

Stanisław KOPEĆ

OCENA DOBROCI UKŁADU REGULACJI PRĘDKOŚCI KĄTOWEJ  
WYSOKOPRĘŻNYCH SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

**Streszczenie.** Przeprowadzono analizę i identyfikację wymuszeń i zakłóceń występujących podczas pracy wysokoprężnych silników średnio-obrotowych na jednostkach pływających. W oparciu o przebiegi wielkości regulowanej podano szereg wskaźników pozwalających na ocenę dobroci układów regulacji tych silników oraz uwagi o sposobie doboru optymalnych nastaw regulatorów.

1. Proces technologiczny i jego wymagania stawiane układowi regulacji

Średnieobrotowe silniki wysokoprężne stosowane są w omawianym przypadku jako źródła energii dla morskich jednostek pływających. W zależności od rozwiązań projektowych spotyka się następujące układy:

- a) silniki nawrotne napędzające bezpośrednio lub poprzez przekładnię stałe śruby okrętowe,
- b) silniki o stałym kierunku obrotów napędzające poprzez przekładnię generator (względnie generatory) prądowy oraz nastawną śrubę okrętową,
- c) silniki o stałym kierunku obrotów napędzające poprzez przekładnię nastawne śruby okrętowe.

Silniki napędzające tylko śruby okrętowe (poz. a, c) będą posiadały w czasie eksploatacji zmienne prędkości obrotowe zawarte w przedziale

$$\dot{n}_{\min} \leq \dot{n} \leq \dot{n}_{\max},$$

gdzie:

- $\dot{n}_{\min} \left[ \frac{\text{obr}}{\text{min}} \right]$  - minimalna prędkość obrotowa silnika napędowego, przy której on nie gaśnie pod obciążeniem i przy której może pracować przez dłuższy okres czasu bez szkody dla siebie,
- $\dot{n}_{\max} \left[ \frac{\text{obr}}{\text{min}} \right]$  - maksymalna prędkość obrotowa silnika napędowego dopuszczalna ze względu na wytrzymałość i bezpieczeństwo silnika.

Wymagane obroty silnika (obroty wału śrubowego) są uzależnione od poleceń osoby kierującej statkiem.

Silniki napędzające równolegle poprzez przekładnię śrubę nastawną i generator (poz. b) powinny mieć ze względu na generator stałą liczbę obrotów w czasie. Dopuszczalny przedział zmian obrotów w tych układach jest określony dopuszczalnymi przez zainstalowane na statku odbiorniki zmianami napięcia zasilania. Manewry statku odbywają się w takich układach poprzez zmianę kąta ustawienia łopatek na śrubie.

Z punktu widzenia procesu technologicznego należałoby więc od układu regulacji wymagać:

- bezpiecznej pracy silnika napędowego,
- dobrych własności manewrowych i eksploatacyjnych silnika napędowego,
- ekonomicznej eksploatacji silnika napędowego.

Szczególnie niebezpiecznym w tym przypadku dla obiektu regulacji jest skokowy spadek dużego obciążenia do zera. Silnikowi grozi w takich przypadkach rozbiegnięcie się. Układ automatycznej regulacji winien go zabezpieczyć przed wzrostem prędkości obrotowej powyżej dopuszczalnej i uchronić układ przed wpadnięciem w oscylacje.

## 2. Pojęcie dobroci regulacji [1], [2], [4], [5]

W najogólniejszym przypadku miarą dobroci regulacji jest dokładność w odtworzeniu przez układ zadawanych przebiegów. W zależności od przebiegu wielkości zadanej  $y_w$  w czasie rozróżnia się trzy typy układów regulacji:

- układy regulacji stażowartościowej (stabilizującej), w których wielkość zadana  $y_w = \text{idem}$ ,
- układy regulacji programowej, w których  $y_w = f(t)$  (funkcja o znanym i dokładnie określonym przebiegu),
- układy regulacji nadążnej w których  $y_w = f(t)$  (przebieg funkcji uzależniony jest od wielkości wiodącej o nieznanym charakterze).

Wymagania stawiane układom regulacji i kryteria oceny dobroci tych układów zależec więc będą od typu układu. W układach programowych i nadążnych z reguły chodzi o wierne odtwarzanie zmieniającej się w czasie wartości wielkości zadanej, natomiast w układach stażowartościowych o wartości niektórych parametrów przebiegu wielkości regulowanej, względnie o charakter przebiegu (monotoniczny, aperiodyczny itp.).

Rzeczywiste układy automatycznej regulacji nie są zdolne do wiernego odtwarzania zadawanych przebiegów. Kryteria stosowane do oceny dobroci regulacji mogą się zmieniać w zależności od wymagań stawianych przez określone procesy technologiczne. Materiałem służącym do oceny dobroci regulacji są przebiegi wielkości regulowanej w czasie. Charakter tych przebiegów uzależniony jest od dynamicznych własności poszczególnych elementów UAR, od struktury tego układu oraz od wielkości i charakteru wymuszeń względnie zakłóceń.

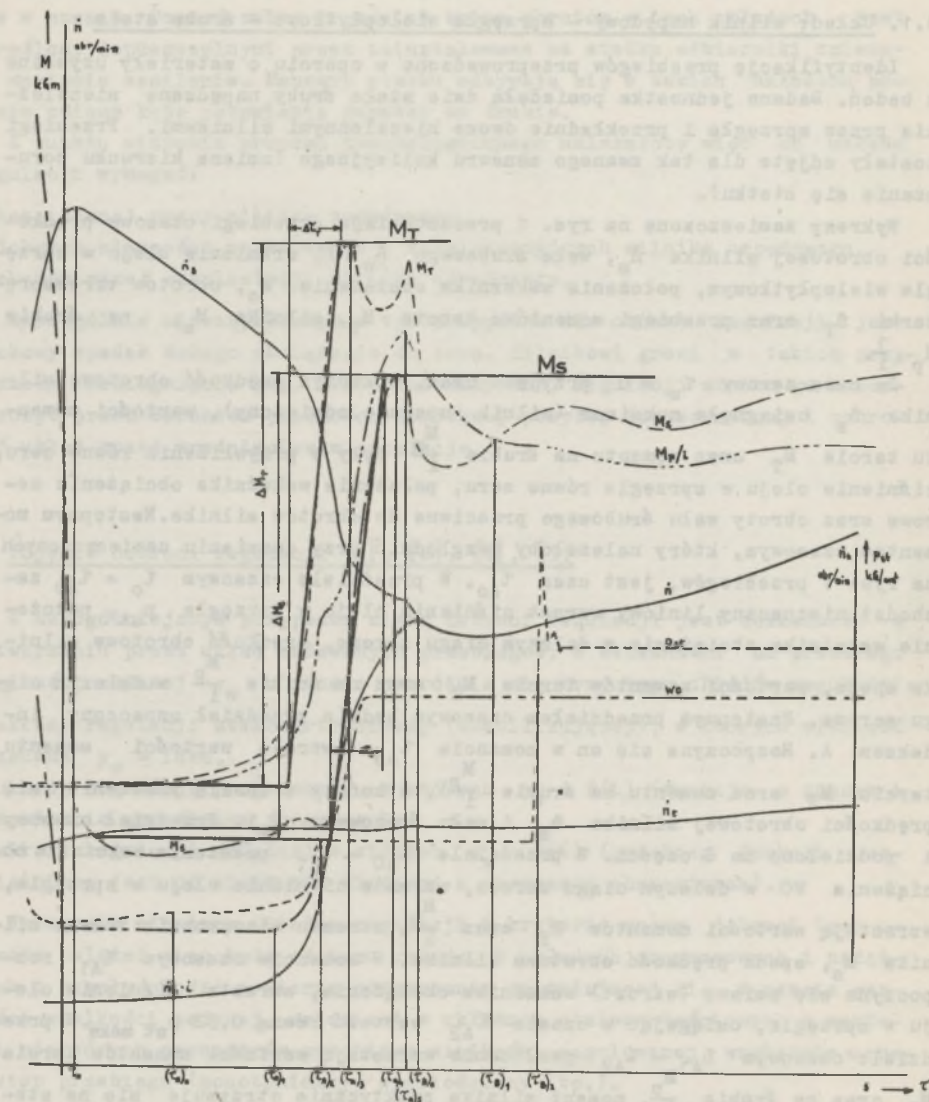
### 3. Identyfikacja wymuszeń (zakłóceń) [1], [6]

#### 3.1. Układ: silnik napędowy - sprzęgła wielopłytkowe - śruba stała

Identyfikację przebiegów przeprowadzono w oparciu o materiały uzyskane z badań. Badana jednostka posiadała dwie stałe śruby napędzane niezależnie przez sprzęgła i przekładnie dwoma niezależnymi silnikami. Przebiegi zostały zdjęte dla tak zwanego manewru kolizyjnego (zmiana kierunku poruszania się statku).

Wykresy zamieszczone na rys. 1 przedstawiają przebiegi czasowe prędkości obrotowej silnika  $\dot{n}_s$ , wału śrubowego  $\dot{n}_w$  i, ciśnienia oleju w sprzęgle wielopłytkowym, położenia wskaźnika obciążenia  $w_o$ , obrotów turbosprężarki  $\dot{n}_T$  oraz przebiegi momentów: tarcia  $M_T$ , silnika  $M_s$ , na śrubie  $M_p \cdot \frac{1}{I}$ .

Za czas zerowy  $\tau_o = 0$  przyjęto czas, w którym prędkość obrotowa silnika  $\dot{n}_s$  osiągnęła maksimum (silnik zupełnie odciążony), wartości momentu tarcia  $M_T$  oraz momentu na śrubie  $\frac{M}{I^D}$  były w przybliżeniu równe zeru, ciśnienie oleju w sprzęgle równe zeru, położenie wskaźnika obciążenia zerowe oraz obroty wału śrubowego przeciwne do obrotów silnika. Następnym momentem czasowym, który należałoby uwzględnić przy omawianiu zamieszczonych na rys. 1 przebiegów, jest czas  $\tau_{AO}$ . W przedziale czasowym  $\tau_o = \tau_{AO}$  zachodzi nieznaczny liniowy wzrost ciśnienia oleju w sprzęgle  $p_{st}$ , położenie wskaźnika obciążenia w dalszym ciągu zerowe, prędkość obrotowa silnika spada, wartości momentów tarcia  $M_T$  oraz na śrubie  $\frac{M}{I^D}$  w dalszym ciągu zerowe. Następnym przedziałem czasowym będzie przedział oznaczony indeksem A. Rozpoczyna się on w momencie  $\tau_{AO}$  (wzrost wartości momentu tarcia  $M_T$  oraz momentu na śrubie  $\frac{M}{I^D}$ ), a kończy z chwilą zrównania się prędkości obrotowej silnika  $\dot{n}_s$  i wału śrubowego  $\dot{n}_w$ . Przedział czasowy A podzielono na 6 części. W przedziale  $\tau_{AO} - \tau_{A1}$  położenie wskaźnika obciążenia  $w_o$  w dalszym ciągu zerowe, wzrasta ciśnienie oleju w sprzęgle, wzrastają wartości momentów  $M_T$  oraz  $\frac{M}{I^D}$ , wzrasta nieznacznie moment silnika  $M_s$ , spada prędkość obrotowa silnika. W momencie czasowym  $\tau_{A1}$  rozpoczyna się zmiana (wzrost) wskaźnika obciążenia, wzrasta ciśnienie oleju w sprzęgle, osiągając w czasie  $\tau_{A2}$  wartość równą  $0,32 p_{st \text{ maks}}$ . W przedziale czasowym  $\tau_{A1} - \tau_{A2}$  gwałtownie wzrastają wartości momentów tarcia  $M_T$  oraz na śrubie  $\frac{M}{I^D}$ , moment silnika praktycznie utrzymuje się na stałym poziomie, natomiast prędkość obrotowa silnika gwałtownie spada. W czasie  $\tau_{A3}$  moment tarcia  $M_T$  osiąga maksymalną wartość. W przedziale  $\tau_{A2} - \tau_{A3}$  obroty silnika w dalszym ciągu gwałtownie spadają, wzrasta liniowo wskaźnik obciążenia silnika, ciśnienie oleju w sprzęgle jest stałe, wartości momentów  $M_s$ ,  $M_T$ ,  $\frac{M}{I^D}$  gwałtownie wzrastają.



Rys. 1. Przebieg czasowy układu regulacji wysekokopreżny silnik średnioobrotowy - sprzęgło wielopłytkowe - śruba stała. Manewr kolizyjny (bez ogranicznika dawki paliwa i przystawek regulatora przeciwko dymieniu i pompażowi)

$\dot{n}_T$  - prędkość obrotowa turbosprężarki,  $\omega_0$  - położenie wskaźnika obciążenia,  $\dot{n}_E$  - prędkość obrotowa silnika,  $M_T$  - moment tarcia,  $M_E$  - moment silnika,  $M_P$  - moment na śrubie,  $i$  - przełożenie,  $\dot{n}$  - prędkość obrotowa wału śrubowego,  $p_{st}$  - ciśnienie oleju w sprzęgle wielopłytkowym

Moment silnika osiąga swoją maksymalną wartość w czasie  $\tau_{A4}$ , natomiast moment na śrubie w czasie  $\tau_{A5}$ . W przedziale czasowym  $\tau_{A3} - \tau_{A5}$  prędkość obrotowa silnika spada w dalszym ciągu, z tym że jest to spadek łagodniejszy od spadku w poprzednim przedziale. Wskaźnik obciążenia początkowo wzrasta, później utrzymuje się na stałym poziomie. Prędkość obrotowa wału śrubowego rośnie i zbliża się do prędkości obrotowej silnika.

W czasie  $\tau_{B0}$  na skutek pełnego zaszprzężenia zrównują się prędkości obrotowe silnika i wału śrubowego. W przedziale czasowym  $\tau_{A5} - \tau_{B0}$  spadają wartości momentów silnika, na śrubie oraz tarcia. Spada prędkość obrotowa silnika a rośnie wału śrubowego.

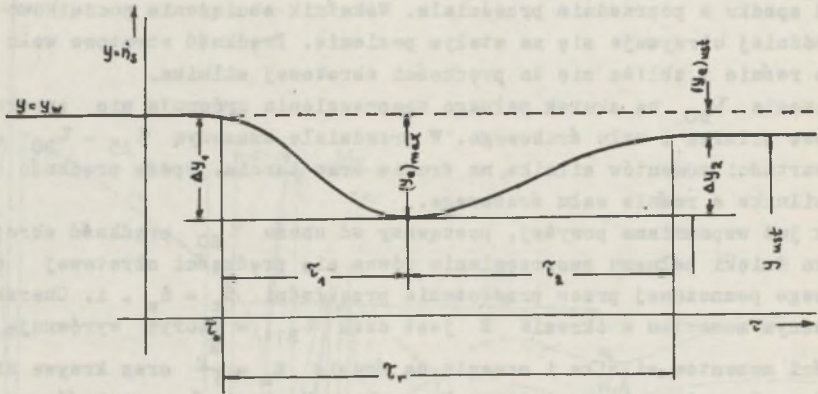
Jak już wspomniano powyżej, począwszy od czasu  $\tau_{B0}$  prędkość obrotowa silnika dzięki pełnemu zaszprzężeniu równa się prędkości obrotowej wału śrubowego pomnożonej przez przełożenie przekładni  $\dot{n}_s = \dot{n}_w \cdot i$ . Charakterystycznym momentem w okresie B jest czas  $\tau_{B1}$ , w którym wyrównują się wartości momentów silnika i momentu na śrubie  $M_s = \frac{M}{i^2}$  oraz krzywa obrotów  $\dot{n}_s = \dot{n}_w \cdot i$  osiąga minimum. Począwszy od czasu  $\tau_{B1}$  wartość momentu silnika  $M_s$  będzie większa od momentu na śrubie  $\frac{M}{i^2}$  oraz obroty silnika równe zredukowanym obrotom wału będą wzrastać.

Wymuszeniem działającym na układ jest w rozpatrywanym przypadku moment tarcia. Z wystarczającą dla praktyki dokładnością można przebiegi momentów aproksymować przy pomocy przebiegów trapezoidalno-skokowych (rys. 1). Wartości  $\Delta M$  oraz  $\Delta \tau$  można określić na podstawie rzeczywistych przebiegów czasowych. I tak dla momentu tarcia przyrost momentu wynosił  $\Delta M_T = 8000-8500$  kGm, natomiast przedział czasowy  $\Delta \tau_T = 1$  s. Dla momentu na silniku można przyjąć  $\Delta M_s = 6000-7500$  kGm oraz  $\Delta \tau_s = 0,8-1,0$  s. Należy tu zauważyć, że moment tarcia zmienił się od wartości zerowych do maksymalnych (przyjmując wartość  $M_T = M_{max}$ , otrzymuje się 100% zmianę  $M_T$ ) oraz moment silnika  $M_s$  wzrósł z 7% na 100%. Występujące w praktyce w innych przypadkach wymuszenia są znacznie mniejsze (nie przekraczają 15-20%). Przy tak dużych wymuszeniach należy brać pod uwagę wejścia układu w strefę nieliniowości.

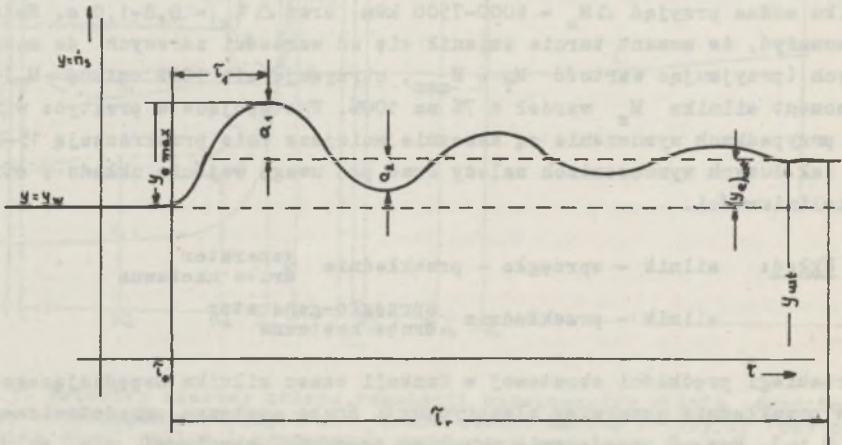
3.2. Układ: silnik - sprzęgło - przekładnia generator  
śruba nastawna  
silnik - przekładnia sprzęgło-generator  
śruba nastawna

Przebiegi prędkości obrotowej w funkcji czasu silnika napędzającego poprzez przekładnię generator elektryczny i śrubę nastawną przedstawiono na rys. 2 i 3. Rys. 2 przedstawia przebieg prędkości obrotowej dla silnika obciążonego dodatnim wymuszeniem trapezoidalno-skokowym na śrubie, natomiast rys. 3 przebieg obrotów dla silnika o doprowadzonym ujemnym wymuszeniu trapezoidalno-skokowym (silnik odciążony).

Przebieg przedstawiony na rys. 2 (dodatnia wartość wymuszenia) jest przebiegiem aperiodycznym, natomiast przebieg z rys. 3 (ujemne wymuszenie) jest



Rys. 2. Przebieg przejściowy  $\hat{n}_g = f(\tau)$  dla silnika napędzającego równoległe generator i śrubę nastawną przy dodatnim zakłóceniu trapezoidalno-skokowym



Rys. 3. Przebieg przejściowy  $\hat{n}_g = f(\tau)$  dla silnika napędzającego równoległe generator i śrubę nastawną przy ujemnym zakłóceniu trapezoidalno-skokowym

przebiegiem oscylacyjnym. Zasadnicze różnice charakteru przebiegów z rys. 1 oraz rys. 2 i 3 spowodowane są tym, że w przebiegach przedstawionych na rys. 1 zachodzi zmiana kierunku obrotów wału śrubowego oraz bardzo istotną rolę w przejmowaniu nowego obciążenia odgrywa sprzęgło wielopłytkowe.

W przebiegach z rys. 2 i 3 kierunek obrotu wału śrubowego jest stały. Manewry statkiem przeprowadza się poprzez zmianę kąta nastawienia łopatek śruby.

#### 4. Kryteria oceny, dobroci regulacji [1], [2], [3], [4], [5]

##### 4.1. Silnik napędza równolegle poprzez przekładnię generator elektryczny i śrubę nastawna

Układ regulacji prędkości kątowej jest w tym przypadku układem stałowartościowym. Zadaniem układu regulacji jest utrzymanie stałej wartości wielkości zadanej, trapezoidalno-skokowe zmiany poboru mocy są zakłóceniami. Za podstawowe kryteria oceny dobroci regulacji można więc w tym przypadku przyjąć (rys. 2, 3).

a) Maksymalne odchylenie wartości wielkości regulowanej od wartości wielkości zadanej

$$y_e \text{ maks} = -y_{\text{maks}} + y_w = -\dot{n}_s \text{ maks} + \dot{n}_s \text{ nom}$$

względnie

(1)

$$y_e \text{ maks} = -y_{\text{min}} + y_w = -\dot{n}_s \text{ min} + \dot{n}_s \text{ nom}$$

b) Odchylenie ustalone wielkości regulowanej -  $y_e \text{ ust}$

$$y_e \text{ ust} = y_w - y_{\text{ust}} = \dot{n}_{\text{nom}} - \dot{n}_{\text{ust}}$$

(2)

c) Czas regulacji (czas trwania przebiegu przejściowego)  $\tau_r$

d) Przeregulowanie przebiegu

$$\psi = \frac{a_2}{a_1} \cdot 100\%$$

(3)

e) Średnie przyspieszenie kątowe

$$p_\omega = \frac{\Delta\omega}{\Delta\tau} = \frac{\frac{\pi}{30}(\dot{n}_{S2} - \dot{n}_{S1})}{\tau_2 - \tau_1} \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

(4)

gdzie:

$n_{S2} \left[ \frac{\text{obr}}{\text{min}} \right]$  - prędkość obrotowa silnika w czasie  $\tau_2$ ,

$n_{S1} \left[ \frac{\text{obr}}{\text{min}} \right]$  - prędkość obrotowa silnika w czasie  $\tau_1$ .

f) Względny przyrost energii kinetycznej układu napędowego

$$e_S = \frac{\frac{1}{2} I_n (\omega_{S2}^2 - \omega_{S1}^2)}{\frac{1}{2} I_n \omega_{S0}^2} = \frac{n_{S2}^2 - n_{S1}^2}{n_{S0}^2} = \frac{\Delta E_k}{(E_o)_k} \quad (5)$$

gdzie:

$I_n$  - moment bezwładności układu napędowego,

$(E_o)_k$  - energia kinetyczna układu napędowego przy nominalnych obrotach,

$\Delta E_k$  - przyrost energii kinetycznej układu napędowego,

$\omega_{S2} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$  - prędkość kątowna silnika w czasie  $\tau_2$ ,

$\omega_{S1} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$  - prędkość kątowna silnika w czasie  $\tau_1$ ,

$\omega_{S0} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$  - nominalna prędkość kątowna silnika.

Wskaźnik  $e_S$  informuje o zmianie energii kinetycznej zmagnezowanej w układzie napędowym.

g) Wskaźnik nierównomierności obciążenia silników pracujących na wspólny odbiór

$$l_i = \frac{N_i}{\frac{N_o}{k}} \quad (6)$$

gdzie:

$N_i$  - moc oddawana przez  $i$ ty silnik, kW,

$N_o$  - sumaryczna moc oddawana na wspólny odbiór, kW,

$k$  - ilość silników pracujących na wspólny odbiór.

h) Wskaźnik zużycia paliwa przy wzroście mocy silnika

$$\xi_{ek} = \frac{\Delta \dot{m}}{p_\omega \cdot \Delta M_S} \quad (7)$$



gdzie:

$\Delta \dot{n}$  - przyrost wartości strumienia masy paliwa w rozpatrywanym przedziale czasowym  $\tau_2 - \tau_1$ ; ( $\Delta \dot{n} = \dot{n}_2 - \dot{n}_1$ ),

$p_\omega$  - średnie przyspieszenie kątowe w przedziale czasowym  $\tau_2 - \tau_1$ ;  $p_\omega = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\tau_2 - \tau_1}$ ,

$\Delta M_s$  - przyrost wartości momentu silnika w przedziale czasowym  $\tau_2 - \tau_1$ .

#### 4.2. Silnik napędza poprzez sprzęgło i przekładnię śrubę stałą

Układ regulacji prędkości kątowej silnika napędzającego śrubę stałą należy zaliczyć do układów nadążnych. Wartość wielkości zadanej uzależniona jest od wielkości wiodącej (polecenie kapitana statku), której przebiegi w czasie są nieznane (np. manewry awaryjne). Dobroć jakości regulacji może być w takich przypadkach określona przy pomocy niżej podanych wskaźników.

a) Czas trwania przebiegu -  $\tau_p$ .

Uwzględniając okresy występujące w przebiegu czasowym przedstawionym na rys. 1, otrzymuje się:

$\tau_A$  - czas trwania okresu A,

$\tau_B$  - czas trwania okresu B (zakończenie okresu B w czasie, dla którego  $\dot{n}_s = \dot{n}_w \cdot i = \dot{n}_s \text{ zad.}$ ),

$\tau_{A+B}$  - czas trwania manewru.

b) Średnie przyspieszenie kątowe

$$p_\omega = \frac{\Delta \omega}{\Delta \tau} = \frac{\pi (\dot{n}_2 - \dot{n}_1)}{\tau_2 - \tau_1} \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Średnie przyspieszenie kątowe  $p_\omega$  może być wyznaczane dla różnych przedziałów czasowych i okresów.

c) Właściwy przyrost obrotów wału śrubowego w okresie A

$$k_n = \left| \frac{\Delta \dot{n}_w \cdot i}{\Delta \dot{n}_s} \right| = \left| \frac{(\dot{n}_w \cdot i) \tau_2 - (\dot{n}_w \cdot i) \tau_1}{(\dot{n}_s) \tau_1 - (\dot{n}_s) \tau_2} \right|_A \quad (8)$$

Współczynnik  $k$  podaje przyrost obrotów wału śrubowego przypadający na jeden obrót silnika w przedziale czasowym  $\tau_2 - \tau_1$ .

d) Względny przyrost energii kinetycznej układu napędowego

$$\epsilon_a = \frac{n_{s2}^2 - n_{s1}^2}{n_{s0}^2} = \frac{\Delta E_K}{(E_0)_K}$$

e) Ekonomiczny współczynnik przyrostu obrotów wału śrubowego

$$f_{ek} = \frac{p_\omega}{\Delta \dot{m}} \frac{\text{rad/s}}{\text{g}} \quad (9)$$

gdzie:

$p_\omega$  - średnie przyspieszenie kątowe w rozpatrywanym przedziale czasowym:

$$p_\omega = \frac{\omega_{s2} - \omega_{s1}}{\tau_2 - \tau_1},$$

$\Delta \dot{m}$  - średni przyrost strumienia masy paliwa w rozpatrywanym przedziale czasowym:  $\Delta \dot{m} = \dot{m}_2 - \dot{m}_1$ .

f) Wskaźnik zużycia paliwa przy wzroście mocy silnika

$$\epsilon_{ek} = \frac{\Delta \dot{m}}{p_\omega \cdot \Delta M_s}$$

g) Minimalne obroty silnika napędowego podczas manewru

$$(n_s)_{\min}$$

h) Wskaźnik nierównomierności obciążenia silników pracujących na wspólny odbiór

$$l_1 = \frac{N_1}{\frac{N_0}{K}}$$

##### 5. Wyznaczenie optymalnych nastaw regulatorów pracujących w układzie regulacji prędkości kątowej średnioobrotowych silników wysokoprężnych [5], [6]

Warunki pracy wysokoprężnych silników instalowanych na statkach są trudne, wartości wymuszeń i zakłóceń doprowadzanych do układu duże (zmiana momentu od 7 do 100%). W związku z tym wydaje się, że dobór optymalnych na-

staw regulatorów winien się odbywać doświadczalnie na stacji prób wyposażonej w odpowiednie urządzenia, przede wszystkim w sprzęgło wielopłytkowe oraz hamulec umożliwiający realizację dużych wymuszeń trapezoidalno-akowych. Należy pamiętać o tym, że na skutek dużych wartości wymuszeń układ wchodzi w obszary nieliniowości i obliczeniowe metody wyznaczania optymalnych nastaw dadzą wyniki niezadowalające.

## LITERATURA

- [1] Findeisen W.: Technika regulacji automatycznej. PWN, Warszawa 1965.
- [2] Krasowski A.A., Pospiechowski G.S.: Podstawy automatyki i cybernetyki technicznej. WNT, Warszawa 1965.
- [3] Krutov W.I.: Awtomaticheskije regulirovaniye dwigateliej wnutriennogo sgoraniija. Maszgiz, Moskwa 1963.
- [4] Nowacki P., Szklarski L., Górecki H.: Podstawy teorii układu regulacji automatycznej. PWN, Warszawa 1970.
- [5] Pułaczewski J.: Dobór nastaw regulatorów przemysłowych. WNT, Warszawa 1966.
- [6] Stefani E.P.: Osnovy rasczeta nastrojki regulatorow tiepkoenergeticheskich processow. Gosenergoizdat, Moskwa 1960.

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА РЕГУЛЯЦИИ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ  
ДИЗЕЛЬНЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

## Р е з ю м е

Проведено анализ и идентификацию принуждений и помех выступающих во время работы дизельных среднеходных двигателей на судах.

Опираясь на пробеги регулируемой величины, дано ряд показателей позволяющих оценить качество систем регуляции этих двигателей, а также замечания о способе подбора оптимальных наладок регуляторов.

THE QUALITY ESTIMATION OF CONTROL PROCESS  
OF ANGULAR VELOCITY OF SHIP DIESEL ENGINES

## S u m m a r y

The analysis and identification of the input functions and disturbances appearing in the medium speed Diesel engines to drive the ships, has been carried out.

Several characteristics for estimation of the quality of engine control systems have been given on the basis of some courses of a controlled parameter, as well as the observations on the method for selecting the optimal setting of controller, have been.