

Л.В. Ефремов, М.Ю. Иванов

ОСОБЕННОСТИ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИНТО-РУЛЕВЫХ КОЛОНОК С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

При расчете крутильных колебаний дизельных силовых установок основным элементом их крутильной схемы является группа масс дизеля. Этот элемент располагается в начале системы и именно в нем возникают возмущающие моменты, которые создают опасные напряжения в элементах установки. Принято считать, что возмущающие моменты от других возможных источников (например, от гребного винта) существенно ниже возмущающих моментов дизеля и поэтому в расчетах ими обычно пренебрегают.

При наличии в системе зубчатых передач часть системы за редуктором приводится к частоте вращения двигателя. При этом порядки возмущающего момента дизеля не требуют редуцирования.

Однако указанные традиции расчета не отвечают особенностям конструкции силовых установок нового типа – винто–рулевых колонок (ВРК) с приводом от электродвигателя.

Эти особенности были выявлены при экспертизе расчетов крутильных колебаний (TVA-Torsional Vibration Analysis), выполненных фирмой Вулкан по заказу проектанта ВРК с применением метода Хольцера (а не «метода цепных дробей» [4], принятого в отечественном судостроении для расчета свободных колебаний).

Поскольку в отчете не была приведена методика указанных расчетов (связанных с оценкой амплитуд), то была поставлена задача обоснования собственных алгоритмов и программ поверочных расчетов крутильных колебаний ВРК на основе метода Хольцера.

Для решения задачи были использованы данные о расчете ВРК типа АКВАМАСТЕР, имеющих следующие характеристики.

Электродвигатель ВРК мощностью 2000 киловатт при 1000 1/мин работает в диапазоне от 0 до 1260 1/мин по винтовой характеристике. Редуктор имеет передаточное отношение на винт 0.2078. Между электродвигателем и редуктором установлена упругая фирмы Вулкан марки RATO-DS 27D5 (см. рис. 1).

Следует обратить внимание на то, что в этой установке колебания возбуждаются не электродвигателем, а возмущающими моментами гребного винта первого и второго лопастного порядка. В отчете показано, что первый лопастной порядок равен 0.8312, а второй - 1.6623. Образование таких дробных порядков требует следующего разъяснения. Дело в том, что речь идет о порядках возмущений от

четырёх лопастного гребного винта, которые равны 4 для первого лопастного порядка и 8 – для второго лопастного порядка при частоте вращения гребного винта. Расчет же крутильных колебаний будет выполняться для частоты вращения электродвигателя и поэтому эти порядки надо привести к этим оборотам путем умножения на передаточное отношение, равное 0.2078 . Отсюда следует, что $4 \cdot 0.2078 = 0.8312$ и $8 \cdot 0.2078 = 1.6623$.

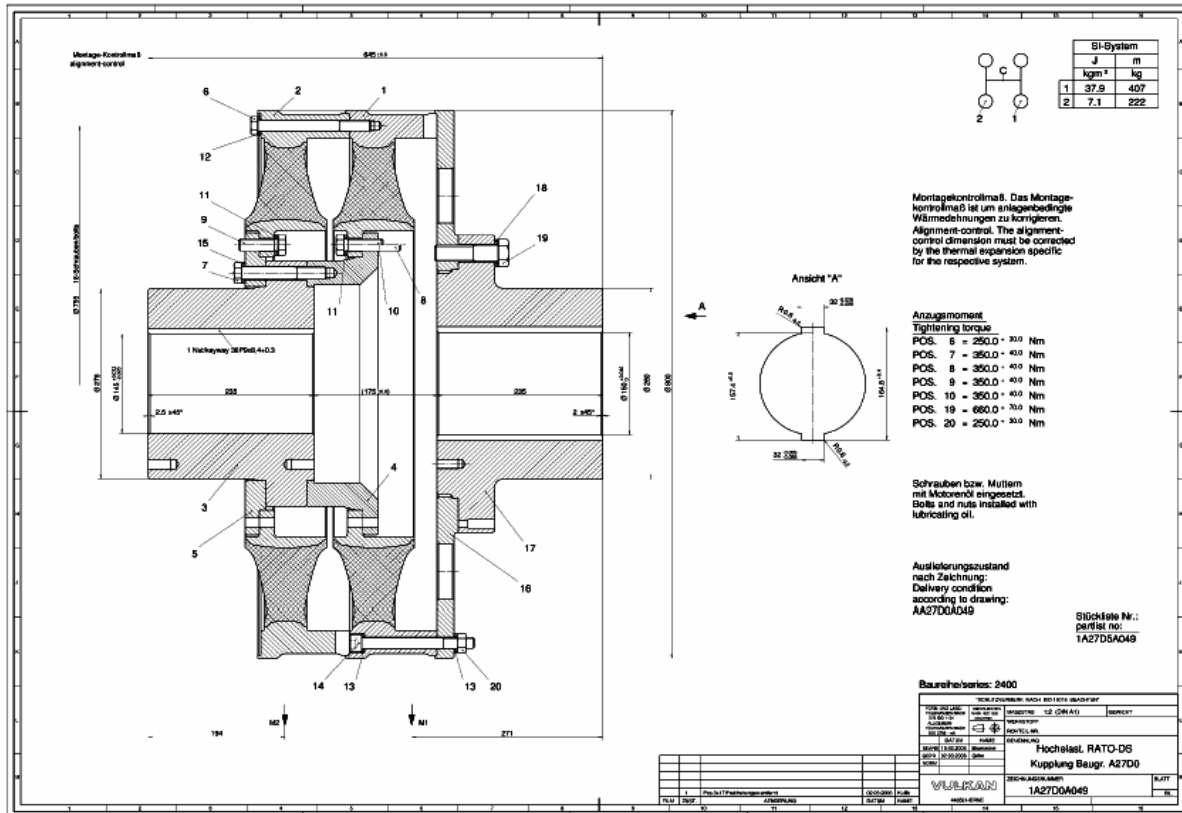


Рисунок 1. Чертеж упругой муфты RATO-DS 27D5

При этом амплитуда гармонического возбуждения принята 6 % и 2 % от передаваемого крутящего момента в двигателе соответственно. Важно отметить, что при векторном суммировании амплитуд этих гармоник используется их алгебраическая, а не геометрическая сумма. Это существенно упрощает расчеты при сохранении приемлемой достоверности результата, как было показано в работе [1].

В фирменном расчете приводится таблица основных характеристик упруго-массовой системы для двух режимов включения ВРК. Таблица содержит данные о номере и названии элемента, моменте инерции массы, кг м^2 , жесткость (а не податливость!!) элемента между массами, МНм/рад , а так же - о передаточном отношении.

На фрагменте 1 приводится копия этой таблицы, которая включена в разработанную нами программу расчета для Регистра.

Следует отметить следующие особенности этой 22-массовой системы данного ВРК.

Во-первых, в составе масс (столбец 1) имеются элементы с нулевыми значениями масс (2, 6, 8 и др.), что связано с необходимостью оценки эластических моментов в зубчатых или шлицевых соединениях. Отметим, что введение таких элементов не приводят к усложнению расчетов.

B0 =				
	0	1	2	3
0	"Элемент"	"МИМ, кгм2"	"ЖСТК, Мнм/рад"	"ПО"
1	"Элдвиг"	274.68	"inf"	1
2	"Вал"	0	4.02	1
3	"Муфта (1)"	37.9	0.21	1
4	"Муфта (2)"	7.1	"inf"	1
5	"Фланец"	0.91	"inf"	1
6	"Вал"	0	0.89	1
7	"Фланец"	3.02	"inf"	1
8	"Вал"	0	3.55	1
9	"Фланец"	6	"inf"	1
10	"Вал"	0	17.37	1
11	"Колесо, z=24"	4.2	"inf"	1
12	"Колесо, z=33"	14.66	"inf"	0.7273
13	"Вал"	0	12.1	0.7273
14	"Зуб"	4.38	"inf"	0.7273
15	"Вал"	0	69.93	0.7273
16	"Зуб"	5.19	"inf"	0.7273
17	"Вал"	0	8.34	0.7273
18	"Колесо, z=14"	5.16	"inf"	0.7273
19	"Колесо, z=49"	226.4	"inf"	0.2078
20	"Вал"	0	63.76	0.2078
21	"Фланец"	7.1	"inf"	0.2078
22	"Винт"	1.413·10 ³	"inf"	0.2078

Фрагмент 1

Во-вторых, по той же причине в составе упругих соединений масс так же введено 12 участков с бесконечной «Infinite» жесткостью (т.е. с нулевой податливостью). Напомним, что величины жесткости по методике [1] надо преобразовать в податливость, как обратную величину жесткости.

В третьих – для элемента № 3 «Муфта 1» применена линейная характеристика, поскольку она составляет постоянную величину 0.210 МНм/рад при всех долевыми значениях крутящего момента. В общем случае податливость упругих резинометаллических муфт может быть нелинейной величиной, т.е. зависящей от передаваемого крутящего момента. Это значительно и не оправдано усложнило бы расчетные процедуры.

Четвертая особенность заключается в том, что первый номер жесткости, так же как в нашей методике [1], совпадает с номером

массы ее присоединения.

В таблице не показаны два последних столбца с характеристиками демпфирования элементов. В нашей методике [1] они добавлены в процедуру приведения системы к безразмерному виду.

Рассмотренная таблица системы на фрагменте 1 нужна для расчета свободных колебаний по методу Хольцера как в фирменном, так и нашем (см. фрагмент 2) расчете .

$M(D) :=$ a_{i-1} $M_i \rightarrow D \times q_i$ $\text{for } i \hat{=} 2..ks$ $\left \begin{array}{l} a_i \rightarrow 1 - \mathbf{\hat{a}}^i (M_{i-1} \times E_{i-1}) \\ i = 2 \end{array} \right.$ $M_i \rightarrow a_i \times D \times q_i + M_{i-1}$ $\text{return } M_i$
--

Таблица 1

Узлы	TVA	Наш расчет	%
1	416.23	416.341	0.0267
2	2328.6	2329.172	0.0246
3	3359.93	3360.136	0.0061
4	3763.02	3765.977	0.0785
5	6680.9	6680.943	0.0006

Фрагмент 2

Результаты расчета свободных колебаний шести форм практически совпали (см. таблицу 1), что подтверждает корректность разработанной методики [1] .

При оценке результатов расчета свободных колебаний данного ВРК были определены резонансные частоты лопастных порядков n_{fn} , которые могут попасть в рабочий диапазон вращения двигателя

Эта задача решается по известному выражению

$$n_{fn} = N_f / n, \quad (1)$$

где N_f - частота свободных колебаний f – й формы, кол/мин, n - порядок колебаний. Результаты расчета сведены в табл. 2.

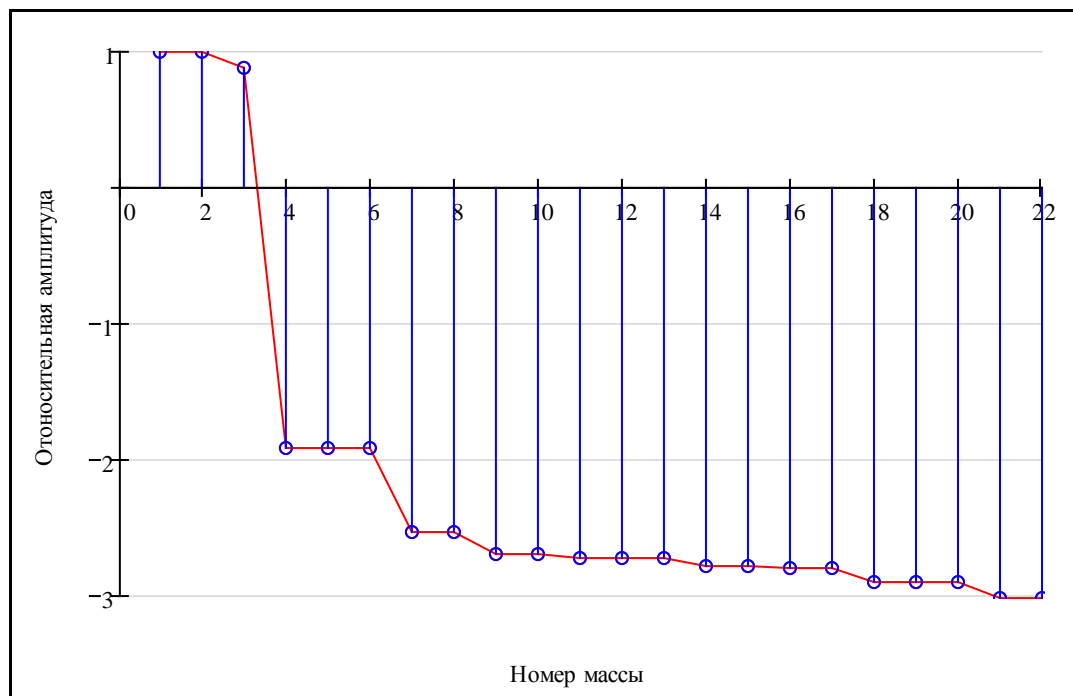
Таблица 2

Номер порядка	Порядок	Резонансные об/мин для форм колебаний				
		1 (416.23)	2 (2328.60)	3 (3359.93)	4 (3763.02)	5 (6680.9)
1	0.8312	500.76	2801.49	4042.26	4527.20	8037.6
2	1.6624	250.38	1400.78	2021.13	2263.60	4018.8

Данные таблицы подтверждают, что практическое значение имеют только резонансы лопастных порядков одноузловой формы при 500.76 об/мин (первый лопастной порядок) и 250.38 об/мин (второй

лопастной порядок). Резонансы от других форм не попадают в рабочий диапазон оборотов и их рассматривать далее не следует.

Разработанная программа позволила оценить основные характеристики этой формы свободных колебаний (фрагмент 3).



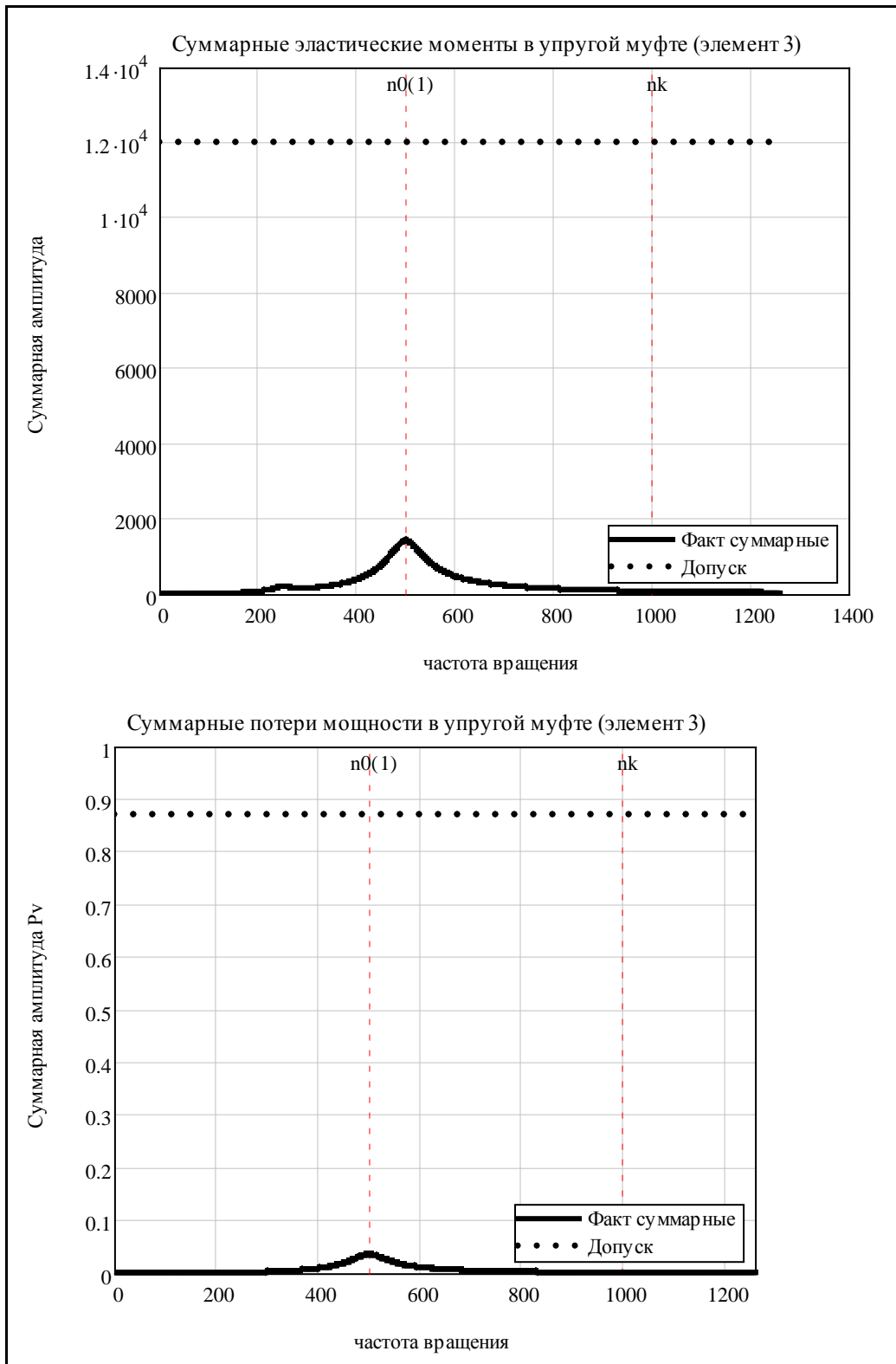
Фрагмент 3

После расчета свободных колебаний были определены амплитуды первой массы систем при резонансах лопастных порядков, а затем сделана оценка эластических моментов от резонансных и вынужденных колебаний тех же порядков в наиболее напряженных участках системы: № 3 - «Муфта 1», № 11 - «зубчатое зацепление $z = 24$ » и № 18 - «зубчатое зацепление $z = 14$ » (по таблице фрагмента 1).

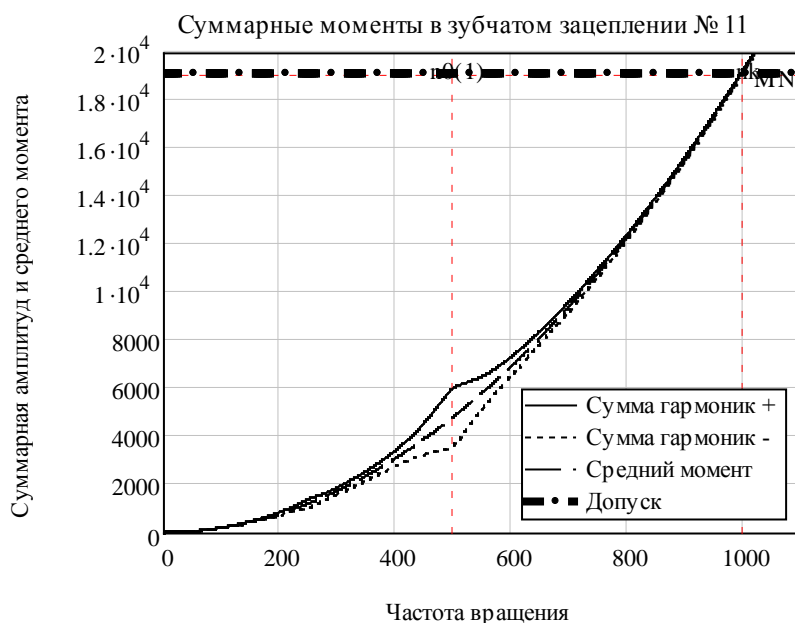
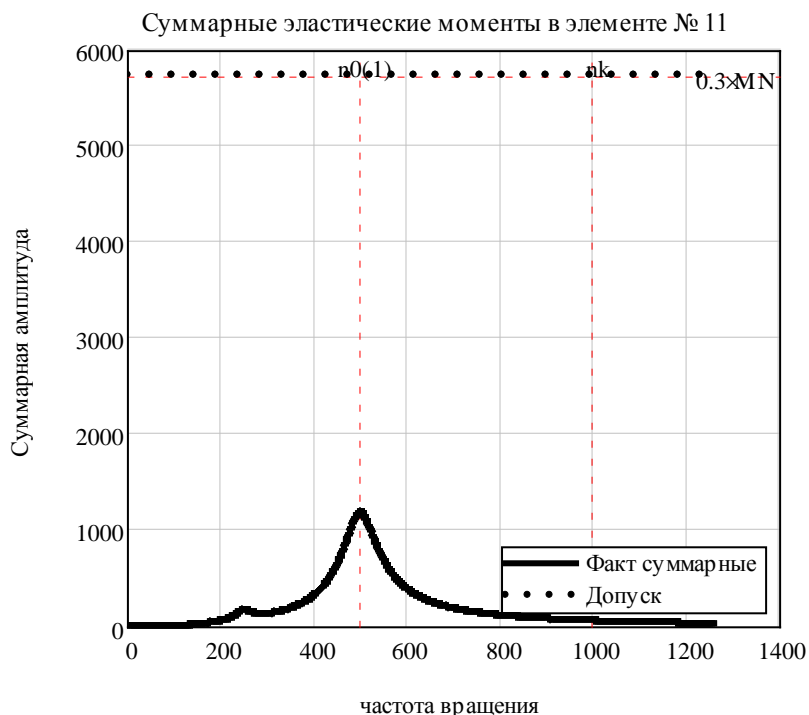
Для упругой муфты типа Вулкан RATO-DS 27D5 (элемент № 3) кроме того рассчитывалась и оценивалась величина так называемой потери мощности (на нагрев резины) PKV.

Таблица 3

№ порядка	1	2
Нрез, об/мин	500.91	250.45
b	6.34	7.52
A1, рад	0.00244	0.00024
Me, Нм	1425.7	141
Mдоп, нм	12000	12000
PKV	0.037	0.00036
PKVдоп	0.87	0.87



Фрагмент 4



Фрагмент 5

Отметим, что в фирменном отчете приводятся результаты расчета этих параметров, но без методических пояснений. Поэтому принципиальное значение имело сравнение этих результатов с нашими расчетами по новой методике и программе с целью проверки эффективности последних.

В первую очередь рассмотрим табличные (табл. 3) и графические параметры (фрагмент 4) нагрузки от крутильных колебаний в упругой муфте, полученные по нашему расчету. Из этих данных следует, что

эти нагрузки намного меньше допустимых (по данным фирмы Вулкан) и не представляют опасности для муфты.

Аналогичные выводы следуют и относительно нагрузок в зубчатых зацеплениях (фрагмент 5 и табл. 4).

Таблица 4

Элемент	№ порядка	Параметр	Величина	Допуск
Зубчатое зацепление (№ 11)	1	Эл. Мом., КНм	1.197	5.73
		Момент (КНм)	4.8±1.19	19.1
	2	Эл. Мом., КНм	0.12	5.73
		Момент (КНм)	4.8±1.2	19.1
Зубчатое зацепление (№ 18)	1	Эл. Мом., КНм	1.363	7.88
		Момент (КНм)	6.59±1.36	26.27
	2	Эл. Мом., КНм	0.134	7.88
		Момент (КНм)	1.2±0.13	19.1

Следует с удовлетворением отметить, хорошее совпадение наших расчетов не только частот свободных колебаний, но и приведенных выше нагрузок в муфте и зубчатых зацеплениях.

В таблице 5 приведено сравнение расчетов для параметров крутильных колебаний лопастного порядка №1.

Таблица 5

Элемент	Параметр	Расчет фирмы	Наш расчет	%
№ 3	Эл. Мом., КНм	1.353	1.426	5.1
	PKV	0.035	0.037	5.4
№ 11	Эл. Мом., КНм	1.082	1.197	8.8
№ 18	Эл. Мом., КНм	1.306	1.363	4.2

Заключение.

1. Выполненное исследование позволило во первых выявить особенности расчета крутильных колебаний ВРК с электрическим приводом, а во вторых – подтвердить эффективность и универсальность разработанных программ для экспертизы подобных расчетов Регистром.

2. К наиболее важным выводам из фирменного расчета крутильных колебаний ВРК, которые целесообразно было учесть при разработке новой программы, можно отнести:

- Выполнение расчетов не напряжений в валах, а эластических моментов для упругой муфты и зубчатых зацеплений, а так же потери мощности на нагрев резины упругой муфты;
- Учет в качестве основных возмущающих моментов гармоник первого и второго лопастных порядков от гребного винта, приведенных к частоте вращения электродвигателя;

- Учет при оценке опасности крутильных колебаний только свободные колебания одноузловой формы, поскольку резонансы от более высокочастотных форм колебаний выходят за пределы рабочего диапазона оборотов электродвигателя;
- Использование для оценки упругих элементов между массами податливости, а не ее обратной величины – жесткости;
- Введение в схему системы вращающихся масс нулевых масс и бесконечных жесткостей (нулевых податливостей) для оценки нагрузки в шлицевых и зубчатых зацеплениях;
- При расчете жесткости упругой муфты не учитывается нелинейность ее характеристики (т.е. жесткость принята постоянной величиной при любом крутящем моменте);
- Применение при расчете векторных сумм колебаний различных порядков нулевых значений фазовых углов (алгебраическое сложение);
- Применение для расчета свободных колебаний метода Хольцера (HOLZER Analysis).

3.Выполненный расчет крутильных колебаний ВРК по нашей программе с применением метода Хольцера в редакторе MATHCAD подтвердил ее корректность и универсальность. Это следует из сравнения результатов расчета с расчетными данными фирмы Вулкан. Таблица 1 показывает, что различие в частотах свободных колебаний составило сотые доли процента и является естественным фактом, поскольку оба расчета базируются на одной и той же классической теории свободных колебаний упругих систем.

Более важно отметить хорошее совпадение результатов расчета амплитуд и нагрузок в элементах системы от резонансных колебаний лопастных порядков. Положительным явлением можно считать наличие информации о возмущающих моментах лопастных порядков гребного винта, которые были однозначно использованы в наших расчетах. Отмечается одинаковый подход к суммированию гармоник разных порядков при нулевом сдвиге по фазе между гармониками.

Однако были не ясные вопросы по способам учета демпфирования и назначения эмпирических коэффициентов. Мы имеем собственную методику учета коэффициентов демпфирования [1], но в какой мере они согласуются с фирменной методикой было не известно. Поэтому данные таблицы 5 позволяет сделать заключение о достоверности разработанной программы, ибо различие между расчетными величинами составило всего 5-9%, что является хорошим показателем при оценке амплитуд резонансных колебаний, когда допустимый разброс их значений может достигать до 30% и более [1].

Расчет амплитуд крутильных колебаний ВРК косвенно подтверждает корректность и универсальность принятой концепции учета

демпфирования в системе и расчета резонансных и вынужденных крутильных колебаний для любых типов силовых установок, а не только для дизельных.

Использованная литература

1. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. — СПб.: Наука, 2007. — 276 с.
2. Истомин П. А. Крутильные колебания в судовых ДВС. Л.: Судостроение, 1968. 303 с.
3. Очков В.Ф. «Mathcad 14 для студентов, инженеров и конструкторов» ВHV-Петербург, 2007 г. (ISBN 978-5-9775-0129-3).
4. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Судостроение. 1971. 300 с.

Для сборника МРС № 31 за 2008 г.