

РОССИЙСКАЯ АКАДЕМИЯ НАУК
ИНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОВЕДЕНИЯ

Л.В. Ефремов

**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА
ИССЛЕДОВАНИЙ КРУТИЛЬНЫХ
КОЛЕБАНИЙ СИЛОВЫХ
УСТАНОВОК С ПРИМЕНЕНИЕМ
КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**



Санкт-Петербург
«Наука»
2007

УДК 621.01:004
ББК 34.41
Е92

Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. — СПб.: Наука, 2007. — 276 с.

ISBN 5-02-025134-8

Монография основана на многолетнем научном и практическом опыте автора в области расчетных и экспериментальных исследований крутильных колебаний судовых силовых установок. В книге описаны физическая сущность и новые методы исследования этого опасного явления с использованием компьютерных технологий и популярной среды программирования MATHCAD. Практическое значение имеет включение в книгу требований, алгоритмов и компьютерных программ по расчетно-экспериментальному мониторингу крутильных колебаний, а также результатов исследований допустимых напряжений при кручении валов. Особое внимание уделено обеспечению эффективности и надежности муфт, демпферов и других средств защиты установок от крутильных колебаний.

Для сотрудников академических и отраслевых НИИ, конструкторских бюро, специалистов измерительных лабораторий и промышленных предприятий, преподавателей, аспирантов и студентов технических университетов.

Efremov L. Computerized Analyses of Torsional Vibrations in Propulsion Units: Theory and Practice.— St.-Petersburg: Nauka, 2007. — 276 p.

ISBN 5-02-025134-8

The monograph is based on this author's long-term scientific and practical experience in analyses and tests of marine propulsion units for torsional vibrations. The author focuses on physics of this dangerous phenomenon, and describes new methods of its computer analysis using popular MATHCAD software package. The book includes requirements, algorithms and computer programs that facilitate torsional vibration monitoring, as well as the results of related stress analyses. Particular emphasis is made on reliability and efficiency of couplings, dampers, and the like equipment-protective means. The target readership are research workers, scientists, engine designers, specialists of test laboratories and industrial enterprises, lecturers, university students and postgraduates.

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. Л. В. ТУЗОВ
д-р техн. наук, проф. В. М. МУСАЛИМОВ

ISBN 5-02-025134-8

© Л.В. Ефремов, 2007
© Издательство «Наука», 2007

Предисловие

Крутильные колебания упруго-массовых систем относятся к тем опасным динамическим нагрузкам, которые могут приводить к аварийным повреждениям валов, редукторов, упругих муфт и других элементов силовых установок (СУ) с дизельным приводом. И не случайно требования по обязательному расчетно-экспериментальному мониторингу этого негативного явления содержатся в правилах всех классификационных обществ и, в том числе, в правилах Российского морского регистра судоходства (далее РС). Целесообразность обобщения и опубликования результатов наших исследований связана с появлением и широким распространением персональных ЭВМ и мощных систем программирования, которые полностью исключают ручной счет систем любой степени сложности. Еще больше изменений произошло в методах и средствах измерений крутильных колебаний с использованием современных цифровых технологий записи и спектрального анализа колебаний. Появились новые задачи исследования крутильных колебаний, например, необходимость диагностирования демпферов крутильных колебаний и упругих муфт. У современных СУ со сложными разветвленными системами теперь значительно больше проблем с оценкой крутильных колебаний.

Но дело не только в развитии судовой, вычислительной и измерительной техники. К сожалению, в сфере исследований крутильных колебаний со временем все острее ощущается дефицит квалифицированных специалистов, которые могли бы передавать свой опыт молодым сотрудникам КБ и лабораторий. Это относится и к преподавателям технических ВУЗов, которые, не имея возможности пополнять свой багаж практическими знаниями, вынуждены обучать студентов и аспирантов на устаревшей методической базе. Предлагаемая монография может стать полезным пособием для решения указанных проблем.

В первой главе читатель получит сведения об истории и тенденциях познания и развития методологии исследований крутильных колебаний. При этом нам было важно показать ученых, творческий труд которых послужил основой такой методологии. Там же дается важная информация об организации работ по мониторингу крутильных колебаний судовых СУ. В этом процессе одной стороны участвует главное управление и филиалы РС, которые создают требования по крутильным колебаниям и контролируют их выполнение при постройке и эксплуатации судов. На другой стороне находятся исполнители работ, которые должны соблюдать указанные требования. К ним относятся проектные организации, а также измерительные лаборатории, которые должны иметь Свидетельство о признании их РС.

Вторая глава представляет собой практическое руководство по расчетам крутильных колебаний на ЭВМ с помощью оригинальных программ в среде MATHCAD. При этом формулы и алгоритмы, приводимые на фрагментах программ, можно применять в расчетах другими средствами или просто использовать для изучения методов исследования.

Изложение этого материала начинается с обоснования выбора для расчетов достаточно мощной и самой наглядной среды программирования MATHCAD.

Далее представлены примеры программирования расчета в этой среде компонентов схемы системы, свободных колебаний, возмущающих моментов, амплитуд и напряжений и пр. Впервые приводятся программы моделирования теоретических торсиограмм и спектрограмм, что повышает эффективность анализа результатов последующих измерений.

Ряд полезных сведений можно извлечь из третьей главы, посвященной экспериментальным методам изучения крутильных колебаний. Здесь дан обзор методов и средств измерений и приведены рекомендации по их организации и проведению испытаний в судовых условиях. Приводятся оригинальная методика и программы статистической обработки спектрограмм в упомянутой выше среде программирования.

Расчетное и экспериментальное определение параметров крутильных колебаний не имеет смысла без их сравнения с допускаемыми величинами. Эта проблема рассматривается в четвертой главе применительно к допускаемым напряжениям в стальных валах и допускаемым эластическим моментам в редукторах и упругих муфтах с учетом требований классификационных обществ, а также международных и отечественных стандартов по вибрационной прочности машин.

Практически все современные СУ оснащаются специальными средствами защиты от крутильных колебаний. К ним в первую очередь относятся эластичные муфты и демпферы, для которых актуальной проблемой является диагностирование технического состояния с помощью компьютерных программ. Результаты уникальных исследований и рекомендаций в этой области, включенные в пятую главу книги, принесут несомненную пользу не только специалистам, но и судовладельцам, заинтересованным в сокращении затрат на техническое обслуживание этих дорогостоящих устройств. В шестой главе рассматриваются особенности развития крутильных колебаний в судовых СУ различного типа и даются рекомендации по их учету при проектировании, эксплуатации и ремонте судов. Заключительная седьмая глава посвящена рассмотрению результатов ряда актуальных научно-исследовательских работ в рассматриваемой области. В частности здесь дано обоснование методике прогнозирования и обеспечения усталостной долговечности и прочности коленчатых валов при крутильных колебаниях, а также сформулированы актуальные проблемы в рассматриваемой области. Возможно, что эти рекомендации помогут кому либо выбрать тему для своей диссертационной работы.

Этот труд не может претендовать на абсолютно полное отражение всех вопросов исследования крутильных колебаний. В то же время здесь показаны способы решения достаточно широкого круга проблем, которые будут полезны специалистам не только по судовым, но и по любым энергетическим установкам.

Автор выражает искреннюю благодарность высококвалифицированным специалистам в исследуемой области Галине Ивановне Бухариной, Михаилу Юрьевичу Иванову и Константину Олеговичу Сергееву за многолетнее творческое сотрудничество и помощь в получении материалов, которые пригодились для написания этой книги.

Глава 1. Общая часть

1.1. Начальные сведения

В этой работе все проблемы исследований крутильных колебаний рассматриваются на примере их развития в судовых СУ, по которым у автора накоплен многолетний практический опыт исследований.

Типичное устройство судовой энергетической установки современного судна показано на рис.1-1. В общем случае в ее состав может входить вспомогательные дизель-генераторы 1 и главная силовая (пропульсивная) установка, состоящая из главных двигателей 2, упругих муфт 3, главного редуктора 4, навешанного на редуктор генератора 5, валопровода 6 и гребного винта фиксированного или регулируемого шага 7.

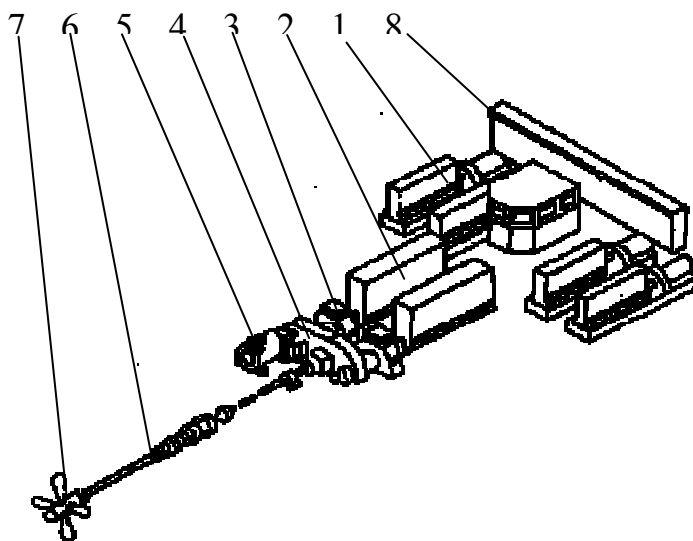


Рис. 1-1 Судовая энергетическая установка

Основное назначение дизель-генераторов – обеспечение энергией (прежде всего, электроэнергией) всех судовых потребителей через главный распределительный щит 8. В несколько раз больше энергии вырабатывают главные двигатели 2 для выполнения основной функции СУ - обеспечения движения судна с заданной скоростью за счет создания крутящего момента на гребном винте 7. Этот момент передается на винт через такие элементы как муфты 3, редуктор 4 и валопровод 6. Навешенные на редуктор генераторы позволяют более гибко и экономично использовать суммарные энергоресурсы СУ. Следует отметить, что состав и степень сложности СУ зависит от типа и назначения объекта конечного использования, например, судна. Рассмотренные установки обычно применяется на рыболовных судах среднего водоизмещения со среднеоборотными главными двигателями. Проще устроены СУ крупнотоннажных судов морского транспортного флота, где устанавливаются мощные малооборотные двухтактные дизели с прямой передачей энергии на винт фиксированного шага.

Широкое распространение дизелей в качестве основных генераторов

энергии обусловлено их приемлемой экономичностью по расходу топлива и относительно низкой стоимости при требуемых массогабаритных характеристиках. К сожалению, полезные свойства дизелей сопровождаются рядом негативных явлений, неизбежно возникающих при их работе: высоким уровнем шума, вибрацией, динамическими нагрузками на подшипники и другие детали. К таким явлениям относятся и крутильные колебания, которые могут вызвать повреждения всех перечисленных элементов СУ с негативными последствиями, включая аварии и гибель судов. Причины возникновения указанных динамических нагрузок связана с пульсирующим процессом создания энергии в цилиндрах дизеля, которая передается через кривошипно-шатунный механизм (КШМ) на коленчатый вал.

Для читателя, который не прошел курс теории дизельных двигателей в институте, можно кратко пояснить суть этого процесса [15]. У четырехтактного дизеля в течение двух оборотов коленчатого вала происходят четыре такта работы газов в цилиндре. Первый такт - всасывание заряда воздуха (поршень движется вниз). Второй такт - сжатие этого заряда (поршень - вверх). Третий основной такт - вспышка топлива за верхней мертвой точкой и расширение смеси воздуха с распыленным топливом после вспышки (рабочий ход с движением поршня вниз). И, наконец, четвертый такт - выпуск отработанных газов (поршень вверх).

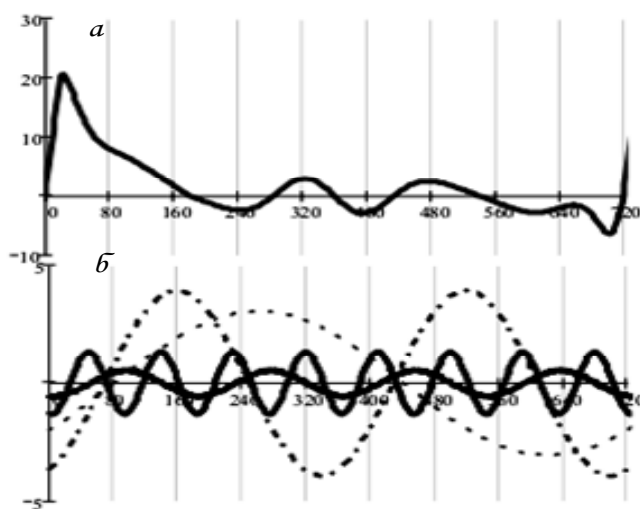


Рис. 1-2 *a* - диаграмма крутящего момента кривошипа дизеля и *б* - ее разложение на гармоники

Получаемая таким образом переменная движущая сила преобразуется с помощью КШМ в тангенциальную силу и крутящий момент на каждом кривошипе коленчатого вала. Расчетным или экспериментальным путем мы можем получить периодическую (хотя и не гармоническую) кривую изменения крутящего момента для каждого кривошипа дизеля (рис. 1-2*a*). У четырехтактного дизеля период этого процесса составляет два оборота или 720° , а двухтактного - один оборот или 360° . Известно, что любая подобная периодическая кривая может быть разложена в ряд Фурье на гармонические составляющие, которые проще называть гармониками (рис. 2*б*). Число гармоник (периодов синусоид) в одном обороте коленчатого вала называется порядком

колебаний. Интересно отметить, что в отличие от двухтактного, четырехтактный двигатель имеет порядки, кратные $\frac{1}{2}$, т.е. не только целые, но и половинчатые порядки, поскольку основной цикл у них равен двойному повороту вала вокруг оси. Судовой дизель обычно имеет не один, а ряд цилиндров, например 6 или 8. При этом они работают через равные промежутки времени за счет того, что их кривошипы повернуты относительно друг друга в заданной последовательности на расчетный угол. По этой причине в спектре гармонических составляющих суммарного возмущающих моментов можно выделить так называемые главные порядки, равные числу вспышек в цилиндрах за оборот вала. У четырехтактных дизеля этот порядок равен половине числа цилиндров, а у двухтактных – их целому числу. Гармоники крутящего момента дизелей вызывают некоторую неравномерность вращения коленчатого вала и присоединенных к нему элементов. Неравномерность вращения может негативно влиять на работу потребителя энергии, например, на качество тока генератора, который соединен с приводным дизелем.

Если бы рассматриваемые на рис. 1-1 элементы СУ представляли собой абсолютно жесткие тела, то проблема уменьшения неравномерности вращения решалась бы очень просто – за счет увеличения общего момента инерции этих масс (для этого и применяются маховики) или увеличения частоты вращения. В действительности двигатель с присоединенными к нему элементами представляет собой не жесткую, а упругую систему, условно состоящую из сосредоточенных масс деталей, соединенных между собой упругими элементами (например, участками стальных валов и упругими муфтами). Это относится как к пропульсивной установке, так и системе двигатель – ротор генератора. При исследовании крутильных колебаний инерционные свойства каждой y -й массы характеризуются ее моментом инерции Θ_y (кг м²), который изображается на схеме в виде диска. Упругие свойства соединительных элементов (валов, муфт) в отечественных методиках измеряются податливостью $e_{y,y+1}$ (рад/нм), которая изображается отрезками прямых линий (рис. 1-3).



Рис. 1-3 Крутильная схема системы

В зарубежной документации по крутильным колебаниям обычно для оценки упругости соединений используется обратная величина – жесткость участка $c_{y,y+1}$ (нм/рад).

$$c_{y,y+1} = 1 / e_{y,y+1} \quad (1-1)$$

Упругая многомассовая система (рис. 1-3), которую далее будем именовать «крутильной схемой системы», обладает свойством совершать свободные колебания после приложения к ней импульса крутящего момента. При этом

общее число форм свободных колебаний равно числу участков между массами. Каждая форма свободных колебаний изображается эпюрой распределения относительных амплитуд по массам, имеет соответствующее число узлов (т.е. точек, где относительные амплитуды меняют свой знак) и характеризуется постоянной частотой свободных колебаний. Формы свободных колебаний именуется по числу узлов. Чем больше узлов, тем выше частота свободных колебаний. Наименьшую частоту имеет одноузловая форма. В ГОСТ Р ИСО 3046-5-2004 [13] сказано, что при колебаниях системы с частотой свободных колебаний, амплитуда колебаний данного сечения, отнесенная к амплитуде колебаний некоторого произвольного сечения (являющегося точкой отсчета), принятой за единицу, является вектором свободных колебаний. Мы эту величину будем называть относительной амплитудой, поскольку тот же термин «вектор» применяется в среде программирования для обозначения совсем другого понятия. В то же время происхождение этого понятия отражается на некоторых других терминах, например, «векторная сумма».

Практическое значение имеют не все формы свободных колебаний. Обычно они должны быть соизмеримы с частотами гармонических составляющих возмущающих моментов первых 12—16 порядков. Воздействуя на упругую систему, гармоники возмущающего крутящего момента вызывают переменные касательные напряжения в валах. При совпадении частоты одной из форм свободных колебаний с частотой какой-либо гармонической составляющей возмущающих моментов ν -го порядка возникает явление резонанса, при котором амплитуды колебаний масс и напряжения заметно, а иногда и опасно возрастают. Резонансная частота вращения определяется по формуле

$$n_{fv} = N_f / \nu. \quad (1-2)$$

где N_f — частота свободных колебаний f -й формы (f — число узлов), кол./мин.; ν — порядок гармонической составляющей возмущающего момента.

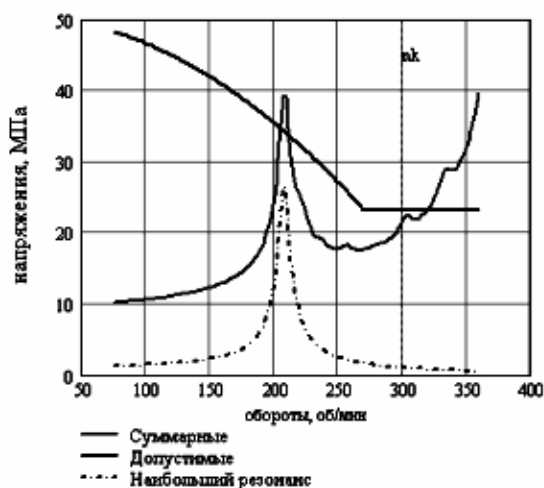


Рис. 1-4 Итоговый график оценки крутильных колебаний

Поскольку каждая конкретная система имеет несколько форм свободных колебаний, а возмущающие моменты состоят из большого числа гармоник разных порядков, то в рабочем диапазоне частот вращения может возникать много резонансов. Однако лишь некоторые из них ощутимы для средств измерений и могут представлять опасность для прочности валов. У нас в стране

и за рубежом созданы и применяются достаточно надежные методики расчета свободных колебаний. Они позволяют оценивать частоты, эпюры амплитуд, масштабы напряжений, а также степень опасности гармоник возмущающих моментов различных порядков. Такой расчет является обязательным минимумом для любого проекта нового или модернизируемого судна.

С его помощью рассчитываются следующие характеристики:

- Собственные частоты основных форм колебаний, что необходимо для оценки резонансных частот вращения,
- Распределение относительных амплитуд по массам системы, что необходимо для выбора мест измерений колебаний и расчета размерных амплитуд.
- Масштабы напряжений и эластических моментов на участках системы, что необходимо для расчета самих напряжений и моментов,
- Так называемую сумму альфа, означающую векторную (геометрическую) сумму амплитуд гармоник возмущающих моментов двигателя $\sum_{y=1}^z \bar{\alpha}_y$, которая позволяет выбрать наиболее опасные гармоники еще до оценки амплитуд и напряжений.

После расчета свободных колебаний можно было бы сразу приступить к экспериментальным исследованиям, минуя расчетный этап оценки амплитуд и напряжений. Обычно так поступают для СУ, по которым накоплен большой опыт исследований. Однако, в общем случае при разработке технического проекта судна желательно выполнять подробный расчет амплитуд и напряжений от крутильных колебаний в рабочем диапазоне оборотов в наиболее опасных сечениях системы. При этом необходимо сравнить фактические напряжения с допускаемыми напряжениями, регламентированные правилами РС. Окончательное заключение о развитии крутильных колебаний разрабатывается на основании специальных измерений (торсиографирования) на головном судне серии. По результатам экспериментальных исследований должна быть построена аналогичная зависимость напряжений от оборотов (см. рис. 1-4). Если расчетные напряжения превысят допустимые пределы, то может быть назначена запретная зона, которая, однако, не должна совпадать с оборотами основных режимов использования судна, например режима полного хода.



Рис. 1-5 Пример поломки гребного вала из-за крутильных колебаний

Нам пришлось расследовать ряд случаев поломок валов из-за крутильных колебаний, когда излом происходил по винтовой линии. Это видно на рис. 1-5,

где показан разрушенный гребной вал судна «Сатурн» проекта 502 в 1965 году. Причина аварии была связана с работой СУ в запретной зоне оборотов. Ее пришлось назначить на основании расчета, выполненного на завершающей стадии постройки судна, когда было невозможно существенно изменить конструкцию СУ.

На остальных судах серии были приняты конструктивные меры (изменены диаметры валов и установлена эластичная муфта), устраняющие причину таких аварий. Опасность крутильных колебаний не ограничивается только напряжениями скручивания валов. В современных установках на первое место выступает проблема надежности упругих муфт, зубчатых передач и других элементов СУ.

1.2. История и тенденции исследований крутильных колебаний

1.2.1. Фундаментальные положения

Теория крутильных колебаний валов относится к области знаний о знакопеременных деформациях любых упругих систем, которые способны совершать свободные колебания и попадать в состояния резонанса с возбуждающими их знакопеременными нагрузками. В отличие от большинства других видов колебаний (например, вибрации элементов корпуса или машин на упругих подвесках), к настоящему времени лишь крутильные колебания оснащены методологией, которая позволяет достаточно достоверно прогнозировать как частоты, так и амплитуды резонансных и вынужденных колебаний для СУ разной степени сложности.

Историю исследований крутильных колебаний можно условно разделить на ряд этапов.

К первому многовековому этапу относится создание фундаментальных математических положений теории периодического движения объектов, начиная с трудов великого немецкого ученого Лейбница в конце 17 века. Благодаря работам Лагранжа, Лапласа, Леверье, Якоби и других математиков 17-19 веков был создан математический аппарат, который не утратил своего значения и для современной науки о колебаниях во всех сферах человеческой деятельности от биологии или астрономии до машиноведения.

В этой связи интересно отметить высказывания нашего выдающегося соотечественника, академика А.Н. Крылова [37].

В докладе «Прикладная математика и ее значение для техники» (1930 г.) он говорил: «Казалось бы, что может быть общего между расчетом движения небесных светил под действием притяжения к Солнцу и между собой и качкой корабля на волнении, или между определением, так называемых, вековых неравенств в движении небесных тел и крутильными колебаниями вала многоцилиндрового двигателя Дизеля, работающего на корабельный винт или на электрогенератор? Между тем, если написать только формулы и уравнения без слов, то нельзя отличить, какой из этих вопросов решается: уравнения одни и те же. . .».

1.2.2. Изучение свободных колебаний систем

Начало второго этапа создания методологии исследований крутильных колебаний условно отнесем к началу 20 века, когда гражданский и особенно военный транспорт стал широко оснащаться поршневыми двигателями. Неожиданные и поначалу необъяснимые поломки валов некоторых силовых установок с этими двигателями потребовали проведения экспериментальных исследований причин таких случаев. Одна из первых аварий из-за крутильных колебаний на дирижабле «Цепелин» описана Гоппом [11]. В 1902 году Гюмбель и Фрам (Германия) выполнили первые простейшие измерения колебаний крутящего момента двигателей с целью определения причин поломок коленчатых валов. Результаты измерений и анализ характера разрушений привели к открытию нового для того времени явления – упругих крутильных колебаний валов, приводящих к усталостным разрушениям.

Это послужило стимулом для создания специальной аппаратуры для измерений вибрационных явлений в технике. В первую очередь следует отметить универсальный виброграф – торсиограф Гейгера, который был описан в статье К.Э. Рериха (1916 год), посвященной исследованию неравномерного вращения валов. Одновременно во многих странах получили развитие теоретические исследования, базирующиеся на рассмотренных выше математических законах, но уже с конкретной целью создания инженерных методов расчета вибрационных нагрузок. Например, еще в 1905 году проф. С.П. Тимошенко опубликовал теоретическую работу «К вопросу о явлениях резонанса в валах». На первых порах специалистам машиностроительных фирм необходимо было разработать методы расчета характеристик схемы системы (масс и жесткостей) по правилам теоретической механики. Научные работники должны были найти оптимальный подход к вычислению частот свободных колебаний и резонансных оборотов. Сначала эту задачу пытались решать указанным выше естественным классическим путем. Здесь вновь интересно обратиться к трудам академика А.Н.Крылова В знаменитой работе «О численном решении уравнения, которым в технических вопросах определяются частоты малых колебаний материальных систем» он показал возможность усовершенствования методики решения так называемого векового уравнения для оценки периода колебаний упругих систем. «Вековыми» эти неравенства названы в теории небесной механики вследствие того, что периоды движения планет весьма велики, а именно от 24000 до 2000000 лет. На практике решение этого универсального уравнения сводилось к интегрированию системы линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами.

Однако, для инженерных расчетов многомассовых систем такой подход оказался не перспективным из-за большой трудоемкости ручного счета, даже с применением арифмометров, а затем и первых ЭВМ. Поэтому в двадцатых-тридцатых годах 20-го века творческие усилия ученых были направлены на решение тех же вековых характеристических уравнений методом последовательного приближения, путем подстановок в них пробных значений квадратов частот свободных колебаний. Таким образом, ставилась и решалась задача нахождения корней характеристического уравнения без составления самого уравнения. По-видимому, первый (графический) вариант такой методики

разработал и применил Гюмбель в 1912 году [11]. Затем тот же принцип использовали в своих исследованиях Толле, Видлер, Граммель, Таплин, Хольцер и др. В настоящее время зарубежные дизелестроительные фирмы в основном выполняют расчеты свободных колебаний по Хольцеру или, реже, по Толле, которые мало чем отличаются друг от друга в расчетах на ЭВМ [39]. В основе табличного метода расчета по Хольцеру лежит равенство кинетической энергии на массах системы от инерционного момента и потенциальной энергии на ее участках от эластического момента, которое наступает при совершении системой свободных колебаний. Исходя из этого принципа в таблицах Хольцера при переходе от одной массы к другой для каждого пробного значения круговой частоты, подсчитывается суммарный (накопленный) инерционный момент, который на последней массе системы при достижении искомой частоты должен стать равным нулю. Расчет по этой методике будет рассмотрен во второй главе монографии. Там же изложен оригинальный метод «цепных дробей», который был разработан и опубликован советским ученым В. П. Терских еще в 1930 году и, который, до сих пор является основным методом в отечественном судостроении [57]. Ручной счет цепных дробей выполнялся с использованием особых частотных таблиц, развернутых в горизонтальном направлении на листах большой длины (для многомассовых систем). С появлением персональных ЭВМ цепные дроби могут развертываться в вертикальном направлении и по внешнему виду распечатки результатов расчета напоминают таблицы Хольцера. Сравнивая между собой методы расчета свободных колебаний Ю.А. Гопп в работе [11] еще в 1938 году обратил внимание на следующую особенность методов Неймана и Терских – разрывность функций суммарного остаточного момента при изменении частоты.

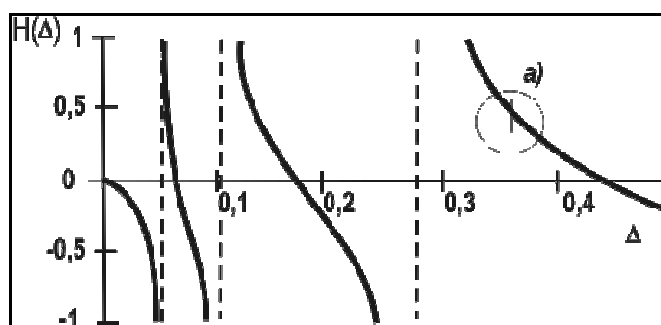


Рис. 1-6 Остаточные моменты по Терских, а) – плохо раскрытый разрыв функции с корнем решения.

Поэтому, находясь даже вблизи истинного значения собственной частоты, можно этого обстоятельства не обнаружить и, таким образом, исключить из анализа некоторые (иногда, важнейшие) формы колебаний. Наши расчеты показали, что это свойство цепных дробей особенно заметно у многомассовых разветвленных систем (Рис. 1-6). Для поиска корней цепной дроби в среде MATHCAD приходилось корректировать микроскопический шаг их поиска и менять так называемую точку надлома системы. Этого не наблюдается в методах Толле и Хольцера. Кривая остаточных моментов развивается относительно плавно и без разрывов, благодаря чему удается гарантировать нахождения всех форм колебаний в выбранном диапазоне частот. Сравнительные расчеты в среде MATHCAD подтвердили указанные свойства

методики Хольцеру (см. рис. 1-7). Вместе с тем и здесь были обнаружены разрывы функции остаточного момента при исследовании разветвленных систем. Таким образом, на практике все способы расчета свободных колебаний можно считать равноценными, и выбор их применения связан с действующими традициями и степенью совершенствования программного обеспечения.

В этой работе рассматривается оба этих метода, хотя расчетам по Хольцеру уделяется большее внимания по причине его меньшей трудоемкости в условиях применения редактора MATHCAD. Расчетно-экспериментальные исследования показывают, что погрешность оценки свободных колебаний более простых СУ обычно не превышает 3-5%. В сложных установках отклонение расчетных частот от экспериментальных может быть больше, что связано с естественным рассеиванием характеристик муфт, зубчатых передач и др. элементов СУ.

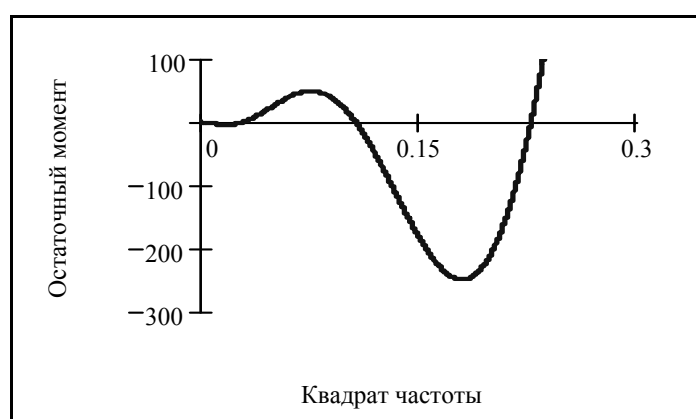


Рис. 1-7 Остаточные моменты по Хольцеру

1.2.3. Исследования вынужденных резонансных колебаний

Теперь рассмотрим следующий этап исследований крутильных колебаний, предназначенный для оценки резонансных амплитуд и напряжений. Начнем с известного теоретического положения, согласно которому для расчета амплитуд вынужденных резонансных колебаний следует составить уравнение энергии. В одну часть уравнения войдет энергия, сообщаемая системе внешним гармоническим моментом, а в другую часть - энергия, поглощаемая демпфирующими сопротивлениями. В отличие от демпфирующих сопротивлений методика вычислений гармоник возмущающих моментов не требует экспериментального обоснования эмпирических коэффициентов, и они могут быть определены прямым разложением в ряд Фурье расчетной диаграммы тангенциальной силы или суммарного возмущающего момента, как было показано выше (см. рис. 1-2). Для облегчения этой задачи при ручном расчете колебаний в трудах Кер-Вильсона, Терских, Истомина и др. давались номограммы и графики для определения так называемых гармонических коэффициентов, которые позволяют оценивать гармоники возмущающего момента по обычной формуле для крутящего момента кривошипа, куда вместо величины давления подставляется указанный коэффициент [31, 58, 28]. Однако такие номограммы устарели, ибо не пригодны для расчетов на ЭВМ. Поэтому более корректно задача решается на основе преобразования Фурье по специальным программам, которые приводятся в разделе 2.4.4. этого труда. Там

же приведены эмпирические формулы и программы для приближенной оценки на ЭВМ гармонических коэффициентов, применение которых зачастую оправдано в условиях заведомо малой точности оценки демпфирующих моментов.

В отличие от возмущающих моментов оценка демпфирующих сопротивлений не имеет общепринятой методики, не смотря на большой объем исследований, которые особенно интенсивно проводились в 20-30 годах прошлого века. Демпфирующие силы системы двигателя условно принято разделять на два класса. – внешние и внутренние.

К внешним силам можно отнести трение вала в подшипниках, трение поршня в цилиндре и в других кинематических парах, трение гребного винта, демпфирующий эффект ротора генератора, крыльчатки нагнетателя и т. п. К внутренним силам относится межкристаллическое трение в материалах вала, трение в упругих муфтах, демпферах и т. п. Некоторые силы, например, сопротивление воздуха, заведомо малы и ими пренебрегают. Однако, другие факторы изучались очень подробно с использованием специальных экспериментальных программ. Как полагали Гопп [11] и другие исследователи начала 20 века, первостепенное влияние на величину резонансных амплитуд колебаний имеет внутреннее трение из-за упругого гистерезиса в материале вала при циклическом изменении нагрузки. В работе приводятся результаты оригинальных исследований, направленных на создание методов расчета этого явления.

Интересные рассуждения по этому вопросу приводит Ден-Гартог в книге [14]. Он отмечал, что произведенные измерения гистерезиса стальных валов давали исключительно низкие значения коэффициентов трения, далеко не могущие объяснить рассеяние в реальных установках. Однако в течение многих лет было принято делать тщательные вычисления трения от гистерезиса в валах и умножать найденный результат на некоторый, достаточно большой, найденный эмпирически множитель. Нелепость или нецелесообразность этой процедуры произвела впечатление на автора, когда он был на нефтеналивном дизельном танкере, на котором вычисленные таким образом расчетные амплитуды крутильных колебаний признавались опасными, тогда как, будучи замеренными, они оказались вдвое меньше вычисленных. При выполнении измерений ему пришлось пройти весь корабль и, когда дошли до якорной цепи, которая была удалена от двигателя почти на всю длину корабля, было обнаружено, что одно из звеньев якорной цепи, лежавшей на стальной палубе, вибрировало с частотой крутильных колебаний двигателя. В этом случае крутильные колебания оказались совпавшими с собственными изгибными колебаниями всего судна, как бруса, и возбуждали эти последние. После того как, согласно наблюдениям, было установлено, что часть энергии, сообщаемая крутящим моментам от давлений газа, рассеивается в якорной цепи на расстоянии около 150 м, Ден-Гартог никогда больше не подсчитывал потери вследствие гистерезиса с умножением их на эмпирический множитель.

Разочарование в результатах весьма дорогостоящих экспериментальных обоснований методов учета работы трения, привели к широкому применению в 40 – 50 годах прошлого века упрощенного способа расчета резонансных амплитуд. Способ основывается на замене рассчитываемой системы

эквивалентной одномассовой системой с собственной частотой, равной исследуемой резонансной частоте и имеющей такие же значения кинетической энергии и работы возбудителя. В этом случае резонансные амплитуды определяются с помощью, так называемой, статической амплитуды (или амплитуды равновесия) A_{cm} и коэффициента динамического усиления $\beta_{рез}$.

$$A_R = \beta_R A_{cm}. \quad (1-3)$$

Статическая амплитуда равна

$$A_{cm} = M_v \sum_1^z \bar{\alpha}_y / \omega_f^2 \sum_1^p \Theta_y \alpha_y^2 \quad (1-4)$$

где: $M_v \sum_{y=p}^z \bar{\alpha}_y$ - работа гармоники возмущающих моментов на массах двигателя, $\omega_f^2 \sum_{y=1}^p \Theta_y \alpha_y^2$ - суммарная кинетическая энергии всей системы.

Коэффициенты динамического усиления можно приблизительно оценивать по авторитетным источникам [14,15], основанных на статистической обработке результатов торсиографирования установок (таблица 1-1). Указанный метод обеспечивал приемлемую достоверность расчетов сравнительно простых СУ, состоящих из двигателя и прямой передачи его энергии на гребной винт или ротор генератора. У таких установок достаточно было учитывать только две формы колебаний – одноузловую форму с узлом между двигателем и массой потребителя и двухузловую с основным узлом среди масс коленчатого вала двигателя. Последнюю форму принято называть моторной формой.

Таблица 1-1.

Коэффициенты динамического усиления

Вид установки	Значения		Источник
	предельные	средние	
МОД с приводом гребного винта	5—15	10	Гребной винт (1-я форма)
То же	30—70	50	Двигатель (2-я форма)
СОД в редукторных агрегатах и дизель – генераторах	20—50	35	Двигатель
ВОД	15—35	25	То же
Двигатель с эффективным демпфером	5—15	10	Демпфер и двигатель

Как показали исследования, при массивном маховике моторная форма обычно мало зависит от присоединенной к ней системы с достаточно податливым валопроводом или, тем более, упругой муфтой. Поэтому ответственность за развитие этой формы у четырехтактных дизелей (у малооборотных двухтактных дизелей маховика практически нет) должна нести дизелестроительная фирма. В частности на этом основании средне- и многооборотные серийные дизели оснащаются демпферами для гашения именно моторной формы колебаний. Современные СУ имеют много форм колебаний, частоты которых соизмеримы с рабочими частотами достаточно ощутимых гармоник возмущающих моментов. При этом фактические значения коэффициента динамического усиления могут значительно отличаться от

величин из таблицы 1-1. Поэтому указанный подход не следует использовать как основной метод оценки резонансных амплитуд, хотя его с тех пор применяют в качестве вспомогательного метода для выхода из затруднительных ситуаций при рассмотрении малоизученных систем. В этой связи можно вспомнить следующую формулу Арчера [58], разработанную для расчета моторной формы колебаний:

$$\beta_R = 3,8 / \sqrt[4]{A_{cm}}. \quad (1-5)$$

В документации ЦНИИ им. академика А.Н. Крылова, наряду с более точными способами, предлагаются подобные эмпирические формулы, которые вряд ли отражают физическую природу крутильных колебаний и имеют чисто статистическое обоснование с довольно большой дисперсией исходных выборок. В практических расчетах основным методом все же остается дифференцированный учет удельного трения на массах (μ_v) и в соединениях ($\mu_{e,y+1}$) системы, которые постепенно уточняются по мере накопления и анализа результатов расчетно-экспериментальных исследований.

В теории машин рассматриваются различные виды трения:

- конструкционное трение, связанное с микроперемещениями в соединениях валопровода;
- постоянное (сухое или Кулоново) трение, которое возникает в условиях плохой смазки в узлах трения;
- линейное или жидкостное трение, которое возникает при наличии слоя смазки у многих узлов трения (подшипниках скольжения, гребных винтах, силиконовых демпферах и др.).

В реальных установках, скорее всего, перечисленные виды трения одновременно воздействуют на систему в различных сочетаниях, что не позволяет получить приемлемую для практики расчетную многофакторную модель. В 1922 г. Видлер [39] предложил принимать все без исключения демпфирующие сопротивления двигателя пропорциональными первой степени скорости колебаний, что характерно для жидкостного (линейного) трения. Произведя экспериментальные исследования крутильных колебаний над несколькими тяжелыми двигателями стационарного и судового типа, путем обратного пересчета вынужденных колебаний при известных амплитудах, он определил коэффициенты демпфирования; отнес их для большей общности к единице площади поршня. После опубликования работы Видлера многие авторы пошли и до сих пор идут по намеченному им пути, устанавливая коэффициенты демпфирования аналогичным способом. Справедливость такого подхода можно оправдать прежде всего удобством математического решения дифференциальных уравнений при исследовании колебаний систем с трением, когда сила инерции пропорциональна второй производной т.е. ускорению колебательного перемещения, а коэффициент затухания (или коэффициент демпфирования) – первой производной, т.е. скорости того же перемещения. В защиту этого подхода следует дополнительно обратить внимание на вероятностную природу всех видов трения в условиях естественного рассеивания их параметров. Как показали наши исследования на дисперсию резонансных амплитуды значительно влияют такие факторы как регулировка

двигателя, качество сборки кривошипно-шатунного механизма, усилия затяжки резьбовых соединений и прочее и прочее.

Обоснование расчетных зависимостей для определения удельного трения явилось темой серьезных экспериментальных исследований ведущих дизелестроительных фирм, научных организаций и известных ученых. Например, по результатам исследований фирмы ФИАТ, Кер-Вильсона, С.Ф. Дорея и др. в литературе рекомендуются эмпирические зависимости коэффициента демпфирования кривошипно-шатунного механизма дизеля от диаметра цилиндра и хода поршня или от других параметров (средний ход поршня, среднее индикаторное давление) [28].

Проблеме демпфирования в двигателях посвящены труды ряда отечественных ученых Г.И. Бухариной, Ф.Ф. Болотина, Г.Д. Картына, Лурье И.А. и др. [6,36,39,28]. Кроме трения в КШМ, существенный вклад в общее сопротивление системы вносит трение на таких массах, как гребной винт. Первые простые зависимости для гребного винта были предложены Льюисом по экспериментальным данным Тейлора. Более совершенные и точные зависимости, которые учитывают конструктивные параметры винта, принадлежат Л.М. Кутузову и М.В. Яковлевой [58]. Указанные результаты исследований трения далеко не исчерпывают известную нам информации о способах расчета удельного трения на массах и участках системы, которые приведены в работах В.П. Терских, В.К. Житомирского, И.А. Лурье, П.А. Истомина и др. [58,22,39,28]

1.2.4. Учет нелинейности систем

Приведенные сведения об основных этапах расчета крутильных колебаний относились к системам, которые условно являются линейными. Это соответствует допущению об отсутствии обратной зависимости характеристик компонентов системы (моментов инерции, податливостей и коэффициентов демпфирования) от расчетных амплитуд и частот. В действительности это допущение строго не соблюдается, а некоторые элементы имеют явно выраженные нелинейные характеристики. Например, податливость упругих муфт типа Вулкан зависит от среднего крутящего момента и угла скручивания. Методы расчета нелинейных систем в принципе существуют, но при этом сложность программ расчета несоизмеримо возрастает, а результаты самого расчета становятся весьма неоднозначными и мало пригодными для практического использования. Поэтому в нашей методике применяются алгоритмы расчета только для линейных систем. Основным оправданием такого допущения остается неоспоримая вероятностная природа всех факторов, влияющих на результаты расчета, что приводит к естественному разбросу искомых параметров, который, как правило, накрывает границы их отклонения из-за влияния нелинейности элементов.

1.2.5. Расчет суммарных вынужденных колебаний

Как уже отмечалось, в случае превышения допустимых напряжений в районе опасного резонанса должна назначаться запретная зона. В правилах РС и других классификационных обществах приводится формула оценки ее ширины. Эта формула в свое время была разработана для морских транспортных судов,

которые имеют простые СУ с малооборотными дизелями и прямой передачей мощности на гребной винт. У таких СУ обычно проявляется один сильный резонанс в нижней части оборотов для которого и определяется запретная зона. В этом случае нет необходимости рассчитывать напряжения от вынужденных колебаний вдали от резонанса. Сложнее развиваются напряжения в установках со среднеоборотными и высокооборотными дизелями, входящих состав дизель-редукторных агрегатов. Спектр их колебаний состоит из достаточно сильных не резонансных составляющих, суммарная величина которых может привести к возникновению недопустимых напряжений и других нагрузок. Приведенная на рис. 1-4 типичная картина развития суммарных напряжений в коленчатом валу среднеоборотного дизеля показывает как они возрастают в районе номинальных оборотов из-за того, что выше номинальных оборотов находятся очень сильные резонансы.

При этом, согласно расчетам и тorsiографированию, такие колебания проявляются в виде биений, что связано с суммированием колебаний с близкими по величине частотами, например, 4-го и 4,5 порядков (см. рис. 1-8)

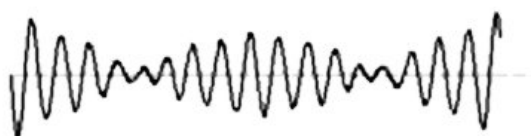


Рис. 1-8 Суммарные колебания при номинальных оборотах у двигателя 8NVD48

Поэтому актуальной проблемой является расчет вынужденных колебаний вдали от резонанса, на которые, кстати сказать, демпфирование в системе почти не влияет. В работах Кер-Вильсона, В.П. Терских, П.А. Истомина и других авторов излагаются достаточно трудоемкие методы решения этой задачи. На практике применяют более простую зависимость расчета вынужденных нерезонансных колебаний для эквивалентной одно массовой системы при заданном отношении фактических оборотов n к резонансным n_r .

$$A_g = A_{cm} / \sqrt{\left(1 - (n/n_r)^2\right)^2 + (n/n_r)^2 \beta_{рез}^{-2}} \quad (1-6)$$

Свои особенности имеет проблема сложения колебаний с различной частотой. При этом должны учитываться сдвиги по фазе между слагаемыми гармониками, что представляет собой неопределенную задачу из-за вероятностной природы колебаний. Поэтому в обычной практике часто применяется алгебраическое сложение, что обеспечивает некоторый запас прочности. Наш расчетно-экспериментальный опыт применения такой методики подтвердил ее корректность и достоверность.

1.2.6. Критерии оценки опасности крутильных колебаний

Расчетный и экспериментальный этапы исследования крутильных завершается обязательным сопоставлением их результатов с допускаемыми критериями. В большинстве случаев это - допускаемые напряжения в стальных валах, которые регламентируются правилами РС и других классификационных обществ. При исследовании агрегатов с редукторными передачами и упругими

муфтами оценка крутильных колебаний выполняется с помощью допустимых величин эластических моментов, которые назначаются их поставщиками или приближенно оцениваются по тем же классификационным правилам. Кроме того за рубежом принято оценивать количество выделяемого тепла при скручивании резиновых элементов муфт. В практике отечественного судостроения тот же смысл имеет допустимая температура резины, которую можно определить по эмпирическим формулам, а затем замерить на испытаниях.

1.2.7. Методы измерений крутильных колебаний

Одновременно с теорией и расчетными методами развивались и экспериментальные методы оценки крутильных колебаний. При этом изучалось два варианта измерений. Первый вариант основан на записи амплитуд колебаний сечений системы. Для этого используются приборы, которые называются торсиографами. Второй вариант связан с измерением амплитуды скручивания участков системы с помощью специальных тензометрических датчиков (тензорезисторов), которые наклеиваются на вал. Этот вариант измерений называют тензометрированием.

Диапазон исследуемых частот можно условно обозначить границами от 2-3 Гц до 0,5 - 1 КГц. В историческом плане отмечается некоторое расширение рабочего диапазона измеряемых частот. Нижняя граница опустилась до 2-3 Гц из-за широкого применения для современных СУ очень эластичных резинометаллических муфт, что связано не только с защитой стальных валов от поломок, но и с повышением технологичности центровки редукторов. Верхняя граница повысилась из-за широкого применения на судах среднеоборотных (500 об/мин) и высокооборотных дизелей (до 2000 – 3000 об/мин), а также - по причине образования сильно разветвленных систем дизель-редукторных агрегатов с отборами мощности. Фиксируемые приборами амплитуды крутильных колебаний первой массы двигателя обычно находятся в диапазоне 0,0005 - 0,02 рад., а амплитуда скручивания валов соответствует напряжениям от 5 до 100 МПа.

Первые торсиографы относились к механическим приборам так называемого сейсмического принципа действия, поскольку аналогичная аппаратура была создана для исследования землетрясений. Точность записи колебаний и ее обработки была низкой, особенно тогда, когда записывались сложные колебания. Этот недостаток компенсировался лишь тем, что грубая обработка с применением простейших шкал (с ценой деления не более 0,1 мм) обычно приводила к завышению результата в сторону некоторого запаса надежности. Дальнейшее совершенствование торсиографов шло по пути разработки новых принципов регистрации, усиления и передачи сигнала. В основном задача сводилась к получению электрического сигнала с помощью емкостного, тензометрического или другого датчика, его усилению и передаче на шлейф или лучевую трубку осциллографа.

Следующий этап был связан с развитием цифровых технологий, когда сигнал записывался на магнитную ленту с последующей обработкой на ЭВМ. Современная измерительная техника предусматривает передачу сигнала от датчика непосредственно на АЦП ноутбука для его дальнейшей обработки. Это позволяет значительно точнее оценивать параметры исследуемых форм

колебаний.

К актуальной проблеме относится переход на бесконтактный принцип передачи сигнала от датчика, установленного на вращающемся валу, к регистрирующему блоку. Известно несколько вариантов решения этой проблемы, включая применение оптической аппаратуры. Здесь используется световой или лазерный луч, который исходит из устройства – излучателя и отражается от специальной ленты, наклеенной на вращающийся вал. В итоге сигнал поступает в ноутбук для спектрального анализа и автоматизированного составления отчета о замерах. Опыт освоения новой измерительной техники показывает, что далеко не всегда удается сразу получать с ее помощью достоверные результаты. Например, при освоении оптических торсиографов нам пришлось изучать и устранять целый ряд помех и погрешностей, которые не были отражены в документации поставщика прибора.

Для измерения колебаний применяются также приборы, которые используют в качестве диагностического параметра уровни вибрации (по колебательной скорости) в децибелах. Такая аппаратура (например, фирмы «Брюль и Кьер») в основном предназначена для исследования высокочастотной вибрации и шума, но для крутильных колебаний ее не используют.

1.3. Организация исследований крутильных колебаний

1.3.1. Общие вопросы

Общие организационные положения проведения работ по оценке крутильных колебаний можно найти в международном стандарте ISO 3046-5:2001 “Reciprocating internal combustion engines — Performance — Part 5: Torsional vibrations”, которому соответствуют требования национального стандарта ГОСТ Р ИСО 3046-5—2004 «Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Характеристики. Часть 5. Крутильные колебания» [13]. В этих стандартах фигурируют два заинтересованных субъекта – покупатель и поставщик установки. Если требуется выполнять расчет крутильных колебаний всего валопровода установки, то ответственность за такой расчет несет поставщик даже в случае, если расчет выполняется контрагентом по договору с поставщиком. Поставщик установки выбирает методы расчета и измерений по согласованию с заказчиком и действующей от его имени инспектирующей организацией или с классификационным обществом. Поставщик установки несет ответственность за расчеты и измерения крутильных колебаний даже в тех случаях, когда расчеты и измерения выполняет по его заказу поставщик одного из элементов установки. Поставщик установки должен представить отчет об испытаниях, если это предусмотрено условиями контракта. В отчет должны быть включены основные характеристики двигателя, конфигурация валопровода, результаты проведенных измерений, а также характеристики испытательного стенда. В отчете также должны быть указаны тип, точность и метод тарирования измерительных приборов, места установки измерительных датчиков. Если у поставщика в субконтракте предусмотрены измерения крутильных колебаний, это должно быть четко отражено в отчете об испытаниях.

Более конкретно вопросы организации исследований крутильных колебаний для судовых установок отражены в требованиях Российского морского регистра

судоходства (РС), который входит в состав Международной Ассоциации Классификационных Обществ (МАКО). Это связано с тем, что основная задача классификационных обществ состоит в обеспечении безопасности человеческой жизни на море и безопасного плавания судов, а неблагоприятное развитие крутильных колебаний может привести к авариям с негативными, в том числе и трагическими, последствиями. Требования РС по исследованию крутильных колебаний СУ должны выполняться при проектировании или модернизации конкретных типов (проектов) судов, а также в порядке контроля за техническим состоянием некоторых элементов СУ (например, муфт или демпферов).

Как правило, крутильных колебаний рассчитывают проектные организации поставщиков судов или другие организации по их поручению, которые имеют доверенность РС. Как правило, для судов зарубежной постройки такую работу выполняют иностранные фирмы. Экспериментальная часть исследований обычно производится аттестованной измерительной лабораторией по контракту с судовладельцем. Лаборатория должна иметь свидетельство о признании РС, т.е. отвечать определенным требованиям по квалификации персонала, качеству приборного и программного обеспечения. Отчеты с результатами исследований должны рассматриваться РС для решения вопроса о допуске конкретных судов в эксплуатацию.

В системе контроля (мониторинга) крутильных колебаний важную роль играют специалисты и научные организации, способные не только выполнять указанные работы, но и совершенствовать требования РС, выполнять экспертизу документации, обучать и аттестовать сотрудников измерительных лабораторий и т.п. В отечественном судостроении головной организацией в рассматриваемой сфере считается ЦНИИ им. Академика А.Н. Крылова. Кроме того РС привлекает к выполнению подобных функций другие институты и опытных ученых.

1.3.2. Российский морской регистр судоходства

Классификационное общество Русский Регистр было создано 31 декабря 1913 года, который в 1923 году был переименован в Регистр СССР, а впоследствии - Российский морской регистр судоходства (далее РС). В структуру РС входит главное управление (ГУРС) и его филиалы, которые раньше (в СССР) назывались инспекциями РС. Главное управление находится в Санкт-Петербурге, а филиалы – в крупных морских портах России и за рубежом (в том числе в бывших Советских республиках). ГУРС разрабатывает и совершенствует Правила и нормативные документы РС на основе научных исследований, а также учитывает требования международных конвенций и кодексов. Он поддерживает и совершенствует внутреннюю систему менеджмента качества, разработанную в соответствии с международным стандартом ИСО 9001. Система менеджмента качества РС сертифицирована МАКО и Госстандартом РФ.

В СССР регистр считался основным государственным техническим органом надзора в области судостроения, а также классификации морских судов. После перехода на рыночные отношения в экономике страны, функции надзора РС была заменены спектром услуг по рассмотрению технической документации, осуществлению технического наблюдения и выдаче документов. К таким

документам относятся свидетельства и акты для судов и плавучих сооружений, а также - для судовых механизмов, оборудования, устройств, изделий и пр. Для поддержания судов в нормальном техническом состоянии, соответствующему классу РС, нормативные документы РС предусматривают систему периодических освидетельствований судов (ежегодных и очередных с периодичность 5 лет), которые выполняются под наблюдением филиалов РС.

1.3.3. Основные документы РС по крутильным колебаниям

По сравнению с иностранными классификационными обществами РС имеет наиболее подробные требования к расчетам и экспериментальным исследованиям крутильных колебаний. Они изложены как в самих правилах классификации и постройки морских судов, так и в правилах или руководствах по техническому наблюдению за постройкой или эксплуатацией судов. Основные требования по крутильным колебаниям, изложены в следующих разделах нормативных документов РС:

- Крутильные колебания (Раздел 8 из части VII Механические установки правил РС).
- Расчеты и измерения крутильных колебаний валопроводов судовых энергетических установок и агрегатов (глава 6.6. из 5 части «Правил технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов» НД № 2-020101-040 2004 г.),
- Инструкция по оформлению материалов по крутильным колебаниям валопроводов судовых энергетических установок и агрегатов (Приложение к главе 6.6. из 5 части «Правил технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов» НД № 2-020101-040, 2004),
- Методика диагностирования и определения остаточного ресурса силиконовых демпферов судовых ДВС (Приложение 47 из руководства по техническому наблюдению за судами в эксплуатации, НД № 2-030101-009).

Далее в этой главе приводятся основные положения первых трех нормативных документов РС. Естественно, что приведенный ниже текст в точности не совпадает с ними и в своей практической работе читатель должен обращаться непосредственно к этим документам. Методика диагностирования демпферов судовых двигателей подробно рассматривается в главе 5 этой книги.

1.3.4. Требования РС по оценке крутильных колебаний

В отличие от других классификационных обществ и МАКО в правилах РС проблеме оценки крутильных колебаний посвящен специальный раздел 8 (Часть VII Механические установки).

Этот раздел состоит из следующих глав: общие указания, допускаемые напряжения для коленчатых валов, допускаемые напряжения для промежуточных, упорных, гребных валов и валов генераторов, допускаемый момент в редукторе, допускаемый момент и температура упругих муфт, прочие элементы установки, измерения крутильных колебаний, запретные зоны частот вращения.

Перечень расчетных процедур по оценке крутильных колебаний дается в

общих указаниях этого документа РС. Он полностью соответствует методике и программам, приведенных во втором разделе нашей монографии. Требования РС по допускаемым параметрам также учтены в этой книге (Раздел 4). В правилах зарубежных квалификационных обществ требования по крутильным колебаниям регламентированы не в отдельном разделе, а в разделах по элементам силовой установки (например в разделе о прочности стальных валов с прямой передачей крутящего момента или коленчатых валов дизелей). Кроме того нормы для оценки влияния крутильных колебаний для других элементов СУ даются в документации поставщиков соответствующих изделий

1.3.5. Требования РС по организации исследований

В главе 6.6. пятой части «Правил технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов» содержатся требования к выполнению расчетов и измерений, предусмотренных разделом 8 части VII Механические установки Правил РС. К отчетным материалам по крутильным колебаниям, представляемым Регистру, относятся: расчет крутильных колебаний; предварительное заключение по результатам измерений крутильных колебаний и отчет по измерениям крутильных колебаний валопровода.

Расчеты крутильных колебаний валопровода должны представляться, прежде всего, при проектировании нового судна или агрегата. Кроме того, расчеты должны выполняться при изменениях в валопроводе серийного судна или агрегата, которые могут существенно повлиять на параметры крутильных колебаний. Приводится обширный перечень таких случаев. Расчеты крутильных колебаний для нового судна, как правило, представляются в составе документации технических проектов в ГУРС. Без представления расчетов крутильных колебаний чертежи валопровода судна РС не одобряются.

Измерение крутильных колебаний валопроводов проводится: во всех случаях, для которых представляются расчеты крутильных колебаний. Измерения крутильных колебаний валопроводов должны производиться во всем диапазоне частот вращения от минимально устойчивых до максимальных. В сложных установках, имеющих несколько двигателей, устройства отбора мощности, разобщительные муфты и т. п., измерения должны быть выполнены при всех вариантах включения двигателей и потребителей мощности. На судах с ВРШ крутильные колебания должны измеряться при номинальном и нулевом шаге винта, а в случае необходимости и при промежуточных значениях шага винта.

Измерения крутильных колебаний должны проводиться в процессе ходовых испытаний судна после монтажа всех навешенных штатных механизмов, регулировки, проверки главного механизма и ВРШ на соответствие спецификационным параметрам. Измерения крутильных колебаний «моторных» форм двигателей должны проводиться на заводе изготовителе агрегата или двигателя. При этом их безопасное развитие должно обеспечиваться заводом-изготовителем агрегата или двигателя. Измерения крутильных колебаний должны проводиться по программе, одобренной Регистром. Результаты измерений могут представляться в виде предварительного заключения. В этом случае окончательный отчет должен быть представлен не позднее трех месяцев в

объеме, указанном в инструкции приложения. На основании результатов измерений в акте освидетельствования механической установки делается запись о наличии или отсутствии запретных зон. При наличии запретных зон на шкалах тахометров, расположенных в постах управления главными механизмами, запретные зоны должны обозначаться хорошо видимой краской. Отчеты об измерениях крутильных колебаний должны направляться в ГУРС с заключением филиала РС, осуществляющей наблюдение при измерениях. Результаты измерений крутильных колебаний на головном судне серии распространяются на все суда этой серии и должны отражаться в документах РС, выдаваемых на суда.

1.3.6. Указания РС по оформлению расчетов крутильных колебаний

Такие требования регламентированы в инструкции РС по оформлению материалов по крутильным колебаниям. Отметим наиболее важные положения этой инструкции. Прежде всего, указывается на то, что программы расчетов на ЭВМ должны быть одобрены РС. Затем дается подробный перечень сведений, которые должны проводиться в расчетах. В вводной части должны быть даны основания для выполнения расчета (разработка технического проекта, модернизация энергетической установки, замена гребного винта и т. п.). Там же указывается методика, по которой он выполнен. Дается краткая характеристика судна и описание его энергетической установки. Для энергетической установки или агрегата приводится кинематическая схема с вынесением позиций от каждого элемента и их расшифровкой, а также эскиз валопровода, расчетная крутильная схема, включающая элементы судовой энергетической установки или агрегата. Особое внимание уделяется сведениям о параметрах двигателей внутреннего сгорания и режимах его работы. В частности необходимы данные о номинальной частоте вращения; числе цилиндров; диаметр цилиндра; ходе поршня; угле развала цилиндров (для V-образного двигателя); порядке вспышек; угле заклинки кривошипов; давление сжатия и другие характеристики.

Если в системе имеется демпфер, то следует привести его паспортные данные, включая назначенный ресурс (до первой проверки эффективности демпфера). Столь же подробные данные должны быть даны о гребном винте, по упругим муфтам и редукторам, по упорным, промежуточным и гребным валам и всем другим элементам. Приводится сводная таблица данных, характеризующих крутильную схему системы. Для пропульсивных дизель-электрических установок, для установок с гидравлическими или электромагнитными муфтами, а также для установок с различными вариантами включения элементов системы расчетные схемы приводятся отдельно для каждой части установки (например, «главный дизель-генератор» и «гребной электродвигатель - гребной винт» или «дизель - ведущая полумуфта» и «ведомая полумуфта-винт») или для каждого варианта включения элементов. Расчет должен содержать результаты определения всех частот и форм свободных колебаний, имеющих резонансы до 12-го порядка включительно в диапазоне частот вращения (от 0 до $1.2 n_p$), для каждой самостоятельной части установки или каждого варианта ее включения. Для каждой рассматриваемой формы колебаний должны быть определены частота свободных колебаний; относительные амплитуды колебаний масс, амплитуды эластических (переменных) моментов в соединениях; масштабы напряжений (моментов) всех участков системы; сумма произведений моментов

инерции масс на квадрат их относительных амплитуд.

Для каждого из порядков (гармоник) возмущающих моментов всех рассчитываемых форм колебаний должны быть приведены резонансные частоты вращения, значения амплитуд колебаний первой массы двигателя и напряжений (моментов) во всех элементах системы и их сопоставление с соответствующими допускаемыми значениями. Если по результатам расчета значения моментов в упругих муфтах близки к допускаемым, должно производиться также определение температуры их упругих элементов. При необходимости расчет должен содержать определение суммарных напряжений (моментов). По результатам расчета должны быть представлены графики напряжений (моментов) с нанесением на них допускаемых для длительной работы и быстрого прохода значений соответствующих величин и запретных зон (см. рис. 1-4). В случае превышения допускаемых напряжений определяется ширина запретной зоны в соответствии с 8.8 части VII «Механические установки» правил РС. В заключение расчета даются выводы об отсутствии запретной зоны в рабочем диапазоне частот вращения или о необходимости назначения зоны. В необходимых случаях следует дать рекомендации по изменению СУ.

1.3.7. Указания РС по измерениям крутильных колебаний

В предварительном заключении указываются наименование судна и номер проекта; дата, место и условия проведения измерений (загрузка и осадка судна, состояние моря и т. п.); исполнитель измерений (исполнитель должен иметь Свидетельство о признании установленной формы); использованная аппаратура и точки замеров; основные режимы измерений. Приводятся: максимальные резонансные амплитуды колебаний и напряжений в исследуемых сечениях с указанием резонансных частот вращения, порядков и форм колебаний, а также пересчитанные по результатам измерений напряжения и нагрузки в наиболее напряженных участках валопровода, измеренные температуры в резиновых элементах эластичных муфт. Для перечисленных элементов приводятся допускаемые значения напряжений (моментов) этих величин. В выводах заключения должно быть указано на необходимость назначения запретной зоны или отсутствие таковой. В случае назначения зоны указывается ее расположение и ширина, а также даются временные рекомендации по эксплуатации установки с учетом крутильных колебаний на период до выпуска окончательного отчета.

Заключительный отчет с результатами измерений крутильных колебаний валопровода должен содержать более подробные данные о цели, условиях проведения и результатах измерений. В заключении отчета делаются выводы об отсутствии запретной зоны во всем рабочем диапазоне частот вращения или о необходимости назначения зоны, ее расположении и ширине.

1.3.8. Развитие методического и программного обеспечения

Приведенные выше требования РС в основном разработаны специалистами ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова на основании многолетнего практического опыта исследования крутильных колебаний при проектировании и эксплуатации судов. Свой вклад в совершенствование правил РС вносили и другие специалисты и организации.

Некоторые зарубежные проектные организации и поставщики

комплектующего оборудовании оказывают услуги по расчету крутильных колебаний с помощью собственного программного обеспечения. Например такие расчеты выполняет фирма «Вулкан» - лидер по производству и поставке высоко эластичных муфт. Она имеет программу, позволяющую изучать разветвленные системы с числом масс до 99 и до 24 порядков момента от двигателя.