

**ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ**



P. 3349/78

ENERGETYKA

**Z. 70
GLIWICE
1978**

SPIS TREŚCI

	str.
PODSTAWOWE OZNACZENIA	3
1. WSTĘP	7
2. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA METOD MATEMATYCZ- NEGO MODELOWANIA SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH	9
2.1. Metody rozwiązywania układu różniczkowych równań stanu	13
2.2. Problemy identyfikacji obiektów opisanych różniczkowymi równaniami stanu zawierającymi funkcje nieliniowe	13
3. MATEMATYCZNY MODEL SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO DOŁADOWANEGO TURBOSPREŻARKĄ Z UWZGLĘDNIENIEM NIELINIOWOŚCI	16
3.1. Podstawowe równania dynamiki silnika wysokoprężnego jako obiektu regulacji prędkości obrotowej	16
3.2. Przepływ powietrza przez silnik	19
3.2.1. Strumień powietrza do spalania	19
3.2.2. Strumień powietrza przepływającego	21
3.3. Przepływ spalin przez turbinę	23
3.4. Moc silnika	25
3.5. Moment tarcia silnika	23
3.6. Parametry spalin przed turbiną	29
3.7. Moc turbiny	32
3.8. Obliczanie mocy i wydajności sprężarki	35
3.9. Chłodnica powietrza	39
3.10. Pompa paliwa	42
3.11. Regulator prędkości obrotowej silnika	45
3.12. Schemat blokowy silnika wysokoprężnego	46
3.13. Struktura programu stanowiącego numeryczną realizację matematycznego modelu silnika wysokoprężnego	48
4. WYNIKI OBLICZEŃ	51
4.1. Obliczenia dynamiczne dla silnika 16ZV	51
4.2. Obliczenia dynamiczne dla silnika 6ZL	52
5. WNIOSKI	62
6. ZAKOŃCZENIE	63
WYKAZ LITERATURY	64
STRESZCZENIA	68

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 567

MICHAŁ FERENC



P.3349/78

**MODELOWANIE NUMERYCZNE
PROCESU REGULACJI OKRĘTOWEGO
SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO
Z UWZGLĘDNIENIEM
NIELINIOWOŚCI**

PL ISSN 0372-9796

GLIWICE

1978

OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Jan Wajand
Prof. dr hab. inż. Tadeusz Haupt

REDAKTOR NACZELNY WYDAWNICTW UCZELNIANYCH
POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Jan Bandrowski

REDAKTOR DZIAŁU

Gerard Kosman

SEKRETARZ REDAKCJI

Jan Znamirowski

OPRACOWANIE REDAKCYJNE

Alicja Nowacka

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej
Gliwice, ul. Kujawska 2

Nakł. 170+85 Ark. wyd. 5 Ark. druk. 4,27 Papier offsetowy kl. V. 70x100, 80 g
Oddano do druku 24.4.1978 Podpis. do druku 6.6.1978 Druk ukończ. w sierpniu 1978
Zam. 599/78 Cena zł 12,--

Skład, fotokopie, druk i oprawę
wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

P. 313 / 78

PODSTAWOWE OZNACZENIA

- A_{ch} - powierzchnia wymiany ciepła chłodnicy w m^2
- $(\mu A)_B$ - elektryczny przekrój dla przepływu powietrza przez silnik w m^2
- $(\mu A)_T$ - efektywny przekrój dla przepływu spalin przez turbinę w m^2
- C_{oh} - pojemność cieplna chłodnicy powietrza w $\frac{J}{K}$
- c_G - ciepło właściwe spalin przy stałym ciśnieniu w $\frac{J}{kg \cdot K}$
- c_L - ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu w $\frac{J}{kg \cdot K}$
- c_z - ciepło właściwe metalu, z którego wykonana jest chłodnica powietrza w $\frac{J}{kg \cdot K}$
- i_G - entalpia spoczynkowa spalin przed turbiną w $\frac{J}{kg}$
- i_{Gu} - entalpia spoczynkowa spalin przed turbiną osiągnana w stanie ustalonym w $\frac{J}{kg}$
- I - masowy moment bezwładności wału silnika w $kg \cdot m^2$
- I_T - masowy moment bezwładności wirnika turbosprężarki w $kg \cdot m^2$
- k_{ch} - współczynnik przenikania ciepła w chłodnicy w $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
- k_N - liczba uwzględniająca wpływ pulsacji ciśnienia spalin na moc turbiny
- L_t - teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania w $\frac{kg \text{ powietrza}}{kg \text{ paliwa}}$
- \dot{m}_K - wydajność sprężarki w $\frac{kg}{s}$
- \dot{m}_L - całkowity strumień powietrza przepływającego przez silnik w $\frac{kg}{s}$
- \dot{m}_{Lv} - strumień powietrza do spalania w $\frac{kg}{s}$
- \dot{m}_{Ls} - strumień powietrza przepływającego w $\frac{kg}{s}$
- \dot{m}_B - strumień paliwa w $\frac{kg}{s}$
- \dot{m}_G - strumień spalin wypływający z silnika w $\frac{kg}{s}$
- \dot{m}_T - strumień spalin przepływający przez turbinę w $\frac{kg}{s}$
- \dot{m}_w - strumień wody chłodzącej chłodnicę powietrza w $\frac{kg}{s}$
- M_i - moment wewnętrzny (indykowany) silnika w Nm
- M_n - moment oporów mechanicznych silnika w Nm
- M_T - moment napędowy turbiny w Nm

- M_K - moment oporu sprężarki w Nm
- M_Z - moment zewnętrzny przyłożony do wału silnika w Nm
- N_1 - moc wewnętrzna (indykowana) silnika w W
- N_T - moc efektywna turbiny w W
- N_K - moc na wale sprężarki w W
- n - prędkość obrotowa silnika w $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$
- n_T - prędkość obrotowa turbosprężarki w $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$
- n_w - prędkość obrotowa wału rozrządu w $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$
- P_A - ciśnienie bezwzględne otoczenia (atmosferyczne) w $\frac{N}{m^2}$
- P_L - ciśnienie bezwzględne powietrza w kolektorze wlotowym w $\frac{N}{m^2}$
- P_d - ciśnienie doładowania (nadciśnienie w stosunku do ciśnienia otoczenia) w $\frac{N}{m^2}$
- P_G - średnie ciśnienie spoczynkowe spalin przed turbiną (ciśnienie bezwzględne) w $\frac{N}{m^2}$
- P_z - średnie ciśnienie panujące za zaworami silnika w okresie przepłukania (ciśnienie bezwzględne) w $\frac{N}{m^2}$
- P_T - ciśnienie bezwzględne spalin za turbiną w $\frac{N}{m^2}$
- P_e - średnie ciśnienie efektywne silnika w $\frac{N}{m^2}$
- R_L - stała gazowa dla powietrza w $\frac{J}{kg \cdot K}$
- R_G - stała gazowa dla spalin w $\frac{J}{kg \cdot K}$
- s - operator Laplace'a
- t - czas
- T_A - temperatura bezwzględna otoczenia w K
- T_L - temperatura bezwzględna powietrza za chłodnicą powietrza w K
- T_K - temperatura bezwzględna powietrza na wylocie z sprężarki w K
- T_G - temperatura spoczynkowa spalin przed turbiną w K
- ΔT_{ah} - średnia logarytmiczna różnica temperatur w chłodnicy powietrza w K
- T_{w1} - temperatura wody dopływającej do chłodnicy w K
- T_{w2} - temperatura wody wypływającej z chłodnicy w K
- T_1, T_2 - stałe czasowe związane z dynamiką nagrzewania się ścian cylindrów w s
- T_3, T_4, T_5 - stałe czasowe związane z dynamiką pompy paliwowej w s
- V_G - objętość kolektora spalin w m^3
- V_L - objętość kolektora powietrza w m^3

- V_H - objętość skokowa cylindra w m^3
- \dot{V}_K - wydajność sprężarki wyrażona w $\frac{m^3}{s}$ (w temperaturze 288 K, ciśnieniu $9,977 \frac{N}{cm^2}$)
- V_B - skokowa wydajność pompy paliwowej w $\frac{cm^3}{skok}$
- V_{Bu} - skokowa wydajność pompy paliwowej w stanie ustalonym w $\frac{cm^3}{skok}$
- W_O - wskaźnik obciążenia wyrażony w działkach
- W_d - wartość opałowa paliwa w $\frac{J}{kg}$
- Z - liczba cylindrów
- λ - nadmiar powietrza do spalania
- λ_c - całkowity nadmiar powietrza
- η_c - sprawność cieplna silnika
- η_{cu} - sprawność cieplna silnika w stanie ustalonym
- η_v - sprawność napełnienia
- η_{iT} - sprawność wewnętrzna turbiny
- η_{mT} - sprawność mechaniczna turbiny
- η_T - współczynnik sprawności efektywnej turbiny ($\eta_T = \eta_{iT} \eta_{mT} k_N$)
- η_K - sprawność adiabaty czna sprężarki
- κ - wykładnik adiabaty dla powietrza
- κ_G - wykładnik adiabaty dla spalin
- ω - prędkość kątowna wału silnika w $\frac{rad}{s}$
- ω_T - prędkość kątowna wirnika turbosprężarki w $\frac{rad}{s}$
- ρ_G - gęstość spalin przed turbiną w $\frac{kg}{m^3}$
- ρ_L - gęstość powietrza przed silnikiem w $\frac{kg}{m^3}$
- ρ_B - gęstość paliwa w $\frac{kg}{cm^3}$
- ψ - liczba wyrażająca udział strat chłodzenia w bilansie cieplnym silnika
- indeks \circ umieszczony przy oznaczeniu literowym oznacza znamionową wartość parametru, na przykład n_{\circ} oznacza znamionową prędkość obrotową silnika, N_{10} - znamionową moc indykowaną silnika.

1. WSTĘP

W związku z wprowadzeniem kompleksowej automatyzacji i zwiększaniem wymagań odnośnie jakości procesu regulacji coraz większą uwagę zwraca się na opracowanie matematycznych modeli obiektów.

Początkowo prace nad dynamiką obiektów dostosowywano do opracowanej wcześniej teorii układów liniowych. Modele matematyczne obiektów przemysłowych opracowywano stosując linearyzację funkcji nieliniowych przy założeniu małych zmian parametrów dynamicznych. Otrzymany w ten sposób układ liniowych równań różniczkowych o stałych współczynnikach daje tylko przybliżony opis zachodzących procesów, ponieważ przemysłowe obiekty regulacji w zakresie dużych zmian obciążeń są przeważnie obiektami nieliniowymi. Do analizy własności dynamicznych tych obiektów niezbędne jest opracowanie nieliniowych modeli matematycznych odzwierciedlających własności dynamiczne obiektów w szerokim zakresie zmian obciążeń.

W wyniku prowadzonych badań opracowano matematyczny model czterosurowych silników wysokoprężnych uwzględniający nieliniowości charakterystyk statycznych oraz wykonano na maszynie cyfrowej obliczenia przebiegu procesów nieustalonych, zachodzących w badanych silnikach podczas zmiany obciążenia oraz zadanej prędkości obrotowej.

Model matematyczny silnika przedstawiono w postaci układu różniczkowych równań stanu. Przedstawienie modelu matematycznego silnika w postaci równań stanu pozwala uwzględnić różnorodne nieliniowości wraz ze zmianą struktury równań oraz umożliwia zastosowanie gotowych podprogramów rozwiązywania równań różniczkowych.

Dynamiczne własności silnika opisano układem siedmiu równań różniczkowych stanu. W porównaniu z innymi pracami z tej dziedziny wprowadzono dwa dodatkowe równania uwzględniające wpływ nagrzewania się ścianek cylindrów na sprawność cieplną silnika oraz entalpię spalin wylotowych. Wprowadzenie tych dodatkowych równań zwiększa dokładność modelu w stanach nieustalonych.

Dalsze równania różniczkowe wynikają z uwzględnienia dynamicznych własności pompy paliwowej oraz regulatora prędkości obrotowej.

Aby spełnić podstawowe wymagania odnośnie przydatności modelu w szerokim zakresie obciążeń silnika od biegu luzem do obciążenia maksymalnego wykonano obszerne badania statyczne i dynamiczne, a następnie obliczono wartości współczynników występujących w równaniach matematycznego modelu silnika.

W dziedzinie opracowania wyników pomiarów przystosowano znaną z teorii identyfikacji obiektów [61] metodę strojonego modelu do identyfikacji charakterystyk statycznych silnika przy użyciu maszyny cyfrowej.

Opracowany model matematyczny jest przeznaczony do wykonywania obliczeń przebiegu procesów niustalonych w silniku i układach napędowych zachodzących w czasie wykonywania manewrów statkiem (włączanie sprzęgła, manewry śrubą nastawną).

Numeryczna realizacja modelu charakteryzuje się dużą elastycznością i umożliwia wykonywanie różnorodnych obliczeń w zakresie zmienności obciążeń silnika od biegu luzem do pełnego obciążenia. Wymuszenia zewnętrzne mogą być realizowane zarówno przez zmianę momentu na wale napędowym jak i przez zmianę zadanej prędkości obrotowej.

Składam podziękowanie dyrektorom OBR ZUT "ZGODA": mgr inż. J. Apathy'emu, mgr inż. M. Łysakowi, kierownikowi Zakładu Badawczo-Doświadczalnego mgr inż. H. Stekłosie za udostępnienie wyników badań i umożliwienie wykonania obliczeń na elektronicznej maszynie cyfrowej, mgr inż. J. Osobie oraz innym pracownikom OBR za pomoc w realizacji badań.

2. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA METOD MATEMATYCZNEGO MODELOWANIA SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

Model matematyczny dynamiki silnika przedstawiany jest najczęściej w postaci układu równań różniczkowych. Równania różniczkowe modelu matematycznego wynikają z ogólnych zasad bilansowania oraz praw opisujących przebieg elementarnych procesów zachodzących w silniku.

Ze względu na strukturę równań różniczkowych odzwierciedlających związki parametrów z kształtem geometrycznym opisywanego obiektu rozróżnia się obiekty o parametrach skupionych i obiekty o parametrach rozłożonych. Podział na obiekty o parametrach skupionych i rozłożonych jest w zasadzie umowny, bowiem każdy obiekt fizyczny zajmuje pewną przestrzeń, jednak możliwość pominięcia przestrzennego rozkładu istotnych parametrów fizycznych znacznie upraszcza postać równań różniczkowych, zamiast równań o pochodnych cząstkowych można zastosować równania zwyczajne.

Opis całości obiektu powstaje przez ułożenie równań obejmujących poszczególne elementarne procesy. Duża różnorodność wzajemnie sprzężonych procesów, zmienność struktur i parametrów stwarza poważne trudności przede wszystkim w ułożeniu równań i określeniu wartości występujących w nich współczynników, jak również przy ich rozwiązaniu.

Trudności te pokonywane są najczęściej przez przyjęcie założeń upraszczających odnośnie przebiegu zachodzących procesów oraz kształtu geometrycznego obiektów. O ile elementarne procesy i rządzące nimi prawa są dość dobrze poznane, to przyjmowane założenia upraszczające i wynikające stąd równania modelu matematycznego różnią się znacznie w ujęciu różnych autorów.

Okrętowy silnik wysokoprężny jest złożoną maszyną i przy opracowaniu jego modelu matematycznego należy uwzględnić problemy z zakresu termodynamiki, mechaniki, teorii silników spalinowych i turbin spalinowych oraz teorii regulacji.

Badania w zakresie modelowania matematycznego silników wysokoprężnych prowadzone są w dwóch kierunkach. Pierwszy kierunek obejmuje prace nad lepszym poznaniem oddzielnych procesów zachodzących w silniku, na przykład procesu spalania, przepływu spalin, wtrysku paliwa itp.

Modele matematyczne procesów zachodzących w silnikach wysokoprężnych oraz we współpracujących z nimi agregatach są częściowo opisane w literaturze technicznej z zakresu teorii maszyn cieplnych [12, 19, 48, 55], silników spalinowych [24, 47, 49, 56], jak również w licznych publikacjach [1, 17, 36, 46, 51, 57]. Stosowany w tych pracach matematyczny opis elementar-

nych procesów takich, jak doprowadzenie i spalanie paliwa [2, 32, 33, 34, 38, 39, 43, 44], przebieg procesów termodynamicznych zachodzących w cylindrze silnika [37, 50, 54], przepływy i rozprzestrzenianie się fal ciśnienia w kolektorze spalin [3, 10, 21, 25, 30, 40], wykorzystanie energii spalin w turbinie zasilanej impulsyjnie [20, 22, 37] jest zbyt skomplikowany. W modelu matematycznym całości silnika ze względu na ułatwienie wykonania obliczeń niezbędne jest uproszczenie opisu matematycznego.

Drugi kierunek obejmuje prace nad modelem matematycznym całości silnika wysokoprężnego wraz ze współpracującymi agregatami. Modele te najczęściej przeznaczone są do badań układu regulacji silnika [1, 17, 35, 46, 51]. Przy tworzeniu modelu matematycznego silnika należy w umiejętny sposób uwzględnić różnorodne procesy zachodzące w silniku.

W silniku wysokoprężnym występują procesy zachodzące z różną szybkością. Stosunkowo powolnym procesem jest ruch obrotowy wału silnika i turbosprężarki. Znacznie szybciej przebiegają procesy spalania i rozprzestrzeniania się fal ciśnienia spalin w kolektorze wylotowym.

Uwzględnianie w modelu matematycznym dynamiki procesów o krótkich i długich stałych czasowych znacznie wydłuża czas wykonywania obliczeń z powodu zwiększenia ilości rozwiązywanych równań i znacznego skrócenia kroku całkowania zapewniającego stabilność metod numerycznych.

Wszystkie znane matematyczne modele dynamiki silnika wysokoprężnego [1, 17, 35, 46, 51] opierają się na przyjęciu założenia, że silnik można uważać za obiekt o parametrach skupionych dający się opisać za pomocą układu pięciu równań różniczkowych, a mianowicie:

- równania ruchu wału silnika,
- równania ruchu wirnika turbosprężarki
- równania ciągłości strumienia powietrza w kolektorze dolotowym
- równania ciągłości strumienia spalin w kolektorze wylotowym
- równania bilansu energii cieplnej w chłodnicy powietrza.

Dalsze równania różniczkowe odnoszą się do regulatora oraz pompy paliwowej. Wszystkie inne procesy nie objęte wymienionymi równaniami różniczkowymi są opisywane wzorami odnoszącymi się do stanu ustalonego, przy czym autorzy prac najczęściej tych szczegółowych wzorów nie podają (na przykład wzorów odnoszących się do obliczania mocy silnika, mocy turbiny, przepływów powietrza i spalin).

We wzorach tych znanych z termodynamiki, występują zmienne współczynniki takie, jak sprawność napełnienia silnika η_v , sprawność cieplna silnika η_c , sprawność efektywna turbiny η_T . Sposób uwzględnienia zmienności tych współczynników ma duży wpływ na dokładność matematycznego modelu silnika.

Przystosowanie jakiegokolwiek matematycznego modelu do innego typu silnika zawsze wymaga przeprowadzenia badań doświadczalnych oraz wykonania obliczeń związanych z identyfikacją silnika.

W wyniku przeprowadzonych badań [15, 16] stwierdzono, że wymieniony układ pięciu równań różniczkowych nie wystarcza do opisanego zachowania się silnika w stanach nieustalonych występujących przy dużych zmianach obciążenia, na przykład przy nagłym obciążeniu silnika w czasie załączania sprzęgła.

W opracowanym modelu matematycznym wprowadzono dodatkowe równania różniczkowe uwzględniające wpływ dynamiki nagrzewania się ścianek cylindrów silnika na sprawność cieplną oraz straty chłodzenia.

Sposób przedstawienia modelu matematycznego w dużym stopniu zależy od przyjętej techniki rozwiązywania równań różniczkowych.

Większość publikowanych w literaturze technicznej prac z dynamiki silników wysokoprężnych jest dostosowana do techniki analogowej rozwiązywania równań różniczkowych. Ze względu na trudności związane z modelowaniem na maszynach analogowych funkcji nieliniowych równania różniczkowe są zazwyczaj linearyzowane przy założeniu małych zmian sygnałów w stanie ustalonym. Zlinearyzowane modele matematyczne silników wysokoprężnych opublikował między innymi Rudert [46], Krutow [31], Kułakowski [36], Alechina [1].

Zastosowanie linearyzacji równań różniczkowych ogranicza przydatność modelu matematycznego do wąskiego zakresu badań (małe zmiany obciążenia i prędkości obrotowej).

W okrętowych i stacjonarnych układach napędowych z silnikami wysokoprężnymi często występują duże zmiany obciążenia, podczas których uwidacznia się wpływ nieliniowości na przebieg procesów nieustalonych. Znajomość zachowania się silnika podczas gwałtownych zmian obciążenia lub prędkości obrotowej jest potrzebna do projektowania układów napędowych statków oraz planowania przebiegu manewrów zapewniających niezawodność działania silnika.

Rozszerzenie zakresu stosowalności modelu matematycznego silnika jest możliwe przy uwzględnieniu nieliniowości i zastosowania maszyn cyfrowych do rozwiązywania równań różniczkowych modelu matematycznego.

Przy modelowaniu cyfrowym istotne jest nie tylko sformułowanie równań, lecz także ułożenie algorytmu ich rozwiązywania.

Publikacje w literaturze technicznej z zakresu cyfrowego modelowania dynamiki silników wysokoprężnych są nieliczne i dość ogólnikowe.

W nielicznych publikacjach z tej dziedziny (Krutow [35], Grunauer [17], Timanowskaja [51]) autorzy przeważnie ograniczają się do podania ogólnych równań różniczkowych bez podania szczegółowych wzorów wyrażających związek między poszczególnymi parametrami silnika.

Przy tworzeniu modelu matematycznego dynamiki silnika można korzystać z wielu ogólnie znanych zależności odnoszących się do danego ustalonego, na przykład przy obliczaniu mocy silnika, mocy turbiny, przepływu powietrza i spalin, można też wykorzystać niektóre prace odnoszące się do modeli linearyzowanych, jednak równania modelu matematycznego muszą być dostosowane do konkretnego silnika. Określenie wartości pewnych współczyn-

ników występujących w równaniach modelu matematycznego wymaga przeprowadzenia obszernych badań doświadczalnych i dokonania identyfikacji statycznej i dynamicznej. Badania powinny objąć szeroki zakres zmienności charakterystycznych parametrów, takich jak prędkość obrotowa, nadmiar powietrza do spalania itp.

Możliwe są różne sposoby matematycznego opisu pewnych procesów, a mianowicie opis ścisły wynikający z praw termodynamiki oraz opis przybliżony wynikający z aproksymacji danych doświadczalnych. W modelu matematycznym dynamiki silnika ze względu na konieczność skrócenia czasu wykonywania obliczeń oraz możliwości doświadczalnej identyfikacji nie da się uniknąć wzorów aproksymacyjnych, na przykład przy obliczaniu mocy silnika lub mocy turbiny. Moc indykowana (wewnętrzna) silnika jest funkcją wielu zmiennych takich, jak strumień paliwa dostarczonego do cylindra, czasowy przebieg wtrysku paliwa i dynamika spalania, nadmiar powietrza do spalania, temperatura i ciśnienie powietrza sprężonego w cylindrze w chwili wtrysku paliwa, prędkość obrotowa silnika, kąt wyprzedzania wtrysku paliwa, temperatura ścianek cylindra rzutuująca na straty ciepłne i przebieg procesu spalania i szereg innych zmiennych, często mających charakter przypadkowy.

Uwzględnienie wpływu wszystkich parametrów na moc silnika prowadziłoby do bardzo skomplikowanego modelu matematycznego trudnego do identyfikacji i wykonania obliczeń, dlatego w praktyce stosowane są proste wzory aproksymacyjne uzależniające sprawność cieplną silnika od nadmiaru powietrza do spalania i prędkości obrotowej.

Wzory aproksymacyjne najczęściej mają ograniczony zakres stosowalności do obszaru objętego bezpośrednimi pomiarami. Ekstrapolacja tych wzorów na obszar wykraczający poza zakres bezpośrednich pomiarów może prowadzić do znacznych błędów. Tworząc wzory aproksymacyjne należy kierować się zasadą, aby występowały w nich te zmienne, między którymi zachodzi związek przyczynowy.

Podczas opracowania modelu matematycznego silników wysokoprężnych sprawdzono przydatność wielu wzorów podawanych w różnych publikacjach z zakresu matematycznego modelowania dynamiki silników wysokoprężnych. Sprawdzono model Ruderta [46], Krutowa [35], metodykę obliczeń statycznych, podaną w pracy Zubariewa [57], oraz wiele oddzielnych wzorów o charakterze aproksymacyjnym.

Sprawdzenie różnych modeli matematycznych realizowano w ten sposób, że najpierw uzgadniano równania modelu matematycznego z wynikami badań statycznych, a następnie wykonano obliczenia dynamiczne i sprawdzano zgodność wyników obliczeń z wynikami badań dynamicznych. Szczegółową analizę alternatywnych równań modelu matematycznego przeprowadzono w rozdziale 3.

Ze względu na ograniczony zakres badań statycznych w obliczeniach dynamicznych nie da się uniknąć ekstrapolacji charakterystyk statycznych silnika.

2.1. Metody rozwiązywania układu różniczkowych równań stanu

Badanie procesów nieustalonych zachodzących w obiektach nieliniowych najczęściej opiera się na obliczaniu przebiegu charakterystyk czasowych dla określonych sygnałów wymuszających.

Do rozwiązywania równań różniczkowych stosowane są metody numeryczne, jak metoda Eulera, Rungego-Kutty, Milne'a. Wybór metody rozwiązywania równań uzależniony jest od wymaganej dokładności oraz czasu liczenia. Jeżeli wymaga się szybkiego liczenia, na przykład wykonania obliczeń w czasie rzeczywistym, wówczas należy stosować proste metody numeryczne na przykład metodę Eulera, przy równoczesnym uproszczeniu równań modelu matematycznego. Wysoką dokładność obliczeń zapewnia metoda Rungego-Kutty i jej odmiany. Do rozwiązywania układów równań pierwszego rzędu przy pomocy maszyn cyfrowych zostały opracowane specjalne podprogramy.

Jedną z ważnych zalet modelu matematycznego wyrażonego przy pomocy równań różniczkowych stanu jest możliwość korzystania z gotowych podprogramów rozwiązywania równań różniczkowych.

W pracy do rozwiązywania równań różniczkowych stosowano szybką metodę Eulera oraz dokładną metodę Mersona, zawartą w bibliotece naukowej FORTRANU. Metoda Mersona jest pewną modyfikacją metody Rungego-Kutty z iteracyjnym opracowaniem rozwiązań i możliwością stosowania automatycznej zmiany kroku całkowania w zależności od wymaganej dokładności.

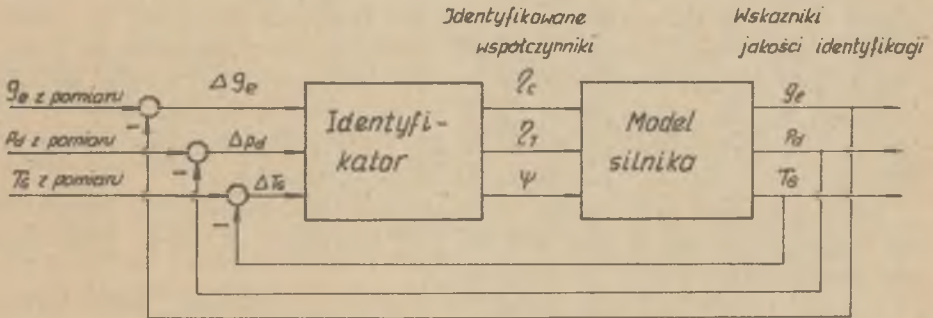
Przy stosowaniu numerycznych metod całkowania równań różniczkowych należy dobrać odpowiedni krok całkowania zapewniający stabilność metody całkowania i niezbędną dokładność rozwiązań. Ze względu na zapewnienie stabilności rozwiązań krok całkowania powinien być mniejszy od najkrótszej stałej czasowej występującej w równaniach modelu matematycznego [11, 45].

2.2. Problemy identyfikacji obiektów opisanych różniczkowymi równaniami stanu zawierającymi funkcje nieliniowe

Sposób przeprowadzania identyfikacji jest uzależniony od posiadanej informacji o strukturze równań różniczkowych i występujących w nich współczynnikach. Największe trudności występują przy niedostatecznej informacji o obiekcie. Na podstawie przebiegów czasowych uzyskanych podczas czynnego eksperymentu należy wówczas przewidzieć rząd równań różniczkowych, dokonać wyboru zmiennych stanu i obliczyć wartości współczynników liczbowych. Znajomość elementarnych procesów zachodzących w obiekcie umożliwia dokonanie wyboru istotnych zmiennych stanu i struktury równań różniczkowych. Identyfikacja w tym przypadku sprowadza się do wyznaczenia wartości współczynników występujących w ułożonych równaniach różniczkowych. Dalsze ułatwienie procesu identyfikacji uzyskuje się dzięki obliczeniu niektórych współczynników na podstawie danych konstrukcyjnych lub technologicznych. Zmniejsza się w ten sposób ilość identyfikowanych współczynników.

Wiele współczynników występuje w równaniach matematycznego modelu silnika w postaci uwikłanej, co znacznie utrudnia ich identyfikację.

Spośród różnych metod identyfikacji jako najbardziej przydatną, szczególnie do identyfikacji charakterystyk statycznych, okazała się metoda strojonego modelu [61]. Schemat obliczeń w metodzie strojonego modelu jest analogiczny do schematu układu regulacji (rys. 2.1).



Rys. 2.1. Schemat blokowy układu identyfikacji charakterystyk statycznych silnika metodą strojonego modelu

Obliczenia należy wykonywać przy użyciu maszyny cyfrowej. Do matematycznego modelu silnika należy dołączyć instrukcje nazwane identyfikatorem, których działanie jest identyczne do działania regulatorów. Identyfikator jest matematycznym modelem wielomiernego regulatora działającego na identyfikowane współczynniki (na przykład na sprawność cieplną η_c , współczynnik sprawności efektywnej turbiny η_T , straty ciepłone silnika ψ). Do identyfikacji sprawności cieplnej silnika η_c oraz strat ciepłnych stosowano regulatory o działaniu całkującym, a do identyfikacji współczynnika sprawności efektywnej η_T turbiny regulator o działaniu proporcjonalno-całkującym. Identyfikator dokonuje porównania wskaźników jakości identyfikacji obliczonych z matematycznego modelu silnika (na przykład ciśnienia doładowania p_d) z wartościami otrzymanymi z pomiaru, wprowadzonymi do pamięci maszyny cyfrowej w postaci tablicy. Następnie zmienia wartość identyfikowanego współczynnika (na przykład współczynnik sprawności efektywnej turbiny η_T) tak, aby uzyskać zgodność obliczonego wskaźnika z wartością zadaną.

W przypadku stosowania metody strojonego modelu do identyfikacji parametrów dynamicznych pojawiają się dodatkowe trudności uwarunkowane pewną dowolnością wyboru wskaźników jakości identyfikacji oraz znacznym wydłużeniem czasu wykonywania obliczeń. Jeżeli wybierze się całkowite kryteria jakości identyfikacji, na przykład całkę z kwadratu różnicy sygnału obliczonego i sygnału zmierzonego

$$I_2 = \int_0^{\infty} (p_d \text{ obliczone} - p_d \text{ zmierzone})^2 dt,$$

wówczas do wyznaczenia parametru dynamicznego (na przykład stałej czasowej T_2) mającego wpływ na wartość tak zdefiniowanego wskaźnika należy wielokrotnie powtarzać całkowanie równań różniczkowych matematycznego modelu silnika aż uzyska się minimalną wartość tej całki.

Prostsze algorytmy obliczeń uzyskuje się dla różniczkowych wskaźników jakości identyfikacji. Jeżeli znane są z pomiarów wartości przyspieszenia wału silnika $\frac{d\omega}{dt}$, wirnika turbosprężarki $\frac{d\omega_T}{dt}$, pochodne ciśnienia doładowania $\frac{dp_d}{dt}$, jak również wszystkie inne pochodne zmiennych stanu, wówczas algorytm identyfikacji dynamicznej staje się podobny do algorytmu identyfikacji statycznej. W tym przypadku do obliczenia wskaźników jakości identyfikacji nie potrzeba całkować równań różniczkowych (porównywane są pochodne zmiennych stanu z wartościami zmierzonymi). Realizacja takiego algorytmu identyfikacji jest utrudniona z powodu trudności związanych z obliczeniem lub wykonaniem pomiaru pochodnych zmiennych stanu.

3. MATEMATYCZNY MODEL SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO DOŁADOWANEGO TURBOSPREŻARKĄ Z UWZGLĘDNIENIEM NIELINIOWOŚCI

3.1. Podstawowe równania dynamiki silnika wysokoprężnego jako obiektu regulacji prędkości obrotowej

O wybrze równań matematycznego modelu silnika decydują dwa przeciwstawne wymagania: dokładność odtworzenia charakterystyk statycznych i dynamicznych oraz zmniejszenie ilości zmiennych i równań ze względu na skrócenie czasu potrzebnego do przygotowania danych oraz wykonania obliczeń. Zbyt skomplikowane modele mogą być nieprzydatne do wykonania praktycznych obliczeń.

W zagadnieniach związanych z symulacją układów napędowych statków wymagane jest dokładne odtworzenie charakterystyk statycznych silnika w bardzo szerokim zakresie obciążeń. Warunek ten spełnia przedstawiony w pracy matematyczny model silnika wysokoprężnego. Znacznie większe uproszczenia przyjęto w odniesieniu do opisu własności dynamicznych silnika.

W przedstawionej pracy przyjęto, że silnik wysokoprężny wraz ze współpracującymi urządzeniami może być traktowany jako obiekt o parametrach skupionych, to znaczy da się opisać równaniami różniczkowymi zwyczajnymi.

Powyższe założenie przyjęte głównie ze względu na uproszczenie matematycznego modelu. W stosunku do innych modeli matematycznych [1, 17, 31, 35, 36, 46, 51] przedstawiony model różni się w pewnym stopniu sposobem opisu nieliniowości statycznych, jak również wprowadzeniem dwóch dodatkowych równań różniczkowych uwzględniających dynamikę nagrzewania się silnika.

Pełny układ równań modelu matematycznego silnika wraz z pompą paliwową i regulatorem zawiera 13 równań różniczkowych.

Dynamiczne własności silnika wysokoprężnego wraz z turbosprężarką i chłodnicą powietrza opisano następującym układem siedmiu równań różniczkowych:

Równanie ruchu wału silnika

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_1 - M_m - M_z \quad (3.1)$$

Równanie ruchu wirnika turbosprężarki

$$I_T \frac{d\omega_T}{dt} = M_T - M_K \quad (3.2)$$

Równanie bilansu ilości powietrza w kolektorze wlotowym

$$V_L \frac{dQ_L}{dt} = \dot{m}_K - \dot{m}_L \quad (3.3)$$

Równanie bilansu energii strumienia powietrza przepływającego przez chłodnicę

$$C_{ch} \frac{dT_T}{dt} = \dot{m}_K c_L (T_K - 273) + \dot{m}_L c_L (T_L - 273) - A_{ch} k_{ch} \Delta T_{ch} \quad (3.4)$$

Równanie bilansu ilości spalin w kolektorze spalin

$$V_G \frac{dQ_G}{dt} = \dot{m}_G - \dot{m}_T \quad (3.5)$$

Równanie uwzględniające zmienność sprawności cieplnej silnika na skutek nagrzewania się ścianek cylindrów

$$T_1 \frac{d\eta_c}{dt} = \eta_{cu} - \eta_c \quad (3.6)$$

Równanie uwzględniające zmienność entalpii spalin przed turbiną na skutek nagrzewania się ścianek cylindrów

$$T_2 \frac{di_G}{dt} = i_{Gu} - i_G \quad (3.7)$$

Opis dynamicznych własności silnika wysokoprężnego przy pomocy powyższego układu równań związany jest z przyjęciem pewnych założeń upraszczających. Równania te nie uwzględniają dynamiki procesów o krótkich stałych czasowych, na przykład dynamiki procesu spalania paliwa w cylindrze silnika, zjawisk falowych w kolektorze powietrza i spalin.

Pominięcie dynamiki szybkich procesów jest możliwe dzięki amortyzującemu działaniu wału silnika o dużej bezwładności. Nawet przy stosunkowo szybkich zmianach obciążenia zewnętrznego główne zmienne charakteryzujące stan silnika, na przykład prędkość obrotowa, ciśnienie doładowania, zmieniają się stosunkowo powoli w porównaniu z szybkością spalania i rozprzestrzeniania się fal ciśnienia. Procesy o krótkich stałych czasowych szybko osiągają stan ustalony, dzięki temu w równaniach ruchu wału silnika i turbosprężarki zamiast chwilowych wartości momentów napędowych można ustawić wartości uśrednione osiągane w stanie ustalonym.

Założenie upraszczające, polegające na pominięciu dynamiki procesów o krótkich stałych czasowych, jest przyjmowane w wielu innych pracach [1, 17, 31, 35, 46, 51] dotyczących modelowania całości silnika.

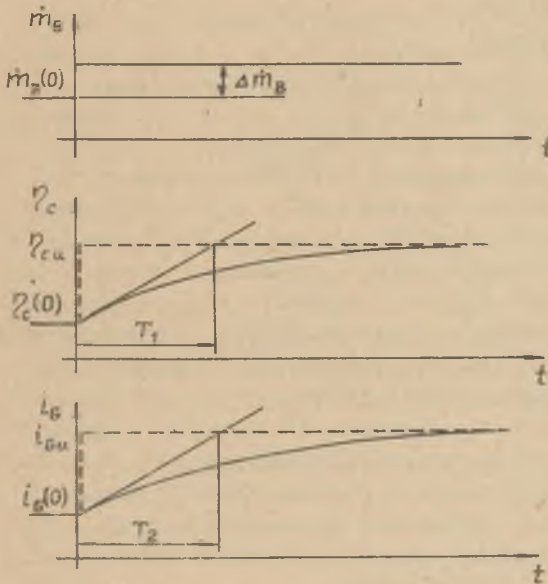
Na dynamiczne własności silnika silnie wpływa temperatura ścianek cylindrów bezpośrednio stykających się z czynnikiem roboczym. Dokładne uwzględnienie wpływu temperatury ścianek cylindrów na moc rozwijaną przez silnik oraz energię spalin jest bardzo złożone.

Wpływ temperatury ścianek cylindrów na dynamiczne własności silnika jest szczególnie widoczny podczas szybkiego zwiększania ilości doprowadzonego paliwa. W nieobciążonym silniku temperatura ścian cylindra jest stosunkowo niska. Przy szybkim zwiększeniu ilości doprowadzonego paliwa duża część ciepła wydzielonego w procesie spalania zostaje zużyta na ogrzanie silnika. W miarę wzrostu temperatury ścianek cylindrów, wzrasta sprawność cieplna silnika oraz entalpia spalin aż do osiągnięcia wartości ustalonej odpowiadającej nowemu obciążeniu silnika.

Przyjęto, że przy zmianie obciążenia silnika jego sprawność cieplna oraz entalpia spalin zmienia się według równania opisującego własności dynamiczne elementu inercyjnego pierwszego rzędu o współczynniku wzmocnienia równym jedności.

$$\eta_c = \frac{1}{T_1 s + 1} \eta_{cu} \quad (3.6a)$$

$$i_G = \frac{1}{T_2 s + 1} i_{Gu} \quad (3.7a)$$



Rys. 3.1. Przebieg sprawności cieplnej silnika η_c oraz entalpii spalin i_G wynikający z równań (3.6), (3.7) dla skokowej zmiany strumienia paliwa \dot{m}_B .

- bez uwzględnienia dynamiki nagrzewania się ścian cylindrów
- z uwzględnieniem dynamiki nagrzewania się ścian cylindrów

Powyższe równania operatorowe, równoważne równaniom różniczkowym (3.6) i (3.7), stanowią aproksymację dynamiczną oddziaływania czynnika roboczego ze ścianami cylindrów. We wszystkich modelach dynamiki silnika znanych z literatury pomijano dynamikę nagrzewania się silnika i zakładano, że wraz ze zmianą strumienia paliwa natychmiast zmienia się entalpia spalin oraz sprawność cieplna silnika, osiągając wartość odpowiadającą nowemu stanowi ustalonnemu (stałe czasowe $T_1 = 0$, $T_2 = 0$). W przedstawionym modelu sprawność cieplna silnika oraz entalpia spalin stopniowo zbliża się do nowej wartości ustalonej, tak jak to przedstawiono na rys. 3.1.

Stałe czasowe T_1 i T_2 można wyznaczyć z badań dynamicznych silnika. Prawe strony równań (3.1)...(3.7) są skomplikowanymi funkcjami wielu zmiennych i parametrów silnika. Funkcje te wynikają z ogólnych zależności termodynamicznych lub z aproksymacji danych doświadczalnych.

3.2. Przepływ powietrza przez silnik

W całkowitym strumieniu powietrza przepływającego przez silnik \dot{m}_L można wyróżnić dwa składniki: strumień powietrza do spalania \dot{m}_{LV} wynikający z napełnienia cylindrów powietrzem oraz strumień powietrza przepływającego \dot{m}_{LS} przepływający przez silnik w okresie przepłukiwania, gdy oba zawory: ssący i wylotowy są otwarte

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{LV} + \dot{m}_{LS} \quad (3.8)$$

3.2.1. Strumień powietrza do spalania \dot{m}_{LV}

W silniku czterosurowym oblicza się ze wzoru

$$\dot{m}_{LV} = \frac{1}{2} z v_H \varrho_v \Omega_L \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.9)$$

Gęstość powietrza ϱ_L w kolektorze wlotowym jest funkcją ciśnienia bezwzględnego p_L i temperatury bezwzględnej T_L powietrza

$$\varrho_L = \frac{p_L}{R_L T_L} \quad (3.10)$$

Sprawność napełniania ϱ_v uwzględnia zmniejszenie napełnienia cylindrów powietrzem w stosunku do parametrów powietrza w kolektorze wlotowym. Z powodu trudności związanych z wykonaniem odpowiednich badań do obliczania sprawności napełnienia ϱ_v przyjęto wzory podane w pracy [57].

Ze sposobu przedstawienia tych wzorów wynika, że otrzymano je przez aproksymację danych doświadczalnych.

$$\frac{\varrho_v}{\varrho_{v_0}} = \varrho_{vn} \frac{\varrho_{v9}}{\varrho_{vq_0}} \quad (3.11)$$

gdzie:

- ϱ_{v_0} - sprawność napełnienia w stanie odniesienia (przy parametrach znamionowych),
- ϱ_{vn} - liczba uwzględniająca wpływ prędkości obrotowej na sprawność napełnienia,

η_{v_0} - liczba uwzględniająca wpływ gęstości powietrza na sprawność napełnienia.

Na podstawie danych producenta silników [58], sprawność napełnienia przy parametrach znamionowych (500 obr/min, 100% obciążenia) wynosi 0,95 ($\eta_{v_0} = 0,95$).

Liczbę η_{v_n} uwzględniającą wpływ prędkości obrotowej na sprawność napełnienia oblicza się ze wzoru

$$\eta_{v_n} = 1 + a_2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right] \quad (3.12)$$

Zubariew [57] podaje, że czynnik a_2 przyjmuje wartość $a_2 = 0,02 \div 0,04$ zależnie od współłotwarcia zaworów. Z braku odpowiednich badań doświadczalnych nie można było sprawdzić podanych wzorów, dlatego w obliczeniach przyjmowano dla liczby a_2 wartość średnią, $a_2 = 0,03$.

Liczbę η_{v_0} uwzględniającą wpływ gęstości powietrza na sprawność napełnienia wyraża wzór

$$\eta_{v_0} = 1 + 0,085 \left\{ 1 - \exp \left[- 1,5 \left(\frac{\rho_L}{\rho_0} - 1 \right) \right] \right\} \quad (3.13)$$

Liczbę η_{v_0} oblicza się ze wzoru (3.13) dla gęstości powietrza doładowującego w warunkach odniesienia (przy parametrach znamionowych). Obniżenie prędkości obrotowej silnika powoduje nieznaczny wzrost sprawności napełnienia, wskutek zmniejszenia prędkości przepływu powietrza przez zawory.

Maleją straty ciśnienia w zaworach ssących, ciśnienie powietrza w cylindrach pod koniec suwu ssania zbliża się do ciśnienia powietrza w kolektorze.

Obniżenie gęstości powietrza doładowującego głównie na skutek obniżenia ciśnienia doładowania powoduje zmniejszenie sprawności napełnienia, bowiem zmniejsza się dyspozycyjna różnica ciśnień wywołująca przepływ powietrza z kolektora do cylindrów.

Sprawność napełnienia η_v liczona wzorem (3.11) dla silnika 6 ZL zmienia swą wartość z 0,95 przy obciążeniu znamionowym do 0,915 przy biegu luzem (180 obr/min, $\rho_L = 1,22 \text{ kg/m}^3$)

W znanych matematycznych modelach dynamiki silnika [1, 17, 35, 46, 51] tak małe zmiany sprawności napełnienia są pomijane. Obliczenia dynamiczne są wykonywane przy założeniu stałej sprawności napełnienia. Uwzględnienie nawet w sposób przybliżony niewielkiej zmienności sprawności napełnienia powinno jednak zwiększyć dokładność modelu, szczególnie w zakresie niskich obciążeń silnika.

3.2.2. Strumień powietrza przepływającego \dot{m}_{Ls}

Znajomość strumienia powietrza przepływającego jest niezbędna do sporządzenia bilansu ilości powietrza, obliczenia ciśnienia doładowania i ciśnienia spalin. Przepływ powietrza przez silnik w okresie przepływania zależy od współtwarcia zaworów, układu ciśnień oraz temperatur w kolektorze powietrza i kolektorze spalin. Jeżeli znane jest ciśnienie p_L i temperatura T_L powietrza przed zaworami, średnie ciśnienie p_z za zaworami oraz efektywna powietrzchnia otwarcia zaworów $(\mu A)_s$, wówczas natężenie przepływu powietrza wyrażone jest wzorami znanymi z termodynamiki przepływów [19], na przykład dla przepływu poddźwiękowego

$$\dot{m}_{Ls} = (\mu A)_s \frac{p_L}{\sqrt{R_L T_L}} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_z}{p_L}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_z}{p_L}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.14)$$

W obliczeniach technicznych wzór (3.14) zastępuje się prostszym wzorem przybliżonym

$$\dot{m}_{Ls} = (\mu A)_s \frac{p_L}{\sqrt{R_L T_L}} \psi_s \max \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_z}{p_L} - \beta\right)^2}{(1 - \beta)^2}}, \quad (3.15)$$

gdzie:

- $\psi_s \max$ - liczba przepływu dla powietrza
- β - krytyczny stosunek ciśnień

$$\psi_s \max = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (3.16)$$

$$\beta = \left(\frac{p_z}{p_L}\right)_{\text{kryt.}} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.16a)$$

Wykładnik adiabaty κ zależy od składu i temperatury gazu. W okresie przepływu udział produktów spalania w przepływającym czynniku jest mały, dlatego w obliczeniach przepływu powietrza przepływającego przyjęto wykładnik adiabaty κ taki, jak dla powietrza.

Z uwagi na uproszczenie obliczeń pominięto również wpływ temperatury powietrza przepływającego na wartość wykładnika adiabaty κ . Dla powie-

trza przyjęto $\alpha = 1,4$, wobec tego z wzorów (3.16), (3.16a) otrzymuje się $\beta = 0,5283$, $\psi_{\max} = 0,6847$.

W silnikach z impulsyjnym zasilaniem turbiny występuje obniżenie ciśnienia spalin za zaworami silnika spowodowane zjawiskami falowymi. Analityczne obliczenie układu ciśnień w kolektorze spalin jest bardzo trudne, bowiem wymaga rozwiązania skomplikowanych równań różniczkowych opisujących nieustalony przepływ spalin.

Znane z literatury [10, 21, 40] metody obliczania rozkładu ciśnień oparte na numerycznym całkowaniu równań opisujących nieustalony przepływ spalin są zbyt skomplikowane. Ze względu na konieczność skrócenia czasu wykonywania obliczeń numerycznych w modelu dynamiki całego silnika należy stosować prostsze metody obliczania ciśnienia za zaworami silnika.

Znacznie prostsze wzory na obliczenie ciśnienia za zaworami wylotowymi można otrzymać w wyniku badań doświadczalnych. W opracowanym matematycznym modelu silnika przystosowano wzór podany w pracy [57]

$$P_Z = P_T + (0,4 + 0,25 \frac{\omega}{\omega_0})(P_G - P_T) \quad (3.17)$$

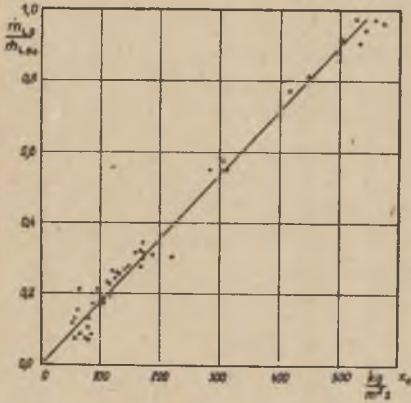
Przydatność wzoru (3.17) do obliczania przepływu powietrza przepływającego w silniku 6ZL sprawdzono przez porównanie rzeczywistych przepływów powietrza z wartościami obliczonymi przy założeniu, że ciśnienie za zaworami P_Z wyrażone jest wzorem (3.17). W oparciu o wyniki badań statycznych silnika 6ZL sporządzono wykres (rys. 3.2) przedstawiający zależność strumienia powietrza przepływającego \dot{m}_{LS} obliczonego z danych pomiarowych [16] od współczynnika x_c wyrażonego wzorem:

$$x_c = \sqrt{\frac{P_L}{R_L T_L}} \psi_{\max} \sqrt{1 - \frac{(\frac{P_Z}{P_L} - \beta)^2}{(1 - \beta)^2}} \quad (3.18)$$

Strumień powietrza przepływającego \dot{m}_{LS} przedstawiony na rys. 3.2 obliczono jako różnicę całkowitego strumienia powietrza \dot{m}_L i strumienia powietrza do spalania \dot{m}_{Lv} ($\dot{m}_{LS} = \dot{m}_L - \dot{m}_{Lv}$). Całkowity strumień powietrza \dot{m}_L mierzono przy pomocy zwięzki pomiarowej zainstalowanej na rurociągu przyłączonym do sprężarki, a strumień powietrza do spalania \dot{m}_{Lv} obliczono ze wzoru (3.9) dla zmierzonych wartości ciśnienia i temperatury doładowania oraz prędkości obrotowej silnika.

Iloczyn współczynnika x_c przez efektywną powierzchnię przepływu $(\mu A)_S$ silnika daje strumień powietrza przepływającego \dot{m}_{LS}

$$\dot{m}_{LS} = (\mu A)_S x_c \quad (3.19)$$



Rys. 3.2. Charakterystyka przepływu powietrza przepływającego cylindry silnika 6ZL

otrzymanym z pomiaru i współczynnikiem x_c obliczonym przy przyjęciu wzoru (3.18) w całym zakresie zmienności obciążeń silnika (duży rozrzut punktów pomiarowych jest uwarunkowany małą dokładnością pomiaru), potwierdza przydatność przedstawionej metody obliczania przepływu powietrza przepływającego.

Z nachylenia linii prostej (rys. 3.2) oblicza się efektywny przekrój silnika $(\mu A)_n$ w okresie przepływania.

3.3. Przepływ spalin przez turbiny

Do obliczania przepływu spalin przez turbinę można wykorzystać znane wzory z termodynamiki przepływów [19, 52] stosowane również w cytowanej już pracy Zubariewa [57].

W zakresie przepływów poddźwiękowych, praktycznie występujących w rozważanych silnikach, przepływ spalin przez turbinę oblicza się ze wzoru

$$\dot{m}_T = (\mu A)_T \frac{p_G}{\sqrt{R_G T_G}} \psi_{s \max} \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_T}{p_G} - \beta_T\right)^2}{(\beta_T - 1)^2}} \quad (3.21)$$

W wyniku przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że w silniku 6ZL rzeczywiste ciśnienie p_z ze zaworami jest niższe od ciśnienia obliczonego ze wzoru (3.17) o około $2394 \frac{N}{m^2}$ ($0,0244 \frac{kG}{cm^2}$).

Ostatecznie dla silnika 6ZL przyjęto następujący wzór na obliczenie ciśnienia za zaworami wylotowymi

$$p_z = p_T + (0,4 + 0,25 \frac{\omega}{\omega_0})(p_G - p_T) - 2394 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (3.20)$$

Liniowa zależność między strumieniem powietrza przepływającego \dot{m}_{Ls}

gdzie:

$\psi_{s \max}$ - liczba przepływu dla spalin

$\beta_T = \left(\frac{p_T}{p_G}\right)_{\text{kryt.}}$ - krytyczny stosunek ciśnień dla turbiny.

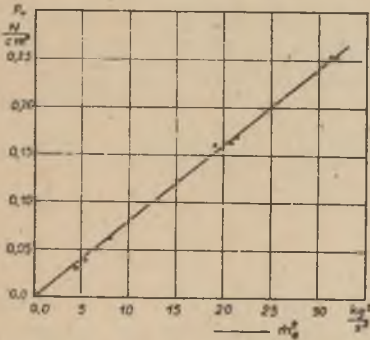
Dla spalin przyjęto $\kappa_G = 1,33$; ze wzoru (3.16) obliczono

$$\psi_{s \max} = 0,6726$$

Krytyczny stosunek ciśnień $\beta_T = \left(\frac{p_T}{p_G}\right)_{\text{kryt.}}$ zależy od liczby stopni turbiny ν oraz stopnia reakcyjności turbiny r [57].

$$\beta_T = \left(\frac{p_T}{p_G}\right)_{\text{kryt.}} = (1,86) \frac{\nu}{1-r} \quad (3.22)$$

Dla turbiny jednostopniowej, $\nu = 1$ o stopniu reakcyjności $r = 0,4$ krytyczny stosunek ciśnień wynosi $\beta_T = 0,3555$. Ciśnienie spalin za turbiną p_T zależy od oporów przepływu rurociągu odprowadzającego spaliny oraz strumienia spalin. Zależność tę można otrzymać z badań statycznych silnika. Na przykład dla silnika 6ZL otrzymano [16,60], -rys. 3.3.



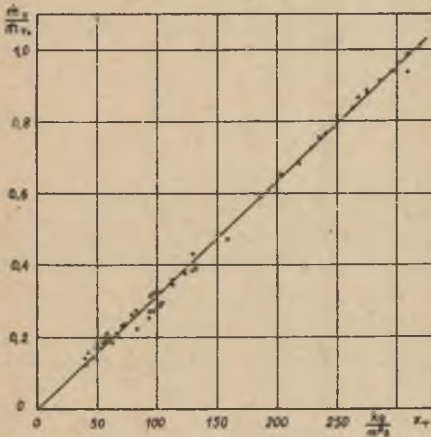
Rys. 3.3. Przeciwcisnienie spalin za turbiną (silnik 6ZL)

$$p_T = p_A + 0,000818 \dot{m}_G^2 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (3.23)$$

Zgodność powyższych wzorów z wynikami badań statycznych silnika 6ZL można sprawdzić w ten sposób, że dla zmierzonych parametrów spalin oblicza się współczynnik

$$x_T = \frac{p_G}{\sqrt{R_G T_G}} \psi_{s \max} \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_T}{p_G} - \beta_T\right)^2}{(1 - \beta_T)^2}} \quad (3.24)$$

i sporządza wykres zależności strumienia spalin \dot{m}_G od współczynnika x_T (rys. 3.4).



Rys. 3.4. Charakterystyka przepływu spalin przez turbinę

Liniowa zależność strumienia spalin \dot{m}_T od współczynnika x_T potwierdza słuszność wzoru (3.21), służącego do obliczania przepływu spalin, a nachylenie linii prostej umożliwia obliczenie efektywnego przekroju turbiny $(\mu A)_T$. Iloczyn współczynnika x_T i efektywnej powierzchni turbiny $(\mu A)_T$ równy jest strumieniowi spalin przepływających przez turbinę

$$\dot{m}_T = (\mu A)_T x_T \quad (3.25)$$

W czasie badań bezpośrednio mierzone całkowity przepływ powietrza \dot{m}_L oraz zużycie paliwa \dot{m}_B . Strumień spalin \dot{m}_G obliczono ze wzoru

$$\dot{m}_G = \dot{m}_L + \dot{m}_B \quad (3.26)$$

W stanie ustalonym przepływ przez turbinę \dot{m}_T równa się całkowitemu strumieniowi spalin \dot{m}_G , ($\dot{m}_T = \dot{m}_G$).

3.4. Moc silnika

Moc wewnętrzną (indykowaną) silnika N_1 najczęściej oblicza się ze wzoru (3.27).

$$N_1 = w_d \dot{m}_B \varphi_c \quad (3.27)$$

Znając moc wewnętrzną silnika można obliczyć moment wewnętrzny M_1 występujący w równaniu (3.1)

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega} \quad (3.28)$$

Inny sposób obliczania mocy wewnętrznej silnika stosuje Rudert [46]. Moc wewnętrzną N_1 jest iloczynem strumienia powietrza do spalania \dot{m}_{LV} i wewnętrznej pracy właściwej mieszanki paliwowej w_1 .

$$N_1 = \dot{m}_{LV} w_1, \quad (3.29)$$

przy czym wewnętrzna praca właściwa w_i mieszanki paliwowej jest funkcją nadmiaru powietrza do spalania λ . Wewnętrzna praca właściwa mieszanki paliwowej w_i przedstawia pracę indykowaną (wewnętrzną) silnika przypadającą na 1 kg powietrza zawartego w objętości skokowej cylindra. Nadmiar powietrza do spalania λ wyrażony jest wzorem:

$$\lambda = \frac{1}{L_t} \frac{\dot{m}_{LV}}{\dot{m}_B} \quad (3.30)$$

Ten uproszczony sposób liczenia mocy silnika podany przez Ruderta może być stosowany do silników pracujących ze stałą prędkością obrotową, na przykład napędzających generator.

W pracach dotyczących matematycznego modelowania silników wysokoprężnych [17, 35, 51, 57] przyjmuje się, że sprawność cieplna η_c jest funkcją nadmiaru powietrza do spalania λ oraz prędkości obrotowej silnika ω .

$$\eta_c = \eta_c(\lambda, \omega) \quad (3.31)$$

Zależność sprawności cieplnej silnika η_c od nadmiaru powietrza λ i prędkości obrotowej na ogół nie jest podawana w publikacjach. Jedynie w cytowanej już pracy Zubariewa [57] podane są wzory wynikające z aproksymacji danych doświadczalnych, jednak nie znalazły one potwierdzenia dla silników typu Z [60].

Z pomiaru charakterystyk statycznych otrzymuje się zbiór wartości sprawności cieplnej η_c dla różnych wartości prędkości obrotowej silnika ω oraz nadmiaru powietrza do spalania λ .

Aby móc wykorzystać te dane pomiarowe w modelu silnika, należy zastosować odpowiednią metodę aproksymacji umożliwiającą obliczanie sprawności cieplnej dla pośrednich parametrów silnika.

Ze względu na opracowanie programu obliczeń na maszynie cyfrowej najwygodniej jest stosować aproksymację liniową. Wadą aproksymacji liniowej jest mała dokładność. Do dokładnego odtworzenia aproksymowanej funkcji należy wziąć dużą ilość punktów leżących blisko siebie. Przez odpowiedni dobór funkcji aproksymujących można uzyskać wymaganą dokładność aproksymacji w szerokim zakresie zmienności parametrów λ i ω .

W przypadku rozważanych silników na podstawie badań doświadczalnych [60] przyjęto następujące wzory aproksymacyjne na obliczanie sprawności cieplnej η_c

$$\eta_c = \eta_{cM} - a_\lambda (\lambda_M - \lambda)^2 \quad (3.32)$$

Liczba λ_M określa nadmiar powietrza do spalania, przy którym sprawność cieplna osiąga maksymalną wartość.

$$\lambda_M = \begin{cases} 6,4 \frac{n}{n_0} - 0,104 & \text{dla } \frac{n}{n_0} < 0,56 \\ 1,4 \frac{n}{n_0} + 2,696 & \text{dla } \frac{n}{n_0} > 0,56 \end{cases} \quad (3.33)$$

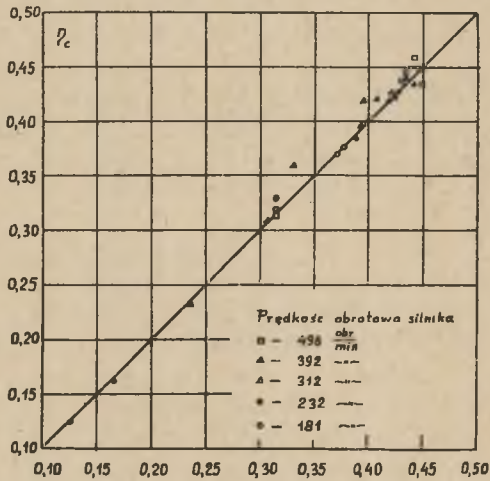
gdzie:

$n_0 = 500 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ - znamionowa prędkość obrotowa silnika.

Współczynnik a_λ wynosi

$$a_\lambda = \begin{cases} 0,0322 - 0,045 \frac{n}{n_0} & \text{dla } \frac{n}{n_0} < 0,56 \\ 0,0014 + 0,01 \frac{n}{n_0} & \text{dla } \frac{n}{n_0} > 0,56 \end{cases} \quad (3.34)$$

Sprawność cieplna wynikająca z pomiarów statycznych



Sprawność cieplna obliczona ze wzoru aproksymacyjnego (3.32)

Rys. 3.5. Sprawdzenie dokładności wzoru aproksymacyjnego (3.32) służącego do obliczania sprawności cieplnej silnika

Liczba η_{cM} określa maksymalną sprawność cieplną silnika dla danej prędkości obrotowej oraz dla $\lambda = \lambda_M$.

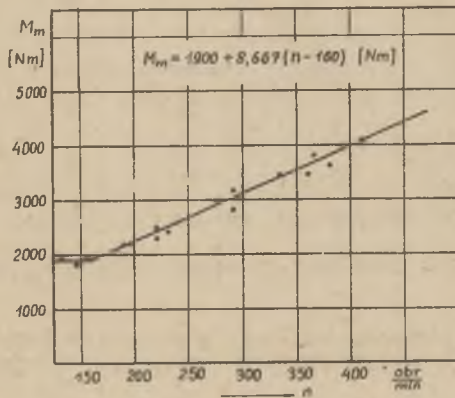
$$\eta_{cM} = \begin{cases} 0,2396 + 0,39 \frac{n}{n_0} & \text{dla } \frac{n}{n_0} < 0,56 \\ 0,3964 + 0,11 \frac{n}{n_0} & \text{dla } \frac{n}{n_0} > 0,56 \end{cases} \quad (3.35)$$

Porównanie sprawności cieplnej obliczonej z powyższych wzorów aproksymacyjnych z wartościami sprawności wynikającymi z badań doświadczalnych przedstawiono na rys. 3.5.

Uzyskana dokładność aproksymacji może być uznana za zadowalającą dla praktycznych zastosowań w matematycznym modelu silnika.

3.5. Moment tarcia silnika

Moment tarcia M_m w silniku wysokoprężnym zależy od prędkości obrotowej silnika, ciśnienia doładowania a także od lepkości oleju. Udział momentu tarcia w ogólnym bilansie momentów sił działających na wał silnika nie jest zbyt duży, dlatego w modelu matematycznym przyjęto, że moment tarcia zależy tylko od prędkości obrotowej silnika. Wpływ innych czynników takich jak ciśnienie doładowania, temperatura oleju jest stosunkowo mały, a równocześnie bardzo trudny do uwzględnienia.



Rys. 3.6. Moment oporów mechanicznych silnika 6ZL

Moment tarcia najwygodniej jest wyznaczyć z krzywych wybiegu silnika. Dla rozważanych silników dane pomiarowe (rys. 3.6) aproksymowano funkcją

$$M_m = \begin{cases} M_{mo} + b_M(\omega - \omega_M) & \text{dla } \omega > \omega_M \\ M_{mo} & \text{dla } \omega \leq \omega_M \end{cases} \quad (3.36)$$

Dla silnika 6ZL odpowiednie stałe wynoszą [60]:

$$M_{mo} = 1900 \text{ Nm}$$

$$b_M = 0,91 \frac{\text{Nm}}{\frac{\text{rad}}{\text{sek}}}$$

$$\omega_M = 16,75 \frac{\text{rad}}{\text{sek}}$$

W zakresie wysokich prędkości obrotowych ($n > 160 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$) moment tarcia jest w przybliżeniu proporcjonalny do prędkości obrotowej. W tym zakresie prędkości obrotowej decydujący wpływ na moment tarcia ma tarcie płynne w łożyskach oraz tłoków w gładzi cylindrów. W zakresie niskich prędkości obrotowych od 100 do $160 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ obserwuje się stabilizację momentu tarcia. Krzywa wybiegu w tym zakresie prędkości obrotowej jest prawie linią prostą. Podobna zależność momentu tarcia od prędkości obrotowej występuje w silnikach PC3V.

Poniżej obrotów zapłonowych (około $100 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$) moment tarcia stopniowo maleje wraz ze zmniejszaniem się prędkości obrotowej silnika, ale te prędkości obrotowe leżą już poza zakresem działania silnika.

3.6. Parametry spalin przed turbiną

Temperaturę spoczynkową spalin przed turbiną T_G oblicza się z bilansu energii spalin dla stanu ustalonego

$$i_{Gu} = c_L T_L \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G} + w_d (1 - \psi - \tau_o) \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_G} \quad (3.37)$$

W zakresie średnich i dużych obciążeń silnika straty chłodzenia wynoszą od 10% do 20% i zależą od prędkości obrotowej oraz średniego ciśnienia efektywnego a także parametrów wody chłodzącej. Przy małych obciążeniach silnika względny udział strat chłodzenia w bilansie cieplnym znacznie wzrasta. Przy biegu luzem ($p_e = 0$) straty chłodzenia dochodzą do 70% w badanym silniku 6ZL. Prawidłowe określenie strat chłodzenia ma duży wpływ na dokładność obliczenia temperatury spalin i mocy turbiny przy niskich obciążeniach silnika.

W oparciu o badania doświadczalne [16, 60] dla silnika 6ZL przyjęto następujące wzory aproksymacyjne do obliczenia strat ciepłych.

$$\Psi = 0,441 - 0,236 \frac{\omega}{\omega_0} - 0,1342 \frac{p_e}{p_{e0}} \quad (3.38)$$

dla

$$p_e > p_{e0} \left(0,321 - 0,158 \frac{\omega}{\omega_0} \right)$$

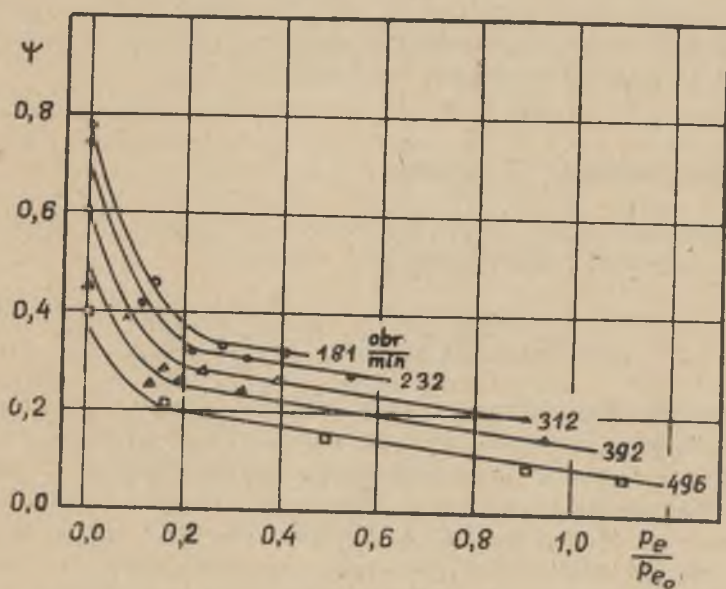
oraz

$$\Psi = 0,4106 - 0,2148 \frac{\omega}{\omega_0} + 6,408 \left(0,321 - 0,158 \frac{\omega}{\omega_0} - \frac{p_e}{p_{e0}} \right)^2 \dots (3.38a)$$

dla

$$p_e < p_{e0} \left(0,321 - 0,158 \frac{\omega}{\omega_0} \right)$$

Zależność strat ciepłych Ψ w silniku 6ZL od średniego ciśnienia efektywnego p_e oraz prędkości obrotowej ω przedstawiono na rys. 3.7.



Rys. 3.7. Zależność strat ciepłych silnika 6ZL od średniego ciśnienia efektywnego oraz prędkości obrotowej

Większą swobodę w wykorzystaniu danych doświadczalnych w modelowaniu silnika zapewnia aproksymacja liniowa. Wartość strat ciepłych oraz parametry silnika - prędkość obrotowa i średnie ciśnienie efektywne są wczytywane w postaci tablicy. Dla pośrednich parametrów silnika straty ciepłone oblicza się metodą aproksymacji liniowej. Dzięki temu program obliczeń staje się bardziej uniwersalny. Raz opracowany program może być wykorzystany do obliczeń dynamicznych różnych silników wysokoprężnych, przy czym aktualne charakterystyki statyczne silnika są wczytywane w postaci tablic.

W obliczeniach dynamicznych chwilową wartość entalpii spalin i_G oblicza się przez całkowanie równania (3.7).

Temperatura spoczynkowa spalin wynika ze wzoru:

$$T_G = \frac{i_G}{c_G}, \quad (3.39)$$

gdzie c_G jest ciepłem właściwym spalin przy stałym ciśnieniu. W obliczeniach należy uwzględnić zależność ciepła właściwego spalin od temperatury. Według [57] przyjęto

$$c_G = 979,7 + 0,1465 \frac{T_G}{\sqrt{\lambda_c}} \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (3.40)$$

Całkowity nadmiar powietrza λ_c oblicza się ze wzoru

$$\lambda_c = \frac{\dot{m}_L}{L_t \dot{m}_B} \quad (3.41)$$

Przez całkowanie równania (3.5) wynikającego z bilansu ilości spalin w kolektorze spalin oblicza się gęstość spalin ρ_G a następnie ciśnienie spoczynkowe spalin p_G

$$p_G = R_G \rho_G T_G \quad (3.42)$$

Z przeprowadzonych badań wynika, że stała czasowa kolektora wylotowego silników z impulsyjnie zasilaną turbiną jest bardzo mała rzędu 0,1 sek, w rezultacie można pominąć dynamikę procesu akumulacji spalin w kolektorze wylotowym. Ciśnienie spalin p_G można więc obliczyć z warunków równości strumienia spalin przepływających przez silnik i turbinę, czyli należy rozwiązać metodą iteracyjną uwikłany układ równań (3.8), ..., (3.26).

Stabilność metody zapewnia następujący algorytm obliczeń. Przyjmuje się początkowe ciśnienie p_G . Ze wzorów (3.21), (3.26) oblicza przepływy \dot{m}_G i \dot{m}_T oraz względną niezgodność bilansu spalin

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_G} = \frac{\dot{m}_G - \dot{m}_T}{\dot{m}_G} \quad (3.43)$$

Jeżeli względna niezgodność bilansu spalin jest większa od wartości dopuszczalnej, wówczas należy zmienić początkową wartość ciśnienia spalin p_G według wzoru

$$p_G = p_G + k_m \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_G}, \quad (3.44)$$

gdzie k_m jest pewnym współczynnikiem, tak dobranym metodą prób, aby zapewnić stabilność i szybką zbieżność iteracji. Poprawka ciśnienia p_G jest proporcjonalna do niezgodności bilansu strumieni spalin. Ten algorytm obliczeń jest równoważny działaniu regulatora o charakterystyce oszkującej w układzie regulacji ze sprzężeniem zwrotnym. Regulator działa na ciśnienie p_G tak długo, aż niezgodność bilansu strumieni spalin w kolektorze zmniejszy się do założonej wartości.

Inne algorytmy nie zawsze zapewniały stabilność obliczeń w szerokim zakresie zmienności obciążenia silnika lub dawały zbyt powolną zbieżność iteracji.

3.7. Moc turbiny

Moc turbiny gazowej napędzanej spalinami wylotowymi z silnika jest funkcją parametrów termodynamicznych spalin (temperatury, ciśnienia). Doładowanie silników może być realizowane przy pomocy turbosprężarek napędzanych spalinami o stałym ciśnieniu z dużym kolektorem wyrównującym pulsacje ciśnienia lub spalinami o zmiennym ciśnieniu.

W turbinach zasilanych impulsyjnie energia kinetyczna spalin wykorzystana jest bezpośrednio do napędu turbiny (bez zmiany energii kinetycznej na energię potencjalną ciśnienia).

Obliczaniem dyspozycyjnej energii spalin, która może być wykorzystywana w turbinie zasilanej impulsyjnie zajmowali się między innymi Krugłow i Jegorow [22, 29, 30]. Teoretyczne obliczenie energii niesionej przez spalinę polega na obliczeniu przebiegu pulsacji ciśnienia, prędkości i temperatury, a następnie uśrednieniu adiabatycznych spadków entalpii. Tak skomplikowane obliczenia mogą być wykonywane tylko w odniesieniu do stanu ustalonego. W obliczeniach dynamicznych muszą być stosowane prostsze algorytmy obliczeń umożliwiające uzyskanie wyników w krótszym czasie. Niektóre uproszczone metody obliczeń oparte są na wprowadzeniu doświadczalnie wyznaczonych współczynników korekcyjnych uwzględniających wpływ pulsacji na przepustowość i moc turbiny. Moc turbiny zasilanej impulsyjnie oblicza się mnożąc moc turbiny obliczoną przy założeniu uśrednionych parametrów spalin przez współczynnik korekcyjny k_N wyznaczony z badań doświadczalnych [24, 28].

W prowadzonych badaniach [14, 15] próbowano znaleźć inne uproszczone metody obliczania mocy turbiny, na przykład w pracy [15] stosowano wzór

$$\frac{N_T}{N_{T0}} = a_N \left(\frac{N_1}{N_{10}} \right)^{b_N} \quad (3.45)$$

Przez odpowiedni dobór współczynników a_N i b_N można uzyskać dobrą zgodność obliczanej w ten sposób mocy turbiny z wynikami pomiarów statycznych w dość szerokim zakresie zmienności obciążeń silnika.

W przypadku liczenia mocy turbiny wzorem przybliżonym (3.45) nie obliczano parametrów spalin, a całkowity przepływ powietrza przez silnik obliczano ze wzoru przybliżonego

$$\dot{m}_L = a_m \dot{m}_{LV} \quad (3.46)$$

Z badań statycznych wynika, że w dość szerokim zakresie obciążeń silnika współczynnik a_m jest stały i dla rozważanych silników wynosi 1,4.

Na podstawie dalszych badań doświadczalnych stwierdzono, że lepszą dokładność zapewnia klasyczny sposób obliczania mocy turbiny w oparciu o uśrednione parametry spalin pod warunkiem, że uwzględni się wpływ pulsacji spalin na moc turbiny. Ostatecznie na obliczanie mocy turbiny przyjęto wzór:

$$N_T = \dot{m}_G c_{GT} \vartheta_{iT} \vartheta_{mT} k_N \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_G} \right)^{\frac{\gamma_G - 1}{\gamma_G}} \right] \quad (3.47)$$

Z badań doświadczalnych można wyznaczyć współczynnik ϑ_T będący iloczynem sprawności turbiny $\vartheta_{iT} \vartheta_{mT}$ i współczynnika korekcyjnego k_N uwzględniającego wpływ pulsacji ciśnienia na moc turbiny ($k_N > 1$).

$$\vartheta_T = \vartheta_{iT} \vartheta_{mT} k_N \quad (3.48)$$

Sprawność wewnętrzna turbiny ϑ_{iT} jest funkcją stosunku średniej prędkości obwodowej wirnika turbiny do prędkości bezwzględnej spalin.

W stanach ustalonych, dla różnych obciążeń silnika, ten stosunek prędkości zmienia się bardzo mało, dlatego sprawność wewnętrzna turbiny ϑ_{iT} jest prawie stała. Szczególnie duże zmiany wykazuje współczynnik k_N uwzględniający energię kinetyczną strumienia spalin. Przy małych obciążeniach silnika średnie parametry spalin (ciśnienie i temperatura) są niskie, dlatego wzrasta względny udział energii kinetycznej w całkowitej energii spalin. W rezultacie zwiększa się wartość współczynnika k_N oraz ϑ_T . Współczynnik ϑ_T zależy głównie od udziału energii kinetycznej w całkowitej energii strumienia spalin. W wyniku przeprowadzonych badań [16] dla

turbiny współpracującej z silnikiem 6ZL otrzymano następujące wzory aproksymacyjne uzależniające współczynnik η_T od średniego ciśnienia efektywnego silnika p_e oraz prędkości obrotowej silnika ω (rys. 3.8).

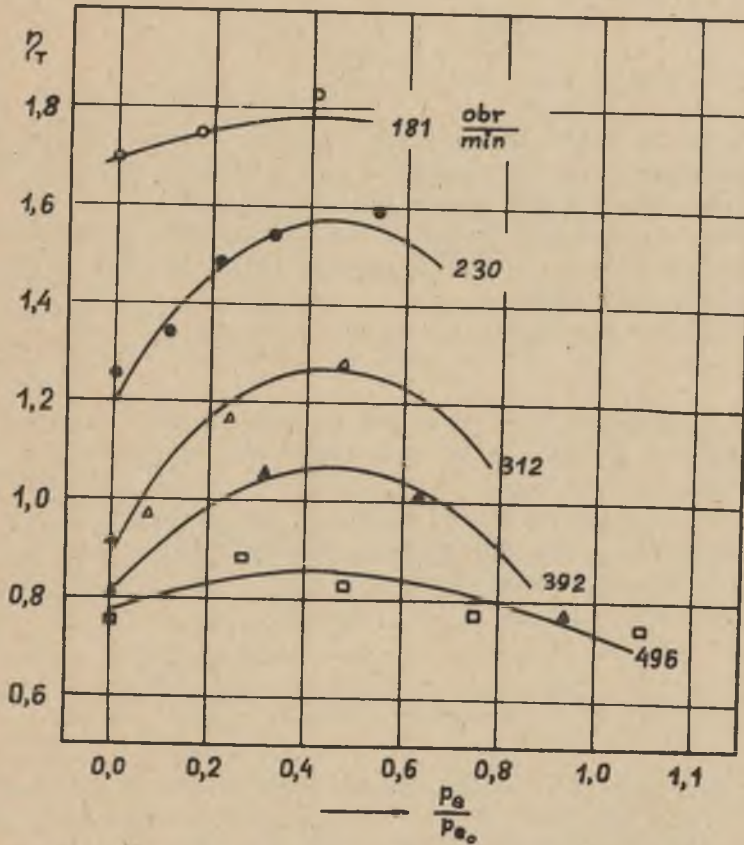


Fig. 3.8. Zależność współczynnika turbiny η_T od średniego ciśnienia efektywnego oraz prędkości obrotowej (silnik 6ZL)

$$\eta_T = \eta_{TM} - a_T \left(1 - \frac{p_e}{p_{eT}}\right)^2, \quad (3.49)$$

gdzie:

p_{eT} - średnie ciśnienie efektywne silnika, przy którym współczynnik η_T osiąga maksymalną wartość η_{TM}

$$a_T = 0,41 - 1,5 \left(1 - \frac{27,75}{\omega}\right)^2 \quad (3.49a)$$

$$v_{TM} = 0,72 + 2 \left(1 - \frac{\omega}{71,53}\right)^2 \quad (3.49b)$$

Moment napędowy turbiny M_T wynika z wzoru

$$M_T = \frac{N_T}{\omega_T} \quad (3.50)$$

3.8. Obliczanie mocy i wydajności sprężarki

Do obliczenia mocy sprężarki oraz temperatury powietrza ze sprężarką można stosować znane z termodynamiki wzory [24]. Moc sprężarki oblicza się ze wzoru

$$\dot{m}_K = \dot{m}_K \frac{c_L T_A}{v_K} \left[\left(\frac{p_L}{p_A}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.51)$$

Moment oporu sprężarki wyraża się wzorem:

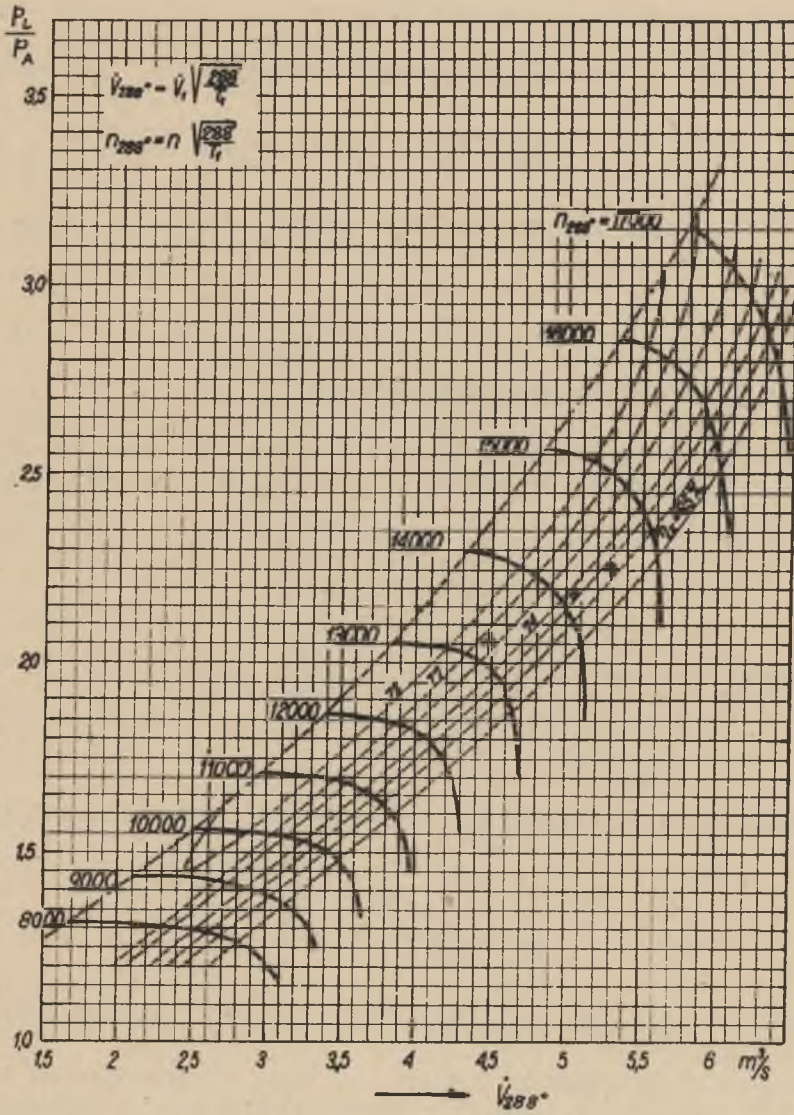
$$M_K = \frac{N_K}{\omega_T} \quad (3.52)$$

Temperaturę bezwzględną T_K powietrza za sprężarką oblicza się wzorem

$$T_K = T_A + \frac{T_A}{v_K} \left[\left(\frac{p_L}{p_A}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.53)$$

Wydajność i sprawność sprężarki dane są w postaci charakterystyki sprężarki (rys. 3.9).

Aby umożliwić wykonanie obliczeń przy użyciu maszyny cyfrowej charakterystykę sprężarki przedstawiono w postaci analitycznej, rozszerzając równocześnie zakres zmienności prędkości obrotowej i stosunek ciśnień p_L/p_A . Charakterystyki turbosprężarek dostarczane przez producenta obejmują prędkość obrotową od 8000 obr/min do 17000 obr/min oraz sprawność i wydajność odpowiadającą warunkom pracy silnika w zakresie obciążeń od 25% do 110%. Charakterystyki te nie obejmują warunków pracy sprężarki w zakresie niskich obrotów, w obszarze pompowania, w obszarze pracy przy stosunku ciśnień mniejszych od 1 (gdy silnik zasysa powietrze przez sprężarkę).



Rys. 3.9. Charakterystyka sprężarki

W celu zachowania ciągłości wykonywanych obliczeń zastosowano ekstrapolację charakterystyk sprężarki na sąsiednie obszary zmienności parametrów. Wydajność sprężarki \dot{V}_K jest funkcją prędkości obrotowej sprężarki n_T oraz stosunku ciśnień $\frac{P_L}{P_A}$. Chwilowa wydajność sprężarki określona jest przecięciem się linii stałego stosunku ciśnień $\frac{P_L}{P_A}$ z linią stałej prędkości obrotowej n_T . Stwierdzono, że linie stałych obrotów na charakterystyce sprężarki są w przybliżeniu parabolami opisanymi równaniem

$$\dot{V}_K = \dot{V}_0 + \sqrt{\frac{1}{A_0} \left(P_0 - \frac{P_L}{P_A} \right)}, \quad (3.54)$$

gdzie:

$\dot{V}_0 \left[\frac{m^3}{s} \right]$, $P_0 = \frac{P_L}{P_A}$ - współrzędne wierzchołka paraboli

$A_0 \left[\frac{s^2}{m} \right]$ - współczynnik określający stromość linii stałych obrotów.

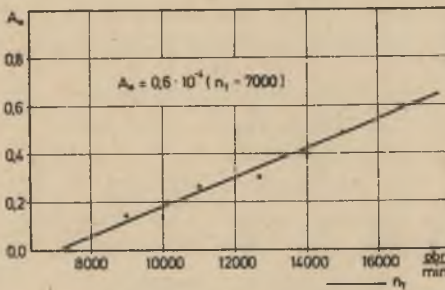
Współczynniki A_0 , P_0 , \dot{V}_0 obliczono z warunku, aby parabola opisana równaniem (3.54) przechodziła przez trzy wybrane punkty charakterystyki sprężarki odpowiadającej stałej prędkości obrotowej n_T .

Tak obliczone współczynniki są funkcjami prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki n_T (rys. 3.10, 3.11, 3.12). W obliczeniach numerycznych stosowano wzory aproksymacyjne, które znaleziono w ten sposób, że dobierano współrzędne wykresów funkcji $A_0(n_T)$, $P_0(n_T)$, $\dot{V}_0(n_T)$ tak aby punkty wykresu układały się wzdłuż linii prostych. Metoda ta zapewnia prawidłowe obliczanie współczynników w punktach pośrednich (interpolacja), jak również umożliwia stosowanie ekstrapolacji.

Dla sprężarki VTR-400 o charakterystyce przedstawionej na

rys. 3.9 otrzymano następujące wzory aproksymacyjne.

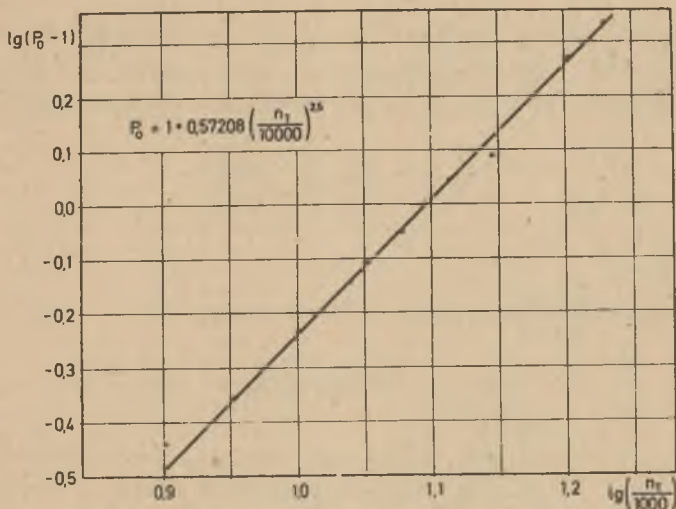
$$A_0 = 0,6 \cdot 10^{-4} (n_T - 7000) \quad (3.55)$$



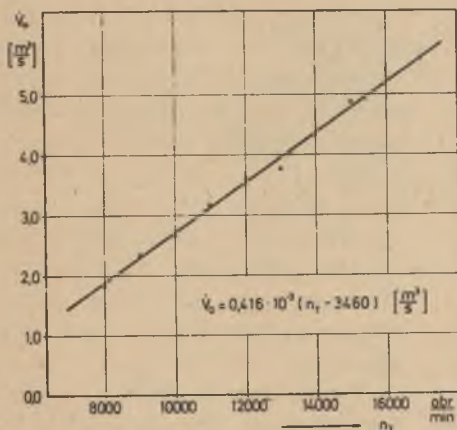
Rys. 3.10. Zależność współczynnika A_0 od prędkości obrotowej sprężarki

$$P_0 = 1 + 0,57208 \left(\frac{n_T}{10000} \right)^{2,5} \quad (3.56)$$

$$\dot{V}_0 = 0,416 \cdot 10^{-3} (n_T - 3460) \quad (3.57)$$



Rys. 3.11. Zależność współczynnika P_0 od prędkości obrotowej sprężarki



Rys. 3.12. Zależność współczynnika \dot{V}_0 od prędkości obrotowej sprężarki

We wzorach tych prędkość obrotowa turbosprężarki n_T wyrażona jest w $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$; współczynnik \dot{V}_0 w $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$, współczynnik A_0 w $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^{-2}$.

Sprawność η_K sprężarki jest funkcją prędkości obrotowej n_T oraz wydajności \dot{V}_K , $\eta_K = \eta_K(n_T, \dot{V}_K)$. Do obliczania sprawności η_K sporządzono tablicę podającą współrzędne n_T oraz \dot{V}_K przecięcia się linii stałych sprawności $\eta_K = \text{const}$ z liniami stałej prędkości obrotowej $n_T = \text{const}$ i opracowano podprogram wyszukujący dla danych n_T oraz \dot{V}_K sprawność η_K . Dla wartości pośrednich stosowano interpolację liniową.

3.9. Chłodnica powietrza

Dokładny opis dynamicznych własności chłodnicy powietrza jest możliwy przy użyciu równań różniczkowych cząstkowych uwzględniających przestrzen-ny i czasowy rozkład temperatur. Z uwagi na konieczność skrócenia obli-czeń oraz uproszczenie modelu całości silnika dynamiczne własności chłod-nicy powietrza opisano jednym równaniem wynikającym z bilansu energii cieplnej strumienia powietrza (3.4). W równaniu tym pojemność cieplna chłodnicy C_{ch} jest sumą pojemności cieplnej powietrza zawartego w kolek-torze wlotowym oraz pojemności cieplnej części metalowych, przede wszyst-kim cienkich żeber, których temperatura zmienia się wraz ze zmianą tempe-ratury przepływającego powietrza. Temperatura ścian rur, którymi przepły-wa woda, zmienia się nieznacznie, dlatego można w nich pominąć akumulację ciepła.

$$C_{ch} = V_L \rho_L c_L + m_z c_z, \quad (3.57)$$

gdzie:

m_z - oznacza masę żeber biorącą udział w akumulacji ciepła.

Przyjęto, że w stanach niustalonych zmiana średniej temperatury żeber jest mniejsza od zmiany temperatury przepływającego powietrza. W bilansie cieplnym jest to równoważne założeniu, że w akumulacji ciepła uczestniczy część masy żeber. Współczynnik przenikania ciepła k_{ch} obliczono z danych konstrukcyjnych chłodnicy i uwzględniono jego zmienność w zależności od natężenia przepływu powietrza i wody chłodzącej, dzięki temu uzyskano wy-soką dokładność obliczeń wymiany ciepła w stanie ustalonym.

W obliczeniach współczynnika przenikania ciepła k_{ch} stosowano te same wzory, według których chłodnica powietrza była projektowana [66, 59]

$$\frac{1}{k_{ch}} = \varphi \left[\frac{1}{\alpha_1} + \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) \right] + \frac{1}{\xi \xi_0 \alpha_2}, \quad (3.58)$$

gdzie:

$\varphi = \frac{A_{ch}}{A_w}$ - liczba ożebrowania chłodnicy

A_w - wewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła

δ_1, δ_2 - grubość rury mosiężnej i warstwy cyny

λ_1, λ_2 - współczynnik przewodzenia mosiądzu i cyny

$\xi = 0,988$ - liczba uwzględniająca średni spadek temperatury na żebrach

$\xi_0 = 0,985$ - liczba uwzględniająca powiększenie powierzchni ożebrowania rur w stosunku do ściany ożebrowanej płaskiej

α_1 - współczynnik wnikanania ciepła od rury do wody

α_2 - współczynnik wnikanania ciepła od powietrza do ożebrowanej ru-ry.

Współczynnik α_1 wnikania ciepła od rury do wody oblicza się ze wzoru kryterialnego [66]

$$Nu_w = 0,023 Re_w^{0,8} Pr_w^{0,4} \quad (3.59)$$

w którym

$$Nu_w = \frac{\alpha_1 d_{wz}}{\lambda_w} \quad - \text{liczba Nusselta dla wody}$$

$$Pr_w = \frac{\eta_w c_w}{\lambda_w} \quad - \text{liczba Prandtla dla wody}$$

$$Re_w = \frac{w_w Q_w d_{wz}}{\eta_w} = \frac{d_{wz} \dot{m}_w}{\lambda_w w_w} \quad - \text{liczba Reynoldsa dla wody}$$

d_{wz} - zastępcza średnica rury

λ_w - współczynnik przewodzenia ciepła dla wody

$w_w = \frac{\dot{m}_w}{Q_w A_w}$ - prędkość przepływu wody

Q_w - gęstość wody

η_w - dynamiczny współczynnik lepkości wody

A_w - powierzchnia przekroju chłodnicy dla przepływu wody

c_w - ciepło właściwe wody

Po wstawieniu liczb kryterialnych do wzoru (3.59) otrzymuje się

$$\frac{1}{\alpha_1} = C_1 \frac{1}{\dot{m}_w^{0,8}} \quad (3.60)$$

gdzie:

$$C_1 = \frac{1}{0,023} \frac{(A_w \eta_w)^{0,8} d_{wz}^{0,2}}{Pr_w^{0,4}}$$

jest wartością stałą zależną od parametrów konstrukcyjnych chłodnicy (A_w , d_{wz}) oraz parametrów termodynamicznych wody (η_w , Pr_w).

Współczynnik α_2 wnikania ciepła od powietrza do żeber chłodnicy oblicza się ze wzoru kryterialnego

$$Nu_L = 0,33 Re_L^{0,6} Pr_L^{0,33}, \quad (3.61)$$

w którym

$$Nu_L = \frac{\alpha_2 d_{Lz}}{\lambda_L} \quad - \text{liczba Nusselta dla powietrza}$$

$$Re_L = \frac{w_L \varrho_L d_{Lz}}{\eta_L} = \frac{d_{Lz}}{A_L \vartheta_L} \dot{m}_L \quad - \text{liczba Reynoldsa dla powietrza}$$

$$Pr_L = \frac{\vartheta_L c_L}{\lambda_L} \quad - \text{liczba Prandtla dla powietrza}$$

d_{Lz} - zastępcza średnica rury dla przepływu powietrza

λ_L - współczynnik przewodzenia ciepła dla powietrza

$$w_L = \frac{\dot{m}_L}{\varrho_L A_L} \quad - \text{prędkość przepływu powietrza}$$

ϑ_L - dynamiczny współczynnik lepkości powietrza

A_L - powierzchnia przekroju chłodnicy dla przepływu powietrza

Po wstawieniu liczb kryterialnych do wzoru (3.61) otrzymuje się:

$$\frac{1}{\alpha_2} = c_2 \frac{1}{\dot{m}_L^{0,6}} \quad (3.62)$$

gdzie:

$$c_2 = \frac{d_{Lz}^{0,4} A_L^{0,6}}{0,33} \cdot \frac{\vartheta_L^{0,2}}{c_L^{0,4} \lambda_L^{0,6}}$$

jest funkcją średniej temperatury powietrza, bowiem parametry termodynamiczne powietrza ϑ_L , c_L i λ_L zależą od temperatury.

Po wstawieniu odpowiednich danych liczbowych odnoszących się do rozważanej chłodnicy otrzymano ostateczny wzór w postaci

$$\frac{1}{k_{ch}} = \frac{0,0152}{\dot{m}_w^{0,8}} + 0,0000784 + \frac{0,02843}{1+0,001 T_{Lsr}} \frac{1}{\dot{m}_L^{0,6}} \quad (3.63)$$

gdzie:

$$T_{Lsr} = \frac{1}{2} (T_K + T_L) - 273 \quad - \text{średnia temperatura powietrza w chłodnicy w } ^\circ\text{C}$$

Średnią logarytmiczną różnicę temperatur w chłodnicy wyraża wzór

$$\Delta T_{ch} = \frac{(T_K - T_{w2}) - (T_L - T_{w1})}{\ln \frac{T_K - T_{w2}}{T_L - T_{w1}}} \quad (3.64)$$

Temperaturę wody chłodzącej T_{w2} na wylocie z chłodnicy obliczono z bilansu energii cieplnej strumienia wody.

$$\dot{m}_w c_w (T_{w2} - T_{w1}) = k_{ch} A_{ch} \Delta T_{ch} \quad (3.65)$$

Ponieważ średnia logarytmiczna różnica temperatur ΔT_{ch} w chłodnicy zależy od temperatury T_{w2} , więc równania (3.64) i (3.65) tworzą uwikłany układ równań, który rozwiązywano metodą iteracyjną.

3.10. Pompa paliwa

Strumień paliwa \dot{m}_B dopływający do cylindrów silnika czterosuwowego jest proporcjonalny do prędkości obrotowej silnika i skokowej wydajności pompy paliwowej V_B

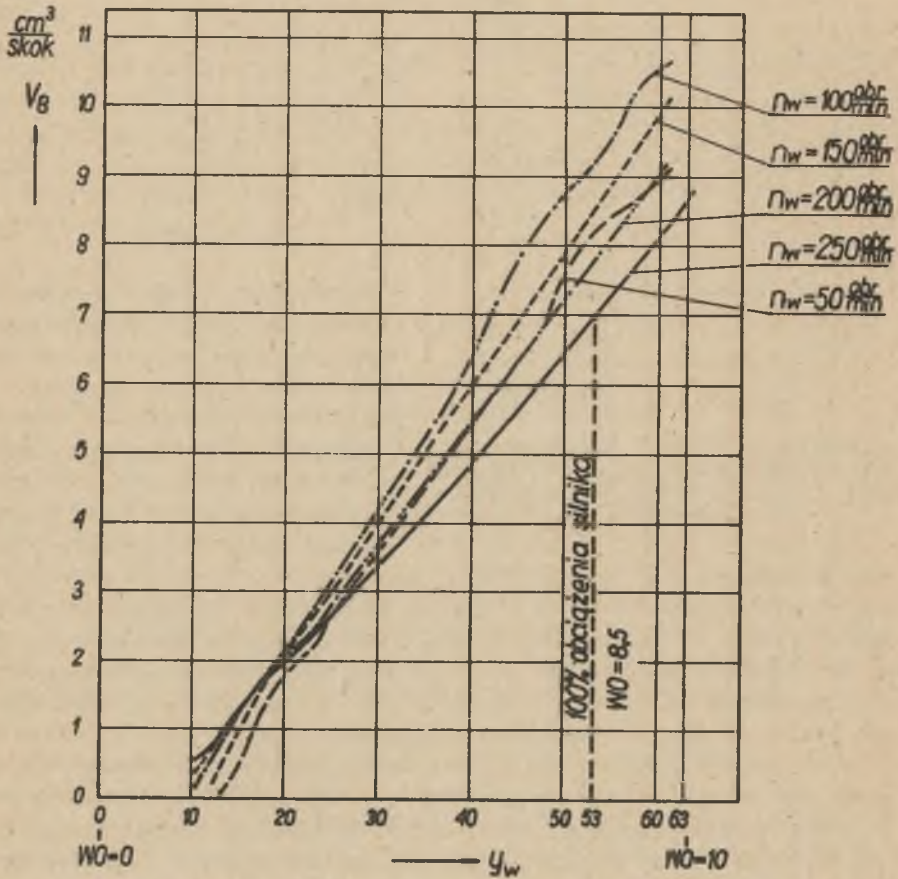
$$\dot{m}_B = \frac{1}{2} Z \frac{\omega}{2\pi} \rho_B V_B \quad (3.66)$$

Skokowa wydajność pompy paliwowej dana jest w postaci charakterystyki statycznej (rys. 3.13) i zależy od położenia listwy paliwowej y_w wyrażonego w mm (y_w zmienia się od 0 do 63 mm) oraz prędkości obrotowej wału rozrządu n_w . W silnikach typu Z położenie listwy paliwowej często wyrażane jest w działkach i wówczas oznacza się je jako WO - "wskaźnik obciążenia", $y_w = 6,3 \text{ WO}$. Linie odpowiadające stałej prędkości obrotowej $n_w = \text{const}$ są prawie prostymi wychodzącymi z punktu o odciętej $y_w = 10 \text{ mm}$. Charakterystykę pompy paliwowej można więc aproksymować funkcję

$$V_{Bu} = A(y_w - 10) + V_{Bp}, \quad (3.67)$$

gdzie poprawka V_{Bp} uwzględnia odchylenia charakterystyk pompy od przebiegu prostoliniowego a współczynnik A wyrażony w $\frac{\text{cm}^3}{\text{skok} \cdot \text{mm}}$ jest funkcją prędkości obrotowej wału rozrządu n_w . Do znalezienia zależności współczynnika A do prędkości obrotowej rozrządu n_w dane są cztery punkty odpowiadające czterem prostym na charakterystyce (rys. 3.13).

n_w - prędkość obrotowa wału rozrządu



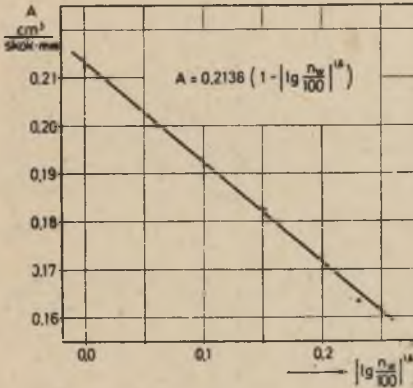
Rys. 3.13. Charakterystyka pompy paliwowej

Po wielu próbach znaleziono taki układ współrzędnych (rys. 3.13), w którym wykres funkcji $A(n_w)$ tworzy linię prostą (cztery punkty leżą prawie na linii prostej). Dla współczynnika A przyjęto więc następującą funkcję aproksymującą

$$A = 0,2138 \left(1 - \left| \lg \frac{n_w}{100} \right|^{1,6} \right) \quad (3.68)$$

Poprawka V_{Bp} wyraża odchylenie charakterystyk od przebiegu prostoliniowego w zakresie $y_w < 38$ mm.

$$V_{Bp} = (0,0075 \frac{n_w}{100} - 0,008215) (38 - y_w) \quad (3.69)$$



Rys. 3.14. Zależność współczynnika określającego nachylenie charakterystyki pompy paliwowej od prędkości wału krzywkowego n_w

dla $y_w < 38$ mm

oraz

$$V_{Bp} = 0$$

dla

$$y_w > 38$$
 mm

Dynamiczne własności pompy paliwowej wraz z układem zasilania mają duży wpływ na przebieg wtrysku i spalania paliwa, a przez to również na moc silnika. Dokładne uwzględnienie dynamicznych własności aparatury wtryskowej, na przykład ruchu zaworów ssącego i przelotowego, iglicy, przepływu paliwa,

jego ściśliwości oraz sprężystości ścian przewodów doprowadzających, uwzględnienie wpływu ciśnienia w komorze paleniskowej na przebieg wtrysku paliwa sprawia, że pełny model matematyczny układu doprowadzającego paliwo jest bardzo skomplikowany. Takie wszechstronne analizowanie wpływu różnych parametrów na przebieg wtrysku paliwa jest wymagane przy projektowaniu nowych silników lub układów zasilających.

Ze względu na uproszczenie modelu silnika stosuje się również uproszczony opis dynamiki układu doprowadzenia paliwa [32]. W automatyce w wielu zagadnieniach stosuje się najprostszą aproksymację charakterystyk dynamicznych przy pomocy charakterystyki elementu inercyjnego I rzędu połączonego szeregowo z elementem opóźniającym.

Dynamiczne własności pompy paliwowej opisano więc równaniem operatorowym

$$V_B(s) = \frac{1}{T_3 s + 1} e^{-T_4 s} V_{Bu}(s) \quad (3.70)$$

Stałe czasowe T_3 i T_4 należy wyznaczać z badań doświadczalnych. Stała czasowa T_3 uwarunkowana jest głównie sprężystością ścian pompy paliwowej oraz ściśliwością paliwa. Opóźnienie czasowe T_4 uwzględnia łączne opóźnienie wynikające z luzów mechanicznych, cykliczności pracy silnika, otwierania zaworów paliwowych. Największe opóźnienie wywołane jest cyklicznością pracy silnika. Dla silnika czterosuwowego posiadającego Z cylindrów średni odstęp czasu między poszczególnymi suwami pracy wynosi $\frac{120}{Z n}$.

Czas trwania jednego suwu wynosi $\frac{15}{n}$. Jeżeli pominie się inne opóźnienia, wówczas dla opóźnienia T_4 przyjmuje się oszacowanie

$$\frac{15}{n} < T_4 < \frac{15}{n} + \frac{120}{2n}$$

W silniku sześciocyndrowym przy prędkości obrotowej 300 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$ średnia wartość opóźnienia T_4 wynosi około 0,08 s.

Ze względu na opóźnienie czasowe do numerycznego rozwiązywania równań różniczkowych zaleca się stosowanie metod numerycznych o stałym kroku całkowania. Stosowanie zmiennego kroku całkowania sprawia wiele trudności w układaniu programu obliczeń.

3.11. Regulator prędkości obrotowej silnika

Do regulacji prędkości obrotowej silników wysokoprężnych produkowanych przez ZUT "ZGODA" stosowane są regulatory firmy Woodward typ PGA-58. Regulatory te spełniają wiele funkcji, dlatego ich budowa jest bardzo złożona. Podstawowymi zespołami regulatora są: miernik prędkości obrotowej, zadajnik prędkości obrotowej, wzmacniacz hydrauliczny ze sprzężeniem zwrotnym oraz siłownik hydrauliczny. Oprócz tego regulator jest wyposażony w ogranicznik dawki paliwa w zależności od ciśnienia doładowania i ogranicznik dawki paliwa w zależności od zadanej prędkości obrotowej.

Regulatory stosowane w silnikach współpracujących ze śrubą nastawną są dodatkowo wyposażone w element kontroli obciążenia, który samoczynnie zmienia kąt ustawienia łopatek śruby napędowej statku po przekroczeniu dopuszczalnego obciążenia silnika.

Przy modelowaniu regulatora korzystano z danych firmy Woodward [65] oraz z badań przeprowadzonych przez Ostrowskiego [14, 15].

Pełny model matematyczny regulatora jest dość skomplikowany. Decydujący wpływ na przebieg procesu regulacji ma tor główny regulatora obejmujący miernik prędkości obrotowej, wzmacniacz ze sprzężeniem zwrotnym oraz siłownik hydrauliczny. Według danych firmy Woodward [65] potwierdzonych badaniami Ostrowskiego [14, 15] dynamiczne własności toru głównego regulatora PGA-58 opisuje transmitancja operatorowa

$$G_r(s) = \frac{Y_w(s)}{\Omega(s)} = \frac{2T_6 s + 1}{T_6^2 s^2 + 2T_6 s + 1} \cdot \frac{T_7 s + 1}{T_8 s + 1} \cdot \frac{k_r}{s} \quad (3.73)$$

Współczynnik k_r zależy od otwarcia zaworu iglicowego w układzie sprzężenia zwrotnego służącego do strojenia regulatora oraz prędkości obrotowej regulatora. Stałe czasowe T_7 i T_8 też są zmienne i zależą od otwarcia zaworu iglicowego w układzie sprzężenia zwrotnego. Stała czasowa T_6

charakteryzuje bezwładność odśrodkowego miernika obrotów i jest wielkością stałą.

Pełny model matematyczny regulatora uwzględnia dynamiczne własności zadajnika obrotów, który jest tak skonstruowany, że uniemożliwia nagłe zwiększenie zadanej prędkości obrotowej silnika i w ten sposób zabezpiecza silnik przed zbyt gwałtownym przeciążeniem.

Dalsze komplikacje matematycznego modelu regulatora wynikają z uwzględnienia własności przystawek ograniczających dawkę paliwa w zależności od zadanej prędkości obrotowej oraz ciśnienia doładowania a także uwzględnienie zmiany własności dynamicznych regulatora występujących przy dużej odchyłce obrotów silnika od wartości zadanej (zmienność współczynników oraz struktury równań).

Niektóre obliczenia związane z identyfikacją silnika wykonywano w układzie otwartym z odłączonym regulatorem, dzięki temu można było wyeliminować wpływ dynamiki regulatora na wynik identyfikacji silnika.

3.12. Schemat blokowy silnika wysokoprężnego

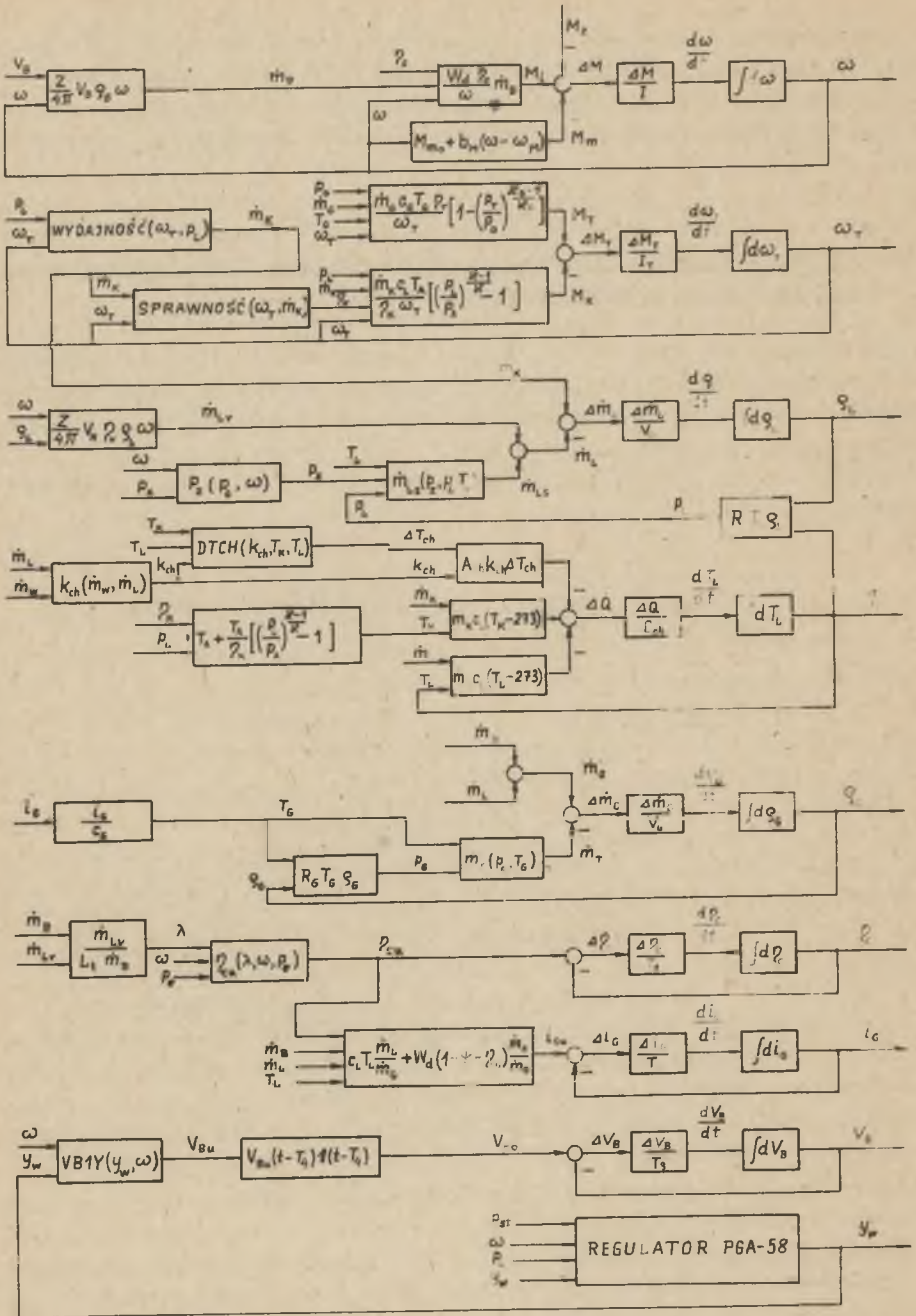
Pełny opis matematyczny silnika wysokoprężnego wraz z regulatorem, turbosprężarką i innymi urządzeniami pomocniczymi zrealizowany jest przy pomocy układu 13 równań różniczkowych stanu oraz szeregu dodatkowych wzorów wyrażających wzajemne zależności między poszczególnymi wielkościami. Dużym ułatwieniem w przeprowadzeniu analizy układu oraz przygotowania programu obliczeń jest odpowiednio sporządzony schemat blokowy. Na podstawie podanych w poprzednich punktach równań sporządzono schemat blokowy silnika wraz ze współpracującymi urządzeniami (rys. 3.15).

Model matematyczny regulatora sporządzono na podstawie danych firmy Woodward oraz badań przeprowadzonych przez Ostrowskiego [14, 15].

W schemacie blokowym dla bardziej złożonych funkcji podano nazwy realizujących je podprogramów. Dla przykładu podprogram "SPRAWNOŚĆ" oblicza sprawność sprężarki, podprogram "WYDAJNOŚĆ" oblicza wydajność sprężarki na podstawie wzorów aproksymujących charakterystykę sprężarki. Podprogram "DTCH" oblicza średnią logarytmiczną różnicę temperatur w chłodnicy, a podprogram VB1Y wydajność skokową pompy paliwowej.

Przedstawienie równań modelu matematycznego w postaci schematu blokowego posiada następujące zalety:

- w sposób graficzny odzwierciedla wzajemne powiązania między poszczególnymi sygnałami
- ułatwia układanie programu obliczeń dla maszyny cyfrowej, kolejność wykonywania obliczeń musi być zgodna z kierunkiem biegu sygnałów na schemacie blokowym
- ułatwia wprowadzenie zmian w równaniach modelu matematycznego i w programie obliczeń.



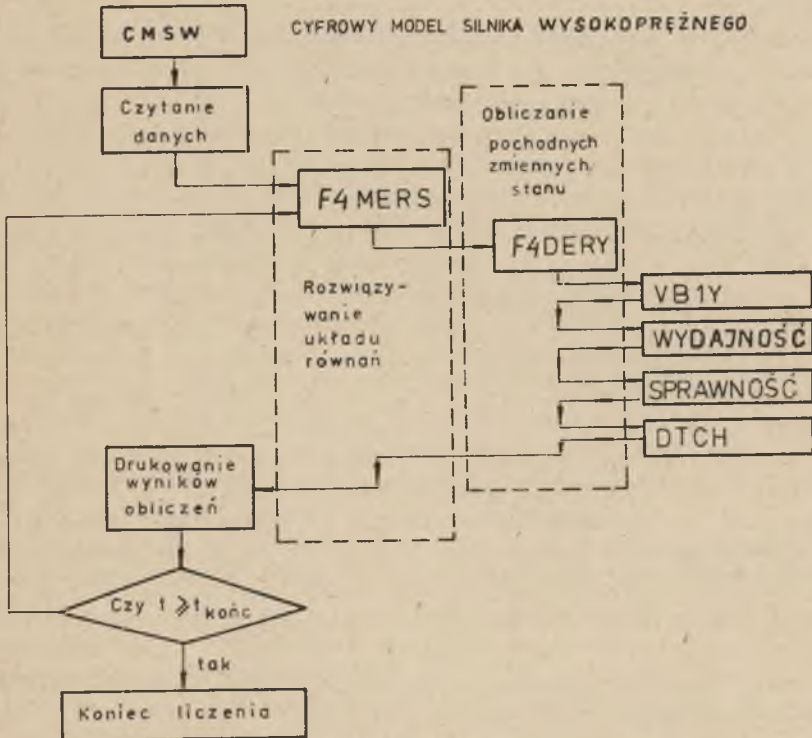
Rys. 3.15. Matematyczny model silnika wysokoprężnego

Przedstawiony sposób rysowania schematów blokowych odnosi się nie tylko do silnika wysokoprężnego lecz wszystkich obiektów opisanymi równaniami różniczkowymi stanu. Statyczne zależności między odpowiednimi sygnałami mogą być wyrażane dowolnymi funkcjami mającymi jednoznaczne rozwiązanie.

3.13. Struktura programu stanowiącego numeryczną realizację matematycznego modelu silnika wysokoprężnego

Opracowany model matematyczny może być stosowany do obliczania przebiegów dynamicznych silnika dla różnych zmian obciążeń występujących podczas manewrów statku. Program obliczeń napisano w języku FORTRAN-1900, a obliczenia wykonano na maszynie ODRA-1305.

Ogólny schemat obliczeń realizowany w opracowanym programie przedstawiono na rys. 3.16.



Rys. 3.16. Schemat organizacji programu rozwiązywania równań różniczkowych stanu silnika wysokoprężnego

Program główny MASTER CMSW realizuje następujące czynności: czyta dane wejściowe i przygotowuje dane do dalszych obliczeń, drukuje opis wykonywanych obliczeń, wywołuje biblioteczny podprogram SUBROUTINE F4MERS lub na żądanie inny podprogram rozwiązywania równań napisany przez programistę i umieszczony w programie. Po zakończeniu obliczeń wewnątrz podprogramu F4MERS następuje powrót do programu głównego CMSW, drukowanie wyników obliczeń i, w zależności od spełnienia określonego w programie warunku, zakończenie obliczeń lub powtórne wejście do podprogramu F4MERS.

Podprogram SUBROUTINE F4MERS jest podprogramem rozwiązywania układu równań różniczkowych 1-go rzędu metodą MERSONA. Jest to program z biblioteki naukowej FORTRANU. Podprogram SUBROUTINE F4DERY wywołwany jest przez podprogram F4MERS. W podprogramie F4DERY oblicza się wartości pochodnych układu równań różniczkowych.

W trakcie wykonywania obliczeń podprogram F4DERY wywołuje pozostałe podprogramy występujące w programie: "VB1Y" - obliczający wydajność pompy paliwowej,

"WYDAJNOŚĆ" - obliczający wydajność sprężarki,

"SPRAWNOŚĆ" - obliczający sprawność sprężarki,

"DTCH" - obliczający średnią logarytmiczną różnicę temperatur.

Opracowany program umożliwia wykonanie obliczeń dla silnika w układzie otwartym (z odłącznym regulatorem) lub w układzie zamkniętym (silnik z załączonym regulatorem). Jeżeli obliczenia wykonywane są w układzie otwartym, to oprócz zadanego obciążenia silnika należy wczytać tablicę podającą czasowy przebieg położenia listwy paliwowej. W przypadku wykonywania obliczeń w układzie zamkniętym (z załączonym regulatorem) należy podać przebieg czasowy zadanych manewrów (przebieg zmiany zadanych obrotów silnika) i obciążenie silnika (moment na sprzęgle lub charakterystykę odbiornika mocy).

Rozwiązywanie równań rozpoczyna się od wczytania początkowych wartości zmiennych stanu. Jeżeli obliczenia rozpoczynają się od stanu ustalonego i są wykonywane w układzie zamkniętym (z załączonym regulatorem) wówczas dokładna znajomość początkowych wartości wszystkich zmiennych stanu nie jest konieczna. Obliczenia można rozpocząć od jakichkolwiek zawartości początkowych leżących w dopuszczalnym przedziale. Regulator prędkości obrotowej tak długo będzie zmieniał położenie listwy paliwowej, aż silnik osiągnie zadaną prędkość obrotową przy zadanym obciążeniu. Wartości zmiennych stanu osiągnięte w stanie ustalonym są warunkami początkowymi dla następnego etapu obliczeń. Pewne kłopoty mogą wystąpić przy rozpoczynaniu obliczeń od wartości początkowych występujących w stanie nieustalonym. W tym przypadku wymaga się dokładnej znajomości początkowych wartości zmiennych stanu. Błąd w określeniu wartości początkowych rzutuje na wyniki obliczeń. Struktura programu posiada uniwersalny charakter. W przypadku roz-

wiązywania innego zagadnienia wystarczy w podprogramie F4DERY umieścić inne równania, zmienić instrukcje czytania danych i drukowania wyników.

Pełny program CWSW zawierał około 1000 instrukcji łącznie z wprowadzonymi do programu tablicami.

4. WYNIKI OBLICZEN

W celu sprawdzenia dokładności opracowanego modelu wykonano obliczenia przebiegu prędkości obrotowej, ciśnienia doładowania oraz innych parametrów, a następnie porównano wyniki obliczeń z udostępnionymi przez OBR ZUT "ZGODA" wynikami pomiarów.

Obliczenia dynamiczne wykonano dla silnika 6ZL i 16ZV. Silnik 6ZL był badany na stacji prób w ZUT "ZGODA". Odbiornikiem mocy był hamulec wodny typu RFA-9. Silnik 16ZV był badany na statkach. Wykonano dwa rodzaje badań silników 16ZV w różnych układach napędowych. Na statku ze śrubą stałą badano przebieg manewru załączania sprzęgła, a na innym statku badano zachowanie się silnika podczas manewrów śrubą nastawną.

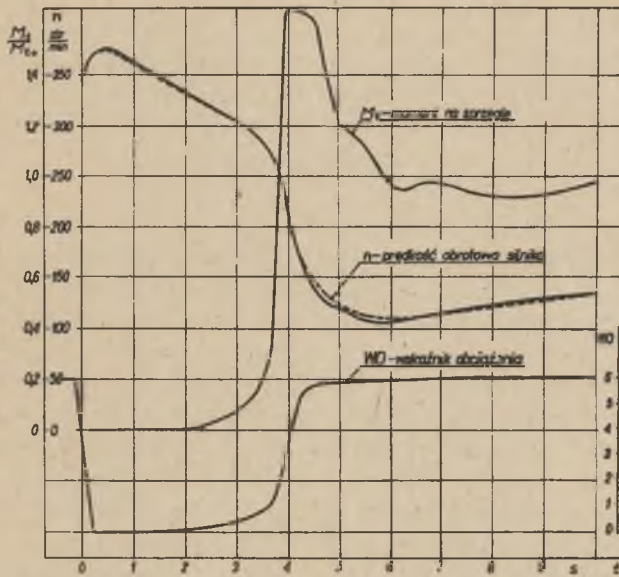
Obliczenia wykonano w układzie otwartym (z odłączonym regulatorem) oraz w układzie zamkniętym (z załączonym regulatorem). Obliczenia wykonane w układzie otwartym pozwalają sprawdzić poprawność opracowanego modelu matematycznego silnika bez znajomości modelu matematycznego regulatora.

4.1. Obliczenia dynamiczne dla silnika 16ZV

Silnik 16ZV posiada 16 cylindrów w ustawieniu widlastym i osiąga moc 10800 KM (7,95 MW) przy prędkości obrotowej 500 obr/min. Badanie silnika przeprowadzono na statkach w układach napędowych ze śrubą stałą i nastawną.

Wyniki badań dynamicznych silnika 16ZV w układzie napędowym ze śrubą stałą przedstawiono na rys. 4.1 i rys. 4.2. Badania te wykonano podczas załączania sprzęgła przy wykonywaniu manewru zmiany kierunku ruchu statku (manewr naprzód - wstecz).

Przebieg manewru był następujący: po zmniejszeniu prędkości statku do wartości zapewniającej bezpieczne przeprowadzenie manewru odłączono sprzęgło, przesterowano silnik na ruch wsteczny, a następnie po osiągnięciu przez silnik wymaganej prędkości obrotowej załączono sprzęgło. W czasie załączania sprzęgła obciążenie silnika szybko rośnie, a prędkość obrotowa z powodu opóźnienia w zadziałaniu regulatora maleje. W czasie manewrowania statkiem silnik przez stosunkowo długi czas jest nieobciążony, ciśnienie doładowania jest prawie równe ciśnieniu otoczenia i praktycznie nie zmienia się w czasie trwania poślizgu sprzęgła.



Rys. 4.1. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiaru podczas załączania sprzęgła. Silnik 16ZV. Obliczenia wykonano dla układu otwartego (bez regulatora)

———— wyniki pomiaru
- - - - - wyniki obliczeń

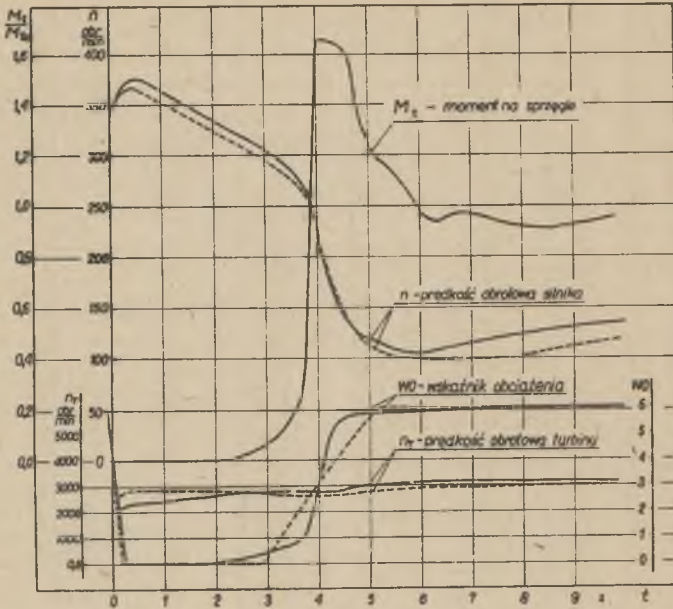
W przebiegu manewru załączania sprzęgła da się wyróżnić trzy okresy.

W pierwszym okresie płytki sprzęgła nie są jeszcze dociśnięte, regulator zamknął dopływ paliwa do silnika i prędkość obrotowa silnika maleje wskutek oporów mechanicznych.

W drugim okresie, zaczynającym się od dociśnięcia płytek sprzęgła i pojawienia się momentu tarcia w sprzęgle, a kończącym się całkowitym ustaniem poślizgu w sprzęgle, silnik jest obciążony dużym momentem. Prędkość obrotowa silnika gwałtownie zmniejsza się. Regulator z pewnym opóźnieniem zwiększa dawkę paliwa aż do osiągnięcia maksymalnej wartości uwarunkowanej działaniem przystawek przeciw dymieniu i pompowaniu. W tym czasie zwiększa się moment napędowy silnika, zależny od strumienia paliwa oraz sprawności cieplnej silnika.

W trzecim okresie rozpoczynającym się od całkowitego zasprzęglenia silnika moment napędowy powoli narasta głównie z powodu wzrostu ciśnienia doładowania. Wraz z powiększeniem się ciśnienia doładowania wzrasta nadmiar powietrza do spalania, co powoduje wzrost sprawności cieplnej silnika oraz momentu napędowego. Silnik powoli zwiększa swą prędkość obrotową.

Największe znaczenie w obliczaniu przebiegu manewru załączania sprzęgła ma prawidłowe określenie przebiegu momentu rozwijanego przez silnik w drugim okresie, w czasie trwania poślizgu sprzęgła. O dokładności oblicze-



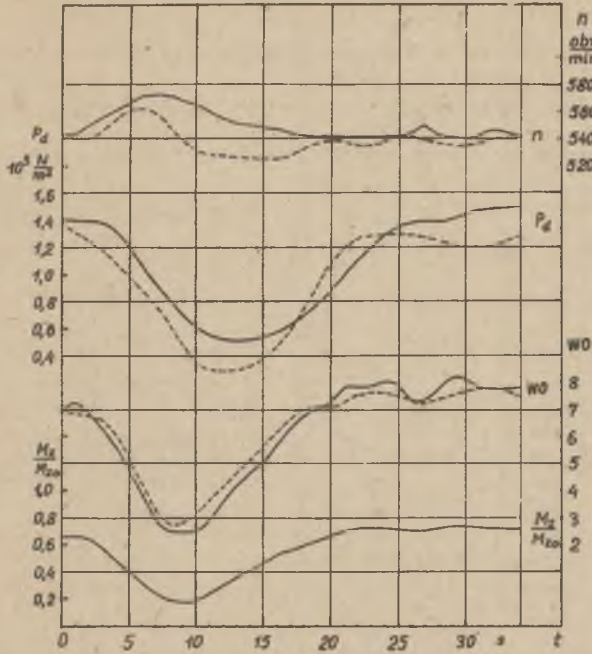
Rys. 4.2. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów podczas załączania sprzęgła. Silnik 16ZV. Obliczenia wykonano z załączonym regulatorem
————— wyniki pomiarów
----- wyniki obliczeń

nia momentu decyduje prawidłowe dobranie, na podstawie badań doświadczalnych, sprawności cieplnej silnika.

Wyniki obliczeń manewru załączania sprzęgła uzyskane w układzie otwartym (rys. 4.1) i zamkniętym (rys. 4.2) potwierdzają praktyczną przydatność matematycznego modelu silnika do przewidywania przebiegu manewru załączania sprzęgła.

Wyniki badań silnika 16ZV w układzie napędowym statku z śrubą nastawną przedstawiono na rys. 4.3. Silnik pracował przy stałej zadanej prędkości obrotowej. Obciążenie silnika zmienia się na skutek zmiany kąta pochylenia łopatek śruby. W czasie badań mierzony był moment na wale napędzającym śrubę (przy pomocy tensometrów naklejonych na wale śruby). Obliczenia wykonano w układzie zamkniętym (z załączonym regulatorem). Obliczenia wykonane w układzie zamkniętym wykazują dość dobrą zgodność obliczonej prędkości obrotowej z wynikami pomiaru, natomiast ciśnienie doładowania jest już obliczone ze znacznie większym błędem, dochodzącym do 20%.

W przypadku silnika 16ZV nie dysponowano odpowiednimi badaniami stacjami, dlatego nie można było określić wartości wszystkich współczynników występujących w pełnym matematycznym modelu tego silnika i wykonać porównawczych obliczeń dynamicznych.



Rys. 4.3. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Silnik 16ZV współpracujący z śrubą nastawną. Obliczenia wykonano w układzie zamkniętym z załączonym regulatorem

— wyniki pomiarów
 - - - wyniki obliczeń

4.2. Obliczenia dynamiczne dla silnika 6ZL

W celu wszechstronnego sprawdzenia matematycznego modelu silnika wysokoprężnego wykonane obszerne badania statyczne i dynamiczne silnika 6ZL na stacji prób w ZUT "ZGODA" w Świętochłowicach.

Sześciocylindrowy silnik 6ZL osiąga moc 3600 KM (2,65 MW) przy prędkości obrotowej 500 obr/min. Pomiary statyczne umożliwiły sprawdzenie wzorów odnoszących się do obliczenia przepływów i mocy silnika oraz turbiny. Pomiary dynamiczne pozwalają sprawdzić dokładność opracowanego modelu matematycznego w stanach nieustalonych. Wyniki pomiarów dynamicznych rejestrowano na oscylografie pętlicowym. Rejestrowano następujące zmienne: moment hamulca (pomiar czujnikami tensometrycznymi), wskaźnik obciążenia (położenie listwy paliwowej), prędkość obrotową silnika, prędkość obrotową turbiny, ciśnienie doładowania, ciśnienie spalin przed turbiną oraz całkowity przepływ powietrza.

Szczegółowe dane dotyczące regulacji silnika, regulatora, stosowanych metod pomiaru oraz aparatury pomiarowej znajdują się w pracy [60] oraz opracowaniach OBR ZUT "ZGODA".

Największy błąd wynoszący około 8% popełniono przy rejestracji momentu obciążenia silnika oraz natężenia przepływu powietrza. Błąd pomiaru innych wielkości dynamicznych: prędkości obrotowej silnika, turbosprężarki i ciśnienia doładowania można ocenić na 2,5% w stosunku do wartości osiągniętych przy obciążeniu znamionowym.

Obliczenia sprawdzające wykonano w układzie otwartym (bez regulatora) oraz w układzie z załączonym regulatorem.

Silnik wysokoprężny, jako obiekt regulacji prędkości obrotowej, jest obiektem astatycznym, skokowemu zwiększeniu położenia listwy paliwowej przy stałym momencie obciążenia towarzyszy proporcjonalna zmiana momentu napędowego i ciągły wzrost prędkości obrotowej. W takich warunkach nawet niewielki systematyczny błąd w określeniu położenia listwy paliwowej lub momentu obciążenia będzie sumowany w czasie wykonywania obliczeń.

Aby uniknąć sumowania błędów w czasie wykonywania obliczeń wprowadzono ujemne sprzężenie zwrotne samoczynnie korygujące niektóre błędy systematyczne związane z określeniem położenia listwy paliwowej oraz momentu obciążenia. W czasie badań silnik był obciążony hamulcem wodnym typu RFA-9. Moment hamulca wodnego jest w przybliżeniu proporcjonalny do kwadratu prędkości obrotowej silnika. Jeżeli obliczona z modelu prędkość obrotowa ω_z jest równa zmierzonej prędkości obrotowej ω_z , wówczas w obliczeniach przyjmowano, że silnik jest obciążony momentem zmierzonym M_z w czasie badań.

Jeżeli jednak obliczona prędkość silnika różni się od zmierzonej prędkości obrotowej silnika, wówczas w warunkach rzeczywistych tej zmienionej prędkości obrotowej odpowiadałby inny moment hamulca M_H , określony wzorem

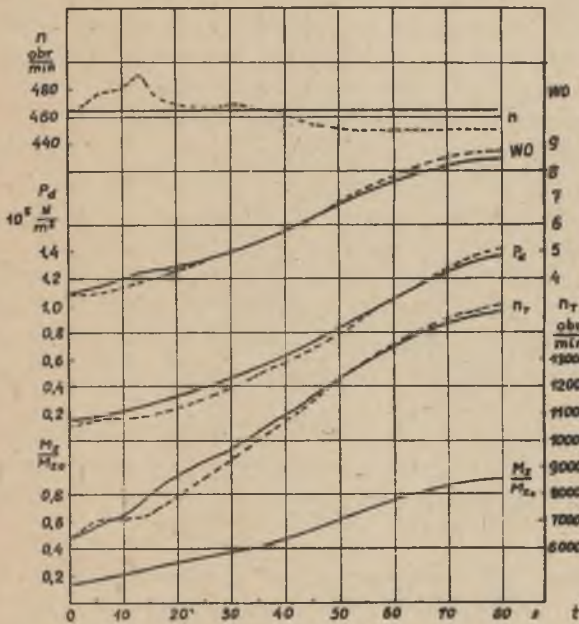
$$M_H = M_z \left(\frac{\omega_z}{\omega_z} \right)^2$$

W obliczeniach przyjęto więc, że silnik jest obciążony momentem M_H określonym powyższym wzorem.

Odchyłce prędkości obrotowej od wartości zmierzonej towarzyszy pewna zmiana momentu hamulca w stosunku do wartości zmierzonej. Druga korekta odnosi się do położenia listwy paliwowej i dotyczy obliczeń wykonanych w układzie otwartym (z odłączonym regulatorem). Nawet niewielki błąd w określeniu położenia listwy paliwowej spowoduje proporcjonalny błąd w obliczeniu momentu napędowego silnika i narastającą w czasie rozbieżność obliczonej prędkości obrotowej w porównaniu z wynikami pomiarów. W warunkach rzeczywistych działanie kompensujące wywiera regulator, który zmienia położenie listwy paliwowej w przypadku pojawienia się odchyłki prędkości obrotowej silnika od wartości zadanej. W obliczeniach przyjęto, że korekta położenia listwy paliwowej jest proporcjonalna do odchyłki obli-

czonej prędkości obrotowej silnika w porównaniu z wartością zmierzoną. Współczynnik proporcjonalności dobrano tak, aby odchyłce prędkości obrotowej wynoszącej 25 obr/min (5% w stosunku do prędkości znamionowej) odpowiadała zmiana wskaźnika położenia listwy paliwowej wynosząca 5% w stosunku do wartości maksymalnej. Korekcja ta mieści się w granicach tolerancji pomiarów dynamicznych.

Różnice w przebiegu momentu hamulca M_Z oraz wskaźnika położenia listwy paliwowej y_w dla obliczeń wykonanych w układzie otwartym wynikają z zastosowanej korekcji błędów pomiaru. Różnice innych wielkości wynikają z niedoskonałości matematycznego modelu silnika oraz nie dających się uniknąć błędów w przyjęciu warunków początkowych. Rozbieżność między wyniki-



Rys. 4.4. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Silnik 6ZL. Zwiększenie obciążenia z 10% do 90%

----- wyniki obliczeń w układzie otwartym
 ————— wyniki pomiarów

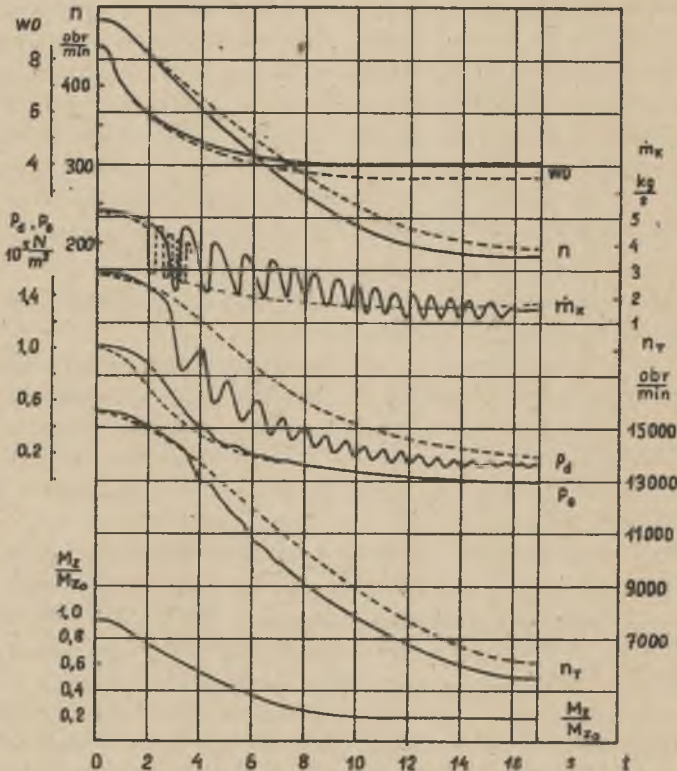
kami obliczeń i pomiarów można jeszcze bardziej zmniejszyć przez wprowadzenie niewielkich zmian niektórych współczynników liczbowych występujących w matematycznym modelu silnika. Postępowanie takie zwiększy dokładność identyfikacji badanego silnika, ale nie wiadomo, czy inne silniki tego typu będą mieć identyczne własności. Istnieje pewna niepowtarzalność własności statycznych i dynamicznych każdego silnika, wynikająca z tolerancji wykonania, montażu oraz zużycia silnika.

Pomiary dynamiczne przeprowadzono dla dwóch rodzajów wymuszeń: dla zmiany napełnienia wodą hamulca przy zachowaniu stałej zadanej prędkości silnika (rys. 4.4) oraz dla skokowej zmiany zadanej prędko-

ści obrotowej przy zachowaniu stałego napełnienia wodą hamulca (rys. 4.5 ÷ 4.8), przy czym stosowano wymuszenia dodatnie (obciążenie silnika) i ujemne (zrzut obciążenia). Niektóre wyniki badań oraz obliczeń przedstawiono na rys. 4.4 ÷ 4.8. Linią ciągłą przedstawiono wyniki pomiarów (przerysowane w odpowiedniej skali z zarejestrowanych wykresów), a linią kreskową - wyniki obliczeń.

Wyniki pomiarów i obliczeń dla zwiększenia obciążenia silnika z 10% na 90% przy zachowaniu stałej prędkości obrotowej przedstawiono na rys. 4.4. Podczas badań stopniowo zwiększano napełnienie hamulca wodą, w rezultacie wzrastał moment obciążenia. Aby zachować stałą prędkość obrotową silnika regulator stopniowo przesuwał listwę paliwową zwiększając strumień paliwa.

Obliczenia sprawdzające, przedstawione na rys. 4.4 linią kreskowaną, wykonano w układzie otwartym (bez regulatora). Największe niezgodności wyników obliczeń w porównaniu z wynikami pomiarów wynoszą: dla prędkości obrotowej silnika $\Delta n = 29 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$, co stanowi około 6% w stosunku do prędkości znamionowej, dla prędkości obrotowej turbosprężarki $\Delta n_T = 1500 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$, co stanowi około 10% w stosunku do parametrów znamionowych, dla ciśnienia doładowania $\Delta p_d = 0.153 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, co stanowi około 10% w stosunku do parametrów znamionowych.



Rys. 4.5. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Silnik 6ZL.

Zmniejszenie zadanej prędkości obrotowej z $500 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ na $180 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$

- wyniki obliczeń wykonanych w układzie otwartym
- wyniki pomiarów

Dalsze wykresy odnoszą się do badań dynamicznych przeprowadzonych przy skokowej zmianie zadanej prędkości obrotowej silnika.

Na rys. 4.5 przedstawiono wyniki badań dynamicznych przy zmniejszeniu zadanej prędkości obrotowej silnika z $500 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ na $180 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$. Obliczenia wykonano w układzie otwartym (bez regulatora). Wraz ze zmniejszeniem prędkości obrotowej silnika maleje moment oporu hamulca, w rezultacie podczas badań moc silnika zmniejszyła się z 95% do około 5%. W czasie pomiaru wystąpiło zjawisko pompowania, charakteryzujące się wystąpieniem pulsacji ciśnienia doładowania oraz wydajności sprężarki. W obliczeniach zjawisko pompowania zostało zasygnalizowane oscylacyjną zmianą wydajności sprężarki. Amplituda oscylacji wydajności sprężarki otrzymana z obliczeń jest zbliżona do amplitudy otrzymanej z pomiarów. Częstotliwość obliczonych oscylacji jest znacznie większa od częstotliwości otrzymanej z pomiarów, dlatego w obliczeniach nie wystąpiły oscylacje ciśnienia doładowania (silne tłumienie pulsacji przepływu przez pojemność kolektora powietrza). Dynamikę zjawiska pompowania można opisać przez wprowadzenie dodatkowych równań różniczkowych uwzględniających zjawiska falowe w kolektorze wlotowym. Największe niezgodności wyników obliczeń w porównaniu z wynikami pomiarów wynoszą dla prędkości obrotowej silnika $\Delta n = 25 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$, co stanowi 5% w stosunku do prędkości znamionowej, prędkości obrotowej turbosprężarki $\Delta n_T = 1200 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$, co stanowi około 8% w stosunku do parametrów znamionowych, średniej wartości ciśnienia doładowania $\Delta p_d = 0.4 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, co stanowi około 25% w stosunku do parametrów znamionowych.

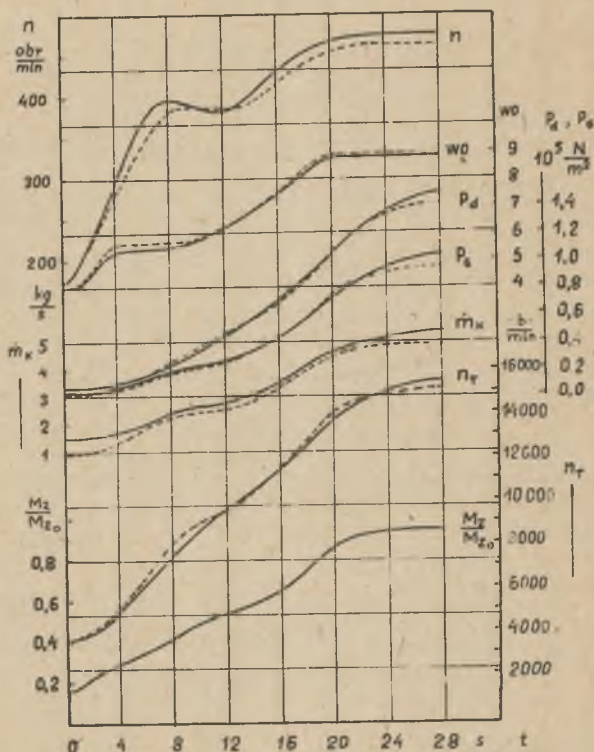
Duży błąd dynamiczny w obliczeniu ciśnienia doładowania jest spowodowany wystąpieniem zjawiska pompowania sprężarki.

Na rys. 4.6 przedstawiono wyniki badań przy zwiększeniu zadanej prędkości obrotowej silnika z $180 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ na $500 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$. Obliczenia wykonano w układzie otwartym (bez regulatora). Wraz ze zwiększeniem się prędkości obrotowej zwiększyło się obciążenie silnika z 5% do około 95%. W tym przypadku rozbieżność między wynikami obliczeń i pomiarów nie przekracza 5% w stosunku do wartości osiąganych przy obciążeniu znamionowym.

Na rys. 4.7 przedstawiono porównanie wyników obliczeń wykonanych w układzie zamkniętym z wynikami pomiarów przeprowadzonych podczas zmniejszania zadanej prędkości obrotowej silnika z $500 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ na $400 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$. Moc silnika zmniejszyła się z 95% na 42% w stosunku do wartości znamionowej.

W czasie badań wystąpiło krótkotrwałe zjawisko pompowania, które w obliczeniach zostało zasygnalizowane oscylacjami wydajności sprężarki. Rozbieżność między wynikami obliczeń i pomiarów nie przekracza 7% (z wyjątkiem okresu pompowania), w stosunku do wartości osiąganych przy obciążeniu znamionowym.

Na rys. 4.8 przedstawiono porównanie wyników obliczeń wykonanych w układzie otwartym z wynikami pomiarów przeprowadzonych podczas zwiększenia zadanej prędkości obrotowej z 180 obr/min na 300 obr/min . Pomiarzy te odnoszą się do niskich prędkości obrotowych i obciążeń silnika. Błędy obli-



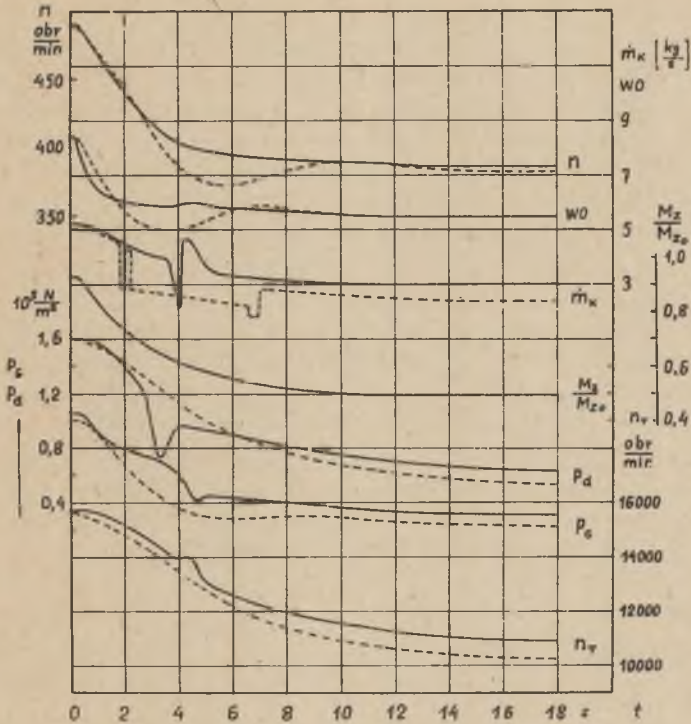
Rys. 4.6. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Silnik 6ZL.
 Zwiększenie zadanej prędkości obrotowej z 180 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$ na 500 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$
 - - - - - wyniki obliczeń wykonanych w układzie otwartym
 ————— wyniki pomiarów

Wyniki pomiarów podstawowych wielkości nie przekraczają 5% w stosunku do wartości osiąganych przy obciążeniu znamionowym.

Z przeprowadzonego porównania wyników badań dynamicznych z wynikami obliczeń wynika, że osiągnięta dokładność obliczeń dynamicznych wynosząca o około 7% w stosunku do wartości znamionowych jest zadowalająca dla praktycznych zastosowań.

Wzrost dokładności obliczeń w modelu pozwala uzyskać jeszcze lepszą zgodność wyników obliczeń z wynikami pomiarów. W tym celu należy przeprowadzić korekcję niektórych współczynników matematycznego modelu silnika. Przy uwzględnieniu takich korekt wymaga jednak wykonania dodatkowych obliczeń dynamicznych.

Dokładność modelu w pewnym stopniu zależy od szybkości przeprowadzenia manewru (dynamiki wymuszeń). Ponieważ przedstawiony w pracy matematyczny model silnika wysokoprężnego nie uwzględnia procesów o bardzo małych sta-

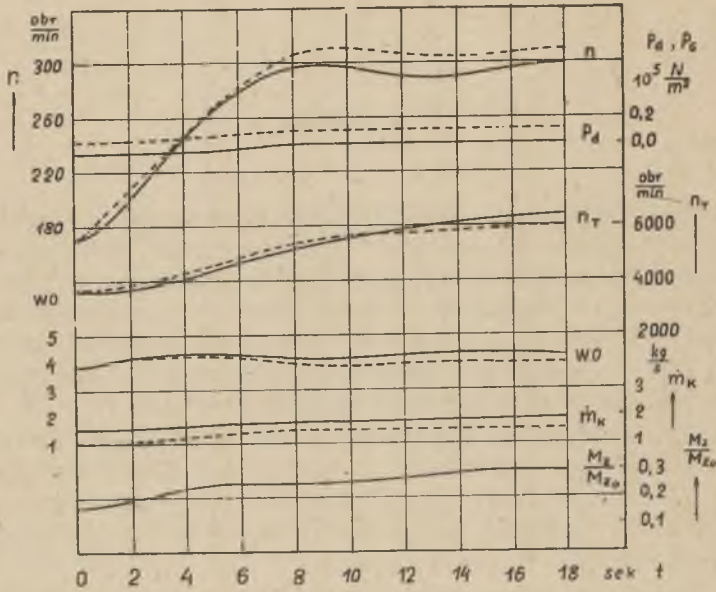


Rys. 4.7. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Silnik 6ZL. Zmniejszenie zadanej prędkości obrotowej z 500 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$ na 400 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$

----- wyniki obliczeń w układzie zamkniętym
————— wyniki pomiarów

łych czasowych, więc w miarę wzrostu szybkości zmian sygnałów wymuszających dokładność modelu będzie pogarszać się. Zbyt szybkie przeprowadzenie manewru powoduje przeciążenie silnika, dlatego układ sterowania silnikiem jest wyposażony w urządzenia zabezpieczające uniemożliwiające przeprowadzenie zbyt gwałtownych manewrów.

Przebiegi wymuszeń, dla których wykonano obliczenia, są typowe dla przedstawionych manewrów. Znacznie szybszy przebieg manewrów może wystąpić w sytuacjach wyjątkowych, na przykład podczas manewru kolizyjnego, gdy niektóre z urządzeń zabezpieczających będą wyłączone. Ze względu na przeciążenie i trwałość silnika najbardziej niebezpieczne są manewry gwałtownego obciążenia silnika przy niskiej prędkości obrotowej.



Rys. 4.8. Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Silnik 6ZL.
Zwiększenie zadanej prędkości obrotowej z 180 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$ na 300 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$

----- wyniki obliczeń wykonanych w układzie otwartym
 ————— wyniki pomiarów

5. WNIOSKI

Opracowany matematyczny model silników wysokoprężnych w wyniku uwzględnienia nieliniowości charakterystyk statycznych oraz stosowania numerycznych metod rozwiązywania równań umożliwia wykonanie obliczeń dynamicznych w różnych układach napędowych w szerokim zakresie zmienności obciążeń silnika. Przyjęta struktura równań oraz zastosowana metoda identyfikacji umożliwia pełne wykorzystanie badań doświadczalnych dla obliczenia niektórych współczynników rzutujących na dokładność modelu.

Dokładność modelu jest wystarczająca dla praktycznych zastosowań. Oryginalnym wkładem autora w dziedzinie modelowania dynamiki silników wysokoprężnych jest między innymi uwzględnienie w prosty sposób przy pomocy równań (3.6) i (3.7) oddziaływania dynamiki nagrzewania się silnika na jego sprawność cieplną oraz entalpię spalin.

Opracowany matematyczny model silników wysokoprężnych znalazł praktyczne zastosowanie do badania układów napędowych statków metodą symulacji cyfrowej.

6. ZAKOŃCZENIE

Przedstawiona w pracy metoda matematycznego modelowania dynamiki silników wysokoprężnych została opracowana w celu dokonywania analizy działania układów napędowych statków metodą symulacji cyfrowej.

Matematyczny model silnika wysokoprężnego jest stosunkowo prosty lecz równocześnie umożliwia pełne uwzględnienie nieliniowych charakterystyk statycznych otrzymanych z badań doświadczalnych.

W celu dokonania ostatecznego wyboru równań matematycznego modelu silnika oraz współpracujących z nim urządzeń sprawdzono przydatność wielu innych modeli lub poszczególnych wzorów znanych z literatury.

Model matematyczny silnika obejmuje nie tylko układ równań, ale również konkretne funkcje oraz wartości liczbowe współczynników wyznaczone z badań doświadczalnych a także program obliczeń realizowany na maszynie cyfrowej.

Szczegółowe równania oraz wyniki badań doświadczalnych przeważnie nie są publikowane. Nawet przy korzystaniu z niektórych ogólnych równań podawanych w literaturze technicznej niezbędne było wykonanie obszernych obliczeń mających na celu uzgodnienie równań modelu matematycznego z wynikami badań doświadczalnych. Dokładność modelu jest w dużym stopniu uzależniona od zakresu i dokładności badań doświadczalnych, na podstawie których oblicza się współczynniki równań takie, jak sprawność cieplna silnika, sprawność turbiny, współczynnik przenikania ciepła w chłodnicy i inne.

Zaletą opracowanego modelu matematycznego wynikającą z uwzględnienia nieliniowości charakterystyk statycznych jest możliwość wykonywania obliczeń w szerokim zakresie zmienności obciążeń silnika.

Większość znanych z literatury modeli ma ograniczony zakres zastosowania do niewielkich zmian prędkości obrotowych i obciążeń.

Dalsze udoskonalenie matematycznego modelu silnika wymaga zbadania wpływu dynamicznej charakterystyki obciążenia na zachowanie się silnika. Przy bardzo szybkich zmianach obciążenia ujawnia się wpływ dynamiki procesów spalania, nieliniowy charakter procesu nagrzewania się ścian cylindrów i całego silnika oraz zjawisk falowych w kolektorze spalin.

Zagadnienie wpływu charakterystyki dynamicznej obciążenia oraz stanu cieplnego silnika na jego własności dynamiczne jest bardzo złożone. Z uwagi na jego praktyczne znaczenie dla zwiększenia dokładności modelu oraz oceny obciążeń cieplnych, trwałości i niezawodności silnika wskazane jest prowadzenie badań w tym kierunku.

WYKAZ LITERATURY

- [1] Alechina E.K., Bienin W.Ł., Kozłów W.S., Starzinskij W.S.: Elektron-naja model processa raboty stacionarnogo diziel-generatora s auto-momnym gazoturbinnym nagnietatielew w režimie nieustanowiwszejsia na-gruski. Zbiór artykułów pt. "Dwigatielei wnutrienniego sgoranija" tom 22, Wydawnictwo Uniwersytetu w Charkowie "Wyszczza Szkoła" Charków 1975.
- [2] Astachow I.W.: Podacza i raspyliwanije topliwa w dizielach. Maszino-strojenije, Moskwa 1972.
- [3] Baranescu G.: Analityczno-wykreślna metoda obliczania przepłukania cylindra silnika spalinowego. Zeszyty Problemowe Przemysłu Silników Spalinowych Dział Studiów CBKSS, Warszawa 1965.
- [4] Barskij I.A.: Pierechodnyje charakteristiki tiepłooobmiennikow s ras-priedielennymi parametrami. Maszinoostrojenije (I.W.U.Z), 1974 nr 1.
- [5] Bernhardt M.: Badania trakcyjnych silników spalinowych, WKŁ, Warsza-wa 1970.
- [6] Biczajew B.P.: Analogowyje i cifrowyje modeli morskich gazoturbin-nych ustanowok. Sudostrojenije, Leningrad 1969.
- [7] Brun R.: Szybkobieżne silniki wysokoprężne. WKŁ, Warszawa 1973.
- [8] Brun R.: Considerations fondamentales sur la technologie de la sura-limentation des moteurs. Ing. automob. 1974 nr 10.
- [9] Chanin N.S., Ozimow P.Ł., Boczen W.W.: Osobiennosti raboczego proces-sa radialnooslewioj turbiny na pulsirujuszczem potokie. Maszinostroje-nije (I.W.U.Z), 1973, nr 1.
- [10] Cupiał K.: Obliczenia numeryczne procesu wymiany ładunku w silniku spalinowym. Silniki spalinowe, 1975, nr 3.
- [11] Demidowicz B.P., Maron I.A.: Metody numeryczne cz. II, PWN, Warszawa 1965.
- [12] Dowkontt J.: Teoria silników cieplnych. WKŁ, Warszawa 1973.
- [13] Ferenc M.: Numeryczna metoda obliczania charakterystyki częstotliwości-ciowej silnika Diesla, Biuletyn Techniczno-Ekonomiczny OBR ZUT "ZGO-DA" Świętochłowice, 1975, nr 1.
- [14] Ferenc M., Ostrowski P.: Opracowanie modelu matematycznego silnika 6ZL, 16ZV-40/48. Sprawozdanie z pracy badawczej, Gliwice 1974.
- [15] Ferenc M., Ostrowski P.: Badanie własności dynamicznych silników ZL, ZV-40/48. Sprawozdanie z pracy badawczej cz. I, II i III, Gliwice 1975.
- [16] Ferenc M.: Weryfikacja i udoskonalenie modelu matematycznego silni-ków ZL, ZV-40/48 i regulatorów PGA z uwzględnieniem własności odbior-ników mocy.
 - Adaptacja opracowanego modelu matematycznego dla silników 18 PG 3V-480
 - Weryfikacja modelu matematycznego silnika ZL w oparciu o badania na stacji prob.
 Sprawozdanie z pracy badawczej, Gliwice 1977.

- [17] Grunauer A.A., Dołgich I.D.: Teoreticzeskije osnovy matematičeskogo modelirowanija sistiemy automatičeskogo regulirowanija dziela s turbonadduom. Zbiór artykułów pt.: "Dwigatieli wnutriennogo sgoranija" tom 21. Wydawnictwo Uniwersytetu w Charkowie "Wyszczs Szkoła" Charków 1975.
- [18] Görlich D.: Abgasturbolader für die einstufige und zweistufige Abgasturboaufladung mittelschnellaufendre und lagsamlaufender. Großdieselmotoren, Hansa, 1974, 111, nr 20.
- [19] Gdula J.: Podstawy techniki cieplnej dla automatyków. Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1974.
- [20] Jegorow J.A.: Izmienienije temperatury gazow piered turbinoj pri rabotie dwigatiela po skorostnoj i nagruzocznoj charakteristikam. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1969, nr 8.
- [21] Jegorow J.A.: Sistiemia urawnienij dla opisania niestacionarnych gazodinamiczeskich jawlenij wo wpusknom i wpusknom turboprowodach dwigatiela. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1974, nr 8.
- [22] Jegorow J.A.: K rasczetu raspołagajemoj energii i masowego rozchoda wpusknych gazów dwigatiela s impulsnoj sistiemoj nadduwa. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1970, nr 2.
- [23] Kaczorek T.: Teoria układów regulacji automatycznej, WNT, Warszawa 1974.
- [24] Kordziński Cz., Środulski T.: Silniki spalinowe z turbodoładowaniem. WNT, Warszawa 1970.
- [25] Krugłow M.G., Jegorow J.A.: Izmienienije sriednich parametrow gazowego potoka po dlunie turboprowoda. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1973, nr 3.
- [26] Krugłow M.G., Jegorow J.A.: Opriedielenije potier w wpusknom turboprowodzie s uczetom izmienenija parametrow po dlunie. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1973, nr 4.
- [27] Krugłow M.G., Jegorow J.A.: K rasczetu skorostnych charakteristik dwigatiela so swobodnych turbokompressorom. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1969, nr 1.
- [28] Krugłow M.G., Sabieljew G.M.: O metodike issledowanija wpusknoj sistiemy dizielej s gazoturbinnym nadduom na ustanowkie s odnocilindrowym dwigatielom. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1970, nr 3.
- [29] Krugłow M.G., Czistiakow W.K.: Wlijanije trienija i tieploobmiana na izmienienije parametrow gaza w wpusknoj sistiemie dwigatiela wnutriennogo sgoranija. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1973, nr 10.
- [30] Krugłow M.G., Czistiakow W.K.: Opriedielenije parametrow gaza w cilindrze i wpusknoj sistiemie dwigatiela wnutriennogo sgoranija s uczeta wołn dawlenija. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1973 nr 1.
- [31] Krutow W.I., Szatrow W.I., Daniłow P.M.: Czastocznyje charakteristiki dziela s gazoturbinnym nadduom. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1971, nr 9.
- [32] Krutow W.I., Wołkow A.A.: Differencjalnoje urawnienije topliwopodajuszczej apparatury dziela. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1972, nr 6.
- [33] Krutow W.I., Komorow G.A.: Wlijanije konstruktiwnych paramietrow topliwopodajuszczej apparatury na jejo dinamiczeskije swojstwa. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1975, nr 9.
- [34] Krutow W.I., Wołkow A.A.: K ocenke znaczenij koefficientow differencjalnogo urawnienija topliwopodajuszczej apparatury dziela. Maszinostrojenije (I.W.U.Z.), 1973, nr 8.

- [35] Krutow W.I., Kuźmik P.K.: Raszczet pierechodnych procesow sistiemy awtomatycznego regulirowanija dizielia s turbonadduom s ucetom nieliniejnych charakteristik. Maszynostrojenije (I.W.U.Z), 1969, nr 10.
- [36] Kułakowski B.: Modelowanie niektórych procesów dynamicznych silnika spa lnowego na maszynie analogowej. Silniki spalinowe, 1967, nr 3.
- [37] Leonow O.B., Patrachalcew N.N.: Raszczetnyj cykl nieustanowiwszegosia rezima raboty dizielia. Maszynostrojenije (I.W.U.Z), 1973, nr 10.
- [38] Leonow O.B., Pawlukow W.G.: Postrojenije charakteristiki pierechodnogo processa s ucetom osobiennostiej topliwopogaczi pri nieustanowiwszemsia rezimie raboty dizielia. Maszynostrojenije (I.W.U.Z), 1971, nr 7.
- [39] Łyszewski A.S., Krawczenko W.I.: Analityczeskoe opredieleniije parametrow wpryska topliwnoj sistiemy s płuźniernym akumulatorem. Maszynostrojenije (I.W.U.Z), 1973, nr 10.
- [40] Munsztukow B.A.: matematyczeskaja model niestacjonarnego dwizenija sriedy w protocznoj czasti dwigatielaj wnutrienniego sgoranija. Zbiór artykułów pt. "Dwigatieli wnutrienniego sgoranija" tom 21, Wydawnictwo Uniwersytetu w Charkowie "Wyszczza Szkoła" Charków 1975.
- [41] Moszyński K.: Rozwiązywanie równań różniczkowych zwyczajnych na maszynie cyfrowych. WNT, Warszawa 1971.
- [42] Ogata K.: Metody przestzerzeni stanów w teorii sterowania. WNT, Warszawa 1974.
- [43] Rogancw S.G., Karakajew A.K.: O wlijaniji położenija igły forsunki na process wpryska w topliwnych sistiemach dizielej. Maszynostrojenije (I.W.U.Z), 1974, nr 11.
- [44] Pamonow W.M., Filin A.N.: Raszczet processa topliwopodaczi dizielnogo dwigatiela. Maszynostrojenije (I.W.U.Z), 1973, nr 12.
- [45] Rubaszkin A.: Wybor struktury i szagow kwantowanija po wremiennoj i prostrianstwiennoj koordinatam pri postrojenii nieliniejnoj cifrowoj modeli uczactka parowodianowo trakta parogienieratora. Tiepłoeniergietika 5, 1973.
- [46] Rudert S.: Regelungsverhalten von Viertakt-Dieselmotoren mit Abga-sturboaufladung. Maschinenbautechnik 20, 1971.
- [47] Simson A.E.: Gazoturbinnyj nadduw dizielej. Maszgiz, Moskwa 1958.
- [48] Szargut J.: Termodynamika. PWN, Warszawa 1971.
- [49] Szawłowski K.: Silniki wysokoprężne dużej mocy okrętowe i przemysłowe. WNT, Warszawa 1969
- [50] Szokołow N.K., Cwietkwa N.I.: Raszczet raboczego processa dwigatielaj wnutrienniego sgoranija na zCWM metodom objemnego balansu. Zbiór artykułów pt. "Dwigatieli wnutrienniego sgoranija" tom 22, Wydawnictwo Uniwersytetu w Charkowie "Wyszczza Szkoła" Charków 1975.
- [51] Papanowskaja L.E., Pogrebniak W.W., Sobol W.N., Makary zewa T.W., Dmitrienko W.D.: Modelirowanije pierechodnych procesow dizielia so swoobodnym turbokompressorom. Zbiór artykułów pt. "Dwigatieli wnutrienniego sgoranija", tom 21, Wydawnictwo Uniwersytetu w Charkowie "Wyszczza Szkoła" Charków 1975.
- [52] Tuliszka E.: Turbiny ciepłene. WNT, Warszawa 1973.
- [53] Wallace F.J., Care P.R.: Matching of high output diesel engines with associated turbomachinery. Proc. Inst. Mech. Energ. 1973, 187, nr 48.
- [54] Wiśniewski S.: Obciążenia ciepłene silników tłokowych. WKŁ, Warszawa 1972.
- [55] Wiśniewski S.: Podstawy termodynamiki silników spalinowych. WNT, Warszawa 1963.

- [56] Werner J., Sjand J.: Silniki spalinowe małej i średniej mocy. WNT, Warszawa 1976.
- [57] Zubariew L.F., Barskij I.A., Kuzniecowa L.S., Tichonow A.A.: Osobienności rachunku charakterystyk czterechtaktowego diesla z turbonadmuchem na ECWM. Maszynostrojenije (I.W.U.Z), 1971, nr 11.
- [58] Sprawozdanie z badań prototypu i pierwszych silników 6ZB-40/48, 8ZB-40/48, 16ZVBU-40/48, wykonanych przez OBR ZUT ZGODA, Maszynopis Świętochłowice 1973.
- [59] Sprawozdanie z badań chłodnicy powietrza typu CPP17/90, wykonanych przez OBR ZUT ZGODA, Maszynopis, Świętochłowice 1973.
- [60] Sprawozdanie z badań silnika 6ZL wykonanych przez OBR ZUT ZGODA. Maszynopis, Świętochłowice 1977.
- [61] Bubnicki Z., Identyfikacja obiektów sterowania PWN, Warszawa 1974.
- [62] Węgrzyn S.: Podstawy automatyki PWN, Warszawa 1972.
- [63] Osoba J.: Prace badawczo-konstrukcyjne w zakresie zwiększenia mocy znamionowej silników ZL, ZV-40/48. Opracowanie OBR-ZUT ZGODA, Maszynopis, Świętochłowice 1974.
- [64] Osoba J.: Sprawozdanie z badań prototypu i pierwszych silników 6ZB-40/48 w zakresie charakterystyki. Opracowanie OBR-ZGODA, Świętochłowice 1973.
- [65] Biuletyn 3669 B PG-PL. Wyd. Woodward Governor Company Colorado, USA.
- [66] Hobler T.: Ruch ciepła i wymienniki Wyd. III. WNT, Warszawa 1968.

STRESZCZENIE

W pracy przedstawiono matematyczny model czterosurowych, średnioobrotowych silników wysokoprężnych stosowanych do napędu statków. Dynamiczne własności silnika wraz z turbosprężarką, chłodnicą powietrza, aparaturą paliwową i regulatorem prędkości obrotowej opisano układem 13 różniczkowych równań stanu.

Uwzględniono nieliniowości charakterystyk statycznych poszczególnych urządzeń oraz wpływ pola temperatur ścian komory spalania na sprawność cieplną silnika i parametry termodynamiczne spalin.

Opracowano algorytm identyfikacji charakterystyk statycznych silnika umożliwiający obliczenia na maszynie cyfrowej sprawności cieplnej oraz strat cieplnych silnika, a także sprawności turbiny na podstawie doświadczalnych charakterystyk statycznych silnika. Przedstawiono sposób aproksymacji doświadczalnych charakterystyk turbosprężarki i pompy paliwowej. Opracowany model pozwala wykonywać obliczenia w szerokim zakresie zmienności obciążeń i prędkości obrotowej silnika.

Dokładność opracowanego matematycznego modelu silnika sprawdzono przez porównanie obliczeń dynamicznych z wynikami pomiarów. Przedstawiony, matematyczny model silników wysokoprężnych znalazł zastosowanie w cyfrowej symulacji układów napędowych statków.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕГУЛЯЦИИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С УЧЁТОМ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ

Р е з ю м е

В работе представлена математическая модель четырёхтактных среднетоннажных дизелей, применяемых для привода судов. Динамические свойства дизеля вместе с турбокомпрессором, воздухоохладителем, топливной аппаратурой и регулятором скорости вращения описаны системой 13 дифференциальных уравнений состояния.

Учтены нелинейности статических характеристик отдельных установок и влияние поля температур стен камеры сгорания на термический коэффициент полезного действия дизеля и термодинамические параметры выхлопных газов.

Разработан алгоритм идентификации статических характеристик двигателя, предоставляющий возможность вычисления на ЭЦВМ термического коэффициента полезного действия и тепловых потерь двигателя, а также коэффициента полезного действия турбины на основе экспериментальных статических характеристик двигателя. Представлен метод аппроксимации экспериментальных характеристик турбокомпрессора и топливного насоса. Разработанная модель позволит выполнять расчёты в широком пределе изменчивости нагрузок и скорости вращения двигателя.

Точность разработанной математической модели двигателя проверена путём сравнения динамических расчётов с результатами измерений. Представленная математическая модель дизелей нашла применение в цифровом моделировании приводных систем судов.

P 2349/78/70

Druk.

h 60000

WYDAWNICTWA NAUKOWE I DYDAKTYCZNE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ MOŻNA NABYĆ W NASTĘPUJĄCYCH PLACÓWKACH:

Gliwice — Księgarnia Techniczna, ul. Konstytucji 14b;

Gliwice — Punkt sprzedaży Studenckiej Spółdzielni Pracy, ul. Wrocławska 4/6;

Katowice — Księgarnia nr 004, ul. Warszawska 11;

Katowice — Księgarnia nr 015, ul. Żwirki i Wigury 33;

Chorzów — Księgarnia nr 063, ul. Wolności 22;

Dąbrowa Górnicza — Księgarnia nr 081, ul. ZBoWiD-u 2;

Rybnik — Księgarnia nr 126, Rynek 1;

Warszawa — Ośrodek Rozpowszechniania Wydawnictw PAN, Pałac Kultury i Nauki.

Wszystkie wydawnictwa naukowe i dydaktyczne zamawiać można poprzez Składnicę Księgarską w Warszawie, ul. Mazowiecka 9.