

УПРАВЛІННЯ СУДНОВОЮ БАЛАСТНОЮ СИСТЕМОЮ У НЕСТІЙКИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

Завальнюк І. П., Завальнюк О. П.

ВСТУП

Група баластних систем служить для прийому з-за борту, перекачування по судну та видалення за борт рідкого баласту для зміни посадки, крену чи диферента, зменшення хитавиці, для покращення його мореплавності, керованості, остійності судна тощо. Відповідно до Правил Регістра¹ баластна система повинна обслуговуватися принаймні одним насосом, яким може бути будь-який насос загальносуднового призначення достатньої продуктивності, а резервними баластними насосами – осушувальний, пожежний і охолоджувальний насоси.

Баластна система судна повинна забезпечувати заповнення і спорожнення будь-якого баластного танка або будь-якого заповнюваного баластом простору за будь-яких погодних умов, передбачених судновим Керівництвом із безпечної заміни баласту в морі. Конструкція баластної системи повинна дозволяти проводити заміну баласту з мінімальною кількістю операційних режимів.

У процесі експлуатації баластною системою можливі відмови баластних відцентрових насосів. Наприклад, нездатність виходу насосу на робочі параметри, припинення подачі насоса, виникнення гідравлічних ударів або вібрації насоса. Причинами таких відмов можуть бути підсос повітря у всмоктувальний трубопровід, низький рівень перекачуваної води на всмоктуванні, виникнення розриву потоку перекачуваного баласту «проривами» через трубопровід повітряних «пробок» і, як наслідок, поява помпажу, кавітації та пошкодження баластних насосів, арматури, корозії й ерозії трубопроводу. Рекомендованими способами усунення подібних відмов є перевірка герметичності та стану клапанів, відновлення

¹ НД N 2-020101-138 Правила классификации и постройки морских судов. Санкт-Петербург : Российский морской регистр судоходства, 2020. Ч. VIII «Системы и трубопроводы». С. 60.

працездатності зворотних клапанів та автоматики ввімкнення насоса, перезапуск насоса².

Будь-яка дія щодо зупинки, перезапуску і відновлення роботи насоса вимагає додаткових часових і матеріальних витрат. Тому важливою є розробка способу керування баластним насосом, який буде забезпечувати недопущення зриву потоку баластної води, виникнення вібрацій і шумів у трубопроводах, переходу всієї системи у нестійкий і напружений режим роботи.

1. Аналіз останніх досліджень і постановка задачі синтезу керування баластною системою

Баластні системи оснащуються відцентровими самовсмоктувальними насосами, які мають забезпечувати швидкість води не менше 2 м/с.

Аналіз відмов та оцінку надійності відцентрових насосів судових систем було проведено у роботі³. Автори зазначають, що відмови насосів зумовлені чинниками конструктивного, технологічного й експлуатаційного характеру (такими як дефекти матеріалу, перевантаження, недостатня точність виготовлення, порушення періодичності проведення технічного обслуговування, низька якість змащувальних матеріалів). На підставі статистичної інформації про відмови в експлуатації проведено оцінювання надійності судових відцентрових насосів. Виконаний аналіз причин відмов елементів із недостатнім рівнем надійності.

Доцільним є попередження виникнення відмови насосних установок. Розпізнати початок їх нестабільної роботи можна за випромінюваним шумом, який залежить від швидкості обертання та навантаження насоса⁴. Нестабільність роботи насоса може бути викликана зривом потоку з лопатей, кидками тиску і кавітацією. Дослідники пропонують для визначення початку кавітації та стеження за її розвитком використовувати структуру шумового

² Судовой механик : справочник : в 3 т. / под ред. А.А. Фока. Одеса : «Фенікс», 2010. Т. 2. С. 181.

³ Клименко Н.П., Попов В.В., Шаратов А.С., Лихицкий В.А. Анализ отказов и оценка надежности центробежных насосов судовых систем. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства*. 2015. Вип. 163 «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». С. 148.

⁴ Чудина М. Шум как индикатор кавитации в центробежном насосе. *Акустический журнал*. 2003. Т. 49. № 4. С. 554.

спектру. Експерименти показали, що існує дискретна частота 147 Гц, яка залежить від процесу кавітації та його розвитку. Різниця в рівнях шуму на цій частоті до початку кавітації та після її повного розвитку становить від 12 до 20 дБ.

Іншим типовим явищем і наслідком нестабільності потоку рідини у насосній установці є автоколивання або помпаж відцентрового насоса. Тому задачею авторів роботи⁵ було встановлення можливості управління, а саме зниження амплітуди автоколивань (помпажу) за допомогою приєднання до коливального контуру гідросистеми активного динамічного демпфера з додатковим насосом. Встановлено, що за монотонно спадаючої напірної характеристики цього насоса автоколивання в основному коливальному контурі демпфуються. У випадку, коли напірна характеристика насоса демпфуючого контуру є сідлоподібною, автоколивання в основному коливальному контурі, навпаки, посилюються.

За лабораторних умов науковцями⁶ досліджувався метод управління кавітацією відцентрових насосів на спеціальній експериментальній установці. Проведені випробування системи, яка складалася з контролера Arduino, давача-витратоміра, клапана аварійного управління та відцентрового насоса, підтвердили ефективність керування насосом за контролем витрати рідини в контурі.

Використання частотно-регульованого електроприводу – це ще один спосіб керування відцентровими насосами. Так, у роботі⁷ розроблений алгоритм енергоефективного управління за допомогою приводу змінної частоти та збільшення кількості вимірювальних приладів, що не тільки забезпечує роботу кожного регульованого насосного агрегата в робочому діапазоні потоку, але й дозволяє оптимізувати їх ефективність.

Отже, доцільним буде синтез такого способу управління відцентровими насосами, котрий би враховував фізичні особливості

⁵ Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. Динамическое демпфирование автоколебаний (помпажа) активным демпфером при безкавитационной работе лопастного насоса. *Математичне моделювання*. 2013. № 1. С. 72.

⁶ Ahmed Hamdan Salim Al Haddabil, Maamar Ali Saud Al Tobi An experimental approach for controlling centrifugal pump's cavitation. *International Journal of Recent Engineering Research and Development*. 2016. № 7. P. 7.

⁷ Dmitriev A., Gerasimov V. To the issue of energy efficiency of using frequency-controlled centrifugal pump units. *International Science Conference SPbWOSCE-2017 "Business Technologies for Sustainable Urban Development"*. V. 170. URL: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201817003017>.

процесів, що відбуваються в напружених, нестійких режимах роботи суднової баластної системи.

Крім того, цей спосіб не повинен суперечити технічним вимогам Правил Регістра щодо конструктивного виконання баластної системи та її засобів автоматизації. Баластні насоси й арматура, задіяні під час заміни баласту, повинні мати дистанційне керування із центрального пульта управління баластними операціями. Додатково до дистанційного баластні насоси повинні бути обладнані місцевим управлінням⁸ [1].

Централізована система управлінням баластними операціями повинна здійснювати такі функції: 1) показувати положення арматури; 2) показувати поточний рівень води в баластних танках; 3) показувати осідання судна; 4) повинні бути передбачені засоби зв'язку між пультом управління баластними операціями та місцями, з яких здійснюється місцеве управління насосами й аварійне управління арматурою.

Централізована дистанційна система управління повинна бути влаштована так, щоб одинична відмова будь-якого її елемента не могла стати причиною відмови насосів, арматури або інших систем.

2. Математична модель досліджуваної гідравлічної системи

Відповідно до задачі дослідження має сенс аналіз фізичних аспектів напруженого функціонування баластної системи. Стійкість систем із відцентровими насосами належить до найбільш складних розділів теорії лопатевих машин. Однією з найрозповсюджених форм втрати стійкості є помпаж, тобто режим роботи з ударами у насосі, нагнітальному трубопроводі, із тряскою всієї системи.

Для аналізу помпажних коливань у баластній системі її можна представити як гідравлічну динамічну систему (рис. 1), котра описується системою рівнянь без урахування стисливості рідини та піддатливості стінок трубопроводів⁹.

⁸ НД N 2-020101-138 Правила классификации и постройки морских судов. Санкт-Петербург : Российский морской регистр судоходства, 2020. Ч. VIII «Системы и трубопроводы». С. 62.

⁹ Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, М.С. Натанзон. Москва : «Машиностроение», 1997. С. 30.

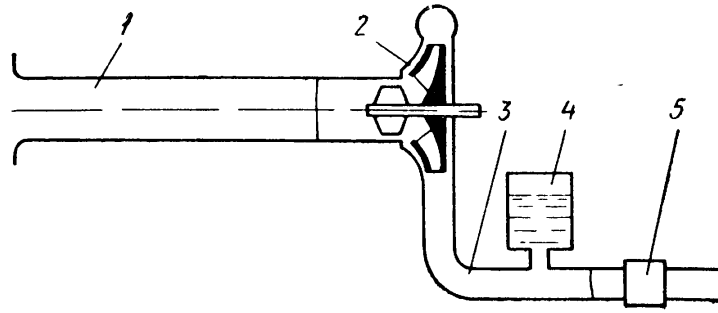


Рис. 1. Схема гідравлічної системи:

*1 – живильний трубопровід; 2 – відцентровий насос;
3 – трубопровід; 4 – зосереджена пружність; 5 – дросель*

Лінеаризована система рівнянь збуреного руху у відхиленнях має вигляд:

$$\begin{aligned} \delta p_1 + R_1 \delta Q_1 + I_1 \frac{d\delta Q_1}{dt} &= 0, \\ \delta p_2 &= \delta p_1 + s \delta Q_1, \\ \delta p_2 &= \delta p_3 + R_2 \delta Q_1 + I_2 \frac{d\delta Q_1}{dt}, \\ C \frac{d\delta p_3}{dt} &= \delta Q_1 - \delta Q_2, \\ \delta p_3 &= R_3 \delta Q_2, \end{aligned} \quad (1)$$

де p_1, p_2, p_3 – тиск на вході та виході з насоса й у місці розташування зосередженої пружності (ємності або танку); Q_1, Q_2 – секундна об’ємна витрата рідини на вході та виході з насоса; I_1, I_2 – коефіцієнти інерційного опору живильного і напірного трубопроводу; $R_1 = \frac{2(p_6 - \bar{p}_1)}{\bar{Q}}$, $R_2 = \frac{2(\bar{p}_2 - \bar{p}_3)}{\bar{Q}}$ – коефіцієнти лінеаризованого гідравлічного опору живильного і напірного трубопроводу; p_6 – тиск у танку; R_3 – тангенс кута нахилу дотичної до характеристики мережі; C – піддатливість зосередженої пружності; s – тангенс кута нахилу дотичної до напірної характеристики насоса.

Після виключення із системи рівнянь (1) відхилень тиску $\delta p_1, \delta p_2, \delta p_3$ і проведення математичних спрощень можна отримати

диференціальне рівняння 2-го порядку, яке описує динамічні властивості розглядуваної гідравлічної системи:

$$(I_1 + I_2) \frac{d^2 \delta Q_1}{dt^2} - \left(s - R_1 - R_2 - \frac{I_1 + I_2}{C \cdot R_3} \right) \frac{d \delta Q_1}{dt} + \frac{1}{C \cdot R_3} (R_1 + R_2 + R_3 - s) \delta Q_1 = 0, \quad (2)$$

Це рівняння є основним у теорії помпажа, з нього можна вивести умови самозбудження коливань, формулу для визначення частот коливань і умову статичної стійкості гідравлічної динамічної системи.

Отже, умовою статичної стійкості є

$$R_1 + R_2 + R_3 > s. \quad (3)$$

Умовою динамічної стійкості є

$$s < R_1 + R_2 + \frac{I_1 + I_2}{C \cdot R_3}. \quad (4)$$

В іншому випадку, коли $s > R_1 + R_2 + \frac{I_1 + I_2}{C \cdot R_3}$, відбувається

накопичення коливальної енергії у системі та наростання амплітуди помпажних коливань. Таким чином, втрата стійкості у формі помпажа можлива тільки під час роботи насоса на лівій гілці характеристики, достатньо великих значень піддатливості зосередженої пружності та малих значень коефіцієнтів гідравлічного опору живильного і напірного трубопроводів R_1, R_2 .

Рівняння (2) дозволяє знайти частоту коливань поблизу границі області стійкості:

$$\omega_0^2 = \frac{1}{C \cdot (I_1 + I_2)} \left(1 + \frac{R_1 + R_2 - s}{R_3} \right), \quad (5)$$

тобто частота коливань визначається коефіцієнтами інерційного опору живильного та напірного трубопроводів і піддатливістю зосередженої пружності у напірному трубопроводі.

3. Динамічні дисипативні системи

Баластну гідравлічну систему з погляду теорії динамічних систем можна віднести до окремого класу динамічних дисипативних систем. Це складні неконсервативні системи, які взаємодіють із зовнішнім

середовищем та енергія яких зменшується в часі через рух, тертя або розсіяння. Динамічні системи, енергія котрих у часі наростає, називаються системами з негативним тертям або негативною дисипацією¹⁰.

Принциповою особливістю дисипативних систем є залежність елементу фазового об'єму від часу. У системах із поглинанням енергії фазовий об'єм у часі зменшується, у системах із негативним тертям – збільшується.

Практично всі системи, з якими доводиться мати справу за реальних умов, є дисипативними системами. Розглядати їх як консервативні, тобто як системи, у яких механічна енергія зберігається, можна лише в окремих випадках, приблизно відволікаючись від низки реальних властивостей системи.

При побудові моделей систем припускають, що їх дисипативні властивості залишаються постійними, проте у процесі роботи можлива ситуація різкого зниження дисипації. У цьому разі контур дисипації працює з максимальним навантаженням, тобто система переходить у критичний режим функціонування.

Результати аналізу поведінки динамічних систем у різних режимах функціонування представлені в табл. 1.

Висока ефективність виконання поставлених завдань пред'являється до всіх сучасних технологічних апаратів, агрегатів і пристроїв, що допомагають людині в досягненні поставлених цілей.

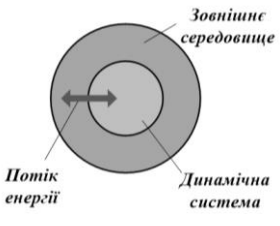
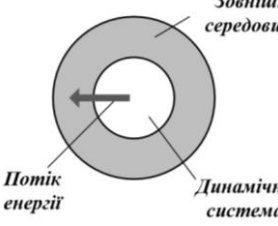
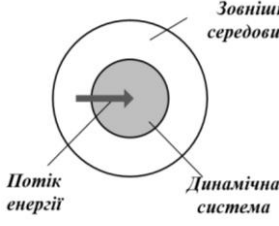
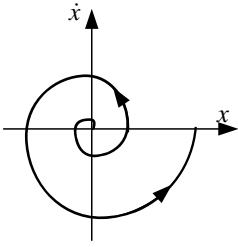
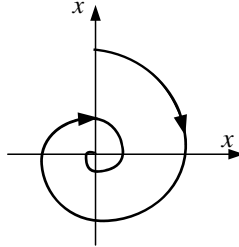
Таблиця 1

Поведінка динамічних систем у різних режимах функціонування

Режим функціонування	Нормальний режим	Критичний режим	
		3	4
1	2	3	4
Тип динамічних систем	Неконсервативні неавтономні динамічні системи	Неконсервативні неавтономні динамічні системи (дисипативні)	Неконсервативні неавтономні динамічні системи (з негативною дисипацією)

¹⁰ Завальнюк І.П. Підвищення ефективності керування дисипативними динамічними системами в напружених режимах їх функціонування : дис. ... канд. техн. наук : 05.13.07. Херсон, 2011. С. 13–14.

Закінчення таблиці 1

1	2	3	4
Характер взаємодії із зовнішнім середовищем			
Математичний опис	$\ddot{\bar{x}} + A\dot{\bar{x}} + C\bar{x} = B\bar{u}$	$\ddot{\bar{x}} + A\dot{\bar{x}} + C\bar{x} = 0, B = [0]$	$\ddot{\bar{x}} + A\dot{\bar{x}} + C\bar{x} = 0, B = [0]$
Основні властивості динамічних систем	1) Наявність зворотного зв'язку.	1) Запас енергії змінюється в часі $E = \text{var}$. 2) Система може служити джерелом енергії, $\zeta = \text{max}$.	1) Запас енергії змінюється в часі $E = \text{var}$. 2) Система накопичує енергію, $\zeta = \text{min}$.
Поведінка динамічних систем	Поведінка системи, а також запас енергії визначається співвідношенням швидкості керування (зовнішньої дії) та швидкості дисипації енергії в самій системі, тобто співвідношенням потоків: $\frac{du}{dt} > \frac{d\zeta}{dt}$ – система не стійка	1) Перехідний процес розходиться, система нестійка. 2) Фазовий об'єм розходиться.	1) Перехідний процес сходиться, система стійка. 2) Фазовий об'єм стискається.
	$\left. \begin{array}{l} \frac{du}{dt} < \frac{d\zeta}{dt} \\ \frac{du}{dt} = \frac{d\zeta}{dt} \end{array} \right\} -$ система стійка		
Практичні приклади	1) технологічні апарати з керуванням 2) системи з насосними та компресорними установками	теплообмінники	1) екструдери 2) динамічні системи із процесами гальмування

Необхідно зазначити, що підвищені вимоги можуть призводити до зриву протікання процесів і, як наслідок, аварії, руйнування і катастрофи. Це явище можна пояснити тим, що практично всі реальні системи є дисипативними, тобто системами, в яких енергія впорядкованого руху з часом убуває за рахунок дисипації (розсіяння) енергії, переходячи в інші види енергії, наприклад, у теплоту або випромінювання. Різка зміна керуючої дії, зупинка, гальмування таких систем приводить до виникнення аварійних руйнувань у системах, оскільки відбувається порушення процесу взаємодії, процесу обміну енергією з навколишнім середовищем. Важливим є застосування оптимального, коректного керування дисипативними об'єктами.

Сучасні методи керування дисипативними системами (рис. 2) забезпечують їх безаварійну роботу і направлені на недопущення виникнення критичного режиму, але не дають чіткого алгоритму керування динамічними системами для відновлення нормального режиму¹¹. Наприклад, принцип інваріантності (нечутливості) дозволяє створювати високоякісні та високоточні системи керування, проте системи з нульовою чутливістю – це ідеальний граничний випадок. Створення таких систем обмежується енергетичними ресурсами систем, діапазоном змін величин, що характеризують стан системи. Теорія катастроф дає можливість встановити наявність і тип катастрофи, однак у теорії не розроблені чіткі вказівки й інструкції, які дозволяють понизити наслідки катастроф. Резервування забезпечує надійну роботу АСК тільки з певною вірогідністю. За відмови резервної апаратури відповідальність за результат ситуації лягає на оператора, тому наслідки виходу із критичного режиму функціонування визначаються «людським чинником». Методи кібернетичної фізики встановлюють межі можливого перетворення енергії керованих гамільтонових систем при заданих рівнях управління та дисипації. У наявних методах керування динамічними системами зі змінною дисипацією відсутній алгоритм дій у критичному режимі роботи.

¹¹ Завальнюк І.П. Підвищення ефективності керування дисипативними динамічними системами в напружених режимах їх функціонування : дис. ... канд. техн. наук : 05.13.07. Херсон, 2011. С. 55.

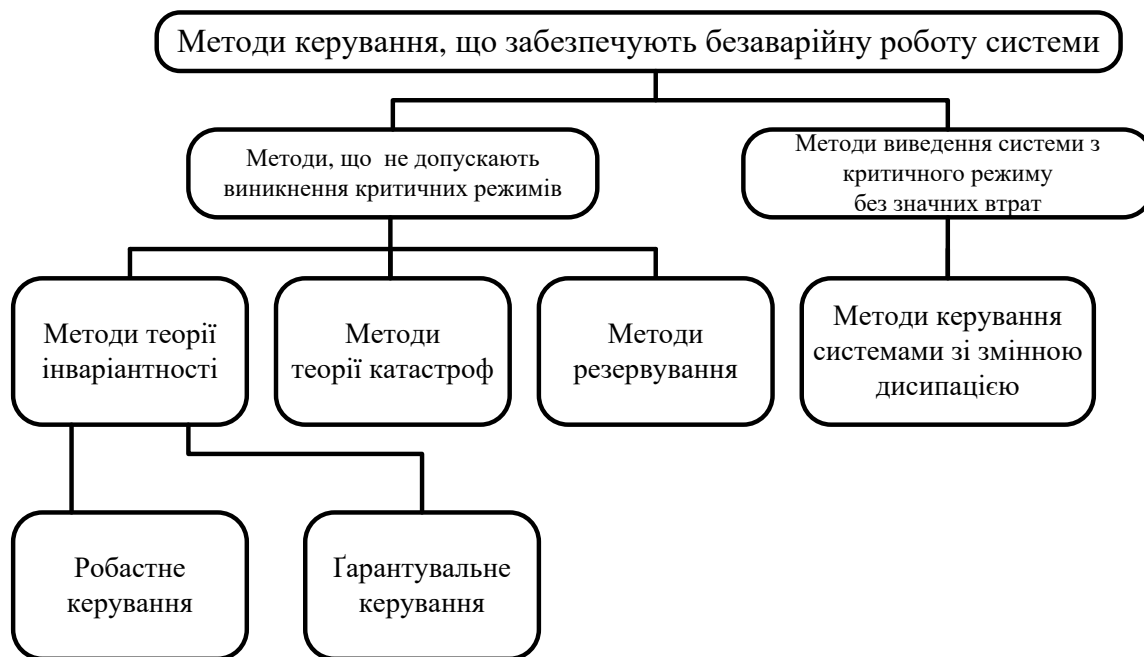


Рис. 2. Сучасні методи керування дисипативними системами

4. Представлення суднової баластної системи як динамічної дисипативної системи

Напружений режим роботи суднового та промислового устаткування зумовлюється складними умовами експлуатації та високими вимогами до ефективності процесів функціонування. Збільшується вірогідність переходу технічної системи у критичний режим, за якого навантаження вище за номінальне, із чим пов'язане виникнення аварійних ситуацій. У критичному режимі контур дисипації переобтяжений і втрачає здатність розсіювати енергію в зовнішнє середовище, тобто коефіцієнт дисипації падає і з'являється можливість накопичення енергії. За некоректного управління (природною реакцією в такій ситуації є різке зняття управління) енергія вивільняється у вигляді динамічного удару в контурі дисипації – трубопроводах, газопроводах, з'єднувальних і ущільнювальних елементах, створюючи загрозу аварії.

Першим кроком для синтезу управління, що знижує ризик ударних навантажень і аварій на виході з напруженого режиму роботи, є виявлення умов виникнення динамічного удару в контурі дисипації.

Наступним кроком є моделювання динаміки дисипативного об'єкта, що дозволить оцінити характер процесів, які викликають динамічний удар, і виявити характер управління.

Отже, диференціальне рівняння 2-го порядку, котре описує динамічні властивості баластної системи як гідравлічної динамічної системи (2), може бути приведено до вигляду:

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2} + a_1 \frac{dx(t)}{dt} + a_0x(t) = u(t), \quad (6)$$

$$\text{де } x(t) = \delta Q_1(t), \quad a_1 = \frac{1}{(I_1 + I_2)} \left(s - R_1 - R_2 - \frac{I_1 + I_2}{C \cdot R_3} \right),$$

$$a_2 = \frac{1}{(I_1 + I_2) \cdot C \cdot R_3} (R_1 + R_2 + R_3 - s),$$

$u(t)$ – функція керування динамічною системою.

Важливим є те, що коефіцієнт a_1 визначає функцію дисипації енергії в системі $a_1 = \zeta(E, t)$. Експоненціальна залежність дисипації енергії системи – це найбільш простий і розповсюджений випадок, аналізована система є нелінійною, оскільки коефіцієнт, що визначає загасання коливань у системі, залежить від функції дисипації енергії у системі (рис. 3):

$$a_1 = \zeta(E, t) = [c \cdot \exp(-d_1 \cdot E \cdot t) + d_2], \quad (7)$$

де $E = f(\dot{x}^2 + x^2)$ – повна енергія системи, c і d_1, d_2 – постійні коефіцієнти, які визначають початкове та залишкове значення коефіцієнта дисипації. Крім того, d_1 – нормуючий коефіцієнт.

Можна дослідити ситуацію, коли початкове значення дисипації виключає коливання ($\zeta(E, t) \gg 1$), а при втраті дисипації її остаткове значення дуже мале ($\zeta(E, t) \ll 1$)¹².

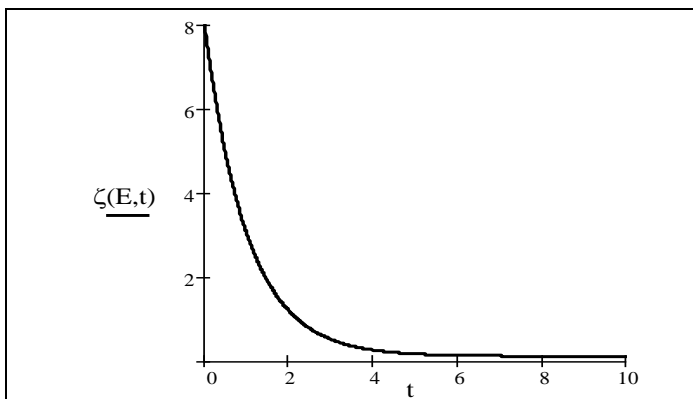


Рис. 3. Характер зміни коефіцієнту дисипації $a_1 = \zeta(E, t)$ у часі

¹² Завальнюк І.П., Бражник А.М., Завальнюк О.П. Моделирование динамики выхода технологического аппарата из критического режима эксплуатации. *Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы*. 2006. № 1 (17). С. 27.

За відсутності керування рух системи (6) описується таким рівнянням:

$$x(t) = A(t) \cdot \sin(\psi(t)) \quad (8)$$

де $A(t) = A_0 \cdot \exp\left(\int_0^t -\alpha dt\right)$, $\psi(t) = \int_0^t \beta dt + \psi_0$, ψ_0 – постійна (початкова) фаза.

Амплітуда $A(t)$ і частота $\psi(t)$ коливань унаслідок нелінійності системи не є постійними величинами (у разі лінійної системи визначаються коренями характеристичного рівняння – $(\lambda_{1,2} = -\alpha \pm j\beta)$) і можуть бути визначені з використанням методики гармонійної лінеаризації нелінійних систем.

Зазвичай для уникнення перевантажень при пуску системи використовують поступовий розгін системи, тому початкове керування має вигляд:

$$U(t) = U_0 \cdot (1 - \exp(-t/T)) \quad (8)$$

Амплітуда керування U_0 забезпечує вихід системи в область малої дисипації, а постійна часу T – більше, ніж власна постійна часу об'єкта. Таким чином, вихідний сигнал:

$$y(t) = kU_0 \cdot (1 - \exp(-t/T)) \cdot [1 + A(t) \cdot \sin(\psi(t))] \quad (9)$$

Після завершення перехідного процесу система знаходиться у критичному стані та завдяки плавному розгону:

$$y(t) \approx U(t) \quad (10)$$

Таким чином, розглядувана система після завершення перехідного процесу є системою з малою дисипацією енергії, вона розсіює енергію до певного моменту, що залежить від функції дисипації, а за подальшого зростання управління відбувається накопичення енергії – система переходить у критичний режим роботи. Природним є те, що максимальна кількість енергії залежить від амплітуди зовнішньої дії U_0 та часу прикладення управління T_U :

$$E_{\max} = f(U_0, T_U). \quad (11)$$

Після проведення аналізу поведінки системи за різкого зняття навантаження – природної реакції на виникнення критичного режиму, встановлено, що управління змінюється таким чином:

$$U(t) = U_0 \cdot [1 - 1(t - t_1)], \quad (12)$$

де $1(t)$ – ступінчаста функція.

Встановлено, що потужність удару визначається зміною енергії в системі ΔE за час проходження ділянки зі зміною дисипацією Δt^* :

$$N = \frac{\Delta E}{\Delta t^*} = \frac{E_1 - E_0}{\Delta t^*}, \quad (13)$$

де E_0, E_1 – запас енергії у системі до і після зняття навантаження.

У цьому випадку система перейде в початковий стан порівняно швидко, після завершення коливань. Буде спостерігатися різке зростання дисипації енергії, а в дисипувальному контурі системи відбудеться удар, відповідний потужному імпульсу – за порівняно короткий проміжок часу виділяється накопичена енергія, що може привести до небажаних наслідків.

5. Синтез функції управління дисипативною динамічною системою в напруженому режимі роботи

Доцільно для усунення удару виключити різке зняття керування. Тому керування необхідно знімати за експоненціальним законом, це забезпечить розсіювання накопиченої енергії до моменту початку різкої дисипації. Отже, закон зміни керування матиме вигляд:

$$U_2(t) = U_0 e^{-\frac{t}{T_u}}. \quad (14)$$

Таке керування дозволить збільшити час повернення досліджуваної системи в початковий стан, причому ударне навантаження в контурі дисипації буде мінімальним.

Для підтвердження висунутих гіпотез було проведено імітаційне моделювання поведінки динамічної дисипативної системи у програмі MATLAB, причому досліджуваний об'єкт був умовно та математично поділений на консервативну та дисипативну частину (рис. 4).

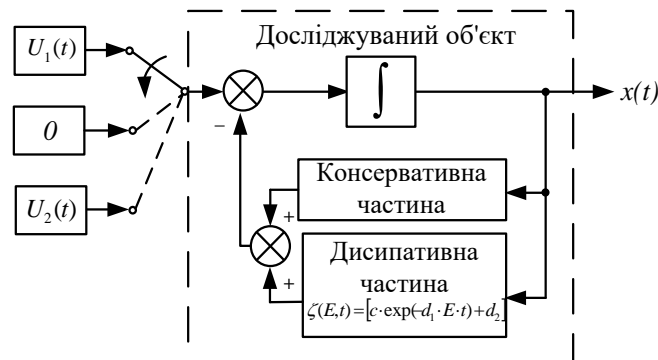
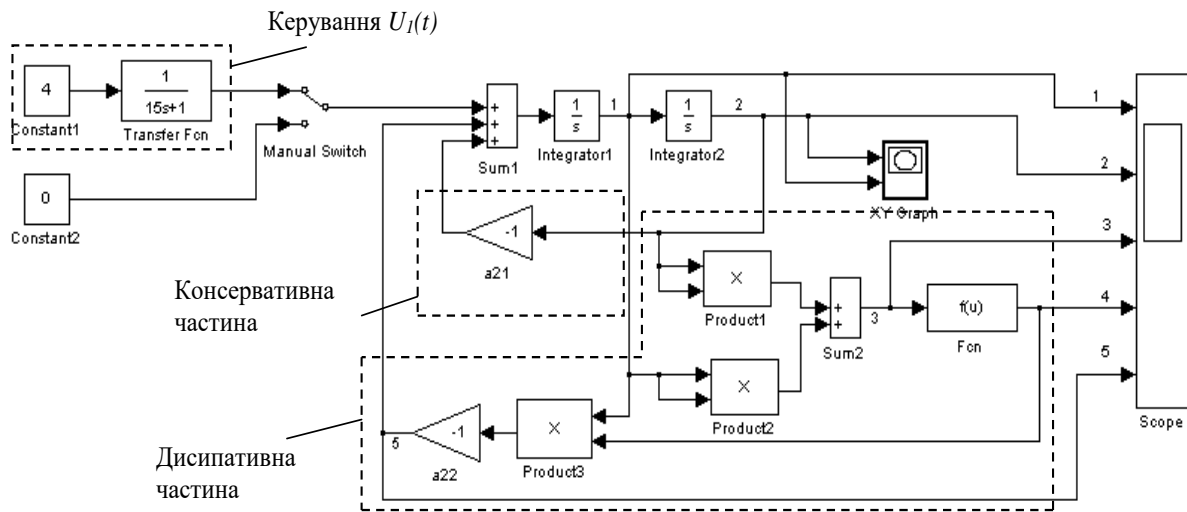
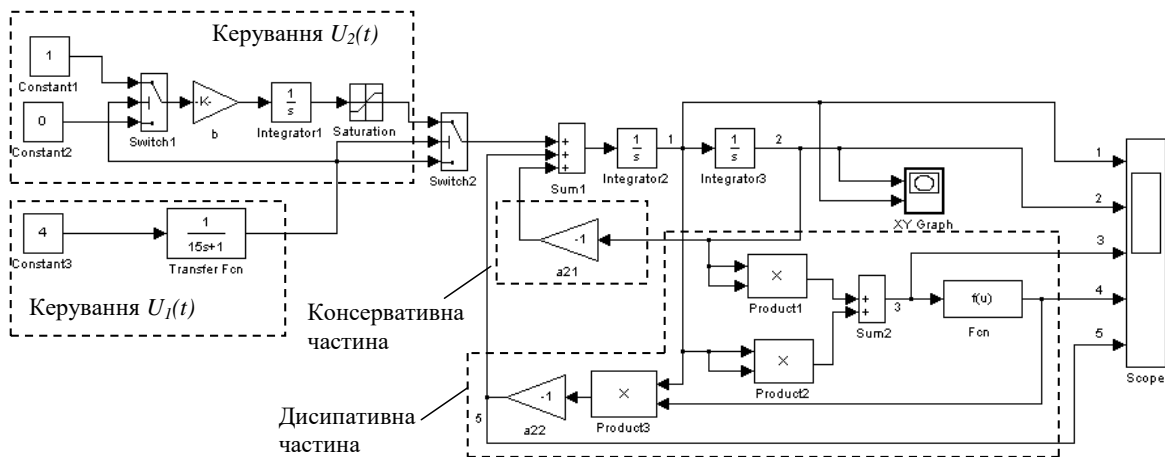


Рис. 4. Схема моделювання динаміки дисипативної технічної системи

Структурні схеми імітаційного моделювання наведено нижче.



а)



б)

Рис. 5. Схеми моделювання динаміки дисипативної динамічної системи у програмі MATLAB за різкого (а) і поступового б) зняття навантаження

Особливостями моделювання є те, що у структурних схемах у стандартну модель об'єкта 2-го порядку введені контур дисипації (Product1, Product2, Product3, Sum2, Fcn, блок a22) та контур керування (Constant1 і Transfer Fcn, Integrator1, Saturation і блок b). Важливо, що тривалість переходу системи в початковий стан, тривалість розсіяння енергії можна регулювати, змінюючи значення коефіцієнта b.

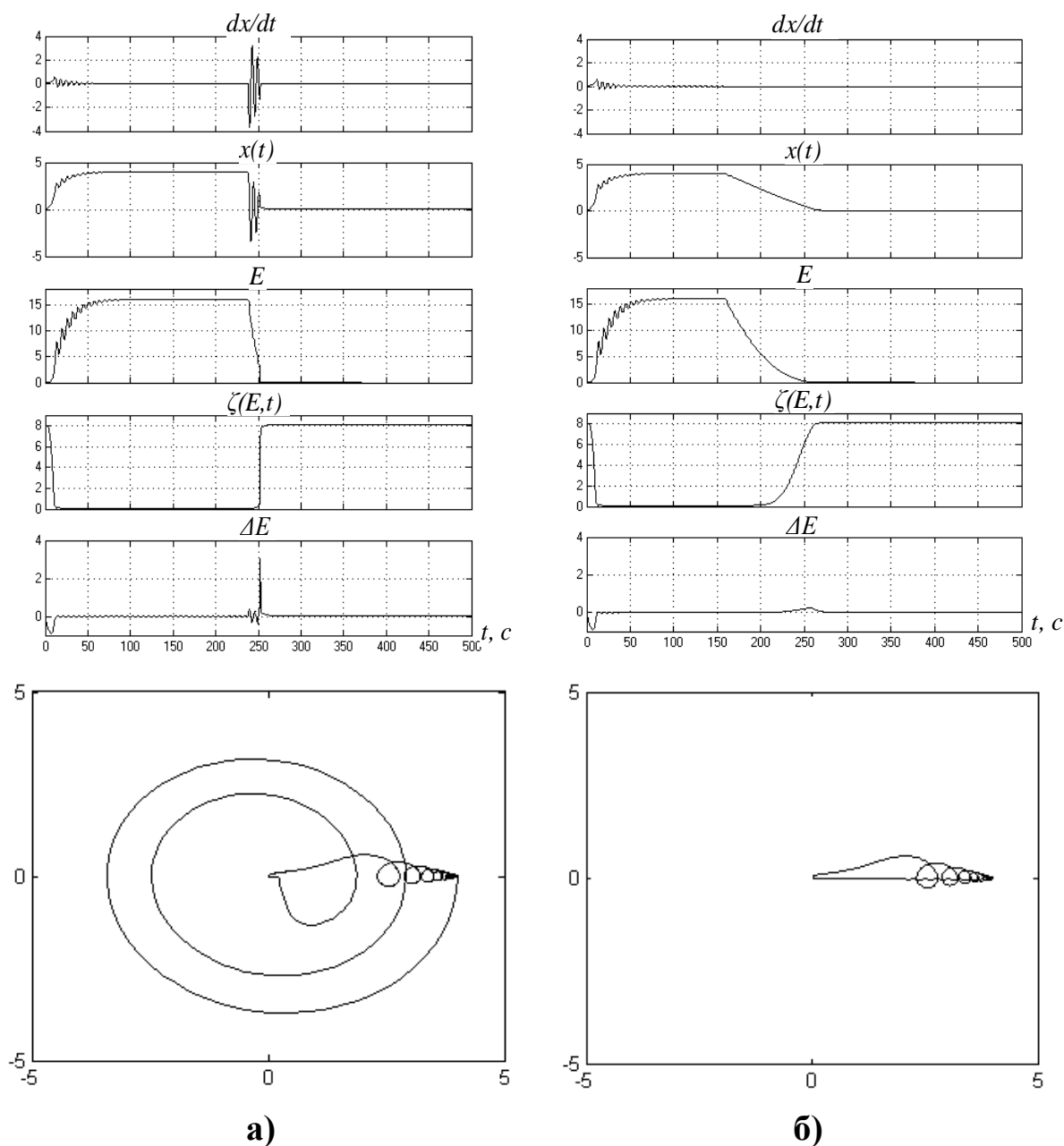


Рис. 6. Осцилограми сигналів і фазові портрети системи за різкого (а) і поступового (б) зняття навантаження: E – кількість енергії у системі; $\zeta(E,t)$ – зміна коефіцієнта дисипації енергії; ΔE – зміна енергії в дисипувальному ланцюзі

Результати моделювання динамічної системи з дисипативним контуром підтверджують гіпотезу, що в системі відбуваються високочастотні коливання, після завершення яких система повертається в початковий стан. Різко зростає дисипація енергії, а в дисипувальному контурі системи відбувається потужний удар.

Стосовно баластних систем таке явище гідравлічних ударів спостерігається у відцентрових насосах і трубопроводах системи, в разі виникнення нестійких режимів роботи – всмоктування повітря, повітряні «пробки», вібрації зривання подачі насоса через кавітацію, помпаж.

Застосування плавного зняття управління дозволяє підвести систему до виникнення різкої дисипації плавно, причому амплітуда навантажень на контур дисипації різко падає. Додатковим чинником є те, що дисипація протікає за рахунок збільшення часу руху системи до межі нормального режиму, щоб усунути удару при виході системи із критичного режиму функціонування.

Стосовно виведення баластної системи з напруженого режиму функціонування з виключенням гідравлічних ударів у трубопроводах доцільно застосувати ефект ежекції. Отже, за наявності мінімальної кількості відкачуваного баласту в баластних танках носової та міделевої частини судна для усунення явища «захвачування повітря» у трубопровід і у разі сигналу давача витрати баласту про зменшення потоку необхідно відкрити клапани баластного танку носової частини судна (Fore Peak Ballast Tank) і почати відкачування саме з них. Тим самим потік баласту з F.P.V.T із більш високим тиском, що рухається з великою швидкістю, буде захоплювати за собою баласт низького тиску з інших танків. Баластні потоки з різних танків будуть поступово змішуватися з вирівнюванням швидкостей. Отже, ефект ежекції забезпечує високу ефективність відкачування залишків (мінімальної кількості) баласту з відсутністю негативних впливів відмови роботи баластних насосів.

ВИСНОВКИ

Суднові баластні системи забезпечують зміну посадки, крену чи диферента, зменшення хитамиці, покращують мореплавність, керованість і остійність судна. Складні та напружені умови експлуатації можуть викликати відмову баластних відцентрових насосів, наслідком чого є поява помпажу, кавітації та пошкодження баластних насосів, арматури, корозії й ерозії трубопроводу.

Для мінімізації випадків відмов баластних насосів і виключення негативних наслідків напруженого стану баластної системи у статті:

1) проведено аналіз фізичних аспектів напруженого функціонування баластної системи та найрозповсюдженіших форм втрати стійкості;

2) наведено диференціальне рівняння 2-го порядку, яке описує динамічні властивості баластної гідравлічної системи та дозволяє вивести умови самозбудження коливань, визначити частоту коливань і умову статичної стійкості гідравлічної динамічної системи;

3) для побудови ефективного керування баластною системою в напруженому стані її функціонування уточнена її математична модель як об'єкта зі змінною дисипацією;

4) проведено імітаційне моделювання у програмі MATLAB, результати якого підтверджують існування можливості виникнення ударних навантажень у контурі дисипації, що зумовлено вимогами до ефективності роботи, та за різкого зняття керування;

5) плавне виведення системи із критичного режиму не тільки забезпечує усунення удару, але і знижує амплітуду коливань процесу зупинки системи;

6) запропоновано застосування ефекту ежекції для усунення явища «захвачування повітря» та виключення появи гідравлічних ударів у трубопроводах, що забезпечить високу ефективність відкачування залишків баласту та поступове відновлення нормального режиму роботи баластної системи.

АНОТАЦІЯ

Суднові технічні системи, а саме баластні системи, експлуатуються за складних і напружених умов. Актуальною є розробка управління такою системою в нестійких режимах роботи. Математичне моделювання дозволяє вивести умови самозбудження коливань, визначити їх частоту й умову статичної стійкості гідравлічної динамічної системи. Новітній спосіб представлення баластної системи як дисипативної динамічної системи з виділенням контуру дисипації забезпечує синтез ефективного керування. Воно гарантує оптимальний час повернення досліджуваної системи в початковий стан, причому ударне навантаження в контурі дисипації буде мінімальним. Визначений спосіб керування може бути реалізований завдяки ефекту ежекції із залученням Fore Peak Ballast Tank. Це забезпечить недопущення зриву потоку баласту, виникнення вібрацій і шумів у трубопроводах, переходу всієї системи в нестійкий і напружений режим роботи.

ЛІТЕРАТУРА

1. НД N 2-020101-138 Правила классификации и постройки морских судов. Санкт-Петербург : Российский морской регистр судоходства, 2020. Часть VIII «Системы и трубопроводы». 147 с.

2. Судовой механик : справочник : в 3 т. / под ред. А.А. Фока. Одеса : «Фенікс», 2010. Т. 2. 1032 с.

3. Клименко Н.П., Попов В.В., Шаратов А.С., Лихицкий В.А. Анализ отказов и оценка надежности центробежных насосов судовых систем. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства*. 2015. Вип. 163 «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». С. 147–151.

4. Чудина М. Шум как индикатор кавитации в центробежном насосе. *Акустический журнал*. 2003. Т. 49. № 4. С. 551–564. URL: http://www.akzh.ru/pdf/2003_4_551-564.pdf (дата звернення: 15.04.2021).

5. Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. Динамическое демпфирование автоколебаний (помпажа) активным демпфером при безкавитационной работе лопастного насоса. *Математичне моделювання*. 2013. № 1. С. 70–74. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Mm_2013_1_21 (дата звернення: 15.04.2021).

6. Ahmed Hamdan Salim Al Haddabil, Maamar Ali Saud Al Tobi An experimental approach for controlling centrifugal pump's cavitation. *International Journal of Recent Engineering Research and Development*. 2016. № 7. P. 6–8.

7. Dmitriev A., Gerasimov V. To the issue of energy efficiency of using frequency-controlled centrifugal pump units. *International Science Conference SPbWOSCE-2017 "Business Technologies for Sustainable Urban Development"*. V. 170. URL: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201817003017>.

8. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, М.С. Натанзон. Москва : «Машиностроение», 1997. 352 с.

9. Завальнюк І.П. Підвищення ефективності керування дисипативними динамічними системами в напружених режимах їх функціонування : дис. ... канд. техн. наук : 05.13.07. Херсон, 2011. 173 с.

10. Завальнюк И.П., Бражник А.М., Завальнюк О.П. Моделирование динамики выхода технологического аппарата из критического режима эксплуатации. *Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы*. 2006. № 1 (17). С. 26–32.

Information about the authors:

Zavalniuk Inna Petrivna,

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
Associate Professor at the Ship Handling at Sea Department
of the Navigation Faculty
Kherson State Maritime Academy
20, Ushakov avenue, Kherson, 73000, Ukraine

Zavalniuk Olga Petrivna,

Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor at the Ship Electrical Equipment and Automatic
Devices Operation Department
of the Ship Engineering Faculty
Kherson State Maritime Academy
20, Ushakov avenue, Kherson, 73000, Ukraine