Судовые энергетические установки

DOI: <http://www.dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2020-3-7>
УДК 629.123

Ю.А. Лапин, А.П. Герман, Н.Н. Бурлакова

ЛАПИН ЮРИЙ АЛЕКСЕЕВИЧ – студент, e-mail: yuralapin.98@mail.ru
ГЕРМАН АНДРЕЙ ПЕТРОВИЧ – доцент, SPIN: 3840-7584, ORCID: 0000-0002-9530-5258, ResearcherID: D-1725-2014, ScopusID: 56417290300, e-mail: gerand1@yandex.ru
БУРЛАКОВА НАТАЛЬЯ НИКОЛАЕВНА – старший преподаватель, e-mail: mtemte@yandex.ru
Политехнический институт (Школа)
Дальневосточный федеральный университет
Владивосток, Россия

Анализ методов расчета крутильных колебаний судовых валопроводов

Аннотация: Рассмотрены невыясненные вопросы крутильных колебаний судовых валопроводов с целью повышения точности расчета собственных частот крутильных колебаний путем определения наиболее точного метода приведения системы к дискретному виду. Исследуются две крутильно-колеблющиеся системы: экспериментальная установка простой конструкции (двухопорный вал с массами, имеющий привод от электродвигателя) и более сложная – главный пропульсивный комплекс портового буксира РБТ проекта 378. Для этого решается ряд задач: расчет установок двумя методами (с помощью классических уравнений определения инерционных и упругих характеристик системы и программ, использующих методы конечных элементов); торсиографирование названных систем для определения значений экспериментальных значений частот собственных колебаний; сравнительный анализ полученных расчетным и экспериментальным путем значений частот собственных колебаний: на его основе определяются наиболее точные методы расчета.

Установлено, что оба рассматриваемых расчетных метода дают результаты приблизительно одной точности. Отмечено, что исследованные модели относительно просты с точки зрения их анализа и определения характеристик. Картина может измениться в случае более сложных систем: тогда один из рассмотренных методов может показать явное преимущество.

Ключевые слова: крутильные колебания, метод конечных элементов, судовая энергетическая установка.

Введение

Валопроводы судовых дизельных установок (СДУ) подвержены влиянию крутильных колебаний, которые могут стать причиной отказов и аварий [3, 4]. Поэтому к анализу такого вида колебаний предъявляются специальные требования, регламентирующие как расчет судовых крутильно-колеблющихся систем, так и их физическое исследование (торсиографирование). Такие требования, например, приведены в Правилах классификации и постройки морских судов Российского морского регистра судоходства (РМРС) [6]. Исследования, направленные на снижение отрицательного влияния крутильных колебаний на детали машин и механизмов проводятся и в настоящее время [1, 2, 5, 7, 8].

© Лапин Ю.А., Герман А.П., Бурлакова Н.Н., 2020

О статье: поступила: 06.07.2020; финансирование: бюджет ДВФУ.

Научный руководитель работы: Грибиниченко Матвей Валерьевич – к.т.н., доцент, Политехнический институт (Школа) ДВФУ. SPIN: 8038-4960, e-mail: gribinichenko.mv@dvfu.ru

Одна из основных задач при расчете крутильно-колеблющейся системы – определение частот собственных колебаний, при котором возникает проблема погрешности расчета. Актуальность такой проблемы подтверждается появлением работ, направленных на ее решение [1, 2, 7, 8].

Точность определения частот собственных колебаний во многом зависит от приведения системы к дискретному виду, т.е. от точности определения инерционных и упругих характеристик системы (моментов инерции движущихся масс и податливостей соединений). При этом к точности расчёта частоты свободных колебаний предъявляются высокие требования (например, по требованиям РМРС, значение расхождения теоретических и экспериментальных значений частоты должно быть не более 5% [6]).

Для приведения системы к дискретному виду используют классические формулы, однако в последнее время появилось возможность применить для этой цели потенциально более точный метод конечных элементов, который позволяет определять характеристики элемента по его твердотельной модели.

Цель данной работы – повышение точности расчета собственных частот крутильных колебаний путем определения наиболее точного метода приведения системы к дискретному виду.

Прежде всего нам необходимо решить ряд задач в рамках исследования нескольких крутильно-колеблющихся систем, а именно провести:

- расчет исследуемых установок двумя методами (с помощью классических уравнений определения инерционных и упругих характеристик системы и с помощью программ, использующих методы конечных элементов);
- торсиографирование исследуемых систем для определения экспериментальных значений частот собственных колебаний;
- сравнительный анализ полученных расчетным и экспериментальным путем значений частот собственных колебаний и на его основе определить наиболее точные методы расчета.

Для исследования были выбраны две крутильные системы. Первая представляет собой экспериментальную установку простой конструкции (двухопорный вал с массами, имеющий привод от электродвигателя). Вторая установка более сложная – главный пропульсивный комплекс портового буксира РБТ проекта 378.

Для проведения измерений использовался комплект виброизмерительной аппаратуры компании Брюль и Кьер, тип 9727. Общий вид комплекта показан на рис. 1.

Комплект представляет собой цифровой анализатор с подключаемыми к нему вибропреобразователями (лазерным доплеровским датчиком крутильных колебаний, акселерометрами, таходатчиком для измерения частоты вращения вала).

Расчет собственных частот крутильно-колеблющихся систем двумя методами

Ниже мы рассмотрим результаты расчета исследуемых систем.

Экспериментальная установка. Установка, общий вид которой показан на рис. 2, находится в лаборатории технической диагностики кафедры судовой энергетики и автоматики Инженерной школы ДВФУ. Она предназначена для проведения исследований крутильных колебаний, возникающих в материале вала, позволяет имитировать основные режимы работы судовых двигателей: установившийся режим на определенной частоте вращения, разгон, торможение, реверс.

Вал опирается на два подшипника. С обоих концов вала находятся массы – стальные диски различных диаметров. Вал приводится в действие от двигателя постоянного тока П11, который управляется специальным блоком. Расчетная схема установки показана на рис. 3.

Как иллюстрирует этот рисунок, система приведена к «трехмассовому» виду, поэтому максимальное расчетное число собственных главных колебаний – 2.

Рис. 1. Комплект виброизмерительной аппаратуры, тип 9727.
Здесь и далее приводятся иллюстрации авторов.

Рис. 2. Экспериментальный стенд.

Рис. 3. Схема экспериментальной установки:
а – схема установки, **б** – дискретная приведенная схема. 1 – ротор электродвигателя, 2 – левый маховик, 3 – правый маховик, 4 – вал электродвигателя, 5 – вал между маховиками.

В табл. 1 показаны результаты расчета инерционных и упругих характеристик системы двумя методами, а в табл. 2 – рассчитанные на их основе частоты собственных колебаний.

Значения моментов инерции и податливостей, полученные 1-м и 2-м методами, различаются незначительно: частота лишь 2-й формы – всего на 2%.

Главный пропульсивный комплекс буксира РБТ проекта 378. Буксир РБТ проекта 378 (рис. 4) является собственностью АО ДВЗ «Звезда». Торсиографирование проводилось в акватории бухты г. Большой Камень.

Результаты расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1

Момент инерции и податливости дискретной схемы экспериментальной установки

Моменты инерции масс, θ , кг*м ²			Податливости соединений, e , рад/(Н*м)		
1-я масса (ротор электродвигателя)	1-й метод	2-й метод	Соединение между 1-й и 2-й массами	1-й метод	2-й метод
	0,0037	0,0038		$8,54 \times 10^{-5}$	$8,65 \times 10^{-5}$
2-я масса (левый маховик)	0,0037	0,0040	Соединение между 2-й и 3-й массами	$609,8 \times 10^{-5}$	$563,4 \times 10^{-5}$
3-я масса (правый маховик)	0,0400	0,0440			

Таблица 2

Частоты собственных форм колебаний установки

Номер формы колебаний	Частота формы колебаний, ν , Гц	
	1-й метод	2-й метод
1	25,7	26,0
2	382	389

Рис. 4. РБТ проекта 378.

Судно обладает двухвальной дизель-редукторной энергетической установкой, состоящей из пропульсивных комплексов левого и правого борта.

Каждый комплекс включает главный двигатель марки 3Д6С2 мощностью 110 кВт при частоте вращения 1500 об/мин, редуктор с передаточным числом 2,95, промежуточный вал, гребной вал и гребной винт.

На рис. 5 показана схема крутильно-колеблющейся системы пропульсивного комплекса буксира, а также приведенная его дискретная схема. При составлении расчетной схемы использовались рабочие чертежи соответствующих элементов, некоторые узлы обмерялись вручную. В табл. 2 показаны результаты расчета обоими методами.

Рис. 5. Схема крутильно-колеблющейся системы главного пропульсивного комплекса буксира РБТ проекта 378:
а – схема системы, б – дискретная приведенная схема: 1–6 – КШМ цилиндров, 7 – маховик, 8 – зубчатые колеса редуктора, 9 – гребной винт.

В табл. 3 показаны результаты расчета инерционных и упругих характеристик крутильно-колеблющейся системы ГПК буксира двумя методами, а в табл. 4 – рассчитанные на их основе значения частот двух первых форм собственных колебаний.

Значения моментов инерции и податливостей, полученных 1-м и 2-м методами, имеют отличия для более сложных частей системы (как, например, редуктор), а для деталей с относительно простыми геометрическими формами, как и в случае с экспериментальной установкой, практически не отличаются. В целом можно сказать, что результаты инерционных и упругих характеристик системы, полученные 1-м и 2-м методами, а также полученные на их основе значения частот собственных форм колебаний имеют незначительное отличие.

Таблица 3

Момент инерции и податливости дискретной схемы ГПК

Моменты инерции масс, кг*м ²			Податливости соединений, рад/(Н*м)		
Массы	1-й метод	2-й метод	Соединения	1-й метод	2-й метод
№ 1–6 (кривошипно-шатунные механизмы)	0,079	0,079	От 1-й до 6-й масс (колена вала)	$4,712 \cdot 10^{-7}$	$4,715 \cdot 10^{-7}$
7-я масса (маховик)	9,110	9,490	Между 6-й и 7-й массами	$1,365 \cdot 10^{-7}$	$1,351 \cdot 10^{-7}$
8-я масса (зубчатые колеса редуктора)	0,045	0,056	Между 7-й и 8-й массами	$1,540 \cdot 10^{-6}$	$1,589 \cdot 10^{-6}$
9-я масса (гребной винт)	0,429	0,429	Между 8-й и 9-й массами	$1,110 \cdot 10^{-4}$	$1,090 \cdot 10^{-4}$

Таблица 4

Частоты собственных форм колебаний валопровода ГПК буксира

Номер формы колебаний	Частота формы колебаний, Гц	
	1-й метод	2-й метод
1	22,6	23,4
2	228	227

Торсиографирование

Торсиографирование экспериментальной установки. При проведении торсиографирования экспериментальной установки возникли сложности с получением 2-й формы колебаний, которая, видимо, имеет малую их амплитуду. На рис. 6 показан спектр сигнала лазерного виброметра.

Рисунок 6 иллюстрирует: на частоте 27 Гц имеется явно выраженная составляющая вибрации, значение которой соответствует расчетной частоте 1-й формы колебаний, но 2-й их формы на спектре не наблюдается.

Для обнаружения 2-й формы колебаний был применен метод ударных импульсов. На один из маховиков был установлен акселерометр, ось измерения которого была направлена тангенциально окружности маховика. Удары также наносились в тангенциальном направлении по маховикам, что должно было вызвать свободные крутильные колебания системы. При таком методе возбуждения системы удалось получить и вторую форму колебаний. На рис. 7 показан спектр сигнала с акселерометра, полученный при проведении такого эксперимента (частоты собственные колебаний имеют значения).

Рис. 6. Спектр сигнала лазерного виброметра.

Рис. 7. Спектр сигнала акселерометра.

При измерении методом ударных импульсов удалось достичь больших результатов, были определены обе формы колебаний. Выявленные собственные колебания имеют значения **27** и **410 Гц**.

Торсиографирование ГПК РБТ проекта 378. Для измерения крутильных колебаний вала использовался описанный выше лазерный виброметр. Испытания проводились в акватории Дальневосточного завода «Звезда» на спокойной воде при движении судна прямым курсом. Измерения проводились при плавном разгоне, с постоянной частотой вращения на номинальной скорости и при плавном торможении буксира.

В результате испытаний была выявлена только одна форма крутильных колебаний (одноузловая). Частота колебаний – **22 Гц**.

Результаты и их анализ

В табл. 5 приведены результаты сравнительного анализа полученных теоретических и экспериментальных данных.

При проведении сравнительного анализа вычислялось отклонение (в процентном соотношении) значений частоты собственных колебаний исследуемых систем, полученных при расчете и торсиографировании.

Таблица 5

Анализ полученных теоретических и экспериментальных данных

Стенд		
Форма, №	1-й метод	2-й метод
1	4,81%	3,78%
2	6,90%	5,22%
Судно		
Форма, №	1-й метод	2-й метод
1	2,68%	6,5%

Как свидетельствует табл. 5, оба метода расчета в итоге дают близкие по значениям результаты. В случае с экспериментальным стендом точнее оказался способ с использованием метода конечных элементов, а в случае с реальным судном – классический способ. Это может быть связано с тем, что некоторые элементы СЭУ судна рассчитываются с использованием эмпирических формул, учитывающих некоторые погрешности расчета.

Можно сказать, что оба метода дают результаты приблизительно одной точности. Следует отметить, что исследованные модели достаточно просты с точки зрения их анализа и определения характеристик. Картина может измениться, если изучить более сложные системы: здесь один из рассмотренных методов может показать явное преимущество. Дальнейшие исследования будут направлены в том числе и на изучение такой ситуации.

Вклад авторов в статью: Ю.А. Лапин – разработка твердотельных моделей, проведение расчета характеристик исследуемых систем, проведение физического эксперимента, анализ результатов исследования; А.П. Герман – разработка твердотельных моделей, проведение физического эксперимента; Н.Н. Бурлакова – проведение обзора исследований, проведение расчета характеристик исследуемых систем.

М.В. Грибиниченко – научное руководство работой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беридзе С.П. Свободные крутильные колебания конического стержня // Вестник Оренбургского государственного ун-та. 2010. № 3. С. 104–107. eLIBRARY ID: 9290166.

2. Грезина А.В., Комаров В.Н. О гашении крутильных колебаний в одной механической системе // Вестник Нижегородского ун-та им. Н.И. Лобачевского. 2013. № 6 (1). С. 185–188. eLIBRARY ID: 21141207.
3. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий: монография. СПб.: Наука, 2007. 276 с.
4. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС. Л.: Судостроение, 1968. 305 с.
5. Карпенко Т.Н., Чурляев А.В. К вопросу об определении частот собственных крутильных колебаний многомассовой динамической модели // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Сер. Технические науки. 2010. № 20. С. 213–216. eLIBRARY ID: 22860436.
6. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. 7. Механические установки. Российский морской регистр судоходства. СПб., 2020. URL: <http://www.rs-class.org> (дата обращения: 15.06.2020).
7. Румб В.К., Самсонов А.В. Основные положения и расчет крутильно-осевых колебаний валопроводов судовых дизельных установок // Морской вестник. 2004. № 2(10). С. 56–59.
8. Самсонов А.В. Методические основы расчета связанных крутильно-осевых колебаний валопроводов судовых дизельных установок методом главных координат: автореф. дис. ...канд. техн. наук. СПб.: Санкт-Петербургский гос. морской техн. ун-т., 2004. 20 с.

FEFU: SCHOOL of ENGINEERING BULLETIN. 2020. N 3/44

Marine Engines and Auxiliary Machinery

www.dvfu.ru/en/vestnikis

DOI: <http://www.dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2020-3-7>

Lapin Yu., German A., Burlakova N.

YURIY LAPIN, Master's Degree Student, e-mail: yuralapin.98@mail.ru

ANDREY GERMAN, Associate Professor, ResearcherID: D-1725-2014,

ORCID: 0000-0002-9530-5258, ScopusID: 56417290300, e-mail: gerand1@yandex.ru

NATALIA BURLAKOVA, Lecturer, e-mail: mtemte@yandex.ru

Politechnical Institute

Far Eastern Federal University

Vladivostok, Russia

Analysis of the methods for calculating torsional vibrations of vessel shafts

Abstract: The outstanding issues of torsion vibrations of vessels' shaft lines in order to improve the accuracy of calculating the natural frequencies of torsion vibrations by determining the most accurate method of reducing the system to the discrete form. Two torsion-oscillating systems are studied: an experimental installation of a simple design (a two – support shaft with weights, driven by an electric motor) and a more complex one – the main propulsive unit of RBT project 378 port tug. With this purpose a number of problems have to be solved: calculation of installations with two methods (using classical equations for determining the inertial and elastic characteristics of the system and programs using finite element methods); torsiography of these systems to determine the values of experimental values of natural oscillation frequencies; comparative analysis of calculated and experimental values of natural oscillation frequencies and determination of the most accurate calculation methods on its basis.

It has been found that both calculation methods being considered lead to results of approximately similar accuracy. It is noted that the studied models are relatively simple in terms of their analysis and characterization. The picture may change in the case of more complex systems: then one of the methods considered may show a clear advantage.

Keywords: torsion vibrations, finite element method, ship power plant.

REFERENCES

1. Beridse S.P. Clear Rotative Vibrations of the Conical Core. Vestnik of the Orenburg State University. 2010(3):104–107. eLIBRARY ID: 9290166.
2. Grezina A.V., Komarov V.N. On Torsional Vibration Absorption in One Mechanical System. Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod". 2013(6):185–188. eLIBRARY ID: 21141207.
3. Efremov L.V. Computerized Analyses of Torsional Vibrations in Propulsion Units: Theory and Practice, monograph. Spb., Nauka, 2007, 276 p.
4. Istomin P.A. Torsional vibrations in marine internal combustion engines. L., Shipbuilding, 1968, 305 p.
5. Karpenko T.N., Churlyayev A.V. On the problem of determination of frequencies of self-rotating oscillations of ploy-mass dynamic model. Priazovskyi State Technical University Bulletin. Series Technical Sciences. 2010(20):213–216. ID: 22860436.
6. Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Part VII. Machinery Installations. Spb., Russian Maritime Register of Shipping, 2020. URL: <http://www.rs-class.org> –15.06.2020.
7. Rumb V.K., Samsonov A.V. The main provisions and the calculation of the torsional-axial vibrations of the shaft lines of marine diesel engines. Morskoy Vestnik. 2004(10):56–59.
8. Samsonov A.V. Methodological foundations for calculating the associated torsional-axial vibrations of the shaft lines of marine diesel engines using the principal coordinate method, abstract. of diss. ...cand. of tech. sciences. SPb., State Marine Technical Univ., 2004, 20 p.