

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 1 (271)
январь–март 2018

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Румб В.К., Хоанг Ван Ты
Особенности расчета осевых колебаний судовых валопроводов

3 *Rumb V.K. and Hoang Van Ty*
Analysis of marine shafting axial vibration

*Пономарев А.С., Метелев А.А., Абызов О.В.
Елизаров К.Э., Давыдов А.А.*
Повышение технико-экономических показателей дизеля ЗМЗ-51432.10CRS за счет применения электронной системы управления отечественного производства

8 *Ponomarev A.S., Metelev A.A., Abyzov O.V., Elizarov K.E. and Davydov A.A.*
Domestic electronic control system as a means to improve performance of type ZMZ-51432.10CRS engine

Кавтарадзе Р.З.
Локальный теплообмен в поршневых двигателях — развитие научного направления в МГТУ ИМ. Н.Э. Баумана

13 *Kavtaradze R.Z.*
Local heat exchange in reciprocating engine as a subject area in Bauman Technical University

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Иванов А.К., Галышев Ю.В.
Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы нейтрализатора автомобильного бензинового двигателя

16 *Ivanov A.K. and Galyshev Yu.V.*
Performance of car petrol engine catalyst as a function of operational factors

Иванченко А.А., Ватолин Д.С.
Опыт эксплуатации двухтопливных дизелей MAN L51/60DF

20 *Ivanchenko A.A. and Vatolin D.S.*
Dual-fuel engines type MAN L51/60DF: operating experience

АЛЬТЕРНАТИВНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А.
Энергетические установки на основе топливных элементов (окончание)

27 *Saidanov V.O., Landgraf I.K. and Kasatkin M.A.*
Power plants with fuel cells (end)

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Бондарев А.В., Морозов Б.И., Смолинский С.Н., Росляков Е.М.
Сравнительная оценка эффективности капитальных вложений при модернизации систем теплоснабжения на основе теории производственных функций

30 *Bondarev A.V., Morozov B.I., Smolinsky S.N. and Roslyakov E.M.*
Comparative efficiency evaluation of capital investments involved in renovation of heating systems based on production function theory

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Развитие топливной аппаратур для двухтопливных двигателей (материалы конгресса CIMAC-2016)

34 **Development of fuel systems for dual-fuel engines (based on CIMAC -2016 papers)**

ИНФОРМАЦИЯ

59 **Рефераты статей**

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

ALTERNATIVE POWER SUPPLIES

POWER PLANTS

ENGINE BUILDING NEWS

INFORMATION

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	<i>ПАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
В.А. Рыжов	<i>советник гл. конструктора</i>	<i>ПАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
В.В. Коновалов	<i>генеральный директор</i>	<i>АО «Звезда-редуктор», Санкт-Петербург</i>
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО РУМО, Нижний Новгород</i>
Е.И. Бирюков	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул</i>
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково</i>
А.С. Куликов	<i>гл. констр. по двиг.</i>	<i>ПАО КАМАЗ, г. Набережные Челны</i>
В.И. Федышин	<i>директор</i>	<i>ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург</i>
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	<i>ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск</i>
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	<i>ООО НЗТА, г. Ногинск</i>

НИИ

Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>рук. науч. направления</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенко	<i>президент</i>	<i>НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург</i>
Б.А. Зеленев	<i>директор</i>	<i>НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург</i>

ВУЗЫ

В.А. Марков	<i>зав. кафедрой Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой двигателей</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИЭТС, Санкт-Петербург</i>
М.И. Куколев	<i>проф. кафедры гидравлики</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИСИ, Санкт-Петербург</i>
О.К. Безюков	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.С. Пунда	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ЯЭ</i>	<i>БГТУ, г. Брянск</i>
		<i>БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ г. Балаково</i>

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) — ВИ(ИТ) Военной академии материально-технического обеспечения (ВА МТО), Санкт-Петербург.

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 - Машиностроение и машиноведение

05.04.00 - Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 - Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2018 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.03.20187
Подписано в печать 26.03.187
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 15. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: +7 (921) 956-31-94
+7 (812) 719-73-30

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

Типография «Светлица»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2018. № 1 (271)

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОСЕВЫХ КОЛЕБАНИЙ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

*В.К. Румб, проф., Хоанг Ван Ты, асп.
СПбГМТУ*

Рассмотрены основные этапы расчета осевых колебаний судовых валопроводов современными численными методами. Методом Рунге-Кутты находится решения задач определения свободных, вынужденных и резонансных колебаний, при интегрировании систем дифференциальных уравнений второго порядка. Методом конечных элементов определяется податливость элементов коленчатого вала и упорного подшипника. Отмечается, что расчетная оценка осевых колебаний валопроводов остается единственным средством их прогнозирования.

Преимущества судовых дизелей с увеличенным ходом поршня очевидны и общеизвестны. Однако у этих так называемых длинноходных ДВС весьма малое или вообще отсутствует перекрытие шеек коленчатого вала, что уменьшает изгибную жесткость его шеек. В результате податливость вала в осевом направлении увеличивается, соответственно растет вероятность появления опасных резонансов осевых колебаний в эксплуатационном диапазоне частот вращения.

В [1, 2] описаны различные явления и аварийные ситуации, вызванные осевыми колебаниями судовых валопроводов. Во многом этими статьями доказано: во-первых, осевые колебания реально существуют и представляют опасность для судового валопровода, во-вторых, им надо уделять внимания не меньше, чем крутильным колебаниям и, в-третьих, особенно опасны осевые колебания в судовых силовых установках с малооборотными дизелями. Данный факт вынуждает классификационные общества — члены МАКО включать в свои Правила разделы с требованиями, регламентирующими расчет, нормирование и измерение осевых колебаний. Число таких обществ неуклонно растет, сейчас их уже семь. Анализ этих требований позволяет отметить следующие общие положения:

- требования распространяются на дизельные установки с прямой передачей крутящего момента;
- расчеты свободных колебаний допускают параметрический анализ податливости главного упорного подшипника;
- при наличии демпфера осевых колебаний должна учитываться ситуация его неисправности;

➤ экспериментальная проверка становится обязательной, если осевые колебания вызывают необходимость назначения запретной зоны.

Различия в требованиях касаются содержания расчета. Одни общества требуют представления подробного расчета свободных и резонансных колебаний с указанием всех исходных данных, включая массы и осевые податливости, другие — только расчет свободных колебаний для двух первых форм, а некоторые общества вообще не требуют представления расчета, хотя оговаривают, что он может быть востребован при наличии резонансной частоты вращения. Не отличается единообразием и нормирование осевых колебаний: одни общества регламентируют амплитуду колебаний носового торца коленчатого вала, а другие предлагают ограничивать амплитуду осевой силы на гребне упорного подшипника.

При всех указанных различиях расчет осевых колебаний остается единственным средством их прогнозирования. Говоря об этом, напомним, между осевыми и крутильными колебаниями много общего. Расчет тех и других базируется на цепных дискретных моделях, а вид уравнений, описывающих эти колебания, имеют полное сходство, если вместо угловых перемещений масс рассматривать перемещения линейные, моменты инерции масс заменить просто массами, а крутильные податливости — осевыми податливостями.

Пользуясь данной аналогией, сформулируем основные этапы расчета осевых колебаний. Первый этап заключается в составлении расчетной модели. Общеизвестными являются дискретные модели: каждая из них представляет собой совокупность чередующихся масс, связанных упругими соединениями. Значительно реже применяют модели с распределенными параметрами, например, конечно-элементные модели, но они по большому счету также дискретные с большим числом масс. На втором этапе выполняется расчет частот и форм свободных колебаний. Данный расчет не относится к простой вычислительной процедуре. До сих пор часто этот расчет выполняют итерационными методами, основу которых составляют рекуррентные зависимости Терских, Толле, Хольцера. Их неоспоримое преимущество — возможность реализации без применения

ЭВМ, так как они ориентированы на ручной счет. Третий этап — это расчет резонансных колебаний. Он базируется на энергетическом методе, т. е. равенстве работ вынуждающих и демпфирующих усилий. При этом вынуждающие усилия как от двигателя, так и от гребного винта подвергаются гармоническому анализу и в последующем рассматривают не все, а только некоторые гармоники. Помимо указанного равенства в энергетическом методе используется другая закономерность, а именно совпадение форм свободных и резонансных колебаний. Наличие такого совпадения позволяет вычислять амплитуды колебаний всех масс дискретной модели, если известна амплитуда одной, например, первой массы. Что касается окolorезонансных и вынужденных колебаний, то для них положения энергетического метода не соблюдаются, поэтому их расчет становится весьма приближенным.

Из сформулированных этапов расчета можно сделать следующие выводы: во-первых, методы расчета свободных, резонансных, окolorезонансных и вынужденных колебаний базируются на разных теоретических началах, во-вторых, представление вынуждающего усилия в виде отдельных гармоник — операция искусственная, она нужна для того, чтобы реализовать упомянутые методы, но за счет снижения точности расчета, и, наконец, в-третьих, все методы ориентированы по своей сути на стационарные так называемые установившиеся колебания. По этой причине предсказать с их помощью развитие колебаний во времени, например, с переменными амплитудой и частотой вынуждающего усилия невозможно. В то же время такие случаи нередко встречаются в расчетной практике особенно тогда, когда надо оценить опасность колебаний при переходе через резонанс, либо предсказать развитие колебаний при увеличении или уменьшении частоты вращения гребного винта.

Естественно, предпринимаются попытки обойти указанные недостатки рассмотренных классических методов расчета осевых колебаний. Например, предлагается решать задачу о колебаниях не в обобщенных, а в главных координатах. Основные положения метода главных координат подробно изложены в [5]. Здесь ограничимся лишь теми аспектами, которые дают представление о специфических особенностях реализации этого метода. Если дана дискретная модель, состоящая из p масс, то ее колебания в обобщенных координатах описываются системой дифференциальных уравнений, которая в матричной форме имеет вид

$$[M] \{\ddot{\varphi}\} + [B] \{\dot{\varphi}\} + [C] \{\varphi\} = \{Q\}, \quad (1)$$

где $[M]$ $[B]$ и $[C]$ — матрицы масс, демпфирования

и жесткости, соответственно имеют размерность $(p \times p)$; $\{\varphi\}$ и $\{Q\}$ — матрицы-столбцы обобщенных координат и вынуждающих усилий, причем усилия могут быть заданы произвольными законами.

Для перехода к главным координатам необходимо определить полный спектр частот свободных колебаний и соответствующих им коэффициентов распределения амплитуд. Частотное уравнение получается из (1) в результате выполнения тождеств $[B]$ и $\{Q\}$. Окончательно это уравнение можно записать так

$$\| [C] - \omega_e^2 [M] \| \{\mu\} = 0.$$

Для определения частот свободных колебаний мы используем итерационную процедуру анализа числа знаков перемен определителя $\det \| [C] - \omega_e^2 [M] \|$ в функции ω_e^2 . С этой целью матрица определителя приводится к треугольному виду в результате прямого хода по методу Гаусса. Условием нахождения собственной частоты ω_e в интервале шага итерации является изменение знака определителя. При выполнении этого условия частота уточняется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность. После уточнения определяются коэффициенты матрицы $\{\mu\}$, соответствующие найденной частоте. Эта процедура использует обратный ход метода Гаусса. Формальное объединение матриц столбцов $\{\mu\}_i$ для всех частот дает квадратную матрицу форм свободных колебаний $[\mu]$. Тогда переход к главным координатам осуществляется по формулам

$$[\bar{M}] = [\mu]^T [M] [\mu] \quad [\bar{C}] = [\mu]^T [C] [\mu]$$

$$[\bar{B}] = [\mu]^T [B] [\mu] \quad [\bar{Q}] = [\mu]^T \{Q\}$$

После всех преобразований уравнение (1) в главных координатах будет иметь вид

$$[\bar{M}] \{\ddot{y}\} + [\bar{B}] \{\dot{y}\} + [\bar{C}] \{y\} = \{\bar{Q}\} \quad (2)$$

Уравнение (2) представляет собой совокупность независимых друг от друга дифференциальных уравнений. Вид интеграла каждого уравнения в отдельности определяется правой частью. Например, если правая часть представляет собой усилие, заданное любым законом и действующее в течение конечного времени T , то его можно идеализировать непрерывной последовательностью элементарных импульсов. Тогда уравнение колебаний массы будет определяться интегралом Дюамеля

$$y(t < \tau < t + T) = \frac{1}{M\omega_e} e^{-ht} \int_0^{t+T} \bar{Q}(\tau) e^{h\tau} \sin \omega_e(t - \tau) d\tau, \quad (3)$$

где τ — время начала действия элементарного импульса; h и ω_e — коэффициент затухания и круговая частота свободных колебаний: $h = B/(2M)$; $\omega_e = \sqrt{C/M}$.

Интеграл, входящий в (3), вычисляется одним из численных методов. Удобно это делать методом Симпсона. После вычисления главных координат всех масс дискретной модели переходят к обобщенным, пользуясь соотношением

$$\{\varphi_i\} = [\mu] \{y_i\}.$$

Таким образом, для практической реализации метода главных координат необходимо решить проблему определения полного спектра частот свободных колебаний и соответствующих им коэффициентов распределения амплитуд, необходимых для составления матрицы $[\mu]$. Для рассматриваемой дискретной модели подлежит поиску $p - 1$ частот. Исходя из имеющего опыта решения подобных задач, можно утверждать, что относительно просто находятся низшие частоты спектра и значительно сложнее высшие частоты, отвечающие многоузловым формам колебаний.

Имеется еще одна возможность расчета колебаний судовых валопроводов с привлечением численных методов, которые исключают указанные выше недостатки, свойственные классическим расчетам. Речь идет о численном интегрировании системы дифференциальных уравнений (1) непосредственно в обобщенных координатах методом Рунге–Кутта 4-го порядка. Данный метод является достаточно известным в инженерной практике решения дифференциальных уравнений. Его достоинство — высокая точность и малая склонность к возникновению неустойчивости решения. Алгоритм реализации метода заключается в циклических вычислениях искомых переменных по каноническим формулам [4]. Из них наиболее употребительны формулы для систем дифференциальных уравнений первого порядка. Что касается уравнений второго порядка, составляющих систему (1), то существующие формулы дают приемлемые результаты только при решении одного уравнения, по этой причине ими можно пользоваться вместо интеграла Дюамеля (3). Конечно, такая замена возможна, однако корректнее и удобнее решать сразу всю систему дифференциальных уравнений. Это можно сделать, если понизить порядок дифференциальных уравнений, входящих в (1). Понижение порядка достигается с помощью следующих преобразований: если дано дифференциальное уравнение второго порядка

$$m \ddot{\varphi} + b \dot{\varphi} + c\varphi = q,$$

то его с помощью подстановки $\varphi = \gamma$ можно привести к системе

$$\begin{cases} \dot{\varphi} = \gamma; \\ m \dot{\gamma} + b\gamma + c\varphi = q. \end{cases}$$

Распространяя эти преобразования на (1), получим систему дифференциальных уравнений первого порядка, решение которой может быть получено применением стандартной процедуры метода Рунге–Кутта. В полном соответствии с рассмотренным алгоритмом составлена программа, которая автоматически формирует систему (1), приводит ее к системе уравнений 1-го порядка и пошагово реализует циклы с каноническими формулами Рунге–Кутта. Дополнительно в программу включено автоматическое изменение шага, что резко сокращает общее число шагов и уменьшает вероятность возникновения числовой неустойчивости.

Понятно, что точность расчета осевых колебаний зависит не только от принятого метода, но и от корректности задания параметров дискретной модели. Если с массами все просто, то с оценкой осевой податливости колена вала не так однозначно, поскольку для ее определения существует несколько формул [4]. Их общий недостаток — все они базируются на теоретических положениях стержневой идеализации колена. Такая идеализация не позволяет учитывать, во-первых, конструктивные особенности колена, во-вторых, степень перекрытия шеек и, в-третьих, влияние шеек на деформированное состояние колена. Все это свидетельствует о том, что существующие зависимости для осевой податливости коленчатого вала не могут гарантировать достаточной точности. Указанных недостатков во многом лишены конечно-элементные модели. На рис. 1 показана такая модель колена вала дизеля

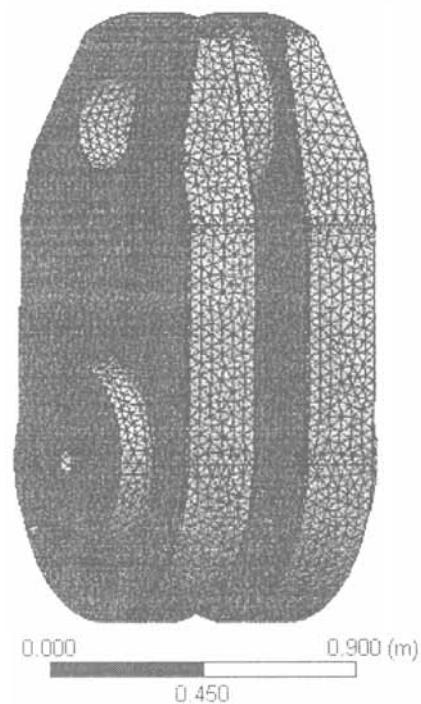


Рис.1. Конечно-элементная модель колена вала

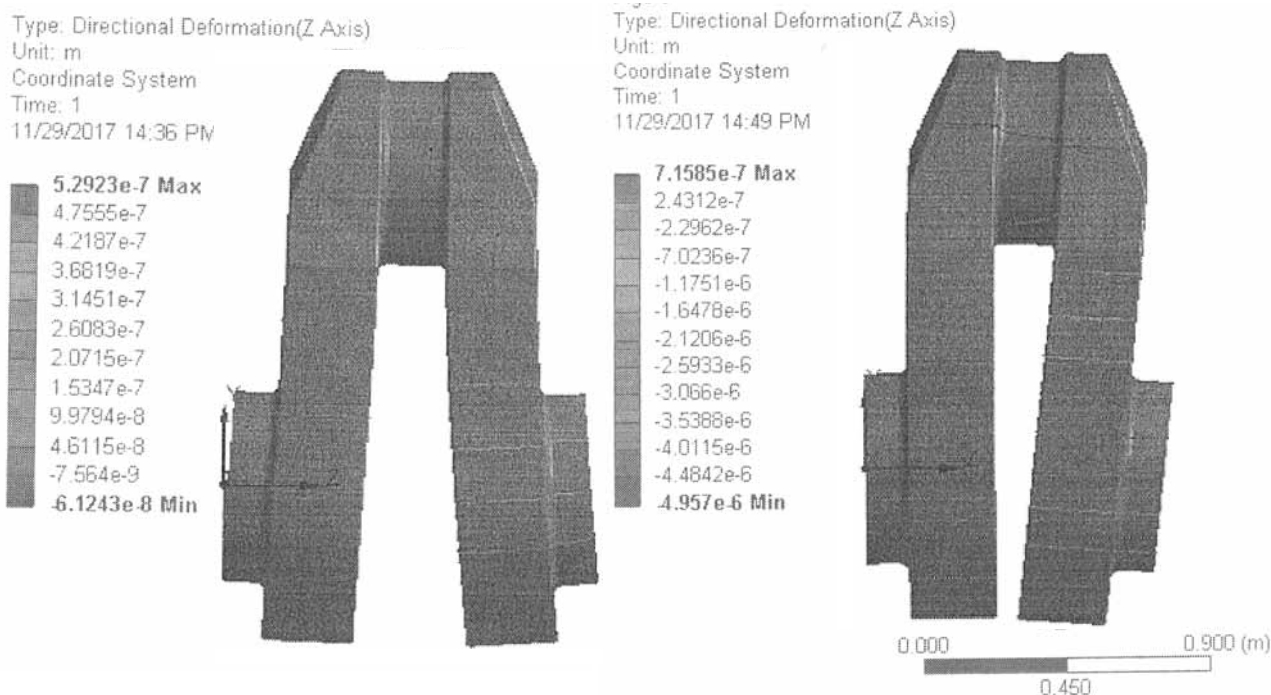


Рис. 2. Деформированные состояния колена вала

6S50MC-C (6ДКРН50/200) мощностью 8310 кВт при 123 об/мин, а рис. 2 иллюстрирует деформированное состояние колена под действием радиальной и осевой сил. Для сравнения в табл. 1 приведены значения осевой податливости колена вала, подсчитанные по известным формулам и найденные с использованием данной конечно-

элементной модели. Сопоставление приведенных значений подтверждает ранее сделанный вывод о том, что ни одна из рассмотренных формул не дает точных результатов.

В равной мере сказанное относится к определению передаточной функции, посредством которой устанавливается соответствие между радиальной составляющей и эквивалентной ей осевой силой, т. е. силой, непосредственно вызывающей осевые колебания. Судить о передаточной функции, подсчитанной по известным формулам и с помощью метода конечных элементов, позволяет табл. 2.

Сложнее обстоит дело с осевой податливостью упорного подшипника. Именно через него осевые колебания передаются на корпус судна. На дискретной модели этот подшипник изображается в виде ответвления с жесткой заделкой. Осевая податливость ответвления определяется деформацией самого подшипника, его фундамента и части остова двигателя или корпуса судна. Главным образом из-за невозможности точного учета присоединенной части остова или корпуса данную податливость предлагается задавать ориентировочно и, в частности, для встроенных подшипников в двигатель, в пределах $(10-80)10^{-11}$ м·Н⁻¹. Насколько это оправдано поясняет рис. 3, где показано влияние податливости упорного подшипника на частоты свободных колебаний. Видно, для одних частот это влияние ничтожно мало, а для других — весьма значительное и может достигать до 30 % по резонансным оборотам

Таблица 1

Значения осевой податливости колена вала

Разработчик формулы	Расчетные значения осевой податливости колена, м·Н ⁻¹		Расхождение, %
	По формуле	По МКЭ	
ЦНИИМФ	$3,170 \cdot 10^{-6}$	$2,520 \cdot 10^{-6}$	20,50
Стоянов	$2,442 \cdot 10^{-6}$		3,08
Скорчев	$2,391 \cdot 10^{-6}$		5,13
Doğu	$2,557 \cdot 10^{-6}$		1,45
Anderson	$2,210 \cdot 10^{-6}$		12,31

Таблица 2

Значения передаточной функции колена вала

Разработчик формулы	Расчетные значения передаточной функции		Расхождение, %
	По формуле	По МКЭ	
Кюлджиев	0,2274	0,1469	35,40
Anderson	0,2138		31,29
Tanida и Kubota	0,1701		13,64

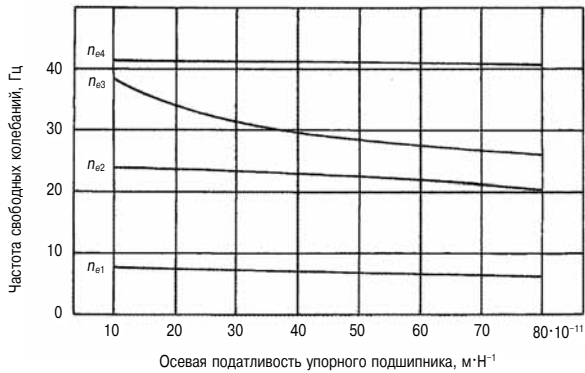


Рис. 3. Зависимость частоты свободных колебаний от осевой податливости упорного подшипника

двигателя. Все это свидетельствует о существующей проблеме определения осевой податливости упорного подшипника, которую надо решать.

Подобная связь валопровода с корпусом судна осуществляется демпфером осевых колебаний. Связанность обусловлена конструкцией демпфера: его гребень (масса основной системы) через соединение, обладающее одновременно упругими и демпфирующими свойствами, соединяется с корпусом демпфера, а он в свою очередь связан упругим соединением с остовом дизеля. Это обстоятельство вынуждает идеализировать демпфер осевых колебаний в виде ответвления с тремя массами, причем крайняя масса имеет жесткое крепление.

Таким образом, можно утверждать, что осевые колебания судовых валопроводов реально существуют и степень их опасности можно прогнозировать расчетным путем. Для этого могут быть использованы как классические методы,

ориентированные на ручной счет, так и современные численные методы. Результаты выполненных расчетов показали, что напряжения в валах от действия осевых колебаний слишком малы, чтобы их использовать в качестве параметра допустимости. Нормировать осевые колебания следует по амплитудам, например, по амплитуде носового торца коленчатого вала. Большие трудности представляет расчет осевых колебаний, которые вызываются крутильными колебаниями. В этом случае колебания валопровода становятся связанными и поэтому необходимо учитывать передачу колебательной энергии между составляющими колебаниями.

Литература

1. Румб В.К., Арутюнян А.С. О необходимости расчета осевых колебаний судовых валопроводов // Морской вестник. — 2009. — № 2 (30). — С. 56–58.
2. Румб В.К., Хоанг Ван Ты, Серов А.В. Современный взгляд на осевые колебания валопроводов судовых пропульсивных установок // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2017. — № 46/47. — С. 82–84.
3. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам к программам на языке бейсик для персональных ЭВМ. Справочник / В.П. Дьяконов. — М.: Наука, 1987. — 240 с.
4. Дизели. Справочник / Под общей редакцией В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. — Л.: Машиностроение, 1977. — 480 с.
5. Румб В.К. Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых валопроводов: учебник / В.К. Румб. — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2008. — 298 с.