

## Судовые энергетические установки и их элементы

Научная статья

УДК 629.123

DOI: <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2023-3/35-45>

Ю.А. Лапин, М.В. Грибиниченко, О.С. Портнова, П.А. Андрюхина

ЛАПИН ЮРИЙ АЛЕКСЕЕВИЧ – аспирант, ведущий инженер, [lapin.iaa@dvfu.ru](mailto:lapin.iaa@dvfu.ru)

ГРИБНИЧЕНКО МАТВЕЙ ВАЛЕРЬЕВИЧ – к.т.н., доцент, директор отделения, [gribinichenko.mv@dvfu.ru](mailto:gribinichenko.mv@dvfu.ru)

ПОРТНОВА ОЛЕСЯ СЕРГЕЕВНА – к.т.н., доцент, [portnova.os@dvfu.ru](mailto:portnova.os@dvfu.ru)

АНДРЮХИНА ПОЛИНА АЛЕКСАНДРОВНА – магистр, [andriukhina.pa@dvfu.ru](mailto:andriukhina.pa@dvfu.ru)

Отделение машиностроения морской техники и транспорта Политехнического института

*Дальневосточный федеральный университет*

Владивосток, Россия

## Метод измерения крутильных колебаний судовых валопроводов при помощи трёхосевого акселерометра

**Аннотация.** В статье рассматривается вопрос выбора оптимального метода измерения крутильных колебаний. Представленные материалы являются частью диссертационного исследования, направленного на повышение точности расчёта амплитуд крутильных колебаний судовых валопроводов. Приведено описание используемых методов измерения крутильных колебаний, а также их основных особенностей. Для подтверждения качества измерений, получаемых выбранным методом, был выполнен физический эксперимент, описание которого также приведено в данной работе. Результаты эксперимента показали, что применение предложенного метода позволяет повысить точность получаемых результатов.

**Ключевые слова:** крутильные колебания, измерения крутильных колебаний, торсиографирование, судовые энергетические установки, судовой валопровод, сейсмический торсиограф, оптический торсиограф, измерение деформаций

**Для цитирования:** Лапин Ю.А., Грибиниченко М.В., Портнова О.С., Андрюхина П.А. Метод измерения крутильных колебаний судовых валопроводов при помощи трёхосевого акселерометра // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2023. № 3(56). С. 35–45.

### Введение

Данная статья является частью научно-исследовательской работы, направленной на повышение точности расчёта резонансных амплитуд крутильных колебаний. Для достижения поставленной цели решается ряд задач, одна из которых – выбор метода измерения крутильных колебаний при натуральных испытаниях судовой энергетической установки – представлена в настоящей статье.

Крутильные колебания судовых валопроводов – опасное явление, в результате которого все точки крутильно колеблющейся системы начинают совершать движения знакопеременного направления по дугам окружностей вокруг неподвижной оси. Опасность данного явления заключается в том, что при совпадении частоты вынужденных и свободных крутильных колебаний может произойти значительный резонанс, в результате которого напряжения в элементах валопровода могут превышать допустимые и привести к разрушению валов. Также воздействие крутильных колебаний может вызвать облом зубьев редукторов, разрушение упругих муфт, резьбовых соединений валов [3, 4, 9].

В рамках исследовательской работы для подтверждения адекватности результатов, получаемых при помощи численных исследований, необходимо провести натурные испытания рассматриваемой энергоустановки судна. В связи с этим следует подобрать метод измерений, обеспечивающий необходимую точность получаемых результатов при наименьших затратах на проведение эксперимента. Проводить исследования по выбору подходящего метода измерений наиболее целесообразно на лабораторном оборудовании.

Для измерения крутильных колебаний в основном используются следующие разновидности измерительных систем: сейсмические торсиографы, оптические торсиографы и тензометры [1–3, 5, 8, 12, 13]. Некоторыми исследователями применяются методы, основанные на применении энкодеров и лент зебр [10, 11, 14, 15].

Сейсмические торсиографы, такие как торсиограф Гейгера, являются устаревшими. Это связано с ограниченным диапазоном измерений от 200–300 до 12 000–15 000 кол/мин [4, 8], хотя современные судовые энергетические установки могут иметь резонансы ниже 200 кол/мин (малооборотные дизели) и выше 15 000 кол/мин (высокооборотные дизели с частотой вращения более 3000 об/мин). К недостаткам сейсмических торсиографов можно отнести значительный вес и габариты. Усовершенствованная версия сейсмического торсиографа – радиоторсиограф РТ-660 – наиболее совершенная и удобная версия сейсмического торсиографа, однако обладает теми же недостатками. Более того, использование данного торсиографа подразумевает его крепление на торец вала (как правило, двигателя), что не всегда удобно [2, 8].

Оптические виброметры позволяют осуществлять бесконтактные измерения с использованием лазерных датчиков и светоотражающих лент [1, 3, 5, 12]. Применение таких датчиков удобно тем, что измерения с их помощью не требуют установки какой-либо аппаратуры и вспомогательных креплений на вал, а также свободного участка вала большой длины. Виброметры такого типа производились фирмой «Брюль и Кьер» (Дания) под обозначением 2523, а также Центральным научно-исследовательским институтом морского флота (ЦНИИМФ, Россия) под обозначением СКАН [3, 5, 12]. Хотя оптические торсиографы обладают высокой точностью измерений, их применение осложнено эксплуатационными особенностями. Такие торсиографы отличаются высокой стоимостью, низкой ремонтпригодностью, а также дорогой визной проверок ввиду сложности конструкции и принципа работы датчика.



**Рис. 1. Состав комплекта для измерения крутильных колебаний на основе лазерного виброметра 2523 («Брюль и Кьер»):  
1 – доплеровский лазерный датчик; 2 – виброметр (АЦП);  
3 – анализатор сигналов с ноутбуком; 4 – батарея для питания виброметра**

В некоторых случаях на показания прибора могут влиять внешние факторы. Пользователи таких датчиков отмечают влияние линейной вибрации механизма (от расцентровки ва-

лов, вибрации фундамента, на котором расположен датчик) на получаемую картину крутильной вибрации [3, 5]. В некоторых случаях авторы статьи как владельцы и пользователи сейсмического (в прошлом) и оптического (2523) торсиографов также отмечают неоднозначность показаний прибора.

Применение тензометров для анализа крутильных колебаний удобно тем, что они позволяют напрямую измерять крутящий момент в валу, что упрощает расчёты напряжений. Датчиком при тензометрировании является тензорезистор, представляющий собой проволочный проводник в виде нескольких петель из тонкой проволоки или фольги, закрепленной на специальной подложке. Относительное электрическое сопротивление тензорезистора пропорционально относительной деформации проволоки [3, 7]. При эксплуатации системы тензометрирования одними из основных трудностей могут являться монтаж тензорезисторов и поиск свободного участка вала значительной длины в месте, где ожидается значительный крутящий момент.

На основании описанного выше можно сделать следующие выводы.

Применение датчиков сейсмического типа сегодня нецелесообразно. Так как энергетическая установка, на которой будут проводиться натурные испытания, ещё не определена и её конструкция неизвестна, применение тензометров может оказаться неэффективным при отсутствии подходящего места. Оптический датчик менее прихотлив с точки зрения выбора места, но на его показания могут повлиять внешние факторы. Таким образом, для исключения больших погрешностей при измерении оптическим датчиком, имеющимся у испытательной лаборатории, необходимо предложить перспективный метод измерения крутильных колебаний судовых валопроводов, который не подвержен внешним факторам и будет использоваться одновременно с оптическим датчиком при измерениях. Такими признаками обладает метод измерения крутильных колебаний при помощи трёхосевого акселерометра.

### **Метод измерения крутильных колебаний при помощи трёхосевого акселерометра**

Принцип действия системы измерения крутильных колебаний на основе трёхосевого акселерометра основан на следующем (рис. 2):

- 1) появление крутильных колебаний вызывает неравномерность вращения вала с частотой, равной частоте свободных крутильных колебаний;
- 2) неравномерность вращения проявляется в колебаниях угловой скорости  $\Delta\omega$ , углового ускорения  $\Delta\varepsilon$  и углового перемещения  $\Delta\alpha$ , связанных между собой;
- 3) колебания углового ускорения  $\varepsilon$  вызывают колебания тангенциального ускорения  $a_\tau$ , прямо пропорциональные расстоянию от оси вращения  $R$  точки, в которой тангенциальное ускорение равно

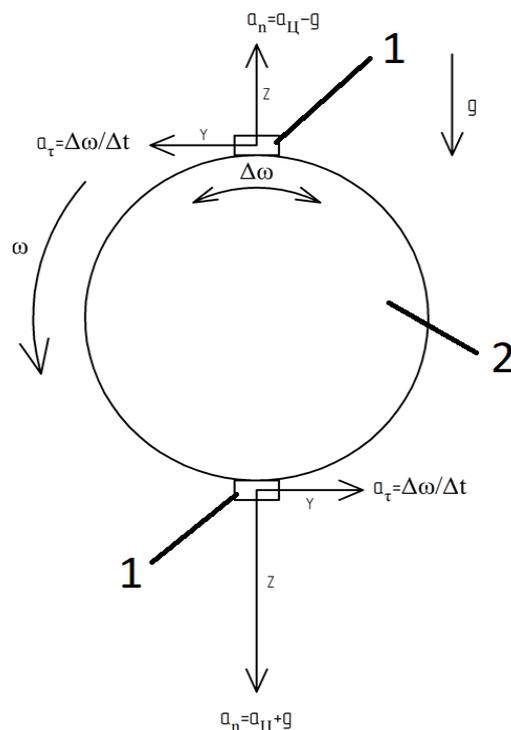
$$a_\tau = \varepsilon \cdot R;$$

- 4) колебания тангенциального ускорения фиксируются осью  $Y$  трёхосевого акселерометра, что позволяет увидеть неравномерность вращения вала, а также резонансы свободных крутильных колебаний с возмущающими вынужденными колебаниями установки;

- 5) для определения частоты вращения вала и построения зависимости напряжений, возникающих в результате крутильных колебаний от частоты вращения вала, используется ось  $Y$  или ось  $Z$  акселерометра, на которых присутствует колебание ускорения на величину ускорения свободного падения  $g$  (рис. 2).

Передача сигнала с датчика на компьютер возможна двумя способами: первый – передача сигнала по беспроводному каналу; второй – непрерывная запись сигнала на автономный регистратор, установленный на вал вместе с датчиком. Передача сигнала по беспроводному каналу позволяет осуществлять мониторинг сигнала в процессе измерений и выполнять первичный анализ во время измерений. Так как беспроводная передача периодически теряет синхронизацию, то для качественного анализа используется запись с автономного регистратора.

Так как положение датчика относительно оси вала остаётся неизменным, наличие расцентровки или прогиба не повлияет на спектр колебания тангенциальной силы и крутильных колебаний.



**Рис. 2. Принцип действия системы измерения крутильных колебаний на основе трёхосевого акселерометра:**  
**1 – трёхосевой акселерометр, закреплённый на валу; 2 – вращающийся вал**

Ввиду того что датчик реагирует на любое тангенциальное ускорение, он чувствителен и к неравномерности вращения судовых валопроводов, возникающей из-за специфики рабочего цикла судовых дизелей. Различение крутильных колебаний и неравномерности вращения выполняется при помощи спектрального анализа и анализа временного сигнала. Известно, что крутильные колебания в отличие от неравномерности вращения происходят на частотах, соответствующих частотам свободных крутильных колебаний, характерных для исследуемой системы.

Характеристики этого метода исследовались с помощью экспериментальной установки.

### **Описание экспериментальной установки.**

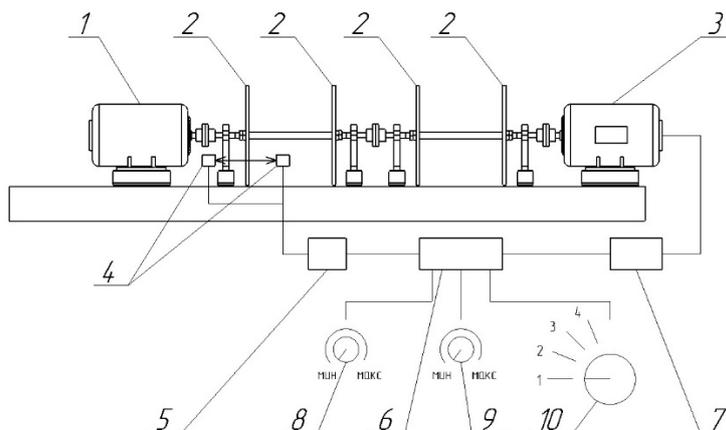
#### **Порядок проведения эксперимента**

Лабораторная установка создана на базе лаборатории технической диагностики Отделения машиностроения, морской техники и транспорта ДВФУ (рис. 3) [6]. Она представляет собой крутильно колеблющуюся систему с шестью массами: роторы электродвигателей и навешенные диски, соединённые валами. Один из электродвигателей является приводным, второй – работает в холостом режиме или в режиме генератора и создаёт переменную нагрузку. Нагрузочное устройство позволяет настраивать следующие параметры:

- амплитуду тока нагрузки,
- среднее значение тока нагрузки,
- кратность частоты нагружения по отношению к частоте вращения.

Частота нагрузки синхронизована с частотой вращения приводного двигателя за счёт применения оптических датчиков.

Представлены параметры крутильной системы – моменты инерции и податливости (табл. 1) и результаты расчёта свободных колебаний установки – частоты и формы колебаний (см. табл. 2).



**Рис. 3. Состав лабораторной установки:**  
 1 – приводной электродвигатель; 2 – маховые массы; 3 – нагрузочный генератор;  
 4 – оптический датчик; 5 – плата управления оптическими датчиками; 6 – управляющая плата;  
 7 – нагрузочный элемент; 8 – управление средним значением тока нагрузки;  
 9 – управление амплитудой тока нагрузки; 10 – управление частотой нагрузки

Таблица 1

**Параметры крутильной системы**

Моменты инерции, кг·м <sup>2</sup>	Податливости соединений, рад/(Н·м)
$\theta_1 = 0,003837 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$e_{12} = 2,24 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$
$\theta_2 = 0,0686 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$e_{23} = 1,427 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$
$\theta_3 = 0,0686 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$e_{34} = 3,354 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$
$\theta_4 = 0,0686 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$e_{45} = 1,427 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$
$\theta_5 = 0,0686 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$e_{56} = 2,24 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$
$\theta_6 = 0,003837 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	

Таблица 2

**Частоты свободных крутильных колебаний**

№ формы	Частота (Гц)	Частота (кол/мин)
1	29,07	1744
2	70,85	4794

Эксперимент проводился с использованием двух датчиков одновременно (рис. 4). Так как лабораторная установка симметрична относительно центральной соединительной муфты, первая форма крутильных колебаний также симметрична. Это позволяет проводить эквивалентные измерения крутильных колебаний в двух точках системы и проводить параллельные измерения двумя датчиками.

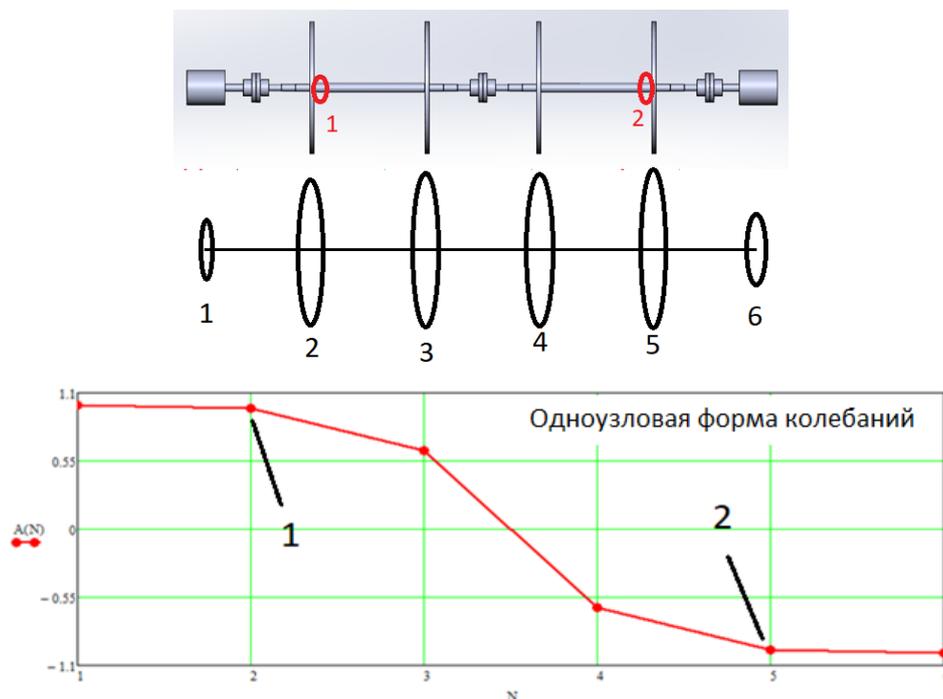
Задача эксперимента заключается в определении частоты собственных колебаний, а также амплитуды резонансных крутильных колебаний установки путём ступенчатого разгона от 200 до 1000 об/мин через каждые 20 об/мин. Для повышения точности эксперимент проводился для двух режимов нагрузки, а также не менее трёх раз для каждого режима нагрузки.

**Режим нагрузки 1:**

- амплитуда тока нагрузки – 50%;
- среднее значение тока нагрузки – 50%;
- кратность частоты нагрузки по отношению к частоте вращения – 10.

**Режим нагрузки 2:**

- амплитуда тока нагрузки – 50%;
- среднее значение тока нагрузки – 50%;
- кратность частоты нагрузки по отношению к частоте вращения – 5.



**Рис. 4. Схема установки датчиков, одноузловая форма колебаний системы: 1 – отражающая лента вибрметра 2523; 2 – трёхосевой акселерометр ZET 7152N**

Крутильные колебания наиболее точно идентифицируются при наблюдении резонанса (возрастание и снижение амплитуды вынужденных колебаний при проходе через частоту свободных колебаний). Частоты вращения, на которых ожидаются резонансы:

$$n_1 = \frac{n_{к1}}{v5} = \frac{1744}{5} = 349 \text{ об/мин,}$$

$$n_2 = \frac{n_{к1}}{v4} = \frac{1744}{4} = 436 \text{ об/мин,}$$

$$n_3 = \frac{n_{к1}}{v3} = \frac{1744}{3} = 581 \text{ об/мин,}$$

$$n_4 = \frac{n_{к1}}{v2} = \frac{1744}{2} = 872 \text{ об/мин,}$$

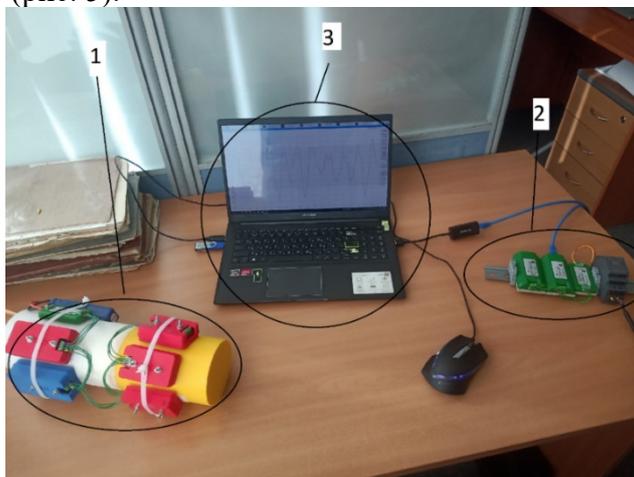
$$n_5 = \frac{n_{к2}}{v5} = \frac{4794}{5} = 959 \text{ об/мин,}$$

где  $n_{к1} = 1744$  кол/мин – частота 1 формы крутильных колебаний;  
 $n_{к2} = 4794$  кол/мин – частота 2 формы крутильных колебаний;  
 $vi$  – порядок гармоник частоты вращения.

### Описание измерительного оборудования

Для измерения крутильных колебаний использовалось следующее оборудование:

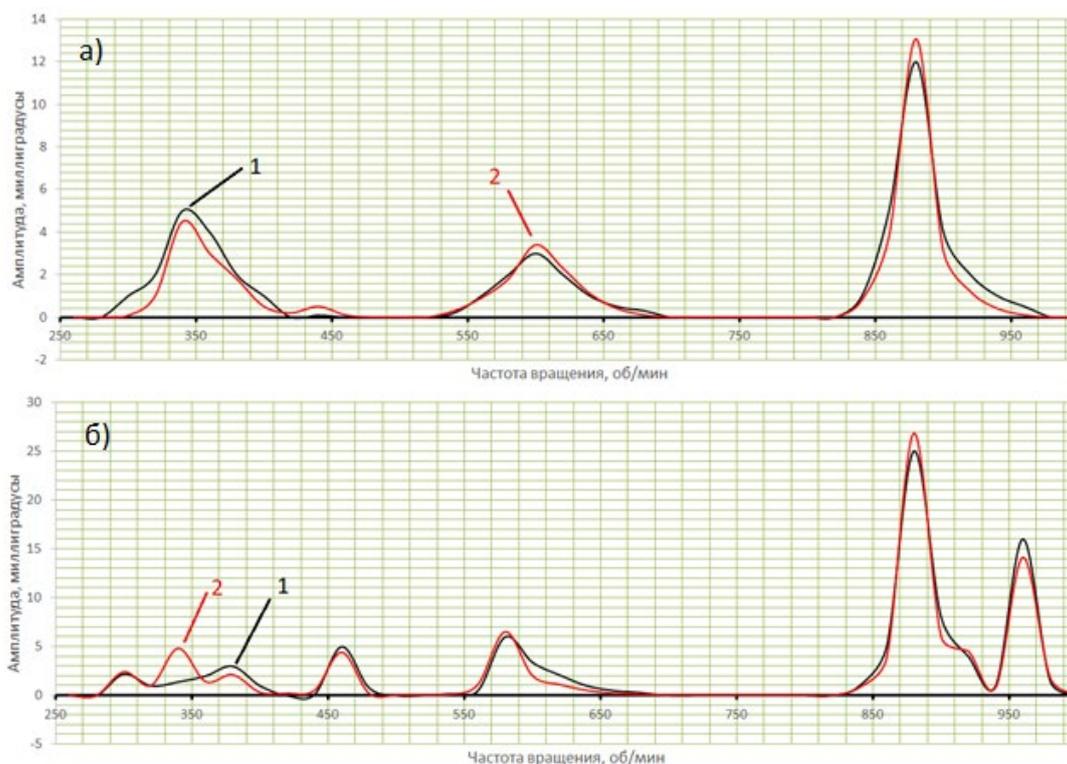
- торсионный лазерный виброметр 2523 фирмы «Брюль и Кьер» (см. рис. 1);
- система измерения крутильных колебаний на базе трёхосевого акселерометра ZET 7152N фирмы ZETLAB (рис. 5).



**Рис. 5. Система измерения крутильных колебаний на базе трёхосевого акселерометра ZET 7152N: 1 – измерительная система, вращающаяся на валу; 2 – система приёма сигнала; 3 – ПК с программой-анализатором**

### Результаты эксперимента

В ходе эксперимента по резонансам крутильных колебаний в процессе разгона и торможения лабораторной установки были получены: данные по амплитудам крутильных колебаний (рис. 6) и данные по частотам крутильных колебаний (табл. 3).



**Рис. 6. Результаты измерений в режиме нагрузки 1 (а) и режиме нагрузки 2 (б): 1 – данные измерений лазерным виброметром; 2 – данные измерений трёхосевым акселерометром**

**Формы крутильных колебаний, определённые измерениями**

№ формы	Измеренная частота (2523), кол/мин	Измеренная частота (7152N), кол/мин	Расчётная частота, кол/мин
1 (режим нагрузки 1)	1720	1730	1744
2 (режим нагрузки 1)	-	-	4794
1 (режим нагрузки 2)	1715	1718	1744
2 (режим нагрузки 2)	4809	4815	4794

**Обсуждение результатов**

Анализ зависимостей, представленных на рис. 6 и в табл. 3, показывает, что положения резонансов с собственными частотами крутильных колебаний практически совпадают при измерении виброметром типа 2523 фирмы «Брюль и Кьер» и трёхосевым акселерометром ZET 7152N фирмы ZETLAB. Наибольшая разница проявилась в режиме нагрузки 2 при резонансе на расчётной частоте вращения вала установки  $n_1=349$  об/мин. Этот незначительный резонанс был обнаружен только при помощи трёхосевого акселерометра ZET 7152N. Вполне вероятно, что это связано с возможностями программного обеспечения для анализа сигналов, с которым работают виброметры. Система измерения крутильных колебаний, основанная на ZET 7152N, использует современное ПО, которое работает на современных компьютерах и имеет более быстрый отклик, чем ПО, с которым работает виброметр типа 2523. Ввиду незначительности резонанса сам виброметр мог бы его почувствовать, но программа не успела показать.

Стоит отметить более стабильную работу системы измерения крутильных колебаний на базе трёхосевого акселерометра по сравнению с лазерным торсионным виброметром. На низких частотах вращения (до 300 об/мин), когда экспериментальная установка обладает значительной неравномерностью вращения, измерения лазерным датчиком периодически прерывались: лазерный датчик терял синхронизацию из-за сильных смещений возвращающихся лучей лазера, что привело к увеличению времени измерений. Трёхосевой акселерометр работал бесперебойно и позволил зафиксировать крутящий момент во время пуска и остановки экспериментального стенда, с измерением которых возникали сложности при использовании лазерного виброметра.

Несмотря на более стабильную работу трёхосевого акселерометра, при определении амплитуды только с его помощью возможно появление значительной погрешности. Это связано с тем, что акселерометр измеряет тангенциальное ускорение в  $\text{м/с}^2$ , и его показания необходимо пересчитывать в амплитуду. Лазерный виброметр измеряет непосредственно амплитуду крутильных колебаний.

**Заключение**

Результаты исследования позволяют судить о допустимости применения метода измерения крутильных колебаний с использованием трёхосевого акселерометра в качестве вспомогательного параллельно с лазерным виброметром при проведении диссертационного исследования. Установлено, что данный метод не уступает по точности измерений лазерному виброметру при параллельных измерениях. Для подтверждения достаточной точности измерений трёхосевым датчиком в качестве основного измерителя необходимо проведение расширенных исследований.

При работе с системой было выявлено три недостатка.

Первый недостаток заключается в наличии погрешности при пересчёте показаний датчика в искомую величину.

Второй недостаток связан с тем, что для установки системы с трёхосевым акселерометром на вал требуется свободный участок длиной 200–300 мм, что затрудняет применение этой системы на маломощных дизель генераторных, дизель компрессорных и дизель насосных установках, где свободного участка такой длины может не быть и потребуется установка

удлинительного вала. Но так как современные установки такого типа выполняются с упругими муфтами, крутильные колебания в них проявляются крайне редко, и необходимость в их торсиографировании практически отсутствует.

Третий недостаток, на данный момент только предполагаемый, связан с тем, что трёхосевой акселерометр проводит измерения относительно чувствительного элемента в самом датчике – любое перемещение акселерометра приводит к появлению сигнала. Оптический торсиограф состоит из источника сигнала, который находится на валу, и приёмника, который располагается рядом с источником. В этом случае появление сигнала происходит только при относительном перемещении источника сигнала и приёмника. В лабораторных условиях разница отсутствует, но на судне, которое подвержено качке, ситуация может измениться. Авторы предполагают, что трёхосевой акселерометр будет передавать сигнал от качки судна, в то время как в лазерном виброметре этого практически не происходит (от качки перемещаются и источник, и приёмник сигнала, нет относительного перемещения). В связи с тем, что частоты свободных крутильных колебаний намного выше, чем частоты продольной и поперечной качки судна, влияние качки на результат измерений будет незначительным.

Заявленный вклад авторов: Лапин Ю.А. – разработка и освоение методики измерений, составление программы испытаний, анализ полученных результатов; Грибиниченко М.В. – составление программы испытаний, анализ полученных результатов; Портнова О.С. – проведение измерений, анализ полученных результатов; Андрухина П.А. – корректировка программы испытаний, проведение измерений. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Волков И.А., Елчанинов Е.В., Сикарев С.Н. К проблеме торсиографирования валовых линий судов // Научные проблемы водного транспорта. 2008. № 25. С. 34–37.
2. Горбачев М.М., Колыванов В.В. Выбор методов постоянного мониторинга крутильных колебаний в судовых машинно-двигательных комплексах // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2023. № 2. С. 54–65. DOI: 10.24143/2073-1574-2023-2-54-65
3. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. Санкт-Петербург: Наука, 2007. 276 с.
4. Истомина П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС. Ленинград: Судостроение, 1968. 305 с.
5. Кудрявцев М.В. Оптический мониторинг крутильных колебаний валов // Научно-технический вестник. I сессия научной школы «Задачи механики и проблемы точности в приборостроении». 2006. № 28. С. 3–7.
6. Лапин Ю.А., Ханнанов А.М., Портнова О.С., Куренский А.В. Разработка стенда для исследования характеристик демпферов крутильных колебаний судовых валопроводов // Морские интеллектуальные технологии. 2022. № 2-1. С. 79–82. DOI: 10.37220/MIT.2022.56.2.010
7. Покусаев М.Н., Мамонтов В.А., Рубан А.Р., Ковалев О.П., Горбачев М.М. Исследование крутильных колебаний машинно-двигательного комплекса разъездного речного судна «рк-2091» проекта 376 // Морские интеллектуальные технологии. 2019. № 1-4. С. 88–92.
8. Сергеев К.О., Прыгунов А.И. Опыт применения радиоторсиографов РТ-660 на судах Северного бассейна // Вестник МГТУ. 2008. № 3. С. 493–497.
9. Harris C.M., Piersol A.G. Harris' shock and vibration handbook. 5<sup>th</sup> ed. McGRAW-HILL, 2002. 1457 p.
10. Janssens K., Britte L. Comparison of torsional vibration measurement techniques. *Proceedings of ISMA2012-USD2012*. 2012. P. 1447–1462. URL: [https://past.isma-isaac.be/downloads/isma2012/papers/isma2012\\_0841.pdf](https://past.isma-isaac.be/downloads/isma2012/papers/isma2012_0841.pdf)
11. Janssens K., Van Vlierberghe P., Claes W., Peeters B., Martens T., D'Hondt Ph. Zebra tape butt joint correction algorithm for rotating shafts with torsional vibrations. ISMA Conf., Leuven, Belgium, 20–22 Sept., 2010.
12. Ling Xiang, Shixi Yang, Chunbiao Gan. Torsional vibration measurements on rotating shaft system using laser doppler vibrometer. *Optics and Lasers in Engineering*. 2012. Iss. 50. DOI: 10.1016/j.optlaseng.2012.05.018
13. Miles T.J. etc. Torsional and bending vibration measurement on rotors using laser technology. *Journal*

- of Sound and Vibration*. 1999;226(3):441–467.
14. Yanwei Liu, Zhihao Liang, Jie Ye, Huibin Lin, Kegang Zhao. Measurement method of torsional vibration signal to extract gear meshing characteristics. *Journal of Vibroengineering*. 2018;20(2):1007-1020. DOI: 10.21595/jve.2018.18906
  15. Zixuan Yang, Zhifang Wang, Xuan Wang. Development and implementation on torsional vibration measurement of rotational machinery's shaft. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021;(1983) DOI: 10.1088/1742-6596/1983/1/012015

FEFU: SCHOOL of ENGINEERING BULLETIN. 2023. N 3/56

*Ship Power Plants and Their Elements*

[www.dvfu.ru/en/vestnikis](http://www.dvfu.ru/en/vestnikis)

Original article

DOI: <http://doi.org/10.24866/2227-6858/2023-3/35-45>

Lapin Yu., Gribinichenko M., Portnova O., Andriukhina P.

YURIY A. LAPIN, Postgraduate Student, [lapin.iua@dvfu.ru](mailto:lapin.iua@dvfu.ru)

MATVEY V. GRIBINICHENKO, Associate Professor, [gribinichenko.mv@dvfu.ru](mailto:gribinichenko.mv@dvfu.ru)

OLESYA S. PORTNOVA, Associate Professor, [portnova.os@dvfu.ru](mailto:portnova.os@dvfu.ru)

POLINA A. ANDRIUKHINA, Master Student, [andriukhina.pa@dvfu.ru](mailto:andriukhina.pa@dvfu.ru)

*Far Eastern Federal University*

Vladivostok, Russia

### Ship shaftlines torsional vibration measuring method using the three-axis accelerometer

**Abstract.** The article considers the issue of choosing the optimal method for torsional vibration measurements. The presented materials are part of a dissertation research aimed at improving the ship's shaftlines torsional vibration amplitude's calculation accuracy. The description of the torsional vibration measuring methods and their main features is given. To approve the measurements quality obtained by the chosen method, a physical experiment, which description also given in the article, was performed. The experiment's results showed that the using of the chosen method allows to higher the accuracy of obtained results.

**Keywords:** torsional vibration, torsional vibration measurements, torsiography, ship power plants, ship shaftline, seismic torsiograph, optical torsiograph, strain measurement

**For citation:** Lapin Yu., Gribinichenko M., Portnova O., Andriukhina P. Ship shaftlines torsional vibration measuring method using the three-axis accelerometer. *FEFU: School of Engineering Bulletin*. 2023;(3):35–45. (In Russ.).

Contribution of the authors: Lapin Yu.A. – measurement methods development and mastering, test program preparation, results analysis; Gribinichenko M.V. – test program preparation, results analysis; Portnova O.S. – measurements, results analysis; Andriukhina P.A. – test program improvement, measurements.

The authors declare no conflict of interests.

### REFERENCES

1. Volkov I.A., Elchaninov E.V., Sikarev S.N. On the problem of ship shaftlines torsiography. *Scientific problem of water transport*. 2008;(25):34–37. (In Russ.).
2. Gorbachev M.M., Kolyvanov V.V. Selecting methods of continuous monitoring of torsional vibrations in ship propulsion complexes. *ASTU Bulletin. Series: Marine engineering and technologies*. 2023;(2): 54–65. DOI: 10.24143/2073-1574-2023-2-54-65
3. Efremov L.V. Theory and practice of power plant's torsional vibration research using computer technology. Saint Petersburg, Science, 2007. 276 p. (In Russ.).
4. Istomin P.A. Torsional vibration of marine diesel engines. Leningrad, Shipbuilding, 1968. 305 p. (In Russ.).
5. Kudryavcev M.V. Optical monitoring of shaft's torsional vibration. *Science-technical bulletin. I Science school 1<sup>st</sup> session «Tasks of mechanic and accuration problems in instrument engineering»*. 2006;(28):3–7. (In Russ.).
6. Lapin Yu.A., Hannanov A.M., Portnova O.S., Kurenskiy A.V. Development of a laboratory-scale

- plant for the study of the characteristics of torsional vibration dampers of ship shaft lines. *Marine intellectual technologies*. 2022;(1):79–82. (In Russ.). DOI: 10.37220/MIT.2022.56.2.010
7. Pokusaev M.N., Mamontov V.A., Ruban A.R., Kovalev O.P., Gorbachev M.M. Study of the torsion vibrations of the river general service launch "rk-2091" project 376 propulsion system. *Marine intellectual technologies*. 2019;(1-4):88–92. (In Russ.).
  8. Sergeev K.O., Prygunov A.I. Experience in the use of RT-660 radiotorsiographs on vessels of the Northern marine area. *MSTU bulletin* 2008;11(3):493–497. (In Russ.).
  9. Harris C.M., Piersol A.G. Harris' shock and vibration handbook. 5<sup>th</sup> ed. McGRAW-HILL, 2002. 1457 p.
  10. Janssens K., Britte L. Comparison of torsional vibration measurement techniques. Proceedings of ISMA2012-USD2012. 2012. P. 1447–1462. URL: [https://past.isma-isaac.be/downloads/isma2012/papers/isma2012\\_0841.pdf](https://past.isma-isaac.be/downloads/isma2012/papers/isma2012_0841.pdf)
  11. Janssens K., Van Vlierberghe P., Claes W., Peeters B., Martens T., D'Hondt Ph., 2010. Zebra tape butt joint correction algorithm for rotating shafts with torsional vibrations. *ISMA Conf., Leuven, Belgium, 20–22 Sept.*, 2010.
  12. Miles T.J. etc. Torsional and bending vibration measurement on rotors using laser technology. *Journal of Sound and Vibration*. 1999;226(3):441–467.
  13. Yanwei Liu, Zhihao Liang, Jie Ye, Huibin Lin, Kegang Zhao. Measurement method of torsional vibration signal to extract gear meshing characteristics. *Journal of Vibroengineering*. 2018;20(2):1007–1020. DOI: 10.21595/jve.2018.18906
  14. Zixuan Yang, Zhifang Wang, Xuan Wang. Development and implementation on torsional vibration measurement of rotational machinery's shaft. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021;(1983). DOI: 10.1088/1742-6596/1983/1/012015