

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

15

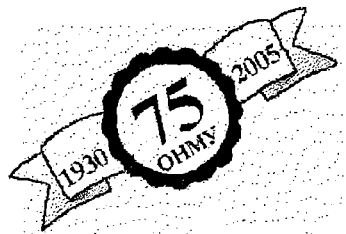
Міністерство освіти і науки України



ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

15 ` 2005



ББК 39.42-011я43

В635

УДК 629.12.002(082)

Відп. редактор:

д-р техн. наук, проф. *Ю.Л. Воробйов*

Редакційна колегія:

д-р техн. наук, проф. *Шумлянський І. Ф.* (заст. відп. редактора),
д-р техн. наук, проф. *Аксютін Л.Р.*, д-р техн. наук, проф. *Ананьїна В.З.*,
д-р техн. наук, проф. *Вассерман О. А.*, д-р техн. наук, проф. *Гришин В.О.*,
д-р техн. наук, проф. *Дубровський М.П.*, д-р техн. наук, проф. *Євдокімов В.Д.*,
д-р техн. наук, проф. *Жуков Ю.Д.*, д-р техн. наук, проф. *Івановський В.Г.*,
д-р техн. наук, проф. *Каганов Я.І.*, д-р техн. наук, проф. *Клованич С.Ф.*,
д-р техн. наук, проф. *Козляков В.В.*, д-р техн. наук, проф. *Козирев В.К.*,
д-р екон. наук, проф. *Лапкіна І.О.*, д-р техн. наук, проф. *Макаренко Д.В.*,
д-р екон. наук, проф. *Махуренко Г.С.*, д-р екон. наук, проф. *Морозова І.В.*,
д-р техн. наук, проф. *Олійник М.В.*, д-р техн. наук, проф. *Панарін П.Я.*,
д-р техн. наук, с.н.с. *Пойзнер М.Б.*, д-р екон. наук, проф. *Постан М.Я.*,
д-р техн. наук, проф. *Радімов С.М.*, д-р техн. наук, проф. *Сизов В.Г.*,
д-р екон. наук, проф. *Чекаловець В.І.*, д-р техн. наук, проф. *Яковлев П.І.*,
д-р екон. наук, проф. *Якушенко В.Г.*, *Силакова Г.І.* (відп.секретар).

Сборник содержит работы по актуальным проблемам теории корабля, проектирования современных и перспективных типов судов и их силовых установок, морским путям и портам, вопросам управления работой морского транспорта в современных условиях.

Збірник містить роботи по актуальним проблемам теорії корабля, проектування сучасних та перспективних типів суден та їх силового устаткування, морським шляхам і портам, питанням управління роботою морського транспорту у сучасних умовах.

The issue holds the collection of works on up-dated problems of: theory of ships, designing of modern and forthcoming types of vessels, ship machinery, sea routes and seaport, actual problems of merchant marine maintenance under existing economical condition.

Друкується за ухвалою Вченої ради
Одеського національного морського університету
від 02.02.2005 р. (протокол № 5)

ISBN 966-7716-35-X

© Одеський національний
морський університет, 2005



В.И. НЕБЕСНОВ
(1915-1985)

*15 февраля 2004 г. исполняется
90 лет со дня рождения
заслуженного деятеля науки и
техники УССР, доктора
технических наук, профессора
Одесского института инженеров
морского флота (ныне ОНМУ)*

НЕБЕСНОВА Виктора Ивановича

В.И. Небеснов принадлежал к числу ведущих ученых в области теории механизмов и механики машин, обогативших фундаментальными результатами науки XX-го века.

Виктор Иванович Небеснов родился 15 февраля 1915 года в с. Камызяк Астраханской области в семье волгарей-рыбаков. В 1939 г. окончил с отличием Горьковский институт инженеров водного транспорта, работал инженером пароходства «Волготанкер», а затем служил в военно-морском флоте. В период Великой Отечественной войны исполнял обязанности заместителя начальника района Астрахани по сооружению оборонительных объектов и ледовой переправы через Волгу. Участвовал в окружении и разгроме фашистов под Сталинградом.

Свою педагогическую деятельность В.И. Небеснов начал в Астраханском рыбопромышленном техникуме, а с 1944 года связал свою судьбу с ОИИМФ. Кандидатскую диссертацию защитил в 1945 году. Интересно отметить, что оппоненты, ознакомившись с диссертацией, признали, что ее можно рассматривать как докторскую, однако диссертант с этим мнением не согласился. Докторская диссертация была защищена им в 1952 году, т.е. семь лет спустя. Академик И.И. Артоболевский, ознакомившись с докторской диссертацией, высказал мнение, что труд Виктора Ивановича является одним из первых и подробных решений задач динамики судовых комплексов.

Более сорока лет его научная и общественная деятельность была связана с Одесским ордена Трудового Красного Знамени институтом инженеров морского флота. За эти годы В.И. Небеснов сформировался как выдающийся ученый в области теории механизмов и механики машин. Основатель и руководитель научной школы по разработке проблем судовой и портовой механики, он – автор более двухсот научных

работ, среди которых 7 монографий. Такие работы В.И.Небеснова как «Динамика двигателя в системе корпус судна – винты – двигатели», «Расчет эксплуатационных режимов работы силовой установки теплохода», «Вопросы совместной работы двигателей, винтов и корпуса судна», «Динамика судовых комплексов» и другие лежат в основе многих исследований отечественных и зарубежных ученых, являются научной базой технической эксплуатации судовых и портовых машин и механизмов. Основные положения этих работ вошли в учебную литературу высших учебных заведений.

В.И.Небеснов – ученый с мировым именем. Он был участником многих международных конгрессов и конференций по теории механизмов и машин, которые проводились как в СССР, так и за рубежом. Его труды опубликованы в ряде изданий развитых стран мира. Он был замечательным воспитателем научных кадров морских высших учебных заведений нашей страны и стран социалистического содружества.

Была создана научная школа Небеснова. Под его руководством и при непосредственном участии подготовлено более 30 кандидатов и 6 докторов наук, тысячи инженеров морского флота, из которых многие стали руководителями различных уровней.

Так, ученик В.И.Небеснова профессор, доктор физико-математических наук В.А.Плотников руководит сегодня кафедрой «Оптимальное управление и экономическая кибернетика» ОНУ им. И.Мечникова, которая создавалась при непосредственном участии В.И.Небеснова. Многие работники кафедры – его ученики.

Другой ученик Виктора Ивановича – профессор, доктор физико-математических наук Ю.И.Бурименко заведует кафедрой «Высшая и прикладная математика» нашего университета.

Профессор, доктор технических наук В.А.Яровенко – ученик Владимира Ивановича – заведует кафедрой «Электротехника и электрооборудование судов» и успешно продолжает его дело в ОНМУ.

Академик Транспортной Академии Украины Л.Д.Крук доктор технических наук, профессор, долгое время руководившая кафедрой ПТМ нашего университета, также была ученицей В.И.Небеснова, как и многие другие, работавшие под его началом.

Работники Одесской национальной морской академии В.А.Грехов, А.М.Седор, Ю.Г.Солохин, С.А. Кудряшов и другие под руководством В.И.Небеснова выполнили и защитили диссертационные работы.

Ученики В.И.Небеснова работают в вузах России и Болгарии.

В.И.Небеснов постоянно оказывал практическую помощь судоходным компаниям в деле повышения эффективности эксплуатации флота. Коллектив кафедры под руководством В.И.Небеснова на протяжении многих лет по просьбе руководства Черноморского государственного морского пароходства проводил экспериментальные исследования на судах пароходства, результаты которых использовались

при решении задач по улучшению технической эксплуатации судов, их силовых установок и продлению сроков работы судовых механизмов. Не случайно один из танкеров Черноморского государственного морского пароходства на своем борту носил имя покойного профессора нашего университета – В.И.Небеснова.



Танкер «Профессор Небеснов»

Свою научную и педагогическую деятельность В.И.Небеснов сочетал с большой общественной работой. Шесть созывов он избирался депутатом Одесского областного Совета народных депутатов, где выполнял обязанности председателя постоянной комиссии по культуре и народному образованию, состоял членом экспертной комиссии ВАК СССР, членом комиссии по государственным премиям УССР, членом научного Совета по теории механизмов и машин АН СССР, научным руководителем филиала семинара АН СССР по современным проблемам машиностроения.

Большая научная, педагогическая и общественная деятельность В.И.Небеснова была высоко оценена правительством. Он был награжден орденами Ленина и «Знак почета». В.И.Небеснову было присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки УССР»

Память о Викторе Ивановиче Небеснове как выдающемся ученом, прекрасном педагоге и воспитателе, человеке, воплотившем в себе душевность и доброту, уважительность и тактичность навсегда останется в сердцах друзей, учеников и воспитанников профессора.

Л.Я.Курочкин, Н.И.Коваленко, М.Я.Савченко

Л. Я. Курочкин

ПАМЯТИ УЧИТЕЛЯ

Виктор Иванович, дорогой,
Ты для нас всегда живой.
За девятнадцать долгих лет,
Мы не забыли тебя, нет!

Ты ушел, а мы остались
Дело делать, как учил,
Как будто мы вчера расстались,
И ты планерку проводил.

Мы сами нынче постарели,
Годов нам больше, чем тебе,
Но память сохранить сумели,
Хотя живем в другой стране.

Учеников твоих немало
Пришло учителя почитать,
Ушел от нас ты очень рано,
А сердце до сих пор болит.

На земле ты след оставил,
ТММ ты в мире славил,
Школу Небеснова возглавил,
Судам кильватер проложил.

Наука под твоим началом
Шла вперед на нашу честь,
Тот задел – всему начало,
Всех заслуг не перечесть.

Учеников способных много,
У них извилиста дорога,
Став на сложный трудный путь
Надо верить, дотянуть.

Виктор Плотников такой,
Ему не нужен был покой,
Он в жизни каждый день трудился,
Чего хотел того добился.

Или Юрий, сын Ивана,
Долгий путь был до финала,
А теперь он здесь, у нас
Профессор, доктор – высший класс.

Вот Владимир Яровенко,
На ногах стоит он крепко,
Он способный ученик,
По диплому он электрик,
Но в дебри комплекса проник.

Доцент Савченко Михаил.
В лекциях его заменил,
Он ТММ механикам читает
От них покоя он не знает,
Он верный первый ученик,
У него душа за все болит.

Кто же кафедру возглавил,
Ректорат тогда представил:
Он профессор, деталист,
Дело знает, оптимист,
Ныне даже академик,
Небезызвестный наш Олейник.

Виктор Иванович, дорогой,
Человек ты не простой,
Ты прекрасный вдохновитель,
Друг, товарищ, покровитель.

Ты для всех всегда кумир
И примерный гражданин,
Скромнен и трудолюбив,
Вежлив, мягок, справедлив.

Ты достойный командир,
Учитель ты у нас один,
Мы трудились как могли,
Заменить тебя мы не смогли.

Наш учитель ты родной!
Ты для нас всегда живой,
Девяносто лет тебе,
Мог бы жить ты на земле.

Здесь тебя сегодня нет,
Тебе от нас большой привет,
Как жаль, что смертен человек.
За все тебе хвала и честь
Наперед, на целый век.

УДК 519.6+531.8

РАЗВИТИЕ ИДЕИ В.И. НЕБЕСНОВА И РАЗРАБОТКА НОВОГО НАПРАВЛЕНИЯ В СИСТЕМНОМ АНАЛИЗЕ

Ю.И. Бурименко

При изучении процесса движения любого водоизмещающего судна обычно используется понятие *судовой пропульсивный комплекс* (СПК). Такой комплекс включает главные двигатели, передаточные механизмы, рули, корпус судна и органы их управления. Располагая математическим описанием каждого элемента СПК, можно проводить разнообразные исследования поведения судна в зависимости от выбранных режимов работы двигателей, управлений движителями, рулями и возникающих возмущающих воздействий.

На протяжении почти тридцатилетнего периода вплоть до начала 80-х годов прошлого столетия под руководством В.И.Небеснова были выполнены многочисленные исследования различных аспектов функционирования СПК, вплоть до поиска оптимальных режимов его работы. Актуальность тематики этих исследований, их научная новизна и практическая значимость получили не только отечественное, но и мировое признание.

В начале 80-х годов В.И.Небеснов выдвинул идею перейти к исследованию систем СПК. Очевидно, что реализация этой идеи связана с исключительно сложной задачей – построением обобщенной математической модели совместного функционирования в общем случае n СПК при изменяющихся во времени связях между корпусами судов механического и функционального характера. Идея имела явную практическую направленность. Дело в том, что буксирно-кантовочные операции (БКО) в портах являются ярким примером функционирования систем СПК. Построение математической модели системы СПК позволило бы решать вопросы совершенствования технологии проведения БКО и повысить их безопасность. К концу 70-х годов отечественные порты стали узким местом в транспортном конвейере. Среди факторов, влияющих на работу порта, важную роль играют интенсивность погрузочно-разгрузочных работ, продолжительность БКО, а также возможность их проведения в сложных навигационных и гидрометеорологических условиях. Широкое внедрение в те годы на морском транспорте контейнерных и пакетных перевозок, ввод в эксплуатацию судов с горизонтальным и другими способами быстрой грузообработки, высокий уровень портовой механизации привели к соизмеримости времени проведения БКО и погрузочно-разгрузочных работ. Кроме того, около 40% всех аварий судов приходится на портовые воды. Аварии судов в портах – результат действия многих факторов:

сложность и быстротечность навигационной обстановки; необходимость выполнять за короткий промежуток времени большое число маневровых операций на судне и буксирах; несвоевременность или неполнота информации об изменении ситуации и другие. Все это обусловило актуальность идеи В.И.Небесова, которая была блестяще реализована под его руководством.

Технологический процесс БКО заключается в выполнении последовательности операций, обеспечивающих перевод судна из некоторого начального состояния в заданное конечное. Основными технологическими операциями БКО являются: маневрирование судна с целью подхода к месту встречи с буксирами; подход буксиров к судну; установление механических связей между судном и буксирами; буксировка судна; разворачивание судна и кантовка; изменение вида и места установления механических связей; ликвидация связей; отход буксиров от судна. Входными параметрами процесса БКО являются: тип судна, количество и типы буксиров, осадка и водоизмещение судна, его начальное состояние (курс, координаты ЦТ судна, линейная и угловая скорости, режим работы двигателей и движительно-рулевого комплекса, дрейф, снос). Выходными параметрами процесса БКО являются параметры, характеризующие состояние судна в момент окончания БКО. Переход судна из начального состояния в конечное осуществляется в результате воздействия на систему судно-буксиры управляющих и возмущающих факторов. Первые определяются выбором последовательности схем работы и буксиров, законами управления их двигателями, движителями, рулями (насадками). Вторые – навигационной и гидрометеорологической обстановкой.

Таким образом, процесс проведения БКО представляет собой совместное функционирование СПК судна и буксиров, объединенных в одну общую систему, путем установления между корпусами судна и буксиров механических связей. Пример структуры такой системы иллюстрирует рис.1.

Для поиска наиболее рациональной технологии БКО необходимо сначала получить ответ на вопрос о числе возможных различных способов сочленения буксиров с судном – схем БКО. Ответ дает формула

$$S = \sum_{p=1}^Q \prod_{i=1}^n m_{ip}, \quad Q = \frac{q!}{(q-n)!k!}, \quad (1)$$

где n – число буксиров, задействованных в БКО;

q – число точек (мест) на корпусе судна, в которых могут устанавливаться различные механические связи с буксирами;

m_{ip} – число возможных видов связи в точке сочленения с i -м буксиром на p -й конфигурации БКО, $k \leq n$ – число однотипных буксиров.

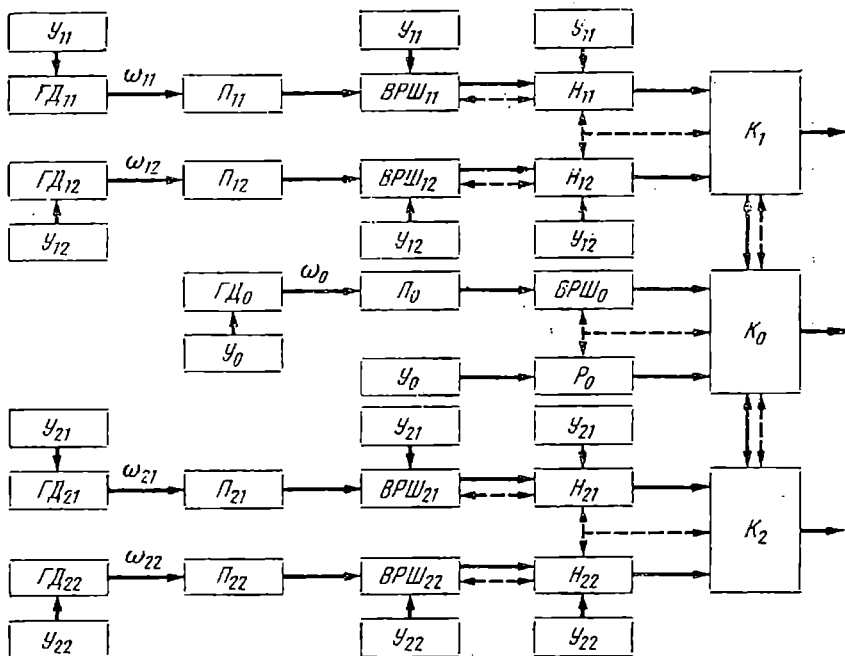


Рис.1. Структурная схема трех СПК (П – передаточный механизм; у- органы управления; Н- насадка; К – корпус судна; сплошные линии – механические связи; штриховые – гидродинамические; О - относится к судну; индексы 11,12,21,22 – первая цифра № буксира; вторая указывает на принадлежность правому (1) или левому (2) борту)

Под конфигурацией понимается возможная структура сочленения буксиров с судном без учета конкретного вида механической связи.

Формула (1) определяет все многообразие различных схем БКО, которое даже при самых простых условиях оказывается достаточно разнообразным. Действительно, пусть система СПК состоит из судна и двух однотипных буксиров ($n=k=2$), $q=2$, $m_{ip}=3$. Тогда, очевидно, $Q=1$,

$$S = \prod_{i=1}^2 m_{i1} = 3 \cdot 3 = 9.$$

На рис.2. представлена соответствующая данному случаю конфигурация и возможные схемы БКО.

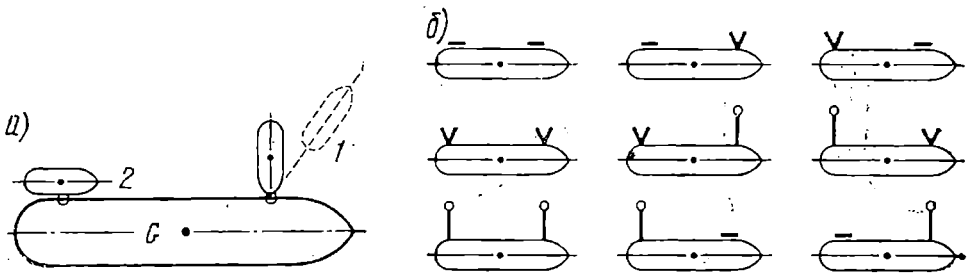


Рис. 2. Конфигурация (а) и схемы БКО (б)
(V – работа на упор, о – на буксирном тросе, «-» - лагом)

Разработка обобщенной математической модели функционирования системы СПК представляла, пожалуй, самый сложный этап реализации идеи В.И.Небесова. Не останавливаясь на многочисленных проблемах, связанных с математическим описанием механических связей, гидродинамического взаимодействия корпусов судна и буксиров, поиска параметров динамического подобия систем СПК и других, приведем окончательный вид модели. Она, с целью удобства проведения имитационных экспериментов и обобщения результатов, была представлена в следующей безразмерной форме:

$$\frac{d\bar{v}_j}{dT} = k_{Tj} \left\{ m_j \left[\left(\frac{m_{26}}{m_{11}} \right)_j Z_j - \left(\frac{m_{66}}{m_{11}} \right)_j Y_j \right] \sin a_j - X_j \cos a_j \right\};$$

$$\frac{da_j}{dT} = \frac{k_{Tj}}{v_j} \left\{ m_j \left[\left(\frac{m_{26}}{m_{11}} \right)_j Z_j - \left(\frac{m_{66}}{m_{11}} \right)_j Y_j \right] \cos a_j + X_j \sin a_j \right\};$$

$$\frac{d\bar{\Omega}_j}{dT} = k_{Tj} m_j \left[\left(\frac{m_{26}}{m_{11}} \right)_j Z_j - \left(\frac{m_{26}}{m_{11}} \right)_j Y_j \right];$$

$$\frac{d\overline{\omega}_{ij}}{dT} = k_{Tj} N_{ij} \left(M_{Дij} - M_{сij} - M_{Тij} \sin g \overline{\omega}_{ij} \right) ; i = 1, 2, \dots, z_{bj} ;$$

$$\frac{d\overline{\varphi}_j}{dT} = k_{Tj} \frac{L_j}{L_c} \left(\frac{m_{11}}{c_{x0}} \right)_j \overline{\Omega}_j ; \frac{d\overline{\eta}_j}{dT} = k_{Tj} \frac{L_j}{L_c} \left(\frac{m_{11}}{c_{x0}} \right)_j \overline{v}_j \sin(\overline{\varphi}_j - \alpha_j) ;$$

$$\frac{d\overline{\xi}_j}{dT} = k_{Tj} \frac{L_j}{L_c} \left(\frac{m_{11}}{c_{x0}} \right)_j \overline{v}_j \cos(\overline{\varphi}_j - \alpha_j) ; j = 0, 1, \dots, n ;$$

$$\overline{v}_j = \frac{v_j}{v_{Hj}} ; \overline{\Omega}_j = \frac{\Omega_j L_j}{v_{Hj}} ; \overline{\omega}_{ij} = \frac{\omega_{ij}}{\omega_{Hij}} ; \overline{\eta}_j = \eta_j / L_c ; \overline{\xi}_j = \xi_j / L_c ;$$

$$\sum_{s=1}^m \frac{g_{pm}(T)}{g_p(T) - s} A_s (\overline{v}, \alpha, \overline{\Omega}, \overline{R}) = 0 ; p = 1, 2, \dots, n ;$$

$$g_{pm}(T) = g_p(T) [g_p(T) - 1] \dots [g_p(T) - m] ,$$

где T – безразмерное время;

$$k_{Tj} = m_{ij} / m_{i0} ;$$

m_{i0} – временной масштабный коэффициент;

L_j и L_c – длина j -го буксира и судна (индекс $j=0$ относится к судну, $j \geq 1$ к буксиру);

m – число механических связей, используемых при БКО.

Функция $g_p(T)$ целочисленная. Ее значение определяет вид механической связи p -го буксира с судном. Через A_s ($\overline{v}, \alpha, \overline{\Omega}, \overline{R}$) обозначено выражение, описывающее S -й вид связи.

Подробное описание всех остальных параметров и функций, входящих в систему уравнений (2), можно найти в работах [1-4].

Поиск наиболее безопасных и эффективных технологий БКО требует проведения обстоятельных вычислительных и имитационных экспериментов, в ходе которых приходится многократно изменять схему БКО, способы работы буксиров, управление элементами их СПК, исходные данные и т.д. Для оперативной реализации таких возможностей был разработан пакет прикладных программ, функционирующий в интерактивном режиме. Именно с помощью такого пакета удалось осуществить практическую реализацию идеи В.И.Небеснова – разработать эффективные типовые технологические карты (ТК) на

проведение БКО. Процесс разработки ТК состоит из следующих основных этапов:

1. Расчет всех параметров, входящих в систему уравнений (2).
2. Составление исходной ТК. Она выбирается на основании опыта проведения БКО или экспериментальных данных.
3. Имитация на компьютере с помощью пакета исходного варианта БКО.
4. Последовательный целенаправленный перебор новых вариантов ТК БКО в процессе интерактивного имитационного моделирования.
5. Выбор окончательного варианта ТК, обеспечивающий доставку судна в заданное место с требуемыми выходными параметрами его состояния за наименьшее время при:
 - наименьшем числе перемен режимов работы главных двигателей судна и буксиров;
 - по возможности мало работающих главных двигателей судна;
 - наличии необходимого резерва (страхового) мощностей буксиров;
 - допустимых усилиях в механических связях и других требований безопасности.
6. Документальное оформление ТК по окончательному варианту.

На рис.3 представлен образец типовой ТК на швартовку к причалу №32 Одесского морского торгового порта крупнотоннажных судов типа «Зоя Космодемьянская» ($L=206,1$ м; $B=31,8$ м; $D_w=62\ 555$ т; $T_n=T_k=11,7$ м) в грузу при силе ветра 7-8 баллов северо-восточного направления.

В типовой ТК не могут быть отражены все возможные обстоятельства, возникающие в ходе конкретных БКО. Назначение ТК состоит в оказании существенной помощи в принятии рациональных решений по проведению БКО. Они предполагают внесение лоцманами и судоводителями в технологию проведения конкретных БКО необходимых корректив, учитывающих отклонение действительной обстановки от принятой при разработке ТК.

Какой же эффект дает использование ТК в практике проведения БКО? Ответ на этот вопрос дал сравнительный анализ итогов проведения БКО с крупнотоннажными судами в Одесском морском торговом порту традиционным способом и с использованием специально разработанных для этих целей ТК. Сравнение показало, что проведение БКО на основе ТК приводит к сокращению времени БКО на 12%, уменьшению количества используемых буксиров на 1-2, сокращению маневровых операций с элементами системы СПК на 15-20%, повышению безопасности, снижению психофизической нагрузки на лоцмана, экипажи судна и буксиров. Эти факты зафиксированы в соответствующих актах 1981, 1984 гг.

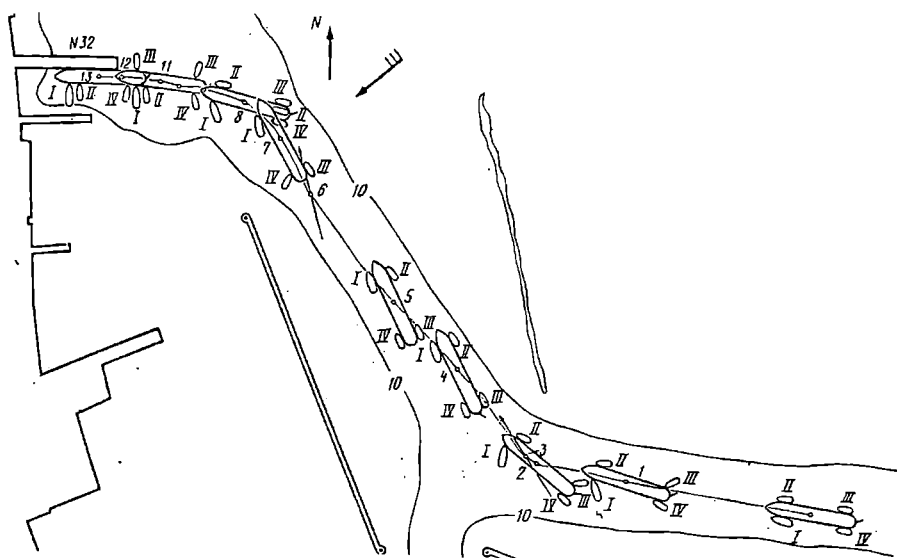


Рис. 3. Типовая ТК на швартовку к причалу № 32 ОМТП

Такими результатами завершился основной этап реализации идеи В.И.Небесного по разработке теории систем СПК и ее практического применения. Этап, ознаменовавший переход на качественно новый уровень исследований в области судовой механики.

Разработанные при этом методика и универсальные методы построения математической модели систем машин, явились существенным вкладом в развитие механики и теории машин и механизмов, о чем было доложено на Всесоюзном съезде по теоретической и прикладной механике, а также Международном конгрессе по теории машин и механизмов [5,6].

Дальнейшее совершенствование технологии проведения БКО В.И.Небеснов связывал с созданием автоматизированной системы по проводке судов на акватории портов. ТК рассматривались им как необходимый и очень важный промежуточный результат на этом пути. В дальнейшем планировалось функционально объединить работу пакета программ по расчету ТК с радиолокационными средствами оперативного контроля и регулирования движения судов на акватории порта. Для этой цели к концу 80-х годов были разработаны и апробированы программные средства по визуальному отображению в реальном масштабе времени расчетных ТК БКО.

Таблица. Типовая ТК на швартовку к причалу № 32 ОМТК (рис. 3)

№ позиции	Время	Судно						Буксир I (5000 л.с.)				Буксир II (2500 л.с.)		Буксир III (2500 л.с.)		Буксир IV (1200 л.с.)				
		У, м/с	Ω·10 ² , рад/с	Курс, градусы	Ход	Рул, градусы	Левая, градусы	Правая, градусы	Левая, ВРШ	Правая, ВРШ	Насадка, градусы	ВРШ	Насадка, градусы	ВРШ	Насадка, градусы	ВРШ	Левая, ВРШ	Правая, ВРШ	Левая, ВРШ	Правая, ВРШ
0	0	1,8	0	280	СТОП	П17														
1	3 мин 40 с	1,8	0,07	286	»	П35														
2	6 мин 30 с	0,5	0,07	310	ПСХ	П35														
3	7 мин 20 с	0,7	0,53	326	ПСХ	0														
4	11 мин 40 с	1,1	0,43	334	ПМХ	П12														
5	14 мин 40 с	1,3	0,03	334	ПМХ	0														
6	18 мин 30 с	1,3	0,11	348	ПМХ	П12														
7	20 мин 20 с	1,3	0,61	332	СТОП	0														
8	21 мин 20 с	0,9	0,86	285	ПС	П35														
9	23 мин	0,7	0,36	278	СТОП	0														
10	24 мин 40 с	0,6	0,11	285	»	0														
11	25 мин 40 с	0,6	0,21	278	ЭМХ	П35														
12	29 мин 20 с	0,4	0	272	СТОП	П35														
13	30 мин (конец)	0	0	270	»	П35														

На рис. 4 представлена фотография дисплея персонального компьютера, на которой зафиксирован весь процесс имитационного моделирования операции отшвартовки т/х «Пхеньян» ($L=202,8$ м; $B=25,8$ м; $D_{\text{в}}=31\ 000$ т) в грузу с помощью двух буксиров типа «Сатурн» мощностью по 880 квт. Фотографирование произведено в момент «входа» судна в канал нефтегавани.

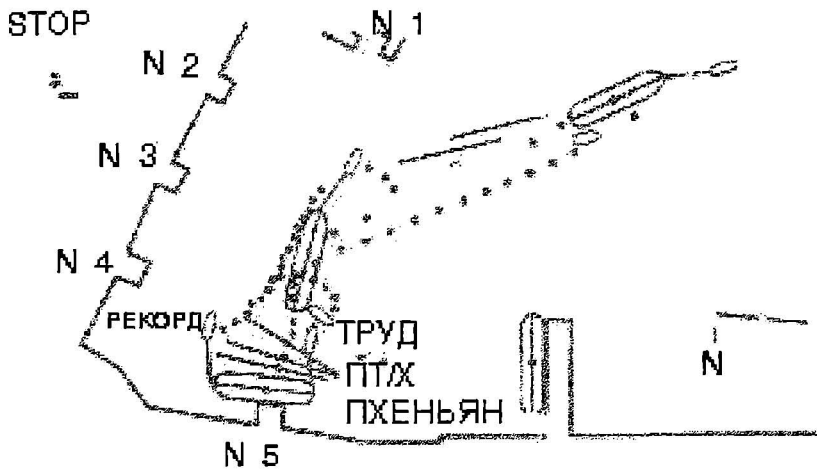


Рис. 4. Графическое отображение имитации процесса БКО на дисплее ПК

Фактически к концу 80-х годов имели место все предпосылки для успешного завершения разработок по созданию автоматизированной системы проведения БКО. Однако набравшие к этому же времени высокие темпы «перестройки», заблокировали этот процесс по причине отсутствия финансирования. Тем не менее, проблема автоматизации проведения БКО в целях повышения их безопасности и эффективности по-прежнему актуальна.

Приблизительно в это же время, т.е. к концу 80-х гг., возник вопрос: как обобщить и развить идею В.И.Небесного о переходе к исследованию системы СПК на системы управляемых динамических объектов любой природы (физической, химической, биологической, социальной, экономической и др.)?

Ответ на этот вопрос зависел от решения ряда нерешенных на тот момент проблем достаточно общего характера. Среди них следующие две были первоочередными. Первая состояла в определении числа различных структур системы, которые могут быть получены в результате изменения

вида связи между объектами и каналов связи – проблема пересчета структур. Вторая проблема заключалась в определении списка различных структур и допустимых переходов одной структуры в другую – проблема перечисления структур. Для решения этих проблем необходимо было ввести ряд новых понятий:

1. **Канальная точка** – абстрактное понятие, отражающее наличие у объекта возможности установить канал связи с другим объектом.

2. **Базовый объект** – некий объект a_i с числом канальных точек $q_i > 1$. При $q_i = 1$ объект называется небазовым.

3. **Элементарная система** – система объектов, содержащая только один базовый объект и произвольное число небазовых.

4. **Конфигурация системы**

$$K = \langle A, Q, H \rangle,$$

где A – множество объектов, входящих в систему;

Q – множество канальных точек на всех объектах;

H – симметрическая матрица смежности неориентированного графа, вершинами которого являются канальные точки, а ребрами – каналы (линии, соединяющие канальные точки).

5. **Структура системы**

$$\Lambda = \langle K, M \rangle = \langle A, Q, H, M \rangle,$$

где $M = (m_1, \dots, m_i, \dots, m_p)$ – тензор связи, каждая компонента которого $m_i \in D = \{d_{ij}\}$ ($i = \overline{1, m}$) определяет вид связи в i -м канале связи;

p – число задействованных в конфигурации K каналов связи;

m – число различных видов связи, возможных в системе.

Связи в системе могут быть как материальные, так и нематериальные.

Введенные понятия позволили конструктивно решить проблему пересчета и перечисления структур последовательно, сначала для элементарной системы, а затем для системы с произвольным числом базовых объектов. Основные результаты по этой проблеме сформулированы в виде теорем [7, 8]. Их смысл выражается следующими формулами, определяющими алгоритм перечисления как конфигураций системы объектов, так и структур. Для элементарной системы, состоящей из одного базового объекта, n небазовых при $k \leq n$ эквивалентных, алгоритм пересчета и перечисления структур, определяется формулой

$$S = \prod_{i=1}^{q^*} \sum_{r=1}^{G(i)} \prod_{l=1}^i m_{rl}, \quad (3)$$

где $G(i) = \sum_{j=0}^{k^*} A_{q-j}^{i-j} C_q^j C_{n-k}^{i-j}$ – формула для определения конфигураций с i

небазовыми объектами при общем числе канальных точек q ;

m_{rl} – число различных видов связей, доступных l -му небазовому объекту на r -й конфигурации;

$$q^* = \min(q, n); k^* = \min(i, k).$$

Для системы объектов с несколькими, в общем случае произвольным числом базовых объектов, формула для определения возможных различных структур получена исходя из следующих соображений:

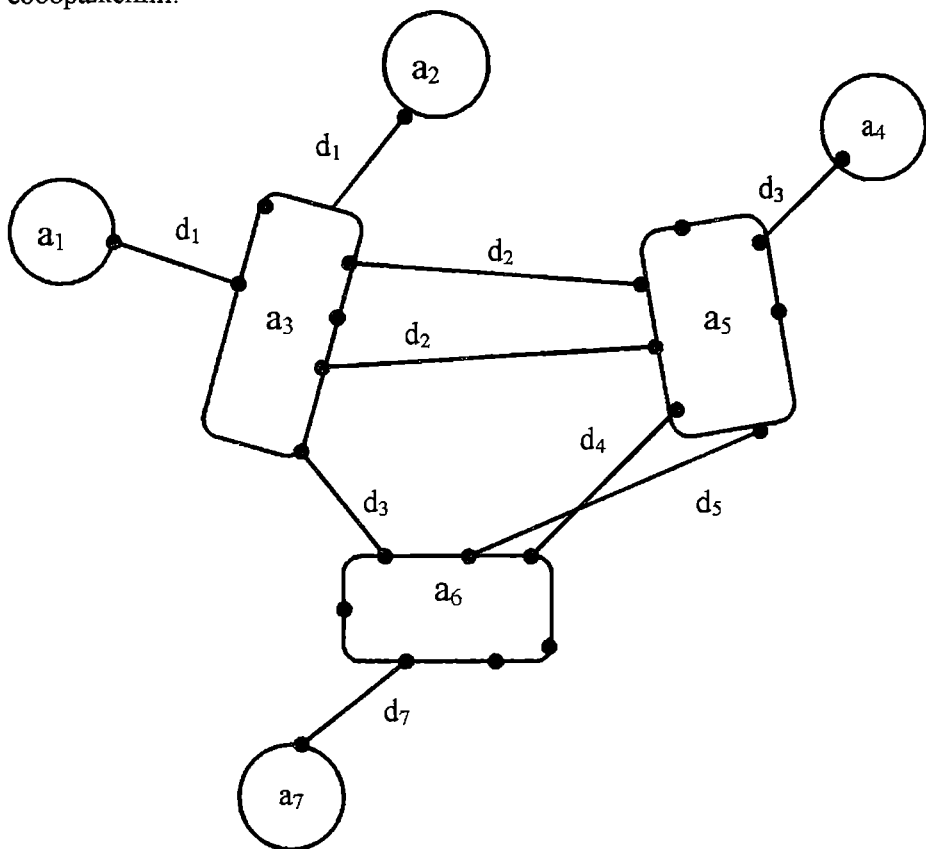


Рис. 5. Схематическое изображение структуры системы объектов с переменными связями:

□ - базовый объект, ○ - небазовый, ● - канальная точка

Рассмотрим приведенный на рис.5 пример схематически изображенной системы объектов с тремя базовыми. Легко видеть, что если разорвать связи между базовыми объектами, то система распадется на три элементарные, для каждой из которых структуры определяются формулой (3). Далее методом последовательного припасовывания одной элементарной системы к другой, путем установления допустимых связей между соответствующими базовыми объектами нетрудно получить следующую формулу для определения структур системы объектов общего вида:

$$S = \prod_{\{a_k, a_r\} \in L}^* S_k S_{kr} S_r, \quad (4)$$

где L – множество пар базовых объектов, допускающих между собой связи;

S_k и S_r – структуры, определяемые по формуле вида (3) и отвечающие двум припасованным элементарным системам с базовыми объектами k и r , соответственно;

$$S_{kr} = \sum_{i=1}^{g^*} \sum_{r=1}^{G_{kr(i)}} \prod_{l=1}^i m_{rl} \quad - \text{структуры, порожденные за счет}$$

разнообразия связей между базовыми объектами k и r ;

$$G_{kr(i)} = A_{gkr}^i C_{grk}^i = C_{gkr}^i A_{grk}^i; \quad g^* = \min(g_{kr}, g_{rk}).$$

Символ Π^* означает произведение, в котором повторяющиеся сомножители опускаются.

Решение проблемы перечисления и пересчета структур систем объектов с переменными связями позволяет вводить в рассмотрение различные алгебраические структуры на множестве структур систем объектов. Это дает возможность разрабатывать математический аппарат для осуществления структурных операций над системами объектов как общего, так и конкретно содержательного характера; ставить и решать задачи по их оптимизации или рационализации, строить формальные модели каждой структуры в отдельности и системы в целом. Очевидно, что общетеоретический интерес представляет проблема формализации системы в целом. Она решается в предположении, что известны операторы, определяющие состояния объектов в каждой структуре системы и операторы, описывающие связи между объектами. Их наличие и характер полностью идентифицируют структуру системы. Не ограничивая общности формальных построений, будем полагать для

определенности, что состояние управляемых объектов в i -й структуре системы описывается дифференциальными уравнениями:

$$x_i = f(x_i, u_i, t) \quad i = \overline{1, S}, \quad (5)$$

а связь в j -м канале структуры – соотношением

$$F_{r(j)}(x_j)W(s(t))O, \quad W_j \in \{\leq, \geq, =, <, >, \pi\}, \quad j = \overline{1, P_i}, \quad (6)$$

где x_i и u_i - фазовый вектор и управление объектами в i -й структуре;
 S - общее число возможных структур в системе (определяется по формуле (4));

$F_{r(j)}(x_j)$ - оператор, отвечающий r -му виду связи в j -м канале;

π - аннулирующий оператор;

$s(t) \in \{1, 2, \dots, S\}$ - целочисленная функция;

P_i - число каналов связи в структуре.

Введем в рассмотрение следующие функции:

$$Z_i(s(t)) = \prod_{q \neq i}^S (s(t) - q), \quad y_r(m_j(s(t))) = \prod_{q \neq r}^S (m_j(s(t)) - q), \quad Z_i = Z_i(i), \quad Y_r = y_r(r),$$

где $m_j(s(t)) \in \{1, 2, \dots, m\}$ – целочисленная функция;

m – число различных видов связей в системе.

Если заданы уравнения (5) и соотношения (6), то формальная модель системы управляемых динамических объектов переменной структуры может быть представлена в виде

$$\sum_{i=1}^S \frac{Z_i(s(t))}{Z_i} (x_i - f_i(x_i, u_i, t)) = 0, \quad (7)$$

$$\sum_{i=1}^S \frac{Z_i(s(t))}{Z_i} \sum_{r=1}^m \frac{y_r(m_j(s(t)))}{Y_r} F_{r(j)}(x_j)W(s(t))O, \quad j = \overline{1, P_i},$$

$$P = \sum_{i=1}^S \frac{Z_i(s(t))}{Z_i} P_i.$$

Соотношения (7) явно выделяют два уровня управления системой: структурный ($s(t)$) определяет состав объектов в системе; $m_j(s(t))$ – связь между ними) и локальный ($u_i(t)$ – управление объектом).

Немалый теоретический и практический интерес представляет исследование структур систем объектов с вероятностными и/или нечеткими составными элементами. В этом направлении сделаны лишь первые шаги, касающиеся оценки меры неопределенности системы при вероятностных или нечетких связях, возникающих в каналах связи. Такая оценка и особенно характер ее изменения позволяют судить о тенденции развития системы объектов в целом.

По результатам, полученным в процессе обобщения и развития идеи В.И.Небеснова, автором в 1993 г. в институте кибернетики им. В.М.Глушкова АН Украины была защищена докторская диссертация по специальности 01.01.11 – системный анализ и автоматическое управление. Специализированный совет института единодушно заключил: представленные результаты определили новое направление в системном анализе.

Общность разработанных в диссертации методов исследования систем управляемых динамических объектов с переменными связями (таково название темы диссертации) дает возможность использовать их в различных областях знаний (технике, экономике, управлении проектами, социологии и других), о чем свидетельствует ряд последующих публикаций [9-17].

В заключение подчеркнем тот очевидный факт, что все рассмотренные результаты, полученные после безвременной кончины выдающегося ученого и педагога В.И.Небесного, берут свое начало от его идеи о переходе к исследованию систем СПК. Эти результаты пронизаны творческим духом В.И. Небесного, которым он щедро одаривал всех, кому посчастливилось заниматься наукой вместе с ним.

ЛИТЕРАТУРА

1. Небеснов В.И. *Оптимальные режимы работы судовых комплексов.* – М.: Транспорт, 1974. – 200 с.
2. Небеснов В.И., Бурименко Ю.И. *К оптимизации управления режимами работы транспортных машинных агрегатов // Теория машин и механизмов.* – М.: Наука, 1976. – С.98-104.
3. Небеснов В.И., Бурименко Ю.И., Попов Ю.Б. *Повышение эффективности и безопасности буксирно-кантовочных операций // Морской транспорт. Сер. Морские порты.* – М.: ЦБНТИ Минморфлота, 1980. Вып. 7(447). – 19 с.

4. Бурименко Ю.И., Попов Ю.Б., Портовая буксировка. Технология и безопасность. – М.: Транспорт, 1991. – 95 с.
5. Бурименко Ю.И., Небеснов В.И. О математическом моделировании режимов работы систем машин// Пятый Всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике: (Алма-Ата, 27 мая-3 июня 1981): Аннотации докл. – Алма-Ата, 1981.- С.80.
6. *Nebesnov V.I., Burimenko Yr.I. The dynamic analysis and synthesis of marine machines. – In: Proceedings of the SIXTH WORLD CONGRESS on the Theory of Machines and Mechanisms. India, New Delhi, 1983, V.1.P.-406-409.*
7. Бурименко Ю.И. Системы объектов переменной структуры и проблемы их оптимизации // III Всесоюзная школа «Понтрячинские чтения. Оптимальное управление. Геометрия и анализ»: (Кемерово, 24 сент. – 3 окт. 1990): Тез докл. – Кемерово, 1990. – С.116.
8. Бурименко Ю.И. Некоторые проблемы исследования управляемых систем объектов переменной структуры// Кибернетика и вычисл.техн. – 1992. – Вып.95. – С.80-85.
9. Бурименко Ю.И. Оптимизация структур систем управляемых динамических объектов с переменными связями // Кибернетика и вычисл.техн. – 1993. – Вып.99 (Сложные системы управления). – С.83-85.
10. Бурименко Ю.И. Элементы конструктивной теории структур сложных управляемых систем// I-а Українська конференція з автоматичного керування. Автоматика – 94: (Київ, 18-23 травня 1994 р.): Тези доповідей. – Київ, 1994. – Ч.1.- С.186.
11. Бурименко Ю.И., Котенко А.О., Попов Ю.Б. Системный метод оценки человеческого фактора в организационных структурах// Психологическое обеспечение предпринимательства. Материалы международного симпозиума: Одесса. – 1996. – С.58-59
12. Арефьев О.Ю., Афтанюк О.В., Бурименко Ю.И. Системные проблемы планирования в менеджменте// Сб.междун.научно-практ.конф. «Современное состояние и перспективы развития гуманитарных наук (социология, социальная психология, менеджмент)». – Одесса. – 1997. – С.144-145.
13. Бурименко Ю.И., Попов Ю.Б., Панасюк Н.М. Системный анализ морских происшествий (Целовая игра «Навал судна на причал»)// Морской транспорт. Серия «Судовождение, связь и безопасность мореплавания» Экспересс-информация. – М., 1997. - Вып. 6(337). – 28 с.

14. Бурименко Ю.И., Котенко А.О. Адаптивно-программирующий метод управления социально-экономическими процессами// Праці п'ятої Української конф. з авт. управління "Автоматика-98". Ч.2. К., 1998. – С.83-90.
15. Бурименко Ю.И. Структурные модели предпроектного исследования систем// Управління проектами та розвиток виробництва: Збірник наукових праць. №2, 2000. – С.57-60.
16. Бурименко Ю.И., Вороня Н.Ю. Построение на проектной основе модели развития социально-экономических систем // Труды IV-й между.научно-практ.конф. «Исследование и оптимизация экономических процессов» Оптимум-2003», 11-12 дек. 2003 г.- Харьков. – 2003. – С.146-147.
17. Бурименко Ю.И., Вороня Н.Ю., Шапарец Т.Л. Математическая модель системы управляемых динамических объектов переменной структуры // Матеріали X-ї міжнародної наук. конф. ім. акад. М.Кравчука, 13-15 травня 2004 р. – Київ.- 2004. – С.324.

УДК 620.178.3

ВЛИЯНИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

А.В.Вольчев

Совместное действие механических нагрузок и коррозионных сред приводит к значительному сокращению срока службы деталей машин и аппаратов. Причины этого явления видят в том, что при работе в коррозионных средах увеличивается скорость распространения усталостных трещин [1-4; 9]. Независимо от индивидуальных свойств металлов, чем агрессивнее среда, тем больше скорость развития усталостной трещины, следовательно, меньше сопротивление усталости и ниже предел ограниченной выносливости.

Вместе с тем следует отметить, что сопротивление усталости в воздухе можно рассматривать как частный случай коррозионной усталости.

Исследования сопротивления усталости материалов в среде воздуха показали, что наличие в нем различных загрязнений, повышенная влажность существенно изменяют его агрессивность. Так, повышение относительной влажности воздуха с 58 до 100 % вызывает понижение предела ограниченной выносливости на 12 % (табл. 1).

Таблица 1. Сопротивление усталостному разрушению деталей из стали 45 в различных условиях атмосферной коррозии

Условия атмосферной коррозии	Предел ограниченной выносливости на базе 2×10^7 циклов	
	МПа	%
Воздух комнатный с относительной влажностью 58 %	296	100
Воздух комнатный с относительной влажностью 100 %	262	88
То же в присутствии SO_2	241	81

Комнатный воздух практически не вызывает видимой коррозии. В атмосфере, насыщенной парами воды, образцы заметно корродируют. В этом случае тонкий слой продуктов коррозии легко удалялся, что свидетельствует о слабой их сцепляемости с металлом, более интенсивной коррозии подвергаются образцы во влажном воздухе в присутствии сернистого газа. На образцах за время испытания успевал

образоваться сравнительно толстый слой продуктов коррозии, имеющий заметное разрыхление в зоне максимальных напряжений.

Ряд металлов в вакууме обладает более высокими характеристиками сопротивления усталости, чем в воздухе. При переходе от инертной среды к атмосфере воздуха снижение сопротивления усталости сплавов на основе железа может достигать 5-10 %, а на основе магния и свинца эта величина может быть значительней [3]. Например, плоские образцы из стали 10 при симметричном изгибе в вакууме обладают заметно большим сопротивлением усталости, чем в атмосфере воздуха. Между тем, сопротивление усталости образцов из кремнистого железа, стойкого к атмосферной коррозии, в воздухе и в вакууме одинаковое. Это связывается с коррозионным воздействием влаги воздуха на металл, проявляющимся как в период зарождения, так и в период развития усталостных трещин.

Приведенные данные позволяют утверждать, что атмосфера воздуха является неинертной средой. Следовательно, понятие «чистая усталость», которое иногда относится к испытаниям в воздухе, является условным. Тем не менее, сопротивление усталости в атмосферных условиях можно принять за эталонное, по отношению к которому оценивать действие более агрессивных коррозионных сред [3, 9, 20, 22].

В процессе эксплуатации деталей машин на циклически деформируемый металл могут воздействовать различные среды:

- 1) поверхностно-активные;
- 2) электрохимически активные;
- 3) расплавы электролитов;
- 4) расплавы металлов;
- 5) газообразные.

Такое деление эксплуатационных сред не бесспорно, так как можно выделить следующие три основных процесса, происходящих на границе раздела фаз «деформируемый металл — агрессивная среда», свойственных всем перечисленным выше группам сред: адсорбционный, диффузионный и коррозионный. При оценке работоспособности детали в агрессивных средах эти процессы обычно можно оценить лишь интегрально.

В свою очередь, электрохимически активные среды, к которым относятся растворы электролитов, можно разделить на нейтральные, щелочные, кислые, окислительные и др.

Нейтральные растворы электролитов являются переходным звеном от относительно мягких атмосферных условий к наиболее агрессивным. Разграничение усталостных процессов в атмосферных условиях и нейтральных растворах электролитов в некоторой степени условно, так как коррозионные процессы, протекающие на поверхности напряженного металла в этих средах, имеют в ряде случаев близкий механизм. Вместе с тем возможное влияние обычной коррозии на сопротивление усталости

металлов сближает нейтральные растворы электролитов с более агрессивными средами.

Каждая категория сред имеет характерные особенности воздействия на металл в процессе эксплуатации. Так, в растворах поваренной соли, относящихся к нейтральным средам, заметное снижение сопротивления усталости связано с увеличением эффективности действия хлор ионов, которые разрушают относительно слабую защитную пленку, возникшую на дне и внутренних стенках коррозионных трещин. Кроме того, увеличение скорости разрушения может быть связано с большим проявлением эффекта накопления продуктов коррозии в щелях, т.е. их расклинивающим действием [14]. Щелочные растворы с железом не дают растворимых окисей и гидроокисей, и, следовательно, защитная пленка для этих металлов не только не растворяется, но и наоборот, становится более устойчивой за счет уменьшения растворимости пленки. Проявление этого эффекта наблюдалось при исследовании коррозионной усталости стали Ст 3 в 3 %-ом растворе NaCl и 3 %-ом растворе NaCl+0,1HxNaOH. Полученные данные свидетельствуют о том, что подщелачивание раствора хлористого натрия практически устраняет разрушающее влияние среды.

Кислоты являются наиболее сложными коррозионными средами [25]. Относительно высокая потеря сопротивления усталости в них связана с высокой эффективностью специфических пар. В кислых средах возможно водородное охрупчивание, которое может вызвать наряду с уменьшением сопротивления усталости уменьшение пластичности металлов.

Влияние коррозионной среды на усталость тесно связано с характером и скоростью коррозии. Проведенные исследования позволили установить, что локализация коррозионного процесса способствует зарождению и развитию коррозионно-усталостных трещин, а рассредоточение очагов коррозии (более равномерная коррозия) активизирует процесс разрушения в меньшей степени.

Коррозионная среда может оказывать положительное и отрицательное влияния на сопротивление усталости металлов в широком интервале нагруженности [22].

При относительно высоких уровнях напряжений, когда механизм разрушения близок к механизму чистой усталости, для ряда металлов наблюдается положительное влияние коррозионной среды. Механизм такого явления связывается с охлаждающим действием среды. Роль этого фактора уменьшается по мере снижения уровня напряжений до значений, отвечающих пределу циклической упругости металлов [8]. При относительно большом количестве циклов нагружения и сравнительно небольших уровнях напряжении (практически важных для большинства металлов) наблюдается отрицательное действие среды. Коррозионная

среда, как правило, способствует увеличению количества трещин и в отдельных случаях может изменить их характер.

К настоящему времени накоплен значительный экспериментальный материал по коррозионной усталости в средах различной агрессивности. Однако еще многие вопросы теории данного явления остаются спорными, есть и такие, которые вовсе не получили объяснений, что требует проведения новых исследований как в направлении расширения объектов исследования, так и в направлении расширения диапазона свойств коррозионных сред.

До настоящего времени не сложилось единого мнения о механизме коррозионной усталости. Трудности заключены в сложности этого вопроса, недостаточном количестве экспериментального материала по изучению природы явления.

Чисто визуально этот процесс можно охарактеризовать как хрупкое разрушение материала без признаков пластической деформации. Наряду с этим наблюдается также коррозионное поражение поверхности металла. Детализация причин, вызывающих эффект коррозионно-усталостного разрушения применительно к коррозионным средам — электролитам, позволила установить наличие связи с электрохимическим процессом коррозии, особенно на первых стадиях его развития.

Циклические действующие нагрузки в процессе коррозионной усталости металлов вносят ряд характерных особенностей в процесс развития трещин. Так, одни и те же участки нагружаемой детали первую половину цикла нагружения воспринимают только растягивающие напряжения, а вторую — сжимающие. В результате возникает трение на внутренних сторонах трещины, и механически разрушаются защитные пленки. Одновременно под действием сжимающих напряжений электролит выдавливается из щелей, при последующем раскрытии которых под действием растягивающих напряжений в них будут попадать свежие порции коррозионной среды. Естественно, что постоянное разрушение защитных пленок и интенсивное перемешивание раствора внутри трещин может резко повысить эффективность специфических пар Эванса при коррозионной усталости по сравнению с коррозионным растрескиванием. Скопившиеся внутри трещин продукты при коррозионно-усталостном разрушении вызывают еще один принципиально новый эффект. Они могут сыграть роль клина и образовать рычаг при действии сжимающих напряжений, что значительно облегчает стадию чисто механического развития трещины. Кроме того, накопление продуктов коррозии в трещинах будет препятствовать полному их закрытию и способствовать постоянному нахождению раствора электролита в трещине.

Коррозионно-усталостное разрушение представляет собой сложный процесс, включающий стадии зарождения микротрещин и их последующего развития. Экспериментально установлено [11], что

коррозионно-усталостные трещины зарождаются от питтингов или точечных язв округлой формы после того, как последние достигнут определенной глубины, примерно 0,1 мм [6]. В процессе роста такие трещины на круглых образцах изменяют свою форму: у неглубоких трещин она близка к полуокружности, а при дальнейшем развитии приближается к полуэллипсу. Это объясняется неодинаковой величиной интенсивности напряжений по контуру растущей трещины. Весь процесс коррозионно-усталостного разрушения представляет собой несколько стадий. Первая - зарождение коррозионно-усталостных трещин - может происходить только при совместном действии циклических напряжений и электрохимического процесса. Подростание трещины происходит также при совместном влиянии этих факторов. На последующей стадии рост трещин обусловлен циклическими пластическими деформациями в их вершине, так как в результате скорости роста трещин влияние коррозионной среды не успевает проявиться. Следовательно, роль коррозионной среды существенно различна в период зарождения трещины и при дальнейшем ее распространении.

Непосредственные доказательства влияния сред на микромеханизм подрастания трещины были получены при электронно-фрактографическом анализе излома [26].

На поверхности разрушения, соответствующей подрастанию трещины в воздухе, преобладающими являются нерегулярные, с многочисленными разрывами бороздки, характерные для усталостного подрастания трещин в высокопрочных сталях. Присутствие среды заметно меняет микроструктуру излома. В растворе олеиновой кислоты усталостные бороздки уступают место бесструктурным окольным фасеткам, наличие которых обусловлено, по-видимому, нерегулярным подрастанием трещины при резко уменьшенной пластической деформации. Еще более резко меняется характер подрастания трещины под воздействием дистиллированной воды. Для этого случая типичными являются четко очерченные хрупкие фасетки, которые подчеркиваются частыми поперечными вырывами (вторичными трещинами) и во многих случаях декорированы следами коррозии.

Усталостные испытания образцов круглого сечения из конструкционных сталей на круговой изгиб в коррозионной среде [12] показали, что уже сравнительно неглубокие коррозионно-усталостные трещины способны продолжать рост без среды при напряжении значительно ниже предела выносливости на воздухе (σ_{-1}). Это имеет практическое значение в случае, когда детали машин подвергаются периодическому воздействию коррозионной среды, поскольку трещина, зародившаяся при ее воздействии, будет продолжать распространяться на воздухе при той же нагрузке и приведет к разрушению детали.

Определяющее значение в процессе роста усталостной трещины при невысоких коэффициентах интенсивности напряжений K_{1c} отводится

механизму локального разрушения под действием окружающей среды, а при высоких — механизму конечной пластической деформации вблизи конца трещины [5;16-21]. Период наиболее активного воздействия среды иногда связывают с пороговым значением коэффициента интенсивности напряжений K_{Isc} . Если максимальное значение коэффициента интенсивности напряжения в цикле ниже K_{Isc} , коррозионная среда перестает играть роль в развитии трещин. Например, на образцах из высокопрочных конструкционных сталей наибольшее влияние среды наблюдается при величине размаха коэффициента интенсивности напряжений ΔK около $14 \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}$. По мере возрастания ΔK выше этой величины влияние среды снижается. Скорость роста усталостной трещины в образцах из сплава 5456-Н117 в морской воде оказывается в два раза выше, чем на воздухе при одинаковых значениях размаха коэффициента интенсивности напряжений. Влияние морской воды на усталостное разрушение больше сказывается при низких уровнях напряжений.

С точки зрения некоторых ученых, зарождение трещин происходит за счет межкристаллитной коррозии по границам зерен [31]. Другие исследователи считают, что возникающие трещины растут сначала по телу зерна, затем, достигая границ зерна, распространяются межкристаллитно. На практике чаще отмечается межкристаллитный характер коррозионного разрушения. Это объясняется тем, то обследование образцов обычно проводится на поздней стадии развития трещин, когда они уже достигли границ зерна и распространяются межкристаллитно. По-видимому, трещины могут распространяться по зернам и между ними. В некоторых случаях их распространение обусловлено комбинацией обоих механизмов. Механизм процесса часто диктуется металлургическими факторами, иногда определяющим становится окружающая среда.

Известна силовая трактовка воздействия среды на деформированный металл. При $\sigma/\tau \leq 5$ (где σ — напряжение отрыва; τ — максимальное скалывающее напряжение) развитие трещины происходит вследствие разрыва межатомных связей в вершине трещины. В закаленной на мартенсит высокоуглеродистой стали τ значительно возрастает, а σ несколько снижается из-за экранирующего воздействия растворенного углерода и σ/τ уменьшается, при этом наибольшее ослабление межатомных связей в вершине трещины под воздействием среды облегчает ее развитие. В отожженной стали уменьшается концентрация растворенного углерода в решетке, что значительно понижает τ , несколько увеличивает σ и приводит к повышению σ/τ . При $\sigma/\tau \geq 5$ трещина развивается главным образом в результате сдвигов в наиболее благоприятно ориентированных плоскостях скольжения, вызывающих появление микротрещин спереди вершины

магистральной трещины. Молекулы среды не могут проникнуть к этим микротрещинам и облегчить их продвижение навстречу магистральной, вследствие чего адсорбционное воздействие среды на деформируемый металл уменьшается.

Как уже отмечалось, для изучения скорости разлития зародившейся коррозионной трещины и определения критических условий, при которых рост трещин не происходит, применяется подход, основанный на принципах линейной механики разрушения.

Используя принципы линейной механики разрушения, можно по известным коэффициентам интенсивности напряжений рассчитать критические размеры трещины.

Трещины существенно изменяют напряженное состояние объекта. Вопрос о напряженном состоянии в вершине трещины является достаточно сложным в связи с возникновением там больших деформаций, лежащих за пределами упругости [24]. Изначальные дефекты в виде трещин, возникновение трещин в процессе нагружения, их рост и распределение играют важную роль в оценке срока службы. Разрушение определяется локальным напряженным состоянием в вершине трещины [24]. Основное положение механики разрушения состоит том, что лавинное разрушение происходит тогда, когда коэффициент интенсивности напряжений ($K_I = \sigma_H \sqrt{\pi l}$, где σ_H - напряжение, отнесенное к оставшемуся сечению; l - глубина трещины, измеренная по нормали к ее фронту) достигает критической величины, зависящей от многих факторов. По существу расчет на прочность с учетом сопротивления хрупкому разрушению - это расчет на сопротивление распространению трещины.

Для изотропного, вязкого и однородного материала можно условно принять, что усталостная трещина в цилиндрическом объекте диаметром d распространяется равномерно по сечению к его центру, так что максимальная ее глубина равна сумме глубин двух трещин, развивающихся с диаметрально противоположных сторон, и может достигнуть диаметра. Тогда

$$\sigma_H = \sigma_0 d^3 / (d - 2l)^3, \quad (1)$$

где σ_0 - исходный уровень напряжения.

На основе сделанного предположения можно записать следующее выражение для напряжения в момент достижения трещиной критического значения глубины

$$\sigma_{кр} = \sigma_0 d^3 / (d - 2l_{кр})^3.$$

Критическое значение коэффициента интенсивности напряжений

$$K_{1c} = \sigma_0 d^3 / (d - 2l_{кр}) \sqrt{\pi l_{кр}}. \quad (2)$$

Аналитическое решение этого уравнения относительно $l_{кр}$ при известных K_{1c} , σ_0 и d затруднено. Но известен интервал, в котором находится решение $(0; 0,5d)$. В таком случае можно применить численные методы решения уравнения (2), в частности метод Ньютона (метод касательных), согласно которому

$$x_{i+1} = x_i - F(x_i) / F'(x_i),$$

где x_i и x_{i+1} - предыдущее и последующее приближение к решению уравнения $F(x)=0$; $F'(x)$ - первая производная функции $F(x)$ [3,4].

В рассматриваемом случае

$$F(l_{кр}) = \frac{K_{1c}}{\sigma_0 d^3} - \frac{\sqrt{\pi l_{кр}}}{(d - 2l_{кр})^3}; \quad F'(l_{кр}) = -\sqrt{\frac{\pi}{l_{кр}}} \frac{d + 10l_{кр}}{2(d - 2l_{кр})^4}.$$

Окончательно имеем

$$l_{кр_{i+1}} = l_{кр_i} - \frac{2(d - 2l_{кр_i})}{d + 10l_{кр_i}} \left[l_{кр_i} - \sqrt{\frac{l_{кр_i}}{\pi}} \frac{(d - 2l_{кр_i})^3 K_{1c}}{\sigma_0 d^3} \right]. \quad (3)$$

Расчет по формуле (3) прекращается при выполнении неравенства

$$|l_{кр_{i+1}} - l_{кр_i}| \leq \varepsilon,$$

где ε - наперед заданная точность вычислений.

Для определенных размеров объектов при известных прочностных характеристиках их материалов можно построить кривые «критическое значение глубины трещины - долговечность для развития трещин до этих размеров». Общая схема изменения диаграммы усталостного разрушения в результате воздействия коррозионной среды показана на рис. 1.

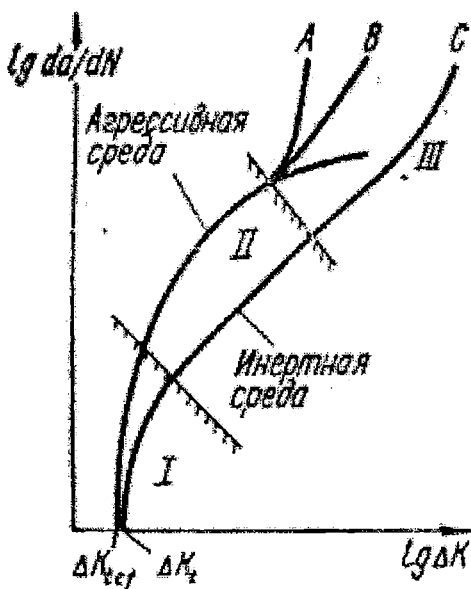


Рис. 1. Схема изменения диаграммы циклической трещиностойкости в результате воздействия агрессивной среды

S-образный характер кривой изменения скорости роста трещины в зависимости от коэффициента интенсивности напряжений, соответствующий инертной среде, может существенно видоизменяться при испытаниях в агрессивной среде. При малых значениях ΔK может наблюдаться резкое увеличение скорости роста трещины, причем оказывается, что ΔK_{icf} является чувствительной характеристикой среды, аналогичной K_{JSCC} , характеризующей пороговое значение K_I при длительном статическом нагружении в среде. Ниже ΔK_{icf} коррозионная среда не способствует усталостному разрушению. Область II характеризуется сильной зависимостью от среды и меньшей зависимостью от напряжений, чем область I. Для некоторых систем металл - среда подверженных коррозионной усталости, возможно наличие плато в этой области. В области III можно наблюдать три различных характера развития трещины. Первый показанный кривой А, соответствует дополнительному эффекту ускорения скорости роста трещины под действием среды. Второй отвечает отсутствию этого дополнительного эффекта: кривая В расположена выше кривой для инертной среды С, но параллельна ей. Третий характеризуется постепенным сближением кривой коррозионной усталости В с кривой С, свидетельствующим об исчезновении эффекта коррозионной усталости при высоких значениях ΔK .

Экспериментальные исследования влияния водной среды на рост усталостных трещин в высокопрочной стали подкрепляют высказанные положения [25, 26]. Исследования усталостного разрушения стали 45ХН24МФА при различных условиях нагружения в дистиллированной воде показали, что во всем диапазоне ΔK и для всех частот нагружения скорость распространения трещины v в дистиллированной воде существенно выше, чем в воздухе, а с понижением частоты действие водной среды усиливается. Частота приложения нагрузки является одним из факторов, оказывающих значительное влияние на сопротивление усталости. В результате воздействия частоты нагружения в области типичных для общего машиностроения частот от 1 до 100 Гц долговечность детали в воздухе может измениться на порядок и более [7].

Несмотря на многочисленные исследования процесса коррозионной усталости, по которым можно установить существенные признаки, качественно отражающие отличие коррозионной усталости от усталости в воздухе, количественные зависимости изменения сопротивления усталости материалов и деталей машин под влиянием коррозионных сред изучены мало.

Относительно слабое развитие исследований электрохимических факторов в механизме коррозионно-усталостного разрушения, противоречивость и неточность количественных оценок собственно коррозионной усталости сдерживают развитие представлений о процессе разрушения в агрессивных средах и создание аналитических методов расчета деталей машин и аппаратов на прочность при действии коррозионных сред.

До недавнего времени не было единого мнения о том, существует ли предел коррозионной выносливости при длительном действии переменных напряжений [9, 11, 22]. Многие исследователи придерживаются мнения, что с увеличением времени воздействия среды при циклическом нагружении детали происходит непрерывное снижение сопротивления усталости [9, 22]. Трещины усталости могут формироваться при $\sigma = 40$ МПа, что составляет $0,05 \sigma_{-1}$ для сталей в низкоотпущенном состоянии (HRC 47) и $0,14 \sigma_{-1}$ - в нормализованном [11]. Наряду с этим существует точка зрения, что снижение напряжения с увеличением числа циклов для сталей в интервале долговечности от 10 до 55 млн. циклов прекращается, и кривые усталости могут асимптотически приближаться к некоторым горизонталям, как кривые в воздухе [9]. Основанием для такой трактовки вопроса послужило представление и том, что при воздействии среды на поверхности детали образуются окисные пленки, которые якобы предохраняют деталь от воздействия агрессивной среды. Однако дальнейшими исследованиями было установлено, что окисные пленки не обладают достаточной механической прочностью. При действии переменных напряжений они разрушаются, и поверхность детали подвергается действию среды.

В настоящее время общепринято, что в коррозионных средах материалы и детали машин не имеют физического предела выносливости в реальной области долговечностей. Оценку сопротивления деталей машин совместному действию циклических напряжений и коррозионной среды осуществляют по левой ветви кривой усталости. В связи с этим особое значение приобретает выяснение вопроса о форме кривых коррозионной усталости и применение статистических методов анализа результатов усталостных испытаний.

Усталостные испытания материалов, как известно, характеризуются разбросом характеристик сопротивления усталости. Поэтому кривые усталости носят случайный характер, и найденные в результате опыта характеристики оценивают свойства деталей лишь с некоторой вероятностью. Точность их оценки зависит от объема испытаний, метода обработки экспериментальных данных и т.д. Этим, очевидно, объясняется, что результаты исследований представляются разнообразными по форме кривыми усталости: с переломами, выпуклыми и вогнутыми, пологими и почти вертикальными, что приводит к противоречивым суждениям.

Форма кривых коррозионной усталости изучена недостаточно. В физико-химической механике материалов не получили широкого распространения статистические методы анализа результатов испытаний. В подавляющем большинстве случаев кривые коррозионной усталости строились по ограниченному числу наблюдений, что затрудняет оценку связи между напряжением и соответствующей ему долговечностью.

Несмотря на наличие большого количества экспериментального материала по сопротивлению усталости в коррозионной среде, систематизируется он медленно, и многие, нужные для расчетной практики, закономерности отсутствуют. Представляется, что упорядочение накопленных сведений о коррозионной усталости должно начинаться с выяснения формы коррозионной кривой усталости и ее математического описания как основной количественной характеристики сопротивления деталей машин совместному действию циклических напряжений и коррозионной среды.

Как правило, кривые коррозионной усталости строятся в полулогарифмических координатах по результатам испытаний 8-15 объектов. Естественно, что вследствие малого числа наблюдений и их разброса строгое построение кривой усталости не обеспечивается.

Субъективная оценка результатов испытаний и недоучет рассеяния долговечности приводят к тому, что крутизна и форма кривых для одинаковых объектов и примерно равных условий испытаний у разных исследователей существенно неодинаковы. Поэтому обобщение экспериментальных данных о сопротивлении усталости материалов и деталей машин в присутствии агрессивных сред сопряжено с трудностями, кроме того, эти данные в опубликованных работах, как

правило, представлены бегло, в мелком масштабе, обобщенном виде. Вместе с тем с позиций расчетной практики желательно иметь единое уравнение кривой коррозионной усталости. Исследования последних лет показали, что это возможно, если исходить из статистической трактовки кривой усталости [24, 15, 23, 27, 30].

Для описания единой кривой коррозионной усталости в широком интервале уровней напряжений предложено использовать тот же степенной закон, который применяется в расчетах как модель левой ветви обычной кривой усталости. Это предложение подтверждено анализом большого количества кривых коррозионной усталости полученных многими авторами по результатам испытаний объектов (образцов и деталей машин) в различных средах.

В логарифмических координатах $\lg N$, $\lg \sigma$ результаты испытаний на коррозионную усталость удовлетворительно группируются вдоль прямой линии

$$\lg N = C - m \lg \sigma, \quad (4)$$

соответствующей степенному уравнению

$$\sigma^m N = 10^C, \quad (5)$$

где σ и N - соответственно текущие напряжение и долговечность (число циклов) до разрушения;

m и C - параметры (угловой коэффициент и начальная абсцисса в координатах $\lg N$, $\lg \sigma$).

Параметр C зависит от единиц измерения σ и N . В дальнейшем напряжения будут выражаться в мегапаскалях, а долговечность - в числах циклов.

Для определения параметров m и C применяется регрессионный анализ [29]. Плотность связи между величинами σ и N характеризуется коэффициентом корреляции r .

Возможность описания кривых усталости в воздухе и в коррозионной среде одним и тем же уравнением - степенным создает необходимые предпосылки для построения приемлемой методики расчета на сопротивление коррозионной усталости, согласно которой прочность и долговечность детали с удовлетворительной для практики точностью можно оценить по прочностным характеристикам ее в воздухе.

Сравнение данных о параметрах C и m уравнения (1) кривых усталости в коррозионной среде (далее обозначаются C_c и m_c) с данными о параметрах кривых усталости в воздухе (C_a и m_a) свидетельствует о том, что эти кривые не параллельны [1, 2, 4]. Более крутое расположение имеют соответствующие (для одних и тех же объектов) кривые коррозионной усталости. Это убедительно объясняется тем, что при больших уровнях напряжений, когда происходит обильное

тепловыделение (механическая энергия превращается в тепловую), среда оказывает охлаждающее воздействие. Поэтому на высоких уровнях напряжений вследствие отвода тепла средой коррозионный фактор не успевает проявиться и время до разрушения увеличивается, что приводит к смещению верхнего участка кривой коррозионной усталости вправо. На низких уровнях напряжений агрессивная среда действует длительное время, вызывая глубокое коррозионное повреждение, что приближает разрушение и смещает нижнюю часть кривой усталости влево. Эти факты как сочетающиеся друг с другом объясняют, почему для одного и того же объекта кривые коррозионной усталости располагаются круче, чем кривые усталости в воздухе. Следовательно, если взять за основу кривую усталости объекта в воздухе, то с учетом того, что она пересекается с кривой коррозионной усталости, можно определить параметры последней. При наличии определенной закономерности в расположении точек пересечения кривых уравнение геометрического места этих точек $\lg N = f(\lg \sigma)$ может служить дополнительным условием для выражения параметров C_c и m_c через параметры C_b и m_b . В качестве основных условий можно использовать связи $C_b(m_b)$ и $C_c(m_c)$ между параметрами в виде линейных зависимостей

$$C = am + b, \tag{6}$$

являющихся достаточно универсальными и тесными [24]. Тогда для любой точки пересечения кривых усталости в воздухе и коррозионной среде можно составить систему уравнений

$$\lg N = f(m_c) - m_c \lg \sigma$$

$$\lg N = f(m_a) - m_a \lg \sigma \tag{7}$$

$$\lg N = f(\lg \sigma),$$

содержащую три неизвестных: координаты $\lg N_{\text{п}}$ и $\lg \sigma_{\text{п}}$ точки пересечения и угловой коэффициент m_c кривой усталости в коррозионной среде. Параметр m_b считается заданным, так как его можно предварительно определить [14]. Первое и второе уравнения системы (3) согласно принятым зависимостям $C(m)$ как уже отмечалось, представляют собой уравнения семейства кривых усталости, проходящих через общие точки с координатами b_b, a_b (кривые усталости в воздухе) и b_c, a_c (кривые усталости в среде). Для кривых усталости в воздухе $b_b = 1,732, a_b = 3,037$ [14], для кривых усталости в 3 %-м растворе поваренной, соли (аналог морской воды) $b_c = 5,658, a_c = 2,548$. Анализируя зависимости $C(m)$, можно видеть, что при малых значениях параметра m начальные абсциссы у коррозионных кривых усталости существенно больше, чем у

кривых в воздухе, однако по мере его увеличения это различие уменьшается.

Третье уравнение системы (7) удовлетворительно описывается уравнением дуги окружности, проходящей через точки b_b, a_b и b_c, a_c . При этом точку с координатами b_b, a_b можно считать лежащей на вертикальном диаметре окружности, поскольку граничными значениями параметра m_b являются $m_b = 0$ и $m_b = \infty$. Таким образом, абсциссу центра окружности радиусом R можно принять равной b_b . Тогда уравнение окружности будет иметь вид

$$(\lg N - b_b)^2 + (\lg \sigma - \lg \sigma_{ок})^2 = R^2. \quad (8)$$

Задача решается в такой последовательности. По известной кривой усталости в воздухе для заданной коррозионной среды с помощью выражений

$$\lg \sigma_{ок} = 0,5 (a_a + a_c) + 0,5 (b_c - b_a)^2 (a_c - a_a), \quad (9)$$

$$R = a_a - \lg \sigma_{ок}. \quad (10)$$

определяют $\lg \sigma_{ок}$ и R , т. е. получают уравнение (8) окружности, которое решают совместно с уравнением кривой усталости и находят точку ее пересечения с окружностью. Эта точка будет единственной, так как другая точка (b_b, a_b) , общая для всех кривых усталости, принадлежит окружности. В получающемся в ходе решения квадратном уравнении нужно брать меньший корень, больший же, соответствующий наивысшей точке окружности, всегда будет неизменным и равным одной из координат окружности b_b, a_b . Напряжение, соответствующее точке пересечения кривой усталости в воздухе с окружностью, находим из условия

$$\lg \sigma_n = \left[m_g (C_g - b_g) + \lg \sigma_{ок} \right] / (m_g^2 + 1) - \sqrt{ \left[m_g (C_g - b_g) + \lg \sigma_{ок} \right]^2 - (m_g^2 + 1) \left[(\lg \sigma_{ок})^2 + (C_g - b_g)^2 - R^2 \right] } / (m_g^2 + 1), \quad (11)$$

а логарифм долговечности $\lg N_n$ - из второго уравнения системы (7). Подставляя полученные значения в первое уравнение системы и имея в виду связь $C_c(m_c)$, определяем

$$m_c = (b_c - \lg N_n) / (\lg \sigma_n - a_c). \quad (12)$$

Первое уравнение системы (7) при известных $\lg N_n$ и $\lg \sigma_n$ и связи $C_c(m_c)$, позволяет найти параметр m_c , независимо от того, имеют ли

кривые усталости одну общую точку или нет, т.е. будет ли третье уравнение системы линейным или нет. Если исходить из того, что оно линейно, то параметр m_c можно найти как угловой коэффициент прямой, проходящей через точки с координатами $\lg N_n$, $\lg \sigma_n$ и b_c , a_c , что также приведет к выражению (12).

Влияние частоты нагружения на долговечность и предел ограниченной выносливости в коррозионной среде намного сильнее, чем в воздухе. В связи с этим при переходе от мало агрессивных сред к более агрессивным необходимо принимать во внимание роль частоты нагружения в таких пределах ее изменения, которые в обычных условиях могоут не учитываться.

Кривые коррозионной усталости, как и кривые усталости в воздухе, можно отразить уравнением, учитывающим частоту нагружения. Например, подобно уравнению Эккеля [7]

$$\lg N = A(\sigma) + [m(\sigma) - 1] \lg \nu \quad (13)$$

можно записать уравнение

$$\lg N = C - m \lg \sigma + C' \lg \nu, \quad (14)$$

где N — долговечность до разрушения при напряжении σ и частоте ν ;
 $a(\sigma)$, $m(\sigma)$ — коэффициенты, зависящие от уровня нагрузки;
 C , m , C' — параметры, зависящие соответственно от размеров детали, свойств материала, агрессивности среды.

Слагаемое $C' \lg \nu$, учитывающее влияние частоты нагружения, может быть положительным и отрицательным в зависимости от того, как соотносятся частоты заданная и та, которой соответствуют параметры C и m . Оно предполагается постоянным для всей кривой усталости при данной частоте ν , но изменяющимся в зависимости от частоты.

Существенным недостатком уравнений (13) и (14) следует считать сложность дифференцированного определения параметров и допущение о параллельности кривых усталости, соответствующих разным частотам. В области частот, отличающихся от 50 Гц примерно в четыре раза в меньшую и большую стороны, параметр C' можно рассматривать линейно зависящим от частоты. Для низких частот параметр C' и слагаемое $C' \lg \nu$ логично записывать в виде экспоненциальной функции.

Вид уравнения (14) для области частот 23-200 Гц подтвержден экспериментально [28,30]. Изменение частоты приложения нагрузки оказывает влияние на начальную ординату C уравнения (16) кривой коррозионной усталости и мало влияет на параметр m — показатель угла наклона этой кривой. Для приближенной оценки характеристик сопротивления усталости в коррозионной среде с учетом частоты

нагружения от 25 до 200 Гц параметр C кривой коррозионной усталости можно приближенно находить из выражения

$$C_{\nu} = C_{50} + K(\lg \nu - 1,699), \quad (15)$$

где C_{50} и C_{ν} — параметры кривой коррозионной усталости для частот 50 Гц и ν ;

K — коэффициент, равный 0,2-0,5.

Для частот нагружения от 0,2 до 50 Гц долговечность до разрушения

$$N_{\nu} = N_{\infty} (1 - e^{\lambda \nu^{\alpha}}), \quad (16)$$

где N_{ν} и N_{∞} — долговечности до разрушения при частотах приложения нагрузки ν и $\nu = \infty$; λ , α — параметры.

Исключая долговечность N_{∞} на основе степенного уравнения кривой коррозионной усталости для частоты нагружения 50 Гц, формулу (4) можно представить в виде

$$N_{\nu} = 10^C \sigma^{-m} \frac{(1 - e^{\lambda \nu^{\alpha}})}{(1 - e^{\lambda 50^{\alpha}})}. \quad (17)$$

Как уже отмечалось, результаты расчетов по уравнениям (1)-(5) обладают существенными недостатками.

Во-первых, допущение о том, что кривые коррозионной усталости остаются параллельными с изменением частоты нагружения, строго говоря, неверно. Поэтому желателен более строгий учет фактора частоты. Во-вторых, для практического использования выражения (5) необходимо проведение коррозионно-усталостных испытаний не менее чем при трех низких частотах приложения нагрузки с целью определения параметров λ и α , что требует значительных затрат.

Несколько более строгое решение можно получить, основываясь на степенном уравнении кривой коррозионной усталости и выражении (1). Запишем степенное уравнение для двух частот нагружения $\nu_1 > \nu_2$

$$\lg N_{\nu_1} = C_{\nu_1} - m_{\nu_1} \lg \sigma, \quad (18)$$

$$\lg N_{\nu_2} = C_{\nu_2} - m_{\nu_2} \lg \sigma. \quad (19)$$

С учетом формулы (1) уравнения (6) и (7) могут быть переписаны в виде

$$C_{v_1} - m_{v_1} \lg \sigma = A(\sigma) + [m(\sigma) - 1] \lg v_1, \quad (20)$$

$$C_{v_2} - m_{v_2} \lg \sigma = A(\sigma) + [m(\sigma) - 1] \lg v_2. \quad (21)$$

Решая совместно уравнения (8) и (9), несложно найти выражения для определения параметров формулы (1):

$$[m(\sigma) - 1] = \frac{C_{v_1} - C_{v_2}}{\lg v_1 - \lg v_2} + \frac{m_{v_2} - m_{v_1}}{\lg v_1 - \lg v_2} \lg \sigma, \quad (22)$$

$$A(\sigma) = C_{v_1} - \frac{C_{v_1} - C_{v_2}}{\lg v_1 - \lg v_2} \lg v_1 - \left(m_{v_1} - \frac{m_{v_2} - m_{v_1}}{\lg v_1 - \lg v_2} \lg v_1 \right) \lg \sigma. \quad (23)$$

Следовательно, зная расположение кривой коррозионной усталости только при двух частотах нагружения, можно оценить изменение долговечности при переходе к другим частотам. В качестве одной из частот, например v_1 , лучше рекомендовать 50 Гц, так как для этой частоты можно получить уравнение кривой коррозионной усталости расчетным путем.

Выбор второй частоты производится с учетом диапазона частот нагружения проектируемой детали и допустимой погрешности оценки долговечности.

Для оценки предлагаемой методики в воздухе и морской воде были проведены специальные опыты с цилиндрическими образцами различных типоразмеров, изготовленными из конструкционных сталей 45 и 12Х18Н10Т.

Результаты испытаний обработаны путем регрессионного анализа по разработанной методике [29]. Проведенный анализ линейности зависимости между $\lg N$ и $\lg \sigma$ дал возможность для описания кривых усталости использовать уравнение (4). Проверка гипотезы об отсутствии корреляции между исследуемыми величинами по критерию Стьюдента не подтвердилась, вычисленные значения критерия превышали критические для заданного уровня значимости. Плотность связи характеризовалась достаточно высокими коэффициентами корреляции, близкими к полученным по результатам опытов.

Для распределений логарифма N числа циклов нагружения до разрушения, предела ограниченной выносливости σ_{-1N} и параметров m и C кривой коррозионной усталости предварительно был принят нормальный закон. Приемлемость нормального закона подтвердилась в результате проверки опытных данных по критерию $\rho\omega^2$ [29]. Для случайных величин $\lg N$, σ_{-1N} , m и C значения критерия $\rho\omega^2$ равны соответственно 0,0437, 0,0546, 0,0629 и 0,0597. Критическая величина этого критерия при уровне значимости $\alpha = 0,05$ составляет 0,4614. Следовательно, применение нормального закона для описания распределений указанных характеристик усталости при действии коррозионной среды не противоречит опытным данным, что подтверждает приемлемость уравнения (4). Поэтому дисперсии (осредненную выборочную условную и вокруг эмпирической линии регрессии) можно оценивать одной величиной S^2 , при помощи которой определять дисперсии S_a^2 , S_b^2 и S_N^2 параметров линии регрессии [3].

Для проверки однородности ряда условных дисперсий логарифма числа циклов нагружения по уровням напряжений, т.е. для установления, зависят ли условные дисперсии случайной величины от уровня неслучайной, использовался критерий Бартлета, который оказался настолько малым, что соответствующие им уровни значимости α намного превысили обычно принимаемые значения $\alpha = 0,05$. И только в одном случае уровень значимости равен 0,02, что также не отрицает однородность дисперсий. Полученные результаты указывают на статистическую незначимость расхождений между дисперсиями логарифма числа циклов нагружения на разных уровнях напряжений, т.е. интенсивность нагружения не оказывает значимого влияния на рассеяние долговечности независимо от типоразмера образцов и их материала. Аналогичный результат был получен для образцов из стали 12X12НВМФ [30]. Оказалось, что дисперсия логарифма числа циклов не зависит от уровня напряжений и частоты нагружения. Величина S^2 получилась равной 0,01.

Так как дисперсии S^2 статистически незначимо различаются между собой, то и размеры, и форма образцов в рассмотренных пределах не оказывают значимого влияния на рассеяние долговечности. В среднем для всех типов образцов из стали 45 дисперсия S^2 равна 0,0098, а для образцов из стали 12X18Н10Т - 0,0080, что практически совпадает с дисперсией для стали 12X12НВМФ. При проверке однородности ряда дисперсий по критерию Бартлета $\chi^2 = 0,0966$, что соответствует уровню значимости более 0,9.

Таким образом, результаты дисперсионного анализа этих данных показывают, что независимо от уровня нагружения, материала, формы, размеров образцов и частоты нагружения дисперсию числа циклов нагружения можно принять постоянной, равной примерно 0,0093. Поэтому при определении долговечности, отвечающей заданной

вероятности разрушения, к средневероятному значению ее логарифма следует прибавить величину $SU = 0,0964U$, где S - соответствующее обобщенной дисперсии среднееквадратичное отклонение логарифма числа циклов нагружения, а U — квантиль нормального распределения.

Определенные экспериментально параметры m и C кривых коррозионной усталости сравнивали с расчетными их значениями, найденными по описанной выше методике. Чтобы оценить, сколь значимы расхождения δ , которые в отдельных случаях достигают 16-20 %, т. е. установить, принадлежат ли выборки одной и той же генеральной совокупности, применялся критерий Вилькоксона, основанный на числе инверсий.

По этому критерию рассчитаны соответственно для параметров m и C число инверсий $u = 84$ и 106 , центр распределения числа инверсий $M_n = 98$, дисперсия числа инверсий $S_n^2 = 473,7$, левая $u_n = 140,7$ и правая $u_n = 55,3$ границы критической области числа инверсий при уровне значимости $\alpha = 0,05$.

Полученные значения и числа инверсий не находятся в критической области, т.е. можно считать, что расхождения между экспериментальными и расчетными параметрами кривой коррозионной усталости статистически незначимы, они обусловлены влиянием случайных факторов.

Таким образом, приведенные результаты свидетельствуют о приемлемости для практических целей рассмотренной методики расчетного построения кривой коррозионной усталости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Азбукин В.Г., Колосов И.Е., Павлов В.Н. Сопротивление усталости высокопрочной коррозионной стали марки 07X16H4B на воздухе и в морской воде // Пробл. прочности. - 1981. - № 9. - С. 103-107.
2. Алексеенко Е.Н., Гринберг Н.И., Дьяконенко Н.Л. Распространение усталостных трещин в плоских образцах из кремнистого железа на воздухе и в вакууме // Пробл. прочности. - 1983. - № 1. - С. 42-48.
3. Бабей Ю.И., Сопрунюк Н.Г. Защита стали от коррозионно-механического разрушения. - К.: Техніка, 1981. - 126 с.
4. Бару Р. Л. О соотношении процессов локального растворения при коррозионном растрескивании сталей // Свойства конструкционных материалов при воздействии коррозии. - К.: Техніка, 1985. - 250 с.

5. Васерман Н.Н., Меркушев В.А., Неманов М.С. Исследование и моделирование кинетики развития коррозионно-усталостных трещин // Физ.-хим. механика материалов. - 1977. - № 3. - С. 11-15.
6. Василенко И.И., Катинос В.И., Крущан А.М. Коррозионно-усталостное разрушение высокопрочных сталей в растворах хлоридов // Физ.-хим. механика материалов. - 1980. - № 6. - С. 38-45.
7. Зависимость характеристик выносливости от частоты циклического нагружения / Н.В.Олейник, М.Г.Стахан, В.И.Заболотный, А.В.Вольчев // Изв. вузов: Машиностроение. - 1977. - № 3. - С. 38-43.
8. Изучение влияния эксплуатационной наработки и коррозионной среды на выносливость лопаток компрессора ГТД / В.Т.Трощенко, А.В.Прокопенко и др. // Пробл. прочности. - 1981. - №4. - С. 5-11.
9. Карпенко Г. В. Избранные труды: В 2 т. Т. 1. Физико-химическая механика конструкционных материалов. - К.: Наук. думка, 1985. - 228 с.; Т.2. Работоспособность конструкционных материалов в агрессивных средах. - К.: Наук. думка, 1985. - 240 с.
10. Меркушев В.А., Неманов М.С. Выносливость гладких валов из конструкционных сталей в коррозионной среде // Вестник машиностроения. - 1975. - № 1. - С. 50-52.
11. Мудрук А.С., Гончаренко П.В. Коррозия и вопросы конструирования. - К.: Техніка, 1984. - 136 с.
12. Назаренко Г. Т., Ищенко И. И. О развитии коррозионно-усталостных трещин в образцах круглого сечения // Физ.-хим.механика материалов. - 1981. - № 4. - С. 93-99.
13. Неманов М.С., Меркушев В.А. К методике исследования развития трещин усталости конструкционных сталей в коррозионных средах // Заводская лаборатория. - 1977. - № 7. - С. 883-886.
14. Олейник В.Н. Построение наклонных ветвей кривых усталости //Изв. вузов: Машиностроение. - 1979. - № 6. - С. 18-23.
15. Олейник Н.В., Магденко А.Н., Скляр С.П. Сопротивление усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах. - К.:Наук. думка, 1987. - 200 с.
16. Панасюк В. В., Ратыч Л. В., Дмытрах И. Н. Зависимость скорости роста усталостной трещины в водной коррозионной среде от электрохимических условий в вершине трещины // Физ.-хим. механика материалов. - 1983. - № 4. - С. 33-37.

17. Панасюк В.В., Ратыч Л.В., Дмытрах И.Н. К вопросу определения электрохимического состояния в развивающейся трещине // Физ.-хим. механика материалов, 1982. — № 3. — С. 42-49.
18. Панасюк В. В., Ратыч Л. В., Дмытрах И. Н. О некоторых задачах исследования циклической трещиностойкости материалов в жидких средах // Физ.-хим. механика материалов. - 1982. - № 6. - С. 42-49.
19. Петров Л. Н. К вопросу о физико-химическом механизме разупрочняющего действия агрессивных сред // Физ.-хим. механика материалов. - 1982. - № 2. - С. 42-47.
20. Петров Л.Н. Коррозия под напряжением. - К.: Вища школа, 1986. - 144 с.
21. Петров Л.Н., Олейник Н.В., Магденко А. Н. Об оценке физико-химической ситуации в вершине коррозионно-механической трещины // Физ.-хим. механика материалов. - 1983. - № 5. - С. 13-17.
22. Похмурский В.И. Коррозионная усталость металлов. — М.: Металлургия, 1985. - 206 с.
23. Приходько В. Н. Неразрушающий контроль межкристаллитной коррозии. - М.: Машиностроение, 1982. - 100 с.
24. Расчет деталей машин на коррозионную усталость / Н.В.Олейник, А.В.Вольчев, С.В.Бершак, Н.Р.Васильев. - К.: Техніка, 1990. - 150 с.
25. Романив О. Н. О закономерностях роста трещин при коррозионной усталости сталей // Физ.-хим. механика материалов. - 1980. - № 3. - С. 14-29.
26. Романив О. Н., Никифорчин Г. Н., Вольдемаров А. В. Кинетика и механизм роста коррозионно-усталостных трещин в сталях // Физ.-хим. механика материалов. - 1983. - № 1. - С. 29-39.
27. Свицицкий А.М., Грибар И.Г. Построение функций двух переменных для прогнозирования долговечности элементов, пораженных коррозией // Физ.-хим. механика материалов. - 1987. - № 2. - С. 114-115.
28. Серенсен С.В., Харьков В.П. Накопление усталостных повреждений в материале лопаток ГТД в условиях воздействия коррозионных сред // Машиноведение. - 1978. - № 2. - С. 51-61.
29. Степнов М.Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний. — М.: Машиностроение, 1985. - 232 с.

30. Харьков В.П. К методике исследования сопротивления усталости материалов ГТД при воздействии коррозионных сред // Заводская лаборатория. - 1978. - № 4. - С. 467-470.
31. Чаевский М.И. Введение в физику прочности, пластичности и разрушения материалов, деформируемых в агрессивных средах // Сопротивление материалов в агрессивных средах. - Краснодар, 1977.- Вып. 240/5. - С. 5-17.
32. Taint R.J., Charnok W. Fluid Comparisons within fatigue cracks // Mater. Sci. and Eng. - 1978. - Vol. 35. - No 35. - P. 219-228.

УДК 620.178.3

**ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА
НАГРУЖЕНИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ДЕТАЛЕЙ НА
СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ МЕТОДОМ
ВОЗРАСТАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ**

П.И. Греченко

Скорость роста напряжений при проведении ускоренных испытаний на усталость деталей методом возрастающей нагрузки является одним из наиболее важных параметров, определяющих производительность испытаний и точность оценки искомых параметров. При аналитическом исследовании изменения скорости роста напряжений необходимо учитывать величину предела выносливости, положение наклонной ветви кривой усталости и верхней границы области многоциклового усталости, а также принятую модель кривой усталости. Авторы работы [1] считают, что скорость роста напряжений зависит в первую очередь от положения абсциссы точки перелома кривой усталости. Если в качестве модели кривой усталости выбрать степенную функцию, то уравнение кривой усталости будет иметь вид

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_R^m \cdot N_\sigma = 10^C, \quad (1)$$

где σ и N – текущее напряжение и число циклов до разрушения;

m и C – параметры;

σ_R – предел выносливости;

N_σ – абсцисса точки перелома кривой усталости, в которой наклонный участок переходит в горизонтальный.

Если в качестве модели выбрать показательную функцию, то уравнение кривой усталости можно записать в виде

$$10^{\sigma/K} \cdot N = 10^{\sigma_R/K} \cdot N_\sigma = 10^{C'}, \quad (2)$$

где K и C' – параметры.

На рис.1 схематически изображены два типа кривых усталости, характеризующиеся существенно различными параметрами N_σ [1]. В выбранных координатах графика изменения амплитуды напряжений в процессе их роста (скорости роста напряжений α) представляются в виде лучей, исходящих из точки с ординатой, равной начальному напряжению σ_1/σ_R , где σ_1 – напряжение с которого начинается проведение испытаний с увеличиваемой нагрузкой.

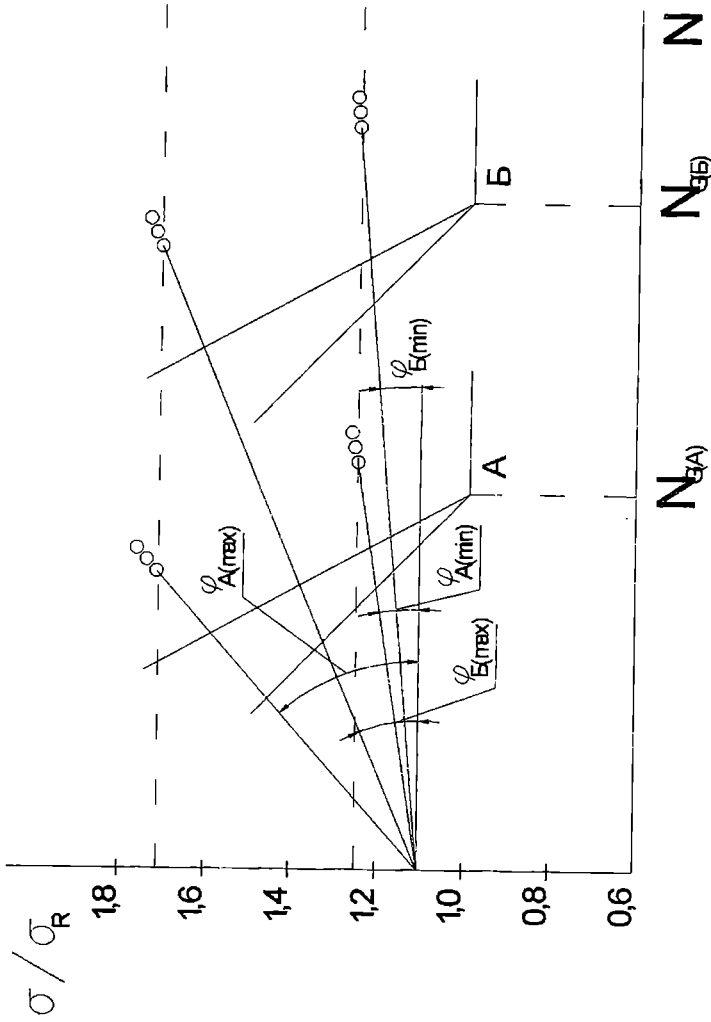


Рис. 1. Схематическое изображение условий для выбора скоростей возрастания амплитуды напряжений (1)

Величина каждой скорости характеризуется углом наклона соответствующего луча к оси абсцисс, как видно из рис.1, разрушающие напряжения при испытаниях материалов типа А и Б достигнут одного и того же относительного уровня при существенно различных значениях α . Испытания материала типа Б при большой скорости недопустимо, так как это привело бы к очень высоким значениям относительного уровня напряжений σ/σ_R и резкому изменению характера разрушения объекта в связи с тем, что разрушение происходит в зоне малоциклового усталости. Из этого авторами работы [1], сделан вывод, что оптимальные значения скоростей роста напряжений определяются положением кривой усталости, которое может быть охарактеризовано положением точки перегиба кривой усталости N_σ , а показателю наклона кривой и абсолютному значению предела выносливости отводится второстепенная роль. Такой подход недостаточно точно отражает реальные взаимосвязи между параметрами кривых усталости. Известно, что абсцисса точки перелома кривой усталости увеличивается с увеличением предела выносливости. При этом наклон левой ветви кривой усталости уменьшается. Эти изменения хорошо отражают функциональные связи параметров наклонной ветви степенного уравнения кривой усталости с пределом выносливости в виде [2]

$$m = a \cdot \sigma_R + b, \quad (3)$$

$$C = \alpha' \cdot (m + 1) \lg \sigma_R + \beta, \quad (4)$$

где a , b , α , β - коэффициенты, которые для стальных деталей могут приниматься $a = 0,027$; $b = 1,4$; $\alpha = 0,997$; $\beta = 4,0$.

При таком фиксированном значении β параметры кривых усталости хорошо согласуются с опытными данными, если $\sigma_R > 300$ МПа. При меньших значениях σ_R постоянную β необходимо заменить функцией, для которой предложено выражение [2]

$$\beta = 4,0 + 0,5(2,5 - \lg \sigma_R). \quad (5)$$

Если для степенного уравнения кривой усталости подсчитать сумму накопленных повреждений при испытаниях с плавно увеличивающейся нагрузкой, то в соответствии с линейной гипотезой суммирования усталостных повреждений можно записать

$$\int_{\sigma_1}^{\sigma_P} \sigma^m d\sigma / \alpha \cdot 10^C = \frac{(\sigma_P^{m+1} - \sigma_1^{m+1})}{\alpha \cdot 10^C \cdot (m+1)} = 1, \quad (6)$$

где σ_p – разрушающее напряжение при проведении испытаний с плавно увеличиваемой нагрузкой.

Так как σ_p не должно попадать в область малоциклового усталости, то на основании выражения (1) можно записать

$$\sigma_p = \left(\frac{10^C}{N_m} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (7)$$

где $N_m = (6 \cdot 10^4 + 2 \cdot 10^5)$ циклов – долговечность до разрушения на нижней границе области малоциклового усталости.

Подставив выражение (7) в уравнение (6) и приняв начальное напряжение равным пределу выносливости, найдем аналитическое выражение, позволяющее вычислить максимальную скорость роста напряжений α_{\max}^c для случая, когда кривая усталости описывается степенным уравнением (1)

$$\alpha_{\max}^c = \frac{(10^C / N_m)^{(1+1/m)} - \sigma_R^{m+1}}{10^C \cdot (m+1)}. \quad (8)$$

Подставляя в (8) значения предела выносливости и соответствующие ему параметры наклонной ветви кривой усталости, вычисленные по зависимостям (3) и (4), можно определить максимально возможную скорость роста напряжений. В табл. 1 приведены расчеты для реального диапазона значений пределов выносливости и долговечности до разрушения на нижней границе малоциклового области, которые зависят от конструктивных особенностей и материала детали.

Анализ данных таблицы 1 показывает, что величина N_m оказывает существенно большее влияние на α_{\max}^c , чем предел выносливости и, следовательно, необходимо в каждом конкретном случае обоснованно подходить к выбору значения долговечности на нижней границе зоны малоциклового усталости.

Для того, чтобы ограничить диапазон скоростей роста напряжений, при которых будут обеспечены максимальная производительность испытаний и при этом разрушающее напряжение не попадало бы в зону малоциклового усталости, проведены аналогичные исследования для других моделей кривых. Если подсчитать сумму накопленных повреждений при испытаниях с плавно увеличиваемой нагрузкой для показательного уравнения (2), то аналитическое выражение максимальной скорости α_{\max}^n будет иметь вид

$$\alpha_{\max}^n = \frac{K \left[10^{(\sigma_{N_m} - \sigma_R)/K} - 1 \right]}{N_{\sigma} \cdot \ln 10}, \quad (9)$$

где σ_{N_m} - напряжение, являющееся верхней границей области многоциклового усталости.

Таблица 1. Значения максимальных скоростей роста напряжений, вычисляемых для степенного уравнения кривой усталости

№ п/п	σ_R , МПа	m	C	$\alpha_{\max}, 10^5$ Па/цикл	$N_{M,(2,10^5)}$ цикл
1	100	4,10	14,294	346,7	137,3
2	120	4,64	15,780	357,6	145,1
3	160	5,72	18,811	371,6	156,3
4	180	6,26	20,354	376,2	160,5
5	200	6,80	21,914	379,9	164,0
6	220	7,34	23,490	382,9	166,9
7	260	8,42	26,684	386,9	171,5
8	280	8,96	28,302	388,5	173,4
9	300	9,50	29,932	389,7	175,0
10	350	10,85	34,057	391,7	178,2
11	400	12,20	38,244	392,5	180,3

Взаимосвязи между параметрами показательного уравнения получены в работе [3] в графической форме. Используя эти данные и вычисляя значения σ_{N_m} из выражения (2) как

$$\sigma_{N_m} = K(C' - \lg N_{M_m}), \quad (10)$$

определим значения α_{\max}^n по выражению (9). Данные вычислений приведены в табл. 2.

Одной из наиболее распространенных моделей является также кривая усталости, построенная по уравнению Вейбулла, которая для области многоциклового усталости имеет вид

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} \cdot N = 10^{C_w} = Const, \quad (11)$$

где m_w и C_w - параметры кривой усталости Вейбулла, в отличие от степенного уравнения, хорошо описывает экспериментальные результаты в области больших долговечностей.

Таблица 2. Значения максимальных скоростей роста напряжений вычисленные для показательного уравнения кривой усталости

№№ п/п	σ_R , МПа	K, МПа	$N_\sigma \cdot 10^{-6}$, цикл	α_{\max}^B , Па/цикл, при N_M , цикл	
				10^5	$2 \cdot 10^5$
1	100	59	5	250	182
2	200	73	2,4	301	278
3	300	81	1,7	332	376
4	400	83	1,6	338	475

Для этой модели кривой усталости также были получены взаимосвязи между параметрами [4]

$$m_w = a_w \cdot \sigma_R + b_w, \quad (12)$$

$$C_w = \alpha_w \cdot \sigma_R + \beta_w, \quad (13)$$

где $a_w, b_w, \alpha_w, \beta_w$ - коэффициенты.

Для стальных деталей они могут приниматься $a_w = 0,002$; $b_w = 0,8$; $\alpha_w = 0,005$; $\beta_w = 6,6$. Последний коэффициент изменяется от 6,4 до 6,8, но в среднем может быть принят равным 6,6. Проведенные исследования параметров уравнения Вейбулла (11) показали, что m_w может быть принято равным единице в диапазоне реальных значений пределов выносливости, соответствующих широкому спектру лабораторных образцов и натуральных деталей. Тогда значения C_w с высоким коэффициентом корреляции можно описать уравнением [5]

$$C_w = \lg \sigma_R + 5,1. \quad (14)$$

Аналитическая зависимость, позволяющая определить максимальную скорость роста напряжений для кривой усталости Вейбулла α_{\max}^B , полученная по методике описанной для других моделей кривых усталости, имеет вид

$$\alpha_{\max}^B = \frac{10^{C_w/m_w}}{(m_w + 1) \cdot N_M^{(1+1/m_w)}}. \quad (15)$$

Значения максимальных скоростей, вычисленные с использованием зависимостей (14) и (15) в предположении, что $m_w = 1$, приведены в табл. 3.

Таблица 3. Значения максимальных скоростей роста напряжений вычисленные для показательного уравнения кривой усталости Вейбулла

№ п/п	σ_R , МПа	α^B_{max} , Па/цикл, при N_M , цикл	
		10^5	$2 \cdot 10^5$
1	100	629	157
2	200	1259	315
3	300	1888	472
4	400	2518	629

Анализ данных, приведенных в табл. 3 показывает, что для кривой усталости Вейбулла теоретически вычисленные значения скорости роста напряжений существенно превышают значения, рекомендуемые для практического использования [2]. Это связано с тем, что кривая усталости Вейбулла плохо описывает результаты экспериментальных исследований на сопротивление усталости в области малых долговечностей [6]. Поэтому данные табл. 3 не могут быть использованы для разработки рекомендаций по выбору максимальной скорости роста напряжений. По данным табл. 1 и 2 построим график изменения максимальной скорости в зависимости от величины предела выносливости, приведенной на рис. 2,

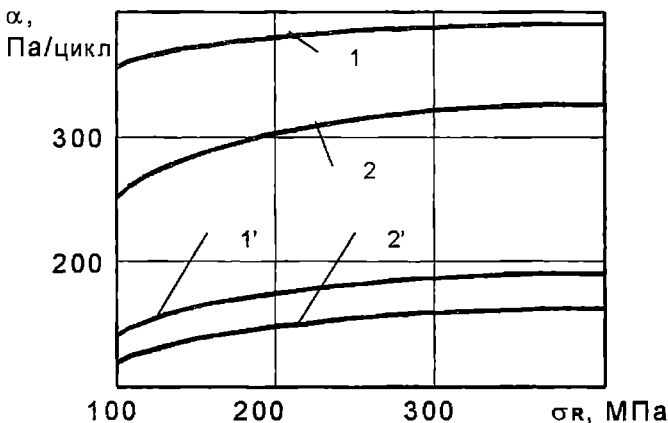


Рис. 2. Изменение скорости роста напряжений при испытаниях с возрастающей нагрузкой для различных моделей кривых усталости:

- 1, 1' – для степенного уравнения кривой усталости;*
- 2, 2' – для показательного уравнения кривой усталости;*
- 1, 2 – $N_M = 10^5$ цикл; 1', 2' – $N_M = 2 \cdot 10^5$ цикл*

который наглядно демонстрирует, что значения α_{\max}^C и α_{\max}^P различаются незначительно и в общем случае можно рекомендовать при $N_m = 10^5$ цикл принимать значение максимальной скорости не более 400 Па/цикл, а при $N_m = 2 \cdot 10^5$ цикл, не более 200 Па/цикл.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крамаренко О.Ю., Балаковский О.Б. Методика ускоренной оценки рассеяния пределов выносливости // Заводская лаборатория. – 1971. – № 3. – С. 343–350.
2. Олейник Н.В., Скляр С.П. Ускоренные испытания на усталость. – Киев: Наук. думка, 1985. – 304 с.
3. Бегогоен И.А., Руденко Г.А., Антонюк О.И. Исследования и методика ускоренных испытаний на выносливость ступенчато увеличивающейся нагрузкой // Изв. вузов: Машиностроение. – 1970. – № 2. – С. 19 – 24.
4. Олейник Н.В., Коноплев А.В. Методы ускоренного определения характеристик сопротивления усталости в практических приложениях: Монография. – Одесса: Астропринт, 2000. – 140 с.
5. Олейник Н.В., Магденко А.Н., Скляр С.П. Сопротивление усталости материалов и деталей в коррозионных средах. – К.: Наук. думка, 1987. – 200 с.
6. Кравцов Т.Г., Стальниченко О.И., Олейник Н.В. Восстановление деталей наплавкой и оценка их прочности. – К.: Вища школа, 1994. – 252 с.

УДК 627.2

РЕКОНСТРУКЦИЯ ПРИЧАЛЬНЫХ СООРУЖЕНИЙ ИЛИ ИХ БОЛЕЕ СОВЕРШЕННЫЙ И НАДЕЖНЫЙ РАСЧЕТ

В.А. Гришин, В.И. Снисаренко

В настоящее время в связи с более интенсивной эксплуатацией причальных комплексов очень часто возникает вопрос об увеличении действующих на них нагрузок.

Обычно такая постановка в конечном итоге приводит к реконструкции сооружений, которая требует значительных временных и финансовых затрат. Но возможны и более рациональные подходы, некоторые из которых заключаются в следующем. Существующие причальные сооружения перед строительством обычно рассчитывались по приближенным методикам [1, 2], которые очень часто к сожалению используются и в настоящее время и не учитывают многие реальные факторы действительной их работы в период эксплуатации. Поэтому величина допустимых нагрузок определялась заниженной, а в некоторых случаях наоборот – завышалась. Следовательно, только более совершенный надежный расчет может влиять на решение выполнять усиление причалов или продолжать их нормально эксплуатировать при повышенных нагрузках. Такой подход был реализован при обследовании набережного комплекса по перегрузке сыпучих грузов ЗАО «НИКА-ТЕРА». Возможно другое наиболее рациональное на наш взгляд решение. Для существующих или проектируемых причалов должны быть разработаны программы ЭВМ, которые базируются на более совершенной методике расчета и позволяют определять их напряженно деформированное состояние для любых расположений и интенсивности действующих нагрузок. Это дает возможность рационально распределять складываемые грузы на территории причала и определять их допустимые величины. Такой подход был реализован для причала № 7 Одесского морского порта.

Рассмотрим эти вопросы подробнее. В нормативных документах рекомендуется выполнять расчет по двум не связанным между собой предельным состояниям. По первому из них, базирующему на бездеформационной методике, можно произвести проверку потери несущей способности сооружения. По второму, применяя обычно упругий расчет, можно приближенно найти его перемещения. Следовательно, по таким методикам не удастся с единых позиций определить возникающие в сооружении усилия и перемещения. При эксплуатации все конструкции причального сооружения (шпунтовая или гравитационная стенка, анкерное устройство), окружающая их грунтовая и водная среда работают как единая связанная система, что необходимо

учитывать при разработке его расчетной модели. Далее, под действием нагрузок в грунтовом массиве и в материалах конструкций сооружения проявляются такие реальные свойства как упругость, вязкость и пластичность. Для их учета не может быть использована линейная или нелинейная упругая модель. Так как она не определяет возникающие в системе остаточные деформации и не отражает реальные процессы нагружения и разгрузки, происходящие в ней при сложном во времени приложении нагрузок от работающих механизмов, складываемых грузов, навала судов и движения транспортных средств. Деформационные теории пластичности могут применяться только при простом нагружении, которое реализуется при нагрузках пропорциональных какому-либо параметру, например, времени, и в реальных условиях эксплуатации сооружений оно не наблюдается. Следовательно, упругие и деформационные пластические теории не могут быть использованы как основа при построении расчетных моделей рассматриваемых систем. Теория упругопластических процессов А.А. Ильюшина разработана в основном для металлов в предположении, что соотношения между напряжениями и деформациями не зависят от их первых и третьих инвариантов. Эти условия не всегда выполняются для многих строительных материалов и грунтовых сред.

Теории пластического течения [3], базирующая на принципе максимума Мизеса для упрочняющихся упругопластических сред, сравнительно проста в приложениях, позволяет учесть перечисленные выше свойства реальных материалов, свободна от недостатков рассмотренных выше теорий, дает возможность использовать широкий набор различных функций нагружения и этим самым расширяет круг строительных материалов и грунтовых сред, к которым может быть применена. Она также сравнительно легко численно реализуется как в статических, так и в динамических задачах, позволяет с единых позиций определять напряжения и деформации, возникающие в системе на любом этапе ее нагружения. Поэтому данная теория была принята за основу расчетной модели причальных сооружений. Общие положения теории изложены в [3], а построение на ее основе различных моделей и их численная реализация для некоторых задач рассматривалась, например, в [4]. Поэтому теоретическое изложение предлагаемой методики расчета здесь не приводится. Только отметим, что рассматриваемые модели описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, которые могут быть решены только приближенными численными методами. Был разработан алгоритм их решения, который включает два основных этапа: дискретизацию основных уравнений и области их определения, а также построение итерационного процесса для определения напряженно деформированного состояния всех элементов системы с заданной точностью. Дискретизация выполнена методом конечных элементов, а итерационный процесс

основан на модифицированном методе Ньютона-Кенторовича. Алгоритм решения был реализован в виде программного комплекса в системе Delphi. При его разработке ставились две основные задачи: во-первых, все теоретические положения, заложенные в алгоритме решения, должны быть обязательно использованы при статических и динамических нагружениях; во-вторых, создание интерфейса наиболее удобного для непрофессионального пользователя.

Реализованный таким образом программный комплекс может быть использован для расчетов как гидротехнических, так и гражданских и промышленных сооружений.

Приведем некоторые результаты решения указанных выше задач. Вначале кратко отметим, что расчеты, полученные по разработанной методике, установили возможность надежной эксплуатации причала по перегрузке сыпучих грузов на повышенную интенсивность нагрузки, предложенную заказчиком, без его реконструкции.

Главное окно программного комплекса для расчета напряженно деформированного состояния причала № 7 Одесского морского порта, показанное на рис.1, используется для загрузки его территории возможными нагрузками и для вывода результатов расчета на экран дисплея.

СХЕМА ПРИЧАЛА

РЕШЕНИЕ
 Выход

РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЯ
 ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
 Поверхность
 Стены
 Территория
 УСИЛИЯ
 Вдоль
 Поперек
 По углу
ПЛАСТИЧЕСКИЕ ЗОНЫ
 Зоны

РАСПОЛОЖЕНИЕ НАГРУЗОК НА ПРИЧАЛЕ

Портальный кран	<input checked="" type="checkbox"/> Да <input checked="" type="checkbox"/> Нет	Количество складываемых грузов	2	<input checked="" type="checkbox"/> Ввод
Железнодорожный состав	<input checked="" type="checkbox"/> Да <input checked="" type="checkbox"/> Нет	Интенсивность нагрузки q	10	<input checked="" type="checkbox"/> Ввод
1-ый путь	<input checked="" type="checkbox"/> Да <input checked="" type="checkbox"/> Нет	Расстояние до начала нагрузки q	22	<input checked="" type="checkbox"/> Ввод
2-ой путь	<input checked="" type="checkbox"/> Да <input checked="" type="checkbox"/> Нет	Расстояние до конца нагрузки q	35	<input checked="" type="checkbox"/> Ввод

Загрузка закончено
 Загрузка
 Прервать загрузку
 Да

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА
 РЕЗУЛЬТАТЫ
 Ввод

Вводить расстояние в метрах, а интенсивность нагрузки в тоннах на погонный метр

Рис. 1. Главное окно программы для расчета причала № 7 Одесского морского порта

В совокупность нагрузок входят:

- от портального крана;
- от вагонов двухпутной колеи;
- от различных типов складываемых грузов;
- от других перегрузочных механизмов.

Кроме этих нагрузок на металлическую шпунтовую стену (Ларсен V) действует давление грунтового массива. Можно задавать самое разнообразное сочетание этих нагрузок.

В нижней части окна первый и второй ряд кнопок служит для загрузки причала портальным краном и железнодорожными вагонами. Следующий ряд кнопок используется для фиксации нагрузок от различных типов складываемых грузов и перегрузочных средств.

После установки всех нагрузок и нажатия кнопки <Загрузка>, они вводятся в программу. Правый крайний ряд кнопок служит для запуска программы на счет и для вывода результатов расчета. На экран дисплея могут быть введены следующие эпюры:

- в увеличенном масштабе общие перемещения узловых точек системы;
- горизонтальное перемещение шпунтовой стенки;
- вертикальное перемещение поверхности территории причала;
- давление грунта на шпунтовую стенку;
- пластические зоны, возникшие в стенке и грунтовом массиве.

Также могут быть выведены на экран максимальные напряжения в стенке и усилия в тяге анкерного устройства.

От показанной на рис. 1 нагрузки приведены:

- на рис.2 – эпюра горизонтального перемещения шпунтовой стенки;

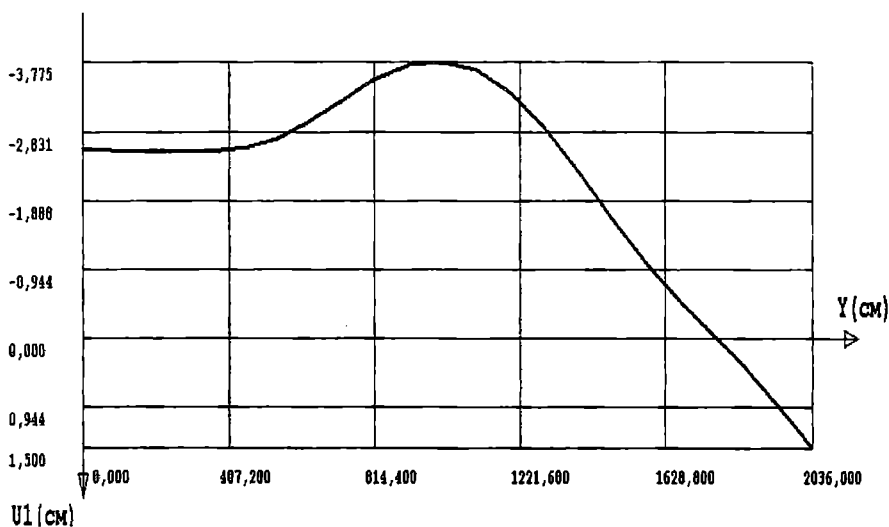


Рис. 2. Эпюра горизонтального перемещения шпунтовой стенки

- на рис. 3 – эпюра давления грунта на стенку;
- на рис.4 – схема образования пластических зон в грунтовом массиве;
- на рис.5 – перемещение системы

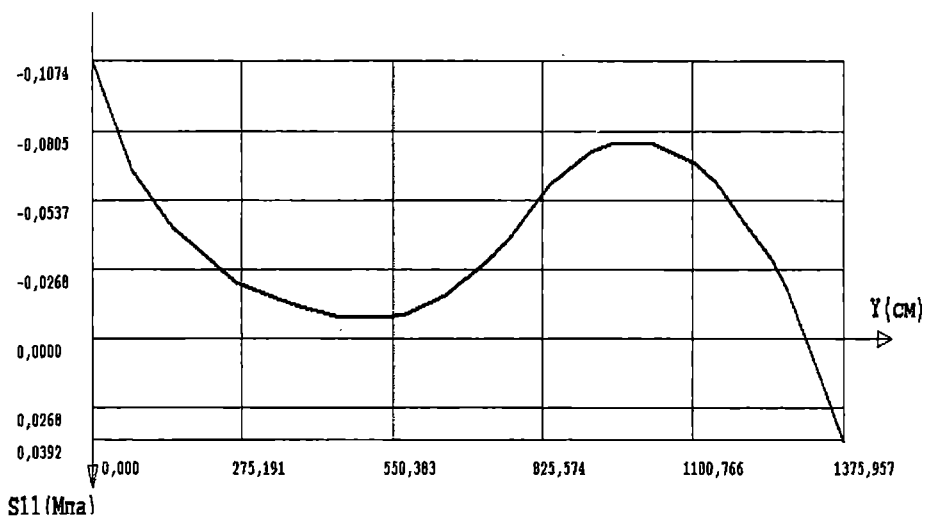


Рис. 3. Эпюра давления грунта на стенку

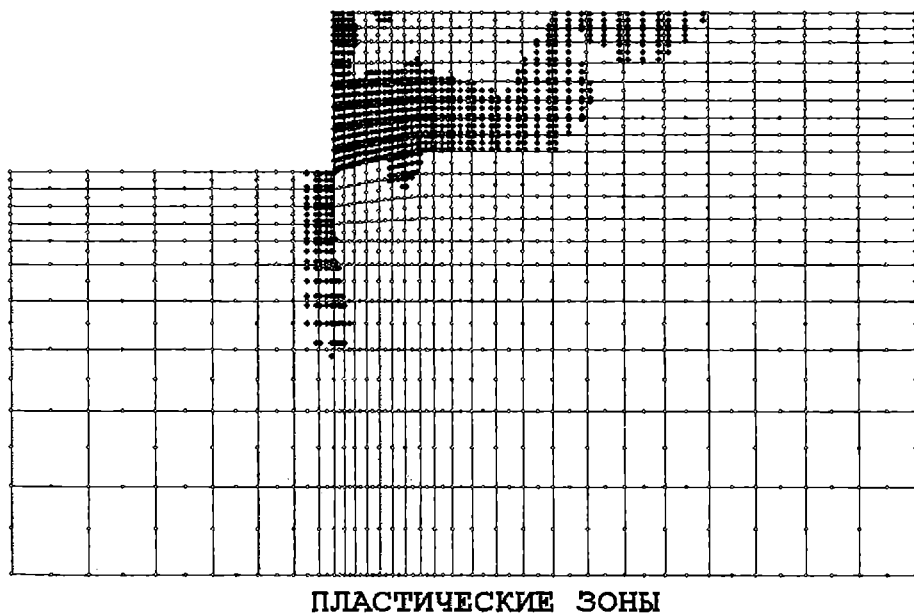
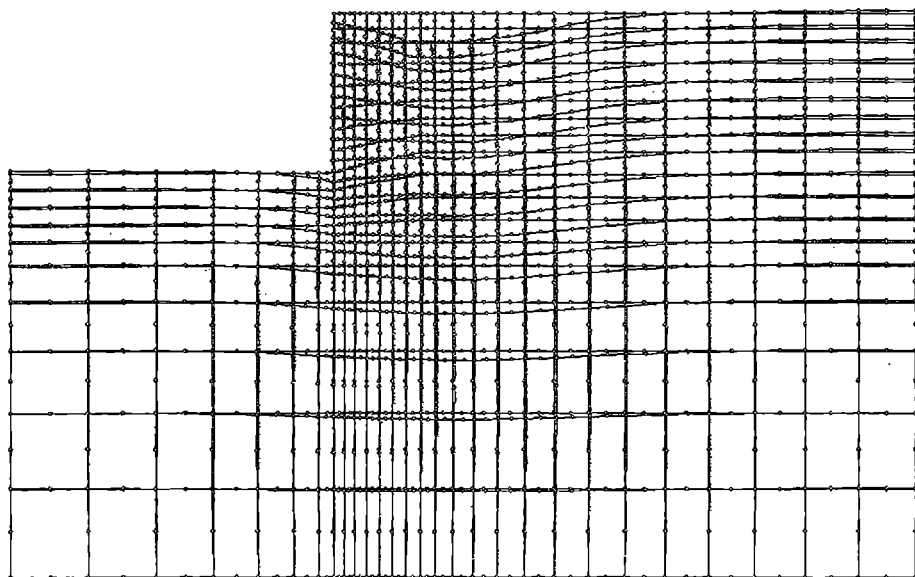


Рис.4. Схема образования пластических зон в грунтовом массиве



ПЕРЕМЕЩЕНИЯ увеличены в 20 раз

Рис. 5. Схема перемещения системы

В шпунтовой стенке наблюдались только упругие напряжения, максимальное из них было равно 27,8 МПа. Напряжения в анкерной тяге составили 146,2 МПа. На рис. 6. показан вывод характерных результатов расчета.

ДОПУСТИМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ В СТЕНКЕ И ТЯГЕ 240 МПа

МАКСИМАЛЬНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ В СТЕНКЕ 27,7308 МПа

МАКСИМАЛЬНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ В ТЯГЕ 146,169 МПа

РАЗНИЦА В ПЕРЕМЕЩЕНИЯХ РЕЛЬС КОЛЕИ КРАНА

СОСТАВИЛА 6,305 см

ПРИНИМАЙ РЕШЕНИЕ !

↵ Выход

Рис. 6. Вывод характерных результатов расчета

Время счета на компьютере с процессором 3000 MHz составило 4 сек, а на ввод данных требуется около 1 мин. Следовательно, за короткое время можно рассчитать несколько вариантов расположения нагрузок и выбрать наиболее рациональное их расположение, при занятых перегрузочных средствах. Применение программного комплекса к расчету причальных сооружений позволит наиболее полно использовать их несущую способность и в тоже время избегать их возможных перегрузок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Г.Н. и др. *Порты и портовые сооружения*. – М.: Стройиздат, 1993. – 636 с.
2. *Руководство по проектированию морских причальных сооружений*. РД 31.31.27 – 81. – М.: В/О Мортехинформ-реклама, 1984. – 400 с.
3. Ивлев Д.Д., Быковцев Г.И. *Теория упрочняющегося пластического тела*. – М.: Наука, 1971. – 231 с.
4. Гришин В.А., Снисаренко В.И. *Расчет плит на деформируемом основании с отверстиями и выемками* // Вісник ОДМУ: Зб.наук. праць. – Одеса: ОДМУ, 2000. - № 5.

УДК 621:753.2

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ПРЕССОВОМ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ СОЕДИНЕНИИ, ПЕРЕДАЮЩЕМ ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ

А.В. Коноплёв

Прессовые соединения деталей машин широко распространены в технике и отличаются от остальных видов неподвижных соединений простотой конструкции, монтажа и малогабаритностью. Благодаря этим достоинствам соединения с гарантированным натягом используются во многих ответственных узлах машин, несмотря на относительно низкую их долговечность.

Многoletний опыт эксплуатации соединений данного типа показывает, что наиболее слабым их элементом является охватываемая деталь (вал, ось). Так, при обследовании около 50000 вагонных осей, 2350 из них имели усталостные трещины в месте насадки колёс [1]. Показательным примером невысокой надёжности соединений такого типа также является соединение гребной вал-винт. На 2580 однотипных судах типа «Либерти» за 6 лет эксплуатации было заменено 583 гребных вала, причём около 100 из них разрушились в море, что привело к потере винтов.

Повышение надёжности соединений с гарантированным натягом осуществляется, в основном, по трем направлениям. Во-первых, это конструктивные способы, позволяющие снижать локальные высокие напряжения за счет их перераспределения по длине соединения. Чаще всего это достигается за счет создания в зоне контакта переменного натяга. Во-вторых, используют комбинированные (клевопрессовые) соединения. Клеевая прослойка в этих соединениях позволяет увеличить площадь фактического контакта и коэффициент трения покоя, а также повысить сопротивляемость фреттинг-коррозии. В настоящее время это направление бурно развивается за счет создания высокопрочных полимерных клеев. В-третьих, с целью снижения разрушительного воздействия фреттинг – коррозии, применяют всевозможные покрытия, а также используют в месте сопряжения вала и ступицы прокладки из мягких металлов.

Целью данной работы является анализ напряженного состояния вала в соединении вал-штука при передаче им вращающего момента. В месте посадки напряжения на валу обусловлены постоянным контактным давлением со стороны ступицы и передаваемой рабочей нагрузкой. Они распределены неравномерно вдоль длины соединения, и их максимальное значение приходится на сечение у торца ступицы со стороны подвода вращающего момента. Следует также учитывать, что в этом же сечении

имеет место максимальное тангенциальное смещение втулки относительно вала и самое интенсивное повреждение контактной поверхности в результате фреттинг-коррозии.

Проанализируем напряженное состояние на поверхности вала, возникающее в результате действия вращающего момента и контактного давления, вдоль длины прессового цилиндрического соединения вал – втулка (рис. 1). В общем случае передача вращающего момента T осуществляется двумя участками. На участке соединения длиной a вращающий момент T_a передается силой трения покоя и максимальный тангенциальный сдвиг вала относительно втулки не превышает величины предварительного смещения, а на участке b вращающий момент T_b – силой трения скольжения. Таким образом, можно записать

$$T = T_a + T_b \quad (1)$$

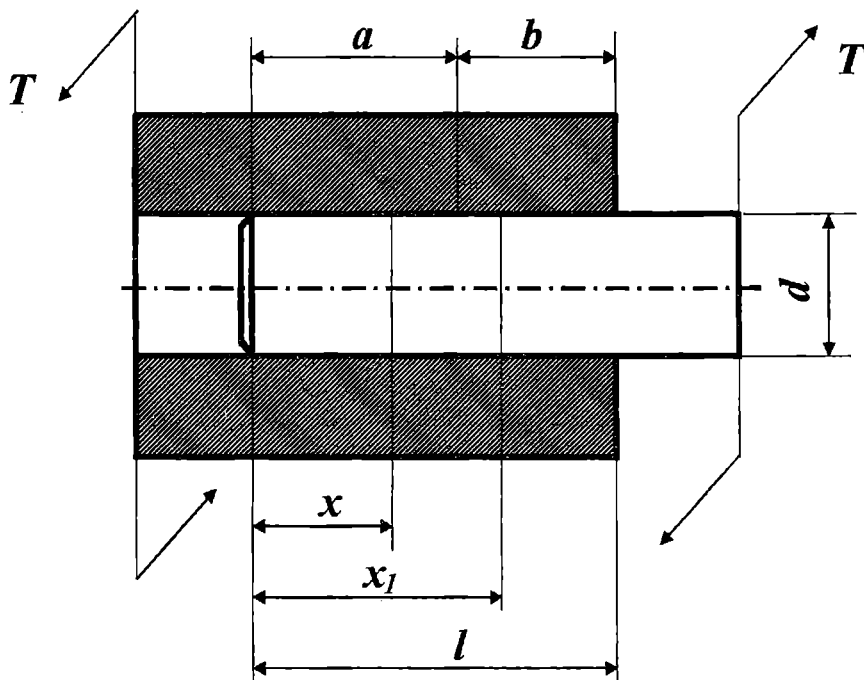


Рис. 1. Схема прессового цилиндрического соединения, передающего вращающий момент

На участках a и b рассмотрим сечения, расположенные на расстояниях x и x_1 от левого конца вала. Значения вращающих моментов на валу в этих сечениях определяются по формулам [2]

$$T_{a,x} = \frac{\operatorname{sh} \gamma x}{\operatorname{sh} \gamma a} \cdot T_a, \quad (2)$$

$$T_{ax_1} = T - \frac{\pi}{2} f \cdot p \cdot d^2 (l - x_1), \quad (3)$$

где
$$\gamma = \sqrt{\frac{\pi}{4} d^3 k_\tau \left(\frac{1}{G_\sigma I_{ps}} - \frac{1}{G_c I_{pc}} \right)}$$
;

f – коэффициент трения скольжения;

p – удельное контактное давление;

k_τ – коэффициент суммарной касательной жесткости поверхностей

контакта вала и ступицы, рассматриваемый как постоянная величина для данного соединения, определяемая из эксперимента со стыками из таких же материалов и поверхностей, при таких же нормальных давлениях, какие приняты для соединения;

d – номинальный диаметр соединения;

G_B и G_C – модули упругости материалов вала и ступицы соответственно;

I_{ps} и I_{pc} – полярные моменты поперечных сечений вала и ступицы соответственно;

l – длина соединения.

Формулы (2) и (3) справедливы для случая, когда удельное контактное давление p по длине соединения распределено равномерно и деформации носят упругий характер. Данное допущение принято с целью упрощения расчетных зависимостей, хотя равномерного распределения реального давления можно добиться конструктивными способами (например, как указывалось выше, за счет переменного по длине соединения натяга).

Участок вала в подступичной части испытывает сложное напряженное состояние (от действия кручения и сжатия). Согласно 4-ой теории условие прочности вала запишется в виде

$$\sigma_{\sigma\tau}^{IV} = \sqrt{3\tau^2 + \sigma^2} \leq [\sigma], \quad (4)$$

где $\sigma_{ЭKB}$ - эквивалентное напряжение;

τ - касательное напряжение, обусловленное кручением вала;

σ - нормальное напряжение от действия давления p ;

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение.

Принимая во внимание, что $\sigma = -p$, $\tau = \frac{T_e}{W_p}$ (где $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ -

полярный момент сопротивления сечения вала при кручении) и формулу (2), запишем выражение (4) для случая, когда зона скольжения в соединении отсутствует, т.е. когда $a = l$ и $T_a = T$

$$\sigma_{ЭKB(x)}^{IV} = \sqrt{3 \left(\frac{16sh\gamma x}{\pi \cdot d^3 sh\gamma l} \cdot T \right)^2 + p^2} \leq [\sigma] \quad (5)$$

По аналогии запишем условие прочности вала в случае наличия зоны скольжения (участок b) в соединении для сечения, расположенного на расстоянии x_1 .

$$\sigma_{ЭKB(x_1)}^{IV} = \sqrt{3 \left\{ \frac{16 \left[T - \frac{\pi}{2} d^2 f \cdot p \cdot (l - x_1) \right]}{\pi \cdot d^3} \right\}^2 + p^2} \leq [\sigma]. \quad (6)$$

Условно будем считать, что напряженное состояние на свободном конце вала, обусловленное лишь его кручением, является частным случаем сложного напряжённого состояния (при $p = 0$). В этом случае формула (4) запишется в виде

$$\sigma_{ЭKB}^{IV} = \tau \cdot \sqrt{3} = \frac{16 \cdot \sqrt{3} \cdot T}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma]. \quad (7)$$

Приравняв левые части выражений (5) и (7), а также (6) и (7), получим

$$\frac{16 \cdot \sqrt{3} \cdot T}{\pi d^3} = \sqrt{3 \left(\frac{16sh\gamma \cdot x}{\pi \cdot d^3 sh\gamma \cdot l} \cdot T \right)^2 + p^2}, \quad (8)$$

$$\frac{16 \cdot \sqrt{3} \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \sqrt{3 \left\{ \frac{16 \left[T - \frac{\pi}{2} d^2 f \cdot p \cdot (l - x_1) \right]}{\pi \cdot d^3} \right\}^2 + p^2}. \quad (9)$$

Опуская промежуточные преобразования, приведём окончательное решение уравнений (8) и (9) относительно величин x и x_1

$$x = \left[\operatorname{arcsh} \left(\frac{\pi \cdot d^3 \cdot \operatorname{sh} \gamma l}{48 \cdot T} \sqrt{\frac{256 \cdot T^2}{\pi^2 \cdot d^6} - p^2} \right) \right] / \gamma. \quad (10)$$

$$x_1 = l - \frac{T - \frac{\pi d^3}{48} \sqrt{\frac{256 \cdot T^2}{\pi^2 \cdot d^6} - p^2}}{\frac{\pi}{2} d^2 \cdot f \cdot p}. \quad (11)$$

Зависимости (10) и (11) позволяют определить такие участки соединения x и x_1 , где эквивалентные напряжения не превышают напряжений от вращающего момента на свободном от напрессовки участке вала и, следовательно, их можно догрузить дополнительным давлением (создать переменный натяг по длине соединения).

Когда в соединении имеется зона проскальзывания, но при этом $x < a$, формулы (8) и (10) будут иметь вид

$$\frac{16 \cdot \sqrt{3} \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \sqrt{3 \left(\frac{16 \operatorname{sh} \gamma x}{\pi \cdot d^3 \operatorname{sh} \gamma a} \cdot T_a \right)^2 + p^2}. \quad (12)$$

$$x = \left[\operatorname{arcsh} \left(\frac{\pi \cdot d^3 \cdot \operatorname{sh} \gamma l}{3 \cdot T_a} \sqrt{\frac{T_a^2}{\pi^2 \cdot d^6} - p^2} \right) \right] / \gamma. \quad (13)$$

В этом случае необходимо предварительно найти длину зоны проскальзывания и по ней определить значение момента T_a на границе участков a и b .

Полученные в общем виде решения позволяют вести расчёты конкретных конструкций прессовых соединений на стадии их конструирования. При этом появляется возможность рационально подойти к вопросу о том, как должен изменяться натяг по длине прессового соединения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Школьник Л.М. *Повышение прочности осей железнодорожного подвижного состава.* – М.: Транспорт. – 1964. – 326 с.
2. Коноплев А.В., Кобаков А.Г. *Распределение вращающего момента по длине пресового цилиндрического соединения // Нові інформаційні технології навчання в навчальних закладах України.* – 2003. – №9. – ЧІІ. – С. 149-155.

УДК 621.365.5:629.5.083.5

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВА В СУДОРЕМОНТЕ

Т.Г. Кравцов, О.И. Стальниченко

За последние годы в промышленности широко применяется индукционный нагрев деталей токами промышленной частоты (50 Гц). Всё более широкое применение он находит при строительстве и ремонте судов. Достаточно много разработано технологических процессов, создано технологическое оборудование, в основу которого положен индукционный нагрев.

В отличие от способов нагрева в печах при использовании индукционного нагрева тепловая энергия не подводится с внешней стороны, а генерируется непосредственно в теле изделия, что позволяет ускорить процесс нагрева и обеспечить более равномерное распределение тепла в нагреваемом изделии. С помощью индукторов ферромагнитные тела нагреваются до температуры магнитных превращений вихревыми токами и вследствие магнитного гистерезиса, поэтому физические свойства металла играют особенно большую роль в его нагреве.

Для каждой марки стали существует предельная температура нагрева и превышение температуры не происходит вследствие потери металлом магнитных свойств. Эта температура определяется точкой Кюри. Величина зон активного нагрева металла, выраженная глубиной проникновения тока, находится в обратной зависимости от частоты тока.

Глубина проникновения токов Z для малолегированных углеродистых сталей определяется по формуле

$$Z = \frac{17}{\sqrt{f}}, \quad (1)$$

где f - частота колебания электромагнитной волны.

Нагрев токами промышленной частоты наиболее эффективен при нагреве до 700°C и малом температурном градиенте.

Ниже приводятся данные по применению индукционного нагрева в судоремонте, которые опубликованы различными авторами в специальных журналах и сборниках.

Местная термическая обработка лопастей гребных винтов

Одной из обязательных технологических операций при ремонте гребных винтов является местная термическая обработка зоны. Такая термическая обработка выполняется непосредственно после заварки дефектов, в специальных термических печах. Однако, процесс термической обработки оказывает неблагоприятное влияние на изменение чистоты внутренней поверхности ступицы и шпоночного паза. Изменяются также геометрические размеры лопастей гребных винтов. Для термообработки крупногабаритных гребных винтов требуется строительство специальных печей, что связано с дополнительными трудозатратами. Из-за отсутствия на судоремонтных базах таких печей гребные винты для термообработки отправляют на другие предприятия, располагающими крупногабаритными термическими печами. Однако, это связано с дополнительными затратами на транспортировку гребных винтов, использование грузоподъемных средств и др.

Наиболее приемлемым для судоремонтных предприятий является применение гибких индукторов и токов промышленной частоты, позволяющие осуществлять равномерный нагрев зоны сварки, стабильно поддерживать температурный режим нагрева и охлаждения.

Для термообработки лопастей цельнолитых гребных винтов не требуется сложного оборудования. Процесс нагрева не вызывает деформации лопастей вследствие двухстороннего ее нагрева.

Для выполнения процесса термообработки гибкий индуктор укладывают на лопасть, как показано на рис. 1, покрытую листовым асбестом толщиной 20 мм.

Исследование показали, что максимальная температура нагрева лопасти достигается в центре витков гибкого индуктора, она равна 710°C . По периферийным участкам она снижается на 65°C .

Как известно, точка Кюри для стали 1Х14НДЛ, из которой отливаются лопасти гребных винтов, соответствует 710°C , поэтому закономерным является то, что дальнейшее повышение температуры не происходит вследствие потери металлом магнитных свойств. Нагрев лопасти до температуры 710°C является достаточным для термообработки этой стали. Это существенно упрощает регулирование температурного режима термообработки винтов, отпадает также необходимость контроля температуры, при которой происходит перегрев стали. Нагрев в течение одного часа до температуры 710°C , выдержка в течение 2 часов и охлаждения на воздухе под асбестовым слоем теплоизоляции обеспечивает требуемые механические свойства металла, его микроструктуру и благоприятное распределение остаточных напряжений после заварки дефектов.

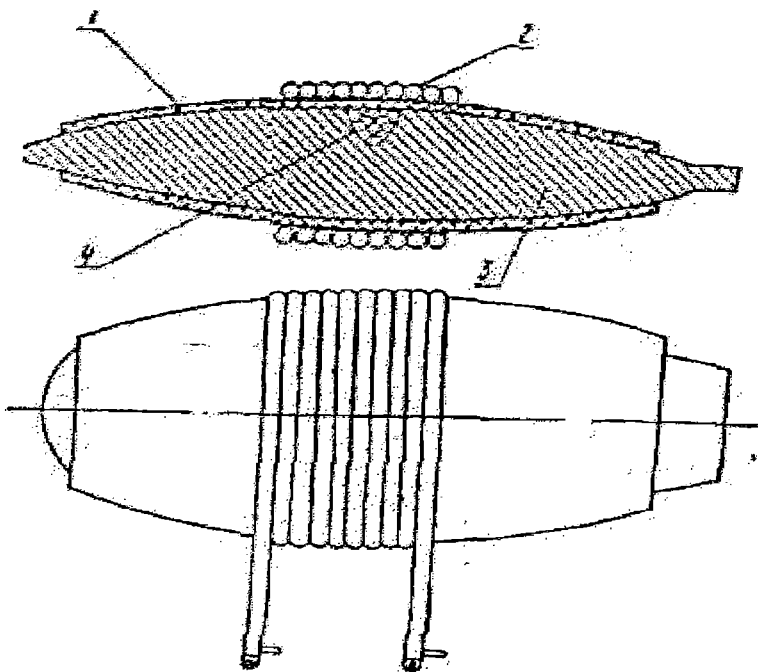


Рис. 1. Схема укладки гибкого индуктора при термообработке лопасти гребного винта: 1 - асбестовая теплоизолирующая прокладка; 2 - гибкий водоохлаждаемый индуктор; 3 - лопасть гребного винта; 4 - зона сварки

Применение нагрева для съема бронзовых облицовок гребного вала

Наиболее распространенным методом съема облицовки с гребного вала является ее разрезка. Новые облицовки насаживают на вал с помощью факельного нагрева пламенем или в печах сопротивления. Такая технология имеет ряд серьезных недостатков, к которым относится перегрев отдельных участков облицовки, изменение физико-механических свойств металла. Главным недостатком этого метода является трудность обеспечения требуемого равномерного натяга по длине облицовки. Как известно, посаженная на вал облицовка должна первоначально схватываться с валом в центральной части, т.к. это позволяет при дальнейшем охлаждении облицовки избежать образования трещин. Однако, наиболее часто первоначальное схватывание облицовки с валом происходит в зоне концевых её участков, что и приводит к образованию неблагоприятных растягивающих напряжений и трещин в центральной части облицовки.

Применение индукционного нагрева облицовок при их съеме позволяет избежать отмеченных выше недостатков.

На рис. 2 показан общий вид нагревательной установки для съема бронзовых облицовок.

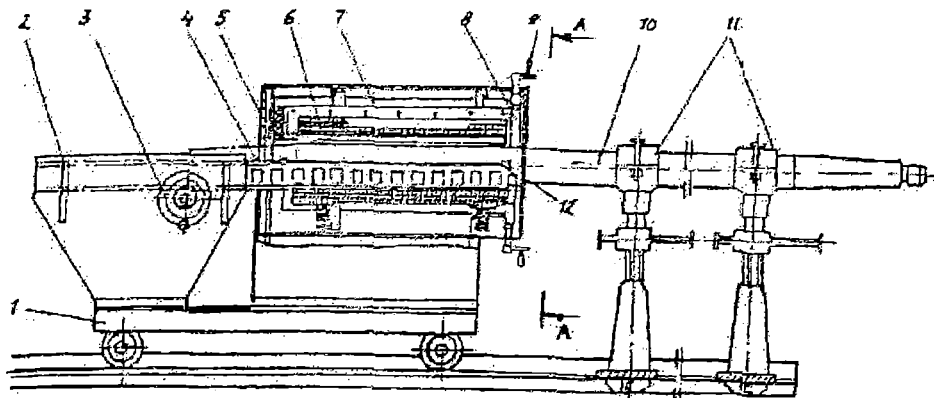


Рис. 2. Общий вид установки для съема бронзовых облицовок: 1 тележка; 2 - рукоятка; 3 - моховик; 4 - специальный лоток; 5 - упор; 6 - индукционная катушка; 7 - неподвижный магнитопровод; 8 - подвижные радиальные магнитопроводы; 9 - винтовой привод; 10 - гребной вал; 11 - поддерживающие опоры гребного вала; 12 - стягивающие захваты

Основной частью установки является индуктор, который представляет собой индукционную катушку с системой магнитопроводов. Индукционная катушка 6 имеет 120 витков двойного провода марки ПСДК 10x5,1. Для усиления нагрева концевых участков облицовки количество витков провода на этих участках катушки увеличено.

Система магнитопроводов изготовлена из трансформаторной стали и состоит из неподвижных магнитопроводов 7 и подвижных радиальных магнитопроводов 8.

Для снятия облицовки с вала имеется специальный лоток, выполненный из стали 04X18H9T и оснащенный захватами и упорами.

Все узлы и механизмы установки смонтированы в корпусе, который представляет собой сварной каркас обшитый листовым железом. В корпусе смонтирован пульт управления.

Для съема облицовок гребной вал устанавливается и фиксируется на стойках, предварительно установленных по оси индуктора.

При съеме облицовок тележку 1 с индуктором подкатывают к снимаемой облицовке. Затем при помощи винтового привода магнитопроводы перемещают к валу и замыкают магнитный поток индуктора на задний торец облицовки.

С панели пульта управления индукционная катушка включается в электрическую сеть переменного тока промышленной частоты и происходит процесс нагрева облицовки.

Процесс стягивания облицовки наступает после выключения программным реле установки. Первоначально устанавливаются стягивающие захваты, которые проворачиваются вокруг своей оси, а затем в конце хода лотка принимают первоначальное положение и упираются в торец облицовки. При движении лотка в обратном направлении эти захваты сдвигают нагретую облицовку с посадочного места, после этого тележка с помощью рукоятки отводится от вала и облицовка с помощью тельфера снимается с лотка.

Описанное устройство для индукционного нагрева бронзовых облицовок позволяет избежать «закусывания» облицовки при её стягивании с вала.

Применение гибкого индуктора для предварительного подогрева и локальной обработки гребных валов

Наиболее часто гибкие индукторы применяются при нагреве массивных гребных валов. Применение токов промышленной частоты является экономически оправданным и перспективным направлением. Для нагрева валов применяются водоохлаждаемые индукторы, которые могут выдерживать большие токовые нагрузки, а следовательно ускорить процесс нагрева вала.

Резиновая трубка, в которой размещается проволочный сердечник, служит для протока охлаждающей воды.

В качестве проволочного сердечника используются медный провод марки ПАМГ-10. Для обеспечения надлежащего охлаждения медного провода в индукторах большой длины ввод охлаждающей воды производится из центра индуктора, отвод воды производится через концевые штуцера.

Оптимальная длина гибкого индуктора 25-30 м. Для охлаждения индуктора может использоваться вода из системы водоснабжения давлением не менее 20 МПа.

При отсутствии водопровода и канализационного стока может использоваться автономная система охлаждения, которая состоит из ёмкости для воды на 100 литров, насоса производительностью не менее 22 л/мин. для перекачки воды, холодильного агрегата ВС-630, устройства для регулирования температурного режима охлаждения и реле давления для автоматического отключения индуктора при уменьшении подачи охлаждающей воды.

Для ускорения нагрева вала гибкий индуктор укладывают в один, два либо три слоя поверх теплоизолирующей асбестовой прокладки толщиной 25-30 мм.

Для нагрева валов больших диаметров требуются большие мощности. Применяемые для этой цели сварочные трансформаторы имеют малые мощности. В связи с этим требуется применение более мощных сварочных трансформаторов.

Время нагрева вала зависит от токовой нагрузки индуктора. Для малых диаметров гребных валов (100-150 мм.) рекомендуется токовую нагрузку индуктора поддерживать в пределах 700-800 А, а для валов больших диаметров токовую нагрузку увеличивают.

Применение индукционного нагрева при сварке и термообработке труб

Для обеспечения требуемого температурного режима нагрева и охлаждения при сварке труб, изготовленных из легированных сталей, применяют подогрев гибким водоохлаждаемым индуктором токами промышленной частоты.

В частности, при сварке цилиндрических патрубков необходим подогрев кромок до 200-250° С, при перепаде температуры по толщине стенки патрубка не более 50° С.

Перед началом нагрева в контролируемых температурных точках привариваются контролирующие термодпары. На поверхность трубы укладывают тепловую изоляцию, как показано на рис. 3. Толщина прокладки 15-20 мм.

6

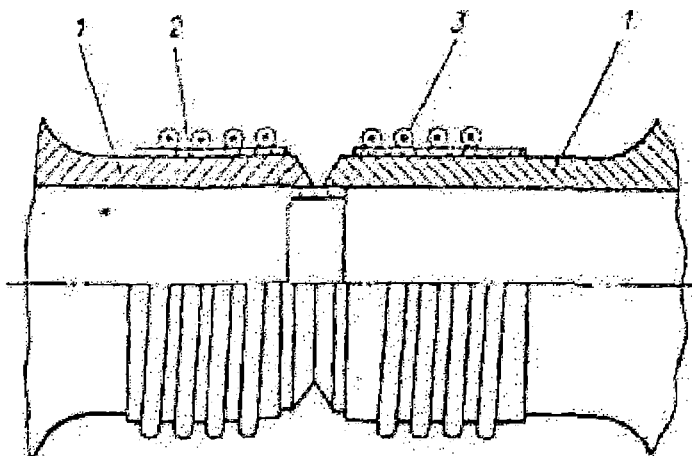


Рис. 3. Схема укладки водоохлаждаемого индуктора при сварке труб:
1 - патрубки; 2 - теплоизолирующая прокладка; 3 - гибкий индуктор

Контроль тока в индукторе осуществляется прибором, который устанавливается с трансформатором тока на выводах вторичной обмотки питающего индуктор трансформатора.

Скорость нагрева зоны сварки труб регулируется изменением тока в индукторе или методом периодического отключения. После достижения необходимой температуры индукционный нагреватель отключается и производится процесс сварки.

Сопутствующий подогрев осуществляется периодическим включением индуктора при снижении температуры ниже требуемой величины.

Известно, что при сварке трубопроводов, изготовленных из легированных сталей, в зоне сварки могут образоваться холодные трещины. Причиной этому являются неблагоприятные остаточные напряжения, возникающие при сварке. Для предотвращения образования холодных трещин используют предварительный и сопутствующий подогрев, а после окончания сварки - термообработку.

Для снятия остаточных напряжений сварное соединение подвергают отпуску с нагревом до 750°C , выдержкой при этой температуре в течении 2-х часов и последующем охлаждением до температуры 300°C со скоростью $50-70^{\circ}$ в сек. после чего следует охлаждение на воздухе.

Наиболее удобно для термообработки сварных соединений трубопроводов применять индукционный нагрев токами промышленной частоты. При этом гибкий индуктор должен обеспечивать равномерный нагрев по окружности трубы. Такая термообработка наиболее часто применяется на смонтированных трубопроводах, что является наиболее приемлемым для выполнения такой операции.

Для уменьшения тепловых потерь нагреваемый участок при термообработке покрывается асбестовой тканью, чтобы толщина слоя была не менее 15-20 мм на длине 1,2-1,5 м.

Опыт применения гибких индукторов для термообработки сварных соединений трубопроводов показал, что при средней скорости нагрева 900-1400 С/час температурный перепада по толщине стенки не превышает $5-10^{\circ}\text{C}$, а разность температур между отдельными диаметрально противоположными точками составляет $15-20^{\circ}\text{C}$.

Сушка древесины с использованием ферромагнитного тепловыделяющего элемента

За последние годы во многих отраслях промышленности нашел применение электромагнитный метод сушки древесины. Сушка древесины осуществляется за счёт тепла, которое генерируют тепловыделяющие элементы (рис.4), которые находятся в переменном электромагнитном поле.

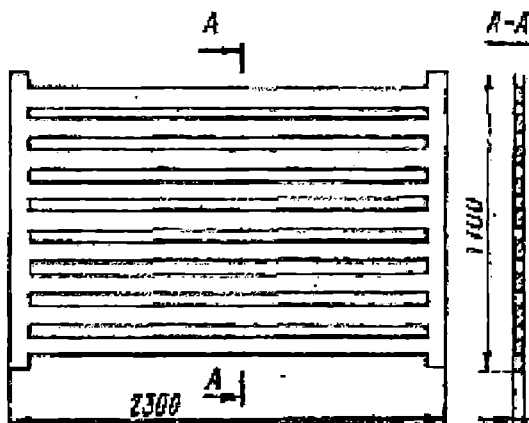


Рис. 4 Общий вид ферромагнитного тепловыделяющего элемента

Древесину, подвергаемую сушке, укладывают в штабель и помещают в переменное магнитное поле, образуемое гибким индуктором, питаемым током промышленной частоты, как показано на рис.5.

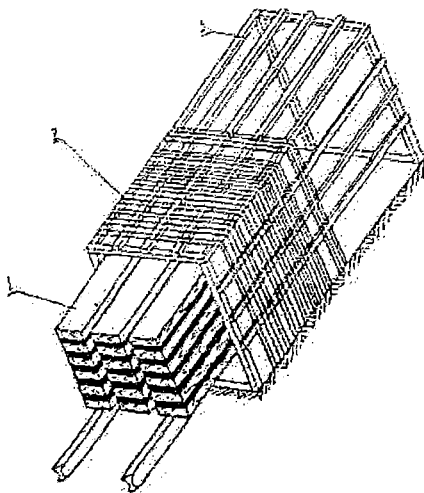


Рис. 5 Схема укладки древесины с выделяющими элементами в электромагнитном поле: 1 - штабель древесины; 2 - индуктор; 3 -каркас

Ферромагнитные тепловыделяющие элементы (рис.4), нагреваемые в переменном электромагнитном поле вследствие потерь на гистерезис и вихревых токов, передают тепло материалу вследствие теплопроводности, конвекции и радиации.

Этот способ наиболее эффективен при сушке трудносохнущих пород древесины, он внедрён на многих судостроительных и судоремонтных заводах.

На практике наиболее широкое распространение получила контактно-конвекционная схема теплоподвода (рис.6).

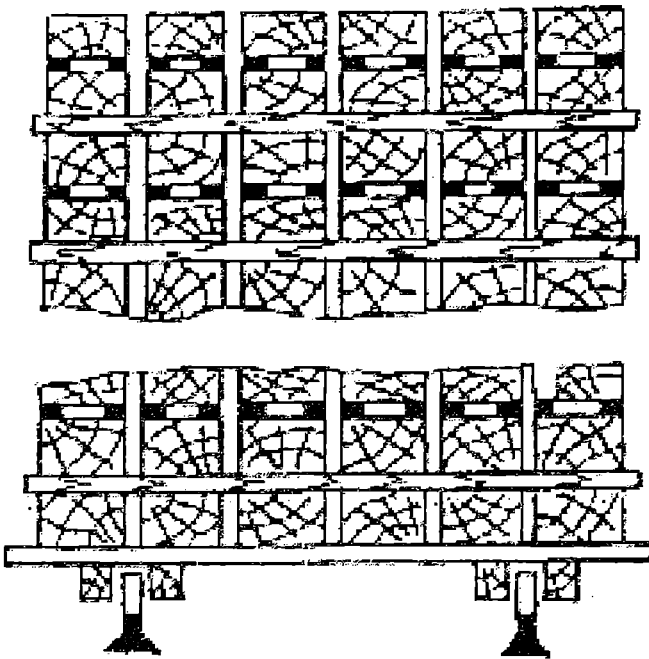


Рис. 6. Контактно-конвекционная схема теплоподвода

Сушка древесины осуществляется за счет конвекционного обмена воздуха и материала через открытые поверхности ферромагнитного элемента, а также влагообмена.

Регулирование режима нагрева ферромагнитных элементов осуществляется переключением основных и дополнительных обмоток гибкого индуктора.

Параметры окружающей среды регулируются с помощью шиберов воздухообменной системы и осуществляются без включения принудительной циркуляции воздуха. Опыт сушки толстомерной древесины с большим влагосодержанием (ель, сосна, пихта) в электромагнитных установках показал, что древесина высушивается качественно без коробления и трещин.

Схема установки для индукционного нагрева [7]

Принципиальная схема любой установки для индукционного нагрева токами промышленной частоты представлена на рис. 7.

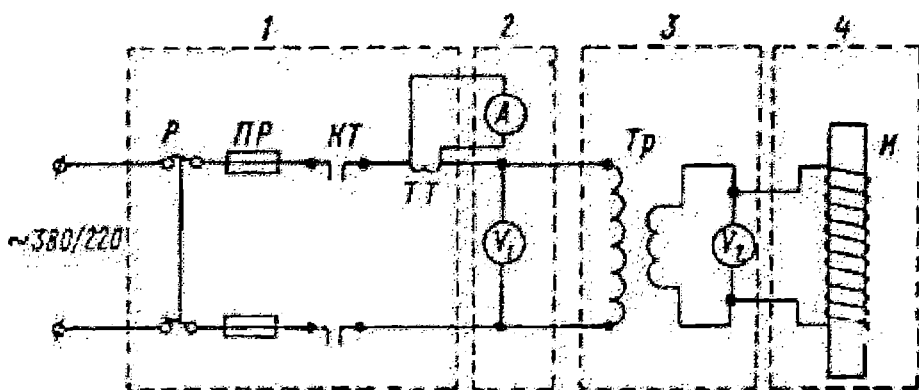


Рис. 7. Принципиальная электрическая схема установки для индукционного нагрева токами промышленной частоты: 1 - блок питания; 2 - трансформаторный блок; 3 - блок управления; 4 - блок индуктора с подводными кабелями

Установка может питаться однофазным или трехфазным током промышленной частоты напряжением 380/220В и в большинстве случаев работает по схеме без компенсации.

В блоке питания размещается силовая коммутационная аппаратура, в том числе контакторы, рубильник, силовые предохранители и трансформатор тока.

Трансформаторный блок состоит из понижающегося трансформатора и регулирующего дросселя, который предназначен для бесступенчатого напряжения, подаваемого на индуктор.

Наибольшее распространение для индукционного нагрева токами промышленной частоты получили сварочные трансформаторы ТСД-1000 и ТСД-2000. Они имеют большую мощность и высокие значения рабочего тока.

Трансформаторы типа ТСД имеют высокое напряжение холостого хода, позволяют плавно регулировать вторичным током, а, следовательно, мощностью трансформатора в процессе нагрева. Такие трансформаторы позволяют регулировать токовые режимы с помощью дистанционного управления.

Однако трансформаторы типа ТСД не в полной мере отвечают условиям индукционного нагрева, они разработаны для работы в более легких условиях (ПВ - 60 %) и не выдерживают длительной эксплуатации при продолжительной работе в режимах ПВ - 100 % и значительных по величине рабочих токов, поэтому при их использовании устанавливают значение тока вторичной цепи не превышающее максимальное значение на 25-30 %.

В литературе имеются рекомендации по модернизации трансформаторов типа ТСД применительно к условиям термической обработки.

На рис. 8 представлена принципиальная схема обмотки трансформатора ТДФ-1001 для работы на больших токах с двумя встроенными витками дополнительной обмотки. Вторичная обмотка состоит из двух частей - основной и дополнительной. Основная часть расположена у нижнего ярма сердечника, а дополнительная вместе с первичной обмоткой - у верхнего ярма. Такое расположение обмоток позволяет создать крутопадающую внешнюю характеристику трансформатора.

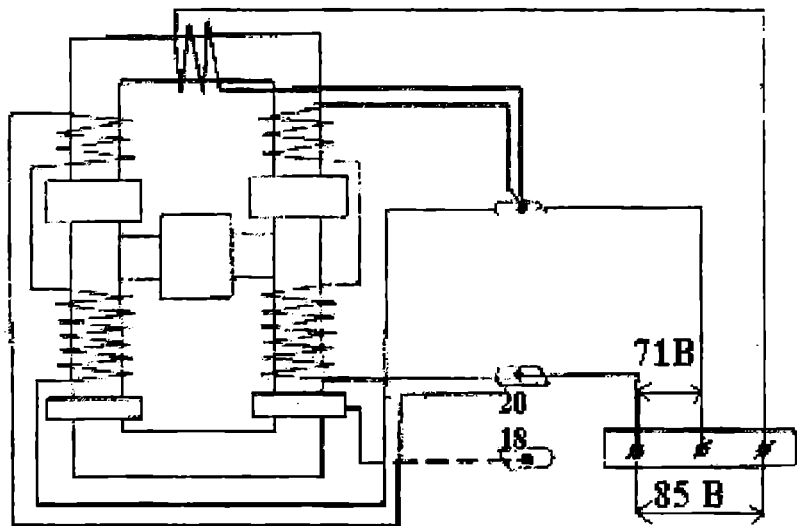


Рис. 8. Принципиальная схема вторичной обмотки трансформатора ТДФ-1001

Энергетическая схема трансформатора позволяет стабилизировать ток при колебаниях напряжения в сети в пределах от +5 до -10 % от номинального.

Для увеличения выходной мощности трансформатора и выравнивания крутопадающей характеристики увеличивается количество витков дополнительной вторичной обмотки; для этой цели в месте свободного зазора между верхним ярмом сердечника и обмотки наматывается два витка из провода марки ПС-1000-240 мм², один конец которого подключается к зажиму и далее к среднему зажиму клеммной доски. Второй конец подключается к правому зажиму, а левый зажим соединяется с зажимом трансформатора.

При такой схеме подключения выводов достигается выход напряжения 71 и 85 В, что обеспечивает высокую надежность работы трансформатора при различных токовых нагрузках.

Сечение кабеля, питающего индуктор, принимается 240мм². Для нагрева валов больших диаметров включают два трансформатора параллельно, в процессе работы двумя трансформаторами строго следят за равномерной их загрузкой, чтобы рабочие токи были одинаковые.

Приведенные примеры использования индукционного нагрева токами промышленной частоты не ограничивают его использования в судоремонте.

Индукционный нагрев применяют не только для подогрева и термообработки, но и для нанесения термопластичных красок, сушки окрашенных поверхностей, варки синтетических смол. Возможно также его применение в кузнечно-штамповочном производстве для нагрева заготовок перед ковкой и штамповкой, в термическом производстве при закалке, нормализации и отпуске крупных заготовок, в заготовительном производстве при гибке толстых листов и др.

Применение токов промышленной частоты является экономически оправданным и перспективным направлением.

УДК 883-1

**ИДЕИ В.И.НЕБЕСНОВА В ПОСТАНОВКЕ КУРСА ТММ И ЗАДАЧИ
ЭТОГО КУРСА В ФОРМИРОВАНИИ БУДУЩИХ
СПЕЦИАЛИСТОВ–МЕХАНИКОВ МОРСКОГО ФЛОТА**

Л.Я. Курочкин

Теория механизмов и машин является первой дисциплиной, которая вводит студентов механической специальности в круг общих и специальных дисциплин. Вместе с курсами теоретической механики, сопротивление материалов и деталей машин ТММ образует цикл предметов, обеспечивающих общеинженерную подготовку студентов.

В память о руководителе кафедры ТММ и ДМ Викторе Ивановиче Небеснове, заслуженном деятеле науки и технике, докторе технических наук, профессоре, известном ученом в области судовой и портовой механики было написано учебное пособие преподавателями кафедры ТММ и ДМ доцентом Савченко М.Я. и профессором Курочкиным Л.Я. на украинском языке.

Данное учебное пособие написано на основе многолетнего опыта чтения этого курса В.И. Небесновым и его учениками М.Я. Савченко и Л.Я. Курочкиным в ОИИМФе (ныне ОНМУ). Книга дополнена новым разделом «Основы теории машин-автоматов». В ней расширено представление о силах инерции в механизмах, о трении в кинематических парах, определен КПД различных кинематических пар. В книге собран материал, изданный авторским коллективом в различное время, введены новые стандарты в области машиностроения, дана единая терминология, унифицировано буквенное обозначение размеров, внесены необходимые изменения в рисунки, сохранен стиль и манера изложения материала. В конце каждого раздела приведены вопросы для самоконтроля.

Учебное пособие включает в себя следующие разделы:

1. Структурный анализ и классификация механизмов
2. Кинематический анализ и проектирование механизмов
3. Кулачковые механизмы
4. Зубчатые механизмы
5. Динамический анализ механизмов
6. Режимы движения машинных агрегатов
7. Регулирование режимов движения машинных агрегатов
8. Уравновешивание машинных агрегатов
9. Основы теории машин – автоматов
10. Роботы и манипуляторы

Учебным планом предусмотрено выполнение курсового проекта по ТММ, в котором студенты впервые знакомятся и получают навыки в проектировании реальных механизмов по заданным требованиям. В курсовом проекте встречаются такие механизмы как шарнирный четырёхзвенник, кривошипно-ползунный механизм, различные погрузо-разгрузочные конвейеры, кулачковые и зубчатые механизмы. Эти и другие механизмы глубоко изучаются на механических факультетах. Потом эти знания широко применяются в практической деятельности выпускниками факультета. На судоремонтных заводах в морских и речных портах Украины сосредоточена разнообразная техника, для её правильной эксплуатации, ремонта и проектирования готовятся выпускники механических факультетов.

Развитие современной науки и техники неразрывно связано с созданием новых машин, повышающих производительность и облегчающих труд людей, а также обеспечивающих средства исследования законов природы и жизни человека.

Целью создания машины является увеличение производительности и облегчения физического труда человека путем замены человека машиной. При создании машины человек пользуется всеми достижениями математики, механики, физики, химии, электротехники и электроники. Машины могут работать и осуществлять требуемые движения своих органов с помощью устройств, в основе которых лежат различные принципы воспроизведения движения, производства работы и преобразовании энергии. Современные наиболее развитые и совершенные машины обычно представляют собою совокупность многих устройств, в основу работы которых положены принципы механики, теплофизики, электротехники и электроники.

Несмотря на разницу в функциональном назначении механизмов отдельных видов, в их строении, кинематике и динамике много общего. Например, механизм поршневого двигателя, механизм кривошипного пресса или механизм привода ножа косилки имеют в своей основе один и тот же кривошипно-ползунный механизм. Механизм привода резца строгального станка и механизм роторного насоса имеют в своей основе один и тот же кулисный механизм. Механизм редуктора, передающего движение от двигателя судна к его гребному винту, и механизм дифференциала автомобиля имеют в своей основе зубчатый механизм и т.д.

Поэтому можно к исследованию механизмов с различными функциональными назначениями применять общие методы, базирующиеся на основных принципах современной механики.

Еще в процессе учебы студент должен знать и уметь находить скорости и ускорения как линейные, так и угловые любых точек и звеньев различных механизмов, без знания которых нельзя проводить динамический анализ механизмов и машин. Для того чтобы найти

скорости и ускорения любых точек и звеньев различных механизмов, используют теорему теоретической механики о том, что скорость любой точки плоской фигуры может быть представлена как геометрическая сумма скорости полюса и скорости вращения точки вокруг полюса. На основании этой теоремы составляют векторные уравнения Эйлера, которые решаются с помощью построения плана скоростей.

Также поступают с ускорениями любых точек и звеньев различных механизмов. Существуют и другие методы определения скоростей и ускорений точек и звеньев различных механизмов, такие как метод кинематических диаграмм или аналитический метод. Первый заключается в графическом дифференцировании пути перемещения от времени, второй – в выводе формул для определения пути или углов, линейных и угловых скоростей звеньев, линейных и угловых ускорений звеньев механизмов.

Студент в процессе учебы знакомится с анализом и проектированием кулачковых механизмов, получает навыки практического проектирования кулачковых механизмов по заданным условиям, проводит анализ спроектированного кулачкового механизма. Известно, что теоретически кулачковыми механизмами можно реализовать самые различные законы движения, но на практике пользуются только теми, которые обеспечивают более простую технологию обработки профиля кулачка и удовлетворяют кинематическим и динамическим требованиям к кулачковому механизму. Бывают случаи, когда теоретическое ускорение выходного звена равно бесконечности. Это вызывает появление в механизме так называемых жестких ударов, при которых силы, действующие на звенья механизма, теоретически достигают бесконечности. При проектировании кулачковых механизмов подбирают такой закон изменения ускорения выходного звена, при котором отсутствуют жесткие и мягкие удары.

Студент, слушающий курс ТММ, глубоко изучает зубчатые механизмы, которые потом широко встречаются в будущей работе. Известно, что каждый выпускник факультета, работая в порту или на заводе, занимает начальную должность сменного механика или мастера цеха, а любой кран или машина имеют тысячи зубчатых передач.

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают: эвольвентные, с зацеплением Новикова, циклоидальные. В современном машиностроении широко применяется эвольвентное зацепление. Зацепление Новикова, в котором профиль зуба очерчен дугами окружности, применяется лишь при косых зубьях, но обладает высокой несущей способностью. Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранило свое применение в приборах и часах.

Зубчатые передачи обладают рядом достоинств:

- высокой надежностью работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей;

- малыми габаритами;
- большой долговечностью;
- высоким КПД;
- сравнительно малыми нагрузками на валы и подшипники;
- постоянным передаточным отношением;
- простотой обслуживания.

Задача ТММ подготовить студента к слушанию курса деталей машин, специальных дисциплин. Каждый студент, проектирующий эвольвентное зацепление колес как нулевое, так и исправленное, знакомится со всеми геометрическими параметрами зацепления, явлениями, коэффициентами, методами изготовления колес. Он изучает как цилиндрические прямозубые и косозубые передачи, так и конические и гиперболоидальные передачи, без знания которых нельзя успешно изучать курс деталей машин и последующие специальные дисциплины.

Из множества кривых, у которых общая нормаль, проведенная через точку касания профилей, делит расстояния между центрами на части, обратно пропорциональные угловым скоростям, практическое применение в современном машиностроении получила эвольвента окружности. Эта кривая имеет следующие достоинства:

- позволяет сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания;
- без нарушения правильности зацепления допускает некоторое изменение межосевого расстояния, (что упрощает изготовление и сборку передачи).

В курсе ТММ студент впервые знакомится с термином «модуль зацепления», который обозначают буквой m и измеряют в мм, чтобы избавиться от иррационального числа π , и на модуль вводят стандарт и с его помощью выражают все параметры зубчатой передачи.

Для уменьшения габаритов зубчатой передачи применяют колеса с малым числом зубьев. Изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба. У рейки, когда $Z \rightarrow \infty$, зуб прямоочный. С уменьшением Z увеличивается кривизна эвольвентного профиля, а толщина зуба у основания и у вершины уменьшается. При дальнейшем уменьшении Z ниже предельного появляется подрез ножки зуба режущей кромкой инструмента, в результате чего прочность зуба резко снижается. Из-за среза части эвольвенты у ножки зуба уменьшается длина рабочего участка профиля, в результате чего понижается коэффициент перекрытия Σ и возрастает износ. Чтобы исключить явление подрезания при малом Z , необходимо инструментальной рейке сообщать смещение X , т.е. вводится коррегирование зубчатого зацепления.

Коррегирование применяется:

- для устранения подрезания зубьев шестерни при $Z < Z_{\min}$;
- для повышения изгибной прочности зубьев, что достигается увеличением их толщины;

- для повышения контактной прочности, что достигается увеличением радиуса кривизны в колесе зацепления;
- для получения заданного межосевого расстояния передачи.

При рассмотрении вопросов кинематического анализа механизмов движение входных звеньев всегда предполагается заданным. Движение выходных звеньев изучается в зависимости от заданного движения входных.

Динамический анализ механизмов имеет своими задачами:

- изучение влияния внешних сил, сил всех звеньев, сил трения и массовых сил (силы инерции) на звенья механизма, на элементы звеньев, на кинематические пары и неподвижные опоры и установления способов уменьшения динамических нагрузок, возникающих при движении механизма;

- изучение режима движения механизма под действием заданных сил и установление способов, обеспечивающих заданные режимы движения механизма.

Первая задача носит название силового анализа механизма, а вторая динамики механизмов.

В курсе ТММ студент изучает силы, действующие в машине, а именно силы движущие, силы производственных сопротивлений, силы тяжести и др. Кроме того, при движении механизмов в результате реакций связей в кинематических парах возникают силы трения, которые можно рассматривать как составляющие этих реакций. Реакции в кинематических парах возникают не только вследствие действия внешних задаваемых сил на звенья механизма, но и вследствие движения отдельных масс механизма с ускорениями. Составляющие реакций, возникающие от движения звеньев с ускорениями, можно считать дополнительными динамическими нагрузками в кинематических парах. Силами непроизводственных сопротивлений, или силами вредных сопротивлений, будем называть те силы сопротивления, на преодоление которых затрачивается дополнительная работа сверх той, которая необходима для преодоления полезного сопротивления. Подсчитано, что около 33% мировых энергетических ресурсов бесполезно затрачивается на работу, связанную с трением.

Рассмотрены силы трения в поступательной, винтовой и во вращательных кинематических парах, в том числе в шариковом подшипнике, при перекачивании груза на катках, на тележке, в шариковом подпятнике, в гибких телах.

Большое значение в курсе ТММ отводится силовому расчету механизма, который заключается в определении сил, действующих на отдельные звенья механизмов при их движении.

Эти силы имеют большое значение для расчета на прочность отдельных деталей механизмов, для определения мощности, потребной для работы механизма, для определения трения в кинематических парах,

для расчета на износ трущихся деталей в кинематических парах, для обеспечения в кинематических парах достаточной смазки и т.д. В первом приближении расчет ведется без учета сил трения. Расчет называется кинестатическим, так как при расчете входят и силы инерции звеньев. Рассмотрены задачи об определении реакций в кинематических парах в структурных группах различных классов и видов, а также кинематический расчет начального звена механизма. Потом во втором приближении проводится силовой расчет с учетом сил трения.

При движении звеньев механизма в кинематических парах возникают дополнительные динамические нагрузки от сил инерции звеньев. Так как всякий механизм имеет неподвижное звено – стойку, то и стойка механизма также испытывает вполне определенные динамические нагрузки. В свою очередь через стойку эти нагрузки передаются на фундамент механизма. Динамические нагрузки, возникающие при движении механизма, являются источниками дополнительных сил трения в кинематических парах, вибраций в звеньях и фундаменте, дополнительных напряжений в отдельных звеньях механизма, причиной шума и т.д.

Поэтому при проектировании механизма часто ставятся задачи о рациональном подборе масс звеньев механизма, обеспечивающем полное или частичное понижение указанных динамических нагрузок. Это задача об уравнивании масс механизма. Так как при определении динамических нагрузок пользуются по преимуществу приемами кинестатики, то иногда эта задача носит название уравнивания сил инерции звеньев механизма. Задача уравнивания сил инерции звеньев может быть разделена на две самостоятельные задачи: задачу об уравнивании динамических нагрузок на фундамент и задачу об уравнивании динамических нагрузок в кинематических парах. В курсе ТММ рассмотрен вопрос об уравнивании динамических нагрузок на стойку и фундамент механизма, а также рассмотрен вопрос об уравнивании вращающихся звеньев.

Исследованы режимы движения механизмов. Полное время движения механизма состоит из трех частей:

- времени разбега;
- времени установившегося движения;
- времени выбега.

Рассмотрены вопросы определения механического коэффициента полезного действия. Определены метод Жуковского, приведенные и уравнивающие силы механизма, даны методика нахождения приведенной массы и приведенного момента инерции механизма. Определена истинная скорость движения ведущего звена. Исследовано движение с помощью уравнения кинетической энергии, коэффициент неравномерности хода машины. Дана методика определения приведенного момента инерции маховика, с помощью которого

происходит регулировка угловой скорости вала машины при установившемся периодическом движении. Рассмотрено назначение и принцип действия центробежного регулятора, его степень неравномерности, устойчивость, нечувствительность.

Даны основные понятия теории машин – автоматов. Приведены краткие сведения по теории роботов и манипуляторов, которые завтра придут в наши порты, на судоремонтные заводы, вольются в парк новой техники.

Значение курса теории механизмов машин для подготовки инженеров-конструкторов, проектирующих новые механизмы и машины, очевидно, так как общие методы синтеза механизмов, изложенные в этом курсе, дают возможность не только находить параметры механизмов по заданным кинематическим и динамическим свойствам, но и определять их оптимальные сочетания с учетом многих дополнительных условий. Инженеры-механики редко участвуют непосредственно в проектировании машин, но они должны хорошо знать основные виды механизмов и их кинематические и динамические свойства. В процессе работы любой машины эти знания необходимы для правильной её эксплуатации.

Таким образом, мы видим, что курс ТММ играет важную роль в подготовке будущих специалистов-механиков морского флота.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Теория механизмов и машин / В.И.Небесов, М.Я.Савченко, Л.Я.Курочкин, Н.И.Коваленко.* – Одесса: Астропринт, 2002. – 294 с.
2. *Небесов В.И. и др. Теория механизмов и машин: Тексты лекций.* – Одесса: ОИИМФ, 1973. – 162 с.
3. *Небесов В.И. и др. Прикладная механика на морском транспорте: Учебное пособие.* – М.: ЦРИА „Морфлот”, 1980 – 76 с.
4. *Небесов В.И. и др. Прикладная механика на морском флоте: Учебное пособие* – М.: ЦРИА „Морфлот”, 1982 – 84 с.

УДК 620.178.3

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЦІ ВИТРИВАЛОСТІ ПООДИНОКИХ
ДЕТАЛЕЙ, ЩО ЗРУЙНУВАЛИСЯ ВІД ВТОМИ ПРИ
НЕРЕГУЛЯРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

М.В.Олійник

Режим навантаження деталей в експлуатації переважної більшості машин носить стохастичний характер. При проектуванні деталей цей режим тим чи іншим способом доводиться схематизувати, тобто зводити до певного еквівалентного упорядкованого режиму, кількісні характеристики якого використовуються в розрахункових формулах. Є чимало способів схематизації випадкових режимів [1,2]. Прийmemo, що за одним із них режим навантаження деталей, що розглядаються, вже упорядковано до багатоступінчастого варіаційного низхідного режиму, де перша сходинка напруг позначена σ_1 , а остання – σ_k з тривалостями дії кожної до зруйнування n_i циклів, де $i = 1 - k$. Сума тривалостей дії всіх

сходинок складає $N_{\Sigma} = \sum_{i=1}^k n_i$, i є сумарним напрацюванням деталі до

зруйнування. Відносна тривалість дії сходинки (напруг σ_i) буде $\beta_i = n_i / N_{\Sigma}$,

а $\sum_{i=1}^k \beta_i = 1$. Будемо вважати упорядкований багатоступінчастий низхідний

режим навантаження деталі цілком еквівалентним дійсному стохастичному режиму в тому сенсі, що сумарне напрацювання деталі N_{Σ} при цих режимах буде однаковим.

Тепер зведений режим навантаження розглядатимемо як дійсний режим навантаження деталі, бо він забезпечує таку ж її довговічність, яку вона мала в дійсності. Тобто будемо вважати, що деталь начебто працювала при дискретному багатоступінчастому режимі і зруйнувалася від втоми через N_{Σ} циклів, що співпадає з фактичним. Одержаний багатоступінчастий режим можна ще раз звести до простішого – двоступінчастого, еквівалентного багатоступінчастому з однаковим з ним напрацюванням N_{Σ} , тобто звершити бікквівалентний перехід від дійсного стохастичного процесу навантаження до найпростішого еквівалентного нерегулярного процесу.

Приймаючи, що напрацювання N_{Σ} будуть однаковими і при багатоступінчастому, і при двоступінчастому режимах навантаження, як і напруги σ_1 і тривалості n_1 дії і відносні тривалості дії цих напруг β_1 теж будуть однаковими, спробуємо відшукати меншу напругу σ_{2E} еквівалентного двоступінчастого режиму. Ця напруга повинна стати еквівалентом всіх напруг багатоступінчастого спектра від другої σ_2 до останньої σ_k . Серед цих напруг обов'язково є пошкоджуючі, адже ресурс

деталі не вичерпано лише від дії напруги σ_1 , бо напрацювання n_1 при цій нарузі не досягло довговічності N_1 і деталь ще працювала при нарузах $\sigma_2 \dots \sigma_k$. Лише у випадках, коли нарузи $\sigma_2 \dots \sigma_k$ такі малі, що ніякого пошкодження матеріалу деталі не викликають, напрацювання n_1 досягне N_1 , а нерегулярний режим виродиться у регулярний. Такий випадок трапляється дуже рідко, він не показовий і не будемо брати його до уваги.

Якщо ж пошкодження для напруг від σ_2 до σ_k незаперечно, то наруга σ_{2E} буде пошкоджуючою і повинна бути більшою за границю витривалості σ_R . Еквівалентний двоступінчастий режим буде мати обидві нарузи пошкоджуючими, і визначення напруги σ_{2E} набуває сенсу. Нарузи σ_1 і σ_{2E} належать кривій втоми деталі, а перша з них приймається відомою: одержана при схематизації фактичного режиму навантаження і постає як максимальна. Довговічність N_1 при цій нарузі будемо приймати як таку, що приводить деталь до зруйнування і визначається кривою втоми цієї деталі. Приймемо, що ця довговічність не виходить за межі багатоциклового навантаження і складає не менш як $10^5 - 1,5 \cdot 10^5$ циклів [2,3], в середньому $1,25 \cdot 10^5$ циклів. Довговічність $N_{тр} = 1,25 \cdot 10^5$ циклів хай поділятиме область навантаження деталі на малоциклову і багатоциклову, для яких застосовуються чотирьохпараметричні і трипараметричні моделі кривих втоми [3] відповідно. Далі розглядатимемо опір втоми деталей в багатоцикловій області. Тому довговічність N_1 при нарузі σ_1 обмежуватимемо вказаним вище числом циклів $N_{тр}$.

Для вирішення питання про вихідну міцність деталі, що зруйнувалася, тобто про її границю витривалості σ_R , де R – коефіцієнт асиметрії циклу, при якому деталь навантажувалася і зруйнувалася, застосуємо трипараметричну модель кривої багатоциклової втоми Вейбулла і запишемо її у вигляді

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} \cdot N = 10^{C_w}, \quad (1)$$

де σ і N – поточні наруга в небезпечному перерізі деталі і відповідна їй довговічність до зруйнування; m_w , σ_R і C_w – параметри.

У виразі (1) границя витривалості σ_R послуговує параметром і відповідає необмеженій довговічності, а в координатах $\lg N$, $\lg(\sigma - \sigma_R)$ крива втоми за виразом (1) подається прямою лінією, що перетинає вісь абсцис при $\sigma - \sigma_R = 1$ і $\lg N = C_w$, тобто C_w є початковою абсцисою. Крива втоми за виразом (1) може продовжуватися нижче осі абсцис, оскільки різниця напруг $\sigma - \sigma_R$ може бути як-завгодно малою. Параметр m_w визначає котангенс кута нахилу кривої втоми до осі $\lg N$.

Між параметрами кривої втоми за функцією (1) існують тісні кореляційні зв'язки [4], які можна подати у вигляді лінійної регресії

$$m_w = f_w(\sigma_R) = a_w \cdot \sigma_R + b_w, \quad (2)$$

$$C_w = F_w(\sigma_R) = \alpha_w \cdot \sigma_R + \beta_w, \quad (3)$$

де $a_w, b_w, \alpha_w, \beta_w$ – коефіцієнти.

Для сталених деталей середньоімовірні значення коефіцієнтів складають [4]: $a_w = 0,002$, $b_w = 0,800$, $\alpha_w = 0,005$, $\beta_w = 6,600$ (після подальшого дослідження і уточнення, раніше приймалося $\beta_w = 6,800$ [5]).

Наявність зв'язків (2) і (3) дозволяє визначати при регулярному навантаженні границю витривалості деталі за єдиним спостереженням (єдиним дослідом) з трансцендентного рівняння

$$(\sigma - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)} \cdot N - 10^{F_w(\sigma_R)} = 0, \quad (4)$$

де σ і N – беруться з досліду, а залежності $f_w(\sigma_R)$ і $F_w(\sigma_R)$ – за зв'язками (2) і (3). При цьому криву втоми будемо розглядати як одноланкову, тобто функцію (1) поширюємо на всю багатоциклову область, хоча при великих напругах, при яких довговічності мало відрізняються від $N_{гр}$, вона дає трохи завищені їх значення. Але при наближенні напруги σ до границі витривалості σ_R довговічності за функцією (1) якнайкраще збігаються з експериментальними. Використання інших моделей кривих втоми для вирішення поставленої задачі – визначення границі витривалості – поступається прийнятому, заснованому на трипараметричній моделі кривої багатоциклової втоми Вейбулла.

Мета цієї праці – уточнити визначення індивідуальної границі витривалості деталі, що зруйнувалася при нерегулярному навантаженні, за рахунок досконалішої форми вихідної кривої втоми і уточнених зв'язків між її параметрами, справедливих для всієї багатоциклової області. Принагідно слід зазначити, що наближені рішення задачі про визначення індивідуальної границі витривалості деталей, засновані на інших, простіших моделях кривої втоми [5,6], в багатьох випадках можна застосовувати, зважаючи на відповідні застереження. За браком місця тут цього питання не торкаємося.

Якщо деталь при відомому режимі навантаження, попередньо зведеному до еквівалентного двоступінчастого режиму з відомими тривалостями дії β_1 і β_{2E} напруг σ_1 і σ_{2E} зруйнувалася через N_Σ циклів, то постають відомими напрацювання n_1 і n_{2E} на рівні напруг σ_1 і σ_{2E}

$$n_1 = \beta_1 \cdot N_\Sigma \quad \text{і} \quad n_{2E} = \beta_{2E} \cdot N_\Sigma \quad \text{або} \quad n_{2E} = N_\Sigma - n_1.$$

Але довговічності N_1 і N_{2E} на рівні напруг σ_1 і σ_{2E} , як і шукана крива втоми деталі залишаються поки що невідомими. Легко уявити, що ці

довговічності при відомих напрацюваннях n_1 і n_{2E} можна було б знайти через пошкодження матеріалу деталі $\beta'_1 = n_1 / N_1$ і $\beta'_{2E} = n_{2E} / N_{2E}$ напругами σ_1 і σ_{2E} , або хоч через пошкодження β'_1 матеріалу деталі напругою σ_1 , яка відома, бо $\beta'_{2E} = 1 - \beta'_1$. Але й само пошкодження β'_1 при відомому напрацюванні n_1 невідоме.

У працях [6,7] наведено рекомендації щодо оцінювання пошкодження сталіх деталей при двоступінчастому режимі нерегулярного навантаження з тривалостями дії напруг β_1 і β_{2E} . При $\beta \leq 0,45$ пошкодження β'_1 становить

$$\beta'_1 = (\beta_1 \cdot \beta_{2E})^{0,5}. \quad (5)$$

Тоді відповідна довговічність деталі на рівні напруги буде σ_1 буде

$$N_1 = n_1 / \beta'_1. \quad (6)$$

Перевірка розрахунків з використанням пошкодження β'_1 і довговічності N_1 деталей за виразами (5) і (6) підтвердила їхню повну відповідність експериментальним даним, що дозволяє рекомендувати залежності (5), (6) і похідні від них до вжитку, не зважаючи на те, що їх треба розглядати як наближені [7]. За наявним пошкодженням деталі β'_1 напругою σ_1 двоступінчастого спектра можна знайти вихідну границю витривалості деталі, що зруйнувалася при нерегулярному режимі навантаження, використовуючи уніфіковану криву втоми Вейбулла (з $m_w = 1$) [7,8]

$$\sigma_R = \sigma_1 \cdot n_1 / (n_1 + 10^{5,1} \cdot \beta'_1). \quad (7)$$

Але оскільки уніфікована крива втоми Вейбулла сама є усереднена, тобто наближена і може помітно відхилитися від дійсної кривої втоми деталі, що розглядається, то варто в відповідальних випадках від неї і формули (7) відмовитися, хоча в багатьох менш відповідальних випадках нею можна користуватися. Переходячи від двопараметричної до трипараметричної кривої втоми Вейбулла, безперечно, досягаємо деякого уточнення розрахунків, може й незначного при великих довговічностях N (напругах σ , що мало відхиляються від границі витривалості σ_R). Але при наближенні довговічностей N до довговічності N_{TP} уточнення розрахунків може стати досить помітним і, ясна річ, це треба використати в відповідальних випадках.

Посилаючись на відомі дані про напругу σ_1 і довговічність N_1 , тобто зводячи нерегулярне навантаження двоступінчастим еквівалентним спектром з напругами σ_1 і σ_{2E} і довговічностями N_1 і N_{2E} до регулярного з

напругою σ_1 і довговічністю N_1 як відомими, можна застосувати рівняння (4) для визначення шуканої границі витривалості деталі, що зруйнувалася. Прологарифмувавши це рівняння, будемо мати

$$f_w(\sigma_R) \lg(\sigma_1 - \sigma_R) + \lg N = F_w(\sigma_R), \quad (8)$$

де при наявності зв'язків (2) і (3) залишається одне невідоме – шукана границя витривалості σ_R деталі. Перепишемо рівняння (8) у розгорнутому вигляді, маючи на увазі чисельні значення коефіцієнтів у зв'язках (2), (3)

$$(0,002\sigma_R + 0,800) \lg(\sigma_1 - \sigma_R) + \lg N_1 - 0,005\sigma_R - 6,600 = 0. \quad (9)$$

У рівнянні (9) напруга σ_1 і довговічність при ній N_1 відомі з попереднього, і границю витривалості σ_R деталі, що зруйнувалася при регулярному чи нерегулярному навантаженні, знаходимо з рівняння (9) методом підбору на комп'ютері.

Для перевірки розглянутого рішення задачі скористаймося результатами випробування півосей вантажівки при симетричному крутінні ($R = -1$) в режимах регулярного і нерегулярного восьмиступінчастого навантаження [9]. На випадок крутіння рівняння (9) при збереженні всіх коефіцієнтів незмінними і симетричному циклі навантаження переписується у вигляді

$$(0,002\tau_{-1} + 0,800) \lg(\tau_1 - \tau_{-1}) + \lg N_1 - 0,005\tau_{-1} - 6,600 = 0, \quad (10)$$

де τ_{-1} – границя витривалості півосей при симетричному крутінні, умовно приймається як така, що відповідає кривій втомі за виразом (1) і є трохи меншою (на 5-6 %) за дослідну з праці [9]. При регулярному навантаженні використовується замість N_1 довговічність N , що відповідає напрузі τ .

Півосі із сталі 40X підлягали поліпшенню і мали гладку частину стержня 50 мм з моментом опору при крутінні 25000 мм³ і шліцеву частину скраю. Результати випробування півосей на базі 10⁷ циклів при регулярному навантаженні наведено в таблиці 1.

Індивідуальні границі витривалості півосей, підраховані методом підбору за виразом (10), наведені в тій же таблиці 1. Вважає розсіювання довговічностей, виявлене в експерименті: півосі мали однакову довговічність при різних напругах або при майже однакових напругах – у п'ять разів різні довговічності, що свідчить про нестабільність якості деталей. З розсіювання довговічності виявляється і розсіювання міцності. Як видно з таблиці 1, індивідуальна границя витривалості півосей коливається в межах від 94,4 до 175,0 МПа, тобто змінюється в 1,85 рази. Не дивно, що при таких коливаннях міцності півосі деяких вантажівок виходили з ладу через порівняно невеликий час експлуатації вантажівки.

На причинах розсіювання тут докладно не зупиняємося, але можна вважати, що однією серед головних причин розсіювання якості півосей є неідентичність технологічного процесу при виготовленні півосей.

Таблиця 1. Випробування на втому півосей із сталі 40X вантажівки при регулярному навантаженні симетричним крутінням

Крутний момент, Н·м	Напруга, τ , МПа	Число циклів, $N \cdot 10^3$	Місце злому	Параметри індивідуальних кривих втоми		
				τ_{-1} , МПа	m_w	C_w
7500	300	70	по тілу	116,8	1,034	7,184
6500	260	180	по тілу	175,0	1,150	7,475
5750	230	182	по тілу	150,5	1,101	7,353
5500	230	250	по шліцах	167,4	1,135	7,437
4600	184	1050	по шліцах	166,4	1,133	7,432
4000	160	1750	по тілу	148,1	1,096	7,341
3000	120	2170	по тілу	113,6	1,027	7,168
2950	118	10190	по шліцах	116,5	1,033	7,183
2750	110	30000	без руйнування	-	-	-
2500	100	2160	по шліцах	94,4	0,989	7,072
2500	100	4080	по шліцах	97,0	1,142	7,455
2250	90	10000	без руйнування	-	-	-
2250	90	10000	- " -	-	-	-
2000	80	10000	- " -	-	-	-
1750	70	17200	- " -	-	-	-

Випробування півосей із сталі 40X при нерегулярному навантаженні проводили при шести режимах різної інтенсивності [9]. Для прикладу два із режимів використано нижче. В таблиці 2 наведено характеристики III і V режимів із праці [9] і еквівалентних їм двоступінчастих режимів з β_1 , що збігається з β_1 дійсних режимів і β_{2E} , що відповідає меншій напрузі σ_{2E} і визначається як $1 - \beta_1$.

Таблиця 2. Режими навантаження III і V півосей із сталі 40X [9]

Режим III				Режим V			
τ , МПа	β_i	β_{2E}	β'_1	τ , МПа	β_i	β_{2E}	β'_1
202	0,00329	0,99671	0,0573	200	0,00318	0,99682	0,0563
187	0,00658			190	0,00653		
172	0,01643			180	0,01270		
157	0,03290			170	0,02540		
142	0,06410			160	0,05510		
127	0,12470			150	0,11650		
112	0,25600			140	0,24980		
97	0,49600			130	0,53200		

Крім того, подано пошкодження півосей напругою σ_1 , розраховане за формулою (5), яке дозволяє виявити довговічність N_1 на рівні напруги σ_1 при регулярному навантаженні за формулою (6). Цією процедурою нерегулярний двоступінчастий режим зводиться до еквівалентного регулярного, у якого при нарузі σ_1 довговічність буде N_1 , а при нарузі $\sigma_{2E} - N_{2E} = n_{2E} / \beta'_{2E}$, де $\beta'_{2E} = 1 - \beta'_1$.

У таблиці 3 подано сумарне напрацювання N_Σ і визначене по ньому напрацювання n_1 і n_{2E} при напругах σ_1 і σ_{2E} , пошкодження β'_1 , а також довговічності N_1 для всіх випробуваних при нерегулярному навантаженні півосей [9], за якими і формулою (10) знайдено індивідуальні границі витривалості і параметри індивідуальних кривих втоми півосей (табл. 4).

Таблиця 3. Напрацювання N_Σ , n_1 , n_{2E} і довговічності N_1 , поодиноких півосей із сталі 40X

При режимі III					При режимі V				
N_Σ , тис. циклів	n_1 , цикл	n_{2E} , цикл	β'_1	N_1 , цикл	N_Σ , тис. циклів	n_1 , цикл	n_{2E} , цикл	β'_1	N_1 , цикл
7620	25070	7594930	0,0573	437522	11750	37365	11712635	0,0563	663677
6270	20628	6249372		360000	10790	34312	10755688		609449
4630	15233	4614767		255841	5860	18635	5841365		330995
2530	8324	2521676		145276	3730	11861	3718139		210675
					3310	10526	3299474		186963
				2560	8141	2551859	144600		
				2070	6583	2063417	116927		

Таблиця 4. Параметри індивідуальних кривих втоми півосей із сталі 40X

При режимі III				При режимі V			
N_1 , цикл	τ_{-1} , МПа	m_w	C_w	N_1 , цикл	τ_{-1} , МПа	m_w	C_w
437522	164,2	1,128	7,421	663677	172,9	1,142	7,455
360000	158,0	1,116	7,390	609449	171,0	1,142	7,455
265841	146,4	1,093	7,332	330995	153,3	1,107	7,367
145276	112,5	1,025	7,163	210675	133,6	1,067	7,268
				186963	127,0	1,054	7,235
				144600	110,6	1,021	7,153
				116927	93,8	0,988	7,069

Порівнюючи дані випробування півосей при регулярному навантаженні (таблиця 1) з даними, одержаними описаним способом за результатами випробування півосей при різних режимах нерегулярного

навантаження (табл. 4), можна стверджувати прийнятність оцінки втомного пошкодження β'_1 деталей максимальною напругою спектра за виразом (5) і довговічності N_1 на рівні максимальної напруги при регулярному навантаженні за виразом (6). Це дозволяє схвально поставитися до описаних способів визначення індивідуальних показників міцності і довговічності деталей, що зруйнувалися при нерегулярному чи регулярному навантаженні з відомими режимами і напрацюваннями. Вони знайшли підтвердження для різних деталей, різних видів напруженого стану, різних режимів циклічного навантаження [10].

Для визначення вихідних властивостей деталі можна скористатися і меншою напругою σ_{2E} двоступінчастого спектра, що відповідає вихідній кривій втоми. Цю криву легко побудувати виходячи з параметрів, які було знайдено попереднім способом, і довговічності N_2 , що постає відомою через відомі напрацювання n_{2E} і пошкодження β_{2E} як $N_2 = n_{2E} / \beta_{2E}$. Тоді напруга σ_{2E} , що відповідає довговічності N_2 за індивідуальною вихідною кривою втоми, буде

$$\tau_{2E} = (\tau_1 - \tau_{-1})(N_1 / N_2)^{1/m_w} + \tau_{-1}, \quad (11)$$

де перша складова може бути дуже малою, але перевищувати нуль, отже, засвідчувати, що менша напруга σ_{2E} еквівалентного двоступінчастого спектра завжди буде більшою за границю витривалості.

Якщо одержане з виразу (11) значення меншої напруги τ_{2E} використати в виразі (10), переписавши його у вигляді

$$(0,002\tau_{-1} + 0,800) \cdot \lg(\tau_{2E} - \tau_{-1}) + \lg N_2 - 0,005\tau_{-1} - 6,600 = 0, \quad (12)$$

то індивідуальна границя витривалості τ_{-1} півосі повинна збігатися з тією, що закладалася у вираз (11) і була знайдена раніше з виразу (10), у якому використовувалася фактична (діюча) напруга τ_1 . При помітній розбіжності індивідуальної границі витривалості півосі з виразів (10) і (12) треба найперше шукати помилку при визначенні меншої напруги спектра τ_{2E} і довговічності N_{2E} при ній, хоча й при визначенні границі витривалості з виразу (10) припуститися помилки теж не виключено.

Використання меншої напруги спектра для визначення індивідуальних властивостей деталі має підпорядковане значення, бо й сама менша напруга обчислюється, а не задається. Тому вона використовується в разі потреби, коли виникає сумнів у результатах, одержаних за максимальною напругою спектра, яка достеменно відома. Здебільшого звертатися до перевірки результатів розрахунків за відомою наперед більшою напругою не доводиться, що дозволяє обмежуватися рішеннями з використанням більшої напруги спектра.

Як видно з наведеного, визначення індивідуальних властивостей деталі, що зруйнувалася від втоми при нерегулярному навантаженні, дуже

спростилося завдяки зведенню дійсного спектра навантаження до еквівалентного двоступінчастого і врахування нижньої границі пошкоджуючих напруг у такий спосіб, коли вона, нижня границя, побічно враховується в меншій напрузі двоступінчастого спектра, а сумарне напруження N_{Σ} деталі прирівнюється дійсному. Порівняння такого способу розрахунків з відомими [1,2] вказує на незаперечні його переваги, бо виключає невизначеність оцінок пошкоджуючих напруг і корекції сумарного напруження, а самі розрахунки дуже спрощує без будь-якого зменшення їхньої точності. Отож цей спосіб може знайти застосування в різних галузях техніки, зокрема в суднобудуванні, і при проведенні технічних експертиз втомного руйнування деталей на досить обґрунтованих теоретичних засадах, чого не було раніше.

До цього треба додати, що використання при однаковому сумарному напруженні еквівалентного двоступінчастого спектра замість багатоступінчастого з напругами нижчими чи набагато нижчими за вихідну границю витривалості, спектра, в якому обидві напруги є пошкоджуючими, знімає сумніви щодо прийнятності лінійної гіпотези при підсумуванні втомних пошкоджень на базі індивідуальної кривої втоми і факту зруйнування деталі. Це означає, що лінійна гіпотеза в такому тлумаченні може застосовуватися завжди.

Висновки. Застосування трипараметричної функції Вейбулла як моделі кривої багатоциклової втоми дозволило в тих випадках, коли напруга наближується до межі з малоцикловою втомою, помітно точніше оцінювати довговічність деталі порівняно з тим, що дає уніфікована крива втоми Вейбулла.

Завдяки уточненню форми кривої багатоциклової втоми і зв'язків між її параметри з'явилася можливість диференційовано визначати показники опору втомі деталей різної міцності, а значить, точніше оцінювати індивідуальні властивості деталей.

Поширюючи трипараметричну криву втоми як єдину на всю багатоциклову область і зберігаючи зв'язки між параметрами цієї кривої чинними для всієї багатоциклової області, можна оцінювати точніше довговічність деталі при будь-якій напрузі, що дозволяє точніше оцінити пошкодження матеріалу деталі на різних рівнях навантаження при відомих напруженнях на цих рівнях, зокрема, на максимальному рівні спектра. У такий спосіб зводиться нерегулярний двоступінчастий режим навантаження до регулярного з максимальною напругою спектра. Тоді шукана границя витривалості знаходиться методом підбору, як і при регулярному навантаженні, з рівняння кривої втоми, в якому параметри оцінюються за зв'язками (2) і (3).

Розглянуте на прикладі півосей вантажівки застосування в наведений спосіб показників індивідуальної міцності задовільно збігається з експериментальними даними і співпадає з результатами аналогічних розрахунків для багатьох інших деталей, що дозволяє

рекомендувати використання трипараметричної моделі Вейбулла для уточнення розрахунків деталей взамін інших моделей.

Розглянутий метод оцінювання індивідуальних характеристик опору втомі реальних деталей, хоча й залишається наближеним і заслуговує на подальше уточнення, робить проведення технічних експертиз втомного руйнування деталей в експлуатації досить обґрунтованим і може бути рекомендованим до вжитку в найвідповідальніших випадках.

ЛІТЕРАТУРА

1. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
2. Машиностроение. Энциклопедия. Том IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Д.Н.Решетов, А.П.Гусенков, Ю.Н.Дроздов и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
3. Степнов В.Н., Гиацинтов Е.В. Усталость легких конструкционных сплавов. – М.: Машиностроение, 1973. – 318 с.
4. Олейник Н.В., Магденко А.Н., Скляр С.П. Сопротивление усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах. – К.: Наукова думка, 1987. – 200 с.
5. Олійник М.В., Автушкова І.О., Вснікова І.Ю. Спрощена форма багатоциклової кривої втомі сталевих деталей / Проблеми техніки. – 2004. – № 2. – С. 3-9.
6. Олійник М.В., Скляр С.П. Оцінка функцій розподілу границі витривалості поодиноких деталей за законом розподілу сумарного напрацювання // Проблеми техніки. – 2004. – № 3. – С. 3-11.
7. Олійник М.В. Підсумування втомних пошкоджень і оцінка конструкційної міцності деталей // Вісник ОНМУ. – 2004. – № 13. – С. 230-242.
8. Олійник М.В., Севрюков В.В., Стальніченко О.І. Конструкційна міцність і відновлення деталей. – Одеса: Аудиторія, 2000. – 192 с.
9. Буглов Е.Г. Испытания на усталость и оценка эксплуатационной долговечности полусосей // Механическая усталость в статистическом аспекте. – М.: Наука, 1969. – 174 с.
10. Редковец Н.Ф. Влияние напряжений ниже предела усталости на долговечность деталей, работающих при переменных нагрузках // Вестник машиностроения. – 1964. – № 6. – С. 26-29.

УДК 621.1:629.12:62-50

**О РАЗВИТИИ МЕТОДОВ В.И. НЕБЕСНОВА ИССЛЕДОВАНИЯ
ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ СЛОЖНЫХ
МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

В.А. Плотников

В статье рассматриваются вопросы формирования и развития направления научных исследований кафедры оптимального управления и экономической кибернетики Одесского национального университета им.И.И. Мечникова, базирующихся на научных работах В.И. Небеснова.

Исследования В.И. Небеснова характеризуются тем, что динамика машин и механизмов, в частности судового двигателя, рассматривалась не изолировано, а в комплексе корпус судна - винты - двигатели.

В предисловии к монографии В.И. Небеснова "Динамика двигателя в системе корпус судна-винты-двигатели" [8] академик И.И. Артоблевский отмечает: "В общем виде задача динамики такого комплекса сводится к задаче о совместном решении системы нелинейных дифференциальных уравнений. Решение таких задач, как правило, возможно только численными методами или с помощью так называемых асимптотических методов. В той задаче, которую решает автор, это привело бы к непреодолимым математическим трудностям. Вот почему автор правильно вводит некоторые предпосылки, позволяющие линеаризовать уравнение и использовать независимое изучение каждой из систем, определяющих режим работы комплекса корпус судна-винты-двигатели. ... Во всяком случае предлагаемая монография может рассматриваться как один из первых и обстоятельных подходов к решению задач динамики судовых комплексов с использованием того экспериментального и эксплуатационного материала, который накоплен к настоящему времени практикой."

В общем случае задачи исследования сложной механической системы сводятся к решению нелинейных дифференциальных уравнений вида

$$\dot{x} = \varepsilon X(t, x, y, z, \varepsilon), \quad (1)$$

$$\dot{y} = Y(t, x, y, z, \varepsilon), \quad (2)$$

$$\varepsilon \dot{z} = \varepsilon Z(t, x, y, z, \varepsilon), \quad (3)$$

где $x \in R^n$, $y \in R^m$, $z \in R^k$ — фазовые переменные,

t — время;

ε — малый параметр.

Появление малых параметров вызвано тем, что большие системы содержат элементы с существенно различными элементами, а также учетом приближенного построения математической модели.

В словах И.И. Артоболевского подчеркнута суть возникавших противоречий между желанием исследовать весь комплекс совместно и отсутствием вычислительных возможностей для этих целей. Монография В.И. Небеснова как бы подводила итог предыдущего этапа исследований без ЭВМ и служила базой для нового этапа исследований с использованием ЭВМ.

Открывшиеся с появлением ЭВМ возможности вычислений сразу же самым эффективным образом были использованы в научных исследованиях В.И. Небеснова. В работах В.И. Небеснова начала активно развиваться нелинейная динамика судовых комплексов корпус судна - винты - двигатели. При этом основной акцент делался на движение в нестационарных режимах в самых различных навигационных условиях.

Первоначально исследование данных задач проводилось на установленных в то время в лаборатории вычислительной математики Одесского университета им. И.И. Мечникова АВМ (аналоговых вычислительных машинах). В этот период начались исследования сравнительно простых задач о разгоне и торможении судового комплекса на прямом курсе на спокойной воде и на волнении с помощью управления дизелем и ВРШ при различной детализации математической модели. Наличие вычислительной техники позволяло эффективно проводить многопараметрическое исследование этих задач [18, 28].

После появления в Одессе ЦВМ (вычислительных машин дискретного действия) исследования несколько лет продолжались параллельно на АВМ и ЦВМ.

С появлением ЦВМ возник вопрос о разработке математических методов решения этих задач. Так как уравнения вида (1)-(3) являются характерными для любой сложной механической системы, то в различных научных центрах мира проводились поиски эффективных методов их решения. Лабораторией вычислительной математики Одесского университета были в это время установлены научные контакты с Вычислительным центром АН СССР (Москва), Московским университетом, Ленинградским университетом, Институтом кибернетики и Институтом математики АН Украины, Сибирским отделением АН СССР (Новосибирск). Методы решения таких задач с помощью только численных методов оказались неэффективными. Перспективными оказались методы численно-асимптотического решения дифференциальных уравнений. Выбор конкретного численно-асимптотического

метода решения задачи зависит от структуры дифференциального уравнения, описывающего динамику объекта [1-4, 6, 7, 33, 51].

ЭВМ позволили исследовать более сложные задачи: переходные режимы комплексов с двигателями, работающими непосредственно на винты фиксированного шага, на винты регулируемого шага, через гидромфты; динамический анализ сложных судовых пропульсивных комплексов, содержащих эластичные связи между судами и буксируемыми составами, электромагнитные связи между двигателями и движителями; разгон судов с подводными крыльями; режимы работы комплексов при движении судов по оптимальным трассам; оптимальные режимы работы комплексов при маневрах; проводка судов по акваториям портов с помощью буксиров, т.е. рассматривать режимы работы не одиночных судовых комплексов, а совместную работу групп пропульсивных комплексов при механических, гидродинамических и функциональных связях между ними [10, 11, 14-17, 22, 23, 29, 30, 31].

В лаборатории вычислительной математики Одесского университета сформировалась группа, которая под научным руководством В.И. Небеснова начала заниматься разработкой математических методов решения поставленных задач. Сотрудниками этой группы, в связи с возникавшими при решении задач исследования динамики судового комплекса вопросами, разрабатывались различные разделы теории асимптотических методов.

На базе этой группы в 1972 г. в составе кафедры вычислительной математики была создана секция экстремальных задач, которая в 1974 году была преобразована в кафедру оптимального управления. В.И. Небеснов принимал самое непосредственное участие в этом процессе. Он был научным руководителем кандидатских диссертаций В.А. Плотникова (с 1974 г. зав. кафедрой оптимального управления), Ю.И. Бурименко и соруководителем совместно с В.А. Плотниковым кандидатских диссертаций В.П. Желтикова и В.В. Эфендиева. В.И. Небеснов был научным консультантом докторской диссертации В.А. Плотникова.

Практически с самого начала исследований возник вопрос о нахождении оптимальных режимов движения судовых комплексов: оптимальные режимы движения в установившихся режимах [19,24,25,26,34], оптимальный разгон и торможение судна [12,27,32,35], оптимальное изменение курса судна [13, 22, 30], выбор оптимальных трасс плавания [13,14], управление рулями для торможения крупных танкеров [36] .

Данные задачи потребовали разработки соответствующих численно-асимптотических методов решения задач оптимального управления объектами, динамика которых описывается дифференциальными уравнениями вида

$$\dot{w} = \varepsilon F(t, w, u, \varepsilon),$$

где $u \in U \subset R^p$ – вектор управления, функция F имеет структуру системы (1)-(3).

Эти исследования проводились в двух направлениях:

- разработка численно-асимптотических методов решения задач оптимального управления, основанных на использовании принципа максимума Л.С. Понтрягина [21, 27, 37, 40, 41, 42];

- применение численно-асимптотических методов непосредственно к уравнениям управляемого движения [21, 37, 38, 39, 44, 49, 56]. Это направление было впервые разработано сотрудниками кафедры и стимулировало развитие асимптотических методов для дифференциальных уравнений с многозначной правой частью [38, 41, 43, 47]. Этот подход позволил расширить класс задач оптимального управления, допускающих использование численно-асимптотических методов: это - игровые задачи, задачи с векторным критерием оптимальности, задачи построения синтеза управления, задачи управления в условиях неопределенности [41, 47, 56].

Математическое обоснование методов решения этих задач потребовало разработки асимптотических методов для дифференциальных включений [38, 41, 43, 48, 49], дифференциальных уравнений с производной Хукухары [47, 58] и квазидифференциальных уравнений в нелинейных метрических пространствах [47, 55, 57]. Разработка методов решения задач управления системами в условиях неопределенности потребовала создания численно - асимптотических методов для динамических систем в нелинейных метрических пространствах [47, 55, 57], а рассмотрение систем с разрывными характеристиками - разработки этих методов для систем с импульсными воздействиями [47, 52, 53].

В отзыве академика Н.Н. Моисеева - официального оппонента по докторской диссертации В.А. Плотникова, отмечается "Не стремление к обобщению теории осреднения на случай дифференциальных включений, а необходимость их рассмотрения для полноты анализа технической задачи определила направление усилий автора. Таким образом, диссертация В.А. Плотникова – это, прежде всего, работа в области механики, в том лучшем смысле этого слова, когда содержательное исследование конкретных классов движения завершается математическим обоснованием использованных методов."

Таким образом, благодаря тому, что у истоков создания научного направления кафедры стояли В.И. Небесов и Н.Н. Моисеев, научные исследования сотрудников кафедры по обобщению математической теории были не самоцелью, а направлены на разработку математических методов решения новых все более сложных задач оптимального управления, которые возникали в приложениях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. - М.: Наука, 1974. - 503 с.
2. Васильева А.Б., Бутузов В. Ф. Асимптотические разложения решения сингулярно возмущенных уравнений - М.: Наука, 1973. - 272 с.
3. Волосов В.М., Моргунов Б.И. Метод осреднения в теории нелинейных колебаний. - М.: Изд-во МГУ, 1971. - 508 с.
4. Гребенников Е.А. Метод усреднения в прикладных задачах. - М.: Наука, 1986. - 256 с.
5. Кших Ю.А., Макаров О.Ф., Плотников В.А. О поиске на машине непрерывного действия начальных условий для присоединенной системы одной задачи оптимальных перелетов// Журнал вычислительной математики и математической физики. - 1966. - № 2. - С. 386-389.
6. Митропольский Ю.А., Хома Г.Н. Математическое обоснование асимптотических методов нелинейной механики. - К.: Наукова думка, 1983. - 216 с.
7. Моисеев Н.Н. Асимптотические методы нелинейной механики. - М.: Наука, 1981. - 400 с.
8. Небесов В.И. Динамика двигателя в системе корпус судна - винты - двигатели. Л.: Судпромгиз, 1961. - 374 с.
9. Небесов В.И. Расчет эксплуатационных режимов работы силовой установки теплохода. М.: Морской транспорт. 1962. - 143 с.
10. Небесов В.И. Вопросы совместной работы двигателей, винтов и корпуса судна. Л.: Судостроение, 1965. - 247 с.
11. Небесов В.И. Динамика судовых комплексов. Л.: Судостроение, 1967. - 295 с.
12. Небесов В.И. Оптимальные режимы работы судовых комплексов. М.: Транспорт, 1974. - 200 с.
13. Небесов В.И., Бурименко Ю.И. О совместной работе двигателей, винтов и корпуса судна на оптимальном морском пути// Известия вузов: Машиностроение. - 1968. - № 4. - С. 152-158.
14. Небесов В.И., Бурименко Ю.И. К вопросу о совместной работе двигателей, винтов и корпуса судна при подвижном центре волнения// Судостроение и судоремонт. - Одесса, 1970. Вып. III. - С. 82-88.
15. Небесов В.И., Давыдов И.В., Яровенко В.А. Динамика пропульсивных комплексов ледоколов при работе в тяжелых льдах. - М., 1985. - 45 с.

16. Небеснов В.И., Крук Л.Д., Эфендиев В.В., Шаркин В.С. Влияние геометрических параметров подвеса захватного устройства перегружателя на его рабочий процесс// Морские порты. - М., 1975.- С. 83-86.
17. Небеснов В.И., Крук Л.Д., Эфендиев В.В., Шаркин В.С. К исследованию на ЭЦВМ режимов работы причальных перегружателей // Морские порты. - М., 1975.- № 7.- С. 88-90.
18. Небеснов В.И., Плотников В.А. Об электрическом моделировании режимов совместной работы корпуса судна, винта и двигателей// Судоремонт и судостроение. - М. : Морской транспорт, 1963. -Вып.2.- С.126-140.
19. Небеснов В.И., Плотников В.А. Оптимальное управление главным двигателем при волнении. // Тезисы докладов научной конференции, посвященной столетию Одесского университета.- 1965. - С.81-84.
20. Небеснов В.И., Плотников В.А. К динамике энергетической системы с двумя степенями свободы // АН СССР. Машиноведение -1968. - №1. -С.18 - 23.
21. Небеснов В.И., Плотников В.А. Математические методы исследования режимов работы судовых комплексов. - М.: Рекламинформбюро ММФ СССР, 1977. -72 с.
22. Небеснов В.И., Плотников В.А., Власов Е.А., Кузнецов А.И. О влиянии внешних возмущений на режим работы судового комплекса при циркуляции// Морские порты. – Одесса,1973. - Вып.6.-С.165-172.
23. Небеснов В.И., Плотников В.А., Гайдученко И.А., Лозоватский В.Д., Соколов Л.И. Исследование на ЭВМ влияния параметров судового комплекса на его динамику при циркуляции // Судостроение и судоремонт. - Одесса, 1972. - Вып.5. - С. 90-99.
24. Небеснов В.И., Плотников В.А., Желтиков В.П. К расчету параметров оптимального управления судовым комплексом на волнении// Судостроение и судоремонт. - Одесса, 1970. - Вып.4.- С.56- 66.
25. Небеснов В.И., Плотников В.А., Желтиков В.П. К определению оптимальных параметров управления системой с двумя степенями свободы при малых возмущениях // АН СССР. Машиноведение, -1971. - № 5.-С.11-16.
26. Небеснов В.И., Плотников В.А., Ивчик В.И. Об оптимальной нагрузке судовых дизелей при волнении// Судовые силовые установки. - Л.: Транспорт, 1968.- Вып.7.- С. 327-336.
27. Небеснов В.И., Плотников В.А., Кузюшин А.Я. Оптимальное управление ВРШ на волнении.- М.: Пищевая промышленность, 1974.- 88 с.

28. Небесов В.И., Плотников В.А., Рубан Г.А., Давыдов И.В. Применение электронных моделирующих устройств в учебном процессе для решения задач анализа и синтеза механизмов и машин// Вопросы совершенствования преподавания в учебных заведениях ММФ.- М.: Транспорт, 1967.- С.20-32.
29. Небесов В.И., Плотников В.А., Соколов Л.И. Изменение режимных показателей комплекса двигателя-винты-корпус судна на циркуляции// Судовые машины и механизмы. – Одесса, 1975. - Вып.6. - С.5-10.
30. Небесов В.И., Плотников В.А., Соколов Л.И. Зависимости основных характеристик установившейся циркуляции от параметров судового комплекса// Судостроение и судоремонт. – Одесса, 1975. - Вып.6. - С.139-143.
31. Небесов В.И., Эфендиев В.В., Цымбал Б.И. К динамике реверсирования судового дизельного привода // АН СССР. Машиноведение. - М., 1969.- 5.- С. 3-9.
32. Небесов В.И., Эфендиев В.В., Цымбал Б.И. О рациональном законе управления главными дизелями при торможении судна// Судовые машины и механизмы. - Одесса, 1970.- № 3.-С. 117-126.
33. Первозванский А.А., Гайцгори В.Г. Декомпозиция, агрегирование и приближенная оптимизация. - М.: Наука, 1979. -344 с.
34. Плотников В.А. Решение одной задачи оптимального управления методом Беллмана// Конференция по оптимальному математическому программированию: Тез. докл. – Новосибирск: Изд-во СО АН СССР, 1965. - С.53-54.
35. Плотников В.А. Об оптимальном управлении ВРШ// Судовые машины и механизмы. – Одесса, 1967.-Вып.1.- С.208-217.
36. Плотников В.А. К исследованию оптимального торможения крупнотоннажных судов// Вычислительная математика. - Киев: ИК АН УССР, 1973.-С.67-70.
37. Плотников В.А. Асимптотические методы в задачах оптимального управления. - Одесса: Изд-во Одесского госуниверситета, 1976.- 102 с.
38. Плотников В. А. Метод усреднения для дифференциальных включений и его приложение к задачам оптимального управления// Дифференц. уравнения.-1979.- № 8.- С. 1427 - 1433.
39. Плотников В.А. Асимптотическое исследование уравнений управляемого движения. // Изв. АН СССР, Техническая кибернетика.-1984.- № 4.- С.30-37.
40. Плотников В.А. Метод усреднения в задачах управления // Дифференц. уравнения.- 1985.- Т. 21. № 10.- С.1713-1717.

41. Плотников В.А. Метод усреднения в задачах управления. - Киев-Одесса: Лыбидь, 1992.- 188 с.
42. Плотников В.А. Асимптотические методы в теории дифференциальных уравнений с разрывной правой частью. Киев, 1993. Препр. АН Украины. Ин-т математики. 93.27.- 60 с.
43. Плотников В.А. Асимптотические методы в теории дифференциальных уравнений с многозначной правой частью//Нелінійні коливання.- 1998.- № 1.- С. 66-73.
44. Плотников В.А., Желтиков В.П., Кичмаренко О.Д. Асимптотическое исследование управляемых систем с запаздыванием с медленными и быстрыми переменными // Труды Одесского политехнического университета. Научный и производственно - практический сборник по техническим и естественным наукам.- 2004.- Вып. 2(22). - С.214-217.
45. Плотников В.А., Китанов Н.М. Непрерывная зависимость решений импульсных дифференциальных включений и импульсных задач управления // Кибернетика и системный анализ. - 2002.- № 5.-С.71-85.
46. Плотников В.А., Плотников А.В. Усреднение уравнений управляемого движения в метрических пространствах// Труды Института математики НАН Беларуси. Минск, 2001.- Т.7.- С.124-131.
47. Плотников В.А., Плотников А.В., Витюк А.Н. Дифференциальные уравнения с многозначной правой частью. Асимптотические методы.- Одесса: Астропринт, 1999. - 356 с.
48. Плотников В.А., Плотникова Л.И., Яровой А.Т. Метод усреднения дискретных систем и его приложение к задачам управления // Нелинейные колебания.-2004.-Т.7. №2.-С.241-254.
49. Филатов А.Н. Усреднение в системах дифференциальных и интегро-дифференциальных уравнениях. - Ташкент: Фан, 1971.- 280 с.
50. Филатов О.П., Хапаев М.М. Усреднение систем дифференциальных включений. - М.: Изд-во Моск. ун-та, 1988. -160 с.
51. Черноусько Ф.Л., Акуленко Л.Д., Соколов Б.Н. Управление колебаниями. - М.: Наука, 1980. - 384 с.
52. Plotnikov V.A., Ivanov R.P., Kitanov N.M. Method of averaging for impulsive differential inclusions // Pliska Stud. Math. Bulgar. -1998, №12. -P. 43 -55.
53. Plotnikov V.A., Kitanov P.M. Continuous dependence of solutions of quasidifferential equations with non-fixed time of impulses // *Serdica Math. J.* - 1998.-№ 24. - P. 153 - 162.
54. Plotnikov V., Plotnikov A. Multivalued Differential Equations and Optimal Control// *Applications of Mathematics in Engineering and Economics*, 26, Heron Press, Sofia, 2001.-PP. 60- 67.

55. Plotnikov V.A., Plotnikova L.I. Asymptotic methods for quasidifferential equations in the metric space// *Functional Differential Equations, Israel.* - 1996.- V. 3.- P. 185 - 205.
56. Plotnikov V.A., Plotnikova L.I. Numerically asymptotic methods in nonlinear control problems// *Seminaire Itinerant "Tiberiu Popoviciu" D'Equations Fonctionnelles, Approximation et Convexite, Cluj-Napoca.* - 1997.- P. 87 - 90.
57. Plotnikov V.A., Plotnikova L.I. Approximated equations: theory and applications to the optimal control // *Proceeding of the International conference on Approximation and Optimization (Romania)- ICAOR, Cluj-Napoca.* - 1997.- V. 2.- P. 203 - 216.
58. Plotnikov V.A., Rashkov P.I. Averaging in differential equations with Hukuhara derivative and delay// *Functional Differential Equations .(Israel)-2001.-V.8,№ 3-4.* - P. 371-381.

УДК 621.43.041.6:629.072.17:629.5

НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАЗНЫХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ СУДНА И СОСТОЯНИЯХ МОРЯ

М.Я. Савченко

На установившихся режимах работы двигателя момент движущихся сил M_g является функцией угла поворота коленчатого вала φ , $M_g = M(\varphi)$, момент трения $M_T = const$, момент сопротивления воды вращению гребного винта

$$M_c = a + b(t)\omega^2,$$

где t – время;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя. Приведенный момент инерции масс звеньев, связанных с валом двигателя, тоже является функцией угла поворота φ вала двигателя, $J = J(\varphi)$.

Уравнение движения вала двигателя имеет такой вид [1]

$$I(\varphi) \frac{d\omega}{d\varphi} \omega + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI}{d\varphi} = M_g(\varphi) - M_T - [b(t)\omega^2]. \quad (1)$$

Уравнение (1) это нелинейное дифференциальное уравнение, моменты M_g и M_c являются функциями различных переменных.

Пусть задана скорость движения судна. Ей на спокойной воде отвечает известная скорость вращения вала двигателя ω_0 . Сделаем допущение о том, что в функции $b(t)$ время можно определить по угловой скорости ω_0 .

$$t = \frac{\varphi}{\omega_0},$$

где φ – угол поворота коленчатого вала.

Тогда уравнение (1) принимает вид

$$I(\varphi) \frac{d\omega}{d\varphi} \omega + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi} = M_g(\varphi) - M_T - [a + b(\varphi)\omega^2],$$

где ω – угловая скорость коленчатого вала;

ω_0 – угловая скорость вращения вала на тихой воде, иначе

$$\frac{d\omega}{d\varphi} + \left[\frac{\omega}{2} \frac{dI(\varphi)}{I(\varphi)} + \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} \right] \omega = -\frac{M_T + a - M_g(\varphi)}{I(\varphi)} \omega^{-1}.$$

Введем обозначения

$$p(\varphi) = \frac{1}{2} \frac{dI(\varphi)}{I(\varphi)} + \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)}; \quad q = -\frac{M_T + a - M_g(\varphi)}{I(\varphi)}.$$

Тогда

$$\frac{d\omega}{d\varphi} + p(\varphi)\omega = q(\varphi)\omega^{-1}. \quad (2)$$

Уравнение (2) – это уравнение Бернулли. Решение этого уравнения имеет вид

$$\omega^2 = e^{-2\int p(\varphi)d\varphi} \left[c + 2\int q(\varphi)e^{2\int p(\varphi)d\varphi} \cdot d\varphi \right], \quad (3)$$

где c – постоянная интегрирования.

Раскроем выражения, входящие в уравнение (3).

$$\begin{aligned} 2\int p(\varphi)d\varphi &= 2\int \frac{1}{2} \frac{dI(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi + 2\int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi = \ln I(\varphi) + 2\int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi, \\ e^{2\int p(\varphi)d\varphi} &= e^{\ln I(\varphi) + 2\int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi} = e^{\ln I(\varphi)} \cdot e^{2\int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi} = I(\varphi) e^{2\int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi}, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} 2\int q(\varphi)e^{2\int p(\varphi)d\varphi} d\varphi &= -2\int \frac{M_T + a - M_g(\varphi)}{I(\varphi)} \cdot I(\varphi) e^{2\int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi} \cdot d\varphi = \\ &= -2\int [M_T + a - M_g(\varphi)] e^{2\int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi} \cdot d\varphi. \end{aligned} \quad (5)$$

Подставим выражения (4) и (5) в уравнение (3) и получим окончательно

$$\omega^2 = \frac{1}{I(\varphi) e^{2 \int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi}} \{c - 2 \int [M_T + a - M_g(\varphi)] e^{2 \int \frac{b(\varphi)}{I(\varphi)} d\varphi} d\varphi\}. \quad (6)$$

В частном случае, когда $b = const$, $I(\varphi) = const$, $M_T + a - M_g(\varphi) = const$ и уравнение (6) принимает вид

$$\omega^2 = \frac{1}{I \cdot e^{2 \frac{b}{I} \varphi}} \left[c - \frac{(M_T + a - M_g) I}{b} \cdot e^{2 \frac{b}{I} \varphi} \right]. \quad (7)$$

Показатели установившегося режима движения не зависят от начальных условий.

При $\omega(0) = 0$

$$c = \frac{M_T + a - M_g}{b} I,$$

тогда

$$\omega^2 = \frac{1}{e^{2 \frac{b}{I} \varphi}} \cdot \frac{M_T + a - M_g}{b} \left(1 - e^{2 \frac{b}{I} \varphi} \right) \quad (8)$$

или

$$\omega^2 = \frac{M_T + a - M_g}{b} \left(e^{-2 \frac{b}{I} \varphi} - 1 \right),$$

$$\omega^2 = \frac{M_g - a - M_T}{b} \left(1 - e^{-2 \frac{b}{I} \varphi} \right). \quad (9)$$

При $\varphi = \infty$ угловая скорость вала двигателя

$$\omega^2 = \frac{M_g - a - M_T}{b},$$

что соответствует решению обычными методами.

При расчете режимов движения двигателя по индикаторным диаграммам полного, среднего, малого и самого малого хода судна строятся кривые $M_g = M_g(\varphi)$.

По универсальной реверсивной характеристике находятся значения a и b для полного, среднего, малого и самого малого хода судна. Задаются законом колебаний $b(t)$ около среднего значения b , при полном, среднем, малом и самом малом ходе судна.

Зависимость $I(\varphi)$ определяется расчетом с учетом всех цилиндров, маховика, гребного валопровода и винта.

С учетом полученных зависимостей проводятся расчеты по уравниванию (6) для всех четырех режимов движения двигателя и строятся зависимости $\omega = \omega(\varphi)$.

По зависимости $\omega = \omega(\varphi)$ вычисляются значения δ для полного, среднего, малого и самого малого хода и строятся графики $\delta(V, b_{\max})$, где

b_{\max} – амплитуда колебания величин $b(t)$, то есть $b\left(\frac{\varphi}{\omega_{cp}}\right)$.

Исследования, проведенные по полученным зависимостям, позволят определить дополнительные динамические нагрузки в узлах двигателя, проводить уточненный расчет рабочего процесса в его цилиндрах, крутильных колебаний валопровода, оценивать исходные данные для проектирования регуляторов скорости двигателя, более правильно рассчитывать потребный момент инерции маховика

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1985.

УДК 62-231:621.837.7.

КІНЕМАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИХ МЕХАНІЗМІВ І ІНЕРЦІЙНІ ПАРАМЕТРИ ЇХ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ

М.Я.Савченко

При синтезі і аналізі важливих механізмів судових двигунів внутрішнього згоряння, поршневих насосів і повітряних компресорів необхідно знати зведений момент інерції цих механізмів і як він змінюється упродовж кінематичного циклу. Їх основним механізмом є кривошипно-повзунний механізм і приєднані до нього шатун АД і поршень 5 (рис. 1), або шатун СД і поршень 5 (рис. 2). Широке застосування в багатоциліндрових V-образних двигунах внутрішнього згоряння і компресорах знайшов механізм причіпного шатуна (рис. 3). До точки С шатуна АВ основного кривошипно-повзунного механізму O_1AB приєднана дволанкова структурна група СД, що включає шатун і повзун другого циліндра V-образного двигуна.

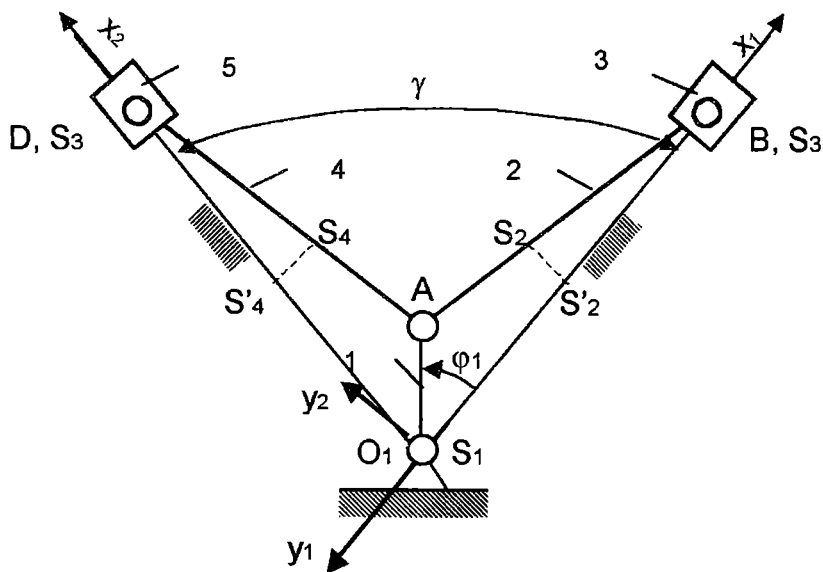


Рис. 1. Кінематична схема V-образного двигуна

За заданими характеристикою двигуна, робочим (технологічним) процесом, що відбувається у робочій машині, середньою кутовою швидкістю і допустимою величиною коефіцієнта нерівномірності обертання δ вирішення задачі регулювання кутової швидкості головного вала машинного агрегату при періодичному сталому режимі руху зводиться до визначення зведеного моменту інерції маховика J_m або махового моменту mD_m^2 .

Ця задача вирішується за допомогою побудови діаграми Віттенбаура «енергія-маса». Будування діаграми «енергія-маса» указаних механізмів пов'язане з розрахунками зведеного моменту інерції $J_{зв}$ мас ланок механізмів для різних положень вхідної ланки (головного вала), що охоплюють цикл сталого руху. Розрахунки зведеного моменту M_d або M_c і моменту інерції $J_{зв}$ являють собою багаторазово повторювані розрахунки за одними і тими ж достатньо громіздкими формулами.

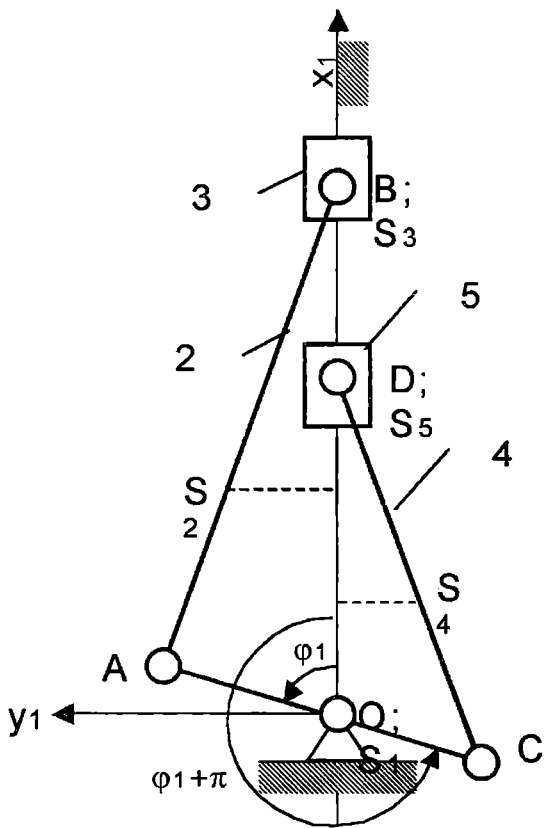


Рис. 2. Кінематична схема двигуна з рядним розміщенням циліндрів

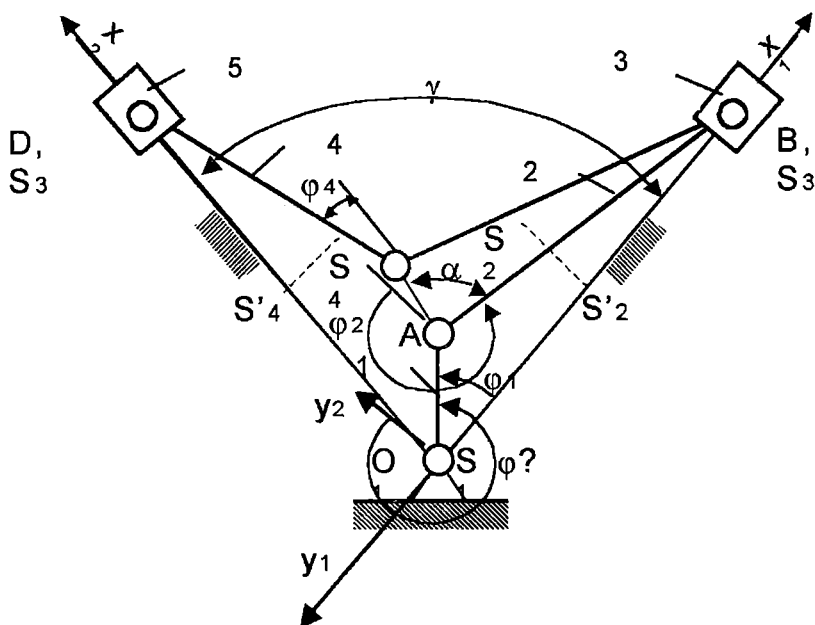


Рис. 3. Кінематична схема двигуна з причіпним шатуном

В роботі передбачається для виконання цих розрахунків використання ЕОМ, що значно спростить роботу студентів над проектом і крім того дозволить їм удосконалювати свої знання і навички з програмування і використання ЕОМ при рішенні технічних задач.

При динамічному аналізі і синтезі зазначених механізмів зручніше усі сили F_i , моменти сил M_i , маси m_i і моменти інерції J_i усіх ланок зводити до однієї ланки, тоді дослідження цього механізму зведеться до еквівалентної задачі дослідження механізму (динамічної моделі), що складається з однієї нерухої ланки, а друга ланка зведення має зведений момент інерції $J_{зв}$ або зведену масу $m_{зв}$ і здійснює обертальний рух під дією зведеного моменту сил $M_{зв}$ або зведеної сили $F_{зв}$, точно такий, як і у тієї ж ланки дійсного механізму (рис. 4).

Якщо за ланку зведення вибрана ланка 1, що обертається навколо нерухої осі O_1 з кутовою швидкістю ω_1 , то тоді параметрами динамічної моделі є:

- зведений момент інерції $J_{зв}$ - розрахунковий момент інерції динамічної моделі, кінетична енергія якої дорівнює сумі кінетичних енергій усіх ланок механізму, що розглядається;

- зведений момент сил $M_{zs} = M_d - M_c$ - розрахунковий момент пари сил, визначений із рівності його елементарної роботи (потужності) сумі елементарних робіт (потужностей) сил і моментів пар сил, що діють на ланки механізму.

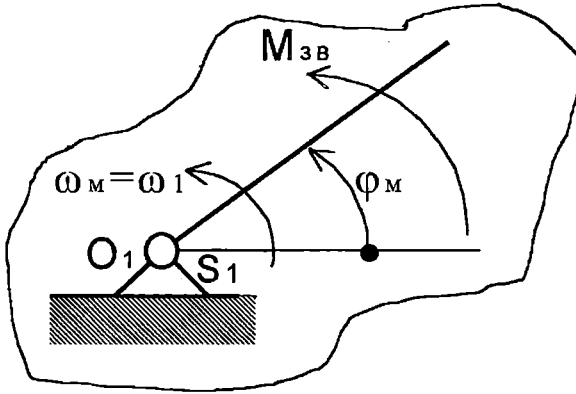


Рис. 4. Динамічна модель двигуна

Отже, зведений момент інерції $J_{зв}$ динамічної моделі визначається із рівності

$$J_{зв} \frac{\omega_1^2}{2} = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{2} \right),$$

звідки

$$J_{зв} = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{\omega_1^2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2} \right) = \sum_{i=1}^n J_{звi},$$

де m – маса i -ої ланки;

v_i – швидкість центра маси i -ої ланки;

ω_1 – кутова швидкість ланки зведення;

J_{si} – момент інерції маси i -ої ланки відносно осі, що проходить через центр маси s ;

ω_i – кутова швидкість i -ої ланки.

Відношення $\frac{V_i}{\omega_1}, \frac{\omega_i}{\omega_1}$ показують, відповідно, передаточні функції

швидкостей точок прикладання сил і передаточні відношення.

Кінематична передаточна функція не залежить від закону руху вхідної ланки і є власною характеристикою механізму, так як при даному значенні узагальненої координати механізму вона залежить тільки від параметрів кінематичної схеми механізму. Ці відношення швидкостей можна визначити із планів швидкостей при графічному методі рішення цієї задачі або обчислити за допомогою ЕОМ за відповідними аналітичними формулами. Таким чином, сумарний зведений момент інерції $J_{зв}$ зображає собою суму зведених моментів інерції усіх рухомих ланок, тобто

$$J_{зв} = J_{зв1} + J_{зв2} + \dots + J_{звn} = \sum_{i=1}^n J_{звi}$$

Серед рухомих ланок механізму існують ланки, що здійснюють тільки обертальний рух (ротори двигунів, вали, муфти, зубчасті колеса, гребні вали, гребні гвинти і т.п.). Зведений момент інерції цих ланок визначається із співвідношення

$$J_{звi} = J_{oi} \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2} = J_{oi} U_{i1}^2 = \frac{J_{oi}}{U_{i1}^2},$$

де J_{oi} – момент інерції i -ої ланки відносно осі обертання, точки O ;
 U_{i1} – передаточне відношення кутових швидкостей i -ої ланки і ланки зведення.

Зв'язок між J_{oi} і J_{si} визначається залежністю

$$J_{oi} = J_{si} + m_i r_{si}^2,$$

де r_{si} – відстань між віссю, що проходить через центр маси ланки і віссю обертання ланки.

Сумарний зведений момент інерції ланок, що здійснюють тільки обертальний рух і ланок, сполучених з віссю ланки зведення постійним передаточним відношенням, є величина стала, позначається $J_{звi}$ і дорівнює

$$J_{звi} = J_{зв_{рот}} + J_{зв_{ред}} + J_{зв_{вал}}$$

$J_{зв_{рот}} = J_{рот} \frac{\omega_{рот}^2}{\omega_1^2}$ – зведений момент інерції ротора (вала) двигуна;

$J_{зв_{ред}} = \left(\frac{mD_M^2}{4} \right)_{ред}$ – зведений момент інерції зубчастих коліс, валів і

муфт передачі;

$J_{зв,мак} = J_M \frac{\omega_M^2}{\omega_1^2}$ - зведений момент інерції маховика.

Сумарний зведений момент інерції ланок, які здійснюють плоский зворотно-поступальний чи зворотно-обертальний рух (шатунів, повзунів, куліс, коромислів і т.п.), позначають через $J_{звII}$. Ці величини будуть змінними. Зведені моменти інерції цих ланок пов'язані з ланкою зведення змінними передаточними функціями швидкостей $\frac{V_i}{\omega_1}$ і передаточними відношеннями - $\frac{\omega_i}{\omega_1}$.

$$J_{звII} = \sum_{i=1}^n (J_{зв,гвинт} + J_{зв,шати} + J_{зв,кулі} + J_{зв,кор}).$$

Наприклад, для механізмів двохциліндрового двигуна внутрішнього згорання швидкохідного катера (рис. 1) складова сумарного зведеного моменту інерції $J_{звI}$ запишеться у вигляді

$$J_{звI} = J_{oi} + J_{зв} \frac{\omega_{зв}^2}{\omega_1^2} + J_{мак} \frac{\omega_M^2}{\omega_1^2},$$

тут J_{oi} – момент інерції ланки зведення відносно осі обертання;
 $J_{зв}$ – момент інерції гребного гвинта разом з валопроводом і редуктором,
 $J_{мак}$ – момент інерції маховика.

Складова сумарного зведеного моменту інерції $J_{звII}$ буде мати вигляд

$$J_{звII} = m_2 \frac{V_{s_2}^2}{\omega_1^2} + J_{s_2} \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} + m_3 \frac{V_e^2}{\omega_1^2} + m_4 \frac{V_{s_4}^2}{\omega_1^2} + J_{s_4} \frac{\omega_4^2}{\omega_1^2} + m_5 \frac{V_c^2}{\omega_1^2}.$$

Числові значення передаточних функцій $\frac{V_{s_2}}{\omega_1}$; $\frac{V_e}{\omega_1}$; $\frac{V_{s_4}}{\omega_1}$; $\frac{V_c}{\omega_1}$ і

передаточних відношень $\frac{\omega_2}{\omega_1}$; $\frac{\omega_4}{\omega_1}$ розраховуються за результатами

графічної побудови планів швидкостей або за допомогою ЕОМ. Визначення кінематичних передаточних функцій швидкостей точок ланок механізму і передаточних відношень зручніше всього вести методом векторних контурів [1].

Для векторного контура OABO (структурна група 2-3) (рис. 1, 2, 3) маємо

$$\overline{l_1} + \overline{l_2} = \overline{x_B} .$$

Проектуючи векторний ланцюг на осі x і y , одержимо

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = X_B \quad (1)$$

$$l_1 \sin \varphi_2 + l_2 \sin \varphi_2 = 0 . \quad (2)$$

Із рівняння (2) маємо

$$\sin \varphi_2 = -\frac{l_1}{l_2} \sin \varphi_1 = -\frac{1}{\lambda_2} \sin \varphi_1, \text{ де } \lambda_2 = \frac{l_2}{l_1} .$$

Тоді

$$X_B = l_1 (\cos \varphi_1 + \sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2 \varphi_1}) .$$

Після проведення диференціювання рівнянь (1) і (2) по φ_1 одержимо

$$\frac{V_B}{\omega_1} = l_1 \sin \varphi_1 \left(1 + \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2 \varphi_1}} \right), \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2 \varphi_1}} .$$

Координати центра мас S_2 на шатуні AB одержимо, проектуючи векторний ланцюг $O_1AS_2S'_2O_1$ на осі $x^{(1)}$ і $y^{(1)}$ (рисунки 1, 2, 3)

$$x_{S_2} = l_1 \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cos \varphi_2, \quad (3)$$

$$y_{S_2} = l_1 \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \sin \varphi_2 . \quad (4)$$

Диференціюючи рівняння (3) і (4) по куту φ_1 , одержимо проєкції передаточної функції швидкості точки S_2 на координатні осі $x^{(1)}$ і $y^{(1)}$

$$\frac{v_{S_2}}{\omega_1} = -l_1 \sin \varphi_1 \left(1 + \lambda_{S_2} \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2 \varphi_1}} \right),$$

$$\frac{V_{S_2x}}{\omega_1} = l_1(1 - \lambda_{S_2x}) \cos \varphi_1, \quad \text{де } \lambda_{S_2} = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = \frac{l_{AS_2}}{l_2}.$$

Передаточна функція швидкості точки S_2 (за абсолютною величиною) дорівнює

$$\frac{V_{S_2}}{\omega_1} = \sqrt{\left(\frac{V_{S_2x}}{\omega_1}\right)^2 + \left(\frac{V_{S_2y}}{\omega_1}\right)^2}.$$

Для векторного ланцюга O_1ADO_1 (структурна група 4-5) (рис.1), одержимо $\vec{l}_1 + \vec{l}_4 = \vec{x}_D$.

Проекції векторного ланцюга O_1ADO_1 на осі $x^{(1)}$ і $y^{(1)}$ мають вигляд

$$l_1 \cos(\varphi_1 - \gamma) + l_4 \cos \varphi_4 = X_D, \quad (5)$$

$$l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) + l_4 \sin \varphi_4 = 0, \quad (6)$$

де γ - кут між осями циліндрів.

З рівняння (6) системи знаходимо

$$\sin \varphi_4 = -\frac{l_1}{l_4} \sin(\varphi_1 - \gamma) = -\frac{1}{\lambda_4} \sin(\varphi_1 - \gamma). \quad (7)$$

Враховуючи останню рівність (7), одержимо

$$X_D = l_1 \left[\cos(\varphi_1 - \gamma) + \sqrt{\lambda_4 - \sin^2(\varphi_1 - \gamma)} \right], \quad S_D = l_1 + l_4 - X_D.$$

Диференціюючи рівняння (5) і (6) по φ_1 , знайдемо

$$\frac{V_D}{\omega_1} = -l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) \left[1 - \frac{\cos(\varphi_1 - \gamma)}{\sqrt{\lambda_4 - \sin^2(\varphi_1 - \gamma)}} \right],$$

$$\frac{\omega_4}{\omega_1} = -\frac{\cos(\varphi_1 - \gamma)}{\sqrt{\lambda_4 - \sin^2(\varphi_1 - \gamma)}}.$$

Координати центра мас S_4 на шатуні АД одержимо проектуванням векторного ланцюга $O_1AS_4S_4^1$ на осі $x^{(2)}$ і $y^{(2)}$

$$x_{S_4} = l_1 \cos(\varphi_1 - \gamma) + l_4 \cos \varphi_4, \quad (8)$$

$$y_{S_4} = l_1 \sin(\varphi_1 - \lambda) + l_4 \sin \varphi_4. \quad (9)$$

Диференціюючи рівняння (8) і (9) по φ_1 , з урахуванням вигляду (7), одержимо проєкції передаточної функції швидкості точки S_4

$$\frac{V_{S_4x}}{\omega_1} = -l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) \left[1 + \lambda_{S_4} \frac{\cos(\varphi_1 - \gamma)}{\sqrt{\lambda_4^2 - \sin^2(\varphi_1 - \gamma)}} \right],$$

$$\frac{V_{S_4y}}{\omega_1} = l_1(1 - \lambda_{S_4}) \cos(\varphi_1 - \gamma).$$

Передаточна функція швидкості точки S_4 (за абсолютною величиною) дорівнює

$$\frac{V_{S_4x}}{\omega_1} = \sqrt{\left[\frac{V_{S_4x}}{\omega_1} \right]^2 + \left[\frac{V_{S_4y}}{\omega_1} \right]^2}.$$

Для векторного ланцюга O_1CDO_1 (структурна група 4-5) (рисунок 2), одержимо $\bar{l}_1 + \bar{l}_4 = \bar{x}_d$, де $l_1 = l_{OC} = l_{OD}$.

Проектування векторного ланцюга O_1CDO_1 на координатні осі $x^{(1)}$ і $y^{(1)}$ дає

$$l_1 \cos(\varphi_1 + \pi) + l_4 \cos \varphi_4 = X_d, \quad (10)$$

$$l_1 \sin(\varphi_1 + \pi) + l_4 \sin \varphi_4 = 0. \quad (11)$$

З рівняння (11) маємо

$$\sin \varphi_4 = -\frac{l_1}{l_4} \sin(\varphi_1 + \pi) = -\frac{1}{\lambda_4} \sin(\varphi_1 + \pi), \quad (12)$$

де $\lambda_4 = \frac{l_4}{l_1};$

кут φ_4 знаходиться в 1-ій або 4-ій четвертях.

Враховуючи рівність (12) з рівняння (10) одержимо

$$x_D = l_1 \left[\cos(\varphi_1 + \pi) + \sqrt{\lambda_4^2 - \sin^2(\varphi_1 + \pi)} \right], \quad S_D = l_1 + l_4 - X_D.$$

Диференціюючи рівняння (10) і (11) по φ_1 , дістанемо

$$-l_1 \sin(\varphi_1 + \pi) - l_4 \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} \sin \varphi_4 = \frac{dx_D}{d\varphi_1}, \quad (13)$$

$$l_1 \cos(\varphi_1 + \pi) + l_4 \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} \cos \varphi_4 = 0. \quad (14)$$

З рівнянь (13) і (14), маємо

$$\frac{dX_D}{d\varphi_1} = \frac{V_D}{\omega_1} = -l_1 \sin(\varphi_1 + \pi) \left[1 + \frac{\cos(\varphi_1 + \pi)}{\sqrt{\lambda_4^2 - \sin^2(\varphi_1 + \pi)}} \right],$$

$$\frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = -\frac{\cos(\varphi_1 + \pi)}{\sqrt{\lambda_4^2 - \sin^2(\varphi_1 + \pi)}}.$$

Проектування векторного ланцюга $l_1 + l_{CS_4} = x_{s_4} + y_{s_4}$ (рис. 2) на осі $x^{(1)}$ і $y^{(1)}$ дає можливість визначити координати центра мас S_4

$$x_{s_4} = l_1 \cos(\varphi_1 + \pi) + l_{CS_4} \cos \varphi_4, \quad (15)$$

$$y_{s_4} = l_1 \sin(\varphi_1 + \pi) + l_{CS_4} \sin \varphi_4. \quad (16)$$

Диференціювання рівнянь (15) і (16) по φ_1 дає проєкції передаточної функції швидкості точки S_4

$$\frac{V_{S_4x}}{\omega_1} = -l_1 \sin(\varphi_1 + \pi) \left[1 - \frac{\lambda_{s_4} \cos(\varphi_1 + \pi)}{\sqrt{\lambda_4^2 - \sin^2(\varphi_1 + \pi)}} \right],$$

$$\frac{V_{S_4x}}{\omega_1} = l_1 \cos(\varphi_1 + \pi)(1 - \lambda_{S_4}).$$

Передаюча функція швидкості точки S_4 (за абсолютною величиною) дорівнює

$$\frac{V_{S_4}}{\omega_1} = \sqrt{\left(\frac{V_{S_4x}}{\omega_1}\right)^2 + \left(\frac{V_{S_4y}}{\omega_1}\right)^2}$$

Для векторного ланцюга O_1ACDO_1 (структурна група 4-5) (рисунок 3) одержимо векторне рівняння $\bar{l}_1 + \bar{l}'_2 + \bar{l}_4 = \bar{X}_D$, де $l'_2 = l_{AC}$.

Проектування векторного ланцюга O_1ACDO_1 на координатні осі $x^{(2)}$ і $y^{(2)}$ дає

$$l_1 \cos(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \cos(\varphi_2 - \gamma - \alpha) + l_4 \cos \varphi_4 = X_D, \quad (17)$$

$$l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \sin(\varphi_2 - \gamma + \alpha) + l_4 \sin \varphi_4 = 0, \quad (18)$$

де $\alpha = \angle BAC$.

З рівняння (18) знаходимо

$$\sin \varphi_4 = -\frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \sin(\varphi_2 - \gamma + \alpha)}{l_4}.$$

Кут φ_4 знаходиться в 1-ій або 4-ій четвертях.

Підставивши це значення в рівняння (17), одержимо

$$X_D = l_1 \cos(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \cos(\varphi_2 - \gamma - \alpha) + \sqrt{l_4^2 - [l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \sin(\varphi_2 - \gamma + \alpha)]^2}.$$

Диференціюючи по φ_1 рівняння (17) і (18), дістанемо

$$-l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) - l'_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \sin(\varphi_2 - \gamma + \alpha) - l_4 \frac{\omega_4}{\omega_1} \sin \varphi_4 = \frac{V_D}{\omega_1}, \quad (19)$$

$$l_1 \cos(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \cos(\varphi_2 - \gamma + \alpha) + l_4 \frac{\omega_4}{\omega_1} \cos \varphi_4 = 0. \quad (20)$$

З другого рівняння (20) системи знаходимо

$$\frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{l_1 \cos(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \cos(\varphi_2 - \gamma + \alpha)}{l_4 \cos \varphi_4}.$$

Підставимо цей вираз у рівняння (19), одержимо значення передаточної функції швидкості точки Д

$$\begin{aligned} \frac{V_D}{\omega_1} = & -l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) - l'_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \sin(\varphi_2 - \gamma + \alpha) + \\ & + \sin \varphi_4 \frac{l_1 \cos(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \cos(\varphi_2 - \gamma + \alpha)}{\cos \varphi_4}. \end{aligned}$$

Проектування векторного ланцюга $l_1 + l'_2 + l_{CS_4} = x_{s_4} + y_{s_4}$ на осі $x^{(2)}$ і $y^{(2)}$ дає координати центра мас S_4

$$x_{s_4} = l_1 \cos(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \cos(\varphi_2 - \gamma + \alpha) + l_{CS_4} \cos \varphi_4, \quad (21)$$

$$y_{s_4} = l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \sin(\varphi_2 - \gamma + \alpha) + l_{CS_4} \sin \varphi_4. \quad (22)$$

Диференціюючи рівняння (21) і (22) по φ_1 , одержимо проєкції передаточної функції швидкості точки S_4

$$\frac{V_{S_4x}}{\omega_1} = -l_1 \sin(\varphi_1 - \gamma) - l'_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \sin(\varphi_2 - \gamma + \alpha) - l_{CS_4} \frac{\omega_4}{\omega_1} \sin \varphi_4,$$

$$\frac{V_{S_4y}}{\omega_1} = l \cos(\varphi_1 - \gamma) + l'_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \cos(\varphi_2 - \gamma + \alpha) + l_{CS_4} \frac{\omega_4}{\omega_1} \cos \varphi_4.$$

Передаточна функція швидкості точки S_4 (за абсолютною величиною) дорівнює

$$\frac{V_{S_4}}{\omega_1} = \sqrt{\left[\frac{V_{S_4x}}{\omega_1}\right]^2 + \left[\frac{V_{S_4y}}{\omega_1}\right]^2}.$$

Зведений момент інерції $J_{звII}$ ланок двоциліндрового двигуна внутрішнього згорання швидкохідного катера (рис. 1), які здійснюють плоский зворотно-поступальний чи зворотно-обертальний рух, визначаються з таких співвідношень:

зведений момент інерції ланки 2 (шатуна):
у поступальному русі

$$J_{зв2n} = m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2;$$

у обертальному русі

$$J_{зв2o} = J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2.$$

Отже

$$J_{зв2} = J_{зв2n} + J_{зв2o} = m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2.$$

Зведений момент інерції ланки 3 (повзуна)

$$J_{зв3} = m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2.$$

Зведений момент інерції ланки 4 (шатуна):
у поступальному русі

$$J_{зв4n} = m_4 \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1} \right)^2,$$

у обертальному русі

$$J_{зв4o} = J_{S_4} \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2.$$

Тоді

$$J_{зв4} = J_{зв4n} + J_{зв4o} = m_4 \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2.$$

Зведений момент інерції ланки 5 (повзуна)

$$J_{зв_5} = m_5 \left(\frac{V_C}{\omega_1} \right)^2.$$

Отже, зведений момент інерції ланок другої групи, дорівнює

$$\begin{aligned} J_{зв_{II}} = J_{зв_2} + J_{зв_3} + J_{зв_4} + J_{зв_5} = m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \\ + m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_C}{\omega_1} \right)^2. \end{aligned}$$

Сумарний зведений момент інерції механізму

$$J_{зв} = J_{зв_7} + J_{зв_{II}}.$$

Одержані аналітичні залежності кінематичних характеристик (аналогів швидкостей) і інерційних параметрів кривошипно-повзунних механізмів двигунів внутрішнього згорання, поршневих насосів, вітряних компресорів і їх динамічної моделі дозволяють обчислювати їх величини за допомогою ЕОМ у пакеті Excel.

Окрім того, ці залежності дозволяють також виявити вплив кута розвалу циліндрів γ на кінематичні характеристики і інерційні параметри кривошипно-повзунних механізмів двигунів внутрішнього згорання поршневих насосів і вітряних компресорів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Зиновьев В. Аналитический и экспериментальный расчет плоских механизмов. - М-Л: Гостехиздат, 1949. - 205 с.

УДК 656.61.07

СИСТЕМНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ РЫНКА МОРСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ УСЛУГ

В.Ю. Смирковская

Транспорт – один из основных элементов логистической системы независимо от ее масштаба и других специфических особенностей. Однако, каждый вид транспорта является элементом подсистемы более высокого порядка – транспортной системы страны. Вообще говоря, транспортная система (ТС) – это совокупность различных видов транспорта и соответствующей инфраструктуры. Согласно [1], ТС – это относительно ограниченные экономико-технологические объекты, выполняющие определенные транспортные функции, например:

- железнодорожный, автомобильный, речной, морской, воздушный транспорт;
- грузовой, пассажирский, контейнерный транспорт;
- территориально ограниченные транспортные системы: национальная, интернациональная и т.п.

Транспорт, как известно, сфера нематериального производства – сфера услуг. Согласно [2], секция «транспорт» включает в себя:

- регулярные и нерегулярные перевозки пассажиров и грузов по железной дороге, по автомобильным дорогам, водным или воздушным путям, а также транспортировка газа и нефтепродуктов по трубопроводам;
- вспомогательную деятельность, связанную с обеспечением перевозочного процесса;
- деятельность почты и средств связи.

В эту секцию не входит:

- капитальный ремонт транспортных средств;
- строительство и капитальный ремонт автодорог, железных дорог, портов, аэропортов;
- техническое обслуживание и ремонт транспортных средств и т.д.

Целью данной статьи является формализация категорий «транспортная система» и «рынок транспортных услуг», а также – системное рассмотрение этих категорий.

Представим взаимоотношение понятий «транспортная система» и «рынок транспортных услуг» на рис. 1.

Функционирование и развитие ТС страны в целом и отдельных ее элементов, в частности, является проблемой, которая не теряет своей актуальности и на сегодняшний день. Накопленный научный потенциал отечественной науки в этом вопросе, к сожалению, большей частью своей

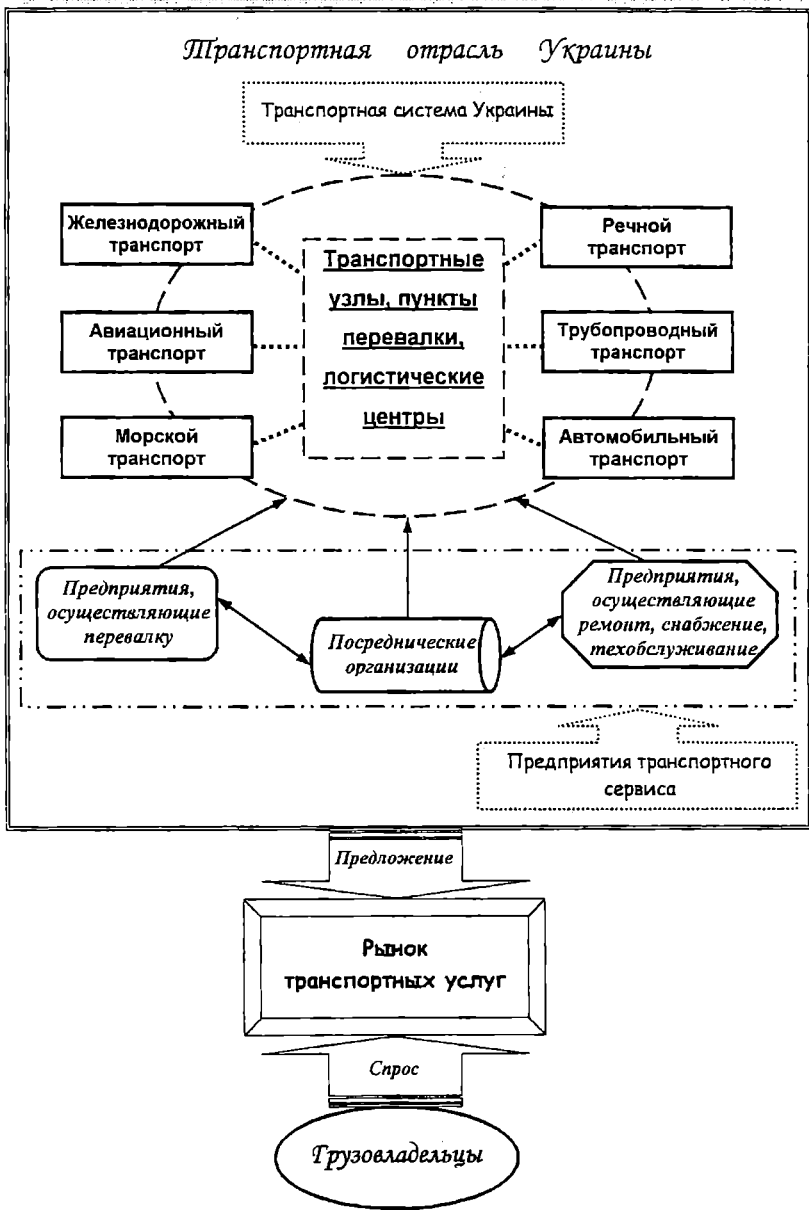


Рис. 1. Схема взаимоотношения транспортной системы и рынка транспортных услуг

не может быть использован, так как изменились условия работы предприятий ТС Украины.

Более того, зарубежные исследователи, например, [14, 15], считают, что привычные для их условий работы системные представления элементов ТС также претерпевают изменения. Это объясняется макроэкономическими процессами – глобализацией, международным разделением труда, технологическим развитием (в частности – информационных технологий, средств коммуникации), и повсеместным распространением концепции логистики и интегрированных цепей поставок.

Для того чтобы процесс транспортировки состоялся, необходимо наличие следующих действующих лиц: Грузовладельца, Перевозчика и Посредника между ними.

Сферой взаимодействия этих участников является рынок транспортных услуг (РТУ), где, на уровне компаний можно выделить следующие основные взаимоотношения (рис. 2):

- 1) конкуренция или кооперация в секторах «Транспорт», «Посредник», «Сервис» – внутрисекторные взаимодействия;
- 2) взаимосвязи, являющиеся следствием предпочтений – межсекторные взаимосвязи («Грузовладелец–Транспорт», «Грузовладелец–Посредник», «Транспорт–Посредник»).

Как уже было сказано, местом, где все субъекты отношений перевозки находят друг друга, является рынок транспортных услуг.

Рынок транспортных услуг можно определить как сферу взаимодействия производителей и потребителей транспортных услуг, которая характеризуется достаточно устойчивой, масштабной продажей транспортных услуг, проведением экономически обоснованной тарифной политики, а также наличием соответствующей нормативной, правовой и технологической базы [3].

В свою очередь, услуга – это предпринимательская деятельность, направленная на удовлетворение потребностей других лиц [4]. А транспортные услуги – деятельность транспортных компаний по организации доставки товара от отправителя до получателя груза.

Состояние рынка транспортных услуг зависит от состояния основных составляющих этого рынка. В привязке к морской отрасли, исследуем составляющие рынка морских транспортных услуг (РМТУ).

По нашему мнению, рынок МТУ можно представить как совокупность двух отдельных, тесно взаимосвязанных подсистем, а именно – рынка транспортного сервиса и фрахтового рынка (рис. 3).

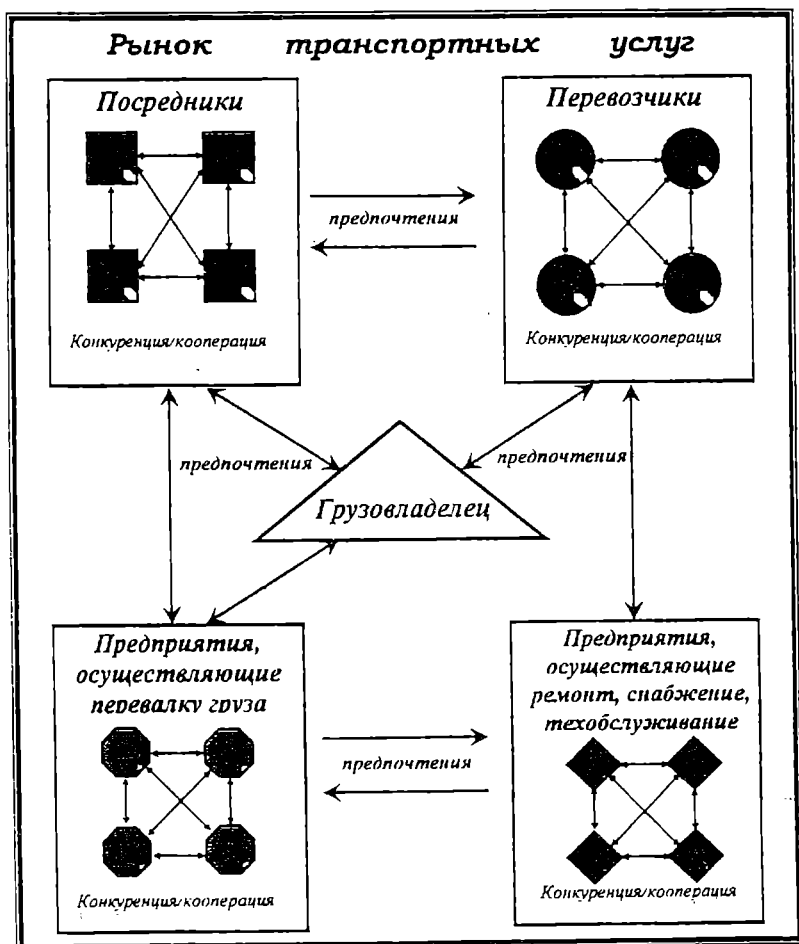


Рис. 2. Взаимоотношения участников на РТУ

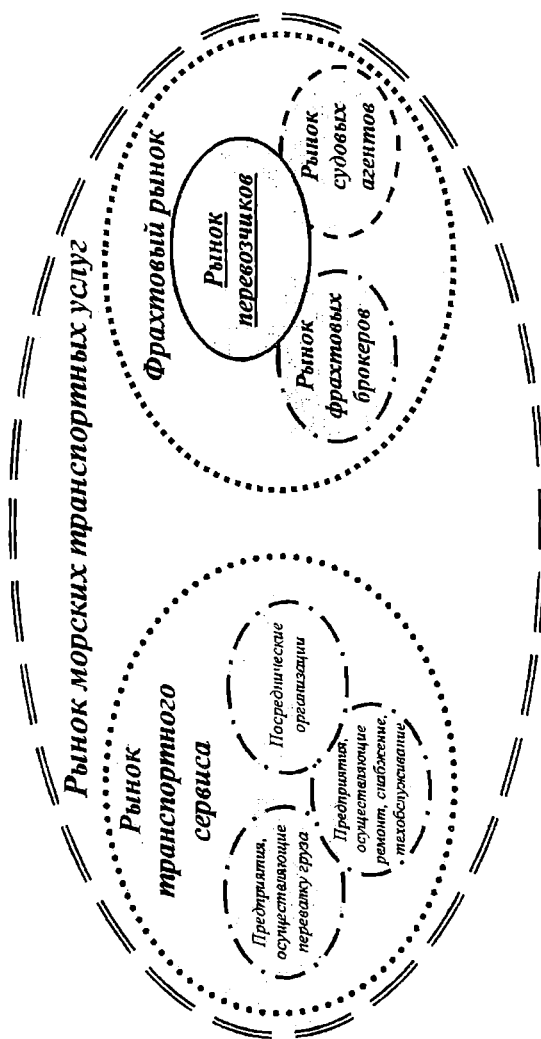


Рис. 3. Соотношение фрахтового рынка и рынка морских транспортных услуг

Под рынком транспортного сервиса понимают рынок торговли услугами, необходимыми для организации транспортного процесса и тесно сопровождающие его. Инфраструктуру рынка транспортного сервиса составляют:

- рынок посреднических услуг;
- рынок услуг по перевалке груза;
- рынок услуг по снабжению, ремонту и техобслуживанию транспортных средств.

Под рынком посреднических услуг обычно понимают систему экономических и организационных отношений по организации взаимосвязей между заинтересованными друг в друге субъектами деятельности в различных отраслях и рынках.

Фрахтовым рынком является рынок продукции грузового судоходства [5].

За последнее десятилетие роль и степень участия посредников на РМТУ значительно выросли. Вообще, присутствие Посредника на РТУ объясняется следующими причинами [6]:

во-первых, Посредник – это компания, успех деятельности которой зависит от знания рынка и от качества и разнообразия предоставляемых услуг. Поэтому, Посредник, обладая обширной информационной базой данных, быстрее найдет покупателя на соответствующий товар или потребителя соответствующих услуг;

во-вторых, Посредник дает возможность выхода на новые рынки, в том числе и на зарубежные;

в-третьих, Посредник возьмет на себя грамотное составление всех юридических документов, сопровождающих сделку;

в-четвертых, Посредник определяет оптимальные условия сделки для своего нанимателя;

в-пятых, Посредник урегулирует все вопросы (претензии), возникающие в процессе передачи товара.

Если рассматривать процесс перевозки как процесс предоставления услуги, то, естественно, участников этого процесса следует рассматривать как поставщика услуги и потребителя услуги.

С точки зрения транспортного процесса среди участников рынка транспортных услуг можно выделить две категории участников – «Потребитель транспортных услуг» и «Поставщик транспортных услуг». Проанализируем сущность выделенных категорий и рассмотрим их взаимосвязи с учетом специфики транспортной сферы.

Опираясь на понятия «Потребитель транспортных услуг» и «Поставщик транспортных услуг», казалось бы, не должно возникать вопроса о сущности этих категорий. Однако, при ближайшем же рассмотрении оказывается, что вопрос это не простой и требует отдельного рассмотрения.

Согласно [7], «Поставщик – юридическое лицо, обеспечивающее какими – либо товарами другое юридическое лицо на определенных условиях. Поставщиком может быть изготовитель продукции или посредник, получающий продукцию от изготовителя или другого посредника». Определение это можно уточнить с учетом того, что поставщиком может быть не только тот, кто обеспечивает товарами, но и тот, кто насыщает рынок различными услугами, как, например, услуги транспорта. Поэтому, считаем, что поставщик транспортных услуг – это лицо, обеспечивающее перевозку.

В самом общем смысле «Поставщик транспортных услуг» - это перевозчик. Приведем несколько определений понятия «перевозчик» из современной литературы.

1. «Перевозчик – лицо, зарегистрированное в качестве субъекта предпринимательской деятельности, которое в установленном законом порядке, с использованием принадлежащих ему или нанимаемых им транспортных средств перемещает товары...» [8].

2. «Перевозчик - юридическое лицо или индивидуальный предприниматель, взявшие на себя по договору перевозки обязанность доставить груз, пассажира или его багаж из пункта отправления в пункт назначения» [9].

3. «Перевозчик - компания, занимающаяся перевозкой товаров. Обычно перевозчик несет ответственность за весь покрываемый им транспортный маршрут, независимо от того, перевозит ли он товары собственными или иными транспортными средствами» [10].

По нашему мнению самым удачным является определение А.А.Миротина: «Перевозчик – лицо, выполняющее перевозки грузов собственным транспортом или любое лицо, принимающее на себя такую же ответственность, что и перевозчик» [12].

На основании вышеперечисленных определений определим категорию «Поставщик транспортных услуг» следующим образом:

Поставщик транспортных услуг – это юридическое или физическое лицо, владеющее или не владеющее транспортным средством и предоставляющее услуги на рынке транспортных услуг по перевозке грузов заказчика, либо любое лицо, взявшее на себя ту же ответственность, что и перевозчик.

Теперь определимся с понятием «Потребитель транспортных услуг».

В [7] приводится следующее определение «Потребитель – физическое или юридическое лицо, использующее товары и изделия народного потребления, услуги, продукцию транспорта, продукцию производственно-технического назначения, научно-техническую продукцию для удовлетворения личных нужд или для изготовления других товаров, оказания других услуг».

Ясно, что потребителем транспортных услуг является тот, у кого есть груз, который необходимо перевезти, то есть грузоотправитель.

В источнике [10] дается следующее определение грузоотправителю: «Грузоотправитель - сторона договора перевозки груза, сдавшая груз к перевозке и указанная в качестве отправителя в транспортном документе. Грузоотправитель - сторона, от имени которой осуществляется перевозка грузов. В международной торговле грузоотправителем является экспортер или его экспедитор».

«Грузоотправитель - физическое или юридическое лицо, которое выступает от своего имени либо от имени собственника груза, багажа или грузобагажа и указано в перевозочных документах» [11].

На базе вышеперечисленного сформулируем свое определение категории «Потребитель транспортных услуг».

Потребитель транспортных услуг – это предприятие или частное лицо, имеющее груз (товары, представленные к перевозке), который необходимо доставить из одной точки в другую посредством транспорта, которым данное предприятие или частное лицо не обладает.

Согласно вышесказанному, Потребителями транспортных услуг могут быть как грузовладельцы, так и посредники, представляющие их интересы. Поставщиками могут быть транспортные предприятия, компании-перевозчики, не владеющие транспортными средствами, и посредники, представляющие их интересы.

Итак, в качестве потребителей транспортных услуг выступают:

- частное лицо (грузоотправитель/грузополучатель);
- юридическое лицо (грузоотправитель/грузополучатель);
- посредник (лицо, уполномоченное нанять транспортное средство от имени грузовладельца и, на это время, становящееся владельцем груза, т. е. отправителем - экспедитор, агент и т.п.);

В качестве поставщиков транспортных услуг выступают:

- ✓ транспортная компания:
 - предприятие, обладающее своим парком транспортных средств;
 - предприятие, арендующее или фрахтующее транспортные средства.
- ✓ транспортно-логистический центр (логистические посредники).

Если рассматривать Поставщиков и Потребителей транспортных услуг с точки зрения их юридического статуса, то нами были выделены следующие основные варианты (рис. 4).

Кратко опишем каждый из видов взаимосвязей на рис. 2.

1. Компания-потребитель транспортных услуг и компания-поставщик транспортных услуг, которые могут быть как резидентами, так и нерезидентами, являются независимыми юридическими лицами, никак не связанными друг с другом, которые находят друг друга на рынке транспортных услуг и взаимодействуют на договорной основе.

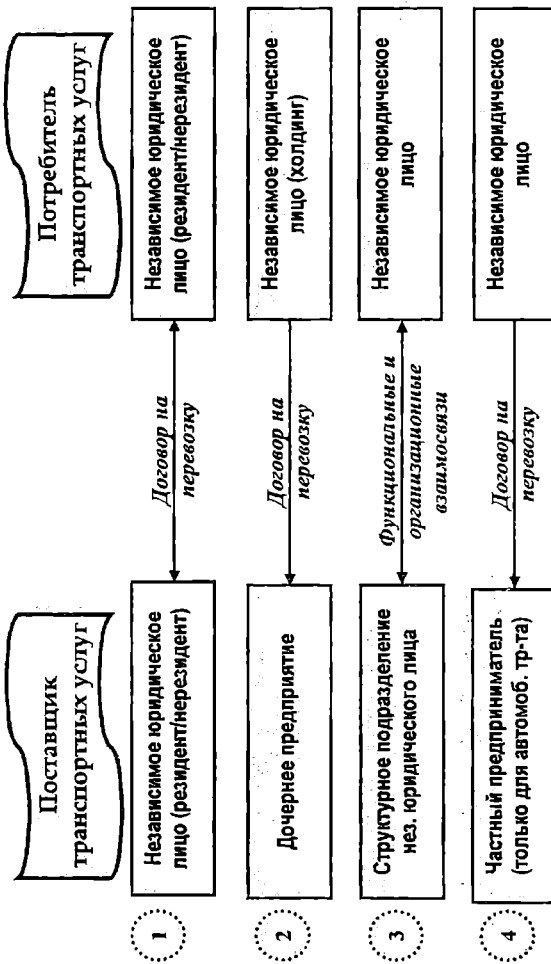


Рис. 4. Юридический статус Поставщиков и Потребителей транспортных услуг

2. Компания-потребитель транспортных услуг является многоуровневой компанией (например, холдингом), которая создает или присоединяет на правах дочернего предприятие-поставщика транспортных услуг. Это дочернее предприятие обслуживает как предприятия холдинга, так и другие компании. Взаимодействует со всеми на договорной основе.

3. Компания-потребитель транспортных услуг является крупным предприятием-производителем, которому экономически выгодно и удобно содержать свой парк транспортных средств. В этом случае транспортные услуги поставляются без каких-либо договоров.

4. Поставщиком транспортных услуг является частное лицо, обладающее собственным транспортным средством. Этот вид взаимоотношений применим только к автомобильному транспорту и осуществляется на договорной основе.

Таким образом, в данной статье был сделан анализ категорий «транспортная система» – в общем и всех ее основных компонентов – в частности, осуществлено системное представление этих категорий и рассмотрены понятия «Поставщик» и «Потребитель» транспортных услуг.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рихтер К.-Ю. Транспортная эконометрия: Пер. с нем. к.э.н. О.А. Григорьева / Под ред. д.т.н. Э.И. Позамантира. – М.: Транспорт, 1982. – 317 с.
2. www.nau.kiev.ua
3. Николаев Д.С. Транспорт в международных экономических отношениях: Проблемы экономики и организации товародвижения в хозяйственных связях. – М.: Международные отношения, 1984. – 208 с.
4. Советский энциклопедический словарь / Гл. ред. А.М. Прохоров. – 4-е изд. – М.: Сов. Энциклопедия, 1989. – 1632 с.
5. Жихарева В.В. Экономические основы деятельности судоходных компаний: Уч. пособие. – Одесса: Латстар, 2003. – 219 с.
6. Семенченко Ж. Договор комиссии: налогообложение и бухгалтерский учет. – Харьков: Фактор, 2000. – 64 с.
7. Родников А.Н. Логистика: Терминологический словарь. – М.: Наука, 1995. – 252 с.
8. Предприятия и предпринимательская деятельность. Таможенный кодекс Украины //Бюллетень «Право и Практика». №1. – Киев.: Юридическая компания Бест и Ко, 2004. – 188 с.

9. Кодекс внутреннего водного транспорта РФ / Под. ред. А.С. Новикова – Ростов: Феникс, 2001. – 112 с.
10. Беляшов В.А. Таможенный энциклопедический справочник: В 2 томах / Под ред. И.Ю. Краснянского – М.: Летописец, 1999. – 1723 с.
11. Транспортный устав железных дорог РФ. – М., 2001, – 64 с.
12. Транспортная логистика / Под общ. ред. Л.Б. Миротина. – М.: Экзамен, 2003. – 512 с.
13. Сергеев В.И. Логистика в бизнесе: Учебник. – М.: ИНФРА-М, 2001. – 608 с.
14. Sergio R. Jara-Diaz, Leonardo J. Basso. Transport cost functions, network expansion and economies of scope // *Transportation Research Part E*, 2003. - №39. - P.271-288.
15. Nagurney A. A supply chain network equilibrium model // *Transportation Research Part E*, 2002. - №38. - P. 281-303.

УДК 620:178.3

ОПТИМАЛЬНИЙ ВИБІР МАТЕРІАЛУ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ПІДЛЯГАЮТЬ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ НЕРЕГУЛЯРНОМУ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННЮ

О.М. Шумило

Для оптимального вибору матеріалу деталей, які знаходяться під дією нерегулярних циклічних навантажень, не існує строго наукового обґрунтування, доцільність проведення якого викликана необхідністю ефективного використання їх міцнісних властивостей і вартості. Слід враховувати, що вартість матеріалів складає значну частину вартості машини, наприклад в середньому в автомобілях 65-70%, а в вантажопідйомних машинах 70-75%. У зв'язку з цим потребують подальшого вдосконалення не тільки методи розрахунку на міцність, але й існуючі методи вибору матеріалу.

Згідно традиційним класичним методикам вибір матеріалу є початковою операцією, вслід за конструктивною розробкою деталей, і не пов'язаною а ні з режимом навантаження, а ні з сумарним напрацюванням. Після того як матеріал деталі вибраний, слідує його перевірка на довговічність, і якщо вона не буде забезпечена, то назначають інший матеріал чи спосіб поверхнево-зміцнюючої обробки [1]. Отже, використовуючи послідовні наближення вдається досягнути більш-менш прийнятого результату, але стверджувати, що весь ресурс міцності матеріалу використовується ефективно, що всі резерви міцності і довговічності розкриті, не можна. Крім того, на якості розрахунків суттєво відбивається розсіювання сум втомленісних пошкоджень, підрахованих по медіанним кривих втоми, труднощі диференціації спектра навантажень на пошкоджуючу і непошкоджуючу частини, обумовлені впливом нефіксованої величини нижньої границі втомленісних пошкоджень.

Дана стаття ставить метою запропонувати новий метод визначення оптимального рівня міцності, по якому підбирається матеріал деталі, що дозволить розв'язати труднощі й неточності традиційних методів указаних недоліків, а, значить, підвищити ефективність використання його міцнісних властивостей, отримати оптимальну вартість виробів, що особливо важливо для відповідальних деталей, які виготовляються з дорогих конструкційних матеріалів.

Припустимо, що реальний режим навантаження заданий і зведений до блочного дискретного режиму з k ступенями, які розташовані в низхідний варіаційний ряд з найбільшою напругою σ_1 і найменшою σ_k , напрацювання на кожному ступені n_1, n_2, \dots, n_k , $\sum_{i=1}^k n_i = N_{\Sigma}$ циклів,

вони можуть бути подані в відносних одиницях $\beta_1 = n_1 / N_\Sigma$,

$$\beta_2 = n_2 / N_\Sigma \dots \beta_i = n_i / N_\Sigma \dots \beta_k = n_k / N_\Sigma, \sum_{i=1}^k \beta_i = 1.$$

Оскільки напрути реального спектра навантаження можуть розташовуватися по-різному відносно шуканої границі витривалості σ_R і справляти різні пошкоджуючі дії на матеріал деталі, слід диференціювати спектр навантаження на пошкоджуючу і непошкоджуючу частини. Критерієм такої оцінки є так звана нижня границя пошкоджуючих напруг $\sigma_{нг}$, яка може складати (0,4-0,6) σ_R й залежить від розподілу частини спектра, що лежить вище границі витривалості [2]. Разом з тим її величина попередньо є невідомою, таким чином привести реальний багатоступінчастий режим навантаження до еквівалентного йому регулярному, як це застосовується в традиційних підходах, без втрати точності визначення еквівалентної напруги, а й тому границі витривалості, не представляється можливим.

Виходом із цієї ситуації є зведення реального режиму до еквівалентного йому двохступінчастого, в якого найбільша напруга σ_1 і тривалість її дії β_1 співпадають з максимальною напругою σ_1 і тривалістю дії β_1 дійсного режиму. Друга напруга σ_{2E} еквівалентного режиму виступає еквівалентом всіх напруг, від другої до останньої, поза залежністю від того як вони співвідносились з нижньою границею $\sigma_{нг}$, тобто чи являються вони пошкоджуючими, чи ні. Тривалість її дії складає $\beta_{2E} = 1 - \beta_1$.

Серед існуючих моделей кривих втоми особливої уваги заслугове крива втоми нової форми [3], яка складається з двох відрізків лівого, що підлягає степеневому рівнянню, і правого, що підлягає рівнянню Вейбула. Ця крива поєднує в собі переваги обох кривих: добре погоджується з експериментальними даними поблизу області малоциклової втоми як степенева модель і добре описує дослідні дані в області багатоциклової втоми, не маючи ніяких обмежень по довговічності як модель Вейбула. Крім того, функція правого відрізка характеризує границю витривалості як найбільшу напругу, що відповідає нескінченно великому числу циклів, що і визначається його фізичною природою.

В якості рівняння правого відрізка використовуємо одну з модифікацій рівняння Вейбула – уніфіковане двопараметричне рівняння Вейбула [3]

$$(\sigma - \sigma_R)N = 10^{C'_w}, \quad (1)$$

де σ, N – поточні напруга і довговічність;
 C'_w – параметри кривої втоми

$$C'_W = 5,1 + \lg \sigma_R, \quad (2)$$

σ_R – фізична границя витривалості деталі, МПа.
Рівняння лівого відрізка має вигляд

$$\sigma^m N = 10^C, \quad (3)$$

m , C – параметри степеневого рівняння $m = 0,027\sigma'_R + 1,4$,
 $C = 0,997(m+1) \lg \sigma'_R + 1,4$ [3];

σ'_R – обмежена границя витривалості деталі як параметр лівого відрізка, що відповідає абсцисі точки перелому N_G .

Рівняння (1) з урахуванням виразу (2) можна перетворити до вигляду

$$\sigma_R = \frac{\sigma}{1 + 10^{5,1/N}}. \quad (4)$$

Міцність деталей при нестационарних змінних навантаженнях буде визначатися характером накопичення втомленісних пошкоджень на кожному рівні дії руйнуючої напруги [4]. В якості теоретичної передумови, що модулює процес накопичення втомленісного пошкодження, використовується лінійна гіпотеза підсумування втомленісних пошкоджень [2, 4], яка для еквівалентного двохступінчастого режиму буде мати вигляд

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_{2E}}{N_{2E}} = 1, \quad (5)$$

n_1 , n_{2E} – напрацювання на відповідних рівнях напруг еквівалентного режиму, $n_{2E} = N_{\Sigma} - n_1$;

N_1 , N_{2E} – довговічність до зруйнування на тих же рівнях, що підраховується по відповідним ланкам індивідуальної кривої втоми.

Згідно рівнянню правого відрізка кривої втоми (4) отримаємо вираз для довговічності до зруйнування на відповідних рівнях напруг еквівалентного двохступінчастого режиму

$$N_1 = \frac{10^{5,1}}{\sigma_1/\sigma_R - 1} = \frac{10^{5,1}}{d - 1}, \quad (6)$$

$$N_{2E} = \frac{10^{5,1}}{\sigma_{2E}/\sigma_R - 1} = \frac{10^{5,1}}{f - 1}, \quad (7)$$

де d, f – відношення, які пов'язують амплітуди еквівалентного режиму навантаження з рівнем міцності $d = \sigma_1/\sigma_R$, $f = \sigma_{2E}/\sigma_R$.

Перетворимо вираз (5) з урахуванням того, що $n_1 = \beta_1 N_\Sigma$ і $n_{2E} = \beta_{2E} N_\Sigma$ до рівняння, що визначає сумарну довговічність

$$N_\Sigma = \frac{1}{\beta_1/N_1 + \beta_{2E}/N_{2E}}, \quad (8)$$

яке в свою чергу може бути записано з використанням виразів (6) і (7) у вигляді

$$N_\Sigma = \frac{10^{5,1}}{\beta_1(d-1) + \beta_{2E}(f-1)} \quad (9)$$

або

$$d\beta_1 + f\beta_{2E} = 1 + \frac{10^{5,1}}{N_\Sigma}. \quad (10)$$

Відношення d може змінюватися в досить широкому діапазоні, верхня границя якого визначається довговічністю N_I , яка розповсюджується до області малоциклової втоми. Границя цієї області згідно ГОСТ 23026-78 в середньому складає $5 \cdot 10^4$ циклів. Нижня границя цього відношення може наближуватися до одиниці, це буде, насамперед, обумовлено величиною пошкодження від максимальної напруги σ_1 , у випадку перевищення над пошкодженням від амплітуди σ_{2E} .

Відношення f , дорівнює згідно виразу (7)

$$f = 1 + 10^{5,1}/N_{2E}, \quad (11)$$

як буде показано далі змінюється в доволі меншому інтервалі.

Виходячи з лінійної гіпотези підсумування втомленісних пошкоджень для еквівалентного двоступінчастого режиму справедлива нерівність $N_1 \leq N_\Sigma \leq N_{2E}$. Звідки слідує, що відношення f , яке визначається виразом (11) буде завжди менше величини $1 + 10^{5,1}/N_\Sigma$, яку позначимо f' . Вона буде граничною для f при любых характеристиках еквівалентного режиму, тобто $1 \leq f \leq f'$.

Слід зосередити увагу на відношенні f' . Однозначно відома, конкретна величина, що визначається по сумарному напрацюванню N_{Σ} , яка може бути задана чи спостережена в досліді. Разом з тим, вона може слугувати відправною інформацією для визначення відношення f . Дослідження величини f' для різних значень сумарних довговічностей N_{Σ} наведені на рис.1, з якого видно, що з зростанням сумарного напрацювання

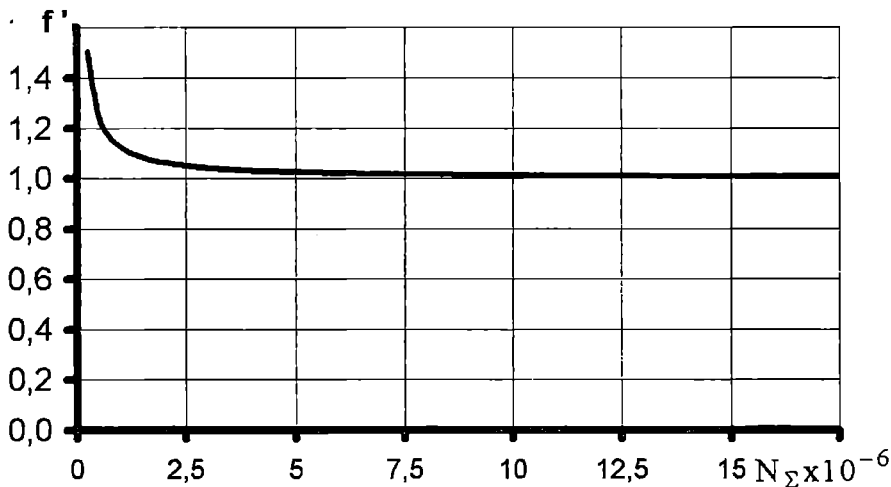


Рис. 1. Залежність відношення f' від довговічності N_{Σ}

спостерігається асимптотичне наближення функції f' до одиниці, а, значить, і звуження інтервалу значень, що приймає відношення f . В продовженні сказаного можна відмітити, що відношення f складає визначену частину від відношення f' , тобто

$$f = u f', \quad (12)$$

де u – коефіцієнт, що визначає ту частину й лежить в межах від u_{lim} до 1. Коефіцієнт u не може перевищувати одиницю. Хоча може і прямувати до неї, як це спостерігається для режимів з дуже невеликою величиною пошкодження n_1/N_1 в виразі (5), але з іншого боку не може бути, щоб f стало менше за одиницю. Останню умову можна виразити через коефіцієнт $u_{\text{lim}} = 1/f'$, в цьому випадку вже вважається, що пошкодження n_{2E}/N_{2E} у виразі (5) дуже мале й напруга σ_{2E} прямує до границі витривалості й значить: відношення f прямує до одиниці. Тому й виходить, що на відношення f буде впливати коефіцієнт u , який є

частиною інтервалу від u_{\lim} до 1. Дане судження дозволить представити коефіцієнт u як

$$u = 1 - \Delta u \tag{13}$$

де Δu – поправка, що належить інтервалу $0 < \Delta u < \Delta u_{\lim}$;

Δu_{\lim} — гранична поправка, що визначається значенням u_{\lim} ,
 $\Delta u_{\lim} = 1 - u_{\lim}$.

Тут слід звернути увагу на той факт, що сама величина Δu , є частиною поправки Δu_{\lim} , по аналогії з коефіцієнтом u , може бути представлена як $\Delta u = V \Delta u_{\lim}$, де V – коефіцієнт, що визначає поправку Δu у діапазоні, встановленому значенням Δu_{\lim} . Підводячи підсумок сказаному, перепишемо вираз (13) у вигляді

$$u = 1 - V \Delta u_{\lim} = 1 - V(1 - u_{\lim}). \tag{14}$$

Для аналізу факторів, які впливають на величину коефіцієнта u (відношення f) приведемо слідуєчи роздуми. Якщо треба забезпечити ту ж довговічність деталі N_{Σ} , але при вже більшому значенні тривалості β_1 , то, природно, збільшиться величина пошкодження від амплітуди σ_1 і стане потрібним більший рівень міцності σ_R , при цьому зменшиться значення відношення f і коефіцієнта u . Для цього треба, щоб коефіцієнт V став більше.

Щоб знайти значення, які може прийняти коефіцієнт V в залежності від характеристик режиму навантаження, в роботах [5, 6] проведені дослідження коефіцієнта V на базі експериментальних даних, в результаті яких отримали залежність

$$V = 0,8948e^{1,0343 \lg \beta_1}. \tag{15}$$

Повертаючись до рівняння (10), необхідно відмітити з урахуванням виразу (15), що в ньому залишається лише одне невідоме – відношення d . Перетворимо рівняння (10), враховуючи, що $f' = 1 + 10^{5,1} / N_{\Sigma}$, до вигляду

$$d = \frac{f' - f \beta_{2E}}{\beta_1}. \tag{16}$$

Користуючись рівністю (16) шляхом нескладних перетворень, маючи на увазі, що $d = \sigma_1 / \sigma_R$, вдається отримати кінцевий вираз для визначення границі витривалості

$$\sigma_R = \frac{\sigma_1 \beta_1}{f' - f \beta_{2E}}. \quad (17)$$

На цьому, власно кажучи, задачу можливо вважати вирішеною, задовольнившись для цього прийнятою точністю. Проте можливі деякі уточнення. Оскільки для оцінки відношення f був використаний усереднений емпіричний коефіцієнт V , що не має достатньо строгого аналітичного виразу, то відношення f , яке від нього залежить, можливо уточнити через довговічність N_{2E} . Для цього використали лінійну гіпотезу підсумування втомленісних пошкоджень звідки довговічність буде дорівнювати

$$N_{2E} = \frac{n_{2E}}{1 - n_1/N_1}. \quad (18)$$

В цій рівності вважаємо, що довговічність N_1 розміщується на лівому степеневому відрізку кривої втоми, так як для даного діапазону довговічностей цей відрізок оптимально погоджується з результати експериментів [5, 6].

Згідно з дослідженнями [7] між границями витривалості лівого σ'_R і правого відрізка σ_R кривої втоми нової форми існує залежність

$$\sigma'_R = \sigma_R + \Delta\sigma_R, \quad (19)$$

де $\Delta\sigma_R$ – різниця, на яку відрізняються вказані границі [7].

Підраховавши значення обмеженої границі витривалості по формулі (19), можливо побудувати лівий відрізок кривої втоми нової форми й по ньому визначити довговічність N_1 або підрахувати її по рівнянню (3), що дає можливість провести уточнення довговічності N_{2E} і відношення f по рівнянню (11).

Однак тільки уточнення величини f не буде визначати границю витривалості як оптимальну, однозначно забезпечуючу потрібне напруження N_B . При встановленому режимі навантаження саме сумарне напруження N_E є тим критерієм, який буде обумовлювати оптимальну границю витривалості. Для заданих умов навантаження існує тільки одне положення кривої втоми, що забезпечує відповідно рівнянням (8) і (9) потрібну довговічність. З урахуванням сказаного, визначимо розрахункове значення довговічності N_{Epc} , що забезпечується відношеннями d і f . Порівнюючи розрахункові й потрібні значення сумарних довговічностей і позначаючи їх відношення як k_N , отримаємо

$$k_N = \frac{N_\Sigma}{N_{\Sigma pc}} \quad (20)$$

Якщо має місце випадок, що k_N дорівнює одиниці – розглянуті довговічності рівні, то отримана при цьому границя витривалості буде шуканою, оптимальною.

Якщо трапиться що відношення k_N відмінно від одиниці, то необхідно змінити положення кривої втоми (рівень міцності). Це можливо трактувати так, що довговічність $N_{\Sigma pc}$ змінилась k_N разів по відношенню до довговічності N_Σ , тому й довговічність N_I по кривій втоми повинна змінитися в теж число разів по відношенню до початкової, підрахованої по виразу (6)

$$N_{I1} = N_I k_{NI} \quad (21)$$

(тут k_{NI} відношення, підраховане в першому наближенні).

Ця залежність впливає з лінійної гіпотези підсумування втомленісних пошкоджень: щоб була забезпечена така сама величина пошкодження при змінненні сумарного напрацювання, необхідна відповідна зміна довговічності N_I .

Отже, й закономірно зміниться границя витривалості в відповідності з рівнянням (4)

$$\sigma_{R1} = \frac{\sigma_1}{1 + 10^{5,1} / N_{I1}} \quad (22)$$

При цьому підраховується нове відношення $d_1 = \sigma_1 / \sigma_{R1}$. Далі розраховується нове значення довговічності N_{2E1} по рівнянню (18), з послідовним підрахуванням f_1 по виразу (11). Потім, переходячи до другого етапу ітерації, визначається нове значення розрахункової довговічності $N_{\Sigma pc2}$ по рівнянню (9), відповідне цьому відношення k_{N2} по формулі (20) і довговічність N_{I2} по виразу (21). Це дає можливість підрахувати значення границі витривалості σ_{R2} по залежності (22). Відшукуються чергова довговічність N_{2E2} по рівнянню (18) і відношення f_2 по рівності (11).

Описаний алгоритм повторюється аж поки відношення k_N не стане з необхідною точністю рівним одиниці – розрахункова довговічність не стане рівна потрібній $N_\Sigma = N_{\Sigma pc}$, а отримана при цьому границя витривалості буде шуканою тим оптимальним рівнем міцності, який й забезпечить проектний ресурс.

Уточнення границі витривалості на базі кривої втоми нової форми буде проводитись з іншого боку. Виходячи з попередніх даних про

границю витривалості σ_R , спочатку визначаємо обмежену границю витривалості σ'_R , що є ординатою точки перетину відрізків кривої в томи нові форми й слугує границею витривалості традиційної кривої в томи з лівим відрізком по степеневій функції і правим горизонтальним відрізком. Абсцису точки перетину відрізків визначаємо по виразу

$$N_{II} = N_G = \frac{10^{5,1}}{\sigma'_R / \sigma_R - 1}.$$

З точки перетину відрізків, яка має координати $\lg N_{II}$, $\lg \sigma'_R$, проводимо лівий відрізок кривої з параметром m . Тоді довговічність N_1 на рівні напруги σ_1 по лівому відрізку буде

$$N_1 = \frac{10^{m \lg \sigma_{II} + \lg N_{II}}}{\sigma_1^m} = \left(\frac{\sigma_{II}}{\sigma_1} \right)^m N_{II}.$$

Виходячи з дійсних напрацювань N_{2E} , n_1 и n_{2E} визначаємо довговічність N_{2E} на рівні напруги σ_{2E} по лінійній гіпотезі (18). Хоча точка з координатами $\lg N_{2E1}$, $\lg \sigma_{2E1}$, як і в попередньому випадку, розташовується на правому відрізку кривої нової форми, а ні довговічність N_{2E} , а ні відношення f_1 тепер, імовірно, не співпадуть з попередніми значеннями. Позначимо відношення $f_1/f = k_f$. Таким чином,

$$f_1 = k_f \cdot f, \tag{23}$$

де відношення f було відношенням попередньої напруги σ_{2E} до попередньої границі витривалості σ_R . Тоді по виразу (23)

$$f_1 = k_f \left(\frac{\sigma_{2E}}{\sigma_R} \right). \tag{24}$$

З урахуванням того, що $f_1 = \sigma_{2E} / \sigma_{R1}$, перетворюючи відношення (24), отримаємо вираз для границі витривалості

$$\sigma_{R1} = \frac{1}{k_f} \cdot \sigma_R. \tag{25}$$

Приймаючи нові значення σ_{Ri} і f_i як вихідні, повторюємо описаний розрахунок ще раз. Розрахунок повторюємо аж поки відношення f_{i+1} з достатнім ступенем точності δ не стане рівним величині f_i , тобто $|k_{f_i} - 1| \leq \delta$, відношення f не стабілізується й визначить по рівнянню (25) шукану величину границі витривалості.

У зв'язку з тим, що границя витривалості представляє собою інтегральну характеристику міцності: включає в себе всі фактори, які впливають на опір втоми деталі в небезпечному перерізі, пропонується використовувати статистичне рівняння подібності втомленісного зруйнування, завдяки якому вдається більш точно визначити границю витривалості гладкого еталонного зразка, по якому призначається потрібний матеріал та відповідна зміцнююча технологія. По оптимальним значенням границь витривалості деталей визначаються середньомовірні значення границі витривалості гладкого еталонного зразка з матеріалу деталі

$$\bar{\sigma}_{-1} = \bar{\sigma}_{-1Д} K_T / \theta^{-B\sigma}, \quad (26)$$

де K_T – теоретичний коефіцієнт концентрації напруг;
 θ – критерій подібності втомленісного зруйнування
 $\theta = LG/L_0G_0$;

L, L_0 – периметри небезпечних перерізів деталі і зразка;

G, G_0 – відносні градієнти першої головної напруги в небезпечному перерізі деталі і зразка;

B_σ – параметр рівняння (23), для конструкційних сталей можна прийняти $B_\sigma=0,06$ [2].

По границі витривалості еталонного зразка із довідників можна вибрати матеріал і належну термічну обробку, які будуть найкращим чином відповідати висунутим вимогам.

Висновки:

1. Запропоновано для оптимального визначення границь витривалості деталей використовувати криву втоми нової форми, яка найкращим чином описує характеристики опору втоми по всій області багаточиклового навантаження.

2. Обґрунтовано застосування заміни реального багату-ступінчастого режиму еквівалентним йому двоступінчастим з метою нівелювання впливу нижньої границі втомленісних пошкоджень на величину потрібної границі витривалості.

3. Викладений спосіб визначення оптимальної границі витривалості конкретної деталі на базі кривої втоми нової форми і двоступінчастого еквівалентного режиму.

4. Оптимальний вибір матеріалу доцільно проводити, використовуючи статистичні рівняння подібності втомленісного зруйнування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Козак С.А. Вероятностный расчет усталостной долговечности при нормально распределенном случайном стационарном нагружении // Вестник машиностроения. – 1995. – № 4. – С. 6-9.
2. Олейник Н.В. Выносливость деталей машин. – К.: Техніка, 1979. – 200 с.
3. Шумило О.М. Обґрунтований вибір матеріалу для деталей, що підлягають циклічному навантаженню // Вісник ОДМУ: Зб. наук. праць. – 1999. – № 4. – С. 35-43.
4. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / Под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1986. – 488 с.
5. Шумило А.Н. К вопросу о рациональном определении предела выносливости деталей, находящихся под действием нерегулярных циклических нагрузок // Проблемы техники, 2002. – № 2. – С. 146-153.
6. Шумило А.Н. Кривая усталости новой формы и определение оптимального предела выносливости // Проблемы техники. – 2003. – №1. – С. 101-109.
7. Олійник М.В., Шумило О.М. Оцінка границі витривалості сталевих деталей // Проблемы техники. – 2002. – №2. – С. 93-103.

УДК 629.12-8:629.12.037

ДИНАМИКА ПРОПУЛЬСИВНЫХ КОМПЛЕКСОВ ЭЛЕКТРОХОДОВ НА МАНЕВРАХ

В.А. Яровенко

В последние десятилетия в мировом судостроении возрос интерес к использованию электродвижения на современных судах. Традиционно преимущественными областями его применения остаются суда ледового плавания, исследовательские, технического и вспомогательного флота, промысловые, паромы и др. Вместе с тем, проектные разработки показывают, что СЭУ с электродвижением являются перспективными и для ряда других судов. Ими, начиная с 90 -х годов, оказались пассажирские, круизные и военно-морские.

Отличительной особенностью перечисленных типов судов является то, что маневренные режимы - разгон, торможение, реверс, выход на циркуляцию - являются для них основными. Поэтому вопросам надежности и безопасности выполнения маневренных операций уделяется особое внимание.

Высокая маневренность электроходов является одним из основных качеств, обусловивших причину столь высокого интереса к применению современных систем электродвижения на судах и боевых кораблях. Результаты сравнительного анализа показывают, что у электроходов маневренные характеристики существенно лучше, чем у судов с другими типами судовых энергетических установок (СЭУ). Для большинства судов, обладающих энергетическими установками с непосредственной передачей вращающего момента первичных двигателей на гребные винты, процесс реверсирования носит затяжной характер и продолжается одну-две минуты. Продолжительность же реверса гребных электродвигателей (ГЭД) редко превышает 15-20 сек (например, для самого мощного электрохода - «Арктика» - время реверса с «полного вперед» на «полный назад» при положении ограничителя мощности на 100 % составляет около 30 с). Сама процедура реверсирования двигателей внутреннего сгорания несоизмеримо сложнее по сравнению с реверсом ГЭД. Кроме того, не каждый реверс может быть успешным - а именно из-за запоздалого маневрирования, ведущего к дополнительному выбегу судна, происходит до 40 % столкновений судов. Таким образом, даже проведенное выше краткое сравнение показывает, что СЭУ с электродвижением обеспечивают более высокую надежность и безопасность выполнения маневренных операций.

Для создания современных высокоманевренных, надежных и экономичных электроходов необходимо решить важную проблему, заключающуюся в разработке методов расчета маневренных режимов

гребных энергетических установок и поиска оптимальных законов управления гребными установками на маневрах.

Решение этих проблем возможно только на основе системного принципа, в соответствии с которым сравнительные оценки качества маневренных режимов энергетической установки электрохода должны проводиться, в первую очередь, по критериям судна, для обеспечения движения которого СЭУ предназначена [4]. Следовательно, энергетическая установка должна рассматриваться в единстве с остальными элементами пропульсивного комплекса электрохода.

Энергетическая установка электрохода представляет собой комплекс, состоящий из первичных двигателей, генераторов электрической энергии, преобразователей электроэнергии, гребных электродвигателей, возбуждательных агрегатов электрических машин, движителей, аппаратуры управления, сигнализации, защиты и блокировки [5]. Составные части комплекса могут иметь несколько форм исполнения. В результате появляется большое число возможных вариантов компоновки систем электродвижения. Все это, с одной стороны, представляет благоприятный фактор, позволяющий выполнить расчеты и оптимизацию СЭУ гибко, с учетом самых различных требований, с другой - создает существенные трудности в выборе типа СЭУ, в сравнительной оценке достоинств и недостатков той или иной системы. Необходимы унифицированные методы, обеспечивающие единый подход к анализу различных вариантов и выработке рациональных решений.

Структурная схема комплекса электрохода приведена на рис. 1 и включает в себя: D - первичные двигатели (дизели, паровые или газовые турбины), G - источники электроэнергии (электромашинные генераторы постоянного или переменного тока, непосредственные преобразователи энергии), SE - преобразователи электроэнергии (неуправляемые или управляемые выпрямители, инверторы напряжения или тока, непосредственные преобразователи частоты, преобразователи частоты инверторного типа), M - гребные электродвигатели (постоянного тока, асинхронные, синхронные при частотном управлении, вентильные), P - гребные винты, CS - систему управления, DR - регуляторы первичных двигателей, GE и ME - возбуждательные устройства генераторов и гребных электродвигателей, H - руль и корпус электрохода. В нее также входят датчики мощности - P_D и скорости вращения - ω_D первичных двигателей, напряжения - U_G и тока - I_G генераторов, напряжения - U_M , тока - I_M , вращающего момента - M_M и скорости вращения - ω_M ГЭД.

Обобщенная математическая модель маневренных режимов гребных энергетических установок, разработанная на основании приведенной структурной схемы, представлена в сокращенном виде (опуская все промежуточные выкладки и второстепенные соотношения) ниже в безразмерных единицах.

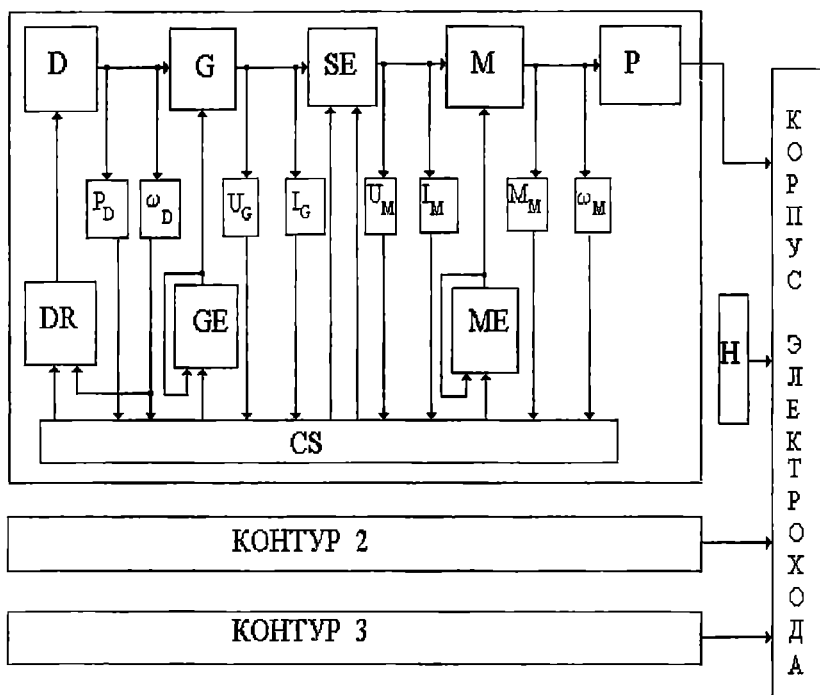


Рис. 1. Структурная схема импульсного комплекса электротока

Уравнение движения первичного двигателя

$$\frac{d\omega_D^0}{dT^0} = N_D (M_D^0 - K_{D1} M_G^0 - K_{DT}), \quad (1)$$

где ω_D^0 и M_D^0 - угловая скорость и вращающий момент первичного двигателя;

M_G^0 - момент сопротивления генератора электрического тока;

N_D, K_{D1}, K_{DT} - безразмерные параметры комплекса;

$T^0 = \frac{v_0 t}{L}$ - безразмерное время.

Вращающий момент первичного двигателя [3].

$$M_D^0 = \left. \begin{array}{l} \left. \begin{array}{l} \xi_D^0 \frac{1 + (\omega_{DP}^0 - \omega_D^0) \beta_D}{1 + (\omega_{DP}^0 - 1) \beta_D}, \text{ при } \omega_D^0 \leq \psi_{DP}^0 \\ \left[1 + \omega_{DP}^0 (1 - \psi_D^0) \beta_D \right] \left[\frac{c_{DP}^0 - \frac{\omega_D^0}{\psi_D^0 \omega_{DP}^0}}{c_{DP}^0 - 1} + \xi_D^0 - 1 \right] \end{array} \right\} \frac{1}{\omega_{DP}^0} \leq 1 \\ \left. \begin{array}{l} \frac{1 + (\omega_{DP}^0 - 1) \beta_D}{1 + (\omega_{DP}^0 - 1) \beta_D}, \text{ при } \psi_D^0 \omega_{DP}^0 < \omega_D^0 \leq \frac{\xi_D^0 (c_{DP}^0 - 1) + 1}{1/\omega_{DP}^0} \\ \xi_D^0 \frac{[1 + (\omega_{DP}^0 - \omega_D^0) \beta_D] c_{DP}^0 - 1}{c_{DP}^0 - 1/\omega_{DP}^0}, \text{ при } \omega_D^0 \leq \psi_D^0 \omega_{DP}^0 \\ \left[1 + \omega_{DP}^0 (1 - \psi_D^0) \beta_D \right] \left[(\xi_D^0 - 1)(c_{DP}^0 - 1) + c_{DP}^0 - \frac{\omega_D^0}{\psi_D^0 \omega_{DP}^0} \right] \end{array} \right\} \frac{1}{\omega_{DP}^0} > 1 \end{array} \right\}$$

где ξ_D^0 и ψ_D^0 - относительные подача топлива и степень затяжки пружины регулятора;

ω_{DP}^0 - угловая скорость, на которую настроен регулятор;

β_D - наклон внешней характеристики двигателя;

c_{DP}^0 - коэффициент степени неравномерности регулятора.

Уравнение движения регулятора первичного двигателя

$$\frac{d\xi_D^0}{dT^0} = C_{RD1} (\omega_D^0 - \omega_{Dзад}^0) - C_{RD2} \xi_D^0, \quad (2)$$

где C_{RD1} , C_{RD2} - безразмерные параметры.

Уравнения, описывающие генератор электрического тока

$$M_G^0 = C_{G1} \frac{U_G^0 I_G^0}{\omega_D^0} \cos \varphi_G + C_{G2} \frac{(U_G^0)^2}{\omega_D^0} \sin 2\theta_G; \quad (3)$$

$$U_G^0 = \frac{1}{\cos \theta_G} \left[C_{G3} E_G^0 - C_{G4} (I_G^0)^{(1+RT)} \cos \psi_G - C_{G5} I_G^0 \omega_D^0 \sin \psi_G \right]; \quad (4)$$

$$E_G^0 = \omega_D^0 (C_{G7} I_{GV}^0 - C_{G8} I_G^0 \sin \psi_G - C_{G9} I_G^0); \quad (5)$$

$$\varphi_G = \alpha_G + \frac{\gamma_G}{2}; \quad \psi_G = \arccos \left(C_{G10} \frac{U_G^0}{\omega_D^0 I_{GV}^0} \cos \varphi_G \right); \quad \theta_G = \psi_G - \varphi_G;$$

$$\gamma_G = \arccos \left(\cos \alpha_G - C_{G11} \frac{I_M^0 \omega_D^0}{E_G^0} \right) - \alpha_G,$$

где $\varphi_G, \psi_G, \theta_G, \gamma_G$ - углы сдвига фаз между векторами U_G и I_G , векторами E_{0G} и I_G , векторами E_{0G} и U_G и угол коммутации;

C_{G1}, C_{G11} - безразмерные параметры.

Уравнения переходных процессов в возбуждательном устройстве генератора

$$\frac{dI_{GV}^0}{dT^0} = N_{GV} \left[E_{GV}^0 - C_{GV2} I_{GV}^0 - (C_{GV2} - 1) I_G^0 \right], \quad (6)$$

где E_{GV}^0 и I_{GV}^0 - э.д.с. и ток возбуждения;

N_{GV}, C_{GV2} - безразмерные параметры.

Напряжение на выходе и ток на входе преобразователя электроэнергии

$$U_M^0 = K_{SE} \frac{U_{G0}}{U_{M0}} \mu_{SE}(T^0) U_G^0; \quad (7)$$

$$I_G^0 = C_{G6} \left| \frac{\sin \frac{\gamma_G}{2}}{\frac{\gamma_G}{2}} \right| \cdot \mu_{SE}(T^0) I_M^0 \frac{\cos \varphi_M}{\cos \varphi_G}, \quad (8)$$

где $\mu_{SE}(T^0)$ - параметр управления, являющийся функцией управляющего сигнала и зависящий от типа преобразователя и выбранного закона управления.

Уравнение движения гребного электродвигателя

$$\frac{d\omega_M^0}{dT^0} = N_M \left(M_M^0 - K_{M1} M_P^0 - K_{MT} \right), \quad (9)$$

где M_M^0 и M_P^0 - движущий момент ГЭД и момент сопротивления гребного винта; K_{MT} - безразмерный параметр.

Математическое описание законов изменения режимных показателей электродвигателей целесообразно записать отдельно для каждого их типа. Это облегчает восприятие математического аппарата, не нарушая при этом его общности.

Для ГЭД постоянного тока и вентильных двигателей вращающий момент M_M , магнитный поток Φ_M и ток двигателя I_M описываются уравнениями:

$$M_M^0 = \Phi_M^0 I_M^0 (K_M^{in})^0; \quad (10)$$

$$\Phi_M^0 = \sqrt{C_{M1} (I_{MV}^0)^2 + C_{M2} I_{MV}^0 + C_{M3} - C_{M8} I_M^0 (C_{M9} I_{MV}^0 + C_{M10}) \cdot \sin \gamma_{KC} + C_{M11} (I_M^0)^2} \times \\ \times \sqrt{K_{MD}^2 \sin^2 \gamma_{KC} + K_{MQ}^2 \cos^2 \gamma_{KC}}; \quad (11)$$

$$I_M^0 = C_{M12} U_M^0 - C_{M13} \Phi_M^0 (K_M^{in})^0 \omega_M^0, \quad (12)$$

где K_M^{in} , γ_{KC} , $\cos \varphi_M$ - коэффициент инвертирования, суммарный угол коммутации, коэффициент мощности на входе двигателя;

$C_{M1} - C_{M13}$ - безразмерные параметры;

$$(K_M^{in})^0 = C_{M15} \left[\cos \beta_M^{in} + \cos \delta_M^{in} \right];$$

$$\gamma_{KC} = \left(\arctg \frac{C_{M4} I_M^0}{C_{M5} I_{MV}^0 + C_{M6}} + \frac{\beta_M^{in} + \delta_M^{in}}{2} \right);$$

$$\cos \varphi_M = \cos \left(\frac{\beta_M^{in} + \delta_M^{in}}{2} \right).$$

Для асинхронных гребных электродвигателей

$$M_M^0 = C_{M16} \frac{\gamma^2}{(C_{M19} \alpha - C_{M20} \omega_M^0)} \cdot \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)}; \quad (13)$$

$$I_M^0 = C_{M24} \gamma \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)}; \quad (14)$$

$$\cos \varphi_M = \frac{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0} + \frac{C_{M23}\alpha}{2(C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0)}}{\sqrt{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0}}} \cdot \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)},$$

где $R_f(\alpha, \omega_M^0)$ - вспомогательная функция

$$R_f(\alpha, \omega_M^0) = \sqrt{\left(C_{M17} + C_{M18}\alpha^2\right) + \frac{C_{M21} + C_{M22}\alpha^2}{\left(C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0\right)^2} + \frac{C_{M23}\alpha}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0}};$$

$C_{M16} - C_{M24}$ - безразмерные параметры.

Для синхронного гребного электродвигателя

$$M_M^0 = \frac{1}{N_M} \frac{d\alpha}{dT} + K_{M1} M_P^0 + K_{MT}; \quad (15)$$

$$I_M^0 = \sqrt{C_{M28} \left(I_{MV}^0\right)^2 + C_{M29} \left(\frac{\gamma}{\alpha}\right)^2 - C_{M30} \frac{I_{MV}^0 \gamma}{\alpha} \cos \theta_M}; \quad (16)$$

$$\cos \varphi_M = \cos \left[\arctg \frac{C_{M31} \gamma - \alpha I_{MV}^0 \cos \theta_M}{\alpha I_{MV}^0 \sin \theta_M} \right]. \quad (17)$$

Угол нагрузки θ_M находится из решения уравнения

$$M_M^0 = C_{M26} \frac{E_{0M}^0 \gamma}{\alpha} \sin \theta_M + C_{M27} \frac{\gamma^2}{\alpha^2} \sin 2\theta_M,$$

где E_{0M}^0 и I_{MV}^0 - э.д.с. и ток намагничивания;

$C_{M26} - C_{M31}$ - безразмерные параметры.

Уравнения процессов в возбуждательном устройстве гребного электродвигателя аналогичны соответствующим уравнениям в возбуждательном устройстве генератора.

Уравнения системы управления связывают сигналы U_{U_i} , подаваемые на входы системы управления, с напряжением на выходе соответствующего канала регулирования. В общем случае эта связь имеет следующий вид:

$$A_{Kr}(t)(U_{\text{вых}})_{Kr} = K_{Kr}^{CS} \sum_i K_i^{CS} (U_{U_i} - U_{3i}),$$

где K - объект управления;

r - управляемый параметр;

$A_{Kr}(t)$ - функциональная зависимость управляющих устройств регуляторов от времени, включая производную;

$(U_{\text{вход}})_{Kr}$ - управляющий сигнал на входе K -го объекта по r -му параметру;

K_{Kr}^{CS} - коэффициент усиления по r -му параметру управления K -го объекта;

U_{U_i} - напряжения сигналов управления и корректирующих связей;

U_{3i} - напряжения сравнения (отсечки);

K_i^{CS} - коэффициент усиления по i -му управляющему сигналу.

Гидродинамическую реверсивную характеристику гребного винта с учетом его взаимодействия с корпусом судна и с учетом движения судна по криволинейной траектории представим параболическим полиномом. Тогда относительные момент сопротивления M_P^0 и упор P_P^0 винта могут быть записаны как [3]

$$M_P^0 = \frac{M_P}{M_{P0}} = a_{21} \left(\frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right)^2 + b_{21} \left(\frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right) \left(\frac{v_e}{v_0} \right) + c_{21} \left(\frac{v_e}{v_0} \right)^2 + a_M \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \text{tg}^2 \alpha_{СК}; \quad (18)$$

$$P_P^0 = \frac{P_P}{P_{P0}} = a_{11} \left(\frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right)^2 + b_{11} \left(\frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right) \left(\frac{v_e}{v_0} \right) + c_{11} \left(\frac{v_e}{v_0} \right)^2 + a_P \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \text{tg}^2 \alpha_{СК}, \quad (19)$$

где ω_P - угловая скорость вращения винта;

v - скорость движения судна;

v_e - скорость натекания воды на винт;

$\alpha_{СК}$ - угол скоса потока воды; a_{21} , b_{21} , c_{21} , a_M , a_{11} , b_{11} , c_{11} , a_P - постоянные коэффициенты.

Движение судна по свободной поверхности воды в связанной с ним системе координат представлено с учетом общепринятых допущений как

$$\frac{dv_X^0}{dT^0} = C_{\lambda 2} v_Y^0 \Omega_Z^0 + N_X \left\{ \sum_j K_{P_j} P_{ej}^0 - C_{RX} \beta_{RP} (v^0)^2 - R_X^0 \right\}; \quad (20)$$

$$\frac{dv_Y^0}{dT^0} = -\frac{1}{C_{\lambda 2}} v_X^0 \Omega_Z^0 + \frac{N_X}{C_{\lambda 2}} \left\{ \sum_j K_{Pj} \alpha_{jz} P_{ej}^0 + C_{RY} \beta_{RP} (v^0)^2 - R_Y^0 \right\}; \quad (21)$$

$$\frac{d\Omega_Z^0}{dT^0} = -\frac{N_{\Omega}}{N_X} C_{\lambda 21} v_X^0 v_Y^0 + N_{\Omega} \left\{ \sum_j K_{Pj} h_{Pj} P_{ej}^0 + (M_{\Pi Z}^0 - M_{ДЗ}^0) + C_{RY} X_R^0 \beta_{RP} (v^0)^2 \right\}, \quad (22)$$

где v_X и v_Y - составляющие скорости движения судна вдоль осей X и Y ;
 Ω_Z - угловая скорость его вращения вокруг оси Z ;
 $\sum_j K_{Pj} P_{ej}^0$ - суммарный полезный упор гребных винтов по оси X ;

$\alpha_{jz}, h_{Pj}, X_R^0$ - конструктивные параметры судна;

R_X^0 и R_Y^0 - гидродинамические силы сопротивления движению судна;

$M_{\Pi Z}^0$ и $M_{ДЗ}^0$ - позиционный и демпфирующий моменты сопротивления;

β_{RP} - угол атаки руля; $N_X, C_{\lambda 2}, C_{RX}, C_{RY}, N_{\Omega}, C_{\lambda 21}$ - безразмерные параметры пропульсивного комплекса.

Движение судна в неподвижной системе координат описывается по общепринятой методике.

В процессе преобразования уравнений в безразмерную форму записи получены критерии динамического подобия - безразмерные параметры пропульсивных комплексов. Именно ими определяются законы изменения во времени режимных показателей комплексов. Чтобы найти численные значения этих критериев для каждого конкретного электрохода, достаточно подставить значения соответствующих параметров комплекса в приведенные в работе соотношения.

Разработанная модель универсальна. Она позволяют осуществлять количественную оценку поведения каждого элемента пропульсивного комплекса при любом варианте комплектации его гребной установки. Для анализа маневренных режимов гребных энергетических установок в составе пропульсивных комплексов электроходов разработан метод расчета с использованием современной вычислительной техники. В качестве примера, на рис. 2 приведены результаты расчета законов изменения во времени режимных показателей пропульсивного комплекса проектного варианта электрохода с частотно-управляемыми ГЭД при выполнении им чередующихся маневров: разгона - реверса с переднего хода на задний - реверса с заднего хода на передний.

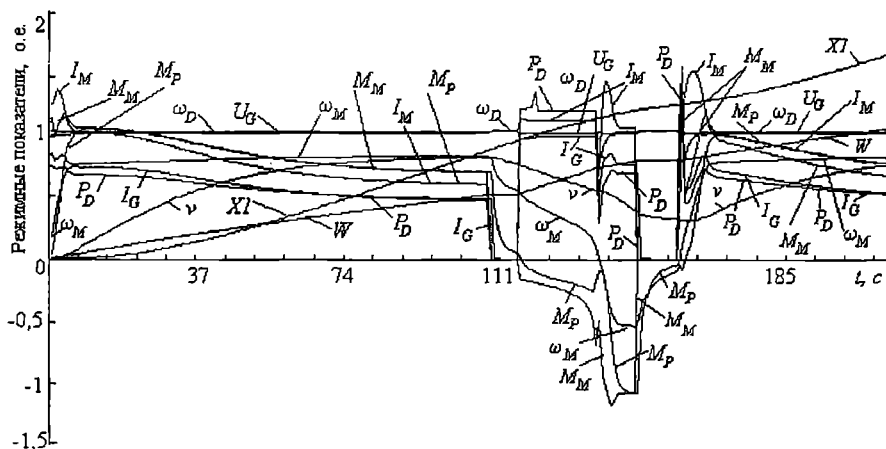


Рис. 2. Законы изменения режимных показателей:
 разгон ($0 < t \leq 111$) - реверс с переднего хода на задний ($111 \leq t \leq 148$) -
 реверс с заднего хода на передний $t > 148$)

Относительной единице по оси ординат на рис. 2 соответствуют:
 $\omega_D = 78,5 \text{ с}^{-1}$; $U_G = 400 \text{ В}$; $I_M = 1206 \text{ А}$; $M_P = 10840 \text{ Нм}$; $v = 7 \text{ м/с}$;
 $W = 30 \text{ о.е.}$ (относительных единиц); $P_D = 1100 \text{ кВт}$;
 $I_G = 1800 \text{ А}$; $M_M = 10840 \text{ Нм}$; $\omega_M = 25,12 \text{ с}^{-1}$; $X1 = 517 \text{ м}$.

Для оценки качества выполнения маневров предлагаются следующие относительные показатели:

а) для прямолинейного движения

- продолжительность маневра - T и затраты топлива на его выполнение - G ;
- неравномерность (отклонение) угловой скорости вращения

первичных двигателей
$$\Delta \omega_D = \frac{\omega_{D \max} - \omega_{D \min}}{\omega_{D \text{уст}}};$$

- максимальная мощность первичных двигателей $P_{Dm} = P_{D \max} / P_{D \text{уст}}$;
- броски тока генераторов при разгоне - $(I_G)_{Pm}$ и при реверсе - $(I_G)_{Tm}$

$$(I_G)_{Pm} = (I_G)_{P \max} / (I_G)_{P \text{уст}}, \quad (I_G)_{Tm} = (I_G)_{T \max} / (I_G)_{T \text{уст}};$$

- установившиеся значения тока генераторов при разгоне $(I_G)_{P \text{уст}}$ и реверсе $(I_G)_{T \text{уст}}$;

- перепад напряжения на выходе генераторов -

$$\Delta U_G = \frac{U_{G \max} - U_{G \min}}{U_{G \text{уст}}};$$

- продолжительности разгона $T_{ГЭД \text{ разг.}}$ и реверса $T_{ГЭД \text{ рев.}}$. ГЭД и гребных винтов;

- броски тока ГЭД при разгоне $(I_M)_{P\ m}$ и при реверсе $(I_M)_{T\ m}$

$$(I_M)_{P\ m} = (I_M)_{P\ \max} / (I_M)_{P\ \text{уст}} , \quad (I_M)_{T\ m} = (I_M)_{T\ \max} / (I_M)_{T\ \text{уст}} ;$$

- броски вращающего момента ГЭД при разгоне $(M_M)_{P\ m}$ и при реверсе $(M_M)_{T\ m}$

$$(M_M)_{P\ m} = (M_M)_{P\ \max} / (M_M)_{P\ \text{уст}} , \quad (M_M)_{T\ m} = (M_M)_{T\ \max} / (M_M)_{T\ \text{уст}} ;$$

- установившиеся значения вращающего момента ГЭД при разгоне $(M_M)_{P\ \text{уст}}$ и при реверсе $(M_M)_{T\ \text{уст}}$;

- установившиеся значения угловой скорости вращения ГЭД и гребных винтов при разгоне $(\omega_M)_{P\ \text{уст}}$ и при реверсе $(\omega_M)_{T\ \text{уст}}$;

- продолжительности протекания переходных процессов в энергетической установке при разгоне $(T_{\text{су}})_{\text{разг.}}$ и при реверсе $(T_{\text{су}})_{\text{рев.}}$;

- максимальная скорость судна к концу разгона - v_{\max} ;

- продолжительность разгона до заданного значения скорости $(T)_{v=v\ \text{зад.}}$;

- пройденный судном путь по окончанию маневра - $(X1)_{\text{разг.}}$ и $(X1)_{\text{тор.}}$

б) при циркуляционном движении

- продолжительность полного оборота - $T_{\text{ц}}$ и его эволюционный период - $T_{\text{ЭВ}}$;

- затраты энергии на выполнение маневра - $W_{\text{ц}}$;

- изменение мощности первичных двигателей, при выходе на циркуляцию:

$$(\Delta P_D)_1 = P_{D\ \text{лев.}} / P_{D\ \text{нач.}} , \quad (\Delta P_D)_2 = P_{D\ \text{прав.}} / P_{D\ \text{нач.}} ;$$

- изменение тока статора ГЭД - $(\Delta I_M)_1 = I_{M\ \text{лев.}} / I_{M\ \text{нач.}}$ и $(\Delta I_M)_2 = I_{M\ \text{прав.}} / I_{M\ \text{нач.}}$;

- изменение вращающего момента ГЭД $(\Delta M_M)_1 = M_{M\ \text{лев.}} / M_{M\ \text{нач.}}$ и $(\Delta M_M)_2 = M_{M\ \text{прав.}} / M_{M\ \text{нач.}}$

- изменение угловой скорости вращения ГЭД и гребных винтов

$$(\Delta \omega_M)_1 = \Delta \omega_{M\ \text{лев.}} / \Delta \omega_{M\ \text{нач.}} ; \quad (\Delta \omega_M)_2 = \Delta \omega_{M\ \text{прав.}} / \Delta \omega_{M\ \text{нач.}} ;$$

- снижение скорости судна на установившейся циркуляции $(\Delta v)_{\text{ц}} = v_{\text{ц}} / v_{\text{нач.}}$;

- угловая скорость вращения судна на установившейся циркуляции

- $\Omega_{\text{ц}}$;

- диаметр циркуляции - $D_{\text{ц}}$ и тактический диаметр - $D_{\text{т}}$;

- выдвиг - L_1 и прямое смещение - L_2 судна ;

- угол курса судна по истечению заданного промежутка времени - Ψ_c .

Индекс «1» соответствует внешнему (левому), а «2» - внутреннему (правому) по отношению к центру циркуляции «энергетическим контурам», а индекс «нач» - начальному значению соответствующего показателя качества.

Совокупность перечисленных показателей дает возможность оценивать поведение каждого элемента пропульсивного комплекса электрохода и судна в целом на основных маневренных режимах работы.

Большое число параметров, влияющих на показатели качества, затрудняет расчет и оптимизацию энергетических установок. Необходимо выявить параметры, значимо влияющие на показатели. Иными словами, из множества факторов q_i , $i = 1, \dots, n$ выделить подмножество q_j , $j = 1, \dots, p$ ($p < n$), отклонение которых от расчетных значений Δq_j определяет основную часть приращения показателя.

Решение проблемы предлагается осуществить отсеивающими экспериментами. Использован метод случайного баланса, позволяющий проанализировать степень влияния на показатели качества всех параметров и эффектов взаимодействий параметров.

Количественная оценка степени влияния параметров и эффектов осуществляется аналитическими моделями вида

$$J = \sum_{i=0}^k b_i q_i, \quad (23)$$

где b_i - коэффициенты модели, отражающие влияние параметров (при $i = 0, 1, \dots, l$) и эффектов взаимодействия (при $i = \overline{l+1, k}$);

q_i - параметры и эффекты их взаимодействий.

Результаты исследований, проведенных с привлечением дисперсионного и регрессионного анализов, позволили по каждому показателю качества выявить значимые параметры и эффекты взаимодействий, отнеся остальные к шумовому полю. Результаты представлены в аналитическом (зависимостях показателей от параметров и эффектов) и графическом (гистограммы с вкладами в процентах) видах.

В качестве примера, ниже показано (аналитической моделью (24) и рис. 3) влияние значимых параметров и эффектов взаимодействий на такой важнейший показатель, как продолжительность разгона электрохода $T_{разг}$

$$T_{разг} = 22,2 - 3,09N_X - 1,23C_{M16} - 1,10N_M + 0,81N_X C_{M21} + 0,82C_{M23} + 0,58N_N N_X. \quad (24)$$

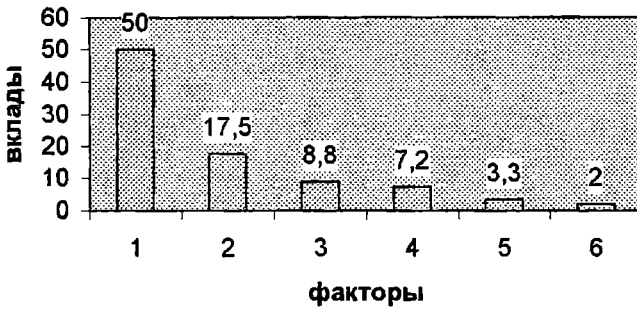


Рис. 3. Вклады параметров и эффектов взаимодействий в показатель $T_{раз}$ (факторы: 1 - N_X ; 2 - C_{M36} ; 3 - N_M ; 4 - $C_{M23}N_X$; 5 - C_{M23} ; 6 - N_MN_X)

Выявление значимых параметров и эффектов взаимодействий позволяет в десятки раз сократить в процессе дальнейших исследований количество численных экспериментов. Несущественные параметры и эффекты можно зафиксировать и весь дальнейший анализ строить применительно к значимым.

Простым и удобным методом расчета показателей качества выполнения маневров является приближенный аналитический метод. Предлагается представлять показатели J в виде полиномов $J^* = J^*(q_1, q_2, \dots, q_n)$, где q_i - значимые параметры комплексов, адекватно отражающих зависимости показателей $J = J(q_1, q_2, \dots, q_n)$ от значимых параметров и значимых эффектов взаимодействий. При построении аналитических моделей использовано многочленное приближение $J^*(\mathbf{B}, \mathbf{q})$, где \mathbf{B} - вектор коэффициентов приближенного полинома. Коэффициенты \mathbf{B} определяются методом наименьших квадратов

$$\sum_{r=1}^N (J_r - J^*_r(\mathbf{B}', \mathbf{q}))^2 = \min_{\{\mathbf{B}\}} \sum_{r=1}^N (J_r - J^*_r(\mathbf{B}, \mathbf{q}))^2 .$$

Результаты исследований показали, что для рассматриваемых комплексов достаточно представлять маневренные показатели полиномами первого и второго порядка

$$J^* = \sum_{i=0}^n b_i \cdot q_i + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^{i-1} b_{ij} \cdot q_i \cdot q_j, i \neq j;$$

$$J^* = \sum_{i=0}^n b_i \cdot q_i + \sum_{i=1}^n b_{ii} \cdot q_i^2 + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^{i-1} b_{ij} \cdot q_i \cdot q_j.$$

Для построения аналитических моделей указанного типа использован метод полного факторного эксперимента. Численные эксперименты проводились с помощью приведенной выше обобщенной математической модели по специально разработанным матрицам планирования. Оценка адекватности аналитических моделей проводилась путем сопоставления значений коэффициентов b_0 полиномов $J^*(B, q)$ со значениями показателей J , найденными при средних значениях параметров комплексов.

В результате проведенных исследований разработаны приближенные аналитические модели основных показателей качества выполнения маневров.

В частности, при разгоне электрохода до установившегося значения скорости, продолжительность маневра - $T_{разг.}$, относительные затраты энергии (топлива) - $G_{разг.}$ на его выполнение, установившееся значение скорости движения - $v_{уст.}$ и выбег - $X1_{разг.}$ электрохода могут быть рассчитаны по зависимостям

$$T_{разг.} = 27,2 - 14,68N_X + 1,97C_{M23} + 1,72C_{M23}C_{M24} - 1,69C_{M20} - 1,59C_{M24} - 1,06C_{M24} \times \\ \times C_{M20} - 0,94C_{M20}C_{M23} - 0,88N_X C_{M23} + 0,84N_X C_{M20} - 0,69C_{M24}C_{M17}; \quad (25)$$

$$G_{разг.} = 55,07 - 29,09N_X - 10,17C_{M20} + 8,56C_{M23} - 4,99C_{M17} - 3,48N_X C_{M23} + 2,87 \times \\ \times C_{M24}C_{M17} + 2,76N_X C_{M17} + 2,61C_{M20}C_{M23} - 2,31C_{M24}C_{M20}; \quad (26)$$

$$v_{разг.} = 0,652 - 0,053C_{M23} + 0,051C_{M24} - 0,04C_{M24}C_{M23} - 0,039C_{M20} + 0,037C_{M23} \times \\ \times C_{M17} + 0,033C_{M17} + 0,033C_{M24}C_{M17} + 0,031C_{M20}C_{M23}; \quad (27)$$

$$X1_{разг.} = 11,67 - 6,21N_X - 1,39C_{M20} + 0,56N_X C_{M20} + 0,55C_{M17} + 0,54N_X C_{M23} + \\ + 0,49C_{M24}C_{M17} + 0,47C_{M23}C_{M17} - 0,43C_{M24}C_{M20} - 0,4C_{M23} + 0,31C_{M24}C_{M23}. \quad (28)$$

Проверка адекватности представления исследуемых показателей качества моделями (25) - (28) дала следующие результаты: для показателя $T_{разг.}$ - 17 %, для $G_{разг.}$ - 12,4 %, для $v_{разг.}$ - 8,3 %, для $X1_{разг.}$ - 9,8 %. Такая точность в определении динамических показателей в первом приближении считается приемлемой.

Другой, удобной для пользования, формой представления полученных результатов является графическая. На рис. 4 показаны полученные с помощью моделей (25) - (28) зависимости показателей качества $G_{разг.}$ (рис. 4а), $T_{разг.}$ (рис. 4б), $v_{разг.}$ (рис. 4в) и $X1_{разг.}$ (рис. 4г) от значимых параметров комплексов.

Аналогичным образом разработаны аналитические модели и диаграммы для оценки показателей качества выполнения остальных маневров: а) торможения; б) реверса; в) циркуляции электрохода:

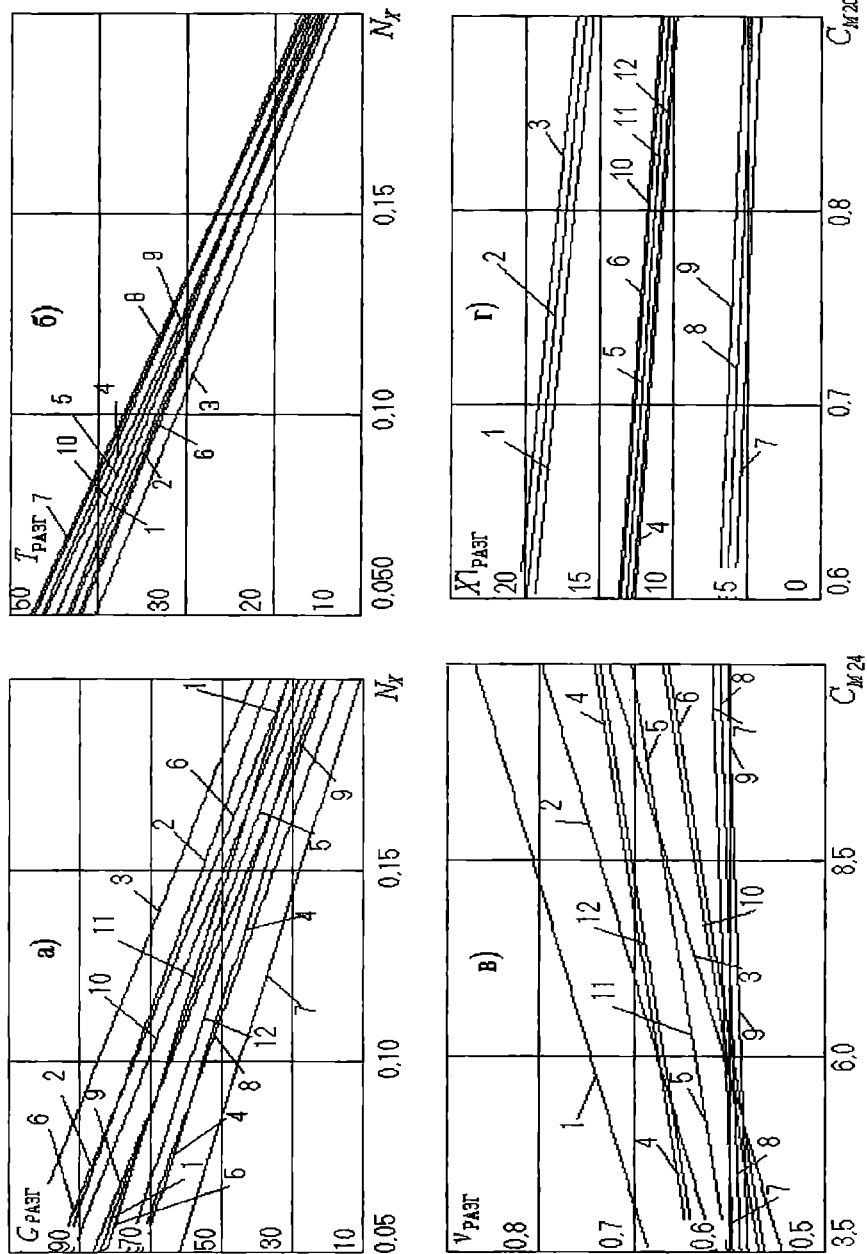


Рис. 4. Зависимости показателей качества от параметров комплекса

В ряде случаев показатели качества выполнения маневров не могут быть представлены полиномами первого порядка. В таких случаях следует воспользоваться полиномами более высокого порядка.

Аналитические модели представляют собой наглядную форму представления результатов исследований. Они иллюстрируют в явном виде качественное и количественное влияние каждого значимого параметра на показатели качества выполнения маневров, устанавливая тем самым возможные пути их улучшения. Для практического пользования моделями достаточно подставить значения параметров конкретного электрохода в соответствующие аналитические зависимости, либо воспользоваться прилагаемыми графиками.

Эффективность выполнения маневренных операций и соответственно маневренные свойства электрохода в огромной мере определяются правильным выбором законов управления судовой энергетической установкой. Ниже предлагается вариант поиска оптимальных законов управления гребными энергетическими установками электроходов с учетом системного подхода. Задача решена применительно к ГЭУ с частотно-регулируемыми гребными электродвигателями.

Относительная частота α питающего ГЭД напряжения определяется переключкой рукоятки поста управления. Законы изменения относительных напряжения γ и частоты α , вместе с относительной степенью затяжки пружины регулятора первичного двигателя ψ_D и моментом нагрузки $M_c(\omega)$ на валу полностью определяют [1] поведение асинхронного гребного двигателя и соответственно энергетической установки на маневрах.

Рекомендуемые [2] законы оптимального управления $\gamma = \gamma(\alpha)$ не отвечают поставленной в работе цели, так как в качестве критериев оптимальности при их получении принимались чисто электрические показатели. Придерживаясь принципов системного подхода, предлагается отыскивать оптимальные законы управления $\alpha = \alpha(T)$ и $\gamma = \gamma(\alpha)$ по критериям: продолжительность маневра - T ; относительные затраты топлива на выполнение маневра - G ; выбег электрохода - $X1$; электромагнитные потери в гребных электродвигателях - ΔP_M в виде

$$\alpha = \alpha_{уст} (1 - e^{-K_4 T});$$

$$\gamma = K_0 + K_1 \alpha + K_2 \alpha^2 + K_3 \alpha^3,$$

при

$$\psi_D = \psi_{D0} + K_5 (\Delta \psi_D),$$

где $K_0, K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$ - оптимизируемые параметры.

В такой постановке оптимальное решение дает возможность в полной мере использовать энергетическую установку для повышения эффективности электроходов на маневрах.

Задачи поиска оптимальных законов управления относятся к области нелинейного программирования и заключаются в отыскании экстремумов целевой функции $f(K)$ при заданных ограничениях $g_j(K)$ в виде неравенств. Необходимо минимизировать некоторую целевую функцию $f(K)$, $k \in E^n$ при p линейных ограничениях в виде $g_j(K) \geq 0$, $j=1, \dots, p$ где E^n - допустимая область n - мерного пространства.

Оптимальным решением является пара K^* и $f(K^*)$, состоящая из оптимальной точки $K^* = [K_{1*}, K_{2*}, \dots, K_{n*}]$ и соответствующего ей значения целевой функции $f(K^*)$.

В ходе оптимизационных расчетов решались задачи как однокритериальной, так и многокритериальной оптимизаций. В первом случае в качестве целевой функции выступает один из указанных выше показателей качества. Во втором - она строится как $f(K) = \sum m_j f_j(K)$, где m_j - весовой коэффициент j -го показателя. Остальные показатели качества, защиты и ограничения, обеспечивающие нормальное функционирование пропульсивного комплекса, учитываются в виде ограничений. Аналогично задаются предельные диапазоны изменения параметров, определяющие физическую его реализуемость.

Анализ расчетов показал, что целевые функции, построенные из выбранных показателей качества, являются многоэкстремальными, с неизвестным количеством точек локальных минимумов. Поэтому в основу алгоритмов поиска оптимальных решений заложены методы глобальной оптимизации.

Определяющее влияние на разработку метода оптимизации и структуру его алгоритма оказывают свойства целевых функций $f(K)$. Значения $f(K)$ отыскиваются в результате расчетов маневров, описываемых сложной системой алгебраических и дифференциальных уравнений с многочисленными ограничениями в виде неравенств. Получение производных $f(K)$ нереально. Кроме того, как показали исследования, целевые функции имеют вид крутых и вытянутых оврагов. Исходя из этого, в основу разработанных алгоритмов глобальной оптимизации был заложен метод глобального случайного поиска - случайный мультистарт. Для предотвращения повторных спусков в алгоритм оптимизации была включена комбинация одного из пассивных методов покрытий - метода случайной сетки - с модифицированным методом туннельного алгоритма. После отыскания точки $f_{\text{орлок}}(K_{\text{лок}})$ локального минимума область E^n покрывается сеткой из N независимых реализаций, равномерно распределенного в E^n случайного вектора x . Для каждой точки выполняется расчет целевой функции $f_j(K_j)$ и сравнивается

$f_j(K_j)$ с $f_{\text{орт.лок}}(K_{\text{лок}})$. Если $f_j(K_j) > f_{\text{орт.лок}}(K)$, то j -я точка отбрасывается, как худшая. При обратном соотношении - $f_j(K_j) \leq f_{\text{орт.лок}}(K)$ - осуществляется очередной поиск локального минимума. Поиск оптимального решения заканчивается по окончании выборки N .

Алгоритмы поиска локальных оптимумов (внутренних процедур глобальной оптимизации) создавались на базе комбинации методов локального спуска и способов овражного поиска. Овражный поиск локального оптимума организуется следующим образом. Производятся два локальных спуска из близ лежащих начальных точек $K_{10} \in E^n$ и $K_{20} \in E^n$ ($|K_{20} - K_{10}| \leq R$, R - изменяемый параметр). Из них находятся промежуточные локальные минимумы $f_{1*}(K_{1*})$ и $f_{2*}(K_{2*})$. Затем определяется новое направление $s^{O(*)}$, проведенное из K_{1*} в K_{2*} (или наоборот), и вдоль него отыскивается минимальное значение функции $f_{\text{орт.лок}}(K)$, которое и является локальным оптимумом.

При локальных спусках наиболее эффективными оказались методы Пауэлла и Нелдера-Мида, не требующие вычисления производных и хорошо зарекомендовавшие себя по числу вычислений целевой функции и по «тестовым» задачам.

Используемые методы оптимизации сочетались с методом штрафных функций, что позволяет свести задачу нелинейного программирования с ограничениями к эквивалентной последовательности задач без ограничений. Преобразование осуществляется при помощи специально сконструированных штрафных функций

$$\Phi(K, c_r) = f(K) + R(K, c_r) = f(K) + c_r \psi(K),$$

где c_r - параметр штрафа;

$R(K, c_r) = c_r \psi(K)$ - штраф; $\psi(K)$ - индикаторная функция

В ходе поисков законов управления ставились задачи определения оптимальных решений применительно к основным маневренным режимам работы электроходов. Кроме того, результаты должны охватывать по возможности больший класс судов рассматриваемого типа. Исходя из этого определяется стратегия оптимизационных расчетов для каждого маневра по каждому критерию оптимальности: анализ целевых функций; выявление значимых параметров и эффектов их взаимодействий, внешних факторов и начальных условий выполнения маневра на оптимальное решение; поиск оптимальных законов управления энергетическими установками рассматриваемого типа для широкого класса судов.

Проведенные исследования позволили найти решение этих задач применительно к следующим маневрам: разгону; торможению; реверсу;

циркуляционному движению; экстремному торможению; экстремному торможению с одновременной перекладкой руля.

Применительно к режиму разгона поиски оптимальных законов управления проведены по критериям минимума продолжительности разгона T_{\min} , относительных затрат топлива G_{\min} на его выполнение, электромагнитных потерь в гребных электродвигателях $\Delta P_{M \min}$ и целевой функции $W_{\text{СУ} \min} = m_G G + m_P (\Delta P_M)$ при различных соотношениях весовых вкладов m_G и m_P . Результаты оптимизации представлены таблицами с оптимальными решениями и графиками с оптимальными законами управления, охватывающими электроходы с частотно-управляемыми ГЭД. В качестве примера, на рис. 5а показаны оптимальные законы управления по минимуму относительных затрат энергии на разгон. Здесь приведены графические зависимости относительного напряжения $\gamma_* = \gamma(\alpha)$ и оптимальные значения коэффициента K_4 закона изменения во времени относительной частоты $\alpha_* = \alpha(T)$ для отдельных вариантов сочетаний значимых (по G_{\min}) параметров комплексов (при $\psi_D = \psi_{D0}$).

Для режима торможения поиски оптимальных законов управления проводились по критерию минимума затрат времени на выполнение маневра. В ходе их поисков были найдены оптимальные законы управления напряжением гребных электродвигателей при динамическом их торможении. Отдельные результаты оптимизации представлены на рис. 5б.

При оптимизации законов управления в режиме реверсирования гребной установки были выбраны критерии оптимальности - T_{\min} , G_{\min} , X_{\min} , $\Delta P_{M \min}$. При реализации этого режима все перечисленные выше показатели в том или ином случае являются актуальными. В ходе поисков оптимальных решений были выявлены переменные параметры комплекса, подлежащие (помимо коэффициентов K) оптимизации. Полученные оптимальные решения охватывают все рассматриваемые электроходы. В качестве примера на рис. 5в приведены оптимальные законы по критерию минимума выбега судна X_{\min} (при $K_4 = \text{const}$; $K_5 = 0$) для некоторых вариантов сочетаний значимых (для показателя X_{\min}) параметров комплексов.

Поиски оптимальных законов управления при движении по криволинейной траектории осуществлялись для варианта совместного маневрирования рулем и винтами. Степень подтормаживания одного из винтов являлась одним из варьируемых параметров. Анализ влияния законов управления на продолжительность маневра T_{\min} , относительные затраты топлива G_{\min} , электромагнитные потери $\Delta P_{M \min}$ и на относительный диаметр циркуляции $D_{\text{Ц}}$ показал, что оптимизация этих законов в наибольшей степени влияет на относительные затраты топлива G_{\min} . Вследствие этого, поиски оптимальных законов управления были проведены именно по этому критерию. Отдельные результаты оптимизации приведены на рис. 5г.

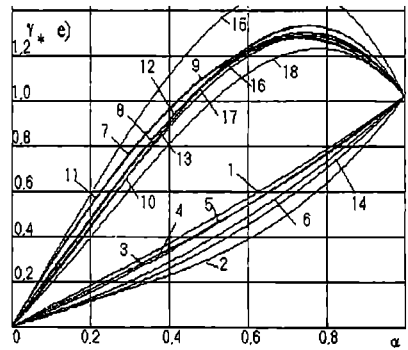
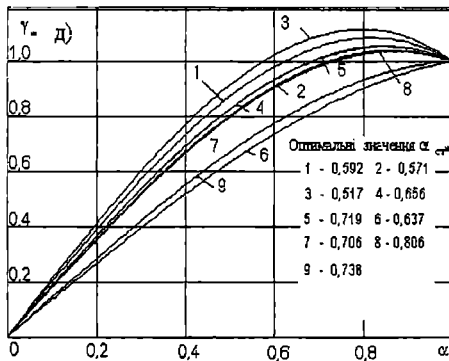
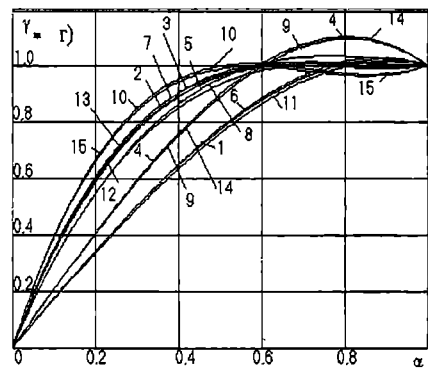
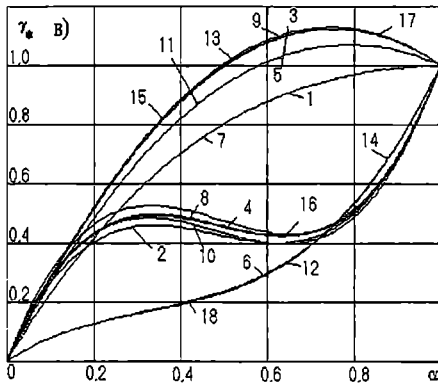
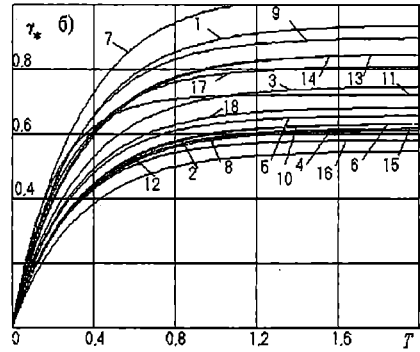
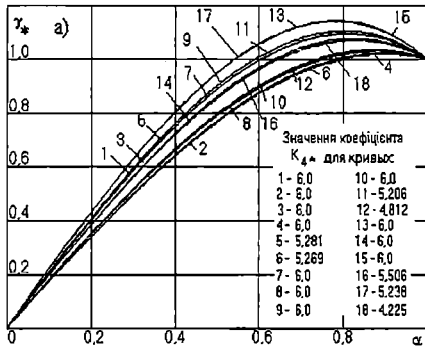


Рис. 5. Оптимальные законы управления гребными энергетическими установками электроходов на маневрах

Полученные результаты охватывают большой класс перспективных электроходов с частотно-управляемыми ГЭД. Оптимальные законы для конкретного судна можно выбрать из разработанных таблиц или графиков. Они позволяют в процессе эксплуатации судов и на любых стадиях их проектирования назначать оптимальные законы управления гребными установками электроходов и прогнозировать при этом маневренные свойства судов.

Результаты проведенных исследований наглядно показывают эффективность использования системного подхода к расчету и оптимизации маневренных режимов работы энергетических установок электроходов. Решение проблемы характеризуется общностью теоретических основ, методов анализа и получаемых результатов. Разработанные методы способствуют построению последовательного анализа переходных режимов работы гребных энергетических установок в составе единого судового пропульсивного комплекса и синтезу таких комплексов с заранее заданными маневренными характеристиками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Булгаков А.А. *Частотное управление асинхронными электродвигателями.* - М.: Наука, 1966. - 282 с.
2. Горбунов Б.А., Савин А.С., Сержантов В.В. *Современные и перспективные гребные электрические установки судов.* - Л.: Судостроение, 1979. - 180 с.
3. Небесов В.И. *Вопросы совместной работы двигателей винтов и корпуса судна.* - Л.: Судостроение, 1965. - 247 с.
4. Флацбаум Д.И. *Методы выбора варианта судовых ЭЭС на основании комплексных технико-экономических оценок // Судостроительная промышленность: Сер. Судовая электротехника и связь.* - 1989. - Вып.10. - С. 3-11.
5. Яровенко В.А. *Расчет и оптимизация переходных режимов пропульсивных комплексов электроходов.* - Одесса: Маяк, 1999. - 188 с.

УДК 621.873.254(045)

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СИСТЕМЫ КРАН-ГРЕЙФЕР

А.М. Ясиновский, Л.Я. Курочкин

В последние годы грейферы не только не уступили место разгрузочным установкам непрерывного действия, а напротив вызывают к себе повышенный интерес. Это, прежде всего, связано с тем, что перевалка насыпных грузов с помощью грейферных кранов, по сравнению с другими способами, требует наименьших капиталовложений и отличается испытанной надежностью. Выбор грейферного варианта очевиден, когда нужно немедленно обеспечить перевалку груза. В условиях рыночной экономики, особенно в портах, подобная ситуация возникает особенно часто.

Грейферные краны широко используются на транспорте, в промышленности, строительстве и благодаря гибкости и универсальности также считаются предпочтительным оборудованием многоцелевых грузовых участков в портах [1]. Изменение грузопотока при грейферном варианте не угрожает застою капиталовложений.

Долгосрочный прогноз и стратегическая направленность технического перевооружения портов Украины новыми кранами, появление в них мобильных кранов, указывает на широкое применение различных грейферных систем и в дальнейшем [2,3]. Здесь особо следует отметить, что при примерно равных характеристиках по скоростям поворота, вылета, передвижения, скорости подъема (опускания) груза у мобильных кранов в среднем в 1,3-1,5 раза выше, что обеспечивает сокращение длительности цикла и повышение производительности кранов, меняет условия работы грейфера.

Наряду с обычными канатными грейферами различных типов получают широкое распространение приводные (моторные), электрогидравлические с наклонными, горизонтальными и вертикальными цилиндрами, где коэффициент использования грузоподъемности может быть значительно выше, чем у стандартных канатных той же вместимости. Поэтому поиск новых технических решений постоянно продолжается.

Главная особенность для исследователей грейферных кранов – единство крана и грейфера, поскольку все проблемы, связанные с проектированием, изготовлением, снижением материалоемкости, повышением надежности и производительности необходимо решать с учетом этого фактора единства. Нельзя отделять параметры крана и условия его эксплуатации от типа и параметров выбранного грейфера. В связи с этим, исследования, которые направлены на решение этих

актуальных проблем, имеют огромное научное и практическое значение, тем более, если учесть, что они непосредственно связаны с проблемами ресурсоснабжения и экологической безопасности, учитывая специфику работы грейферов в среде сыпучих грузов.

Украина занимала и сейчас сохраняет за собой ведущее место в развитии грейферостроения. Ученые Украины были инициаторами разработки стандартов для канатных грейферов [4,5]. На водном транспорте, где грейферы подвержены жесточайшим разрушающим воздействиям, эта проблема давно получила должную оценку [6,7]. Потребность в увеличении емкости грейферов с лучшим соотношением между массой конструкции и зачерпываемого материала без ущерба для надежности повышает значимость таких факторов, как прочность и жесткость.

С учетом тяжелых условий эксплуатации грейферов разработано новое направление в проектировании конструкций на основе теории напряженного состояния и методов расчета на прочность [8-11], на базе широкого использования ЭВМ для реализации оригинальных программ предложена система САПР-грейфер [12], проведены обширные экспериментальные исследования [13-15], на базе которых отработаны новые идеи, обоснованы грейферы и канатно-блочные системы нового поколения, что повышает эффективность системы кран-грейфер [16].

Одним из путей улучшения показателей качества и параметров грейферов является подготовка новых технических решений. В концепции такого совершенствования и развития ведущее место будут конструкции грейферов нового класса с регулируемыми параметрами [17], которые сегодня узаконены и рекомендованы действующими стандартами Украины, России и ряда стран СНГ [4,5]. Сравнительная оценка ряда регулируемых систем и конструкций анализируется в [11,15], причем все они были оформлены в виде Авторских Свидетельств и Патентов Украины, России, авторами которых являются работники ОНМУ, в том числе ряд учеников проф. В.И. Небесного (Л.Я. Курочкин, Ю. И. Бурименко).

Совсем недавно сотрудниками кафедры ПТМ и МПР была предложена конструкция ковшевого грейфера, которая сочетает в себе достоинства обычного длиннозвеньевое штангового и клещевого грейферов и базируется на результатах предпроектных исследований и натурных испытаний, проведенных в Ильичевском МТП. Новый грейфер характеризуется более широкими технологическими возможностями и повышенными эксплуатационными качествами по сравнению с существующим четырехканатным ковшевым грейфером.

В решении международной научно-практической конференции «Проблемы производства и безопасной эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России» (2003 г.) было отмечено и рекомендовано «поддержать инициативу ОНМУ по созданию

электронной базы данных грейферов, выпускаемых в странах СНГ. Предложить ОНМУ выработать механизм пользования базой заинтересованными организациями Единого экономического пространства и иными организациями».

Впервые структурный и кинематический анализ простых канатных и ряда несложных грейферных систем был выполнен крупным ученым – грейферостроителем проф. Б.А. Таубергом [18], однако его методика не исключает ряда громоздких графических построений, кроме этого его исследования не затрагивали более сложных грейферных систем, таких как клещевые (ножничные), подгребающие (штивующие), т.е. грейферов, резко отличающихся параметрами от традиционных. Между тем они широко используются на транспорте, в портах. Кроме этого, конструкторские идеи и характерные для них параметры найдут широкое применение в различных регулируемых грейферных конструкциях.

Целью настоящей статьи является разработка структурных схем клещевых и подгребающих грейферов и разработка математической модели на базе аналитического метода расчета [19], без чего практически невозможно выполнить анализ большого количества вариантов.

Структурный и кинематический анализ рассматривает совместную работу грейфера и его привода как единую механическую систему, что позволяет учесть обратную связь исполнительного органа – грейфера и привода механизма подъема за счет свойств автоматического саморегулирования. Привод смоделирован присоединенным к грейферу кривошипно-шатунным механизмом с учетом параметров крана – скорости механизма подъема груза, где гибкие элементы смоделированы жестким звеном.

Отсюда следует, что структурный и кинематический анализ грейфера нельзя рассматривать в отрыве от кранового механизма подъема груза, являющимся для него приводным. Грейферный механизм – кинематическая цепь, в которую входят два ведущих звена (барбаны подъемных лебедок при двух- и четырехканатном варианте грейфера), головка, траверса, челюсти, тяги и полиспаг. При исследовании грейферного механизма необходимо рассматривать и гибкие звенья, что связано с большими трудностями. Для упрощения структурного и кинематического анализа грейферного механизма заменяют гибкие звенья грейфера (канатного полиспага) на жесткие. При этом необходимо иметь в виду, что система из двух шкивов, не связанных между собой, имеет две степени подвижности ($W = 2$). Если соединить оба шкива гибкой связью, например канатом, то их движения станут зависимыми, а число степеней подвижности $W = 1$.

Таким образом, кинематическая цепь, заменяющая гибкое звено, отнимает одну степень подвижности, т.е. накладывает одно условие связи. Следовательно, эта цепь должна удовлетворять условию

$$W = 3n - 2P_5 = -1,$$

где n – число подвижных звеньев;

P_5 – число пар пятого класса.

Из уравнения следует, что число пар пятого класса $P_5 = (3n + 1) / 2$. Если $n = 1$, то $P_5 = 2$, т.е. получается простейшая цепь, состоящая из одного звена и двух пар пятого класса, заменяющая гибкое звено. На этом основании можно производить замену гибких звеньев рейферов (канатного полиспада) жесткими (рис.1 и рис.2).

На рис.1 показана структурная схема клещевого рейферного механизма с заменой гибких звеньев жесткими. Кинематическая цепь, в состав которой входят звенья 0-1-2-3, образует кривошипно-ползунный механизм, обеспечивающий подъем и опускание рейфера вместе с механизмом замыкания. В этом механизме ведущим звеном является кривошип I, к которому присоединена группа второго класса. К ползуну 3 присоединен механизм замыкания и раскрытия челюстей, в состав которого входят звенья 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12.

В этом механизме, подвижность которого относительно траверсы 13 равна I ($W = 3n - 2P_5 = 1$, где $n = 9$; $P_5 = 13$), ведущим звеном является кривошип 4, к нему присоединена структурная группа третьего класса (рис.1, рис.2), которая позволяет моделировать кратность канатного полиспада отношением $1/1_0$. При кратности полиспада, равной I, достаточно применить еще одну группу второго класса вместо группы третьего класса. Выходным в группе третьего класса является звено 8, через которое движение передается структурной группе четвертого класса. Эта группа, имея второй порядок, одним свободным кинематическим элементом присоединяется к звену 8, а вторым – к звену 3. Перемещающую головку 8, приводятся в движение звенья 9 и 10, которые в свою очередь, заставляют звенья 11 и 12 совершать колебательное движение относительно траверсы 13. Звенья 11 и 12 имеют форму челюстей, которые, замыкаясь, образуют ковш для груза.

Клещевой рейферный механизм относится к четвертому классу и имеет подвижность $W = 2$ ($W = 3n - 2P_5 = 2$, где $n = 12$; $P_5 = 17$).

На рис.2 показана структурная схема подгребающего рейферного механизма, где гибкие звенья заменены жесткими. Механизм также четвертого класса, имеет подвижность $W = 2$ и ту же самую структуру, отличительной особенностью является наличие челюстей у звеньев 9 и 10 (вместо 11 и 12), что значительно увеличивает их раскрытие. Присоединение структурной группы четвертого класса к механизму также иное. Один свободный кинематический элемент (рис. 2,д) присоединяется к верхней траверсе, а второй элемент – к головке 8, что изменяет направление передачи движения. Движение от головки 8 передается через рычаги 11 и 12 к челюстям 9 и 10, которые начинают колебаться относительно траверсы 3 и имеют значительно большую величину раскрытия челюстей, чем у клещевого рейферного механизма.

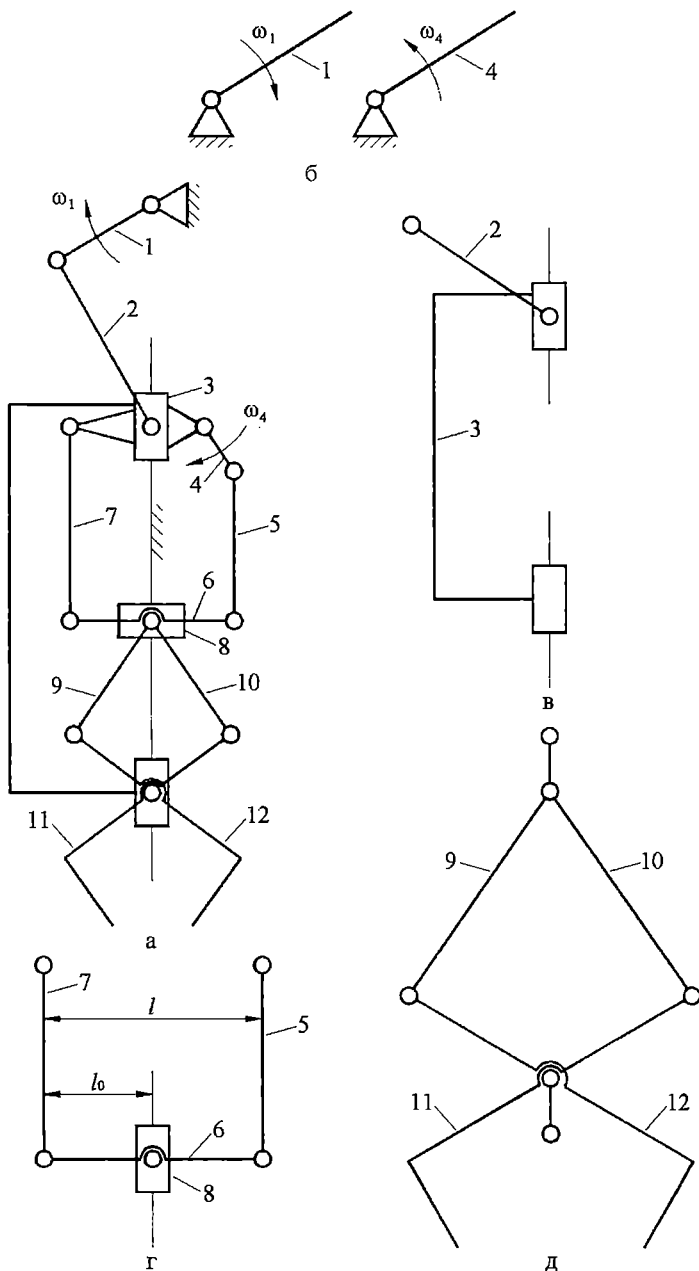


Рис. 1. Структурная схема клещевого грейферного механизма с заменой гибких звеньев жесткими: а – структурная схема, структурные группы; б – механизм Ассур первого класса; в – группа второго класса второго вида; г – группа третьего класса второго вида третьего порядка; д – группа четвертого класса первого вида

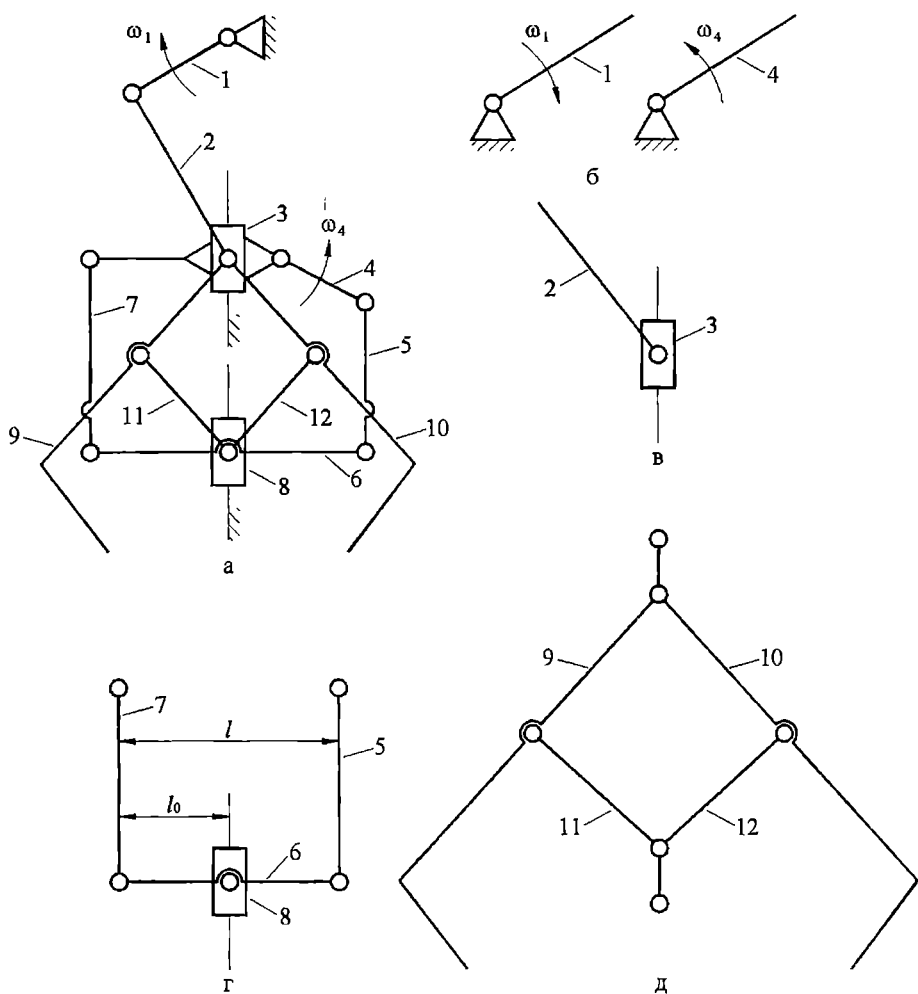


Рис. 2. Структурная схема подгребающего грейферного механизма с заменой гибких звеньев жесткими: а – структурная схема, структурные группы; б – механизм Ассура первого класса; в – второго класса второго вида; г – третьего класса второго вида третьего порядка; д – группа четвертого класса первого вида

Рассмотренные структурные схемы (рис. 1 и рис. 2) отличаются от штанговых грейферных механизмов классом, (относятся к четвертому классу, а не к третьему, как штанговый грейферный механизм).

Несмотря на внешнюю схожесть структур механизмов, общую подвижность механизмов, структурные группы четвертого класса,

входящие в состав клещевого и подгребающего механизмов, нельзя разложить на две простейшие группы второго класса, так как при этом они теряют определенность движения.

Рассматривая канатный грейфер как систему материальных точек, известным образом связанных, где движение каждой не независимо от движения остальных видно, что система эта несвободна, ее движение подчинено некоторым ограничениям кинематического (скоростные параметры крана) и геометрического (конструктивные размеры звеньев) характера, т.е. механическим связям (рис.3).

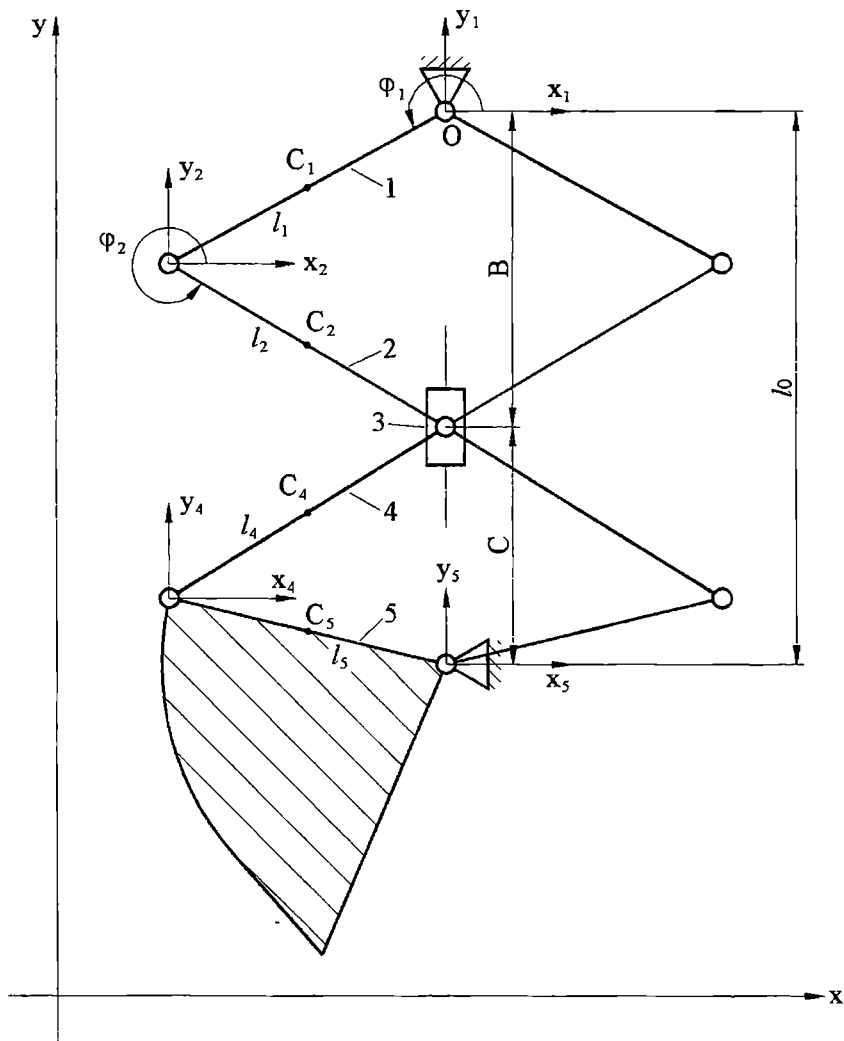


Рис. 3. Модель кинематического анализа.

В качестве примера проиллюстрируем канатный грейфер моделью для кинематического анализа, в основу которой положен аналитический метод, где каждое звено механической системы представляется в виде вектора, которые в комплексе образуют векторные многоугольники [19] и где привод представлен дополнительным присоединенным механизмом (рис. 3).

Составим два векторных уравнения

$$\overline{l}_1 + \overline{l}_2 = \overline{B}, \tag{1}$$

$$\overline{l}_4 + \overline{C} = \overline{l}_5, \tag{2}$$

Спроектируем на оси координат XOY уравнение (1), получим

$$\left. \begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= B \end{aligned} \right\}, \tag{3}$$

отсюда

$$\cos \varphi_2 = -\frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2}, \tag{4}$$

$$\varphi_2 = \arccos\left(-\frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2}\right),$$

$$B = l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \left(\frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2}\right)^2}. \tag{5}$$

Определим угловую скорость звена 2 и линейную скорость звена 3, для чего продифференцируем по времени уравнения (3)

$$\left. \begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 \omega_1 - l_2 \sin \varphi_2 \omega_2 &= 0 \\ l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 + l_2 \cos \varphi_2 \omega_2 &= v_3 \end{aligned} \right\}, \tag{6}$$

отсюда

$$\omega_2 = -\frac{l_1 \sin \varphi_1 \omega_1}{l_2 \sin \varphi_2}, \quad (7)$$

$$v_3 = l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 + l_2 \cos \varphi_2 \left(-\frac{l_1 \sin \varphi_1 \omega_1}{l_2 \sin \varphi_2} \right) = l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\operatorname{tg} \varphi_2} \right). \quad (8)$$

Для простоты считаем, что

$$\omega_1 = \text{const}, \quad \omega_2 = \text{var}, \quad \varphi_1 = \text{var}, \quad \varphi_2 = \text{var}.$$

Для определения углового ускорения звена 2 и линейного ускорения звена 3 продифференцируем по времени уравнение (6), получим

$$\left. \begin{aligned} -l_1 \cos \varphi_1 \omega_1^2 - l_2 \cos \varphi_2 \omega_2^2 - l_2 \sin \varphi_2 \xi_2 &= 0 \\ -l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 + l_2 \cos \varphi_2 \xi_2 &= \omega_3 \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

отсюда

$$\xi_2 = -\frac{l_1 \cos \varphi_1 \omega_1^2 + l_2 \cos \varphi_2 \omega_2^2}{l_2 \sin \varphi_2} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \omega_3 &= -l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 + \\ &+ l_2 \cos \varphi_2 \cdot \left(-\frac{l_1 \cos \varphi_1 \omega_1^2 + l_2 \cos \varphi_2 \omega_2^2}{l_2 \sin \varphi_2} \right) = \\ &= -l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 - \frac{l_1 \cos \varphi_1 \omega_1^2 + l_2 \cos \varphi_2 \omega_2^2}{\operatorname{tg} \varphi_2}. \end{aligned} \quad (11)$$

Рассмотрим теперь векторное уравнение $-\overline{l_4} + \overline{C} = \overline{l_5}$ и, спроектировав его на координатные оси XOY, получим

$$\left. \begin{aligned} l_4 \cos \varphi_4 &= l_5 \cos \varphi_5 \\ l_4 \sin \varphi_4 + c &= l_5 \sin \varphi_5 \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

где $c = l_0 - B$,

Введем в квадрат левые и правые части уравнения (12), получим

$$\left. \begin{aligned} l_4^2 \cos^2 \varphi_4 &= l_5^2 \cos^2 \varphi_5 \\ l_4^2 \sin^2 \varphi_4 + 2cl_4 \sin \varphi_4 + c^2 &= l_5^2 \sin^2 \varphi_5 \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

Сложим уравнения (13), получим

$$l_4^2 (\cos^2 \varphi_4 + \sin^2 \varphi_4) + 2cl_4 \sin \varphi_4 + c^2 = l_5^2 (\cos^2 \varphi_5 + \sin^2 \varphi_5),$$

следовательно

$$l_4^2 + 2cl_4 \sin \varphi_4 + c^2 = l_5^2, \quad (14)$$

отсюда

$$\sin \varphi_4 = \frac{l_5^2 - l_4^2 - c^2}{2cl_4} \quad (15)$$

$$\sin \varphi_5 = l_4 \frac{(l_5^2 - l_4^2 - c^2)}{2cl_4 l_5} + \frac{c}{l_5} \quad (16)$$

$$\sin \varphi_5 = \frac{l_5^2 - l_4^2 - c^2 + 2c^2}{2cl_5},$$

следовательно

$$\sin \varphi_5 = \frac{l_5^2 - l_4^2 + c^2}{2cl_5} \quad (17)$$

Для определения угловых скоростей звеньев 4 и 5 продифференцируем по времени уравнения (12)

$$\pm l_4 \sin \varphi_4 \omega_4 = \pm l_5 \sin \varphi_5 \omega_5$$

$$l_4 \cos \varphi_4 \omega_4 - l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 - l_2 \cos \varphi_2 \omega_2 = l_5 \cos \varphi_5 \omega_5.$$

Разделив уравнения друг на друга, получим

$$\frac{l_4 \sin \varphi_4 \omega_4}{l_4 \cos \varphi_4 \omega_4 - l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 - l_2 \cos \varphi_2 \omega_2} = \frac{l_5 \sin \varphi_5 \omega_5}{l_5 \cos \varphi_5 \omega_5}.$$

Если вместо c подставить $c = l_0 - B$, то в (12) уравнении

$$l_4 \cos \varphi_4 = l_5 \cos \varphi_5$$

$$l_4 \sin \varphi_4 + l_0 - l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2 = l_5 \sin \varphi_5$$

$$l_4 \sin \varphi_4 \omega_4 = \operatorname{tg} \varphi_5 (l_4 \cos \varphi_4 \omega_4 - l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 - l_2 \cos \varphi_2 \omega_2)$$

$$l_4 \sin \varphi_4 \omega_4 = l_4 \cos \varphi_4 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_4 - l_1 \cos \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_1 - l_2 \cos \varphi_2 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_2$$

$$l_4 \sin \varphi_4 \omega_4 - l_4 \cos \varphi_4 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_4 = -l_1 \cos \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_1 - l_2 \cos \varphi_2 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_2$$

$$\omega_4 (l_4 \sin \varphi_4 - l_4 \cos \varphi_4 \operatorname{tg} \varphi_5) = -l_1 \cos \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_1 - l_2 \cos \varphi_2 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_2$$

$$\omega_4 = -\frac{l_1 \cos \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_1 + l_2 \cos \varphi_2 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_2}{(l_4 \sin \varphi_4 - l_4 \cos \varphi_4 \operatorname{tg} \varphi_5)}, \quad (18)$$

$$\omega_5 = \frac{l_4 \sin \varphi_4}{l_5 \cos \varphi_5} \left(-\frac{l_1 \cos \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_1 + l_2 \cos \varphi_2 \operatorname{tg} \varphi_5 \omega_2}{l_4 \sin \varphi_4 - l_4 \cos \varphi_4 \operatorname{tg} \varphi_5} \right). \quad (19)$$

Для определения угловых ускорений звеньев 4 и 5, продифференцируем по времени уравнения (17)

$$l_4 \cos \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \sin \varphi_4 \xi_4 = l_5 \cos \varphi_5 \omega_5^2 + l_5 \sin \varphi_5 \xi_5$$

$$-l_4 \sin \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \cos \varphi_4 \xi_4 + l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - l_1 \cos \varphi_1 \xi_1 + l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 -$$

$$-l_2 \cos \varphi_2 \xi_2 = -l_5 \sin \varphi_5 \omega_5^2 + l_5 \cos \varphi_5 \xi_5.$$

Перепишем эти уравнения, т.е. приведем к виду

$$l_4 \cos \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \sin \varphi_4 \xi_4 - l_5 \cos \varphi_5 \omega_5^2 = l_5 \sin \varphi_5 \xi_5$$

$$-l_4 \sin \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \cos \varphi_4 \xi_4 + l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - l_1 \cos \varphi_1 \xi_1 +$$

$$+ l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 - l_2 \cos \varphi_2 \xi_2 + l_5 \sin \varphi_5 \omega_5^2 = l_5 \cos \varphi_5 \xi_5.$$

Поделим эти уравнения друг на друга, получим

$$\frac{l_4 \cos \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \sin \varphi_4 \xi_4 - l_5 \cos \varphi_5 \omega_5^2}{-l_4 \sin \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \cos \varphi_4 \xi_4 + l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - l_1 \cos \varphi_1 \xi_1 + l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 - l_2 \cos \varphi_2 \xi_2 + \dots} \rightarrow + \frac{l_5 \sin \varphi_5 \omega_5^2}{l_5 \cos \varphi_5 \omega_5^2} = \frac{\sin \varphi_5}{\cos \varphi_5} = \operatorname{tg} \varphi_5$$

$$l_4 \cos \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \sin \varphi_4 \xi_4 - l_5 \cos \varphi_5 \omega_5^2 = \operatorname{tg} \varphi_5 (-l_4 \sin \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \cos \varphi_4 \xi_4 + l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - l_1 \cos \varphi_1 \xi_1 + l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 - l_2 \cos \varphi_2 \xi_2 + l_5 \sin \varphi_5 \omega_5^2)$$

$$l_4 \sin \varphi_4 \xi_4 - \operatorname{tg} \varphi_5 \xi_4 \cos \varphi_4 \xi_4 = -\operatorname{tg} \varphi_5 l_4 \sin \varphi_4 \omega_4^2 + \operatorname{tg} \varphi_5 l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - \operatorname{tg} \varphi_5 l_1 \cos \varphi_1 \xi_1 + \operatorname{tg} \varphi_5 l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 - \operatorname{tg} \varphi_5 l_2 \cos \varphi_2 \xi_2 + \operatorname{tg} \varphi_5 l_5 \sin \varphi_5 \omega_5^2 - l_4 \cos \varphi_4 \omega_4^2 + l_5 \cos \varphi_5 \omega_5^2$$

$$\begin{aligned} \xi_4 = & \frac{\operatorname{tg} \varphi_5 l_4 \sin \varphi_4 \omega_4^2 + \operatorname{tg} \varphi_5 l_1 \sin \varphi_1 \omega_1^2 - \operatorname{tg} \varphi_5 l_1 \cos \varphi_1 \xi_1 + \dots}{l_4 (\sin \varphi_4 - \operatorname{tg} \varphi_5 \cos \varphi_4)} \dots \\ & \dots + \frac{\operatorname{tg} \varphi_5 l_2 \sin \varphi_2 \omega_2^2 - \operatorname{tg} \varphi_5 l_2 \cos \varphi_2 \xi_2 + \operatorname{tg} \varphi_5 l_5 \sin \varphi_5 \omega_5^2}{\dots} \dots \\ & \dots - \frac{l_4 \cos \varphi_4 \omega_4^2 + l_5 \cos \varphi_5 \omega_5^2}{\dots} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\xi_5 = \frac{l_4 \cos \varphi_4 \omega_4^2 + l_4 \sin \varphi_4 \xi_4 - l_5 \cos \varphi_5 \omega_5^2}{l_5 \sin \varphi_5}. \quad (21)$$

Предлагаемый подход и аналитический метод кинематического анализа, включающий систему уравнений, связанных с определением скоростей и ускорений, в зависимости от параметров системы кран-грейфер, может быть эффективно использован при исследованиях новых конструкций, в том числе регулируемых, при модернизации существующих и на любой стадии проектирования новых грейферов. Метод может быть также включен в иерархическую систему САПР-грейфер, применяться совместно с различными программами расчета на базе AUTOCAD, которые разработаны на кафедре ПТМ и МПР, расширив широкий спектр их технических возможностей за счет нахождения оптимальных размеров звеньев и оценкой динамических качеств системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ясиновский А.М. Пути развития грейферостроения Украины // Вестник инженерной академии Украины. - Киев-Харьков: ИАУ, 1997. - Вып.2. - С.22-24.
2. Пелашенко С.И., Ясиновский А.М. Перспективы применения ПМК в Украине // Подъемные сооружения. Специальная техника. - 2002. - №11. - С.17-18.
3. Андриенко Н.Н., Ткаченко В.В. Техническому перевооружению портов Украины – стратегическую направленность // Подъемные сооружения. Специальная техника. - 2003. - №3. - С.6-7.
4. ГОСТ24599-87. Грейферы канатные для навалочных грузов. Введ. 01.01.89 - М.: Издательство стандартов, 1987. - С.32
5. РД 31.46.07-87. Грейферы канатные для навалочных грузов. Тяговые расчеты на прочность. Методика. Введ. - 01.01.88.- М.: В/О «Мортехинформреклама», 1987. - С.144.
6. Ясиновский А.М. Проблемы исследования и совершенствования подъемно-транспортной техники Украины // Вестник инженерной академии Украины. Киев-Харьков: ИАУ, 1996. - Вып.1. - С.34-38.
7. Ясиновский А.М. Направления инженерной деятельности в Украине в сфере транспортировки навалочно-насыпных грузов // Вестник инженерной академии Украины. - Одесса: ИАУ, 1998. - Спецвыпуск. - С.15-17.
8. Ясиновский А.М. Основы расчета на прочность грейферов для судовых кранов и стрел // Судостроение и судоремонт.М.: В/О «Мортехинформреклама», 1992. - С.164-180.
9. Ясиновский А.М. Нагруженность судовых грузовых устройств при работе грейфером // Вісник ОДМУ: Зб.наук.праць. - Одеса: Астропринт, 1998. - Вип.2. - С.29-37.
10. Ясиновский А.М. Конечнэлементные модели канатных грейферных систем для навалочных грузов // Вісник ОДМУ: Зб.наук. праць. - Одеса: Астропринт, 1999. - Вип.4. - С.47-50.
11. Ясиновский А.М. Грейферы морских портов. - Одесса: ОИИМФ, 1990. - С.120.
12. Ясиновский А.М. Основы САПР канатных грейферов // Новое в подъемно-транспортном машиностроении. - Москва: МВТУ, 1991. - С.22-23.
13. Ясиновский А.М. Комплексные экспериментальные исследования как база создания грейферов нового поколения // Вісник ОНМУ: Зб.наук. праць. - Одеса: ОНМУ, 2003. - Вип.12. - С.164-179.

14. Ясиновский А.М. Исследования материалов для повышения работоспособности грейферов в экстремальных условиях // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск: ОНПУ, 2003. – Вып. 4. – С.14-23.
15. Ясиновский А.М. Грейферы и канатно-блочные системы нового поколения // Вісник ОДМУ: Зб.наук.праць .- Одесса: ОДМУ, 2001. – Вып. 6. – С.69-80.
16. А.М.Ясиновский. Узлы трения и детали из синтетических материалов стреловых систем порталных кранов и канатных грейферов // Подъемно-транспортная техника. - Днепропетровск: ОНПУ, 2003. - Вып.3. - С.49-55.
17. Ясиновский А.М. Основы теории и направлений развития нового класса грейферов с регулируемыми параметрами // Новое в подъемно-транспортном машиностроении. - Москва: МВТУ, 1994. - С.48-49.
18. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. - М.: Машиностроение, 1998. - С.424.
19. Небеснов В.И., Савченко М.Я., Курочкин Л.Я., Коваленко Н.И. Теория механизмов и машин. - Одесса, 1973. – 165 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Ученые Одесского национального морского университета В. И. Небеснов	3
Курочкин Л.Я. ПАМЯТИ УЧИТЕЛЯ	6
Бурименко Ю.И. РАЗВИТИЕ ИДЕИ В.И. НЕБЕСНОВА И РАЗРАБОТКА НОВОГО НАПРАВЛЕНИЯ В СИСТЕМНОМ АНАЛИЗЕ	9
Вольчев А.В. ВЛИЯНИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ	25
Греченко П.И. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА НАГРУ- ЖЕНИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ДЕТАЛЕЙ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ МЕТОДОМ ВОЗРАСТАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ	47
Гришин В.А., Снисаренко В.И. РЕКОНСТРУКЦИЯ ПРИЧАЛЬНЫХ СООРУЖЕНИЙ ИЛИ ИХ БОЛЕЕ СОВЕРШЕННЫЙ И НАДЕЖНЫЙ РАСЧЕТ	55
Коноплев А.В. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ПРЕССОВОМ ЦИЛИНДРИ- ЧЕСКОМ СОЕДИНЕНИИ, ПЕРЕДАЮЩЕМ ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ	62
Кравцов Т.Г., Стальниченко О.И. ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВА В СУДОРЕМОНТЕ	68
Курочкин Л.Я. ИДЕИ В.И.НЕБЕСНОВА В ПОСТАНОВКЕ КУРСА ТММ И ЗАДАЧИ ЭТОГО КУРСА В ФОРМИРОВАНИИ БУДУЩИХ СПЕЦИА- ЛИСТОВ-МЕХАНИКОВ МОРСКОГО ФЛОТА	80
Олійник М.В. ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЦ ВИТРИВАЛОСТІ ПООДИНОКИХ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ЗРУЙНУВАЛИСЯ ВІД ВТОМИ ПРИ НЕРЕГУЛЯРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ	87
Плотников В.А. О РАЗВИТИИ МЕТОДОВ В.И. НЕБЕСНОВА ИССЛЕДОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ	97

Савченко М.Я. НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАЗНЫХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ СУДНА И СОСТОЯНИЯХ МОРЯ	106
Савченко М.Я. КІНЕМАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРИВОШИПНО-ПОВЗУН- НИХ МЕХАНІЗМІВ І ІНЕРЦІЙНІ ПАРАМЕТРИ ЇХ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ	110
Смирковская В.Ю. СИСТЕМНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ РЫНКА МОРСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ УСЛУГ	124
Шумило О.М. ОПТИМАЛЬНИЙ ВИБІР МАТЕРІАЛУ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ПІДЛЯГАЮТЬ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ НЕРЕГУЛЯРНОМУ ЦИКЛІЧ- НОМУ НАВАНТАЖЕННЮ	135
Яровенко В.А. ДИНАМИКА ПРОПУЛЬСИВНЫХ КОМПЛЕКСОВ ЭЛЕКТРО- ХОДОВ НА МАНЕВРАХ	146
Ясиновский А.М., Курочкин Л.Я. СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СИСТЕМЫ КРАН-ГРЕЙФЕР	167

Наукове видання

ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Збірник наукових праць

*Українською, російською
та англійською мовами*

Випуск 15

*Свідоцтво про державну реєстрацію:
серія КВ № 278
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерна верстка та розробка
оригінал-макету збірника - *Мусієчко Т.Г.*

Підписано до друку з оригінал-макету 09.02.05.
Формат 70×108/16. Папір офсетний. Ум.друк.арк. 11,4.
Замовлення № 124.

**Адреса редакційної колегії та видавництва ОНМУ:
65029, Одеса, вул. Мечникова, 34, тел. 728-31-14.**