

Michał FERENC

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

PROBLEMY MATEMATYCZNEGO MODELOWANIA SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH
Z DOŁADOWANIEM

Streszczenie. Przedmiotem rozważań są czterosurowe, średnioobrotowe, wysokoprężne, doładowane silniki okrętowe typu ZL, ZV, PC3 produkowane przez ZUT "ZGODA" w Świętochłowicach. W artykule przedstawiono układ równań różniczkowych opisujących dynamiczne własności silników wysokoprężnych oraz dokonano porównania obliczeń dynamicznych z wynikami pomiarów.

1. Wstęp

Silnik prawidłowo dobrany do napędu statku powinien spełniać szereg różnych kryteriów. Jednym z nich jest zapewnienie wymaganych zdolności manewrowych statku. Najtrudniejszym manewrem ze względu na obciążenie jest zakuś na kierunku ruchu statku z ruchu naprzód na ruch wsteczny. Manewr ten wykonany jest w następujący sposób:

Po zmniejszeniu prędkości statku do wartości gwarantującej bezpieczne przeprowadzenie manewru rozłącza się sprzęgło i przesterowuje silnik na wsteczny bieg. Po osiągnięciu przez silnik odpowiedniej prędkości obrotowej stopniowo włącza się sprzęgło. W początkowym okresie, gdy śruba obraca się przeciwnie do kierunku wirowania wału silnika, następuje poślizg w sprzęgło. W czasie trwania poślizgu ruch wału napędowego wraz ze śrubą opisuje równanie

$$I_w \cdot \frac{d\omega_w}{dt} = M_t - M_w \quad (1)$$

a ruch wału silnika równanie

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_t \quad (2)$$

Gdy prędkość wirowania śruby zrówna się z prędkością silnika, wówczas ustaje poślizg w sprzęgło i dalszy ruch wału napędowego opisuje równanie

$$(I_w + I) \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_w \quad (3)$$

Obliczenia przebiegu manewru włączania sprzęgła przeprowadza się w celu sprawdzenia, czy dla projektowanego układu napędowego manewr ten da się wykonać, to znaczy silnik nie zgaśnie, a wydzielona w sprzęgle praca tarcia nie przekroczy wartości dopuszczalnej.

Moment napędowy silnika M_e zależy od położenia listwy paliwowej sterującej doprowadzeniem paliwa jak również wielu zmiennych dynamicznych takich jak ciśnienie doładowania i prędkość obrotowa silnika.

Matematyczny model silnika opracowano dla potrzeb analizowania zdolności manewrowych statków napędzanych silnikami typu ZL, ZV, PC3V.

2. Podstawowe równania matematycznego modelu silnika wysokoprężnego

W silniku wysokoprężnym z doładowaniem da się wyróżnić pięć oddzielnych, lecz współpracujących urządzeń: silnik właściwy, turbosprężarkę, pompę paliwową, chłodnicę powietrza, regulator prędkości obrotowej.

Poszczególne urządzenia opisane są oddzielnymi równaniami różniczkowymi.

W znanych publikacjach z dziedziny matematycznego modelowania silników wysokoprężnych silnik traktowany jest jako obiekt o parametrach skupionych. Ruch wału silnika opisuje się równaniem (2) lub (3), a moment napędowy silnika oblicza się z zależności statycznych. Na podstawie badań ZUT "ZGODA" [1] stwierdzono, że rzeczywisty przebieg momentu napędowego silnika w stanie ustalonym można z zadowalającą dokładnością opisać następującymi wzorami:

$$N_i = W_d \cdot \dot{m}_B \cdot \eta_o \quad (4)$$

$$M_e = \frac{N_i}{\omega} - M_m \quad (5)$$

Sprawność cieplna silnika η_o w stanie ustalonym jest funkcją nadmiaru powietrza do spalania λ oraz prędkości obrotowej silnika

$$\eta_{ou} = \eta_o(\lambda, \omega) \quad (6)$$

W stanach nieustalonych ujawnia się dodatkowa zależność sprawności cieplnej od stopnia nagrzania silnika, a szczególnie od temperatury ścian komory spalania. W ruchu ustalonym pole temperatur ścian komory spalania jest ustabilizowane i może być przedstawione jako funkcja prędkości obrotowej silnika i nadmiaru powietrza do spalania, dlatego wpływ pola temperatur na sprawność cieplną jest uwzględniony w funkcji $\eta_o(\lambda, \omega)$.

Podczas szybkiej zmiany obciążenia silnika pole temperatur komory spalania zmienia się znacznie wolniej niż parametry λ i ω , dlatego sprawność

ciepła obliczona z zależności statycznej (6) nie pokrywa się z wynikami badań dynamicznych.

W opracowanym modelu silnika założono, że proces ustalania się pola temperatur przebiega z inercją 1 rzędu, a jego wpływ na sprawność cieplną wyraża równanie

$$T_1 \cdot \frac{d\eta_c}{dt} = \eta_{cu} - \eta_c \quad (7)$$

równoważne równaniu operatorowemu

$$\eta_c = \frac{1}{T_1 s + 1} \cdot \eta_{cu} \quad (7a)$$

Stała czasowa T_1 uwzględnia bezwładność cieplną zewnętrznych warstw komory spalania.

W celu uwzględnienia wpływu bezwładności cieplnej głębszych warstw komory spalania należałoby wprowadzić dodatkową stałą czasową i zamiast równania (7a) przyjąć równanie

$$\eta_c = \left(\frac{k_o}{T_1 s + 1} + \frac{i - k_o}{T_2 s + 1} \right) \cdot \eta_{cu} \quad (7b)$$

Przyjmując stałą czasową T_1 znacznie mniejszą od T_2 , z równania (7b) otrzymuje się początkowo szybką zmianę sprawności cieplnej uwarunkowaną szybką zmianą pola temperatur zewnętrznej warstwy ścian komory spalania, a następnie powolne dochodzenie do stanu ustalonego wynikające ze stopniowej stabilizacji pola temperatur głębszych warstw ścian silnika.

Ruch wirnika turbosprężarki opisuje równanie

$$I_T \cdot \frac{d\omega_T}{dt} = M_T - M_K \quad (8)$$

Moment oporu sprężarki M_K jest funkcją prędkości obrotowej sprężarki i stosunku ciśnień p_L/p_A .

Wiele trudności sprawia obliczenie momentu napędowego turbiny gazowej zasilanej impulsyjnie, to znaczy bez zahamowania strumienia spalin opuszczających cylindry silnika. Strumień spalin dopływający do dysz turbiny posiada energię potencjalną wynikającą z ciśnienia statycznego i temperatury statycznej oraz energię kinetyczną wynikającą z posiadanej prędkości.

W turbinach zasilanych impulsyjnie udział energii kinetycznej w całkowitej energii spalin jest dość duży, szczególnie w zakresie niskich obciążeń silnika. Bezpośrednie obliczenie energii kinetycznej spalin bardzo wydłużyłoby czas wykonania obliczeń dynamicznych nie zapewniając wymaganej dokładności.

Opierając się na niektórych publikacjach [3] oraz badania ZUT "ZGODA" [1] przyjęto następujące wzory na obliczanie momentu napędowego turbiny:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega_T} \quad (9)$$

$$N_T = \dot{m}_G \cdot i_G \cdot (k_T \eta_{iT} \eta_{mT}) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_G} \right)^{\frac{\alpha_G - 1}{\alpha_G}} \right] \quad (10)$$

Współczynnik k_T uwzględnia zwiększenie mocy turbiny wynikające z wykorzystania energii kinetycznej spalin.

Z badań doświadczalnych wykonywanych na silniku można wyznaczyć iloczyn $(k_T \cdot \eta_{iT} \cdot \eta_{mT})$. Stwierdzono, że iloczyn ten zależy od średniego ciśnienia efektywnego oraz prędkości obrotowej silnika.

Entalpia spalin przed turbiną i_G w stanie ustalonym wynika z bilansu energii strumienia spalin

$$i_{G_u} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G} \cdot i_L + \frac{\dot{m}_B \cdot W_d}{\dot{m}_G} \cdot (1 - \eta_{ou} - \psi) \quad (11)$$

W stanie ustalonym straty ciepłe silnika ψ są zmienne i zależą od obciążenia silnika, czyli od średniego ciśnienia efektywnego oraz prędkości obrotowej.

W stanach nieustalonych straty ciepłe, a więc i entalpia spalin, zależą dodatkowo od pola temperatur ścian komory spalania. Przyjęto, że dynamiczną zmienność entalpii spalin opisuje równanie analogiczne do równania (7), czyli

$$T_1 \cdot \frac{d i_G}{dt} = i_{G_u} - i_G \quad (12)$$

Przepływ spalin przez turbinę da się obliczyć z ogólnych wzorów z termodynamiki przepływów, natomiast pojawią się trudności w obliczaniu strumienia powietrza przepływającego w silniku czterocylkowym z turbiną zasilaną impulsyjnie.

Kolektor spalin w silnikach z impulsyjnie zasilaną turbiną jest tak skonstruowany, aby przepływający strumień spalin wytwarzał podciśnienie w pobliżu zaworów wylotowych. Średnie ciśnienie p_G spalin za zaworami wylotowymi w okresie przepływania, gdy zawory są otwarte, jest bliższe od ciśnienia spalin przed turbiną. Bezpośredni pomiar ciśnienia za zaworami wylotowymi w okresie przepływania jest dość trudny. W opracowanym modelu przy obliczaniu ciśnienia za zaworami oparto się na publikacji [3]. Podany w tej publikacji wzórkorygowano przez wprowadzenie poprawki Δp_T zapewniającej lepszą zgodność obliczonego przepływu powietrza z wynikami pomiaru

$$P_Z = P_T + (0,4 + 0,25 \frac{\omega}{\omega_0}) \cdot (P_G - P_T) - \Delta P_T \quad (13)$$

gdzie ω_0 oznacza znamionową prędkość wału silnika.

Dalsze równania matematycznego modelu silnika wynikają z bilansu masy powietrza w kolektorze wlotowym

$$V_L \frac{d\varrho_L}{dt} = \dot{m}_K - \dot{m}_L \quad (14)$$

bilansu masy spalin w kolektorze spalin

$$V_G \frac{d\varrho_G}{dt} = \dot{m}_G - \dot{m}_T \quad (15)$$

bilansu energii strumienia powietrza w chłodnicy powietrza

$$C_{ch} \frac{dT_L}{dt} = \dot{m}_K \cdot c_L \cdot T_K - \dot{m}_L \cdot c_L \cdot T_L - A_{ch} \cdot k_{ch} \cdot \Delta T_{ch} \quad (16)$$

Dynamiczne własności pompy paliwowej opisano równaniem operatorowym

$$V_B = \frac{1}{T_3 s + 1} \cdot e^{-T_4 s} \cdot V_{Bu} \quad (17)$$

Oddzielnym problemem jest sporządzenie modelu regulatora prędkości obrotowej.

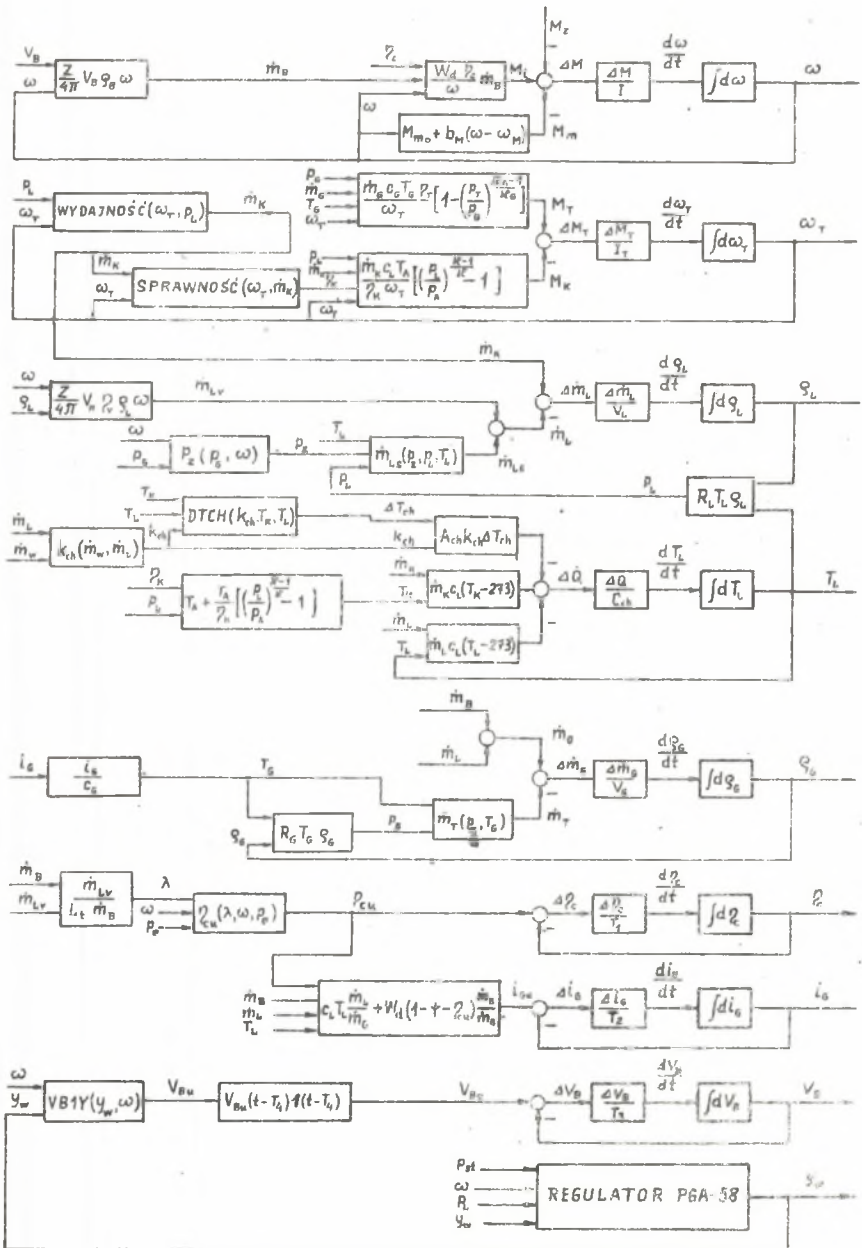
Stosowany w rozważanych silnikach regulator typu PGA-58 firmy Woodward wyposażony jest w dodatkowe urządzenia zabezpieczające silnik przed przeciążeniem. Konstrukcja regulatora zapewnia zmianę szybkości działania oraz dynamicznych własności regulatora w zależności od wielkości odchyłki obrotów silnika od wartości zadanej.

Pełny schemat blokowy silnika wysokoprężnego przedstawiono na rys. 1.

Poważnym utrudnieniem w opracowaniu programu obliczeń na maszynie cyfrowej jest konieczność dokonania aproksymacji charakterystyk statycznych silnika, pompy paliwowej, sprężarki oraz ekstrapolacji tych charakterystyk na sąsiednie obszary zmienności parametrów nie objęte badaniami statycznymi.

W stanach nieustalonych mogą wystąpić takie wartości parametrów, których na ogół nie osiąga się w stanie ustalonym na przykład w zakresie pompowania sprężarki, dymienia silnika, niskich prędkości obrotowych.

Równania matematycznego modelu silnika należy rozszerzyć na te obszary chociażby ze względu na zachowanie ciągłości obliczeń numerycznych.

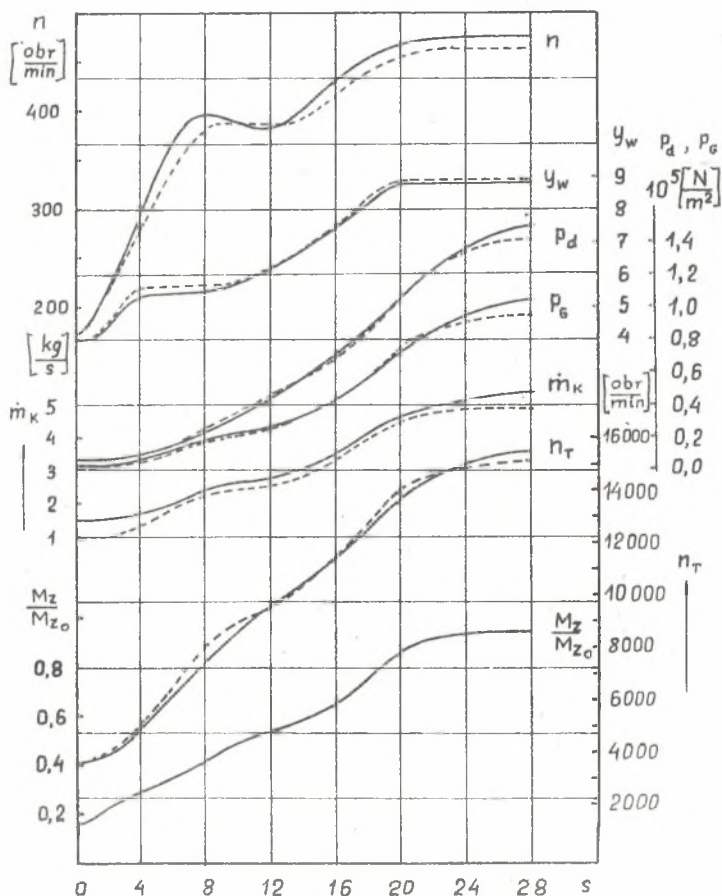


Rys. 1. Matematyczny model silnika wysokoprędnego

3. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów i wnioski

W celu sprawdzenia dokładności opracowanego modelu silnika wykonano obliczenia dynamiczne przy założeniu takich samych wymuszających sygnałów wejściowych, jakie były stosowane podczas wykonywania pomiarów.

Na rys. 2 przedstawiono porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów podczas skokowej zmiany zadanej prędkości obrotowej silnika. Badania wykonano na stacji prób w ZUT "ZGODA" w Świętochłowicach. Silnik był obciążony hamulcem wodnym. Moment oporu hamulca jest w przybliżeniu proporcjonalny do kwadratu prędkości obrotowej silnika.



Rys. 2. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Silnik 6ZL. Zwiększenie zadanej prędkości obrotowej z $180 \frac{obr}{min}$ na $500 \frac{obr}{min}$

----- wyniki obliczeń wykonanych w układzie otwartym, _____ wyniki pomiarów

Obliczenia porównawcze wykonano w układzie otwartym bez modelu regulatora. Ten sposób wykonywania obliczeń porównawczych pozwala niezależnie sprawdzać model silnika od znajomości dokładnego modelu regulatora.

Silnik pracujący w układzie otwartym jest obiektem astatycznym. Nawet niewielki błąd systematyczny związany z pomiarem sygnałów wejściowych (moment obciążenia i położenie listwy paliwowej) będzie przy wykonywaniu obliczeń sumowany i spowoduje niestabilność obliczeniową.

Aby uniknąć niestabilności obliczeniowej spowodowanej błędami danych wejściowych, wprowadzono słabe sprzężenie zwrotne korygujące położenie listwy paliwowej w przypadku pojawienia się odchyłki obliczeniowej prędkości obrotowej silnika od wartości zmierzonej. Korekta położenia listwy paliwowej mieści się w granicach błędu pomiaru, czyli $\pm 2,5\%$.

Odchyłka zamierzonej wartości położenia listwy paliwowej od wartości przyjętej do obliczeń przedstawia wielkość wprowadzonej korekty.

Przy wykonywaniu obliczeń w układzie zamkniętym z uwzględnieniem modelu regulatora kompensacja błędów danych wejściowych zachodzi wskutek działania ujemnego sprzężenia zwrotnego realizowanego w regulatorze, który nie dopuszcza do pojawienia się zbyt dużej odchyłki prędkości obrotowej silnika od wartości zadanej. Błędy pomiaru momentu obciążenia oraz błędy modelu silnika są kompensowane odpowiednią odchyłką położenia listwy paliwowej.

Z porównania wyników obliczeń z rzeczywistym przebiegiem takich parametrów jak prędkość obrotowa silnika, prędkość obrotowa turbosprężarki, ciśnienie doładowania i ciśnienie spalin wynika, że dokładność dynamiczna przedstawionego matematycznego modelu silnika jest zadowalająca w szerokim zakresie zmienności prędkości obrotowych oraz obciążeń silnika.

Ważniejsze oznaczenia

- A_{ch} - powierzchnia wymiany ciepła chłodnicy $[m^2]$
 C_{oh} - pojemność cieplna chłodnicy powietrza $[\frac{J}{K}]$
 c_L - ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu $[\frac{J}{kg K}]$
 i_G - entalpia spoczynkowa spalin przed turbiną $[\frac{J}{kg}]$
 I - masowy moment bezwładności wału silnika $[kg m^2]$
 I_W - moment masowy bezwładności śruby odniesiony do wału silnika $[kg m^2]$
 I_T - masowy moment bezwładności wirnika turbosprężarki $[kg m^2]$
 k_{ch} - współczynnik przenikania ciepła w chłodnicy $[\frac{W}{m^2 K}]$
 \dot{m}_K - wydajność sprężarki $[\frac{kg}{s}]$
 \dot{m}_L - całkowity strumień powietrza przepływającego przez silnik $[\frac{kg}{s}]$
 \dot{m}_B - strumień paliwa $[\frac{kg}{s}]$

- \dot{m}_G - strumień spalin wypływający z silnika $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
 \dot{m}_T - strumień spalin przepływający przez turbinę $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
 M_e - moment efektywny silnika $[\text{Nm}]$
 M_w - moment oporu śruby $[\text{Nm}]$
 M_t - moment tarcia w sprzęgle $[\text{Nm}]$
 M_m - moment oporów mechanicznych silnika $[\text{Nm}]$
 M_T - moment napędowy turbiny $[\text{Nm}]$
 M_K - moment oporu sprężarki $[\text{Nm}]$
 N_i - moc wewnętrzna (indykowana) silnika $[\text{W}]$
 N_T - moc efektywna turbiny $[\text{W}]$
 p_A - ciśnienie bezwzględne otoczenia (atmosferyczne) $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$
 p_L - ciśnienie bezwzględne powietrza w kolektorze wlotowym $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$
 p_G - średnie ciśnienie spoczynkowe spalin przed turbiną ciśnienie bezwzględne $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$
 p_T - ciśnienie bezwzględne spalin za turbiną $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$
 s - operator Laplace'a
 t - czas $[\text{s}]$
 T_L - temperatura bezwzględna powietrza za chłodnicą powietrza $[\text{K}]$
 T_K - temperatura bezwzględna powietrza na wylocie ze sprężarki $[\text{K}]$
 ΔT_{ch} - średnia logarytmiczna różnica temperatur w chłodnicy powietrza $[\text{K}]$
 T_1, T_2 - stałe czasowe związane z dynamiką nagrzewania się ścian cylindrów $[\text{s}]$
 T_3, T_4 - stałe czasowe związane z dynamiką pompy paliwowej $[\text{s}]$
 V_G - objętość kolektora spalin $[\text{m}^3]$
 V_L - objętość kolektora powietrza $[\text{m}^3]$
 V_B - skokowa wydajność pompy paliwowej $\left[\frac{\text{cm}^3}{\text{skok}}\right]$
 w_d - wartość opałowa paliwa $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$
 y_w - położenie listwy paliwowej $[\text{mm}]$
 λ - nadmiar powietrza do spalania
 η_c - sprawność cieplna silnika
 η_{iT} - sprawność wewnętrzna turbiny
 η_{mT} - sprawność mechaniczna turbiny
 κ - wykładnik adiabaty dla powietrza
 κ_G - wykładnik adiabaty dla spalin

- ω_w - prędkość kątowna wirnika śruby $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
- ω - prędkość kątowna wału silnika $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
- ω_T - prędkość kątowna wirnika turbosprężarki $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
- ρ_G - gęstość spalin przed turbiną $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
- ρ_L - gęstość powietrza przed silnikiem $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
- Ψ - liczba wyrażająca udział strat chłodzenia w bilansie cieplnym silnika.

LITERATURA

- [1] Ferenc M.: Weryfikacja i udoskonalenie modelu matematycznego silników ZL, ZV-40/48 i regulatorów PGA z uwzględnieniem własności odbiorników mocy. Sprawozdanie z pracy badawczej. Gliwice 1977.
- [2] Osoba J.: Metodyka analizy dynamicznej układu napędowego: silnik średnicobrotowy nawrotny - sprzęgło rozłączone - śruba stała w czasie załączania sprzęgła manewr naprzód - wstecz. Opracowanie OBR - B2 ZUT "ZGODA" Świętochłowice 1975.
- [3] Zubariw L.F., Barskij I.A., Kuźniecowa L.S., Tichonow A.A.: Osobienosti rasczeta charakteristik czetyriehtaktного дизеля с турбонаддувом на ЕСММ. Maszynostrojenije (I.W.U.Z.) 1971 nr 11.

ПРОБЛЕМЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

Р е з ю м е

Предметом рассуждений являются четырёхтактные среднеоборотные дизели с турбонаддувом типа ZL, ZV, PC3 изготовляемые ZUT ZGODA в Свентохловицах. В статье представлена система дифференциальных уравнений, описывающих динамические свойства дизелей и проведено сравнение динамических исчислений с результатами измерений.

PROBLEMS OF MATHEMATICAL MODELLING OF DIESEL ENGINES CHARGED BY A TURBO COMPRESSOR

S u m m a r y

Subject to considerations are 4-cycle Diesel maritime engines charged by a turbo compressor of the type of ZL, ZV, PC3 and manufactured by ZUT Zgoda in Świętochłowice. In the article the differential equations of the dynamic behaviour of a Diesel engine have been presented and results of calculations compared with measurements.