

ΠΘ/ΤΜΜΒ/ΕΘΘΜ - ΜΜ802 Γραπτή Δοκιμασία 22.06.07 ώρα 12:00-14:30

Επισυνάπτεται διάγραμμα με ισουψείς ειδικής κατανάλωσης καυσίμου [g/PSH] στο πεδίο λειτουργίας του κινητήρα Diesel με προθάλαμο καύσης, OM615 της Daimler-Benz (επιβατηγό αυτοκίνητο Mercedes 200D). Οι στροφές κινητήρα δίνονται σε [rpm] και η μέση πραγματική πίεση σε [kP/cm²]. Στο ίδιο διάγραμμα φαίνονται οι ισουψείς ισχύος, και η καμπύλη δρόμου για το αυτοκίνητο Mercedes 200D (4^η ταχύτητα, οριζόντιος δρόμος).

Δίδονται επιπλέον τα παρακάτω δεδομένα για τον κινητήρα και το όχημα:

Κυβισμός: 1.998 l. Μήκος διωστήρα: 149 mm

Διάμετρος/διαδρομή βαλβίδας εισαγωγής: 38.8/10 mm

Διάμετρος/διαδρομή βαλβίδας εξαγωγής: 33.2/10 mm

Ανοιγμα βαλβίδας εξαγωγής: 27° πριν ΚΝΣ

Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής: 16° πριν ΑΝΣ

Ανοιγμα βαλβίδας εισαγωγής: 9° μετά ΑΝΣ

Κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής: 15° μετά ΚΝΣ

$C_i=0.35$ (μέσος συντελεστής ροής μέσα από τη βαλβίδα εισαγωγής)

Τελική σχέση μετάδοσης στο διαφορικό: 3.92 Λάστιχα 175/70 R14 (για έλεγχο)

Εξάρτηση τριβών κινητήρα από μέση ταχύτητα εμβόλου: $f_{mep} [\text{bar}] = 0.5 + 0.15 * S_p$

Υπενθυμίζουμε τη σχέση για το Mach Index:

$$Z = \frac{\bar{V}_p}{\alpha} \left(\frac{b}{D} \right)^2 \frac{1}{C_i}$$

Όπου C_i η μέση τιμή του συντελεστή ροής του αέρα μέσα από τη βαλβίδα εισαγωγής.

1. Να υπολογίσετε το ενεργειακό ισοζύγιο του κινητήρα στα παρακάτω σημεία λειτουργίας:

- (1000 rpm – 2 bar), $t_{ex}=295^\circ\text{C}$
- (2000 rpm – 6 bar), $t_{ex}=582^\circ\text{C}$
- (3000 rpm – 3 bar), $t_{ex}=455^\circ\text{C}$
- (4000 rpm – 6.3 bar), $t_{ex}=708^\circ\text{C}$

Λύση:

Εντοπίζουμε το σημείο λειτουργίας: 1000 rpm – 2 bar στο διάγραμμα ειδικής κατανάλωσης καυσίμου: Η ισουψής ειδικής κατανάλωσης που περνά από το σημείο είναι αυτή των 300 g/PS.h

Υπολογίζουμε την ισχύ του κινητήρα στο συγκεκριμένο σημείο (για επαλήθευση, ελέγχουμε τις ισουψείς ισχύος που περνούν κοντά):

$$P = 2\pi NT = 2\pi N \frac{mep V_d}{4\pi} = \frac{1000}{120} 2 * 10^5 1.998 * 10^{-3} = 3330 W$$

Επομένως η παροχή μάζας καυσίμου που απαιτείται για να δώσει τη συγκεκριμένη ισχύ θα προκύψει από την σχέση (2.21) του οδηγού μαθήματος:

$$\dot{m}_f = P sfc = 3330 W \frac{300g}{0.736kWh (3,600,000 J / kWh)} = 0.377 g / s$$

Οπότε στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας καίγονται 0.377g πετρελαίου Diesel κίνησης ανά δευτερόλεπτο, με κατώτερη θερμογόνο δύναμη $H_u=43 \text{ MJ/kg}$ (βλ. π.χ. οδηγό μαθήματος, Πίνακα D.4 προτελευταία σελίδα), και η συνολική θερμική ενέργεια που εκλύεται από την καύση στο θάλαμο καύσης, υποθέτοντας τέλεια καύση του πετρελαίου, είναι ίση με:

$$Q_f = 0.377 * 10^{-3} \text{ kg } 43 \text{ MJ/kg} = 16212 \text{ W}$$

Οπότε η ισχύς στον άξονα του κινητήρα (βλ. παραπάνω) προκύπτει ότι αντιστοιχεί στο 20.5% της θερμικής ισχύος του καυσίμου.

Όσον αφορά τώρα τις τριβές, αυτές εκτιμώνται από τη σχέση που δόθηκε στην εκφώνηση για τη μέση πίεση τριβών συναρτήσει της μέσης ταχύτητας εμβόλου.

Για τη μέση ταχύτητα εμβόλου απαιτείται η διαδρομή του εμβόλου, η οποία προκύπτει με βάση τον κυβισμό του κυλίνδρου και κάποια παραδοχή ως προς το λόγο B/L (να είναι λίγο μικρότερος του 1). Εάν πχ B=84mm, τότε $1.998 \cdot 10^{-3} = 4 \cdot \pi \cdot B^2 / 4 \cdot L$, άρα L=90mm και:

$$\bar{S}_p = 2 L N = 2 \cdot 0.090 \cdot \frac{1000}{60} = 3 \text{ m/s}$$

οπότε: $f_{mep} = 0.5 + 0.15 \cdot 3 = 0.95 \text{ bar}$

και από τη σχέση (2.19) προκύπτει:

$$P_{friction} = \frac{f_{mep} V_d N}{n_R} = 0.95 \cdot 10^5 \cdot 1.998 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1000}{120} = 1581 \text{ W}$$

ή 9.7% της θερμικής ισχύος του καυσίμου.

Όσον αφορά την ισχύ που πηγαίνει στα καυσαέρια, θα πρέπει να υπολογίσουμε πρώτα την παροχή μάζας των καυσαερίων: Εδώ μπορούμε αρχικά να υποθέσουμε με σφάλμα κάτω από 5% ότι αυτή είναι ίση με την παροχή μάζας του αέρα εισαγωγής, η οποία, με βαθμό πλήρωσης 0.85 εκτιμάται ως εξής:

$$\dot{m}_g \cong \dot{m}_a = \eta_v V_d \frac{N}{120} \rho_a = 0.85 \cdot 1.998 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1000}{120} \cdot 1.2 = 0.017 \text{ kg/s}$$

Οπότε προκύπτει:

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{m}_g c_{pg} t_{ex} = 0.017 \text{ kg/s} \cdot 1.2 \text{ kJ/kgK} \cdot 295^\circ \text{C} = 6018 \text{ W}$$

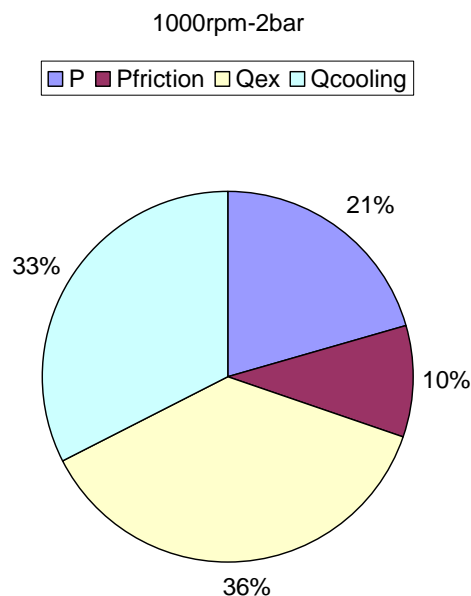
Η 37.1% της θερμικής ισχύος του καυσίμου.

Το υπόλοιπο είναι οι απώλειες ψύξης του κινητήρα, που είναι ίσες με:

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{Q}_f - P - P_{friction} - \dot{Q}_{ex} = 16212 - 3330 - 1581 - 6018 = 5283 \text{ W}$$

ή 32.5% της θερμικής ισχύος του καυσίμου.

Με βάση τις παραπάνω υπολογισθείσες τιμές προκύπτει το διάγραμμα του ενεργειακού ισοζυγίου του κινητήρα στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας:

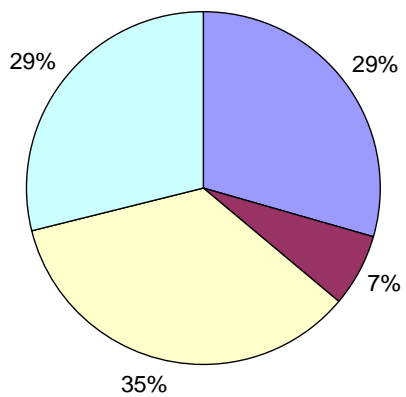


Με όμοιο τρόπο προκύπτουν τα ισοζύγια για τα υπόλοιπα 3 σημεία λειτουργίας, που εικονίζονται παρακάτω:

(2000 rpm, 6 bar, P=19980 W), (3000 rpm, 3 bar, 14985 W), (4000 rpm, 6.3 bar, 41958 W)

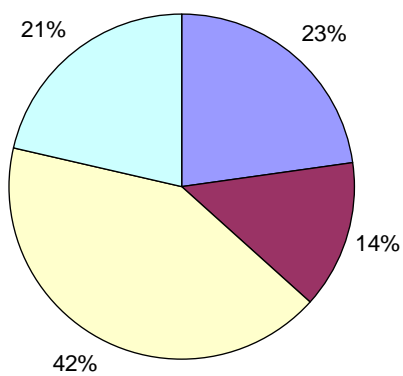
2000 rpm – 6 bar

P Pfriction Qex Qcooling



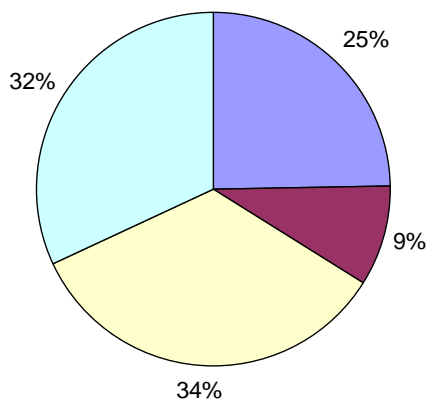
3000 rpm – 3 bar

P Pfriction Qex Qcooling



4000 rpm – 6.3 bar

P Pfriction Qex Qcooling



Τα δεδομένα του ενεργειακού ισοζυγίου συνοψίζονται στον παρακάτω Πίνακα:

1000rpm – 2 bar		2000 rpm – 6 bar		3000 rpm – 3 bar		4000 rpm – 6.3 bar	
P	3330	P	19980	P	14985	P	41958
P _{friction}	1581	P _{friction}	4662	P _{friction}	9241	P _{friction}	15318
Q _{ex}	6018	Q _{ex}	23746	Q _{ex}	27846	Q _{ex}	57773
Q _{cooling}	5283	Q _{cooling}	19702	Q _{cooling}	14073	Q _{cooling}	53815
Q _{fuel}	16212	Q _{fuel}	68090	Q _{fuel}	66145	Q _{fuel}	168864
bsfc	300		210		272		248
m _f [g/s]	0.377		1.583		1.538		3.927
m _a [kg/s]	0.017		0.034		0.051		0.068

2. Να χρησιμοποιήσετε την χαραγμένη στο διάγραμμα καμπύλη δρόμου του αυτοκινήτου, για να εκτιμήσετε το γινόμενο $A \cdot C_D$ (μετωπική επιφάνεια αυτοκινήτου επί τον αεροδυναμικό συντελεστή αντιστάσεων).

Λύση:

Από τη σχέση (2.18) του οδηγού μαθήματος:

$$P_{road} = (C_R M_v g + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_v S_v^2) S_v$$

Είναι άγνωστα τα C_R, M_v, C_D, A_v

Όμως έχουμε χαραγμένη την καμπύλη αντιστάσεων δρόμου (road load) στο πεδίο του κινητήρα. Αν επιλέξουμε δύο σημεία της καμπύλης, πχ για 70 και 130 km/h, διαβάζουμε αδιάστατο φορτίο δρόμου 2.45 bar και 5.5 bar αντίστοιχα.

Η ισχύς του κινητήρα στα δύο σημεία, αγνοώντας τις απώλειες κιβωτίου – διαφορικού, προκύπτει από τη σχέση:

$$P_{70} = 2\pi NT = 2\pi N \frac{mep V_d}{4\pi} = \frac{2350}{120} 2.45 * 10^5 1.998 * 10^{-3} = 9586 W$$

$$P_{130} = 2\pi NT = 2\pi N \frac{mep V_d}{4\pi} = \frac{4420}{120} 5.5 * 10^5 1.998 * 10^{-3} = 40476 W$$

Επιλύοντας το σύστημα 2 εξισώσεων με 2 αγνώστους, βρίσκουμε

$$C_R M_v g = 236 N$$

$$\rho_a C_D A_v = 1.356 kg/m$$

Επομένως προκύπτει ότι $C_D A_v = 1.356/1.2=1.13 m^2$

3. Να φτιάξετε το διάγραμμα ανοίγματος των βαλβίδων στον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα.

Το διάγραμμα σχεδιάζεται σύμφωνα με τις σελίδες 111-112 του οδηγού.

Λύση:

4. Να υπολογίσετε το Z (Mach Index) για τα παραπάνω σημεία λειτουργίας

Λύση:

$$Z = \frac{\bar{V}_p}{\alpha} \left(\frac{b}{D} \right)^2 \frac{1}{C_i} = \frac{\bar{V}_p}{343} \left(\frac{84}{38.8} \right)^2 \frac{1}{0.35}$$

Οπότε το Z προκύπτει σε συνάρτηση με τη μέση ταχύτητα εμβόλου για τα 4 σημεία λειτουργίας:

- (1000 rpm – 2 bar), $S_p=3 m/s, Z=0.11$
- (2000 rpm – 6 bar), $S_p= 6 m/s, Z=0.23$
- (3000 rpm – 3 bar), $S_p=9 m/s, Z=0.35$
- (4000 rpm – 6.3 bar), $S_p=12 m/s, Z=0.47$

Οπότε προκύπτει ότι ο βαθμός πλήρωσης δεν πέφτει ποτέ κάτω από 0.85

5. Να εκτιμήσετε το βαθμό πλήρωσης του κινητήρα στα παραπάνω σημεία λειτουργίας, χρησιμοποιώντας ευθύγραμμες προσεγγίσεις για την εξάρτηση από το Z: $\eta_v=0.85$ για $Z<0.5$, $\eta_v=(1.05 - 0.4 Z)$ για $Z>0.5$

Λύση:

Βλέπε προηγούμενο ερώτημα

6. Να υπολογίσετε τη μέγιστη ισχύ του κινητήρα και τη μέγιστη ροπή του, στις αντίστοιχες στροφές που αυτές συναντώνται.

Λύση:

Μέγιστη ισχύς στο σημείο 4400 rpm – 5.5 atm,

$$P = 2\pi NT = 2\pi N \frac{mep V_d}{4\pi} = \frac{4400}{120} 5.6 * 1.013 * 10^5 * 1.998 * 10^{-3} = 41.5 kW$$

Μέγιστη ροπή στο σημείο 2500 rpm – 7.3 atm

$$T = \frac{mep V_d}{4\pi} = \frac{7.3 * 1.013}{4\pi} 10^5 * 1.998 * 10^{-3} = 116 Nm$$

7. Να βρείτε την κατανάλωση καυσίμου του αυτοκινήτου σε l/100 km, όταν αυτό κινείται με ταχύτητες 80, 120 και 135 km/h

Λύση:

Από την καμπύλη φορτίου δρόμου, βρίσκουμε τα αντίστοιχα σημεία με μέση πραγματική πίεση 2.7 bar, 4.8 bar και 5.6 bar αντίστοιχα. Στα σημεία αυτά υπολογίζουμε την ισχύ του κινητήρα, που προκύπτει:

$$P_{80} = 2\pi NT = 2\pi N \frac{mep V_d}{4\pi} = \frac{2700}{120} 2.7 * 10^5 * 1.998 * 10^{-3} = 12138 W$$

$$P_{120} = 2\pi NT = 2\pi N \frac{mep V_d}{4\pi} = \frac{4050}{120} 4.8 * 10^5 * 1.998 * 10^{-3} = 32368 W$$

$$P_{135} = 2\pi NT = 2\pi N \frac{mep V_d}{4\pi} = \frac{4500}{120} 5.6 * 10^5 * 1.998 * 10^{-3} = 41958 W$$

Για να βρούμε την κατανάλωση του αυτοκινήτου, υποθέτουμε ότι το αυτοκίνητο κινείται επί 1 ώρα με τις παραπάνω ταχύτητες αντίστοιχα. Οπότε προκύπτει ότι η παραγόμενη ενέργεια στον άξονα του κινητήρα είναι 12.14 kWh, 32.37 kWh και 41.96 kWh αντίστοιχα. Πολλαπλασιάζοντας με τις αντίστοιχες ειδικές καταναλώσεις στα συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας (275, 257 και 264 g/PSh), όπου 1PSh=0.736 kWh, προκύπτει ότι η κατανάλωση είναι 4536, 11303 και 15050 g, ή αντίστοιχα 5.5, 13.7 και 18.25 l πετρελαίου Diesel κίνησης αντίστοιχα (υποθέτοντας πυκνότητα πετρελαίου 0.825 kg/m³). Επομένως 6.9, 11.4 και 13.5 l/100 km αντίστοιχα. Επομένως όταν τρέχουμε πολύ αυξάνει σημαντικά η κατανάλωση καυσίμου.

8. Είναι δυνατόν να αυξηθεί η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας και με ποιούς τρόπους και σε τι ποσοστό αντίστοιχα;

Από τη σχέση (2.39) του οδηγού μαθήματος, και εφόσον ο βαθμός πλήρωσης είναι ήδη υψηλός, και η γεωμετρία του κινητήρα είναι δεδομένη, καθώς και το ότι αυτός είναι φυσικής αναπνοής, ενδέχεται να υπάρχει περιθώριο αύξησης της ισχύος με αύξηση της μέγιστης παροχής της αντλίας πετρελαίου του κινητήρα, και μέχρι την τιμή $\lambda=1.2$, (όριο που αυξάνουν σημαντικά οι εκπομπές αιθάλης του κινητήρα).

Στο σημείο λειτουργίας της μέγιστης ισχύος (4500 rpm – 5.6 bar), η ισχύς είναι ίση με 41958 W και η ειδική κατανάλωση ίση με 265 g/PSh, συνεπώς η παροχή μάζας του καυσίμου προκύπτει ίση με:

$$\dot{m}_f = P sfc = 41958 W \frac{265 g}{0.736 kWh (3,600,000 J / kWh)} = 4.196 g / s$$

Ενώ η παροχή αέρα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\dot{m}_a = \eta_v V_d \frac{N}{120} \rho_a = 0.85 * 1.998 * 10^{-3} \frac{4500}{120} 1.2 = 0.076 kg / s$$

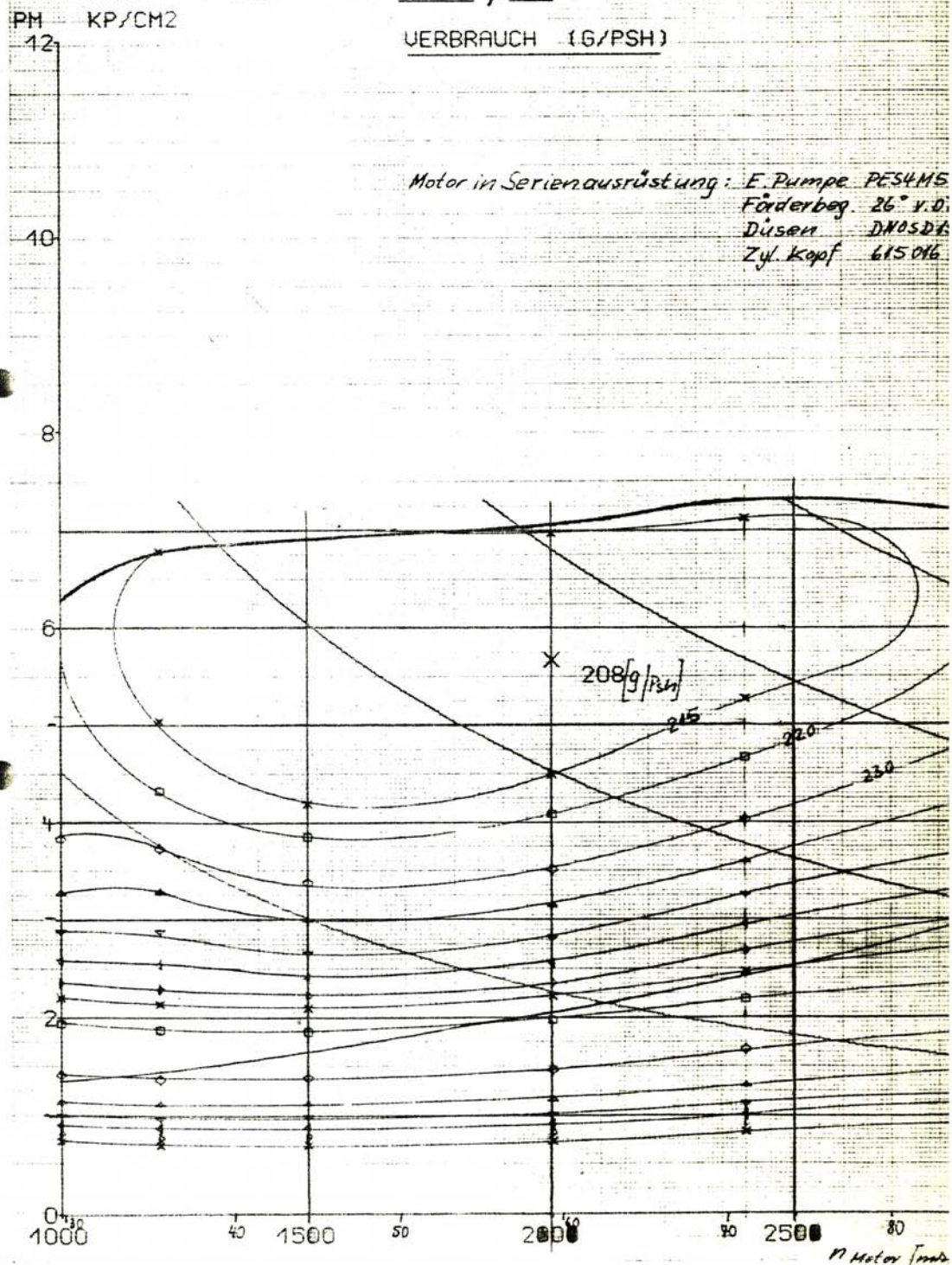
Συνεπώς ο λόγος αέρα προκύπτει ίσος με A/F=18.11, ή $\lambda=18.11/14.5=1.25$

επομένως μπορεί να αυξηθεί η ισχύς μόνο κατά 4% περίπου στο όριο του καπνού.

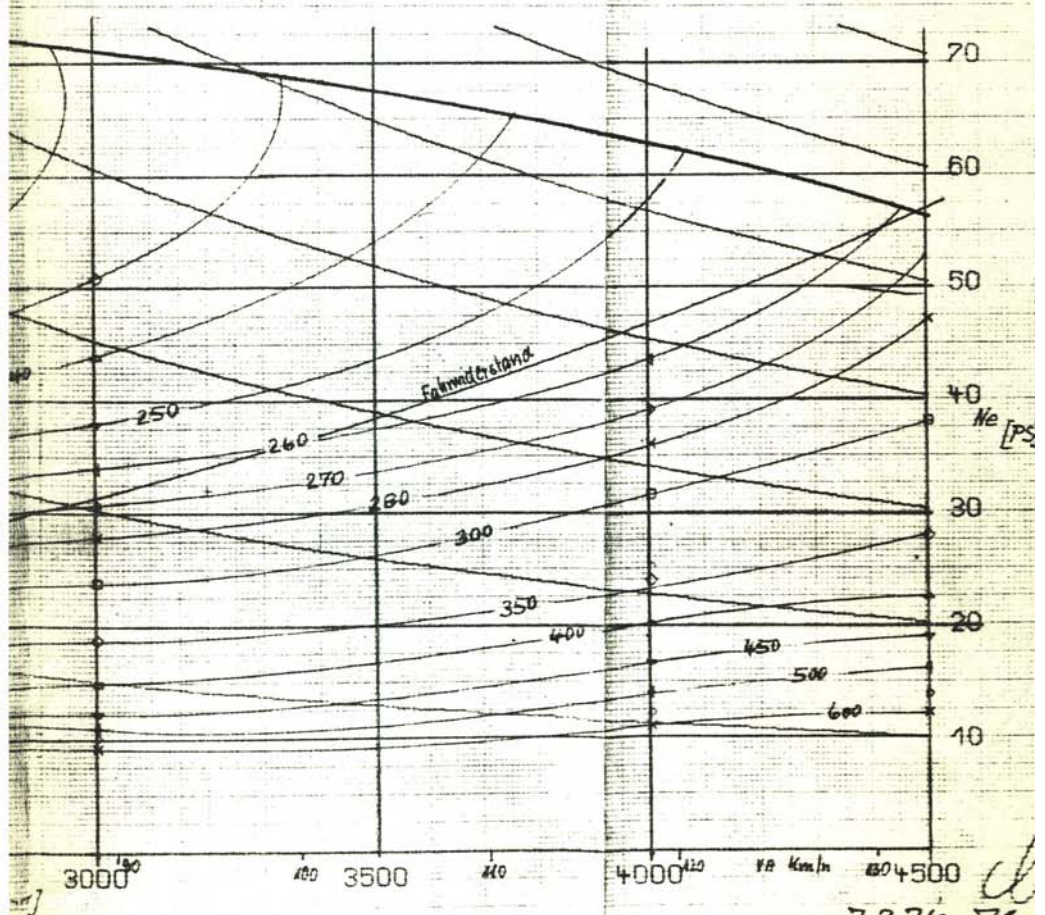
Kennfeld

VERBRAUCH (G/PSH)

Gruppe 30	Motor : 192196
	Br. Blatt Nr.: 7
	Diagr. Nr.: D1474



Wagen M5020 (face lifting)
Reifen 175 SR14
Hinterachse 3.32
Schaltgetriebe
für Fahrwiderstand



- x 215
- 220
- ◇ 230
- △ 240
- ▽ 250
- ▲ 260
- ▶ 270
- ✕ 280
- 300
- ◇ 350
- ◆ 400
- ▽ 450
- ▲ 500
- ▶ 550
- ✕ 600

7726