

Mirosław Tomera

Akademia Morska w Gdyni

PROJEKT REGULATORA NIELINIOWEGO DLA AUTOPILOTA STATKU

Projektowanie autopilota statku nie jest zadaniem łatwym z powodu dużej nieliniowości dynamik statku i różnych działających zakłóceń. Głównym celem autora niniejszego artykułu jest zaprojektowanie regulatora dla autopilota statku na podstawie metody sterowania ślizgowego. Wyniki badań symulacyjnych, uzyskane w warunkach działających zakłóceń falowych, pokazują, że zaproponowany regulator jest lepszej jakości w porównaniu z regulatorem klasycznym.

1. WPROWADZENIE

Dla statku odbywającego podróż morską układ autopilota zazwyczaj wykorzystuje się do prowadzenia statku na zadanym kursie – jest to realizowane poprzez automatyczną zmianę wychylenia płetwy sterowej. W ostatnich latach wiele pozycji literaturowych poświęcono badaniom właściwości autopilotów, które umożliwiałyby sterowanie statkami na wodach spokojnych i przy założeniu pewnych dodatkowych zakłóceń zewnętrznych, takich jak wiatr, fala morska czy prądy morskie. W praktyce statek zawsze płynie w obecności fal i będzie zachowywał się różnie przy zmianach stanu morza odbiegających od stanu wody spokojnej, gdyż ruch statku szczególnie zależy od wpływu oddziałującej na niego fali. W celu przewidywania zachowania się statków w różnych warunkach środowiskowych pracuje się nad modelami matematycznymi odwzorowującymi ruchy kinetyczne i dynamikę zachodzących zjawisk [1].

Konwencjonalnym układem autopilota do sterowania ruchem statku jest regulator PD z ustalonymi wartościami parametrów. Takie regulatory mogą poprawnie pracować w szczególnych warunkach operacyjnych, lecz ich jakość się pogarsza, jeśli te warunki ulegają zmianie. Dynamika statku zmienia się przy zmianach prędkości statku, stanu załadowania oraz zakłóceń zewnętrznych, takich jak fala, wiatr, prąd morski. W licznych sytuacjach konieczne jest ręczne strojenie wartości tych parametrów. Dlatego też wiele prac naukowych poświęcono poprawie jakości pracy tych regulatorów przez zastosowanie mechanizmów adaptacji powodujących samoczynną zmianę wartości tych parametrów w zależności od zmian warunków operacyjnych. W sposób bezpośredni estymowane są

parametry modelu statku i na tej podstawie dokonuje się strojenia parametrów regulatora [1].

W automatycznym sterowaniu ruchem statku często wykorzystuje się sterowanie ślizgowe – znane jest z tego, że przy jego użyciu uzyskuje się dobrą jakość sterowania. Ten typ regulatora jest dość dobrze udokumentowany i opiera się na sterowaniu przełączającym, które wprowadza dodatkowy sygnał sterujący, przy zmianach dynamik układu związanych z nieliniowościami [2, 3, 4, 7, 10, 12]. Struktura regulatora ślizgowego składa się z liniowej części równoważnej i nieliniowej części przełączającej. To przełączanie sprawia, że regulator ten jest właściwie odporny na bezpośrednie zmiany wewnętrzne i zewnętrzne powodowane przez oddziałujące środowisko.

W niniejszej pracy regulator ślizgowy został zaadaptowany do analizowania właściwości autopilota statku w sytuacji sterowania statkiem w obecności oddziałujących fal. W analizie wykorzystano model matematyczny, wykonany w skali 1:70, modelu fizycznego statku zaopatrującego platformy wiertnicze, nazywanego CyberShip II [6, 9, 11]. W celu porównania uzyskiwanych wyników przeprowadzono badania z regulatorem PD. Właściwości badanych regulatorów testowano na wodzie spokojnej i w obecności fal morskich przy zmianach kursu powodowanych przez zmianę punktów zwrotu na trasie poruszania się statku. Wskaźnik jakości uwzględniał uchyb kursu statku i wychylenie płetwy sterowej i był wykorzystywany do oceny jakości pracy regulatorów.

2. UKŁAD STEROWANIA RUCHEM STATKU

Prowadzone badania dotyczyły układu sterowania statkiem na kursie. Sygnałem wejściowym w ozważanym układzie sterowania był kurs zadany ψ_d , który wynikał z realizowanego odcinka trajektorii i w układzie rzeczywistym może być wyznaczany z następującej zależności

$$\psi_d = \operatorname{arctg}\left(\frac{y_{k+1} - y_k}{x_{k+1} - x_k}\right), \quad (1)$$

przy czym: $(x_k, y_k), (x_{k+1}, y_{k+1})$ – kolejne współrzędne punktów zwrotu.

Zadaniem regulatora jest wyznaczenie sygnału zadanego δ_z dla maszyny sterowej. W analizowanym układzie sterowania statkiem na kursie brano pod uwagę dwa regulatory: PD i ślizgowy SMC (*Sliding Mode Control*).

Do oceny jakości pracy badanych regulatorów zdefiniowano wskaźnik jakości:

$$J = \sum_{i=0}^N \left[(\Delta\psi_i)^2 + \lambda\delta_i^2 \right]. \quad (2)$$

Pierwszy składnik powyższego równania odnosi się do zmiany kursu, gdzie:

- N – całkowita liczba iteracji w czasie procesu symulacji,
 λ – współczynnik wagi,
 $\Delta\psi_i$ – i -ty uchyb kursu wyznaczany pomiędzy kursem zadany a bieżącym,
 δ_i – i -te wychylenie płetwy sterowej.

Główną funkcją współczynnika wagi λ jest wzmacnianie składnika uchybu kursu do takiego samego rzędu jak składnik związany z wychyleniem steru. Bez zakłóceń zewnętrznych zmniejszający się uchyb kursu będzie zwiększał wychylenie płetwy sterowej i odwrotnie – zmniejszenie wychylenia płetwy sterowej będzie zwiększało uchyb kursu.

2.1. Regulator PD

W układach autopilotów, najczęściej używanym regulatorem jest PD z powodu swojej prostoty i steruje wychyleniem płetwy sterowej w zależności od wartości uchybu kursu i prędkości kątowej. Regulator PD opisywany jest następującym wzorem:

$$\delta_z = K_p(\psi - \psi_d) + K_D r, \quad (3)$$

gdzie:

- K_p i K_D – nastawy regulatora,
 ψ_d, ψ – zadany i rzeczywisty kurs statku,
 $r = d\psi/dt$ – prędkość kątowa statku,
 δ_z – zadane wychylenie płetwy sterowej.

2.2. Regulator ślizgowy

Regulator ślizgowy często stosuje się ze względu na jego dobrą odporność na zakłócenia wewnętrzne i zewnętrzne. Regulator ten wykorzystuje działanie przełączające elementu nieliniowego – dzięki temu jest odporny na wszelkie nieokreśloności powstałe z niedokładnego określenia modelu matematycznego statku i nieuwzględniania dynamiki maszyny sterowej. Sterowanie ślizgowe zalicza się do grupy sterowań krzepkich, gdyż zmiany w dynamice sterowanego obiektu i zakłóceń zewnętrznych nie powodują szczególnego pogorszenia jakości sterowania. Problem sterowania rozwiązywany przy użyciu regulatora ślizgowego polega na śledzeniu pożądaney trajektorii. Uzyskuje się to przez porównywanie aktualnych wartości sterowanych stanów \mathbf{x} ze stanami zadanymi \mathbf{x}_z , czyli przez wyznaczenie uchybu śledzenia $\mathbf{e} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_z$. Struktura regulatora ślizgowego składa się z części równoważnej i z części dodatkowej służącej do kompensowania wpływu zakłóceń. Część równoważna jest zazwyczaj regulatorem liniowym projektowanym dla obiektu zlinearyzowanego i odpowiada za główną akcję sterowania. Część dodatkowa odgrywa rolę regulatora przełączającego – w nim odbywa się minimalizacja powierzchni ślizgania, która jest funkcją uchybu śledzenia $\sigma_h(\mathbf{e})$.

Problem sterowania polega na zredukowaniu uchybu sterowania do zera, ($e = 0$) – jest to równoważne ze sprowadzeniem powierzchni ślizgania do zera. Sygnał wyjściowy regulatora ślizgowego, będący sygnałem zadaniem dla maszyny sterowej dla obiektu składa się z dwóch składników:

$$\delta_z = u_{eq} + u_{sw}, \quad (4)$$

przy czym:

u_{eq} – sygnał części równoważnej,
 u_{sw} – sygnał części przełączającej.

Syntezę regulatora ślizgowego przeprowadzono opierając się na uproszczonym modelu Nomoto zapisanym w postaci następujących równań dynamicznych:

$$\begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & a_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ b_2 \end{bmatrix} \cdot \delta, \quad (5)$$

$$\psi = [1 \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} \psi \\ r \end{bmatrix} + [0] \cdot \delta \quad (6)$$

lub prościej jako

$$\dot{\mathbf{x}}_h = \mathbf{A}_h \mathbf{x}_h + \mathbf{B}_h \delta, \quad (7)$$

$$\psi = \mathbf{C}_h \mathbf{x}_h + \mathbf{D}_h \delta. \quad (8)$$

Powierzchnię ślizgania σ_h zdefiniowano jako:

$$\sigma_h = h_1(\psi_z - \psi) + h_2(r_z - r), \quad (9)$$

przy czym:

h_1 i h_2 – elementy wektora własnego \mathbf{h} ,
 r_z – zadana prędkość kątowna,
 ψ_z – zadany kurs statku.

W celu stabilizowania statku na kursie dobrano dwuelementowy wektor $\mathbf{K} = [k_1, k_2]^T$, w taki sposób, aby:

$$\mathbf{A}_c = \mathbf{A}_h - \mathbf{B}_h \mathbf{K}^T = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -b_2 k_1 & a_{22} - b_2 k_2 \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Dwie wartości własne układu zamkniętego pozwalają na wyznaczenie poszukiwanych wzmocnień k_1 i k_2 . Po wyznaczeniu macierzy \mathbf{A}_c obliczany jest

poszukiwany wektor własny \mathbf{h} z rozwiązania równania $\mathbf{A}_c^T \mathbf{h} = 0$ dla wartości własnej o mniejszej wartości bezwzględnej (moduł).

W niniejszej pracy część równoważna regulatora ślizgowego zrealizowano przy użyciu regulatora liniowego działającego na podstawie następującego wzoru:

$$u_{eq} = N\psi_z - \mathbf{K}\mathbf{x}, \quad (11)$$

w którym N jest wzmocnieniem skalującym kurs zadany ψ_z , wyznaczanym ze wzorów:

$$N = N_u + \mathbf{K}N_x, \quad (12)$$

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_h & \mathbf{B}_h \\ \mathbf{C}_h & \mathbf{D}_h \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Ostatecznie prawo sterowania regulatora ślizgowego przyjmuje postać:

$$\delta_z = N\psi_z - \mathbf{K}\mathbf{x} + \left[\mathbf{h}^T \dot{\mathbf{x}}_{hz} - \eta_h \tanh\left(\frac{\sigma_h}{\phi_h}\right) \right], \quad (14)$$

przy czym:

$$\dot{\mathbf{x}}_{hz} = \begin{bmatrix} r_z \\ \dot{r}_z \end{bmatrix} - \text{pożądany wektor stanu, w którym:}$$

$$\dot{r}_z = dr_z/dt,$$

η_h – wzmocnienie przełączające,

ϕ_h – grubość warstwy granicznej.

Do wyznaczania zadanego kursu statku ψ_z i zadanej prędkości kątowej r_z zastosowano model odniesienia opisany wzorem:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \psi_z \\ r_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi_z \\ r_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_n^2 \end{bmatrix} \cdot \psi_d, \quad (15)$$

przy czym:

ψ_d – kurs statku wynikający z zadanego odcinka trajektorii.

Patrząc na równania (3) oraz (14), można zobaczyć różnicę pomiędzy tymi dwoma regulatorami. Zadane wychylenie płetwy sterowej wyznaczane w regulatorze PD obliczane jest tylko na podstawie uchybu kursu i prędkości kątowej. W regulatorze ślizgowym zadane wychylenie płetwy sterowej wyznacza się na podstawie uchybu kursu, prędkości kątowej, zadanej prędkości kątowej i zadanego przyśpieszenia kątowego.

3. BADANIA SYMULACYJNE

Badania symulacyjne układów sterowania na kursie z rozważanymi w tej pracy regulatorami przeprowadzono dla dwóch przypadków: na spokojnej wodzie i w obecności fal przy stanie morza 5 w skali Beauforta. Do badań wybrano model matematyczny statku CyberShip II. Prędkość obrotowa śrub napędowych ω_1 i ω_2 była stała i wynosiła 8,13 obr/s, a statek poruszał się ze stałą prędkością wynoszącą 0,3 m/s na spokojnej wodzie, przy zerowych wychyleniach płetw sterowych. Dla uproszczenia przyjęto nieskończoną głębokość wody.

Pozostał problem dostrojenia parametrów regulatorów PD i regulatora ślizgowego. Dla regulatora PD należało dobrać dwa parametry: wzmocnienie uchybu kursu K_p i wzmocnienie prędkości kątowej statku K_D . Natomiast dla regulatora ślizgowego należało dobrać cztery parametry: dwie wartości własne (λ_1, λ_2) układu zamkniętego, wzmocnienie przełączające η_h i grubość warstwy granicznej ϕ_h . Wartości własne (λ_1, λ_2) układu zamkniętego pozwalają na obliczenie wektora wzmocnień \mathbf{K} oraz właściwego wektora własnego \mathbf{h} . Do tych obliczeń wykorzystano zlinearyzowany model Dawidsona i Schiffa:

$$\begin{bmatrix} m - Y_v & mx_G - Y_r \\ mx_G - N_v & I_z - N_r \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -Y_v & -Y_r + (m - X_u)u \\ -N_v + (X_u - Y_v)u & -N_r + (mx_G - \frac{1}{2}N_v - \frac{1}{2}Y_r)u \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -Y_\delta \\ -N_\delta \end{bmatrix} \delta. \quad (16)$$

W tabeli 1 znajdują się wszystkie parametry znajdujące się we wzorze (16). Na podstawie wzoru (16) uzyskano, przy stałej prędkości wzdłużnej $u = u_0 = 0,3$ m/s, następujący zlinearyzowany model matematyczny statku CyberShip II wykorzystany do dalszych obliczeń:

$$\begin{bmatrix} 33,8000 & 1,0948 \\ 1,0948 & 2,7600 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0,8897 & 14,9900 \\ 2,3687 & 2,9948 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,4304 \\ -0,2363 \end{bmatrix} \delta. \quad (17)$$

Tabela 1

Parametry modelu matematycznego statku Cybership II [5, 8]

Parametr	Wartość	Parametr	Wartość	Parametr	Wartość
m	23,800	N_v	0,03130	X_u	-2,0
I_z	1,760	N_r	-1,900	Y_v	-10,0
x_G	0,046	Y_δ	-0,4304	$Y_r = N_v$	0,0
Y_v	-0,88965	N_δ	0,2363	N_r	-1,0
Y_r	-7,250				

Model opisany wzorem (17) przekształcono w pierwszej kolejności do modelu Nomoto II, a następnie zredukowano do modelu Nomoto opisanego równaniami dynamicznymi (5), (6), który w tym wypadku przyjął postać:

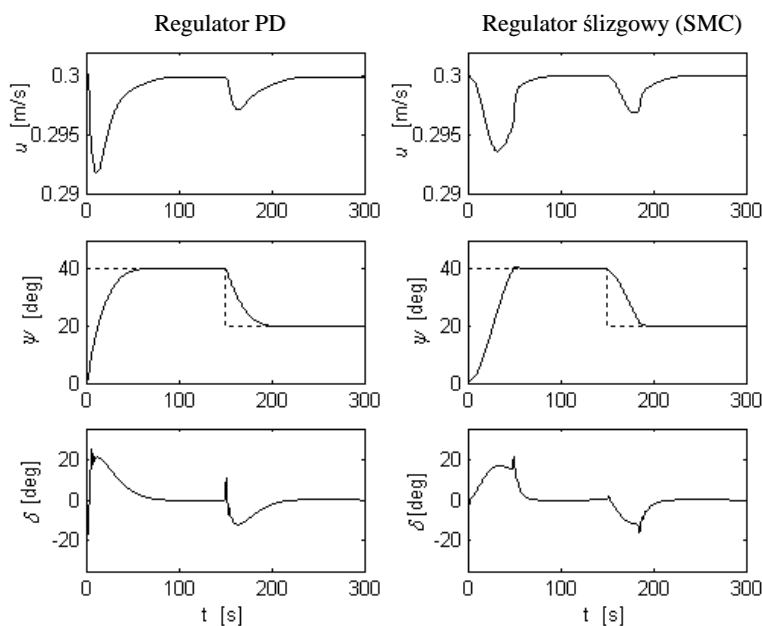
$$\begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0,1057 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -0,0040 \end{bmatrix} \cdot \delta \quad (18)$$

Uzyskany zlinearyzowany model matematyczny statku CyberShip II (18) wykorzystano następnie do obliczeń wzmacnień regulatora liniowego metodą lokowania biegunów. Przyjęte wartości własne układu zamkniętego przez macierz wzmacnień od sprzężenia stanów to: $\lambda_1 = -0,0005$, $\lambda_2 = -7,8128$. We wzorze (14) zastosowano wektor własny h odpowiadający wartości własnej λ_1 . Dla części nieliniowej regulatora ślizgowego (14) przyjęto wartości $\eta_h = 10$, $\phi_h = 0,3$, natomiast dla regulatora PD wartości wzmacnień $K_p = 2$ i $K_D = 50$. Przyjęte parametry w modelu odniesienia (15) to: $\omega_n = 0,1$, $\zeta = 0,85$.

Badane układy regulacji zamodelowano w środowisku obliczeniowym Matlab/Simulink. Symulacje prowadzono w dziedzinie czasu, całkowanie numeryczne odbywało się metodą Rungego-Kutty czwartego rzędu z okresem całkowania równym 0,1 s. W badaniach symulacyjnych jako obiekt wykorzystano nieliniowy model matematyczny statku CyberShip II szczegółowo opisany w pracach [5, 8, 11].

Symulowane fale miały wysokość znaczącą równą 3 m, co odpowiada stanowi morza 5 w skali Beauforta. Fale modelowano na podstawie zmodyfikowanego widma Piersona-Mostkowitza [2] i na potrzeby symulacji fali dla statku CyberShip II, który jest wykonanym w skali 1:70 modelem fizycznym. Po przeskalowaniu wartość okresu modalnego T_o przyjęto równą 0,80 s, natomiast wartość wysokości znaczącej fali H_s – równą 5 mm; średnie zanurzenie T statku CyberShip II wyniosło 0,05 m, do obliczeń przyjęto kierunek działania $\psi_f = 180^\circ$.

W pierwszej kolejności badano układy na spokojnej wodzie. Wyniki symulacji pokazano na rysunku 1. W lewej kolumnie znajdują się wyniki zarejestrowane dla układu regulacji z regulatorem PD, natomiast w prawej kolumnie wyniki z użyciem regulatora ślizgowego, w skrócie SMC (*Sliding Mode Control*).



Rys. 1. Wykresy czasowe wyników symulacji na wodzie spokojnej: lewa kolumna – regulator PD, prawa kolumna – regulator ślizgowy

Na górnych wykresach znajdują się przebiegi czasowe zmian prędkości wzdłużnych u , na środkowych zmian kursów ψ , natomiast na dolnych rzeczywiste wychylenia płetw sterowych δ . Na wykresie dla regulatora ślizgowego przedstawiającym zmiany kursu linią kreskowaną zaznaczono kurs zadany ψ_z uzyskiwany z modelu odniesienia.

Z wykresów tych widać, w jaki sposób różne wzory służące do wyznaczania sygnałów sterujących wpływają na zachowanie całego układu regulacji. Regulator PD opisany wzorem (3) przy skokowej zmianie sygnału zadanego od razu wyznacza bardzo dużą wartość sygnału zadanego i następuje szybkie wychylenie płetwy sterowej – objawia się to spadkiem prędkości wzdłużnej statku. W regulatorze ślizgowym natomiast, przez zastosowanie w nim modelu odniesienia, po zmianie kursu zadanego wolniej zmienia się sygnał sterujący – powoduje to, że nie następuje tak gwałtowne wychylenie płetwy sterowej i w związku z tym następuje mniejszy spadek prędkości wzdłużnej.

Wartości wyznaczanych wskaźników jakości przedstawiono w tabeli 2. Widać stąd, że wszystkie wskaźniki jakości wyznaczone dla regulatora ślizgowego mają

mniejsze wartości od odpowiadających im wskaźników wyznaczonych dla regulatora PD.

Tabela 2

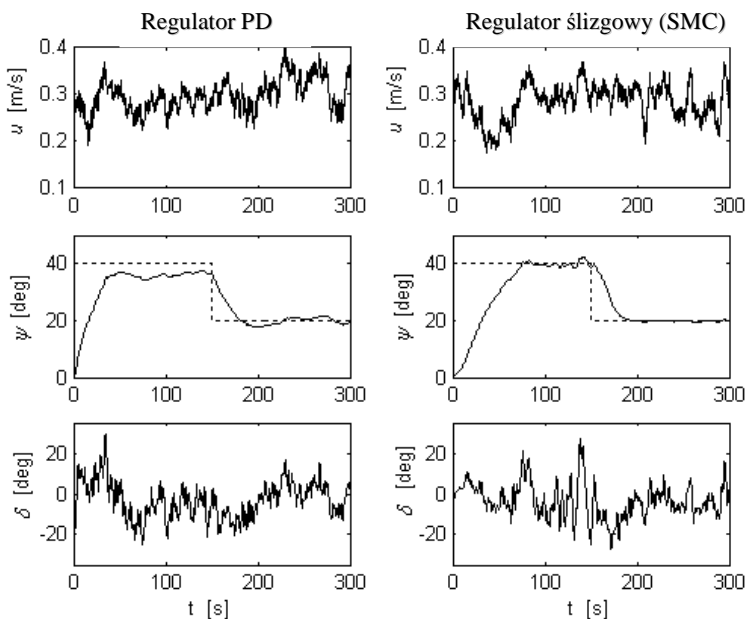
Wyznaczone wskaźniki jakości sterowania na wodzie spokojnej

	ψ_E	δ_E	J
Regulator PD	128,20	128,74	256,94
Regulator ślizgowy (MPC)	117,07	117,42	234,49

Na rysunku 2 pokazano wyniki symulacji na fali regularnej o wysokości 3 m. W badaniach tych parametry obydwu regulatorów pozostały niezmienione. Otrzymane wyniki znacznie różnią się od tych uzyskiwanych na wodzie spokojnej.

Gdy porówna się ze sobą zmiany kursów znajdujące się na wykresach środkowych, można zauważyć, że obecność elementu przełączającego w regulatorze ślizgowym, mającego działanie całkujące, pozwala na prowadzenie statku na ustalonym kursie zadanym znacznie lepiej niż regulator PD, który pozbawiony jest działania całkującego.

Wyznaczone wartości wskaźników jakości dla przypadku sterowania statkiem w obecności fali regularnej znajdują się w tabeli 3. Gdy porówna się te wartości z wynikami z tabeli 2, to łatwo można zauważyć, że o wiele trudniej jest prowadzić statek w obecności fal niż na spokojnej wodzie, ponieważ wartości funkcji kosztu przy sterowaniu na falach są znacznie większe niż na spokojnej wodzie.



Rys. 2. Wykresy czasowe wyników symulacji na wzburzonym morzu: lewa kolumna – regulator PD, prawa kolumna – regulator ślizgowy

Tabela 3

Wyznaczone wskaźniki jakości sterowania na regularnej fali

	ψ_E	δ_E	J
Regulator PD	259,38	261,40	520,78
Regulator ślizgowy (MPC)	194,57	195,98	390,55

4. UWAGI I WNIOSKI

Badano wpływ zdolności śledzenia kursu przez statek płynący na pofalowanym morzu. Do badań zastosowano dwa regulatory: PD i ślizgowy, i dobrane zostały poprawne wartości parametrów. Wszystkie badania prowadzono przy stałej prędkości obrotowej śrub napędowych ω_1 i ω_2 umieszczonych na rufie i wynoszących 8,13 obr/s – powodowało to, że statek poruszał się ze stałą prędkością wynoszącą 0,3 m/s na spokojnej wodzie, przy zerowych wychyleniach płetw sterowych. Na podstawie symulacji można stwierdzić, że obydwa regulatory dobrze prowadziły statek na wodzie spokojnej i uzyskano podobne wartości funkcji kosztu.

Wpływ fali na operacje autopilota statku jest duży – można to stwierdzić, porównując przebiegi czasowe znajdujące się na rysunkach 1 i 2 oraz wartości wskaźników jakości zebranych w tabelach 2 i 3. Z badań wynika, że regulator ślizgowy lepiej śledzi kurs w obecności fal niż regulator PD. Korzyść ze stosowania przełączania w algorytmie ślizgowym jest taka, że pomaga utrzymać bieżący kurs statku dokładnie na pożądanym kierunku, kompensując zakłócenia powodowane przez czynniki zewnętrzne, takie jak rozważane w tej pracy zakłócenia wywołane przez fale.

LITERATURA

1. Fang M.-C., Luo J.-H., *The nonlinear hydrodynamic model for simulating a ship steering in waves with autopilot system*, Ocean Engineering, 2005, vol. 32, no. 11–12, s. 1486–1502.
2. Fossen T.I., *Guidance and Control of Ocean Vehicles*, John Wiley & Sons Ltd., England 1994.
3. Healey A.J., Lienard D., *Multivariable sliding mode control for autonomous diving and steering of unmanned underwater vehicles*, IEEE Journal of Oceanic Engineering, 1993, vol. 18, no. 3, s. 327–339.
4. Healey A.J., Marco D.B., *Slow speed flight control of autonomous underwater vehicles: experimental results with NPS AUV II*, Proc. of the second international offshore and polar engineering conference, San Francisco 1992, s. 523–532.

5. Lindegaard K.-P., *Acceleration Feedback in Dynamic Positioning*, PhD thesis, Norwegian Univ. Science & Technology, Dept. Eng. Cybernetics, Trondheim, Norway 2003.
6. Lindegaard K.-P., Fossen T.I., *Fuel efficient rudder and propeller control allocation for marine craft: experiments with model ship*, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, vol. 11, no. 6, s. 850–862.
7. McGookin E.W., Murray-Smith D.J., Li Y., Fossen T.I., *Ship steering control system optimisation using genetic algorithms*, Control Engineering Practice, 2000, vol. 8, no. 4, s. 429–443.
8. Skjetne R., *The maneuvering Problem*, PhD thesis, Norwegian Univ. Science & Technology, Dept. Eng. Cybernetics, Trondheim, Norway 2005.
9. Skjetne R., Smogeli O., Fossen T.I., *Modeling, identification, and adaptive maneuvering of Cybership II: A complete design with experiments*, Proc. IFAC Conf. Appl. Marine Systems, CAMS 2004, IFAC, Ancona, Italy 2004.
10. Slotine J.J.E., Li W., *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall, New Jersey 1991.
11. Sveen D.A., *Robust and adaptive tracking control for synchronization with an ROV: practical implementation on CyberShip II*, master thesis, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway 2003.
12. Tomera M., Śmierczalski R., *Sliding Controller for Ship Course Steering*, Proceedings of the 7th IFAC Conference on Manouvering and Control of Marine Craft, MCMC, Lisbon, Portugal 2006.

NONLINEAR CONTROLLER DESIGN OF SHIP AUTOPILOT

Summary

Designing of ship autopilot is not easy subject because of high nonlinearity of ship dynamics and various acting disturbances. The main goal of the work is to design a proper and efficient controller for ship autopilot based on sliding mode control method. Simulation results in the rough wave condition show the better performance of the proposed controller in comparison with the classical controller.