

**Stanisław BAŃKA\*, Paweł DWORAK, Michał BRASEL**

\*ZACHODNIOPOMORSKI UNIWERSYTET TECHNOLOGICZNY W SZCZECINIE  
WYDZIAŁ ELEKTRYCZNY, KATEDRA AUTOMATYKI PRZEMYSŁOWEJ I ROBOTYKI  
ul. Sikorskiego 37, 70-313 Szczecin

## O sterowaniu nieliniowymi obiektami dynamicznymi MIMO w przełączalnej strukturze liniowych regulatorów modalnych

Prof. dr hab. inż. Stanisław BAŃKA

Studia wyższe ukończył w roku 1969 na Wydziale Elektrycznym Politechniki Szczecińskiej, doktorat i stopień dra habilitowanego w dyscyplinie automatyka i robotyka uzyskał odpowiednio w roku 1976 w ICT Politechniki Wrocławskiej i w IBS PAN w Warszawie w 1992 r. Tytuł profesora w dziedzinie nauk technicznych otrzymał w czerwcu 2009 r. Jego główne zainteresowania naukowe to: wielowymiarowe układy sterowania, sterowanie optymalne i modalne, identyfikacja oraz zastosowania informatyki w automatyce.

e-mail: banka@zut.edu.pl



Dr inż. Paweł DWORAK

Jest adiunktem w Katedrze Automatyki Przemysłowej i Robotyki WE ZUT w Szczecinie. Studia wyższe ukończył na Wydziale Elektrycznym Politechniki Szczecińskiej w roku 1999. Na tym samym wydziale w roku 2005 uzyskał stopień doktora nauk technicznych w dyscyplinie automatyka i robotyka. Swoje zainteresowania naukowe koncentruje głównie na zagadnieniach analizy i syntezy wielowymiarowych układów sterowania.

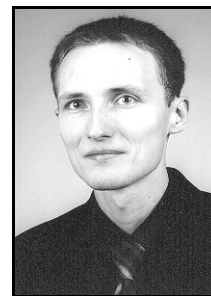
e-mail: pawel.dworak@zut.edu.pl



Mgr inż. Michał BRASEL

Student stacjonarnych studiów doktoranckich na Wydziale Elektrycznym ZUT w Szczecinie. Studia wyższe ukończył na WE ZUT w Szczecinie w roku 2009. Zajmuje się zagadnieniami analizy i syntezy wielowymiarowych układów sterowania oraz metodami adaptacji parametrów regulatorów wielowymiarowych dla nieliniowych układów dynamicznych MIMO.

e-mail: michal.brasel@gmail.com



(stable) modal controllers switched at the moment of changing the reference signals with subsequent changes of the system "working point", and the non-classic structure in which modal controllers are switched after running an auxiliary decoupled control loop either statically (ii) or dynamically (iii). Performance of the proposed control systems is illustrated by examples of simulation results carried out in MATLAB/Simulink using the nonlinear model of motions of the WIMPEY SEALAB drilling vessel.

**Keywords:** multivariable control systems, nonlinear plants, modal control, static and dynamic decoupling.

### 1. Wstęp

Zagadnienia sterowania wielowymiarowymi obiektami dynamicznymi o wielu wejściach i wielu wyjściach MIMO (ang. *multi-input multi-output systems*) są ciągle źródłem wielu nierozwiązanych problemów, zwłaszcza gdy dotyczą one sterowania złożonymi, nieliniowymi układami dynamicznymi. Przykładami mogą być różnego rodzaju pływające obiekty i jednostki morskie takie jak: platformy i statki wiertnicze, promy morskie, okręty podwodne, obiekty latające, czy też manipulatory przemysłowe o wielu stopniach swobody ruchu. Złożone ruchy i/lub skomplikowane kształty brył (konstrukcji) poruszających się w wodzie lub powietrzu, a w przypadku statków – na granicy tych ośrodków, powodują powstawanie sił oporów uzależnionych nieliniowo od ich prędkości i położenia, przez co stają się one obiektami sterowania o mocno nieliniowych właściwościach dynamicznych i statycznych.

Do rozwiązania zadań sterowania takimi obiektami można zastosować ogólnie dwa podejścia: bezpośrednie poszukiwanie nieliniowego regulatora, spełniającego wymagane kryteria jakości sterowania układu w całym zakresie zmian sygnałów, albo poszukiwanie lokalnych, liniowych regulatorów z linearyzacją opisu obiektu dla wybranych nominalnych „punktów pracy” układu.

W podejściu z linearyzacją zwykle dokonuje się syntezy albo liniowego regulatora odpornego na perturbacje wywołane zmianami „punktów pracy” obiektu [1], albo regulatora adaptacyjnego o zmiennych parametrach [2]. Inną możliwością jest zastosowanie układu sterowania predykcyjnego z nieliniowym bądź liniowym, zwykle nieparametrycznym modelem obiektu [3]. Możliwe jest także projektowanie układów o odpornej stabilności, przy liniowych modelach obiektu z parametrami o wartościach przedziałowych [4].

Największe potencjalne możliwości daje podejście pierwsze. Niestety jest ono trudne do wykorzystania w praktyce ze względu na brak uniwersalnych metod syntezy układów sterowania z nieliniowymi regulatorami. Oprócz ogólnej metody Lapunowa z mocno ograniczonymi możliwościami zastosowań praktycznych w grę mogą tu wchodzić np. metody polegające na linearyzacji układu nieliniowym sprzężeniem zwrotnym od wyjść (lub stanu) obiektu, wspomagane (lub nie) funkcjonalnymi kompensatorami typu

### Streszczenie

W artykule przedstawia się wieloregulatorową, przełączalną strukturę układu sterowania nieliniowymi obiektami dynamicznymi MIMO na przykładzie sterowania położeniem statku wiertniczego z wykorzystaniem nieliniowego modelu wolnozmiennych ruchów statku nad punktem wiercenia w trzech stopniach swobody ruchu (3DOF). W proponowanej strukturze układu wykorzystuje się zestaw liniowych regulatorów modalnych współpracujących z dodatkowym układem sterowania w pętli otwartej, odsprzęgniętym statycznie lub dynamicznie. Syntezy układu dokonuje się poprzez linearyzację przyjętego opisu obiektu sterowania w nominalnych „punktach pracy”, zależnych od zadawanego kąta kursowego statku i wartości prądu morskiego. Prezentowane wyniki badań dotyczą trzech odmian przełączalnej struktury układu: (i) klasycznej, z regulatorami modalnymi przełączanymi w momencie zmiany wartości sygnałów odniesienia gdy powodują one zmianę „punktu pracy” układu oraz nieklasycznej, w której regulatory modalne są przełączane dopiero po zadziałaniu pomocniczego układu sterowania, odsprzęgniętego (ii) statycznie lub (iii) dynamicznie. Działanie zaproponowanych odmian układów sterowania zilustrowano przykładami symulacji z nieliniowym modelem ruchów statku wiertniczego WIMPEY SEALAB w środowisku MATLAB/Simulink.

**Słowa kluczowe:** Wielowymiarowe układy sterowania MIMO, układy nieliniowe, sterowanie modalne, dynamiczne i statyczne odsprzęganie.

### On control of nonlinear dynamic MIMO plants using a switchable structure of linear modal controllers

#### Abstract

In the paper a multicontroller-based switchable control system structure is proposed to control nonlinear MIMO plants. The considered structure contains a set of linear feedback controllers operating together with an additional, decoupled loop of the control system. The nonlinear model of low-frequency (LF) motions of a drilling vessel in three degrees of freedom (3DOF) on the sea surface is used as a MIMO plant to be controlled. The system synthesis is carried out by linearisation of the adopted nonlinear plant model at its nominal "working points" that depend on the preset ship yaw angle and the sea current velocity. The investigation results presented concern three types of switched structures: (i) the classic one with a set of

*feedforward* z charakterystykami będącymi odwrotnością funkcji występujących w opisie obiektu [5]. W przypadku gdy nieliniowe opisy obiektu znane są niezbyt dokładnie można próbować metod wykorzystujących techniki sztucznej inteligencji, np. neuroaproxymatory z funkcjami radialnymi RBF [6, 7].

Dużo łatwiej jest stosować metody z linearyzacją nieliniowych opisów obiektów MIMO. Po linearyzacji – która zwykle polega na rozwinięciu znanego opisu obiektu w szereg Taylora z odrzuceniem członów wyższego rzędu niż pierwszy – otrzymuje się lokalne, liniowe modele obowiązujące przy niewielkich odchyleniach sygnałów od ich „nominalnych” wartości, definiujących tzw. „punkty pracy” obiektu. Najczęściej są to „punkty pracy” określone reżymami pracy układu w stanach ustalonych, ale mogą to być także chwilowe „punkty pracy” na trajektorii przez które obiekt „przechodzi” w stanach dynamicznych [8, 9].

Otrzymywane modele liniowe, o znanych bądź zidentyfikowanych parametrach, są punktem wyjścia do zastosowania jednej z wielu znanych metod syntezy liniowych układów sterowania. Może to być zarówno klasyczne projektowanie układów regulacji stałowartościowej z (autonomicznymi) regulatorami PID o odpowiednio dobowieranych nastawach, jak i synteza układów z wielowymiarowymi regulatorami optymalnymi LQR/LQG lub modalnymi, zbudowanymi na bazie obserwatora Luenbergera lub filtru Kalmana. Ze względu na możliwość wystąpienia znacznych zmian właściwości modeli liniowych przy różnych (odległych) „punktach pracy” obiektu, zwykle jeden prosty regulator modalny o stałych parametrach nie wystarcza. Musi to być albo układ z regulatorem odpornym (wysokiego rzędu), albo układ z regulatorem adaptacyjnym.

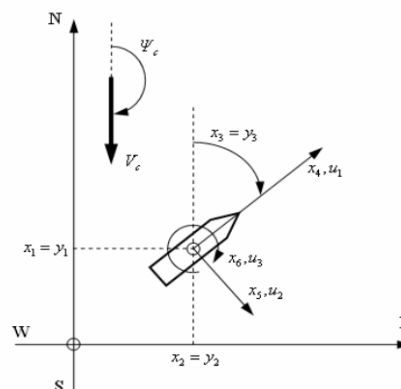
Innymi, rzadko dotąd stosowanymi strukturami są układy z wieloma (liniowymi) regulatorami. Przy czym, mogą to być struktury z regulatorami przełączanymi w trakcie pracy układu, albo struktury z wieloma regulatorami, w których składowe sygnały sterujące obiektem są formowane jako wartość średnia wyjść wszystkich regulatorów – uśrednianych z wagami proporcjonalnymi do stopnia przynależności danego regulatora i mierzonych wyjść obiektu do odpowiednio rozmytych obszarów wyjść obiektu (lub innych sygnałów charakterystycznych, np. wybranych składowych jego wektora stanu), zgodnie z regułami Takagi-Sugeno [4]. W proponowanych tutaj, otwartych strukturach układów z wieloma regulatorami powinny być spełnione warunki stabilności w sensie mocnym (ang. *strong stability* [10]), wg których stabilne powinny być nie tylko poszczególne obwody układu sterowania, ale także wszystkie regulatory użyte w tej strukturze.

W artykule rozpatruje się wieloregulatorową strukturę z przełączanymi (stabilnymi) regulatorami modalnymi, zaprojektowanymi dla możliwie wszystkich nominalnych „punktów pracy” nieliniowego obiektu MIMO. Jako obiekt sterowania przyjęto statek wiertniczy „Wimpey Sealab”<sup>1</sup> o długości  $L_{pp} = 94.49 \text{ m}$ , szerokości  $B = 15.24 \text{ m}$ , średnim zanurzeniu  $H = 5.49 \text{ m}$  i wyporności  $m = 5670 \text{ DWT}$ . Statek ten był wyposażony w prosty system dynamicznego pozycjonowania (ang. *Dynamic Positioning System*, DPS), który umożliwiał utrzymywanie kursu i pozycji statku nad punktem wiercenia na dnie morza za pomocą napędu głównego o mocy  $2013 \text{ kW}$  i czterech azymutalnych pędników Schotela o mocy  $746 \text{ kW}$  każdy.

## 2. Obiekt sterowania

Do badań proponowanego układu sterowania posłużono się nieliniowym matematycznym modelem wolnozmiennych ruchów statku wiertniczego „Wimpey Sealab” w trzech stopniach swobody ruchu (3DOF), opracowanym na podstawie badań modelu fizycznego statku w skali 1:20 w amerykańskim basenie holowniczym [11]. Kąt kursowy i pozycja statku w systemie DPS są określane w nieruchomym (ziemskim) układzie odniesienia z osiami

skierowanymi odpowiednio na północ (N) i wschód (E) ze środkiem umieszczonym nad punktem wiercenia w dnie morskim, natomiast składowe siły i prędkości względem wody – w układzie ruchomym związanym z bryłą statku o osiach skierowanych odpowiednio do przodu i na prawą burtę statku ze środkiem umieszczonym w środku ciężkości statku. Są one pokazane na rys. 1.



Rys. 1. Przyjęte układy współrzędnych odniesienia  
Fig. 1. Ship coordinate systems

Matematyczny opis obiektu sterowania dany jest w postaci nieliniowych równań stanu (i liniowych równań wyjść)

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_4 \cos x_3 - x_5 \sin x_3 + V_c \cos \Psi_c, \\ \dot{x}_2 &= x_4 \sin x_3 + x_5 \cos x_3 + V_c \sin \Psi_c, \\ \dot{x}_3 &= x_6, \\ \dot{x}_4 &= 0.088x_5^2 - 0.132x_4V_s + 0.958x_5x_6 + 0.958u_1, \\ \dot{x}_5 &= -1.4x_5V_s - 0.978x_5^3/V_s - 0.543x_4x_6 + 0.037x_6|x_6| + 0.544u_2, \\ \dot{x}_6 &= (-0.764x_4x_5 + 0.258x_5V_s - 0.162x_6|x_6| + u_3)/a, \\ \mathbf{y} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}, \end{aligned} \quad (1)$$

w których  $V_s = \sqrt{x_4^2 + x_5^2}$  jest prędkością liniową statku mierzoną względem wody,  $a = k_{zz}^2 + 0.0431$  parametrem opisującym moment bezwładności statku wraz z wodą „towarzyszącą” ruchowi kątowemu statku wokół osi pionowej.  $k_{zz}^2$  jest kwadratem względnego promienia bezwładności odniesionego do długości statku  $L_{pp}$ , a  $V_c$  i  $\Psi_c$  – odpowiednio prędkością i kierunkiem prądu morskiego, określonymi jak na rys. 1.

Wszystkie sygnały występujące w powyższych równaniach są „bezwymiarowe”, tzn. odniesione do wymiarów i ciężaru (wyporności) statku zgodnie z zależnościami:

$$\begin{aligned} u_1(t) &= \frac{F_x(t)}{mg}, \quad u_2(t) = \frac{F_y(t)}{mg}, \quad u_3(t) = \frac{M_z(t)}{mgL_{pp}}, \\ x_1(t) &= \frac{y_1(t)}{L_{pp}}, \quad x_2(t) = \frac{y_2(t)}{L_{pp}}, \quad x_3(t) [rd], \\ x_4(t) &= \frac{v_x(t)}{\sqrt{gL_{pp}}}, \quad x_5(t) = \frac{v_y(t)}{\sqrt{gL_{pp}}}, \quad x_6 = \frac{\omega_z(t)}{\sqrt{g/L_{pp}}}, \end{aligned} \quad (2)$$

łącznie z „bezwymiarowym” czasem  $t = t_r / \sqrt{L_{pp}/g} \approx 0.32 t_r$ .

Zgodnie z przyjętym w pracy podejściem dokonuje się linearyzacji modelu (1) dla typowych ustawień statku w dopuszczalnym obszarze położenia (w kole o promieniu równym długości statku

<sup>1</sup> Pierwotnie był to statek ładunkowy o nazwie „Elizabeth Bowater”. W roku 1974 został przebudowany i oddany do eksploatacji jako jednostka wiertnicza. Oddany na złom w 2003 r.

$L_{pp}$ ) nad punktem wiercenia w stanach ustalonych, dla których nominalne wartości wektora stanu  $\mathbf{x}_o$  oraz sił i momentu  $\mathbf{u}_o$  pozwalających pokonać opory hydrodynamiczne kadłuba statku, przy znanych wartościach  $V_c$  i  $\Psi_c$ , można wyznaczyć z układu nieliniowych równań algebraicznych

$$\begin{aligned} \theta &= f(\mathbf{x}_o, \mathbf{u}_o, V_c, \Psi_c) \\ \mathbf{y}_o &= \mathbf{C}\mathbf{x}_o. \end{aligned} \quad (3)$$

Wynikiem linearyzacji równań (1) dokonanych w całym zakresie kąta kursowego  $x_{30} \in [-\pi, \pi]$ , przy różnych wartościach prędkości prądu morskiego  $V_c \in [0.01 \div 3.5]$  węzła morskiego i kącie  $\Psi_c = \pi$  są modele liniowe opisane w torze sygnałów sterujących równaniami stanu i wyjść

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}[\mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_o] + \mathbf{B}[\mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_o] \\ \mathbf{y}(t) - \mathbf{y}_o &= \mathbf{C}[\mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_o] \end{aligned} \quad (4)$$

gdzie:

$$\mathbf{A} = \left[ \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f}^\top(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \cdot) \right]_{\substack{\mathbf{x}=\mathbf{x}_o \\ \mathbf{u}=\mathbf{u}_o}}^\top = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & a_{14} & a_{15} & 0 \\ 0 & 0 & a_{23} & a_{24} & a_{25} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ 0 & 0 & 0 & a_{54} & a_{55} & a_{56} \\ 0 & 0 & 0 & a_{64} & a_{65} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0.958 & 0 & 0 \\ 0 & 0.543 & 0 \\ 0 & 0 & 1/a \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

z elementami  $a_{ij}$  zależnymi od przyjmowanych wartości kąta kursowego  $x_{30}$  oraz prędkości prądu  $V_c$  (przy  $\Psi_c = 180^\circ$ ).

Wszystkie otrzymane modele liniowe statku są niestabilne a ich macierze transmitancji w dziedzinie  $s \in \mathbb{C}$  wyrażone w postaci prawostronnie względnie pierwszych (p.w.p.) wielomianowych ułamków macierzowych przyjmują postać

$$\mathbf{T}(s) = \mathbf{B}_1(s)\mathbf{A}_1^{-1}(s) \quad (5)$$

gdzie:

$$\mathbf{B}_1(s) = \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & 0 \\ b_3 & b_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1/a \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_1(s) = \begin{bmatrix} s^2 + a_1s & a_2s & a_3s + a_4 \\ a_5s & s^2 + a_6s & a_7s + a_8 \\ a_9s & a_{10}s & s^2 + a_{11} \end{bmatrix}$$

przy zmiennych współczynnikach:  $b_i, i = 1, 2, 3, 4$  oraz  $a_j, j = 1, 2, \dots, 11$ . Macierz „wzmocnień” obiektu określona jako

$$\mathbf{K}_p = [\mathbf{B}_1(0)] [\mathbf{A}_1^{-1}(0)] = \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & 0 \\ b_3 & b_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1/a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 & a_4 \\ 0 & 0 & a_8 \\ 0 & 0 & a_{11} \end{bmatrix}^{-1} \rightarrow \infty \quad (6)$$

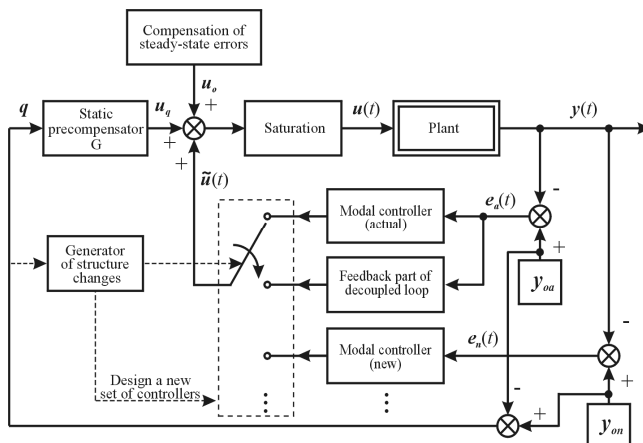
co świadczy o ogólnie całkujących właściwościach rozpatrywanego obiektu sterowania.

Ponieważ macierz „licznikowa”  $\mathbf{B}_1(s)$  jest macierzą liczbową, to wszystkie liniowe modele statku są minimalnofazowe, tzn. nie

występują w nich nieminimalnofazowe „skrośne” zera transmisyjne [12, 13], co znacznie ułatwi realizację dynamicznego odsprzęgnięcia w pomocniczej pętli układu sterowania.

### 3. Opis proponowanej struktury układu

Schemat blokowy przełączalnej struktury układu sterowania kursiem i pozycją statku przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Schemat blokowy proponowanej, przełączalnej struktury układu sterowania Fig. 2. Block diagram of a proposed switchable structure of the control system

Składa się ona z (co najmniej) dwóch regulatorów modalnych w klasycznych obwodach regulacji stałwartościowej, zaprojektowanych odpowiednio dla bieżących (ang. *actual*) i nowych (ang. *new*) warunków pracy statku oraz dodatkowego obwodu sterowania, umożliwiającego płynne przejście statku z „bieżącego” do „nowego” punktu pracy, po każdej istotnej zmianie wektora sygnałów odniesienia z  $\mathbf{y}_o = \mathbf{y}_{oa}$  na  $\mathbf{y}_o = \mathbf{y}_{on}$ . Dodatkowa pętla sprzężenia zwrotnego, współpracująca ze statycznym prekompensatorem  $\mathbf{G}$  (ang. *static feedforward compensator*) tworzy wraz z obiektem stabilny układ odsprzęgnięty statycznie lub dynamicznie. Jest on projektowany z wykorzystaniem liniowego modelu obiektu, otrzymanego dla „bieżących” warunków pracy statku. Warunki te są określone nominalną wartością wektora stanu obiektu  $\mathbf{x}_o = \mathbf{x}_{oa}$  oraz nominalną wartością sygnałów sterujących  $\mathbf{u}_o = \mathbf{u}_{oa}$ . Natomiast nominalne wartości  $\mathbf{x}_o = \mathbf{x}_{on}$  i  $\mathbf{u}_o = \mathbf{u}_{on}$  dotyczą „nowego” punktu pracy. Służą one do linearyzacji modelu statku i projektowania regulatora modalnego dla „nowego” punktu pracy układu. Wszystkie wymienione powyżej wartości są wyznaczone z układu równań algebraicznych (3). W stanach ustalonych zależą one wyłącznie od zadawanych wartości kąta kursowego  $y_{30} = x_{30}$  statku oraz od prędkości prądu morskiego  $V_c$  (przy ustalonym kącie  $\Psi_c = 180^\circ$ ).

Przełączeń w układzie dokonuje się po stronie wyjść regulatorów (i wyjść kompensatora w dodatkowej, odsprzęgniętej pętli układu sterowania), a wypracowywane przez nie sygnały „przyrostowe”  $\tilde{\mathbf{u}}(t)$  są dodawane do wartości „nominalnych”  $\mathbf{u}_o$ . W momencie wystąpienia konieczności zmiany pozycji statku (a zwłaszcza zmiany jego kąta kursowego  $x_{30}$ ) następuje przełączenie na odsprzęgnięty (statycznie lub dynamicznie) układ sterowania, stabilny w pętli otwartej. Wtedy różnica sygnałów zadanych  $\mathbf{q} = \mathbf{y}_{on} - \mathbf{y}_{oa}$  podawana na statyczny prekompensator  $\mathbf{G}$  powoduje wytworzenie dodatkowych wartości sygnałów sterujących statkiem  $\mathbf{u}_q$ , dodawanych do wartości  $\tilde{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{u}_o$ . Po uzyskaniu sygnałów wyjściowych obiektu  $\mathbf{y}(t)$  bliskich wartościom zadany  $\mathbf{y}_o = \mathbf{y}_{on}$  (tj. przy  $\mathbf{e}_n(t) \approx \mathbf{0}$ ) następuje przełączenie układu na regulator modalny (*new*) dostosowany do „nowego” punktu pracy.

W stanach ustalonych, przy dokładnie znanych wartościach  $u_o = u_{oa}$  i  $u_o = u_{on}$  oraz prawidłowo zaprojektowanych (dla danych punktów pracy) regulatorach modalnych, teoretycznie możliwe jest osiągnięcie zerowych wartości statycznych odchyłek regulacji  $e_a(t) \rightarrow 0$  i  $e_n(t) \rightarrow 0$  przy  $\tilde{u}(t) \rightarrow 0$ . W rzeczywistości na skutek niezgodności warunków pracy statku z wartościami „nominalnymi” przyjętymi do linearyzacji i/lub przy braku wiedzy o „prawdziwych” nominalnych wartości sygnałów sterujących, odpowiednio  $u_{oa}$  lub  $u_{on}$ , potrzebnych do utrzymania pozycji statku w stanie ustalonym, wartości  $u_o$  mogą być korygowane ręcznie w bloku kompensacji statycznych odchyłek regulacji tak, aby wyeliminować (lub zmniejszyć) powstałe ewentualne odchyłki kursu i/lub pozycji statku w stanie ustalonym. Wtedy sygnały wyjściowe regulatorów modalnych będą (w stanach ustalonych) przyjmować wartości  $\tilde{u}(t) \neq 0$ .

Należy zauważyć, że przyczyną powstawania statycznych odchyłek regulacji może być także działanie dodatkowych (niemierzonych) długotrwałych sił i momentów obracających statkiem, pochodzących np. od (uśrednionego) oddziaływania wiatru i fal morskich, a także jak wykazano w [14], mogą one wynikać z tego, że wielowymiarowy model statku nie we wszystkich torach sterowania ma właściwości całkujące.

## 4. Synteza układu sterowania

### 4.1. Synteza regulatorów modalnych

Biorąc pod uwagę wyłącznie wolnozmiennie ruchy statku opisanego modelem (1) (tj. z pominięciem wpływu porywów wiatru i falowania morskiego) przyjęto, że pomiary wszystkich składowych wektora stanu na rzeczywistym statku będą utrudnione bądź niemożliwe. W takich sytuacjach typowym podejściem jest synteza liniowych regulatorów modalnych zbudowanych na bazie obserwatora Luenbergera (albo stacjonarnego filtru Kalmana). Syntezy tych regulatorów można dokonywać w dziedzinie operatorowej  $s \in \mathbb{C}$  – zwłaszcza w ujęciu wielomianowym [13], w którym danymi wyjściowymi są macierze transmitancji w postaci (5) – jak również bezpośrednio w dziedzinie czasowej, gdzie punktem wyjścia do syntezy regulatora są modele liniowe obiektu opisanego równaniami stanu (4).

Decydując się na regulatory zbudowane na bazie obserwatorów Luenbergera pełnego rzędu, najprościej jest przyjąć metodę syntezy bezpośrednio w dziedzinie czasowej. Wtedy zadanie syntezy sprowadza się do wyznaczenia macierzy sprzężeń zwrotnych  $F$  lokującej bieguny układu objętego sprzężeniem do miejsc określonych przez przyjęte (stabilne) wartości biegunów układu oraz macierzy wagowej  $L$  (macierzy „wzmocnień”) obserwatora Luenbergera pełnego rzędu, dla odpowiednio dobranych biegunów obserwatora (o większych wartościach bezwzględnych niż w przyjętych wcześniej wartościach biegunów układu). Taki sposób postępowania w dziedzinie czasowej prowadzi do uzyskania ściśle przyczynowych regulatorów opisanych równaniami stanu i wyjść

$$\begin{aligned} \dot{x}_r(t) &= A_r x_r(t) + B_r e(t) \\ \tilde{u}(t) &= C_r x_r(t) + D_r e(t) \end{aligned} \quad (7)$$

gdzie:

$$A_r = A - BF - LC, \quad B_r = L, \quad C_r = -F \quad \text{i} \quad D_r = 0.$$

W dziedzinie operatorowej  $s \in \mathbb{C}$  są one opisywane ściśle właściwymi macierzami transmitancji, przedstawianymi zwykle w postaci lewostronnie względnie pierwszych (*l.w.p.*) wielomianowych ułamków macierzowych

$$T_r(s) = C_r (sI_n - A_r)^{-1} B_r = M_2^{-1}(s) N_2(s) \quad (8)$$

z macierzą statycznych wzmocnień

$$K_r = M_2^{-1}(0) N_2(0) = C_r (-A_r)^{-1} B_r. \quad (9)$$

W regulacji stałwartościowej obiektów MIMO pozbawionych cech całkowania powyższa macierz powinna mieć taką strukturę, aby iloczyn  $K_p K_r$  był macierzą liczbową z elementami diagonalnymi o dużych wartościach, przy małych wartościach jej elementów niediagonalnych [13].

Omawiane regulatory w ogólności mogą być stabilne lub niestabilne i z definicji nie mogą mieć właściwości całkujących. W układzie omawianym w artykule muszą one być stabilne i są to wielowymiarowe regulatory o działaniu PD z inercją.

Przykładowo, biorąc pod uwagę dwa nominalne „punkty pracy” układu nazwane umownie jako: „bieżący” (ang. *actual*) i docelowy „nowy” (ang. *new*), po dokonaniu linearyzacji opisu (1) dla przyjętej prędkości prądu  $V_c = 2$  węzły i różnych kątów kursowych statku  $x_{30}$  – odpowiadających zadawanym kątom kursowym, odpowiednio  $y_{3a} = x_{3a} = 0^\circ$  i  $y_{3n} = x_{3n} = -25^\circ$  dla „bieżącego” i „nowego” punktu pracy statku – otrzymano dwa różne modele liniowe statku opisane równaniami (4) z macierzami: stanu

$$A_a = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0338 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -0.0089 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.0473 & -0.0184 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.1619 & 0 \end{bmatrix}$$

i

$$A_n = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0.9063 & 0.4226 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0338 & -0.4226 & 0.9063 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -0.0081 & 0.0008 & 0.0137 \\ 0 & 0 & 0 & -0.0159 & -0.0724 & -0.0166 \\ 0 & 0 & 0 & -0.0717 & -0.1243 & 0 \end{bmatrix}$$

przy niezmiennych macierzach wejść i wyjść

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0.9580 & 0 & 0 \\ 0 & 0.5430 & 0 \\ 0 & 0 & 9.4697 \end{bmatrix} \quad \text{i} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

dla założonego promienia bezwładności statku  $k_{zz} = 1/4$ .

Po przyjęciu stabilnych wartości biegunów układu i obserwatora odpowiednio jako

$$s_1 = -0.40, s_2 = -0.45, s_3 = -0.14, s_4 = -0.15, s_5 = -0.15, s_6 = -0.16$$

i

$$s_1 = -0.80, s_2 = -0.90, s_3 = -0.28, s_4 = -0.30, s_5 = -0.30, s_6 = -0.32$$

oraz skorzystaniu z funkcji `place.m` pakietu MATLAB/Simulink otrzymano:

$$F_a = \begin{bmatrix} 0.0251 & 0 & 0 & 0.3143 & 0 & 0 \\ 0 & 0.1161 & 0.0374 & 0 & 0.9995 & 0.0302 \\ 0 & 0 & 0.0063 & 0 & -0.0171 & 0.0581 \end{bmatrix}$$

i

$$F_n = \begin{bmatrix} 0.0393 & -0.0307 & -0.0295 & 0.4719 & -0.0741 & -0.1364 \\ 0.0253 & 0.0956 & 0.0091 & -0.1453 & 0.7920 & -0.1134 \\ -0.0022 & -0.0003 & 0.0053 & -0.0200 & -0.0210 & 0.0515 \end{bmatrix}$$

oraz

$$L_a = \begin{bmatrix} 0.6111 & 0 & 0 \\ 0 & 1.1528 & 0.0169 \\ 0 & -0.1701 & 1.0799 \\ 0.0905 & 0 & 0 \\ 0 & 0.2186 & -0.0185 \\ 0 & -0.1893 & 0.2267 \end{bmatrix} \quad \text{i} \quad L_n = \begin{bmatrix} 0.8962 & 0.0769 & 0.2120 \\ 0.0532 & 1.0923 & -0.1103 \\ 0.1186 & -0.2368 & 0.8310 \\ 0.1527 & -0.0799 & 0.0812 \\ 0.0581 & 0.1789 & -0.0222 \\ -0.0386 & -0.1454 & 0.1461 \end{bmatrix}$$

dla których macierze stanu  $A_i$  regulatorów modalnych w równaniach stanu (7) przyjęły odpowiednio wartości:

$$A_{ra} = \begin{bmatrix} -0.6111 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1.1528 & 0.0169 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0.1701 & -1.0799 & 0 & 0 & 1 \\ -0.1145 & 0 & 0 & -0.3100 & 0 & 0 \\ 0 & -0.2816 & -0.0018 & 0 & 0.5901 & -0.0347 \\ 0 & 0.1891 & -0.2867 & 0 & -0.0001 & -0.5499 \end{bmatrix}$$

dla „bieżącego” punktu pracy i

$$A_{rn} = \begin{bmatrix} -0.8962 & -0.0769 & -0.2120 & 0.9063 & 0.4226 & 0 \\ -0.0532 & -1.0923 & 0.1441 & -0.4226 & 0.9063 & 0 \\ -0.1186 & 0.2368 & -0.8310 & 0 & 0 & 1 \\ -0.1904 & 0.1093 & -0.0529 & -0.4602 & 0.0718 & 0.1444 \\ -0.0718 & -0.2309 & 0.0173 & 0.0630 & -0.5025 & 0.0449 \\ 0.0593 & 0.1481 & -0.1961 & 0.1173 & 0.0743 & -0.4874 \end{bmatrix}$$

dla „nowego” punktu pracy statku.

Obydwa otrzymane regulatory modalne są stabilne, o charakterystykach typu PD z inercją i macierzach wzmocnień

$$K_{ra} = \begin{bmatrix} 0.0079 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0325 & 0.0022 \\ 0 & 0.0005 & 0.0022 \end{bmatrix}$$

i

$$K_{rn} = \begin{bmatrix} 0.0107 & -0.0061 & -0.0015 \\ 0.0112 & 0.0302 & -0.0021 \\ 0.0002 & 0.0000 & 0.0013 \end{bmatrix}$$

## 4.2. Synteza układu odsprzęgniętego statycznie

Zasady i metody statycznego odsprzęgnięcia wielowymiarowych (liniowych) układów dynamicznych MIMO są opisane w [12, 14]. Charakterystyczną cechą tych układów – przydatną zwłaszcza w zadaniach sterowania manualnego – jest to, że muszą one być stabilne w otwartej pętli sterowania, a ich macierze wzmocnień po odsprzęgnięciu powinny być macierzami jednostkowymi. Ponieważ modele liniowe statku (4) otrzymywane dla różnych „punktów pracy” są niestabilne, to dla każdego z tych modeli przed odsprzęgnięciem należy dobrać odpowiedni, stabilizujący go kompensator. Można tego dokonać stosując m.in. liniowe sprzężenia zwrotne od wektora stanu układu odsprzęganego, estymowanego za pomocą obserwatora Luenbergera (lub filtru Kalmana).

Taki sposób postępowania prowadzi do kompensatorów o strukturze takiej, jaką mają zaprojektowane wcześniej regulatory modalne. Przy czym, w tej dodatkowej pętli zadaniem kompensatora nie jest już regulacja (np. z możliwie małymi odchyłkami

statycznymi) lecz ogólnie, stabilizacja układu (w tym przypadku stabilizacja lokalna, w okolicach zadanego „punktu pracy” statku, który nazwaliśmy umownie jako „bieżący”). Dodatkowo, dzięki użytej technice „lokowania biegunów” tak ustabilizowanemu układowi można nadawać pożądane właściwości dynamiczne (ze swobodnie kształtowaną stabilną częścią niesterowalną układu wnoszoną przez obserwator).

Każdy liniowy model obiektu i stabilizujący go lokalnie kompensator, tworzy układ zastępczy o łatwej do obliczenia macierzy transmitancji. Znajomość tej macierzy transmitancji umożliwia obliczenie wartości dla statycznego członu kaskadowego  $G$  (ang. *static feedforward compensator*) dołączonego do wejść układu odsprzęganego. Jak wykazano w [13] wartości dla takiego statycznego prekompensatora można obliczyć wprost z zależności

$$G = K_p^{-1} + K_c, \quad (10)$$

gdzie  $K_c$  jest macierzą wzmocnień dynamicznego kompensatora występującego w pętli sprzężenia zwrotnego, stabilizującego model liniowy (i tym samym statek wokół rozpatrywanego „punktu pracy”).

Przyjmując, że dynamiczny kompensator stabilizujący model statku w „bieżącym” punkcie pracy jest taki sam jak wyznaczony wcześniej dla tego samego „punktu pracy” regulator modalny (7) tj. z macierzami  $A_{ca} = A_{ra}$ ,  $B_{ca} = B_{ra} = L_a$  i  $C_{ca} = C_{ra} = -F_a$ . Wtedy zgodnie z (10) dla statycznego prekompensatora  $G$  pobudzanego sygnałami  $q = y_{on} - y_{oa}$  otrzymano

$$G_a = [A_i(0)B_i^{-1}(0)]_a + K_{ca} = \begin{bmatrix} 0.0079 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0325 & -0.0008 \\ 0 & 0.0005 & 0.0016 \end{bmatrix}$$

Podobne obliczenia przeprowadzone dla statycznego prekompensatora  $G$  w przewidywanym „nowym” punkcie pracy dały

$$G_n = [A_i(0)B_i^{-1}(0)]_n + K_{cn} = \begin{bmatrix} 0.0107 & -0.0061 & -0.0014 \\ 0.0112 & 0.0302 & -0.0058 \\ 0.0002 & 0.0000 & 0.0010 \end{bmatrix}$$

Może on być wykorzystany do przeprowadzenia statku do kolejnego, docelowego „punktu pracy” uznanego za „nowy”.

## 4.3. Synteza układu odsprzęgniętego dynamicznie

W analizowanej, przełączalnej strukturze sterowania zamiast układu odsprzęgniętego statycznie można także zastosować układ odsprzęgnięty dynamicznie (diagonalnie lub blokowo) dla każdego z otrzymanych liniowych modeli statku. Przy czym, tak odsprzęgnięte układy powinny być stabilne wewnętrznie i mieć z góry określone właściwości dynamiczne w każdym z torów odsprzęgniętego układu. Zasady i metody projektowania tego typu układów dla liniowych modeli obiektów MIMO podano m.in. w [12, 13, 15].

Jak wykazano w [12, 13] jedna z najbardziej efektywnych metod dynamicznego odsprzęgnięcia w ujęciu wielomianowym z modelami obiektu danymi w postaci (5), polega na zastosowaniu liniowego sprzężenia zwrotnego  $F(s)x_p(s) \triangleq Fx(t)$  od (dostępnego) wektora stanu układu odsprzęganego, w połączeniu z dynamicznym członem kaskadowym (ang. *dynamic feedforward compensator*) opisanym w postaci (l.w.p.) wielomianowego ułamka macierzowego  $G^{-1}(s)L(s)$  zgodnie z prawem

$$\tilde{u}(s) = G^{-1}(s)F(s)x_p(s) + G^{-1}(s)L(s)q(s). \quad (11)$$

W przypadku gdy wektor stanu układu odprężanego jest niedostępny pomiarowo, to tak jak poprzednio, można go zastąpić sprzężeniem zwrotnym od wektora stanu estymowanego za pomocą obserwatora Luenbergera (lub filtru Kalmana).

Dla szczególnej klasy nieminimalnofazowych liniowych modeli statku (5), w których macierz „licznikowa”  $B_1(s)$  jest macierzą liczbową, kaskadowy człon dynamiczny  $G^{-1}(s)L(s)$  staje się członem statycznym (zerowego rzędu)  $G_0^{-1}L_0$ , a oryginalna macierz sprzężeń zwrotnych  $F$  od stanu układu odprężanego, po odpowiedniej modyfikacji struktury układu odprężającego, przyjmuje wartość  $F \equiv G_0^{-1}F$ .

Po takich (tożsamościowych) przekształceniach struktura układu odprężającego dynamicznie jest praktycznie taka sama, jak struktura układu odprężającego statycznie. Różnice występują jedynie w wartościach odpowiednich macierzy liczbowych, mianowicie w macierzach:

$$C_c = -G_0^{-1}F \quad i \quad A_c = A - BG_0^{-1}F - LC, \quad (12)$$

opisujących równania stanu kompensatora, występującego w pętli sprzężenia od wyjść obiektu. Ma on podobną strukturę jak kompensator stabilizujący w układzie odprężonym statycznie. Stąd dynamiczna część tego kompensatora występująca w sprzężeniu zwrotnym posiada macierz statycznych wzmocnień

$$K_c = M_2^{-1}(0)N_2(0) = C_c(-A_c)^{-1}B_c, \quad (13)$$

gdzie  $B_c = L$ . Wtedy prekompensator „zerowego rzędu” pobudzany sygnałami  $q = y_{on} - y_{oa}$  można obliczyć z zależności (10).

Po linearyzacji dokonanej dla przyjętego „bieżącego” punktu pracy statku z kursem  $y_{3a} = x_{3a} = 0^\circ$  przy  $V_c = 2$  węzły i doprowadzeniu otrzymanego modelu statku do postaci (5), skorzystano z algorytmu syntezy przedstawionego w monografii [13].

Zakładając te same co poprzednio wartości biegunów dla układu i dla obserwatora uzyskano przy liniowym modelu obiektu pełne (dynamiczne) odsprężenie rozpatrywanej dodatkowej pętli układu, realizowane w dziedzinie czasowej przez (stabilny) kompensator występujący w pętli sprzężenia od wyjść obiektu, opisany równaniami stanu w postaci jak (7) z macierzami:

$$A_{ca} = \begin{bmatrix} -0.6111 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1.1528 & 0.0169 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0.1701 & -1.0799 & 0 & 0 & 1 \\ -0.2705 & 0 & 0 & -0.8500 & 0 & 0 \\ 0 & -0.2396 & 0.0087 & 0 & -0.2900 & -0.0338 \\ 0 & 0.1893 & -0.2507 & 0 & 0 & 0.3100 \end{bmatrix},$$

$$C_{ca} = \begin{bmatrix} 0.1879 & 0 & 0 & 0.8780 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0386 & 0.0180 & 0 & 0.4461 & 0.0284 \\ 0 & 0 & 0.0025 & 0 & -0.0171 & 0.0327 \end{bmatrix}$$

oraz  $B_{ca} = B_{ra} = L_a$  i  $D_{ca} = 0$  dla „bieżącego” punktu pracy.

Wtedy człon kaskadowy „zerowego rzędu” pobudzany różnicą sygnałów odniesienia  $q = y_{on} - y_{oa}$  przyjmuje wartość

$$G_a = \begin{bmatrix} 0.0228 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0181 & -0.0008 \\ 0 & 0.0003 & 0.0010 \end{bmatrix}.$$

Tak samo można wyznaczyć elementy układu odprężanego dynamicznie w każdym „nowym” punkcie pracy statku, który może być wykorzystany do przeprowadzenia w sposób łagodny statku do następnego, docelowego „punktu pracy” uznanego za kolejny „nowy” punkt pracy statku.

## 5. Wyniki badań symulacyjnych układu

Badania symulacyjne omawianej struktury układu sterowania przeprowadzono dla wielu różnych punktów pracy statku, w konfiguracjach: „bieżący” – „nowy” punkt pracy, w całym zakresie zmian kąta kursowego statku  $x_{30} \in [-180^\circ, 180^\circ]$ , przy różnych prędkościach prądu  $V_c \in [0.01 \div 3.5]$  węzła (i niezmiennym kącie  $\Psi_c = 180^\circ$ ). We wszystkich przypadkach otrzymano przebiegi regulacji zgodne z oczekiwaniami. W szczególności, w układach o strukturze (ii) i (iii) uzyskano możliwość dokonywania zmian kursu statku praktycznie bez interakcji z pozostałymi współrzędnymi jego położenia. Przy pełnej zgodności warunków symulacji z warunkami przyjętymi podczas linearyzacji obiektu i projektowania poszczególnych elementów układu, zawsze też uzyskiwano zerowe wartości odchyłek regulacji w stanach ustalonych.

Bardzo różne były natomiast procesy przejściowe przy przechodzeniu z „bieżącego” do „nowego” punktu pracy statku. Gdy różnice pomiędzy zadawanymi kursami statku  $y_{3n} - y_{3a}$  nie przekraczały wartości  $\pm 10 \div 15^\circ$  uzyskiwano przebiegi praktycznie bez przeregulowań, z dynamiką odpowiadającą wartościom biegunów przyjętym podczas syntezy układu. Wtedy największą precyzję przejść z „bieżącego” punktu pracy do „nowego” uzyskiwano w strukturze (iii). Przy zmianach większych, rzędu  $\pm 20 \div 25^\circ$ , procesy przejściowe były nieco gorsze (większe przeregulowania, częstsze przekraczanie maksymalnych wartości sygnałów sterujących, itp.). Wtedy najlepsze wyniki uzyskiwano najczęściej w strukturze (ii).

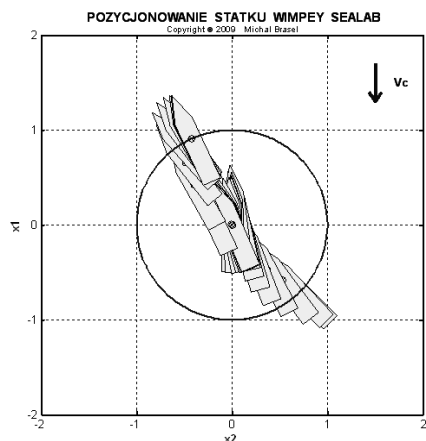
Przy dużych skokach wartości zadanych, przekraczających wartości  $\pm 30 \div 45^\circ$  dla kąta kursowego i zmianach współrzędnych położenia statku na odległości rzędu 100 m, sygnały sterujące  $u(t)$  w strukturze (i) bardzo szybko osiągały maksymalne wartości dopuszczalne i układ zwykle tracił swoją stabilność. Stabilność tą udawało się niekiedy zachować w układach o strukturze (ii) lub (iii) i jeśli utrzymanie stabilności układu było możliwe, lepsze wyniki uzyskiwano na ogół w strukturze (ii).

Przykładowe przebiegi regulacji uzyskane dla średnio dużych zmian wartości zadanych ilustrują wykresy przedstawione na rysunkach 3, 4 i 5. Pokazują one wyniki symulacji w układzie z regulatorami i kompensatorami zaprojektowanymi w części 4. dla punktów pracy: „bieżącego” przy  $y_{oa} = [0, 0, 0]^T$  i „nowego” dla  $y_{on} = [0.9063, -0.4226, -0.4363]^T$ , przy  $V_c = 2$  węzły. W każdym z tych przebiegów statek w momencie rozpoczynania symulacji znajdował się w odległości około 100 m od punktu wiercenia i poruszał się z prędkością początkową  $V_s(0) = 3$  węzły względem wody z początkowym kątem kursowym  $x_3(0) = -45^\circ$ .

Po ustaleniu się pozycji statku w zadanym („bieżącym”) punkcie pracy, po czasie  $t_1 = 60$  (tj. po około 3 minutach w czasie rzeczywistym) podejmowano decyzję o przesunięciu statku do „nowego” punktu pracy. Manewr ten przeprowadzano w dwóch etapach. Najpierw dokonywano zmiany kursu z wartości  $0^\circ$  na  $-25^\circ$ , a następnie po ustaleniu się nowego kąta kursowego po czasie  $t_2 = 100$  (tj. po ok. 5 minutach) rozpoczynano manewr przesunięcia statku na odległość  $r = 1$  (ok. 100 m) z utrzymywaniem „nowego” zadanego kąta kursowego  $y_{30} = x_{30} = -25^\circ$ .

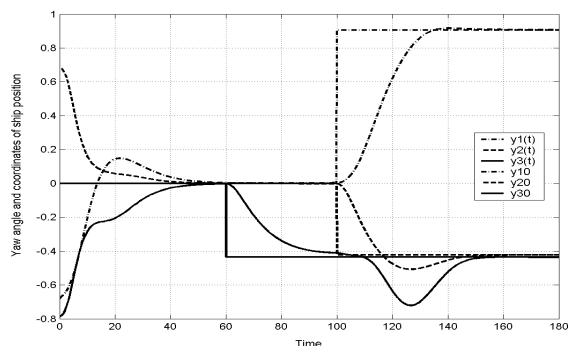
W przypadkach gdy korzystano ze struktury (i), przełączenia regulatora „bieżącego” na „nowy” (i zmian wartości  $u_{oa}$  na  $u_{on}$ ) dokonywano od razu w chwili  $t_1$ , natomiast w układach o strukturach (ii) i (iii), w chwili  $t_1$  następowało najpierw przełączenie na pętlę z kompensatorem odsprężającym i dopiero po osiągnięciu w tej pętli nowego stanu ustalonego, dokonywano przełączenia obwodu na drugi regulator modalny (new) (z jednoczesną zmianą wartości  $u_{oa}$  na  $u_{on}$ ). Następowo to zwykle po czasie  $t_3 \approx 140$  (tj. po ok. 8 minutach czasu rzeczywistego).

Dla rozpatrywanych przykładowych „punktów pracy” najlepszy wynik uzyskano w strukturze (ii). Przebieg położenia bryły statku podczas opisanych powyżej manewrów pokazano na rys. 3.

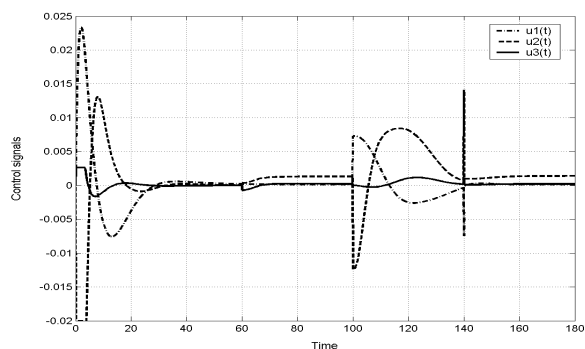


Rys. 3. Przebieg zmian położenia statku otrzymanych w strukturze (ii)  
Fig. 3. Ship position regulation obtained in structure (ii)

Odpowiadające im przebiegi czasowe współrzędnych położenia i kursu statku oraz przebiegi składowych wektora sygnałów sterujących statkiem ilustrują wykresy przedstawione odpowiednio na rys. 4 i 5.



Rys. 4. Przebiegi czasowe zmian pozycji i kursu statku uzyskane w strukturze (ii)  
Fig. 4. Processes of ship position regulation obtained in structure (ii)



Rys. 5. Przebiegi czasowe sygnałów sterujących  $u(t)$  uzyskane w strukturze (ii)  
Fig. 5. Components of control signals  $u(t)$  obtained in structure (ii)

Pokazane powyżej przebiegi ilustrują najbardziej łagodne przejście statku z „bieżącego” do „nowego” punktu pracy. W odróżnieniu od (niepokazanych) przebiegów otrzymanych w strukturze (i), odbywa się ono bez gwałtownych zmian i przekroczeń dopuszczalnych wartości sygnałów sterujących  $u(t)$ , przy umiarkowanych prędkościach statku  $V_s(t)$  rozwijanych podczas manewrowania. Natomiast przebiegi otrzymane w strukturze (iii) były nieco szybsze, przy większych amplitudach sygnałów sterujących i prędkościach statku. Mankamentem przebiegów uzyskanych w strukturach (ii) i (iii) są

nieciągłości („uderzenia”) sygnałów sterujących  $u(t)$ , występujące w momentach przełączania obwodu sterowania na „nowy” regulator modalny. Jest to widoczne na rys. 5 w momencie  $t_3 = 140$ .

## 6. Uwagi końcowe

Przedstawione w artykule wyniki badań są zachęcające choć mają raczej teoretyczny charakter. Nie uwzględniono w nich wpływu zakłóceń pochodzących od wiatru i falowania morskiego oraz pominięto blok rozdziału sił na napęd główny i poszczególne pędniki, przyjmując że wypracowywane sygnały sterujące  $u(t)$  są bezpośrednio siłami i momentem działającymi na statek. Wprowadzono jednak ograniczenia sygnałów sterujących do wartości, które mogą wystąpić w praktyce. Z braku miejsca nie przedstawiono także wyników symulacji, które otrzymano przy niedokładnej realizacji (niedopasowaniu) elementów układu sterowania do aktualnych warunków pracy statku oraz przy braku wiedzy o nominalnych wartościach sygnałów sterujących  $u_0$ . Otrzymane przebiegi regulacji były wtedy mniej dokładne, ale również do przyjęcia z praktycznego punktu widzenia.

## 7. Literatura

- [1] Gierusz W.: Synteza wielowymiarowych układów sterowania precyzyjnego ruchem statku z wykorzystaniem wybranych metod projektowania układów odpornych. Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia 2005.
- [2] Aström K., Wittenmark B.: Adaptive control. Addison Wesley, 1995.
- [3] Tatjewski P.: Sterowanie zaawansowane obiektów przemysłowych. Monografie KAIR PAN, Tom 5, EXIT, Warszawa 2002.
- [4] Busłowicz M.: Odporna stabilność układów dynamicznych liniowych stacjonarnych z opóźnieniami. Monografie KAIR PAN, Tom 1, Dział Wydawnictw i Poligrafii Politechniki Białostockiej, Białystok 2000.
- [5] Zwierzewicz Z.: Nonlinear adaptive tracking-control synthesis for general linearly parametrized systems. In Automation and Robotics Sciyo Book, Chapter 22, May 2008.
- [6] Fabri S., Kadrikanathan V.: Functional adaptive control. An intelligent systems approach. Springer-Verlag, Berlin 2001.
- [7] Tzirkel-Hancock E., Fallside F.: Stable control of nonlinear systems using neural networks. Int. J. of Robust and Nonlinear Control, vol. 2, 1992, s. 63-86.
- [8] Jordan A., Kaczorek T., Myszkowski P.: Linearyzacja nieliniowych równań różniczkowych. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2007.
- [9] Brasel M.: Adaptacyjne sterowanie nieliniowym modelem statku wiertniczego w układzie ze strojonym regulatorem optymalnym LQ. Praca dyplomowa magisterska. Wydział Elektryczny ZUT w Szczecinie, Szczecin 2009.
- [10] Vidyasagar M.: Control system synthesis. A factorization approach. MIT Press, Cambridge-Massachusetts 1985.
- [11] Wise D. A., W. English J.: Tank and wind tunnel tests for a drill-ship with dynamic position control. Offshore Technology Conference, No. OTC 2345, Dallas Texas 1975.
- [12] Dworak P.: Dynamiczne odsprężanie wielowymiarowych obiektów o jednakowej i niejednakowej liczbie wejść i wyjść w ujęciu wielomianowym, Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, Wydział Elektryczny, Szczecin 2005.
- [13] Bańka S.: Sterowanie wielowymiarowymi układami dynamicznymi. Ujęcie wielomianowe. Monografie KAIR PAN, Tom 11, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 2007.
- [14] Bańka S., Latawiec K.: On steady state errorfree regulation of right invertible LTI MIMO plants. 14th Int. Conf. on Methods and Models in Automation and Robotics, 18 - 21 August 2009, Międzyzdroje, CD, Paper #152.
- [15] Bańka S., Dworak P.: Dynamiczne i statyczne odsprężanie układów sterowania manualnego na przykładzie modelu statku wiertniczego. Praca zbiorowa „Sterowanie i automatyzacja: Aktualne problemy i ich rozwiązania”. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT, Warszawa 2008, s. 36-45.