

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 допускаемых 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

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 компо-

нентов 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.

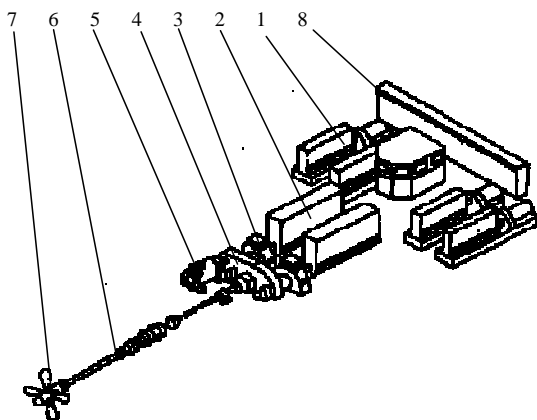


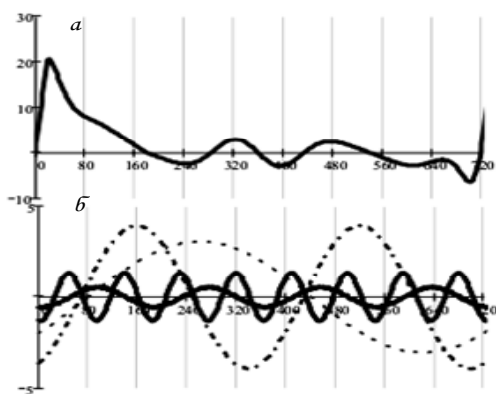
Рис. 1-1 Судовая энергетическая установка

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 применяются 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 относи-

тельно 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 повреждение 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 проходил 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  $720^{\circ}$ , а двухтактного - один оборот или  $360^{\circ}$ . Известно, что любая подобная периодическая кривая может быть разложена в ряд Фурье на гармонические составляющие, которые проще называть гармониками (рис. 2б). 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 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  $\Theta_y$  (кг  $m^2$ ), 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  $\nu$ -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.;  $\nu$  — порядок гармонической составляющей возмущающего момента.

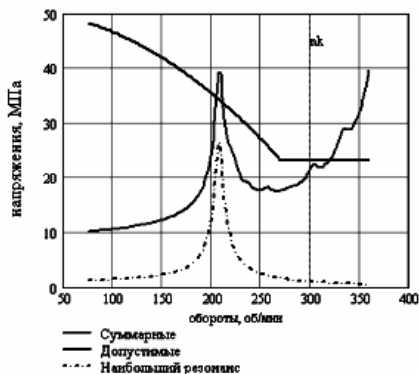


Рис. 1-4 Итоговый график оценки крутильных колебаний

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 возникнуть 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, Лаврье, 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. . .».

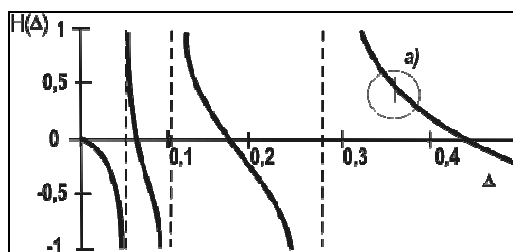
## 1.2.2. Изучение свободных колебаний систем

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 примирением 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 Хольце-

ру (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.

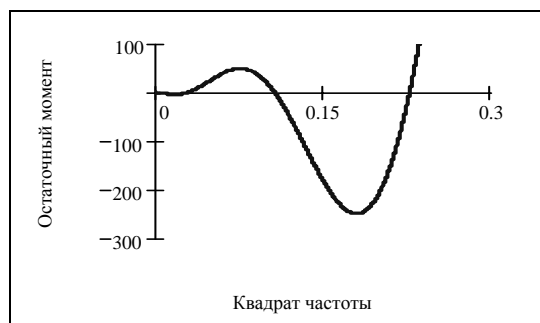


Рис. 1-7 Остаточные моменты по Хольцеру

### 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 материала 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 трение 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-Гардог 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 пошлого века упрощенного способа расчета резонансных амплитуд. Способ основывается на замене рассчитываемой системы эквивалентной одномассовой системой с собственной частотой, равной исследуемой резонанс-

ной 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

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

где:  $M_v \sum_{y=p}^z \overline{\alpha}_y$  - 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 сих 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 ( $\mu_y$ ) 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 узлах 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 многое 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. Дорья 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 нерезонансных 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 торсиографированию, 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  $n_r$ .

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

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 прибли-

женно 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 измерить 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, наклеенный 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 удастся 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 тарировки 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

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

## **Глава 2. Расчеты**

### **2.1. Общие положения**

Этот раздел монографии отличается от ранее изданной литературы по расчетам крутильным колебаниям тем, что в нем основанное внимание уделяется не теории исследуемых процессов (об этом кратко сказано ранее, в параграфе 1.2), а алгоритмам и процедурам расчета на компьютере в современных математических средах. Поэтому изложение этой темы мы начинаем с анализа и выбора сред программирования, которые с одной стороны были бы достаточно мощными для решения поставленных задач, а с другой стороны - простыми и наглядными для применения рядовыми пользователями компьютера, а не программистами. Другой особенностью раздела является знакомство с расчетами крутильных колебаний на конкретных примерах для реальных СУ. Методы расчета в этом разделе излагаются в указанной выше последовательности расположения основных этапов расчета, начиная с получения исходных данных и построения крутильной схемы системы вращающихся масс. Расчет крутильной схемы заключается в определении моментов инерции масс и податливости участков (соединений) между ними. Такие расчеты на практике приходится выполнять лишь при проектировании новых судов.

В большинстве случаев сотрудникам РС и измерительных лабораторий, а также учащимся (ВУЗов, курсов и др.) приходится использовать готовые крутильные схемы из расчетов, ранее выполненных фирмами (чаще иностранными). В первую очередь это надо измерительным лабораториям для корректировки схемы системы после торсиографирования. При использовании фирменных данных возникает ряд проблем с переводом их в систему единиц, принятых в наших расчетах. Этому вопросу уделяется здесь особое внимание. В этой работе дается оригинальное методическое и программное обеспечение для выполнения всех этапов расчета крутильных колебаний. Не смотря на эмпирическое происхождение ряда формул этой методики, мы гарантируем приемлемую достоверность оценки не только резонансных частот, но и амплитуд колебаний. Наша уверенность в достоверности метода базируется на вероятностной природе естественного рассеивания параметров демпфирования крутильной системы и тщательной его проверке путем расчета большого числа СУ разной степени сложности.

### **2.2. Программное обеспечение расчетов крутильных колебаний**

#### **2.2.1. Общие положения**

По мере развития ЭВМ в последние 50 лет в мире наблюдался интенсивный процесс создания и совершенствования соответствующего программного обеспечения. Это было связано с необходимостью решения сложных системных (управление элементами ЭВМ) и прикладных (для внешнего использования) задач. Здесь нам надо решить более узкую задачу по выбору такого математического редактора, который с одной стороны был бы достаточно мощным для расчета крутильных колебаний, но, с другой стороны, наиболее простым для пользователя разработанной программы, который не обязан владеть приемами

программирования. В принципе такой выбор можно сделать без особых доказательств с учетом личного опыта автора настоящей книги. Однако в условиях большого разнообразия существующих математических редакторов и традиций их применения представляется целесообразным наш выбор обосновать более корректно. Для начала отсеем из рассмотрения явно устаревшие программы инженерных расчетов (в том числе крутильных колебаний) с помощью таких алгоритмических языков как ранних версий Бейсика, Фортрана, Паскаля и т.п. Сущность программирования в этих редакторах сводилась к составлению листинга программы по нумерованным или не нумерованным строкам с использованием текстовых команд (на английском языке). Для расчета по этим программам из листинга следовало переходить в вычислительный блок программы по вводимым туда исходным данным. Для использования таких программ необходимо было изучить и освоить методы программирования, что не требуется делать пользователям современных ЭВМ.

### **2.2.2. Программы в оболочках**

Следующим передовым для своего времени шагом программирования инженерных расчетов стала разработка оболочек специализированных программ на основе некоторых из указанных (Паскаль, Бейсик и др.) и новых языков. Разработчики таких программ должны были быть хорошими программистами и, в то же время, высококлассными специалистами в области программируемых задач. В результате разрабатывался программный продукт в виде файла с программой, снабженной оболочкой для пользователя. Оболочка снабжалась кнопками и ячейками, куда пользователем должен заносить исходные данные по указаниям прилагаемой инструкции. По окончании ввода данных и нажатия на соответствующую кнопку на экране появлялись результаты расчета в виде таблиц или графика.

В частности подобная программа расчета крутильных колебаний в оболочке была разработана ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова для сотрудников РС. и других пользователей.

### **2.2.3. Расчеты в электронных таблицах EXCEL**

Наиболее доступным математическим редактором для инженерных расчетов можно считать электронные таблицы типа EXCEL. Они входят в стандартный набор офисных программ Microsoft (наряду с WORD, POWERPOINT, FRONTPAGE, OUTLOOK и др.)

Нам удалось составить в этой среде программы расчета крутильных колебаний любых неразветвленных систем как по Терских, так и по Хольцеру.

Расчет свободных колебаний методом «цепных дробей» выполнялся с направлением хода счета не в горизонтальном (как показано в работах [28, 58]), а в вертикальном направлении сверху вниз. На рис. 2-1 показан пример такого расчета.

На рисунке видна ячейка с местом надлома, где была задана нулевая суммарная стойкость (остаточный момент), для которой и были найдены квадрат безразмерной частоты 0,01518 и соответствующая ей частота свободных колебаний 2435 кол/мин с помощью операции «поиск решения».

Таким образом, имеется возможность применения электронных таблиц

EXCEL для расчета крутильных колебаний. Однако, программы приходится составлять каждый раз для конкретного случая.

Q <sub>0</sub> =	35,90	e <sub>0</sub> =	6,50E-09	k =	19768,22	d =	20		
Расчет СВОБОДНЫХ колебаний								W	e <sub>0</sub> *W
								1570,80	1,021E-05
Схема системы			d =	0,01518	N =	2435	кол/мин		
№ масс	МИМ	Подат	H массы	Hсм	Есм	Ампл	Эл мом	Масшт	момент
1	10,25	0,69	-0,1555	-0,1555	-5,7460	1	-0,15550	-15229,67	-23922713
2	1,00	1,00	-0,0152	-0,1892	-4,2851	0,89348	-0,16906	-16557,75	-26008850
3	1,00	1,00	-0,0152	-0,2485	-3,0234	0,72443	-0,18005	-17634,54	-27700266
4	1,00	1,00	-0,0152	-0,3459	-1,8908	0,54437	-0,18831	-18443,70	-28971291
5	1,00	1,00	-0,0152	-0,5441	-0,8380	0,35606	-0,19372	-18972,95	-29802636
6	1,00	1,00	-0,0152	-1,2084	0,1725	0,16234	-0,19618	-19214,26	-30181683
7	1,00	1,00	-0,0152	5,7827	1,1729	-0,03384	-0,19567	-19163,96	-30102680
8	1,00		-0,0152	0,0000		-0,22950			0
9	1,00	1,00	-0,0152	-0,4557	-1,1942	-0,42169	0,19218	18822,82	29566824
10	21,40	0,81	-0,3247	-0,3247	-2,2698	-0,57217	0,18578	18196,03	28582251

Рис. 2-1 Копия электронной таблицы EXCEL с фрагментом расчета свободных колебаний

Неудобство расчета состоит в том, что программирование электронных таблиц приходится выполнять в слепую с помощью клавиатуры.

## 2.2.4. Преимущества редактора высшего уровня MATHCAD

Теперь выполним оценку возможности применения для нашей цели математических редакторов так называемого высшего уровня. Наиболее мощными среди них принято считать MAPLE и MATHEMATICA. MAPLE — типичная интегрированная система, которая объединяет в себе мощный язык программирования; редактор для подготовки и редактирования документов и программ; современный многооконный пользовательский интерфейс с возможностью работы в диалоговом режиме. Редактор содержит мощную справочную систему со многими тысячами примеров; ядро алгоритмов и правил преобразования математических выражений; численный и символьный процессоры; систему диагностики; библиотеки встроенных и дополнительных функций; пакеты функций сторонних производителей и поддержку некоторых других языков программирования и программ.

Ко всем этим средствам имеется полный доступ прямо из программы. MAPLE — одна из самых мощных и «разумных» интегрированных систем символьной математики, созданная фирмой Waterloo Maple, Inc. (Канада). Во многих обзорах систем компьютерной алгебры MAPLE справедливо считается одним из первых кандидатов на роль лидера среди них. Ядро системы MAPLE V используется целым рядом других мощных систем компьютерной математики, например системами класса MATHCAD и MATLAB. Свое лидерство MAPLE завоевывает в честной конкурентной борьбе с другой замечательной математической системой — MATHEMATICA 4.1 - 5. Каждая из данных двух систем имеет свои особенности, но в целом эти две лидирующие системы практически равноценны.

Если говорить о недостатках этих систем, то можно отметить значительный объем места на жестком диске, которые они требуют и соответственно высокие требования к мощности и стоимости компьютеров. Второй недостаток —

программирование выполняется в традициях последовательного написания операторов в следующих друг за другом строках. Программист должен запомнить и уметь творчески применять большое количество команд, хотя многие функции имеют традиционную форму изображения.

MATHCAD является математическим редактором, позволяющим проводить разнообразные научные и инженерные расчеты, начиная от элементарной арифметики и заканчивая сложными реализациями численных методов. Пользователи MATHCAD — это студенты, ученые, инженеры, разнообразные технические специалисты. Благодаря простоте применения, наглядности математических действий, обширной библиотеке встроенных функций и численных методов, возможности символьных вычислений, а также превосходному аппарату представления результатов (графики самых разных типов, мощных средств подготовки печатных документов и Web-страниц), MATHCAD стал наиболее популярным математическим приложением. MATHCAD 11, 12 (и выше) в отличие от большинства других современных математических приложений, построен в соответствии с принципом WYSIWYG ("What You See Is What You Get" — "что Вы видите, то и получите"). Поэтому он очень прост в использовании, в частности, из-за отсутствия необходимости сначала писать программу, реализующую те или иные математические расчеты, а потом запускать ее на исполнение. Вместо этого достаточно просто вводить математические выражения с помощью встроенного редактора формул, причем в виде, максимально приближенном к общепринятому виду в офисных приложениях WINDOWS, и тут же получать результат. Математические расчеты производятся немедленно, в соответствии с введенными формулами; графики различных типов (по выбору пользователя) с богатыми возможностями форматирования вставляются непосредственно в документы. Символьные вычисления позволяют осуществлять аналитические преобразования, а также мгновенно получать разнообразную справочную математическую информацию. В состав MATHCAD входят несколько интегрированных между собой компонентов. Это мощный текстовый редактор для ввода и редактирования текста и формул, вычислительный процессор — для проведения расчетов согласно введенным формулам и символьный процессор, являющийся, по сути, системой искусственного интеллекта. Сочетание этих компонентов создает удобную вычислительную среду для разнообразных математических расчетов и, одновременно, документирования результатов работы. Этот математический пакет при достаточной мощности занимает значительно меньше места на жестком диске компьютера по сравнению с другими математическими программами, например MAPLE и MATHEMATICA.

Указанные преимущества в полной мере подтверждаются нашим многолетним опытом применения редактора MATHCAD, начиная с его первых версий (с четвертой - шестой) и кончая последней (на момент написания книги) - тринадцатой. Имеется опыт программирования в этой среде различных вероятностных, динамических и прочностных задач, включая расчеты колебательных процессов. Положительные свойства этого редактора делают его незаменимым средством обучения любым расчетам и в, том числе, достаточно сложных расчетов крутильных колебаний много массовых разветвленных систем. Еще отметим, что файлы с расчетами в среде MATHCAD 12 с расширением \*.mcd занимают очень мало места на диске. Например файл достаточно большого

расчета, имеет объем всего 266 Кбайт. Такие файлы можно транспортировать даже на старых дискетах 3,5' (1,4 Мбайт) без использования дорогостоящих запоминающих устройств USB (флешнакопителей).

В последних версиях MATHCAD (13 и выше) в качестве основного предусмотрено расширение \*.mxcad. Файлы с таким расширением предназначены для использования Интернета и занимают примерно в 2 раза больше места, чем с расширением \*.mcd. Но зато версия 13 обладает более совершенными средствами оформления графиков и решения уравнений. Эти обстоятельства позволяют принять окончательное решение о выборе среды MATHCAD в качестве основного средства программирования крутильных колебаний, рекомендуемого в этой монографии.

Обучение программированию и работы в среде MATHCAD изначально не входило в круг наших задач. Однако, по мере работы над рукописью стало ясно, что при рассмотрении конкретных примеров читатель сможет получить представления о том как можно работать в этой прекрасной среде программирования.

### **2.2.5. Рекомендации по компьютерному оснащению**

Специально для читателей и организаций, которые имеют намерения не только ознакомиться с азами исследования крутильных колебаний, но и использовать этот труд в качестве практического пособия, сообщаем данные о требованиях к компьютерному оборудованию. Для исследования крутильных колебаний предлагаемыми здесь методами достаточно иметь относительно дешевый компьютер типа Pentium III (и более) с частотой не менее 1 ГГц и оперативной памятью 256 Мбайт, оснащенной системой Microsoft Windows XP. На компьютере должен быть установлен комплект офисных программ Microsoft Office, включая Microsoft Office Excel и Microsoft Office Word. Обязательна установка средства Adobe Acrobat для чтения файлов с расширением PDF. Для решения графических задач рекомендуется применить пакет программ CorelDRAW Graphics Suite. И, наконец, на компьютер следует установить математический редактор MATHCAD с номером версии не менее 11. Рекомендуется всегда применять более качественные англоязычные варианты версий.

Исходя из многолетнего опыта использования различных версий MATHCAD следует предупредить о возможных проблемах распознавания текстовых комментариев, записанных русским шрифтом при программировании другими исполнителями в более ранних версиях этой среды. Обнаруженную «абракадабру» вместо русского текста как правило можно исправить заменой стиля шрифта. Конечно никаких проблем со шрифтами не возникнет при использовании одной и той же версии как для программирования, так и для чтения.

## **2.3. Расчет компонентов крутильной схемы**

### **2.3.1. Компоненты крутильной схемы**

В литературе и пособиях по расчету крутильных колебаний обычно в первую очередь рассматриваются компоненты, которые необходимы для расчета свободных колебаний. К таким компонентам относятся моменты инерции масс и податливости валов и других эластичных соединений.

Кроме того в число компонентов крутильной схемы мы включили параметры демпфирования инерционных и эластических моментов, что соответствует зарубежной практике программирования расчетов крутильных колебаний.

<u>Исходные данные</u>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Исходный документ: Расчет крутильных колебаний валопровода судна № 0000000000</li> <li>Объект исследования: модернизированная главная силовая установка СТР проекта 000</li> </ul>	
<b><u>Характеристика двигателя</u></b>	
Диаметр цилиндра $D$ :=	0.28 м
Ход поршня $S_p$ :=	0.36 м
Тактность $t$ :=	4
Мощность $\overset{ww}{W}$ :=	1250 квт.
Частота вращения в $n_k$ :=	680 об/мин
Число цилиндров $z$ :=	6
Порядок вспышек:	1-3-5-2-6-4
Средняя скорость поршня	$C_m := \frac{S_p \cdot n_k}{30}$
$C_m = 8.16$	м/с
Среднее эффективное давление $p_e$ :=	$\frac{W \cdot t}{250 \cdot \pi \cdot C_m \cdot D^2 \cdot z}$
$p_e = 1.659$	МПа
Среднее индикаторное давление $\overset{ww}{p_i}$ :=	$\frac{p_e}{0.85}$
$p_i = 1.9512$	МПа
Диаметр вала, $d$ :=	0.275 м
Податливость колена дизеля	$e_o := 1.968 \times 10^{-8}$
Момент инерции КШМ	$\Theta_o := 12.039$
Постоянная системы	$a := \frac{30}{\pi \cdot \sqrt{\Theta_o \cdot e_o}}$
$a = 1.9618 \times 10^4$	

**Фрагмент 2-1**

### 2.3.2. Исходные данные

Подробный перечень исходных данных, необходимых для расчета, был показан при изложении требований РС в разделе 1.3. В этой работе будут демонстрироваться программы расчетных процедур на примере конкретных типов судов. При этом копии частей программы, приводимые в тексте этой книги, названы нами фрагментами, в отличие от рисунков с изображением других объектов.

На самом первом фрагменте 2-1 приведен стандартный перечень исходных данных о двигателе, необходимый для расчетов крутильных колебаний по программам, расположенным ниже этих данных. Что касается остальных исходных данных, то к ним относятся чертежи проектной организации, а также сведения о крутильных схемах двигателей, редукторов, упругих муфт, демпферов и др. комплектующего оборудования. В этой главе приводятся примеры расчета в среде MATHCAD компонентов крутильной схемы, к которым относятся моменты инерции масс деталей  $\Theta$  и податливости валов  $e$ , соединяющих массы. На фрагментах программ расчета эти буквы применяются в сочетании с другими символами.

Следует особо рассмотреть вопрос о системах единиц при расчете крутильных колебаний. В ранее изданной литературе по крутильным колебаниям [28,58], применялись такие размерности. Для момента инерции –  $\text{кГ см сек}^2$ , а для податливости –  $\text{рад/кГ см}$ . При этом размеры указывались в сантиметрах, давления или напряжения в  $\text{кГ/см}^2$  и т.д. В наших расчетах мы будем применять размерности системы СИ, согласно которой: размеры указываются в метрах, момент инерции измеряется в  $\text{кг м}^2$ , податливость измеряются в  $\text{рад/нм}$ , эластические моменты в  $\text{нм}$ , напряжения в  $\text{МПа}$  и т.д. Между старыми и новыми размерностями элементов крутильной системы существуют следующие соотношения:

Для момента инерции -  $\text{кГ см сек}^2 = 0,098 \text{ кг м}^2$ ,

Для податливости -  $\text{рад/кГ см} = 10,197 \text{ рад/нм}$ ,

Для напряжений –  $\text{кГ/см}^2 = 0,098 \text{ МПа}$  и т.д.

Если для расчета будут применяться справочные данные из литературы, то с минимальной погрешностью в 2% можно принять для перехода к новой размерности надо момент инерции поделить, а податливость умножить на 10. Это, например, значит, что у двигателя 8NVD48 момент инерции КШМ  $150 \text{ кГ см сек}^2 = 15 \text{ кг м}^2$ , а податливость колена вала  $3.85 \cdot 10^9 \text{ рад/кГ см} = 3.85 \cdot 10^8 \text{ рад/н м}$ . При новых расчетах в системе СИ надо сразу применять указанные размерности, а также переводить в систему СИ размерности некоторых физических констант для материалов, например удельную массу и модуль сдвига. Это будет показано в примерах расчета. Теперь можно приступить к примерам расчета компонентов крутильной схемы.

### 2.3.3. Моменты инерции масс

**Простая цилиндрическая деталь.** Для начала приведем способ расчета момента инерции самой простой цилиндрической стальной детали (удельная масса стали  $\gamma = 7,85 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ). Она имеет ширину  $L$  м и внешний диаметр  $d$ , м. В общем случае деталь может иметь внутреннее сверление диаметром  $d_0$ , м. Этим способом можно пользоваться как для узких деталей большого диаметра (диски), так и для длинных деталей малого диаметра (валы и оси).

Этот пример здесь рассматривается более подробно, что бы, во первых, дать первые представления о программировании в среде MATHCAD. Во-вторых, формула расчета такой детали входит в структуру формул других, более сложных, деталей.

Момент инерции цилиндрической детали определяется по такой формуле



$$\theta = \frac{\gamma \pi}{32} L (d^4 - d_o^4) \quad (2-1)$$

Программа расчета приведена на фрагменте 2-2, который дает первое представление о преимуществах выбранной системы программирования

<u>Момент инерции простого цилиндра</u> (размеры в метрах)	
Удельный вес стали	$\gamma := 7.85 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Диаметр и длина цилиндра	$d := 0.5 \quad L := 0.2$
Диаметр сверления	$d_o := 0$
Искомый момент инерции	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$\Theta(d, d_o, L) := \frac{\gamma \cdot \pi}{32} \cdot (d^4 - d_o^4) \cdot L$	$\Theta(d, d_o, L) = 9.633$

#### Фрагмент 2-2

Отметим некоторые особенности программы. Во-первых, исходные данные для расчета должны всегда располагаться перед формулой (выше или слева). Во-вторых, вид программы подобен написанию формул в текстовом редакторе. В-третьих, формула написана в виде функции пользователя, что позволяет выполнять расчет исследуемой величины путем подстановки в функцию новых исходных данных, например,  $\Theta(0.3, 0.1, 2.2) = 13.564$ . Еще одно важное замечание – дробная часть числа всегда отделяется от целой части точкой, а не запятой.

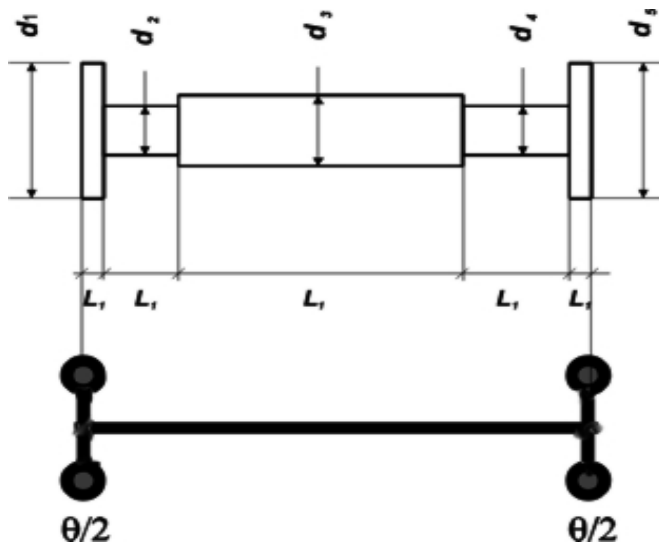
**Часть валопровода со ступенчатыми валами.** Расчет такой более сложной конструкции является типичным при составлении крутильной схемы. Он заключается в суммировании моментов инерции последовательно соединенных валов с последующим распределением суммарного момента по концам участка. При очень длинном валопроводе эту величину можно разделить на три или четыре части, а созданные таким образом массы распределить равномерно по длине валопровода, два из которых помещаются на концах участка. Последние массы суммируются со смежными сосредоточенными массами. Пример рассмотренного расчета приведен на фрагменте 2-3.

Отметим его особенности. Во-первых, здесь показан способ определения момента инерции всех участков по одной и той же формуле с помощью векторов для каждой переменной величины ( $d$  и  $L$ ). Во-вторых, показана простая методика суммирования результата расчета.

Следует еще обратить внимание на текстовые комментарии, которые создаются в текстовых вставках и облегчают понимание сути расчета. В программу можно поместить рисунок, созданный в каком ни будь графическом редакторе.

**Маховик.** Расчет момента инерции маховика и других похожих деталей (зубчатых колес, демпферов и др.) отличается от предыдущего расчета тем, что здесь суммируются моменты инерции цилиндрических элементов, которые расположены не последовательно друг за другом, а как бы вставлены друг в друга.

## Участок валопровода



### Ввод исходных данных

Количество участков  $ku := 5$      $i := 1 .. ku$

Вводим исходные данные - диаметры и длины участков, находим суммарный момент инерции и распределяем его поровну по концевым фланцам для последующего сложения со смежными участками

Искомый момент инерции

$$J_{\text{сум}} := \sum_{i=1}^{ku} \left[ \frac{\gamma \cdot \pi}{32} \cdot (d_i)^4 \cdot L_i \right]$$

$$J_{\text{сум}} = 0.728$$

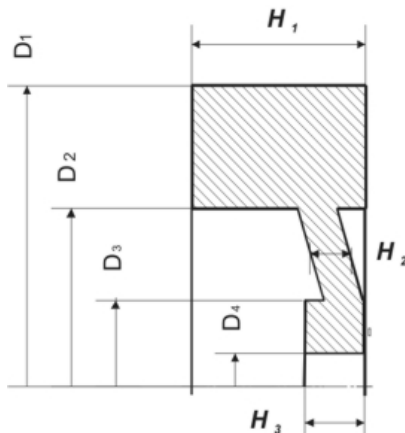
$$\frac{J_{\text{сум}}}{2} = 0.364$$

$d_i :=$                        $L_i :=$

0.3	0.03
0.14	0.18
0.15	0.6
0.13	0.3
0.3	0.03

Фрагмент 2-3

### Маховик



Номера участков

$i1 := 1..3$

$MIM_{i1,0} := i1$

$MIM_{0,4} := "MIM"$

$MIM_{0,3} := "Dmin"$

$MIM_{0,1} := "Hi"$

$MIM_{0,2} := "Dmax"$

$MIM_{0,0} := "№"$

$MIM_{i1,1} :=$

0.16
0.05
0.075

$MIM_{i1,2} :=$

1
0.8
0.35

$MIM_{i1,3} :=$

0.8
0.35
0.1

Моменты инерции частей

$$MIM_{i1,4} := \frac{\gamma \cdot \pi}{32} \cdot \left[ (MIM_{i1,2})^4 - (MIM_{i1,3})^4 \right] \cdot MIM_{i1,1}$$

"№"	"Hi"	"Dmax"	"Dmin"	"MIM"
1	0.16	1	0.8	72.801
2	0.05	0.8	0.35	15.205
3	0.075	0.35	0.1	0.862

$MIM =$

Искомый момент инерции маховика

$$\ominus M := \sum_{i1=1}^3 MIM_{i1,4}$$

$$\ominus M = 88.867$$

Фрагмент 2-4

При этом каждая деталь имеет разную ширину, а внешний диаметр вставляемого элемента равен внутреннему диаметру большего элемента. В примере расчета, показанного на фрагменте 2-4, используется матричный способ расчета, когда исходные и результирующие переменные кодируются координатами ячеек матриц (номера строки и столбца).

Отметим в этой связи одно свойство программирования в среде MATHCAD. Оно заключается в присвоении начального индекса массива (т.е. номеров первой строки и первого столбца) ORIGIN. По умолчанию ORIGIN = 0. Это удобно для заполнения первой (нулевой) строки и первого (нулевого) обозначением исследуемых величин, что и реализовано в рассматриваемом примере.

В других случаях удобнее использовать вариант ORIGIN = 1, когда (например, при статистических расчетах), надо применить матрицы для образования векторов без индексов.

**Гребной винт.** Момент инерции гребного винта в принципе можно рассчитывать аналогичными методами теоретической механики. Однако на практике для этого применяют полуэмпирические формулы. В отечественном судостроении популярностью пользуется формула Л.М. Кутузова, которая приведена на фрагменте 2-5 с учетом трех вариантов назначения коэффициента присоединенной массы воды (минимальный, средний и максимальный).

<u>Гребной винт</u>			
Диаметр	<b>Dv := 1.3</b>	Дисковое отношение	<b>Ad := 0.85</b>
Уд. масса бронзы	<b>γd := 8.5 · 10<sup>3</sup></b>		
Кэфф. присоединенной воды	<b>kv :=</b>	$\begin{pmatrix} 1.3 \\ 1.35 \\ 1.4 \end{pmatrix}$	
Искомый момент инерции			
<b>⊙G := 28 · 10<sup>-5</sup> · γd · Dv<sup>5</sup> · kv · Ad · (Ad + 3)</b>	<b>⊙G =</b>	$\begin{pmatrix} 37.594 \\ 39.04 \\ 40.486 \end{pmatrix}$	

**Фрагмент 2-5**

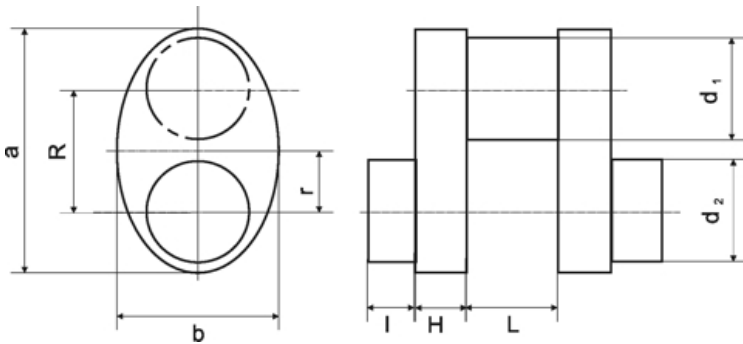
Могут возникнуть ситуации, когда кроме диаметра никаких других данных о гребном винте не имеется.

Путем корреляционного анализа фактических данных двадцати гребных винтов в диапазоне диаметров от 0.6 до 6 м удалось получить следующую эмпирическую формулу для момента инерции гребного винта (с учетом присоединенной доли воды).

$$\theta G = (5,8 \pm 1,6) D^5, \tag{2-2}$$

где  $D$  – диаметр гребного винта в м.

### Колено коленчатого вала дизеля



Масса шатуна  $G_s := 48$

Масса поршня  $G_p := 45$

$d_1 := 0.145$

$d_2 := 0.15$

Частота вращения  $n := 360$  об/мин

$R_{\text{ш}} := 0.18$

$l_{\text{ш}} := 0.12$

$l_{\text{п}} := 0.13$

Размеры щеки: Высота  $a := 0.36$  ширина  $b := 0.236$

толщина  $H_{\text{ш}} := 0.073$  Расстояние до центра тяжести  $r := 0.09$

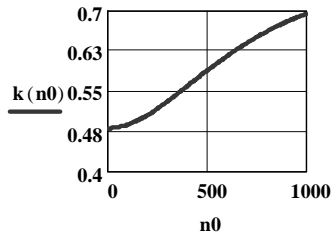
Расчет момента инерции колена

$$\Theta_{\text{кв}} := \frac{\gamma \cdot \pi}{32} \cdot \left[ d_2^4 \cdot l + L \cdot d_1^2 \cdot (d_1^2 + 8 \cdot R^2) + H \cdot a \cdot b \cdot (a^2 + b^2 + 16 \cdot r^2) \right]$$

$\Theta_{\text{кв}} = 2.142$

$$k(n) := 0.8 \cdot \frac{0.3 + (0.001 \cdot n)^2}{0.5 + (0.001 \cdot n)^2}$$

$k(n) = 0.546$



Общий момент инерции КШМ

$$\Theta_{\text{кшм}} := \Theta_{\text{кв}} + \frac{R^2}{2} \cdot [G_p + (1 + k(n)) \cdot G_s]$$

$\Theta_{\text{кшм}} = 4.073$

Эта величина практически совпала с результатами расчета в альбоме Терских 4,02 кгм<sup>2</sup>, а так же со справочником.

Фрагмент 2-6

Тактность  $t := 4$  Диаметр цил.  $D := 0.24$  Ход порш.  $Sp := 2R$

$$d0 := \frac{d_2 + d_1}{2} \quad d0 = 0.147$$

Момент инерции КШМ

$$\Theta_{ksm}(D, Sp, d0) := 7.85 \cdot 10^3 \cdot D \cdot \left( \frac{Sp}{\left| \begin{array}{l} 2.2 - 0.9 \cdot \frac{d0}{D} \text{ if } t = 2 \\ 2.67 - 1.58 \cdot \frac{d0}{D} \text{ if } t = 4 \end{array} \right|} \right)^4$$

$$\Theta_{ksm}(D, Sp, d0) = 3.798$$

Податливость колена

$$Ek(D, Sp, d0) := \frac{D}{d0^4} \cdot 10^{-10} \cdot \left| \begin{array}{l} 0.98 + 2.9 \cdot \frac{d0}{Sp} \text{ if } t = 2 \\ 0.92 + 2.05 \cdot \frac{d0}{D} \text{ if } t = 4 \end{array} \right|$$

$$Ek(D, Sp, d0) = 1.105 \times 10^{-7}$$

Постоянная а

$$ax(D, Sp, d0) := \frac{30}{\pi \cdot \sqrt{Ek(D, Sp, d0) \cdot \Theta_{ksm}(D, Sp, d0)}}$$

$$ax(D, Sp, d0) = 14738.454$$

Полученные параметры оказались в удовлетворительном согласии с более точными значениями для того же двигателя

### Фрагмент 2-7

**Кривошипно-шатунный механизм дизеля.** В заключении рассмотрим программу расчета момента инерции кривошипно-шатунного механизма дизеля на основе известной формулы из работ [11,23,28,39, 58,59], которая показана в нижней части фрагмента 2-6. В состав этой формулы входит момент инерции колена коленчатого вала, расчет которого имеет ряд особенностей по сравнению с расчетом момента инерции простого вала или маховика. Особенность заключается в том, что кроме коренных шеек, остальные части этой детали (щеки и

шатунные шейки) вращаются вокруг оси на некотором расстоянии  $R$  от нее. Для учета этого свойства к моменту инерции самой части следует добавлять произведение ее массы на квадрат того расстояния. Другая особенность заключалась в том, что щека коленчатого вала была аппроксимирована эллипсоидом и для нее была применена соответствующая формула для расчета момента инерции. Достоверность предложенной формулы и рассмотренной программы расчета момента инерции КШМ подтверждена сравнением расчетного значения  $4,07 \text{ кгм}^2$  с ранее определенной и подтвержденной экспериментально величиной  $4,02 \text{ кгм}^2$  для того же двигателя 8NVD36 [55,58].

В нашей практической работе были случаи, когда надо было определять момент инерции КШМ и податливость колена при отсутствии данных о размерах коленчатого вала. В таких случаях могут быть полезны формулы и программы, приведенные на фрагменте 2-7.

### 2.3.4. Податливость металлических валов

**Простая цилиндрическая деталь.** Рассмотрим методы оценки податливости в том же порядке, какой был применен для расчета моментов инерции масс. Сначала покажем способ расчета податливости самой простой цилиндрической стальной детали, которая имеет ширину  $L$  (м) и внешний диаметр  $d$  (м). В общем случае деталь может иметь внутреннее сверление диаметром  $dc$  (м).

Этот пример целесообразно рассмотреть более подробно, что бы, во первых, продолжить ознакомление с приемами программирования в среде MATHCAD.

Во-вторых, принципы расчета податливости такой простой детали справедливы для деталей любой степени сложности.

Податливость цилиндрической детали определяется по такой формуле

$$e = \frac{32}{\pi G} \frac{L}{(d^4 - dc^4)}, \quad (2-3)$$

где  $G$  – модуль сдвига для материала детали, Па.

Программа расчета приведена на фрагменте 2-8а, где для удобства программирования введен коэффициент материала

$$KK(mater) = \frac{32}{\pi G} . \quad (2-4)$$

В порядке ознакомления с программой MATHCAD целесообразно обратить внимание на небольшую подпрограмму по расчету указанного коэффициента, содержащего так называемый скрипт «mater» в виде таблички с кнопками для выбора материала (сталь, чугун или бронза). При нажатии на название материала происходит автоматическое вычисление коэффициента  $KK(mater)$  для соответствующего ему модуля сдвига.

Если в формуле для расчета податливости применяется несколько материалов (см. пример о вале с облицовкой), то не сложно для них определить коэффициент  $KK(mater)$ , путем подставки в скобки номер этого материала в скрипте, например  $KK(3)$  для бронзы при сохранении  $KK(mater)$  для стали.

**Вал с облицовкой.** Гребные валы с подшипниками на водяной смазке обычно снабжены бронзовой облицовкой, насаженной на вал на тугой посадке.

Различие модулей сдвига для стали и бронзы можно учесть расчетом по формуле, показанной на фрагменте 2-8б

**Ступенчатый вал.** Обычно реальный валопровод состоит из участков с различными длинами и диаметрами (см. эскиз на фрагменте 2-3). Податливость такого валопровода равна сумме податливостей участков, что отражено в программе на фрагменте 2-9. Строго говоря, при таком расчете следует вводить поправки на влияние галтелей и переходов от одного участка к другому по указаниям работ [28,58]. Для их расчета требуются графики и номограммы, приведенные в указанных трудах, что повышает трудоемкость ручного счета и усложняет проблему его программирования.

Между тем, влияние таких поправок на суммарную податливость валопровода незначительное, если учесть небольшой перепад диаметров на протяженных участках и малую толщину фланцев, диаметр которых заметно больше диаметра вала. Поэтому в нашей программе указанные поправки не рассчитываются и не учитываются (см. фрагмент 2-9), что не отражается на достоверности расчета.

**Коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания.** Определение податливости колена коленчатого вала представляет собой проблему, которая пока не имеет общепринятого однозначного решения из-за сложности конструкции этой детали и некоторой неопределенности в моделировании влияния на жесткость вала зазоров в коренных подшипниках. Обоснованием методики расчета этого показателя занимались многие ведущие моторостроительные фирмы и ученые с начала 20 века. При этом применялись не только аналитические, но и экспериментальные методы исследования натуральных коленчатых валов.

Результаты этих исследований опубликованы [11,23,28,39, 58,59], что позволяет оценивать податливость колена по нескольким известным формулам с последующим выбором подходящего решения. Решение может приниматься либо по среднему результату, либо с учетом подобия рассматриваемого коленчатого вала прототипу для которого разрабатывалась та или иная формула. Следует учитывать дисперсию (коэффициента вариации) значений податливости, получаемых по разным формулам. На фрагментах 2-10 и 2-11 приведены программы расчета податливости колена коленчатого вала по 6 формулам, которые разработаны С.С. Зиманенко, фирмой Зульцер, Коломенским машиностроительным заводом, В.П. Терских, Картером и С.П. Тимошенко.

Кроме того, выполнялась оценка податливости колена по эмпирической формуле автора, показанной на фрагменте 2-7.

По данным этих исследований [58,55] податливость колена составила  $1 \cdot 10^{-8}$   $1/\text{кг}\cdot\text{см}$ , что соответствует величине  $1,02 \cdot 10^{-7}$  рад/нм, которую можно условно принять за эталон.

На фрагменте 2-11 приведена итоговая сравнительная таблица результатов расчета по всем 6 формулам, из которой виден разброс результатов расчета от  $1,01 \cdot 10^{-7}$  до  $1,38 \cdot 10^{-7}$  при средней величине  $1,18 \cdot 10^{-7}$  и коэффициенте вариации  $V = 0,11$ .



Коэффициент податливости с учетом модуля сдвига

mater :=

Сталь
Чугун
Бронза

KK(mater) :=

32

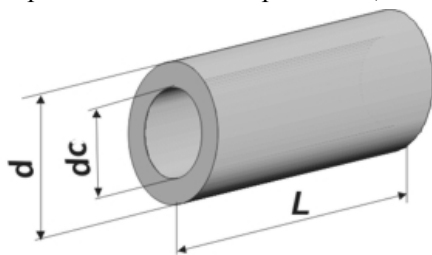
$$\pi \cdot \begin{cases} 7.943 \times 10^{10} & \text{if mater} = 1 \\ 6.865 \times 10^{10} & \text{if mater} = 2 \\ 4.119 \times 10^{10} & \text{otherwise} \end{cases}$$

mater = 1

KK(3) =  $2.473 \times 10^{-10}$

$8.1 \cdot 10^5 \cdot (9.807 \times 10^4) = 7.944 \times 10^{10}$

а) Цилиндрический вал со сверлением (общий случай)



d := .15

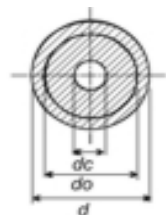
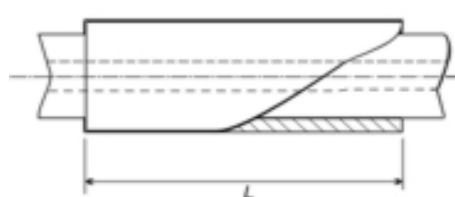
L := 0.3

dc := 0.1

$$ev(d, dc, L) := KK(mater) \cdot \frac{L}{d^4 - dc^4}$$

ev(d, dc, L) =  $9.47 \times 10^{-8}$

б) Вал со сверлением и облицовкой



Коэффициент податливости для бронзы KK(3) =  $2.473 \times 10^{-10}$

Диаметр облицовки D1 := 0.2 d = 0.15 dc = 0.1

Искомая податливость

$$eOb(d, dc, D1, L) := \frac{KK(3) \cdot KK(mater) \cdot L}{(d^4 - dc^4) \cdot KK(3) + (D1^4 - d^4) \cdot KK(mater)}$$

eOb(d, dc, D1, L) =  $3.952 \times 10^{-8}$

### Ступенчатый вал

Количество участков  $ku = 5$      $i := 1..ku$      $dc := 0.1$

Ввести диаметры  
и длины участков

$d_i :=$      $L_i :=$

0.3	0.03
0.14	0.18
0.15	0.6
0.13	0.3
0.3	0.03

Податливости  
каждого  $i$  - го участка

$$ee_i := \frac{KK(mater) \cdot L_i}{(d_i)^4 - dc^4}$$

Общая податливость вала

$$eee := \sum_{i=1}^{ku} ee_i$$

$$eee = 4.789 \times 10^{-7}$$

### Фрагмент 2-9

Расчет по приближенной формуле на фрагменте 2-7 дал величину  $1,11 \cdot 10^{-7}$ . Если рассматривать эти результаты только со статистической точки зрения, то им можно дать положительную оценку, ввиду малой величины коэффициента вариации  $V$ .

Поэтому можно было бы принять податливость колена, равной среднему значению. Однако, учитывая равноценность формул, следовало бы выбрать среди них более простые зависимости, дающие оптимальные результаты. С этой точки зрения предпочтение следует отдать формулам Зульцера и Картера. При отсутствии подробных данных о коленчатом вале допустимо использовать формулу Терских.

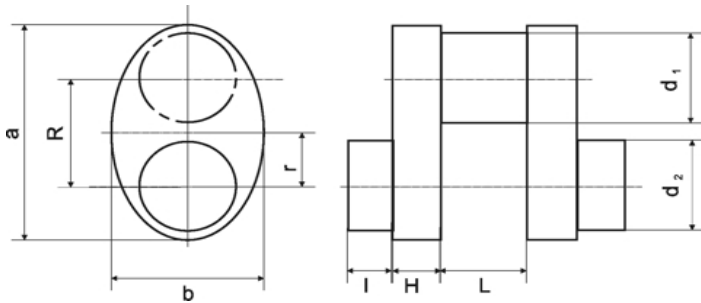
Расчет выполнен по исходным данным для двигателя 8ЧН24/36 с учетом результатов не только расчета крутильных колебаний, но и торсиографирования.

### 2.3.5. Податливость эластичных соединений.

**Область применения эластичных соединений.** Рассмотренные выше стальные валы являются основными деталями для передачи крутящего момента от двигателя к потребителю энергии. Наряду с ними в современных установках применяются специальные соединения и устройства, обладающие высокой эластичностью (т.е. пониженной жесткостью) по сравнению со стальными валами. Некоторые из таких элементов давно известны как устройства для передачи энергии от генераторов к потребителям. Например - это ременная или клиноременная передача.

Вставка эластичных муфт в линию валопровода позволяет устранять опасные резонансы за счет существенного снижения частоты свободных колебаний. Обычно упругие муфты, устанавливаются перед редукторами с целью решения еще одной проблемы - центровки валов, что особенно актуально для амортизированных агрегатов.

Податливость коленчатого вала



$$d_{1w} := 0.145 \quad d_{2w} := 0.15 \quad R_w := 0.18 \quad l_w := 0.12 \quad L := 0.13$$

Размеры щеки: Высота  $a_w := 0.36$  ширина  $b_w := 0.236$

толщина  $H_w := 0.073$  Расстояние до центра тяжести  $r_w := 0.09$

Формулы

Зиманенко

$$ekz := KK(\text{mater}) \cdot \left( \frac{L^2 + 0.6 \cdot H \cdot d_1}{d_1^4 \cdot L} + \frac{4 \cdot l \cdot R + b \cdot d_1}{5 \cdot d_2^4 \cdot R} + \frac{R}{H \cdot b^3} \cdot \sqrt{\frac{R}{d_2}} \right)$$

Зульцера

$$ekZ := KK(\text{mater}) \cdot \left[ \frac{L + 0.4 \cdot d_1}{d_1^4} + \frac{l + 0.4 \cdot d_2}{d_2^4} + \frac{0.8 \left( R - \frac{4 \cdot d_2}{3 \cdot \pi} \right)}{H \cdot b^3} \right]$$

Коломенского завода

$$ekK := KK(\text{mater}) \cdot \left[ \frac{L}{d_1^4} + \frac{l}{d_2^4} + \frac{0.9R}{H \cdot 0.9 \cdot b^3} \cdot \left( 1 + \frac{0.64}{R^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{d_1^4 \cdot d_2^4}{R^2}} \right) \right]$$

Терских

$$ekT := \frac{9.4}{7.943 \times 10^{10}} \cdot \left( \frac{L + l + 2 \cdot H + 0.5 \cdot R}{d_0^4} \right)$$

Фрагмент 2-10

Картера

$$ekKa := KK(mater) \cdot \left( \frac{0.75 \cdot L}{d_1^4} + \frac{1 + 0.8 \cdot H}{d_2^4} + \frac{1.5R}{H \cdot b^3} \right)$$

По С.П. Тимошенко при свободном перемещении шеек

$$ekTm := KK(mater) \cdot \left( \frac{L + 0.9 \cdot H}{d_1^4} + \frac{1 + 0.9 \cdot H}{d_2^4} + \frac{3 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{8.1 \cdot 10^5}{2.1 \cdot 10^6} \cdot \frac{R}{H \cdot b^3} \right)$$

$$j := 1..6$$

Подат 0, 0 := "Формула"      Подат 0, 1 := "Результат"

Подат j, 1 :=      Подат j, 0 :=

ekz	"Зиманенко"
ekZ	"Зульцера"
ekK	"КоломЗавод "
ekT	"Терских"
ekKa	"Картер"
ekTm	"Тимошенко"

Подат =

"Формула"	"Результат"
"Зиманенко"	$1.3763 \cdot 10^{-7}$
"Зульцера"	$1.1257 \cdot 10^{-7}$
"КоломЗавод "	$1.0122 \cdot 10^{-7}$
"Терских"	$1.2151 \cdot 10^{-7}$
"Картер"	$1.0956 \cdot 10^{-7}$
"Тимошенко"	$1.2567 \cdot 10^{-7}$

Фактические данные

$$efakt := 1.112 \times 10^{-7}$$

$$efakE := 1.105 \times 10^{-7}$$

$$esR := \frac{\sum_{j=1}^6 \text{Подат } j, 1}{6}$$

Средняя податливость

$$esR = 1.18 \times 10^{-7}$$

$$КВАР := \frac{1}{esR} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^6 (\text{Подат } j, 1 - esR)^2}{5}} \quad \text{Квафф. вариации} \quad \text{КВАР} = 0.11$$

### Фрагмент 2-11 (продолжение фрагмента 2-10)

В то же время конструкции упругих муфт обладают еще и высокими демпфирующими свойствами, которые необходимы для гашения крутильных колебаний. Некоторые элементы эластичных муфт используются в демпферах крутильных колебаний. Например, на этой основе созданы рессорные демпферы с плоскими рессорами или упругими гильзами.

Существует большое разнообразие конструкций эластичных муфт. Здесь можно отметить, что их податливость (или жесткость), которая указывается в документации, всегда определяет поставщик муфт. Тем не менее, в учебных целях или для практической работы, можно рекомендовать приведенные ниже программы для расчета некоторых высоко эластичных соединений. Такая потребность может возникнуть при анализе причин повреждений упругих элементов муфт и демпферов. Приведенные программы составлены при допущении линейности характеристик рассматриваемых муфт, что, строго говоря, на практике не соблюдается. Однако, учет нелинейности резко повышает сложность расчетов, но отнюдь не приводит к повышению их достоверности. Это связано с очень большой нестабильностью упругих свойств (модуля упругости) резины и других неметаллических материалов, которые к тому же изменяются со временем. Об этом свидетельствует значительный разброс фактических частот свободных колебаний соответствующих форм на однотипных судах. В указанных условиях вопрос о жесткости эластичных передач окончательно должен решаться экспериментально, либо на стендах изготовителей устройств, либо путем торсиографирования на судах.

**Ременная передача.** На фрагменте 2-12 приведена простая программа расчета податливости ременной передачи

<u>Ременная передача</u>			
Радиус шкива	<b>Rsh := 0.3</b>	ширина ремня	<b>b := 0.05</b>
длина ремня	<b>L := 1.5</b>	толщина ремня	<b>h := 0.008</b>
Модуль упругости	<b>Erm := 1800 · (9.807 × 10<sup>4</sup>)</b>		<b>Erm = 1.765 × 10<sup>8</sup></b>
Искомая податливость передачи	<b>erm := <math>\frac{L}{Rsh^2 \cdot b \cdot h \cdot Erm}</math></b>		<b>erm = 2.36 × 10<sup>-4</sup></b>

**Фрагмент 2-12**

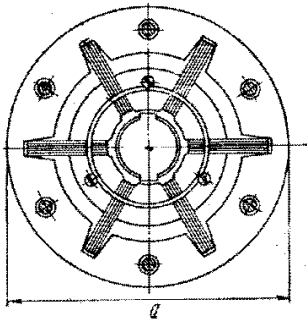
Согласно энциклопедии Брокгауза и Ефрона, изданной еще в конце позапрошлого века, модуль упругости бывшего в употреблении ремня находится в пределах от 1500 до 2000 кг/см<sup>2</sup>. В расчет принято значение 1800 кг/см<sup>2</sup>, с последующим пересчетом в систему СИ.

**Эластичные устройства с металлическими упругими элементами.** В этот класс устройств объединены муфты и демпферы крутильных колебаний. Их общими элементами можно считать ведущую часть со стороны генератора энергии и упругие элементы. В конструкции муфты последние соединены с ведомым валом СУ, а у демпфера они соединены с массивным маховиком.

Наибольшее распространение получили два типа упругих элементов – рессоры в виде пакета пластин (фрагмент 2-13а) или в виде цилиндрических гильз (фрагмент 2-13б). На указанных фрагментах даны алгоритмы расчета податливости для случая их работы в диапазоне малых амплитуд колебаний, когда их характеристики линейны.

## МУФТЫ

а) С рессорными пружинами.



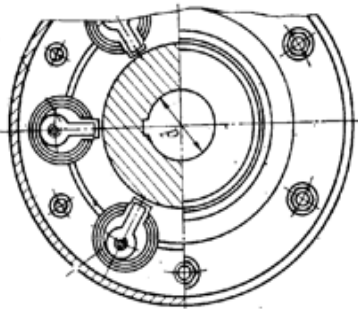
Число пакетов  $\underline{m} := 6$   
 пластины в пакете  
 Число  $\underline{n} := 5$   
 толщина  $\underline{h} := 0.005$   
 ширина  $\underline{b} := 0.03$   
 рабочая длина  $\underline{l} := 0.15$   
 Расстояние от центра до заделки  $\underline{R} := 0.2$

Модуль упругости для стали  $\underline{E_{mat}} := \text{vlookup}(\text{"Сталь"}, \text{CONST}, 1)$

Податливость на линейном участке при малых амплитудах

$$\underline{e_{Mpl}} := \frac{6 \cdot l^2}{m \cdot E_{mat} \cdot n \cdot b \cdot h^3 \cdot (R + l)} \quad e_{Mpl} = (1.665 \times 10^{-5})$$

б) С пакетами гильзовых пружин.



Радиус окружности для центров пружин  $\underline{R} := 0.2$   
 Число пакетов в муфте  $\underline{m} := 6$   
 Ширина пружин  $\underline{b} := 0.05$   
 толщина пружин  $\underline{h} := 0.001$   
 Количество пружин в пакете  $\underline{np} := 8$

радиусы пружин  $\underline{ip} := 0..np - 1$   $\underline{r_{ip}} := 0.01 + 0.001 \cdot ip$

$\underline{r_p^T} = (0.01 \ 0.011 \ 0.012 \ 0.013 \ 0.014 \ 0.015 \ 0.016 \ 0.017)$

средний радиус пружин  $\underline{r_{ps}} := \text{mean}(r_p)$   $\underline{r_{ps}} = 0.014$

Искомая податливость муфты

$$\underline{e_{Mpp}} = (1.959 \times 10^{-6})$$

$$\underline{e_{Mpp}} := \frac{6 \cdot \pi}{m \cdot E_{mat} \cdot b \cdot h^3 \cdot R^2 \cdot \sum_{ip=0}^{np-1} \frac{1}{(r_{ip})^3}}$$

Фрагмент 2-13

На фрагменте 2-14 программы рекомендуем обратить внимание на оператор:

$\underline{E_{mat}} := \text{vlookup}(\text{"Сталь"}, \text{CONST}, 1)$

Он предназначен для нахождения искомой величины (в данном случае моду-

ля упругости Emat) в матрице A (в данном случае она обозначена CONST ) по названию строки (в данном случае «Сталь») в названном столбце (в данном случае 1, что соответствует данным о модуле упругости) указанной матрицы (см. фрагмент 2-14). Естественно, эта таблица должна располагаться выше фрагментов 2-13 с оператором Emat.

**Эластичные устройства с неметаллическими упругими элементами.** Далее приводятся программы расчета податливости для двух наиболее распространенных типов эластичных муфт, упругие элементы которых изготовлены из резины или других упругих композиций на основе резины.

К таким устройствам, прежде всего, относятся муфты с торообразным упругим элементом, напоминающим покрышку автомобиля. Расчет ее податливости дан на фрагменте 2-15а. Другой распространенный тип пальцевых муфт с резиновыми дисками показан на фрагменте 2-15б. В работе [50], откуда заимствована методика расчета, приведен график для оценки некоего коэффициента As, который неудобно применять при расчете на ЭВМ. Поэтому взамен этого графика была разработана и применена формула, которая с приемлемой точностью позволяет решать ту же задачу.

"Матер"	"E "	"G"	"G/E"
"Сталь"	2.059·10 <sup>11</sup>	7.944·10 <sup>10</sup>	0.386
"Чуг глоб"	1.765·10 <sup>11</sup>	7.257·10 <sup>10</sup>	0.411
"Чуг пласт"	1.471·10 <sup>11</sup>	6.375·10 <sup>10</sup>	0.433
"Бронза"	1.03·10 <sup>11</sup>	4.119·10 <sup>10</sup>	0.4
"Алюм спл"	6.865·10 <sup>10</sup>	2.648·10 <sup>10</sup>	0.386
"Магнев спл"	4.413·10 <sup>10</sup>	1.765·10 <sup>10</sup>	0.4
"Резина"	3.432·10 <sup>6</sup>	6.865·10 <sup>5</sup>	0.2

CONST =

**Фрагмент 2-14**

На фрагменте 2-15а использован оператор:

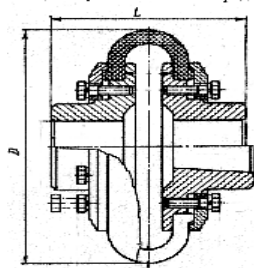
Gmat:=vlookup("Резина", CONST,2), а на фрагменте 2-15б оператор:

Emat:=vlookup("Резина", CONST,1).

Туда вместо строки «Сталь» поставлена строка «Резина», что повлекло за собой извлечение из матрицы CONST значения модулей сдвига и упругости именно для этого материала.

**Муфты с супервысокой податливостью связи.** В СУ могут применяться элементы, податливость которых настолько велики, что их можно считать равными бесконечности. К таким устройствам относятся электромагнитные и гидравлические муфты. В этих случаях крутильная система как бы распадается на две независимые части (до и после такой муфты), что будет показано на примере дизельной установки рыболовных траулеров типа «Тропик».

### а) Муфта с торообразным упругим элементом



Диаметр муфты  $\underline{D} := 1.1$   
 Оболочка ширина  $\underline{b} := 0.35$   
 толщина  $\underline{\delta} := 0.05$   
 радиус кривизны оболочки  $\underline{rk} := \frac{b - \delta}{2}$   $rk = 0.15$   
 Расстояние от середины до оболочки  $\underline{h} := \frac{D - \delta}{2}$   $h = 0.525$   
 Центральный угол дуги радиуса об-ки  $\underline{\alpha_0} := 75 \cdot \text{deg}$

Вспомогательное отношение

$$\underline{aa} := \frac{h}{rk} \quad aa = 3.5$$

$$\underline{F(x, \alpha_0)} := \int_0^{\alpha_0} \frac{1}{(x + \cos(\alpha))^3} d\alpha$$

$F(aa, \alpha_0) = 0.018$  Коэффициент

Модуль сдвига резины

$\underline{Gmat} := \text{vlookup}(\text{"Резина"}, \text{CONST}, 2)$

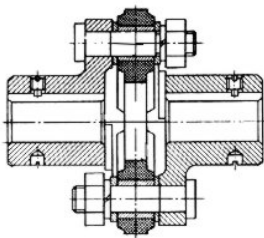
$$Gmat = (6.865 \times 10^5)$$

Искомая податливость

$$\underline{ekord} := \frac{4 \cdot F(aa, \alpha_0)}{\pi \cdot \delta \cdot Gmat \cdot \left(1 - \frac{\delta}{b}\right)^2 \cdot b^2}$$

$$ekord = (7.217 \times 10^{-6})$$

### б) Муфты пальцевые с упругими дисками



Радиус распол пальцев муфты,  $\underline{R} := 0.05$   
 Число пальцев  $\underline{k} := 3$   
 Ширина диска  $\underline{b} := 0.045$   
 Толщина диск  $\underline{h} := 0.0175$   
 Угол, между пальцами  $\underline{\rho} := 0.6$   
 Коэффициент  $\underline{br} := \frac{b}{R}$

Разработанная формула

$$\text{Acc}(br, \rho) := br \cdot \frac{2.15}{\rho} \quad \text{Acc}(br, \rho) = 3.225$$

Модуль упругости резины

$\underline{Emat} := \text{vlookup}(\text{"Резина"}, \text{CONST}, 1)$

$$Emat = (3.432 \times 10^6)$$

Искомая податливость

$$\underline{epmft} := \frac{1}{\text{Acc}(br, \rho) \cdot k \cdot Emat \cdot h \cdot R^2}$$

$$epmft = (6.883 \times 10^{-4})$$

Фрагмент 2-15

## 2.3.6. Параметры демпфирования инерционных и эластических моментов

Рассмотренные моменты инерции масс и податливости участков между ними необходимы для составления крутильной схемы системы и расчета для нее



частот и форм свободных колебаний. В то же время массы и соединения реальной крутильной схемы являются источниками демпфирования инерционных и эластических моментов, которые не только не дают резонансным амплитудам возрастать до бесконечности, но, напротив, приводят к их существенному гашению.

<b>Коэффициенты демпфирования инерционного момента <math>K_u</math></b>	
Кривошипно шатунный механизм ДВС	$K_{ШМ} := \frac{t \cdot C_m}{10 \cdot p_e \cdot zc}$
Гребной винт	<b>Винт := 3</b>
Любая сосредоточенная масса	<b>Масса := 0.005</b>
Маховик	<b>Маховик := Масса</b>
Демпфер жидкостный (силиконовый)	<b>ДемпфЖидк := 4</b>
Редуктор	<b>Редуктор := 0.85</b>
Генератор, электромuffты и т.п.	<b>ЭлМагн := 1</b>
Насос и другие потребители	<b>Насос := 1</b>
Цилиндр механизма ВРШ	<b>МИШ := 0.5</b>
Гидравлические мuffты, тормозы и др.	<b>Гидр := 2</b>
<b>Коэффициенты демпфирования эластического момента <math>K_{cy}</math></b>	
Выбрать тип КВ	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">           Кованные            Составные         </div>
Коленчатый вал	$Колен := \begin{cases} 0.005 & \text{if Коленвал} = 1 \\ 0.05 & \text{if Коленвал} = 2 \end{cases}$
Пружинный демпфер	<b>ПружДем := 0.3</b>
Резиновый демпфер	<b>РезДем := 0.2</b>
Мuffта жесткая	<b>МuffЖст := 0.005</b>
Мuffта пружинная	<b>МuffПрж := 0.3</b>
Мuffта резиновая (кордовая)	<b>МuffРез := 0.2</b>
Вал любой	<b>Вал := 0</b>
Вал гребной на масляной смазке	<b>Грмасл := 0</b>
Вал гребной облицовкой	<b>Грвалобл := 0.05</b>

**Фрагмент 2-16**

Приведенные ниже показатели демпфирования относятся исключительно к нашей методике расчета резонансных амплитуд (раздел 2.8. монографии).

В основу положена гипотеза об эквивалентной одномассовой системе, для

которой статическая амплитуда определяется по формуле (1-4), а средневзвешенный коэффициент динамического усиления, согласно [15], по формуле

$$\beta_R = \frac{\sum_1^p \ominus_y \alpha_y^2}{\sum_{y=1}^p \mu_y \ominus_y \alpha_y^2 + \frac{1}{\omega_f^2} \sum_{y=1}^p \mu e_{y,y+1} e_{y,y+1} \delta_{y,y+1}^2} \quad (2-5)$$

где  $\ominus_y$  - момент инерции  $y$ -й массы,  $e_{y,y+1}$  - податливость  $(y, y+1)$ -го участка,  $\mu_y$  - удельное трение на массе,  $\mu e_{y,y+1}$  - удельное трение на участке,  $\alpha_y$  - относительная амплитуда  $y$ -й массы,  $\delta_{y,y+1}$  - относительный эластический момент.

После подстановки  $\beta_R$  и  $A_{ст}$  (формула 1-4) в формулу (1-3), сокращений и преобразований, получаем следующее промежуточное выражение для резонансной амплитуды колебаний первой массы системы

$$A_1 = \frac{M_v \sum_{y=p}^z \bar{\alpha}_y}{\left( \sum_{y=1}^p \mu_y \theta_y \omega^2 \alpha_y^2 + \sum_{y=1}^p \mu e_{y,y+1} \frac{e_{y,y+1}}{e_0^2} \delta_{y,y+1}^2 \right)} \quad (2-6)$$

Для приведения этой формулы к окончательному рабочему виду была использована известная из [17] корреляционная зависимость момента демпфирования  $\mu_y \theta_y \omega^2$  от среднего крутящего момента  $M_{cp}$  и порядка колебаний  $\nu$ .

$$\mu_y \theta_y \omega^2 = K_\nu M_{cp} \nu. \quad (2-7)$$

где  $K_\nu$  – коэффициент, учитывающий особенности источника демпфирования от сосредоточенная массы.

Для оценки демпфирования эластических моментов также были подобраны коэффициенты

$$Kc_{y,y+1} = \mu e_{y,y+1}. \quad (2-8)$$

В литературе приводятся эмпирические формулы или нормативные значения коэффициентов  $K_\nu$  и  $Kc_{y,y+1}$ , которые в упрощенном виде включены в справочную базу программы наших расчетов (см. фрагмент 2-16). При формировании крутильной схемы найденные таким образом коэффициенты  $K_\nu$  и  $Kc_{y,y+1}$  помещаются в вектора под тем же номерами, что и соответствующие им массы и участки.

## 2.4. Гармонический анализ возмущающих моментов

### 2.4.1. Общие положения

К важнейшим компонентам крутильной схемы относятся гармоники возмущающих моментов, которые необходимы для расчета амплитуд крутильных колебаний по формуле (2-6). При расчетах крутильных колебаний дизельных СУ основное внимание уделяется анализу гармоник возмущающих моментов в каждом цилиндре двигателя внутреннего сгорания, поскольку именно они представляют наибольшую опасность. Кроме того, относительно слабые возму-

щения периодических колебаний может создавать гребной винт с частотой первого и z-го порядков, где z – число лопастей винта. Эти возмущения исследуются в некоторых случаях, например в СУ электроходов, когда винт вращается от электродвигателя.

В этом разделе будут рассмотрены два варианта программ гармонического анализа возмущающих моментов поршневого двигателя. Первый, более точный способ, заключается в разложении в ряд Фурье диаграммы тангенциальной силы на кривошипе колена коленчатого вала, которая должна быть перед этим построена по данным о процессе работы газов в цилиндре с учетом инерционных нагрузок в КШМ. Точность и достоверность оценки гармоник этим способом достигается за счет высокой трудоемкости вычислений на основе фирменных данных о дизеле. Сократить затраты времени и обеспечить максимальную точность вычислений поможет программа, показанная в следующем параграфе. Второй способ уступает первому в точности, но превосходит его несоизмеримо меньшей трудоемкостью и оперативностью вычислений при сохранении приемлемой достоверности. В основу этого способа положены эмпирические формулы и программы для расчета так называемых гармонических коэффициентов. Теперь рассмотрим основные процедуры расчета гармонических коэффициентов первым способом с использованием гармонического анализа диаграммы возмущающих моментов.

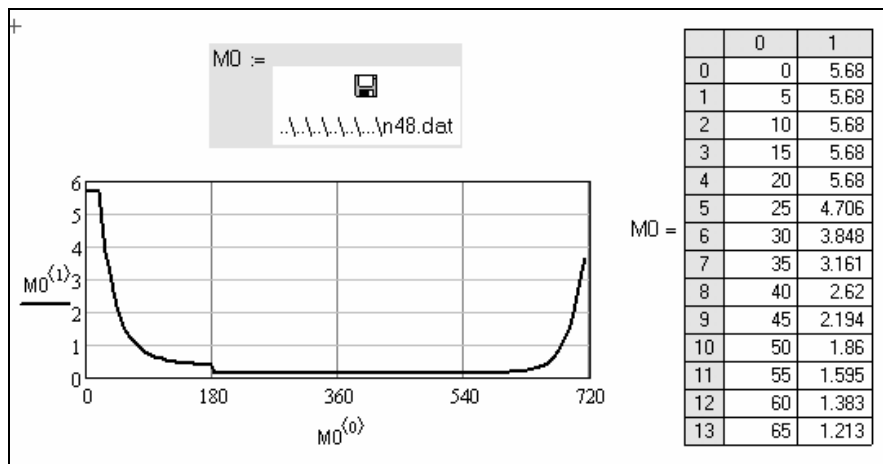
#### **2.4.2. Первый этап – построение индикаторной диаграммы**

Для построения и анализа диаграммы тангенциальных сил в первую очередь необходимо располагать индикаторной диаграммой давления газов в цилиндре. Согласно требованиям РС такую диаграмму должен представлять поставщик двигателя в составе документации по коленчатому валу в виде функции, заданной в числовой форме через равные углы не более  $5^\circ$ . При расчете на ЭВМ такая оцифрованная диаграмма задается в виде текстового файла с расширением \*.txt, \*.dat или \*.prn, который содержит только два столбца цифр (см. фрагмент 2-17). В первом столбце записаны значения углов поворота коленчатого вала с заданным шагом (например,  $5^\circ$ ), а во- втором – соответствующие этим углам давления газов. Число строк этих столбцов соответствует полному циклу работы газов, т.е.  $720^\circ$  у четырехтактного и  $360^\circ$  у двухтактного дизеля. Это значит, что у четырехтактного дизеля число строк в столбцах равно 144, а у двухтактного – 72.

Если такой файл имеется в распоряжении расчетчика крутильных колебаний, то в среде MATHCAD его можно вызвать специальной командой и использовать в виде матрицы при дальнейших расчетах (на фрагменте 2-18 она обозначена индексом M0). Если же такого файла у расчетчика не имеется, то индикаторную диаграмму и соответствующую ей оцифрованную версию можно получить самостоятельно расчетным путем по приведенной ниже программе. Минимальный объем исходных данных для такого расчета приведен на фрагменте 2-19. Дальнейший расчет индикаторной диаграммы проводится известными методами из теории ДВС [15,16] и демонстрируется на фрагментах 2-19 и 2-20 программы с соответствующими комментариями. После построения индикаторной диаграммы она может быть оцифрована с использованием прямого и обратного преобразования Фурье так, как это показано на фрагменте 2-21 программы.

п48 - Блокнот				
Файл	Правка	Формат	Вид	С
0	5,67952372594534			
5	5,67952372594534			
10	5,67952372594534			
15	5,67952372594534			
20	5,67952372594534			
25	4,70576462401331			
30	3,84822176487597			
35	3,16123223073039			
40	2,61960087095053			
45	2,19437885648258			
50	1,85973972095663			
55	1,5947943787882			
60	1,38337895304144			
65	1,2132285278437			
70	1,07509947099474			
75	0,962023227308346			
80	0,868724032739971			
85	0,791181901474805			
90	0,726310399810681			
95	0,671720634219888			
100	0,625548470577778			
105	0,586327653158234			

Фрагмент 2-17



Фрагмент 2-18

## Гармонический анализ диаграммы крутящего момента кривошипа ДВС

### Исходные данные по двигателю

- Марка 6NVD48 (6ЧН32/48)
- Диаметр цилиндра  $D := 0.32$  м
- Ход поршня  $S := 0.48$  м
- Тактность  $t := 4$
- Мощность  $Wэ := 736$  л.с.
- Частота вращения в  $n := 375$  об/мин
- Число цилиндров  $z := 8$
- Порядок вспышек:  $pws := 135642$
- Масса шатуна  $m_{h1} := 0$  не заданы
- Масса поршня  $m_{p1} := 0$  не заданы
- Диаметр шатунной шейки  $d_{ш} := 0.215$
- Диаметр коренной шейки  $d_{к} := 0.215$
- Отношение длин шатуна и кривошипа  $q := 4$ .
- Давление сгорания  $Pz := 0$  МПа
- Степень сжатия  $\varepsilon := 14$
- Степень предварительного расширения  $\rho := 1.5$
- Степень повышения давления  $\lambda_p := 1.5$ .
- Показатель политропы сжатия  $n1 := 1.35$
- Показатель политропы расширения  $n2 := 1.2$

### Построение индикаторной диаграммы

Расчет максимального давления сгорания (если параметр не задан)

$$K(\varepsilon, \lambda_p, \rho, n1, n2) := \frac{1}{(\varepsilon - 1) \cdot \lambda_p} \cdot \left[ (\rho - 1) \cdot \lambda_p + \frac{\rho \cdot \lambda_p}{n2 - 1} \left[ 1 - \frac{1}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{n2-1}} \right] - \frac{1}{n1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n1-1}} \right) \right]$$

Среднее индикаторное давление	$P_{ср0} := \frac{Wэ \cdot t}{26.18 \cdot .85 \cdot n \cdot D^2 \cdot S \cdot z}$	$P_{ср0} = 0.897$
Расчетное давление сгорания	$P_{z0} := \frac{P_{ср0}}{K(\varepsilon, \lambda_p, \rho, n1, n2)}$	$P_{z0} = 5.68$
Выбор Давление сгорания	$P_{z\omega} := \text{if}(Pz \neq 0, Pz, P_{z0})$	$Pz = 5.68$
Давление в начале сжатия	$P_{a\omega} := \frac{Pz}{\lambda_p \cdot \varepsilon^{n1}}$	$Pa = 0.107$
Давление в конце расширения	$Pb := Pz \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n2}$	$Pb = 0.389$
Давление в конце сжатия	$Pc := \frac{Pz}{\lambda_p}$	$Pc = 3.786$

### Фрагмент 2-19

Для давления Pz две точки при

$$s_0 := 0 \quad \text{и} \quad s_z := S \cdot \frac{p - 1}{\varepsilon - 1} \quad s_z = 0.018$$

$$s_{\text{max}} := 0, s_z \dots S$$

Политропа сжатия

Политропа расширения

$$P_{cg}(s) := P_a \cdot \left[ \frac{s}{S} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) + \frac{1}{\varepsilon} \right]^{-n1}$$

$$Prs(s) := \begin{cases} P_z & \text{if } s \leq s_z \\ P_b \cdot \left[ \frac{s}{S} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) + \frac{1}{\varepsilon} \right]^{-n2} & \text{if } s > s_z \end{cases}$$

Угол поворота коленчатого вала для выполнения каждого такта

$$\beta(s) := \arccos \left[ \frac{1}{2} \cdot \left[ \left( 1 + q - \frac{2s}{S} \right) - \frac{q^2 - 1}{1 + q - \frac{2s}{S}} \right] \right]$$

$$\beta(s_z) = 20.265 \text{ deg} \quad Y := 90$$

Диапазон поворота коленчатого вала за полный цикл  $\alpha := \left( 0, \frac{\pi}{Y} \dots 2 \cdot t \cdot \pi \right)$

$$s1(\alpha) := \frac{S}{2} \cdot \left[ 1 + q - \left( \cos(\alpha) + \sqrt{q^2 - \sin^2(\alpha)} \right) \right]$$

Политропа сжатия

Политропа расширения

$$P1(\alpha) := P_b \cdot \left[ \frac{s1(\alpha)}{S} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) + \frac{1}{\varepsilon} \right]^{-n2}$$

$$P2(\alpha) := P_a \cdot \left[ \frac{s1(\alpha)}{S} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) + \frac{1}{\varepsilon} \right]^{-n1}$$

Диаграмма давления для двухтактного двигателя

$$Pd(\alpha) := \text{if } (0 \leq \alpha \leq \beta(s_z), P_z, \text{ if } (\beta(s_z) < \alpha \leq \pi, P1(\alpha), P2(\alpha)))$$

Диаграмма давления для четырехтактного двигателя

$$Pc(\alpha) := \text{if } (0 \leq \alpha \leq \beta(s_z), P_z, \text{ if } (\beta(s_z) < \alpha \leq \pi, P1(\alpha), \text{ if } (\pi < \alpha \leq 3\pi, P_a, P2(\alpha))))$$

Выбор типа диаграммы

$$P_y(\alpha) := \text{if } (t = 4, Pc(\alpha), Pd(\alpha))$$

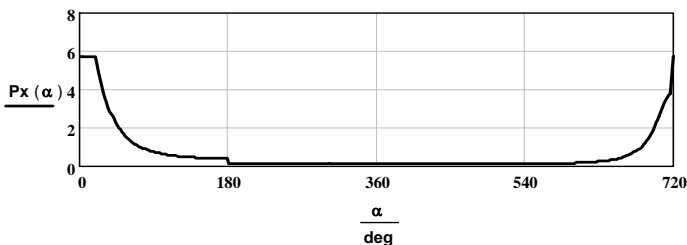
Алгоритм цикличности диаграммы

Px(α) :=	for i ∈ 0 .. z - 1
	Py(α - tπ·i) if tπ·i ≤ α ≤ 2·t·(i + 1)π
	break

Периодическая функция

$$\alpha_0 := 5 \quad NN := 180 \cdot \frac{t}{\alpha_0} \quad i := 0 \dots NN - 1 \quad NN = 144$$

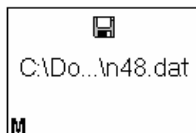
Диаграмма работы газов в цилиндре



Фрагмент 2-20 (продолжение фрагмента 2-19)

## Создание файла с оцифрованной индикаторной диаграммой

$$\alpha_0 = 5 \quad NN = 180 \quad \frac{t}{\alpha_0} \quad i = 0..NN-1 \quad \alpha_{1i} = \alpha_0 \cdot i \quad M_{i,0} = \alpha_{1i} \quad M_{i,1} = P \times (\alpha_{1i} \cdot \text{deg})$$



Вызываем этот (или другой) файл с индикаторной диаграммой M0



Ввести число гармоник за оборот (16)

ga = 24 Уточнить индекс

M = M0<sup>(1)</sup>

$$ND = \text{length}(M) \quad ND = 144 \quad ii = 0..ND-1 \quad kkk = .5 \cdot t \cdot ga \quad kkk = 48$$

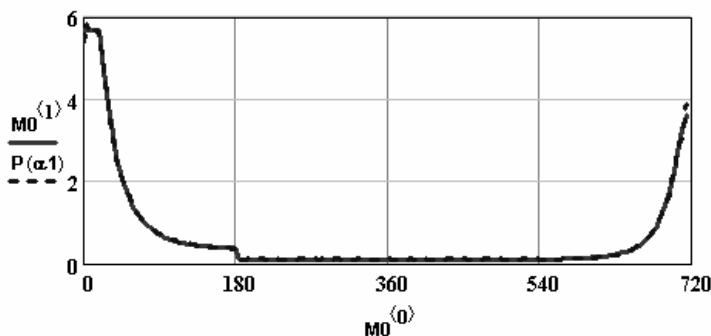
$$\alpha_0 = t \cdot \frac{180}{ND} \quad \alpha_0 = 5 \quad \alpha_{1ii} = \alpha_0 \cdot ii \quad kd = 0..kkk$$

$$Aa_{kd} = \sum_{ii} \text{if} \left[ (M_{ii}) = 0, 0, M_{ii} \cdot \cos \left( \frac{2 \cdot \pi}{ND} \cdot kd \cdot ii \right) \right]$$

$$Ba_{kd} = \sum_{ii} \text{if} \left[ (M_{ii}) = 0, 0, M_{ii} \cdot \sin \left( \frac{2 \cdot \pi}{ND} \cdot kd \cdot ii \right) \right]$$

$$C2_{kd} = \frac{2}{ND} \cdot |Aa_{kd} + i \cdot Ba_{kd}| \quad \phi_{1kd} = \frac{-\arg(Aa_{kd} + i \cdot Ba_{kd})}{1}$$

$$P(\alpha_1) = \left[ -\frac{Aa_0}{ND} + \sum_{kd} \left[ C2_{kd} \cdot \cos \left[ \left( \frac{\alpha_1}{t \cdot 90} \cdot \pi \cdot kd \right) + \phi_{1kd} \right] \right] \right]$$



Фрагмент 2-21

### Расчет сил инерции

Массы шатуна, поршня и приведенная масса в кг

$$\begin{aligned}
 m_p &:= \text{if}(m_{p1} \neq 0, m_{p1}, 3000 \cdot D^3) & m_p &= 98.304 \\
 m_h &:= \text{if}(m_{h1} \neq 0, m_{h1}, 3500 \cdot D^3) & m_h &= 114.688 \\
 m_{pd} &:= 0.35 \cdot m_h + m_p & m_{pd} &= 138.445
 \end{aligned}$$

Площадь поршня м<sup>2</sup>  $F_p := \frac{\pi \cdot D^2}{4}$   $F_p = 0.08042$

Удельная масса ПДМ  $P_{ms} := \frac{1 \cdot m_{pd} \cdot 10^{-6}}{F_p}$   $P_{ms} = 0.0017$

Вес ПДМ  $P_m := P_{ms} \cdot 9.81$

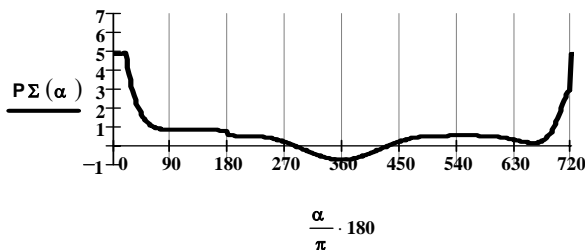
Круговая частота  $\omega := \pi \cdot \frac{n}{30}$   $\omega = 39.27$

Сила инерции ПДМ

$$P_{ин}(\alpha) := -P_{ms} \cdot \frac{S}{2} \cdot \omega^2 \cdot \left( \cos(\alpha) + \frac{1}{q} \cdot \cos(2\alpha) \right)$$

Суммарная движущая сила

$$P_{\Sigma}(\alpha) := P_x(\alpha) - .102 + P_{ин}(\alpha) + P_m$$



Тангенциальная сила (удельная)

$$k(\alpha) := \frac{\left( \sqrt{1 - \frac{1}{q^2} \cdot \sin(\alpha)^2} + \frac{1}{q} \cdot \cos(\alpha) \right) \cdot \sin(\alpha)}{\sqrt{1 - \frac{1}{q^2} \cdot \sin(\alpha)^2}}$$

$$P_T(\alpha) := k(\alpha) \cdot P_{\Sigma}(\alpha)$$

Фрагмент 2-22



### 2.4.3. Второй этап – построение диаграмм движущей и тангенциальной сил

На детали КШМ двигателя действуют не только силы давления газов в цилиндре, но и силы инерции поступательно и вращательно движущихся частей, а также их сила тяжести. Сумма всех этих сил образует движущую силу поршня, которая является функцией угла поворота коленчатого вала. Программа расчета диаграммы суммарной движущей силы с учетом действующих сил инерции масс дана в верхней части фрагмента 2-22. Изучая этот материал, рекомендуется обратить внимание на удельные силы инерции, отнесенные к площади поршня. Это позволяет суммировать их с давлением газов в цилиндре, которые также отнесены к площади поршня и измеряются в МПа. Другая особенность программы – применение эмпирических формул для оценки масс КШМ в случае отсутствия фирменных данных. В нижней части фрагмента 2-22 приводится формула для построения диаграммы удельной тангенциальной силы, приложенной к кривошипу. Соответствующая ей картинка приведена на следующем фрагменте с описанием программы преобразования Фурье. Если умножить эту функцию на радиус кривошипа, равного половине хода поршня, то получим диаграмму изменения крутящего момента, которая и должна быть разложена в ряд Фурье для нахождения гармонических коэффициентов.

### 2.4.4. Третий этап - гармонический анализ диаграммы тангенциальной силы

Программа гармонического анализа удельной тангенциальной силы путем ее разложения в ряд Фурье показана на фрагменте 2-23. Там еще приведен исходный график тангенциальной силы, который подвергался анализу, на который наложен график, полученный обратным преобразованием Фурье. Абсолютное совпадение этих графиков подтверждает корректность выполненных расчетных процедур. Поскольку объектом исследования явилась удельная тангенциальная сила, отнесенная к площади поршня, то в результате ее разложения в ряд мы получили гармонические коэффициенты  $C(\nu)$ . Теперь для определения гармоничности возмущающего момента соответствующего порядка достаточно  $C(\nu)$  умножить на площадь поршня и на радиус кривошипа, что приводит к известной формуле

$$M_{\nu} = 0,125 \cdot 10^6 C(\nu) \pi S D^2 \quad (2-9)$$

По графику на фрагменте видно, что полученная зависимость  $C(\nu)$  учитывает влияние инерционных сил на моменты 1, 2 и 3 порядков. У первого порядка наблюдается некоторое увеличение величины  $C(\nu)$ , а у второго и третьего порядка - ее снижение. Описанная методика гармонического анализа должна выполняться в отдельном вспомогательном файле. Для переноса результатов расчета  $C(\nu)$  в основной файл с расчетом крутильных колебаний рекомендуется применить способ, показанный на фрагменте 2-24. Сначала надо составить функциональную матрицу «Гарм» с результатами расчета гармонических коэффициентов.

# Разложение в ряд Фурье

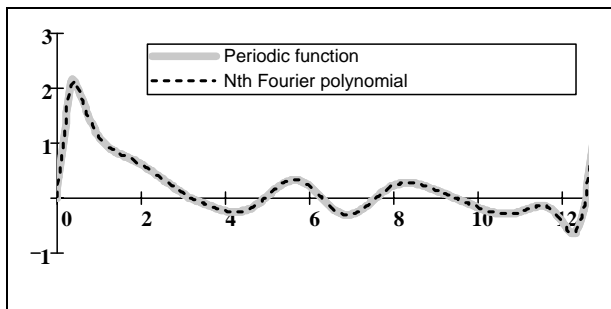
$$L := t \cdot \pi \quad \alpha := 0, \frac{\pi}{100} \dots 2t \cdot \pi \quad N := 30 \quad n := 0 \dots N$$

$$Aa_n := \frac{2}{L} \int_0^L PT(\alpha) \cdot \cos\left(\frac{2n \cdot \alpha \cdot \pi}{L}\right) d\alpha \quad A0a_n := \frac{2}{L} \int_0^L P0T(\alpha) \cdot \cos\left(\frac{2n \cdot \alpha \cdot \pi}{L}\right) d\alpha$$

$$Ba_n := \frac{2}{L} \int_0^L PT(\alpha) \cdot \sin\left(\frac{2n \cdot \alpha \cdot \pi}{L}\right) d\alpha \quad B0a_n := \frac{2}{L} \int_0^L P0T(\alpha) \cdot \sin\left(\frac{2n \cdot \alpha \cdot \pi}{L}\right) d\alpha$$

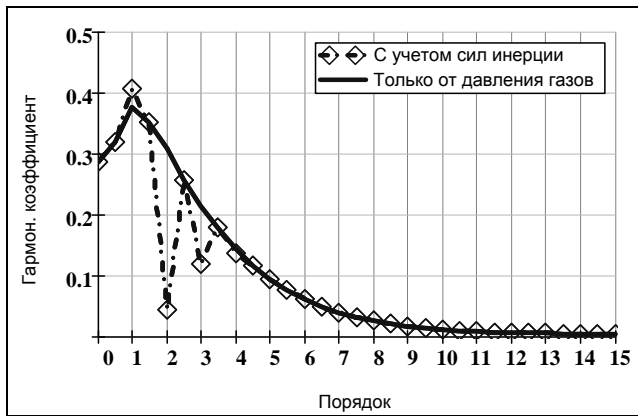
$$C1_n := |Aa_n + i \cdot Ba_n| \quad \phi1_n := -\arg(Aa_n + i \cdot Ba_n) \quad C01_n := |A0a_n + i \cdot B0a_n|$$

$$p1(\alpha) := \frac{Aa_0}{2} + \sum_{n=1}^N \left( C1_n \cdot \cos\left(\frac{n \cdot 2 \cdot \pi \cdot \alpha}{L} + \phi1_n\right) \right)$$



Порядок

$$v(n) := n \cdot \frac{2}{t}$$



Фрагмент 2-23

## Результаты гармонического анализа

"порядок"	"ГармКоеф"	"Фаза"
0	0.2856	0
0.5	0.3181	-41.0973
1	0.4072	-70.5127
1.5	0.3511	-83.4409
2	0.0437	-104.4308

Гарм =

Перенос значений в независимую таблицу

$\omega_i := 0, 0.5 .. 15$      $i := 0 .. 30$

$C :=$

"порядок"	"ГармКоеф"	"Фаза"
0	0.286	0
0.5	0.318	-41.097
1	0.407	-70.513
1.5	0.351	-83.441

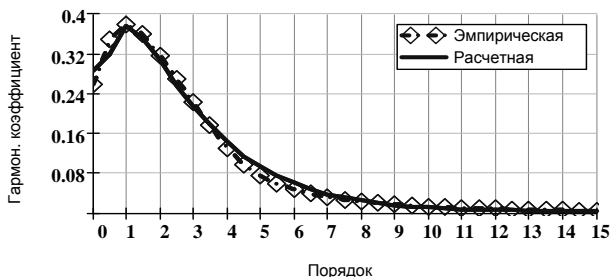
$$\nu(n) := n \cdot \frac{2}{t}$$

Сфаза ( $\nu$ ) :=  $\nu\text{lookup}(\nu, C, 2)$  Сфаза (1.5) = (-83.441)

Сгарм ( $\nu$ ) :=  $\nu\text{lookup}(\nu, C, 1)$  Сгарм (1.5) = (0.351)

Поиск значений

$$C2(\nu) := .1 \cdot \begin{cases} 1.72 \cdot \frac{15.5 + 10 \cdot P_{cp}}{\nu^2 \cdot \sqrt{\nu}} \cdot \frac{4}{t} & \text{if } \nu > 4 \\ (5.4 - \nu) \cdot (.43 + 0.556 \cdot P_{cp}) \cdot \frac{4}{t} & \text{if } 2 \leq \nu \leq 4 \\ \left[ .5 + \frac{(10 \cdot P_{cp} - 3.5) \cdot (3 - \nu)}{35} \right] \cdot \left[ 4.92 - (1.5 - \nu)^2 \right] \cdot \frac{4}{t} & \text{if } \nu < 2 \end{cases}$$



Фрагмент 2-24

Однако, копировать и переносить эту таблицу в другой файл недопустимо, поскольку при переносе теряется связь с алгоритмом расчета. Поэтому надо скопировать в этой таблице столбцы с помощью команды «копировать выделенное» и внести эту копию в новую таблицу с названием **C** (например). Эту таблицу следует снабдить поисковой командой  $S_{\text{гарм}}(v) := \text{vlookup}(v, C, 1)$ , которая позволяет найти гармонический коэффициент  $C(v)$  во втором столбце № 1 матрицы (при  $\text{ORIGIN} = 0$ ) для заданного порядка колебаний  $v$  в первом столбце № 0 матрицы  $C$ . Указанную матрицу с поисковой командой теперь можно перенести в файл с основным расчетом амплитуд колебаний.

### 2.4.5. Эмпирическая формула для расчета гармонического коэффициента

Эмпирические формулы и программы для расчета гармонических коэффициентов  $C(v)$  показаны в нижней части фрагмента 2-24. Они были разработаны только для газовой составляющей тангенциальной силы [17]. Влияние инерционной составляющей для 1, 2 и 3 порядков учитываются соответствующим эмпирическим коэффициентом.

## 2.5. Оформление крутильных схем

### 2.5.1. Основные положения

После изучения методов оценки компонентов крутильной схемы можно переходить к изучению принципов ее непосредственного формирования. В первую очередь следует определить моменты инерции ( $\text{кгм}^2$ ) сосредоточенных масс (например демпфера, КШМ дизеля, маховика, редуктора, гребного винта и др.) с присоединением к ним моментов инерции некоторой части распределенных масс валопровода и фланцев упругих муфт. Сосредоточенные массы должны соединяться упругими соединениями, которые в наших расчетах характеризуются податливостью ( $\text{рад/нм}$ ), а не жесткостью. Если в качестве исходных данных используются ранее выполненные расчеты, то моменты инерции должны быть приведены к указанной размерности  $\text{кгм}^2$ , а упругие свойства соединения – к податливости в  $\text{рад/нм}$ . В отчетах иностранных и отечественных организаций наблюдается большое разнообразие оформления таблиц с исходными данными.

В одних случаях (табл. 2-1) столбцы моментов инерции и податливостей располагаются рядом друг с другом и величины податливости стоят в одних строках с величинами моментов инерции, или смещены на одну строку вниз.

Таблица 2-1

#### Первый вариант оформления крутильной схемы

i	Название	Момент инерции $y$ -й массы	Податливость участка $y, y + 1$
1	Ведомая часть демпфера	$\Theta_1$	$e_{1-2}$
2	Ведущая часть демпфера	$\Theta_2$	$e_{2-3}$
3	Цилиндр 1	$\Theta_3$	$e_{3-4}$

Недостатком этого варианта является то, что в таблицу нельзя включить в

явном виде названия соединений (валов, муфт и т.п.). Даются названия только масс (цилиндры, фланцы маховик, гребной винт и т.д.). Преимуществом этого варианта является компактность таблицы - она занимает в два раза меньше места, чем другие варианты. В других случаях (табл. 2-2) столбца также стоят рядом, но строки податливостей чередуются со строками моментов инерции.

Таблица 2-2

**Второй вариант оформления крутильной схемы**

i	Название	Момент инерции у-й массы	Податливость участка у, у+1
1	Ведомая часть демпфера	$\Theta_1$	
	Рессоры демпфера		$e_{1-2}$
3	Ведущая часть демпфера	$\Theta_2$	

Преимущество такой таблицы - возможность обозначить в явном виде названия как масс, так соединений. Но эта таблица становится в два раза длиннее в вертикальном направлении. Кроме это усложняет программирование по нашим алгоритмам С точки зрения программирования рациональней всего использовать первый вариант в сочетании с отдельным графическим изображением системы, на которой можно показать названия, как масс, так и соединений. Вопрос о смещении строк с податливостью имеет принципиальное значение для программирования по нашей методике. Программирование упрощается, если податливость стоит на одном уровне с первой массой участка системы. После определения упруго-массовых характеристик крутильной схемы можно переходить к составлению расчетной матрицы системы, которая, кроме указанных характеристик, должна содержать данные о передаточном отношении  $i$  зубчатых соединений (редукторов и мультипликаторов), диаметрах валов ( $m$ ) и коэффициентах демпфирования для масс и участков. Для дальнейшего расчета напряжений в валах можно определить момент их сопротивления ( $m^3$ ) по известной формуле

$$W_{y,y+1} = \pi \left( d_{y,y+1}^3 - d_{o,y,y+1}^3 \right) / 16, \tag{2-10}$$

где  $d_{y,y+1}$  и  $d_{o,y,y+1}$  – внешний и внутренний диаметр вала на участке  $y, y+1$  системы.

На заключительном этапе формирования расчетной матрицы система должна быть редуцирована и приведена к безразмерному виду. Это необходимо для расчета свободных колебаний по нашим программам, как по методу Терских, так и по методу Хольцера. Редуцирование системы означает приведение всех ее компонентов к условному вращению с частотой вращения коленчатого вала приводного двигателя с использованием следующих соотношений для момента инерции  $\Theta$ , податливости  $e$  и момента сопротивления  $W$  соответственно

$$\Theta_{ред} = \Theta i^2, \quad e_{ред} = e / i^2, \quad W_{ред} = W i. \tag{2-11}$$

Для перехода к безразмерной системе абсолютные значения параметров редуцированной системы делятся на заранее выбранные величины, которые называются постоянными системы:

$\Theta_0 = \Theta_{\text{кшм}}$  - момент инерции масс КШМ цилиндра двигателя;

$e_0 = e_k$  - податливость одного колена вала.

При этом соотношения между параметрами абсолютной и безразмерной системы будут следующими:

относительный момент инерции  $y$ -й массы системы

$$\mathcal{G}_y = \Theta_y / \Theta_0, \quad (2-12)$$

относительная податливость участка валопровода между  $y$ -й и  $(y+1)$ -й массами

$$E_{y,y+1} = e_{y,y+1} / e_0 \quad (2-13)$$

В результате расчета свободных колебаний безразмерной системы определяется так называемый квадрат относительной частоты  $\Delta_f$ , который завязан с абсолютной круговой частотой  $\omega_f$  (рад/сек) и частотой свободных колебаний  $N_f$  (кол/мин) следующими зависимостями

$$\omega_f = \frac{\pi a}{30} \sqrt{\Delta_f} \quad \text{и} \quad N_f = a \sqrt{\Delta_f} \quad (2-14)$$

где  $a$  - постоянная цилиндра, определяемая по формуле

$$a = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{1}{\Theta_0 e_0}} \approx 9,55 \sqrt{\frac{1}{\Theta_0 e_0}}. \quad (2-15)$$

Переходя от общих рассуждений о формировании крутильной схемы к практике ее программирования, целесообразно работу разбить на два этапа. На первом этапе следует создать (скопировать или нарисовать в каком либо редакторе) графическое изображение системы и составить таблицу первичных (размерных) данных о всех ее компонентах, кроме коэффициентов демпфирования. Среди различных примеров оформления такой таблицы мы выбрали вариант, показанный на фрагменте 2-25, который является продолжением фрагмента 2-1 с исходными данными исследуемой установки. MATHCAD позволяет создавать такую таблицу несколькими способами: с использованием пустой матрицы, путем исполнения команды «заполнить таблицу», путем выполнения программы EXCEL или использования текстовых файлов. Приведенная на фрагменте 2-25 таблица «B0» сначала была получена в среде EXCEL, скопирована в буфер обмена и внесена в табличную форму MATHCAD по команде «заполнить таблицу».

При создании таблицы в электронных таблицах EXCEL необходимо в ее разделе «Параметры» для разделения целой и дробной части числа применить точку вместо запятой (международный стандарт). Искомая безразмерная редуцированная система состоит из векторов, которые образована в таблице «Система» на фрагменте 26 по данным матрицы B0 и формул, показанных в нижней части фрагмента 2-25. На фрагменте 2-26 также показаны коэффициенты демпфирования, которые получены на основе справочной информации из фрагмента 2-16. Таблица «Система» собственно и являются искомой крутильной схемой системы и она полностью готова к использованию в расчетах свободных колебаний и других характеристик системы.

Податливость колена дизеля

$$e_o := 1.968 \times 10^{-8}$$

Момент инерции КШМ

$$\Theta_o := 12.039$$

Постоянная системы

$$a = 1.9618 \times 10^4$$

$$a_w := \frac{30}{\pi \cdot \sqrt{\Theta_o \cdot e_o}}$$

### Исходная таблица ВО

	0	1	2	3	4	5	6
0	"№"	"Назв"	"МИ, кгм2"	Под, 1/нм"	"d, м"	"do, м"	"i"
1	1	"Демп"	8.282	$4.507 \cdot 10^{-8}$	0.2	0	1
2	2	"Цил.№ 1"	12.039	$1.968 \cdot 10^{-8}$	0.22	0	1
3	3	"Цил.№ 2"	12.039	$1.968 \cdot 10^{-8}$	0.22	0	1
4	4	"Цил.№ 3"	12.039	$1.968 \cdot 10^{-8}$	0.22	0	1
5	5	"Цил.№ 4"	12.039	$1.968 \cdot 10^{-8}$	0.22	0	1
6	6	"Цил.№ 5"	12.039	$1.968 \cdot 10^{-8}$	0.22	0	1
7	7	"Цил.№6"	12.039	$2.233 \cdot 10^{-8}$	0.22	0	1
8	8	"Мах"	252	$6.25 \cdot 10^{-6}$	0	0	1
9	9	"Муфт"	3.5	$6.25 \cdot 10^{-6}$	0	0	1
10	10	"Флан"	8.162	$1.998 \cdot 10^{-8}$	0.2	0.15	1
11	11	"Флан"	0.908	$4.371 \cdot 10^{-8}$	0.158	0	1
12	12	"ред."	19.18	0	0	0	1

Номер последней масс и общее число масс

$$k_s := \text{length}(B0^{(0)}) - 1 \quad k_s = 20$$

Номер первой массы двигателя  $k_d := 2$

Номер последней массы двигателя  $k_z := k_d + z - 1 \quad k_z = 7$

### Вектора безразмерной системы

Нумерация масс  $i := 1 .. k_s$  Передаточное отношение  $r_i := B0_{i,6}$

Безразмерный момент инерции масс  $\theta_i := (r_i)^2 \cdot \frac{B0_{i,2}}{\Theta_o}$

Безразмерная податливость  $E_i := \frac{B0_{i,3}}{(r_i)^2 \cdot e_o}$

Момент сопротивления валов  $wb_i := \text{if} \left[ B0_{i,4} = 0, 1, \frac{\pi \cdot r_i \cdot (100 \cdot B0_{i,4})^3}{16} \right]$

### Учет трения в компонентах системы

$$K\Theta_i := \begin{cases} \text{ДемпфЖидк} & \text{if } i = 1 \\ \text{КШМ} & \text{if } kd \leq i \leq kz \\ \text{Винт} & \text{if } i = ks \\ \text{МИШ} & \text{if } i = 19 \\ \text{Масса} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$KE_i := \begin{cases} 0.01 & \text{if } i = 1 \\ \text{Колечнвал} & \text{if } kd \leq i \leq kz \\ \text{Грвалобл} & \text{if } i = 19 \\ \text{МуфРез} & \text{if } 8 \leq i \leq 9 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Система } i,0 := i \quad \text{Система } i,2 := E_i \quad \text{Система } i,3 := wb_i$$

$$\text{Система } i,1 := \theta_i \quad \text{Система } i,4 := K\Theta_i \quad \text{Система } i,5 := KE_i$$

"№"	"БМИ"	"БПод"	"МСоп"	"Кин"	"Кэлст"
1	0.688	2.29	$1.571 \cdot 10^3$	3	0.01
2	1	1	$2.091 \cdot 10^3$	0.328	$5 \cdot 10^{-3}$
3	1	1	$2.091 \cdot 10^3$	0.328	$5 \cdot 10^{-3}$
4	1	1	$2.091 \cdot 10^3$	0.328	$5 \cdot 10^{-3}$
5	1	1	$2.091 \cdot 10^3$	0.328	$5 \cdot 10^{-3}$
6	1	1	$2.091 \cdot 10^3$	0.328	$5 \cdot 10^{-3}$
7	1	1.135	$2.091 \cdot 10^3$	0.328	$5 \cdot 10^{-3}$
8	20.932	317.581	1	$5 \cdot 10^{-3}$	0.1
9	0.291	317.581	1	$5 \cdot 10^{-3}$	0.1
10	0.678	1.015	$1.571 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^{-3}$	0
11	0.075	2.221	774.464	$5 \cdot 10^{-3}$	0
12	1.593	0	1	$5 \cdot 10^{-3}$	0
13	0.121	0	1	$5 \cdot 10^{-3}$	0
14	0.629	7.079	842.895	$5 \cdot 10^{-3}$	0
15	0.042	4.939	767.298	$5 \cdot 10^{-3}$	0
16	0.051	21.24	667.35	$5 \cdot 10^{-3}$	0
17	0.046	13.625	767.298	$5 \cdot 10^{-3}$	0
18	0.244	186.763	576.482	$5 \cdot 10^{-3}$	0
19	1.067	42.403	$1.418 \cdot 10^3$	0.5	0.05
20	4.587	0	1	3	0

Система =

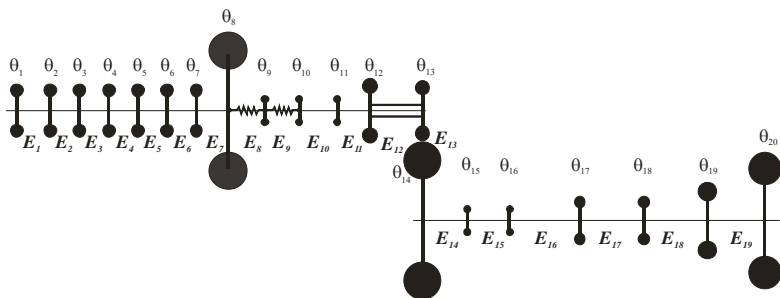
### Фрагмент 2-26

## 2.5.2. Особенности программирования крутильных схем неразветвленных систем

К неразветвленным системам относятся системы, у которых все компоненты (массы и упругие соединения) расположены последовательно друг за другом и не имеют ответвлений. Их можно условно разбить на две группы: нередуцированные и редуцированные системы, которые отличаются друг от друга отсутст-



вием или наличии на пути передачи крутящего момента зубчатых передач (редукторов или мультипликаторов). Если в системе таких передач нет, то это нередуцированная система. В противном случае – это редуцированная система. Относительно простые крутильные схемы имеют неразветвленные системы СУ с группой равных масс КШМ дизеля в начале. За дизелем следует маховик, который связан валопроводом с потребителем энергии (гребным винтом или ротором генератора). В работах Терских и других основоположников отечественной методологии проблеме аппроксимации группы равных масс уделялось особое внимание из-за попыток снижения трудоемкости ручного счета свободных колебаний. В монографии этот вопрос даже и не рассматривается ввиду применения компьютерных технологий. По той же причине не имеет значения наличие с противоположной стороны от маховика дополнительных компонентов. Например, практически все дизели имеют на носовом конце демпфер, а на малых судах с той же стороны присоединяются массы приводов к вспомогательным механизмам. Но это не усложняет методику составления схемы системы и последующего расчета свободных колебаний на ЭВМ.



**Рис. 2-2 Крутильная схема редуцированной неразветвленной системы**

Составление крутильных схем нередуцированных неразветвленных систем выполняется по более простым правилам, чем те, которые описаны выше в разделе 2.5.1, поскольку не требуется даже выполнять редуцирование масс и податливостей. Программирование крутильной схемы редуцированной системы показано на фрагментах 2-25 и 2-26 для модернизированной установки траулера проекта 503. Ее крутильная схема дана на рис. 2-2. Если внимательно рассмотреть фрагмент 2-26 с матрицей «Система», то в ней можно обнаружить странную, на первый взгляд, особенность редуцированной системы с зубчатыми передачами. Речь идет о нулевых податливостях в столбце 2 для строк 12 и 13, соответствующих шестерням зубчатой передачи. Очевидно, что нулевые податливости означают наличие жесткой связи масс. Поэтому можно было бы объединить массы 12 и 13 шестерен с редуцированной массой зубчатого колеса 14, заменив эту сумму одной эквивалентной массой 12 и сократив общее число масс с 20 до 18. Это совершенно бы не отразилось на точности расчета свободных и вынужденных колебаний.

Что бы это значило? Ответ такой: это нужно для оценки опасности эластического момента для зубчатых колес редуктора и определения амплитуд их фактических (нередуцированных) колебаний.

### 2.5.3. Особенности программирования крутильных схем разветвленных систем

К разветвленным системам относятся такие системы, у которых имеются массы с прикрепленными к ним ветвями. Ветвью можно назвать самостоятельную часть системы, состоящей из последовательно соединенных масс и упругих участков, когда одна ее крайняя масса совпадает с одной из масс основной системы, а противоположная крайняя масса свободна от подобной связи. Разветвленные системы могут иметь различную степень сложности в зависимости от числа ветвей и схем их крепления к основной системе. Некоторые примеры возможной компоновки разветвленных систем приведены на рис. 2-3.

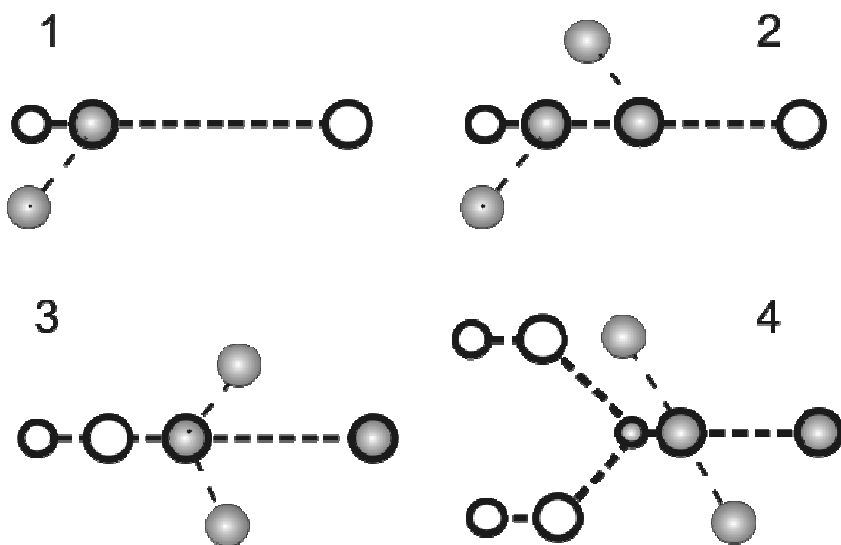


Рис. 2-3 Примеры разветвленных систем: 1 – с одной ветвью, 2- с двумя ветвями и более от разных масс, 3 – с несколькими ветвями от одной массы и 4 – сложная схема с разнообразным сочетанием ветвей

Оформление крутильных схем разветвленных систем зависит от методики расчета свободных колебаний. Многие методики расчета крутильных колебаний предусматривают включение компонентов ветвей в общую таблицу крутильной схемы с общей нумерацией для основной системы и ветвей.

При этом ветви, как правило, располагаются после последней массы основной системы не зависимо от номера массы ее присоединения. В таблице имеется столбец не только с номером массы, но и столбец с обозначением концов участка.

Это позволяет отличить компоненты системы от компонентов ветвей и распознать номера масс системы для крепления ветвей.

Здесь следует сделать важное заявление - в данной работе указанные правила оформления крутильных схем разветвленных систем далее не рассматриваются и не применяются.

### Фактические постоянные системы

Податливость колена дизеля  $e_o := 16.8 \times 10^{-9}$

Момент инерции КШМ  $\Theta_o := 83.7$

Постоянная системы  $a := \frac{30}{\pi \cdot \sqrt{\Theta_o \cdot e_o}} \quad a = 8.053 \times 10^3$

Система состоит из основной ветви (ствола) и ветви привода наддувочного насоса

Безразмерная система ствола

**B0** :=

"Масса"	"МИ"	"Под"	"Д,см"	"i"
"Привод"	1.92	28.2	"eo"	1
"фланец"	1.07	0.84	0.275	1
"Цил.№ 1"	1	1	0.275	1
"Цил.№ 1"	1	1	0.275	1
"Цил.№ 1"	1	1	0.275	1
"Цил.№ 1"	1	1.5	0.275	1
"Цил.№ 1"	1	1	0.275	1
"Цил.№ 1"	1	1	0.275	1
"Цил.№ 1"	1	1	0.275	1
"Цил.№ 1"	1	1.94	0.275	1
Мах. + П/муф."	1.39	12.7	0.275	1
"флан"	0.6	10.2	0.275	1
"миш"	3.82	5.56	0.27	1
"ВРШ"	13.4	0	"eo"	1

Общее число масс  $ks := \text{length}(B0^{(0)}) - 1 \quad ks = 14$

Номер первой массы двигателя  $kd := 3 \quad z = 8$

Номер последней массы двигателя  $kz := kd + z - 1 \quad kz = 10$

**ВЕТВЬ № 1 ДЕМФЕР ОТ МАССЫ №2 СТВОЛА .**

"Масса"	"МИ"	"Под"	"Д,см"	"i"
"махдемф"	3.75	180	"eo"	1
"Масса i = 2"	0	0	"eo"	1

Номер массы ствола, к которому крепится ветвь № 1  $kv1 := 2$

Число масс ветви 1  $v1 := \text{length}(B1^{(0)}) - 1 \quad v1 = 2$

Вектора безразмерной системы ствола

$$i := 1 .. ks \quad r_i := B0_{i,4} \quad \theta_i := (r_i)^2 \cdot B0_{i,1} \quad E_i := \frac{B0_{i,2}}{(r_i)^2}$$

$$wb_i := \text{if} \left[ B0_{i,3} = \text{"eo"} , 1 , \frac{\pi \cdot (100 \cdot B0_{i,3})^3}{16} \right]$$

Учет трения в элементах ствола

$$K\Theta_i := \begin{cases} \text{КШМ} & \text{if } kd \leq i \leq kz \\ \text{Винт} & \text{if } i = ks \\ \text{МИШ} & \text{if } i = 13 \\ \text{Масса} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$KE_i := \begin{cases} 0.0001 & \text{if } i = 1 \\ \text{КолВал} & \text{if } kd \leq i \leq kz \\ \text{ГрВалОбл} & \text{if } i = 13 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Вектора безразмерной системы ветви № 1

$$i1 := 1 .. v1 \quad r_{i1} := B1_{i1,4}$$

$$\theta_{1i1} := (r_{i1})^2 \cdot B1_{i1,1} \quad E_{1i1} := \frac{B1_{i1,2}}{(r_{i1})^2}$$

$$wb_{1i1} := \text{if} \left[ B1_{i1,3} = \text{"eo"} , 1 , \frac{\pi \cdot (100 \cdot B1_{i1,3})^3}{16} \right]$$

Учет трения в элементах ветви № 1

$$K\Theta_{1i1} := \text{Масса}$$

$$KE_{1i1} := \begin{cases} \text{ПружДемпф} & \text{if } i1 = 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Фрагмент 2-28

Податливость колена дизеля  $e_0 := 549 \cdot 10^{-10}$  1/мм

Момент инерции КШМ  $\Theta_0 := 3.82$  кгм<sup>2</sup>

Постоянная системы

$$a := \frac{30}{\pi \cdot \sqrt{\Theta_0 \cdot e_0}} \quad a = 20852.279$$

Системы из текстовых файлов

BX :=



C:\D...\lav330.txt

объединенный ствол двигатель - редуктор винт

Основная ветвь дв1 B0

Первая ветвь дв2 B1

Вторая ветвь г1 B2

B0 :=



C:\Do...\a330.txt

B1 :=



C:\Do...\a331.txt

B2 :=



C:\Do...\a332.txt

Третья ветвь валопр B3

Четвертая ветвь г2 B4

B3 :=



C:\Do...\a333.txt

B4 :=



C:\Do...\a334.txt

	0	1	2	3	4	
B0 =	0	"N:"	"ми"	"гидл"	"диам"	"пер отн"
	1	1	0.239	0.619	0	1
	2	2	10.846	0.685	0	1
	3	3	1	1	0	1
	4	4	1	1	0	1
	5	5	1	1	0	1
	6	6	1	1	0	1

Номера последних масс веток

$$A0 := \text{length}(B0^{(0)}) - 1 \quad A0 = 13 \quad A1 := \text{length}(B1^{(0)}) - 1 \quad A1 = 13$$

$$A2 := \text{length}(B2^{(0)}) - 1 \quad A2 = 7 \quad A3 := \text{length}(B3^{(0)}) - 2 \quad A3 = 6$$

$$A4 := \text{length}(B4^{(0)}) - 1 \quad A4 = 4 \quad AX := \text{length}(BX^{(0)}) - 2 \quad AX = 18$$

Узловая масса на основной ветви куда сходятся остальные  $ks := A0$

Номер массы первого цилиндра двигателя  $kd := 3$

Диапазоны масс  $i0 := 1..A0$   $i1 := 1..A1$   $i2 := 1..A2$   $i3 := 1..A3$   $i4 := 1..A4$

$ix := 1..AX$

## Фрагмент 2-29

**Объединенный ствол.**

AX = 18

$$\Theta X_{ix} := BX_{ix,1} \quad EX_{ix} := BX_{ix,2} \quad dx_{ix} := \text{if}(ix = 11, "eo", 0.25)$$

$$wbx_{ix} := \text{if} \left[ dx_{ix} = "eo", 1, \frac{\pi \cdot (dx_{ix} \cdot 100)^3}{16} \right] \quad wbx_g = 3067.96158$$

Основная ветвь - первый двигатель  $ks := A0$ 

$$\Theta i0 := B0_{i0,1} \quad E_{i0} := B0_{i0,2} \quad d_{i0} := \text{if}(i0 = 11, "eo", 0.25)$$

$$wb_{i0} := \text{if} \left[ d_{i0} = "eo", 1, \frac{\pi \cdot (d_{i0} \cdot 100)^3}{16} \right]$$

Первая ветка = второй двигатель  $v1 := A1 \quad v1 = 13$ 

$$\Theta i1 := B1_{i1,1} \quad E1_{i1} := B1_{i1,2} \quad d_{i1} := \text{if}(i1 = 11, "eo", 0.25)$$

$$wb1_{i1} := \text{if} \left[ d_{i1} = "eo", 1, \frac{\pi \cdot (d_{i1} \cdot 100)^3}{16} \right]$$

вторая ветка = генератор  $v2 := A2 \quad v2 = 7$ 

$$\Theta i2 := B2_{i2,1} \quad E2_{i2} := B2_{i2,2} \quad d_{i2} := \text{if}(i2 = 3, "eo", 0.25)$$

$$wb2_{i2} := \text{if} \left[ d_{i2} = "eo", 1, \frac{\pi \cdot (d_{i2} \cdot 100)^3}{16} \right]$$

третья ветка = винт  $v3 := A3 \quad v3 = 6$ 

$$\Theta i3 := B3_{i3,1} \quad E3_{i3} := B3_{i3,2} \quad d_{i3} := \text{if}(i3 = 2, "eo", 0.25)$$

$$wb3_{i3} := \text{if} \left[ d_{i3} = "eo", 1, \frac{\pi \cdot (d_{i3} \cdot 100)^3}{16} \right]$$

Четвертая ветка = генератор  $v4 := A4 \quad v4 = 4$ 

$$\Theta i4 := B4_{i4,1} \quad E4_{i4} := B4_{i4,2} \quad d_{i4} := \text{if}(i4 = 3, "eo", 0.25)$$

$$wb4_{i4} := \text{if} \left[ d_{i4} = "eo", 1, \frac{\pi \cdot (d_{i4} \cdot 100)^3}{16} \right]$$

**Фрагмент 2-30**

Программирование расчета свободных колебаний по нашей оригинальной методике в среде MATHCAD обусловило иной подход к оформлению крутильных схем разветвленных систем. Особенность состоит в том, что для основной системы и каждой ветви составляются свои матрицы и вектора безразмерных редуцированных компонентов по форме фрагмента 2-27. Для каждой ветви вводятся свои обозначения компонентов и свои символы нумерации масс по стандартному принципу. Принцип заключается в том, что к символам основной

системы добавляется номер ветви. Например, если мы имеем обозначения компонентов основной системы  $\theta_i, E_i$ , то аналогичные компоненты первой ветви будут обозначены  $\theta_{1i}, E_{1i}$ , а второй ветви  $\theta_{2i}, E_{2i}$  и т.д.

В общее число масс ветви включается и масса крепления в основной системе. Нумерация каждой ветви начинается с внешней массы, которой всегда присваивается номер 1. При этом момент инерции последней массы, который одновременно входит в состав основной системы, заменяется нулем. Это необходимо, что бы дважды не учитывать эту массу при расчете свободных колебаний

Отличие состоит еще и в том, что исходные матрицы сразу представлены в безразмерном виде. Поэтому при определении векторов компонентов деления на постоянные системы не требуется (фрагмент 2-28).

Фрагменты 2-29 и 2-30 иллюстрирует оформление наиболее сложного 4-го варианта крутильной схемы разветвленной редуцированной системы (рис. 2-3). Он относится к другому серийному траулеру типа «Атлантик-333», силовая установка которого состояла из двух среднеоборотных дизелей с демпферами, которые работали через эластичные муфты и редуктор на винт регулируемого шага. При этом от главного редуктора производился еще и отбор мощности на два навешанных генератора постоянного и переменного тока.

Таким образом, эта сложная крутильная схема состояла из 5 ветвей, исходящих из одной общей массы редуктора. Для того, что бы сделать программу расчета свободных колебаний такой системы более компактной, все исходные матрицы ветвей были оформлены в виде текстовых файлов, как это показано на фрагменте 2-29. Компактности программы способствует то обстоятельство, что указанные файлы не требуют своего раскрытия для расчета векторов компонентов по уже рассмотренным алгоритмам.

## **2.6. Расчет свободных колебаний**

### **2.6.1. Общие вопросы расчета свободных колебаний**

Полученные в предыдущем разделе результаты позволяет перейти к ключевому этапу исследования крутильные колебаний – оценке свободных колебаний системы с использованием новых алгоритмов и программ. Следует еще раз подчеркнуть, что мы не оспариваем возможность применения для решения той же задачи программ других авторов и организаций (фирм) и не навязываем никому наши программы. В конце концов, это дело вкуса и традиций. Единственное преимущество, которым рекомендуем воспользоваться читателю при изучении этого труда, это уникальная возможность ознакомиться с сущностью расчетов на реальных примерах, показанных на фрагментах программ. С этой целью расчеты свободных колебаний предлагается разбить на два этапа.

Первый этап – нахождение частот свободных колебаний каждой формы путем решения частотных уравнений. При этом будут показаны примеры несколько вариантов расчета, сначала для неразветвленных, а затем для разветвленных систем. Второй этап включает в себя расчеты распределений относительных амплитуд, эластических моментов и масштабов напряжений по компонентам системы для каждой формы колебаний. Как было уже отмечено в разделе 1.2.2., ключевой принцип расчета свободных колебаний методом последовательных

приближений (например, по Хольцеру) заключается в том, что при круговой частоте свободных колебаний  $\omega_f$ , сумма всех инерционных моментов  $\Sigma M_y$  должна стремиться к нулю.

Это значит, что когда наступает резонанс и частота вынужденных колебаний совпадает с частотой свободных колебаний, то относительный эластический момент на последнем участке системы

$$\Sigma \bar{M}_y = \sum_{y=1}^{y=p} \alpha_y \Delta_f \vartheta_y = 0, \quad (2-16)$$

где  $\alpha_y$  - относительная амплитуда свободных колебаний  $y$ -й массы, когда  $\alpha_1 = 1$ ,  $p$  — общее число масс системы.

Выражение (2-16) представляет собой цепочную систему, поскольку относительная амплитуда свободных колебаний любой  $(y+1)$ -й массы взаимосвязана с безразмерными параметрами предшествующей части системы и относительной амплитудой свободных колебаний  $y$ -й массы следующим образом:

$$\alpha_{y+1} = \alpha_y - E_{y,y+1} \delta_{y,y+1} = \alpha_y - E_{y,y+1} \sum_{y=1}^y \alpha_{y+1} \vartheta_{y+1} \Delta_f. \quad (2-17)$$

Величина  $\delta_{y,y+1}$  является относительным углом скручивания вала на участке  $y, y+1$ , который пропорционален эластическому моменту  $F_{y,y+1}$  и напряжениям в вале  $\tau_{y,y+1}$

$$F_{k,k+1} = \frac{\sum_1^k \alpha_y \vartheta_y \Delta_f}{e_0} = A_1 \left| \frac{F_{k,k+1}}{A_1} \right| \quad \text{и} \quad \tau_{k,k+1} = \frac{\sum_1^k \alpha_y \vartheta_y \Delta_f}{e_0 W_{k,k+1}} = A_1 \left| \frac{\tau_{k,k+1}}{A_1} \right|, \quad (2-18)$$

где  $A_1$  — действительная (расчетная или экспериментальная) амплитуда колебаний первой массы системы, рад;  $\left| \frac{F_{k,k+1}}{A_1} \right|$  и  $\left| \frac{\tau_{k,k+1}}{A_1} \right|$  — масштабы эластического момента и напряжений.

Программы расчета свободных колебаний на основе приведенных зависимостей по Хольцеру демонстрируются в следующем параграфе. Там же показаны особенности расчета свободных колебаний разветвленных систем, когда сумма инерционных моментов ветви определенным образом прибавляется к инерционному моменту заранее обозначенной массы. При этом предусмотрено согласование амплитуд колебаний основной системы и компонентов ветви. Метод В. П. Терских, базируется на оригинальном преобразовании уравнения (2-17) в так называемую цепную дробь. В методике В. П. Терских были введены новые понятия о стойкости массы

$$H_y = -\Delta_f \vartheta_y \quad (2-19)$$

и стойкости всей системы  $H_1^{(p)}$  от 1 до  $p$ -й массы (которая при частоте свободных колебаниях равна нулю) или части системы  $H_1^{(k)}$ .

Стойкость части системы, или всей системы представляют собой цепную



дробь, которая имеет вид функции (2-20). Цепная дробь позволяет вести расчет не только от одного конца системы к другому, но и одновременно с нескольких концов (имеется в виду не только неразветвленная, но и разветвленная система) к какой-либо массе системы, что соответствует понятию «надлом системы».

$$H_1^{(p)} = H_1 + \frac{1}{E_{1,2} + \frac{1}{H_2 + \frac{1}{E_{2,3} + \frac{1}{H_3 + \dots}}}} \quad (2-20)$$

## 2.6.2. Расчет частот свободных колебаний

В математическом среде MATHCAD можно легко показать принципы программирования расчета свободных колебаний. В качестве примера рассмотрим расчет крутильных колебаний неразветвленной, но редуцированной системы, данные о которой приведены на фрагменте 2-1 и на фрагментах 2-25 и 2-26. Программа расчета свободных колебаний в файле расположена сразу же после определения всех безразмерных компонентов крутильной схемы (после фрагмента 2-26).

Для определения частот свободных колебаний неразветвленной системы по методу Хольцера на основе зависимостей (2-17) - (2-20) на фрагменте 2-31 составлена программа для функции остаточного момента  $M(\Delta)$ , где  $\Delta$  квадрат безразмерной частоты.

Этой программе требуется всего несколько секунд для автоматического построения графика функции в широком диапазоне  $\Delta$  от 0 до 0,4 с шагом 0,0000001, которая имеет характер пульсирующей кривой, несколько раз пересекающей нулевую линию.

Приведенная на фрагменте кривая представлена в виде вертикальных прямых, пересекающую эту линию, поскольку на осях абсцисс были поставлены ограничительные величины от 1 до -1. Без этих ограничений размах кривой был настолько велик (до  $10^{38}$ ), что оценить нулевые точки было бы затруднительно.

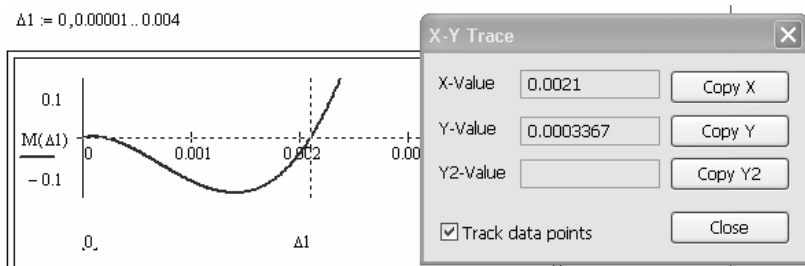


Рис. 2-4 Предварительная оценка корня частотного уравнения

Построенная кривая предназначена для предварительной оценки безразмерных квадратов частот свободных колебаний по нулевым точкам.

Для этого в MATHCAD имеется команда “trace”, с помощью которой в буфер обмена копируется координата точки пересечения кривой с нулевой линией (см. рис.2-4). Полученные значения следует занести во вспомогательный вектор  $Y_1$ , как это показано в нижней части фрагмента 2-31.

Завершающей операцией является определение точного значения корней уравнения с помощью одной из встроенных программ. Наиболее эффективной для данной задачи оказалась программа решения уравнений

$$Y1(\Delta 1):= \text{root}(M(\Delta 1), \Delta 1).$$

По команде этой программы производится точное вычисление искомым корней частотного уравнения и соответствующих им частот основных форм колебаний. В данном примере рассмотрено шесть форм колебаний (в конце фрагмента 2-31).

Достоверность примененных программ подтверждается полным совпадением результатов расчета, выполненного выше, и фирменного расчета свободных колебаний (см. табл. 2-3).

Программа расчета частоты свободных колебаний той же системы по методике Терских с использованием частотного уравнения в виде «цепной дроби» показана на фрагментах 2-32.

**Таблица 2-3**

**Сравнительные результаты расчета частот свободных колебаний**

Программа	Фирма	Отличие
272.802	272.900	0.0359%
898.776	898.500	-0.0307%
2917.116	2917.130	0.0005%
3428.766	3428.740	-0.0008%
4709.263	4709.300	0.0008%
6370.529	6370.300	-0.0036%
12061.73		

В процессе исследования методики Терских для расчетов в среде MATHCAD нами было рассмотрено много различных вариантов программ. В итоге за рабочий был принят вариант расчета свободных колебаний системы с «плавающей» массой надлома.

Дело в том, что при фиксированной массе надлома, в том числе и при рассмотрении всей системы с головы до хвоста, редактору MATHCAD бывает трудно поймать некоторые частоты из-за очень «крутых» кривых стойкости в промежутке между разрывами этой функции.

Поэтому приходится выполнять пробные расчеты для поиска пропущенных корней при изменении точки надлома.

Эта особенность показана в программе на фрагменте 2-32, где кружком обозначено место  $a$  с неразвернутым разрывом функции. С точки зрения вычислительных процедур, программа расчета по методу Терских построена по тому же принципу, что и программа на фрагменте 2-31.

```

M(Δ) :=
  α1 ← 1
  M1 ← Δ · θ1
  for i ∈ 2.. ks
    αi ← 1 - ∑i=2i (Mi-1 · Ei-1)
    Mi ← αi · Δ · θi + Mi-1
  return Mi
    
```

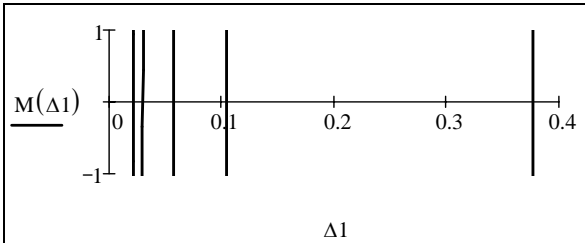
Основное частотное уравнение

Максимальный квадрат безразмерной частоты

$$XM := \left( \frac{nk \cdot 16}{a} \right)^2$$

$$XM = 0.308$$

$$\Delta 1 := 0.004, 0.0041 .. 0.4$$



Число узлов

$$чс := 6 \quad J := 1.. чс$$

$$Y_J :=$$

$$Y1(\Delta 1) := \text{root}(M(\Delta 1), \Delta 1)$$

$$X_J := Y1(Y_J)$$

частота кол/мин

$$Ns_J := a \cdot \sqrt{X_J}$$

$$X_J =$$

3361·10 <sup>-4</sup>
9882·10 <sup>-3</sup>
0.02211
0.03055
0.05762
0.10544

$$Ns_J =$$

272.802
898.776
2917.116
3428.766
4709.263
6370.529

2.15 × 10 <sup>-4</sup>
2.121 × 10 <sup>-3</sup>
0.022
0.029
0.054
0.105
0.377

**Расчеты свободных колебаний методом цепных дробей**

**Левая (головная) часть**  $i1 := k1..A$      $\theta_{i1} := \theta_{i1}$

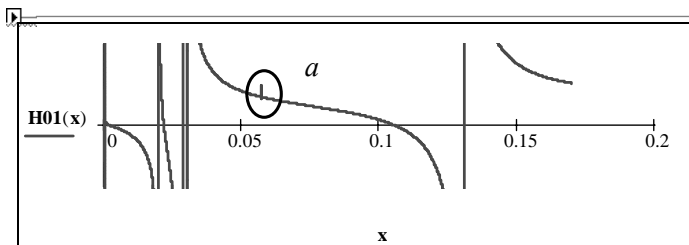
**Правая (концевая) часть**  $i2 := kk..A$      $E_{i2} := E_{i2}$

$\theta_{i2} := \theta_{i2}$      $E_{i1} := E_{i1}$      $\theta_{2A} := 0$

```

H01(x) :=
H11 ← -x · θ11
for i1 ∈ 2..A
    H1i1 ← -x · θ1i1 +  $\frac{1}{E_{i1-1} + \frac{1}{H_{i1-1}}}$ 
H2kk ← -x · θ2kk
for i2 ∈ kk - 1..A
    H2i2 ← -x · θ2i2 +  $\frac{1}{E_{i2} + \frac{1}{H_{i2+1}}}$ 
H2i2 + H1i1
    
```

**График стойкости**



$nc := 5$      $j := 1..nc$

$Y1(x) := \text{root}(H01(x), x)$

$Y_j :=$

$X_j := Y1(Y_j)$

$Ns_j := a \cdot \sqrt{X_j}$

0.00019
0.0021
0.02211
0.03054
0.05762
0.10544

$Ns_j =$

272.924
898.848
2917.13
3428.426
6370.647

**Фрагмент 2-32**

## Расчет форм амплитуд и масштабов для каждой формы свободных колебаний

$$J = 5$$

J :=

- Одноузловая
- Двухузловая
- Трёхузловая
- Четырёхузловая
- Пятиузловая
- Шестиузловая

$$Ns_J = 4.709 \times 10^3$$

### Таблицы и графики амплитуд для системы и ветки

$$ii := 0..6 \quad CK_{0,0} := "№" \quad CK_{0,1} := "МИМ" \quad CK_{0,2} := "Под"$$

$$CK_{0,3} := "a" \quad CK_{0,4} := "d" \quad CK_{0,5} := "M/A" \quad CK_{0,6} := "T/A"$$

$$CK_{i,0} := i \quad CK_{i,2} := E_i \quad CK_{i,1} := \theta_i$$

$$CK_{i,ii} := CK_{i,3} \leftarrow 1$$

$$CK_{i,4} \leftarrow X_J \cdot CK_{i,1} \cdot CK_{i,3}$$

if  $1 < i \leq ks$

$$CK_{i,3} \leftarrow 1 - \sum_{i=2}^i (CK_{i-1,4} \cdot CK_{i-1,2})$$

$$CK_{i,4} \leftarrow X_J \cdot CK_{i,1} \cdot CK_{i,3} + CK_{i-1,4}$$

$$CK_{i,ii}$$

$$CK_{i,7} := \frac{CK_{i,3}}{CK_{kd,3}} \quad CK_{i,4} := \frac{CK_{i,4}}{CK_{kd,3}} \quad CK_{i,5} := \left| \frac{CK_{i,4}}{eo} \right|$$

$$CK_{i,6} := \frac{CK_{i,5}}{wb_i} \quad CK_{0,7} := "A1"$$

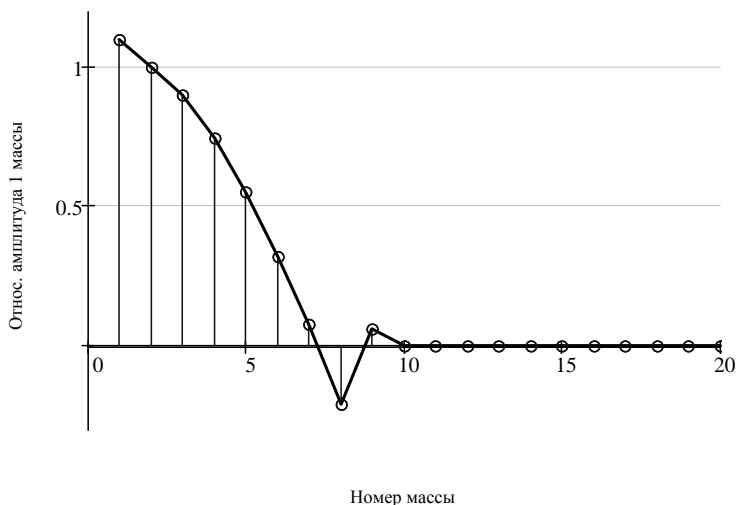
CK =

"№"	"МИМ"	"Под"	"a"	"d"	"M/A"	"T/A"	"A1"
1	0.688	2.29	1	0.044	$2.215 \cdot 10^6$	$1.41 \cdot 10^3$	1.1
2	1	1	0.909	0.101	$5.143 \cdot 10^6$	$2.46 \cdot 10^3$	1
3	1	1	0.817	0.153	$7.775 \cdot 10^6$	$3.719 \cdot 10^3$	0.899
4	1	1	0.678	0.196	$9.958 \cdot 10^6$	$4.763 \cdot 10^3$	0.746
5	1	1	0.5	0.228	$1.157 \cdot 10^7$	$5.533 \cdot 10^3$	0.55
6	1	1	0.293	0.246	$1.251 \cdot 10^7$	$5.984 \cdot 10^3$	0.322
7	1	1.135	0.069	0.251	$1.273 \cdot 10^7$	$6.09 \cdot 10^3$	0.076
8	20.932	317.581	-0.19	$8.547 \cdot 10^{-4}$	$4.343 \cdot 10^4$	$4.343 \cdot 10^4$	-0.208

Фрагмент 2-33

### График

для  $J = 5$  - узловой формы при  $N_{sJ} = 4709.263$  кол/мин



### Анализ напряженного участка

Вектор масштаба момента  $m\tau_i := CK_{i,5}$

Наиболее напряженный участок в стволе  $уч := \text{match}(\max(m\tau), m\tau) \quad уч = (7)$

Наибольший масштаб момента  $\max(m\tau) = 1.273 \times 10^7$

Масштаб напряжений для напряженного участка

$Mx := \text{lookup}(\max(m\tau), CK^{(5)}, CK^{(6)}) \quad Mx = (6.09 \times 10^3)$

Масштаб напряжений для любого участка

$MX(L) := CK_{L,6} \quad MX(13) = 3.467 \times 10^3$

Фрагмент 2-34

### 2.6.3. Расчет форм свободных колебаний

После расчета частот можно приступить к построению и анализу форм свободных колебаний (фрагменты 2-33 и 2-34). Для этого в программу включен скрипт с названием форм колебаний. Задача решается по той же самой программе для частотного уравнения  $M(\Delta)$ , показанной на фрагменте 2-31, но уже при известной величине  $\Delta$  для матрицы  $CK$ , в столбцах которой автоматически записываются результаты расчета показателей свободных колебаний по номерам масс

системы (фрагмент 2-33). Программа составлена таким образом, что если кликнуть на изображении скрипта по названию формы колебаний (например, «пятиузловая»), то это автоматически приведет к вызову частоты этой формы и расчету всех ее параметров в таблице СК. Одновременно произойдет построение графика распределения амплитуд по массам системы (фрагмент 2-34). Система “Lookup” для матриц позволяет автоматизировать поиск наиболее напряженного участка системы для рассматриваемой формы колебаний и определить для него масштаб напряжений. Эта функция, показанная в нижней части фрагмента 2-34 далее используется в программе расчета резонансных напряжений.

## **2.6.4. Особенности расчета свободных колебаний разветвленных систем**

Особенности расчета свободных колебаний разветвленных систем также проще пояснить на примере расчета конкретной системы, сведения о которой приведены на фрагменте 2-28. В этой системе имеется только одна ветвь с переднего торца двигателя. Как показано на фрагменте 2-35 программа расчета предусматривает следующие операции. Сначала надо определить функции остаточных моментов, как для системы (функция  $M(\Delta)$ ), так и для каждой ветви (функция  $M1(\Delta)$ ). При этом имеется одна тонкость в структуре программы для ветвей – приведение амплитуды внутренней массы к единице. Эта процедура обозначена на фрагменте символом *a*. Затем необходимо в функцию для всей системы  $M(\Delta)$  подставить функцию  $M1(\Delta)$  (см. фрагмент 2-35).

Полученная функция и представляет собой частотное уравнение всей системы, с помощью которого автоматически строится график для оценки корней этого уравнения (в нижней части фрагмента). Исследование математической сущности этого уравнения привело к открытию одного отличия разветвленной от неразветвленной системы. Оно показано при очень сильном увеличении на фрагменте 2-36 в виде разрыва функции  $M(\Delta)$  в самом нижнем диапазоне частот. Дальнейшие вычисления выполняются в том же порядке, который показан для неразветвленных систем. В данном случае после графика следует вычисление точных значений частот по алгоритмам фрагмента 2-31, которые, кстати сказать, совпадают с ранее выполненными расчетами другими методами. Затем определяются формы свободных колебаний по уже рассмотренным программам (фрагменты 2-32 и 2-34) для всей системы и отдельно для каждой ветви. Эти программы и матрицы здесь не показаны, поскольку они имеют такой же вид, как у неразветвленных систем. Интереснее показать график амплитуд такой системы с изображением колебаний масс не только системы, но и ее ветвей (фрагмент 2-37). Расчет свободных колебаний завершается определением наиболее напряженного участка системы и расчета для него масштаба напряжений или эластического момента по программам, показанным на фрагменте 2-34.

## **2.7. Векторный анализ свободных колебаний**

### **2.7.1. Назначение анализа**

Рассчитывая свободные колебания, не следует забывать, что эти исследования проводятся для последующей оценки опасности резонансных нагрузок на компоненты системы с учетом возмущающих и демпфирующих моментов.

# ЧАСТОТЫ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ

```

M1(Δ) :=
  α1 ← 1
  M1 ← Δ·θ1
  for i1 ∈ 2..v1
    α1i1 ← 1 - ∑i1=2i1 (M1i1-1·E1i1-1)
    M1i1 ← α1i1·Δ·θ1i1 + M1i1-1
  return α1i1 a
  
```

## Уравнение для ветви № 1

- α1 вектор амплитуды
- θ1 вектор момента инерции
- E1i1 вектор податл.
- M1i1 вектор остат. момента

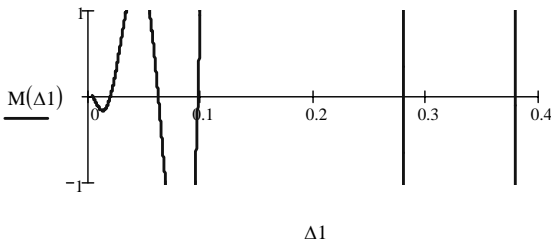
```

M(Δ) :=
  α1 ← 1
  M1 ← Δ·θ1
  for i ∈ 2..ks
    αi ← 1 - ∑i=2i (Mi-1·Ei-1)
    Mi ← αi·(Δ·θi + M1(Δ)) + Mi-1 if i = kv1
    Mi ← αi·Δ·θi + Mi-1 otherwise
  return Mi
  
```

## Уравнение для всей системы

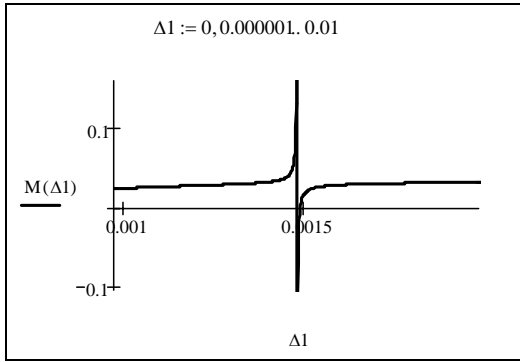
- α вектор амплитуды
- θ1 вектор момента инерции
- E1 вектор податл.
- M вектор остат. момента

Δ1 := 0.004, 0.0041.. 0.4

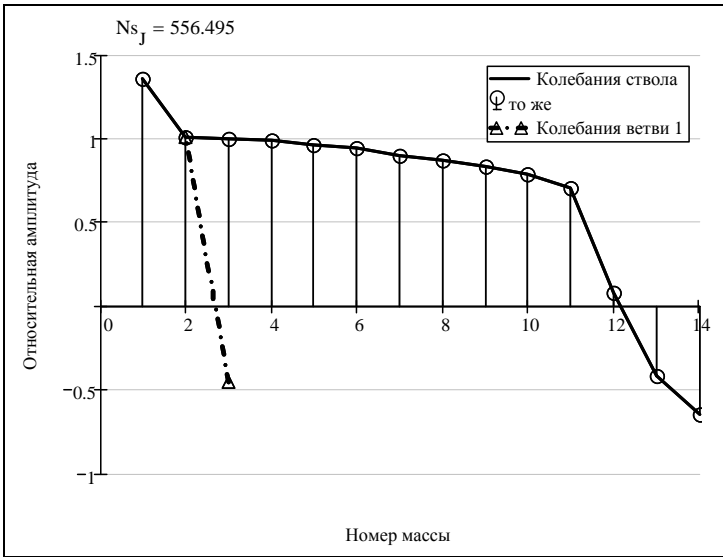


Фрагмент 2-35





**Фрагмент 2-36**



**Фрагмент 2-37**

На пути к расчету таких нагрузок (напряжений, эластических моментов, температур и др.) имеется промежуточный этап некоторых дополнительных расчетов по исходным данным о уже известных формах колебаний.

Этот этап можно условно назвать векторным анализом, поскольку он, прежде всего, связан с геометрическим сложением относительных амплитуд колебаний масс КШМ, где образуются гармоники возмущающих моментов. Методика их расчета была дана в разделе 2.4.

На языке специалистов эта геометрическая сумма называется «сумма альфа», поскольку в результате вычислений для каждого порядка колебаний определяется  $\sum_{y=nd}^{y=z} \bar{\alpha}$ , где  $nd$  и  $z$  - номера первой и последней масс КШМ двигателя. Кроме того, по известным данным о формах свободных колебаний можно оценить

суммарный инерционный момент всей системы  $\sum_{y=1}^{y=ns} \mathcal{G}_y \alpha_y^2$ .

Эта величина может пригодиться для определения так называемой статической амплитуды (см. формулу 1-4).

К векторному анализу можно отнести оценку относительных амплитуд свободных колебаний с целью отсеивания явно «нежизнеспособных» форма колебаний. К ним обычно относятся формы с очень большими относительными амплитудами.

Из перечисленных задач главной задачей все же следует считать расчет «суммы альфа», которая рассматривается в следующем параграфе.

### 2.7.2. Расчет векторной суммы альфа

Для расчета векторной суммы  $\sum_{y=nd}^{y=z} \bar{\alpha}$  необходимо располагать данными не только о распределении относительных амплитуд по массам КШМ двигателя, но и о порядке вспышек в цилиндрах с учетом тактности двигателя.

По этим данным определяется углы поворота коленчатого вала между вспышками  $\varphi_v$  в цилиндрах (фрагмент 2-38).

После этого можно определить искомую величину для каждого  $v$ -го порядка возмущающего момента по известной формуле

$$\sum_{y=nd}^{nz} \bar{\alpha}_y = \sqrt{\left( \sum_{y=nd}^{nz} \alpha_y \cos(v \cdot \varphi_y) \right)^2 + \left( \sum_{y=nd}^{nz} \alpha_y \sin(v \cdot \varphi_y) \right)^2} \quad (2-21)$$

Отметим, что одной и той же векторной сумме соответствует несколько групп кратных гармоник. Число таких групп равно  $(z+2)/2$  - для дизелей с четным числом цилиндров и  $(z+1)/2$  - с нечетным числом.

Для определения ряда порядков, входящих в одну группу имеется такая зависимость

$$v = \left| 2nt / z \pm v_0 \right|, \quad (2-22)$$

где  $n$  - натуральный ряд чисел,  $v_0$  - основной (наименьший) порядок гармоники в группе.

Для V-образных дизелей, когда шатуны расположены в отсеках с общей мотылевой шейкой, формула (2-21) может быть приведена к следующему виду

$$\sum_{y=nd}^{nz} \bar{\alpha}_y = \sqrt{\left( \sum_{y=nd}^{nz} K(v, \zeta) \alpha_y \cos(v \cdot \varphi_y) \right)^2 + \left( \sum_{y=nd}^{nz} K(v, \zeta) \alpha_y \sin(v \cdot \varphi_y) \right)^2} \quad (2-23)$$

где  $K(v, \zeta)$  - коэффициент объединения шатунов одного отсека, определяемый по формуле (2-24),  $\zeta$  - угол поворота коленчатого вала, соответствующий интервалу между вспышками в одном отсеке.

$$K(\nu, \zeta) = \sqrt{2(1 + \cos(\nu \cdot \zeta))} \quad (2-24)$$

При обосновании этой зависимости была доказана ее полная идентичность формуле (2-25), приведенной в работе [58].

$$K(\nu, \zeta) = 2 \cos\left(\nu \zeta / 2\right). \quad (2-25)$$

Напомним, что в правилах РС регламентировано требование по расчету крутильных колебаний при отключенном цилиндре дизеля.

По этой причине в рассматриваемый здесь алгоритм расчета «суммы альфа» включена промежуточная операция корректировки, при необходимости, в этой сумме амплитуды одной из масс КШМ (фрагмент 2-38). Для того, что бы проверить влияние того или иного цилиндра следует указать его номер и поставить галочку в скрипте под названием «откл». По умолчанию эта операция не применяется до тех пор, пока не потребуются проверять эффект отключения цилиндра. Основная программа расчета и анализа суммы альфа приведена на фрагменте 2-39 с алгоритмом расчета диапазона порядков, которые предназначены для определения резонансных колебаний. Затем дается программа расчета суммы альфа по формуле (2-23) и резонансных частот вращения по формуле (1-2). Для наглядности результаты этих расчетов автоматически изображаются на графиках фрагмента 2-39, что позволяет получить первое представление о наиболее заметных резонансных колебаниях.

### 2.7.3. Векторный анализ форм свободных колебаний

Результаты расчета форм свободных колебаний являются ценной информацией, которая позволяет опытному специалисту достаточно уверенно прогнозировать, отсеивать «нежизнеспособные» формы и планировать дальнейшие исследования наиболее существенных форм и порядков крутильных колебаний. Рассмотрим некоторые секреты такого анализа, вытекающие из личной инженерной практики.

На рис. 2-5 приведены образцы эпюр свободных колебаний рассматриваемой системы (фрагменты 2-1 и 2-31). Каждая эпюра сопровождается величиной

$\sum_{y=1}^{y=ns} \mathcal{A}_y \alpha_y^2$  (в обозначениях программы в среде MATHCAD). Для решения постав-

ленной задачи при рассмотрении форм свободных колебаний следует обратить внимание на следующие параметры: максимальные относительные амплитуды, суммы инерционных моментов и частоты свободных колебаний. При очень

больших относительных амплитудах и величинах  $\sum_{y=1}^{y=ns} \mathcal{A}_y \alpha_y^2$ , вероятность разви-

тия резонансных колебаний таких форм снижается. Причина такой закономерности связана с тем, что работа сил трения в системе пропорциональна квадрату относительных амплитуд. Поэтому, даже при ничтожно малых коэффициентах демпфирования общая работа сил трения приводит к снижению нагрузок от крутильных колебаний таких форм до величин, неощутимых для средств измерений.

## Векторный анализ

Последовательность вспышек 1-3-5-2-6-4

Угол заклинки кривошипов  $\phi := 180 \cdot \frac{t}{z}$        $\phi = 120$

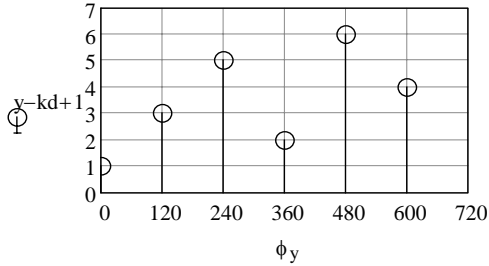
Номера цилиндров  $y := kd .. kz$        $kd = 2$        $kz = 7$

$y =$        $Kcy :=$       Ввести последовательность вспышек       $Kcy$

2
3
4
5
6
7

1
4
2
6
3
5

Угол поворота КВ  $\phi_y := \phi \cdot (Kcy - 1)$



$\phi_y =$

0
360
120
600
240
480

### Анализ влияния отключения цилиндров

Отключение цилиндра  $bb := 2$

Для работы при отключенном цилиндре следует установить коэффициент снижения давления (по умолчанию равен 0) и поставить галочку на скрипт "откл"

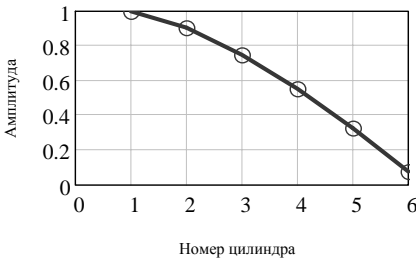
коэффициент снижения давления  $kgr := 0.1$

откл :=  Нажать для отключения

откл = 0

Амплитуды масс дизеля  $md_y := CKy, 7$

$b := (bb + kd - 1)$        $bb := 3$        $md_b := \text{if}(\text{откл} = 0, md_b, md_b \cdot kgr)$



$md_y =$

1
0.899
0.746
0.55
0.322
0.076

**Фрагмент 2-38**

## Оценка минимального порядка возмущающих моментов

a :=



$$\delta := \frac{120 + a}{100} \quad \delta = 1.21$$

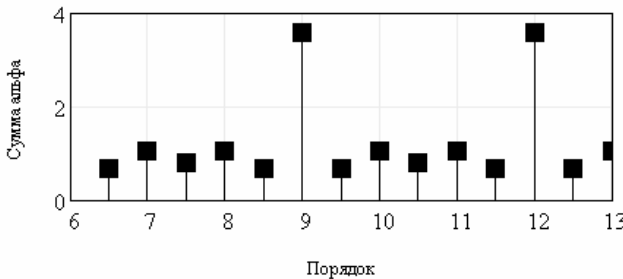
$$\text{МИН}_J := \text{Round}\left(\frac{N_{sJ}}{\delta n_k}, 1\right) \quad \text{МИН}^T = (0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 6)$$

## Геометрические суммы возмущающих моментов

$$\Sigma(v) := \sqrt{\left[ \sum_{y=kd}^{kz} (m_{y} \cdot \cos(v \phi_{y} \cdot \text{deg})) \right]^2 + \left[ \sum_{y=kd}^{kz} (m_{y} \cdot \sin(v \phi_{y} \cdot \text{deg})) \right]^2}$$

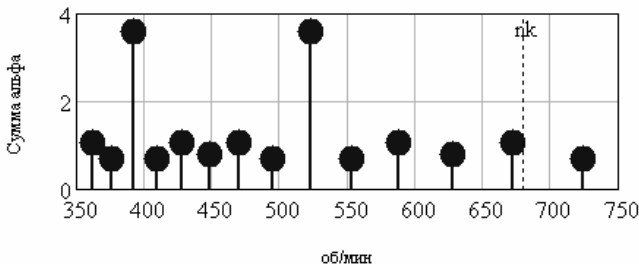
## Анализ веторных сумм возмущающих моментов

$$k_0 := 14 \quad t_k := 1..k_0 \quad p_{tk} := \text{МИН}_J + t_k \cdot \frac{2}{t}$$



## Резонансные обороты

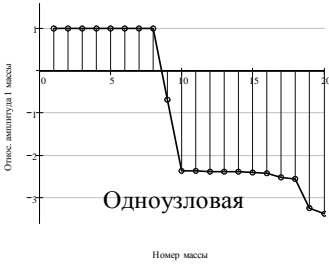
$$n_0(v) := \frac{N_{sJ}}{v}$$



Фрагмент 2-39

Учет частот свободных колебаний необходим для оценки номера гармоник, которые могут попадать в рабочий диапазон частот вращения. Известно, что с увеличением порядка колебаний гармонический коэффициент возмущающего момента снижется (смотри фрагмент 2-23) и во всех правилах рекомендуется рассчитывать крутильные колебания, если порядок колебаний не более 12-16.

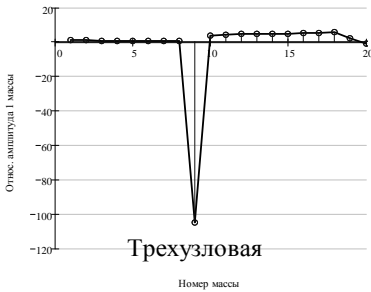
$$Ns_1 = 272.802 \quad \sum_{i=1}^{ks} [CK_{i,1} \cdot (CK_{i,7})^2] = 111.145$$



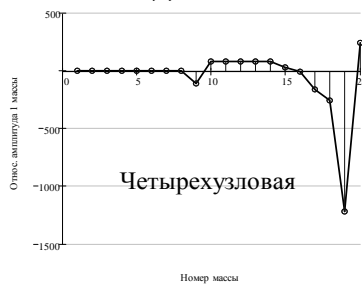
$$Ns_2 = 898.776 \quad \sum_{i=1}^{ks} [CK_{i,1} \cdot (CK_{i,7})^2] = 4.617 \times 10^3$$



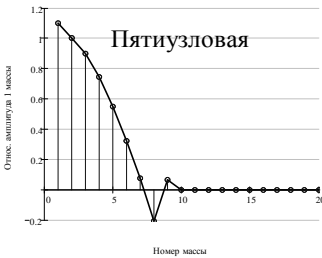
$$Ns_3 = 2917.1 \quad \sum_{i=1}^{ks} [CK_{i,1} \cdot (CK_{i,7})^2] = 3.543 \times 10^3$$



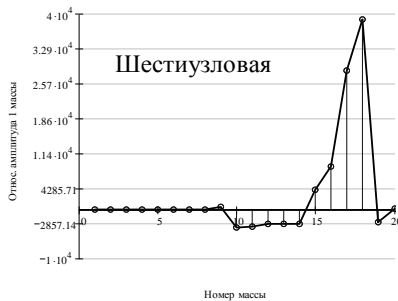
$$Ns_4 = 3428.8 \quad \sum_{i=1}^{ks} [CK_{i,1} \cdot (CK_{i,7})^2] = 2.097 \times 10^6$$



$$Ns_5 = 4709.3 \quad \sum_{i=1}^{ks} [CK_{i,1} \cdot (CK_{i,7})^2] = 4.519$$



$$Ns_6 = 6370.5 \quad \sum_{i=1}^{ks} [CK_{i,1} \cdot (CK_{i,7})^2] = 4.505 \times 10^8$$



**Рис. 2-5 Основные формы свободных колебаний системы**

Возвращаясь к картинке на рис. 2-5, можно сделать следующие выводы.

Наиболее жизнеспособной формой можно считать пяти узловую (моторную) форму колебаний при 4709,3 об/мин. Она имеет наименьшие относительные амплитуды (менее 1,2) и наименьшую сумму  $\sum_{y=1}^{y=ns} g_y \alpha_y^2 = 4,52$ . При такой частоте

наиболее заметным ожидается резонанс 9-го порядка при 523 об/мин, для гашения которого на двигатель установлен демпфер. Для проверки этой формы

колебаний двигателя следует тorsiографировать с торца коленчатого вала.

Ощутимые колебания первой массы системы можно ожидать от одноузловой формы (абсолютные относительные амплитуды меньше 4 и  $\sum_{y=1}^{y=ns} \vartheta_y \alpha_y^2 = 111,147$ ).

Однако частота свободных колебаний этой формы 273 об/мин настолько мала, что главный третий порядок находится ниже минимально устойчивых частот вращения (90 об/мин  $\ll$  220 об/мин). По-видимому, при прохождении малых оборотов по этой причине будут наблюдаться вынужденные колебания третьего порядка, амплитуда которых будет снижаться. Но здесь требуется поверочный расчет резонансных колебаний 0,5-го порядка для 546 об/мин при отключенном цилиндре с последующим исследованием этого вопроса при тorsiографировании судна. Уверено прогнозируется слабость четырехузловой и шестиузловой форм колебаний, где относительные амплитуды (абсолютные значения) превышают 1000, а  $\sum_{y=1}^{y=ns} \vartheta_y \alpha_y^2 > 10^6$ . К разряду слабых можно отнести двухузловую и трехузловую формы колебаний.

Такой анализ в известной мере носит субъективный характер, и его достоверность зависит от практического опыта исполнителя расчета. Однако, мы настоятельно рекомендуем всегда его выполнять с последующим анализом результатов более достоверных расчетных и экспериментальных исследований.

## **2.8. Расчет резонансных и вынужденных колебаний**

### **2.8.1. Расчет резонансной амплитуды**

Рассмотренные выше материалы позволяют перейти к завершающей стадии расчета крутильных колебаний - оценке напряжений и эластических моментов при резонансных и не резонансных частотах вращения. Это будет показано на примере расчета крутильных колебаний исследуемой неразветвленной редуцированной системы. Решение этой задачи имеет полное программное обеспечение, алгоритмы которого базируются на формуле (2-6), которая приведена к удобному для программирования виду.

На фрагменте 2-40 показаны основные операции по расчету резонансной амплитуды на примере моторной формы колебаний исследуемой системы (фрагмент 2-34). Заметим, что на фрагменте 2-40 из формулы для оценки работы трения в системе временно исключены корректирующие коэффициенты  $K_{\mu a}(T_{рмс})$  и  $K_{\mu u}(T_{рсв})$  с целью компоновки текста этого раздела в необходимом масштабе. При расчете амплитуд разветвленных систем учитывается суммарная работа моментов трения ствола и всех ветвей системы. Это показано на фрагменте 2-41 применительно к другой системе для БМРТ проекта 394. На этом фрагменте корректирующий коэффициент вставлен в формулы расчета работы трения.

Как видно из этих фрагментов, практически все исходные параметры (компоненты схемы системы, параметры свободных колебаний и др.) нам уже знакомы и были рассчитаны ранее. К незнакомым величинам относятся только корректирующие коэффициенты  $K_{\mu a}(T_{рмс})$  и  $K_{\mu u}(T_{рсв})$ , которые введены на всякий случай для подгонки расчетных параметров к более достоверным данным (обычно экспериментальным). Опыт показывает, что этим инструментом пользо-

ваться приходится чрезвычайно редко и они, по умолчанию, равны единице.

## 2.8.2. Расчет и оценка резонансных напряжений

Теперь для расчета резонансных напряжений и эластических моментов остаются полученные амплитуды первой массы системы умножить на масштабы напряжений (эластических моментов), которые были определены ранее при расчете свободных колебаний (фрагменты 2-33 и 2-34). Одновременно следует оценить допускаемые напряжения и эластические моменты по правилам РС или по инструкции поставщика комплектующих (редукторов, упругих муфт, демпферов и др.).

Этой проблеме посвящен следующий программный блок, показанный на фрагменте 2-42, применительно ко всем порядкам возмущающих моментов, которые попадают в рабочий диапазон частот вращения двигателя. Результатом расчета является итоговая таблица резонансных параметров и соответствующий ему график, показанный на фрагменте 2-43.

В случае превышения некоторых резонансных нагрузок допускаемых величин следует определить расположение и ширину запретной зоны (в данном случае этого не требуется).

## 2.8.3. Оценка суммарных крутильных колебаний

Завершить расчет рекомендуется построением графика суммарных амплитуд резонансных и вынужденных колебаний во всем рабочем диапазоне оборотов. Построение графика основано на рассмотренной ранее формуле (1-6) для расчета нерезонансных колебаний. На этом графике следует также показать «вышки» наиболее сильных резонансов.

Пример оценки суммарных амплитуд моторной формы колебаний системы продемонстрирован на фрагменте 2-44. На графике также имеется кривая допускаемых амплитуд для моторной формы колебаний, которая получена путем деления допускаемых напряжений на масштаб напряжений для наиболее напряженного участка. В данном случае – это последняя перед маховиком шейка коленчатого вала, которая определена автоматически.

Благодаря установке демпфера, даже наиболее ощутимые напряжения от колебаний 9-го порядка 7, 65 МПа оказались значительно меньше допускаемых напряжений 28 МПа, так как и напряжения при номинальной частоте вращения

$$MX(L) \cdot \sum_{tk=1}^{ko} Av(p_{tk}, nk) = 8.972 \blacksquare$$

Для того, что бы выполнить расчет любой другой формы колебаний достаточно перейти к скрипту на фрагменте 2-33 и кликнуть по его названию (например – одноузловая). Это приведет к моментальному выполнению всех перечисленных выше расчетов.



## Расчеты резонансных колебаний

### Возмущающие моменты от сил давления газов

$$M(v) := .125 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot Sp \cdot GK(v) \quad M(3) = 2.015 \times 10^3$$

### Суммарный возмущающий момент

$$M\Sigma(v) := M(v) \cdot \Sigma(v) \quad M\Sigma(3) = 7.238 \times 10^3$$

### Средний крутящий момент

$$Ms := \frac{250000}{t} \cdot D^2 \cdot Sp \cdot z \cdot pe \quad Ms = 17553.85402$$

**Кинетическая энергия**  $KIN(J) := \sum_{i=1}^{ks} [CK_{i,1} \cdot (CK_{i,7})^2]$

**Статическая амплитуда**  $Ac(v) := \frac{e0 \cdot M\Sigma(v)}{XJ \cdot KIN(J)} \quad Ac(9) = 7.458 \times 10^{-5}$

### Работа моментов трения

$$T0(v) := \sum_{i=1}^{ks} \left[ K\Theta_i \cdot v \cdot Ms \cdot (CK_{i,7})^2 + KE_i \cdot \frac{CK_{i,2}}{e0} \cdot (CK_{i,4})^2 \right]$$

### Резонансная амплитуда первой массы двигателя

$$AR(v) := \frac{M\Sigma(v)}{T0(v)} \quad AR(9) = 1.256 \times 10^{-3}$$

### Коэффициент динамического усиления

$$\beta(v) := \frac{AR(v)}{Ac(v)} \quad \beta(9) = 16.841$$

### Корректирующие коэффициенты

$Trmc :=$ 

Норма
Больше
Меньше

 $Trmc = 1$   $Trsv :=$ 

Норма
Больше
Меньше

 $Trsv = 1$

$$Kта(Trmc) \equiv \text{if} \left( Trmc = 1, 1, \text{if} \left( Trmc = 2, 2, \frac{1}{2} \right) \right)$$

$$Kту(Trsv) \equiv \text{if} \left( Trsv = 1, 1, \text{if} \left( Trsv = 2, 2, \frac{1}{2} \right) \right)$$

Фрагмент 2-40

### Работа трения ветвей

$$T0(v) := \sum_{i=1}^{ks} \left[ K_{ma}(T_{pms}) \cdot K_{\Theta_i} \cdot v \cdot Ms \cdot (CK_{i,7})^2 + K_{mu}(T_{pсв}) \cdot KE_1 \cdot \frac{CK_{i,2}}{e_0} \cdot (CK_{i,4})^2 \right]$$

$$T2(v) := \sum_{i1=1}^{v1} \left[ K_{ma}(T_{pms}) \cdot K_{\Theta_{i1}} \cdot v \cdot Ms \cdot (C1_{i1,3})^2 + K_{mu}(T_{pсв}) \cdot KE_{i1} \cdot \frac{C1_{i1,2}}{e_0} \cdot (C1_{i1,4})^2 \right]$$

### Резонансная амплитуда

$$AR(v) := \frac{M\Sigma(v)}{T0(v) + T2(v)} \quad AR(8) = 1.512 \times 10^{-4} \quad T2(8) = 3.438 \times 10^7$$

## Фрагмент 2-41

### 2.8.4. Моделирование спектрограмм и торсиограмм

В этой работе впервые показаны наши разработки по расчетному моделированию спектрограмм и торсиограмм, что позволяет перейти на более высокий уровень планирования и выполнения измерений крутильных колебаний с использованием современных цифровых технологий. Решение этой проблемы в рамках нашей методологии демонстрируется на фрагменте 2-45, где приводятся спектрограммы моторных колебаний первой массы системы при номинальной частоте вращения. Спектрограмма строится в двух вариантах. Первый вариант представляет собой развертку по частоте (Гц), а второй вариант – по порядкам колебаний. Рассматривая спектрограммы можно сделать вывод, что наиболее сильной гармоникой в суммарных колебаниях коленчатого вала двигателя являются колебания 7-го порядка с частотой около 80 Гц.

Теоретическая торсиограмма отражает вид, который скорее всего будет иметь запись крутильных колебаний. Практический опыт замеров крутильных колебаний подтверждает подобную форму записи крутильных колебаний в виде биений. Предложенная вниманию читателей информация о возможности построения спектрограмм и торсиограмм на расчетной стадии исследования позволяет лучше ощутить физическую сущность сложения периодических колебаний вообще и крутильных колебаний – в частности.

### 2.8.5. Моделирование и анализ ситуаций

Завершая рассмотрение программ расчета крутильных колебаний в среде MATHCAD целесообразно показать возможность глубокого анализа свойств исследуемой крутильной схемы системы с помощью уже выполненного расчета. Прежде всего целесообразно проверить анализ свободных колебаний, сделанный в разделе 2.7.3. Для этого следует поочередно кликать по названиям форм колебаний на скрипте фрагмента 2-33 и сразу же просматривать конечный результат расчета резонансных колебаний, показанный на фрагменте 2-43. Оперативный просмотр всех форм колебаний полностью подтвердил целесообразность ограничиться более подробным исследованием только одноузловой и пятиузловой форм колебаний. Результаты расчета пятиузловой (моторной)

формы были рассмотрены выше. Они оказались благоприятными из-за влияния установленного демпфера. Но можно поставить другую задачу – проверить ситуацию в случае выхода из строя демпфера, например по причине заклинки маховика или вытекания масла.

Можно также проверить эффективность демпфера. Для этого вернемся к самому началу расчета на стадии определения компонентов схемы системы (фрагмент 2-16) и временно заменим в выражении «ДемпфЖидк:=4» цифру 4 на 0, и тем самым имитируем потерю его демпфирующих свойств. Результат такой процедуры показан на рис. 2-6 и он значительно отличается от картинки на фрагменте 2-44 с графиком для исправного демпфера. Это объясняет причину установки демпфера и подтверждает необходимость его диагностики.

Теперь проверим развитие очень низкочастотной (272 кол/мин) формы колебаний сначала при нормальной регулировке двигателя, а затем при его работе с отключенным цилиндром. Таким образом мы имитируем наиболее тяжелую ситуацию для работы самого нагруженного компонента (упругой муфты типа «Вулкан») из-за плохой регулировки двигателя. В чем суть такой имитации?

В принципе это не такая простая задача, поскольку надо было бы построить и разложить на гармоники диаграмму давления газов в цилиндре при наличии второго такта сжатия газов до величины  $P_c$ , но при отсутствии вспышки на третьем (рабочем) такте.

Эти гармоники следовало умножать на относительную амплитуду свободных колебаний рассматриваемого цилиндра, а затем выполнять геометрическое сложение с остальными натуральными гармониками (без расчета суммы альфа). В итоге мы получаем возмущающий момент, который входит в числитель формулы (2-6) для расчета амплитуды колебаний.

Можно поступить по другому. Сначала определить относительную амплитуду возмущающего момента данного цилиндра по формуле

$$\alpha_{yu} = \alpha_y (C_{2u}/C_2) = \alpha_y kgr, \quad (2-26)$$

где  $\alpha_y$  – относительная амплитуда при исправном цилиндре,

$C_{2u}$  и  $C_2$  – гармонические коэффициенты для неисправного и исправного цилиндра соответственно,  $kgr$  – коэффициент снижения давления.

Затем следует рассчитать сумму альфа по формуле (2-23) и продолжить расчет обычным путем. По нашим оценкам величина  $kgr = C_{2u}/C_2 = 0,2\dots 0,3$ , а поэтому возникает следующий вопрос. Стоит ли затевать столь сложную процедуру расчета с анализом индикаторной диаграммы (которой обычно не имеется) для сугубо качественной оценки влияния условного отключения цилиндра? Мы даем отрицательный ответ на этот вопрос и предлагаем простое, но корректное решение задачи с помощью программы, которая уже была показана на фрагменте 2-38.

Если назначить номер цилиндра (например № 2), установить коэффициент снижения давления (по умолчанию он равен 0) и поставить галочку на скрипте «откл», то произойдет изменение картинки на фрагменте 2-38. В результате возникнет достаточно заметный резонанс 0,5 – го порядка при 545,6 об/мин (рис. 2-7в), по сравнению с нормальной ситуацией работы двигателя (рис. 2-7а).

**Основные результаты для исследуемой формы колебаний**

$$J = 5 \quad N_{sJ} = 4709.3$$

Установить тип вала и временное сопротивление  $R_m := 600$

$$k_{zx} := k_{zx} = 1$$

Гребной и КВ  
Упорный  
Промежуточный

Опасный участок  $уч = (7)$

$$L_{\text{max}} := уч_{0,0} \quad L = 7$$

Для него устанавливаем масштабы эластического момента и напряжений

$$\max(m\tau) = 1.273 \times 10^7 \frac{\text{нм}}{\text{рад}} \quad M_X(L) = 6.09 \times 10^3 \frac{\text{МПа}}{\text{рад}}$$

Оцениваем вид нагрузки (напряжения или эластический момент)

Тип := if( $M_{xx0,0} = 1$ , "момент", "Напряжения")

Тип = "Напряжения" Диапазон оборотов

$$no := \text{Ceil}\left(\frac{nk}{5}, 5\right), \text{Ceil}\left(\frac{nk}{5}, 5\right) + 2 \dots \text{round}(1.2 \cdot nk, 5)$$

Резонансные обороты Резонансные напряжения

$$nR(v) := \frac{N_{sJ}}{v} \quad \tau R(v) := AR(v) \cdot M_X(L)$$

$$kpr := \begin{cases} 0.55 & \text{if } k_{zx} = 1 \\ 0.7 & \text{if } k_{zx} = 2 \\ 0.8 & \text{otherwise} \end{cases} \quad k(no) := \frac{no}{nk}$$

Диаметр исследуемого вала  $d2 := \text{if}(B_{0L,4} = 1, 1, 1000 \cdot B_{0L,4})$

$$d2 = 220 \quad RR := \frac{R_m + 160}{18} \quad Kd2 := .35 + .93 \cdot d2^{-.2}$$

Формула регистра

$$\tau_{reg}(Kd2, RR, no) := \begin{cases} 1.38 \cdot kpr \cdot RR \cdot Kd2 & \text{if } .9 \leq k(no) \\ kpr \cdot RR \cdot Kd2 \cdot (3 - 2 \cdot k(no))^2 & \text{if } k(no) < .9 \end{cases}$$

$$\tau_{reg}(Kd2, RR, nk) = 21.35$$

$$Dp(no) := \begin{cases} 0.4 \cdot M_s & \text{if } M_{xx0,0} = 1 \\ \tau_{reg}(Kd2, RR, no) & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{xx} = (2.091 \times 10^3)$$

**Фрагмент 2-42**

Расчет<sub>3,0</sub> := "А1рад"    Расчет<sub>4,0</sub> := "Напр"

Расчет<sub>0,0</sub> := "порядок"    Расчет<sub>1,0</sub> := "Сумма"

Расчет<sub>2,0</sub> := "1/мин"    Расчет<sub>5,0</sub> := "Per"

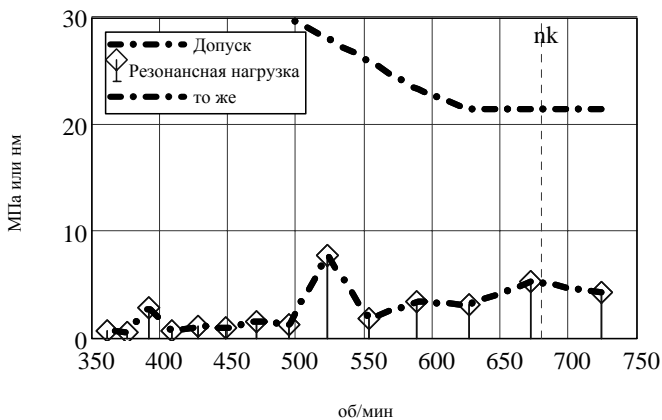
Расчет<sub>0,tk</sub> := p<sub>tk</sub>    Расчет<sub>1,tk</sub> :=  $\Sigma(p_{tk})$     Расчет<sub>3,tk</sub> := AR(p<sub>tk</sub>)

Расчет<sub>2,tk</sub> := nR(p<sub>tk</sub>)    Расчет<sub>5,tk</sub> := Dp(n0(p<sub>tk</sub>))

Расчет<sub>4,tk</sub> :=  $\tau R(p_{tk})$

Расчет<sup>T</sup> =

"порядок"	"Сумма"	"1/мин"	"А1рад"	"Напр"	"Per"
6.5	0.67	724.502	0.001	4.313	21.35
7	1.053	672.752	0.001	5.272	21.35
7.5	0.796	627.902	0.001	3.155	21.35
8	1.053	588.658	0.001	3.349	23.226
8.5	0.67	554.031	0	1.734	25.874
9	3.592	523.251	0.001	7.649	28.092
9.5	0.67	495.712	0	1.186	29.97

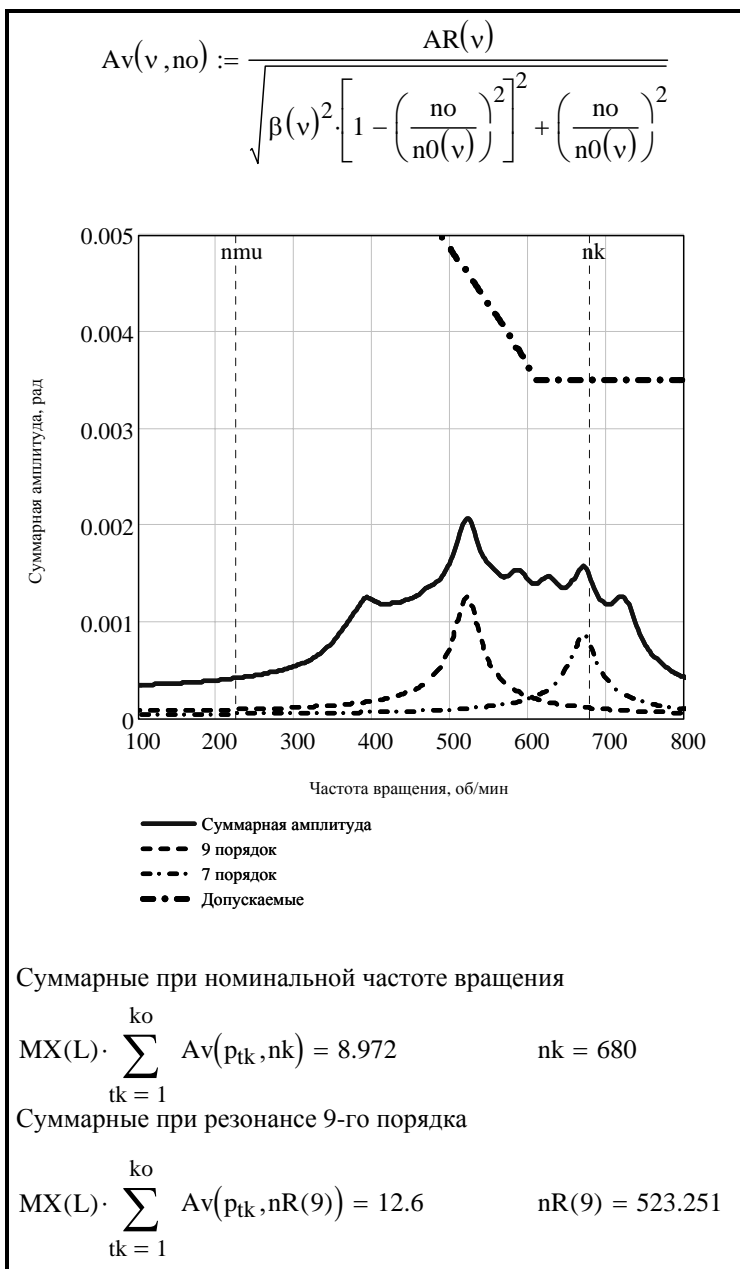


Фрагмент 2-43

Как видим, отключение цилиндра привело к некоторому ухудшению развития крутильных колебаний для упругой муфты типа «Вулкан», но, в данном случае, в допустимых пределах. Однако, учитывая нестабильность характеристик упругих муфт, при замерах крутильных колебаний таких СУ (с очень податливыми валопроводами или упругими муфтами) следует рекомендовать особо тщательно следить за регулировкой двигателя при его эксплуатации.

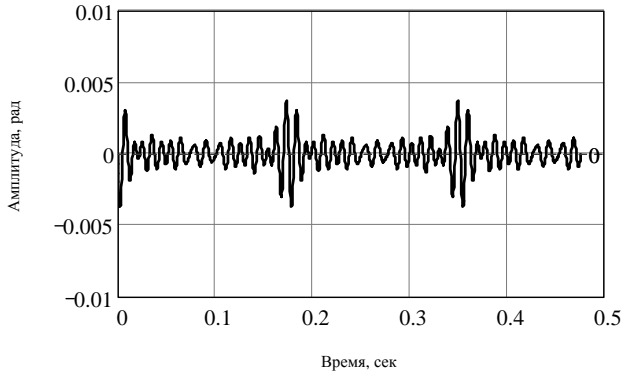
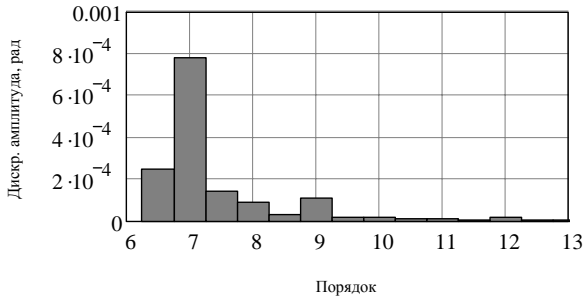
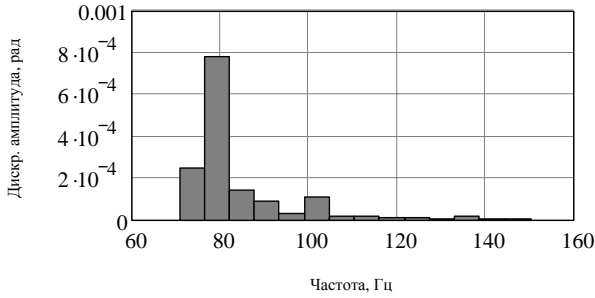
При эксплуатации, ремонте или модернизации СУ может возникать много и других ситуаций, так или иначе влияющих на крутильные колебания, например: замена гребного винта, проточки валов, замена или установка противовесов, техническое обслуживание демпферов и пр. и пр. Некоторые проблемы более

подробно рассматриваются в главе 6 монографии и при наличии файла с исходной программой расчета крутильных колебаний для конкретного проекта судна их можно решать весьма оперативно и достоверно.

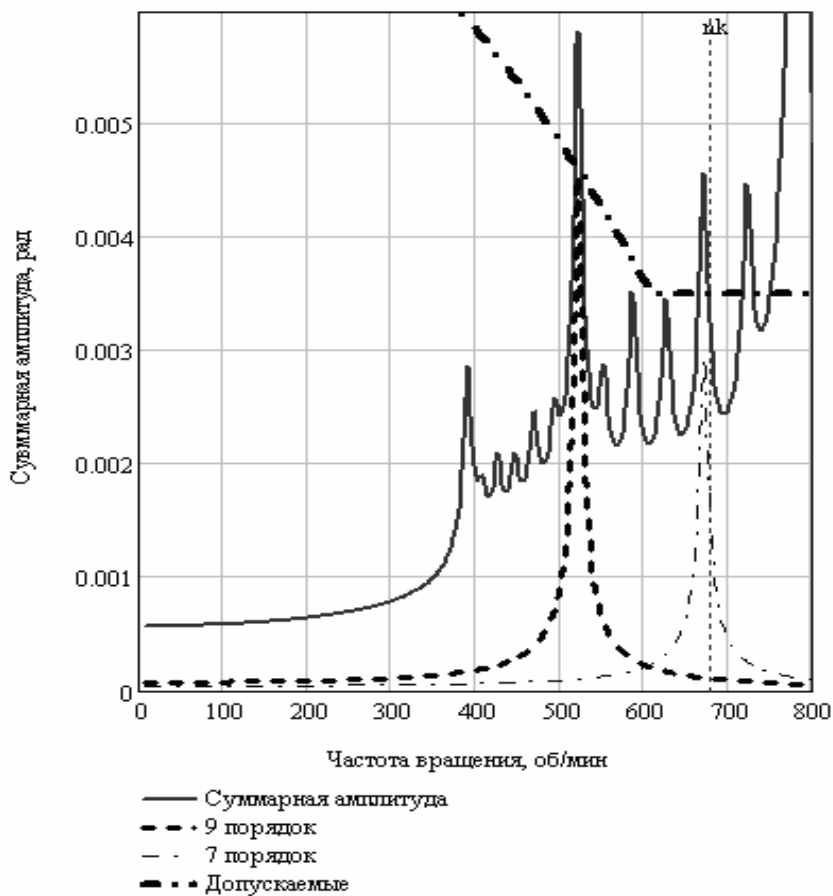


Фрагмент 2-44

Для номинальных оборотов  $n_{\text{но}} := n_k$   $n_{\text{оо}} = 680$



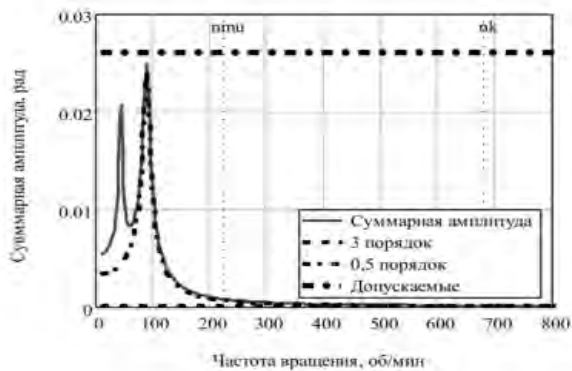
Фрагмент 2-45



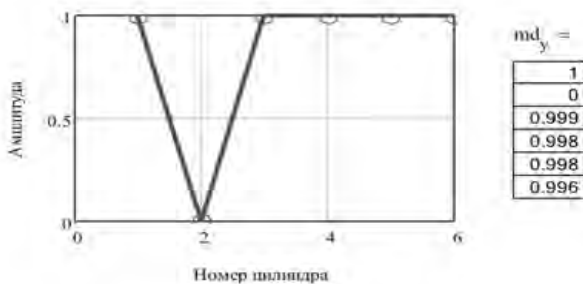
**Рис. 2-6. Развитие моторной формы колебаний при неисправном демпфере**



а)



б)



в)

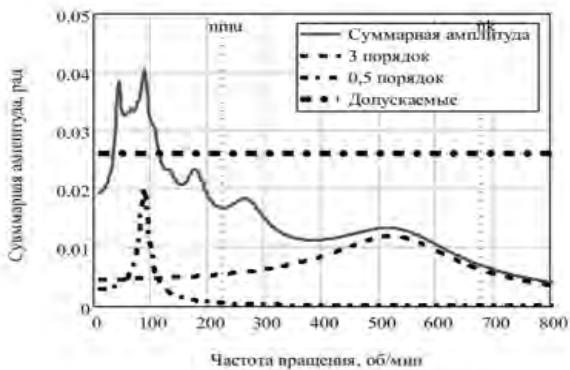


Рис. 2-7 Одноузловые колебания при всех работающих (а) и одном отключенном (б и в) цилиндре

## Глава 3. Измерения

### 3.1. Методы и средства измерений

#### 3.1.1. Задачи и классификация измерений крутильных колебаний

Экспериментальные исследования крутильных колебаний могут выполняться для решения ряда задач, например:

- Проверка результатов расчета крутильных колебаний СУ серийных судов данного типа (проекта).
- Диагностика технического состояния различных компонентов крутильной схемы (например, демпферов и эластичных муфт).
- Определение причин неисправностей и (или) выхода из строя некоторых компонентов СУ, например, из-за поломок коленчатых валов, разрушений муфт, сильной вибрации и др.
- Исследования влияния режимов работы СУ на развитие крутильных колебаний.
- Исследование влияния ремонта или модернизации СУ на развитие крутильных колебаний.
- Совершенствование расчетных и экспериментальных методов исследования крутильных колебаний,
- Других задач, перечисленных в требованиях РС (см. п. 1.3.5).

Измерения входят в комплекс взаимосвязанных расчетно-экспериментальных исследований, классификация, которых приведена на рис. 3-1. Расчетным исследованиям была посвящена предыдущая вторая глава книги и они будут далее применяться в сочетании с другими видами исследований. Что касается статистических исследований, то им придается большое значение при совершенствовании методики расчета крутильных колебаний и обработке результатов измерений. Статистические исследования заключаются в получении тем или иным способом повторяющихся сведений о какой либо величине и их обработке методами теории вероятности. Необходимые выборочные совокупности величин образуются путем сбора эксплуатационной информации или в результате повторяющихся измерений.

Данная книга содержит некоторые программы статистического анализа, которые позволяют существенно повысить достоверность исследований крутильных колебаний. Экспериментальные исследования, которым посвящен этот раздел монографии, могут выполняться как на судне, т.е. на объекте конечного применения СУ, так и на стенде. Измерения на судах выполняются для решения всех перечисленных задач, которые регламентированы правилами РС. Поэтому судовладелец обязан предоставлять время и условия для их проведения в соответствие с утвержденной программой, как бы это ему не хотелось. а стенде экспериментальные исследования чаще всего выполняются в лабораториях изготовителей элементов СУ (двигателей, муфт, редукторов и т.п.) или в процессе совершенствования методов расчета крутильных колебаний. Кроме того, стенды создаются измерительными лабораториями на ремонтных предприятиях для диагностирования состояния силиконовых демпферов.



**Рис. 3-1 Классификация исследований крутильных колебаний**

При модернизации или агрегатном ремонте СУ возможны стендовые измерения крутильных колебаний на заводе изготовителя комплектующих объектов, например, средне- и высокооборотных дизелей с целью контроля развития моторной формы колебаний.

Еще раз отметим, что для торсиографирования используются специальные виброизмерительные приборы - торсиографы. На рис. 3-1 торсиографы условно разделены на три категории – сейсмические, оптические и прочие.

К прочим приборам относятся, например, приборы с вихретоковыми датчиками, о которых сказано в ГОСТ Р ИСО 3046-5-2004. Однако, мы не имеем информации об их применении при исследовании СУ. Поэтому далее будем говорить только о сейсмических и оптических торсиографах. Первые из них относятся к механическим приборам сейсмического принципа действия потому, что аналогичная виброизмерительная аппаратура была создана еще раньше для исследования землетрясений. Создание современной оптической аппаратуры с использованием отраженного от ленты на валу светового или лазерного луча было направлено на повышение технологичности и качества измерений (см. раздел 3.1.3).

Тензометрирование основано на измерении амплитуды скручивания участков системы с помощью тензорезисторов, наклеенных на вал под  $45^\circ$  к его оси. Это позволяет оценивать напряжения в данном сечении вала без использования масштаба напряжений.

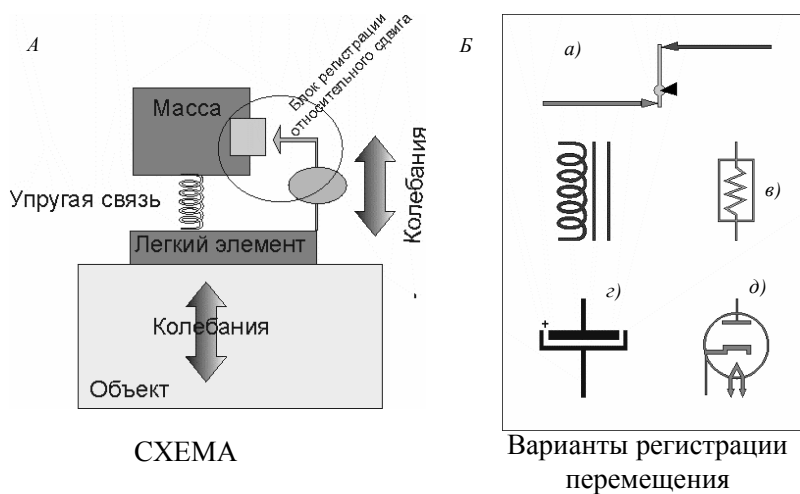
Современный уровень измерений колебаний вообще и крутильных колебаний в частности предусматривает выполнение такой обязательной процедуры как автоматический гармонический или спектральный анализ с целью определения

частот и амплитуд гармонических составляющих записанных колебаний. Спектральный анализ выполняется с использованием узкополосных частотных фильтров, что позволяет улавливать частоты с максимальными и, в том числе, резонансными амплитудами при рассматриваемой частоте вращения вала. Для гармонического анализа аналоговый сигнал переводится в цифровую форму, после чего выполняется разложение оцифрованной таблицы в ряд Фурье так, как это было показано в разделе 2.4.4. Для этого сигнал от датчика должен поступать в компьютер, оснащенный аналого-цифровым преобразователем (АЦП) и соответствующим программным обеспечением.

Для некоторых компонентов СУ в качестве диагностического параметра могут использоваться не напряжения и моменты, а другие характеристики. Например для эластических муфт таким параметром служит температура резиновых элементов, которые подлежат измерению специальными приборами.

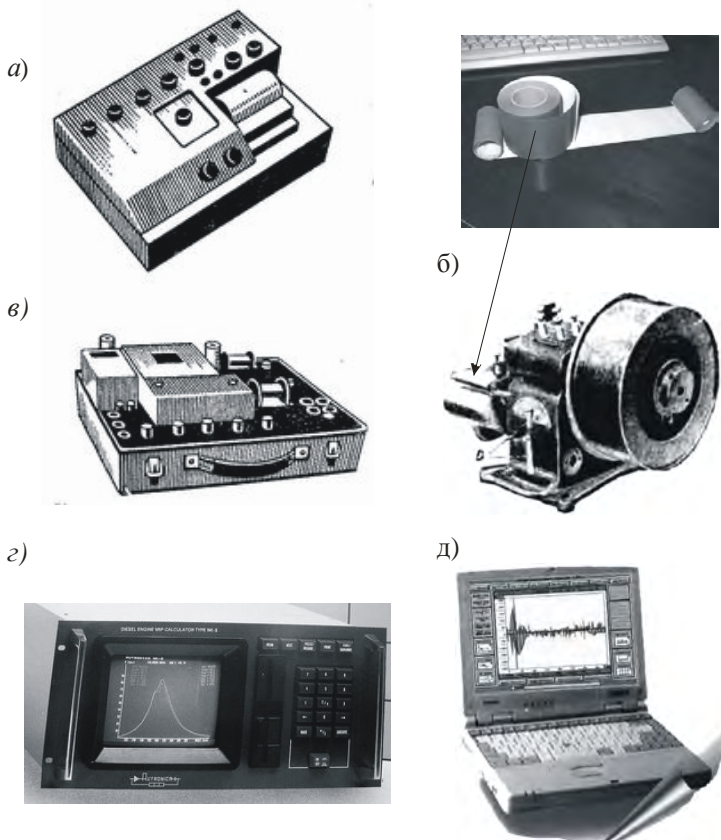
### 3.1.2. Торсиографы сейсмического типа

Принцип действия всех приборов сейсмического типа одинаков. Приемная часть торсиографа (датчик) в виде легкого валика или легкого шкива соединяется с исследуемым валом и колеблется вместе с ним. С приемной частью, через мягкие пружины, соединяется маяховая масса, которая вращается почти равномерно. Относительное перемещение приемной части и массы, обусловленное крутильными колебаниями, записывается пишущим устройством или преобразуется в электрический сигнал, который передается на регистрирующее устройство. Для преобразования разности движений (крутильных колебаний) могут применяться различные способы передачи и усиления сигнала от простейших рычажных механизмов (торсиограф Гейгера) до современных электронных устройств емкостного или индукционного принципа преобразования. Они показаны на рис. 3-2Б



**Рис. 3-2** Принцип работы приборов сейсмического типа (А) и варианты устройств для контроля перемещения (Б): а) - рычажное, б) - индукционное, в) - тензорное, г) - емкостное и д) - электронное

Некоторые способы регистрации колебаний показаны на рис. 3-3. Например в ранних приборах фирмы Брюль и Къер колебания записывались на движущуюся рулонную бумагу пером (а). При торсиографировании прибором фирмы «Диза Электроник» колебания записывались на кинолентку 35 мм. или рулонную фотобумагу 90 мм. с помощью шлейфных осциллографов (б). В торсиографе Гейгера применялись рулоны меловой бумаги шириной 50 мм. для записи колебаний пером-царапкой (в). Для регистрации колебаний могли применяться также магнитофоны, лучевые осциллографы (мониторы) и ряд других устройств.



**Рис. 3-3** Блоки регистраций колебаний

Все перечисленные способы записи колебаний имеют общее свойство – с их помощью мы получаем развертку суммарных колебаний во времени. Одновременно на ленте записывались отметки оборотов и времени (например, 1 сек.). Такие записи позволяют оценивать частоту вращения вала и максимальную (суммарную) амплитуду колебаний. Но определять порядки и амплитуды гармоник сложных колебаний вручную с использованием примитивного мерительного инструмента по этим записям было не так просто. Формально для этой цели можно применить гармонический анализатор Мадера [14] или графические

построения по методике Терских [58]. В разделе 3.6.2. будет показан пример компьютерной программы для оцифровки графических изображений колебаний, полученных путем их сканирования с бумажных носителей с последующим многократным увеличением и гармоническим анализом в редакторе МATHCAD.

Раньше применялся субъективный гармонический анализ лишь тех участков записи, где угадывалась искомая гармоника или в районе сильных биений. Как правило, результат обмера получался явно завышенным, что, однако, не смущало специалистов, ибо это шло в запас надежности.

Возвращаясь к ознакомлению с приборами сейсмического типа рассмотрим две наиболее распространенные в отечественном судостроении конструкции. Это – торсиограф Гейгера и радиоторсиограф РТ-660 системы ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.

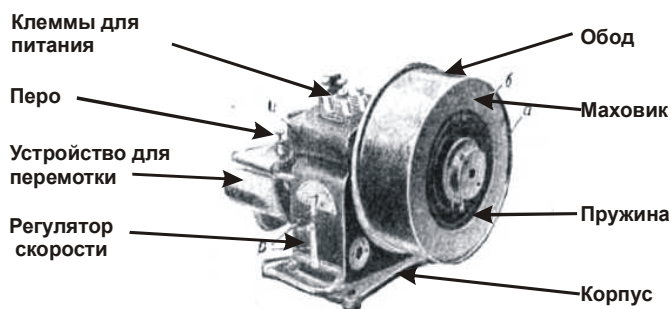


Рис. 3-4 Устройство торсиографа Гейгера

Самым известным во всем мире и в течении длительного времени был универсальный виброграф - торсиограф Гейгера (Германия), оснащенный различными приспособлениями для измерений всевозможных колебаний, включая крутильные колебания (рис. 3-4). Основное достоинство этого прибора заключалось не только в его простоте и надежности, но и в том, что регистрирующее устройство в виде движущейся ленты и колеблющегося поперек нее пера непосредственно связано через рычажную систему с датчиком крутильных колебаний. Это позволяло еще в процессе измерений оперативно обрабатывать и корректировать запись колебаний.

У прибора не могло возникнуть неопознанных помех при передаче и усилении сигнала, что повышало достоверность измерений. Частотный диапазон прибора Гейгера составлял от 200-300 кол/мин до 10000 – 12000 кол/мин. При этом, нижняя граница измеряемых частот зависела от собственной частоты системы маховик – пружина (50 – 100 кол/мин), а верхняя граница – от резонансной вибрацией арочного пера. Специалисты института «ГИПРОРЬБФЛОТ» в шестидесятых годах прошлого века несколько модернизировали этот прибор путем замены пера на упругую стальную пластинку с наклеенным на нее тензорезистором. Это позволило передавать электрический сигнал от такого датчика на фотобумагу шлейфного осциллографа, что позволяло повысить точность обработки торсиограмм.

Недостатки подобных приборов связаны с низкой точностью обработки и гармонического анализа записи колебаний.

Торсиограф Гейгера устарел и по причине его не соответствия характеристикам современных СУ в части частотного диапазона, когда приходится измерять как очень низкие (менее 200 кол/мин), так очень высокие частоты (более 15000 кол/мин) при высокой частоте вращения коленчатого вала до 2000 – 3000 об/мин.

Отечественные измерительные лаборатории обычно применяют более совершенный механический радиоторсиограф РТ-660, конструкции ЦНИИ им академика А.Н. Крылова, который имеет следующие характеристики.

- диапазон частот вращения исследуемого вала – 0 - 1500 об/мин;
- диапазон частот исследуемых колебаний - 600- 12000 кол/мин;
- диапазон амплитуд исследуемых колебаний – 0,001-0,05 радиан;
- относительная погрешность измерений – не более 3%;
- предельная амплитуда колебаний - 0,05 радиан;
- длительность непрерывной работы - не менее 30 часов;
- питание приемника - сеть 50 Гц, 220 В;
- ток питания приемника - 0,1 А;
- габариты датчика - диаметр 100 мм, толщина 50мм;
- масса датчика - 0,8 кг;
- габариты приемника - 70x120x190 мм;
- масса приемника - 0,7 кг;
- способ крепления датчика к исследуемому валу - жесткое;

Радиоторсиограф состоит из двух основных элементов: датчика и приемника, связанных между собой по радиоканалу на частоте 660 кГц с помощью передающей и приемной антенн. Применение радиоканала исключает необходимость, какой либо центровки датчика, а отсутствие в цепи передачи сигнала токоємников снижает искажения сигнала при передаче. Приемной антенна может устанавливаться на расстоянии до 50 миллиметров от датчика, что обеспечивает удобство в работе. Функциональная схема прибора представлена на рис. 3-5. Конструкция датчика относится к сейсмическому типу, т.е. имеет маховик, соединенной мягкой пружиной с легким элементом, соединяемым с валом. Он оснащен емкостным преобразователем крутильных колебаний в электрический сигнал.

Как видно из рис. 3-5 приемник частотно- модулированных сигналов состоит из следующих элементов: усилителя высокой частоты (УВЧ), делителя частоты 1/100, интегратора, фильтра нижних частот (ФНЧ), выходного каскада и блока питания. Входной каскад блока настроен на среднюю несущую частоту 660 кГц. Интегратор обеспечивает преобразование частотно модулированного сигнала в аналоговый, амплитуда которого пропорциональна амплитуде исследуемых крутильных колебаний, а частота соответствует частоте этих колебаний. Интегратор имеет кнопку "настройка нуля". Фильтр нижних частот пассивного типа обеспечивает сглаживание пульсации сигнала более высоких гармоник. Блок питания обеспечивает приемник постоянным стабилизированным напряжением 6,3 в от переменного тока 220в.

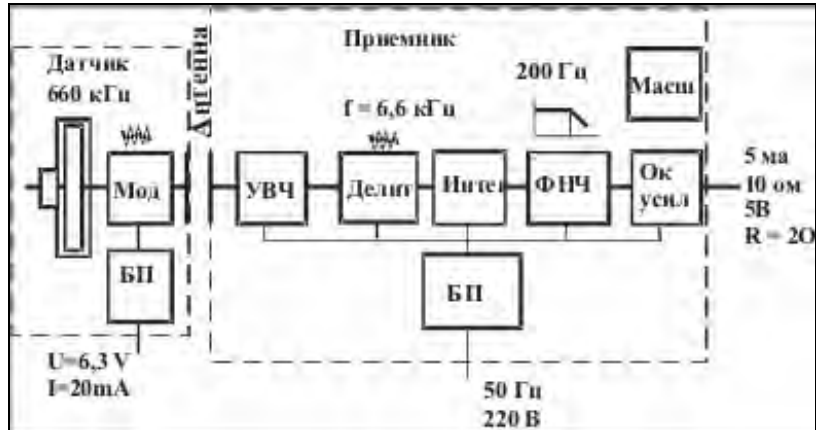


Рис. 3-5 Торсиограф ЦНИИ Крылова РТ-660

Современные требования по спектральному анализу измерений в торсиографе РТ-660 обеспечиваются путем записи принятого от датчика сигнала на магнитофон, который должен соответствовать частотным характеристикам прибора 7005 фирмы «Брюль и Кьер». Он имеет рабочий частотный диапазон от 0 до 12,5 кГц. и имеет четыре канала, что позволяет записывать не только колебания, но и отметки оборотов и времени. Продолжительность непрерывной записи или воспроизведения при использовании стандартной кассеты составляет около 5 часов, что вполне достаточно для проведения длительных судовых испытаний.

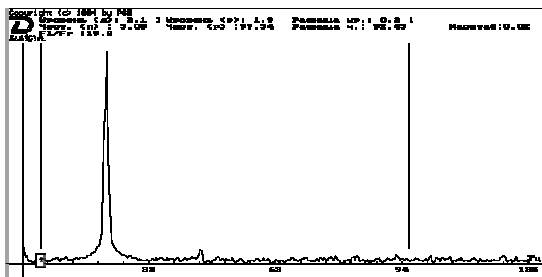


Рис. 3-6 Пример оформления спектрограммы

Для спектрального анализа магнитной записи может применяться специализированный узкополосный анализатор (например анализатор 2034 фирмы «Брюль и Кьер») или АЦП персонального компьютера (лучше ноутбука) с помощью специальной программы – анализатора,

На рис. 3-6 приведен пример спектрограммы измерений крутильных колебаний с применением торсиографа РТ-660 и программы анализатора «Призма» (лаборатория ООО «Диамант», Мурманск). В данном случае в спектре наблюдалась только одна гармоническая составляющая с частотой около 25 Гц, поскольку запись была сделана при испытаниях на стенде крутильной системы с одной степенью свободы.



### 3.1.3. Торсиографы оптические

Дальнейшее развитие торсиографов связано с применением оптического принципа записи колебаний поверхности вала.

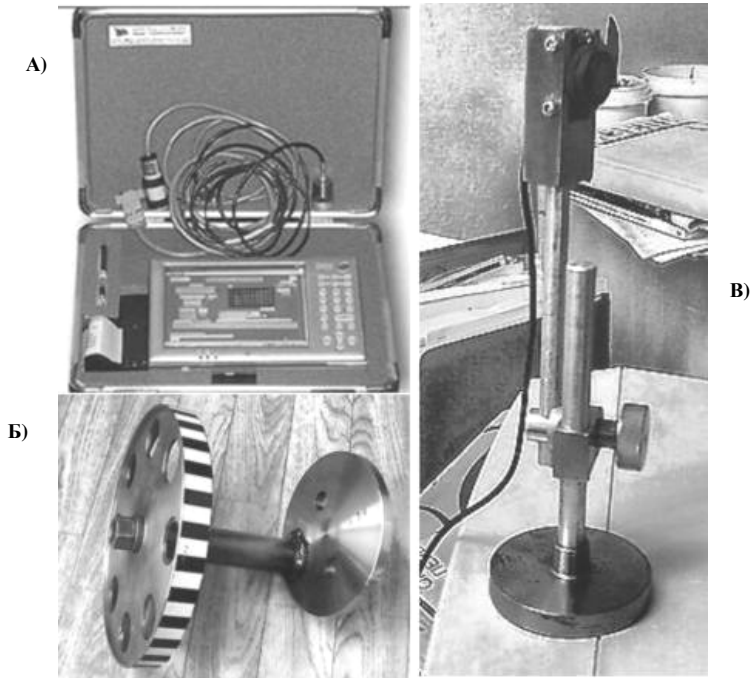
Подобный прибор был создан фирмой Брюль и Къер (Дания) в виде виброметра 2523 (рис. 3-7), который позволял с помощью двухлучевого лазерного датчика и светоотражательной ленты определить мгновенные изменения угловой скорости, а путем интегрирования и углового перемещения вращающегося вала, существенно упростить измерение крутильных колебаний. Согласно рекламной информации с его помощью можно измерять крутильных колебаний в любом доступном месте вала, на который может быть наклеена светоотражательная лента.



Рис. 3-7 Виброграф 2523 фирмы Брюль и Къер

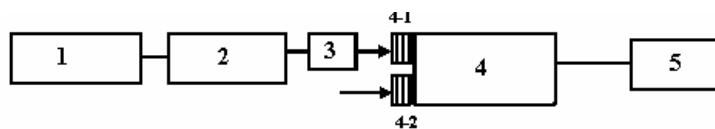
На том же принципе основан торсиограф (рис. 3-8), входящий в состав универсального переносного измерительного комплекса СКАН производства Центрального научно-исследовательского института морского флота (ЦНИИМФ). В этой книге приводится более подробная информация именно об этом современном приборе, поскольку на примере его использования далее будут поясняться методические вопросы проведения торсиографирования и обработки торсиограмм. В комплексе СКАН-торсиограф применяется оптический датчик фирмы BANNER (США). В отличие от сплошной отражательной ленты, используемой в приборе 2523, в комплексе применяется специальная отражательная лента (так называемая зебра), моделирующая зубчатое колесо. ЦНИИМФ выпускает указанные ленты шириной 10 - 20 мм различной длины на базе специальной пленки фирмы NIPPON (Япония).

Ниже приводятся основные характеристики комплекса СКАН. Измерительная информация, которую необходимо обработать, поступает в ПЭВМ через вставляемую в слот портативного компьютера плату АЦП.



**Рис. 3-8 А) Регистрирующий блок комплекса СКАН, Б) датчик крутильных колебаний и В) излучатель-приемник луча**

На рис.3-9 показаны следующие компоненты прибора: 1 - первичный оптический преобразователь QS18VN6LV (фирма Banner Engineering Corp.,США); 2 - предусилитель преобразователя; 3 - блок питания преобразователя 10-30 В; (ток <math><100\text{ мА}</math>); 4 - персональный компьютер; 4-1 - 25-ти штырьковый разъем RS-232 и 4-2 - 9-ти штырьковый разъем RS-232, 5 – плата аналого-цифрового преобразователя (АЦП). Прибор может снимать отраженный сигнал на рабочей дистанции до 0,3 м при задержке включения/выключения 600 мкс.



**Рис. 3-9 Структурная схема комплекса СКАН - торсиограф**

К компьютеру присоединяется АЦП типа DAQCard ( фирма National Instruments) со следующими параметрами: разрядность 16 бит; число аналоговых каналов - 16; диапазон входных напряжений  $\pm 10$  В; число цифровых входов/выходов - 8; динамический диапазон изменения входного сигнала 80 дБ; входной импеданс 1 ГОм в параллели с емкостью 40 пф.

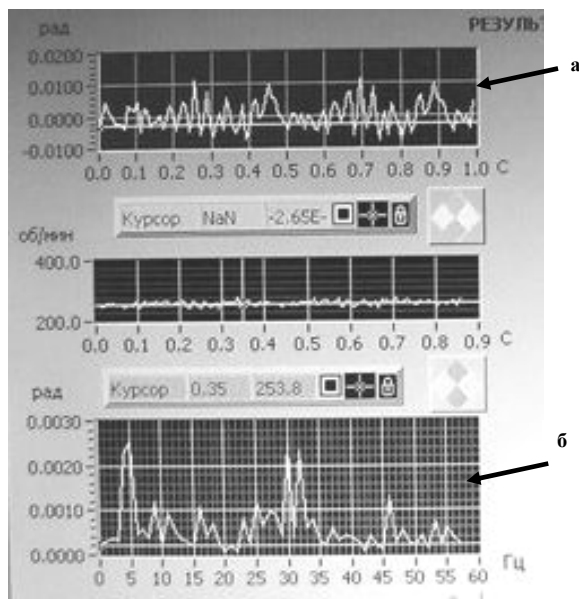
Использован портативный компьютер Notebook Hewlett Packard Omnibook 6100 с микропроцессором типа Pentium III. Он имеет ОЗУ 256 Мбайт; два слота

для карты РСМСІА. Объем жесткого диска HDD 20 Гбайт.

Системное программное обеспечение создано на базе Windows-2000; среда разработки прикладного программного обеспечения - графический пакет LABView фирмы National Instrument (США); прикладное программное обеспечение - СКАН, разработка ЦНИИМФ.

Отражательная лента наносится на сечение вала или специальное выводное устройство (как на рис. 3-8Б), а датчик устанавливается так, чтобы световой поток проходил по отражательной ленте, без выхода за ее пределы.

Результаты измерений фиксируются на экране компьютера в виде двух основных картинок (диаграмм) – собственно торсиограммы (см. рис. 3-10а) и спектрограммы (рис. 3-10б).



**Рис. 3-10** Пример записи крутильных колебаний (а) и их спектрального анализа (б) оптической аппаратурой СКАН

Наибольшее практическое значение имеет запись и анализ амплитуд спектральной гармоник на спектрограмме. В частности эта процедура необходима при диагностировании демпферов крутильных колебаний, когда в качестве диагностического параметра используется частота и амплитуда наиболее сильного резонанса моторной формы крутильных колебаний. Опытному специалисту спектрограмма необходима для решения не менее важной задачи о выявлении помех, которые могут накладываться на основную запись крутильных колебаний. Например, таким образом нам удалось вывить негативное влияние на измерения плохой центровки валика со светоотражательной лентой, а также вибрации датчика.

Комплекс СКАН не требует прокладки кабельных трасс, является легкой, портативной, полностью автономной системой. Это позволяет производить

сбор, обработку и анализ информации непосредственно на судне. Однако уже на начальном этапе освоения этого прибора стала очевидной актуальность разработки инструкции его использования с учетом конструктивных и технологических факторов.

Испытания этого прибора на нескольких судах выявил ряд искажений результатов измерений, что обусловило актуальность исследования причин их возникновения с целью последующей разработки мер по их устранению. Первая попытка торсиографирования этим прибором на одном из судов окончилась неудачей в основном из-за неправильного выбора места считывания информации. Отражательная лента была наклеена на вал за маховиком двигателя, где, как показали расчеты, амплитуда исследуемых колебаний моторной формы практически равна нулю. Этот случай подтвердил правило, хорошо известное специалистам по крутильным колебаниям. Подобные экспериментальные исследования не могут выполняться без предварительного расчетного моделирования развития крутильных колебаний, которое должно указывать не только место наклейки ленты, но и способ пересчета напряжений с одного сечения вала на другой.

Другим следствием этого случая явилась разработка специального диска для записи с торца коленчатого вала (рис. 3-8Б), где ожидалась максимальная амплитуда моторной формы колебаний. Это позволило на следующих судах получать более правдоподобную картину (рис. 3-10). Вывод о правдоподобности сделан на основании расчетов и анализа результатов торсиографирования на судах того же самого проекта, но с применением альтернативных средств измерений (торсиографами Гейгера и ЦНИИ Крылова). Следующим дефектом, который был обнаружен при испытаниях одного из судов, явилось искажение записи в результате неудовлетворительного технического состояния силовой установки, а точнее – из-за большой неравномерности распределения давления газов в цилиндрах дизеля. Это позволило в программе испытаний обратить особое внимание на качество работ подготовительного этапа испытаний. В дальнейшем эти ошибки были устранены и более достоверные результаты были получены на трех судах с главными двигателями типа NVD48.

На этом, втором этапе экспериментальных исследований, были выявлены некоторые технологические проблемы проведения торсиографирования оптическим методом. Во-первых, на спектрограммах всех судов была обнаружена заметная (0,003 – 0,005 рад.) гармоника первого порядка, хотя по расчету таких колебаний не должно было быть. Стендовые испытания прибора позволили предположить, что его причиной является бой установочного диска, который может происходить в разных плоскостях из-за плохой центровки. Поэтому при подготовке диагностирования демпфера на судне «Инта» были приняты технологические меры по уменьшению этого боя. Это оказало положительное влияние на достоверность измерений – указанная гармоника 1 порядка практически не проявилась. Таким образом, гипотеза о технологическом факторе как источнике погрешности полностью подтвердилась и ее следует учесть в инструкции по эксплуатации торсиографа.

На судне «Инта» были получены торсиограммы и спектрограммы, которые хорошо согласуются с расчетом. Это позволяет прийти к выводу о возможности допуска прибора СКАН-торсиографа к широкому использованию для измерений крутильных колебаний, но при условии устранения и других технологических

факторов. К такому можно отнести некоторое влияние вибрации объекта исследования, что проявляется в виде спектральных полос высоких порядков. Некоторые неудобства создает проблема измерения колебаний при плавном изменении частоты вращения двигателя. Приходится применять ступенчатый способ, т.е. ступенчато менять обороты на 3-5 об/мин и осуществлять запись на фиксированных частотах. В этих условиях повышается роль статистической обработки результатов измерений (см. раздел 3.6.5).

Важным вопросом для достоверности измерений оптическим торсиографом является выбор диаметра вала и (или) шага ленты, которые выбираются в зависимости от номинальных оборотов двигателя с целью обеспечения требуемого времени цикла прохождения излучаемого и отраженного сигнала (не менее 1,2 – 2,2 мс). В разделе 3.3 даются подробные указания по этому вопросу и программное обеспечение по определению указанных параметров.

### 3.1.4. Тензометрирование и термометрирование

Датчиком при тензометрировании является проволочный тензометр сопротивления (тензорезистор) относительно электрическое сопротивление которого пропорционально относительной деформации проволоки. Тензорезистор представляет собой проволочный проводник в виде нескольких петель из тонкой проволоки или фольги закрепленной на специальной подложке. Как показано на рис. 3-11а на тензорезистор приклеивается к валу специальным клеем (например БФ-2). Для наклейки используются также акриловые клеи. Имеются высокотемпературные тензорезисторы, закрепленные на металлической фольге (рис. 3-11б). В этом случае тензорезистор приваривается к валу точечной сваркой.

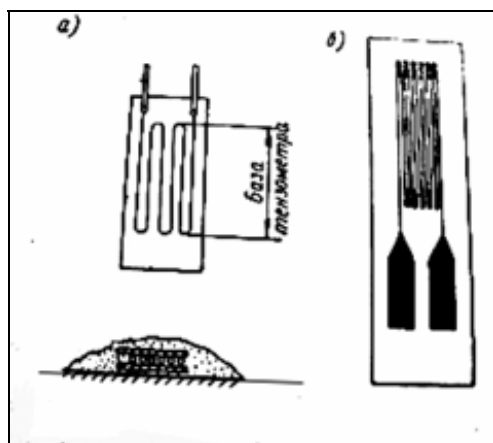


Рис. 3-11 Тензорезисторы

Тензорезисторы наклеиваются на вал под углом в 45 градусов к оси вала. Применяются два (полу мостовая схема) или четыре датчика (мостовая схема) которые составляют мост Уистона. При скручивании вала поверхностные волокна растягиваются (сжимаются), что приводит к деформации проволоки тензорезистора и изменению ее сопротивления. Равновесие предварительно

сбалансированного моста нарушается и по измерительной диагонали моста проходит ток, пропорциональный скручиванию вала. Сигнал, получаемый от тензодатчиков, имеет небольшую величину и подача его непосредственно на токосъемное устройство приводит к помехам, соизмеримым с самим сигналам. Поэтому на валу размещают еще и предварительный усилитель с блоком питания. После усиления сигнал с моста подается на токосъемное устройство и далее на усилитель мощности и регистрирующее устройство.

Основным способом устранения указанных помех является бесконтактный способ съема сигналов. Для этого можно применять индуктивную связь между вращающейся и неподвижной катушками. В измерительных системах ЦНИИ им. академика А.Н. Крылова применяется уже описанное бесконтактное радиопередающее устройство.

За рубежом такая аппаратура выпускается серийно. Например, фирма «W+Z Mebtechnik» использовала при тензометрировании вала СУ траулера «Иван Шаньков» аппаратуру фирмы «Philips», состоящую из передатчика типа PR 9910 (со средней частотой 6750 Гц), приемника типа PR 9914, измерительного компьютера типа MC-32, блока питания SI-48 и необходимых согласующих и коммутационных устройств. В качестве тензодатчиков использовались тензорезисторы типа 6/120 VY 11 с сопротивлением 120 ом. Применена схема с четырьмя активными плечами в измерительном мосте и компенсацией температуры и напряжений при изгибе вала. Для контроля частоты вращения использовался специальный измерительный канал, состоящий из репера, закрепленного на валу, датчика- преобразователя и промежуточного усилителя.

К недостаткам тензометрирования относится сложность процедур крепления датчиков к валу, проблемы съема сигнала с вращающегося вала, необходимость тарировки датчиков. Кроме того, сечение в котором желательна установка датчика, может быть просто недоступным для проведения работ. В этом случае датчики крепятся в доступном месте, а потом проводится пересчет напряжений. Таким образом, тензометрирование позволяет достаточно достоверно определять суммарные тангенциальные напряжения в валах СУ, но только там, где наклеены датчики. Однако, при пересчета напряжений на другие сечения возникают та же самая проблема выбора масштаба напряжений при одновременном действии крутильных колебаний разных форм и порядков.

Как уже было сказано, для упругих муфт важным критерием работоспособности является температура нагрева их резиновых элементов. Особенностью этого параметра является заметная инерционность его проявления. Поэтому измерения температуры целесообразно выполнять на третьем этапе торсиографирования (см. раздел 3.5) при ступенчатом способе изменения частоты вращения с таким расчетом, что бы муфта проработала в резонансном режиме определенное время.

Температуру можно измерять разными способами. Предпочтение следует отдать бесконтактному способу с использованием пирометров, которые вполне доступны по цене, в отличие от других теплоизмерительных приборов – тепловизоров. Например, профессиональный пирометр CONTROL IR-T3 (рис. 3-12) оснащен лазерным прицелом и функциями сканирования с вычислением максимальной и минимальной температуры. Имеет 12 ячеек памяти. Диапазон измеряемых температур от – 180С до + 1250 0С. Погрешность – 1%.



**Рис. 3-12. Пирометр CONTROL IR-T3**

Допустимо применять для той же цели простые индикаторы температуры “tempilstik”, представляющие собой карандаши с тугоплавкой пастой разного цвета, соответствующие температуре плавления этой пасты. (см. рис. 3-13). Гладкие участки резиновых элементов муфты маркируются карандашами разного цвета перед запуском установки и перехода на резонансный режим, который должен быть определен заранее путем торсиографирования. Температура изделия будет соответствовать цвету того маркера, который расплавился и пропал перед оставшимся маркером со следующим более высоким уровнем температуры. Карандаши “tempilstik” выпускаются фирмой HELLING (Германия) в упаковке по 10 штук для разной температуры с шагом в 1-4 градуса в заданном диапазоне. Для муфт можно применить диапазон от 38 °С до 101 °С.



**Рис. 3-13 Образцы индикаторов температуры “tempilstik”**

### **3.1.5. Проблемы повышения достоверности исследования крутильных колебаний**

Из материалов, рассмотренных в первых двух главах, может возникнуть впечатление, что истинная картина развития крутильных колебаний выявляется только путем их экспериментального исследования на объекте конечного использования СУ (например, на головном судне). Однако, это на первый взгляд очевидное утверждение требует более глубокого анализа с позиций точности и достоверности измерений. Этому вопросу в нашей работе придается первосте-

пенное значение, ибо от его решения зависит не только эффективность всего комплекса исследований крутильных колебаний конкретных объектов, но и развитие методики и средств изучения этого явления.

Если, например, на одном и том судне неоднократно повторять одни и те же замеры одними и теми же приборами, но в разное время, после ремонта или перед ремонтом СУ, при разных режимах ее использования и пр., то можно не сомневаться в том, что результаты измерений амплитуд будут ощутимо отличаться друг от друга. Иначе говоря параметры крутильных колебаний имеют вероятностную природу и характеризуются заметным естественным рассеиванием (дисперсией) амплитуд и частот относительно их средних величин. Рассеивание выходных параметров возрастет, если мы соберем информацию о результатах таких измерений с разных судов одного и того же проекта. Результаты статистических исследований показывают, что коэффициент вариации резонансных амплитуд крутильных колебаний даже у простых судовых СУ обычно составляет до 30%, а резонансных частот - до 5%. В сложных установках с упругими муфтами и редукторами рассеивание этих показателей будет еще больше. Эти данные относятся к результатам измерений, выполненных опытными специалистами и причины такого явления в общем то понятны. Они связаны с естественной нестабильностью ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, которые в первую очередь влияют на возмущающие и демпфирующие моменты, входящие в формулу (2-6) для определения резонансных амплитуд.

Например, конструкционное трение в резьбовых соединениях многочисленных фланцев валопровода значительно зависит от усилия их затяжки [21]. Демпфирование в КШМ зависит от качества центровки поршня относительно втулки, а также от износа и качества смазки поршневых колец. Разброс средних значений крутящего момента и его гармоник обусловлен изменением сопротивления движению судна из-за волнения моря и силы ветра, разной загрузки и осадки судна, обрастания корпуса ракушками и пр.

На частоту свободных колебаний мало влияют достаточно стабильные характеристики упругости стальных валов, чего нельзя сказать о податливости резиновых элементов эластичных муфт. СУ с такими муфтами, как правило, имеют формы колебаний, собственные частоты которых заметно различаются на разных судах одного проекта.

Податливость коленчатого вала может изменяться в связи с увеличением зазоров в подшипниках, что вытекает из трудов С.П. Тимошенко [59].

Этот перечень случайно влияющих факторов можно значительно расширить. Но пытаться скрупулезно учитывать их в расчетах на наш взгляд не только затруднительно, но и бессмысленно, поскольку они постоянно меняются во времени. Поэтому, для экспериментальных исследований первостепенное значение имеет понятие достоверности, а не точности расчетов, результаты которых должны укладываться в разумные границы доверительной вероятности. Например для резонансных амплитуд в первом приближении можно установить границы  $\pm 0,3$ , а для частот -  $\pm 0,05$  от расчетной величины.

Следует обратить внимание, что в данном случае речь идет об естественном рассеивании физических величин, а не о погрешности расчетов и измерений. И



эти понятия путать не рекомендуется. Отсюда следует два важных вывода для обеспечения достоверности исследований крутильных колебаний. Первый вывод состоит в том, что в условиях заметной дисперсии фактических параметров оправдано применение приближенных методов их расчетной оценки крутильных колебаний, но при условии учета их физической сущности и вероятностной природы. Этот вывод подтверждается опытом многократного применения наших методик и программ для расчета крутильных колебаний разнообразных СУ [17], не смотря на то, что в них сделано не мало допущений и функциональных упрощений по сравнению с методиками других авторов.

Другой вывод касается методов и средств измерений, которые, в отличие от расчетных методов, должны максимально точно фиксировать и анализировать картину крутильных колебаний применительно к расчетным условиям эксплуатации СУ. Это значит, что на всех стадиях проведения торсиографирования от его подготовки до обработки результатов должны быть приняты меры по устранению существенных ошибок и помех при измерениях крутильных колебаний. Собственно в этом и состоит цель разработки последующих разделов третьей главы книги.

### **3.2. Выбор мест для установки приборов**

Вопросы достижения достоверных результатов торсиографирования целесообразно учитывать уже на стадии составления программы испытаний с учетом требований РС к отчетам по измерениям (см. раздел 1.3.7.). В дополнении к этим требованиям рассмотрим некоторые полезные советы по подготовке экспериментальных исследований.

Первым вопросом является выбор места (сечения или участка) на крутильной схеме и реальном валопроводе для установки датчиков торсиографа. Эту задачу можно решить только на основании анализа форм свободных колебаний, как это показано в разделе 2.7.3. При выполнении такого анализа прежде всего надо выбрать для экспериментального исследования только ощутимые для измерений и потенциально опасные для компонентов СУ формы свободных колебаний.

Затем следует найти у этих форм колебаний те массы или сечения у которых наблюдаются наибольшие относительные амплитуды или эластические моменты. Это позволит выбрать метод и средство торсиографирования (или тензометрирования, термометрирования и др.), датчики которых должны быть установлены в местах с максимальными относительными амплитудами.

Далее выполняются конструкторские и технологические проработки по изготовлению необходимых приспособлений для установки приборов. Например, на основании анализа рис. 2-13 для рассматриваемой СУ в разделе 2.7.3. можно сделать вывод, что там измерения целесообразно проводить в двух местах - в районах первой и десятой масс. Как следует из рис. 2-5, моторную (пятиузловую) форму колебаний можно надежно зафиксировать только методом торсиографирования в районе первой массы с переднего торца коленчатого вала двигателя. Для этого следует применить либо сейсмический, либо оптический прибор в сочетании со специальным диском, который должен быть прикреплен к торцу коленчатого вала дизеля. Датчик торсиографа должен быть установлен на этом диске. Пример устройства оптического датчика в виде отражательной ленты показан на рис. 3-8Б.

## Оптический метод

### Исходные данные

диаметр диска  $D := 240$

длина полоски  $h := 10$

Максимальная частота вращения  $n := 400$  об/мин

Требуемое время прохождения полоски 1,2-2 мс (не менее)

Для упрощения формул принимаем требуемое время  $x := 1.91$

Фактическое время

$$\Phi B(h, n, D) := \frac{60000 \cdot h}{n \cdot \pi D} \quad \Phi B(h, n, D) = 1.989$$

Проверка выбора сочетаний параметров

$$\text{пр}(h, n, D) := \begin{cases} \text{"недопустимо"} & \text{if } \Phi B(h, n, D) \leq 1.2 \\ \text{"удовлетворительно"} & \text{if } 1.2 < \Phi B(h, n, D) \leq 1.5 \\ \text{"хорошо"} & \text{if } 1.5 < \Phi B(h, n, D) < 1.9 \\ \text{"отлично"} & \text{if } 1.9 \leq \Phi B(h, n, D) < 2.3 \\ \text{"уменьшить"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{пр}(h, n, D) = \text{"отлично"}$

$$\Phi B(10, 1000, 200) = 0.955 \quad \text{пр}(10, 1000, 200) = \text{"недопустимо"}$$

Требуемая ширина белой полоски (не менее, больше можно)

$$H(n, D) := \frac{n \cdot D}{10000} \quad H(n, D) = 9.6 \quad h = 10$$

Необходимый диаметр диска (не более, меньше можно)

$$D(h, n) := \frac{10000 \cdot h}{n} \quad D(h, n) = 250 \quad D = 240$$

### Фрагмент 3-1

Измерения в районе десятой массы целесообразно выполнять для контроля одноузловой формы колебаний, которая может быть опасной для эластичной муфты при испытаниях с отключенным цилиндром. Для этого может быть применено тензометрирование на участке между 8 и 10 массами и термометрирование муфты.

Но более надежные замеры в этом случае будут получены путем торсиографирования в сечении около 10 массы с использованием оптического датчика или ременной передачи для сейсмического датчика. При этом может быть заметной и двухузловая форма колебаний. На рис. 2-5 хорошо видно, что было бы боль-

шой ошибкой можно наклеивать тензорезисторы на соседних участках между 10 и 15 массами, где наблюдается минимальный эластический момент.

### 3.3. Подготовка приборов к испытаниям

Принимая решения о выборе средства измерения не следует забывать о качестве установки датчиков (наклеивания тензорезисторов, центровке валиков, защиты от вибрации и пр.) в соответствии с инструкцией по работе с данным прибором. Эти действия должны выполнять высококвалифицированные специалисты.

Применяемые приборы должны иметь действующий сертификат метрологического контроля, который выдается организацией, уполномоченной РС (например ЦНИИ Крылова) или институт метрологии в Москве. Кроме того, в документации по средствам измерения обычно предусматриваются некоторые операции по настройке или тарировке датчиков. Такая работа может выполняться на специальных стендах или с применением приспособлений согласно требований инструкций по конкретной аппаратуре. Например торсиограф Гейгера перед испытаниями подвергался тарировке путем возбуждения колебаний системы «пружина маховик» на предмет нахождения нижней границы измеряемых частот.

Таблица 3-1

Таблица для выбора диаметра вала

Об/мин	Диаметр вала (мм) при ширине полоски (мм)				
	5	10	15	20	25
100	500	1000	1500	2000	2500
200	250	500	750	1000	1250
300	166.7	333.3	500	666.7	833.3
400	125	250	375	500	625
500	100	200	300	400	500
600	83.3	166.7	250	333.3	416.7
700	71.4	142.9	214.3	285.7	357.1
800	62.5	125	187.5	250	312.5
900	55.6	111.1	166.7	222.2	277.8
1000	50	100	150	200	250
1100	45.5	90.9	136.4	181.8	227.3
1200	41.7	83.3	125	166.7	208.3
1300	38.5	76.9	115.4	153.8	192.3
1400	35.7	71.4	107.1	142.9	178.6
1500	33.3	66.7	100	133.3	166.7
1600	31.3	62.5	93.8	125	156.3
1700	29.4	58.8	88.2	117.6	147.1
1800	27.8	55.6	83.3	111.1	138.9
1900	26.3	52.6	78.9	105.3	131.6
2000	25	50	75	100	125

В качестве примера рассмотрим методику подбора отражательной ленты типа «зебра» при установке оптического датчика для СКАН-торсиографа ЦНИИМФ (см. раздел 3.1.3). Для определения оптимального диаметра шкива и шага полоски составлена небольшая компьютерная программа, которая позволяет

быстро получить оптимальный шаг полоски или, наоборот, при заданном шаге находить требуемый диаметр шкива (см. фрагмент 3-1). Благодаря наглядному интерфейсу редактора MATHCAD эта программа приводится без дополнительных комментариев. По тому же алгоритму и с той же целью в программе автоматически составлена таблица 3-1, которая добавлена в инструкцию эксплуатации прибора. Для оптических измерений особое значение имеет устранение или снижение до минимума помех от дисбаланса (боя) валов и относительных колебаний луча из-за вибрации приемного блока аппаратуры. Дисбаланс устраняется обычными технологическими операциями, а для уменьшения вибрации приемный блок рекомендуется устанавливать на массивную амортизированную подставку. Имеются и другие более эффективные способы решения этой проблемы, которые находились на момент написания этой книги на стадии испытаний.

В заключении целесообразно рекомендовать в комплект оборудования для испытаний на судне включать портативный компьютер с установленным редактором MATHCAD и файлами с необходимыми программами, включая расчет крутильных колебаний для данного судна.

### ***3.4. Подготовка силовой установки и судна к испытаниям***

Из рассуждений в параграфе 3.2 следует ряд рекомендаций по подготовке СУ к испытаниям. Первая рекомендация связана с тем, что достоверность измерений в значительной мере зависит от технического состояния СУ во время испытаний. Поэтому совершенно не допустимо испытывать неисправную и не отрегулированную установку, как это иногда бывает сразу после ремонта или спуска на воду головного судна. Перед ремонтом судна торсиографировать СУ вообще не рекомендуется.

Для приведения СУ в нормальное техническое состояние прежде всего следует произвести регулировку давления газов по цилиндрам, так, чтобы разброс этого показателя находился в допустимых пределах. Очень важно проверить и привести к норме затяжку всех резьбовых соединений валопровода динамометрическим ключом. Необходимо по возможности проверить акты дефектации цилиндропоршневых групп двигателя и подшипников и убедиться в их правильной центровке.

Бывают случаи, когда при ремонте существенно изменяется крутильная схема установки из-за конструктивных и технологических изменений, о которых команда судна может и не знать. Более того, в условиях рыночной экономики эти изменения могли произойти без их отражения в судовой документации. Например, при ремонте может быть заменен маховик или коленчатый вал с противовесами, установлены другие поршни, заменен гребной винт и прочее. Поэтому следует обязательно сравнить исходную (проектную) документацию с фактической компоновкой СУ и ремонтной документацией.

В подтверждении реальности таких ситуаций можно привести пример из собственной практики автора, который выиграл у старшего механика спор по поводу наличия в двигателе алюминиевых поршней, а не чугунных, которые были указаны в документации. К такому выводу мы пришли на основании анализа результатов торсиографирования этого двигателя. Вскрытие цилиндра подтвердил наше заключение.

Если существенные различия компонентов будут обнаружены, то после проведения торсиографирования следует выполнить корректировку схему системы путем варьирования компонентами системы для подгонки расчетной частоты свободных колебаний к экспериментальной резонансной частоте. Это не должно вызвать затруднений, если в распоряжении исследователей будет находиться файл с расчетом в среде MATHCAD.

Вторая рекомендация связана с планированием условий и режимов проведения испытаний судна при торсиографировании СУ. Требования по этому поводу в основном сформулированы в правилах РС (см. раздел 1.3.7). Обычно рекомендуется выполнять торсиографирование во время ходовых испытаний судна на чистой воде при заданном волнении моря в открытой для свободного плавания акватории. Двигатель должен развивать расчетную мощность при номинальной частоте вращения и иметь возможность работать на долевых режимах при подъеме оборотов от минимально-устойчивых до номинальных. Эти правила должны неукоснительно соблюдаться. В противном случае могут возникнуть ситуации, которые исказят картину развития крутильных колебаний.

Здесь можно привести еще один поучительный случай, который произошел в далеком 1964 году при торсиографировании силовой установки большого морозильного траулера «Лесков» во время его испытаний в Кольском заливе (а не в открытом море).

Как было положено по программе испытаний, запись крутильных колебаний велась при медленном подъеме и спуске оборотов, а судно при этом двигалось с переменной скоростью. В самый разгар этого процесса капитан судна вдруг дал команду «полный назад», что привело к подрыву (подобно пулеметной очереди) всех предохранительных клапанов двигателя. Испытания были прерваны и причиной тому послужила необходимость избежать столкновения нашего судна с другим судном. Затем торсиографирование было завершено, а результаты были приняты РС и опубликованы в [29, 55].

Не задолго до написания этой монографии были пересчитаны по нашей методике крутильные колебания СУ всех судов из справочника [55]. При этом была обнаружена не понятная картина развития крутильных колебаний на БМРТ «Лесков», полученная при его торсиографировании. Частоты свободных колебаний соответствовали расчету, но неожиданно проявился очень сильный резонанс 2-го порядка одноузловой формы с амплитудой первой массы 0,055 рад (напряжения составили 41 МПа) при 158 об/мин, которого по расчету не должно быть. После того как применили методику имитации работы двигателя с отключенным цилиндром (см. раздел 2.8.5) все стало ясно. Причина возникла из-за изложенной выше истории с резким реверсом двигателя во время испытаний, что привело к нарушению регулировки двигателя и увеличению суммы альфа для второстепенного второго порядка. К тому же на этом судне машинное отделение находилось в средней части судна и его валопровод имел очень большую длину и податливость, что в совокупности с суммой альфа и привело к резкому усилению этого резонанса.

Отсюда следует вывод – ходовые испытания вообще и торсиографирование в частности нельзя проводить в узких каналах (каковым, например, является Кольский залив) с активным судходством.

Иногда задают вопрос о возможности торсиографирования на швартовых

испытаниях. Для вспомогательных дизель генераторов это допустимо при условии обеспечения его полной загрузки. При испытаниях главной (пропульсивной) силовой установки с винтом фиксированного шага торсиографировать СУ во всем диапазоне частот вращения не возможно, поскольку винт становится «тяжелым». Это не позволяет развить номинальные обороты, а крутящий момент возрастает по сравнению с расчетной величиной. Тем не менее измерения крутильных колебаний на швартовых судов с ВФШ иногда делают, если требуется проверить изменение развития конкретного резонанса в нижней части рабочего диапазона оборотов. Обычно это связано с диагностикой демпферов или упругих муфт.

Торсиографирования СУ на швартовых можно делать на судах с винтами регулируемого шага (ВРШ), если уменьшить шаг винта таким образом, что бы его винтовая характеристика соответствовала режиму движению судна на свободной воде. Проведение таких испытаний может быть запрещено по причине размывания грунта у причала, к которому пришвартовано судно. Поэтому иногда применяется схема швартовых испытаний с упором судна носом в пирс с целью отбрасывания струи воды от винта в сторону от пирса на расстояние, равное длине судна.

### ***3.5. Процесс торсиографирования***

Операции по торсиографированию начинают после установки на судне хорошо подготовленной к испытаниям аппаратуры. Перед началом испытаний целесообразно установить средства мобильной связи и согласовать действия с экипажем судна по операциям, которые должны выполнять механики и штурмана для обеспечения режимов работы силовой установки при испытаниях. Желательно провести репетицию этих действий, обратив особое внимание на обеспечение заданного темпа изменения оборотов во время записи.

Общее время торсиографирования рекомендуется разбить на три этапа.

1 этап. Настройка системы испытаний,

2 этап. Общий прогон для определения важнейших участков записи,

3 этап. Подробная запись колебаний в районе резонансных и номинальной скоростей вращения вала.

На первом этапе необходимо установить и отрегулировать темп изменения частоты вращения, а так же скорость и масштаб записи колебаний с использованием методик, которые описаны при демонстрации следующих двух этапов. На втором этапе производится запись крутильных колебаний при изменении частоты вращения вала в рабочем диапазоне от минимально устойчивой до максимально возможной величины. Такую запись следует выполнить сначала при подъеме, а затем при спуске частоты вращения в указанном диапазоне. Полученные торсиограммы должны быть оперативно просмотрены с целью определения границ резонансных и околорезонансных частот вращения и уточнения масштаба записи амплитуд колебаний, которые будут использованы на третьем этапе исследований.

При общем прогоне торсиограммы важнейшим вопросом является определение и реализации темпа изменения частоты вращения в процессе записи колебаний. Темп изменения частоты вращения должна быть такой, что бы резонансные амплитуды успевали полностью развиваться, но при условии минимальной

продолжительность испытаний. Общих правил по этому вопросу не опубликовано и он обычно решается на основе практического опыта исполнителей таких работ. При отсутствии такого опыта можно рекомендовать следующую методику для двух вариантов записи колебаний.

Первый вариант заключается в непрерывной записи колебаний при медленном изменении оборотов с заданным темпом  $ob$ , который выражается числом единиц частоты вращения вала за одну минуту поворота штурвала изменения оборотов. Величину  $ob$  можно назначить субъективно или определить по следующей формуле с округлением до целого числа об/мин

$$ob = 0.77n_n / K_T T1 \quad (3-1)$$

где  $n_n$  - номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин,  $T1$  - требуемое время записи одной торсиограммы при подъеме или спуске частоты вращения в диапазоне от минимально устойчивой (равной 0.33 ) до максимальной (равной 1.1 ) (в одну сторону), мин.  $K_T$  - коэффициент качества торсиографирования.

Для непрерывного прогона по первому варианту принимается  $K_T = 1$ . Например при  $n = 360$  об/мин и  $T1 = 30$  мин получаем

$$ob = 0.77 n_n / K_T T1 = 0.77 \cdot 360 / 1 \cdot 30 = 9.24.$$

Округляем эту величину до 10 и используем ее в процедуре записи торсиограммы следующим образом. По команде оператора механик устанавливает по тахометру минимальную частоту вращения, например, 120 об/мин, а оператор включает запись и дает команду на подъем оборотов. После этого механик поднимет частоту вращения до  $120 + 10 = 130$  об/мин в течении одной минуты по секундомеру. Далее эта операция продолжается в том же темпе до максимально-возможной частоты вращения при условии, что одновременно ведется запись оператором. Как было установлено, эта процедура записи при подъеме оборотов займет примерно 30 мин. Столько же потребуется для прогона торсиограммы при изменении оборотов в обратном направлении.

Второй вариант записи торсиограммы заключается в ступенчатом подъеме оборотов с приостановкой подъема для записи на фиксированной скорости вращения. При этом следует учитывать инерционность системы вращающихся масс для стабилизации амплитуд колебаний. Интервал об/мин, равный темпу изменения частоты вращения, можно назначить субъективно (например  $ob = 5$ ) или определить по формуле при  $K_T = 2$  с округлением до целого числа. В рассмотренном выше примере получена величина 4.62, что соответствует 5 после округления. Это значит, что после перехода на следующую ступень частоты вращения через каждые 5 об/мин двигатель должен отработать при постоянных оборотах одну минуту, после чего должна быть выполнена короткая по времени  $t_s$  запись.

В этом случае общее время торсиографирования возрастет с 30 мин до величины:  $T = 0.77 n / ob = 0.77 * 360 / 5 = 55.44$  мин.

Время записи кадра  $t_s$  можно определить по следующей формуле (3-2), исходя того, что на соответствующим ему кадре торсиограммы должно быть

записано не более 4 циклов работы цилиндров.

$$t_s = 30t_k kc/n \quad (3-2)$$

где  $t_k$  - тактность двигателя (2 или 4),  $kc$  - число циклов в кадре торсиограммы,  $n$  - исследуемая частота вращения вала, об/мин.

Например, при  $t_k = 4$ ,  $kc = 4$  и  $n = 260$  об/мин получаем  $t_s = 1.846$ . Это значит, что для записи этого кадра достаточно всего 2 сек. (но можно и больше).

На третьем этапе запись крутильных колебаний выполняется не во всем диапазоне, а только в районе тех частот вращения, где ожидаются резонансы и в районе номинальной частоты вращения. Эти участки частот вращения определяются на основании анализа торсиограмм второго этапа с учетом результатов расчета крутильных колебаний. Границы околорезонансных частот вращения можно принять по отклонению на  $\pm 5...7\%$  от ожидаемых резонансных оборотов. Так, например, при  $n = 260$  об/мин торсиограмму следует записать в диапазоне от 245 до 275 об/мин. Для номинальной частоты вращения 360 об запись следует сделать в районе от 340 до 380 об/мин.

Для повышения точности оценки резонансных частот и амплитуд продолжительность прохождения этих частот вращения при непрерывной записи должна быть увеличена не менее чем в три – четыре раза. Тогда темп изменения оборотов может быть определен по формуле (3-1) при коэффициенте качества торсиографирования  $K_T = 4$ . В рассматриваемом примере получаем  $ob = 2,34$ . Это значит, что диапазон оборотов от 275 – 245 = 30 должен записываться в течении  $30/3...30/2 = 10...15$  мин, а диапазон оборотов 380 – 340 = 40 в течении не менее  $40/3...40/2 = 13...20$  мин.

При ступенчатом методе прохождения оборотов продолжительность выдержки постоянных оборотов остается равным 1 минуте, но шаг ступени перехода должен быть уменьшен до величины  $ob$ , т.е. до 2-3 оборотов. Продолжительность включения режима записи при фиксированных оборотах определяется по той же методике, что и в случае общего прогона торсиограммы.

Все измерения третьего этапа должны быть выполнены не менее трех раз подряд с целью получения более достоверной выборки для ее дальнейшей статистической обработки.

## **3.6. Обработка торсиограмм**

### **3.6.1. Общие замечания**

Обработка торсиограмм является наиболее ответственным и, как правило, наиболее сложным этапом экспериментальных исследований крутильных колебаний.

В некоторых случаях, анализ торсиограмм может ограничиваться только определением (но с повышенной точностью!) частот и амплитуд резонансных колебаний определенной формы и порядка. Имеется ввиду случаи оценки технического состояния демпферов двигателей и упругих муфт, когда указанные параметры используются в качестве диагностических параметров (см. главу 6). Однако, в общем случае конечной целью обработки торсиограмм является построение графической зависимости напряжений (или эластических моментов)



от суммарных и резонансных колебаний в основных компонентах СУ от частоты вращения, сравнении их с допускаемыми величинами и, при необходимости, установление запретных зон частот вращения.

Далее будут рассмотрены три проблемы анализа результатов измерений. Первая проблема заключается в формальной обработке любого участка торсиограммы, включая ее гармонический или спектральный анализ. Степень сложности обработки торсиограмм зависит от числа и типа слагаемых гармоник в спектре суммарных колебаний, что, в свою очередь, зависит от сложности конструкции и компоновки СУ. Поэтому дальнейшее изложение методов обработки торсиограмм целесообразно построить исходя из принципа нарастающей сложности записанных колебаний и возможностей применения доступных средств их анализа.

Вторая проблема состоит в построении так называемой резонансной «вышки» с целью наиболее точного определения частоты и амплитуды резонансных колебаний данного порядка. Эту задачу далее предлагается решать с использованием новой и эффективной программы статистической аппроксимации.

Третья проблема заключается в определении и построении графика суммарных амплитуд колебаний и напряжений в рабочем диапазоне частот вращения. Эта проблема не простая и пока не имеет однозначной методики ее решения. Тем не менее в монографии и по этому вопросу будут даны конкретные предложения.

### 3.6.2. Ручная обработка простых торсиограмм

Сперва целесообразно показать способы ручной обработки торсиограмм с применением простейших мерительных инструментов. Проще всего обрабатывать торсиограммы с записью, состоящей только из одной гармоники колебаний. Такие колебания можно получить на стенде с одной степенью свободы (см. рис. 3-6).

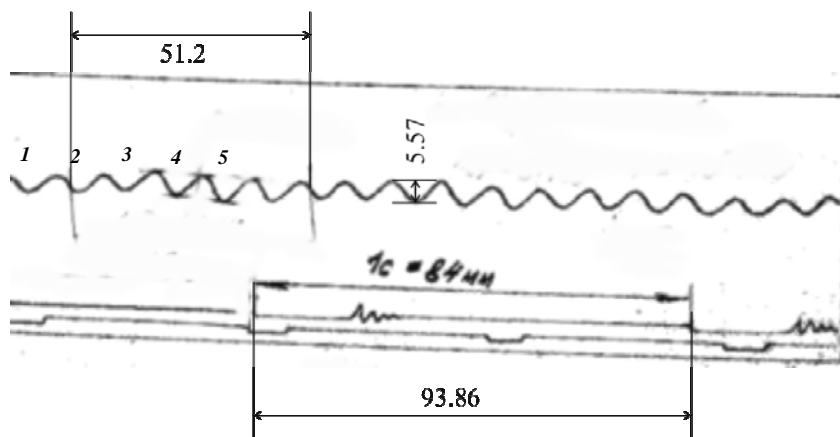


Рис. 3-14 Обмеры торсиограммы в редакторе CorelDRAW 12

Однако, хотя и редко, подобные колебания встречаются у некоторых СУ. Для пояснения самой идеи обработки простых торсиограмм рассмотрим запись

торсиографом Гейгера крутильных колебаний СУ рефрижератора типа «Кристалл» с пятицилиндровым двухтактным дизелем. Исследования выполнялись в связи с выходом их строя пружинных демпферов (см. главу 5). Здесь важно сказать, что у этого судна в рабочем диапазоне развивались два резонанса двух форм и оба 5-го порядка.

Как видно из образца торсиограммы на рис. 3-14, колебания у такой системы представляет собой почти чистую синусоиду, что позволяет достаточно просто оценить амплитуду, порядок и частоту вращения на данном отрезке торсиограммы с применением простейших средств. Далее будет показан более современный способ обработки увеличенного изображения той же торсиограммы в графическом редакторе CorelDRAW (см. 3.6.4).

Для этого была сканирована фирменная торсиограмма с которой были стерты фирменные расчеты с помощью программы Corel PHOTO-PAINT. Этот рисунок был вставлен в редактор CorelDRAW, увеличен и обмерен специальным встроенным в него инструментом. Результаты обмеров показаны на рис. 3-14. Полученные значения использованы для расчета частоты вращения и амплитуды колебаний. Порядок колебаний в данном очень простом случае подсчитывается по количеству пиков на расстоянии одного цикла, т.е. 51.2 мм (у двухтактного дизеля он равен одному обороту). Получаем пятый порядок.

Для расчета частоты вращения на торсиограммах подобного вида должна изображаться отметка интервала времени  $t_v$  (в данном случае  $t_v = 1$  сек.) и отметка оборотов  $t_o$ . В данном случае  $t_o = 1$ , поскольку датчик отметки установлен на валу. Если отметчик оборотов поставить на штангу коромысла клапанов,  $t_o$

$$t_o = \text{тактность дизеля} / 2 \quad (3-3)$$

Бывают случаи, когда отметка оборотов не фиксируется на торсиограмме. Но опытный специалист может найти цикл по виду записи повторяющихся биений с учетом ожидаемого порядка колебаний, применив ту же формулу, по которой для четырехтактного дизеля получаем  $t_o = 2$ . На исследуемом участке реальной торсиограммы следует измерить расстояние между отметками времени  $St$  и между отметками оборотов  $So$ . Если торсиограмма сканируется и увеличивается, то нужно выполнить те же обмеры в новом масштабе  $Stc$  и  $Soc$  соответственно. В данном примере  $Soc = 51.2$  мм и  $Stc = 93.86$  мм. Тогда частоту вращения для исследуемого участка торсиограммы следует определить по формуле

$$n = 60 \cdot t_o \cdot Stc / t_v \cdot Soc \quad (3-4)$$

Вторым параметром, который подлежит определению, является амплитуда колебаний (в том числе и гармонической составляющей на более сложной торсиограмме). Для этого надо провести огибающую кривую по вершинам максимальных колебаний и измерить их размах  $H$ . Тогда амплитуду можно найти по формуле

$$A = H \cdot m_i / m_z \cdot D \quad (3-5)$$

Где  $m_i$  - масштаб увеличения изображения,  $m_z$  - масштаб записи прибором,  $D$  - диаметр торсиографируемого вала.

## Обработка торсиограмм

Задачи - рассчитать частоту вращения и порядок колебаний по размерам отметчика времени и такта работы двигателя с учетом спектральной частоты

**Табличный способ**      Внести исходные данные

$$\text{Дано} := \left( \begin{array}{lll} \text{"Тактность ДВС"} & \text{"бр"} & 2 \\ \text{"Отм времени"} & \text{"сек"} & 1 \\ \text{"Размер времени"} & \text{"мм"} & 93.86 \\ \text{"Размер такта"} & \text{"мм"} & 51.2 \\ \text{"Частота дискретная"} & \text{"герц"} & 9.167 \end{array} \right)$$

Размер времени на торсиограмме       $R_{\text{торс}} := 84$

Размер времени по КорелДро       $R_{\text{кор}} := 93.86$

Частота по торсиограмме       $f := 110 \cdot \frac{5}{60}$

Соотношения масштабов       $k_{\text{ма}} := \frac{R_{\text{торс}}}{R_{\text{кор}}}$

$$\text{результат} := \left( \begin{array}{ll} \text{"Период"} & \text{Дано}_{3,2} \cdot \frac{\text{Дано}_{1,2}}{\text{Дано}_{2,2}} \\ \text{"Частота рез"} & 60 \cdot \text{Дано}_{4,2} \\ \text{"Обороты"} & \frac{30 \cdot \text{Дано}_{0,2} \cdot \text{Дано}_{2,2}}{\text{Дано}_{1,2} \cdot \text{Дано}_{3,2}} \\ \text{"Порядок"} & \text{Round} \left( \frac{2 \cdot \text{Дано}_{4,2} \cdot \text{Дано}_{3,2} \cdot \text{Дано}_{1,2}}{\text{Дано}_{0,2} \cdot \text{Дано}_{2,2}}, 0.5 \right) \end{array} \right)$$

$$\text{результат} = \left( \begin{array}{ll} \text{"Период"} & 0.545 \\ \text{"Частота рез"} & 550.02 \\ \text{"Обороты"} & 109.992 \\ \text{"Порядок"} & 5 \end{array} \right) \quad \begin{array}{l} \text{Точный порядок} \\ \frac{2 \cdot \text{Дано}_{4,2} \cdot \text{Дано}_{3,2} \cdot \text{Дано}_{1,2}}{\text{Дано}_{0,2} \cdot \text{Дано}_{2,2}} = 5.001 \end{array}$$

Размах       $\text{Нкд} := 5.57$

Амплитуда       $A := \frac{\text{Нкд} \cdot k_{\text{ма}}}{3 \cdot 148} \quad A = 0.0112$

### Фрагмент 3-2

При обработке натуральной торсиограммы  $mi = 1$ , а в случае увеличения записи для его определения надо знать результаты измерений одной и той же величины (например отметки времени) в натуре  $hn$  и на увеличенном изображении  $hi$ . Тогда  $mi = hn/hi$ . Для сокращения времени и обеспечения безошибочности расчетов была составлена программа в среде MATHCAD, которая приведена на фрагменте 3-2

В итоге установлено, что в данном случае обороты составляли 110 об/мин, частота 550 кол/мин (9.167 Гц) и амплитуда 0.0112 рад. Это все относится к

резонансной частоте вращения, что было установлено путем построения резонансной «вышки», которая пока здесь не приводится.

Целесообразно отметить, что результаты приведенной обработки торсиограммы полностью совпали с фирменными результатами и результатами теоретического расчета, который был нами специально продублирован на основе новых программ в среде MATHCAD.

### 3.6.3. Ручная обработка сложных торсиограмм

Рассмотренный выше пример на практике встречается редко. Обычно приходится иметь дело с записями более сложной формы, состоящих из ряда гармоник. При этом поведение записи не обязательно связано с истинным развитием крутильных колебаний. Она может колебаться вверх-вниз из-за неравномерности вращения вала. Возможна запись различных помех, которые требуют специального изучения и устранения. Если не учитывать указанные помехи, то степень сложности записи зависит от числа гармоник, соотношения их частот и амплитуд, а также сдвига по фазе между ними.

На рис. 3-15 приведены примеры некоторых вариантов сложения колебаний, которые построены теоретически в среде MATHCAD по законам сложения гармонических колебаний. Таких картинок можно построить очень много, но для рассмотрения сути вопроса их достаточно. Эти образцы могут быть похожи на отдельные фрагменты реальных торсиограмм. Но как их разложить на гармоники ручным способом?

Рассмотрим приведенные образцы, начиная с рис. 3-15а, где приведен пример сложения колебаний первого и второго порядка, обычно приводимый в трудах по теории колебаний. На торсиограммах он также встречается часто. Например так выглядит запись суммы колебаний 4-го и 8-го порядков при измерениях крутильных колебаний моторной формы четырехцилиндрового четырехтактного двигателя.

Для этого случая в справочнике В.П. Терских даже была разработана специальная сложная номограмма, позволяющая найти не только амплитуды гармоник, но и сдвиги по фазе. На рис. 3-15б) и в) приведены записи сумм двух одних и тех же гармоник колебаний, по частоте кратные трем, которые отличаются друг от друга только сдвигом по фазе. Как видим это привело к изменению формы суммарных колебаний до неузнаваемости. Такие колебания обрабатываются путем проведения воображаемой средней линии и огибающих с последующим определением размаха. При этом все это делалось остро (а может и не остро) заточенным карандашом и при том еще и «на глаз»!

Отметим важное правило – измерять размах надо строго по вертикальной линии, а не как попало. Этот метод становится более корректным, если две слагаемые гармоники сильно отличаются по частоте и амплитуде, как это показано на рис. 3-15г). Тогда высокочастотная составляющая (в данном случае 12 порядка) становится похожей на «бороду», которую легко обвести огибающей и замерить ее размах. Здесь нет проблем и для обмера низкочастотной гармоники первого порядка. Для этого можно провести воображаемую среднюю линию через колебания 12 порядка и рассматривать ее как изображение гармоники первого порядка.

Наиболее сложный вариант приведен на последнем фрагменте рис. 3-15д).

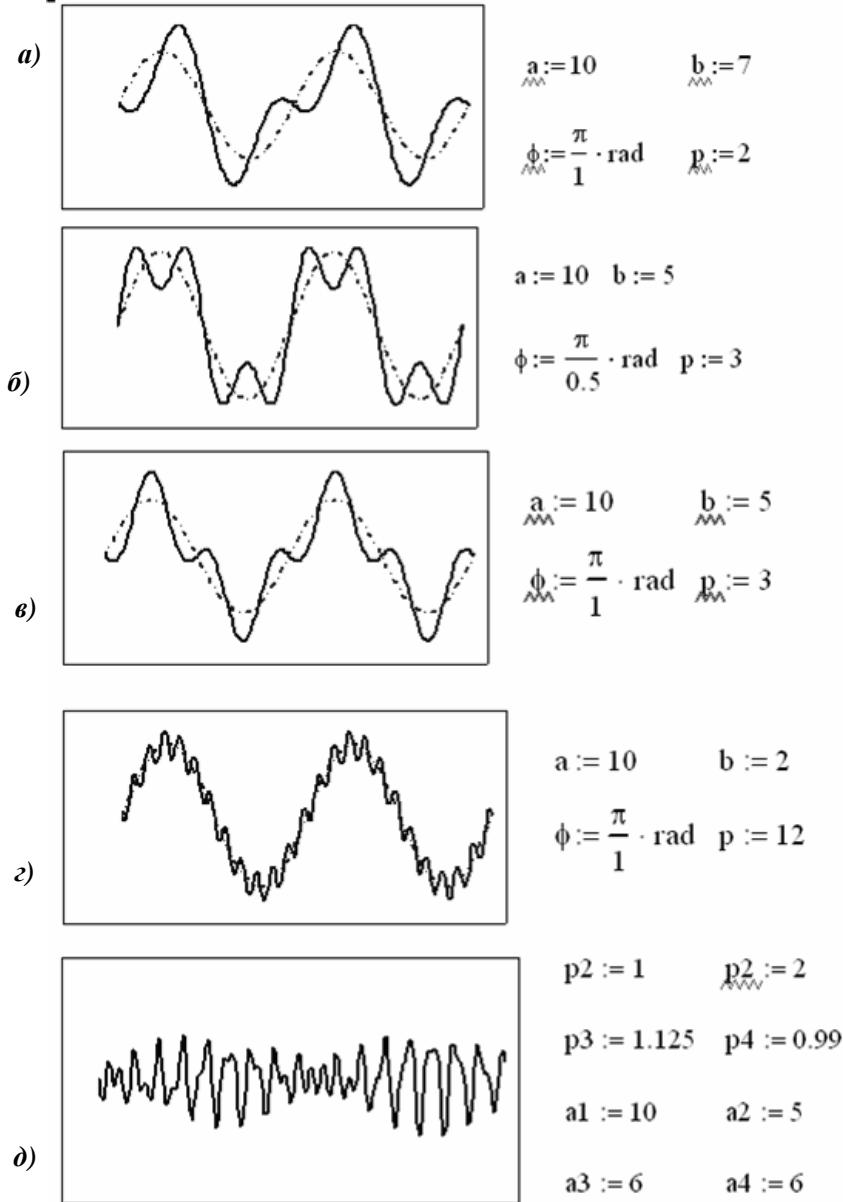


Рис. 3-15. Теоретические образцы торсионграмм

Здесь показана сумма колебаний четырех гармоник, три из которых отличаются от первой гармоники соответственно в 2, 1.125 и 0.99 раза. Мы видим, что запись имеет форму биений, как это бывает при сложении близких по частоте колебаний. Кроме того там еще видны и высокочастотная составляющая второго порядка. Примерно так выглядит торсионграмма суммарных колебаний  $4 + 4.5 + 3.5 + 8$  – го порядков при номинальной частоте вращения двигателя 8NVD48 на

средних рыболовных траулерах.

Такие сложные колебания на торсиограммах, снятых прибором Гейгера, обрабатывались смешанным способом. Где это возможно проводились огибающие для высокочастотных резонансных составляющих, а чаще просто измерялись максимальные суммарные амплитуды, которые затем умножались на масштаб напряжений той формы колебаний, которая ожидалась по расчету. При этом за искомые резонансные частоты вращения принимались те величины, при которых амплитуда были ясно различимы и имели максимальную величину.

Как это выглядело в практике можно показать на копиях торсиограмм, взятых из различных отчетов, которые составлялись 15-20 лет назад по результатам измерения колебаний приборами сейсмического типа (торсиографами Гейгера или «Диза-Электроник»).

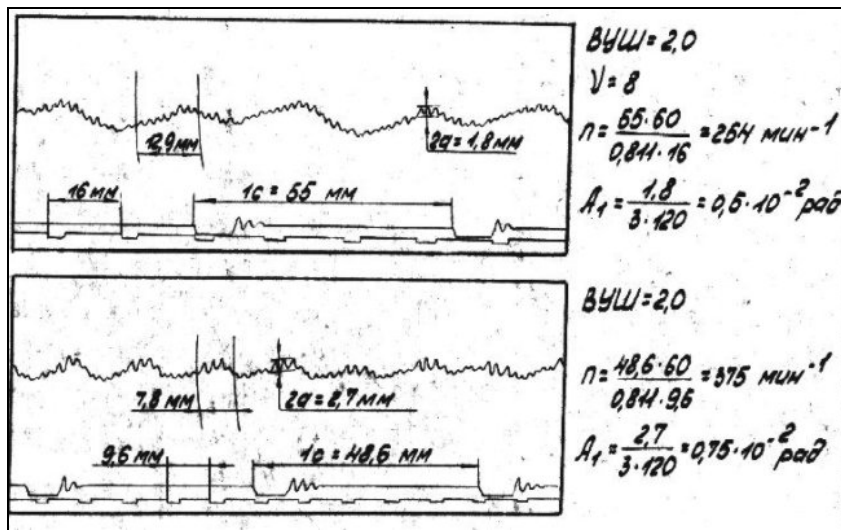


Рис. 3-16. Торсиограммы СРТМ проекта 502ЭМ

Сначала рассмотрим два фрагмента торсиограммы СУ среднего морозильного траулера проекта 502ЭМ (см. рис. 3-16). Верхний фрагмент соответствует резонансу 8 порядка моторной формы, который достаточно четко проявился, а нижний – номинальной частоте вращения. При номинальной частоте вращения наблюдаются суммарные колебания в виде биений с наложенными на них колебаниями более высокой частоты. Образование таких суммарных колебаний 4, 4,4, 3,5 и 8 – го порядков было обосновано выше. Приведенным на рис. 3-16 записям можно поставить удовлетворительную оценку, хотя о высокой точности их обработки говорить не приходится. Последнее обстоятельство несколько оправдывается тем, что возможная погрешность идет в запас надежности оценки колебаний. Отметим, что последующие торсиографирования СУ этих судов с применением спектрального анализа подтвердили достоверность рассмотренных измерений торсиографом Гейгера.

Этого нельзя сказать об измерениях в 1986 году крутильных колебаний СУ

другого типа судна – супертраулера «Атлантик – 333» с помощью торсиографа фирмы «Диза Электроник». Образец торсиограммы, записанной на одном из судов этой серии, приведен на рис. 3-17. Из рисунка видно, что кроме максимального размаха колебаний объективно оценить другие параметры колебаний по этой записи практически невозможно. По-видимому, по этой причине в отчете сказано, что здесь определены суммарные колебания 2,5+3+3.5+4+4.5+5.5 порядков без выполнения гармонического анализа. Крутильные колебания во всем рабочем диапазоне признаны не опасными для этой установки.

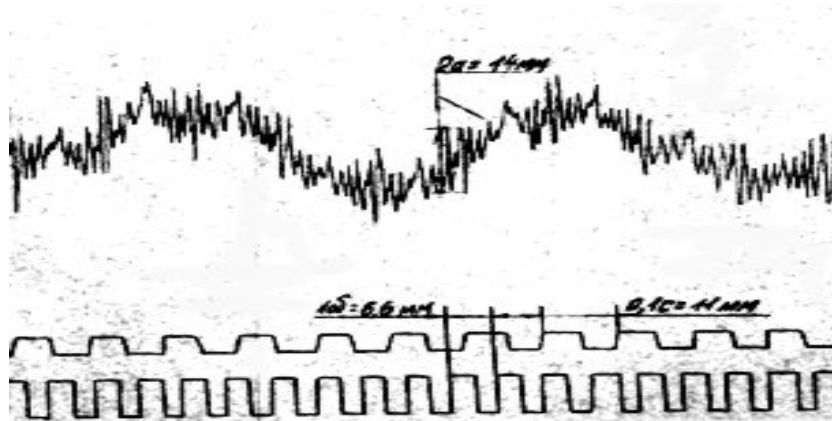


Рис. 3-17 Торсиограмма, снятая на судне типа «Атлантик – 333»

В действительности, согласно нашим позднейшим расчетам и торсиографированию прибором ЦНИИ Крылова со спектральным анализом, у этой СУ в районе 500 – 800 об/мин развиваются заметные колебания моторной формы 3.5, 4 и 4.5 – го порядков (наибольшие напряжения от колебаний 3.5-го порядка при 720 об/мин составили 25 МПа), а на номинальных оборотах расположен ощутимый резонанс 2.5-го порядка с амплитудой напряжений до 10 МПа. Это явилось одной из причин выхода из строя демпферов. Таким образом подобное торсиографирование дает весьма смутное представление о реальном развитии крутильных колебаний, не смотря на применение современной по тем временам и весьма дорогостоящей аппаратуры.

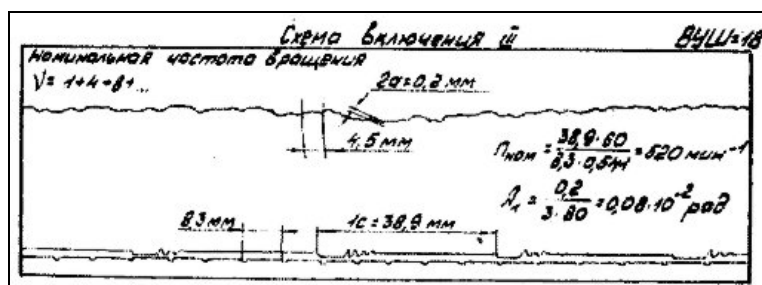


Рис. 3-18. Пример торсиограммы низкого качества

На следующем рисунке 3-18 дан пример записи крутильных колебаний на судне, проект которого содержит сложную разветвленную систему двухмашинного дизель редукторного агрегата. Если взглянуть на эту запись, то не трудно убедиться в ее низком качестве, что не позволяет объективно проверить результаты расчета крутильных колебаний этой установки.

Приведенные выше примеры измерений приведены здесь лишь для того, что бы еще раз указать на необходимость применения современных компьютерных технологий при изучении крутильных колебаний и повышения квалификации исполнителей этой работы. В частности, торсиограммы в обязательном порядке должны подвергаться спектральному анализу крутильных колебаний, но при условии предварительного расчетного анализа их развития. В противном случае могут быть получены некорректные и даже нелепые результаты.

В следующем параграфе можно познакомиться с особенностями применения одной из программ гармонического анализа записи крутильных колебаний на бумажных носителях.

### 3.6.4. Спектральный анализ торсиограммы на бумажном носителе

В разделе 2.4.4 было показано, что для гармонического анализа периодических процессов (например, индикаторных диаграмм) в качестве исходных данных должны использоваться их оцифрованные координаты. Они представляют собой файлы в текстовом формате с расширением \*.txt, \*.prn, или \*.csv, содержащий две колонки цифр, обозначающих координаты графического изображения кривой колебаний, созданные тем или иным способом в простейшем редакторе «Блокнот» (см. фрагмент 2-17).

Если в нашем распоряжении имеется оцифрованное изображение, то разложить его на гармоники помогают методы прямого и обратного преобразования Фурье. В справочной системе MATHCAD можно найти два метода преобразований Фурье – обычные преобразование с помощью операторов **cffft** и **icfft**, и быстрое преобразование с помощью операторов **CFFFT** и **ICFFT**. Кроме того можно составить собственные программки по классическим алгоритмам [9], которые применены на фрагментах 2-21 и 2-23.

Следовательно, первая техническая задача гармонического анализа торсиограмм, записанных на бумажном носителе, состоит в ее оцифровке. Это можно сделать с помощью специальных программ, которые распознают графические образы и автоматически записывают координаты колебаний. Покажем это на примере программы "Grafula II" v1.30 (издания 1999 года), полученной из Интернета. В качестве объекта исследования возьмем копию торсиограммы, записанную на TP «Маточкин шар» (см. рис. 3-14). В п. 3.6.2 было определено что это простая торсиограмма содержит только одну гармонику пятого порядка и, с точки зрения обеспечения требуемой достоверности, она не требовала дополнительного анализа. С другой стороны именно на таком простом примере можно показать плюсы и минусы спектрального анализа с применением строгих математических методов. Рассмотрим основные операции спектрального анализа участка этой торсиограммы, которая была записана в графическом файле с расширением JPG.

Операция 1. Открываем этот файл в редакторе Corel PHOTO-PAINT из пакета CorelDRAW Graphics Suite 12 и вырезаем из него участок записи колебаний,



равный одному циклу работы цилиндра двигателя (в данном случае пять полных колебаний). Затем увеличиваем это изображение путем замены разрешения 72 точек на 500 точек. Это изображение переводим в черно-белый формат и записываем его в новый файл под именем «Кристалл» (например) в формате BMP (без сжатия!).

Операция 2. Отрываем программу "Grafula II" и вызываем в него указанный выше файл «Кристалл. BMP» в виде изображения участка торсиограммы. Далее выполняются операции по нанесению на запись колебаний координатных точек относительно установленных осей координат (X-Y) в соответствии с инструкцией для этой программы (см. рис. 3-19). Эти координаты автоматически записываются на лист электронной таблицы EXCEL, которая переносится в буфер обмена путем нажатия на соответствующую кнопку.

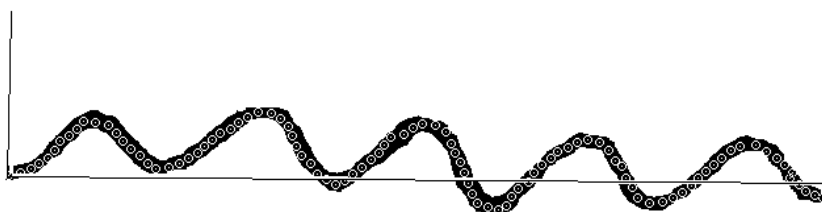


Рис. 3-19 Графический этап оцифровки торсиограммы

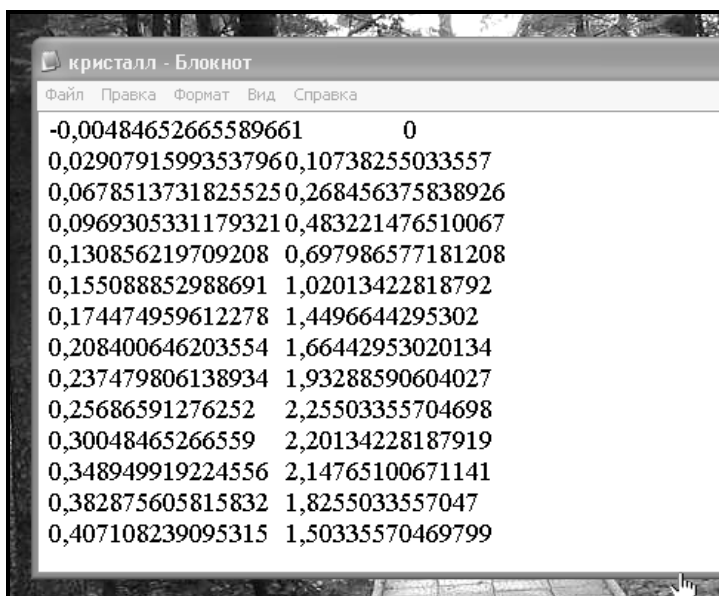



Рис. 3-20 Образование оцифрованной торсиограммы в редакторе «Блокнот»

Таким образом мы получили искомую оцифрованную торсиограмму (рис. 3-20), которую и подвергнем разложению на гармоники в среде MATHCAD. Для этого была составлена специальная программа, показанная на фрагментах 3-3 и

3-4, которая почти не нуждается в комментариях. Отметим лишь, что в данном случае мы применили специальные операторы `cfft` и `icfft`.

**Файл с оцифрованной торсиограммой**

	0	1
0	-4.847·10 <sup>-3</sup>	0
1	0.029	0.107
2	0.068	0.268
3	0.097	0.483
4	0.131	0.698
5	0.155	1.02

**M :=**  C:\...кристал.txt

**Вектор координат амплитуд колебаний**  $y := M^{(1)}$

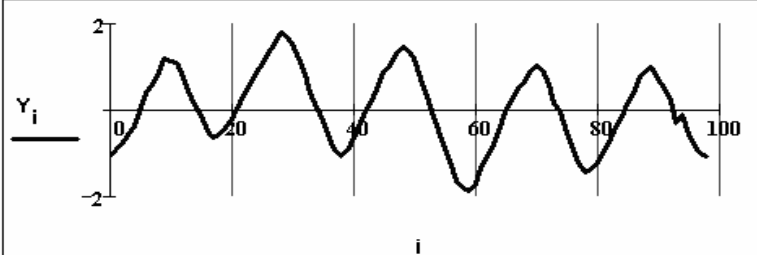
**M =**

**Объем выборки**  $N := \text{length}(y)$   $N = 99$   $X := 0$

**Координата нуля**  $X := \frac{\sum M^{(1)}}{N}$   $X = 1.072$

**Исследуемая функция**  $Y := M^{(1)} - X$

**Диапазон точек**  $i := 0 .. N - 1$



**Число оборотов в цикле**  $z := 1$

**Число гармоник**  $kk := 16$  **Исследуемые гарм-ки**  $k := 0 .. kk$

**D := cfft(Y)**  $k := 0 .. kk$

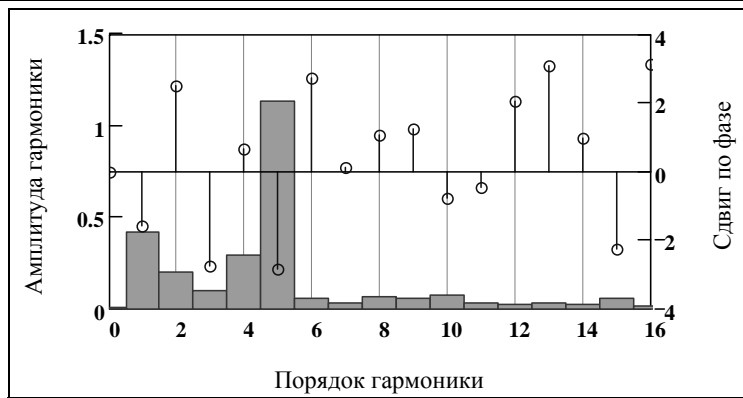
**Спектральная амплитуда**  $B_k := 2 \cdot \sqrt{\frac{\text{Re}(D_k)^2 + \text{Im}(D_k)^2}{N}}$

**Сдвиг по фазе**  $\Omega_k := \text{if}(B_k > 0, -\arg(D_k), 0)$

**Обратное преобразование Фурье**

$d_i := \text{if}(i < kk, D_i, 0)$   $h := \text{icfft}(D)$

Фрагмент 3-3



Суммарная амплитуда

$$\alpha_1 := \frac{360}{N}$$

$$F(i) := \frac{B_0}{2} + \sum_{k=1}^{kk} \left[ B_k \cdot \cos \left[ \left( \frac{2 \cdot \pi}{N} \cdot k \cdot i \right) + \Omega_k \right] \right]$$

$$\alpha_i := \alpha_1 \cdot i$$

$$\text{Гармоника}(k, i) := B_k \cdot \cos \left[ \left( \frac{2 \cdot \pi}{N} \cdot k \cdot i \right) + \Omega_k \right]$$



Фрагмент 3-4

В результате на верхней части фрагмента 3-4 получена спектрограмма составляющих гармоник исследуемого участка торсиограммы за период одного цикла работы цилиндра дизеля.

На нижнем рисунке того же фрагмента показаны сравнительные графики следующих вариантов торсиограммы: искомый график оцифрованных колеба-

ний (вектор  $Y$ ), график обратного преобразования Фурье (вектор  $h$ ) и график суммирования всех рассматриваемых гармоник по функции  $F(i)$ . Полное совпадение этих кривых указывает на корректность выполненного расчета. Кроме того на том же графике построены колебания от двух наиболее сильных гармоник пятого и первого порядка.

Теперь имеет смысл выполнить очень важный разбор полученных результатов спектрального анализа колебаний, которые согласно расчету должны состоять только из одной гармоники пятого порядка. Однако из полученной спектрограммы следует, что кроме самой сильной гармоники пятого порядка в спектре наблюдаются и другие гармоники. Причины такой картины понятны. Они связаны как с качеством самой записи при измерениях, так и с погрешностями, обусловленными процедурами оцифровки записи. Если говорить о качестве даже такой простой записи колебаний, то можно отметить некоторое различие размахов и формы всех пяти «пиков» записи. Кроме того запись колебаний немного перемещалась вверх-вниз. Для грубой обработки торсиограмм все это не имело значения, поскольку обработка заключалась в субъективной оценки максимальной амплитуды. Но гармонический анализ является объективным и чисто формально учитывает все эти отклонения от образцовой записи. Например колебания всей записи вверх-вниз создает ощутимую гармонику первого порядка. Возможно это случайные колебания, а может быть здесь сказывается некоторая неравномерность работы цилиндров или потребителя энергии. По тем же причинам могут возникнуть и другие непредвиденные расчетом гармоники близкие к основному пятому порядку из-за разной величины «пиков» амплитуд на торсиограмме.

Гармонический и спектральный анализ более сложных торсиограмм показывает, что указанные факторы всегда имеют место и проявляются даже без применения бумажных носителей непосредственно в компьютере. Так в случае выполнения спектрального анализа методом фильтрации в заданной полосе частот подобную картину можно получить при уменьшении ширины полосы пропускания.

Приведенные факты лишний раз подтверждают вероятностную природу развития крутильных колебаний, которая проявляется даже при идеальной методике спектрального анализа. В рассматриваемом случае на результат анализа накладывается и погрешность обработки графического изображения при оцифровке торсиограммы. Это зависит и от качества исходного графического файла, и от толщины линии записи, и от сложности записанных колебаний и, даже, от «твердости руки» оператора. Все это приводит к искажениям изображения, которые также оцифровываются и затем учитываются в спектре гармоник.

Примененная программа оцифровки графических файлов не является самой совершенной. Имеются программы которые могут выполнять эту операцию без вмешательства исполнителя. Однако при автоматической обработке записи сложных колебаний зачастую они приводят даже к более низкому качеству оцифровки.

### **3.6.5. Статистическая обработка спектрограмм**

На основании выполненного выше обзора будем считать, что измерения крутильных колебаний теперь всегда будут завершаться автоматическим определе-

нием спектрограмм, т.е. распределением амплитуд гармонических составляющих по их частоте и (или) порядкам колебаний. Рассуждая о назначении спектрограмм, следует отметить, что они нужны не только для определения и учета резонансных и не резонансных составляющих крутильных колебаний, но и для отсеивания помех и колебаний, которые не вызывают напряжений в элементах системы. Например, на малых частотах вращения могут возникать так называемые «жесткие» колебания главных порядков, соответствующие понятию о неравномерности вращения валопровода, как абсолютно жесткого тела. С увеличением оборотов их амплитуда резко снижается. При обнаружении таких гармоник их просто не следует учитывать при определении суммарных напряжений от колебаний.

Но все же главное назначение спектрограмм состоит в определении резонансных амплитуд и частот с возможно высокой точностью. Для этого нами разработана оригинальная методика и программа статистической обработки спектрограмм, которую далее рассмотрим достаточно подробно на примере торсиографирования уже упомянутой СУ проекта 502ЭМ с помощью оптического торсиографа, описанного в разделе 3.1.3. Это торсиографирование выполнялось с соблюдением рекомендаций раздела 3.6 при ступенчатом варианте изменения частоты вращения.

На третьем этапе процесса измерения в районе ожидаемого резонанса 8-го порядка моторной формы запись выполнялась при спуске и подъеме оборотов в диапазоне 250...290 об/мин и повторялась трижды.

Образец одного кадра с торсиограммой и спектрограммой в районе искомого резонанса приведен на рис. 3-20. На торсиограмме четко зафиксирован цикл работы двигателя (2 оборота) и имеется возможность визуально предварительно просчитать 8-й порядок колебаний (16 пиков за цикл). На спектрограмме четко выделяется дискретная частота 36 Гц с максимальной амплитудой 0.0032 рад. Для более точного определения частоты вращения и порядка колебаний был применен рассмотренный выше способ и программа их расчета в среде MATHCAD по данным измерения расстояний между отметками оборотов и времени (0,5 сек). Результаты такой обработки приведены в нижней части того же рисунка 3-20. Такая процедура была выполнена для всех точек, полученных при исследовании резонанса 8-го порядка.

С целью дальнейшей статистической обработки эти результаты были сведены в электронную таблицу EXCEL, которая затем была связана с оригинальной программой статистической обработки этих данных в среде MATHCAD (см. фрагменты 3-5 и 3-6).

Среда программирования MATHCAD, также как и другие математические редакторы (даже EXCEL) позволяет аппроксимировать опытные точки различными способами. В частности можно применить функцию  $\text{supsmooth}(X,Y)$ , которая проводит оптимальную среднюю линию между опытными точками. Такой график показан в верхней части фрагмента 3-5 и в принципе по нему можно частоту с максимальной амплитудой, но он не имеет никакого отношения к физической природе резонанса.

Наиболее популярным методом аппроксимации является полинометрическая регрессия в виде многомерного многочлена  $n$ -ой степени, который всегда можно подогнать с наилучшим согласием к опытными точкам. Однако, такая

функция также ни в коей мере не отражает физическую сущность явления. При выходе за пределы диапазона экспериментальных величин картина становится совершенно не логичной и даже абсурдной. Вот Вам яркий пример высокой точности при абсолютной недостоверности!

Однако, редактор MATHCAD и здесь оказался на высоте. Он позволяет решать эту задачу с помощью инструмента Minerr, путем нелинейного подбора методом наименьших квадратов параметров заданной нами функции (которая имеет физическую основу), в том числе - многопараметрической, которая будет находиться в наилучшем согласии с экспериментальными точками.

Попытка применить для программирования нашей задачи известное трехпараметрическое уравнение (1-6) для резонансной вышки оказалась в высшей степени удачной. Как видно из фрагмента 3-5 по этой программе мы не только определяем искомую резонансную частоту и математическое ожидание ее амплитуды, но и коэффициент динамического усиления.

Возможно этот показатель можно рассматривать как одну из характеристик резонанса, ибо он косвенно отражает влияние демпфирования в системе. Полученное низкое значение коэффициента динамического усиления, равное 6, указывает на исправное состояние демпфера.

В программе учитываются некоторые тонкости теории колебаний. Известно, что резонансная частота строго не соответствует максимальной амплитуде (хотя почти с ней совпадает). Для уточнения этой величины в программе предусмотрено дифференцирование функции динамического усиления и решение полученного таким образом нового уравнения относительно резонансной частоты.

Для учета рассеивания экспериментальных точек в программе рассчитываются доверительные границы резонансной вышки, которые показаны на последнем графике фрагмента 3-6.

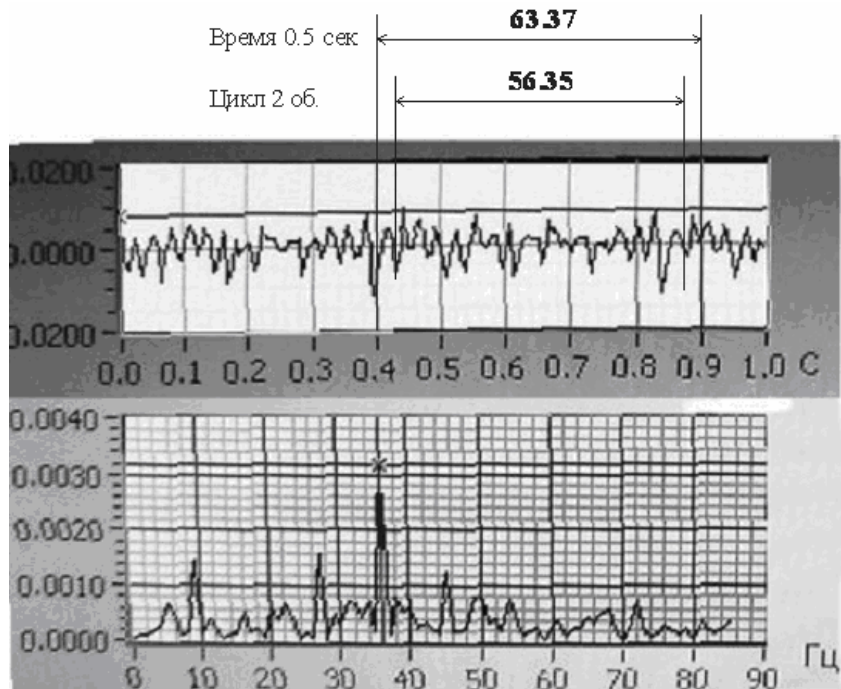
Подводя итог статистической обработке торсиограмм и спектрограмм в районе 8-го порядка можно утверждать, что резонансная частота колебаний составила 2160 кол/мин, резонансная частота вращения - 270 об/мин, резонансная амплитуда -  $0.003 \pm 0.0002$  рад.

Возможно читателю покажется приведенная методика избыточно сложной, что не совсем так при наличии в компьютере рассмотренной выше программы. Если программа там имеется, то остается лишь заменить таблицу исходных данных в EXCEL и все расчеты будут через несколько секунд выполнены и оформлены автоматически.

Можно конечно пойти на выполнение более грубой обработки резонанса. Это можно сделать в случае стандартной проверки достоверности выполненного расчета, но лишь при условии, что резонансные напряжения заведомо меньше допускаемых.

Однако, описанная выше тщательная статистическая обработка спектрограмм крайне необходима, если параметры этого резонанса служат диагностическим параметром при контроле технического состояния демпфера или эластичной муфты.

Здесь основную роль играет тренд (тенденция) изменения резонансных параметров, даже если резонансные напряжения значительно ниже допускаемых.



Результаты расчета в редакторе MATHCAD

$$\text{Дано :=} \begin{pmatrix} \text{"Тактность ДВС"} & \text{"бр"} & 4 \\ \text{"Отм времени"} & \text{"сек"} & 0.5 \\ \text{"Размер времени"} & \text{"мм"} & 63.37 \\ \text{"Размер такта"} & \text{"мм"} & 56.35 \\ \text{"Частота дискретная"} & \text{"герц"} & 36 \end{pmatrix}$$

$$\text{результат} = \begin{pmatrix} \text{"Период"} & 0.445 \\ \text{"Частота рез"} & 2160 \\ \text{"Обороты"} & 269.899 \\ \text{"Порядок"} & 8 \end{pmatrix}$$

Рис. 3-21 Торсионграмма и спектрограмма при резонансе 8-го порядка моторной формы

$$\begin{pmatrix} X_i \\ Y_i \end{pmatrix} :=$$

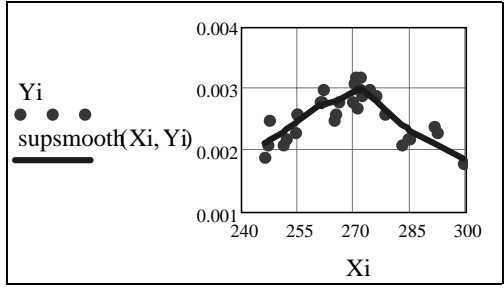
Лист

Таблица EXCEL

$n := \text{length}(X_i)$

$n = 31$

Сначала построим их график со средней линией между точками



Для нахождения резонансной амплитуды впервые предлагается следующая методика, основанная на применении формулы для резонансной вышки

$$\alpha(X, AR, nR, \beta) := \frac{AR}{\sqrt{\left[ \beta \cdot \left[ 1 - \left( \frac{X}{nR} \right)^2 \right]^2 + \left( \frac{X}{nR} \right)^2 \right]}}$$

$$\text{res}(AR, nR, \beta) := Y_i - \alpha(X_i, AR, nR, \beta)$$

Ориентируясь на график 1 и теретические расчеты задаемся приближенными значениями искомых величин

$AR := 0.003 \quad nR := 270 \quad \beta := 6.5$

Given  $0 = \text{res}(AR, nR, \beta)$

$$\begin{pmatrix} AR1 \\ nR1 \\ \beta1 \end{pmatrix} := \text{Minerr}(AR, nR, \beta) \quad \begin{pmatrix} AR1 \\ nR1 \\ \beta1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.00291 \\ 271.89761 \\ 5.91584 \end{pmatrix}$$

**Фрагмент 3-5**

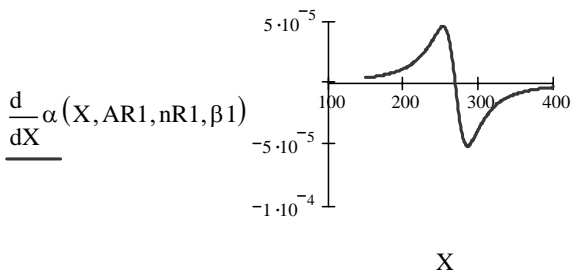
**3.7. Оформление и анализ результатов измерений**

**3.7.1. Общие соображения**

После завершения обработки торсиограмм можно приступить к завершающей стадии экспериментальных исследованию крутильных колебаний с целью принятия окончательного решения о степени их опасности для СУ. Формально решение этой задачи сводиться к оценке допустимости напряжений и (или) эластических моментов по данным об экспериментальных амплитудах крутильных колебаний и расчетных масштабах напряжений. На первый взгляд это относится только к резонансным колебаниям. На это косвенно указывает правило РС по определению ширины запретной зоны, которое даже не требуют рассчитывать околорезонансные напряжения, поскольку для этого дается специальная формула (3-7).



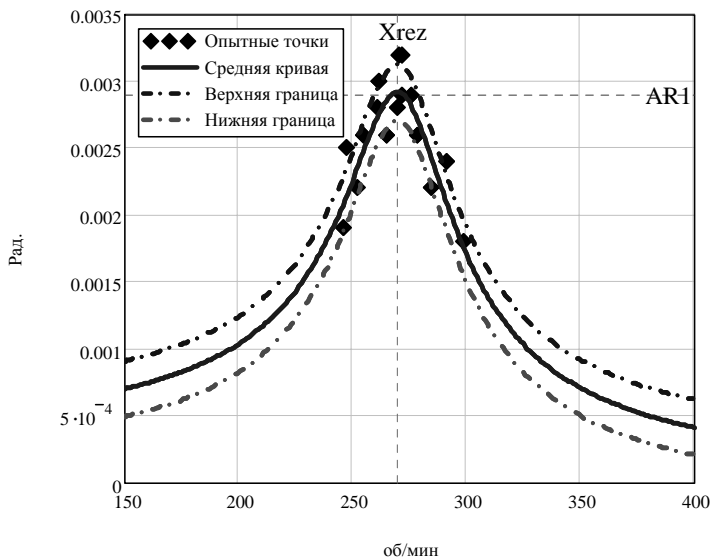
Уточняем резонансные обороты, путем решения уравнения для первой производной



$$XX := 270 \quad \text{Given} \quad 0 = \frac{d}{dXX} \alpha(XX, AR1, nR1, \beta1)$$

$$Xrez := \text{Find}(XX) \quad Xrez = 270$$

Тогда частота моторной формы  $Nm := Xrez \cdot 8 \quad Nm = 2160$



Фрагмент 3-6 (продолжение фрагмента 3-5)

Но, к сожалению, все не так просто. Дело в том, что в последних редакциях правил РС и других классификационных обществ допускаемые напряжения даются не для резонансных (как в старых правилах), а для суммарных напряжений от крутильных колебаний. Выходит мы должны определять не только резонансные, но и суммарные напряжения! Это резко усложняет проблему

оценки крутильных колебаний, которая до сих пор не имеет однозначного решения.

Во-первых, имеются явные противоречия в определении допустимых напряжений от резонансных и суммарных колебаний, которые будут подробно изучены в главе 4 «Нормы». Во-вторых, ряд вопросов возникает по отношению к самой методике определения и сложения не только резонансных, но и нерезонансных колебаний и напряжений от них.

Учитывая отмеченные противоречия представляется целесообразным методы оценки напряжений от крутильных колебаний рассмотреть в два этапа. Сначала будут даны методика и программы расчета резонансных нагрузок (параграф 3.7.2), а затем суммарных (параграф 3.7.3).

### **3.7.2. Оценка резонансных напряжений по данным измерений**

Еще раз скажем, что определение напряжений или эластических моментов при резонансных частотах вращения может быть основной и даже единственной операцией при экспериментальных исследованиях, если они выполняются с целью диагностирования демпферов дизелей, упругих муфт и других компонентов системы. Естественно, что эта операция также необходима при синтезе и анализе суммарных колебаний.

Возвращаясь к решению поставленной задаче, отметим, что ее решение является продолжением процедуры определения параметров резонансных колебаний, которые в рассматриваемом примере для резонанса 8-го порядка составили: резонансная частота - 2160 кол/мин, резонансная частота вращения - 270 об/мин, резонансная амплитуда -  $0.003 \pm 0,0002$  рад.

Получив эти данные, в первую очередь следует сравнить экспериментальную частоту с расчетной величиной. Если они различаются более, чем на 5%, то необходимо несколько изменить какой либо компонент крутильной схемы для подгонки собственной частоты данной формы колебаний к экспериментальной частоте. Основная цель этого действия – корректировка масштабов напряжений.

Выбор такого компонента зависит от особенностей формы колебаний и надежности исходных данных при определении крутильной схемы.

В данном случае речь идет о моторной форме колебаний, поэтому варьировать следует только параметрами компонентов в пределах двигателя. При этом не целесообразно трогать постоянные схемы системы, т.е. момент инерции КШМ и податливость колена. В рассматриваемом примере выбираем для варьирования момент инерции демпфера и податливость его соединения с массой первого КШМ двигателя. Конечно здесь неизбежен субъективный подход, который, впрочем, не повлияет на достоверность исследования. Если в Вашем распоряжении имеется файл с исходным расчетом крутильных колебаний СУ в среде МATHCAD, то задачу можно решить просто и оперативно. Например, если исходная крутильная система имела частоту 2182 кол/мин при относительных моменте инерции демпфера  $\theta_1 = 1,25$  и его податливости  $E_1 = 1$ , то после нескольких пробных подстановок и моментально выполняемых расчетов мы получили приемлемую частоту 2160.5 кол/мин при  $\theta_1 = 1,35$  и  $E_1 = 1.1$ . При этом максимальный масштаб напряжений в коленчатом валу у маховика изменился с 2905 Мпа/рад на 2860 Мпа/рад.

После того как окончательно определили масштаб напряжений  $m_{y,y+1}$  для исследуемой формы колебаний и выбранного участка системы можно рассчитать резонансные напряжения по такой формуле

$$\tau_{рез} = \frac{A_t}{\alpha_t} \cdot m_{y,y+1} \quad (3-6)$$

где  $A_t$  - амплитуда торсиографируемого сечения, рад,  $\alpha_t$  - относительная амплитуда свободных колебаний того же сечения,  $m_{y,y+1}$  - масштаб напряжений, МПа/рад (или эластического момента, Нм/рад) для участка  $y, y+1$  системы (обычно, наиболее нагруженного).

На фрагменте 3-7 показан пример оценки экспериментальных параметров резонансных колебаний 8-го порядка моторной формы по исходным данным, полученным путем статистической обработки спектрограмм в параграфе 3.6.5. Поэтому там приводятся минимальные, средние и максимальные значения амплитуд (в виде векторов).

В данном случае получено практически полное совпадение результатов измерений с расчетом. При этом напряжения 8.2 Мпа в наиболее нагруженном участке коленчатого вала значительно меньше допускаемых напряжений 30.6 Мпа.

Если резонансные напряжения превысили бы допустимую норму, то следовало бы установить запретную зону в окрестности исследуемого резонанса.

В правилах РС имеется следующая формула для расчета границ этой зоны.

$$\frac{16n_{рез}}{(18-n_{рез}/n_{ном})} \leq n \leq \frac{(18-n_{рез}/n_{ном})n_{рез}}{16} \quad (3-7)$$

где  $n_{рез}$  и  $n_{ном}$  - резонансные и номинальные частоты вращения, об/мин.

В правилах РС еще сказано, что запретные зоны не допустимы на рабочих частотах вращения, где СУ работает длительное время. Указывается диапазон таких частот относительно номинальной частоты вращения для судов разного назначения. Здесь этот вопрос пока не рассматривать не будем, так как он требует более глубокого анализа (см. главу 4). Посмотрим использование формулы (3-7) для расчета запретной зоны, условно предположив, что в данном примере напряжения составили не 8.2 МПа, а 35 МПа > 30.6 МПа (см. фрагмент 3-8).

При проведении тензометрирования методика обработки записи резонансных напряжений аналогична методике, применяемой при торсиографировании. Если мы эти способом получим резонансную амплитуду напряжений  $\tau_{y,y+1}$  на участке  $y, y+1$ , то для пересчета напряжений на участок  $k, k+1$  применяется формула

$$\tau_{k,k+1} = \left( \tau_{y,y+1} / m_{y,y+1} \right) m_{k,k+1} \quad (3-8)$$

где  $m_{y,y+1}$  и  $m_{k,k+1}$  - расчетные масштабы напряжений на участках  $y, y+1$  и  $k, k+1$  системы.

Основные результаты измерений резонанса 8-го  
порядка моторной формы

Частота откорректированная и экспериментальная		2160.5 и 2160
Амплитуда экспериментальная массы демфера		$A_1 := \begin{pmatrix} 0.0028 \\ 0.003 \\ 0.0032 \end{pmatrix}$
Относительная амплитуда массы демфера	$\alpha_1 := CK_{1,3}$	$\alpha_1 = 1.046$
Амплитуда экспериментальная массы КШМ № 1	$A_2 := \frac{A_1}{\alpha_1}$	$A_2 = \begin{pmatrix} 0.0027 \\ 0.0029 \\ 0.0031 \end{pmatrix}$
Амплитуда расчетная массы КШМ № 1		$A_{2\text{расч}} := 0.0029$
Напряжения на участке 9-10 по данным измерений	$\tau_{\text{рез}} := \frac{A_1}{\alpha_1} \cdot MX(L)$	$\tau_{\text{рез}} = \begin{pmatrix} 7.657 \\ 8.204 \\ 8.751 \end{pmatrix}$
Напряжения на участке 9-10 по данным расчета		$\tau_{\text{расч}} := 8.2$
Допускаемые напряжения на участке 9-10 при 270 об/мин		$\tau_{\text{доп}} := 30.643$

**Фрагмент 3-7**

Расчет запретной зоны

$$nz := \left[ \frac{\frac{16 \cdot nR(8)}{18 - nR(8) \div nk}}{(18 - nR(8) \div nk) \cdot nR(8)} \right] \quad nz = \begin{pmatrix} 250.062 \\ 291.667 \end{pmatrix}$$

**Фрагмент 3-8**

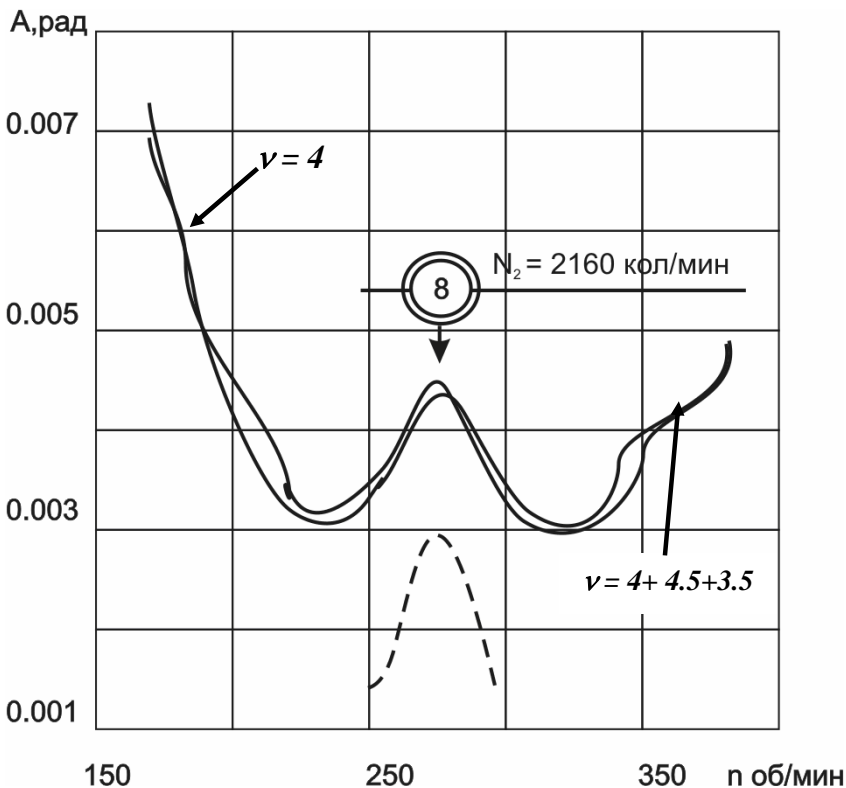


Рис. 3-22 Пример экспериментального графика развития амплитуд крутильных колебаний.

### 3.7.3. Оценка суммарных амплитуд и напряжений по экспериментальным данным

В некоторых простых случаях общую картину развития суммарной (точнее сказать – наибольшей) амплитуды колебаний в первом приближении можно получить путем обмера максимальных амплитуд в пределах каждого цикла работы цилиндров, которые записаны при общем прогоне торсиограммы на подъеме и спуске частоты вращения.

Такой способ получения графика суммарных крутильных колебаний допустимо применять для некоторых простых СУ с мощными малооборотными двухтактными двигателями с прямой передачей на винт. Там, как правило, превалирует сильный резонанс главного порядка в нижнем диапазоне частот вращения, который четко фиксируется на торсиограмме методом проведения огибающей.

На рис. 3-22 показано как выглядела картинка суммарной амплитуды на торсиограммах, снятых прибором Гейгера с носового торца главного двигателя траулеров с двигателем 8NVD48.

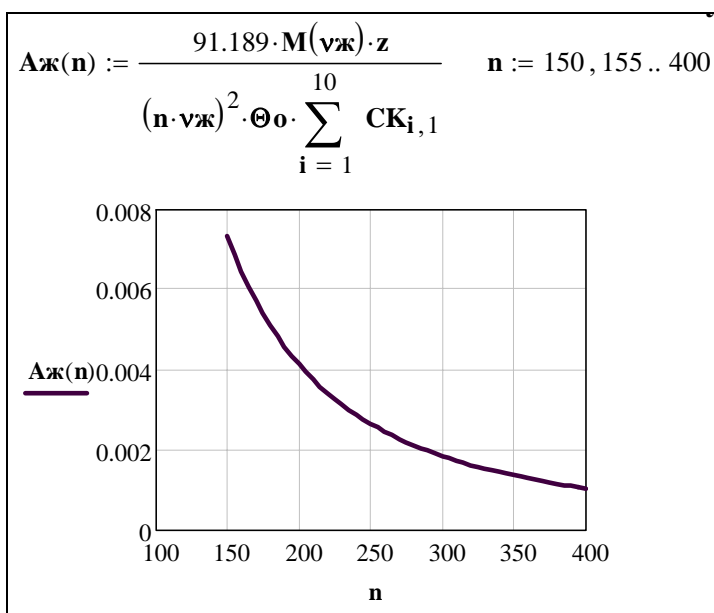
Из этого графика можно извлечь некоторую полезную информацию. Во-

первых здесь четко проявился резонанс 8-го порядка моторной формы, амплитуда которого заметно меньше суммарной амплитуды. Во-вторых, нам уже ясна причина увеличения суммарной амплитуды в районе номинальной частоты вращения. Здесь колебания проявляются в виде биений из-за геометрического сложения колебаний 4, 4.5, 3.5 – го порядков.

В первом приближении напряжения от этих суммарных колебаний можно оценить путем умножения указанной амплитуды на масштаб напряжений той же формы колебаний.

Но у этого графика имеются и непонятные элементы, например, ниспадающая кривая амплитуды 4-го порядка в нижнем диапазоне частот вращения от 150 до 250 об/мин. Это можно объяснить следующим образом.

Если мы имеем жесткое соединение двигателя с потребителем энергии, то эти колебания эквивалентны неравномерности вращения всей системы, как твердого тела. Их еще называют «жесткими» колебаниями и их не принято определять при стандартных расчетах крутильных колебаний.

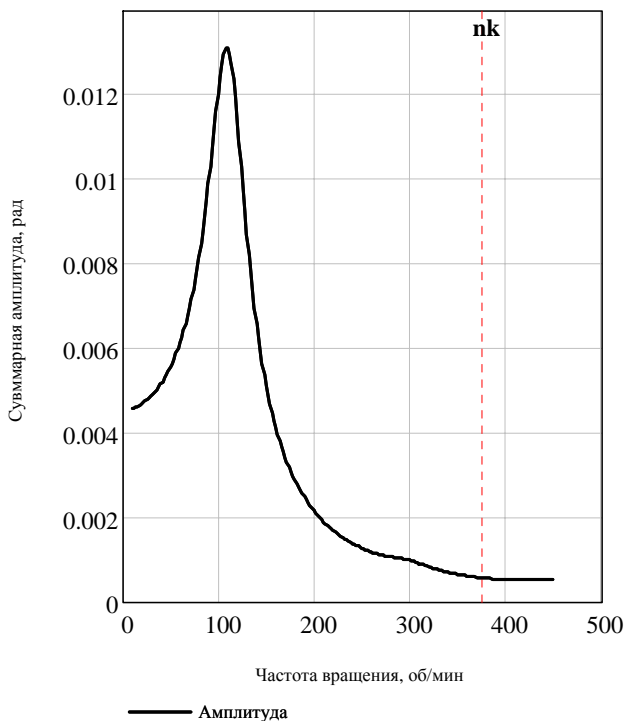


**Фрагмент 3-9**

Причина интенсивного снижения их амплитуды видна из графика на фрагменте 3-9, построенного по следующей формуле для расчета амплитуды колебаний, порядок которых равен числу вспышек за оборот коленчатого вала

$$A_{ж}(n) = 91.189 z M_{\frac{2z}{t}} / \left( n \frac{2z}{t} \right)^2 \sum_{y=1}^P \Theta_y, \quad (3-9)$$

где  $n$  - частота вращения вала, об/мин,  $z$  - число цилиндров,  $t$  - тактность двигателя,  $\sum_{y=1}^P \Theta_y$  - суммарный момент инерции системы.



**Рис. 3-23 Развитие амплитуды при минимальных оборотах**

Естественно, что эти колебания не следует учитывать при расчете напряжений в валах системы. При наличии за двигателем очень эластичной упругой муфты, когда резонанс 4-го порядка находится ниже минимально-устойчивых частот вращения, похожая кривая образуется в виде правой ветви резонансной вышки (см. рис. 3-23). Эти колебания также практически не дают напряжений в коленчатом валу двигателя. Они требуют особого изучения при работе с отключенным цилиндром по данным спектрального анализа для определения деформации упругой муфты.

Как видим такой способ оценки суммарных колебаний требует осторожного подхода даже в простых случаях, а при изучении сложных разветвленных систем подобные графики вообще трудно анализировать, даже опытным специалистам.

Общую картину суммарных напряжений целесообразно изображать на основе анализа и синтеза спектрограмм. Достоверность обработки записи колебаний трудно обеспечить без понимания природы развития крутильных колебаний, как это показано выше на примере «жестких» колебаний. Это – во-первых! Во-вторых, имеется большая опасность ошибочного принятия за истину «незаконных» спектральные составляющие, возникшие из-за различных помех и плохой подготовки приборов к испытаниям. Это зависит от конструкции и степени освоения аппаратуры. В процессе ее разработки должны быть приняты все меры для устранения таких помех, или, по крайней мере, создания методики их распознавания для исключения из анализа.

Расчет суммарных (максимальных) амплитуд напряжений в коленчатом вале при 388.5 об/мин

число дискреток  $z := 5$   $i := 1..z$

дискретки<sub>0,4</sub> := "Напр МПа" дискретки<sub>i,0</sub> := i

дискретки<sub>0,0</sub> := "номер" дискретки<sub>0,1</sub> := "частота"

дискретки<sub>0,3</sub> := "Амплитуда" дискретки<sub>0,2</sub> := "порядок"

частоты<sub>i</sub> := амплитуда<sub>i</sub> := Масштаб<sub>i</sub> :=

26
29
23
39
70

0.0024
0.001
0.0014
0.001
0.002

2860.2
2860.2
2860.2
2860.2
352

дискретки<sub>i,1</sub> := частоты<sub>i</sub> дискретки<sub>i,3</sub> := амплитуда<sub>i</sub>

дискретки<sub>i,4</sub> := амплитуда<sub>i</sub>·Масштаб<sub>i</sub>

$$\text{дискретки}_{i,2} := \text{Round}\left(\frac{60 \cdot \text{дискретки}_{i,1}}{\text{результат}_{2,1}}, 0.5\right)$$

"номер"	"частота"	"порядок"	"Амплитуда"	"Напр МПа"
1	26	4	$2.4 \cdot 10^{-3}$	6.864
2	29	4.5	$1 \cdot 10^{-3}$	2.86
3	23	3.5	$1.4 \cdot 10^{-3}$	4.004
4	39	6	$1 \cdot 10^{-3}$	2.86
5	70	11	$2 \cdot 10^{-3}$	0.704

дискретки =

Суммарные напряжения

$$\tau_{\Sigma} := \sum_{i=1}^5 \text{дискретки}_{i,4} \quad \tau_{\Sigma} = 17.293$$

$$A_{\Sigma} := \sum_{i=1}^5 \text{дискретки}_{i,3} \quad A_{\Sigma} = 0.0078$$

**Фрагмент 3-10**

Эффективным способом распознавания помех является сравнение экспериментальной спектрограммы с расчетной, построенной по алгоритму параграфа 2.8.4 «Моделирование спектрограмм и торсиограмм». Даже если у расчетной спектрограммы не совсем точно оценены абсолютные амплитуды, то относительно состава и соотношения амплитуд спектральных составляющих сомневаться не приходится. Таким путем мы сможем найти и отсеять «лишние» дискретные составляющие. Более того, изучение причин их появления позволит



в дальнейшей усовершенствовании системы измерений.

Третьей проблемой при использовании спектрограмм является выбор методики для определения напряжений от нерезонансных колебаний по данным о замеренных амплитудах колебаний. Иначе говоря, возникает вопрос об определении масштаба напряжений при частоте колебаний, которая отличается от резонансной частоты рассматриваемой формы. Формально в литературе приводится методика расчета этой величины путем подстановки в частотное уравнение (чаще в виде «цепной дроби») не резонансной, а исследуемой частоты. Понятно, что при этом пропадает баланс кинетической и потенциальной энергии и резко возрастает трудоемкость вспомогательных расчетов. Но дело не только и не столько в этом.

Скорее всего такой метод оценки не корректен потому, что при отклонении от рассматриваемой резонансной частоты мы легко можем попасть (и попадаем!) в зону развития соседних форм колебаний, что приводит к нелепым результатам. При этом нарушается хорошо проверенный принцип оценки резонансных напряжений путем моделирования реальной системы системой с одной степенью свободы. Следовательно, не имеется оснований отказываться от этого принципа и для нерезонансных колебаний. В наших программах для расчета нерезонансных напряжений используется масштаб напряжений, который определен при расчете свободных колебаний.

Четвертая проблема связана с методикой векторного суммирования резонансных и нерезонансных колебаний разных порядков и форм с учетом сдвига по фазам относительно друг друга. С теоретической точки зрения мы должны выполнять очень трудоемкую работу по прямому и обратному преобразованию Фурье с определением амплитуд гармоник, расчетом для них напряжений по разным масштабам и сложением последних с учетом сдвига по фазе. Но толку от такой работы было бы мало, поскольку все слагаемые имеют вероятностную природу. В нашей методике задача решается проще и достовернее путем арифметического сложения напряжений от всех гармоник, т.е. при нулевом варианте сдвиге по фазе. В этом случае мы получаем максимально возможные суммарные напряжения, что идет в запас надежности измерений. Этот метод уже был показан в расчетной части нашей книги (см. раздел 2.4.5).

Таковы основные положения предлагаемых далее программ расчета суммарных напряжений с учетом результатов измерений. Рассмотрим применение этих программ на конкретном примере расчета суммарных напряжений в коленчатом валу двигателя от спектральных составляющих, полученных при измерениях крутильных колебаний при номинальной частоте вращения того же траулера проекта 502ЭМ. бразец копии спектрограммы приведен на рис. 3-24, которую с целью снижения трудоемкости работы будем обрабатывать без статистического анализа, если суммарные напряжения окажутся заведомо ниже допустимых. Сравнение этой спектрограммы с расчетной подтверждает наличие при исследуемой частоте вращения основных гармоник 4, 4.5, 3.5 и 6 порядков, которые явно относятся к моторной форме колебаний.

В расчете суммарных напряжений в демонстрационных целях также учтена гармоника 11 порядка с частотой 70 Гц, которая близка к частоте трехузловой формы колебаний. Кроме того в спектре наблюдается ряд высокочастотных гармоник, происхождение которых расчетом не подтверждаются. Скорее всего

они вызваны помехами от вибрации, что требует специального изучения вне рамок настоящего исследования.

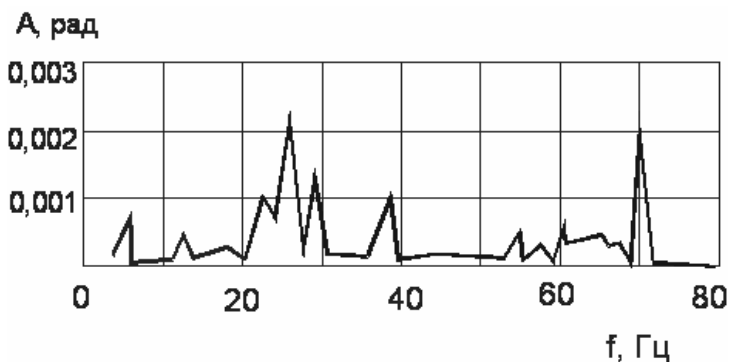


Рис. 3-24 Спектрограмма при номинальной частоте вращения

Сущность определения суммарных напряжений с использованием среды программирования MATHCAD показана на фрагменте 3-10. сходными данными для этого расчета послужила рассмотренная выше спектрограмма. Такие расчеты рекомендуется выполнять для основных элементов системы, где ожидаются максимальные нагрузки. В данном случае таким элементом является коленчатый вал двигателя. При этом напряжения не обязательно оценивать во всем рабочем диапазоне, если они явно не превышают допустимых критериев. Для подведения итогов результатов исследования достаточно оценить суммарные напряжения в окрестностях ощутимых резонансов и в нескольких точках в окрестностях номинальной частоты вращения.

Другим элементом этой СУ, который следует изучить во всем диапазоне частот вращения, является эластичная муфта. Для этого должно быть проведено торсиографирование с отключенным цилиндром (см. главу 5).

#### 3.7.4. Оформление результатов торсиографирования

Требования к оформлению отчетов с предварительным и окончательным заключениями о результатов измерений приводятся в правилах РС. Об том сказано в разделе 1.3.7 книги. Здесь мы имеем намерение рекомендовать только форму представления количественных характеристик, полученных в результате обработки торсиограмм с целью обоснования основных выводов по работе, а также варианты текста этих выводов и заключения.

При использовании современных приборов, оснащенных средствами спектрального анализа, основные результаты целесообразно представлять в табличной форме с выборочным построением графиков суммарных напряжений в необходимых случаях (если они могут превысить допустимые значения). Возможны различные варианты оформления итоговых таблиц с результатам измерений. Ниже предлагаются таблицы, которые содержат минимальный объем наиболее важной информации. Для этого применен принцип распределения материала только по тем компонентам СУ, для которых крутильные колебания представляют реальную опасность при том или ином режиме испытаний.

Понятие «режимы испытаний» характеризует, например, различные схемы включения ветвей многомассовых систем, работу при нулевом и максимальном шаге ВРШ, работу промышленного судна с орудиями лова и пр. Например, в случае СУ траулера проекта 502ЭМ такими компонентами являются коленчатый вал двигателя и упругая муфта. В связи с наличием в системе упругой муфты торсиографирование выполнялось при двух режимах работы – нормальном при полностью исправном двигателе и при имитации его неисправности путем отключения цилиндра. Другие компоненты не рассматриваются с целью экономии объема отчета и в связи с тем, что они нагружены крутильными колебаниями заведомо меньше. В общем случае при составлении итоговых таблиц и графиков рекомендуется оценивать как резонансные, так и суммарные амплитуды при резонансных и других (например номинальных) частотах вращения. Такой подход не является общепризнанным, но согласно наших исследований отдельные гармоники и суммарные колебания должны оцениваться по разным допустимым нормам (см. главу 4). При этом, в отличие от существующей практики, мы рекомендуем режимы испытаний включать в общую таблицу, составленную для каждого компонента СУ в отдельности. Преимущества такого подхода видны из таблиц 3-2 и 3-3. В таблице для коленчатого вала учтены только напряжения от двухузловой (моторной формы) колебаний, поскольку одноузловая форма дает здесь нулевые напряжения, а другие формы не проявились.

**Таблица 3-2**

**Основные результаты измерений**

Компонент 1	Уч. 9-10. Коленчатый вал (d =200 мм)			
Режим	Нормальная работа			
Вид колебаний	Резонанс 2-узл		Все	Все
n, об/мин	270		345	390
$n_{рез}/ n_{ном}$	0.72		0.92	1.04
Порядок	8	7.5+8+8.5	3.5+4+4.5	3.5+4+4.5
$f_{рез}$ , Гц	36	сумма	сумма	сумма
$A_{рез}$ , рад	0.0029	0.008	0.0063	0.0073
$\tau_{ф}$ , МПа	8,2	17.6	15.1	16.4
$\tau_{д}$ , МПа	31	34	33	32
Запрет	нет	нет	нет	нет
Компонент 1	Уч. 9-10. Коленчатый вал (d =200 мм)			
Режим	Работа с отключенным цилиндром			
Вид колебаний	Резонанс 2-узл		Все	Все
n, об/мин	270		345	390
$n_{рез}/ n_{ном}$	0.72		0.92	1.04

Порядок	8	7.5+8+8.5	3.5+4+4.5	3.5+4+4.5
$f_{рез}$ , Гц	36	сумма	сумма	сумма
$A_{рез}$ , рад	0.0022	0.0082	0.0068	0.0095
$\tau_{ф}$ , МПа	6,2	18	21	33
$\tau_{д}$ , МПа	31	34	33	32
Запрет об/мин	нет	нет	нет	>375
Компонент 2	Уч. 11-12. Муфта «Вулкан»			
Режим	Нормальная работа			
Вид колебаний	Околорез. 1-узл		Все	Все
$n$ , об/мин	130		345	390
$n_{рез}/n_{ном}$	0.35		0.92	1.04
Порядок	4	4	3.5+4+4.5	3.5+4+4.5
$f_{рез}$ , Гц	9	сумма	сумма	сумма
$A_{рез}$ , рад	0.006	0.006	0.0063	0.0073
$\tau_{ф}$ , нм	9800	9800	950	900
$\tau_{д}$ , нм	14000	14000	7000	7000
Запрет	нет	нет	нет	нет
Компонент 1	Уч. 9-10. Коленчатый вал ( $d = 200$ мм)			
Режим	Работа с отключенным цилиндром			
Вид колебаний	сумма	Рез. 1-узл	Все	Все
$n$ , об/мин	130	300	345	390
$n_{рез}/n_{ном}$	0.35	0.8	0.92	1.04
Порядок	1+1.5+2+4	1+1.5+2+4	3.5+4+4.5	3.5+4+4.5
$f_{рез}$ , Гц	сумма	сумма	сумма	сумма
$A_{рез}$ , рад	0.015	0.010	0.008	0.0075
$\tau_{ф}$ , МПа	23078	15000	12500	11800
$\tau_{д}$ , МПа	14000	14000	7000	7000
Запрет об/мин	100 - 390			

Для муфты необходимо показать суммарные эластические моменты от одно-узловой формы (Таблица 3-2, раздел «компонент 2»).

В данном, достаточно характерном примере СУ с упругими муфтами, было установлено, что при нормальном техническом состоянии двигателя крутильные колебания не представляют опасности для судна.

Точка 5  $mn_5 := 375$   $i5 := 0..4$

$D5_{i5,0} :=$   $D5_{i5,1} :=$   $D5_{i5,2} :=$

20
22
25
30

0.001
0.0028
0.001
0.001

2860
2860
2860
500

$$D5_{i5,3} := D5_{i5,1} \cdot D5_{i5,2}$$

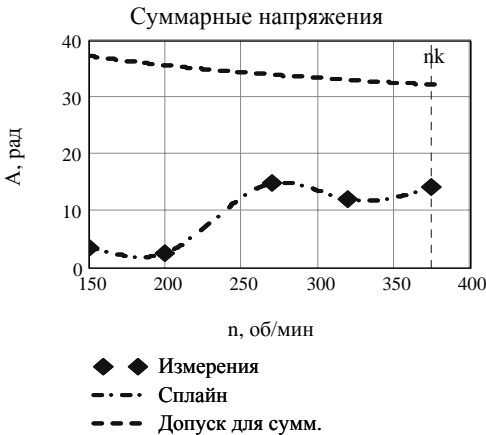
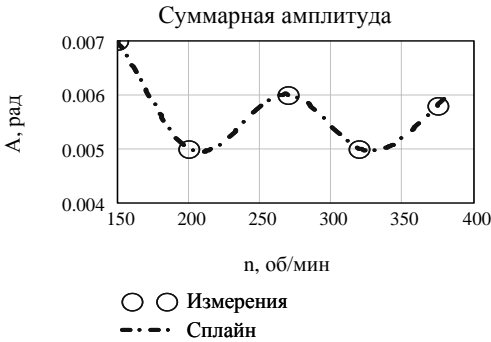
$$A_5 := \sum D5^{(1)}$$

$$T_5 := \sum D5^{(3)}$$

$$T_5 = 14.228$$

$$X := 150..380 \quad AA(X) := \text{interp}(lspline(nn,A), nn,A,X)$$

$$TT(X) := \text{interp}(lspline(nn,T), nn,T,X)$$



Фрагмент 3-11

Однако, при отключении цилиндра двигателя эластические моменты в упругой муфте превышают допустимые пределы практически во всем рабочем диапазоне частот вращения вала, что должно быть отражено в заключении. Работа при отключенном цилиндре маловероятна, но возможное нарушение регулировки распределения давления газов по цилиндрам все же может привести к некоторому увеличению напряжений в упругой муфте. Поэтому в заключении

тельной части отчета следует рекомендовать особенно тщательно следить за регулировкой двигателя.

Полученные результаты целесообразно показать на графиках суммарных амплитуд и напряжений, которые можно построить по точкам путем суммирования по методике фрагмента 3-10. Для сокращения трудоемкости построения подобных графиков предлагается использовать метод сплайновой интерполяции по минимально необходимому числу точек на кривой.

Заключительная часть такой программы показана на фрагменте 3-11. На тех участках графика, где напряжения заведомо не превышают допускаемых напряжений, число точек можно сократить по сравнению с участками, где ожидается пересечение кривой с линией допускаемых суммарных напряжений.

## Глава 4. Нормы

### 4.1. Общие положения

Расчетный и экспериментальный этапы исследования крутильных колебаний должны завершаться сравнением полученных результатов с их допускаемыми значениями. Для этого следует применять нормы, установленные правилами классификационных обществ, международных и национальных стандартов или поставщиков комплектующего оборудования (редукторов, мультипликаторов, муфт, демпферов, гребных винтов и др.).

К наиболее распространенным оценочным параметрам крутильных колебаний относятся допускаемые напряжения в стальных валах, превышение которых может привести к образованию усталостных трещин.

Для оценки действия крутильных колебаний в редукторах используются допускаемые эластические моменты в «нулевых» соединениях зубчатых передач. Следует признать, что этот параметр является весьма условным оценочным критерием, поскольку он непосредственно не характеризует физику развития повреждений сопрягаемых поверхностей зацеплений. Допускаемые эластические моменты применяются также для оценки надежности муфт и других упругих элементов в условиях их знакопеременной деформации при крутильных колебаниях. Продолжительная работа упругих муфт при знакопеременной деформации резиновых элементов может вызвать их сильный нагрев и, конечно, разрушение этих элементов. Поэтому фирмы производители упругих муфт (например, фирма «Вулкан»), наряду с допустимыми эластическими моментами, применяют показатели, отражающие потери энергии на нагрев резиновых сегментов при демпфировании колебаний.

Существуют и другие критерии для оценки опасности крутильных колебаний различных компонентов дизельных установок, которые не отражены в правилах РС. Некоторые из них, будут показаны в примерах главы 5.

Обобщая различные критерии предельных состояний, возникающих под воздействием крутильных колебаний, следует обратить внимание на некоторые особенности их назначения.

Первой общей особенностью является разделение допускаемых величин на два уровня в зависимости от продолжительности работы установки. Для режимов основного (постоянного) использования установки принимаются наименьшие допускаемые величины. К таким режимам, в частности, относится работа в районе номинальной частоты вращения дизеля. На переходных режимах использования, где установка продолжительно не работает (например при пуске и остановке), норма допускаемых величин повышается в несколько раз, что позволяет безопасно проходить запретные зоны частот вращения.

Вторая особенность связана с различным подходом к оценке допустимости крутильных колебаний в зависимости от способа их суммирования. На практике различию этих подходов уделяется мало внимания, но только не в этом труде. Третья особенность относится к учету редуцирования частоты вращения и нагрузки от крутильных колебаний. В приводимых ниже нормах допустимых нагрузок они рассматриваются как редуцированные, т.е. приведенные к

оборотам дизеля. Поэтому в формулах для фактических и допускаемых нагрузок учтено передаточное отношение редуктора или мультипликатора для оценки допускаемых нагрузок. Если по какой либо причине будут определены фактические напряжения или моменты за редуктором, то допускаемые величины не подлежат редуцированию.

В данном разделе рассматриваются программы расчета допускаемых величин в порядке соблюдения соответствующих требований международных стандартов, правил РС и поставщиков комплектующего оборудования.

## **4.2. Допускаемые напряжения для стальных валов**

### **4.2.1. Допускаемые резонансные напряжения**

Рассмотрение проблемы расчета допускаемых напряжений целесообразно начать с требований Международной ассоциации классификационных обществ (МАКО) в документе «M48 Предельно-допустимые напряжения от крутильные колебаний для промежуточных, упорных и гребных валов».

Приводимые в том документе формулы предназначены для оценки допускаемых напряжений, которые должны соответствовать следующей амплитуде переменного крутящего момента

$$M_{TN} = \pm \frac{1}{2} [M_{T_{max}} - M_{T_{min}}] \quad (4-1)$$

где:  $M_{TN}$  - максимальный переменный крутящий момент,

$M_{T_{max}}$  - максимальная величина крутящего момента,

$M_{T_{min}}$  - минимальная величина крутящего момента.

Такой способ определения амплитуды крутильных колебаний вполне логичен при тензометрировании участка какого либо вала, но он совершенно не соответствует методике определения резонансных и суммарных крутильных колебаний в процессе расчета или торсиографирования (см. главы 2 и 3).

Указанные требования МАКО идентичны требованиям главы 8.3. раздела 8 Части VII «Механические установки» правил РС. Однако формула (4-1) там не используется. Она заменена условием ее применения для оценки суммарных напряжений, что, в принципе не одно и то же.

Другим отличием требований РС является распространение указанных требований МАКО и на коленчатые валы дизелей, которые включены в главу 8.2 такого же раздела правил РС на тот случай, если исследователи не будут располагать фирменным расчетом прочности коленчатого вала дизеля. Однако, опыт использования общей формулы МАКО выявил их не соответствие требованиям 2.4.5 части IX “Механизмы” по расчету суммарных напряжений кручения коленчатых валов.

Нам известно, что требования МАКО в принципе разрабатывались для установок с малооборотными двухтактными дизелями и прямой передачей их энергии на винт. В рабочем диапазоне частот вращения таких установок обычно проявляется лишь один сильный резонанс главного порядка (см. главу 6 нашей книги) из-за которого могла назначаться запретная зона при малых частотах вращения. В этих условиях такие допускаемые напряжения фактически используются для контроля не суммарных (как сказано в правилах), а резонансных



крутильных колебаний. Иначе трудно объяснить наличие в главе 8.8. той же части правил РС (и других классификационных обществ) формулы для определения ширины запретной зоны от резонанса (формула 3-7), которая не учитывает не только суммарные, но даже и окolorезонансные колебания.

Все эти противоречия будут в книге разрешаться позже, а сейчас мы перейдем к программе расчета допускаемых напряжений по универсальной формуле МАКО для оценки запретных зон от резонансных колебаний любых стальных валов дизельных установок (в том числе и коленчатых). Примеры оценки резонансных напряжений по предложенным программам показаны на фрагментах 4-1 ... 4-3.

На фрагменте 4-1 приводятся результаты автоматического построения трех вариантов графиков допускаемых и фактических напряжений. На всех графиках видны две ограничительные кривые допускаемых напряжений. Нижняя сплошная кривая соответствует основным допускаемым напряжениям  $\tau(Rm, d, n)$ , которые характеризуют границу работы установки без запретных зон. При этом кривая имеет ступеньку снижения нормы в районе  $(ko...1,05)nk$ , где  $ko$  – нижняя граница основных рабочих оборотов (например, 0.9 – для транспортных судов, 0.7 – для ледоколов и т.д.),  $nk$  – номинальная частота вращения(об/мин).

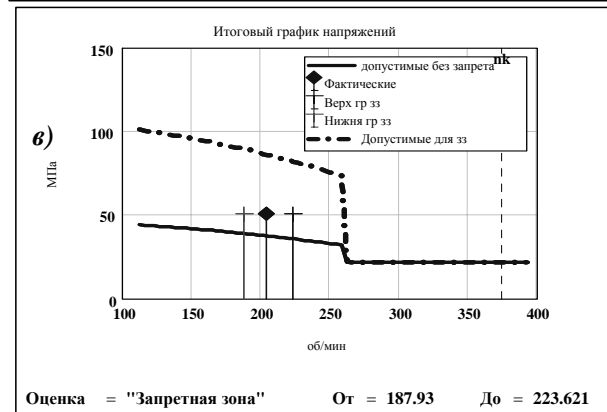
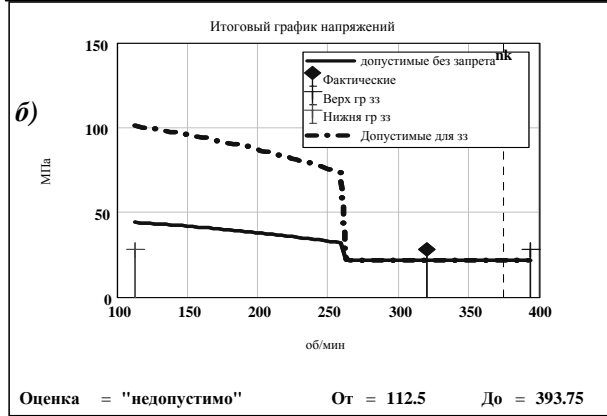
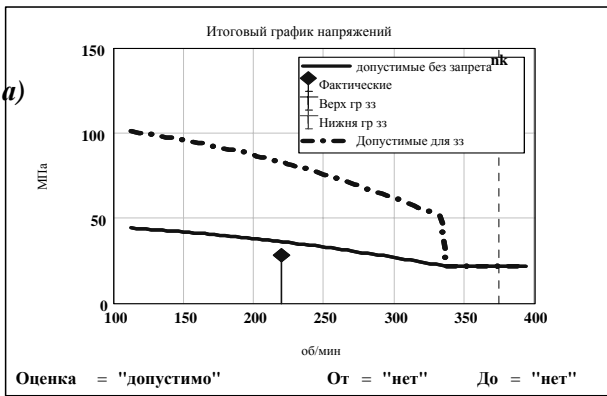
Для того, что бы рабочий диапазон был свободен от запретных зон, резонансные напряжения  $\tau(n)$  при  $n$  об/мин должны быть ниже этой кривой, как показано на фрагменте 4-1а для транспортного судна. Вторая, верхняя кривая допускаемых (предельных) напряжений  $\tau 2(n)$ , характеризует максимально-допустимые амплитуды крутильных при назначении запретных зон оборотов. Следует обратить внимание на то, что при частотах вращения в районе  $(ko...1,05)nk$  эта кривая сливается с основной линией допускаемых напряжений ввиду того, что здесь назначение запретных зон не допускается.

В случае превышения этой кривой работа установки должны быть запрещена, как показано на фрагменте 4-1б для судну типа «Ледокол» при  $ko > 0.7$ . Если фактические напряжения попадут в зазор между указанными ограничительными кривыми (когда  $\tau(Rm, d, n) \leq \tau(n) < \tau 2(n)$ ), то в окрестности рассматриваемых  $n$  об/мин должна быть назначена запретная зона (фрагмент 4-1в).

Программа расчета допускаемых напряжений дана на фрагменте 4-2, а на фрагменте 4-3, где дается оригинальная программа расчета запретной зоны с помощью показателей «Оценка» и «З-з».

Эти алгоритмы позволяют автоматически выводить на экран заключение о степени опасности резонанса по уровням «допустимо», «запретная зона» и «недопустимо», а затем - определять ширину запретной зоны. При этом в случае появления уровня «недопустимо» ширина запретной зоны накроет весь рабочий диапазон оборотов, т.е. установка не должна быть допущена в эксплуатацию без принятия соответствующих организационных, технологических или конструктивных мер.

На фрагменте 4-4 приведена программа сравнения расчетов допускаемых напряжений по рассмотренной выше методике и по устаревшим к настоящему времени правилам РС, изданным в 1974 году. В отличие от рассмотренных выше формул методика из старых правил РС относится к оценке именно резонансных, а не суммарных колебаний.



Фрагмент 4-1

Допускаемые напряжения по формулам действующих (на 2007 год)  
Правил Регистра

Установить тип судна:

**Транспорт** - транспортные суда, суда с ВРШ при  $n = \text{const}$ , дизельгенераторы,  
**Ледокол** - суда ледокольного класса  
**Траулер** - траулеры, буксиры и другие суда с работой на долевых оборотах

Транспорт
Ледокол
Траулер

$\text{ship} = 2$

$$k_0 := \begin{cases} 0.9 & \text{if ship} = 1 \\ 0.7 & \text{if ship} = 2 \\ 0.5 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Назначение двигателя

Главный
Вспомогательный

Номинальная частота вращения вала  $nk := 375$  об/мин

Исследуемая частота вращения  $n := 205$  об/мин

Исследуемые напряжения МПа  $\tau_p(n) := 51$

Диаметр вала в мм  $d := 200$

Паспортное времен сопротивление МПа  $R_{1m} := 700$

Тип и элемент вала, нажать для определения коэффициента  $C_k$

Коленчатый вал
Гребной вал
Пром вал простой
Пром вал отверстие
Пром вал шпонка
Упорный вал

$$C_k := \begin{cases} 0.55 & \text{if } k = 1 \\ 0.55 & \text{if } k = 2 \\ 1 & \text{if } k = 3 \\ 0.7 & \text{if } k = 4 \\ 0.6 & \text{if } k = 5 \\ 0.85 & \text{if } k = 6 \end{cases}$$

$$R_m := \begin{cases} \text{if } k = 2 \\ \begin{cases} 600 & \text{if } R_{1m} \geq 600 \\ R_{1m} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{otherwise} \\ \begin{cases} 800 & \text{if } R_{1m} \geq 800 \\ R_{1m} & \text{otherwise} \end{cases} \end{cases}$$

Коэффициент учета размеров

$$C(d) := .35 + .93 \cdot d^{-.2}$$

Относительные обороты

$$r(n) := \frac{n}{nk}$$

Принято Временное сопротивление МПа  $R_m = 600$

Универсальная формула для расчета допускаемых напряжений

$$\tau(R_m, d, n) := \begin{cases} 1.38 \cdot \frac{R_m + 160}{18} \cdot C(d) \cdot c_k & \text{if } k_0 \leq r(n) \leq 1.05 \\ \frac{R_m + 160}{18} \cdot C(d) \cdot c_k \cdot (3 - 2 \cdot r(n)^2) & \text{if } r(n) < k_0 \end{cases}$$

Фрагмент 4-2

$$\tau_2(n) := \begin{cases} \tau(Rm, d, n) & \text{if } k_0 \leq r(n) \leq 1.05 \\ \text{otherwise} & \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{Граница} \\ \text{допустимых} \\ \text{напряжений} \end{array}$$

$$\begin{cases} 5 \cdot \tau(Rm, d, n) & \text{if } дв = 2 \\ \frac{1.7 \cdot \tau(Rm, d, n)}{\sqrt{c_k}} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \tau_2(n) = 85.975$$

$$\tau(Rm, d, n) = 37.506 \quad k_k := 0.3, 0.31..1.2 \quad n_1(k_k) := k_k \cdot nk$$

$$\text{Оценка} := \begin{cases} \text{if } .9 \leq r(n) \leq 1.05 \\ \quad \begin{cases} \text{"недопустимо"} & \text{if } \tau_p(n) \geq \tau(Rm, d, n) \\ \text{"допустимо"} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{otherwise} \\ \quad \begin{cases} \text{"недопустимо"} & \text{if } \tau_p(n) \geq \tau_2(n) \\ \text{"Запретная зона"} & \text{if } \tau_2(n) > \tau_p(n) \geq \tau(Rm, d, n) \\ \text{"допустимо"} & \text{otherwise} \end{cases} \end{cases}$$

$$Z_3 := \begin{cases} \left( \begin{array}{l} (.3 \cdot nk) \\ (1.05 \cdot nk) \end{array} \right) & \text{if Оценка = "недопустимо"} \\ \left[ \begin{array}{l} \frac{16 \cdot n}{18 - r(n)} \\ (18 - r(n)) \cdot \frac{n}{16} \end{array} \right] & \text{if Оценка = "Запретная зона"} \\ \left( \begin{array}{l} \text{"нет"} \\ \text{"нет"} \end{array} \right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{От} := Z_{30} \quad \text{До} := Z_{31}$$

**Результат** При  $n = 205$   $\tau_p(n) = 51$  получено

$$r(n) = 0.547 \quad \tau(Rm, d, n) = 37.506 \quad \tau_2(n) = 85.975$$

Оценка = "Запретная зона"

$$\text{Запретная зона} \quad \text{От} = 187.93 \quad \text{До} = 223.621$$

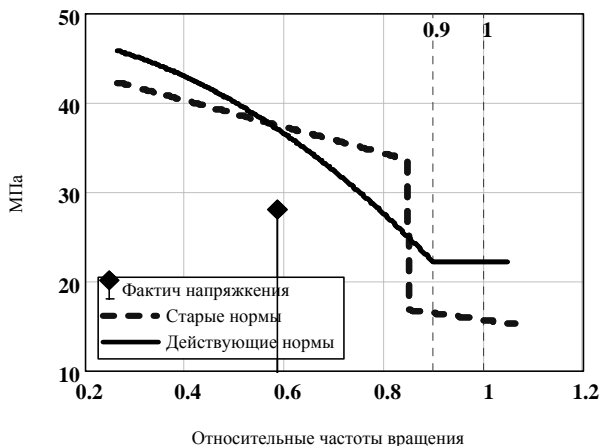
**Фрагмент 4-3 (продолжение фрагмента 4-2)**

По правилам РС 1974 года

$$K_r := \begin{cases} 1 & \text{if } R_{1m} \leq 520 \\ \frac{2 \cdot R_{1m} - 520}{R_{1m}} & \text{if } 800 \geq R_{1m} > 520 \\ 1.35 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\tau_s(d, n) := \begin{cases} \text{if } r(n) \leq 0.85 \\ \left( (45.3 - 0.39 \cdot \sqrt{d} - 12.8 \cdot r(n)) \cdot K_r \right) & \text{if } k \leq 2 \\ \left( (69 - 0.59 \cdot \sqrt{d} - 19.6 \cdot r(n)) \cdot K_r \right) & \text{if } k > 2 \\ \text{otherwise} \\ \left( (45.3 - 0.39 \cdot \sqrt{d} - 12.8 \cdot r(n)) \cdot \frac{K_r}{2} \right) & \text{if } k \leq 2 \\ \left( (69 - 0.59 \cdot \sqrt{d} - 19.6 \cdot r(n)) \cdot \frac{K_r}{2} \right) & \text{if } k > 2 \\ \lceil 0.098 \cdot (230 - 2 \cdot \sqrt{d}) \rceil & \text{if } d_{в} = 2 \end{cases}$$

$$n_1 := 100 \dots 400 \quad R_m = 620 \quad d = 200 \quad \text{Коленчатый вал} \quad k_0 = 0.9$$



Фрагмент 4-4

Как видно из графика фрагмента 4-4 для окрестности номинальной частоты вращения, где не должно быть запретных зон, нормы были более «жесткими», т.е. имели меньшую величину, чем действующие нормы.

К другим особенностям старых норм можно отнести следующие признаки.

**а)** рабочая частота вращения снизу ограничена числом 0.85, а не переменной величиной  $k_0$ .

**б)** В диапазоне временного сопротивления металла от 440 до 520 МПа в форму-

лах не учитывается ее изменение, а диапазоне от 520 до 800 МПа вводится поправочный коэффициент  $Kr$ , который, достигнув величины 1,35, остается постоянным при  $Rm > 800$  МПа (см. фрагмент 00).

в) Кривая допускаемых напряжений, которая не показана на графике, характеризует ограничение максимально допустимых амплитуд крутильных при назначении запретных зон, определяется также как в действующих правилах с помощью коэффициентов 2, 1.7 и 5 для соответствующих типов валов.

Устаревшие нормы приведены здесь на тот случай, если придется изучать крутильные колебания судов старой постройки по той или иной причине.

Кроме того эти данные будут полезными при сравнении различных подходов к оценке суммарных напряжений от крутильных колебаний, которые рассматриваются в следующем параграфе.

#### 4.2.2. Допускаемые суммарные напряжений

Не смотря на то, что в действующих правилах РС нормы допускаемых напряжений отнесены к суммарным крутильным колебаниям, мы их рекомендуем использовать для оценки только резонансных напряжений. Совершенно ясно, что на итоговых графиках развития крутильных колебаний (см. например рис. 1-4) кривые суммарных напряжений будут заведомо возвышаться над резонансными амплитудами и, что весьма вероятно, они могут превысить указанные допускаемые напряжения даже в случае допустимости резонансных амплитуд.

Это противоречие изучалось при анализе крутильных колебаний коленчатых валов дизелей [19]. Оказалось, что у большинства среднеоборотных и высокооборотных двигателей суммарные тангенциальные напряжения в коленчатых валах при номинальной частоте вращения превышают действующие нормы РС не менее чем в 1.5 раза. Это значит, что формально большинство таких дизелей следовало бы забраковать, несмотря на безаварийный опыт их многолетней эксплуатации.

Очевидная некорректность такого решения, к тому же еще и противоречащая требованиям 2.4.5 части IX “Механизмы” правил РС, подтверждает целесообразность постановки вопроса о отдельной оценке допустимости резонансных и суммарных напряжений.

Если принять решение о применении для оценки резонансных колебаний нормы предыдущего параграфа, то для оценки опасности суммарных колебаний Региструпотребовалось разработать другую методику.

В литературе и документации по исследованиям крутильных колебаний можно найти несколько подобных методик, которые целесообразно сейчас рассмотреть и сравнить между собой.

Основоположник теории прочности валов судовых дизельных установок, известный английский ученый Кер-Вильсон [34], предложил ряд методов, которые были положены в основу требований классификационных обществ. Наиболее известная формула имеет такой вид

$$\tau KW (Rm) = Rm/22 \quad (4-2)$$

Несмотря на свою простоту, эта формула отражает хотя и очень приблизи-

тельное, но все же реальное соотношение предела прочности (временного сопротивления на разрыв)  $R_m$  гладких образцов материала и предела выносливости реальной детали с учетом коэффициентов перехода к пределу выносливости гладкого образца при кручении ( $K_1 \approx 3 \dots 4$ ), коэффициента влияния конструктивно технологических свойств детали ( $K_2 \approx 1.8 \dots 2.2$ ) и запаса усталостной прочности за реальный срок службы вала ( $K_3 \approx 3$ ). Тогда примерно и получается  $3.3 \cdot 2.2 \cdot 3 \approx 22$ .

Специальные исследования прочности валов дизелей в США, Великобритании и других странах [34] позволили изучить влияние на предел выносливости масштабного фактора, свойств материала, концентраций напряжений в галтелях, отверстиях, шпоночных пазов и др. элементах и на этой основе предложить формулы расчета допускаемых напряжений.

В частности, к ним относится рассмотренная выше формула МАКО, а также версия формулы, включенная в проект международного стандарта NP ISO 20283-4 "Механическая вибрация - Измерение вибрации на судах - Раздел 4: Рекомендации для измерения и оценки корабельной вибрации энергетической установки".

В отечественной литературе и документации по крутильным колебаниям формула, учитывающая указанные факторы, впервые была опубликована в трудах В.П. Терских [58]. Многолетние исследования отечественных и немецких ученых в области прочности деталей машин увенчались созданием ГОСТ 25.504-82. «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости» [12]. Этот стандарт был положен в основу исследований Института проблем машиноведения РАН (ИПМАШ РАН) по корректировке рассмотренных выше требований РС к допускаемым напряжениям от суммарных крутильных колебаний коленчатых валов дизелей.

На фрагменте 4-5 приведены программы расчета допускаемых напряжений от крутильных колебаний стальных валов по формулам, разработанным на базе перечисленных выше зависимостей Кер-Вильсона, ИПАШ РАН, проекта стандарта ISO 20283-4 и В.П. Терских.

По всем этим зависимостям автоматически построены графики допускаемых напряжений для оценки суммарных напряжений от крутильных колебаний коленчатого вала в рабочем диапазоне частот вращения главного двигателя судна пр. 502.

Анализ этих графиков показывает, что суммарные напряжения оказались выше норм из правил РС и проекта стандарта ISO 20283-4 в районе номинальной частоты вращения. Это еще раз подтверждает наше предположение о том, что эти нормы были ориентированы на оценку резонансных, а не суммарных напряжений.

В то же время рассматриваемые напряжения не превысили величин, определенных по методикам ИПМАШ РАН и В.П. Терских. Для дальнейшего применения представилось целесообразным выбрать формулу ИПМАШ РАН, которая базируется на ГОСТ 25.504-82 [12] (см. обоснование в главе 7).

**Допускаемые суммарные напряжения для прохода  
Минимальные допускаемые по Кер-Вильсону**

$$\tau_{KW}(R_m) := \frac{R_m}{22}$$

На базе формулы ИПМАШ РАН (Ефремов Л.В.)

$$\tau_{доп}(d_2, R_m, no) := \frac{100 + R_m}{6 \cdot K_{\sigma}(d_2, R_m) \cdot \sqrt[5]{kr(no)}}$$

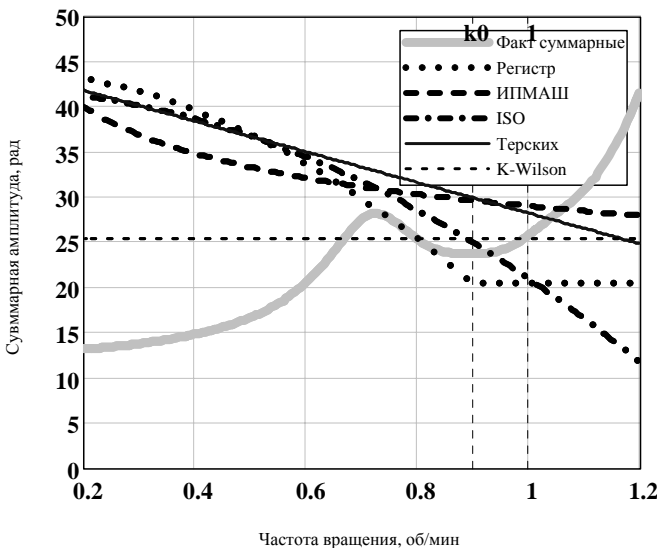
На базе формулы проекта ИСО

$$\tau_{iso}(R_m, d, no) := \frac{c_k \cdot R_m \cdot \left(\frac{d}{25.4}\right)^{-0.093}}{12.1} \cdot (2 - kr(no)^2)$$

На базе формулы Терских В.П.

$$K_{Te}(R_m) := 1.455 + 0.0003 \cdot R_m \quad \varepsilon(d) := .48 \cdot \frac{3 + \sqrt{d \cdot 1}}{1 + \sqrt{1 \cdot d}}$$

$$\tau_t(R_m, d, no) := \frac{c_k \cdot R_m \cdot \varepsilon(d)}{4.4 \cdot K_{Te}(R_m)} \cdot [1 + .6 \cdot (1 - kr(no))]$$



**Фрагмент 4-5**



Коэффициент учета материала

$$K1(Rm) := \text{if} \left( Rm \leq 900, 1, 1 - 0.41 \cdot \ln \left( \frac{Rm}{900} \right) \right)$$

Конструктивный запас прочности

$$K\sigma 1(d, Rm) := \frac{3.252}{c_k \cdot \left[ 1 + \left( \frac{701}{d^2} \right)^{0.3 - 0.00015 \cdot Rm} \right]}$$

Общий запас прочности

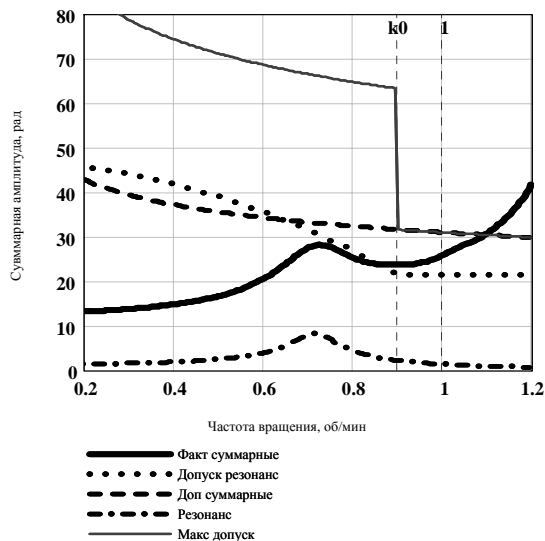
$$K\sigma(d2, Rm) := \frac{K\sigma 1(d, Rm)}{K1(Rm) \cdot 1.1}$$

Допускаемые суммарные напряжения для прохода

$$\tau_{\text{доп}}(d2, Rm, no) := \frac{100 + Rm}{6 \cdot K\sigma(d2, Rm) \cdot \sqrt[5]{kr(no)}}$$

Максимальные допускаемые суммарные напряжения

$$\tau_{\text{дн}}(d, Rm, no) := \begin{cases} \tau_{\text{доп}}(d2, Rm, no) & \text{if } kr(no) \geq k0 \\ \frac{100 + Rm}{3 \cdot K\sigma(d2, Rm) \cdot \sqrt[5]{kr(no)}} & \text{otherwise} \end{cases}$$



Фрагмент 4-6

На фрагменте 4-6 показана полная версия программы расчета допускаемых напряжений по формуле ИПМАШ РАН. Там показаны не только допускаемые напряжения для безопасной работы, но и более высокие предельные напряжения для быстрого прохода через запретные зоны в случае их назначения.

В районе  $(k0 \dots 1,05)nk$  наличие запретных зон не допускается, поэтому допускаемые суммарные напряжения имеют минимальную величину, которая, в то же время, выше нормы для резонансных напряжений.

#### 4.2.3. Дополнительные замечания

Во многих документах по измерениям механических колебаний и, в том числе крутильных колебаний, их оценку рекомендуется выполнять по максимальной или суммарной амплитуде, но четкого определения этих понятий не дается.

Например в проекте ISO 20283-4 сказано, что при измерениях следует фиксировать так называемые «широкополосные пиковые значения колебательного крутящего напряжения вала» (...the broadband peak value of the vibratory torsional shaft stress...»), которые должны быть меньше допускаемых величин.

Из комментариев этого документа можно понять, что пиковыми считаются максимальные амплитуды колебаний за весь период записи при постоянном режиме испытаний. При этом не совсем понятно о каких колебаниях идет речь. Это могут быть отдельные импульсы напряжений от случайных нагрузок, максимальные спектральные гармоники и (или) напряжения, полученные в результате векторного сложения всех гармоник колебаний (например в виде биений).

Не имеется четкого разъяснения идентичности понятий о суммарных напряжениях и о максимальном переменном крутящем моментом, определяемом по формуле (4-1).

Очевидно, что указанные выше параметры так или иначе можно определить экспериментальным путем, но в этих документах не имеется ответа на вопрос о том, как согласовать их с результатами расчета.

Поэтому предлагается сформулировать понятие о суммарных напряжениях следующим образом.

Суммарные напряжения - это максимальные напряжения основного цикла работы дизеля, которые образуются в результате векторного сложения напряжений от всех гармоник крутильных колебаний при рассматриваемой частоте вращения. В простейших случаях суммарные напряжения могут состоять из одной гармоники и представлять собой чистую синусоиду, а в сложных случаях - из периодических колебаний в виде биений, образованных сложением гармоник с разной частотой и амплитудой.

Оценивать степень опасности таких суммарных колебаний рекомендуется по формуле ИПМАШ РАН (фрагмент 4-6), которая разработана на основе отечественной науки о прочности деталей машин с учетом гарантированного числа циклов работы за весь срок службы вала. Следовательно оценка суммарных колебаний имеет своей целью предотвращение усталостных разрушений валов.

Тогда может возникнуть вопрос о целесообразности одновременной оценки и резонансных напряжений по другим формулам.

Наши теоретические и экспериментальные исследования позволяют утверждать, что даже при одинаковых знакопеременных нагрузках длительная работа при резонансе может принести больше вреда, чем при работе вне резонанса. Это связано с увеличением работы трения в системе, противодействие которой приводит к повышенному износу в соединениях. Например, наличие даже слабого резонанса при номинальных частотах вращения приводит к сокращению срока службы демпферов и упругих муфт (из-за нагрева резины), ускоряет процессы фреттинг-коррозии под нагретыми деталями и прочее.

Поэтому оценка допустимости резонансных напряжений должна выполняться

по «своим» формулам с целью решения следующих задач:

а) Недопущения появления опасных резонансов в зоне основных рабочих частот вращения ( $ko...1,05$ )  $nk$ ,

б) Определения границ запретных зон по формуле правил РС,

в) Оценки технического состояния демпферов и других компонентов крутильной схемы при использовании резонансных амплитуд в качестве диагностического параметра и др.

Для решения этих задач рекомендуется использовать универсальную формулу МАКО (фрагменты 4-1 и 4-2).

График напряжений на фрагменте 4-5 дает наглядное представление об эффективности предлагаемого подхода раздельной оценки суммарных и резонансных напряжений, которая в данном примере оказалась положительной, поскольку оснований для назначения запретных зон не возникло. Как суммарные, так и резонансные напряжения не превысили соответствующих им допускаемых величин во всем диапазоне частот вращения.

### **4.3. Нормы допускаемых эластических моментов**

#### **4.3.1. Общие замечания**

Крутильные колебания создают не только напряжения в валах, но и знакопеременные нагрузки в зубатых зацеплениях редукторов и мультипликаторов, а также вызывают нагрев упругих муфт. Для оценки такого рода нагрузок используются знакопеременные эластические моменты, сущность которых уже рассматривалась в предыдущих главах монографии. Напомним, что эластический момент при крутильных колебаниях представляет собой амплитуду угла скручивания какого либо участка системы. При изучении напряжений мы делили эту величину на момент сопротивления вала. Но в этой главе эластические моменты рассматриваются сами по себе, как косвенный критерий оценки возникающих в редукторах или муфтах деградационных процессов.

В редукторах к таким процессам относятся усталостные разрушения поверхности зубьев под воздействием пульсирующих сил давления. Но поскольку пока еще не имеется общепринятых методов оценки этих процессов, то приходится использовать эластические моменты в соединениях зубчатых колес с нулевой податливостью (см. главу 2).

В упругих муфтах знакопеременные эластические моменты при ощутимых амплитудах приводят к нагреву резиновых элементов и образованию в них трещин. Поэтому и в этом случае используется эластический момент в сочетании с оценкой потери энергии на нагрев резины по методикам фирм-поставщиков. При нормировании этого показателя возникает ряд не до конца решенных проблем, аналогичных уже рассмотренным проблемам в области оценки напряжений.

Дело в том, что в стандартах и правилах классификационных обществ при нормировании эластических моментов используется термин «переменный момент» без разъяснения метода их происхождения. Возможно, что под ним понимается суммарный момент от всех гармоник. Однако на практике допустимые переменные моменты чаще применяют для оценки именно резонансных колебаний.

Эту оговорку представилось целесообразным сделать перед рассмотрением программ расчета эластических моментов и зависимых от них критериев.

### 4.3.2. Редукторы

Основным диагностическим параметром при оценке опасности крутильных колебаний для редукторов принято считать эластический момент, который не должен превышать допустимые величины, назначаемые поставщиками редуктора. Если этих норм не имеется, то следует руководствоваться соответствующими нормами общего назначения.

В проекте стандарта ISO 20283-4 требования к редукторам по результатам измерений крутильных колебаний сформулированы следующим образом (согласно переводу с английского). Широкополосные пиковые значения переменного крутящего момента в редукторах во время свободного хода должны быть меньше 75 % среднего крутящего момента при любой скорости вращения.

При номинальной частоте вращения переменный момент должны быть меньше 25 % расчетного крутящего момента для дизельных установок, или меньше чем 10 % для турбинных установок.

В любом случае, предельные переменные нагрузки от крутящего момента должны быть больше, чем фактический переменный крутящий момент, определенный при измерениях.

Тот же смысл имеют более конкретные требования к допускаемым моментам редукторов в правилах РС. Там сказано, что в зонах частот вращения (0.7 – 1.05)  $n_p$  - для главных установок ледоколов и судов с ледовыми усилениями категорий ЛУ4 - ЛУ9 и (0.9 -1.05) $n_p$  - для прочих судов

$$M_{пер} \leq 0.3 M_{ном} \quad (4-3)$$

а в зонах частот вращения ниже указанных, допускаемый переменный момент является в каждом случае предметом специального рассмотрения РС.

В любом случае должно соблюдаться условие

$$M_{пер} \leq 1.3 M_{ном} - M \quad (4-4)$$

Здесь  $M_{ном}$  - средний крутящий момент в рассматриваемой ступени на номинальной частоте вращения, Нм;  $M$  - средний крутящий момент на рассматриваемой частоте вращения, Нм

При быстром проходе значение переменного момента является в каждом случае предметом специального рассмотрения РС.

Приведенные зависимости были положены в основу программ для оценки допускаемых эластических моментов в редукторах. В алгоритм этих программ была добавлена формула для расчета предельных моментов с помощью коэффициента 1.7, который принят в первом приближении с явным запасом прочности и по аналогии с коэффициентами, входящими в формулы для расчета допускаемых напряжений для стальных валов. Этот коэффициент целесообразно постепенно корректировать по мере накопления опыта исследований.

Объект исследования

oi :=

PC  
ИСО

oi = 1

Допускаемые моменты в редукторе

$$\begin{aligned}
 \underline{FM}(x, oi) := & \text{if } oi = 1 \\
 & \left| \begin{array}{l} 0.3 \cdot \frac{Ms}{i} \text{ if } kk \leq x \\ (1.3 - x^{HR}) \cdot \frac{Ms}{i} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\
 & \text{if } oi = 2 \\
 & \left| \begin{array}{l} 0.2 \cdot \frac{Ms}{i} \text{ if } kk \leq x \\ (1.3 - x^{HR}) \cdot \frac{0.75 \cdot Ms}{i} \text{ otherwise} \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

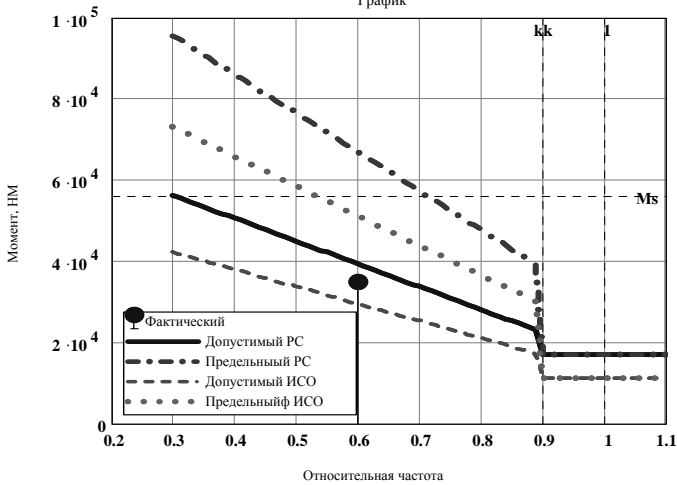
Предельные моменты в редукторе

$$\begin{aligned}
 \underline{FM}(x, oi) := & \text{if } oi = 1 \\
 & \left| \begin{array}{l} 0.3 \cdot \frac{Ms}{i} \text{ if } kk \leq x \\ (1.3 - x^{HR}) \cdot \frac{1.7 \cdot Ms}{i} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\
 & \text{if } oi = 2 \\
 & \left| \begin{array}{l} 0.2 \cdot \frac{Ms}{i} \text{ if } kk \leq x \\ (1.3 - x^{HR}) \cdot \frac{1.3 \cdot Ms}{i} \text{ otherwise} \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

Относительная частота

$\underline{x} := 0.3, 0.31 \dots 1.1$

График



Фрагмент 4-7

Далее приводятся два фрагмента программ расчета допускаемых моментов редукторов. На фрагменте 4-7 дается сравнение норм допускаемых величин по правилам РС и по стандарту ISO 20283-4. Видно, что последние являются более строгими по сравнению с правилами РС.

Фрагмент 4-8 содержит описание алгоритма расчета по правилам РС. При этом предусмотрена возможность выбора характеристики работы приводного дизеля - нагрузочной (линейной) или винтовой (квадратичной). Для этого следует кликнуть мышкой по выбранной характеристике в специальном окне скрипта.

Оценку допустимости моментов для редуктора и назначение запретных зон следует выполнять по методике, которая показана на фрагменте 4-3 для напряжений в стальных валах.

### 4.3.3. Муфты

В правилах РС назначение допускаемых моментов, напряжений и температуры элементов упругих муфт сводится к требованию применения значений, установленных изготовителем или методик, одобренных Регистром.

Согласно проекта международного стандарта ISO 20283-4 к допускаемым моментам упругих муфт рекомендуется применять нормы, которые сформулированы для редукторов (см. раздел 4.3.1.). Это создает возможность применить программу, показанную на фрагменте 4-7.

Наиболее ценная и конкретная информация содержится в документации изготовителей упругих муфт, среди которых передовые позиции занимает фирма «Вулкан» (Германия). Эта фирма выпускает резино-металлические муфты в широком диапазоне передаваемых через нее моментов (от 0.4 до 1300 кНм) ряда модификаций: EZR, RATO, VULASTIK и др. для СУ различного назначения.

Фирма уделяет большое внимание информации для потенциальных покупателей о характеристиках выпускаемых муфт, которые сведены в типовые таблицы «Список технических данных» для каждой серии изделий (см. пример в табл. 4-1).

Основным показателем, с помощью которого осуществляется выбор муфты для установки, является номинальный крутящий момент

$$M_N = 30 P_N / \pi n_N \quad (4-5)$$

где  $P_N$  - номинальная мощность, кВт,  $n_N$  - номинальная частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$

Значение  $M_N$  не должно превысить допустимый номинальный крутящий момент для муфты  $M_{kN}$ , установленный в «Списке технических данных».

Кроме того для муфт регламентируется максимальный крутящий момент  $M_{\text{max}}$  - самый высокий крутящий момент, встречающийся в течение нормальных кратковременных режимах работы установки, таких как запуски и остановки при проходе через резонансы, маневры при ускорении или торможении движения и т.д.

Длительность таких маневров не должна превышать 50000 циклов нагрузки при условии, что во время действия максимальных моментов не происходит существенного увеличения температуры в упругих элементах муфты.

Мощность двигателя  $W_{\text{мв}} := 1472$  квт.

Номинальная частота вращения  $nk := 250$  об/мин

Номинальный средний момент  $M_s := \frac{3 \cdot 10^4 \cdot W}{\pi \cdot nk}$   $M_s = 5.623 \times 10^4$

Характеристика нагрузки дизеля (установить)  $\begin{matrix} \text{Нагрузочная} \\ \text{Винтовая} \end{matrix}$   $HR = 2$

**Фактическая резонансная нагрузка в редукторе**

Частота вращения  $n_r := 150$   $X_n := \frac{n_r}{nk}$   $X_n = 0.6$

Момент передупрощенный (при оборотах редуктора)  $Me(X_n) := 35000$

Установить тип судна:

**Транспорт** - транспортные суда, суда с ВРШ при винтовой характеристике, дизельгенераторы,

**Ледокол** - суда ледокольного класса

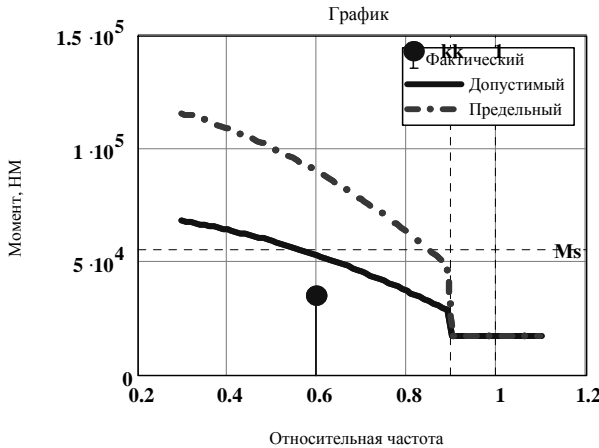
**Траулер** - траулеры, буксиры и другие суда с работой на долевых нагрузках

$\begin{matrix} \text{Транспорт} \\ \text{Ледокол} \\ \text{Траулер} \end{matrix}$   $ship = 1$

$kk := \begin{cases} 0.9 & \text{if } ship = 1 \\ 0.7 & \text{if } ship = 2 \\ 0.5 & \text{otherwise} \end{cases}$

$F1(x) := \begin{cases} 0.3 \cdot Ms & \text{if } kk \leq x \\ (1.3 - x^{HR}) \cdot Ms & \text{otherwise} \end{cases}$  **Допустимый момент**

$F2(x) := \begin{cases} 0.3 \cdot Ms & \text{if } kk \leq x \\ (1.3 - x^{HR}) \cdot 1.7 \cdot Ms & \text{otherwise} \end{cases}$  **Предельный момент**  
 $x := 0.3, 0.31 \dots 1.1$



Фрагмент 4-8

Таблица 4-1. Список технических данных (пример)

Тип	Марка	M <sub>кн</sub> kNm	M <sub>макс1</sub> kNm	M <sub>макс2</sub> kNm	M <sub>кв</sub> kNm	P <sub>кв</sub> kW	П <sub>кпмх</sub> l/min	C <sub>кк</sub> kNm/rad	ψ
G1621R	G1620R	8	12	36	2.4	1	2800	32	1.13
G1622R	G1620R	8	12	36	2.4	1	2800	64	1.13
G1627R	G1620R	8	12	36	2.4	1	2800	26	0.75
G1721R	G1720R	10	15	45	3	1.1	2600	40	1.13
G1722R	G1720R	10	15	45	3	1.1	2600	80	1.13
G1727R	G1720R	10	15	45	3	1.1	2600	33	0.75
G1921R	G1920R	12.5	18.8	56.3	3.75	1.18	2400	50	1.13
G1922R	G1920R	12.5	18.8	56.3	3.75	1.18	2400	100	1.13
G1927R	G1920R	12.5	18.8	56.3	3.75	1.18	2400	40	0.75
G2121R	G2120R	16	24	72	4.8	1.3	2200	64	1.13
G2122R	G2120R	16	24	72	4.8	1.3	2200	128	1.13
G2127R	G2120R	16	24	72	4.8	1.3	2200	53	0.75
G2321R	G2320R	20	30	90	6	1.4	2050	80	1.13
G2322R	G2320R	20	30	90	6	1.4	2050	160	1.13
G2327R	G2320R	20	30	90.0	6	1.4	2050	65	0.75
G2521R	G2520R	25	37.5	112.5	7.5	1.52	1850	100	1.13
G2522R	G2520R	25	37.5	112.5	7.5	1.52	1850	200	1.13
G2527R	G2520R	25	37.5	112.5	7.5	1.52	1850	80	0.75
G2731R	G2730R	31.5	47.3	141.8	9.45	3.1	1950	126	1.13
G2732R	G2730R	31.5	47.3	141.8	9.45	3.1	1950	252	1.13
G2737R	G2730R	31.5	47.3	141.8	9.45	3.1	1950	101	0.75
G2931R	G2930R	40	60	180	12	3.6	1950	160	1.13
G2932R	G2930R	40	60	180	12	3.6	1950	320	1.13
G2937R	G2930R	40	60	180	12	3.6	1950	130	0.75
G3131R	G3130R	50	75	225	15	3.9	1750	200	1.13
G3132R	G3130R	50	75	225	15	3.9	1750	400	1.13
G3137R	G3130R	50	75	225	15	3.9	1750	160	0.75

Статистическая обработка всех списков технических данных показала, что  $M_{\max} = 1.5 M_{кN}$ .

Момент  $M_{\max}$  является суммарным моментом, состоящим из среднего крутящего момента и переменной составляющей. Для оценки влияния крутильных колебаний в списках технических данных также приводиться допустимый максимальный колебательный крутящий момент  $M_{кв}$ . При этом под колебательным крутящим моментом понимается амплитуда колебаний крутящего момента, наложенная на средний крутящий момент при изменении частоты вращения. Должно соблюдаться условие, при котором фактическая амплитуда  $M \leq M_{кв}$ .

Статистической обработкой величины  $K = M_{кв} / M_{кN}$ , для большого количества размерностей муфт (более 300) было установлено, что для одних типов муфт  $K = 0.3$ , а для других  $K = 0.4$ . На этом основании можно рекомендовать для наиболее вероятных частот вращения ( $ko \dots 1,05$ )  $nk$  принять  $K = 0.3$ , что совпадает с нормой, принятой для редукторов. Для остального диапазона частот вращения  $n < ko \cdot nk$  норму для переменной составляющей можно установить путем вычитания из величины  $M_{\max} = 1.5 M_{кN}$ , значение среднего крутящего момента  $M_n$  при рассматриваемой частоте вращения. Если учесть, что при выборе муфты фактический номинальный крутящий момент  $M_N$  будет заведомо меньше  $M_{кN}$ , (вероятно, на 10-15%), то в итоге мы приходим к расчету  $M_{пер}$  по формуле, которая дана в правилах РС для редукторов. На этом основании можно рекомендовать использовать для расчета фрагмент 4-9 программы в среде MATNCAD.



На этом фрагменте приведен аварийный случай работы главного двигателя траулера проекта 502 ЭМ с одним отключенным цилиндром. Это привело к возникновению резонансов не главных порядков. На фрагменте рассматриваются графики двух вариантов применения норм – сначала для резонансных, а затем для суммарных колебаний. Суммарный переменный момент несколько превысил нормы, а резонансные моменты – нет. Но в любом случае эти результаты позволяют настоятельно рекомендовать не допускать работу установки с плохим качеством регулировки дизеля. При нормальной работе дизеля опасных колебаний в муфте не возникает, что следует из соответствующего расчета.

В списках технических данных по муфтам приведен второй максимальный момент  $M_{\max 2}$ , который значительно (в три раза) больше первого максимального момента. Этот момент является предельным для маловероятных и кратковременных чрезвычайных аварийных ситуаций, например из-за резкой остановки системы, поломки гребного винта, попадания в режим разноса двигателя и др. К крутильным колебаниям эти ситуации не имеют отношения, но величина  $M_{\max 2}$  позволяет сделать вывод, что предельный переменный момент будет находиться в диапазоне между  $M_{\max 2}$  и  $M_{\text{пер}}$ .

Поставщики муфт утверждают, что допустимый колебательный крутящий момент не достаточно характеризует влияние крутильных колебаний на надежность муфты. В каждом случае должна быть также проверена так называемая потеря мощности  $P_v$  при исследуемом резонансе. В результате демпфирования, некоторое количество колебательной энергии переходит в теплоту в элементах муфты. Потеря мощности рассчитывается для каждого порядка колебаний согласно следующей формуле:

$$P_v = \frac{\pi \psi}{4\pi^2 + \psi^2} \cdot \frac{M_{Wv}^2}{C_{Tdyn}} \cdot \frac{\pi v n}{30} \quad (4-6)$$

где  $M_{Wv}$  - колебательный крутящий момент  $v$ -го порядка (кNm),  $C_{Tdyn}$  - допустимая динамическая крутильная жесткость элемента (кNm/rad),  $\psi$  - относительное демпфирование,  $v$  - порядок колебаний,  $n$  - скорость вращения ( $\text{min}^{-1}$ )

Полная потеря мощности расчетным этим методом не должна превысить допустимое значение  $P_{kv}$ , которая приведена в «Списке технических данных». Формула (4-6) справедлива для температур окружающей среды до  $30^\circ\text{C}$  (303K). Для температур окружающей среды выше чем  $30^\circ\text{C}$  (303 K) требуется следующая корректировка

$$P_{kv} = P_{kv1} \left( 1.35 - \frac{t_u}{85} \right) \quad (4-7)$$

$P_{kv1}$  - потеря мощности при  $30^\circ\text{C}$ ,

$t_u$  - температура окружающей среды муфты.

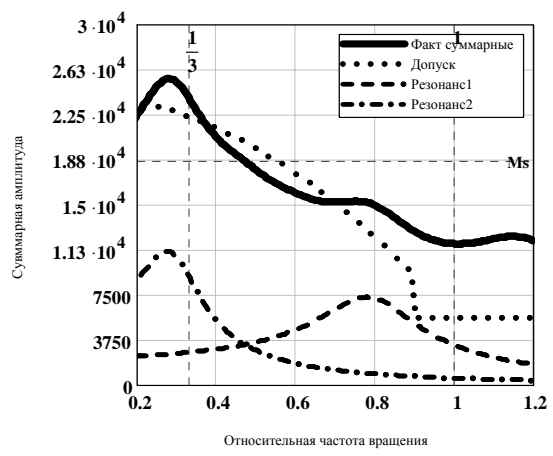
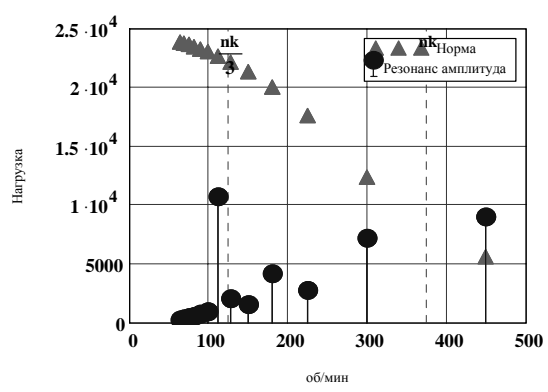
Из формулы видно, что допустимая потеря мощности при увеличении температура воздуха в машинном отделении снижается. Например при работе в тропических морях, когда температура окружающего воздуха может достигать  $50^\circ\text{C}$ , этот показатель следует уменьшить до  $0,76 P_{kv1}$ .

$$F1(no) := \begin{cases} 0.3 \cdot Ms & \text{if } k0 \leq kr(no) \\ (1.3 - kr(no)^2) \cdot Ms & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Dp(no) := \begin{cases} F1(no) & \text{if } Mxx_{0,0} = "eo" \\ rper(Rm, no, d2) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Расчет T =

1.5	0.9892	300.0076	4.7627·10 <sup>-3</sup>	7.213·10 <sup>3</sup>	1.2369·10 <sup>4</sup>
2	1.0031	225.0057	1.8535·10 <sup>-3</sup>	2.807·10 <sup>3</sup>	1.7617·10 <sup>4</sup>
2.5	0.9892	180.0046	2.7793·10 <sup>-3</sup>	4.2092·10 <sup>3</sup>	2.0046·10 <sup>4</sup>
3	1.0132	150.0038	1.0627·10 <sup>-3</sup>	1.6094·10 <sup>3</sup>	2.1366·10 <sup>4</sup>
3.5	0.9119	128.5747	1.3793·10 <sup>-3</sup>	2.0889·10 <sup>3</sup>	2.2161·10 <sup>4</sup>
4	6.8314	112.5028	7.0708·10 <sup>-3</sup>	1.0708·10 <sup>4</sup>	2.2678·10 <sup>4</sup>
4.5	0.9119	100.0025	6.4991·10 <sup>-4</sup>	984.2651	2.3032·10 <sup>4</sup>



Фрагмент 4-9

Чтобы получить допустимую потерю мощности каждого сегмента муфты в случае мультистрочковой конструкции, значение  $P_{KV}$  в таблице «Список техниче-

ских данных» должно быть разделено на число сегментов.

Продолжая проверку допустимости влияния крутильных колебаний на работу муфты на том же траулере проекта 502ЭМ при отключенном цилиндре, рассмотрим новую программу расчета показателя «потеря мощности» на фрагменте 4-10. Следует обратить внимание на такие особенности программы. Исходные данные для расчета можно условно разделить на две группы. У первой группе относятся сведения о муфте – прототипе, приведенные в ее документацию. Это – предельный номинальный средний крутящий момент 20 кНм (фактический - 18 кНм), номинальная частота вращения муфты момент 2050 мин<sup>-1</sup> (фактическая 375 мин<sup>-1</sup>), относительный коэффициент демпфирования муфты 1.13 и допустимая потеря мощности 1.4 кВт (фактическую следует рассчитать). На фрагменте приведена эмпирическая формула для приближенной оценки этого допустимого параметра, обоснованная нами на случай отсутствия данных

Ко второй группе относятся фактические данные из расчета крутильных колебаний: частота резонансных колебаний (равная произведению порядка на резонансную частоту), податливость муфты, соответствующая 11-му участка системы ( $E_{11} e_0$ ), расчетные или экспериментальные эластические моменты  $\tau R(\nu)$  каждого  $\nu$ -го порядка. Результаты расчета резонансных и допустимых величин потери мощности автоматически оформляются в виде итоговой таблицы «Расчет» и графика, которые показывают возможность работы муфты при исследуемых резонансах в случае аварийного и кратковременного отключения цилиндра.

Увеличение потери мощности при резонансе сверх допустимой величины приводит к соответствующему повышению температуры резиновых элементов муфт за пределы 30 – 40°C сверх температуры окружающей среды.

Поэтому при измерении деформации муфты, достижение температуры резины 50 - 60 °С и более следует считать браковочным показателем.

#### **4.4. Другие критерии**

Кроме рассмотренных основных критериев для оценки влияния крутильных колебаний на надежность некоторых элементов дизельных установок могут применяться и другие показатели. Для прессовых соединений гребного винта с валом и соединительных муфт валопровода правила РС требуют, что бы суммарный момент (средний крутящий момент в сумме с переменным) при длительной работе не превышал момента трения в соединениях.

Для роторов генераторов при отсутствии допускаемых значений, установленных изготовителем, переменный момент не должен превышать при длительной работе двукратного, а при быстром проходе - шестикратного номинального момента генератора. Иногда возникает потребность в назначении искусственных показателей, исходя из природы возможных неисправностей механизмов или устройств установки.

В заключении следует отметить, что по мере совершенствования дизельных установок и накопления опыта их эксплуатации критерии предельных состояний могут подвергаться корректировке.

Кроме того актуальной темой остается исследование природы усталостных и других разрушений под воздействием крутильных колебаний. Некоторые из этих проблем будут рассмотрены в главе 7 монографии.

## Оценка потери мощности

Сведения из документации муфты серии RATO-R типа G2320R

Момент допустимый Кнм  $M_n := 20$  Частота  $ndk := 2050$

Допустимая потеря мощности  $p_{vv} := 1.4$   $pvd := 4 \times 10^{-5} \cdot M_n \cdot ndk$

птр :=

Известно  
Неизвестно

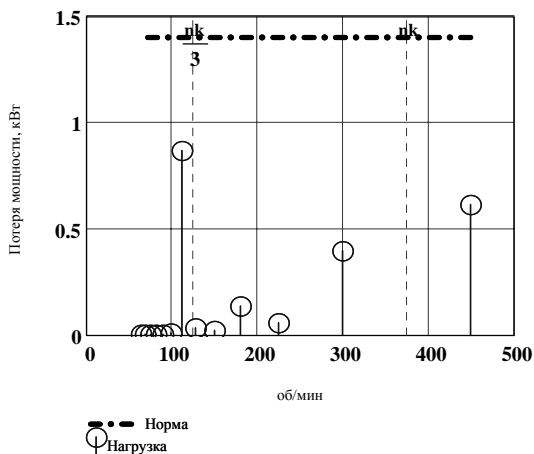
$pW := \text{if}(\text{птр} = 1, p_v, pvd)$   $\psi := 1.13$

$$p_{vk}(v) := \frac{\pi \cdot \psi}{4\pi^2 + \psi^2} \cdot \left( \frac{\tau R(v)}{1000} \right)^2 \cdot (E_{11} \cdot e_0 \cdot 1000) \cdot \frac{\pi \cdot Ns_J}{30}$$

Расчет 5, tk := pW Расчет 4, tk := p<sub>vk</sub>(p<sub>tk</sub>)

"порядок"	"Сумма"	"1/мин"	"АТрад"	"Напр"	"Пер"
1	1.013	450.011	5.948·10 <sup>-3</sup>	0.614	1.4
1.5	0.989	300.008	4.763·10 <sup>-3</sup>	0.394	1.4
2	1.003	225.006	1.853·10 <sup>-3</sup>	0.06	1.4
2.5	0.989	180.005	2.779·10 <sup>-3</sup>	0.134	1.4
3	1.013	150.004	1.063·10 <sup>-3</sup>	0.02	1.4
3.5	0.912	128.575	1.379·10 <sup>-3</sup>	0.033	1.4
4	6.831	112.503	7.071·10 <sup>-3</sup>	0.868	1.4
4.5	0.912	100.003	6.499·10 <sup>-4</sup>	7.334·10 <sup>-3</sup>	1.4

Расчет T =



Фрагмент 4-10

# Глава 5. Демпферы

## 5.1. Анализ конструкции демпферов крутильных колебаний

У современных судовых средне- и высокооборотных дизелей демпфер является стандартным комплектующим устройством.

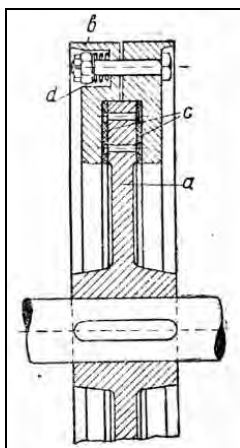


Рис. 5-1 Демпфер Ланчестера

Исторически развитие конструкции демпферов происходило по нескольким направлениям. Сначала появились демпферы сухого трения. Им на смену пришли различные варианты демпферов с вязким трением и упруго-фрикционные демпферы. На заре развития транспортного машиностроения с двигателями малой мощности предлагались различные конструкции демпферов с резиновыми элементами, которые здесь не рассматриваются.

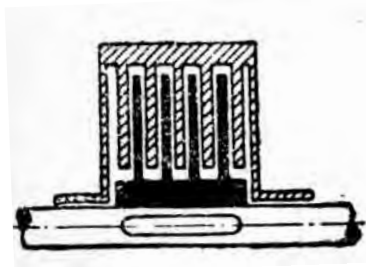
Демпфер сухого трения, предложенный изобретателем Ланчестером более 100 лет тому назад, является одним из первых появившихся механизмов для демпфирования крутильных колебаний вала (рис. 5-1). Он состоял из ступицы *a*, жестко соединенной с валом, на которой размещаются тяжелые массы *b*.

Массы демпфера прижимаются к фрикционным кольцам с ступицы с помощью спиральных пружин *d*. В большинстве случаев демпфер насаживается на свободный конец коленчатого вала или вообще в том месте вала, где амплитуда колебаний имеет максимальное значение. В этом случае демпфер получается минимальных габаритов.

Принцип работы демпфера сухого трения основан на знакопеременном проскальзывании поверхностей масс и фрикционных колец при наступлении резонанса, когда возникает максимальный эффект рассеивания энергии в виде тепла. Настройка демпфера на резонансную частоту осуществляется путем регулировки спиральных пружин *d*.

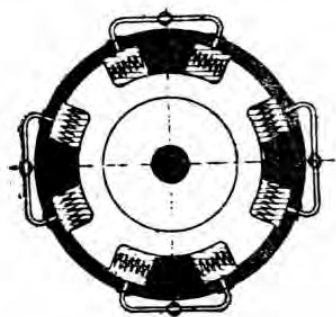
Основным недостатком демпферов с сухим трением является интенсивный износ трущихся поверхностей при длительной работе и связанное с этим снижение эффективности демпфера, а также возможность перекосов и заеданий деталей. Этому недостатка лишены демпферы с вязким трением.

Первоначальный вариант фрикционного демпфера вязкого трения схематически изображен на рис. 5-2 (патент завода MAN, 1920 г.). Действие такого демпфера принципиально ничем не отличается от ранее рассмотренного. При крутильных колебаниях маховая масса демпфера, свободно сидящая на валу и увлекаемая во вращение жидкостью, заполняющей демпфер, стремится вращаться с равномерной скоростью; ступица же, жестко связанная с валом, кроме равномерного вращения, совершает еще колебательные движения. Относительные колебательные движения ступицы, происходящие в равномерно вращающейся жидкой среде, дополнительно поглощают работу возмущающих сил и таким образом ослабляют колебания вала.



**Рис. 5-2** Первый вариант демпфера вязкого трения

Однако, демпфер вязкого трения в таком виде, как он изображен на рис. 5-2, не получил применения, так как благодаря низкому коэффициенту трения он должен быть очень больших размеров, чтобы оказать сколько-нибудь заметное демпфирующее действие.



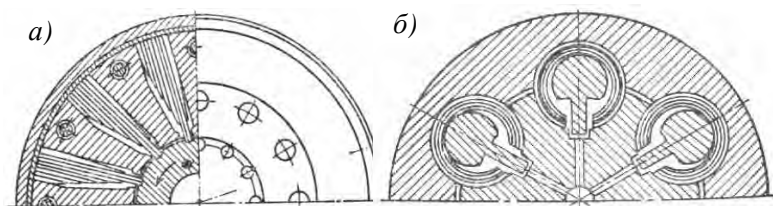
**Рис. 5-3** Демпфер вязкого трения с упругой связью

Более эффективным оказался гидравлический демпфер с упругой связью, схематически изображенный на рис. 5-3 (патент Germania—Werft Kiel, 1929 г.), в котором используется сопротивление жидкости при протекании ее через узкие щели. Здесь относительные перемещения между маховиком и ступицей при крутильных колебаниях заставляют масло, заполняющее демпфер, перетекать по трубкам в смежные полости демпфера. Трубки снабжены дроссельными клапанами, при помощи которых регулируется сопротивление в демпфере. Примене-

ние упругой связи обычно повышает эффективность демпфера за счет возможности использования принципа рассогласования частот (эффект антивибратора), но несколько усложняет конструкцию и повышает стоимость устройства.

Следующим шагом в повышении эффективности гидравлических демпферов за счет перетекания и дросселирования жидкости можно считать создание камерных демпферов, примером которых является демпфер Занднера. В конструкцию демпфера входят фигурные литые детали, образующие камеры для приема масла, клапанные вставки и другие детали. Сложность клапанной вставки и ненадежная работа клапанов при большой стоимости стала причиной отказа от широкого применения таких демпферов.

Современные двухтактные и четырехтактные дизели часто оснащаются упруго-фрикционными демпферами, поставляемые фирмой Dr. Geislinger & Co. Schwingungstechnik GmbH (г. Зальцбург/Австрия), а также VULKAN Kupplungs und Getriebebau GmbH & Co. KG (г. Херне/Германия) по лицензии MAN и B&W



**Рис. 5-4 Конструкции пружинных демпферов**

Упруго-фрикционные демпферы включаются в масляную систему двигателей. Они отличаются высокой надежностью и ремонтпригодностью.

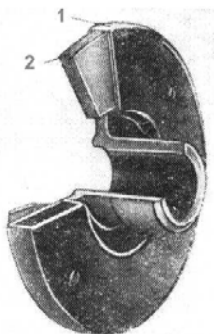
В качестве упругих демпфирующих элементов у демпферов фирмы Geislinger используются листовые рессоры (см. рис. 5-4а), а на демпферах фирмы VULKAN (по лицензии MAN - гильзовые пружины (см. рис.5- 4б).

Упруго-фрикционные демпферы сочетают в себе свойства антивибратора и чисто-фрикционного демпфера. Их особенностью является наличие (наряду с упругой связью) фрикционной связи между маховиком и ступицей. В последнем случае демпфирующий эффект усиливается за счет помещения маховика с радиально расположенными рессорами в герметический кожух, через который прокачивается масло. Усиление демпфирования достигается вследствие дросселирования масла при колебаниях.

В последние 20 лет наибольшее распространение получили так называемые силиконовые демпферы (рис.5-5), которые благодаря своей высокой эффективности, а также простоте изготовления и эксплуатации почти вытеснили все другие виды демпферов. Ниже дается описание этого демпфера. Ступица 1 силиконового демпфера жестко крепится к валу установки, а маховик 2 размещается свободно внутри кожуха (корпуса), составляющего одно целое со ступицей. Между поверхностями маховика и корпуса демпфера имеются очень узкие зазоры 0,2 — 1,5 мм, которые заполняются очень густой силиконовой жидкостью (маслом). Энергия крутильных колебаний поглощается здесь

трением, возникающим в относительно тонком слое вязкого масла при относительном движении маховика.

Из различных видов силиконовой жидкости наибольшее применение нашла полиметилсилоксановая жидкость (ПМС). Эта жидкость обладает рядом ценных свойств: имеет высокую химическую инертность и вязкость, малую зависимость вязкости от температуры (по сравнению с обычными машинными маслами), низкую температуру застывания, хорошую смазывающую способность. Было принято считать, что перечисленные свойства остаются стабильными при работе в течение многих тысяч часов.



**Рис. 5-5 Силиконовый демпфер**

Особенность силиконовых демпферов заключается в необходимости обеспечения повышенной точности их изготовления из-за малых зазоров между корпусом и маховиком демпфера. Такие демпферы могут иметь внешний или внутренний подшипники, различные способы крепления крышки корпуса (на пайке, вальцовка или резьбовые соединения). Опыт эксплуатации указывает на то, что демпферы с внутренним подшипником имеют более высокую надежность и долговечность, а наличие съемной крышки с резьбовым креплением позволяет ремонтировать демпфер. Силиконовые демпферы могут иметь специальные отверстия для отбора пробы масла на анализ и другие особенности.

Двигатели немецкой фирмы SKL, которые широко применялись на флотах России, оборудованы силиконовыми демпферами, поставляемых такими авторитетными фирмами, как STE Schwingungstechnik GmbH и Hasse & Wrede/

Весь типовой ряд демпферов (А-710, В-790, типоразмеры 590, 480, 400), устанавливаемых на двигателях этой фирмы имеет одинаковую конструктивную схему: маховая масса выполненная в виде кольца расположена внутри кожуха соединенного со ступицей.

Ступица снабжена отверстиями для крепления демпфера к коленчатому валу двигателя. Передняя торцевая крышка демпфера крепится вальцовкой или на болтах. Радиальный зазор обеспечивается подшипником, расположенным на внешней образующей маховой массы. Подшипник выполнен в виде двух бронзовых колец с выфрезерованными опорными площадками, которые наплавлены белым металлом. Осевые зазоры обеспечиваются специальными подшипниками выполненными в виде бронзовых цилиндров (диаметром 24 мм),



установленных в специальные отверстия, расположенные с обоих торцов маховой массы. Торцевые (опорные) поверхности цилиндриков покрыты белым металлом. Демпфер В-790 имеет по 18 осевых подшипников, а А-710 по 6 подшипников с каждой стороны маховой массы. Несколько иную конструкцию имеет демпфер типоразмера 400, устанавливаемый на двигателе 6NVD26AL2. У этого демпфера осевой зазор обеспечивается верхним радиальным подшипником, который несколько выступает за маховую массу. Демпфера одного типоразмера могут заливаться силиконовой жидкостью разной вязкости, что расширяет область применения каждого типоразмера.

На некоторых судах главный двигатель имеет силиконовый демпфер фирмы Холсет. Маховая масса в демпфере этого типа устанавливается на внутренний подшипник.

На распространенном отечественном дизеле Коломенского завода Д42 устанавливался силиконовый демпфер, имеющий радиальный подшипник расположенный на внешней образующей маховой массы. Антифрикционным сплавом покрыта вся поверхность маховой массы, осевой зазор обеспечивается частью радиального подшипника, выступающей за край массы (аналогично типу 400 у двигателей SKL).

Как уже отмечалось, силиконовые демпферы устанавливаются для гашения крутильных колебаний моторной формы среднеоборотных и высокооборотных дизелей, опасных для их коленчатых валов. Поэтому этот вопрос решает дизелестроительная фирма совместно с фирмой, поставляющих демпферы. Иначе говоря демпфер становится комплектующей единицей двигателя.



**Рис. 5-6 Пружинный демпфер фирмы «Вулкан»**

Опыт эксплуатации пружинных и силиконовых демпферов выявил ряд проблем контроля и обеспечения их надежности.

Для силиконовых демпферов актуальной проблемой стало разработка средств и методов безработной диагностики для оценки их технического состояния без разборки или разрушения корпуса изделия. Целью диагностики является расчет остаточного ресурса изделия после отработки назначенного ресурса, а также – оценке причин отказов демпферов некоторых типов. Решению этой проблемы посвящен следующий раздел этой главы книги.

Пружинные демпферы отличаются более высоким уровнем ремонтпригодности, что позволяет контролировать исправность пакетов пружин путем их дефектации без существенной разборки изделия (см. рис. 5-6). Однако это не гарантирует безотказность работы дизельной установки, если демпфер был не правильно вмонтирован в крутильную схему системы, как это будет показано в разделе 5-3.

## **5.2. Теоретические модели демпферов**

### **5.2.1. Особенности построения моделей**

Имея желание придать излагаемому теоретическому материалу популярную форму, мы сочли целесообразным прежде всего сообщить о некоторых принятых здесь приемах моделирования.

**Первый прием** заключается в том, что достаточно сложные явления в реальных многомассовых крутильных системах поясняются на примере эквивалентных двух или трехмассовых систем, которые в теории колебаний называются простейшими системами с одной или двумя степенями свободы соответственно (по числу упругих элементов в системе).

Условия эквивалентности заключаются в равенстве частот и амплитуд эквивалентной и реальной систем при рассмотрении соответствующей формы свободных колебаний последней.

**Второй прием** основан на двух принципах перехода к простейшим эквивалентным системам. Один из них можно назвать принципом слияния близких масс, а второй - принципом отбрасывания высокоподатливых ветвей.

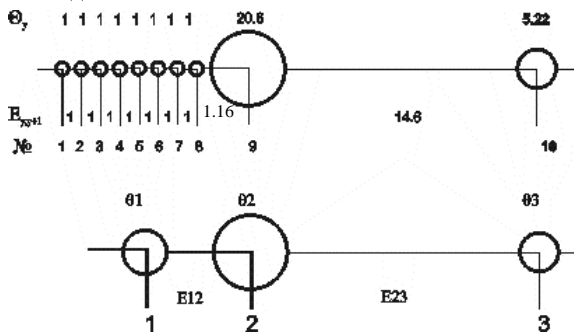
Для изучения демпферов наиболее важное значение имеет аппроксимация реальной системы «двигатель – маховик» двухмассовой системой и доказательство малой зависимости свободных колебаний моторной формы этой системы от присоединенного к двигателю высокоподатливой системы привода потребителя энергии. Аппроксимация основана на принципе слияния близких масс, а обоснование малой зависимости моторной формы от параметров системы за двигателем – на принципе отбрасывания.

На фрагменте 5-1 показан пример образования эквивалентной трехмассовой системы для восьмицилиндрового двигателя с маховиком и прямой передачей на гребной винт, взятой из книги [17]. Показано, что собственные частоты свободных колебаний для эквивалентной системы не более, чем на 2 % отличаются от результатов точного расчета (который здесь не показан). Много лет назад этим способом пользовались для нахождения корней частотного уравнения с использованием логарифмической линейки в первом приближении. Сейчас при наличии мощных программ и компьютеров в этом нет необходимости.

Мы этот анализ делаем для того, что бы показать возможность отбрасывания валопровода с гребным винтом для оценки стабильности моторной формы крутильных колебаний (см. фрагмент 5-2).

Следует обратить внимание на алгоритм оценки критерия отбрасывания высоко податливой ветви с построением наглядного графика. В данном случае подтверждено, что при отбрасывании податливости валопровода и момента инерции гребного винта собственная частота моторной формы отличается от фактической ее частоты в реальной системе не более, чем на два-три процента.

Исходная система



$$e_0 := 3.85 \times 10^{-8} \quad \Theta_0 := 15 \quad a := \frac{30}{\pi \cdot \sqrt{\Theta_0 \cdot e_0}}$$

$$a = 12565.952$$

$$z := 8 \quad E_m := 1.16 \quad \theta_m := 20.6 \quad E_w := 14.6 \quad \theta_v := 5.22$$

Параметры трехмассовой модели

$$\theta_1 := z \quad \theta_2 := \theta_m \quad \theta_3 := \theta_v \quad E_{12} := 0.4 \cdot z - 0.5 + E_m \quad E_{23} := E_w$$

$$\Delta_{12} := \frac{1}{E_{12}} \cdot \left( \frac{1}{\theta_1} + \frac{1}{\theta_2} \right) \quad \Delta_{23} := \frac{1}{E_{23}} \cdot \left( \frac{1}{\theta_2} + \frac{1}{\theta_3} \right)$$

$$\Delta_{12} = 0.04496 \quad \Delta_{23} = 0.0164$$

Квадраты безразмерных частот трехмассовой системы

$$\Delta_1 := \frac{1}{2} \cdot \left[ \Delta_{12} + \Delta_{23} - \sqrt{(\Delta_{23} - \Delta_{12})^2 + \frac{4}{\theta_2^2 \cdot E_{12} \cdot E_{23}}} \right]$$

$$\Delta_2 := \frac{1}{2} \cdot \left[ (\Delta_{12} + \Delta_{23}) + \sqrt{(\Delta_{23} - \Delta_{12})^2 + \frac{4}{\theta_2^2 \cdot E_{12} \cdot E_{23}}} \right]$$

$$\Delta_2 = 0.046 \quad \Delta_1 = 0.01505$$

Натуральные частоты

$$N_{1s} := a \cdot \sqrt{\left( \frac{\Delta_1}{\Delta_2} \right)} \quad N_{1s} = \begin{pmatrix} 1541.482 \\ 2705.548 \end{pmatrix}$$

По точному расчету  $\Delta\phi_2 := 0.04443 \quad \Delta\phi_1 := 0.0151$

$$N_s := a \cdot \sqrt{\left( \frac{\Delta\phi_1}{\Delta\phi_2} \right)} \quad N_s = \begin{pmatrix} 1544.13 \\ 2648.705 \end{pmatrix} \quad \left( 1 - \frac{N_{1s}}{N_s} \right) = \begin{pmatrix} 0.17 \\ -2.15 \end{pmatrix} \%$$

Фрагмент 5-1

Методика проверки системы на отбрасывание  
 высокоплотливой ветви при  $\mu := 1.05$

Расчитать инерционный критерий

$$F_m(\mu, \theta_1, \theta_2, \theta_3) := \frac{\theta_3 \cdot (\mu - 1) \cdot \mu \cdot (\theta_1 + \theta_2)^2}{\theta_3 \cdot \theta_1^2 + (\mu - 1) \cdot (\theta_3 + \theta_2) \cdot (\theta_1 + \theta_2) \cdot \theta_1}$$

Расчитать критерий упругости участков

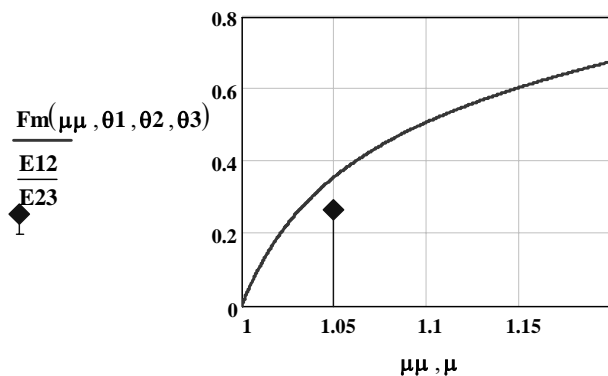
$$F_p(E12, E23) := \frac{E12}{E23}$$

Сравнить эти критерии автоматически

$$\text{Отбрасывать} := \begin{cases} \text{"допустимо"} & \text{if } \frac{F_p(E12, E23)}{F_m(\mu, \theta_1, \theta_2, \theta_3)} < 1 \\ \text{"недопустимо"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Отбрасывать} = \text{"допустимо"} \quad \mu := 1, 1.0001 \dots 1.2$$

Проверить результат по графику



Сравнить различные варианты определения частот

Трехмассовая /точная

точная/отброшенная

$$1 - \frac{\sqrt{\frac{\Delta 1}{\Delta 2}}}{\sqrt{\frac{\Delta \phi 1}{\Delta \phi 2}}} = \begin{pmatrix} 0.171 \\ -2.146 \end{pmatrix} \% \quad 1 - \frac{\sqrt{\frac{\Delta \phi 1}{\Delta \phi 2}}}{\sqrt{\frac{\Delta 23}{\Delta 12}}} = \begin{pmatrix} 4.18 \\ 0.591 \end{pmatrix} \%$$

Фрагмент 5-2

Доказано, что критерий отбраковки соблюдается практически у всех сред-необоротных и высокооборотных дизелей.

Отсюда следует вывод: дизелестроительные фирмы должны нести полную ответственность за прочность коленчатого вала и эффективность демпферов на серийные дизелях.

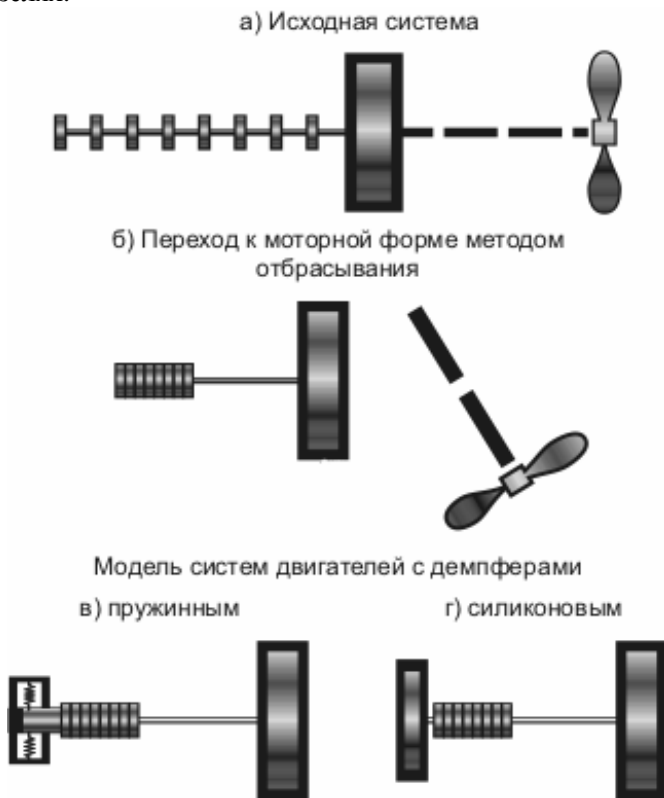


Рис. 5-7 Принцип отбраковки ветвей

**Третий прием** вытекает из предыдущего вывода. При изучении модели демпфера, устанавливаемого для гашения моторной формы колебаний, имеется возможность вместо реальной системы, состоящую из  $z$  масс двигателя с маховиком, использовать систему из двух масс, соединенных эквивалентной податливостью. Такая система получена путем отбрасывания податливости валопровода и массы винта. Это показано на рис. 5-7б.

**Четвертый прием** основан на том, что при установке на двигатель демпфера его прикрепляют к крайней массе двигателя с противоположной стороны от маховика.

В случае моделирования установки с пружинным демпфером образуется трехмассовая система с двумя степенями свободы, поскольку кроме уже известной нам податливости коленчатого вала в системе появляется податливость пружин демпфера. Для гашения колебаний важное значение имеет учет демпфирования в этой упругой связи (рис. 5-7в)

В случае установки силиконового демпфера образуется особая двухмассовая система с одной степенью свободы. Но при этом к первой массе двигателя добавляется масса, состоящая из легкой части (кожуха) демпфера и некоторой части его маховика. Соединение этих частей демпфера не простое, а фрикционное, образованное за счет вязкости слоя силиконового масла (см. рис. 5-7г).

Таким образом в общем случае мы получаем упрощенные схемы систем «демпфер – двигатель» с двумя степенями свободы, которые собственно и являются объектом моделирования. Важно сформулировать цель такого моделирования в рамках нашего труда. Для этого напомним, что, например, при создании силиконовых демпферов их эффективность обеспечивается за счет оптимизации вязкости масла, когда к массе кожуха добавляется половина массы маховика демпфера. Это правило хорошо известно и описано во всей литературе о крутильных колебаниях.

Но совершенно не были изучены причины изменения диагностических параметров демпфера (например амплитуды и частоты моторных форм колебаний) при постепенной деградации его конструктивно технологических характеристик.

Таким образом целью моделирования работы демпферов крутильных колебаний следует считать не только подтверждение способов их оптимальной настройки, но и разработки методики оценки причин отклонения параметров от оптимальной настройки

**Пятый прием** связан с формализацией процедур моделирования демпфера. Дело в том, с теоретической точки зрения демпферы относятся к разряду так называемых гасителей любых резонансных колебаний как продольных, так и крутильных.

При продольных колебаниях в качестве меры инерции фигурирует масса в кг, а при крутильных колебаниях – момент инерции массы в  $\text{кгм}^2$ . Упругие свойства элементов при продольных колебаниях характеризуются соответственно продольной жесткостью в н/м, а при крутильных колебаниях крутильной жесткостью в нм/рад. Напомним, что жесткость и податливость обратно пропорциональны друг другу.

Поэтому для упрощения дальнейших теоретических рассуждений мы будем во всех случаях применять обобщенную схему в виде продольных колебаний, называя инерционные элементы массой, а упругие – жесткостью. При этом все математические зависимости будут полностью распространяться и на крутильные колебания.

### 5.2.2. Модель пружинного демпфера

В основу построения модели положена классическая теория динамического поглотителя колебаний, который можно представить в виде системы с двумя степенями свободы. (см. рис. 5-8).

Она состоит, во-первых, из массы **M** и жесткости упругого элемента (пружины) **K** основной системы и, во-вторых, из массы **m**, жесткости пружины **k** и коэффициента затухания **c** поглотителя. На основную массу воздействует гармоническая сила **c** амплитудой  $P_0$ . Обычно предполагается, что трение в демпфере на порядок выше трения в системе, которым по этой причине пренебрегают (принято **C** = 0).

Согласно [14], колебательные движения такой системы можно описать сле-

дующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} M \ddot{x}_1 + K x_1 + k(x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C \dot{x}_1 &= P_0 \sin \omega t \\ m \ddot{x}_2 + k(x_2 - x_1) + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (5-1)$$

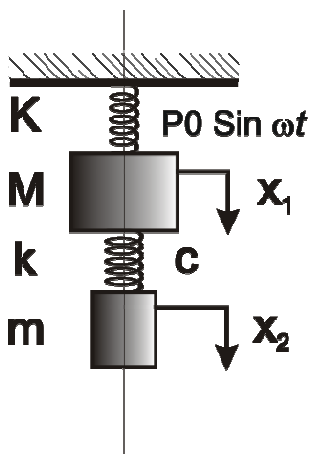


Рис. 5-8 Упругая система с двумя степенями свободы

Решения этой системы с применением теории комплексных чисел в математическом редакторе MATHCAD позволило получить формулы для расчета частот и амплитуд колебаний главной массы (см. фрагмент 5-3). В результате был построен график развития амплитуды главной массы системы при увеличении частоты возбуждения для нескольких вариантов назначения коэффициента затухания  $c$  (рис. 5-9).

Прежде всего, следует обратить внимание на кривые амплитуд при нулевом демпфировании ( $c=0$ ). Эта сложная кривая имеет два резонанса при достижении свободных частот  $\omega_1$  и  $\omega_2$  исследуемой трехмассовой системы. Кроме того имеется еще одна вышка с бесконечной амплитудой при бесконечном коэффициенте затухания (когда массы демпфера заклинены).

При увеличении коэффициента затухания кривые имеют более или менее плавный вид в зависимости от отношения исследуемой величины затухания к критическому затуханию. Однако, независимо от величины затухания все кривые пересекаются в двух замечательных точках Q и P.

Они достойны такого названия потому, что наибольший эффект от поглотителя можно получить при демпфировании, обеспечивающем прохождение максимальной амплитуды при резонансе через эти точки. В работе Ден-Гартога [14] приводятся приближенные выражения для оценки координат точек Q и P. Благодаря возможностям среды MATHCAD нам удалось получить точное решение этой задачи, которое приведено том же фрагменте 5-3.

В демонстрационном примере, для которого построен график на рис. 5-9, наилучшее затухание в точке P получено для величины  $c_0 = 0,373$ , которая обеспечила наименьшую относительную резонансную амплитуду 7,141 (коэф-

фициент динамического усиления).

Таковы основные элементы теории пружинного демпфера, показывающие влияние его характеристик на эффективность гашения крутильных колебаний системы исследуемой установки. Как видно из приведенных зависимостей принцип действия такого демпфера сводится к снижению частоты (в данном случае до 0.87 от исходной) и амплитуды опасных резонансных колебаний и возникновению еще одного резонанса при более высокой относительной частоте (1.17 от исходной), амплитуда которого не опасна для системы.

Экспериментальные исследования установок с пружинными демпферами подтверждает этот вывод, но только в отношении напряжений в валах самой установки.

Дело в том, что в этой теории не рассмотрен вопрос о прочности именно пружин демпфера при работе на втором более высокочастотном резонансе. По экспериментально - расчетным данным напряжения в пружинах иногда превышают допустимые пределы и приводят к их усталостным разрушениям.

Поэтому применение таких демпферов требует обязательного выполнения расчетов крутильных колебаний валопровода всей установки. Обычно их выполнение не вызывает больших сложностей, по крайней мере, по нашим программам в среде MATHCAD, если известны характеристики демпфера.

Учитывая работу пружин или рессор демпферов в условиях действия знакопеременных напряжений, инструкции по их эксплуатации должны предусматривать периодическую дефектацию таких элементов. Техническое обслуживание облегчается достаточно высокой ремонтпригодностью этих изделий, что видно из конструкции, показанной на рис. 5- 6.

### **5.2.3. Диагностическая модель силиконового демпфера**

Принципиальная модель силиконового демпфера основана на рассмотренной выше модели (рис. 5-8) в которой жесткость поглотителя колебаний  $k = 0$ . Таким образом у силиконового демпфера связь между его массами является чисто фрикционной, которая характеризуется коэффициентом затухания  $c$ .

В теории колебаний анализ модели фрикционного демпфера (начиная с демпфера Ланчестера и кончая современными силиконовыми демпферами) обычно выполняется для доказательства того, что при выборе оптимальной величины фрикционной связи (например вязкости масла) масса демпфера равняется сумме массы корпуса и половины массы маховика.

Справедливость этой гипотезы не подлежит сомнению и имеет строгое доказательство (в том числе и в наших работах). Однако, в этой работе важнее рассмотреть так называемую диагностическую модель, которая характеризует изменение показателей эффективности демпфера (резонансные частоты и амплитуды) по мере постепенного отклонения свойств фрикционной связи от оптимальной настройки из-за изнашивания.

Необходимость в таком анализа обусловлена методикой диагностирования силиконовых демпферов, которая разработана для правил РС и будет рассмотрена в разделе 5-4 .



## Теория пружинного демфера

$$\underline{M} := 4.5 \quad \underline{m} := 0.45 \quad \underline{K} := 18 \quad \underline{P0} := .45 \quad \underline{k} := 1.8$$

$$\text{Частота системы} \quad \omega_1 := \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{Частота поглотителя} \quad \omega_2 := \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\underline{\mu} := \frac{m}{M} \quad f := \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad \text{Критическое затухание} \quad \underline{ck} := 2 \cdot m \cdot \omega_1$$

$$\text{Статическая амплитуда} \quad \underline{xст} := \frac{P0}{K} \quad xст = 0.025$$

Собственные частоты системы без затухания ( $c=0$ )

Двухузловая форма

$$\omega_{c1} := \frac{\omega_1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(1 + \mu) \cdot f^2 + 1 - \sqrt{[\mu \cdot f^2 + (1 - f)^2] \cdot [\mu \cdot f^2 + (1 + f)^2]}}$$

Одноузловая форма

$$\omega_{c2} := \frac{\omega_1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(1 + \mu) \cdot f^2 + 1 + \sqrt{[\mu \cdot f^2 + (1 - f)^2] \cdot [\mu \cdot f^2 + (1 + f)^2]}}$$

Амплитуда массы системы M

$$x_{11}(c, \omega) := P0 \cdot \sqrt{\frac{(k - m \cdot \omega^2)^2 + c^2 \cdot \omega^2}{\left[ (M \cdot \omega^2 - K) \cdot (m \cdot \omega^2 - k) - k \cdot m \cdot \omega^2 \right]^2 + c^2 \cdot \omega^2 \cdot (M \cdot \omega^2 + m \cdot \omega^2 - K)^2}}$$

Оптимальные коэффициенты затухания

$$\text{Для } f=1 \text{ в точке P} \quad c_0 := ck \cdot \frac{\mu \cdot (\mu + 3) \cdot \left( 1 + \sqrt{\frac{\mu}{\mu + 2}} \right)}{8 \cdot (1 + \mu)} \quad c_0 = 0.37288$$

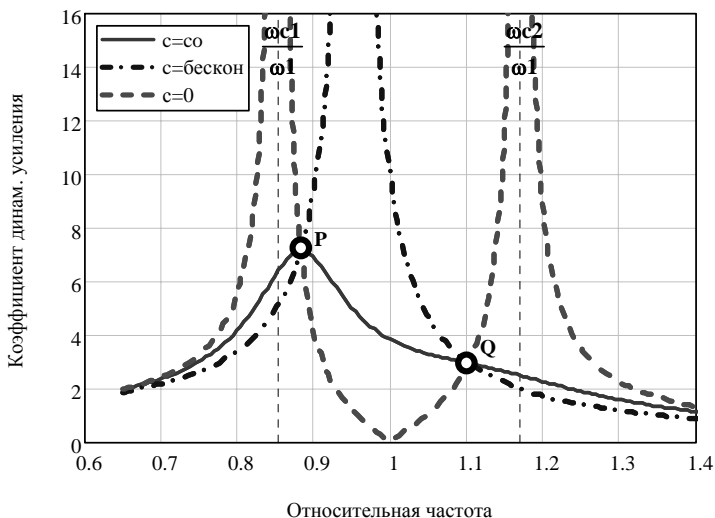
$$\text{Средняя для точек Q и P} \quad c_0 := ck \cdot \frac{\mu \cdot 3}{\sqrt{8 \cdot (1 + \mu)^3}} \quad c_0 = 0.302$$

Частоты инвариантных точек

$$g_1 := \omega_1 \cdot \sqrt{\frac{1 + f^2 \cdot (1 + \mu) + \sqrt{1 + f^2 \cdot [f^2 \cdot (1 + \mu)^2 - 2]}}{2 + \mu}}$$

$$g_2 := \omega_1 \cdot \sqrt{\frac{[1 + f^2 \cdot (1 + \mu)] - \sqrt{1 + f^2 \cdot [f^2 \cdot (1 + \mu)^2 - 2]}}{2 + \mu}}$$

Фрагмент 5-3



**Рис. 5-9** График амплитуды главной массы системы

Решение системы дифференциальных уравнений (5-1) для случая  $k = 0$  с применением теории комплексных чисел в математическом редакторе MATHCAD позволило получить общие формулы не только для расчета амплитуд колебаний  $x_1$  и  $x_2$  масс системы, но и амплитуды движения этих масс  $x_{00}$  относительно друг друга.

$$x_1 = P_0 \sqrt{\frac{m^2 \omega^2 + c^2}{\omega^2 [(M\omega^2 - K)m + cC]^2 + [\omega^2 [(M+m)c + Cm] - Kc]^2}} \quad (5-2)$$

$$x_2 = P_0 \sqrt{\frac{c^2}{\omega^2 [(M\omega^2 - K)m + cC]^2 + [\omega^2 [(M+m)c + Cm] - Kc]^2}} \quad (5-3)$$

$$x_{00} = P_0 \sqrt{\frac{m^2 \omega^2}{\omega^2 [(M\omega^2 - K)m + cC]^2 + [\omega^2 [(M+m)c + Cm] - Kc]^2}} \quad (5-4)$$

Формулы (5-2, 5-3 и 5-4) подтверждают вывод работы [14] о том, что вектора  $x_2$  и  $x_{00}$  сдвинуты по фазе на  $90^\circ$ , а вектор колебаний основной массы  $x_1 = \sqrt{x_2^2 + x_{00}^2}$ .

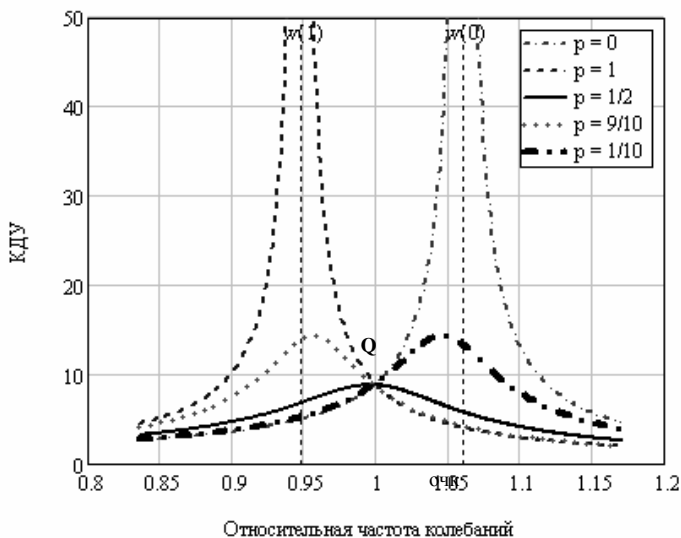
Тогда сдвиг по фазе между векторами колебаний основной массы и массы поглотителя определяется как

$$\varphi = \arccos(x_2 / x_1) \quad (5-5)$$

На рис. 5-10 приведен итоговый график зависимости резонансных амплитуд от относительной круговой частоты колебаний, автоматически построенный по формуле (5-2) при нескольких значениях коэффициента затухания поглотителя при допущении того, что коэффициентом затухания вне демпфера можно пренебречь. Из рис. 5-10 следует, что фрикционный поглотитель имеет только одну инвариантную точку  $Q$ . Как будет доказано ниже, она соответствует относительной резонансной частоте  $\text{очк} = 1$  при частоте свободных колебаний одномассовой системы, эквивалентная масса которой состоит из главной массы и присоединенной к ней половины массы поглотителя. На графике показаны еще две опорные частоты  $\omega_0(0)$  и  $\omega_0(1)$ .

Наибольшая частота  $\text{очк} = 1.061$  соответствует нулевому демпфированию, когда не имеется никакой связи масс поглотителя и тогда эквивалентная масса одномассовой системы равна ее главной массе. Наименьшая частота  $\text{очк} = 0.948$  соответствует бесконечному демпфированию, когда массы «слипаются» и эквивалентная масса становится равной сумме этих масс.

Отсюда следует важная гипотеза о том, что принцип действия фрикционного поглотителя колебаний (в том числе силиконового демпфера крутильных колебаний) связан с присоединением к главной массе системы  $M$  некоторой доли  $p$  массы поглотителя  $m$  по мере изменения коэффициента затухания  $s$ .



**Рис. 5-10** Характеристика фрикционного демпфера

Тогда расчетную модель можно изобразить в виде эквивалентной упругой системы с одной степенью свободы с переменной по величине эквивалентной массой

$$Me(p) = M + p m = M(1 + p \mu), \quad (5-6)$$

где  $\mu = m/M$ .

Собственная частота такой системы с демпфером составит

$$\omega(p) = \sqrt{K/M(1 + \mu p)} \quad (5-7)$$

Отсюда получаем следующие выражения для инвариантных частот резонансных колебаний при  $p = 0$  и при  $p = 1$  соответственно

$$\begin{aligned} \omega(0) &= \sqrt{K/M}, \\ \omega(1) &= \sqrt{K/(M+m)}. \end{aligned} \quad (5-8)$$

Важнейшее значение для теории фрикционных поглотителей имеет обоснование зависимости коэффициента затухания демпфера  $c(p)$  от доли присоединенной массы маховика  $p$ , которая здесь представлена в виде функции (5-9)

$$c(p) = \left[ \frac{mK \left[ \frac{2}{\mu}(2p-1) - 1 + \left( \frac{4}{\mu} \left\{ \frac{1}{\mu} + 1 - 2p(2p-1) \right\} + 1 \right)^{1/2} \right]}{4(1-p) \left( \frac{1}{\mu} + 1 \right) \left( \frac{1}{\mu} + p \right)} \right]^{1/2} \quad (5-9)$$

Получение такой зависимости было не простой задачей, которую нам впервые удалось обосновать путем решения дифференциального уравнения, соответствующего первой производной функции (5-2) от переменной доли  $p$ . Уравнение решалось относительно коэффициента затухания демпфера.

Если в формулу (5-9) подставить значение  $p = 1/2$ , то можно легко получить известное выражение [14] для инвариантного коэффициента затухания в точке  $Q$  с минимальной резонансной амплитудой:

$$\begin{aligned} c(1/2) &= \sqrt{\frac{2mK\mu}{(\mu+1)(\mu+2)}} = \sqrt{m^2 \frac{K}{M} \cdot \frac{4}{2(\mu+1)(\mu+2)}} = \\ &= 2m\omega(0) \sqrt{\frac{1}{2(\mu+1)(\mu+2)}} = ck \sqrt{\frac{1}{2(\mu+1)(\mu+2)}}, \end{aligned} \quad (5-10)$$

поскольку критический коэффициент затухания

$$ck = 2m\omega(0) \quad (5-11)$$

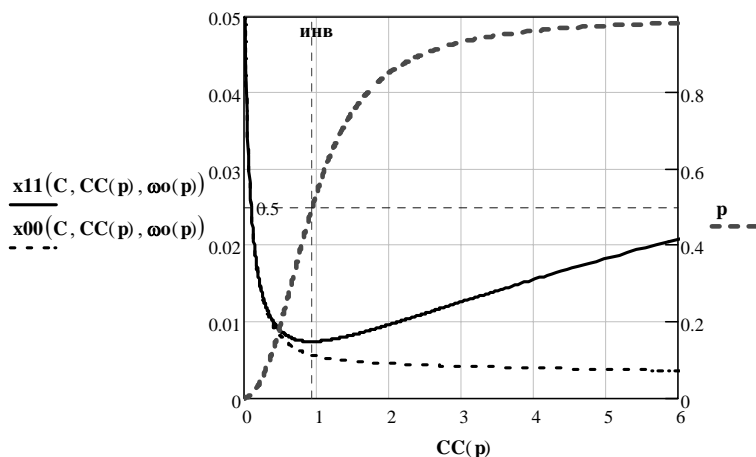
На основе этих формулы на рис. 5-10 построены резонансные кривые не только для  $p = \infty, 0$  и  $1/2$ , но и для любых значений  $p$ , например  $1/10$  и  $9/10$ .

Для выбора оптимальных параметров фрикционной связи и их контроля при техническом обслуживании демпфера более важное значение имеет получение зависимости резонансной амплитуды от коэффициента затухания, который косвенно характеризует те или иные параметры фрикционной связи. В демпферах сухого трения таким параметром может быть сила сцепления элементов, а у силиконовых демпферов – вязкость масла.

Для демонстрации такой зависимости рис. 5-11 в среде MATHCAD построе-

ны графики для параметров работы демпфера (частот колебаний и коэффициента затухания), зависящих от присоединенной доли маховика  $p$  по формулам (5-6) и (5-7). Графики построены как для колебаний основной массы системы  $x_1 = x_{11}(C, CC(p), \omega(p))$  по формуле (5-2), так и для колебаний масс корпуса и маховика относительно друг друга  $x_{00} = x_{00}(C, CC(p), \omega(p))$  по формуле (5-4).

В программе применены следующие обозначения. Функция  $\omega(p)$  – резонансная частота колебаний при величине  $p$ , функция  $CC(p)$  – коэффициент затухания демпфера при величине  $p$ ,  $C$  – коэффициент затухания вне демпфера,



**Рис. 5-11** Зависимость амплитуды от коэффициента затухания

На графике видно, что при увеличении коэффициента затухания в демпфере в достаточно узком диапазоне от 0 до  $CC(1/2) \approx 0.96$  амплитуда активно падает до величины 0.0074. Этот минимум соответствует инвариантной точке  $Q$  и оптимальной настройке демпфера при  $p = 0.5$ . При дальнейшем увеличении  $CC(p)$  эффективность демпфера ухудшается и амплитуда может возрасти в 2.5...3 раза при  $p \rightarrow 1$ . На этом графике показано, что после прохождения инвариантной точки и возрастании трения наблюдаются минимальные амплитуды относительных колебаний  $x_{00}$  масс корпуса и маховика.

В диапазоне от 0 до  $CC(1/2)$  наблюдается большая амплитуда колебаний корпуса относительно маховика (который пока мало вовлечен в движение). При достижении трения при  $CC(1/2)$  взаимное перемещение становится оптимальным для гашения колебаний. При этом надо иметь ввиду, что колебания корпуса и маховика отнюдь не находятся в противофазе, как иногда пишут про демпферы. Между этими колебаниями существует сдвиг по фазе  $\varphi = 49.8$  градусов, который определен по формуле (5-5).

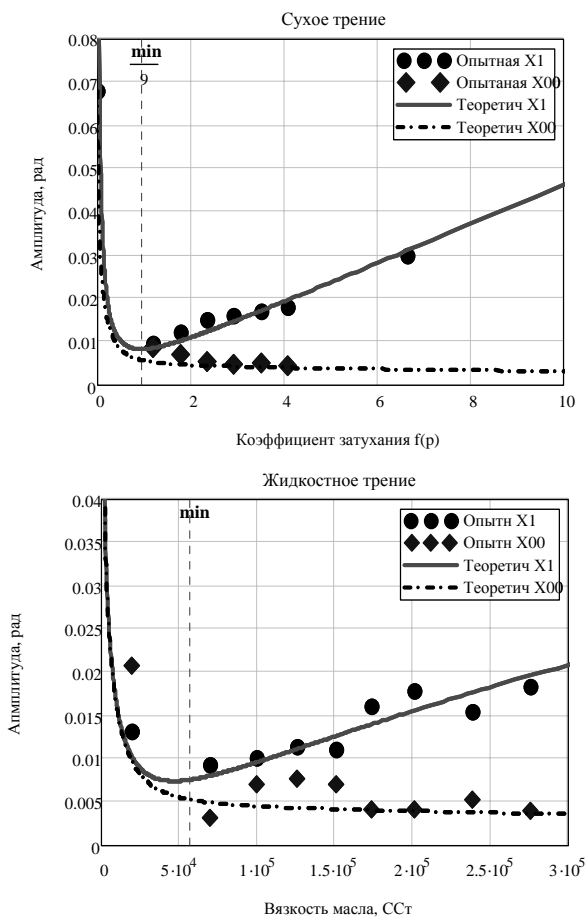
Достоверность приведенных теоретических выкладок полностью подтверждена уникальными экспериментальными исследованиями макета силиконового демпфера в Мурманском государственном техническом университете (2000 – 2005 годы) тогда еще аспирантом, а ныне кандидатом наук Сергеевым К.О.

Испытания проводились с имитацией двух видов трения поверхностей корпуса и маховика – сухом и жидкостном. В первом случае коэффициент затухания

создавался усилием затяжки пружины нажимного устройства, а во втором - изменением вязкости силиконового масла, которое заливалось в зазоры макета демпфера.

Уникальность исследований заключалась не только в оригинальности конструкции макета. Здесь впервые предложен и применен способ позволяющий непосредственно записать колебания маховика относительно корпуса, т.е. амплитуду  $x_{00}$ .

На рис. 5-12 показано вполне приемлемое согласие результатов указанного эксперимента (обозначено точками) с теоретическими кривыми рис. 5-11, которые определены по исходным параметрам макета демпфера.



**Рис. 5-12 Результаты испытаний макета демпфера**

К этому можно добавить и хорошую степень совпадения расчетного и экспериментального угла сдвига по фазе  $\varphi \approx 50$  градусов при относительных колебаниях маховика и корпуса.

Эти данные приведены здесь как наглядное свидетельство возможности применения разработанной модели как для сухого, так и жидкостного трения.

### 5.2.4. Практическое применение диагностической модели демпфера

Уверенность в достоверности полученной теоретической модели позволяет перейти к формированию и анализу диагностической модели силиконового демпфера реального двигателя. В качестве примерного объекта выбран все тот же двигатель 8NVD48 по которому у нас имелись все необходимые расчетные и экспериментальные данные. Напомним, что на этом двигателе установлен демпфер для гашения резонансных колебаний 8-го порядка моторной формы.

Используя принципы слияния и отбрасывания масс была образована эквивалентная система с двумя степенями свободы и определены все ее параметры, аналогичные параметрам макета демпфера.

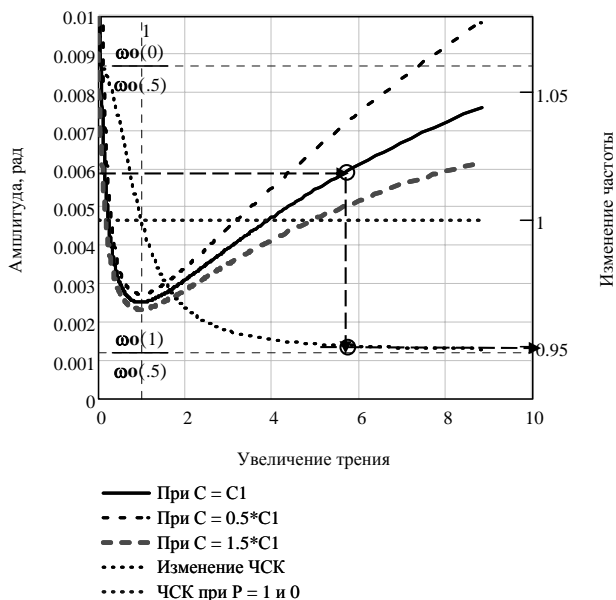


Рис. 5-13 Универсальная характеристика работы демпфера

В результате расчета в среде MATHCAD был получен ряд графических зависимостей, анализ которых позволит нам лучше понять механизм изменения технического состояния демпфера и объяснить причины доселе непонятных явлений с этими устройствами.

Первый график на рис. 5-13 подобен графику на рис. 5.11, но он построен с учетом влияния внешнего трения  $C1$  в системе.

По графику прежде всего можно проследить работу демпфера при различных состояниях фрикционной связи.

Установка оптимально настроенного демпфера приводит к снижению резонансной амплитуды в четыре раза с 0,010 до 0,0025 рад. при небольшом уменьшении резонансной частоты на 6%.

Но изменение параметров фрикционной связи, как в большую, так и меньшую сторону приведет к увеличению резонансной амплитуды. Максимальное

увеличение произойдет при очень большом трении (заклинке маховика) или при нулевом трении, когда маховик и корпус разъединяются. Это относится к крайним, аварийным случаям.

Этот график можно рассматривать как номограмму для оценки изменения состояния демпфера по данным о фактической амплитуде. Например, если при повторном торсиографировании будет обнаружено, что амплитуда возросла от оптимальной величины 0,0025 рад до 0,006 рад при уменьшении резонансной частоты до 5%, то можно предположить, что трение в демпфере возросло в пять – шесть раз. Это создает опасность скорой заклинки демпфера.

График на рис. 5-13 позволяет ответить на еще один вопрос, который возникает при диагностировании демпферов: почему иногда при повторном торсиографировании наблюдается не увеличение, а некоторое уменьшение амплитуд?. Вероятно, это связано с изменением демпфирования вне демпфера (параметр C), на которое влияет много случайных эксплуатационных и технологических факторов, например, центровка КШМ или изнашивание поршневых колец. Так при испытаниях макета демпфера при сухом трении было обращено внимание на то, что при снижении усилия затяжки нажимного устройства до соответствия  $p = 1/2$  амплитуда снижалась.

Поскольку отдельные элементы валопровода (например, маховик или сам демпфер двигателя) имеют резьбовые и другие фрикционные соединения с фланцами валов, то при ослаблении их затяжки может измениться демпфирование в системе.

По этой причине в разработанных нами инструкциях по диагностированию демпферов обращено особое внимание на предварительный контроль затяжки всех резьбовых соединений силовой установки.

Выявленные закономерности колебаний массы маховика демпфера относительно главной массы системы позволяют рассмотреть еще один важный вопрос о расчете работы трения при резонансе, которую можно считать пропорциональной износу подшипников демпфера.

Работа силы трения за цикл колебаний можно оценить по следующей классической формуле

$$W(p) = \pi \cdot CC(p) \cdot \omega(p) \cdot x_{00}^2 \quad (5-12)$$

На основе этой формулы было построено в среде MATHCAD и проанализировано несколько вариантов графиков, среди которых для этой книги выбран график на рис. 5-14.

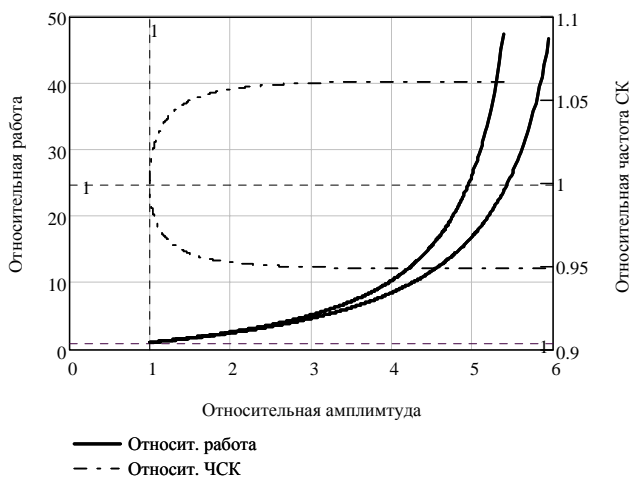
На этом графике по оси абсцисс отложены значения диагностического параметра «относительная амплитуда» – отношение фактической амплитуды при резонансе к инвариантной амплитуде при  $p = 1/2$ , а по левой оси ординат «относительная работа» - отношение фактической работы трения к ее значению при  $p = 1/2$ . Кроме того по правой оси ординат отложены аналогично определенные относительные частоты свободных колебаний (ЧСК).

Этот график усиливает утверждение об опасном лавинообразном увеличении работы трения при увеличении резонансной амплитуды сверх ощутимых пределов. Если увеличение амплитуды в два раза означает возрастание работы трения только в 3 раза, то шестикратное увеличение амплитуды соответствует



увеличению работы трения в 40 раз! Это и является причиной заклинки маховиков некоторых демпферов в результате действия высоких температур.

Еще один важный вывод следует из рис. 5-14 – относительно небольшое изменение резонансных частот (не более  $\pm 6\%$ ) даже при достижении крайних значений фрикционных показателей (при  $p = 1$  и  $0$ ). Поэтому при диагностировании демпфера более важным признаком ухудшения его состояния, наряду с изменением амплитуды, является не столько величина, сколько направление изменения (уменьшение или увеличение) резонансной частоты.



**Рис. 5-14** Зависимость работы фрикционного момента от амплитуды

На основании формулы (5-12) был выполнен сравнительный анализ зависимости относительной работы трения при вынужденных и резонансных колебаниях от относительной частоты возбуждения. Очевидно, что наибольшая работа трения наблюдается при резонансе и при выходе из зоны резонанса она снижается.

Эти данные позволяют представить сценарий постепенного ухудшения технического состояния демпферов и наметить пути оценки уровня их надежности.

Если судить по результатам дефектации демпферов, то постепенное ухудшение их состояния чаще всего связано с изнашиванием подшипников демпфера и накоплением продуктов износа в слое силиконовой жидкости. Это приводит к повышению работы трения и интенсивности изнашивания.

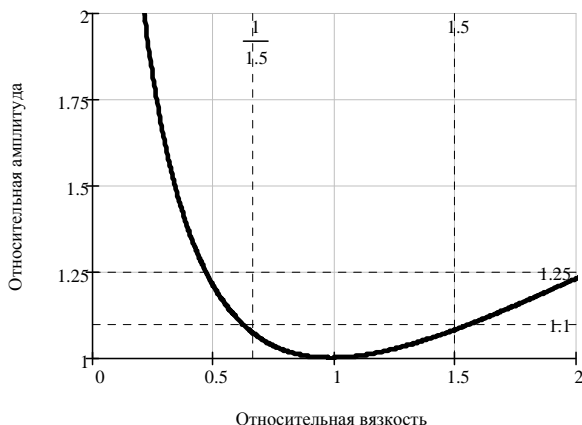
Перед тем как наступает полное схватывание массы с корпусом трение повышается в несколько раз с одновременным повышением температуры, а затем происходит резкое падение коэффициента затухания до нуля и увеличение амплитуды колебаний системы из-за образования единой массы ( $m + M$ ).

Надежность демпфера во многом зависит от расположения «погашенного» резонанса относительного рабочих частот вращения. Долговечность демпфера резко снижается, если двигатель продолжительно работает в зоне резонанса даже при небольших резонансных напряжениях, как это наблюдалось на судах

типа «Атлантик- 333» [4].

Однако на большинстве типов судов резонансы расположены на проходных оборотах, и тогда демпферы служат более 50000 – 70000 часов.

Последний поучительный график, созданный в теории диагностической модели, приведен на рис. 5-15. Он показывает, как влияет на диагностический параметр «относительная амплитуда» изменение вязкости силиконового масла, которую фирмы-поставщики демпферов считают важнейшим диагностическим показателем.



**Рис. 5-15** Иллюстрация малого влияния вязкости силикона

Рис. 5-15 показывает, что изменение вязкости масла в 1,5 раза приводит к увеличению амплитуды всего на 10%, что сопоставимо с погрешностью замеров амплитуды и значительно ниже четырехкратного запаса по отношению к исходной амплитуде. Резонансная частота зависит от вязкости жидкости еще в меньшей степени (не более 4%).

По указанной причине основным методом диагностирования принято считать торсиографию с целью контроля развития крутильных колебаний моторной формы. Такая проблема будет подробно рассмотрена в следующем разделе 5-5 этой главы.

### **5.3. Надежность пружинных демпферов**

Из рассмотрения математической модели пружинного демпфера (раздел 5.2.2) можно сделать вывод, что характерным повреждением такого устройства является поломка или потеря упругости элементов пакетов пружин (или листовых рессор) в зависимости от типа конструкции. Поскольку непосредственных измерений деформаций пружин выполнить невозможно, то в качестве косвенного критерия их оценки принято использовать максимальную просадку (сжатие) пружин, когда происходит соприкосновение деталей ведущей ступицы и ведомого обода демпфера. Поэтому для таких демпферов должно быть предусмотрено периодическое техническое обслуживание, совмещенное с годовыми и очередными освидетельствованиями судов. Основной контрольной операцией

при этом является дефектация пакетов пружин и измерения зазоров.

Однако для некоторых судов и такой режим технического обслуживания не обеспечивает требуемой надежности, что приводит к поломкам демпферов. Это проявляется в резком увеличении вибрации двигателя, что делает невозможным его эксплуатацию.

В этом разделе приведены результаты исследований, направленных на выяснение наиболее вероятных причин выхода из строя пружинных демпферов главного двигателя транспортного рефрижератора «Памяти Кирова» типа «Кристалл – 2». На судне установлен пятицилиндровый двухтактный главный двигатель K5SZ70/125 B/BL мощностью 10330 э.л.с. при 130 об/мин.

Владелец судна сообщил, что аварийные пришествия с демпфером этого судна происходили неоднократно и передал нам для анализа инструкцию фирмы – поставщика дизеля по модернизации демпфера для продления срока его службы.

Инструкция предусматривала сокращение в два раза периодичности технического обслуживания демпферов с проведением соответствующих измерений зазоров. В случае аварии рекомендовано блокировать массы демпфера.

На двигателе установлены два пружинных демпфера. Их особенностью является то, что они входят составной частью в конструкцию уравнителей сил инерции второго порядка. Ведущая ступица каждого демпфера имеет зубчатый венец для привода уравнителей и разъемные гнезда для пакетов пружин, через которые осуществляется упругая связь с ведомым ободом демпфера. У отказавшего кормового демпфера имеется 24 гнезда с пакетами пружин, расположенных на радиусе 700 мм.

Исходные данные о крутильной схеме системы дизельной установки соответствовали фирменным расчетам (1988 г.) и дополнительным расчетам института «СЕВГИПРОРЫБФЛОТ», который выполнял торсиографирование однотипного судна «Маточкин шар» в 1989 году.

Для решения поставленной задачи в среде MATHCAD по уже рассмотренным в этом труде программам нами были выполнены следующие варианты расчетного исследования крутильных колебаний валопровода этого судна:

- для случая компоновки системы без демпфера с целью выявления причин установки этого устройства на двигатель;
- для случая нормальной компоновки системы со штатным демпфером с целью оценки степени опасности крутильных колебаний, как для валов силовой установки, так и для пружин демпфера;
- для случая блокировки демпфера с целью проверки обоснованности запрета фирмы работать в зоне  $82-92 \text{ мин}^{-1}$ .

### 5.3.1. Крутильная схема системы

Основные элементы крутильной схемы системы пропульсивной установки показаны на рис. 5-16.

Эта схема является разветвленной, поскольку состоит из ствола с массами  $m1...m11$  и двух ветвей  $\epsilon 1$  (от массы ствола  $m2$ ) и  $\epsilon 2$  (от массы  $m8$ ), которые соответствуют конструкции уравнителей сил инерции второго порядка пятицилиндрового двигателя.

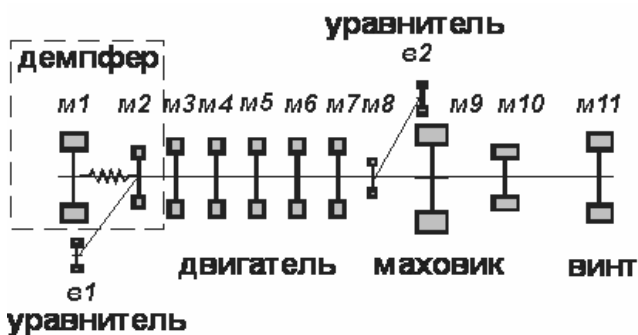


Рис. 5-16 Основные элементы крутильной схемы

Пружинный демпфер соответствует участку крутильной схемы ствола, состоящей из масс  $m1$  и  $m2$ , соединенных между собой упругими элементами пакетов пружин. Безразмерные параметры полной крутильной системы с исправным демпфером даны в таблице 5-1. Для перехода к размерной системе она имеет следующие постоянные параметры: момент инерции КШМ двигателя  $\Theta_0 = 3127 \text{ кг м}^2$  и податливость колена коленчатого вала  $e_0 = 1.737 \text{ Е-9 рад/нм}$ .

Для проверки этой гипотезы наряду с расчетом колебаний полной крутильной схемы был выполнен расчет системы без демпфера. В этом случае крутильная схема образуется за счет отбрасывания масс  $m1$ ,  $m2$  и  $e1$  и ствол системы будет состоять из 9 масс от первой массы двигателя  $M_{21} = m3$  до массы винта  $M_{29} = m11$ , параметры которых соответствуют таблице 5-1.

Таблица 5-1

### Параметры полной крутильной схемы системы

i	Масса	Момент инерции	Участок	Податливость	Диаметр вала
1	Демпфер 1	1.936	0	0	0
2	Демпфер 2	0.204	1-2 Пружины	38.04	условный
3	Цилиндр 1	1	2-3 Вал	0.678	55
4	Цилиндр 2	1	3-4 Шейка	1	55
5	Цилиндр 3	1	4-5 Шейка	1	55
6	Цилиндр 4	1	5-6 Шейка	1	55
7	Цилиндр 5	1	6-7 Шейка	1	55
8	Фланец	0.462	7-8 Шейка	1.014	55
9	Маховик	3.382	8-9 Упорный	0.766	55
10	Муфта	0.258	9-10 Промеж.	15.587	435
11	Гребной винт	6.517	10-11 Гребной	3.559	57.5

Кроме того, поскольку фирма-поставщик двигателя рекомендовала блокировать демпфер в случае выхода из строя его пружин, то нами был выполнен расчет и этого, третьего варианта компоновки крутильной схемы., ствол которой состоит из 10 масс за счет слияния масс  $m1$  и  $m2$  демпфера.

Особенностью этой установки является небольшой относительный момент инерции маховика (всего 3.38).

Поэтому можно сразу предположить, что демпфер здесь установлен для гашения не моторной, а валопроводной формы свободных колебаний.

Исследования особенностей применения пружинных демпферов в дизельных установках начнем с варианта расчета крутильной схемы системы без демпфера.

### 5.3.2. Результаты расчета крутильной схемы системы без демпфера



Рис. 5-17 Одноузловая форма колебаний системы без демпфера

Расчет показал, что при отсутствии демпфера в системе развиваются две заметные формы свободных колебаний – одноузловая форма с частотой  $460.97 \text{ мин}^{-1}$  и двухузловая (моторная) форма с частотой  $1529.35 \text{ мин}^{-1}$ .

Эпюра одноузловой формы колебаний показана на рис. 5-17 из которой видно, что узел находится на участке 9-10 (промежуточный вал) и там же наблюдается максимальный масштаб напряжений.

Опуская демонстрацию промежуточных расчетов, покажем итоговый график суммарных колебаний первой массы двигателя и напряжений в опасном сечении для всех порядков колебаний (рис 5-18). Из этих данных следуют, что напряжения от резонансных колебаний 5-го порядка одноузловой формы при  $92 \text{ мин}^{-1}$  в промежуточном валу достигают 100 Мпа и превышают допускаемые напряжения, ограничивающие возможность даже кратковременный проход через опасную зону.

Выполненный расчет полностью подтвердил гипотезу о том, что в данной системе демпфер был установлен для гашения недопустимых резонансных крутильных колебаний 5-го порядка одноузловой формы в районе  $92 \text{ мин}^{-1}$ , а не для борьбы с колебаниями моторной формы, как это бывает при массивных маховиках четырехтактных дизелей.

На рис 5-19 дан график резонансных амплитуд колебаний первой массы двигателя и напряжений в опасном сечении для всех порядков колебаний от двухузловой формы колебаний.

Напряжения от резонансных колебаний 12, 11 и 15 порядков этой формы в несколько раз меньше допускаемых и опасности не представляют.

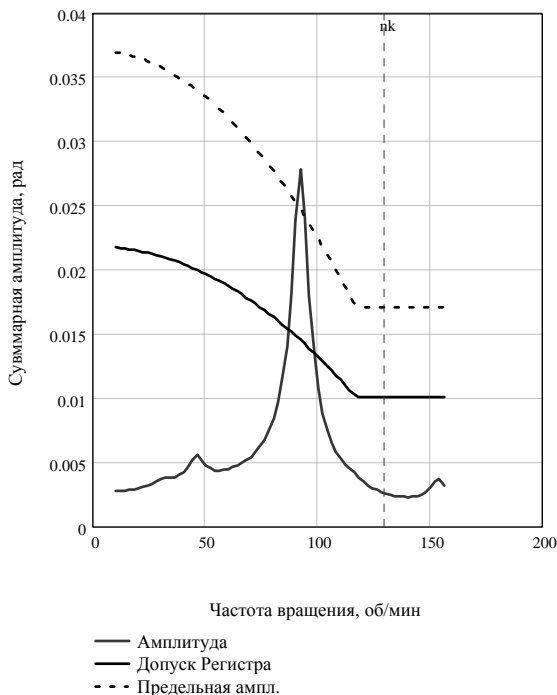


Рис. 5-18 Суммарные колебания одноузловой формы без демпфера

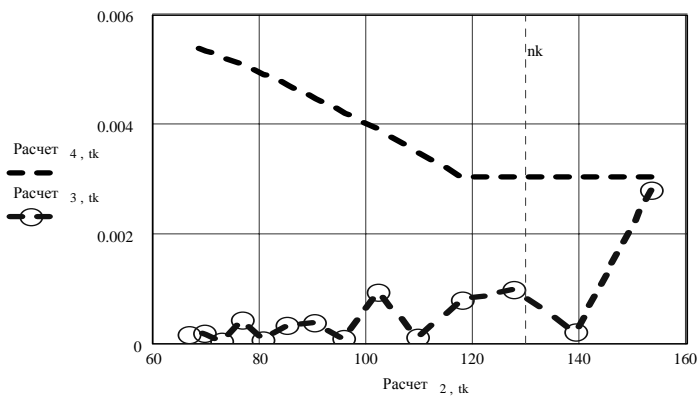


Рис. 5-19 Резонансы двухузловой формы без демпфера

### 5.3.3. Исследования крутильных колебаний системы с исправным демпфером

Этот расчет выполняется для определения причин выхода из строя демпфера..

Расчет выполняем по исходным данным таблицы 5-1. Важно отметить, что приведенные ниже результаты оказались в отличном согласии с результатами торсиографирования силовой установки ТР «Маточкин шар». Результаты

расчета свободных колебаний даны в таблице 5-2.

Расчеты свободных колебаний показали, что система вращающихся масс с исправным демпфером имеет три осязаемые формы колебаний: одноузловая с частотой  $N_1 = 399.4 \text{ мин}^{-1}$  с основным узлом на участке 9-10 (промежуточный вал), двухузловая с частотой  $N_2 = 556.2 \text{ мин}^{-1}$  с основными узлами на участках 9-10 и 1-2, трехузловая с частотой  $N_3 = 1149.93 \text{ мин}^{-1}$  с основным узлом на участке 7-8.

**Таблица 5-2**

**Результаты расчета свободных колебаний**

i	При $N_1 = 399.4 \text{ мин}^{-1}$		При $N_2 = 556.2 \text{ мин}^{-1}$		При $N_3 = 1150 \text{ мин}^{-1}$	
	Амплитуда	Масштаб	Амплитуда	Масштаб	Амплитуда	Масштаб
1	3.505	37116780	-2.632	5.4e7	-0.261	22938674.251
2	1.048	1257.18	0.945	1.42e3	1.257	6678.514
3	1	1424.62	1	1.1e3	1	8066.584
4	0.919	1578.52	1.062	754.31	0.542	8819.295
5	0.83	1717.43	1.105	395.47	0.042	8877.362
6	0.732	1840.02	1.128	29.35	-0.462	8236.209
7	0.628	1945.13	1.129	337.31	-0.929	6946.338
8	0.516	4039.14	1.11	1.13e3	-1.329	11740.298
9	0.429	4530.12	1.086	3.54e3	-1.581	3265.098
10	-1.553	1882.99	-0.463	1.48e3	-0.153	1446.408
11	-1.992	0	-0.809	0.14	0.185	0.012

Для всех этих форм были рассчитаны резонансные, суммарные и допускаемые амплитуды, что позволяет основное внимание обратить лишь на первые две формы колебаний, поскольку трех- и четырехузловая формы не вызывали осязаемых нагрузок.

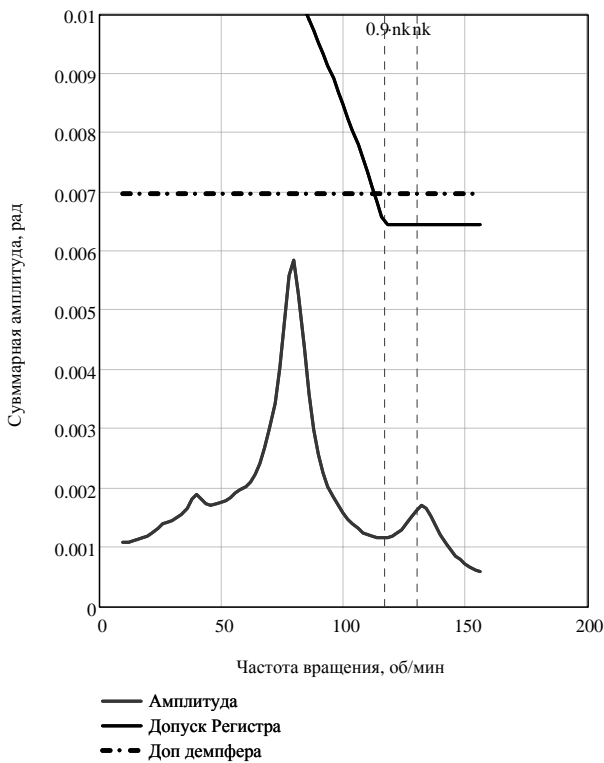
На рис 5-20 приведена копия итоговой таблицы расчета резонансных колебаний одноузловой формы. При этом рассматриваются резонансы, порядки которых попадают в рабочий диапазон оборотов.

"порядок"	3	4	5	6	7	8
"Сумма"	0.464	0.047	4.1086	0.047	0.464	0.464
"1/мин"	133.1296	99.8472	79.8777	66.5648	57.0555	49.9236
"А1рад"	0.0013	0.0001	0.0055	3.648-10-5	0.0002	0.0001
"Напр"	5.7937	0.5533	25.0168	0.1653	1.0202	0.6757
"Per"	29.1763	38.4827	47.4625	52.3405	55.2817	57.1907

Расчет =

**Рис. 5-20 Резонансы одноузловой формы с демпфером**

Из нее следует, что наибольшие напряжения 25 Мпа от резонансных колебаний 5-го порядка одноузловой формы при  $80 \text{ мин}^{-1}$  в промежуточном валу не превышают допускаемые напряжения и не опасны для валов. Как видно по рис. 5-21, эти колебания не опасны и для демпфера.



**Рис. 5-21** Суммарные одноузловые колебания с демпфером

Допустимая амплитуда для демпфера рассчитана по следующей формуле, которая получена нами на основании анализа сведений из отчета СЕВГИПРОРЫБФЛОТА № 110-04.425-001 (1989 год)

$$Ad = \left| \frac{Fpr}{Rpr (CK_{1,7} - CK_{2,7})} \right| \quad (5-13)$$

где  $Fpr = 12$  мм. – допустимая просадка пружин (данные фирмы),  $Ppr = 700$  мм. – радиус расположения пакетов пружин,  $CK_{1,7}$  и  $CK_{2,7}$  - относительные амплитуды колебаний первой и второй масс системы (точнее, ведомой и ведущей части демпфера).

Для рассматриваемой одноузловой формы эта величина составила 0.00698 рад, что больше фактической амплитуды 0,0055 рад.

Менее благоприятная картина наблюдается при анализе двухузловой формы колебаний. Как видно по таблице 5-2 один узел находится на участке 1-2 (пружины демпфера), а другой на участке 9-10 (промежуточный вал), где наблюдается максимальный масштаб напряжений.

Рассмотрим итоговую таблицу резонансных амплитуд (рис. 5-22) и график суммарных колебаний первой массы двигателя (рис. 5-23).

В таблице показано, что наибольшие напряжения около 40 Мпа с амплитудой



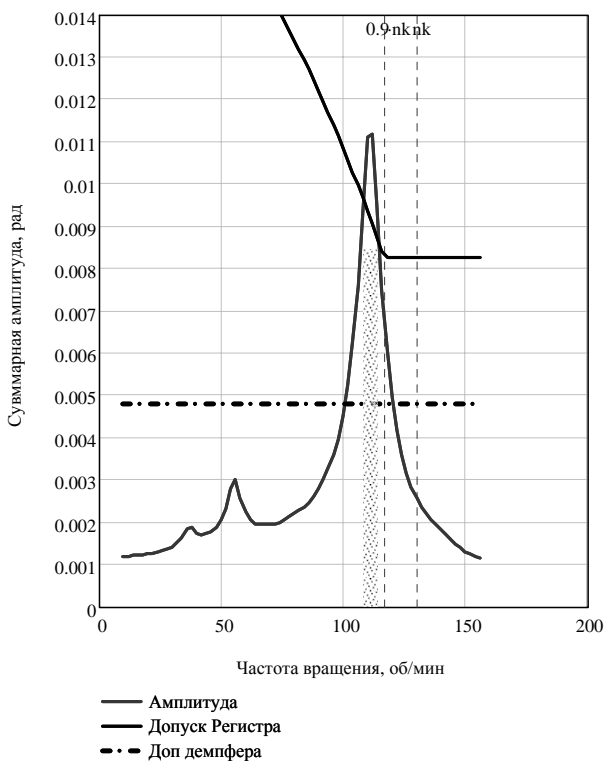
0,011 рад. возникают в промежуточном валу при 111 мин<sup>-1</sup> от резонанса 5-го порядка. Они несколько превышают допускаемые напряжения 33 Мпа, регламентированные действующими правилами РС для промежуточного вала и на этом основании подтверждается наличие запретной зоны 105 – 115 мин<sup>-1</sup>, которая не допустима для длительной работы, но допустима для быстрого прохода.

"порядок"	3	4	5	6	7	8
"Сумма"	0.1615	0.0609	5.4245	0.0609	0.1615	0.1615
"1/мин"	185.386	139.0395	111.2316	92.693	79.4512	69.5198
"А1рад"	0.0006	0.0002	0.0112	7.7121·10 <sup>-5</sup>	0.0001	9.3393·10 <sup>-5</sup>
"Напр"	2.0974	0.8061	39.6753	0.273	0.4765	0.3306
"Пер"	29.1763	29.1763	32.4703	41.9292	47.6326	51.3343

Расчет =

**Рис. 5-22. Резонансы двухузловой формы с демпфером**

О



**Рис. 5-23 Суммарные двухузловые колебания с демпфером**

Однако основную опасность эти колебания представляют для демпфера. Допустимая амплитуда, рассчитанная для демпфера по формуле (5-13), составила 0,0049 рад, что меньше фактической амплитуды 0,011 рад. Если нанести эту

величину на график суммарной амплитуды (рис. 5-23), то можно видеть, что она меньше действующей амплитуды в районе 100-120 мин<sup>-1</sup>. Это значит, что при работе в указанной зоне частоты вращения пружины демпфера подвергаются недопустимой динамической нагрузке. Поскольку указанная зона соответствует основной рабочей частоте вращения, то через некоторое время демпфер начинает работать на ограничителях и вероятность отказа резко возрастает.

### 5.3.4. Исследования крутильных колебаний системы с заблокированным демпфером

Этот расчет выполняется с целью проверки условий эксплуатации силовой установки в случае блокировки масс демпфера после аварии по инструкции фирмы-поставщика двигателя.

Таблица 5-3

Свободные колебания при заблокированном демпфере

i	При $N_1 = 433.638 \text{ мин}^{-1}$		При $N_2 = 1252.433 \text{ мин}^{-1}$	
	Амплитуда	Масштаб	Амплитуда	Масштаб
1	1.017	441.96	1.162	4212.54
2	1	645.03	1	5906.49
3	0.963	840.66	0.665	7032.7
4	0.916	1026.61	0.266	7482.92
5	0.857	1200.74	-0.159	7213.88
6	0.789	1361.02	-0.568	6251.43
7	0.711	2885.79	-0.928	11167.98
8	0.649	3786.62	-1.168	2357.27
9	-1.008	1576.79	-0.137	1061.74
10	-1.376	0	0.111	0

Расчет выполняем по исходным данным таблицы 5-1. Результаты сведены в таблицу 5-3.

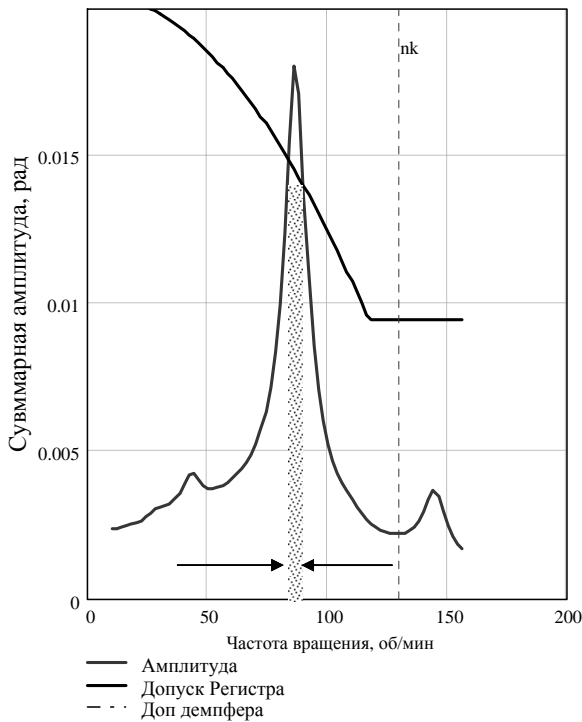
Из таблицы следует, что система вращающихся масс с заблокированным демпфером имеет две ощутимые формы колебаний: одноузловая с частотой  $N_1 = 433.64 \text{ мин}^{-1}$  и с основным узлом на участке 8-9 и двухузловая с частотой  $N_2 = 1252.43 \text{ мин}^{-1}$  и с основным узлом на участке 4-5. Оценим степень опасности каждой из этих форм для валов системы.

Из одноузловой формы свободных колебаний, показанной в табл. 5-3. видно, что узел находится на участке 8-9 (промежуточный вал) и там же наблюдается максимальный масштаб напряжений.

Также как и в предыдущих расчетах наибольшие напряжения в этом валу возникают от резонанса 5-го порядка при  $86.7 \text{ мин}^{-1}$ , которые превысили норму РС, как это показано на рис. 5-24.

По этой причине возникает необходимость назначить запретную зону оборотов  $87 \pm 5 \text{ мин}^{-1}$ , что в точности совпадает с запретной зоной 82-92 мин<sup>-1</sup>, установленной фирмой при блокировке демпфера.

Как видно из таблицы на рис. 5-25, двухузловая форма не создает заметных напряжений в валах системы.



**Рис. 5-24 Резонанс одноузловой формы при заблокированном демпфере**

"порядок"	9	10	11	12	13
"Сумма"	0.15637	1.20363	0.15637	1.97558	1.97558
"1/мин"	139.15926	125.24334	113.85758	104.36945	96.34103
"A1mass"	2.21209·10 <sup>-5</sup>	0.00013	1.33325·10 <sup>-5</sup>	0.00014	0.00011
"APer"	0.0032	0.0032	0.0034	0.00397	0.00441
"Nm"	0.24705	1.4579	0.1489	1.50997	1.23328

Расчет =

**Рис. 5-25 Резонансы двухузловой формы**

Таким образом, в случае работы с заблокированным демпфером в системе возникают недопустимые для длительной работы напряжения от крутильных колебаний 5-го порядка одноузловой формы, что требует назначения запретной зоны 87 – 92 мин<sup>-1</sup>. Эта зона в точности совпала с указаниями фирмы, что косвенно подтверждает эффективность использованной нами методики исследования.

Тем не менее следует признать, что работа с заблокированным демпфером даже при наличии указанной запретной зоны в большей степени удовлетворяет условиям эксплуатации, чем вариант работы с исправным демпфером.

### 5.3.5. Общее заключение

Приведенные выше результаты являются хорошей иллюстрацией справедливости теоретической модели пружинного демпфера, описанной в разделе 5.2.2. монографии. Действительно, включение в крутильную схему такого демпфера привело к снижению частоты одноузловых колебаний с 460.97 до 399.4 мин<sup>-1</sup>, что составило 0,87 от исходной (точно как в теории!) и одновременному снижению амплитуды опасных резонансных колебаний 5-го порядка с 100 МПа до 25 МПа (в 4 раза!). Однако при этом возник еще один резонанс того же 5-го порядка с более высокой частотой 556.2 мин<sup>-1</sup> (1,21 от исходной), который вызвал недопустимые деформации пакетов пружин демпфера и необходимость назначения запретной зоны 100-120 мин<sup>-1</sup>. Это и явилось причиной аварий дизеля, поскольку указанная зона практически совпадает с основными рабочими частотами вращения.

По-видимому, рассмотренный случай нельзя считать типичным для всех пружинных демпферов. На судах этого типа был допущен явный конструктивный дефект по вине проектантов дизельной установки. Признание этого факта подтверждается сокращением периодичности технического обслуживания дизеля и принятие решения о блокировке демпфера с назначением запретной зоны 87 – 92 мин<sup>-1</sup>. Вместе с тем из приведенной информации следует по крайней мере две общие рекомендации. Во первых, при установке пружинных демпферов следует обязательно выполнять расчет крутильных колебаний валопровода всей установки с оценкой деформаций пакетов пружин демпфера. Во-вторых, не следует допускать расположение резонанса, опасного для пружин демпфера, на основных рабочих частотах вращения дизеля, даже в случае небольших напряжений от него на других участках крутильной схемы.

## 5.4. Надежность силиконовых демпферов

### 5.4.1. Общие понятия

С точки зрения технического обслуживания силиконовые демпферы отличаются от пружинных прежде всего низким уровнем ремонтпригодности.

Так например, если дефектацию и ремонт пружинных демпферов можно выполнять без их демонтажа с двигателя, для контроля состояния силиконовых демпферов (со съемной крышкой) требуется его снятие и доставка в цех ремонтного предприятия.

Демпферы с запаянной крышкой вообще не подлежат ремонту и их приходится либо списывать, либо подвергать безразборной диагностике после выработки ресурса, назначенного фирмой-поставщиком или РС.

Учитывая большую стоимость силиконовых демпферов судовладельцам более выгодно проводить периодическое диагностирование таких демпферов с целью оценки остаточного ресурса.

Для этого в правила РС была включена «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), разработанная ИПМАШ РАН.

Эта методика подробно описана в разделе 5.4.6, где в частности, дана рекомендация по оценке надежности демпферов рассматриваемой дизельной уста-

новки и по определению эталонных диагностических параметров статистическими методами.

В разделе 5.4.4 результаты обработки больших выборок замеренных амплитуд и частот моторной формы колебаний дизелей некоторых типов промысловых судов Северного бассейна России.

Изучение надежности любого изделия должно начинаться с определения номенклатуры показателей надежности и их допустимых значений.

Применительно к демпферам вообще и силиконовым демпферам в частности целесообразно применить нашу методологию [18, 64], основанную на вероятностной природе деградационных процессов, которые приводят к постепенному или скачкообразному ухудшению технического состояния элементов изделий.

Доказано [17], что долговечность узлов трения характеризуется сравнительно большим рассеиванием скорости изнашивания и ресурса (наработки до достижения предельного состояния). Обычно коэффициент вариации этих показателей составляет не менее 0,5 - 0,6. Поэтому для обеспечения нормальной эксплуатации включаемые в документацию ресурсы назначаются фирмами-поставщиками изделий с большим запасом.

Проведенные исследования позволяют утверждать, что назначенные ресурсы деталей машин соответствуют гамма -процентным ресурсам для заданной вероятности не достижения предельного состояния  $\gamma$  (например при  $\gamma = 80\%$ ). Это значит, что назначенный таким образом ресурс должен быть в несколько раз меньше среднего ресурса, а конкретные экземпляры изделий могут иметь значительно больший фактический ресурс по сравнению с назначенным, что иллюстрируется графиками на рис. 5-26 для распределения Вейбулла.

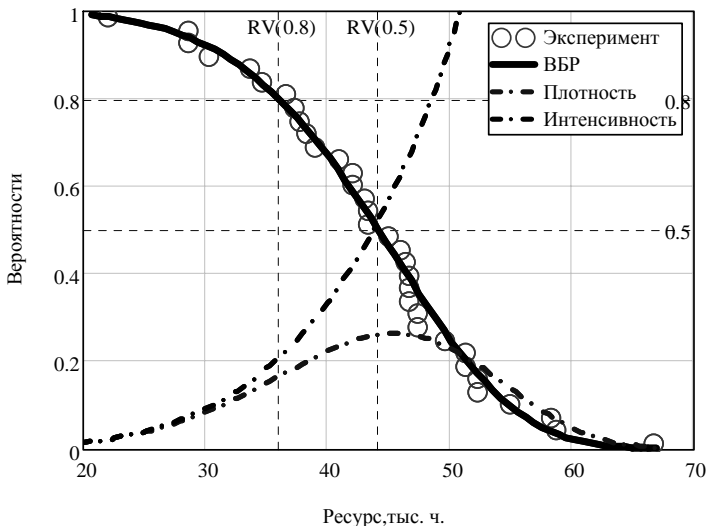
Этим и определяется актуальность применения средств и методов технической диагностики для любой техники, которое позволяет с одной стороны своевременно предотвратить отказы менее надежных экземпляров, а с другой стороны - продлить срок службы (часто в несколько раз) более надежных экземпляров.

Демпферы, принцип действия которых основан на работе трения при вращательных колебаниях корпуса относительно его маховика, не являются исключением из этого правила, что подтверждается приведенными ниже результатами обработки информации о развитии крутильных колебаний на трех типах судов.

Согласно работе [18] в качестве основного показателя надежности демпферов можно выбрать показатель долговечности - назначенный ресурс.

По определению РД 15-127-90 "Методика расчета нормативных показателей надежности судовых технических средств" назначенный ресурс - это наработка, при достижении которой эксплуатация объекта по прямому назначению должна быть прекращена для освидетельствования и принятия решения о дальнейшей эксплуатации, ремонте или списании.

Такое толкования понятия о назначенном ресурсе с одной стороны гарантирует безотказную работу объекта в период установленного срока, а с другой стороны - открывает возможность продлевать ресурс, установленный в нормативно-технической документации, на основании результатов проверки технического состояния объекта и выполнения ремонтных работ при необходимости.



**Рис. 5-26** Распределение вероятности ресурса

Проблему обеспечения работоспособности демпферов нельзя считать до конца изученной и она требует накопления и обработки информации о их надежности применительно к конкретным проектам (типам судов).

#### 5.4.2. Статистическая оценка результатов замеров

Рассмотрим результаты исследований надежности демпферов, выполненные на серийных промысловых судах некоторых проектов.

В качестве исходных данных использованы результаты торсиографирования более 100 главных и вспомогательных двигателей судов проекта 502, 502ЭМ и «Атлантик -333», оборудованных силиконовыми демпферами.

По результатам торсиографирования в редакторе MATHCAD были построены корреляционные графики зависимости напряжений и частот наиболее заметных резонансных колебаний моторной формы от наработки. На рис. 5-27 даны графики для дизель генератора и главного двигателя судов проекта «Атлантик -333», который иллюстрирует низкую надежность демпфера главного двигателя 8VD26/20 AL.

Как видим часть точек превысили прямую допускаемых напряжений. Во всех остальных случаях (см. рис. 5-28) фактические напряжения не превышали допускаемых значений, хотя случаи замены или ремонта демпферов имели место. В сводной табл. 5-7 приведены результаты статистической обработки торсиограмм, полученных при диагностировании демпферов. Важно отметить, что исходные данные для статистического анализа получены с применением современных средств и методов записи и обработки торсиограмм (спектральный анализ магнитофонных записей на ЭВМ), что значительно снижает влияние погрешности измерений и обработки торсиограмм  $V_{\Sigma}$  на общий коэффициент вариации параметров крутильных колебаний  $V_{\theta}$ .

$$V_0 = \sqrt{V_s^2 + V_p^2} . \quad (5-14)$$

Поэтому появляется возможность оценить меру  $V_p$  естественного рассеивания этих параметров под влиянием технологических и эксплуатационных факторов.

Таблица 5-4

### Показатели надежности демпферов двигателей SKL

Установка	Показатели	Статистические показатели					Оценка*
		Мин	Макс	Средн	СКО	К. В.	
Вспомогат. двигатель 6VD26/20	Наработка, час.	0	59983	43420	17715	0,408	0/18
	Частота, кол/мин	4422	4928	4653	143,3	0,031	
	Напряжения, МПа	5	12.3	7.8	2.1	0,264	
Главный двигатель 8VD26/20	Наработка, час.	0	65360	28246	21150	0,749	6/38 15,8%
	Частота, кол/мин	2364	2593	2452	50,76	0,021	
	Напряжения, МПа	3	40	16	10	0,615	
Главный двигатель 8NVD48 AU	Наработка, час.	0	81000	50762	20720	0,408	0/13
	Частота, кол/мин	2021	2250	2061,08	64,328	0,031	
	Напряжения, МПа	6	18	12	4	0,371	
Главный двигатель 8NVD48 2AU	Наработка, час.	0	75000	36015	17000	0,472	1/34 2,94%
	Частота, кол/мин	2058	2442	2293	82,03	0,035	
	Напряжения, МПа	7	37	14	5	0,365	
Повторные замеры 8NVD48 2AU	Наработка, час.	22100	41829	34530	6319,4	0,183	0/25
	Частота, кол/мин	2192	2364	2287,88	42,54	0,0185	
	Напряжения, МПа	10	21	14	3	0,186	

Примечание \* - в знаменателе - объем выборки, в числителе - число случаев превышения допустимых напряжений.

Как видно из рис. 5-27 и 5-28 в большинстве случаев (кроме ГД судов типа «Атлантик – 333») зафиксировано практически полная независимость тренда параметров крутильных колебаний от наработки демпфера.

В частности это относится и к повторным испытаниям одних и тех же двигателей.

При этом были даже обнаружены случаи когда амплитуды при повторным измерении после годовой отработки не возрастали, а уменьшались, в пределах границ естественного рассеивания амплитуд.

Заметные вариационные изменения амплитуд колебаний наблюдались даже в процессе проведения одного сеанса испытаний на разных режимах.

Эти странные на первый взгляд результаты можно объяснить лишь одним обстоятельством - установленной выше естественной дисперсией параметров крутильных колебаний (особенно резонансных амплитуд) из-за влияния большого числа случайных технологических и эксплуатационных факторов.

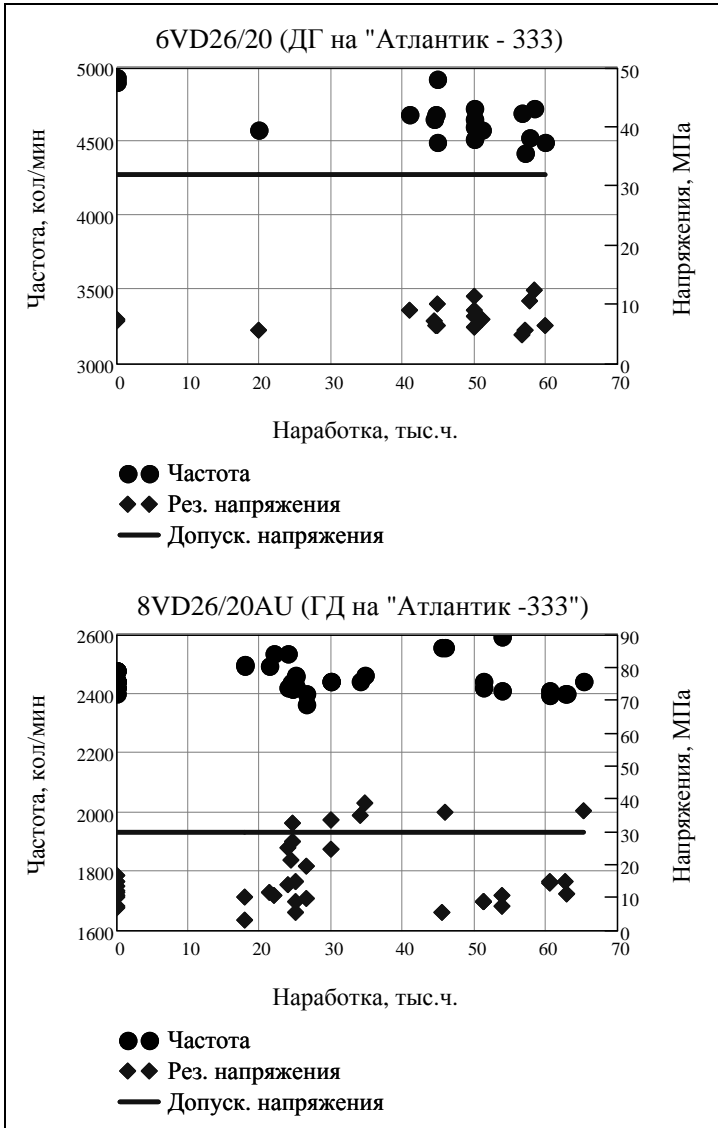


Рис. 5-27 Моторная форма у двигателей судов типа «Атлантик -333»



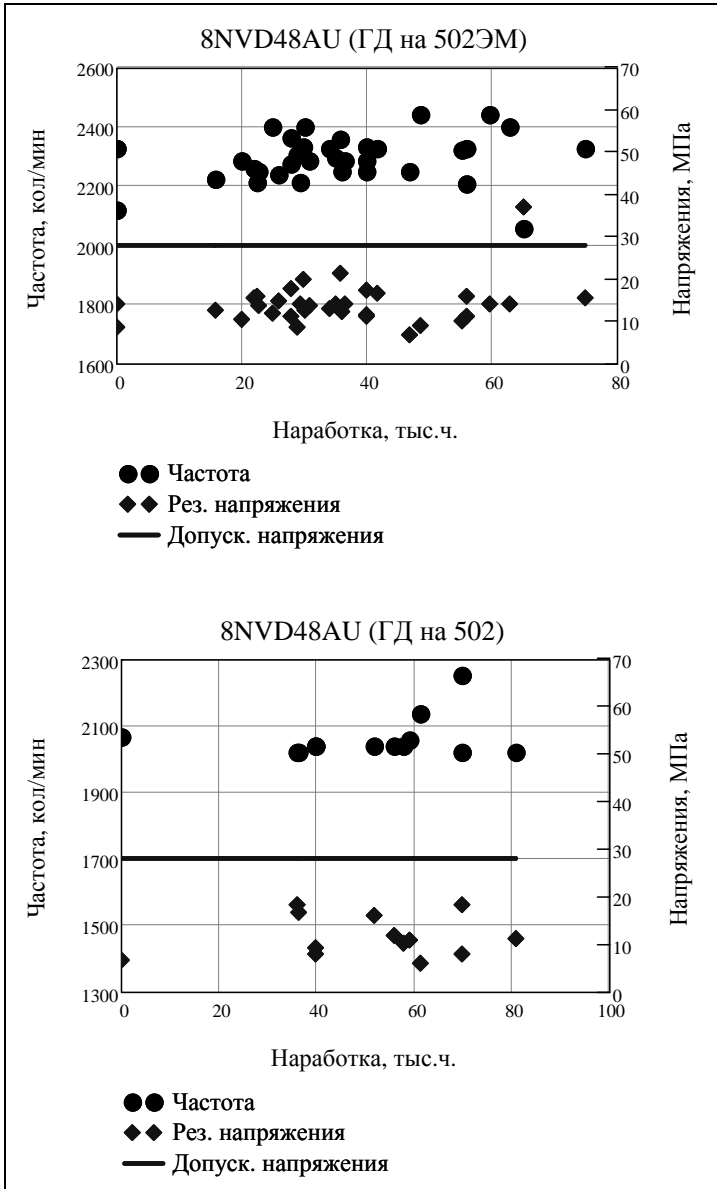


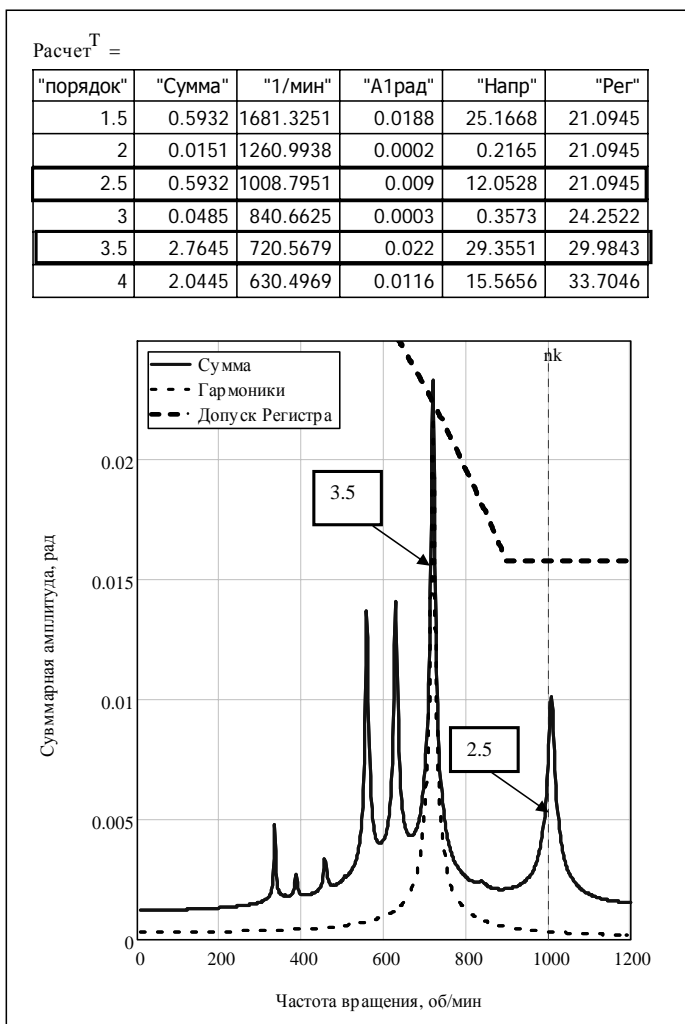
Рис. 5-28 Моторная форма у двигателей судов пр. 502

### 5.4.3. Анализ причин различной надежности демпферов

Наименее надежным из рассматриваемых оказался демпфер главного двигателя 8VD26/20 AL на судах проекта «Атлантик-333».

Из табл. 5-7 видно, что 16% этих демпферов вышли из строя после обработки 25000 час, и столько же остались работоспособными после 500000 час. При этом коэффициент вариации напряжений от резонанса 3,5-го порядка составил 0,615,

что вдвое больше значений, полученных на судах других типов. Причины низкой надежности этого демпфера были нами изучены и впервые объективно установлены с помощью рассмотренных выше программ в среде MATHCAD.



**Рис. 5-29** Суммарные колебания моторной формы у судна типа «Атлантик-333»

Основная причина состоит в том, что, наряду с исследуемым резонансом 3,5-го порядка при  $720 \text{ мин}^{-1}$ , на номинальной частоте вращения этого двигателя имеется ощутимый резонанс 2,5-го порядка с напряжениями более 10 МПа. Он не был ранее замечен не только при выполненных расчетах крутильных колебаний, но и во время многочисленных торсиографирований различными лабораториями. Это иллюстрируется рис. 5-29, где приведены результаты расчета по

нашей методике, которые хорошо согласуются с экспериментом (по спектральному анализу).

Интересно отметить, что на двигателе судна проекта «Атлантик – 333» установлен демпфер того же типа, что и на судах проекта 503 и 502. Но в отличие от проекта «Атлантик – 333» на этих судах демпферы имеют высокую надежность и позволяют безотказно обрабатывать двойные сроки службы (до 70 – 80 тыс. ч.) с вероятностью более 90%. Причина такого неблагоприятного различия состоит в том, что при равноценных абсолютных моментах инерции демпфера их безразмерные значения отличаются в 5 раз из-за соответствующего различия моментов инерции КШМ. Если на судах проекта 502Э относительный момент инерции демпфера составляет 1,9, то на судах проекта «Атлантик – 333» - 10,8.

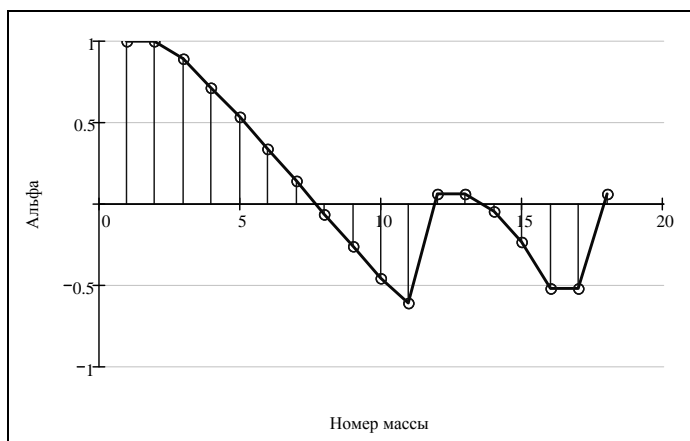


Рис. 5-30 Моторная форма на судне типа «Атлантик-333»

Поэтому узел моторной формы колебаний сместился от маховика в среднюю часть коленчатого вала (рис. 5-30), а это привело к увеличению суммы альфа и напряжений от неглавных 5,5, 4,5, 3,5 и 2,5 порядков колебаний, которые попали в рабочий диапазон частот вращения.

Этому способствовало и более высокая номинальная частота вращения (1000 мин<sup>-1</sup> по сравнению с 350 - 450 мин<sup>-1</sup> у двигателей ряда NVD 48).

При этом резонанс 2,5 порядка практически совпал с номинальными оборотами на которых постоянно работает главный двигатель по нагрузочной характеристике.

Такой резонанс не вызывает опасных напряжений в стальных валах, но он приводит к ускоренному изнашиванию внешних подшипников демпфера из-за постоянной работы сил трения при резонансе.

Продукты износа более интенсивно накапливаются в слое масла, что приводит к увеличению температуры и к схватыванию подшипника. Разборка и осмотр дефектных демпферов подтверждает приведенное описание деградации состояния демпфера.

У некоторых демпферов маховик оказался намертво соединенным с ободом внешнего подшипника. Очевидно, что картина повреждения ненадежного демпфера полностью укладывается в диагностическую модель раздела 5.2.3.

#### 5.4.4. Статистическая оценка эталонных параметров для диагностирования демпферов

Статистические методы исследований имеют практическое значение не только для оценки уровня надежности демпферов, но для обоснования эталонных диагностических параметров этих устройств в соответствии с упомянутой Методикой диагностирования и определения остаточного ресурса силиконовых демпферов.

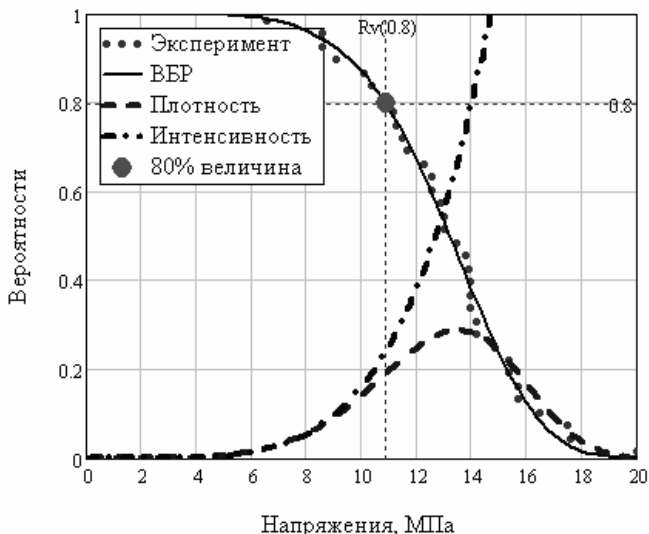


Рис. 5-31 Распределение вероятности напряжений

Оригинальные методы статистической обработки информации, приведенные в наших работах по надежности [18,64], позволили разработать программы в среде MATHCAD для определения параметров распределений вероятностей с целью оценки гамма - процентных величин.

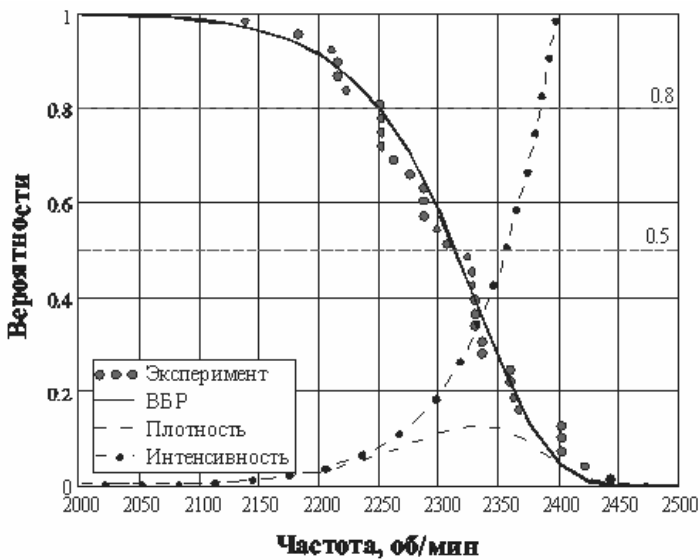
Покажем эффективность этих программ на примере обоснования эталонных диагностических параметров демпфера главного двигателя судов проекта 502 ЭМ с демпфером марки В-710.

Исходная выборка напряжений от резонанса 8-го порядка моторной формы имела объем 34 замера.

При этом исходные данные об амплитудах гармоник получены измерительной лабораторией путем спектрального анализа.

Статистическая обработка этой выборки производилась по особому алгоритму в редакторе MATHCAD.

Рассмотрим результаты статистического анализа для полученной эмпирической выборки. Итоговые графики накопленной вероятности безотказной работы (ВБР), плотности вероятности и интенсивности событий для величин напряжений при резонансе и для резонансных частот приведены соответственно на рис. 5-31 и 5-32.



**Рис. 5-32** Распределение вероятности частоты моторной формы

Количественные результаты статистической обработки указанной информации приведены в сводной таблице 5-7.

Из таблицы видно, что показатели определены с достаточно высоким коэффициентом корреляции в случае их аппроксимации законом Вейбулла.

При этом коэффициенты вариации оставил для напряжений при резонансе - 0,21, а для резонансной частоты - всего 0,03. Эти данные заведомо удовлетворяют требованиям к точности оценки крутильных колебаний. Они хорошо согласуются с приведенными выше результатами расчета гармоник 8-го порядка моторной формы (напряжения 12 МПа и частота 2278 кол/мин),

На основании проведенных расчетных и статистических исследований в качестве эталонных диагностических параметров принимаются следующие характеристики резонансных колебаний 8-го порядка моторной формы:

Резонансная частота колебаний  $2300 \pm 70 \text{ мин}^{-1}$  и амплитуда резонансных напряжений  $13 \pm 3 \text{ МПа}$ .

Как будет показано далее, для расчета остаточного ресурса необходимо оценить уровень надежности данного демпфера. Анализ сведений о высокой вероятности безотказной работы демпфера на судах проекта 502Э в течении более 25 лет эксплуатации (табл. 5-7) позволяет установить для него коэффициент для нормального уровня надежности.

#### **5.4.5. Основные направления контроля технического состояния силиконовых демпферов**

Наши исследования еще в семидесятых годах прошлого века показали, что опасность колебаний моторной формы возрастет по мере увеличения средней скорости поршня дизелей. Развитие судового дизелестроения полностью подтвердило эту тенденцию и сейчас демпферы имеются практически на всех

среднеоборотных дизелях.

На первых порах внедрения силиконовых демпферов считалась, что простота конструкции обеспечивает их высокую надежность и долговечность. Но как было показано выше, опыт эксплуатации не подтвердил этих ожиданий.

Таблица 5-5

**Оценка диагностических параметров демпфера**

Показатель	Напряжения		Частота	
	Величина	Размерн.	Величина	Размерн.
Козэф. корреляции	- 0,995	б/р	-0,981	б/р
Закон распределения	Вейбулла	б/р	Вейбулла	б/р
Параметр формы	5,5	б/р	40,2	б/р
Козэффициент вариации	0,208	бр	0,031	б/р
Параметр масштаба	14,2	МПа	2334	кол/мин
Мат ожидание	13,1	МПа	2300	кол/мин
Медиана	13,3	МПа	2313	кол/мин
80-% величина	10,8	МПа	2248	кол/мин

Проблема контроля их технического состояния стала особенно острой, когда большинство демпферов судовых дизелей отслужили назначенный ресурс и судовладельцы должны принимать решение о их замене или дальнейшей эксплуатации.

Основанием для предъявления Регистром требования о выполнении проверки технического состояния демпфера является превышение назначенного или ранее определенного остаточного ресурса демпфера, а также наступление срока проверки, предписанного инструкцией изготовителя или правилами РС и по ряду других обстоятельств.

В этой связи целесообразно рассмотреть существующие подходы к срокам и методам контроля технического состояния демпферов.

Самым простым и доступным способом является контроль технического состояния оборудования путем контроля его наработки (фактического времени). Нарботка демпфера принимается равной наработке двигателя, которая фиксируется в машинном журнале. Критерием предельного состояния служит назначенный ресурс, установленный фирмой или Регистром.

Эта величина назначается различными фирмами в пределах 20 - 50 тыс. ч. Регистр рекомендует величину 30 тыс. ч. , что соответствует срокам очередного освидетельствования судна.

При периодических осмотрах (ежегодных освидетельствованиях) необходимо дефектовать поверхность демпфера, обращая особое внимание на деформации и герметичность корпуса. В частности следует использовать метод меловой пробы.

Известно, что большинство замен силиконовых демпферов происходило именно из-за утечки масла или отработки ресурса.

Однако внешний осмотр не позволяет принимать решение о продлении срока эксплуатации демпфера.

Фирмы – поставщики демпферов в качестве одного из основных способов оценки технического состояния рекомендуют периодический контроль силиконовой жидкости (масла). Для этого должна быть взята проба масла через специальные отверстия в крышке демпфера и отправлена фирме на анализ для состав-

ления заключения о работоспособности демпфера.

В рассматриваемых демпферах применяется специальная полиметилсилоксановая (силиконовая) жидкость ПМС-Ж, кинематическая вязкость которой которая подбирается на основании специальных расчетов по так называемой инвариантной точке (см. раздел 5.3). Кинематическая вязкость ПМС-Ж может находиться в широких пределах от 0.0065 до 2 м<sup>2</sup>/сек.

Кроме этой основной характеристики используются и такие показатели как содержание механических примесей и внешний вид, плотность, массовая доля кремния, показатель реакции среды РН, температура вспышки, массовая доля воды. Считается, что в результате окисления и загрязнения ПМС-Ж может происходить ухудшения этих показателей до предельно-допустимых величин.

В инструкции по ТО демпферов фирмы SKL дается подробное описание изъятия пробы жидкости для отправки в лабораторию изготовителя на анализ.

Внешний вид и механически примеси определяются визуальным просмотром на белом фоне в отраженном свете пробы продукта слоем 1-2 мм, нанесенной на стеклянную пластинку размером 90 - 120 мм.

Кинематическая вязкость определяется на лабораторной установке ТСМ-11 с использованием термостатирующие устройств, термостатов и термометры, обеспечивающие температуру при плюс 20°С с погрешностью +0,25°С, аналитический вязкозиметр VST-5755 с погрешностью определения 0,5% для пробы ПМС-Ж массой 0,04 кг,

При изучении общего состояния силиконовой жидкости следует учитывать, что в нормальном состоянии - это бесцветная, вязкая жидкость.

Согласно инструкции фирмы демпфер следует считать неработоспособным при обнаружении одного из следующих явлений: сильное помутнение силиконовой жидкости, усиление запаха метанола и отклонение вязкости жидкости больше чем ± 25 % от номинальной вязкости, указанной в сертификате испытаний.

Как было отмечено ранее (раздел 5.3) отклонение этого параметра от нормы даже на 50% мало влияет на эффективность работы демпфера и характеристики масла остаются стабильными в течении длительного времени. Например, рассеивание вязкости у всех исследуемых демпферов Каспийского бассейна за 60 тыс. ч. составило всего 7 - 13%, что меньше допустимых 25%.

Вместе с тем была замечена тенденция увеличения механических примесей в масле со временем. Это косвенно подтверждает гипотезу об изнашивании демпфера, как основном деградационном процессе этого устройства.

Таким образом, контроль свойств силиконового масла нельзя признать достаточно информативной операцией для оценки работоспособности и остаточного ресурса силиконового демпфера.

При ремонтах демпферов на некоторых предприятиях применяются специальные стенды для проверки демпферов. Такие устройства не стандартизированы и имеют инициативное происхождение (в Мурманске, Владивостоке).

Обычно такой стенд представляет собой простейшую упругую двух массовую систему, имеющую только одну форму свободных колебаний. На первой массе установлен возбудитель колебаний с переменной частотой, а вторая масс – это исследуемый демпфер. При постепенном увеличении частоты возбуждения система проходит через резонанс, что позволяет определить и сравнить с

эталонном ее амплитудно-частотную характеристику.

Этот способ весьма эффективен для контроля качества ремонта демпферов и входного контроля качества новых демпферов.

Однако для прогнозирования остаточного ресурса способ не пригоден, так как при снятии демпфера с судна нарушается принцип адекватности условий периодических испытаний.

В итоге было сформулировано единое мнение специалистов о том, что наиболее корректным методом не только оценки технического состояния, но и остаточного ресурса является периодическое торсиографирование, а точнее - диагностирование демпфера путем торсиографирования двигателя.

С этой целью была разработана для Правил РС методика диагностирования и определения остаточного ресурса силиконовых демпферов судовых ДВС.

Рассмотрим основные положения этого документа и программу расчета по нему остаточного ресурса демпфера на основании периодически выполняемых измерений крутильных колебаний.

#### **5.4.6. Методика диагностирования силиконовых демпферов судовых двигателей внутреннего сгорания**

Методику диагностирования и определения остаточного ресурса силиконовых демпферов судовых ДВС можно приобрести в ГУРС в виде Приложения 47 в руководстве по техническому наблюдению за судами в эксплуатации, НД № 2-030101-009. Этот документ был разработан ИПМАШ РАН и прошел соответствующую апробацию в измерительных лабораториях по обслуживанию судов.

Большая часть основных положений этого документа так или иначе уже была рассмотрена в монографии, что упрощает задачу рассмотрения его содержания, которое состоит из семи разделов.

В первом разделе «Общие положения» отмечается назначение и область применения методики.

В следующем втором разделе рассматриваются организационные вопросы технического наблюдения за демпферами в эксплуатации.

Здесь прежде всего излагается порядок назначения сроков проведения контрольных операций судовладельцем с учетом требований изготовителя демпфера или РС. Указываются уже известные нам основания для проведения измерений, а также следующий порядок выполнения работ по диагностированию демпфера.

Работа по диагностированию демпфера выполняется по заявке судовладельца лабораторией, имеющей свидетельство о признании РС. Лаборатория разрабатывает и согласовывает с РС программу диагностирования демпфера, включающую сведения об эталонных значениях диагностических параметров.

Затем лаборатория выполняет диагностирование демпфера в соответствии с одобренной программой, составляет и направляет судовладельцу отчет о диагностировании после его согласования с инспекцией РС.

Во заключении второго раздела методики даются требования к документации - программе и отчету о диагностировании демпфера.

Программа диагностирования демпферов разрабатывается применительно к рассматриваемому типу судна по форме шестого раздела методики и должна быть одобрена Регистром до начала диагностирования.



Программа должна содержать сведения об эталонных и допустимых диагностических параметров, установленных по рекомендациям третьего раздела методики.

Отчет о диагностировании демпфера составляется по результатам диагностирования на конкретном судне в соответствии с программой и должно быть одобрено РС. Примерное содержание отчета приведено в седьмом разделе методики.

В методике ключевое значение имеет третий раздел с методическими указаниями обоснования эталонных и допустимых значений диагностических параметров.

Напомним, что в качестве диагностических параметров следует принимать частоты и амплитуды крутильных колебаний тех форм, для гашения которых настроен демпфер. У среднеоборотных дизелей к ним относятся колебания моторной формы, которую можно установить по следующим признакам.

У пропульсивных силовых установок, имеющих за маховиком двигателя валопровод и (или) упругую муфту большой податливости (когда их податливость в 10 и более раз больше податливости колена коленчатого вала) моторная форма практически совпадает с одноузловой формой колебаний для участка системы вращающихся масс «демпфер - коленчатый вал - маховик» при отброшенной остальной части за маховиком. Эти указания носят ориентировочный характер, поскольку возможность отбрасывания части системы за двигателем зависит и от других факторов, например, от момента инерции маховика, относительное значение которого является достаточно весомым именно у четырехтактных дизелей (более 10 единиц КШМ). У двухтактных дизелей маховик небольшой и там обычно демпфер устанавливается для борьбы с валопроводными формами колебаний.

К эталонным относятся значения следующих диагностических параметров колебаний моторной формы, определенные при условии исправного демпфера: частота свободных колебаний и резонансная частота вращения коленчатого вала, которая попадают в диапазон оборотов от минимально-устойчивых до  $1,2 n_{ном}$  (где  $n_{ном}$  - номинальная частота вращения двигателя, об/мин) и возбуждаются наиболее существенным возмущающим моментом  $\nu$ -го порядка; амплитуда этой гармоника крутильных колебаний и напряжений от них при резонансной частоте вращения; суммарная амплитуда от вынужденных (околорезонансных) крутильных колебаний при номинальной частоте вращения или напряжений от них.

Значения эталонных диагностических параметров могут определяться для исследуемых двигателей с исправным и оптимально настроенным демпфером одним из следующих способов.

а) По данным ранее выполненного (для головного или модернизированного судна проекта) расчета крутильных колебаний для рассматриваемой системы вращающихся масс;

б) На основании расчета моторной формы колебаний для участка системы вращающихся масс «демпфер – двигатель – маховик»;

в) По результатам торсиографирования валопровода головного (или однотипного) судна, имеющего исправный демпфер;

г) По положительным результатам ранее выполненного торсиографирования валопровода данного судна при исправном состоянии демпфера;

д) На основании статистического анализа результатов торсиографирования валопроводов установок однотипных судов при различных наработках двигателей с исправными демпферами.

Из перечисленным способов наиболее достоверным, но и более сложным для реализации является последний вариант д), поскольку он требует получение информации об измерениях на многих однотипных судах в течении ряда лет. Пример такого исследования был показан в разделе 5.4.4.

К допустимым диагностическим параметрам относятся допускаемые напряжения при резонансной и номинальной частотах вращения определяемые по правилам РС или равноценные им параметры допускаемые амплитуды. Последние определяются путем деления допускаемых напряжений на масштаб напряжений для коленчатого вала.

Кроме того в методике установлены допустимое отклонение фактической амплитуды и частоты от их эталонных значений, характеризующие естественное рассеивание этих параметров, не связанного с ухудшением технического состояния демпфера.

При обосновании диагностических параметров рекомендуются использовать следующие значения допустимых отклонений: для частоты свободных колебаний моторной формы  $\pm 3\%$  и для амплитуд резонансных колебаний  $\pm 5\%$ . Отметим, что указанное отклонение амплитуды относится к измерениям на одном и том же судне. Для выборки судов этот показатель может доходить до  $\pm 25\%$ .

В четвертом разделе методики даются подробные указания о проведении работ по диагностированию на судне.

В первую очередь здесь даются требования к содержанию программы испытаний в которую должны быть включены данные об эталонных и допустимых значениях диагностических параметров, указания по проведению подготовительных, основных и заключительных работ, требования к характеристикам аппаратуры и пр.

Далее излагаются рекомендации по проведению всех этапов торсиографирования, которые весьма подробно были нами рассмотрены в главе 3 монографии об измерениях.

Важнейшим в методике является пятый раздел «Оценка технического состояния и остаточного ресурса демпфера», где описываются все процедуры расчета остаточного ресурса с целью принятия решения о возможности допуска демпфера в эксплуатацию с указанием срока следующего диагностирования.

Для этого было разработано несколько вариантов программ расчета остаточного ресурса демпфера конкретного судна в электронных таблицах EXCEL и в среде программирования MATHCAD.

Исходная версия программы с инструкцией для пользователя была разработана в электронных таблицах EXCEL для инспекций РС Эта программа показана на рис. 5-33.

I7		=	
А	В	С	Д
1			
2	Оценка остаточного ресурса		
3	<b>и технического состояния демпфера</b>		
4	Исходные исходные данные		
5			
6			
7	Заданный ресурс (если не известен, то 0)		час
8	назначенный ресур. Вязьм	30000	час
9	Допустимые напряжения	217	кгс/см <sup>2</sup>
10	Этапные напряжения	150	кгс/см <sup>2</sup>
11	Этапные нагрузки частоты	3103	коп/мин
12	Уровень надежности демпфера	1	←
13	наработка за год	5200	час
14	наработка за рейс	2800	час
15	Допустимое отклонение амплитуды	0,1	
16	Допустимое отклонение частоты	0,05	
17			
18	Результаты вычислений		
19			
20	фактическое напряжение	185	кгс/см <sup>2</sup>
21	фактическая частота	3100	коп/мин
22			
23	Среднее значение коэффициента		k1=
24			k2=
25	Отклонение частоты от нормы	0,999	k3=
26	Коэффициент учета надежности	2	
27	Коэффициент учета амплитуды	0,3	
28	Коэффициент учета частоты	1	
29			
30	Заключение		
31			
32	Расчет сделан для	нормального	уровня надежности
33	Демпфер имеет	удовлетворительное	техническое состояние
34	Остаточный ресурс	3785	часов
35	Число лет	0,7	лет
36	Число рейсов	1,4	рейсов
37	Изменит ли ресурс демпфера	не изменится	при плохом его состоянии можно проварить часло
38			
39			
40			
41			

Рис. 5-33 Программа оценки остаточного ресурса демпфера

Версия программы в среде MATHCAD впервые публикуется в этой монографии. Создание рассматриваемого метода расчета остаточного ресурса имеет свою историю.

Первый вариант методики был основан на попытке применить классический корреляционный анализ статистической зависимости диагностического параметра от наработки конкретного демпфера.

Однако на практике эту программу применить не удалось по следующим причинам. Во первых, повторные торсиографирования на одном и том же судне выполняются очень редко и для расчета получить более двух или трех точек практически не возможно.

Во вторых, что весьма важно, повторные торсиографирования в большинстве случаев не выявили заметного увеличения амплитуд со временем. Более того, были случаи даже некоторого уменьшения амплитуд.

Эти факты подтверждают наличие естественного рассеивания диагностических параметров, что является первой особенностью предлагаемой методики.

В основу методики оценки остаточного ресурса  $R_{ост}$  был положен принцип, который используется РС и сводится к умножению назначенного ресурса  $R_n$  (например 30 тыс. ч.) на некоторый коэффициент  $K < 1$ .

$$R_{ост} = K R_n \quad (5-15)$$

Например, рекомендуемый РС остаточный ресурс соответствует  $K = 1/3$ . Некоторые фирмы для той же цели применяют  $K = 1/2$ .

Остаточный ресурс определяется по формуле после проведения успешных

измерений крутильных колебаний, когда фактические напряжения не превышают допускаемых значений. В противном случае демпфер не может быть допущен в эксплуатацию.

Однако у измерительных лабораторий возникал вопрос о том, что делать если напряжения и частоты явно изменяются в худшую сторону, хотя и не превышают норм РС. В таких случаях создавалась угроза аварии после некоторой наработки дизеля.

Получение ответа на этот вопрос являлся основной целью разработки новой методики диагностирования демпферов.

Оригинальность разработанной методики заключается в более корректном определении коэффициента  $K$  по формуле

$$K = K_{над} K_{напр} K_{мид}, \quad (5-16)$$

где  $K_{над}$ ,  $K_{напр}$  и  $K_{мид}$  - коэффициенты учитывающие соответственно: уровень надежности демпфера, фактический уровень напряжений и фактор изменения эффективного момента инерции демпфера.

Рассмотрим рекомендации по определению этих коэффициентов.

Для определения  $K_{над}$  было введено понятия о категории надежности демпфера при трех уровнях надежности: нормальный, низкий и высокий. Для нормального уровня применяется  $K_{над} = 1/2$ , для низкого  $K_{над} = 1/4$  и для высокого  $K_{над} = 1$ .

В методике уровень надежности определяется по следующим признакам (по мере накопления информации об отказах, уровень надежности демпфера может быть пересмотрен). Низкий уровень надежности относится к двигателям, демпферы которых имели отказы при наработках, не превышающих назначенного ресурса.

Нормальный уровень надежности относится к двигателям, демпферы которых не имели отказов при наработках, превышающих назначенный ресурс.

Высокий уровень надежности относится к двигателям, демпферы которых не имели отказов в течение всего срока службы, и/или, напряжения от крутильных колебаний в коленчатом вале двигателя во всем диапазоне частот вращения не превышают половину допускаемых значений, даже в случае частичной потери демпфирующих свойств.

В большинстве случаев демпферы имеют нормальный уровень надежности и для них поправочный коэффициент равен  $1/2$ . Низкий уровень надежности встречается редко, как это наблюдалось у двигателя 8VD26/20 AL.

Еще реже (в исключительных случаях) удается присвоить демпферу высокий уровень надежности. Обычно это связано с тем, что на данный дизель вообще не следовало устанавливать демпфер, как это было с главными двигателями 6 L 525 чешской постройки на судах типа «Баренцево море».

Таким образом по умолчанию принимается  $K = 1/2$  и лишь в случае получения информации об отказах демпферов следует провести работу по исследованию их надежности по рекомендациям раздела 5-3 монографии и обосновать переход на коэффициент  $1/4$ . Ключевым вопросом данной методики является определение коэффициента учета фактических напряжений  $K_{напр}$  с помощью которого и определяется остаточный ресурс.

Принцип определения этого коэффициента поясняется схемой на рис. 5-23. Рисунок разбит на две части. Левая часть изображает работу демпфера в течении первого периода отработки назначенного ресурса до проведения торсиографирования. Правая часть изображает период отработки остаточного ресурса идеального демпфера (до корректировки с учетом уровня надежности) после проведения торсиографирования. Поле отработки остаточного ресурса разделено на четыре зоны А, Б, В и Г. Если решающая прямая будет проходить ниже или выше эталонных напряжений в зонах А и Б, то коэффициент  $K_{напр} = 1$ .

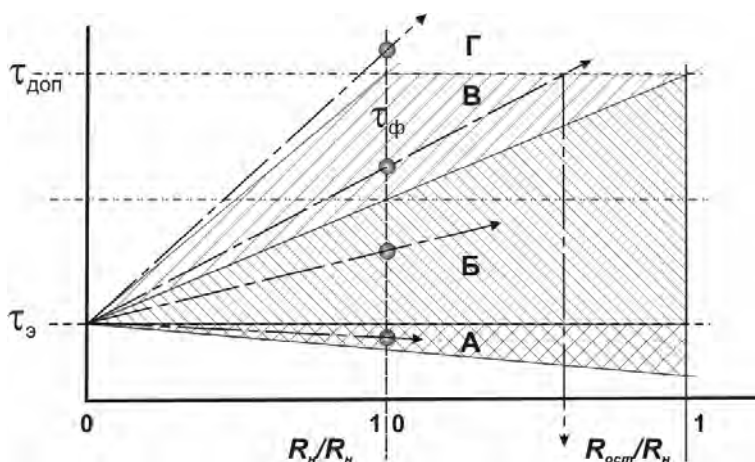


Рис. 5-34 Принцип оценки остаточного ресурса демпфера

В случае прохождения решающей кривой через зону В коэффициент

$$K_{напр} = \frac{\tau_{доп} - \tau_{ф}}{\tau_{ф} - \tau_{э}} \quad (5-17)$$

где  $\tau_{э}$  — эталонные напряжения,  $\tau_{ф}$  — фактические напряжения, откорректированные с учетом коэффициента допустимых отклонений,  $\tau_{доп}$  — допускаемые напряжения.

И, наконец,  $K_{напр} = 0$  при фактических напряжениях  $\tau_{ф} \geq \tau_{доп}$  (зона Г).

Еще один коэффициент предложено учитывать при определении остаточного ресурса. Этот коэффициент назван коэффициентом изменения момента инерции демпфера  $k_{мид}$ , который оценивается по величине отклонения резонансной частоты от его эталонного значения.

Если окажется, что абсолютное отклонение частот превысило 5% (что обычно соответствует изменению момента инерции массы демпфера более чем на 20%), то следует принимать  $k_{мид} = 0,5$ , в противном благоприятном случае  $k_{мид} = 1$ .

Тип судна - СРТМ пр. 502 Судовладелец - Мурманский тралфлот  
Название судна - "ИНТА" Дата испытаний - 12.10.2006  
Исполнитель - АНО "Стандарт-Морепродукт"

## 1. Исходные данные

### Характеристика объекта

Двигатель - главный 8NVD48AU Демпфер типа В-790

Суммарная наработка, тыс. ч.  $N_{\Sigma} := 56$

От последнего торсиографирования Нторс := 20

Назначенный ресурс, если он не известен, то поставить 0  $R_{\phi} := 0$

Принятый назначенный ресурс  $R_n := \text{if}(R_{\phi} = 0, 30, R_{\phi})$   $R_n = 30$

Наработка за рейс Нрейс := 3

наработка за календарный год  $N_g := 5.1$

### Эталонные диагностические параметры моторной формы

Эталонная частота, кол/мин  $N_{\Sigma T} := 2150$

Масштаб напряжений, МПа/рад  $m_n := 3000$

Порядок исследуемого резонанса  $\nu := 8$

Эталонная амплитуда рад  $A_{V_{\Sigma}} := 0.0035$

Эталонные напряжения МПа  $\tau_{\Sigma} := A_{V_{\Sigma}} \cdot m_n$   $\tau_{\Sigma} = 10.5$

Допускаемые напряжения, МПа  $\tau_{\text{доп}} := 32$

Эталонная суммарная амплитуда при номинальных оборотах, рад  $A_{\Sigma \Sigma} := 0.0055$

Допускаемые напряжения при номинальных оборотах, МПа  $\tau_{\text{ДНМ}} := 23$

Условная допускаемая амплитуда при номинальных оборотах, рад  $A_{\Sigma Д} := 1.3 \cdot \frac{\tau_{\text{ДНМ}}}{m_n}$   $A_{\Sigma Д} = 0.01$

Коэффициент доверительных границ для оценки напряжений  $\alpha := 0.1$

Коэффициент доверительных границ для оценки частоты  $\beta := 0.05$

### Результаты внешней дефектации демпфера

При наличии внешних повреждений: вытекание масла, деформация корпуса, обрывы крепежных болтов и других (поставить галочку, если демпфер следует признать неисправным)

повр :=  Да                      повр = 0

Фрагмент 5-4

## Результаты торсиографирования

Фактические резонансные обороты, об/мин	$nv := 270$	
Фактическая резонансная амплитуда, рад	$A_{v\phi} := 0.0073$	
Фактические резонансные напряжения МПа	$\tau_{\phi} := A_{v\phi} \cdot (1 + \alpha) \cdot mn$	$\tau_{\phi} = 24.09$
Фактическая резонансная частота, кол/мин	$N_{\phi} := nv \cdot v$	$N_{\phi} = 2160$
Фактическая суммарная амплитуда при номинальной частоте 375 об/мин	$A_{\Sigma\phi} := 0.006$	



УНД :=

Нормальный  
Высокий  
Низкий  
Недопустимый

**Обязательно установить требуемый УНД!**



### 3. Оценка остаточного ресурса

Перевод диагностических параметров в безразмерную систему

$$D_{\text{э}} := \frac{\tau_{\text{э}}}{\tau_{\text{доп}}} \quad D_{\text{доп}} := \frac{\tau_{\text{доп}}}{\tau_{\text{доп}}} \quad D_{\phi} := \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{доп}}} \quad K_N := \frac{N_{\phi}}{N_{\text{эт}}}$$

$$D_{\text{э}} = 0.328 \quad D_{\text{доп}} = 1 \quad D_{\phi} = 0.753 \quad K_N = 1.005 \quad \text{xx} := \frac{D_{\text{э}} + 1}{2}$$

Определение коэффициента технического состояния

$$k_{\tau} := \text{if} \left( D_{\phi} - D_{\text{э}} = 0, 100, \frac{D_{\text{доп}} - D_{\phi}}{D_{\phi} - D_{\text{э}}} \right) \quad k_{\tau} = 0.582 \quad \text{xx} = 0.664$$

$$k_{\text{xxx}} := \text{if} (D_{\phi} \leq \text{xx}, 1, \text{if} (k_{\tau} \leq 0, 0, k_{\tau}))$$

Принятый коэффициент технического состояния демпфера  $k_{\tau} = 0.582$

$$y_{\text{над}} := \text{if} \left( k_{\tau} \geq 1, \text{УН}, \text{if} \left( \text{УН} = 1, \frac{1}{2}, \text{УН} \right) \right) \quad y_{\text{над}} = 0.5$$

Оценка технического состояния демпфера по изменению частоты свободных колебаний

$$K_N := \begin{cases} \text{"увеличен"} & \text{if } (1 - \beta) \geq K_N \\ \text{"уменьшен"} & \text{if } K_N \geq (1 + \beta) \\ \text{"неизменный"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$K_{\text{mid}} := \text{if} \left[ (1 - \beta) \leq K_N \leq (1 + \beta), 1, 0.5 \right]$$

**Фрагмент 5-5**

Отклонение частоты относительно доверительных границ соответствует оценке изменения момента инерции демпфера  $KN = \text{"неизменный"}$  и коэффициенту учета повреждения демпфера  $K_{mid} = 1$

Оценка остаточного ресурса демпфера

Максимально-возможный остаточный ресурс

$$\text{Ростмах} := R_n \cdot Y_{\text{над}} \quad \text{Ростмах} = 15$$

Остаточный ресурс

$$\text{Рост} := \text{Ростмах} \cdot k_t \cdot K_{mid} \quad \text{Рост} = 8.73$$

Оценка долговечности по коэффициентам соответствия остаточного ресурса наработкам за рейс, до ежегодного и до очередного освидетельствований

$$\text{Крейс} := \frac{\text{Рост}}{H_{\text{рейс}}} \quad \text{Кгод} := \frac{\text{Рост}}{H_g} \quad \text{Коч} := \frac{\text{Рост}}{4 \cdot H_g}$$

$$\text{Крейс} = 2.91 \quad \text{Кгод} = 1.712 \quad \text{Коч} = 0.428$$

$$\text{Оценка} := \begin{cases} \text{"неисправен"} & \text{if } \text{Рост} = 0 \\ \text{"плохо"} & \text{if } 0 < \text{Крейс} < 1 \\ \text{"удовлетворительно"} & \text{if } 1 < \text{Кгод} < 2 \\ \text{"хорошо"} & \text{if } 0.5 < \text{Коч} < 1 \\ \text{"отлично"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Оценка} = \text{"удовлетворительно"} \quad \text{рейсов} := \text{round}(\text{Крейс}, 1)$$

$$\text{лет} := \text{round}(\text{Кгод}, 1) \quad \text{рейсов} = 2.9 \quad \text{лет} = 1.7$$

$$\text{уровню} := \begin{cases} \text{"низкому"} & \text{if } Y_{\text{над}} = \frac{1}{4} \\ \text{"нормальному"} & \text{if } Y_{\text{над}} = \frac{1}{2} \\ \text{"высокому"} & \text{if } Y_{\text{над}} = 1 \\ \text{"недопустимому"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \begin{matrix} D_{\phi} = 0.753 \\ \text{xx} = 0.664 \end{matrix}$$

Максимальный остаточный ресурс с учетом изменения массы  $\text{Росмах} := \text{Ростмах} \cdot K_{mid}$

$$\text{Росмах} = 15$$

**Фрагмент 5-6**



### Заключение

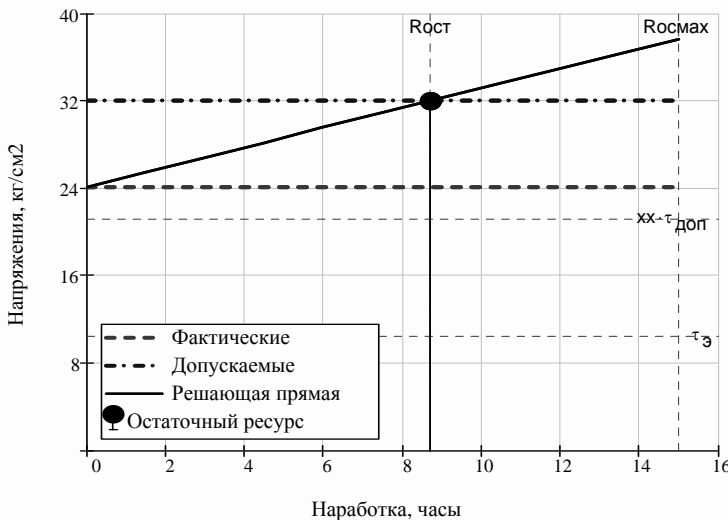
- **Надежность демпфера соответствует** уровню = "нормальному", **отношение фактических напряжений к допускаемым**  $D_{\phi} = 0.753$  **и отношение фактической частоты к эталонной**  $K_N = 1.005$ .
- **На этом основании демпферу дана** Оценка = "удовлетворительно" **и он может быть допущен в эксплуатацию на срок не более чем** Рост = 8.73 **тыс. часов, что соответствует числу** рейсов = 2.9 **и лет** = 1.7
- **Состояние системы "корпус демпфера - маховик"** KN = "неизменный"

### График

Диапазон изменения ресурса  $r := 0, 0.1 \cdot (\text{Росмах}) \dots (\text{Росмах})$

Основная функция

$$T(r) := \text{if } D_{\phi} \leq xx, \tau_{\phi} + \frac{(\tau_{\text{доп}} - \tau_{\phi}) \cdot r}{\text{Росмах}}, \tau_{\phi} + \frac{(\tau_{\phi} - \tau_{\varepsilon}) \cdot r}{\text{Росмах}}$$



Фрагмент 5-7

Общую оценку технического состояния демпфера предложено выполнять с помощью коэффициентов соответствия остаточного ресурса наработкам за рейс и за периоды между ежегодными и очередными освидетельствованиями. Эти коэффициенты получаются путем деления остаточного ресурса (тыс. ч.) на наработку двигателя за рейс, за год и за 4 года.

Округление полученных значений до ближайшего целого числа дает количе-

ство рейсов и лет, которые может отработать двигатель до следующего диагностирования демпфера.

Величины коэффициентов соответствия остаточного ресурса позволяют формулировать заключение об общем техническом состоянии демпфера с помощью специальных тестов.

Все перечисленные принципы оценки технического состояния и остаточного ресурса силиконового демпфера показаны на фрагментах 5-4...5-7 программы, где применены обозначения величин, которые не всегда совпадают с обозначениями в тексте данной главы.

## Глава 6. Особенности

Материала настоящего раздела базируются на результатах расчетных и экспериментальных исследованиях крутильных колебаний дизельных установок отечественного промыслового флота в период его бурного развития в пятидесятых – восьмидесятых годах прошлого века.

Исследование проводилось на судах различного назначения и водоизмещения начиная с малотоннажных ботов и сейнеров и кончая крупнотоннажными плавбазами.

Это позволяет продемонстрировать особенности развития крутильных колебаний разнообразных дизельных установок.

### **6.1. Особенности установок с малооборотными дизелями**

Сначала рассмотрим установки с малооборотными двухтактными дизелями с прямой передачей на гребной винт фиксированного шага через сравнительно длинный валопровод. Они обычно применялись на крупнотоннажных транспортных судах морского и промыслового флота. Диапазон мощности главных двигателей этих судов от 3000 до 10000 кВт, частота вращения - от 90 до 200 об/мин.

Отличительной особенностью таких крутильных систем является наличие крейцкопфных двухтактных дизелей со сравнительно небольшими маховиками. Часто роль маховика исполняет шестерня валоповоротного устройства. У многих дизелей на всех или некоторых коленах коленчатого вала установлены противовесы, поэтому моменты инерции масс КШМ двигателя могут несколько отличаться друг от друга (в пределах 20—30%). Кроме того, большинство пяти- и шестицилиндровых двухтактных дизелей имеют посередине коленчатого вала небольшую массу с относительным моментом инерции 0,1—0,2. Эта масса соединена с соседними массами колен участками валов, податливость которых примерно равна податливости одного колена.

Напомним, что у двухтактных дизелей возникают колебания только целых порядков.

Крутильные схемы таких установок наиболее просты и хорошо изучены. Они имеют две основные формы свободных колебаний—одноузловую (валопроводную) и двухузловую (моторную). По причине малого момента инерции маховика двухузловая форма колебаний имеет крутую характеристику с основным узлом в средней части коленчатого вала, а поэтому величина  $\sum \bar{\alpha}$  для главных порядков при двухузловой форме близка к нулю. Но тогда ощутимыми становятся неглавные порядки. Резонансы от таких колебаний обычно не опасны поскольку в рабочий диапазон попадают колебаний высоких порядков ( $\nu > 10$ ).

Этого нельзя сказать об одноузловой (валопроводной) форме колебаний из-за большой вероятности назначения запретной зоны в районе сильного резонанса, порядок которого равен числу цилиндров. Если машинное отделение располо-

жено в средней части корпуса, то валопровод рассматриваемых судов имеет большую длину, то это приводит к расположению указанной зоны в районе минимальных оборотов, которые следует проходить с максимальной скоростью.

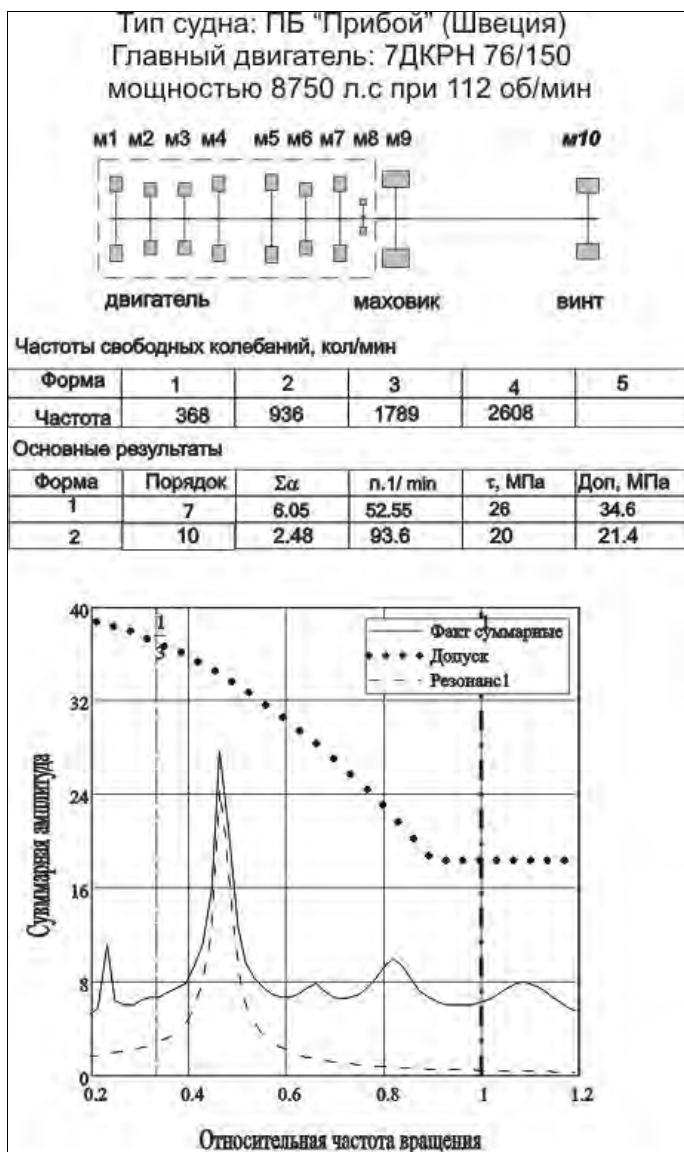


Рис. 6-1 Крутильные колебания валов ПБ типа «Прибой»



Рис. 6-2 Крутильные колебания валов ПБ типа «Ламут»

В справочнике [55] приведены сведения о крутильных колебаниях дизельных установок шести плавбаз и все они имеют сильные резонансы в нижней части рабочего диапазона частот вращения.

Для примера на рис. 6-1 и 6-2 показаны крутильные колебания дизельных установок плавбаз типа «Прибой» (Шведской постройки) и «Ламут» (Япония).

На больших морозильных траулерах типов «Маяковский» и «Лесков» длина валопровода достигала 25 м и более, а в качестве главных двигателей установлены восьмицилиндровые дизели, поэтому здесь резонанс восьмого порядка валопроводной формы (при частоте 300 – 600 кол/мин) оказался за пределами

(ниже) минимально устойчивых частот вращения.

Как было показано в разделе 3.4 при такой конструкции валопровода может произойти усиление некоторых резонансов неглавных порядков из-за нарушение регулировки давления газов в цилиндре.

Поломки валов установок с двухтактными малооборотными дизелями не носят массового характера, но могут происходить по эксплуатационным или технологическим причинам. Это зависит от конструкции коленчатого вала. Напомним, что они могут цельноковаными или составными. Обычно шейки и щеки составных валов соединены между собой на прессовой посадке, которая может преодолена непредвиденными аварийными моментами.

Например на ТР «Нева» случилась поломка промежуточного вала, где в результате проворачивания четвертого кривошипа главного двигателя резко возросли напряжения от колебаний неглавных порядков, что привело к разрушению ослабленного сварным швом участка вала.

Случаи проворачивания кривошипов коленчатых валов на  $5—25^\circ$  являются характерными для составных коленчатых валов. По этой причине увеличивается сумма альфа некоторых неглавных порядков.

Подобные аварии происходили у двигателя 662VTBF-140 на плавбазе «Каунскас» и у двигателя 635 VF-62 на производственном рефрижераторе ПР «Проворный». В последнем случае возросли напряжения от колебаний пятого порядка, что вызвало необходимость назначения новой запретной зоны. Эти ситуации легко моделируются в наших программах в среде MATHCAD.

У рассматриваемой группы установок колебания одноузловой формы могут стать опасными для некоторых ответственных деталей дизелей, например цепных приводов. В этой связи иногда дизели оборудуются демпферами (чаще пружинными) или массивными маховиками, хотя в последних с точки зрения неравномерности вращения нет необходимости.

Поучительный пример неграмотной установки пружинного демпфера на пятицилиндровый малооборотный дизель на судах типа «Кристалл» был показан в разделе 5-3. В этом случае жертвой опасных крутильных колебаний стал сам демпфер.

## **6.2. Особенности моторной формы колебаний четырехтактных дизелей**

Среднеоборотные и высокооборотные четырехтактные дизели широко используются в пропульсивных установках судов малого и среднего водоизмещения, а также в составе дизель-генераторов.

Основное отличие среднеоборотных дизелей от малооборотных заключается в наличии более массивных маховиков, относительный момент которых составляет от 10 до 60 и более единиц. По этой причине у всех таких установок имеется достаточно стабильная моторная форма свободных колебаний коленчатого вала, которой следует уделять особое внимание самим поставщикам дизелей. В этой книге моторной форме посвящается специальный раздел для того, что избежать дублирования этих сведений в других разделах.

Изложение материала на указанную тему целесообразно начать с рассмотре-

ния установок с двигателями немецкой фирмы SKL (бывшая BUKAW WOLF) ряда NVD36 и NVD48. Они широко применялись в СССР и странах СНГ и до сих пор встречаются на рыболовных и речных судах, а также на судах смешанного плавания «река - море».

Наши первые исследования крутильных колебаний выполнялись еще в 60-х годах прошлого века на многочисленных средних рыболовных траулерах и сейнерах (СРТ, РС, МРТР и др.) с двигателями 8NVD36 (8ЧН24/36) мощностью 300 л.с. при 360 об/мин, 6NVD48 (8ЧН32/48) мощностью 400 л.с. и 8NVD48 (8ЧН32/48) мощностью 540 при 275 об/мин л.с. и другими геометрически подобными дизелями. Не трудно подсчитать, что это были малонагруженные дизели со средней скоростью поршня 4.3 – 4.5 м/с и средним эффективным давлением газов 0.55 – 0.60 МПа. Позднее при той же размерности эти показатели были доведены фирмой до 7 м/с и 0.9 МПа соответственно за счет увеличения частоты вращения и применении системы наддува. Например на судне 503 проекта был установлен главный двигатель 8NVD48A-2U мощностью 1320 л.с. при 428 об/мин.

Для начала рассмотрим рис. 6-3 с характерными для многих однотипных установок результатами расчетно-экспериментальных исследований. Данные относятся к установке МРТР типа «Карелия» с двигателем 8NVD36 мощностью 300 л.с. при 360 мин<sup>-1</sup>.

Она имеет крутильную схему, состоящую из 8 масс двигателя, массы маховика и массы гребного винта. В рабочем диапазоне зафиксированы резонансы 8-го порядка одноузловой формы (230 об/мин) и 12-го порядка двухузловой формы (270 об/мин). Напряжения от них в коленчатом валу составляют порядка 13 -15 МПа, но не превышают допустимых значений.

Особое внимание рекомендуется обратить на график функции суммарных амплитуд колебаний моторной формы от средней скорости поршня  $C_m(n)$ , которая пропорциональна частоте вращения и ходу поршня  $S$

$$C_m(n) = S n / 30 \quad (6-1)$$

Отметим, что обычно графики амплитуд строятся в виде функции от частоты вращения. Но мы здесь специально заменили аргумент  $n$  на  $C_m(n)$  для того, что бы показать влияние средней скорости поршня на увеличение опасности моторной формы колебаний по мере форсирования параметров геометрически подобных дизелей, каковыми являются двигатели фирмы SKL.

На рис. 6-4 видно, что в данном случае несколько выше номинальной скорости поршня  $C_m(n_n) = 4.32$  м/с располагается сильный резонанс 8-го порядка моторной формы. При дальнейшем увеличении  $C_m(n_n)$  этот резонанс попал в рабочий диапазон оборотов и фирма стала применять меры для его гашения. Сначала при небольшом увеличении скорости поршня до 5 м/с эта проблема решалась за счет варьирования моментом инерции маховика.

Например у двигателя 8NVD48 применялось три варианта маховика с моментов инерции 560, 300 или 150 кгм<sup>2</sup>.

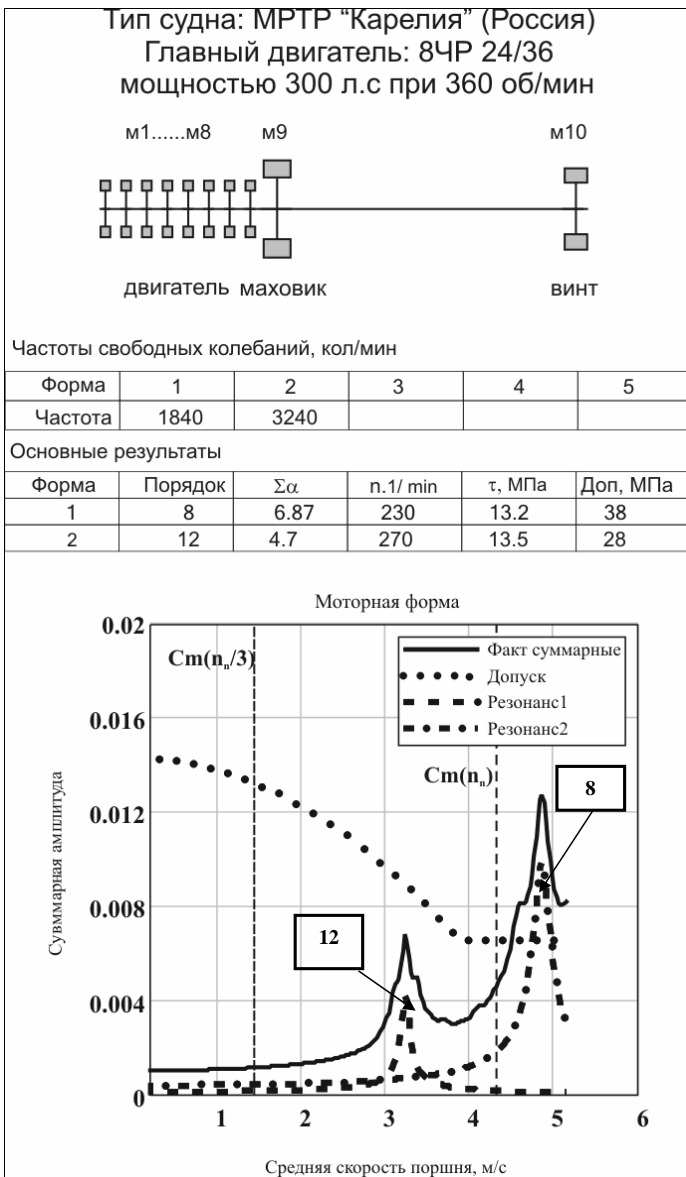


Рис. 6-3 Крутильные колебания валов РМТП типа «Карелия»



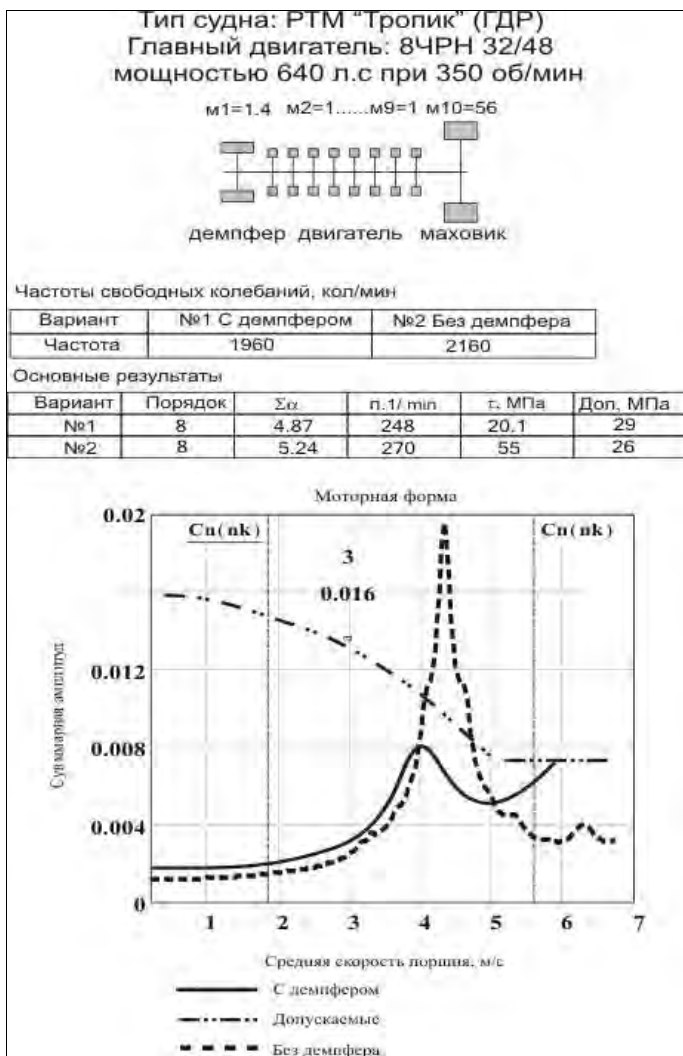


Рис. 6-4 Крутильные колебания валов РТМ типа «Тропик»

При  $Cm(n_n) > 5$  м/с все двигатели стали оснащаться силиконовыми демпферами у которых возникли свои проблемы при эксплуатации дизелей.

Впервые с двигателем серии 8NVD48 при  $Cm(n_n) = 5,6$  оснащенный демпфером, мы столкнулись на судах РТМ типа «Тропик» в связи с неоднократными аварийными случаями обрывов шпилек крепления таких демпферов.

Дизельная установка этого судна имела в своем составе необычную электромагнитную муфту, которая практически разрывала крутильную схему на три независимые части. Поскольку на судне было два главных двигателя, то две левых части представляли собой крутильные схемы систем «демпфер – коленчатый вал - маховик + ведущая часть муфты» с моторной формой колебаний,

против которой был установлен демпфер. Обращаем внимание на очень большую массу маховика – 55.8 единиц КШМ.

Результаты расчетно-экспериментальных исследований двух вариантов компоновки дизеля показаны на рис. 6-4. Один вариант соответствовал работе с исправным демпфером, а второй – при временно снятом демпфере.

Торсиографирование двигателя без демпфера подтвердила необходимость его установки для гашения очень сильного резонанса 8-го порядка, который оказался недопустимым даже для кратковременного прохода.

Вспоминается как в процессе прохождения через резонанс возникала весьма неприятная вибрация всего корпуса судна.

При установке демпфера резонансная амплитуда становилась допустимой, но при этом несколько возрастали суммарные амплитуды вынужденных колебаний при номинальной частоте вращения из-за уменьшения собственной частоты моторной формы колебаний. Это послужило одной из причин обрыва шпилек крепления демпфера.

Увеличение суммарной амплитуды от вынужденных колебаний  $4 + 3.5 + 4.5 + 8 + 7.5 + 8.5$  – го порядков в районе номинальных частот вращения наблюдались практически у всех восьмицилиндровых двигателей фирмы SKL. Они, как правило, превышают нормы оценки резонансных напряжений, хотя в действительности не были опасными для прочности коленчатых валов. В разделе 4-3 было показано, что это явление характерно для большинства четырехтактных дизелей и поэтому для оценки допускаемых суммарных (но не резонансных!) колебаний была разработана особая методика [19,42].

Обычно для коленчатых валов четырехтактных дизелей наибольшую опасность представляют колебания главных порядков кратных половине числа цилиндров.

Причем по мере совершенствования дизелей опасность их заметно возрастает. Например, в результате замены чугунных поршней алюминиевыми и увеличения момента инерции маховика вдвое амплитуда колебаний 12-го порядка у двигателя 8NVD-36 возросла с 0,004 до 0,008 рад. Это сопровождалось снижением срока службы мотылевых подшипников из-за растрескивания белого металла.

Мы уже видели (см. раздел 5-3), что возможна такая компоновка масс двигателя, при которой опасными становятся не главные, а другие порядки, как это произошло у дизеля 8VD26/20 AL из-за установки слишком массивного демпфера.

После того как на двигатель 8NVD36 на СРТ-12 был установлен облегченный маховик амплитуды крутильных колебаний моторной формы, подшипники наработали более 10000 ч без замены.

В нашем архиве имеется информация о развитии моторной формы колебаний ряда шестицилиндровых среднеоборотных и высокооборотных дизелей. У них наблюдается та же тенденция развития колебаний. С увеличением средней скорости поршня, момента инерции маховика и податливости вала между последним коленом и маховиком в рабочий диапазон оборотов попадают ощутимые резонансы 9 порядка, а номинальная частота вращения приближается к еще более мощному резонансу 6-го порядка, который пока расположен выше

этой частоты. Форсировка дизелей по среднему индикаторному давлению приводит к увеличению амплитуд и напряжений в коленчатом валу, что требует установки демпферов.

Для демонстрации указанной тенденции проведем исследование зависимости параметров резонанса 9-го и 6-го порядка от средней скорости поршня по данным конкретных шестицилиндровых дизелей трех типов:

- 3Д6 (6Ч15/18) мощностью 150 л.с. при 1500 об/мин,
- 6NVD24 (6Ч17.5/24) мощностью 150 л.с. при 750 об/мин,
- 6DLM-28FSL(6ЧН28/36) мощностью 1700 л.с. при 680 об/мин.

Эти двигатели были выбраны с учетом достоверности полученных о них сведений, а также диапазона исследуемых параметров.

Данные о крутильных колебаний отечественного серийного двигателя 3Д6 получены путем тензометрирования коленчатых валов, с которыми полностью согласуются результаты наших расчетов. Столь же достоверны данные о двигателе 6NVD24, который проходил тщательное торсиографирование на головном СЧС проекта 572/34, результаты которого также подтверждены расчетами. Не имеется сомнений в достоверности двойной оценки параметров крутильных колебаний современного дизеля 6DLM-28FSL по нашей методике и по методике ЦНИИ Крылова.

**Таблица 6-1**

**Моторная форма колебаний шестицилиндровых дизелей**

Дизель	6NVD24	3Д6	6DLM-28FSL	6DLM-28FSL
N/n, КВт/мин <sup>-1</sup>	110.3/750	110.3/1500	1250/680	1250/680
Рс, МПа	0.51	0.462	1.66	1.66
См(n <sub>ном</sub> ), м/с	6	9	8.16	8.16
МИ маховика, б/р	33	53.5	21	21
Демпфер	нет	нет	Нет (имитация)	Есть (факт)
См(n(9))/ См(n <sub>ном</sub> )	0.79	0.713	0.845	0.77
A(9)/ A <sub>доп</sub>	0.897	0.498	1.864	0.378
См(n(6))/ См(n <sub>ном</sub> )	1.19	1.07	1.267	1.15
A(6)/ A <sub>доп</sub>	2.76	1.65	6.45	1.41

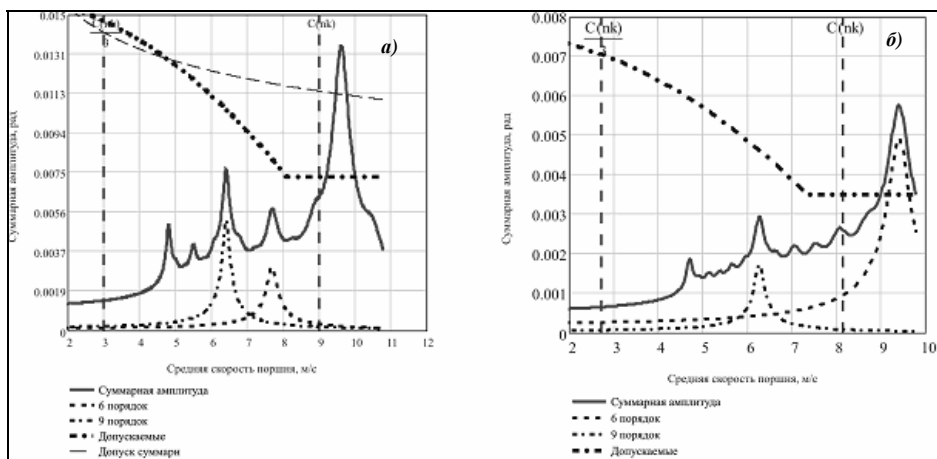
Как видно по табл. 6-1 у всех двигателей наблюдается похожая картина развития резонансных средних скоростей поршня 9-го и 6-го порядка. У малонагруженного дизеля 6NVD24 номинальная частота вращения находилась на приемлемом удалении от резонансов 9го и 6го порядков между ними.

У столь же малонагруженного, но высокооборотного дизеля 3Д6 номинальная средняя скорость поршня 9 м/с оказалась в опасной близости (всего на 7% ниже) к сильному резонансу 6-го порядка (см. рис. 6-5а) и работоспособность его коленчатого вала удалось обеспечить в основном технологическими способами за счет упрочнения материала вала. Кроме того на двигатели 12Д6 той же размерности против указанных резонансов устанавливали антивибраторы.

У высоконагруженного дизеля 6DLM-28FSL (Рс = 1.66 МПа и См = 8.16 м/с) для снижения нагрузок от моторной формы колебаний пришлось применять силиконовый демпфер. Эффективность такого мероприятия видна из сравнения

фактической картины моторных колебаний с результатами их имитационного расчета той же крутильной схемы, но без демпфера.

Приведенные данные не исчерпывают всего разнообразия случаев обеспечения и не обеспечения нормального развития моторных форм колебаний.



**Рис. 6-5. Зависимости суммарных амплитуд от средних скорости поршня**

**Двигателей а) - 3Д6 и б) - 6DLM-28FSL**

В заключении анализа моторной формы колебаний целесообразно рекомендовать при строительстве или ремонте судов строго контролировать соответствие комплектующих элементов двигателя (маховиков, демпферов, противовесов и т.п.) проектной документации и расчетам крутильных колебаний.

Были случаи, когда двигатель при постройке или агрегатном ремонте судна поставлялся с маховиком, демпфером или противовесами, которые не соответствовали проектной документации и расчетам крутильным колебаний для головного судна. В таком случае требуется дополнительная проверка крутильных колебаний.

### **6.3. Особенности валопроводных форм колебаний установок с четырехтактными дизелями**

После того как мы разобрались с проблемами поставщиков четырехтактных дизелей в области моторной формы колебаний коленчатых валов, можно теперь перейти к другим валам дизельной установки, расположенных за пределами двигателя.

Эту проблему должны решать проектные организации при строительстве или модернизации судна.

Сначала рассмотрим простые крутильные схемы, состоящие из масс дизеля, маховика и потребителя энергии (гребного винта или якоря генератора). При этом масса потребителя энергии вращается с той же скоростью, что и массы

двигателя, т.е. в системе передачи энергии не имеется редуктора.

Как уже было отмечено в пятидесятых – семидесятых годах прошлого века строилось очень много судов малого и среднего водоизмещения с двигателями SKL (6 и 8NVD36, 6 и 8NVD48 и др.) и кормовым расположением машинного отделения. Поэтому длина валопровода составляла всего 4-10 м при диаметре 0,12 – 0,2 м и он имел небольшую податливость до 12-15 единиц  $\epsilon\sigma$ .

Для дизельных установок с восьмицилиндровыми дизелями реальную опасность представлял резонанс четвертого порядка с напряжениями более 70 МПа и в ряде случаев по вине проектанта судна было допущено его появление в верхней зоне рабочих частот вращения дизеля.

На рис. 6-6 показан график напряжений в гребном валу зверобойной шхуны «Лена» с двигателем 8NVD36, где произошла его поломка с классическим расположением линии излома под  $45^\circ$  к оси.

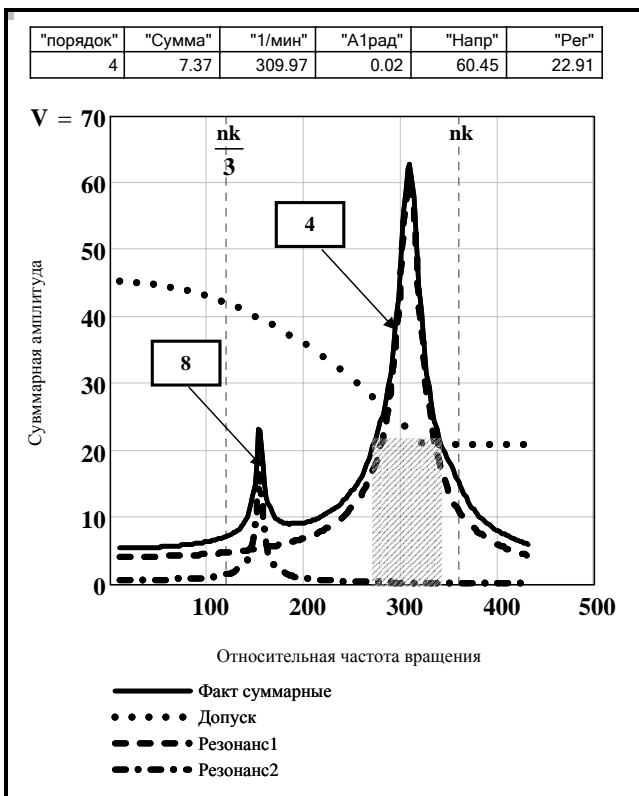


Рис. 6-6 Развитие крутильных колебаний валопровода зверобойной шхуны «Лена»

Для устранения резонанса из рабочей зоны приходилось увеличивать диаметры валопроводов (например, на судах типов СРТ, СРТМ, СРТР, РС, МРТР и др. с двигателями 8NVD-36 и 8NVD-48). На судах некоторых типов это мероприятие было осуществлено после неоднократных повреждений валов .

У большинства судов при расположении резонанса четвертого порядка на 100 об/мин выше номинальной частоты вращения напряжениях в валах составляли 25—26 МПа и там поломок валов не наблюдалось. Однако на СРТР типа «Океан» стали происходить поломки гребных валов после внедрения «прогрессивной технологии» их восстановления электродуговой наплавкой, что приводило к снижению реальных допустимых напряжений.

С семидесятых годов проблема устранения из рабочего диапазона резонанса главных порядков (равных числу вспышек за оборот вала) стала решаться с помощью высокоэластичных муфт. Например, после временного вынужденного увеличения диаметров гребного вала на головных судах проекта 502 («Маяк» и «Сатурн») и выхода их из строя, остальные суда большой серии 502ЭМ стали оснащаться резино-маталлическими муфтами типа «Сперифлекс».

Это привело к уменьшению собственной частоты одноузловой формы до 450 кол/мин и смещению резонанса 4-го порядка за пределы минимально устойчивых оборотов.

Дизельные установки с шестицилиндровыми дизелями отличаются от установок с восьмицилиндровыми дизелями тем, что резонанс главного третьего порядка при расположении его в зоне номинальной частоты вращения обычно опасности не представляет, что характерно для судов с короткими валопроводами (например, СРТ-400 с двигателем 6NVD-48). Это объясняется противодействием момента сил инерции третьего порядка (который пропорционален квадрату частоты колебаний) возмущающему моменту того же порядка от сил давления газов. При минимальных оборотах гармоника третьего порядка имеют повышенную амплитуду из-за уменьшения инерционной составляющей.

Дизельная установка с двигателем 6L525PII чешской постройки впервые была защищена от колебаний третьего порядка муфтой типа «Вулкан» на БМРТ «Юазас Гарялис», а затем муфты этой известной фирмы получили широкое применение на крупносерийных траулерах типа ПСТ «Баренцево море». В начальный период их эксплуатации возникли проблемы с надежностью этих муфт (см. раздел 6.6).

У дизельных установок с прямой передачей энергии стали применяться передовые для своего времени конструктивные решения и технологии. К ним можно отнести не только установку демпферов и упругих муфт, но и изготовления гребных винтов из полимерных материалов.

В середине семидесятых годов прошлого века в отечественном судостроении проводилась большая работа по внедрению пластмассовых гребных винтов. В частности тогда выполнялись экспериментальные исследования крутильных колебаний на судах, гребные винты которых имели лопасти из стеклопластика. Эти исследования показали, что снижение по этой причине момента инерции гребного винта примерно в 1.5 раза весьма благоприятно отражается на развитии крутильных колебаний валопровода не только из-за очевидного увеличения частоты свободных колебаний на 20—40%, но и из-за существенного уменьшения амплитуд этих колебаний.

## Эффективность гребных винтов с лопастями из стеклопластика

Материал	$\vartheta_{ГВ}$	$\alpha_{ГВ}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$A, \text{рад}$	$\tau_{нгс}, \text{МПа}$	$\tau_{дон}, \text{МПа}$
Сталь	12.3	1.53	230	0.0053	20	33
Стеклопластик	8	1.85	270	0.0029	12	28

Такой эффект обусловлен уменьшением относительного момента инерции  $\vartheta_{ГВ}$  и соответственным увеличением относительной амплитуды колебаний гребного винта  $\alpha_{ГВ}$ , поскольку демпфирующий момент на гребном винте пропорционален квадрату этой амплитуды.

Результаты эксперимента на рыболовных сейнерах проекта 1282 и моделирования этого явления в среде MATHCAD, приведенные в таблице 6-2, подтверждают эту гипотезу.

Следует признать, что пластмассовые гребные винты не получили распространения из-за их низкой прочности. Однако, проведенные исследования указывают, что снижение момента инерции гребного винта является эффективным способом снижения крутильных колебаний валопроводной формы. Например этого можно достигнуть путем некоторого уменьшения его диаметра за счет увеличения шагового отношения. Дело в том, момент инерции зависит от пятой степени диаметра гребного винта (см. фрагмент программы 2-5). Например, на рыболовном сейнере РС-300 применение гребного винта диаметром 1.3 м. вместо 1.5 м. привело уменьшению момента инерции в 2 раза (21.6 против 44.3 кгм<sup>2</sup>), что снизило напряжения в том же отношении (9 МПа против 20 МПа) .

#### 6.4. Особенности дизель-редукторных агрегатов и дизель-генераторов

В предыдущих параграфах рассмотрены проблемы крутильных колебаний, которые исследовались и решались при проектировании и эксплуатации дизельных установок с прямой передачей на гребной винт. Результаты этих исследований безусловно распространяются и на дизельные установки с редукторными передачами и дизель-генераторы, которые в то же время имеют свои дополнительные особенности развития крутильных колебаний.

Дизельные установки с редукторными передачами могут иметь различную степень сложности от простейших неразветвленных систем с одним редуктором между двигателем и потребителем энергии до сложных разветвленных систем многомашинных агрегатов с отборами мощности от двигателей не несколько потребителей с разной частотой вращения.

Для упрощения дальнейших рассуждений введем для обозначений всех таких устройств общий термин ДРА – «дизель-редукторный агрегат».

В дизель-редукторных агрегатах практически всегда в качестве источника энергии используются среднеоборотные или высокооборотные четырехтактные дизели с целью снижения массогабаритных характеристик силовой установки судна при сохранении требуемого коэффициента полезного действия гребного винта (который снижается при увеличении частоты вращения).

В состав сложных ДРА включаются также мультипликаторы для привода навешанных электрогенераторов.

В современных ДРА обязательным элементом являются высоко эластичные упругие муфты, которые устанавливаются между двигателем и редуктором и редуктором и генераторами для решения двух основных проблем: повышения технологичности операций по центровке этих объектов относительно друг к другу и для защиты от крутильных колебаний.

Особенности построения крутильных схем неразветвленных и разветвленных редуцированных систем и их расчета были подробно рассмотрены в главе 2.

Было показано, что такие системы имеют не одну-три (как в простых установках), а пять-десять форм свободных колебаний, собственные частоты которых могут совпасть с частотами более или менее существенных гармоник возмущающих моментов. Однако практическую опасность для ДРА по прежнему представляют не более трех (чаще двух) форм колебаний. Это показано в разделе 2.7.3 на примере крутильной схемы современного ДРА судна СТР с шестицилиндровым главным двигателем мощностью 1250 квт. при 680 об/мин.

Как уже отмечалось в этой установке ожидаются: осязательный для упругой муфты резонанс 3-го порядка одноузловой формы, который расположен ниже минимально-устойчивых оборотов при 90 об/мин.

Резонанс 9-го порядка пятиузловой (моторной) формы при 523 об/мин создает небольшие и не опасные напряжения в коленчатом валу (9 -10 МПа), поскольку для его гашения на двигатель установлен демпфер.

Проверка развития одноузловых колебаний 0,5-го порядка для 546 об/мин при отключенном цилиндре подтвердила усиление деформации упругой муфты (см. рис. 2-7), но в допустимых пределах.

Моторную форму колебаний мы уже достаточно подробно изучили в параграфе 6-3. В ДРА эта форма может быть «замаскирована» в образ какой либо многоузловой формы, например, четырехузловой. При расчете крутильных колебаний некоторых ДРА пришлось столкнуться с необычным явлением – появлением двух форм свободных колебаний, похожих на моторные формы, с близкими друг другу собственными частотами и осязательными амплитудами.

**Таблица 6-3**

**Частоты свободных колебаний системы**

Форма	Кол/мин
1	752.873
2	4176.102
3	8987.186
4	9005.454
5	14817.141
6	17147.119

Например, при исследовании крутильных колебаний в среде программирования МATHCAD одного проекта ДРА с двигателем 6ЧСП18/22 были установлены частоты свободных колебаний, приведенные в таблице 6-3. При этом частота 9005.5 кол/мин четырехузловой формы, отличалась от 8987.2 кол/мин трехузловой формы всего на 0.2 %., а кривые остаточного момента для исследуемых



частот выглядели весьма необычно (см. рис. 6-7).

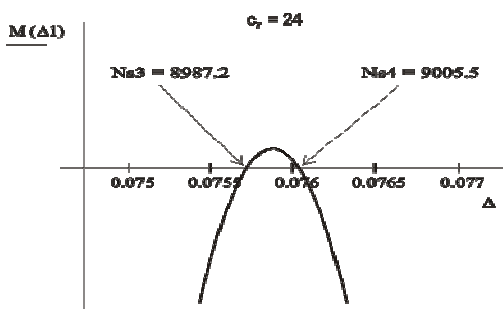


Рисунок 6-7. Диаграмма остаточного момента в районе частот моторной формы

Как видно из рис. 6-8б, интрига ситуации состояла еще и в том, что при этих частотах возникали вполне ощутимые резонансы 12-го порядка (с напряжениями 10 и 6 МПа) непосредственно у номинальной частоты вращения 750 об/мин.

И хотя формально даже сумма этих напряжений не достигла допустимых величин, на всякий случай их надо было бы убрать с частоты вращения, где двигатель работает постоянно.

Обнаруженное явление скорее всего связано со случайной близостью частот свободных колебаний двух частей крутильной схемы – справа и слева от маховика и упругой муфты.

Мы проверили возможность решить проблему за счет изменения момента инерции маховика путем расчета крутильные колебаний этой системы при трех значениях относительного момента инерции маховика: штатного 24, максимального 48 и минимального 12 (см. рис. 6-8).

Как уменьшение, так и увеличение момента инерции маховика приводит к автоматическому гашению одной из форм колебаний, в то время как резонанс 12-го порядка второй формы смещается соответственно либо выше, либо ниже номинальной частоты при неизменных напряжениях около 10 МПа и амплитуде первой массы менее 0.002 рад.

В этой установке практическое значение имеет еще резонанс 3-го порядка одноузловой формы при минимальной частоте вращения, который основные деформации создает в упругой муфте.

При нормальном состоянии дизеля эти колебания не представляют опасности. Но отключение цилиндра меняет картину (см. рис. 6-12 в разделе 6.6).

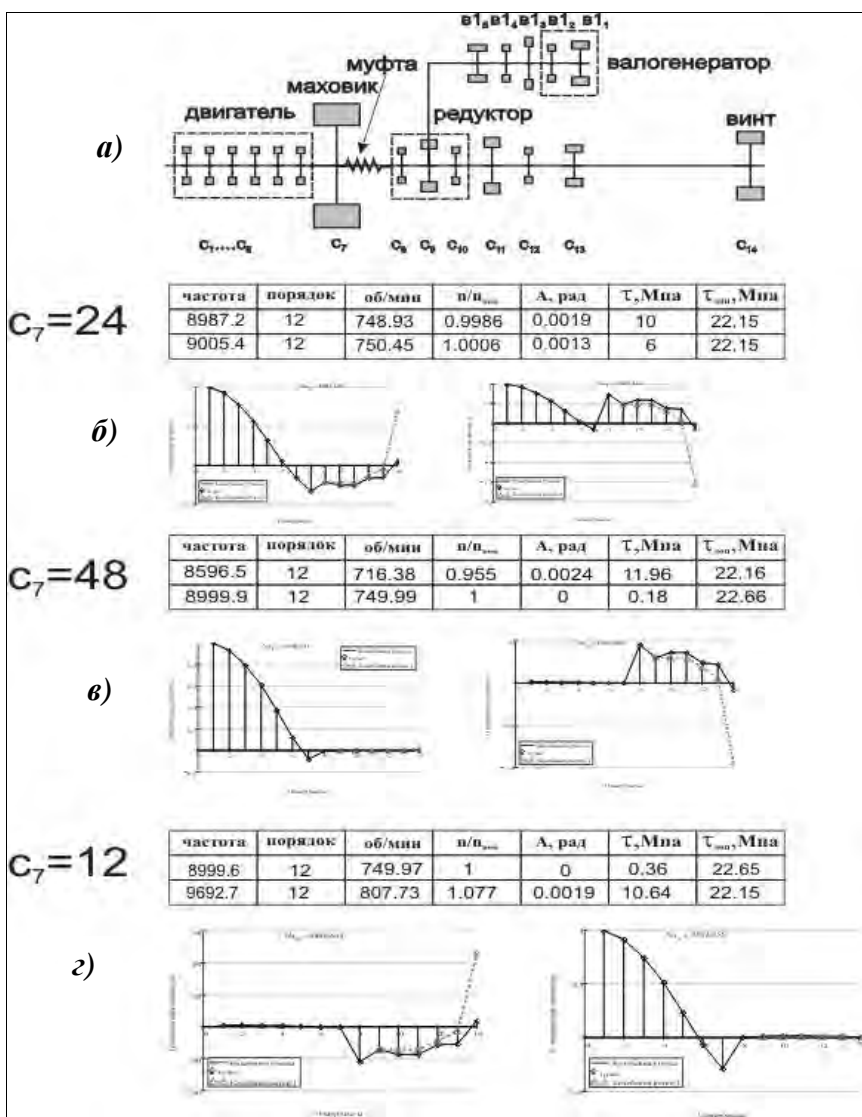


Рис. 6-8 Зависимость моторной формы колебаний от момента инерции маховика

В заключение рассмотрим дизель-генераторы, крутильная схема системы которых состоит только из масс двигателя, маховика и ротора генератора. При очень малой податливости участка между маховиком и ротором генератора основной формой свободных колебаний является моторная. При больших податливостях соединения маховика с ротором генератора (при наличии упругих муфт) имеются две формы колебаний: моторная и генераторная (валопроводная). Диапазон частот свободных колебаний моторной формы 3000— 8000 колебаний в минуту.

Нам известно два случая повреждений дизель-генераторов из-за крутильных

колебаний. Первый случай произошел на ТР «Иней» после замены двигателя дизель-генератора. При этом была увеличена податливость между маховиком и ротором генератора, что привело к образованию генераторной формы колебаний и увеличению напряжений в валу генератора от колебаний шестого порядка. В результате этого был поврежден генератор. Второй случай относится к главным дизель-генераторам судов типа «Наталья Ковшова», где генераторы приводятся во вращение от дизелей типа «Пильстик». Тorsiографирование показало, что, хотя напряжения от вынужденных колебаний невелики, в сварных швах ротора возникли трещины. Это объясняется повышенными концентрациями напряжений в сварной конструкции и снижением предела усталости материала соединения.

### **6.5. Особенности установок с винтами регулируемого шага**

ВРШ появились на судах рыболовного флота еще в конце пятидесятых годов прошлого века (БМРТ проекта 394), что позволило повысить эффективность дизельной установки при работе с орудиями лова (при тралении донным и пелагическим тралом). Первые ВРШ работали по смешанной характеристике дизеля с целью выбора оптимального сочетания частоты вращения и угла поворота лопастей винта в зависимости от режима работы судна. Затем управление ВРШ было упрощено за счет работы дизеля по нагрузочной характеристике при постоянной частоте вращения. Такой режим использования ВРШ применен в редукторных установках с отборами мощности на вспомогательные генераторы тока. Это позволило более гибко и эффективно использовать суммарные энергоресурсы установки.

В отличие от винта фиксированного шага ВРШ представляет собой сложный агрегат, содержащий не только винт с поворотными лопастями (ВПЛ), но и устройства для управления поворотом лопастей и обслуживания вспомогательных функций. Можно отметить такие особенности крутильных схем СУ с ВРШ..

Во-первых, момент инерции ВПЛ примерно в два раза больше момента инерции ВФШ того же диаметра из-за больших размеров ступицы винта, где расположен механизм поворота лопастей. Во-вторых, на линии валопровода перед дейдвудным устройством устанавливается массивный цилиндр механизма изменения шага (МИШ), момент инерции которого соизмерим с моментом инерции гребного винта. В третьих, при повороте лопастей происходит некоторое изменение момента инерции винта из-за присоединенной доли воды.

Включение в линию валопровода массивного цилиндра МИШ в некоторых установках создает дополнительные формы колебаний.

На БМРТ типа «Маяковский» из-за этого вблизи номинальной частоты вращения (250 об/мин), возник резонанс 8 го порядка четырехузловой формы с ощутимыми напряжениями 15 – 19 МПа, который способствовал массовым случаям образования трещин и даже поломок гребных валов этого серийного судна. На рис. 6-9 показана четырехузловая форма крутильной схемы БМРТ с основным узлом между цилиндром МИШ и гребным винтом.

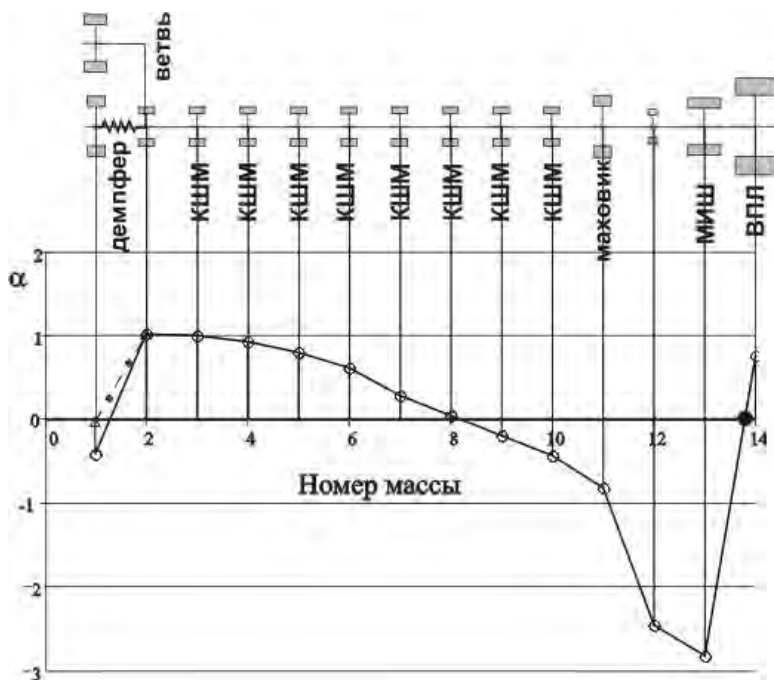
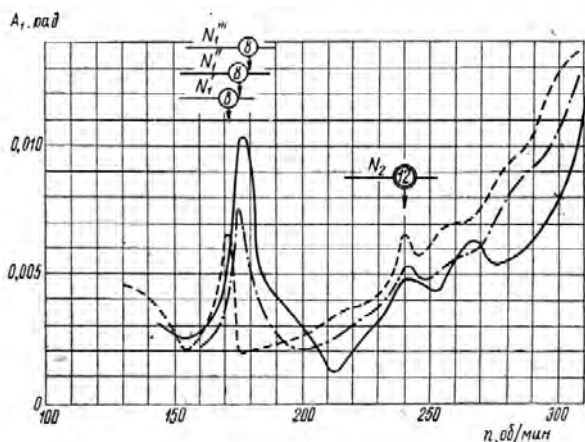


Рис. 6-9 Четырехузловая форма колебаний на БМРТ пр. 394

Достоверность этой формы колебаний подтверждена высококачественной записью колебаний 8-го порядка сечения вала, расположенного рядом с МИШ, где наблюдается максимальная относительная амплитуда.

Это торсиографирование мы проводили на БМРТ «Андрей Таран» по заданию транспортной прокуратуры г. Ленинграда в связи с неоднократной поломкой гребного вала на этом судне. Основной причиной этих аварий послужили изгибные колебания валов из-за несовершенства методики учета массы цилиндра МИШ при центровке валопровода и неудачной первого варианта конструкции защиты вала от морской воды (резиновое покрытие).

Как показали исследования института ГИПРОРЫБФЛОТ [29,55] на судах «Бакр», «Маяк», «Волгодонск», «Железный поток», «Спутник» и др. установка винта регулируемого шага приводила к уменьшению частот свободных колебаний на 15—25%. При торсиографировании этих судов было замечено некоторое увеличение резонансных частот при уменьшении шага винта, что легко объясняется изменением его момента инерции. Одновременно было зафиксировано увеличение амплитуды одноузловых резонансных колебаний и некоторое снижение амплитуд моторной формы колебаний, хотя всесторонний анализ этого явления тогда сделать было трудно.



**Рис. 6-10** Результаты торсиографирования главного двигателя 8NVD48A траулера «Маяк»

Такая возможность появилась в процессе создания этой книги на основе разработанных программ в редакторе MATHCAD. Рассмотрим результаты этого анализа сначала на примере СРТМ «Маяк» с жестким соединением валов, о котором сказано в работе [29], а затем – на примере СРТМ «Железный поток» проекта 502ЭМ, оснащенной упругой муфтой «Сперифллекс» [55].

Данные о безразмерной крутильной схеме СРТМ «Маяк» приведены в таблице 6-4 для следующих постоянных системы  $\theta_0 = 17 \text{ кгм}^2$  и  $\epsilon_0 = 3.85 \cdot 10^{-8} \text{ рад/нм}$ .

**Таблица 6-4**

**Безразмерная крутильная схема системы СРТМ «Маяк»**

Масса	Ц1	Ц2	Ц3	Ц4	Ц5	Ц6	Ц7	Ц8	М-к.	МИШ	ВРШ
МИ	1	1	1	1	1	1	1	1	9.9	2.1	19.3
Подат	1	1	1	1	1	1	1	1.16	1.89	4.58	0
Д, м	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.21	"ео"

Согласно торсиографирования СРТМ «Маяк» (см. рис. 6-10) в пределах диапазона оборотов двигателя отчетливо проявились два резонанса: 8-го порядка одноузловой формы при 174—178 об/мин и 12-го порядка двухузловой формы в районе 235 - 240 об/мин.

Кроме того, отмечено, что приближение к номинальному числу оборотов сопровождается увеличением амплитуды колебаний. Это объясняется наличием весьма сильного резонанса 4-го, а также 4,5 порядков выше рабочего диапазона оборотов двигателя. Результаты торсиографирования установки в сопоставлении с расчетными данными по новой методике приведены в таблице 6-5.

Наибольшая резонансная частота 1424 кол/мин соответствует нулевому шагу винта. Увеличение последнего до  $H/D = 0,63$  снижает частоту до 1392 кол/мин и амплитуду колебаний с 0.01 до 0.006 рад. Резонанс 12-го порядка двухузловой моторной формы наступает для всех значений шага винта при 240 об/мин. При

этом его амплитуда незначительно увеличивается при увеличении шага ВРШ.

Таблица 6-5

Крутильные колебания на СРТМ «Маяк»

Форма	Показатель	Эксперимент для Н/D		Расчет для Н/D	
		0	0.63	0	0.63
Одноузловая	Частота, мин <sup>-1</sup>	1424	1392	1423	1392
	n(8), об/мин	178	174	178	174
	A(8), рад	0.0102	0.0066	0.00984	0.00594
	τ (8), МПа	27.3	17.2	24.91	14.7
	τдоп, МПа	33.5	33.5	33.35	33.8
	Запретная зона	нет	нет	нет	нет
Двухузловая	Частота, мин <sup>-1</sup>	2880	2880	2837	2837
	n(12), об/мин	240	240	236	236
	A(12), рад	0.0016	0.0019	0.002	0.0026
	τ (12), МПа	6.8	7.6	8	11
	τдоп, МПа	29.5	29.5	25.6	25.6
	Запретная зона	нет	нет	нет	нет
При 300 об/мин	ΣA, рад	0.008	0.014	0.00901	0.016
	Στ, МПа	17	32	22.814	39
	τдоп, МПа	15	15	28	28
	Запретная зона		> 270 об/мин		> 270 об/мин

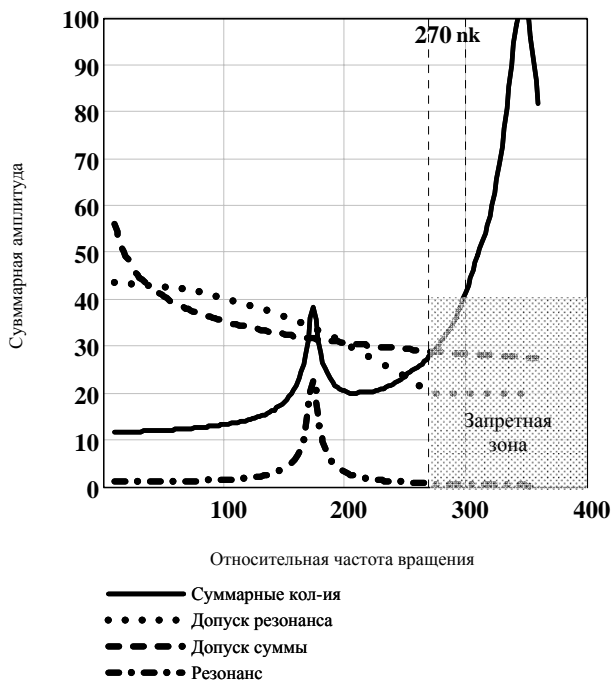


Рис. 6-11 Первоначальное развитие крутильных колебаний на СРТМ типа «Маяк»

Оба резонанса не представляют опасности для прочности валопровода. Наиболее напряженным участком для одноузловой формы колебаний является гребной вал, а для моторной - коленчатый вал. Реальную опасность для СРТМ «Маяк» представили суммарные вынужденные колебания 4 + 4.5 го порядков одноузловой формы. Их анализ показал, что на номинальном скоростном режиме (300 об/мин) при номинальном шаге ВПЛ напряжения в гребном валу достигают 32 МПа и более чем в два раза превышали допускаемые 14.8 МПа (по действующим в те времена нормам). Указанное обстоятельство вызвало необходимость ограничения номинального скоростного режима дизеля до 270 об/мин.

Из таблицы видно, что результаты расчета по новой методике практически совпали с экспериментальными данными, учитывая малую точность обработки торсиограмм, снятых прибором Гейгера. В том числе подтверждена необходимость назначения запретной зоны свыше 270 об/мин, даже в случае применения более высоких допускаемых суммарных напряжений (см. рис. 6-11).

Как уже ранее сообщалось необходимость назначения этой зоны подтвердилась случаем поломки гребного вала на СРТМ «Сатурн», где не были приняты меры по блокировке этой зоны. На последующих судах серии было предложено увеличить диаметр гребного вала с 210 до 260 мм, благодаря чему частота одноузловых колебаний должна была повыситься, а резонансы 4 и 4,5-го порядков—отдалиться от номинального режима. Согласно результатам торсиографирования установки СРТМ «Пионер», при строительстве которого была учтена данная рекомендация, на номинальном режиме (300 об/мин) напряжения в гребном валу оказались ниже допускаемых и таким образом ограничение режима было снято. Напомним, что впоследствии проблема была полностью снята за счет установки упругой муфты.

После получения полной картины развития крутильных колебаний данного судна попытаемся теперь проанализировать причины некоторого влияния шагового отношения винта на резонансные амплитуды. Это можно сделать с помощью формулы 2-6, которую для анализа представим в таком схематичном виде

$$A = \frac{M(v)}{\sum T_M + \sum T_C}, \quad (6-2)$$

где  $A$  – резонансная амплитуда, рад,  $M(v)$  – суммарная работа возмущающего момента всех КШМ дизеля,  $\sum T_M$  – суммарная работа демпфирования инерционных моментов,  $\sum T_C$  – суммарная работа демпфирования эластических моментов.

Сначала отметим очевидные факторы влияния на амплитуды исследуемых колебаний. Во-первых - это изменение в числителе возмущающего момента из-за изменения нагрузки на двигатель (через среднее индикаторное давление) и, во-вторых, это небольшое изменение в знаменателе всех демпфирующих моментов из-за некоторой деформации форм колебаний в связи с изменением их свободных частот в результате изменения доли массы воды, присоединенной к винту.

Например, второй фактор сыграл решающую роль в уменьшении напряжений при использовании пластмассовых гребных винтов. Однако в данном случае мы имеем дело с более сложным механизмом, поскольку при уменьшении шага винта уменьшается не только гармонический коэффициент (что снижает амплитуду), но и коэффициент трения на некоторых массах (что повышает амплитуду). Удалось доказать, что это относится прежде всего к гребному винту у которого при уменьшении шага уменьшается и работа трения. На остальных массах и, тем более, в соединениях общий коэффициент демпфирования от нагрузки практически не зависит.

Таким образом при изменении шага на амплитуду колебаний одновременно воздействует ряд противоречивых факторов, одни из которых способствуют ее возрастанию, а другие – убыванию. Для того, что бы выявить результирующую закономерность зависимости амплитуды от шага рассмотрим соотношение компонентов формулы 6-2, полученных при моделировании в среде MATCAD двух шагового отношения (см. табл. 6-6).

**Таблица 6-6**

**Анализ источников демпфирования в системе СРТМ «Маяк»**

Резонанс	Вариант	$A$	$M(\nu)$	$\Sigma T_m$	$\Sigma T_c$	$\Sigma T_m / \Sigma T_c$
$\nu=8$ 1 узл	H/D=ном	0.0059	2611.8	438937.1	880.45	498.53
	H/D=0	0.0098	2016.1	203969.5	952.41	214.16
	«ном» / «0»	0.604	1.295	2.152	0.924	2.328
$\nu=12$ 2 узл	H/D=ном	0.0027	590.85	212622.9	7962.5	26.703
	H/D=0	0.002	425.68	202748.3	7984.88	25.392
	«ном» / «0»	1.327	1.388	1.049	0.997	1.052

Эта таблица позволяет сделать однозначные выводы о причинах уменьшения амплитуды 8-го порядка одноузловой формы почти в два раза и небольшого в 1.3 раза увеличения амплитуды 12 порядка двухузловой формы при увеличении шага винта. При одноузловой форме это произошло по причине увеличения в два раза работы трения  $\Sigma T_m$  на массах системы за счет демпфирования на гребном винте не смотря на то, что возмущающий момент несколько возрос (примерно на 30%). При этом работа демпфирования в соединениях  $\Sigma T_c$  практически не влияла на этот процесс, поскольку оно в 200 – 500 раз оказалось меньше работы трения на массах.

При двухузловой форме колебаний амплитуда колебаний 12 порядка увеличилась в основном из-за увеличения возмущающего момента, поскольку отношение работ трения всех видов близко к единице. Здесь также превалирует трение на массах, которое в 25 раз больше, чем в соединениях.

Рассмотренная установка отличается высокой жесткостью валопровода за двигателем, чем можно объяснить малое влияние работы трения в соединениях. Имеется возможность проверить обнаруженные зависимости на дизельной установке СРТМ проекта 502ЭМ с ВРШ и тем же двигателем 1000 л.с. при 375 об/мин, но с массивным маховиком при очень большой податливости валопровода из-за применения там упругой муфты. На двигателе установлен демпфер.

По этому судну также имеются результаты торсиографирования многих су-



дов и расчеты, согласно которым одноузловая форма колебаний имеет собственную частоту 450 кол/мин, а двухузловая – 2160.6 кол/мин. При одноузловой форме колебаний наиболее сильным является резонанс 4-го порядка, который расположен ниже минимально-устойчивых оборотов двигателя при 112 об/мин и поэтому обычно не фиксируется на тorsiограммах. Наиболее нагруженным участком системы является упругая муфта и она же служит наибольшим источником демпфирования одноузловой формы.

У двухузловой формы проявился резонанс 8-го порядка в районе 270 об/мин с амплитудой около 0,003 рад при напряжениях в коленчатом валу около 10 МПа.

Уделим основное внимание только моделированию влияния шага винта на резонансные колебания по рассмотренной выше методике (см. таблицу 6-7).

**Таблица 6-7**

**Анализ источников демпфирования в системе серийного СРТМ**

Резонанс	Вариант	$A$	$M(\nu)$	$\Sigma T_M$	$\Sigma T_C$	$\Sigma T_M / \Sigma T_C$
$\nu=4$ 1 узл	H/D=ном	0.00689	15321	116298	10616	1.1
	H/D=0	0.00881	12887	29524	116796	0.25
	«ном» / «0»	0.782	1.189	3.94	0.909	4.33
$\nu=8$ 2 узл	H/D=ном	0.00323	1945.9	594967	7960.54	74.7
	H/D=0	0.00225	1353.6	594916.6	7994.28	74.4
	«ном» / «0»	1.436	1.438	1	0.996	1.00

В этом случае также наблюдается снижением амплитуды одноузловой формы при увеличении шага, хотя и не столь значительное как у СРТМ «Маяк». Это связано с влиянием большого демпфирования в демпфере и в упругой муфте, что снижет долю вклада гребного винта в общее трение системы. Но все же его было достаточно, что бы преодолеть увеличение возмущающего момента.

У моторной формы наблюдается та же картина, что у главного двигателя СРТМ «Маяк» – при увеличении шага винта амплитуда увеличилась на 40% только лишь под влиянием возмущающего момента.

С практической точки зрения влияние шага винта не всегда следует признавать значительным. Но этот фактор следует учитывать при планировании испытаний, например, при замене ходовых испытаний швартовыми.

Проводя итог анализу влияния шага винта регулируемого шага мы, конечно же имели дополнительную цель еще раз продемонстрировать эффективность разработанных алгоритмов и программ для исследования разнообразных проблем крутильных колебаний в редакторе MATHCAD.

### **6.6. Особенности установок с упругими муфтами**

Применение упругих муфт является эффективным средством борьбы с крутильными колебаниями. Благодаря применению упругих муфт теперь, как правило, крутильные колебания не представляют опасности и для стальных валов ДРА. Их слабым звеном становятся сами упругие муфты и зубчатые передачи редукторов.

При этом неожиданно основную опасность для упругих муфт стали представлять именно низкочастотные формы свободных колебаний (200 – 400 кол/мин), для создания которых собственно и устанавливаются эти высоко податливые элементы. Обычно цель их применения состояла в том, что бы «загнать» наиболее сильные резонансы ниже минимально-устойчивых частот вращения.

При экспериментальных исследованиях крутильных колебаний головных судов с новыми ДРА были обнаружены заметные, а иногда и опасные колебания неглавных порядков низких номеров (0.5, 1, 1.5 – го порядков) в районе номинальных частотах вращения. Впервые значительные колебания 0.5-го порядка были нами замечены в упругой муфте на СТР типа «Альпинист» при работе на номинальном режиме [17]. Такие колебания вызывали заметную неустойчивость работы регулятора двигателя и, возможно, способствовали разрушению подшипников раздаточного редуктора.

Это новое явление противоречило классическим представлениям о крутильных колебаниях, поскольку сумма альфа для этих неглавных порядков при столь низкой частоте должна быть близка нулю.

Проведенное моделирование работы дизельных установок с высоко податливыми муфтами позволили установить, что это условие может быть нарушено из-за плохой регулировки давления газов в цилиндрах дизеля. В этом случае сумма альфа может возрасти, что приводит к возбуждению резонансов от самых сильных гармоник возмущающего момента.

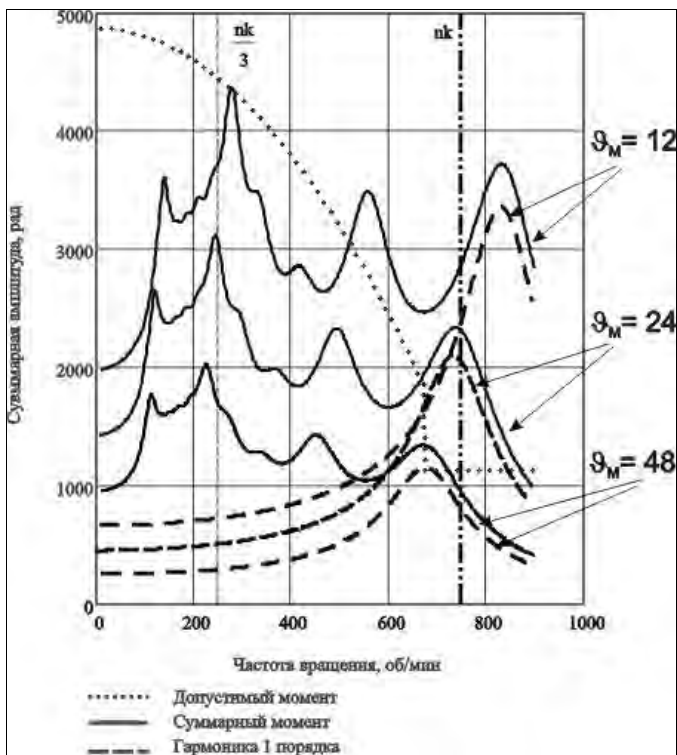
Весьма опасное развитие получили подобные колебания в ДРА на ПСТ типа «Баренцево море», где наблюдались массовые выходы из строя упругих муфт типа «Вулкан». По этой причине суда долгое время простаивали в аварийных ремонтах. Это негативное явление учтено в правилах РС и других классификационных обществах (см. раздел 1-5). Именно для проверки напряжений в муфтах в указанных правилах требуется проверять вариант работы ДРА с отключенным цилиндром дизеля. Наши компьютерные программы предусматривает такую расчетную процедуру.

Рассмотрим возможные меры снижения напряжений в упругой муфте в аварийном случае отключения из работы хотя бы одного цилиндра.

Исследуем влияние на деформацию упругой муфты изменения момента инерции маховика на примере ДРА с двигателем 6ЧСП18/22 (см. рис. 6-12) о котором шла речь в разделе 6-4.

Как показали расчеты для исходной ДРА со штатным маховиком ( $\mathcal{J}_m = 24$ ), при отключении цилиндра резонансные деформации муфты от колебаний первого порядка при номинальной частоте вращения становятся выше допустимых значений, а суммарные деформации ощущаются во всем диапазоне оборотов.

Из результатов моделирования ситуаций на рис. 6-12 следует, что при уменьшении момента инерции маховика вдвое, отключение цилиндра приводит к значительному увеличению суммарных амплитуд деформаций муфты сверх допустимых значений во всем рабочем диапазоне оборотов. Напротив «утяжеление» маховика в два раза очень эффективно снижает эти деформации до безопасного уровня.



**Рис. 6-12** Влияние маховика при отключении цилиндра

На этом основании можно рекомендовать использовать увеличение момента инерции маховика дизеля как один из эффективных способов защиты упругих муфт от низкочастотных гармоник возмущающих моментов, возникающих из-за нарушения неравномерности работы газов в цилиндрах.

Возможно несколько других конструктивных решений этой проблемы. Имеются типы муфт, которые полностью разрывают систему, изолируя возмущающие моменты дизеля от редуктора. К ним относятся индукционные и гидравлические муфты, устанавливаемые между дизелем и редуктором.

В индукционных муфтах крутящий момент от ведущей к ведомой части передается посредством сильного магнитного поля. Такие муфты были установлены, например, в ДРА судов типов «Тропик» и «Атлантик».

В гидравлических муфтах крутящий момент передается посредством потока воды или масла, который создается ведущей частью и увлекает за собой ведомую часть. Гидравлическая муфта устанавливалась на транспортных рефрижераторах типа «Остров Русский». Недостатком рассмотренных муфт являются их проскальзывание и снижение по этой причине к. п. д. передачи.

Другое возможное решение задачи борьбы с колебаниями 0,5—1,5-го порядков заключается в применении специальных муфт рессорного типа (например, типа «Гейслингер»). Муфты «Гейслингер» устанавливались на судах типов «Амурский залив» и «Охотское море». Эти муфты отличаются более высокой

ремонтпригодностью упругих элементов.

Следует иметь в виду, что упругие муфты фирмы «Вулкан» постоянно совершенствуются в направлении повышения их надежности. Эффективность работы фирмы в этом направлении можно подтвердить успешным применением на ПСТ типа «Баренцево море» модернизированного варианта муфты, что привело к прекращению их отказов.

Целесообразно напомнить, что при технической эксплуатации ДРА с упругими муфтами следует особо тщательно следить за регулировкой главного двигателя.

В состав средств по техническому обслуживанию этих комплектующих изделий желательно включить пирометры для бесконтактного контроля температуры резины муфт.

### **6.7. Общие рекомендации**

Выполненный анализ особенностей различных дизельных установок возможно не отражает всех проблем борьбы с крутильными колебаниями. Тем не менее, даже из такого краткого обзора можно сделать ряд полезных выводов

При проектировании любых, даже самых сложных СУ первостепенное внимание должно уделяться моторной и валопроводной формам колебаний.

Моторная форма колебаний должна обеспечиваться независимо от типа установки поставщиком дизеля. Наиболее актуальна эта проблема для четырехтактных дизелей с большими маховиками. Установка демпферов позволяет снижать напряжения от резонансных колебаний, но иногда это мероприятие опасно увеличивает нерезонансные вынужденные колебания в районе номинальных частот вращения.

При установке силиконовых демпферов необходимо следить за тем, что бы при номинальных частотах вращения не было даже слабых резонансов моторной формы, которые ускоряют износ подшипников демпфера.

При техническом обслуживании дизельной установки следует проводить периодическое диагностирование демпферов путем измерений крутильных колебаний с применением методики и программ оценки остаточного ресурса (раздел 5.4.6).

Для двухтактных дизелей без маховиков моторная форма обычно не представляет опасности. Там демпферы могут устанавливаться для борьбы с валопроводной формой колебаний. Применяя демпферы пружинного или рессорного типа, необходимо не допускать появления при номинальных оборотах резонансов, которые могут ускорять усталостные разрушения упругих элементов демпфера.

Валопроводная форма колебаний зависит от длины валопровода, типа двигателя и гребного винта: с уменьшением длины валопровода и числа цилиндров дизеля опасность крутильных колебаний возрастает.

Установка упругих муфт перед редукторами и мультипликаторами ДРА создает низкочастотные формы резонансных колебаний, которые в принципе защищают валы и зубчатые зацепления от больших динамических нагрузок. Однако при этом могут возникнуть проблемы надежности самих упругих муфт

из-за нарушений правил эксплуатации дизеля в части обеспечения равномерного распределения давления газов по цилиндрам.

Увеличение момента инерции маховика приводит к уменьшению амплитуд колебаний валопроводной формы. Это действие можно рассматривать как эффективный прием повышения надежности упругих муфт и редукторов в условиях работы при низком качестве обслуживания дизеля.

Уменьшение момента инерции гребного винта за счет применения полимерных материалов или даже за счет небольшого уменьшения его диаметра благоприятно отражается на снижении амплитуд колебаний валопроводной формы.

Установка ВРШ создает дополнительные проблемы с крутильными колебаниями. Это приводит к снижению частот и увеличению амплитуд валопроводных форм колебаний. При увеличении шага винта наблюдается некоторое увеличение амплитуд колебаний моторной формы и снижение амплитуд валопроводной формы. При уменьшении шага наблюдается обратная картина.

При ремонте дизельных установок рекомендуется тщательно контролировать усилие затяжки всех резьбовых соединений валопровода. Проточка валов в пределах ремонтных размеров практически не влияет на изменение развития крутильных колебаний. Гораздо более опасные последствия для прочности валов создаются из-за дополнительных концентраторов напряжений, возникающих по технологическим причинам: образование галтелей с малым радиусом проточки, грубая токарная обработка валов, применение сварки или наплавки и пр.

Можно выразить надежду на то, что приведенные выше сведения понизят риск появления дизельных установок с опасной картиной развития крутильных колебаний в рабочем диапазоне частот вращения дизеля.

## Глава 7. Исследования

### 7.1. Введение

В этом разделе будет рассмотрены результаты некоторых научно-исследовательских работ в области крутильных колебаний. К ним прежде всего относится обоснование методики расчета допускаемых напряжений от суммарных колебаний с учетом усталостной природы разрушения металла под воздействием знакопеременных деформаций скручивания. Эта проблема состоит из ряда задач, некоторые из которых стали объектом нашей научной работы и получили приемлемое для практики решение.

К таким задачам относится, прежде всего, обоснование обобщенного метода расчета предела выносливости детали при на основе кривой усталости образцов металла ступенного вида с нулевой асимптотой [20]. Эта информация имеет большое значение для обоснования в разделе 7.3 методики расчета допускаемых напряжений с учетом факторов, влияющих на усталостную долговечность коленчатых валов при кручении.

Завершают раздел и всю книгу некоторые советы по выбору актуальных тем для дальнейших исследований в области крутильных колебаний.

### 7.2. Проблемы прогнозирования усталостной долговечности деталей машин

Достижения отечественной академической науки о прочности металлов привели к созданию инженерных методов расчетной и экспериментальной оценки характеристик сопротивления усталости. В частности, разработанный на этой основе ГОСТ 25.504-82 [12] позволяет оценивать медианный предел выносливости детали  $\sigma_{баз}$  для базового числа  $N_{баз} = 10^7$  циклов с учетом конструктивно – технологических свойств детали.

При этом величина  $\sigma_{баз}$ , соответствует точке перелома на кривой усталости. Левая часть кривой усталости характеризуется степенной функцией вида

$$\sigma_{50} = C N^{-1/m} \quad (7-1)$$

где  $N$  – число циклов до разрушения образца,  $C$  и  $m$  – постоянные параметры.

Принято считать, что вправо от указанной точки кривая усталости должна переходить в прямолинейную зону неограниченной долговечности

$$\sigma_{50} = \sigma_{баз} = const \quad (7-2)$$

Однако, опыт эксплуатации и статистика усталостных разрушений деталей многих машин и сооружений не всегда подтверждают эту гипотезу.

Известны случаи массовых поломок деталей, работающих под воздействием знакопеременных нагрузок с амплитудами напряжений, которые явно не превышали предела выносливости детали при наработке  $N > 10^8$  циклов.

Опыт проектирования и модернизации машин показал, что усталостные разрушения можно предупреждать, если предел выносливости рассчитывать по

кривой усталости степенного вида (7-1) для всего рабочего числа циклов. В частности, методика [16, 20] позволяет применять ГОСТ 25.504-82 для расчета величины  $\sigma_{\text{баз}}$  и постоянных величин  $C$  и  $m$  кривой усталости, которая, однако, не имеет надлома и продолжает снижаться при увеличении числа циклов свыше базовой величины.

В ГОСТ [12] оценка предела выносливости детали при любой заданной вероятности  $P$  выполняется по формуле для нормального закона

В работе [16] для той же цели применяется логнормальное распределение

$$\sigma_P = \sigma_{50} \exp(Z_P B_{\ln\sigma}), \quad B_{\ln\sigma} = \sqrt{\ln(1+V_\sigma^2)}, \quad (7-3)$$

где  $Z_P$  - квантиль нормального распределения,  $V_\sigma$  - коэффициент вариации значений пределов выносливости,  $B_{\ln\sigma}$  - параметр формы логнормального распределения, который мало отличается от коэффициента вариации  $V_\sigma$ .

Справедливость приведенных зависимостей вытекает из рассмотрения функции (7-1) в логарифмических координатах, когда нормальному закону подчиняется не сами исследуемые величины, а их логарифмы.

При этом обнаружено важное свойство этой модели – следующая зависимость между параметрами формы распределений долговечности  $B_{\ln N}$  и предела выносливости  $B_{\ln\sigma}$

$$B_{\ln N} = m B_{\ln\sigma} \quad (7-4)$$

Эта зависимость позволяет объяснить причину большой дисперсии ресурса деталей (с коэффициентом вариации  $V_N = 0,5 - 1,0$ ) даже при малом рассеивании предела выносливости (например,  $V_\sigma = 0,1$ ), поскольку показатель степени  $m$  для стальных деталей находится в пределах от 4 до 15 [38].

Отсюда следует формула для расчета гамма – процентного ресурса детали (в циклах) для заданной вероятности  $\gamma = (100 - P)$ .

$$N_\gamma = (C / \sigma_{50})^m \exp(-Z_\gamma B_{\ln N}). \quad (7-5)$$

Эта модель усталостной долговечности, которую можно назвать логнормальной моделью, получила широкое применение в судостроении [41], автомобилестроении [38] и др. отраслях промышленности. Особо отметим многолетний опыт применения такого подхода к обеспечению усталостной долговечности при массовом производстве подшипников качения.

Следует признать, что, не смотря на явную практическую эффективность, эта модель далеко не всегда находится в согласии с разработками авторитетных специалистов в этой области науки [24] и, в некотором смысле, противоречит таким фундаментальным понятиями теории прочности как предел выносливости, малоцикловая и неограниченная долговечность.

Рассмотрим основные результаты исследований указанных проблем, которые можно условно разделить на два этапа.

На первом этапе выполнено подтверждение эффективности обобщенного уравнения кривой усталости Вейбулла [10], частным вариантом которого является функция (7-1).

Для этого в качестве эталона используется следующая обобщенная функция кривой усталости, разработанная в Московском авиационном институте профессором Степновым М. Н. [56].

$$\sigma_{om,a} = \sigma_{om,\infty} + A \cdot \lg(N + N_1)^{-\alpha} \quad (7-6)$$

где  $\sigma_{om,\infty} = \sigma_\infty \cdot \sigma_{\text{баз}}^{-1}$  - отношение предела выносливости для неограниченной базы ( $N = \infty$ ) к пределу выносливости для базы  $10^7$  циклов;  $N_1$ ,  $A$  и  $\alpha$  - параметры уравнения обобщенной кривой усталости.

В работе [56] приведены значения указанных параметров для деформированных алюминиевых сплавов, испытанных на изгиб с вращением.

В той же работе сказано, что из всех известных уравнений кривых усталости удовлетворительное соответствие с обобщенной кривой имеет уравнение Вейбулла, которое в относительных напряжениях имеет следующий вид

$$\sigma_{om,a} = \sigma_{om,\infty} + C(N + N_1)^{-1/m} \quad (7-7)$$

Очевидно, что это выражение приводится к виду функции (7-1) при нулевой асимптоте  $\sigma_\infty = 0$  и  $N_1 = 0$ .

Для изучения уравнения (7-7) сначала по формуле (7-6) были рассчитаны напряжения для нескольких фиксированных значений  $N$ , которые далее рассматриваются в качестве «опытных» значений кривой усталости.

Затем по этим точкам методом наименьших квадратов были определены параметры кривых усталости для общего уравнения Вейбулла (7-7) и его двух вариантов: функции (7-7) при  $N_1 = 0$  и функции (7-1).

Расчеты в редакторе MATHCAD по специально разработанной программе позволили получить следующие результаты (табл. 7-1).

**Таблица 7-1**

**Оценка достоверности различных вариантов функций усталости Вейбулл**

Вид уравнения и номер формулы	$m$	$\sigma_{om,\infty}$	$N_1$	$R_{xy}$	$\sigma_{om,a}$ (медиана) для циклов		
					$10^5$	$10^7$	$10^9$
Степнова (7-6)		0,46	3000	1	1,597	0,996	0,776
Вейбулла (7-7)	4,8	0,65	3000	-1	1,541	0,991	0,779
Вейбулла (7-7)	5	0,636	0	1	1,535	0,994	0,779
Функция (7-1)	12,8	0	0	0,988	1,489	1,04	0,727

Во-первых, была доказано совпадение уравнения Вейбулла (7-7) с исходной формулой Степнова (7-6) при коэффициенте корреляции  $|R_{xy}| = 1$ . Двухпараметрическое уравнения (7-1) также оказалось в хорошем согласии с уравнением (7-7) при  $|R_{xy}| = 0,988$  и степени  $m = 12,8$ .

Эти результаты позволяют перейти ко второму этапу решения основной про-



блемы - доказательству преимуществ функции (7-1) путем сравнительного корреляционного анализа уравнения Вейбулла при разных значениях его параметров.

Для повышения достоверности решения этой задачи в качестве исходных данных были использованы результаты испытаний образцов из легкого сплава АВ, опубликованные в таблицах работ [56, 63]. В этих таблицах наблюдается значительное рассеивание числа циклов до разрушения, не смотря на то, что испытания и подготовка к ним выполнялись очень качественно. Если при высоких уровнях нагрузки происходили разрушения всех образцов, то на более низких уровнях нагрузки разрушалась только часть из них.

В работе [65] приведена методика статистической обработки подобных, так называемых цензурированных выборок, содержащих как отказавшие, так и еще не отказавшие объекты. На ее основе были разработаны алгоритмы и программы в редакторе МATHCAD, которые содержат следующие операции.

Сначала для каждого уровня нагрузки составлялось эмпирическое распределение вероятности разрушения образцов. Затем по этим данным рассчитывались параметры выбранного закона распределения (логнормального) с использованием метода наименьших квадратов и проверкой согласия с эмпирическим распределением по коэффициенту корреляции. Далее по параметрам распределения для каждого  $i$ -го уровня нагрузки  $\sigma_i$  определялись медианное значение числа циклов до разрушения  $N_i$  и среднеквадратичное отклонение логарифма этой величины  $b_{lnN,i}$

Эти статистические данные затем используются для определения корреляционной зависимости разрушающих напряжений от числа циклов для любой заданной вероятности не разрушения образца  $\gamma$ . В методике впервые была применена следующая анаморфоза переменных для расчета постоянных корреляционного уравнения

$$x_i = \ln(N_i), \quad y_i = \sigma_i^{-m} \quad (7-8)$$

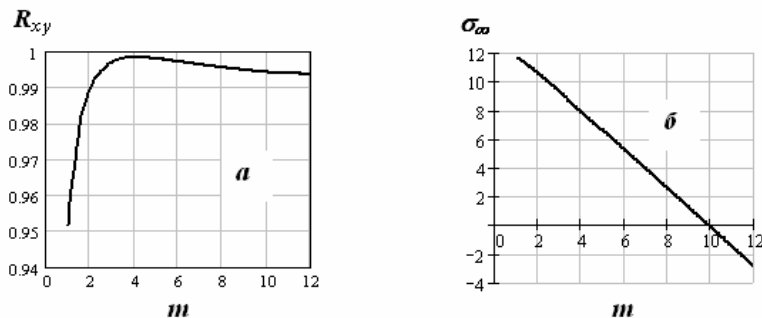


Рис. 7-1 Зависимости коэффициента корреляции (а) и асимптоты (б) от  $m$

По указанной методике были определены параметры уравнения Вейбулла  $m = 4,05$  и  $\sigma_{\infty} = 7,89$ , соответствующие максимальному коэффициенту корреляции, равному  $0,998$  (см. рис. 7-1).

Одновременно были рассчитаны параметры искомого уравнения (7-1) с нулевой асимптотой  $\sigma_{\infty} = 0$ , а также квадратичной функции при  $m = 2$  с нулевой асимптотой  $\sigma_{\infty} \neq 0$ , положенная в основу весьма тщательных экспериментальных исследований усталостной выносливости образцов, результаты которых описаны в уникальном труде Р.Д. Вагапова [8]. Отличие этих вариантов от варианта с максимальной корреляцией также можно оценить по графикам на рис. 7-1.

На рис. 7-2 приведены медианные кривые усталости при всех трех вариантах уравнения Вейбулла.

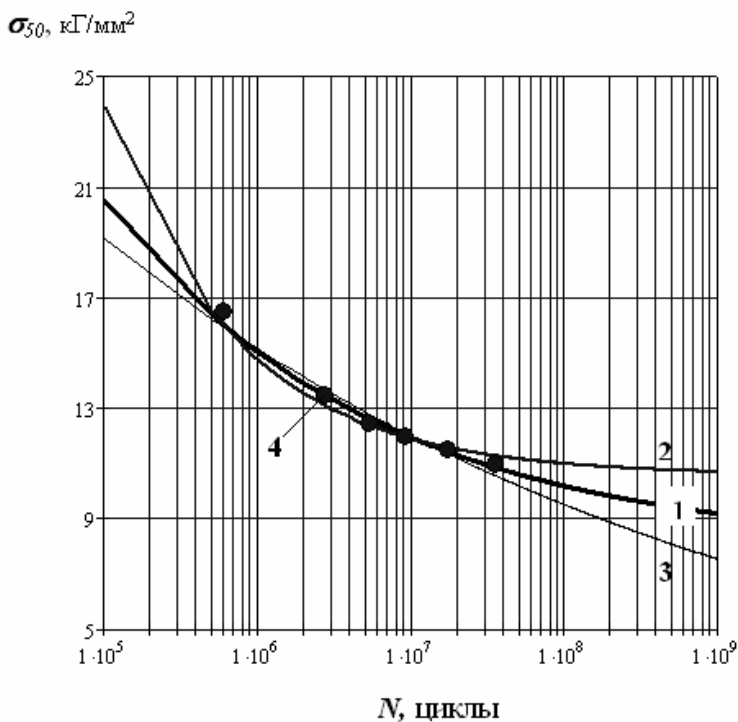


Рис. 7-2 Варианты аппроксимации кривой усталости при следующих параметрах уравнения Вейбулла: 1 - при  $m = 4,05$  и  $\sigma_{\infty} = 7,89$  кг/мм<sup>2</sup>, 2 - при  $m = 2,00$  и  $\sigma_{\infty} = 10,56$  кг/мм<sup>2</sup>, 3- при  $m = 9,89$  и  $\sigma_{\infty} = 0$ , 4 - опытные точки для сплава АВ.

Как показано в итоговой таблице 7-2, данном случае лучшее согласие ( $R_{xy} = 0,998$ ) имеет оптимальная кривая при  $m = 4,05$  и  $\sigma_{\infty} = 7,89$ , а наихудшее ( $R_{xy} = 0,989$ ) – при  $m = 2$  и  $\sigma_{\infty} = 10,6$ .

Зависимость предела выносливости от показателя степени  $m$ 

$m$	$R_{xy}$	$\sigma_{\infty}$	Предел выносливости для			
			$\gamma = 50\%$ (медиана)			$\gamma = 99\%$
			$10^7$	$5 \cdot 10^7$	$10^9$	$5 \cdot 10^7$
2,00	0,989	10,56	13,33	11,80	10,84	11,54
4,05	0,998	7,89	13,71	11,80	9,75	11,37
9,89	0,994	0	13,92	11,83	8,74	11,28
Справочные данные [56]			13,9	12		11,70

При выборе расчетной формулы предпочтение следует отдать уравнению, которое дает наименьшее значение предела выносливости при числе  $10^8 \div 10^{10}$  циклов. Этому условию удовлетворяет только степенная функция с нулевой асимптотой (7-1), имеющая показатель степени  $m = 9,89$  при достаточно высоком коэффициенте корреляции 0,994.

В нижней строке таблицы 7-2 приведены справочные данные об основных характеристиках сплава АВ, которые взяты из работ [56, 63]. Эти величины хорошо согласуются с результатами наших расчетов.

Приведенные результаты исследований позволили корректно подтвердить правомерность применения логнормальной модели кривой усталости степенного вида при нулевой асимптоте для прогнозирования и обеспечения усталостной долговечности деталей машин при их проектировании или модернизации.

### **7.3. Исследования допускаемых суммарных напряжений в коленчатых валах дизелей**

Как было показано в работе [19], допускаемые напряжения, определяемые по формулам РС для номинальных оборотов, в 1,3 - 1,5 раза меньше значений, которые получаются расчетом другими методами, взятыми из авторитетных источников. Так по данным [34] для валов больших диаметров из стали с пределом прочности 450 - 480 МПа допускаемые напряжения составляют 20 - 28 МПа, а по правилам РС - только 15 - 20 МПа.

Этот вывод подтверждается безаварийным опытом эксплуатации коленчатых валов среднеоборотных и высокооборотных дизелей у которых суммарные напряжения кручения в коленчатых валах также превышают допускаемые напряжения по правилам РС, достигая 50 - 60 МПа. Например, уникальные тензометрические измерения в районе наиболее нагруженной шейки коленчатого вала для двигателей ЗД6, ЗД12 и М50 показали, что напряжения в коленчатых валах этих двигателей составляют 50 - 60 МПа. Однако, поломок коленчатых валов при таких уровнях напряжений у этих дизелей не наблюдалось.

Указанные противоречия и вызвали необходимость проведения специальных исследований по разработке новой формулы для расчета допускаемых напряжений по правилам РС. Теоретической базой наших исследований послужили труды отечественных ученых по прочности деталей машин, которые в полной мере реализованы в ГОСТ 25.504-82 [12]. Подробное изложение в указанном ГОСТ процедур оценки всех факторов, влияющих на характеристики сопротив-

ления усталости валов, позволили составить алгоритмы и программы, необходимых для корректного обоснования искомой формулы РС.

Наряду с указанной методикой ГОСТ, при решении поставленной задачи была подробно исследована известная формула В.П. Терских [58] для расчета допускаемых напряжений от крутильных колебаний и рекомендации известного специалиста в этой области Кер-Вильсона [34]. Исследование этих методов имеет ключевое значение для обоснования критериев оценки достоверности новой методики расчета допускаемых напряжений по ГОСТ.

Если рассматривать допускаемые напряжения  $\tau_{\text{доп}}$  как предел выносливости детали при знакопеременном кручении  $\tau_{-1д}$ , то его медианное значение для рабочего числа циклов в общем виде характеризуется таким выражением:

$$\tau_{\text{доп}} = \tau_{-1д} = \frac{\tau_{-1}}{K_d} K(r). \quad (7-9)$$

где  $\tau_{-1}$  - предел выносливости материала, определенный путем испытаний гладких образцов при симметричном цикле,  $K_d$  - коэффициент снижения предела выносливости,  $r$  - относительная частота вращения коленчатого вала, равное отношению текущей частоты вращения к номинальной,  $K(r)$  - функция учета режима работы коленчатого вала.

На практике предел выносливости материала определяется либо по специальным справочным таблицам [28], либо по эмпирическим зависимостям  $\tau_{-1}$  от временного сопротивления материала на разрыв (далее - предела прочности), которое обозначим (также как в правилах РС) символом  $Rm$ .

Как показано на рис. 7-3 в различных методиках применяются разные эмпирические функции для расчета предела выносливости материала. Они будут далее использоваться при рассмотрении соответствующего метода.

Однако для применения правил РС целесообразно принять за основу следующую формулу из ГОСТ [12]

$$\tau_{-1}(Rm) = 0,6(0,55 - 0,0001Rm)Rm \quad (7-10)$$

которая дает несколько большие значения, чем по данным [12],

$$\tau_{-1}(Rm) = Rm/4, \quad (7-11)$$

но меньше, чем по данным [34]

$$\tau_{-1}(Rm) = Rm/3 \quad (7-12)$$

Более сложной проблемой оценки допускаемых напряжений является определения коэффициента снижения предела выносливости  $K_d$ , величина которого обычно находится в пределах от 5 до 8.

Необходимость введения коэффициент снижения предела выносливости  $K_d$  обусловлена влиянием ряда конструктивно-технологических факторов на предел выносливости при кручении коленчатого вала.

К таким факторам относятся: размеры коленчатого вала, концентрации напряжений в районе резкого изменения формы детали, чистота поверхности, наличие коррозии, применение упрочняющих технологий и прочее.

В работе [34] дан обстоятельный анализ этих факторов. Там же приводятся простые формулы для расчета допускаемых напряжений. Они не претендуют на высокую точность, но имеют большое значение для проверки достоверности расчета допускаемых напряжений, поскольку отражают мировой опыт исследования крутильных колебаний коленчатых валов.

Покажем самую простую зависимость из работы [34], соответствующую нижней границе реального диапазона допускаемых напряжений.

$$\tau_{-1д} = Rm / 22 \quad (7-13)$$

Коэффициент 22 соответствует значению  $K_{\sigma} = 22/3 = 7,33$ .

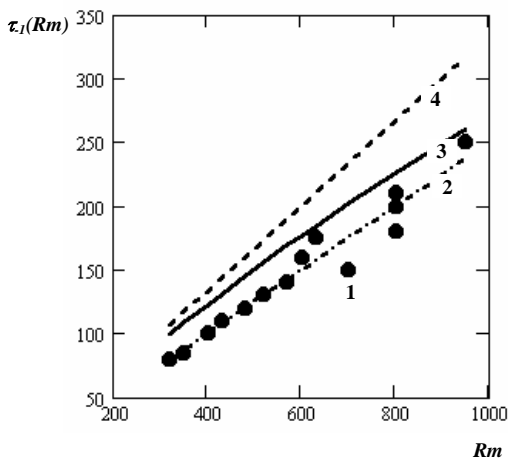


Рис. 7-3 Сравнение способов расчета предела выносливости материала 1 - табличные данные по [17], 2 - аппроксимирующая кривая по формуле (7-11), 3 - формула (7-10) из ГОСТ [12], 4 - формула (7-12) по [34].

Таблица 7-3

Коэффициенты к формуле (7-14)

Тип вала и характер его нагружения	$\eta$	$a$	
		$0 < r \leq 1$	$1 < r \leq 1,2$
Промежуточные валы, не испытывающие знакопеременного изгиба	1,6	+0,6	- 3
Промежуточные и коленчатые валы, испытывающие знакопеременный изгиб	2,0	+0,8	-4

Примечание. Для буксиров, ледоколов, траулеров и других судов, длительно эксплуатирующихся на различных режимах при многократном маневрировании, реверсировании и пусках следует в формуле (5) положить  $r = 1$

Формула из работы [28] для расчета допускаемой амплитуды напряжений от крутильных колебаний имеет следующий вид

$$\tau_{\partial on} = \tau_{-1} \frac{K_u \varepsilon_{\tau}}{K_{\tau} \eta} (1 + a(1-r)) \quad (7-14)$$

В этой формуле обозначены:

$\tau_{-1}$  - предел выносливости материала при кручении;  $K_u$  - коэффициент упрочнения материала;  $K_{\tau}$  - коэффициент концентрации,  $a$  - коэффициент, учитывающий влияние среднего крутящего момента и быстроту накопления усталостных явлений (табл. 7-3);  $\eta$  - условный запас прочности, компенсирующий неточность расчетных формул, не учет напряжений вынужденных колебаний от всех других гармоник возмущающего момента, напряжения изгиба и пр. (табл. 7-3);  $r$  - отношение рассматриваемой частоты вращения вала к номинальной,  $\varepsilon_{\tau}$  - коэффициент влияния абсолютных размеров сечения вала, вычисляемый по эмпирической формуле

$$\varepsilon_{\tau} = 0,48 \frac{3 + \sqrt{0,1d}}{1 + \sqrt{0,1d}} \quad (7-15)$$

где  $d$  — диаметр вала, мм.

Из формулы (7-14) можно получить выражения для определения коэффициентов, входящих в общую формулу (7-9).

$$K(r) = 1 + a(1-r), \quad (7-16)$$

$$K_{\partial} = \frac{K_{\tau} \eta}{K_u \varepsilon} = \frac{2K_{\tau}}{K_u \left( 0,48 \frac{3 + \sqrt{0,1d}}{1 + \sqrt{0,1d}} \right)}. \quad (7-17)$$

Коэффициент упрочнения  $K_u = 1$  для не упрочненных валов (принимается по умолчанию). Для упрочненных валов  $K_u > 1$ . Он устанавливается по приложениям работы [28] или ГОСТ 25. 501 - 83. Формула (7-14) позволяет рассчитывать допускаемые напряжения для цилиндрических ступенчатых валов путем определения коэффициента концентрации по соответствующим таблицам приложений к методике Терских. Однако, непосредственно для коленчатого вала там указаний не приводится.

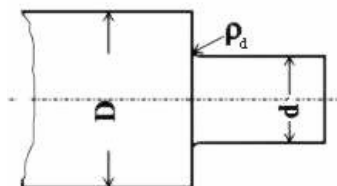


Рис. 7-4. Эскиз ступенчатого вала

Поэтому была выдвинута гипотеза о возможности использования для этой

цели некоего эквивалентного ступенчатого вала (рис. 7-4), имеющего два участка - с большим диаметром  $D$  и малым диаметром  $d$ . На переходе от малого к большому участку имеется галтель радиусом  $\rho_d$ .

Для того, что бы использовать эту модель, колено коленчатого вала было заменено эквивалентным ступенчатым валом у которого малый диаметр  $d$  равен диаметру шейки вала, а большой диаметр  $D$  - двум радиусам кривошипа, равным ходу поршня двигателя  $S$  (см. рис. 7-5).

Предполагалось, что такая аппроксимация позволит учесть коэффициент перекрытия шеек. Выполненные затем расчеты показали, что оптимальное решение удалось найти при некотором постоянном значении  $D/d$ . Кроме этих моделей, были изучены варианты учета концентраций напряжений для масляного отверстия в шейке вала и для случая прессовой посадки у составных валов малооборотных дизелей. Для того, что бы избежать использования таблиц были проведены специальные корреляционные исследования табулированных функций и получены следующие алгоритмы расчета коэффициента концентрации напряжений с минимальной погрешностью для расчетов по формуле Терских (7-14).

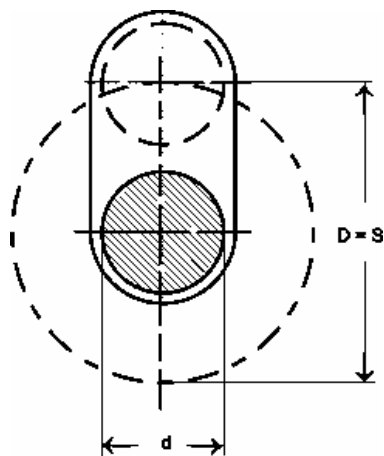


Рис. 7-5. Расчетная модель коленчатого вала

Для галтели при аппроксимации колена коленчатого вала эквивалентным ступенчатым валом с учетом перекрытия шеек имеем

$$K_{\tau} = 1 + \frac{0,75 + 0,0005 Rm}{14,663 \rho + 2,134 \left( \frac{d}{S} \right)^{2,678}} \quad (7-18)$$

Для галтели при аппроксимации колена коленчатого вала эквивалентным ступенчатым валом без учета перекрытия шеек имеем

$$K_{\tau} = 1 + \frac{1,25 + 0,0009 Rm}{25 \rho + 1} \quad (7-19)$$

Для масляного отверстия по ориентировочным данным (для относительного диаметра отверстия от 0,05 до 0,25) получено

$$K_{\tau} = 1,565 + \frac{Rm}{2800} \quad (7-20)$$

Для прессовой посадки составных валов можно принять

$$K_{\tau} = \sqrt{\frac{Rm}{156}} \quad (7-21)$$

Искомые формулы, предназначенные для последующей оценки достоверности расчетов допускаемых напряжений, были установлены путем сравнения между собой результатов расчета для коленчатых валов трех условных двигателей - малооборотного (МОД) с наиболее низкими показателями прочности, среднеоборотного (СОД) с умеренными показателями и высокооборотного (ВОД) с наиболее высокими показателями. Характеристики этих двигателей показаны в таблице 7-4.

**Таблица 7-4**

**Условные характеристики двигателей**

Тип дизеля	d/S	Rm, МПа	d, мм	$\rho$
МОД	0,350	440	600	0,050
СОД	0,450	600	250	0,075
ВОД	0,650	900	100	0,100

По этим исходным данным были рассчитаны коэффициент концентраций напряжений  $K_{\tau}$ , коэффициент снижения предела прочности коленчатого вала  $K_{пр}$  и допускаемые напряжения  $\tau_{доп}$  для рассмотренных выше вариантов расчетных моделей.

**Таблица 7-5.**

**Результаты расчета параметров прочности коленчатых валов**

Формулы	Тип двигателя								
	МОД при d = 600 мм			СОД при d = 250 мм			ВОД при d = 100 мм		
	$K_{\tau}$	$K_{пр}$	$\tau_{-доп}$	$K_{\tau}$	$K_{пр}$	$\tau_{-доп}$	$K_{\tau}$	$K_{пр}$	$\tau_{-доп}$
(7-14) и (7-18)	2,13	28,84	15,26	1,78	22,21	27,01	1,56	17,57	51,22
(7-14) и (7-19)	1,73	23,49	18,73	1,62	20,28	29,58	1,59	17,88	50,33
(7-14) и (7-19) при $\rho = 0,05$	1,73	23,49	18,73	1,80	22,44	26,73	1,92	21,56	41,74
(7-14) и (7-20)	1,72	23,36	18,84	1,78	22,24	26,98	1,89	21,24	42,38
(7-14) и (7-21)	1,68	22,78	19,31	1,96	24,52	24,47	2,40	27,04	33,28
(7-13)	-	22,00	20,00	-	22,00	27,27	-	22,00	40,91

Анализ результатов расчетов, приведенных в таблице 7-5, показал, что для оценки достоверности расчета допускаемых напряжений следует выбрать формулу (7-14) в которую подставляются величины, определяемые по формулам (7-15), (7-16), (7-17) и (7-19). Основным этапом исследования стала разработка



алгоритмов и программ расчета допускаемых напряжений кручения в коленчатых валах дизелей с учетом требований ГОСТ 25.504-82, образующую в своей совокупности новую методику, разработанная на основе современных технологий компьютерного моделирования. Полная версия новой методики расчета, реализуемая в виде законченного программного продукта, включает в себя ряд последовательных операций.

Исходными данными для расчета по этой методике являются: ход поршня двигателя  $S$  (мм), диаметр шейки коленчатого вала (минимальный)  $d$  (мм), радиус галтели  $\rho_z$  (мм), марка материала (легированная или углеродистая сталь), предел прочности  $Rm$  (Мпа), шероховатость поверхности  $Rz$ , коэффициент упрочнения поверхности (выбирается в зависимости от способа и технологии упрочнения по ГОСТ [12]).

По перечню исходных можно судить о том, что новая методика учитывает больше факторов, чем рассмотренные выше методы.

Если вернуться к основной формуле расчета допускаемых напряжений (7-1), то коэффициент снижения предела выносливости  $K_d$  в этой методике оценивается произведением двух величин:  $K_{баз}$  - коэффициента снижения предела выносливости при базовом числе циклов ( $N_{баз} = 2 \cdot 10^6$ ) и  $K_N$  - коэффициента учета фактического числа циклов работы коленчатого вала.

$$K_d = K_{баз} K_N \quad (7-22)$$

Определение коэффициента снижения предела выносливости при базовом числе циклов начинается с расчета теоретического коэффициента концентрации напряжений заготовки  $\alpha(\rho, d, S)$ , учитывающий относительный радиус галтели  $\rho = \rho_r / d$  и фактор перекрытия шеек  $S/d$ .

В методике уделяется большое внимание учету масштабного фактора путем расчета таких параметров как относительный градиент первого главного напряжения в зоне концентрации напряжений и относительный критерий подобия усталостного разрушения детали и образца, коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений и масштабному фактору. По этим параметрам затем определяются функция учета абсолютных размеров и общий коэффициент учета влияния концентрации напряжений и абсолютных размеров

В отличии от методики [28], где факторы влияния абсолютных размеров и концентрации напряжений определяются по двум разным формулам, в ГОСТ эти факторы явно не разделены и учитываются в более сложном алгоритме определения  $K_{zd}$ . Кроме того, ГОСТ учитывает влияние марки материала на усталостную прочность с помощью коэффициента влияния абсолютных размеров заготовки  $K1$ . Для углеродистой стали этот коэффициент  $K1 = 1$ . Для легированной стали при  $d > 150$  мм величина  $K1 < 1$ . Еще один коэффициент  $KF$  позволяет учесть шероховатость  $Rz$  поверхности шеек вала.

Расчет коэффициентов, учитывающих влияния основных факторов на несущую способность вала при кручении, позволяет затем найти общий коэффициент снижения предела выносливости для базового числа циклов по следующей основной формуле

$$K_{\text{баз}} = \left( K_{\text{ед}} + \frac{1}{KF} - 1 \right) \frac{1}{K_u K_1} \quad (7-23)$$

Важной особенностью новой методики является то, что она учитывает накопление усталостных циклов за требуемый срок службы коленчатого вала (например, за 60000 часов для среднеоборотных и 120000 часов - для малооборотных судовых дизелей).

Если за частоту изменения тангенциальных суммарных напряжений в коленчатом валу принять частоту рабочего цикла двигателя, то требуемый ресурс детали соответствует условным  $10^9$  циклам изменения суммарных напряжений, что в 500 раз больше базового числа циклов.

ГОСТ [12] позволил определить наиболее вероятную степень кривой усталости  $m = 5$  и значение соответствующего ей коэффициента учета фактического числа циклов работы коленчатого вала  $K_N$ .

Выполнение расчетов допускаемых напряжений для ряда двигателей по рассматриваемой методике и методикам, которые выше были рекомендованы для оценки достоверности расчета допускаемых напряжений, позволили установить величину  $K_N = 2,717$  и получить формулу для коэффициента учета относительной частоты вращения для любого значения  $r > 1/500$ :

$$K(r) = \left( \frac{1}{r} \right)^m \quad (7-24)$$

Таким образом, новая формула для расчета допускаемых напряжений может быть записана в следующем виде

$$\tau_{\text{доп}} = \frac{\tau_{-1}(Rm)}{2,717 K_{\text{баз}}} \cdot \left( \frac{1}{r} \right)^m \quad (7-25)$$

Для проверки достоверности этой методики фактические суммарные напряжения в коленчатых валах ряда ДВС были сравнены с допускаемыми напряжениями, определенные всеми указанными выше методами, а именно: по новому алгоритму в соответствии с формулой (7-25); по формуле (7-13); по формуле (7-14), в которую подставляются величины, определяемые по формулам (7-15), (7-16), (7-17) и (7-19), а также по действующей формуле правил РС. Исходные данные, которые удалось получить для решения поставленной задачи, приведены в таблице 7-6, а результаты определения допускаемых напряжений перечисленными методами сведены в таблицу 7-7.

Результаты поверочных расчетов, во-первых, подтвердили ранее сделанное заключение о том, что правила РС дают заниженное значение допускаемых напряжений.

Во-вторых, было показано, что для номинальной частоты вращения результаты расчета допускаемых напряжений по новому методу и по методу, основанного на формуле (7-14), практически совпадают в широком диапазоне изменения

характеристик коленчатых валов и хорошо согласуются с рекомендациями [14].

При этом фактические суммарные напряжения от крутильных колебаний коленчатых валов исследованных двигателей, которые не удовлетворяли требования правил РС, оказались меньше допускаемых, определенных по новому методу.

**Таблица 7-6**

**Исходные данные для расчета допускаемых напряжений для коленчатых валов**

№	Двигатель	Диаметр, мм	Материал	Радиус галтели
1.	8VD18\16VD	115	1000 (лег)	7
2.	6M25	193	930 (угл)	23
3.	8ДКРН60/225	730	590 (угл)	55
4.	6ДКРН72/250	780	550 (угл)	39
5.	8чн17/21,5	135	1000 (лег)	7
6.	M43	380	860 (угл)	28
7.	3Д6	85	1100 (лег)	5
8.	8NVD48	200	560(угл)	15
9.	6ДКРН70/120	480	500 (угл)	30

**Таблица 7-7**

**Результаты расчета допускаемых напряжений**

№	Двигатель	Формула или данные					Режим работы
		новая (7-25)	(7-14)	(7-13)	РС	Фирмы	
1.	8VD18\16VD	46,754	47,138	45.455	28.780	40	r = 1
2.	6M25	50,339	50,177	42.273	27.344	44	r = 1
3.	8ДКРН60/225	26,387	26,47	26,618	18.961	28,5	r = 1
4.	6ДКРН72/250	22.597	22,366	25	17.852		r = 1
5.	8чн17/21,5	45.622	44.246	45.455	28.319		r = 1
6.	M43	40,649	38.551	39,091	25.677		r = 1
7.	3Д6	54.229	55.083	50	38.967	52	r = 1
8.	8NVD48	28,428	28,496	25,455	20,438	23	r = 1
9.	6ДКРН70/120	23,1	24,7	22,73	19,7	17.3	r = 0.83

Тем самым подтверждена достоверность предлагаемого метода оценки допускаемых напряжений основанная на ГОСТ и целесообразность использования его алгоритма для разработки новой формулы РС.

Вопрос о форме кривой допускаемых напряжений при относительных оборотов  $r < 1$  требует дополнительного обсуждения.

Линейные зависимости допускаемых напряжений от оборотов типа (7-16), которые применяются в формулах РС и (7-14) имеют явно субъективное происхождение и основаны на попытках учесть длительность работы валов на различных режимах. При этом в правилах РС разрешается для зон оборотов, не предназначенных для длительной работы, увеличивать допускаемые напряжения

не только в соответствии с этой линейной функцией (7-16, но еще и за счет умножения на коэффициент  $K_{кр}$ , который равен 2 - для главных и 5 - для вспомогательных двигателей. В результате напряжения, допускаемые для быстрого прохода оборотов, могут оказаться неправдоподобно высокими (до 200 Мпа).

С другой стороны в комментариях к формулам (7-14) и РС сказано, что для буксиров, ледоколов, траулеров и других судов, длительно эксплуатирующихся на различных режимах при многократном маневрировании, реверсировании и пусках следует положить  $r = 1$ . Такие допускаемые напряжения при этом назначаются постоянными для всего диапазона эксплуатационных оборотов.

Эти противоречия снимаются в случае применения предлагаемой формулы (7-25) для зон частот вращения, предназначенных для длительной работы.

Для запретных зон оборотов, которые разрешены для быстрого прохода, суммарные напряжения могут превышать некоторого критического уровня

$$\tau_{кр} = K_{кр} \tau_{доп} \quad (7-26)$$

В данном случае  $\tau_{кр}$  логично принять равным пределу выносливости детали при базовом числе циклов, поскольку суммарное число циклов, накопленное за весь срок службы двигателя при быстрых проходах резонансных зон наверняка не превысит базового числа циклов  $N_G = 2 \cdot 10^6$ . Это значит, что коэффициент  $K_{кр}$  будет изменяться от 2,35 при минимально-устойчивых оборотах до 2,72 - при номинальных оборотах.

В результате выполненного исследования были получены рабочие формулы и программы для расчета допускаемых суммарных напряжений от крутильных колебаний коленчатых валов дизелей, которые приведены на фрагменте 4-5 программ в среде программирования MATHCAD. Практика их применения показана в разделе 4.2.2. (см. фрагмент 4-6).

#### **7.4. Заключение и советы**

Завершая эту монографию, автор выражает уверенность, что она принесет пользу не только начинающим, но и опытным специалистам по расчетно-экспериментальным исследованиям крутильных колебаний силовых установок, а также органам надзора за их техническим состоянием, например, классификационным обществам. Не имеется сомнений в эффективности применения этой книги в учебном процессе технических Вузов при выполнении практических занятий, курсовых и дипломных проектов по специальностям, связанных с проектированием, эксплуатацией, ремонтом и судов, дизелей и других машин.

Вместе с тем в этой области еще осталось не мало актуальных проблем, которые могут стать темой ни одной диссертационной работы. Отметим несколько направлений исследований для выбора таких тем, которые непосредственно вытекают из содержания нашего труда.

Направление 1. Изучение характеристик конструкционного трения в различных элементах силовой установки с целью повышения достоверности оценки параметров демпфирования инерционных и эластических моментов в формуле

для расчета резонансных амплитуд. К таким элементам, например, относятся упругие муфты, резьбовые соединения масс и фланцев, участки валов с напрессованными облицовками, составные коленчатые валы, цилиндр механизма изменения шага ВРШ и пр. и пр.

Направление 2. Изучение способов достоверного расчета нерезонансных эластических моментов (напряжений) и суммарных напряжений от колебаний различных порядков и форм. Это – очень сложная и пока весьма неопределенная задача, поскольку имеется ввиду сложение колебаний с разными частотами и сдвигами по фазе. Не до конца ясным вопросом в этой проблеме является учет масштабов напряжений для вынужденных колебаний в удалении от резонанса. И опять здесь не обойтись без применения теории вероятности.

Направление 3. Изучение методов экспериментальной оценки суммарных напряжений от крутильных колебаний по данным спектрального анализа торсиограмм. Эта проблема подобна предыдущей, но здесь необходимо учитывать особенности методов и средств измерений.

Направление 4. Очень сложная проблема оценки усталостной долговечности валов (ресурса) под воздействием суммарных напряжений от колебаний разной частоты и силы. При этом пока остается не решенным центральный вопрос – что в таких случаях понимать под основным циклом крутильных колебаний.

Направление 5. Разработка методов оценки допускаемых моментов для редукторов с учетом деградиационных процессов разрушения зубьев зубчатых колес.

Направление 6. Изучение источников помех и искажений при разработке и освоении новых средств и методов измерения крутильных колебаний с целью повышения достоверности экспериментального этапа исследования. Исследование рекомендуется проводить по аналогии с опытом, показанным в разделе 3.1.3.

Это лишь некоторые соображения, которые представилось целесообразным сформулировать при написании последних строк этой книги.

В заключении необходимо обратить внимание на вопрос, который безусловно возникал у читателя в процессе изучения этого труда: как получить файлы с готовыми программами, фрагменты которых демонстрировались в книге?.

Организациям с юридическим лицом этот вопрос можно будет решить путем заключения договора с нами о разработке и поставке методического и программного обеспечения по исследованиям крутильных колебаний на основе содержания данной монографии. Кроме настоящей книги в поставку разработанных материалов будет входить диск с пакетом программ, предусмотренных договором в зависимости от потребностей заказчика (обеспечение учебного процесса Вуза, профессиональные расчеты проектов, экспериментальные исследования и т.п.)

Автор будет весьма признателен заинтересованным читателям и организациям, которые сообщат по электронному адресу [levlefr@mail.ru](mailto:levlefr@mail.ru) свое мнение о книге вообще и по этому вопросу – в частности.

# Литература

1. *Алексеев В. В., Болотин Ф. Ф., Кортын Г. Д.* Демпфирование колебаний в судовых валопроводах. Л.: Судостроение, 1973. 279 с.
2. *Алексеев В. В., Терских В. П.* Теория и метод расчета нелинейного силиконового демпфера крутильных колебаний с упругим креплением его ступицы к валу. Изв. вузов СССР, М.-Л, Машиностроение 1966, № 3
3. *Бабаков И. М.* Теория колебаний, М., изд. Наука ГРФ-МЛ 1965.
4. *Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М.* Расчеты на прочность деталей машин, М.-Л., Машгиз, 1966.
5. *Болотин В. В.* Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.; Машиностроение, 1984. 312 с.
6. *Бухарина Г. И.* Демпфирование в поршневых двигателях при резонансных крутильных колебаниях. Труды ЛПИ, №249, М.-Л., Машиностроение, 1965.
7. *Бухарина Г. И.* Демпфирование резонансных крутильных колебаний в масляном слое подшипников скольжения. Труды ЛПИ, № 264 М.-Л., Машиностроение, 1966.
8. *Вагапов Р.Д.* Вероятностно-детерминистская механика усталости /Р.Д. Вагапов; Отв. ред. К.В. Фролов, Н.А. Махутов, А.А. Гусаров. М.: Наука., 2003. 254 с.
9. *Дьяконов В.П., Абраменкова И.В.* MathCAD 7.0 в математике, физике и в Internet.-М.: «Нолидж», 1998.335 с., ил.
10. *Вейбулл В.* Усталостные испытания и анализ их результатов. М.: Машиностроение, 1964. 275 с.
11. *Гопп Ю. А.* Демпферы крутильных колебаний коленчатых валов двигателей, ГОНТИ, 1938.
12. *ГОСТ 25.504-82* «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости», М. Госстандарт
13. *ГОСТ Р ИСО 3046-5—2004* Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Характеристики. Часть 5. Крутильные колебания.
14. *Дж. П. Ден-Гартог.* Механические колебания. М.: ГИФМЛ, 1960. 580 с.
15. *ДИЗЕЛИ.* Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. Под общей ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л. К. Коллерова Л. Машиностроение, 1977. 480 с
16. *Ефремов Л. В., Тузов Л. В.* Динамика судовых и стационарных двигателей. Учеб. пособие. Л.: СЗПИ, 1982. с. 80
17. *Ефремов Л. В., Черняховский Э. Р.* Надежность и вибрация дизельных установок промысловых судов. М.: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.
18. *Ефремов Л.В.* Практика инженерного анализа надежности судовой техники. Л.: Судостроение, 1980. 178 с.
19. *Ефремов Л.В., Иванов М.Ю.* Анализ требований РС по оценке допускаемых напряжений от крутильных колебаний коленчатых валов ДВС. Российский морской Регистр судоходства, 2002. Научно-технический сборник. вып. 25.

20. *Ефремов Л.В.* Проблемы прогнозирования усталостной долговечности деталей машин в вероятностном аспекте. Проблемы машиностроения и надежности машин, №5, 2004, с. 84-89
21. *Ефремов Л.В., Алексеев В.В., Сергеев К.О., Покусаев М.Н.* Моделирование работы демпфера крутильных колебаний. Проблемы машиностроения и надежности машин, 2005, № 6, С. 39-43
22. *Житомирский В. К.* Крутильные колебания валов авиационных поршневых двигателей. М-Л, Оборонгиз, 1952.
23. *Зиманенко С. С.* Новые исследования крутильной жесткости коленчатых валов. // Вестник инженеров и техников. 1964. № 2.
24. *Иванова В. С.* Обзор теорий усталости.// Усталость металлов. М.: изд-во АН СССР, 1960.
25. *Иорши Ю. И.* Виброметрия. Измерение вибрации и ударов, М.: ГИТТЛ, 1963.
26. *Истомин П. А.* Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1964. 288 с.
27. *Истомин П. А.* Кинематика и динамика поршневых двигателей внутреннего сгорания с комбинированными схемами. Л. Судпромгиз, 1961.
28. *Истомин П. А.* Крутильные колебания в судовых ДВС. Л.: Судостроение, 1968. 303 с.
29. *Карпович В. А.* Дизельные установки с ВРШ. Л.: Судостроение, 1964. 295
30. *Кац А. М.* Вынужденные колебания при прохождении через резонанс.// Инженерный сборник, 1947. т. 3, вып. 2.,
31. *Кер-Вильсон У.* Вибрационная техника. М.: ГНТИМЛ, 1963. 415 с.
32. *Когаев В.П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени /Под ред. А. П. Гусенкова; 2-е изд., М.: Машиностроение, 1993 (III).
33. *Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П.* Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
34. *Конструкция и прочность коленчатого вала.* Сборник статей. Перевод Б.М. Покорного. Под редакцией Н.С. Ханина. М.: Машгиз. 1963. 107 с.
35. *Кортын Г. Д., Лурье И. А., Пахомов К. Н.* Об учете большого трения в расчетах резонансных крутильных колебаний валопроводов. // Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем, изд-во АН УССР, 1964
36. *Кортын Г. Д.* О погрешности приближенного способа расчета резонансных крутильных колебаний систем с трением. // Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем, изд-во АН УССР, 1963.
37. *Крылов А.Н.* Избранные труды. Издательство академии наук СССР.: 1954.
38. *Кугель Р. В.* Долговечность автомобиля. М.: 1961.Л.: Энергия, 1976.
39. *Лурье И. А.* Крутильные колебания в дизельных установках, М.: Военмориздат, 1940
40. *Мэнли Р.* Анализ и обработка записи колебаний. ГИТИМЛ, 1948.
41. *Меркулов В.А., Пасуманский Е.М.* Обеспечение надежности гребных валов транспортных судов. Л.: Судостроение, 1978.
42. *Методы* оценки допускаемых напряжений от крутильных колебаний ко-

- ленчатых валов судовых ДВС //Л. В. Ефремов, А. В. Троицкий, Г. И. Бухарина, М. Ю. Иванов.// Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. 2004. Вып. 18 (302). с. 16-27.
43. *Натанзон В. А.* Крутильные колебания валов с муфтами, обладающими нелинейными характеристиками. Новая техника, НКАП,
  44. *Нейман И. Ш.* Крутильные колебания многомассовой нелинейной системы, М.: Оборонгиз, 1947.
  45. *Нечаев В. К. и Болгов А. Т.* К определению гистерезисных потерь энергии в валах. Изд. ТПИ им. С. М. Кирова, т. 85, 1957.
  46. *Одинг И. А.* Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М.: Машгиз, 1962. 184 с.
  47. *Пановко Я. Г.* Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука ГРФМЛ. 1967.
  48. *Петерсон Р. Е.* Концентрация напряжений. М.: Мир, 1977, с. 302.
  49. *Покорный Б.М.* Расчет коленчатых валов на крутильные колебания, М.-Л.: Машгиз, 1947.
  50. *Поляков В. С., Барбаи И. Д., Ряховский О. А.* Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1974. 352 с.
  51. *Российский Морской Регистр Судоходства.* Правила классификации и постройки морских судов. 1999.
  52. *Серебрянников М. Г.* Гармонический анализ. М.: Гостехиздат, 1948.
  53. *Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.* Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
  54. *Серенсен С. В., Тетельбаум И.М.* Динамическая прочность в машиностроении, М.-Л.: Машгиз, 1948.
  55. *Справочник по крутильным колебаниям валопроводов судов флота рыбной промышленности.* Гипрорыбфлот. Л.: 1970. 120 с.
  56. *Степнов М. Н., Гуацинтов Е. В.* Усталость легких конструкционный сплавов. М.: Машиностроение, 1973. 320 с.
  57. *Терских В. П.* Метод цепных дробей. М.-Л.: Машгиз, т. 2, 1955.
  58. *Терских В.П.* Крутильные колебания валопровода силовых установок. Судостроение. 1971. 300 с.
  59. *Тимошенко С. П.* Колебания в инженерном деле. М.: ГИФМЛ, 1959.
  60. *Филитов А. П.* Колебания механических систем. Киев, изд-во АН УССР. 1965.
  61. *Чекмарев А.И.* Взаимное влияние гармоник в нелинейных системах. //Динамика и прочность коленчатых валов, ч. II, изд-во АН СССР, 1950.
  62. *Шаталов К. Т.* Вынужденные колебания линейных цепных систем при учете всех внутренних и внешних трений. изд-во АН СССР, 1949.
  63. *Школьник Л. М.* Методика усталостных испытаний: Справочник. М.: Металлургия, 1978. 302 с.
  64. *Фундаментальные проблемы теории точности.* Коллектив авторов/Под ред. В.П. Булатова, И. Г. Фридендера. СПб.: Наука, 2001. 504 с.



# СОДЕРЖАНИЕ

<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> .....	<b>3</b>
<b>ГЛАВА 1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ</b> .....	<b>5</b>
1.1. Начальные сведения .....	5
1.2. История и тенденции исследований крутильных колебаний .....	10
1.2.1. Фундаментальные положения .....	10
1.2.2. Изучение свободных колебаний систем.....	11
1.2.3. Исследования вынужденных резонансных колебаний .....	13
1.2.4. Учет нелинейности систем.....	17
1.2.5. Расчет суммарных вынужденных колебаний .....	17
1.2.6. Критерии оценки опасности крутильных колебаний .....	18
1.2.7. Методы измерений крутильных колебаний .....	19
1.3. Организация исследований крутильных колебаний .....	20
1.3.1. Общие вопросы.....	20
1.3.2. Российский морской регистр судоходства .....	21
1.3.3. Основные документы РС по крутильным колебаниям.....	22
1.3.4. Требования РС по оценке крутильных колебаний .....	22
1.3.5. Требования РС по организации исследований .....	23
1.3.6. Указания РС по оформлению расчетов крутильных колебаний.....	24
1.3.7. Указания РС по измерениям крутильных колебаний .....	25
1.3.8. Развитие методического и программного обеспечения .....	25
<b>ГЛАВА 2. РАСЧЕТЫ</b> .....	<b>26</b>
2.1. Общие положения .....	26
2.2. Программное обеспечение расчетов крутильных колебаний .....	26
2.2.1. Общие положения.....	26
2.2.2. Программы в оболочках .....	27
2.2.3. Расчеты в электронных таблицах EXCEL .....	27
2.2.4. Преимущества редактора высшего уровня MATHCAD .....	28
2.2.5. Рекомендации по компьютерному оснащению.....	30
2.3. РАСЧЕТ КОМПОНЕНТОВ КРУТИЛЬНОЙ СХЕМЫ .....	30
2.3.1. Компоненты крутильной схемы .....	30
2.3.2. Исходные данные .....	31
2.3.3. Моменты инерции масс.....	32
2.3.4. Податливость металлических валов.....	39
2.3.5. Податливость эластичных соединений .....	42
2.3.6. Параметры демпфирования инерционных и эластических моментов.....	48
2.4. ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВОЗМУЩАЮЩИХ МОМЕНТОВ .....	50
2.4.1. Общие положения.....	50
2.4.2. Первый этап – построение индикаторной диаграммы .....	51
2.4.3. Второй этап – построение диаграмм движущей и тангенциальной сил .....	57
2.4.4. Третий этап - гармонический анализ диаграммы тангенциальной силы .....	57
2.4.5. Эмпирическая формула для расчета гармонического коэффициента .....	60
2.5. ОФОРМЛЕНИЕ КРУТИЛЬНЫХ СХЕМ .....	60
2.5.1. Основные положения.....	60
2.5.2. Особенности программирования крутильных схем неразветвленных систем .....	64
2.5.3. Особенности программирования крутильных схем разветвленных систем .....	66
2.6. РАСЧЕТ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ.....	71
2.6.1. Общие вопросы расчета свободных колебаний .....	71
2.6.2. Расчет частот свободных колебаний .....	73
2.6.3. Расчет форм свободных колебаний .....	78
2.6.4. Особенности расчета свободных колебаний разветвленных систем .....	79

2.7. ВЕКТОРНЫЙ АНАЛИЗ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ .....	79
2.7.1. Назначение анализа .....	79
2.7.2. Расчет векторной суммы альфа .....	82
2.7.3. Векторный анализ форм свободных колебаний .....	83
2.8. РАСЧЕТ РЕЗОНАНСНЫХ И ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ .....	87
2.8.1. Расчет резонансной амплитуды .....	87
2.8.2. Расчет и оценка резонансных напряжений .....	88
2.8.3. Оценка суммарных крутильных колебаний .....	88
2.8.4. Моделирование спектрограмм и торсиограмм .....	90
2.8.5. Моделирование и анализ ситуаций .....	90
<b>ГЛАВА 3. ИЗМЕРЕНИЯ .....</b>	<b>98</b>
3.1. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ .....	98
3.1.1. Задачи и классификация измерений крутильных колебаний .....	98
3.1.2. Торсиографы сейсмического типа .....	100
3.1.3. Торсиографы оптические .....	105
3.1.4. Тензометрирование и термометрирование .....	109
3.1.5. Проблемы повышения достоверности исследования крутильных колебаний .....	111
3.2. ВЫБОР МЕСТ ДЛЯ УСТАНОВКИ ПРИБОРОВ .....	113
3.3. ПОДГОТОВКА ПРИБОРОВ К ИСПЫТАНИЯМ .....	115
3.4. ПОДГОТОВКА СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ И СУДНА К ИСПЫТАНИЯМ .....	116
3.5. ПРОЦЕСС ТОРСИОГРАФИРОВАНИЯ .....	118
3.6. ОБРАБОТКА ТОРСИОГРАММ .....	120
3.6.1. Общие замечания .....	120
3.6.2. Ручная обработка простых торсиограмм .....	121
3.6.3. Ручная обработка сложных торсиограмм .....	124
3.6.4. Спектральный анализ торсиограммы на бумажном носителе .....	128
3.6.5. Статистическая обработка спектрограмм .....	132
3.7. ОФОРМЛЕНИЕ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ .....	136
3.7.1. Общие соображения .....	136
3.7.2. Оценка резонансных напряжений по данным измерений .....	138
3.7.3. Оценка суммарных амплитуд и напряжений по экспериментальным данным .....	141
3.7.4. Оформление результатов торсиографирования .....	146
<b>ГЛАВА 4. НОРМЫ .....</b>	<b>151</b>
4.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ .....	151
4.2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ СТАЛЬНЫХ ВАЛОВ .....	152
4.2.1. Допускаемые резонансные напряжения .....	152
4.2.2. Допускаемые суммарные напряжений .....	158
4.2.3. Дополнительные замечания .....	162
4.3. НОРМЫ ДОПУСКАЕМЫХ ЭЛАСТИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ .....	163
4.3.1. Общие замечания .....	163
4.3.2. Редукторы .....	164
4.3.3. Муфты .....	166
4.4. ДРУГИЕ КРИТЕРИИ .....	171
<b>ГЛАВА 5. ДЕМПФЕРЫ .....</b>	<b>173</b>
5.1. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ .....	173
5.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЕМПФЕРОВ .....	178
5.2.1. Особенности построения моделей .....	178
5.2.2. Модель пружинного демпфера .....	182
5.2.3. Диагностическая модель силиконового демпфера .....	184
5.2.4. Практическое применение диагностической модели демпфера .....	191
5.3. НАДЕЖНОСТЬ ПРУЖИННЫХ ДЕМПФЕРОВ .....	194
5.3.1. Крутильная схема системы .....	195
5.3.2. Результаты расчета крутильной схемы системы без демпфера .....	197
5.3.3. Исследования крутильных колебаний системы с исправным демпфером .....	198
5.3.4. Исследования крутильных колебаний системы с заблокированным демпфером .....	202
5.3.5. Общее заключение .....	204
5.4. НАДЕЖНОСТЬ СИЛИКОНОВЫХ ДЕМПФЕРОВ .....	204
5.4.1. Общие понятия .....	204
5.4.2. Статистическая оценка результатов замеров .....	206
5.4.3. Анализ причин различной надежности демпферов .....	209

5.4.4. Статистическая оценка эталонных параметров для диагностирования демпферов .....	212
5.4.5. Основные направления контроля технического состояния силиконовых демпферов .....	213
5.4.6. Методика диагностирования силиконовых демпферов судовых двигателей внутреннего сгорания .....	216
<b>ГЛАВА 6. ОСОБЕННОСТИ .....</b>	<b>227</b>
6.1. ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВОК С МАЛОБОРОТНЫМИ ДИЗЕЛЯМИ .....	227
6.2. ОСОБЕННОСТИ МОТОРНОЙ ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ .....	230
6.3. ОСОБЕННОСТИ ВАЛОПРОВОДНЫХ ФОРМ КОЛЕБАНИЙ УСТАНОВОК С ЧЕТЫРЕХТАКТНЫМИ ДИЗЕЛЯМИ .....	236
6.4. ОСОБЕННОСТИ ДИЗЕЛЬ-РЕДУКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ И ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ .....	239
6.5. ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВОК С ВИНТАМИ РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА .....	243
6.6. ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВОК С УПРУГИМИ МУФТАМИ .....	249
6.7. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ .....	252
<b>ГЛАВА 7. ИССЛЕДОВАНИЯ.....</b>	<b>254</b>
7.1. ВВЕДЕНИЕ .....	254
7.2. ПРОБЛЕМЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН .....	254
7.3. ИССЛЕДОВАНИЯ ДОПУСКАЕМЫХ СУММАРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛАХ ДИЗЕЛЕЙ .....	259
7.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ И СОВЕТЫ .....	268
<b>ЛИТЕРАТУРА.....</b>	<b>270</b>

*Научное издание*

Леонид Владимирович Ефремов

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

Подписано в печать 06.12.2006. Формат 70x100/16.  
Бумага офсетная. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 24,15. Тираж 400. Заказ № 105.

Типография ЦСИ  
190020, С.-Петербург, ул. Циолковского, 11.

Институт проблем машиноведения РАН (ИПМАШ РАН)  
199178, Санкт-Петербург, В.О., Большой пр., 61

Санкт-петербургская издательская фирма «Наука» РАН  
199034, Санкт-Петербург, Менделеевская лин., 1  
E-mail: [main@nauka.nw.ru](mailto:main@nauka.nw.ru)  
Internet: [www.naukaspb.spb.ru](http://www.naukaspb.spb.ru)

ISBN 5-02-025134-8

