογίσετε, για γωνία στροφάλου $\alpha=30^\circ$ μετά το ΑΝΣ, τη στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου και τη στιγμιαία επιτάχυνση εμβόλου.
Επίσης, να υπολογίσετε για το συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας, τη μέση και τη μέγιστη, καθώς και την ελάχιστη ταχύτητα του εμβόλου.
Τέλος, με κατάλληλες παραδοχές, να εκτιμήσετε τη μέγιστη ισχύ ανα κύλινδρο στις συγκεκριμένες στροφές για κινητήρα diesel DI και για βενζινοκινητήρα, φυσικής αναπνοής πάντα.

2. Για ένα δίχρονο, εξακύλινδρο κινητήρα diesel με απ'ευθείας έγχυση, να υπολογίσετε τη διάμετρο των οπών του εγχυτήρα 6 οπών, με βάση τα παρακάτω δεδομένα:

$P_e=1000\text{ kW}$, $b_e=210\text{g/kWh}$, $\alpha_E=20^\circ\text{KW}$ (γωνία έγχυσης) στο πλήρες φορτίο
 $p_v= 50\text{ bar}$ (πίεση στον κύλινδρο), $p_E=500\text{ bar}$ (πίεση έγχυσης), $\rho=825\text{kg/m}^3$
(καυσίμο diesel κίνησης), $c_d=0.5$ συντελεστής εκροής οπής
Να χρησιμοποιήσετε, αφού πρώτα αποδείξετε, την παρακάτω σχέση:

$$\dot{m} = c_d A \sqrt{2\rho(p_E - p_v)}$$

Όπου A η συνολική διατομή ροής του εγχόμενου καυσίμου.

3. Για ένα κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής, με 2 βαλβίδες ανα κύλινδρο, να υπολογίσετε:
- τη στιγμιαία παροχή μάζας καυσαερίου μέσα από την εντελώς ανοιχτή βαλβίδα εξαγωγής, διαστάσεων $\varnothing 30\text{ mm}$ (εσωτερική) x 10mm (άνοιγμα), όταν η πίεση στον κύλινδρο είναι $p=8\text{ bar}$, η μέση θερμοκρασία των αερίων $T=1000\text{ K}$ και η μέση πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής $p=1.2\text{ bar}$.
 - τη στιγμιαία παροχή μάζας αέρα μέσα από την εντελώς ανοιχτή βαλβίδα εισαγωγής, διαστάσεων $\varnothing 35\text{ mm}$ (εσωτερική) x 10mm (άνοιγμα), όταν η πίεση στον κύλινδρο είναι $p=0.5\text{ bar}$, η μέση θερμοκρασία των αερίων $T=400\text{ K}$ και η μέση πίεση στην πολλαπλή εισαγωγής $p=0.9\text{ bar}$.

Να χρησιμοποιήσετε τις κατάλληλες κατά περίπτωση σχέσεις των συμπιεστών ρευστών (βλ. Ενότητα 4 – προϋπολογισμός κύκλου):

$$\dot{m} = c_d A p_1 \sqrt{\left\{ \left(\frac{2k}{k-1} \right) \frac{1}{RT_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k+1)/k} \right] \right\}}$$
$$\dot{m} = c_d A p_1 \sqrt{\left[\frac{k}{RT} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)} \right]}$$

46. Kawamura, H., Kihara, R., and Kinbara, M.: "Iazui's New 3.27L Small Direct Injection Diesel," SAE paper 820032, 1982.

47. Arcoumanis, C., Bicen, A. F., and Whitelaw, J. H.: "Squish and Swirl-Squish Interaction in Motored Model Engines," *ASME Trans., J. Fluids Engng.*, vol. 105, pp. 105-112, 1983.

48. Watson, N., and Janota, M. S.: *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, Wiley-Interscience Publications, John Wiley, New York, 1982.

49. Hiereth, H., and Withalm, G.: "Some Special Features of the Turbocharged Gasoline Engine," SAE paper 790207, 1979.

50. Wallace, T. F.: "Buick's Turbocharged V-6 Powertrain for 1978," SAE paper 780413, *SAE Trans.*, vol. 87, 1978.

51. Allen, F. E., and Kinschler, G. L.: "Turbocharging the Chrysler 2.2 Liter Engine," SAE paper 840252, *SAE Trans.*, vol. 93, 1984.

52. Andersson, J., and Bengtsson, A.: "The Turbocharged and Intercooled 2.3 Liter Engine for the Volvo 760," SAE paper 840253, *SAE Trans.*, vol. 93, 1984.

53. Watson, N.: "Turbochargers for the 1980s—Current Trends and Future Prospects," SAE paper 790063, *SAE Trans.*, vol. 88, 1979.

54. Grandinson, A., and Hedin, I.: "A Turbocharged Engine for a Growing Market," paper C119/82, in *Diesel Engines for Passenger Cars and Light Duty Vehicles*, Institution of Mechanical Engineers, Conference publication 1982-8, London, 1982.

55. Walzer, P., and Rottenkolber, P.: "Supercharging of Passenger Car Diesels," paper C117/82, in *Diesel Engines for Passenger Cars and Light Duty Vehicles*, Institution of Mechanical Engineers, Conference publication 1982-8, London, 1982.

56. Carstens, U. G., Isik, T., Biaggini, G., and Cornetti, G.: "Sofim Small High-Speed Diesel Engines—D.I. Versus I.D.I.," SAE paper 810481, 1981.

57. Okada, K., and Takatsuki, T.: "Iazui's New 12.0L Turbocharged Diesel with Wastegate Boost Control for Fuel Economy," SAE paper 820029, 1982.

58. Schüttler, M.: "MWM TBD 234 Compact High-Output Engines for Installation in Heavy Equipment and Military Vehicles," SAE paper 850257, 1985.

59. Barry, E. G., McCabe, L. J., Gerke, D. H., and Perez, J. M.: "Heavy-Duty Diesel Engine/Fuels Combustion Performance and Emissions—A Cooperative Research Program," SAE paper 852078, 1985.

60. Robinson, R. H., and Schnapp, J. P.: "Cummins NTC-475 Series Turbocharged Engine," SAE paper 820982, 1982.

61. Wilson, D. E.: "The Design of a Low Specific Fuel Consumption Turbocompound Engine," SAE paper 860072, 1986.

62. Lustgarten, G. A.: "The Latest Sulzer Marine Diesel Engine Technology," SAE paper 851219, 1985.

63. Tsuchiya, K., and Hirano, S.: "Characteristics of 2-Stroke Motorcycle Exhaust HC Emission and Effects of Air-Fuel Ratio and Ignition Timing," SAE paper 750908, 1975.

64. Uchiyama, H., Chiku, T., and Sayo, S.: "Emission Control of Two-Stroke Automobile Engine," SAE paper 770766, *SAE Trans.*, vol. 86, 1977.

65. Kotlin, J. J., Dunteman, N. R., Chen, J., and Heilenbach, J. W.: "The GM/EMD Model 710 G Series Turbocharged Two-Stroke Cycle Engine," ASME paper 85-DGP-24, 1985.

66. Fellberg, M., Huber, J. W., and Duerr, J. W.: "The Development of Detroit Diesel Allison's New Generation Series 53 Engines," SAE paper 850259, 1985.

67. Hisatomi, T., and Iida, H.: "Nissan Motor Company's New 2.0 Liter Four-Cylinder Gasoline Engine," SAE paper 820113, *SAE Trans.*, vol. 91, 1982.

APPENDIX A

UNIT CONVERSION FACTORS

This table provides conversion factors for common units of measure for physical quantities to the International System (SI) units. The conversion factors are presented in two ways: columns 2 and 3 give the conversion to the base or derived SI unit with the conversion factor as a number between one and ten with six or fewer decimal places, followed by the power of ten that the number must be multiplied by to obtain the correct value; columns 4 and 5 provide conversion to a recommended multiple or submultiple of the SI unit with the conversion factor given as a four-digit number between 0.1 and 1000.

1	2	3	4	5
To convert from	To	Multiply by	To	Multiply by
Area				
foot ²	m ²	9.290 304 × 10 ⁻²	cm ²	929.0
inch ²	m ²	6.451 600 × 10 ⁻⁴	cm ²	6.452
Energy, heat, and work				
Btu (International Table)	J	1.055 056 × 10 ³	kJ	1.055
calorie (thermochemical)	J	4.184 000 × 10 ⁰	J	4.184
erg	J	1.000 000 × 10 ⁻⁷	μJ	0.1000
foot pound-force (ft · lbf)	J	1.355 818 × 10 ⁰	J	1.356
horsepower-hour (hp · h)	J	2.684 520 × 10 ⁶	MJ	2.685
kilowatt-hour (kW · h)	J	3.600 000 × 10 ⁶	MJ	3.600
metre kilogram-force (m · kgf)	J	9.806 650 × 10 ⁰	J	9.807

1	2	3	4	5
To convert from	To	Multiply by	To	Multiply by
<i>Energy (specific, specific heat)</i>				
Btu (IT)/lb	J/kg	2.326000×10^3	kJ/kg	2.326
Btu (IT)/lb · °F	J/kg · K	4.186800×10^3	kJ/kg · K	4.187
calorie (thermo.)/g	J/kg	4.184000×10^3	kJ/kg	4.184
calorie (thermo.)/g · °C	J/kg · K	4.184000×10^3	kJ/kg · K	4.184
<i>Force</i>				
dync	N	1.000000×10^{-5}	μN	10.00
kilogram-force	N	9.806650×10^0	N	9.807
pound-force	N	4.448222×10^0	N	4.448
<i>Force per unit length (includes surface tension)</i>				
dync/centimeter	N/m	1.000000×10^{-3}	mN/m	1.000
pound-force/inch	N/m	1.751268×10^2	N/m	175.1
pound-force/foot	N/m	1.459390×10^1	N/m	14.59
<i>Fuel consumption (economy)</i>				
pound/horsepower-hour	kg/J	1.689660×10^{-7}	g/kW · h	608.3
gram/kilowatt-hour	kg/J	2.777778×10^{-10}	μg/J	0.2778
mile/gallon (U.S.)	m ³ /m ³	4.251437×10^5	km/dm ³	0.4251
mile/gallon (Imp.)	m ³ /m ³	3.540060×10^5	km/dm ³	0.3540
<i>Heat flux (includes thermal conductivity)</i>				
Btu (IT) · in/h · ft ² · °F	W/m ² · K	1.442279×10^{-1}	W/m ² · K	0.1442
Btu (IT)/ft ²	J/m ²	1.135653×10^4	kJ/m ²	11.36
Btu (IT)/h · ft ² · °F	W/m ² · K	5.678263×10^0	W/m ² · K	5.678
calorie (thermo.)/cm ²	J/m ²	4.184000×10^4	kJ/m ²	41.84
<i>Length</i>				
foot	m	3.048000×10^{-1}	m	0.3048
inch	m	2.540000×10^{-2}	mm	25.40
micron	m	1.000000×10^{-6}	μm	1.000
mile	m	1.609344×10^3	km	1.609
<i>Mass</i>				
ounce	kg	2.834952×10^{-2}	g	28.35
pound	kg	4.535924×10^{-1}	kg	0.4536
ton (long or Imp., 2240 lb)	kg	1.016047×10^3	Mg	1.016
ton (short, 2000 lb)	kg	9.071847×10^2	Mg	0.9072
tonne (metric)	kg	1.000000×10^3	Mg	1.000
<i>Mass per unit time (flow)</i>				
pound/second	kg/s	4.535924×10^{-1}	kg/s	0.4536
pound/minute	kg/s	7.559873×10^{-3}	g/s	7.560
pound/hour	kg/s	1.259979×10^{-4}	g/s	0.1260
<i>Mass per unit volume</i>				
gram/gallon (U.S.)	kg/m ³	2.641724×10^{-1}	g/dm ³	0.2642
pound/foot ³	kg/m ³	1.601846×10^1	kg/m ³	16.02
pound/inch ³	kg/m ³	2.767990×10^4	kg/dm ³	27.68
pound/gallon (Imp.)	kg/m ³	9.977644×10^1	kg/dm ³	0.0998
pound/gallon (U.S.)	kg/m ³	1.198264×10^2	kg/dm ³	0.1198
<i>Power, heat flow</i>				
Btu (IT)/hour	W	2.930711×10^{-1}	W	0.2931
horsepower (550 ft · lbf/s)	W	7.456999×10^2	kW	0.7457
horsepower (metric, CV, PS)	W	7.35499×10^2	kW	0.7355

1	2	3	4	5
To convert from	To	Multiply by	To	Multiply by
<i>Pressure, stress (force per unit area)</i>				
atmosphere (normal, 760 torr)	Pa	1.013250×10^5	kPa	101.3
inch of mercury (60°F)	Pa	3.37685×10^3	kPa	3.377
kilogram-force/centimeter ²	Pa	9.806650×10^4	kPa	98.07
mm of mercury, 0°C (torr)	Pa	1.333224×10^2	Pa	133.3
pound-force/foot ²	Pa	4.788026×10^1	Pa	47.88
pound-force/inch ² (psi)	Pa	6.894757×10^3	kPa	6.895
<i>Temperature interval</i>				
degree Celsius	K	1.000000×10^0	K	0.5556
degree Fahrenheit	K	5.555556×10^{-1}	K	0.5556
<i>Temperature</i>				
temperature (°C)	K	$^{\circ}\text{C} + 273.15$	°C	(°F - 32)/1.80
temperature (°F)	K	$(^{\circ}\text{F} + 459.67)/1.80$	°C	(°F - 32)/1.80
<i>Torque</i>				
kilogram-force meter	N · m	9.806650×10^0	N · m	9.807
pound-force foot	N · m	1.355818×10^0	N · m	1.356
<i>Velocity</i>				
foot/second	m/s	3.048000×10^{-1}	m/s	0.3048
kilometer/hour	m/s	2.777778×10^{-1}	m/s	0.2778
mile/hour	m/s	4.470400×10^{-1}	km/h	1.609
<i>Viscosity</i>				
centipoise	Pa · s	1.000000×10^{-3}	mPa · s	1.000
centistoke	m ² /s	1.000000×10^{-6}	mm ² /s	1.000
poise	Pa · s	1.000000×10^{-1}	Pa · s	0.1000
stoke	m ² /s	1.000000×10^{-4}	mm ² /s	100.0
<i>Volume</i>				
barrel (42 U.S. gallon)	m ³	1.589873×10^{-1}	m ³	0.1590
foot ³	m ³	2.831685×10^{-2}	dm ³	28.32
gallon (Imp.)	m ³	4.546092×10^{-3}	dm ³	4.546
gallon (U.S.)	m ³	3.785412×10^{-3}	dm ³	3.785
inch ³	m ³	1.638706×10^{-5}	cm ³	16.39
liter	m ³	1.000000×10^{-3}	dm ³	1.000
<i>Volume per unit time</i>				
foot ³ /minute (cfm)	m ³ /s	4.719474×10^{-4}	dm ³ /s	0.4719
foot ³ /second	m ³ /s	2.831685×10^{-2}	dm ³ /s	28.32
gallon (U.S.)/minute (gpm)	m ³ /s	6.309020×10^{-5}	cm ³ /s	63.09

Notes:

- Derived units such as that for torque (newton-metre, N · m) are written with a period between each component unit for clarity. In practice, the period is often omitted.
- Derived from Mobil Technical Bulletin *SI Units, The Modern Metric System*. Copyright Mobil Oil Corporation, 1974. Sections reproduced courtesy Mobil Oil Corporation.

APPENDIX B

IDEAL GAS RELATIONSHIPS

B.2 THE MOLE

It is convenient to introduce a mass unit based on the molecular structure of matter, the mole:

The mole is the amount of substance which contains as many molecules as there are carbon atoms in 12 grams of carbon-12.†

Thus, the number of moles n of gas is given by

$$n = \frac{m}{M} \quad (\text{B.4})$$

and Eq. (B.3) becomes

$$pV = n\bar{R}T \quad (\text{B.5})$$

Values for the universal gas constant in different units are given in Table B.1. In the SI system, the value is 8314.3 J/kmol · K.

TABLE B.1
Values of universal
gas constant \bar{R}

8314.3 J/kmol · K
8.3143 J/mol · K
1.9859 Btu/lb-mole · °R
1543.3 ft · lb/lb-mole · °R

B.1 IDEAL GAS LAW

The gas species which make up the working fluids in internal combustion engines (e.g., oxygen, nitrogen, carbon dioxide, etc.) can usually be treated as ideal gases. This Appendix reviews the relationships between the thermodynamic properties of ideal gases.

The pressure p , specific volume v , and absolute temperature T of an ideal gas are related by the ideal gas law

$$pv = RT \quad (\text{B.1})$$

For each gas species, R is a constant (the gas constant). It is different for each gas and is given by

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad (\text{B.2})$$

where \bar{R} is the universal gas constant (for all ideal gases) and M is the molecular weight of the gas. Since v is given by V/m , where V is the volume of a mass of gas m , Eq. (B.1) can be rewritten as

$$pV = mRT = \frac{m\bar{R}T}{M} \quad (\text{B.3})$$

B.3 THERMODYNAMIC PROPERTIES

It follows from Eq. (B.1) that the internal energy u † of an ideal gas is a function of temperature only:

$$u = u(T) \quad (\text{B.6})$$

Since the enthalpy h is given by $u + pv$, it follows also that

$$h = h(T) \quad (\text{B.7})$$

† This is the SI system definition of the mole; it was formerly called the gram-mole. The kilogram-mole (kmol) is also used; it is 1000 times as large as the mole.

‡ The symbol u will be used for internal energy per unit mass, \bar{u} for internal energy per mole, and U for internal energy of a previously defined system of mass m . Similar notation will be used for enthalpy, entropy, and specific heats, per unit mass and per mole.

The specific heats at constant volume and constant pressure of an ideal gas, c_v and c_p , respectively, are defined by

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \frac{du}{dT} \quad (\text{B.8})$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \frac{dh}{dT} \quad (\text{B.9})$$

From Eq. (B.1) it follows that

$$c_p - c_v = R \quad (\text{B.10})$$

The ratio of specific heats, γ , is a useful quantity:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{B.11})$$

An *additional* restrictive assumption is often made that the specific heats are constants. This is not a necessary part of the ideal gas relationships.

In general, the internal energy and enthalpy of an ideal gas at a temperature T relative to its internal energy and enthalpy at some reference temperature T_0 are given by

$$u = u_0 + \int_{T_0}^T c_v(T) dT \quad (\text{B.12})$$

$$\text{and} \quad h = h_0 + \int_{T_0}^T c_p(T) dT \quad (\text{B.13})$$

The entropy at T , v , and p , relative to the entropy at some reference state T_0 , v_0 , p_0 , can be obtained from the relationships

$$ds = \frac{c_v}{T} dT + R \frac{dv}{v} = \frac{c_p}{T} dT - R \frac{dp}{p} \quad (\text{B.14})$$

which integrate to give

$$s = s_0 + \int_{T_0}^T \frac{c_v}{T} dT + R \ln \frac{v}{v_0} \quad (\text{B.15a})$$

$$\text{and} \quad s = s_0 + \int_{T_0}^T \frac{c_p}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (\text{B.15b})$$

The properties u , h , and s can be evaluated on a per unit mass or per mole basis. On a mass basis, c_v , c_p , and R would have the units J/kg · K (Btu/lbm · °R); on a mole basis u , h , and s are replaced by \bar{u} , \bar{h} , and \bar{s} . R is then the universal gas constant \bar{R} , c_v and c_p are replaced by \bar{c}_v and \bar{c}_p , and \bar{c}_v , \bar{c}_p , and \bar{R} would have the units J/kmol · K (Btu/lb-mol · °R).

B.4 MIXTURES OF IDEAL GASES

The working fluids in engines are mixtures of gases. The composition of a mixture of ideal gases can be expressed in terms of the following properties of each component:

Partial pressure p_i . The pressure each component would exert if it alone occupied the volume of the mixture at the temperature of the mixture.

Parts by volume V_i/V . The fraction of the total mixture volume each component would occupy if separated from the mixture, at the mixture temperature and pressure.

Mass fraction x_i . The mass of each component m_i , divided by the total mass of mixture m .

Mole fraction \bar{x}_i . The number of moles of each component n_i , divided by the total number of moles of mixture n .

From Eq. (B.5) it follows that

$$\frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V} = x_i \frac{M}{M_i} = \bar{x}_i \quad (\text{B.16})$$

The thermodynamic properties of mixtures of ideal gases can be computed from the following relationships:

Molecular weight

$$M = \frac{1}{n} \sum_i n_i M_i = \sum_i \bar{x}_i M_i \quad (\text{B.17})$$

Internal energy, enthalpy, and entropy

$$\text{On a mass basis:} \quad u = \sum_i x_i \bar{u}_i \quad h = \sum_i x_i \bar{h}_i \quad s = \sum_i x_i \bar{s}_i \quad (\text{B.18a, b, c})$$

On a mole basis:

$$\bar{u} = \sum_i \bar{x}_i \bar{u}_i \quad \bar{h} = \sum_i \bar{x}_i \bar{h}_i \quad \bar{s} = \sum_i \bar{x}_i \bar{s}_i \quad (\text{B.19a, b, c})$$

APPENDIX C

EQUATIONS FOR FLUID FLOW THROUGH A RESTRICTION

In many parts of the engine cycle, fluid flows through a restriction or reduction in flow area. Real flows of this nature are usually related to an equivalent ideal flow. The equivalent ideal flow is the steady adiabatic reversible (frictionless) flow of an ideal fluid through a duct of identical geometry and dimensions. For a real fluid flow, the departures from the ideal assumptions listed above are taken into account by introducing a flow coefficient or discharge coefficient C_D , where

$$C_D = \frac{\text{actual mass flow}}{\text{ideal mass flow}}$$

Alternatively, the flow or discharge coefficient can be defined in terms of an effective cross-sectional area of the duct and a reference area. The reference area A_R is usually taken as the minimum cross-sectional area. The effective area of the flow restriction A_E is then the cross-sectional area of the throat of a frictionless nozzle which would pass the measured mass flow between a large upstream reservoir at the upstream stagnation pressure and a large downstream reservoir at the downstream measured static pressure. Thus

$$C_D = \frac{A_E}{A_R}$$

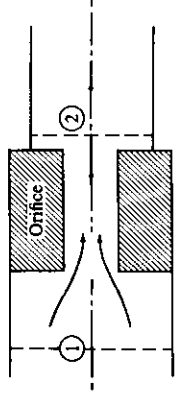


FIGURE C-1
Schematic of liquid flow through orifice.

C.1 LIQUID FLOW

Consider the flow of a liquid through an orifice as shown in Fig. C-1. For the ideal flow, Bernoulli's equation can be written

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2}$$

For an incompressible flow, continuity gives $V_1 A_1 = V_2 A_2$ and the ideal mass flow rate through an orifice is given by

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = A_2 \left[\frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2/A_1)^2} \right]^{1/2} \quad (\text{C.1})$$

The real mass flow rate is obtained by introducing the discharge coefficient:

$$\dot{m}_{\text{real}} = C_D A_2 \left[\frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2/A_1)^2} \right]^{1/2} \quad (\text{C.2})$$

The discharge coefficient is a function of orifice dimensions, shape and surface roughness, mass flow rate, and fluid properties (density, surface tension, and viscosity). The use of the orifice Reynolds number

$$Re_o = \frac{\rho V_2 D_2}{\mu} = \frac{V_2 D_2}{\nu}$$

as a correlating parameter for the discharge coefficient accounts for the effects of \dot{m} , ρ , ν , and D_2 to a good approximation.¹

C.2 GAS FLOW

Consider the flow of an ideal gas with constant specific heats through the duct shown in Fig. C-2. For the ideal flow, the stagnation temperature and pressure, T_0 and p_0 , are related to the conditions at other locations in the duct by the steady flow energy equation

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

and the isentropic relation

$$\left(\frac{T}{T_0} \right) = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

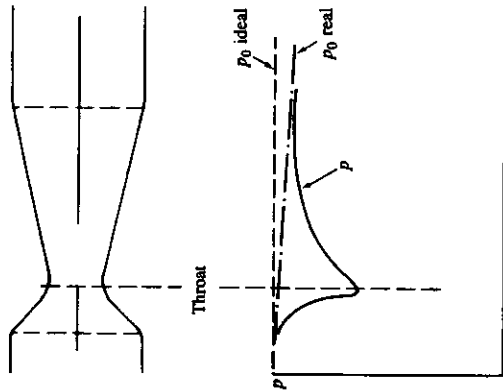


FIGURE C-2 Pressure distribution for gas flow through a nozzle.

By introducing the Mach number $M = V/a$, where a is the sound speed ($= \sqrt{\gamma RT}$), the following equations are obtained:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \tag{C.3}$$

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\gamma/(\gamma - 1)} \tag{C.4}$$

The mass flow rate \dot{m} is

$$\dot{m} = \rho AV$$

With the ideal gas law and the above relations for p and T , this can be rearranged as

$$\frac{\dot{m}_{ideal} \sqrt{\gamma RT_0}}{A p_0} = \gamma M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{-(\gamma + 1)/2(\gamma - 1)} \tag{C.5}$$

or

$$\frac{\dot{m}_{ideal} \sqrt{\gamma RT_0}}{A p_0} = \gamma \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \tag{C.6}$$

For given values of p_0 and T_0 , the maximum mass flow occurs when the velocity at the minimum area or throat equals the velocity of sound. This condition is called choked or critical flow. When the flow is choked the pressure at the throat, p_T , is related to the stagnation pressure p_0 as follows:

$$\frac{p_T}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma - 1)}$$

This ratio is called the critical pressure ratio. For (p_T/p_0) less than or equal to the critical pressure ratio,

$$\frac{\dot{m}_{ideal} \sqrt{\gamma RT_0}}{A_T p_0} = \gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma + 1)/2(\gamma - 1)} \tag{C.7}$$

The critical pressure ratio is 0.528 for $\gamma = 1.4$ and 0.546 for $\gamma = 1.3$.

For a real gas flow, the discharge coefficient is introduced. Then, for sub-critical flow, the real mass flow rate is given in terms of conditions at the minimum area or throat by

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \tag{C.8}$$

For a choked flow,

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{RT_0}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma + 1)/2(\gamma - 1)} \tag{C.9}$$

Equation (C.8) can be rearranged in the form of Eq. (C.2) (with $A_2 \ll A_1$) as

$$\dot{m}_{real} = C_D A_R [2 \rho_0 (p_0 - p_T)]^{1/2} \Phi \tag{C.10}$$

where Φ is given by

$$\Phi = \left\{ \frac{[\gamma/(\gamma - 1)] [(p_T/p_0)^{2/\gamma} - (p_T/p_0)^{(\gamma + 1)/\gamma}]}{1 - p_T/p_0} \right\}^{1/2} \tag{C.11}$$

Figure C-3 shows the variation of Φ and $(\dot{m}/\dot{m}^*)_{ideal}$ with $(p_0 - p_T)/p_0$. \dot{m}^* is the mass flow rate through the restriction under choked flow conditions (when the Mach number at the throat is unity). For flow rates less than about 60 percent of the choked flow, the effects of compressibility on the mass flow rate are less than 5 percent.

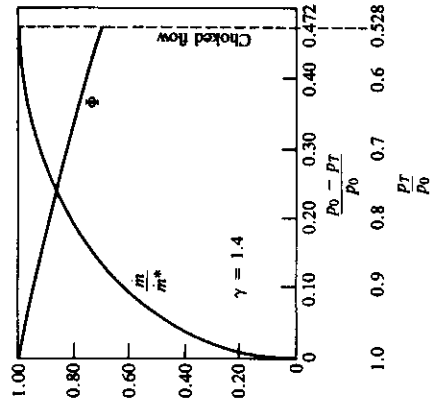


FIGURE C-3 Relative mass flow rate \dot{m}/\dot{m}^* and compressible flow function Φ [Eq. (C.11)] as function of nozzle or restriction pressure ratio for ideal gas with $\gamma = 1.4$. (From Taylor.)

Flow coefficients are determined experimentally and are a function of the shape of the passage, the Reynolds number and Mach number of the flow, and the gas properties. For a Mach number at the throat less than about 0.7 and for passages of similar shape, the flow coefficient is essentially a function of Reynolds number only.

Orifice plates are frequently used to measure gas flow rates. Standard methods for determining flows through orifice plates can be found in Ref. 3.

REFERENCES

1. Lichtarowicz, A., Duggins, R. K., and Markland, E.: "Discharge Coefficients for Incompressible Non-Cavitating Flow through Long Orifices," *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 7, no. 2, pp. 210-219, 1965.
2. Taylor, C. F.: *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, vol. 1, p. 506, MIT Press, 1966.
3. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 8th ed., McGraw-Hill, 1978.

APPENDIX D

DATA ON WORKING FLUIDS

TABLE D.1
Thermodynamic properties of air at low density†

T_r K	h_r kJ/kg	h_f kJ/kg	ψ	Φ		p_r	v_r	c_p		γ
				kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)			kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)	
250	409.9	338.1	4.4505	7.6603	38.81	1849.0	1.003	0.715	1.401	
275	435.0	356.0	4.5187	7.5559	54.14	1458.0	1.003	0.716	1.401	
300	460.1	374.0	4.5811	7.8432	73.39	1173.0	1.004	0.717	1.400	
325	485.2	391.9	4.6385	7.9236	97.13	960.6	1.006	0.718	1.400	
350	510.4	409.9	4.6919	7.9982	125.9	797.8	1.007	0.720	1.399	
375	535.6	427.9	4.7416	8.0678	160.5	670.8	1.010	0.723	1.397	
400	560.8	446.0	4.7884	8.1330	201.4	570.0	1.013	0.725	1.396	
425	586.2	464.2	4.8324	8.1945	249.6	488.9	1.016	0.729	1.394	
450	611.6	482.5	4.8742	8.2527	305.6	422.7	1.020	0.733	1.392	
475	637.2	500.8	4.9139	8.3079	370.4	368.1	1.024	0.737	1.390	
500	662.8	519.3	4.9518	8.3606	445.0	322.6	1.028	0.741	1.387	
525	688.6	537.9	4.9881	8.4109	530.2	284.3	1.033	0.746	1.385	
550	714.5	556.6	5.0229	8.4590	627.1	251.8	1.039	0.752	1.382	
575	740.5	575.3	5.0565	8.5053	736.8	224.0	1.044	0.757	1.379	
600	766.7	594.5	5.0888	8.5499	860.6	200.1	1.050	0.763	1.376	
625	793.0	613.6	5.1201	8.5929	999.5	179.5	1.056	0.768	1.374	
650	819.5	632.9	5.1503	8.6344	1155.0	161.5	1.061	0.774	1.371	
675	846.1	652.3	5.1796	8.6745	1329.0	145.9	1.067	0.780	1.368	
700	872.9	671.9	5.2081	8.7135	1521.0	132.1	1.073	0.786	1.365	
725	899.8	691.7	5.2358	8.7512	1735.0	119.9	1.079	0.792	1.362	
750	926.8	711.5	5.2628	8.7879	1972.0	109.2	1.085	0.798	1.360	
775	954.0	731.6	5.2891	8.8236	2233.0	99.63	1.091	0.804	1.357	
800	981.4	751.7	5.3147	8.8584	2520.0	91.12	1.097	0.810	1.354	
825	1008.9	772.1	5.3397	8.8922	2836.0	83.52	1.103	0.816	1.352	
850	1036.5	792.5	5.3641	8.9252	3181.0	76.71	1.108	0.821	1.350	
875	1064.3	813.1	5.3880	8.9574	3559.0	70.58	1.114	0.827	1.347	
900	1092.2	833.8	5.4114	8.9889	3971.0	65.07	1.119	0.832	1.345	
925	1120.2	854.7	5.4342	9.0196	4419.0	60.08	1.124	0.837	1.343	
950	1148.4	875.7	5.4566	9.0496	4907.0	55.58	1.129	0.842	1.341	
975	1176.7	896.8	5.4786	9.0790	5436.0	51.49	1.134	0.847	1.339	
1000	1205.1	918.1	5.5001	9.1078	6009.0	47.77	1.139	0.852	1.337	
1025	1233.7	939.4	5.5212	9.1360	6629.0	44.39	1.144	0.856	1.335	
1050	1262.3	960.9	5.5419	9.1636	7299.0	41.30	1.148	0.861	1.333	
1075	1291.1	982.5	5.5622	9.1907	8020.0	38.48	1.152	0.865	1.332	
1100	1319.9	1004.1	5.5821	9.2172	8797.0	35.90	1.157	0.870	1.330	
1125	1348.9	1025.9	5.6017	9.2432	9632.0	33.53	1.161	0.874	1.329	
1150	1378.0	1047.8	5.6209	9.2688	10529.0	31.35	1.165	0.878	1.327	
1175	1407.1	1069.8	5.6399	9.2939	11490.0	29.36	1.168	0.881	1.326	
1200	1436.4	1091.9	5.6585	9.3185	12520.0	27.51	1.172	0.885	1.324	

† Abstracted with permission from *Thermodynamic Properties in SI* (Graphs, Tables, and Computational Equations for Forty Substances), by W. C. Reynolds, Published by the Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, CA 94305, 1979.

TABLE D.2
Standard enthalpy of formation and molecular weight of species

Species	Formula	Molecular weight g/mole	State†	Δh_f°	
				MJ/kmol	kcal/mol
Oxygen	O ₂	32.00	gas	0	0
Nitrogen	N ₂	28.01	gas	0	0
Carbon	C	12.011	solid	0	0
Carbon monoxide	CO	28.01	gas	-110.5	-26.42
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	gas	-393.5	-94.05
Hydrogen	H ₂	2.016	gas	0	0
Water	H ₂ O	18.02	gas	-241.8	-57.80
Water	H ₂ O	18.02	liquid	-285.8	-68.32
Methane	CH ₄	16.04	gas	-74.9	-17.89
Propane	C ₃ H ₈	44.10	gas	-103.8	-24.82
Isooctane	C ₈ H ₁₈	114.23	gas	-224.1	-53.57
Isooctane	C ₈ H ₁₈	114.23	liquid	-259.28	-61.97
Cetane	C ₁₆ H ₃₄	226.44	liquid	-454.5	-108.6
Methyl alcohol	CH ₃ OH	32.04	gas	-201.2	-48.08
Methyl alcohol	CH ₃ OH	32.04	liquid	-238.6	-57.02
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH	46.07	gas	-234.6	-56.08
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH	46.07	liquid	-277.0	-66.20

† At 298.15 K (25°C) and 1 atm.

TABLE D.3
Enthalpy of C, CO, CO₂, H₂, H₂O, N₂, O₂

T(K)	$\bar{h}^{\circ}(T) - \bar{h}^{\circ}(298.15)$, kcal/mol									
	C	CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂			
298	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
300	0.004	0.013	0.016	0.013	0.015	0.013	0.013	0.013	0.013	0.013
400	0.250	0.711	0.958	0.707	0.825	0.710	0.710	0.710	0.724	0.724
500	0.569	1.417	1.987	1.406	1.654	1.413	1.413	1.413	1.455	1.455
600	0.947	2.137	3.087	2.106	2.509	2.125	2.125	2.125	2.210	2.210
700	1.372	2.873	4.245	2.808	3.390	2.853	2.853	2.853	2.988	2.988
800	1.831	3.627	5.453	3.514	4.300	3.596	3.596	3.596	3.786	3.786
900	2.318	4.397	6.702	4.226	5.240	4.355	4.355	4.355	4.600	4.600
1000	2.824	5.183	7.984	4.944	6.209	5.129	5.129	5.129	5.427	5.427
1100	3.347	5.983	9.296	5.670	7.210	5.917	5.917	5.917	6.266	6.266
1200	3.883	6.794	10.632	6.404	8.240	6.718	6.718	6.718	7.114	7.114
1300	4.432	7.616	11.988	7.148	9.298	7.529	7.529	7.529	7.971	7.971
1400	4.988	8.446	13.362	7.902	10.384	8.350	8.350	8.350	8.835	8.835
1500	5.552	9.285	14.750	8.668	11.495	9.179	9.179	9.179	9.706	9.706
1600	6.122	10.130	16.152	9.446	12.630	10.015	10.015	10.015	10.583	10.583
1700	6.696	10.980	17.565	10.233	13.787	10.858	10.858	10.858	11.465	11.465
1800	7.275	11.836	18.987	11.030	14.964	11.707	11.707	11.707	12.354	12.354
1900	7.857	12.697	20.418	11.836	16.160	12.560	12.560	12.560	13.249	13.249
2000	8.442	13.561	21.857	12.651	17.373	13.418	13.418	13.418	14.149	14.149
2100	9.029	14.430	23.303	13.475	18.602	14.280	14.280	14.280	15.054	15.054
2200	9.620	15.301	24.755	14.307	19.846	15.146	15.146	15.146	15.966	15.966
2300	10.212	16.175	26.212	15.146	21.103	16.015	16.015	16.015	16.882	16.882
2400	10.807	17.052	27.674	15.993	22.372	16.886	16.886	16.886	17.804	17.804
2500	11.403	17.931	29.141	16.848	23.653	17.761	17.761	17.761	18.732	18.732
2600	12.002	18.813	30.613	17.708	24.945	18.638	18.638	18.638	19.664	19.664
2700	12.602	19.696	32.088	18.575	26.246	19.517	19.517	19.517	20.602	20.602
2800	13.203	20.582	33.567	19.448	27.556	20.398	20.398	20.398	21.545	21.545
2900	13.807	21.469	35.049	20.326	28.875	21.280	21.280	21.280	22.493	22.493
3000	14.412	22.357	36.535	21.210	30.201	22.165	22.165	22.165	23.446	23.446

Source: JANAF Thermochemical Tables, National Bureau of Standards Publication NSRDS-NBS37, 1971.

TABLE D.4
Data on fuel properties

Fuel	Formula (phase)	Molecular weight	Specific gravity: (density, † kg/m ³)	Heat of vaporization, kJ/kg ‡	Specific heat		Higher heating value, MJ/kg	Lower heating value, MJ/kg	LHV of stoich. mixture, MJ/kg	(A/F) _s	(F/A) _s	Fuel octane rating	
					Liquid, kJ/kg · K	Vapor c _p , kJ/kg · K						RON	MON
<i>Practical fuels</i> §													
Gasoline	C ₈ H _{1.87} (l)	~110	0.72–0.78	350	2.4	~1.7	47.3	44.0	2.83	14.6	0.0685	91–99	82–89
Light diesel	C ₉ H _{1.88} (l)	~170	0.78–0.84	270	2.2	~1.7	46.1	43.2	2.79	14.5	0.0690	—	—
Heavy diesel	C ₉ H _{1.76} (l)	~200	0.82–0.88	230	1.9	~1.7	45.5	42.8	2.85	14.4	0.0697	—	—
Natural gas	C ₄ H _{3.88} N _{0.14} (g)	~18	(~0.79†)	—	—	~2	50	45	2.9	14.5	0.069	—	—
<i>Pure hydrocarbons</i>													
Methane	CH ₄ (g)	16.04	(0.72†)	509	0.63	2.2	55.5	50.0	2.72	17.23	0.0580	120	120
Propane	C ₃ H ₈ (g)	44.10	0.51 (2.0†)	426	2.5	1.6	50.4	46.4	2.75	15.67	0.0638	112	97
Isooctane	C ₈ H ₁₈ (l)	114.23	0.692	308	2.1	1.63	47.8	44.3	2.75	15.13	0.0661	100	100
Cetane	C ₁₆ H ₃₄ (l)	226.44	0.773	358	—	1.6	47.3	44.0	2.78	14.82	0.0675	—	—
Benzene	C ₆ H ₆ (l)	78.11	0.879	433	1.72	1.1	41.9	40.2	2.82	13.27	0.0753	—	115
Toluene	C ₇ H ₈ (l)	92.14	0.867	412	1.68	1.1	42.5	40.6	2.79	13.50	0.0741	120	109
<i>Alcohols</i>													
Methanol	CH ₃ O(l)	32.04	0.792	1103	2.6	1.72	22.7	20.0	2.68	6.47	0.155	106	92
Ethanol	C ₂ H ₅ O(l)	46.07	0.785	840	2.5	1.93	29.7	26.9	2.69	9.00	0.111	107	89
<i>Other fuels</i>													
Carbon	C(s)	12.01	~2§	—	—	—	33.8	33.8	2.70	11.51	0.0869	—	—
Carbon monoxide	CO(g)	28.01	(1.25†)	—	—	—	10.1	10.1	2.91	2.467	0.405	—	—
Hydrogen	H ₂ (g)	2.015	(0.090†)	—	—	1.44	142.0	120.0	3.40	34.3	0.0292	—	—

(l) liquid phase; (g) gaseous phase; (s) solid phase.

† Density in kg/m³ at 0°C and 1 atm.

‡ At 1 atm and 25°C for liquid fuels; at 1 atm and boiling temperature for gaseous fuels.

§ Typical values.

RON, research octane number; MON, motor octane number.

Sources:

E. M. Goodger, *Hydrocarbon Fuels: Production, Properties and Performance of Liquids and Gases*, Macmillan, London, 1975.E. F. Obert, *Internal Combustion Engines and Air Pollution*, Intext Educational Publishers, 1973 edition.C. F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, vol. I, MIT Press, 1966.J. W. Rose and J. R. Cooper (eds.), *Technical Data on Fuel*, 7th ed., British National Committee, World Energy Conference, London, 1977.