

TADEUSZ DZIULAK

Katedra Ciepłych Maszyn Tłokowych

ELASTYCZNOŚĆ SILNIKA SPALINOWEGO W ŚWIETLE NOWYCH WSKAZNIKÓW PORÓWNAWCZYCH

Streszczenie. Celem pracy jest ustalenie nowych pojęć i wskaźników charakteryzujących elastyczność silnika w zakresie użytecznych prędkości obrotowych, z uwzględnieniem położenia punktu na krzywej $g_e = f(n)$ odpowiadającego minimalnemu jednostkowemu zużyciu paliwa.

Przez wprowadzenie pojęcia optymalnej prędkości obrotowej wyrażonej przez wskaźnik prędkości obrotowej, ustalono jednoznacznie na charakterystykach zewnętrznych silników, położenie punktu $g_{e \min}$.

Przeprowadzono analizę porównawczą nowego ujęcia zagadnienia popartą przykładami, co pozwoliło na właściwą interpretację charakterystyk zewnętrznych w sensie oceny właściwości dynamicznych silników z zapłonem iskrowym i samoczynnym oraz ich współpracy z odbiornikami mocy.

Podstawą właściwej oceny silników spalinowych pod względem ich właściwości dynamicznych, sposobu wykorzystania ciepła jakości procesu wymiany ładunku, stosowalności i ekonomiczności, stanowią charakterystyki oparte na wynikach pomiarów laboratoryjnych. W charakterystykach tych wielkości zasadnicze wyrażane są najczęściej w funkcji prędkości obrotowych, a więc parametru od którego z reguły zależą charakterystyki odbiorników mocy.

Najbardziej znaną i podstawową charakterystyką silnika spalinowego jest tzw. charakterystyka zewnętrzna, którą nazywamy jako: pełnej mocy lub szybkościową. Te trzy nazwy odnoszą się do wykreślonego przedstawienia zależności czterech podstawowych parametrów silnika: mocy użytecznej N_o , momentu obrotowego M_o , średniego ciśnienia użytecznego p_o oraz jednostkowego zużycia paliwa g_o od prędkości obrotowej n , przy maksymalnym otwarciu urządzeń zasilających. W charakterystykach tych zaznacza się tylko ekstremalne wartości podanych poprzednio funkcji oraz dwa wskaźniki: wskaźnik elastyczności prędkości obrotowych k_n określane często ogólnie jako wskaźnik elastyczności silnika i wskaźnik elastyczności momentu obrotowego k_M .

$$k_n = \frac{n_N}{n_M}$$

$$k_M = \frac{M_{o \max}}{M_{o N}}$$

gdzie:

$M_{o \max}$ - maksymalny moment obrotowy

$M_{o N}$ - moment obrotowy odpowiadający mocy maksymalnej

n_N - prędkość obrotowa odpowiadająca maksymalnej mocy

n_M - prędkość obrotowa odpowiadająca maksymalnemu momentowi obrotowemu.

W katalogach, prospektach i materiałach ofertowych podaje się tylko maksima wymienionych funkcji. Taki sposób informacji technicznej należy uznać za niewystarczający i niekompletny, często prowadzący do niewłaściwej interpretacji przydatności

eksploatacyjnej danego silnika lub typoszeregu w zestawieniu z innymi silnikami.

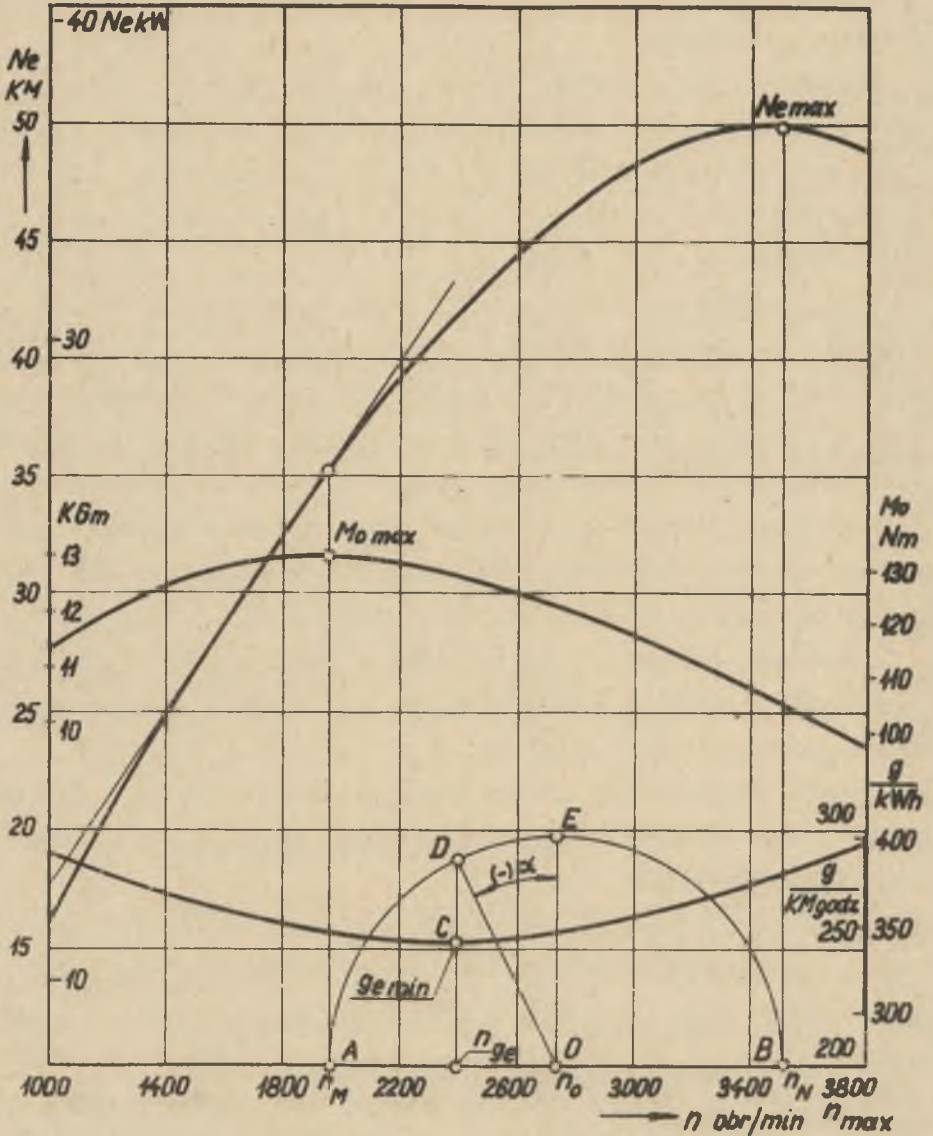
Wskaźnik elastyczności silnika, mający wyrażać możliwy do wykorzystania zakres użytecznych prędkości obrotowych, pomija zupełnie charakter funkcji $g_e = f(n)$ w omawianym zakresie. Odnosi się to do minimum tej funkcji określającej minimalne jednostkowe zużycie paliwa $g_{e \min}$.

Pojęcie elastyczności silnika zdefiniowane zostało przy założeniu, że prędkość obrotowa odpowiadająca $g_{e \min}$ znajduje się mniej więcej w połowie zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika, przy czym pominięto wpływ stosunku tej prędkości obrotowej do maksymalnej. Wynika z tego, że wskaźnik k_n nie może być jedynym wskaźnikiem pozwalającym w sposób możliwie ścisły na przeprowadzenie klasyfikacji silników pod kątem ich właściwej współpracy z odbiornikami mocy.

Celem rozszerzenia pojęcia zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika wprowadzono nowe wskaźniki uwzględniające dotychczas stosowany wskaźnik k_n .

Rysunek 1 przedstawia charakterystykę zewnętrzną 4-suwowego trakcyjnego silnika z zapłonem iskrowym typu M 20, samochodu osobowego "Warszawa".

Na wykresie tym, na osi odciętych położenie prędkości obrotowej n_M oznaczono punktem A, zaś położenie n_N punktem B. Na odcinku A-B, ze środka O zbudowano półokrąg, czyli rzędne punktów $M_{O \max}$ i $N_{e \max}$ stanowią równocześnie styczne do tego półokręgu. Punkt C jest punktem styczności prostej równoległej do osi n z krzywą $g_e = f(n)$, określającym położenie $g_{e \min}$. Z punktu C poprowadzono prostą prostopadłą do osi odciętych. Prosta ta przecina półokrąg w punkcie D, zaś na osi odciętych wyznacza odpowiadającą $g_{e \min}$ prędkość obrotową $n_{g_e \min}$.



Rys. 1. Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego czterosuwowego z zapłonem iskrowym, typ M 20. Wskaźnik elastyczności ekonomicznej

Następnie połączono punkt D ze środkiem półokręgu O i oznaczono położenie tego punktu kątem α w stosunku do prostej prostopadłej wykreślonej ze środka półokręgu do jego średnicy A-B, przecinającej półokrąg w punkcie E. Rosnące wartości tego kąta w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara przyjęto jako dodatnie wartości kąta (+) α natomiast rosnące w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara przyjęto jako ujemne (-) α .

W ten sposób jednoznacznie określono położenie punktu wyrażającego minimalne zużycie paliwa.

Ponieważ promień półokręgu $r = \frac{n_N - n_M}{2}$, więc wskaźnik

$$k_n = \frac{n_M + 2r}{n_M} = 1 + 2 \frac{r}{n_M} \quad (1)$$

Środek półokręgu O oznacza równocześnie tzw. optymalną prędkość obrotową n_o .

Zgodnie z rysunkiem 1:

$$\begin{aligned} n_o &= n_M + r = n_M + \frac{n_M (k_n - 1)}{2} = \\ &= \frac{2 n_M + n_M (k_n - 1)}{2} = \frac{n_M (1 + k_n)}{2} \end{aligned} \quad (2)$$

Prędkość obrotową n_o wyrazić można w stosunku do maksymalnej prędkości obrotowej silnika n_{max} , wprowadzając nowe pojęcie: wskaźnik prędkości obrotowej k_o , przy czym:

$$k_o = \frac{n_o}{n_{max}} \quad (3)$$

Wykorzystując równanie (2) otrzymuje się:

$$k_o = \frac{n_M (1 + k_n)}{2 n_{max}} \quad (3a)$$

Powyższe równanie odnosi się wyłącznie do silników z zapłonem iskrowym, dla których krzywa N_e osiąga swoje maksimum w zakresie użytecznych prędkości obrotowych.

Ponieważ przebieg krzywych N_e , M_e , g_e uwarunkowany jest właściwościami układu zasilania, a więc w silnikach z zapłonem samoczynnym krzywa N_e nie osiąga swego maksimum w zakresie użytecznych prędkości obrotowych (rys. 2).

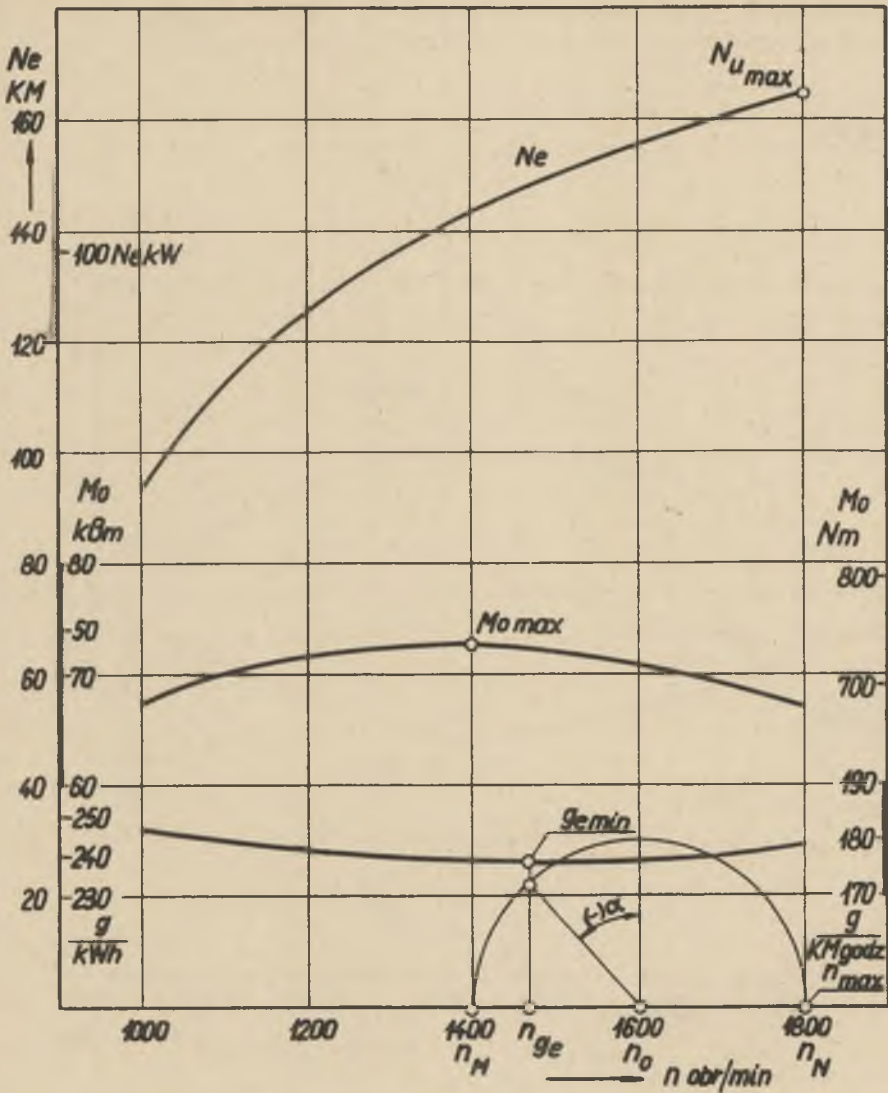
Dla tych silników maksimum mocy użytecznej $N_{u\ max}$ odpowiada maksymalnej prędkości obrotowej n_{max} czyli:

$$n_N = n_{max}$$

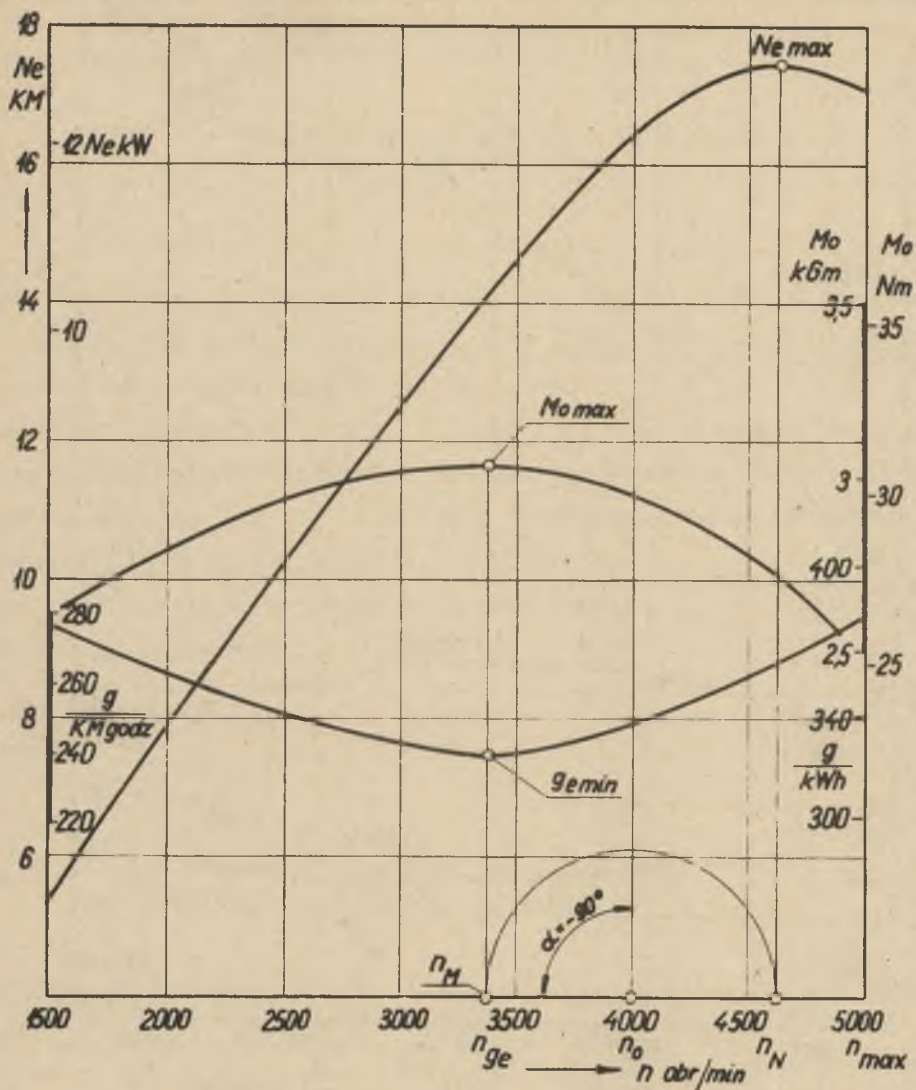
$$k_o = \frac{n_M (1 + \frac{n_{max}}{n_M})}{2 n_{max}} = \frac{n_M + n_{max}}{2 n_{max}} = \frac{1}{2} \left(\frac{n_M}{n_{max}} + 1 \right) \quad (4)$$

Kąt α określający pośrednio położenie punktu C na krzywej $g_e = f(n)$ obliczono z trójkąta D, n_{g_e}, n_o :

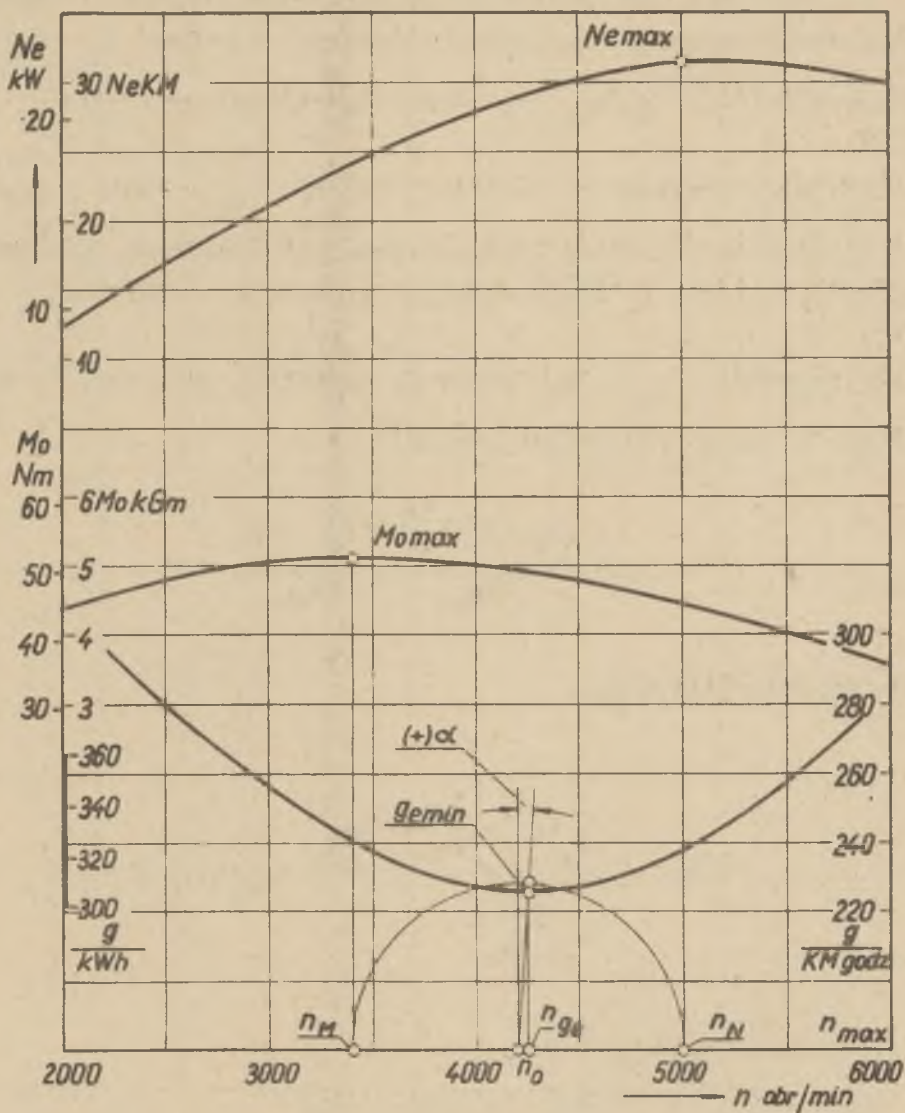
$$\begin{aligned} \sin \alpha &= \frac{n_o - n_{g_e}}{r} = \frac{2 (n_o - n_{g_e})}{n_M (k_n - 1)} = \frac{2 \left[\frac{n_M (1 + k_n)}{2} - n_{g_e} \right]}{n_M (k_n - 1)} = \\ &= \frac{n_M (1 + k_n) - 2 n_{g_e}}{n_M (k_n - 1)} \end{aligned} \quad (5)$$



Rys. 2. Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego czterosuwowego z zapłonem samoczynnym, typ M.A.N. D 1548, z doładowaniem; $n_N = n_{\max}$



Rys. 3. Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego czterosuwowego z zapłonem iskrowym, typ FIAT 500 $n_{ge} = n_M$



Rys. 4. Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego czterosuwowego z zapłonem iskrowym, typ BMW 107 $n_{ge} = n_o$

Na podstawie analizy charakterystyk zewnętrznych silników stwierdzić można, że najczęściej prędkość obrotowa n_{g_e} mieści się w granicach $n_H + n_0$, co ilustrują zamieszczone w pracy wykresy.

W skrajnych przypadkach prędkość obrotowa n_{g_e} może równać się prędkości obrotowej odpowiadającej maksymalnemu momentowi obrotowemu (rys. 3) lub optymalnej prędkości obrotowej n_0 (rys. 4).

Przy założeniu $n_{g_e} = n_H$ wskaźnik prędkości obrotowej przedstawić można w sposób następujący:

$$k_0 = \frac{n_{g_e} \left(1 + \frac{n_H}{n_{g_e}}\right)}{2n_{\max}} = \frac{n_{g_e} + n_H}{2n_{\max}} \quad (6)$$

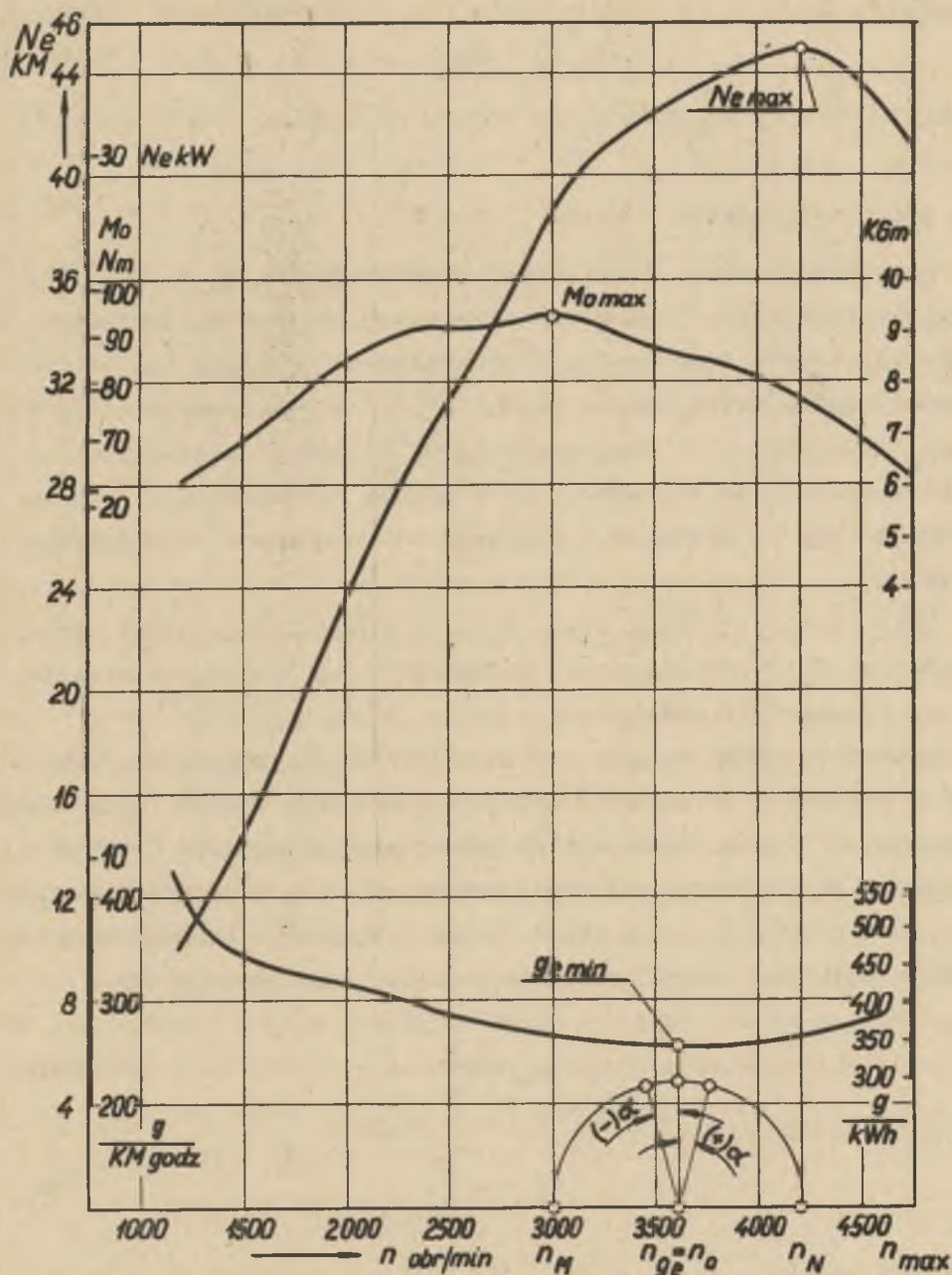
Dla takiego przypadku:

$$\sin \alpha = \frac{n_{g_e} \left(1 + \frac{n_H}{n_{g_e}}\right) - 2n_{g_e}}{n_{g_e} \left(\frac{n_H}{n_{g_e}} - 1\right)} = \frac{n_H - n_{g_e}}{n_H - n_{g_e}} = 1 \quad (7)$$

co odpowiada kątowi $(-) \alpha_{\max} = 90^\circ$

Zakładając $n_{g_e} = n_0$ otrzymuje się:

$$k_0 = \frac{n_{g_e}}{n_{\max}} \quad (8)$$



Rys. 5. Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego dwusuwowego z zapłonem iskrowym, typ Wartburg 353. Wskaźnik elastyczności ekonomicznej - = +

$$\sin \alpha = \frac{n_M (1 + k_n) - 2 \frac{n_M (1 + k_n)}{2}}{n_M (k - 1)} = 0 \quad (9)$$

co jest jednoznaczne z kątem $\alpha = 0^\circ$

Poza wymienionymi przypadkami, dla krzywych $g_e = f(n)$ o płaskim przebiegu w zakresie użytecznych prędkości obrotowych, (rys. 5) zakres odpowiadający minimalnemu zużyciu paliwa określić można dwoma kątami $(-)\alpha$, $(+)\alpha$ w odniesieniu do prostej E-O (rys. 1). Odnosi się to do silników dwusuwowych z zapłonem iskrowym odznaczającym się dużą sprawnością wymiany ładunku oraz do większości silników z zapłonem samoczynnym (rys. 2).

Jako płaski przebieg funkcji $g_e = f(n)$ należy uznać taki przebieg, w którym różnice w wartościach g_e w zakresie kątów $(-)\alpha$, $(+)\alpha$, nie przekraczają kilku procent.

Charakterystyki zewnętrzne silników zaopatrzonych w regulator prędkości obrotowej, wykazują gwałtowny spadek mocy i momentu obrotowego oraz wzrost jednostkowego zużycia paliwa w zakresie działania regulatora. Odnosi się to do silników z zapłonem iskrowym i samoczynnym. W tym przypadku maksymalną prędkością obrotową silnika będzie prędkość regulatorowa n_r ,

$$k_n = \frac{n_r}{n_M} \quad (10)$$

zaś:

$$k_{or} = \frac{n_o}{n_r} \quad (11)$$

wyrażać będzie wskaźnik prędkości obrotowej regulatorowej.

Należy podkreślić, że dla silników pracujących z regulatorem prędkości obrotowej, kąt α określający na charakterystyce położenie $g_e \min$ będzie zawsze dodatni.

Bardzo często silniki wykazują najmniejsze zużycie paliwa w wąskim przedziale prędkości obrotowej n_r . W skrajnym przypadku dla $n_{g_e} = n_r$:

$$k_{or} = \frac{n_o}{n_{g_e}} \quad (12)$$

$$k_n = \frac{n_{g_e}}{n_M} = \frac{n_o}{k_{or} \cdot n_M} \quad (13)$$

$$(+)\alpha = 90^\circ$$

Wprowadzone nowe wskaźniki porównawcze pozwalają na właściwą interpretację charakterystyk zewnętrznych silników spalinowych w celu oceny ich właściwości dynamicznych i eksploatacyjnych.

W zakresie osiągniętej mocy efektywnej silnik zostanie w pełni scharakteryzowany przez podanie obok wielkości $N_e \max$, n_N , wskaźnika prędkości obrotowej k_o w pełnym zapisie oraz wartości kątów α .

Dla silników, których charakterystyki przykładowo zamieszczono w tekście, nowe zapisy przedstawiają się następująco:

1) silnik trakcyjny, 4-suwowy z zapłonem iskrowym
typ M20 (rys. 1)

$$N_e \max = 50 \text{ KM}; \quad 36,8 \text{ kW}$$

$$n_N = 3510 \text{ obr/min}$$

$$n_M = 1960 \text{ obr/min}$$

$$n_{\max} = 3800 \text{ obr/min}$$

$$n_o = 2735 \text{ obr/min}$$

$$k_n = \frac{n_N}{n_M} = 1,79; \quad k_o = \frac{n_o}{n_{\max}} = \frac{2735}{3800} = 0,72; \quad (-) \alpha = 26^\circ$$

$$\text{zapis: } 50 \left| \begin{array}{l} \\ 3510 \end{array} \right. ; \frac{2735}{3800} \left| \begin{array}{l} \\ (-) 26^\circ \end{array} \right.$$

- 2) silnik 4-suwowy z zapłonem samoczynnym
typ MAN D 1548 z doładowaniem (rys. 2)

$$N_{e \max} = 165 \text{ KM}; \quad 121,5 \text{ kW}$$

$$n_N = 1800 \text{ obr/min}$$

$$n_M = 1400 \text{ obr/min}$$

$$n_{\max} = 1800 \text{ obr/min}$$

$$n_o = 1600 \text{ obr/min}$$

$$k_n = \frac{n_N}{n_M} = 1,285; \quad k_o = \frac{n_o}{n_{\max}} = \frac{1600}{1800} = 0,89; \quad (-) \alpha = 42^\circ$$

$$\text{zapis: } 165 \left| \begin{array}{l} \\ 1800 \end{array} \right. ; \frac{1600}{1800} \left| \begin{array}{l} \\ (-) 42^\circ \end{array} \right.$$

- 3) silnik trakcyjny, 4-suwowy z zapłonem iskrowym
typ FIAT 500 (rys. 3)

$$N_{e \max} = 17,5 \text{ KM}; \quad 12,9 \text{ kW}$$

$$n_N = 4620 \text{ obr/min}$$

$$n_M = 3370 \text{ obr/min}$$

$$n_{\max} = 5000 \text{ obr/min}$$

$$n_o = 3995 \text{ obr/min}$$

$$k_n = \frac{n_N}{n_M} = 1,37; \quad k_o = \frac{n_o}{n_{\max}} = \frac{3995}{5000} = 0,80; \quad (-) \alpha = 90^\circ$$

$$\text{zapis: } 17,5 \left| \begin{array}{l} \\ 4620 \end{array} \right. ; \quad \frac{3995}{5000} \left| \begin{array}{l} \\ (-) 90^\circ \end{array} \right.$$

- 4) silnik trakcyjny, 4-suwowy z zapłonem iskrowym
typ BMW 107 (rys. 4)

$$N_{e \max} = 31,5 \text{ KM}; \quad 23,2 \text{ kW}$$

$$n_N = 5000 \text{ obr/min}$$

$$n_M = 3400 \text{ obr/min}$$

$$n_{\max} = 6000 \text{ obr/min}$$

$$n_o = 4200 \text{ obr/min}$$

$$k_n = \frac{n_N}{n_M} = 1,47; \quad k_o = \frac{n_o}{n_{\max}} = \frac{4200}{6000} = 0,70; \quad (+) \alpha = 3,5^\circ$$

$$\text{zapis: } 31,5 \left| \begin{array}{l} \\ 5000 \end{array} \right. ; \quad \frac{4200}{6000} \left| \begin{array}{l} (+) 3,5^\circ \\ \end{array} \right.$$

- 5) silnik trakcyjny, 2-suwowy z zapłonem iskrowym
typ Wartburg 353 (rys. 5)

$$N_{e \max} = 45 \text{ KM}; \quad 33 \text{ kW}$$

$$n_N = 4200 \text{ obr/min}$$

$$n_M = 3000 \text{ obr/min}$$

$$n_{\max} = 4750 \text{ obr/min}$$

$$n_o = 3600 \text{ obr/min}$$

$$k_n = \frac{n_N}{n_M} = 1,4; \quad k_o = \frac{n_o}{n_{\max}} = \frac{3600}{4750} = 0,76; \quad (+)\alpha = 16^\circ,$$

$$(-)\alpha = 16^\circ$$

$$\text{zapis: } 45 \left| \begin{array}{l} \\ 4200 \end{array} \right. ; \quad \frac{3600}{4700} \left| \begin{array}{l} (+) 16^\circ \\ (-) 16^\circ \end{array} \right.$$

W przytoczonych przykładach moc silników podano w KM.

W oparciu o analizę charakterystyk zewnętrznych silników spalinowych i opracowanych wskaźników porównawczych stwierdzić można co następuje:

- silniki odznaczające się małym wskaźnikiem prędkości obrotowej k_o posiadają regulację szybkobieżną, przy której g_{\min} określone jest w wąskim przedziale kątów (+), (-) α
- silniki odznaczające się dużym wskaźnikiem prędkości obrotowej k_o posiadają regulację wolnobieżną przy dużych wartościach kąta (-) α
- wydaje się celowym wprowadzenie pojęcia wskaźnika elastyczności ekonomicznej; wyrażającego się wielkością i znakiem kąta α , określającego minimalne jednostkowe zużycie paliwa,
- nowy sposób podawania podstawowych wielkości silnika spalinowego pozwoli na szybką i właściwą ocenę jego przydatności w szerokim tego słowa znaczeniu.

Praca niniejsza nie wyczerpuje omawianego zagadnienia; jest tylko próbą uściślenia pojęć, porównawczych parametrów silnika spalinowego.

LITERATURA

- [1] DOWKONTT J.: Teoria silników cieplnych, PWN, Warszawa 1962
- [2] BERNHARDT M.: Teoria silników spalinowych tłokowych, WNT, Warszawa 1963.
- [3] KRUTOW W.I.: Automatyczna regulacja silników spalinowych, PWT, Warszawa 1960.
- [4] NIEWIAROWSKI K.: Tłokowe silniki spalinowe, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1968.
- [5] SZAWŁOWSKI K.: Silniki wysokoprężne dużej mocy okrętowe i przemysłowe, WNT, Warszawa 1967.
- [6] WIŚNIEWSKI S.: Podstawy termodynamiki silników spalinowych WNT, Warszawa 1963.
- [7] VRBA A.: Pistove spalovací motory, Tom IV, UTVS, Praha 1963.

ЭЛАСТИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
В СВЕТЕ СОПОСТАВИТЕЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Р е з ю м е

Работа имеет целью определение новых понятий и показателей, характеризующих эластичность двигателя в пределах полезных скоростей вращения с учётом положения точки на кривой $g_e = f(n)$ отвечающему наименьшему удельному расходу горючего.

Путем введения понятия оптимальной скорости вращения, выраженной показателем скорости вращения, определено однозначно на внешних характеристиках двигателей положение точки g_e мин.

Проведено сопоставительный анализ нового представления проблемы с разными примерами, что позволило правильно интерпретировать внешние характеристики в смысле оценки динамических свойств двигателей с искровым зажиганием, и с воспламенением от сжатия, а также их содействие с приёмниками мощности.

THE ELASTICITY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES IN THE LIGHT OF NEW COMPARATIVE COEFFICIENTS

S u m m a r y

It is the aim of this paper to establish new conceptions and coefficients to characterize the elasticity of an engine in the range of effective rotational speeds, taking into account the position of some point on the curve $g_e = f(n)$, which would correspond to the minimum fuel consumption per unit.

Thanks to the introduction of the conception of the optimal rotational speed, expressed by the rotational speed coefficient, it has been possible to determine explicitly the position of the point $g_{e \text{ min}}$, basing on the full power of the engines. A comparative analysis of the new formulation of this problem, supported by examples, has helped to find the proper interpretation of the full power in the meaning of apprecia-

ting the dynamic properties of engines with spark ignition and automatic ignition, as well as their co-operation with the power consumers.