

## ДИАГНОСТИКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПО ПАРАМЕТРАМ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

С.В. Викулов

*На основе анализа экспериментального материала разработаны нормативы для оценки состояния демпфера и математическая модель прогнозирования остаточного ресурса коленчатого вала эксплуатируемых судовых дизелей.*

*Ключевые слова: судовой дизель, демпфер, коленчатый вал, крутильные колебания, спектрграмма, диагностика, прогнозирование, остаточный ресурс.*

Коленчатый вал, работающий в условиях многоциклового усталости при плоском напряженном состоянии (совместное действие изгиба и кручения), является одним из наиболее напряженных элементов, на котором концентрируется вся энергия дизеля. Вследствие длительного воздействия чрезмерных крутильных колебаний нередко случаи усталостного разрушения вала (Рисунок 1).

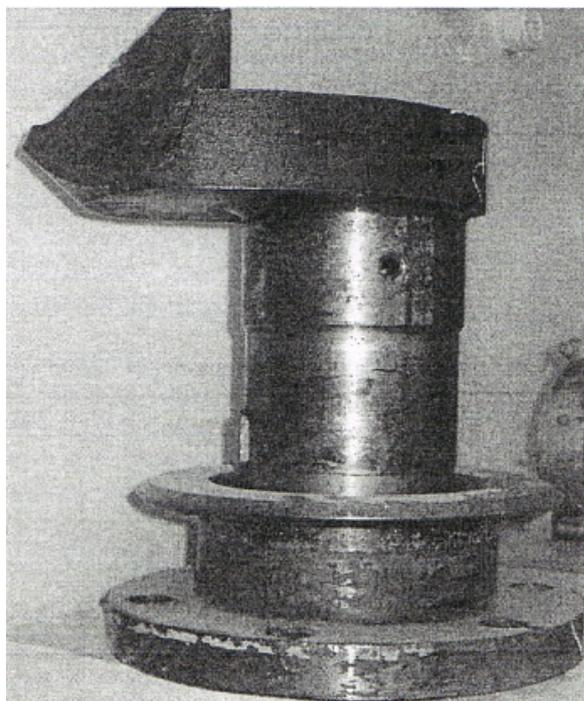


Рисунок 1 – Поломка коленчатого вала главного дизеля 6NVD26-A3

В силу сказанного, диагностика коленчатого вала в процессе эксплуатации дизеля является актуальной научной и практической задачей. В настоящей статье приводятся полученные автором результаты её решения.

Объектами исследования являлись валовые линии эксплуатируемых дизелей 6NVD26-A3 теплоходов типа „ОТ 600“ проекта 1741. Для уменьшения уровня колебаний судовых валопроводов от возмущающих моментов на резонансных режимах работы значительная часть дизельных установок оборудована гасителями колебаний различных типов [1, 2]. На исследуемых дизелях 6NVD26-A3 судов проекта 1741А, установлены герметичные силиконовые демпферы фирмы SKL (Германия). Следовательно, анализ физико-химических показателей силиконовой жидкости в процессе эксплуатации дизеля невозможен. Система непрерывного контроля технического состояния демпфера отсутствует. При отсутствии на судах систем непрерывного контроля рекомендуется использовать переносные средства диагностирования и штатные контрольно-измерительные приборы, создавая такие условия работы валовой линии, при которых исключалась бы возможность возникновения предельных напряжений. Периодический контроль над работой демпферов рекомендуется начинать после истечения 30% гарантированного срока их эксплуатации [2].

Рассмотрим вначале результаты оценки состояния демпфера крутильных колебаний. Номера контролируемых теплоходов в течение двух навигаций 2007–2008 годов, вид дизеля и его техническое состояние приведены в таблице 1. При этом дизели с работоспособными демпферами отнесены к исправному  $D_1$  техническому состоянию, а дизели, у которых была нарушена нормальная работа демпфера (заклинивание инерционной массы в корпусе, повышенная температура и отсутствие демпфера в валовой линии), были отнесены к дефектному  $D_2$  состоянию.

Измерение крутильных колебаний проводилось при помощи автоматизированного

## ДИАГНОСТИКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПО ПАРАМЕТРАМ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

измерительно-вычислительного комплекса БАГС-4 [3] в соответствии с п.3 руководства [4] и программой по торсиографированию валопроводов, согласованной с Западно-Сибирской инспекцией РРР [5]. Определение максимального развития вынужденных колебаний производилось автоматически и синхронно датчиком ТНК-1, установленном на свободном конце коленчатого вала со стороны демпфера, при работе дизеля с заданным числом оборотов. За пределами машинного отделения запись измеренных колебаний от флеш-карты через надежный порт типа USB скачивалась в аналого-цифровой преобразователь спектра ПФ-1 и обрабатывались им методом интегрального преобразования Фурье [6]. Получаемая спектрограмма является амплитудно-частотной характеристикой анализируемых крутильных колебаний. Масштаб записи амплитуды для исследуемых дизелей составил  $4 \cdot 10^{-3}$  рад/дел. В дальнейшем одно деление спектрограммы для краткости будем называть единицей.

Таблица 1 – Состояние демпфера дизелей  
исследуемых теплоходов

Теплоход	Дизель	Состояние	$\bar{A}$ , безр.
РТ-638	правый	$D_1$	1,81
РТ-673	левый	$D_1$	0,41
РТ-685	левый	$D_1$	2,12
РТ-689	левый	$D_1$	1,45
РТ-726	правый	$D_1$	2,66
РТ-787	правый	$D_1$	1,93
РТ-791	правый	$D_2$	1,61
РТ-634	левый	$D_2$	4,94
РТ-638	левый	$D_2$	5,34
РТ-673	правый	$D_2$	5,18
РТ-674	правый	$D_2$	4,30
РТ-724	левый	$D_2$	4,79
РТ-740	правый	$D_2$	4,81
РТ-786	левый	$D_2$	4,82

Анализ данных массива полученных спектрограмм, как при одинаковой частоте, так и при разных частотах вращения коленчатого вала для различных состояний демпфера, показал, что их спектральные плотности амплитудно-частотных характеристик существенно отличаются друг от друга [6 – 8]. Массив амплитудно-частотных характеристик спектрограмм, полученных при одинаковой частоте коленчатого вала, равной  $600 \text{ мин}^{-1}$ , был подвергнут статистической обработке. Для каждого интервала частот шириной в 12,2 Гц (всего 16 интервалов в диапазоне от 0 до 195 Гц) в относительных единицах масштаба амплитуд спектрограммы измерялась

величина максимальной амплитуды. Затем рассчитывались средние амплитуды  $\bar{A}$  всех интервалов частот спектрограммы каждого дизеля, величины которых приведены в таблице 1.

Сравнение статистических характеристик исправного  $D_1$  и дефектного  $D_2$  состояний демпфера, проведенное по двум известным критериям: Фишера и Стьюдента, показало, что с вероятностью 99% можно утверждать, что они относятся к разным совокупностям [7]. Было установлено, что среднее значение амплитуды  $\bar{A}$  по массиву данных дефектного состояния  $D_2$  в 2,85 раз превышает такой уровень амплитуд колебаний валопровода исправного  $D_1$  состояния демпфера.

Результаты исследования информативности параметров спектрограммы [8] показали, что эти параметры весьма информативны. Так, например, среднее значение диагностической ценности концентрации железа в работающем картерном масле составило величину 0,353 бит [9], а среднее значение общей диагностической ценности амплитуд крутильных колебаний – 0,842 бита [8], что больше примерно в 2,3 раза.

Кроме того, было установлено, что у всех дизелей с дефектным состоянием демпфера амплитуды крутильных колебаний в диапазоне частот от 0 до 200 Гц на собственной частоте 54,031 Гц одноузловой формы колебаний и собственной частоте 71,490 Гц двухузловой формы колебаний в три и более раз превышают величины амплитуд на тех же частотах у дизелей с исправными демпферами [7].

На основании изложенного в качестве диагностического параметра состояния демпфера нами была принята величина средней амплитуды  $\bar{A}$  крутильных колебаний.

Исходя из гипотезы нормального распределения величин средних амплитуд  $\bar{A}$  спектрограмм (в первом приближении), установим допустимый и предельный нормативы для оценки состояния демпфера при уровне надёжности  $P = 0,95$  и критерии Стьюдента  $t_p = 2,48$ :

$$\bar{A}_{\text{доп}} = \bar{A}(D_1) + t_p \sigma(D_1) = 1,71 + 2,48 \cdot 0,695 = 3,43 \text{ единиц или } 1,37 \cdot 10^{-2} \text{ рад};$$

$$\bar{A}_{\text{пр}} = \bar{A}(D_2) - t_p \sigma(D_2) = 1,71 + 2,48 \cdot 0,695 = 4,10 \text{ единиц или } 1,64 \cdot 10^{-2} \text{ рад}.$$

Здесь  $\bar{A}(D_1)$ ,  $A(D_2)$  — соответственно средние значения амплитуд исправного  $D_1$  и дефектного  $D_2$  состояний демпфера;  $\sigma(D_1)$ ,  $\sigma(D_2)$  — соответственно средние квадратичные отклонения исправного  $D_1$  и дефектного  $D_2$  состояний демпфера.

Рассмотрим далее результаты оценки состояния и прогнозирования ресурса работы коленчатого вала дизелей, находящихся в условиях нормальной эксплуатации.

Условно напряжения, возникающие в материале вала при работе дизеля, можно разделить на статическую и динамическую составляющие. Первая определяется передаваемым средним моментом, вторая переменной частью передаваемого крутящего момента, на которую накладываются крутильные колебания. Таким образом, коленчатый вал в нормальных условиях работает при асимметричном цикле напряжений. Вместе с тем, условия работы судовых валопроводов, выполняемых обычно из углеродистой стали, таковы, что статическая часть напряжений оказывает сравнительно малое влияние, составляя менее 30% предела текучести материала при кручении [1].

При развитии сильных крутильных колебаний, например при резонансах, амплитуда цикла может значительно превышать его среднее напряжение, а характер нагрузки приближается к симметричному циклу, при котором предел выносливости практически определяется только амплитудой цикла напряжений. Поэтому для крутильных колебаний судовых валопроводов достаточно нормировать только динамическую часть напряжений или, как принято называть, напряжения от крутильных колебаний. В области речного судостроения нормирование параметров крутильных колебаний валопроводов осуществляется Правилами Речного Регистра РФ [4].

При комплексном решении проблемы прогнозирования необходимо в первую очередь исследовать характер деградации объекта во времени. Теоретический анализ и полученные результаты экспериментальных исследований [6 – 8, 10] показали, что весь комплекс явлений, составляющих существо процесса накопления усталостных повреждений при циклических нагрузках, приводит к росту интенсивности крутильных колебаний валопровода СЭУ.

В качестве критерия накопления усталостных повреждений нами рассматривается средняя амплитуда  $\bar{A}$  крутильных колебаний

спектрограммы, получаемой с исправных дизелей [10]. Эта амплитуда, согласно закону Гука, пропорциональна крутящим моментам и напряжениям, поэтому для целей прогнозирования отпадает необходимость перевода её в напряжения.

Полученный массив экспериментальных данных исправного состояния  $D_1$  дизелей по всем элементам валовой линии, подвергнутый предварительной статистической обработке, представлен в таблице 2.

Таблица 2 – Массив экспериментальных данных исправного состояния демпфера

Теплоход	Дизель	$t$ , тыс. ч	$\bar{A}$ , безр.
РТ-673	левый	10,52	0,41
РТ-689	левый	30,41	1,45
РТ-638	левый	37,51	1,81
РТ-791	правый	38,22	1,61
РТ-787	правый	39,15	1,93
РТ-685	левый	52,66	2,12
РТ-726	правый	56,20	2,66
Среднее значение		37,81	1,71

Для изучения характера статистической связи между средней амплитудой  $\bar{A}$  и наработкой дизелей  $t$  использовались методы корреляционного и регрессионного анализов [11]. Обработка экспериментального материала таблицы 2 методом наименьших квадратов позволила установить наличие довольно тесной зависимости, представленной линейной регрессионной моделью (рисунок 1)

$$\bar{A} = 5,04 \cdot 10^{-3} + 4,51 \cdot 10^{-2} t, \quad (1)$$

Здесь  $k = 4,51 \cdot 10^{-2}$  тыс. ч – угловой коэффициент прямой (1) с коэффициентом корреляции  $r = 0,975$  и относительной ошибкой аппроксимации  $\delta = 8,81\%$  при уровне доверительной вероятности  $P = 0,95$ .

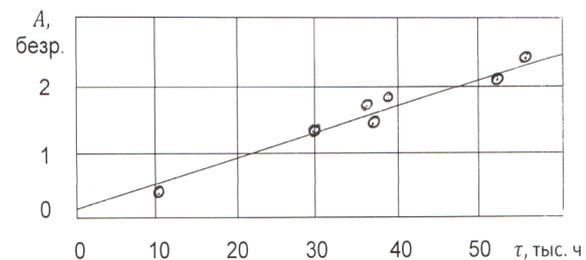


Рисунок 1 – Зависимость средней амплитуды крутильных колебаний от наработки дизеля:  
○ - экспериментальные точки

## ДИАГНОСТИКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПО ПАРАМЕТРАМ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Таким образом, полученная математическая модель (1) деградации объекта открывает путь к построению общей модели прогнозирования остаточного ресурса двигателей методом исследования крутильных колебаний, в гармоническом анализе которых содержится комплексная информация о техническом состоянии двигателя в целом и о состоянии валовой группы в частности.

Получим прогнозную формулу для определения остаточного ресурса коленчатого вала дизеля на основе зависимости (1).

Схему алгоритма прогнозирования проиллюстрируем рисунком 2, на котором обозначены:  $t_i$  – наработка дизеля на момент измерения, тыс. ч;  $t_{пр}$  – предельная наработка дизеля, тыс. ч;  $t_{ост}$  – остаточный ресурс;  $\alpha_0$  – угловой коэффициент зависимости (1).

Остаточный ресурс определится как

$$t_{ост} = t_{пр} - t_i \quad (2)$$

Считая, что полученная реализация (точка  $i$ ), относящаяся к области нормального развития крутильных колебаний, также следует линейному закону, можно записать:

$$t_{ост} = \frac{\bar{A}_{доп} - \bar{A}_i}{\alpha_i} \quad (3)$$

где  $\bar{A}_{доп}$  – допустимая величина средней амплитуды спектрограммы;  $\bar{A}_i$  – допустимая амплитуда  $i$  – ой реализации;  $\alpha_i = \bar{A}_i / t_i$  – угловой коэффициент гипотетической прямой  $i$  – ой реализации.

Тогда прогнозная формула будет иметь вид

$$t_{ост} = \frac{\bar{A}_{доп} - \bar{A}_i}{\alpha_i} \cdot t_i = \left( \frac{\bar{A}_{доп}}{\bar{A}_i} - 1 \right) \cdot t_i \quad (4)$$

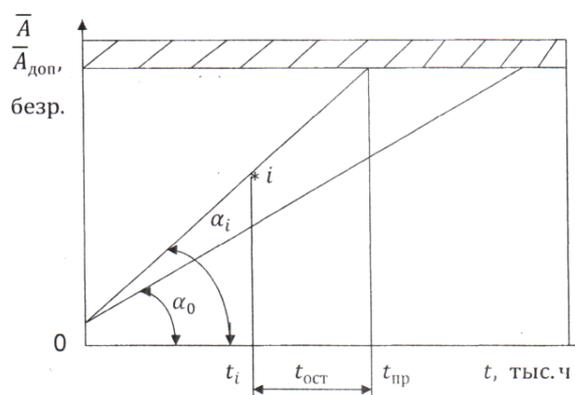


Рисунок 2 – Схема прогнозирования

На рисунке 2 через  $\alpha_0$  и  $\alpha_i$  соответственно обозначены углы наклона регрессионной прямой (1) и гипотетической прямой  $i$  – ой реализации (точка  $i$ ). При этом  $\alpha_0 = \bar{A}_0 / t_0$ , а  $\alpha_i = \bar{A}_i / t_i$ .

Так как рассматривался массив исправных дизелей, то допустимую величину средней амплитуды  $\bar{A}_{доп}$  можно вычислить по формуле (1) для правого дизеля теплохода «РТ-726» при максимальной наработке вала 56,2 тыс. часов. Эта величина по теоретической регрессионной модели составит  $\bar{A}_{доп} = 2,54$  единиц или  $10 \cdot 10^{-3}$  радиан.

Приведём пример вычисления. Пусть получена реализация  $t_i = 24$  тыс. ч. Тогда по формуле (4) получим  $t_{ост} = 9,333$  тыс. ч.

По результатам накопленного опыта использования предлагаемой методики прогнозирования при эксплуатации дизелей, регрессионная модель вида (1), а также допустимая средняя амплитуда  $\bar{A}_{доп}$  крутильных колебаний могут корректироваться экспертным советом технического менеджмента судовой компании. Продлевать ресурс целесообразно на период следующей навигации  $t_{пр}$ . Тогда необходимо выполнять условие, чтобы  $t_{ост} > t_{пр} \approx 2,5$  тыс. ч (в зависимости от региона эксплуатации).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агуреев, А.Г. Крутильные колебания и надёжность судовых валопроводов / А.Г. Агуреев, Ю.С. Баршай. – М.: Транспорт, 1982. – 112 с.
2. Родин, П. Диагностика демпферов / П. Родин, Б. Мельников // Судостроение. – 1998. – № 10. – С. 70-71.
3. Глушков, С.П. Автоматизированный измерительно-вычислительный комплекс для регистрации крутильных колебаний энергетических установок БАГС-4 / С.П. Глушков, А.М. Барановский, С.С. Глушков // Сибирский научный вестник. – 2006. – Вып. 9. – С. 109-112.
4. Р.009–2004. Руководство. Расчет и измерение крутильных колебаний валопроводов и агрегатов. – М.: Российский Речной Регистр, 2004. – 14 с.
5. Расчет крутильных колебаний валопровода: № 19.02/1741–8, от 14.01.2003 г. – Новосибирск: ЗАО «ИПС», 2003. – 37 с.
6. Викулов, С.В. Анализ амплитудно-частотной характеристики крутильных колебаний валовой линии судового дизеля / С.В. Викулов // Научн. проблемы трансп. Сибири и Дальнего Востока. – 2012. – № 1. – С. 257–260
7. Викулов, С.В. Оценка и анализ технического состояния силиконового демпфера крутильных колебаний судового дизеля / С.В. Викулов // Научн.

проблемы трансп. Сибири и Дальнего Востока. – 2012. – № 1. – С. 260–263.

8. Викулов, С.В. Информативность диагностических параметров спектрограммы крутильных колебаний валопровода СЭУ // С.В. Викулов // Научн. проблемы трансп. Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 1. – С. 137–139

9. Викулов, С.В. Основы технической диагностики судовых дизелей по комплексу параметров работающего моторного масла / С.В. Викулов. – Новосибирск: Изд-во Новосиб. гос. академ. вод. трансп., 2011. – 176 с.

10. Викулов, С.В. Критерий усталостной долговечности коленчатого вала дизеля / С.В. Викулов, С.С. Глушков, С.В. Штельмах // Научн. проблемы трансп. Сибири и Дальнего Востока. – 2008. – № 1. – С. 201-202.

11. Вознесенский, В.А. Статистические методы планирования в технико-экономических исследованиях / В.А. Вознесенский. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 263 с.

**Викулов С.В.**, к.т.н., доц.,  
доцент кафедры «Сопротивление материалов  
и подъемно-транспортные машины»,  
моб. тел.: 8-913-939-0809,  
Новосибирская государственная академия  
водного транспорта, Новосибирск.