

Л. М. Денисова, А. И. Миронов

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ РАЗЛИЧНЫХ УЧАСТКОВ ГРЕБНОГО ВАЛА СУДОВ

L. M. Denisova, A. I. Mironov

COMPARATIVE ANALYSIS OF OWN FREQUENCIES OF VARIOUS SITES OF SHIPS PROPELLER SHAFT

На примере валопроводов конкретных судов рассмотрены собственные частоты участков гребного вала. Установлено, что наименьшую собственную частоту имеет консоль гребного вала с расположенным на ней гребным винтом.

Ключевые слова: гребной вал, собственные частоты, анализ.

Own frequencies of sites of a propeller shaft are considered on the example of shaft lines of specific ships. It is established that the console of a propeller shaft with a propeller screw has the least own frequency.

Key words: propeller shaft, own frequencies, analysis.

Вибрация кормовой оконечности судна в значительной степени определяется колебаниями судового валопровода. Именно поэтому валопровод обычно конструируется так, чтобы низшая частота его свободных колебаний не менее чем на 20–30 % отличалась от лопастной частоты (частота возмущающей силы, умноженная на число лопастей винта).

При расчете первой, т. е. низшей, собственной частоты изгибных колебаний валопровода он рассматривается как неразрезная балка на жестких точечных опорах с сосредоточенной массой M на конце, равной массе винта с присоединенной к нему массой воды, равной, по разным оценкам, 0,8–1,0 массы винта (рис. 1).

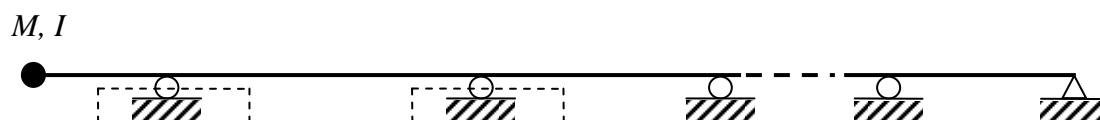


Рис. 1. Расчетная схема валопровода (пунктиром показаны дейдвудные подшипники);
 M, I – соответственно масса и момент инерции винта

Недостатком такой расчетной схемы является то, что длиной дейдвудных подшипников, которая может достигать 3–4 диаметров вала, т. е. превышать 1,0–1,5 м для крупнотоннажных судов, пренебрегают.

Известны неоднократные случаи возникновения существенной вибрации в кормовой оконечности транспортных и рыбопромысловых судов после некоторого срока их эксплуатации, что не находит объяснения при использовании такой расчетной схемы (на точечных опорах).

В научной литературе имеются работы, в которых предпринимались попытки исправить недостаток данной расчетной схемы, но в итоге расчет, как правило, сводился к балкам на точечных опорах.

Учет изменения длины контакта вала с подшипником делает задачу по исследованию поперечных колебаний валопровода нелинейной. В этом случае исчезает само понятие собственной частоты, т. к. движение вала зависит от длины контакта с подшипником и, как следствие, от амплитуды колебаний. Аналитическое решение задачи в точной постановке становится невозможным, но численные методы и современные ЭВМ позволяют решать задачу, хотя решение все равно является сложным и трудоемким.

Из теории колебаний известно [1], что в сложной механической системе «резонировать» может любая ее часть, собственная частота которой совпадает с частотой изменения возмущающей силы, поэтому для исследования колебаний валопровода нами использована методика, состоящая из 2-х этапов:

- 1) определение участка гребного вала, имеющего минимальную собственную частоту;
- 2) исследование колебаний участка гребного вала с низшей частотой с учетом отрыва вала от подшипника в процессе колебаний.

Данной работой завершается первый этап исследования.

По длине валопровода были выделены участки, собственная частота которых может иметь наименьшее значение, в соответствии с рис. 1:

- а) консоль с гребным винтом;
- б) дейдвудная часть;
- в) внедейдвудные пролеты.

При этом учитывалось опирание выделенных участков на длинные податливые дейдвудные подшипники.

Каждый участок гребного вала рассматривался как балка ступенчато-постоянного сечения, дейдвудные подшипники моделировались упругим основанием с жесткостью C . Отрыв балки от основания на данном этапе расчета не учитывался. Концы балок принимались упруго закрепленными (рис. 2).

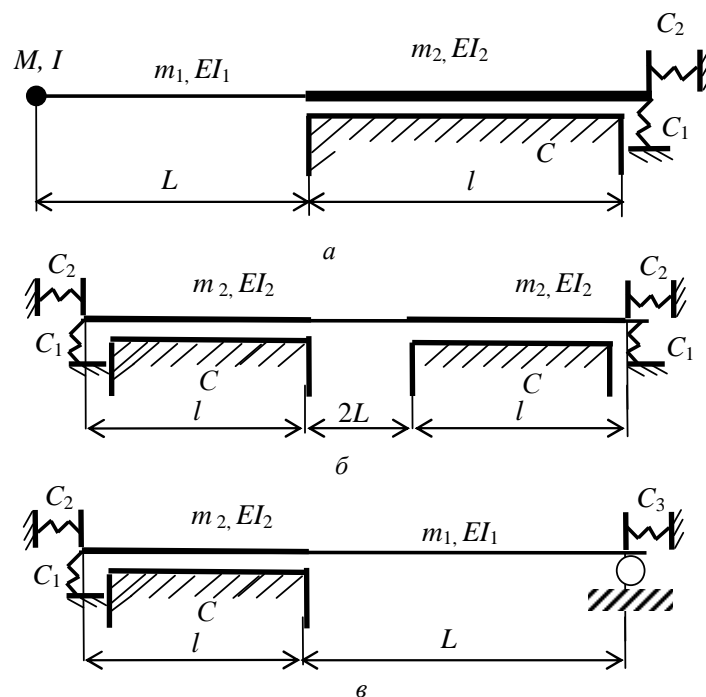


Рис. 2. Рассмотренные участки гребного вала

Полное решение рассматриваемой задачи вылилось в достаточно большое число частных задач, решение которых имеет самостоятельное значение. К настоящему времени можно считать, что все частные решения в основном выполнены. Все разрешающие уравнения получены в безразмерных параметрах, что делает решение более общим и существенно сокращает и упрощает анализ влияния различных параметров балки на ее собственную частоту. Например, для балки, изображенной на рис. 2, а, переход от 11 физических параметров к 6-ти безразмерным сокращает объем вычислений в $2^5 = 32$ раза. Кроме того, безразмерные коэффициенты могут быть использованы при моделировании колебаний и при проведении экспериментальных исследований. При анализе влияния параметров системы на собственную частоту сделана попытка применить теорию планирования эксперимента [2].

Результаты промежуточных исследований опубликованы в [2–6].

Используя полученные результаты, мы вычислили собственные частоты для конкретных гребных валов. Для вычислений использовались специально разработанные программы для ПЭВМ на алгоритмическом языке QBasic.

В табл. 1 приведены параметры гребных валов 4-х судов. Из таблицы видно, что параметры валопроводов меняются в достаточно широких пределах, поэтому полученные результаты можно считать общими.

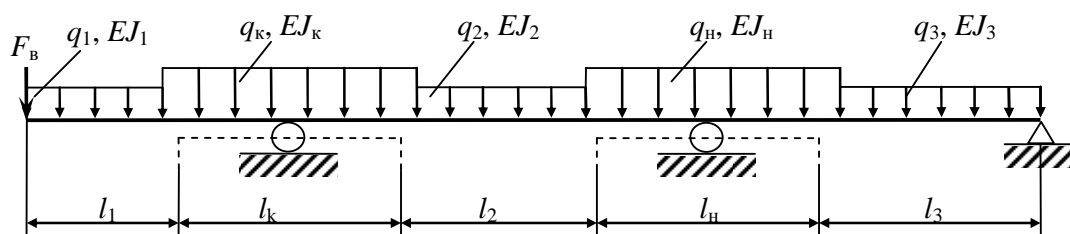
Таблица 1

Значения параметров гребного вала (рис. 3)

№	$l_1, \text{м}$	$l_k, \text{м}$	$l_2, \text{м}$	$l_n, \text{м}$	$l_3, \text{м}$	$F_B, \text{кН}$	$q_1, \text{кН/м}$	$q_k, \text{кН/м}$	$q_2, \text{кН/м}$
1	0,6	0,56	1,44	0,42	1,365	4,0	1,201	2,156	1,201
2	0,815	1,78	0,54	0,25	1,855	69,5	10,8	10,8	10,8
3	0,715	0,76	1,2	0,57	1,14	5,5	2,212	2,212	2,212
4	0,61	1,43	1,2	0,72	2,44	28,14	4,647	6,984	4,647

Продолжение табл. 1

№	$q_n, \text{кН/м}$	$q_3, \text{кН/м}$	$EI_1, \text{кН} \cdot \text{м}^2$	$EI_k, \text{кН} \cdot \text{м}^2$	$EI_2, \text{кН} \cdot \text{м}^2$	$EI_n, \text{кН} \cdot \text{м}^2$	$EI_3, \text{кН} \cdot \text{м}^2$
1	2,156	1,035	$3,960 \cdot 10^3$	$7,097 \cdot 10^3$	$3,960 \cdot 10^3$	$7,097 \cdot 10^3$	$2,944 \cdot 10^3$
2	10,8	8,1	$4,655 \cdot 10^5$	$4,655 \cdot 10^5$	$4,655 \cdot 10^5$	$4,655 \cdot 10^5$	$2,893 \cdot 10^5$
3	2,212	1,201	$1,343 \cdot 10^4$	$1,343 \cdot 10^4$	$1,343 \cdot 10^4$	$1,343 \cdot 10^4$	$3,96 \cdot 10^3$
4	6,984	4,647	$6,34 \cdot 10^4$	$9,37 \cdot 10^4$	$6,34 \cdot 10^4$	$9,37 \cdot 10^4$	$6,34 \cdot 10^4$

Рис. 3. Параметры гребного вала: F_B – вес винта; l_i, q_i, EI_i – соответственно длина, погонный вес, изгибная жесткость сечения i -го участка вала

В табл. 2 приведены собственные частоты рассмотренных частей валопровода, из анализа которых следует однозначный вывод: наименьшую собственную частоту имеет консольный участок гребного вала. В действительности его собственная частота будет еще меньше, т. к. при вычислении частот, приведенных в табл. 2, не учитывалась присоединенная масса воды и момент инерции винта.

Таблица 2

Круговая частота ω участков гребного вала

Валопровод		$\omega, 1/\text{с}$	Участки гребного вала		
			а	б	в
1	С, кПа	$1 \cdot 10^7$	258	1 279	1 470
		$2 \cdot 10^6$	221	922	1 604
2	С, кПа	$1 \cdot 10^8$	237	7 050	1 896
		$2 \cdot 10^7$	174	–	2 047
3	С, кПа	$1 \cdot 10^7$	261	1 714	2 372
		$2 \cdot 10^6$	216	1 146	2 643
4	С, кПа	$1 \cdot 10^7$	268	1 824	1 046
		$2 \cdot 10^6$	204	1 016	812

На этом первый этап исследований можно считать законченным и можно переходить к следующему – изучению колебаний консольного участка валопровода при одностороннем взаимодействии вала с дейдвудным подшипником.

В заключение отметим: при вычислении собственных частот, значения которых приведены в табл. 2, принимались значения $C_1 = \infty$ и $C_2 = 0$, т. е. шарнирное опирание. Может возникнуть вопрос: справедлив ли вывод о наименьшей частоте консольного участка при других способах закрепления? В связи с этим были проведены вычисления частот консольного участка при других условиях закрепления.

В табл. 3 приведены значения частот для граничных условий: $C_1 = \infty$; $C_2 = 0$ – шарнирная опора; $C_1 = \infty$; $C_2 = \infty$ – жесткое защемление; $C_1 = 0$; $C_2 = 0$ – свободный конец; $C_1 = 0$; $C_2 = \infty$ – «вертикальный ползун».

Таблица 3

Влияние граничных условий на круговую частоту ω
(на примере стержня с консолью – расчетная схема на рис. 2, а)

Валопровод		$\omega, 1/c$	Граничные условия			
			$C_1 = \infty; C_2 = 0$	$C_1 = \infty; C_2 = \infty$	$C_1 = 0; C_2 = 0$	$C_1 = 0; C_2 = \infty$
1	С, кПа	$1 \cdot 10^7$	258	260	256	256
		$2 \cdot 10^6$	221	222	198	214
2	С, кПа	$1 \cdot 10^8$	237	240	236	236
		$2 \cdot 10^7$	174	175	157	168
3	С, кПа	$1 \cdot 10^7$	261	262	260	260
		$2 \cdot 10^6$	216	217	201	208
4	С, кПа	$1 \cdot 10^7$	268	269	268	268
		$2 \cdot 10^6$	204	205	196	198

Из сравнения видно, что:

- 1) граничные условия несущественно влияют на собственную частоту;
- 2) влияние граничных условий зависит от жесткости действующей опоры: чем больше жесткость, тем меньше влияние.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дондошанский В. К. Расчет колебаний упругих систем на ЭВМ. – М.; Л.: Машиностроение, 1965. – 368 с.
2. Миронов А. И., Денисова Л. М. Исследование собственных частот гребного вала // Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин: материалы науч. конф. / под ред. акад. К. С. Колесникова, 1–5 окт. 2002 г., г. Астрахань. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 2002. – С. 266–268.
3. Миронов А. И., Денисова Л. М. Метод оценки собственных частот валопровода судов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Морская техника и технология. – 2000. – С. 44–49.
4. Миронов А. И., Денисова Л. М. Влияние действующих подшипников на колебания валопроводов судов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. – 2004. – № 1 (20). – С. 125–130.
5. Миронов А. И. К исследованию собственных частот поперечных колебаний гребных валов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. – 2006. – № 2 (31). – С. 268–273.
6. Денисова Л. М., Миронов А. И., Халявкин А. А. К исследованию поперечных колебаний валопроводов судов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 95–99.

Статья поступила в редакцию 16.03.2011

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Денисова Лидия Михайловна – Астраханский государственный технический университет; старший преподаватель кафедры «Теоретическая и прикладная механика»; тел.: 8 (8512) 614-160.

Denisova Lydia Mikhaylovna – Astrakhan State Technical University; Senior Teacher of the Department "Theoretical and Applied Mechanics"; tel. 8 (8512) 614-160.

Миронов Альфред Иванович – Астраханский государственный технический университет; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры «Теоретическая и прикладная механика»; тел.: 8 (8512) 614-160.

Mironov Alfred Ivanovich – Astrakhan State Technical University; Candidate of Technical Science, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department "Theoretical and Applied Mechanics"; tel. 8 (8512) 614-160.