

УДК 656.61.052

FAULTS ANALYSIS AND CPP MATHEMATICAL MODELLING FOR VESSELS WITH DYNAMIC POSITIONING SYSTEMS

АНАЛИЗ ОТКАЗОВ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВРШ СУДОВ С СИСТЕМАМИ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ

Shevchenko V.¹, *PhD, associate professor*, Pipchenko A.², *Deep Sea Captain, PhD*,

Kovalenko O.³, *PhD, associate professor*

Шевченко В. А.¹, *к.т.н, доцент*, Пипченко А. Д.² *к.дп, к.т.н,*

Коваленко О.А.³, *к.т.н, доцент*

¹*Odessa National Maritime Academy, Ukraine*

¹*Одесская Национальная Морская Академия, Украина*

²*WesternGeco, UK*

²*WestenGeco, Великобритания*

³*Odessa National Maritime University, Ukraine*

³*Одесский Национальный Морской Университет, Украина*

ABSTRACT

Position loss causes analysis for vessels with DP systems is carried out in the paper. It was concluded that the most problematic part of the vessel's actuating system is CPP. Faults in CPP work lead to not only negative commercial effects due to position loss, but also carry straight threat to the safety of vessels, offshore installations and people involved in certain operations.

Mathematical modelling of CPP control system is carried out. Obtained model will be further used for development of fault-tolerant control system with an aim to reduce hazardous effects resulted as faults of CPP and to provide continuous safe functioning of a vessel in dynamic positioning mode.

Keywords: DP system, fault tolerant control, CPP.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами

Стремительный рост морской нефтегазодобывающей отрасли в последние несколько десятилетий обусловлен, прежде всего, высоким спросом на углеводороды, и уменьшением количества доступных месторождений на берегу. Добыча нефти и газа в море неразрывно связана с выполнением большого числа сложных операций, многие из которых заключаются во взаимодействии судов между собой. При этом чаще всего требуется удерживать судно неподвижно в фиксированной точке с заданными координатами и курсом.

Для выполнения задачи удержания судна в позиции используются системы динамического позиционирования (ДП), обеспечивающие автоматическое

управление долготой, широтой и курсом судна. Главными критериями качества работы ДП систем являются точность удержания судна в позиции и безотказность, обеспечивающие безопасность выполнения операций, связанных с добычей нефти и газа.

По такому критерию как безотказность ДП суда подразделены на классы [10] ДП1, ДП2 и ДП3. Класс ДП судна определяет степень резервирования всех компонентов системы, включая датчики, системы определения позиции, компьютеры, источники электрической энергии, движительные и подруливающие устройства.

Увеличение резервирования компонентов на таких судах ведет к существенному росту затрат на постройку и обслуживание, поэтому судовладельцы всегда находятся в поиске компромисса между безотказностью и стоимостью таких судов. Однако, как показывает практика, и на судах с повышенным резервированием компонентов происходят отказы, приводящие к потере позиции и авариям с тяжелыми, а иногда и катастрофическими последствиями.

С учетом сказанного, проблема отказов на ДП судах является важной и актуальной, и требует на первом этапе анализа аварийных ситуаций при потере позиции с целью выявления наиболее уязвимых компонентов ДП системы.

Анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и выделение нерешенных ранее частей общей проблемы

Согласно статистике, публикуемой ежегодно Международной ассоциацией морских контракторов (ИМСА - International Marine Contractors Association) [4-9] получена диаграмма причин потерь позиции судов с ДП системами с 2006 по 2010 годы (рис. 1), при этом количество отказов по годам соответствующей категории указано по оси ординат.

Моделированию гидравлической системы механизма изменения шага посвящена работа [3], в которой предложена экспериментальная установка, отражающая процессы работы этого механизма, а также даны некоторые предложения по повышению эффективности отдельных узлов. Кроме того, математическое описание гидравлической системы механизма изменения шага винта посвящены работы [2, 11-**Ошибка! Источник ссылки не найден.**5].

Формулирование целей статьи (постановка задачи)

Задачами данной работы является проанализировать ситуации отказов движительно-рулевых комплексов судов с системами динамического позиционирования и представить математическую модель элемента ДРК с наибольшим количеством отказов.

Изложение материала исследования с обоснованием полученных научных результатов

1. Анализ отказов судовой энергетической установки судов с системами ДП

Диаграмма, рис. 1, показывает, что большинство случаев потери позиции за рассмотренный период времени происходит по причине отказов в судовой энергетической установке (СЭС), к которой относятся главные и вспомогательные механизмы. Среди элементов СЭС целесообразно выделить электрическую станцию и движительно-рулевой комплекс, которые также являются элементами системы динамического позиционирования.

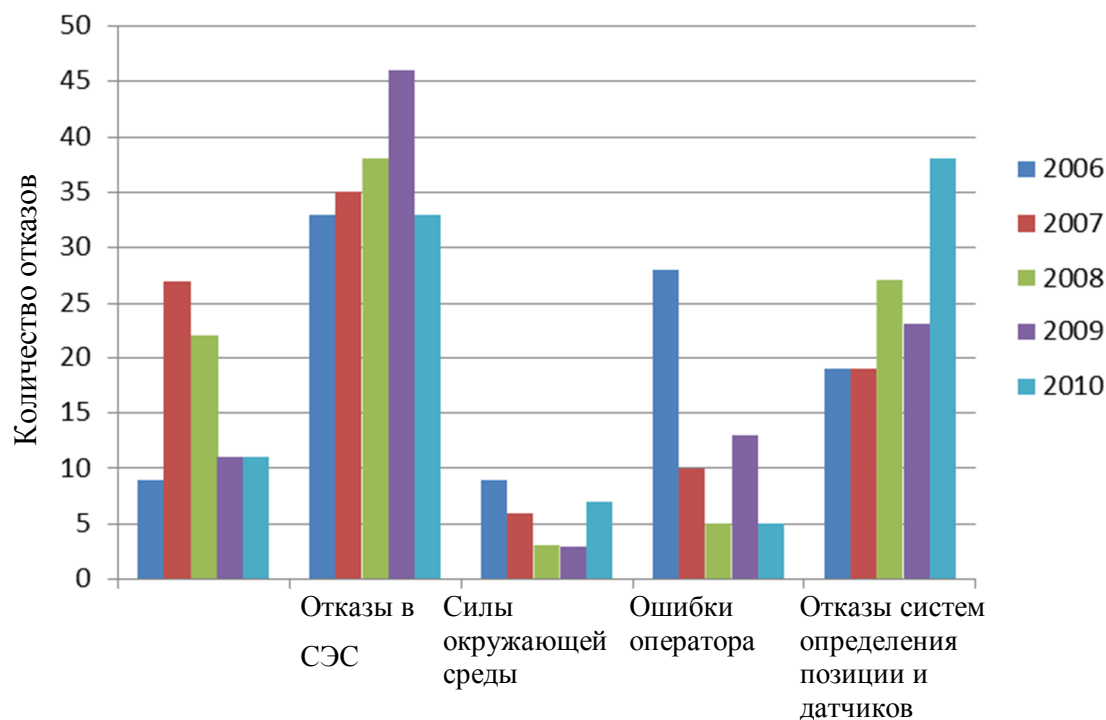


Рис. 1. Диаграмма причин потерь позиции за 2006-2010 гг.

Отказы в судовой электрической станции, особенно на судах класса ДП2 и ДП3, где предусмотрено резервирование не только по генераторным агрегатам, но и по распределительным щитам (за счет их разобщения), приводят, как правило, к потере запаса мощности и, как следствие, части активного упора. Это приводит при неудачном расположении судна (лагом к основным возмущениям) к медленному «сползанию» с заданной позиции и не носит внезапный характер.

Наибольший интерес, на наш взгляд, представляют отказы в движительно-рулевом комплексе, которые влекут за собой потерю одной или нескольких установок, создающих упор. В некоторых же случаях такие отказы приводят к созданию не контролируемого ДП системой упора, что приводит к внезапной и непредсказуемой по направлению потере позиции.

Отказы движительно-рулевого комплекса согласно ИМСА [9] распределены, как показано на диаграмме, рис. 2:

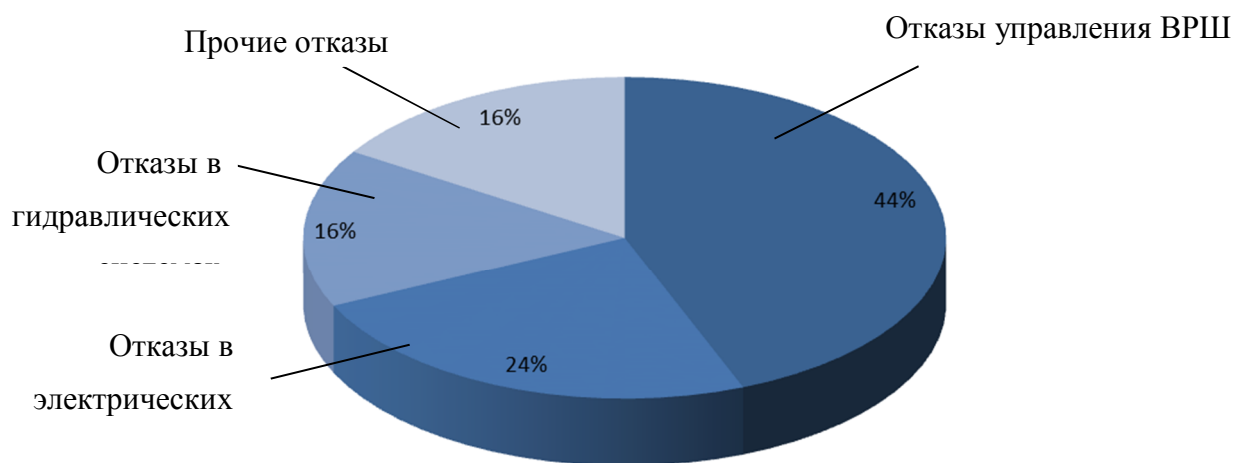


Рис. 2. Распределение отказов движительно-рулевого комплекса

Согласно приведенной диаграмме (рис. 2) наиболее распространенной проблемой при отказах движительно-рулевого комплекса (44%) [9] на судах с ДП системами являются отказы при управлении винтом регулируемого шага (ВРШ), которые в большинстве случаев являлись причиной потери позиции и создания аварийной ситуации.

В этой связи, на следующем этапе целесообразным будет анализ наиболее типовых отказов винта регулируемого шага как главных двигателей (ГД), так и подруливающих устройств (ПУ) ДП судов.

Таблица 2. Типовые отказы при управлении винтом регулируемого шага

Неисправность	Причина	Влияние на процесс удержания позиции
ВРШ подруливающего устройства создал шаг 100% вместо заданных ДП системой 70%	Отказ гидравлического клапана золотникового усилителя	Потеря позиции более, чем на 25 м; аварийный останов ПУ. Согласно заключению экспертов, потеря позиции могла быть менее существенной при более раннем аварийном останове ПУ.
ВРШ левого ГД перестал выполнять команды ДП системы	Отказ гидравлического клапана золотникового усилителя	Потеря позиции; остановка ДП операций; дистанционно-управляемый аппарат (робот) (ROV) извлечен.
Носовое тоннельное ПУ внезапно отключилось от ДП режима	Выход из строя датчика обратной связи ВРШ	Потеря позиции; дистанционно-управляемый аппарат (робот) (ROV) извлечен.
Носовое тоннельное ПУ создало неконтролируемый ДП системой шаг 100% на левый борт	Отказ гидравлического клапана золотникового усилителя	Потеря позиции; аварийная остановка ПУ.
Носовое подруливающее устройство не выполнило задачи по установке	Отказ системы управления ВРШ (сгорел конденсатор)	Несущественная потеря позиции; нежелательный простой в ДП операциях.

Неисправность	Причина	Влияние на процесс удержания позиции
требуемого шага		
Носовое подруливающее устройство меняло шаг винта только в одном направлении	Сломанная пружина в гидравлическом клапане золотникового усилителя	Несущественная потеря позиции; нежелательный простой в ДП операциях.
ВРШ левого ГД застыл в значении 13% вперед	Обрыв линии управления шагового двигателя механизма изменения шага (МИШ)	Потеря позиции; нежелательный простой в ДП операциях.
Левое кормовое азимутальное ПУ отключено от ДП по аварии: рассогласование задачи и обратной связи	Проворачивание потенциометра обратной связи ВРШ на 180° относительно истинного положения МИШ	Потеря позиции; нежелательный простой в ДП операциях.
ВРШ левого ГД отработывал с существенной временной задержкой	Залипание гидравлического клапана золотникового усилителя	Нежелательный простой в операциях трубоукладки.
Носовое тоннельное ПУ создало неконтролируемый ДП системой шаг 100% на левый борт	Разобщение двигателя от насоса гидравлики ВРШ вследствие разрыва муфты	Потеря позиции с отклонением на 24 м; остановка буровых операций.
Кормовое азимутальное ПУ отключено от ДП по аварии: рассогласование задачи и обратной связи	Выход из строя потенциометра обратной связи ВРШ	Несущественная потеря позиции; эвакуация водолазов
Кормовое азимутальное ПУ зафиксировало шаг в значении 16,3 % вперед, и отключено от ДП по невыполнению задачи	Заклинивание гидравлического клапана золотникового усилителя	Потеря позиции; нежелательный простой в ДП операциях.
Носовое тоннельное ПУ, получив команду на изменение шага на 20 % влево, «застыло» с шагом в 57 % вправо, вследствие чего было отключено от ДП	Выход из строя гидравлического сервомотора – стопорное кольцо, удерживавшее поршень было сломано	Потеря позиции; эвакуация колокола и водолазов.

Проведенный анализ типовых отказов при управлении ВРШ показывает необходимость детального изучения его механизма изменения шага с целью проведения исследований по повышению надежности его работы.

2. Математическое моделирование системы ВРШ

На следующем этапе проведем анализ структуры (рис. 3) и математическое описание элементов системы ВРШ с целью дальнейшего моделирования процесса изменения шага и неисправностей, возникающих в этом процессе.

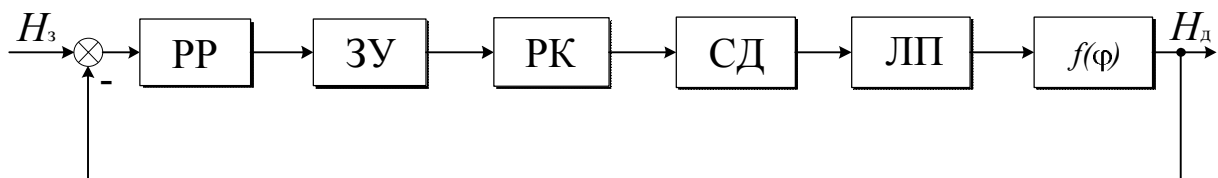


Рис. 3. Структура системы ВРШ

На структуре системы ВРШ (рис. 3) представлены следующие элементы: РР – ПД-регулятор; ЗУ – гидравлический клапан золотникового усилителя; РК – распределительная коробка гидравлического масла; СД – серводвигатель; ЛП – лопасти; $f(\varphi)$ – функция преобразования угла разворота лопастей в шаг винта; H_z , H_d – заданный и действительный шаг винта соответственно.

Принцип действия, представленного на схеме (рис. 3) ЗУ можно описать с использованием схемы рис. 4.

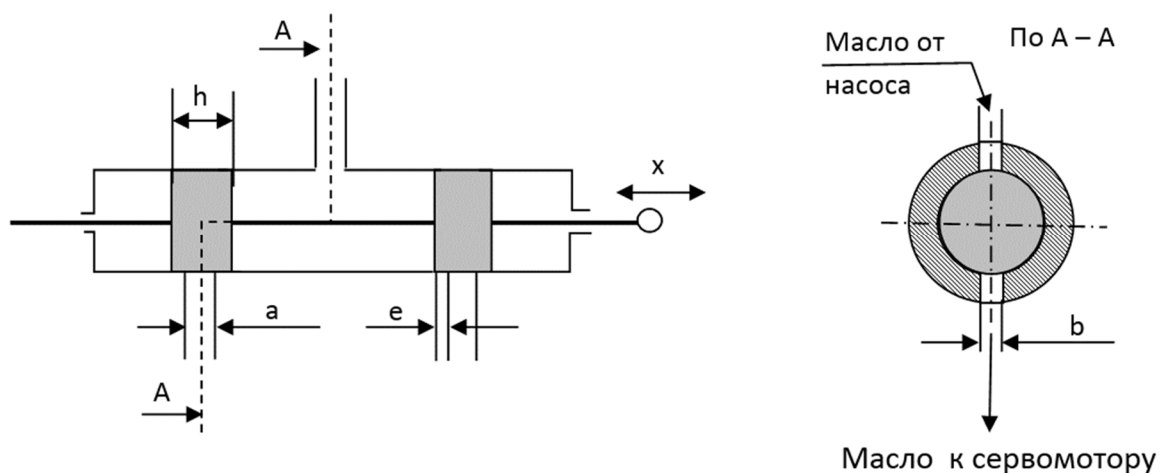


Рис. 4. Схема золотникового усилителя

На продольном виде толщина корпуса усилителя условно не показана. Здесь a и b – размеры сечений каналов для масла; h – высота пояска золотника; $e = (h - a)/2$ – величина перекрытия канала на пояске золотника; x – перемещение золотника, м.

Расход масла через усилитель определяется по формуле [13]:

$$Q = xx \cdot b \cdot C_y \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

где, кроме уже известных величин, C_y – коэффициент расхода, равный для золотниковых усилителей 0,65 – 0,75; Δp – разность давлений на входе и выходе масла, МПа; ρ – плотность масла, равная 900 кг/м³. Часто принимается давление на входе равным давлению после масляного насоса, а давление на выходе равным атмосферному, xx – величина открытия окна золотника, м.

Открытие окна золотника в направлении высоты пояска является нелинейной однозначной симметричной характеристикой (рис. 5):

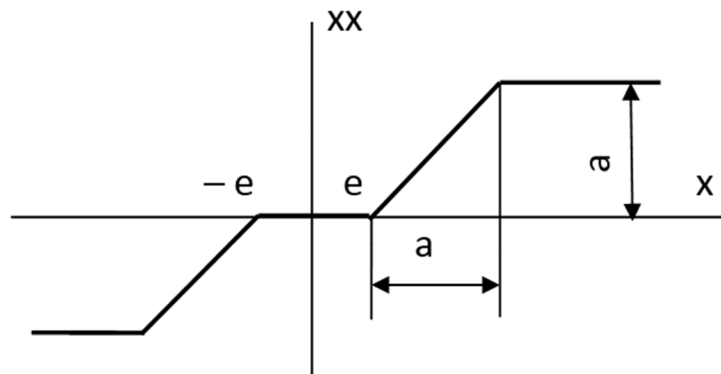


Рис. 5. Характеристика открытия окна золотника

Распределительная коробка (РК, рис. 3) гидравлической системы механизма изменения шага характеризуется как элемент, обладающий утечками масла, поэтому при моделировании на этом элементе будет происходить небольшая потеря расхода масла.

Серводвигатель (СД) и вращаемые им лопасти (ЛП), рис. 3, будем рассматривать как части одного механизма.

Исходное уравнение движения при развороте лопастей [15]

$$J_{\Sigma} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = M_a - M_r, \quad (2)$$

где φ – угол поворота лопасти от положения на исходном установившемся режиме, радианы; J_{Σ} – приведенный к оси вращения момент инерции подвижных частей, кинематически связанных с лопастью, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; M_a – движущий (активный) момент, развиваемый сервомотором, Нм; M_r – момент сил сопротивления повороту лопасти, Нм; t – время, с.

Момент инерции масс всех лопастей, приведенный к осям вращения,

$$J_{\Sigma} = iJ_1 + J_{sm}, \quad (3)$$

где i – количество лопастей; J_{sm} – приведенный к оси вращения лопасти момент инерции масс подвижных элементов, динамически связанных со всеми лопастями (шток и поршень сервомотора, ползун, звенья кинематической обратной связи (если таковая выполнена не по способу следящего поршня и пр.).

Момент инерции массы одной лопасти, приведенный к оси её вращения,

$$J_1 = J_{1e} + M_1 b^2 + J_{1ad} + J_w, \quad (4)$$

где J_{1e} – момент инерции лопасти относительно оси, проходящей через её центр инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; M_1 – масса одной лопасти, кг; b – отстояние центра масс лопасти от оси вращения, м; J_{1ad} – приведенный к оси вращения момент инерции масс подвижных элементов, динамически связанных с одной лопастью

(кулиса либо шатун и пр.), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_w – момент инерции масс воды, увлекаемых лопастью при развороте (так называемых «присоединённых масс»), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Во многих случаях моменты инерции J_{lad} и J_{sm} могут быть игнорированы ввиду их относительной малости, а J_w можно учитывать введением коэффициента, дающего добавку к моменту инерции собственно лопасти (0,2 – 0,5).

В данной работе рассмотрим кулисно-кривошипный механизм изменения шага винта как наиболее распространённая конструкция (рис. 6).

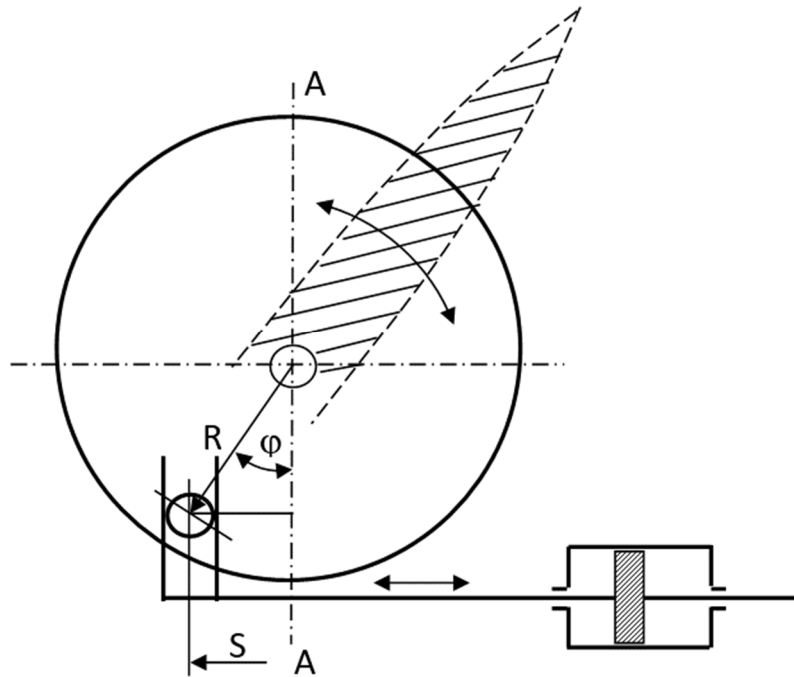


Рис. 6. Схема кривошипно-кулисного механизма изменения шага

В соответствии со схемой конструкции МИШ (рис. 6) движущий момент M_a , развиваемый сервомотором равен:

$$M_a = F\Delta p R \sin \varphi, \quad (5)$$

где F – площадь поршня сервомотора; м^2 , Δp – разность давлений по обе стороны поршня, Па; R – радиус кривошипа, м.

Момент сил сопротивления повороту лопасти M_r из (2) равен:

$$M_r = M_g + M_c, \quad (6)$$

где M_g – это момент гидродинамических сил сопротивления развороту, Нм; M_c – момент, возникающий при неизменном положении лопасти и аналогичный моменту, стремящемуся повернуть крыло самолёта относительно оси, параллельной лонжерону, Нм.

Ввиду того, что суда, работающие в режиме динамического позиционирования, обладают предельно малыми скоростями, для нашего случая M_c можно пренебречь. Момент гидродинамических сил сопротивления развороту M_g , можно определить по формуле (7):

$$Mg = \frac{c\rho hb^4}{64} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2, \quad (7)$$

где c – коэффициент сопротивления (для нашего случая равен 1,08); ρ – плотность морской воды (1025 кг/м³); h – высота лопасти, м; b – наибольшая ширина лопасти, м.

Результаты моделирования системы управления ВРШ показаны на рис. 7.

Угол разворота лопасти

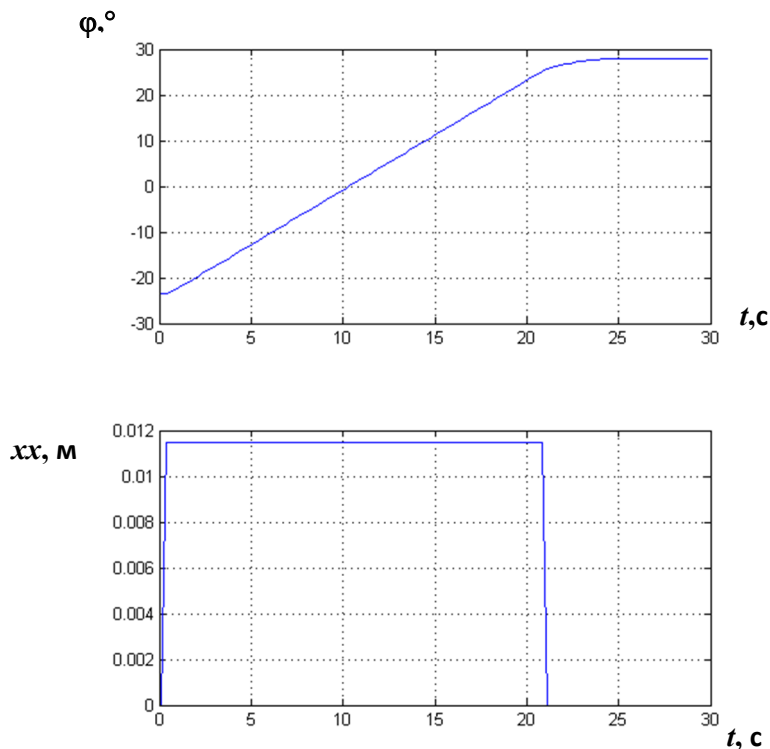


Рис. 7. Графики разворота лопасти ВРШ

Выводы и перспектива дальнейшей работы по данному направлению

В результате проведенного анализа причин потерь позиции судов с ДП системами сделан вывод о том, что наиболее проблемной частью движительно-рулевого комплекса является система управления ВРШ. При этом сбои в работе ВРШ часто приводят не только к коммерческим потерям (в виду недержания позиции) так и несут в себе прямую угрозу безопасности работающих в группе объектов и людей.

Произведено математическое моделирование системы управления судовым ВРШ. Полученная модель далее будет использована при разработке отказоустойчивой системы управления, с целью уменьшения опасных эффектов при сбоях в работе ВРШ и продолжения безопасного функционирования судна в режиме динамического позиционирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Analysis of Station Keeping Incident Data 1994-2003. IMCA M 181. – IMCA, 2006. – 53 p.
2. Bulgarian Ship Hydrodynamics Centre. Propeller Design Charts. Varna, 1983. – 51 p.

3. Dullens F.P.M. Modeling and Control of a Controllable Pitch Propeller / F.P.M. Dullens. – Master's thesis, Department Mechanical Engineering, Dynamics and Control Group, Technische Universiteit Eindhoven, Netherlands, 2009.
4. Dynamic Positioning Station Keeping Incidents: Incidents reported for 2006 (DPSI 17). IMCA M 192. – IMCA, 2008. – 76 p.
5. Dynamic Positioning Station Keeping Incidents: Incidents reported for 2007 (DPSI 18). IMCA M 198. – IMCA, 2009. – 82 p.
6. Dynamic Positioning Station Keeping Incidents: Incidents reported for 2008 (DPSI 19). IMCA M 207. – IMCA, 2010. – 115 p.
7. Dynamic Positioning Station Keeping Incidents: Incidents reported for 2009 (DPSI 20). IMCA M 211. – IMCA, 2011. – 86 p.
8. Dynamic Positioning Station Keeping Incidents: Incidents reported for 2010 (DPSI 21). IMCA M 218. – IMCA, 2012. – 68 p.
9. Giddings I. Learning the Lessons, Reporting the Incidents / I. Giddings // Proc. DYNAMIC POSITIONING CONFERENCE, October 9-10, 2012.
10. Guidelines for vessels with dynamic positioning systems. MSC.645. – IMO, 1994. – 17 p.
11. В.И. Дмитриевский. Гидромеханика. – М.: «Морской транспорт», 1962. – 297 с.
12. Д.В. Дорогостайский и др. Теория и устройство судна. – Л.: «Судостроение», 1964. – 510 с.
13. Золотов С.С. Гидравлика судовых систем / С. С. Золотов. – Л.: «Судостроение», 1970. – 240 с.
14. М.И. Левин. Автоматизация судовых дизельных установок. Л.: «Судостроение», 1969. – 466 с.
15. Расчёты гидромеханического комплекса судов внутреннего плавания. – Л.: «Речной транспорт», 1958. – 224 с.