

**МОСКОВСКИЙ ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)**

На правах рукописи



Бондаренко Андрей Юрьевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЁТНОГО АНАЛИЗА
ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА КОНСТРУКЦИИ И СПОСОБОВ ИХ
ОТРАБОТКИ С УЧЁТОМ РЕЗУЛЬТАТОВ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ**

Специальность 01.02.06

Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор

Лиходед Анатолий Иванович

Москва – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА КОНСТРУКЦИЮ РН В ПРОЦЕССЕ НАЗЕМНОЙ И ЛЁТНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ	15
1.1. Анализ нештатных ситуаций на участке выведения при переходных процессах	16
1.2. Методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по данным о динамической реакции конструкции с использованием математического моделирования	20
1.3. Особенности анализа и обработки телеметрической информации, получаемой в процессе лётной эксплуатации изделий РКТ	35
ГЛАВА 2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЁТНОГО АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ КОНСТРУКЦИЙ РКТ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ.....	41
2.1. Особенности расчётного определения силовых факторов и напряжений по конструкции в динамических задачах	43
2.2. Методика формирования детализированных КЭ-моделей для расчёта динамических нагрузок на конструкцию и оборудование	49
2.2.1. Особенности использования полярных систем координат при проведении конечноэлементного моделирования.....	53
2.3. Особенности построения балочных моделей с использованием механических аналогов, моделирующих гидроупругие колебания баков с топливом.....	57
2.3.1. Особенности расчётного определения параметров механических аналогов.....	58
2.3.2. Учёт активных сил, действующих на подсистемы, моделируемые механическими аналогами.....	62
ГЛАВА 3. МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К ВИБРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОТРАБОТКЕ ИЗДЕЛИЙ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ВНЕШНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ	73
3.1. Принцип построения спектра ударного нагружения, эквивалентного воздействию на конструкцию при произвольном переходном процессе ...	75
3.1.1. Разработка программного обеспечения с графическим интерфейсом для расчёта ударных спектров от произвольных переходных процессов.....	81
3.2. Особенности замены переходных процессов эквивалентным гармоническим нагружением при вибропрочностной отработке изделий РКТ.....	84

3.2.1. Разработка детализированной оболочечной и эквивалентной балочной моделей типовой ступени РН	85
3.2.2. Анализ возможности воспроизведения условий лётного нагружения РН в процессе выключения ДУ при наземных виброиспытаниях	89
3.3. Анализ альтернативных способов воспроизведения кратковременных переходных процессов с использованием научно-технического задела отрасли	93
3.3.1. Разработка и валидация подробной КЭ-модели копровопружинного стенда для испытаний крупногабаритных объектов	95
3.3.2. Моделирование условий лётного нагружения типовой ступени РН при сбросе ОИ на упругое основание	101
3.3.3. Моделирование условий лётного нагружения типовой ступени РН при испытаниях сбросом статических сил	103
ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МЕТОДА ПОДТВЕРЖДЕНИЯ ВИБРОПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ И АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ.....	106
4.1. Основные принципы расчётно-экспериментального подхода к обработке вибропрочности конструкций	106
4.2. Подходы к доработке и валидации КЭ-моделей по результатам динамических испытаний и анализа НДС на примере КЭ-модели типового приборного отсека	111
4.3. Обобщение и анализ ТМИ по пускам с различными КГЧ	121
4.4. Создание расчётных моделей связей типовой ступени РН с различными КГЧ, валидация КЭ-моделей и внешних воздействий от спада тяги по ТМИ.....	126
4.4.1. Реконструкция циклограмм спада тяги высотного ДУ.....	127
4.4.2. Расчёты динамического нагружения РН с ПГ типа тяжёлых транспортных кораблей при выключении ДУ с учётом нелинейных свойств стыка с РН.....	136
4.5. Сравнительный анализ нагружения приборного оборудования при наземных виброиспытаниях и в полёте	141
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	149
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....	151
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	152

ВВЕДЕНИЕ

В процессе эксплуатации конструкции ракетно-космической техники (РКТ) подвергаются различным внешним силовым воздействиям, а также нагружению со стороны собственных подсистем – двигательных установок (ДУ) и управляющих органов, систем разделения и наддува. Обеспечение прочности конструкций РКТ в сочетании с высокими требованиями к их массовому совершенству требует проведения детального изучения условий нагружения и реакций конструкций. При этом реакции зависят как от уровня и характера внешних воздействий, так и от собственных динамических свойств и конструктивно-компоновочных характеристик изделий.

Одной из наиболее сложных расчётных задач в отработке прочности является оценка динамических составляющих в нагрузках, возникающих при различного рода переходных процессах с быстроменяющимися внешними воздействиями, например при старте, разделении блоков, наборе и спаде тяги ДУ. Связано это с наличием неопределённостей при задании внешних динамических воздействий и параметров динамической системы (особенно диссипативных характеристик), а также со значительной сложностью расчётов динамических нагрузок.

В данной работе приводятся методики уточнения динамических нагрузок при интенсивных внешних воздействиях и способы воспроизведения этих нагрузок при наземной экспериментальной отработке. Разработан и апробирован подход к расчётно-экспериментальному подтверждению прочности конструкций.

Актуальность темы настоящей работы состоит в совершенствовании технологии разработки конечно-элементных моделей для анализа быстроменяющихся динамических процессов, а также методов расчёта динамических нагрузок и наземной отработки изделий на такие нагрузки.

Наиболее актуальными эти вопросы становятся при анализе различных нештатных ситуаций. Расчётный анализ нештатных ситуаций, возникающих при наземной эксплуатации изделий, позволяет оценить степень критичности

состояния объектов и зачастую сохранить их для дальнейшей эксплуатации. При нештатных ситуациях, происходящих на этапе выведения и лётной эксплуатации, анализ реакции конструкции по телеметрической информации (ТМИ) в сочетании с проведением математического моделирования зачастую позволяет определить причину аварии или выявить неизвестные ранее особенности функционирования изделий. В последнем случае расчётно-экспериментальный метод подтверждения прочности является выгодной альтернативной, позволяющей сократить объем дополнительной экспериментальной отработки.

Изложенные подходы актуальны также при необходимости сокращения объёмов и сроков отработки изделий РКТ, конструктивно схожих с успешно прошедшими полный цикл наземной экспериментальной отработки (НЭО).

Степень разработанности темы

Основные соотношения теории упругости, используемые в этой работе, рассмотрены в трудах А.С. Вольмира, С. Войновского-Кригера, Л.С. Лейбензона, В.И. Феодосьева, С. П. Тимошенко и др. [1 – 6]. Существенную роль в постановке и решении проблем динамики и прочности конструкций, выработке подходов и требований к наземной отработке конструкций сыграли труды Л.И. Балабуха, В.В. Болотина, А.В. Кармишина, К.С. Колесникова, Б.И. Рабиновича и др. [7 – 12].

Вопросы теории колебаний и анализа вибродинамических процессов, рассмотрены в работах И.М. Бабакова, Дж. Бендата, А. Пирсола, С. Кренделла, Е.С. Сорокина, А.П. Филиппова, А.А. Харкевича, Д.Х. Янга, Р.Н. Lyon и др. [13 – 19].

Классификация и теоретические основы решения обратных задач представлены в работах А.А. Самарского, П.Н. Вабищевича, С.И. Кабанихина и др. [20, 21]. Решение обратных задач применительно к механике деформируемого твердого тела представлено в работах А.О. Ватульяна и др. [22].

Метод конечных элементов, применяемый в этой работе, исследован в работах таких авторов, как Н. Бате, Е. Вилсона, Р. Галлагера, О. Зенкевича, В.А. Постнова, К.Н. Рудакова, Л. Сегерлинда, Д.Г. Шимковича и др. [23 – 29].

Значительный вклад в изучение методов определения нагрузок и прочности конструкций при динамическом нагружении и формирования режимов отработки

конструкций внесли А.В. Анисимов, Ю.Г. Балакирев, И.М. Безмозгий, С.С. Бобылёв, В.Е. Бордадымов, А.В. Бобров, Н.Ю. Введенский, М.С. Галкин, В.Я. Геча, А.Г. Горшков, Ю.Е. Ильенко, И.Г. Кильдибеков, А.А. Козлов, В.А. Кондаков, О.В. Кузнецов, А.И. Лиходед, А.А. Малинин, В.И. Никитенко, П.Я. Носатенко, С.А. Петроковский, М.А. Плещинский, Д.А. Пономарёв, В.В. Сидоров, В.А. Титов, Ф.Н. Шклярчук, а также многие другие отечественные и зарубежные специалисты [30 – 41 и др.]. В частности, подходы к сокращению НЭО конструкций, выбору эквивалентных режимов испытаний и подтверждению вибропрочности с использованием расчётных методов изложены в [42 – 47 и др.]. Большой объем важных работ в этом направлении ведётся специалистами АО «РКЦ «Прогресс», ФГУП «ГКНПЦ имени М.В. Хруничева», ПАО «РКК «Энергия», АО «Корпорация «ВНИИЭМ», АО «ИСС им. М.Ф. Решетнёва», АО «ГРЦ Макеева» и др.

На сегодняшний день в России и за рубежом проведение наземной отработки космических аппаратов (КА) и блоков ракет-носителей (РН) сопровождается расчётными работами, цель которых – определение основных тонов колебаний изделия, а также парциальных тонов колебаний и коэффициентов усиления массивного приборно-агрегатного оборудования.

Развитие конечноэлементного моделирования и создание КЭ-моделей, более детально описывающих динамические характеристики всего объекта, включая его приборно-агрегатное оборудование с узлами крепления, требует больших вычислительных мощностей и временных ресурсов. С развитием расчётных методов исследования и интенсивным ростом вычислительных средств расширяются возможности проведения работ по определению динамических нагрузок на каждый прибор и напряжённо-деформированного состояния (НДС) системы его крепления, и таким образом расчётно-экспериментальным способом подтверждается стойкость конструкций к различным внешним воздействиям. В некоторых случаях (например, при аварийных ситуациях) расчётный анализ является основным инструментом для определения внешних воздействий на конструкцию и анализа причин аварийной ситуации. В настоящей работе

представлена методика разработки упрощенных балочных моделей для расчёта динамических характеристик с использованием механических аналогов, эквивалентных по массовым и жесткостным характеристикам, а также по внешним воздействиям.

Одной из важных задач является определение внешних воздействий при переходных процессах путём их реконструкции по данным ТМИ. На основе имеющегося задела была разработана методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по данным о динамической реакции конструкции. В работе также представлено описание ряда причин, по которым записи ТМИ могут не соответствовать реальному физическому процессу (например, в связи с эффектом маскировки частот), и способов идентификации таких явлений.

Задача определения виброрежимов, эквивалентных динамическим воздействиям, возникающим при переходных процессах, решается на основе построения ударных спектров. Предложен подход к построению ударных спектров для нецентрированных процессов с ненулевыми начальными условиями (НУ), позволяющий корректно отразить динамичность нагружения конструкций во всем частотном диапазоне.

Расчётным путём показана возможность проведения отработки изделий РКТ на переходные процессы с использованием способов, в максимальной степени приближающих условия их нагружения к реальным, для чего разработана и валидирована конечно-элементная модель копрово-пружинного стенда для испытаний крупногабаритных объектов.

Целями этой научной работы являются:

- совершенствование методов определения внешних воздействий, разработки и валидации конечноэлементных моделей для анализа реакции конструкции при переходных динамических процессах;
- разработка альтернативных способов НЭО изделий РКТ на переходные процессы с использованием имеющейся экспериментальной базы;
- разработка и апробация расчётно-экспериментального подхода к подтверждению вибропрочности конструкций.

Для достижения целей работы были решены следующие задачи:

- разработана методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по данным о динамической реакции конструкции с выделением скачкообразно меняющейся составляющей на основе математического моделирования и данных ТМИ. Исследованы границы применимости методики с учётом неточностей в жесткостных свойствах КЭ-моделей, погрешностей в исходных данных и особенностей обработки и анализа ТМИ;
- исследованы особенности построения эквивалентных балочных моделей с использованием механических аналогов, моделирующих гидроупругие колебания баков с топливом и присоединёнными к их днищам двигательными установками, с целью минимизации ошибок при реконструкции внешнего силового воздействия по таким моделям;
- исследованы особенности формирования детализированных КЭ-моделей для расчёта динамических нагрузок на конструкцию и оборудование;
- разработан универсальный принцип построения спектров ударного нагружения от переходных процессов произвольного вида и программное обеспечение (ПО) с графическим интерфейсом на его основе;
- разработана подробная КЭ-модель типовой ступени ракеты-носителя в обеспечение проведения расчётов кинематических параметров и полей напряжений при стационарных и нестационарных динамических воздействиях;
- проведено исследование возможных подходов к наземной виброотработке ступеней РН на воздействия, возникающие при переходных процессах, и имеющегося задела по экспериментальной базе;
- исследованы особенности валидации КЭ-модели приборного отсека (ПрО) типовой ступени РН по результатам локальных частотных испытаний оборудования. На основе обобщения имеющейся ТМИ по более чем 25 запускам РН с различными полезными грузами показаны особенности валидации КЭ-моделей ступени РН с различными космическими головными частями (КГЧ), а также циклограмм спада тяги высотного двигателя. Проведён сравнительный анализ перегрузок и напряжённо-деформированного состояния (НДС) на силовой

части конструкции ступени и оборудовании при выключении ДУ и виброиспытаниях. Расчётно-экспериментальным путём обоснована вибропрочность ПрО.

Научная новизна диссертационной работы заключается:

– в разработке методики реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по динамической реакции конструкций с выделением скачкообразно меняющейся составляющей на основе математического моделирования;

– в создании расчётной методики построения КЭ-моделей конструкций с использованием механических аналогов, обеспечивающей эквивалентность по массово-инерционным и динамическим характеристикам, а также по внешним воздействиям, в обеспечение корректного расчёта нагружения изделий РКТ при наборе и спаде тяги ДУ, в том числе перспективных многоразовых ступеней при ракетно-динамической схеме спасения.

– в том, что предложен новый подход к отработке крупногабаритных изделий РКТ на воздействия, возникающие при переходных процессах, и обосновано преимущество этого подхода по сравнению с испытаниями на эквивалентную гармоническую вибрацию;

– в разработке подхода к разрешению противоречия между необходимостью отработки изделий РКТ на вновь фиксируемые современными средствами ТМИ интенсивные динамические воздействия путём эквивалентного гармонического нагружения и риском необоснованного разрушения конструкции при таких испытаниях, вызванным завышенными режимами многократного динамического нагружения, и последующей необходимостью перепроектирования и повторной отработки изделия.

Теоретическая и практическая значимость диссертационной работы заключается в следующем:

– выявлены особенности регистрации ТМИ при пусках типовых РН с различными КГЧ в обеспечение корректного определения условий их нагружения. Проведена доработка КЭМ приборного отсека типовой ступени РН, в котором расположена большая часть приборного оборудования, разработаны и

валидированы по данным ТМИ КЭ-модели ступени с различными КГЧ. По результатам решения обратной задачи с использованием телеметрической информации, замеренной на ступени РН и разгонном блоке, проведена валидация циклограмм спада тяги высотного ДУ;

– предложен альтернативный виброиспытаниям подход к отработке изделий РКТ на воздействия, возникающие при переходных процессах, позволяющий корректно воспроизвести нагружение объекта испытаний (ОИ) как по максимальным уровням перегрузок, так и по числу циклов нагружения;

– на примере приборного отсека типовой ступени РН показана возможность исключения дополнительных испытаний на динамические нагрузки, выявленные современными средствами регистрации ТМИ;

– разработана «Методика построения спектра гармонической вибрации, эквивалентного воздействию на конструкцию при произвольном переходном процессе» и выпущен акт о её внедрении [48, 49]. Разработана «Методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по данным о реакции конструкции с использованием математического моделирования и данных ТМИ» и выпущен акт о её внедрении [50, 51].

– Результаты работы могут использоваться для разработки КЭМ конструкций, определения условий их нагружения и расчётно-экспериментального подтверждения их стойкости к внешним воздействиям в АО «РКЦ «Прогресс», ФГУП «ГКНПЦ имени М.В. Хруничева», ПАО «РКК «Энергия», АО «Корпорация «ВНИИЭМ» и других предприятиях ракетно-космической промышленности.

Методология и методы исследований

В работе использованы следующие методы расчётно-экспериментального исследования:

– экспериментальные исследования динамических характеристик узлов крепления навесного приборно-агрегатного оборудования выполнялись путём анализа откликов на локальные ударные воздействия (реализуемые с

использованием ударного молотка PCB Piezotronics), первичная обработка результатов измерений осуществлялся с помощью системы LMS;

- формирование и доработка расчётных моделей производились на основе принципов метода конечных элементов с учётом специфики решения динамических задач;

- для решения задач о динамическом нагружении конструкций применялись численные приёмы, основанные на методе прямого интегрирования уравнений движения и методе разложения решения по собственным тонам колебаний. Во втором случае использовался метод улучшения сходимости, основанный на расширении базиса собственных форм «residual»-векторами;

- с целью сокращения размерности задач, времени проведения расчётов и повышения устойчивости счета, особенно при расчётах в нелинейной постановке, использовались механические аналоги и редуцирование КЭ-моделей по методу Крейга-Бэмптона.

Положения, выносимые на защиту:

- методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по динамической реакции конструкции с выделением скачкообразно меняющейся составляющей на основе математического моделирования и данных ТМИ;

- метод учёта активных сил, действующих на подсистемы, моделируемые механическими аналогами;

- принцип построения спектра ударного нагружения, эквивалентного воздействию на конструкцию при произвольном переходном процессе;

- расчётно-экспериментальный метод подтверждения вибропрочности конструкций и его реализация на примере приборного отсека типовой ступени РН среднего класса.

Достоверность результатов диссертационной работы обусловлена:

- строгостью математических выкладок, основанных на фундаментальных положениях механики деформируемого твёрдого тела и теории решения дифференциальных уравнений;

- использованием лицензионной версии одного из наиболее широко используемых программных продуктов для конечноэлементного анализа;
- хорошим согласованием парциальных тонов колебаний приборного оборудования в доработанной КЭ-модели типового приборного отсека с данными, полученными при исследовательских испытаниях;
- хорошим согласованием расчётных уровней перегрузок на типовой ступени и различных КГЧ с данными ТМИ в рассматриваемом расчётном случае.

Апробация результатов работы

Результаты диссертации докладывались и обсуждались на отраслевых, всероссийских и международных конференциях, в том числе:

- на международной конференции «Пилотируемое освоение космоса» (Королев, ПАО «РКК «Энергия», май 2016 г.);
- на всероссийской научно-технической конференции «Механика и математическое моделирование в технике», посвящённой 100-летию со дня рождения В.И. Феодосьева (Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, май 2016 г.);
- на 7-ой международной научно-технической конференции «К.Э. Циолковский – 160 лет со дня рождения. Космонавтика, радиоэлектроника, геоинформатика» (Рязань, РГРТУ, октябрь 2017 г.);
- на 60-ой Всероссийской научной конференции МФТИ (Москва-Долгопрудный-Жуковский, МФТИ, ноябрь 2017 г.);
- на научно-технической конференции «Прочность конструкций летательных аппаратов» (Жуковский, ЦАГИ, май – июнь 2018 г.);
- на XXII Международной научно-практической конференции, посвящённой памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнева (Красноярск, СибГУ им. М.Ф. Решетнева, ноябрь 2018 г.);
- на 61-ой Всероссийской научной конференции МФТИ (Москва-Долгопрудный-Жуковский, МФТИ, ноябрь 2018 г.);
- на семинаре ИПМ им М.В. Келдыша РАН «Вычислительные методы и математическое моделирование» им. Ю.П. Попова (Москва, декабрь 2019 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 16 работ [52 – 67], в том числе в 9 работ в журналах перечня ВАК [54 – 57, 60, 61, 65 – 67].

Объём и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка сокращений, и списка литературы из 101 наименования. Общий объём диссертации 158 страниц, содержит 1 блок-схему, 108 иллюстраций, 8 таблиц.

В первой главе приведены результаты анализа нештатных ситуаций, происходивших с изделиями РКТ при наземной и лётной эксплуатации. Описывается, в частности, ситуация, когда высокие уровни нагружения при спаде тяги ДУ ступени были обнаружены только с использованием современных систем телеметрических измерений. Разработана методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по данным о динамической реакции конструкции с выделением скачкообразно меняющейся составляющей на основе математического моделирования и определено влияние погрешностей в исходных данных и используемых моделях на качество решения задачи. Показаны эффекты, возникающие при неверном выборе соотношения между полосой пропускания датчика и опросностью системы измерений, а также способы идентификации таких записей.

Во второй главе приведены некоторые особенности решения динамических задач с использованием метода конечных элементов. Приведены результаты исследования способов улучшения сходимости решения по тонам колебаний в динамических задачах, используемых в отечественной и зарубежной практике. Показано что основная динамичность возникает в точках скачкообразного изменения кривизны внешнего силового воздействия по времени. На основании опыта создания расчётных моделей сформирована методика разработки детализированных КЭ-моделей для расчёта нагрузок на конструкцию и оборудование. Исследованы особенности построения эквивалентных балочных моделей с использованием механических аналогов, моделирующих гидроупругие колебания баков с топливом, с целью минимизации ошибок при реконструкции внешнего силового воздействия по таким моделям.

В третьей главе описан подход к построению ударных спектров для нецентрированных процессов с ненулевыми начальными условиями, позволяющий корректно отразить динамичность нагружения конструкций во всем частотном диапазоне. Разработано ПО с графическим интерфейсом для расчёта ударных спектров. Разработана детализированная КЭ-модель типовой ступени РН, с её помощью исследованы особенности проведения наземной отработки изделий РКТ на воздействия, возникающие при переходных процессах, на вибростенде по рассчитанным ударным спектрам. Разработан альтернативный подход, заключающийся в непосредственном воспроизведении переходных процессов при испытаниях с использованием имеющейся экспериментальной базы отрасли. Разработана и валидирована КЭ-модель стенда для таких испытаний. На основе расчётного анализа показано, что при таких испытаниях возможно достичь удовлетворительного согласования как по уровням экстремальных перегрузок на конструкции и оборудовании, так и по числу циклов нагружения.

В четвертой главе разработан расчётно-экспериментальный метод подтверждения вибропрочности конструкций и приведены результаты его применения для обоснования вибропрочности приборного отсека типовой ступени РН при спаде тяги ДУ. На примере ПрО ступени изучены особенности валидации КЭ-моделей по результатам локальных частотных испытаний оборудования. На основе обобщения имеющейся ТМИ по более чем 25 запускам типовой РН с различными ПГ показаны особенности валидации КЭ-моделей ступени РН с различными космическими головными частями (КГЧ), а также циклограмм спада тяги высотного двигателя. Проведён расчётный анализ перегрузок и НДС на силовой части конструкции ступени и оборудовании при выключении ДУ и виброиспытаниях.

По результатам исследования сделаны основные выводы и заключение о возможности применения разработанных методик для анализа нагружения конструкций при переходных динамических процессах и расчётного сопровождения НЭО изделий на воздействия, возникающие при таких процессах.

ГЛАВА 1. ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА КОНСТРУКЦИЮ РН В ПРОЦЕССЕ НАЗЕМНОЙ И ЛЁТНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Значительные динамические воздействия на элементы РН возникают при штатной эксплуатации во время старта и разделения блоков РН, набора и спада тяги ДУ, а также в результате различных нештатных ситуаций.

Как правило, для типовых штатных переходных процессов имеется предварительная информация о характере изменений тяги ДУ. Вместе с тем, определение нестационарных характеристик высотных двигателей остаётся проблемным. Реальная возможность оценки градиентов набора и спада тяги ДУ появляется при проведении лётных испытаний. Отдельная задача возникает при необходимости определения внешних воздействий на конструкции при нештатных ситуациях.

Нештатные ситуации, имеющие отношение к прочности, к сожалению, возникали как при наземной эксплуатации изделий, так и на активном участке движения РН, а также в процессе орбитальной эксплуатации космических станций. Значительное количество нештатных ситуаций возникало при транспортировке объектов. Типичными причинами нештатных ситуаций при транспортировке являлись расфиксация системы крепления платформы с установленным на ней объектом к силовой раме вагона, расфиксация системы крепления транспортируемого объекта, столкновение транспортных средств с грузами с различного рода препятствиями, и т.п.

Значительная часть нештатных ситуаций связана с переходными процессами: стартом РН, разделением ступеней и отделением блоков, что обусловлено сложностью динамических процессов при резких градиентах набора и спада тяги ДУ, и повышенными виброударными воздействиями.

Существенную роль при анализе аварийных ситуаций играют расчёты их динамического поведения. Корректное математическое моделирование нештатной ситуации позволяет определить вибродинамические и ударные

воздействия на конструкцию в обоснование неперевышения прочностных характеристик элементов конструкции.

1.1. Анализ нештатных ситуаций на участке выведения при переходных процессах

Одними из наиболее сложных для анализа аварийных ситуаций являются аварии на нестационарных участках полёта РН, когда происходит резкая смена условий нагружения, возникают существенные динамические возмущения.

К примеру, при анализе причин возникновения аварийной ситуации типовой РН с использованием современных средств регистрации телеметрических измерений были выявлены высокие уровни осевых перегрузок в приборном отсеке высотной ступени. Это обусловлено увеличением рабочей полосы пропускания датчиков АЛЕ современной системы телеметрических измерений по сравнению с традиционными датчиками МП.

На рисунке 1.1 приведено сравнение данных ТМИ по осевым перегрузкам, полученных с использованием современных (датчики АЛЕ с более широким рабочим диапазоном частот) и традиционных (датчики МП) средств. С использованием современных датчиков было зарегистрировано резкое изменение продольной перегрузки с ~ -4.0 g до $\sim +3.5$ g.

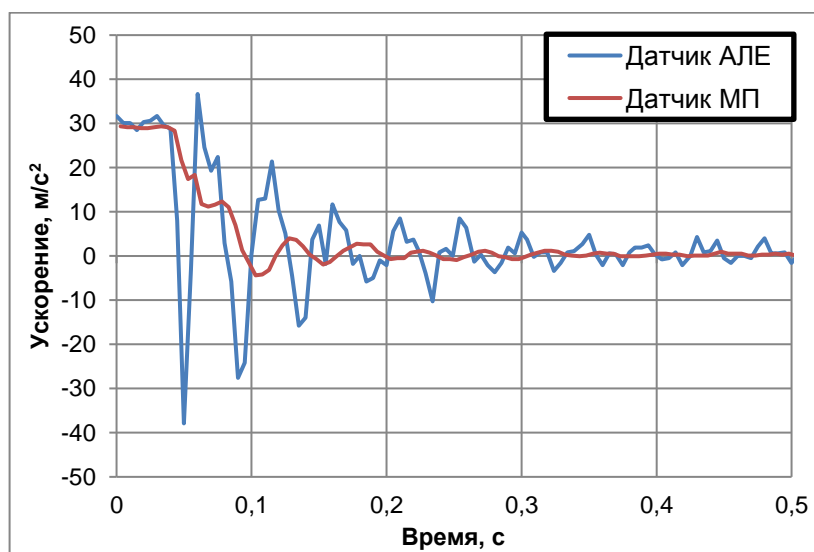


Рисунок 1.1 – Показания датчиков осевой перегрузки типа МП и АЛЕ (с более широким рабочим диапазоном частот) в одном пуске при спаде тяги ДУ ступени

Причиной столь резкого изменения перегрузки с плюса на минус мог оказаться только резкий градиент спада тяги двигателя.

Из анализа рисунка 1.1 вытекают три принципиально важные проблемы, требующие решения.

Первая – это получение достоверной ТМИ по уровням перегрузок в широком диапазоне частот при выключении ДУ.

Вторая – восстановление фактической циклограммы спада ДУ с использованием данных о динамической реакции конструкции.

Третья и наиболее острая проблема заключается в уточнении динамических нагрузок и анализе достаточности проведённой наземной экспериментальной отработки ступени и выводимых полезных грузов.

В связи с этим были выполнены следующие работы:

- Разработана и апробирована методика реконструкции циклограмм спада тяги ДУ по данным о реакции конструкции на основе математического моделирования и данных ТМИ (с учётом особенностей её анализа и обработки).

- Исследованы методы расчётного анализа поведения конструкций РКТ при переходных процессах – методы построения КЭ-моделей и улучшения сходимости решения, а также особенности, связанные с использованием механических аналогов в КЭ-моделях.

- Показаны особенности замены переходных процессов эквивалентным гармоническим нагружением при виброотработке. Разработана методика определения режимов вибронагружения, позволяющая корректно учесть динамическую составляющую произвольного переходного процесса. Изучена возможность проведения НЭО путём воспроизведения переходных процессов.

- Разработана и доработана по результатам локальных испытаний детализированная КЭ-модель ступени, проведены уточнённые расчёты динамического нагружения связки ступени с различными КГЧ, в том числе с учётом существенно нелинейного поведения стыка между РН и ПГ;

В результате было показано, что требуется дополнительное обоснование вибропрочности приборного отсека ступени РН.

Очевидно, что дополнительная вибродинамическая отработка на выявленные воздействия не только требовала изготовления дорогостоящей материальной части, но и несла дополнительные риски, связанные с возможным разрушением отдельных элементов конструкции, имеющей уникальную положительную статистику лётной эксплуатации.

В связи с чем был разработан подход к расчётно-экспериментальному подтверждению вибропрочности конструкций, который и был применён.

Необходимо отметить, что информацию о градиентах набора и спада тяги ДУ, а также пульсационных явлениях в его работе желательно получить на этапе отработки двигателя и его огневых стендовых испытаний (ОСИ) и учитывать в расчётах нагрузок и прочности, а также при вибродинамической отработке оборудования изделий. Следует уделять повышенное внимание исследованию градиентов набора и спада тяги, так как они определяют динамичность конструкции и условия работы приборно-агрегатного оборудования.

При проведении ОСИ двигателей должны проводиться многопараметрические измерения, обеспечивающие возможность исследовать не только постоянную составляющую тяги, но и переходные процессы – циклограммы набора и спада тяги, а также пульсационные составляющие – желательно в частотном диапазоне не ниже 100 Гц. Именно пульсационные составляющие тяги оказывают существенное влияние на вибронагружение конструкции и оборудования ракет космического назначения (РКН).

Ниже будет показано, что по динамической реакции конструкции путём решения обратной задачи можно с хорошей точностью реконструировать внешнее воздействие – циклограмму спада тяги ДУ. Для этого необходимо, чтобы проведению огневых испытаний предшествовала разработка детализированных КЭМ двигателя (либо ступени с двигателем) и стендового оборудования. При проведении ОСИ двигателя или ступени наряду с измерением параметров давлений одновременно должно осуществляться тензометрирование ферменных конструкций крепления ДУ, измерение вибраций в низкочастотном диапазоне до ~ 128 Гц и высокочастотных вибраций до ~ 2000 Гц на ключевых элементах

конструкции. Кроме того, должно осуществляться измерение акустических давлений в диапазоне до ~ 2000 Гц.

Если информация по тензоизмерениям в раме двигателя, низкочастотным и высокочастотным вибрациям достаточна, с использованием математического моделирования можно будет идентифицировать циклограммы набора и спада тяги ДУ и параметры низкочастотных пульсаций тяги ДУ, а также установить корреляцию между акустическими воздействиями и вибрационными режимами.

Телеметрическая информация, полученная при лётной эксплуатации, является особенно важной для получения информации о работе двигателей ступеней носителей, адекватные характеристики которых в условиях земных испытаний получить бывает затруднительно. Наиболее сложно выявить в земных условиях нестационарные характеристики высотных двигателей – градиенты набора и спада тяги.

Получение реальной лётной информации по низкочастотным колебаниям, вибрациям и акустическим воздействиям позволяет подтвердить достаточность использованных нормативных режимов при наземных вибропрочностных и акустических испытаниях конструкций и особенно приборно-агрегатного оборудования. Для определения режимов работы ДУ и уточнения динамических характеристик изделий в условиях лётной эксплуатации необходимо расширить телеметрическую информацию по быстроменяющимся процессам.

С целью минимизации динамических эффектов при переходных процессах в РН на этапе проектирования двигателей следует задавать ограничительные требования по градиентам набора и спада тяги двигателей. Так в своё время для двигателя боковых блоков РН «Энергия» было введено требование по непревышению градиентом спада тяги 250% номинальной величины в секунду. Это означает, что время спада тяги не должно быть меньше 0.4 секунды. Для водородного двигателя центрального блока «Энергии» было введено ограничение на градиент спада не более 500% номинальной величины в секунду.

Кроме того, с целью снижения динамического воздействия на орбитальный корабль «Буран» рекомендовалось попарное выключение двигателей двух

противоположных боковых блоков с разнесением по времени попарных выключений (у РН «Энергия» было четыре боковых блока). При этом время разнесения попарных выключений двигателей определялось с использованием динамического расчёта с учётом эффекта противофазного воздействия на корабль.

Использование проектно-нормативных ограничений и требований указанного выше типа будет способствовать минимизации вибродинамического воздействия на силовую часть конструкции, а также на навесное приборно-агрегатное оборудование, что, в целом, будет снижать риски отказа систем РКН.

1.2. Методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по данным о динамической реакции конструкции с использованием математического моделирования

Для большинства двигателей, особенно высотных двигателей II и III ступеней РН, информацию о динамических воздействиях при включении и выключении ДУ очень важно получить в процессе лётных измерений:

- по параметрам давления в магистралях окислителя и горючего;
- по информации о динамической реакции конструкции на воздействия со стороны ДУ (по записям перегрузок или результатам тензоизмерений).

По первому способу зачастую затруднительно получить достоверные данные о высокочастотных (выше 10 – 15 Гц) воздействиях в силу определённой инертности изменения давления в магистралях и характеристик соответствующих датчиков. Второй способ, позволяющий учесть высокочастотные составляющие в рамках возможностей системы измерений, требует решения обратной задачи восстановления внешнего воздействия по реакции конструкции.

Остановимся на определении неизвестной циклограммы $F(t)$ спада тяги при выключении ДУ по замеренным ускорениям [65]. В связи с тем, что циклограмму спада тяги предполагается отыскивать в виде рядов Фурье с неизвестными коэффициентами, для улучшения сходимости рядов необходимо исключить разрывы и скачкообразные изменения разлагаемой в ряды искомой функции.

Схема решения задачи приведена на рисунке 1.2.

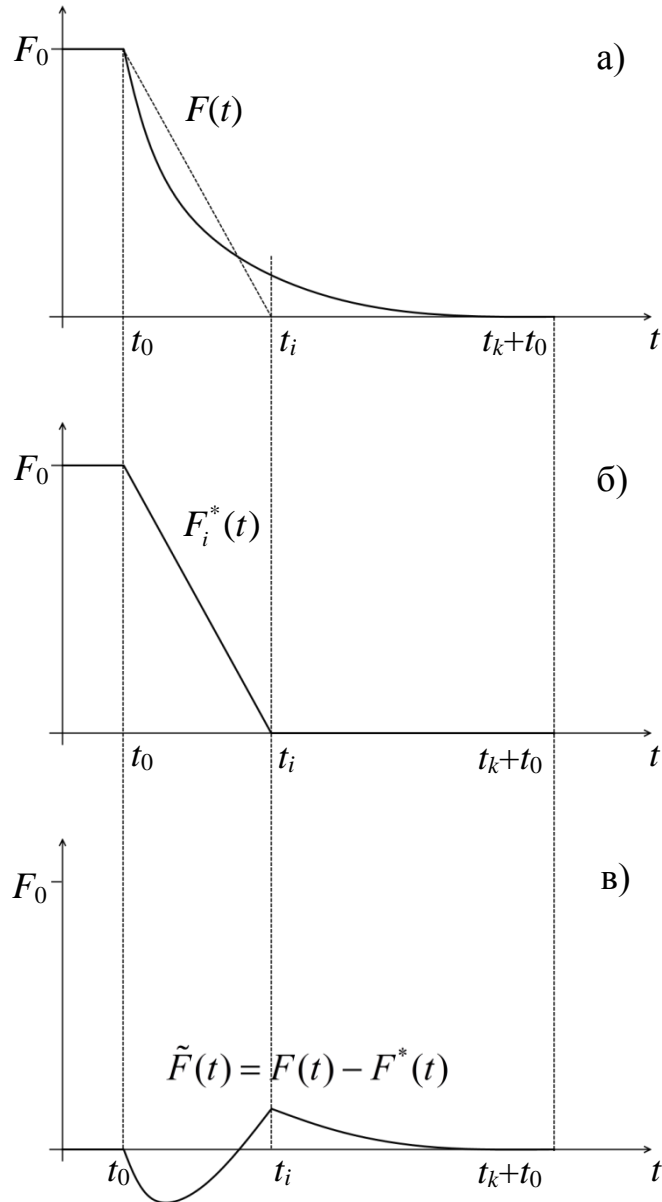


Рисунок 1.2 – Схема решения задачи

Так как в этой задаче достоверно известна тяга ДУ перед отсечкой F_0 , и что после выключения ДУ тяга обнуляется, на первом этапе для отражения общей картины спад тяги аппроксимируется линейной функцией $F_i^*(t)$ (рис. 1.2б).

Затем на втором этапе из искомой циклограммы $F(t)$ (рис. 1.2а) исключается скачкообразная составляющая $F_i^*(t)$ и проводится коррекция циклограммы путём решения обратной задачи аналогично [68, 69] для разности $\tilde{F}(t)$ (рис. 1.2в):

$$\tilde{F}(t) = F(t) - F_i^*(t). \quad (1.1)$$

Будем далее для краткости называть функцию $\tilde{F}(t)$ трансформированной силой. Остановимся на определении оптимальной длительности спада тяги $(t_i - t_0)$ в функции $F^*(t)$, имеющей вид:

$$F_i^*(t) = \begin{cases} F_0 \left(1 - \frac{t-t_0}{t_i-t_0} \right), & t_0 \leq t \leq t_i \\ 0, & t > t_i \end{cases} \quad (1.2)$$

Путём варьирования времени спада t_i в функции $F_i^*(t)$ ставится цель в максимальной степени отразить реакцию конструкции, приблизив расчётные ускорения к замеренным.

Будем считать, что отклик конструкции $a_m = a_m(t)$ известен в N_a точках с обобщёнными координатами ξ_m , $m=1 \dots N_a$, где N_a – количество точек (датчиков), в которых измеряется реакция конструкции $a_m(t)$ в направлении соответствующих обобщённых координат.

Переходим к поиску базовой функции $F_{\text{баз}}^*(t)$ (1.2), минимизирующей невязку между расчётными и замеренными ускорениями. Для этого необходимо путём решения серии прямых задач определить поля ускорений от внешних воздействий $F_i^*(t)$, задаваемых в соответствии с (1.2), в правой части которых последовательно увеличивается параметр t_i :

$$t_i = t_0 + i \cdot \Delta t, \quad \Delta t = \frac{t_k}{N_1}, \quad i = 1, \dots, N_1, \quad (1.3)$$

где t_k – оценочное время спада тяги ДУ, N_1 – количество различных градиентов $F_i^*(t)$ модельной задачи.

Уравнение движения свободной конструкции в конечно-элементной постановке запишется в виде:

$$M\ddot{X} + H\dot{X} + KX = F_i^*(t), \quad KX_0 = F_0, \quad \dot{X}_0 = 0, \quad (1.4)$$

где M , H , K – матрицы масс, диссипативных характеристик и жесткостей системы соответственно. Начальные условия по перемещениям соответствуют

предварительному статическому нагружению конструкции силой F_0 . В дальнейшем для сокращения объёма выкладок будем считать, что $t_0 = 0$.

Для каждого варианта решения задачи (1.4) с правыми частями, задаваемыми в соответствии с (1.2), (1.3), строятся расчётные значения ускорений $a_{mi}^*(t)$ в обобщённых координатах ξ_m (в которых осуществляется измерение ускорений).

Задача состоит в том, чтобы, варьируя параметр t_i , предварительно минимизировать невязку между расчётными и замеренными ускорениями в узлах конструкции. Наиболее рациональным представляется построение этой функции с использованием разложения этих ускорений в комплексные ряды Фурье.

Для этого предварительно необходимо разложить в ряды показания датчиков ускорений $a_m(t)$ и расчётные значения $a_{mi}^*(t)$ на интервале $[0, T_0]$, где T_0 – характерная длительность сигнала, то есть время, за которое ускорения $a_m(t)$ затухают в 7 – 8 раз (см. рисунок 1.3).

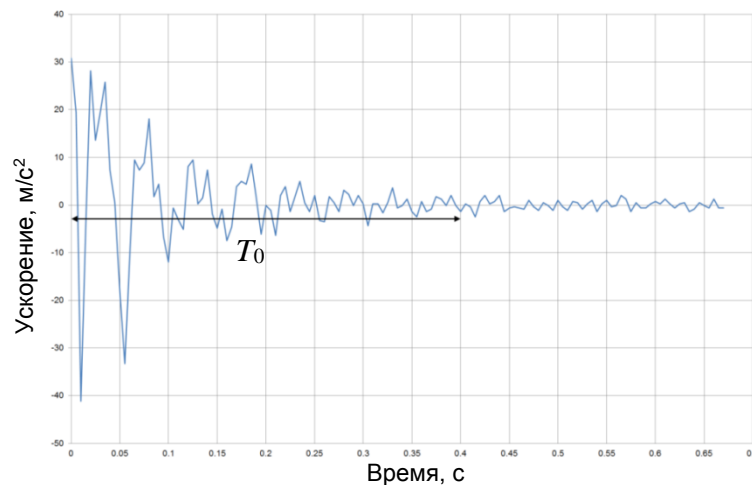


Рисунок 1.3 – Характерный вид записанного переходного процесса

Разложение показаний датчиков $a_m(t)$ и расчётных значений $a_{mi}^*(t)$ от модельной функции описывается соотношениями (1.5) и (1.6) соответственно:

$$a_m(t) = \sum_{\nu=-\nu_0}^{\nu_0} A_{m\nu} e^{i\omega_\nu t}; \quad A_{m\nu} = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} a_m(t) e^{-i\omega_\nu t} dt; \quad \omega_\nu = \frac{2\pi\nu}{T_0}, \quad (1.5)$$

$$a_{mi}^*(t) = \sum_{\nu=-\nu_0}^{\nu_0} A_{mi\nu}^* e^{i\omega_\nu t}; \quad A_{mi\nu}^* = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} a_{mi}^*(t) e^{-i\omega_\nu t} dt; \quad \omega_\nu = \frac{2\pi\nu}{T_0}. \quad (1.6)$$

Минимальная величина невязки J_i отыскивается с использованием коэффициентов Фурье этих разложений:

$$J_i = \sum_{m=1}^{N_a} \sum_{v=-v_0}^{v_0} (A_{miv}^* - A_{mv}) (\overline{A_{miv}^*} - \overline{A_{mv}}), \quad i = 1 \dots N_1, \quad (1.7)$$

где верхняя черта означает комплексное сопряжение.

В качестве базового значения $F_{\text{баз}}^*(t)$ принимается вариант, при котором функция (1.7) принимает минимальное значение:

$$F_{\text{баз}}^*(t) = \begin{cases} F_0 \left(1 - \frac{t}{i_{\text{баз}} \cdot \Delta t} \right), & 0 < t \leq i_{\text{баз}} \cdot \Delta t \\ 0, & t > i_{\text{баз}} \cdot \Delta t \end{cases} \quad (1.8)$$

здесь $i_{\text{баз}}$ – порядковый номер функции J_i , при котором она достигает минимума.

Далее в задаче будет использоваться разложение в комплексные ряды Фурье расчётных ускорений (1.6) в местах установки вибродатчиков, соответствующих выбранному базовому варианту силовой функции $F_{\text{баз}}^*(t)$:

$$a_{mi_{\text{баз}}}^*(t) = \sum_{v=-v_0}^{v_0} A_{mi_{\text{баз}}v}^* e^{i\omega_v t}; \quad \omega_v = \frac{2\pi v}{T_0}. \quad (1.9)$$

Затем находятся разности между замеренными $a_m(t)$ и рассчитанными (1.9) ускорениями (назовём их трансформированными ускорениями):

$$\tilde{a}_m(t) = a_m(t) - a_{mi_{\text{баз}}}^*(t) = \sum_{v=-v_0}^{v_0} (A_{mv} - A_{mi_{\text{баз}}v}^*) e^{i\omega_v t}. \quad (1.10)$$

В силу линейности задачи разность ускорений $\tilde{a}_m(t)$ (1.10) является результатом действия на упругую конструкцию разности сил

$$\tilde{F}(t) = F(t) - F_{\text{баз}}^*(t), \quad (1.11)$$

где $\tilde{F}(t)$ – неизвестная остаточная корректирующая часть циклограммы.

Путём решения обратной задачи будем отыскивать неизвестную разность сил $\tilde{F}(t)$ (трансформированную силу) на основе известных разностей ускорений $\tilde{a}_m(t)$ (1.10). Для этого представим трансформированную силу $\tilde{F}(t)$ комплексным рядом Фурье с неизвестными коэффициентами \tilde{F}_v :

$$\tilde{F}(t) = \sum_{\nu=-\nu_0}^{\nu_0} \tilde{F}_\nu e^{i\omega_\nu t}, \quad \omega_\nu = \frac{2\pi\nu}{T_0}. \quad (1.12)$$

Необходимо определить комплексные передаточные функции от неизвестной трансформированной силы $\tilde{F}(t)$ к ускорениям в точках с координатами ξ_m . Для этого построим вначале комплексные передаточные функции от единичной силы, приложенной в точке действия неизвестной (трансформированной) силы, к ускорениям в точках ξ_m . Обозначим эти передаточные функции:

$$\Pi_{1m}(\omega), \quad m=1\dots N_a. \quad (1.13)$$

Тогда с учётом (1.12), (1.13) расчётные трансформированные ускорения в точках с обобщёнными координатами ξ_m выразятся через неизвестные коэффициенты Фурье трансформированной силы $\tilde{F}(t)$:

$$\tilde{a}_m^{\text{расч}}(t) = \sum_{\nu=-\nu_0}^{\nu_0} \tilde{F}_\nu \Pi_{1m}(\omega) e^{i\omega_\nu t}. \quad (1.14)$$

Для решения задачи необходимо приравнять расчётные трансформированные ускорения $\tilde{a}_m^{\text{расч}}(t)$ (1.14) и известные трансформированные ускорения $\tilde{a}_m(t)$, определённые в (1.10):

$$\sum_{\nu=-\nu_0}^{\nu_0} \tilde{F}_\nu \Pi_{1m}(\omega_\nu) e^{i\omega_\nu t} = \sum_{\nu=-\nu_0}^{\nu_0} \tilde{A}_{m\nu} e^{i\omega_\nu t}, \quad \tilde{A}_{m\nu} = A_{m\nu} - A_{m i_{\text{газ}} \nu}^*. \quad (1.15)$$

Для обеспечения равенств (1.15) необходимо, чтобы коэффициенты Фурье этих рядов были равны:

$$\tilde{F}_\nu \Pi_{1m}(\omega_\nu) = \tilde{A}_{m\nu}, \quad m=1\dots N_a, \quad \nu = -\nu_0, \dots, 0, 1, \dots, \nu_0. \quad (1.16)$$

Удовлетворить этим равенствам в силу переопределённости системы уравнений (1.16) можно только в среднем путём минимизации квадратичной невязки для всех этих равенств. Минимизируемый функционал будет иметь вид:

$$W = \sum_{m=1}^{N_a} \sum_{\nu=-\nu_0}^{\nu_0} \left(\tilde{F}_\nu \Pi_{1m}(\omega_\nu) - \tilde{A}_{m\nu} \right) \left(\overline{\tilde{F}_\nu \Pi_{1m}(\omega_\nu) - \tilde{A}_{m\nu}} \right). \quad (1.17)$$

Минимум функционала (1.17) достигается в случае, когда выполняются равенства:

$$\frac{\partial W}{\partial \tilde{F}_k} = 0, \quad k = -\nu_0, \dots, 0, 1, \dots, \nu_0, \quad (1.18)$$

или с учётом (1.17):

$$\frac{\partial W}{\partial \tilde{F}_k} = \sum_{m=1}^{N_a} (\tilde{F}_k \Pi_{1m}(\omega_k) - \tilde{A}_{mk}) \cdot \overline{\Pi_{1m}(\omega_k)} = 0. \quad (1.19)$$

Откуда следует выражение для коэффициентов Фурье \tilde{F}_k разложения неизвестной разности сил (трансформированной силы) (1.11):

$$\tilde{F}_k = \sum_{m=1}^{N_a} \tilde{A}_{mk} \cdot \overline{\Pi_{1m}(\omega_k)} / \sum_{m=1}^{N_a} \Pi_{1m}(\omega_k) \cdot \overline{\Pi_{1m}(\omega_k)}, \quad k = -\nu_0, \dots, 0, 1, \dots, \nu_0. \quad (1.20)$$

После определения неизвестных коэффициентов (1.20) с использованием (1.12) строится искомая разность сил, и затем по (1.1) восстанавливается полная циклограмма спада тяги:

$$F(t) = F_{\text{баз}}^*(t) + \tilde{F}(t).$$

На этом решение задачи завершается.

Важной особенностью решения задачи, относящейся к её практической реализации с использованием программных комплексов, является отыскание коэффициентов Фурье разложения трансформированных ускорений и соответствующих им коэффициентов передаточных функций.

Рассмотрим некоторый непрерывный процесс по ускорениям $x(t)$ длительностью T . Его разложение в ряд Фурье может быть записано в виде:

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} c_k e^{i\omega_k t}; \quad \omega_k = \frac{2\pi k}{T}, \quad t = [0, T). \quad (1.21)$$

Проведём дискретизацию этого сигнала таким образом, чтобы на периоде было ровно N отсчётов:

$$x_n = x(t_n), \quad t_n = \frac{n}{N} \cdot T, \quad n = 0, 1, \dots, N-1. \quad (1.22)$$

С учётом (1.22) разложение в ряд Фурье (1.21) для дискретного сигнала переписывается следующим образом:

$$x_n = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} c_k e^{i\omega_k t_n} = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} c_k e^{i \cdot \frac{2\pi k}{T} \cdot \frac{n}{N} T} = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} c_k e^{\frac{2\pi i}{N} nk},$$

и с учётом того, что

$$e^{\frac{2\pi i}{N}(k+mN)n} = e^{\frac{2\pi i}{N}kn}, \quad m \in \mathbb{Z}$$

получится разложение в ряд Фурье дискретного сигнала:

$$x_n = \sum_{k=0}^{N-1} X_k e^{\frac{2\pi i}{N}kn}, \quad n = 0, 1, \dots, N-1. \quad (1.23)$$

Определим теперь выражение для неизвестных коэффициентов X_k . Для этого умножим (1.23) на $e^{-\frac{2\pi i}{N}mn}$:

$$\sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-\frac{2\pi i}{N}mn} = \sum_{k=0}^{N-1} \sum_{n=0}^{N-1} X_k e^{\frac{2\pi i}{N}kn} e^{-\frac{2\pi i}{N}mn} = \sum_{k=0}^{N-1} \sum_{n=0}^{N-1} X_k e^{\frac{2\pi i}{N}(k-m)n} \quad (1.24)$$

С учётом выражения для суммы конечного числа членов геометрической прогрессии

$$1 + q + \dots + q^n = \frac{q^{N+1} - 1}{q - 1}$$

выражение (1.24) запишется в виде:

$$\sum_{k=0}^{N-1} \sum_{n=0}^{N-1} X_k e^{\frac{2\pi i}{N}(k-m)n} = \sum_{n=0}^{N-1} X_k \frac{1 - e^{2\pi i(k-m)}}{1 - e^{\frac{2\pi i}{N}(k-m)}} = \sum_{n=0}^{N-1} X_k N \delta_{km}, \quad (1.25)$$

где δ_{km} – символ Кронекера:

$$\delta_{km} = \begin{cases} 1, & k = m \\ 0, & k \neq m \end{cases}$$

При выводе (1.25) использовано, что:

$$\lim_{x \rightarrow 0} \frac{1 - e^x}{1 - e^{\frac{x}{N}}} = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{1 - (1 + x + o(x^2))}{1 - \left(1 + \frac{x}{N} + o(x^2)\right)} = N.$$

Из (1.24), (1.25) следует выражение для коэффициентов Фурье дискретного процесса (1.22):

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-\frac{2\pi i}{N}kn}. \quad (1.26)$$

Таким образом, преобразование Фурье для дискретного сигнала из N точек длительностью T секунд

$$x_n = x(t_n), \quad t_n = \frac{n}{N}T, \quad n = 0, 1, \dots, N-1.$$

определяет N комплексных коэффициентов Фурье X_k на дискретном наборе частот:

$$X_k, \quad f_k = \frac{k}{N} f_{\text{sampl}}, \quad df = \frac{f_{\text{sampl}}}{N}, \quad k = 0, 1, \dots, N-1, \quad (1.27)$$

где f_{sampl} – частота опроса дискретного сигнала.

Только половина из этого набора коэффициентов Фурье является независимой и несёт полезную информацию. Действительно,

$$X_{N-k} = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-\frac{2\pi i}{N}(N-k)n} = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{\frac{2\pi i}{N}kn}.$$

Сравнивая это соотношение с (1.26), легко увидеть, что:

$$\text{Re}(X_{N-k}) = \text{Re}(X_k); \quad \text{Im}(X_{N-k}) = -\text{Im}(X_k).$$

Таким образом, комплексные передаточные функции (1.13) должны определяться только для первой половины частот из (1.27), то есть максимальная частота не должна превышать частоту Найквиста, определяемую как половина частоты опроса f_{sampl} .

На практике длительность записанного сигнала зачастую невелика, из-за чего шаг определения передаточных функций по частоте оказывается значительным. Чтобы уменьшить шаг по частоте необходимо экстраполировать процесс, чтобы увеличить верхнюю границу частотного диапазона – интерполировать его.

Практическая реализация описанного выше алгоритма была выполнена с использованием программных комплексов Matlab версии R2010a и MSC Nastran версии 2010.1.

Вначале было проведено исследование решения задачи в «идеальном» случае по следующей схеме:

- 1) Задаётся некоторая циклограмма спада тяги;

2) Определяются ускорения $a_m(t)$ в некоторых точках конструкции с обобщёнными координатами ξ_m , которые считаются «замеренными»;

3) Решается задача реконструкции внешнего воздействия по условно «замеренным» ускорениям, полученная циклограмма спада тяги сравнивается с заданной в п. 1.

Решалась задача об осевом динамическом нагружении типовой ступени РН с полезным грузом при выключении тяги двигательной установки. В силу удобства изменения параметров расчёта и высокой скорости счета была использована балочная модель с дискретными включениями.

Для исследования были заданы различные циклограммы спада тяги, представленные на рисунке 1.4. Решение задачи проводилось для различного числа точек, в которых проводилось «измерение» ускорений. Использовалась информация с 1, 2, 4 или 8 «датчиков», расположенных в различных местах конструкции.

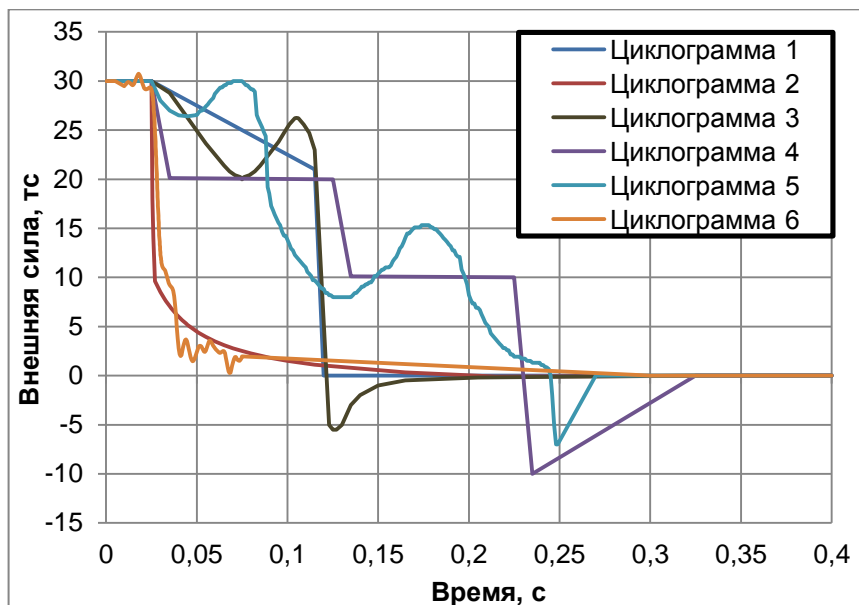


Рисунок 1.4 – Используемые для проверки циклограммы спада тяги

Оказалось, что в «идеальном» случае даже небольшого числа записей перегрузок достаточно для того, чтобы с достаточной точностью воспроизвести циклограммы спада тяги. Из шести циклограмм на рисунке 1.4 приведены сравнения для наиболее вырожденного случая (№ 4) и реальной циклограммы внешнего воздействия (№ 6).

Сравнение исходной и восстановленной по двум записям циклограмм № 4 и № 6 приведено на рисунке 1.5. На рисунке 1.6 приведено сравнение уровней перегрузок, рассчитанных по исходной и восстановленным циклограммам спада тяги ДУ № 4 и 6.

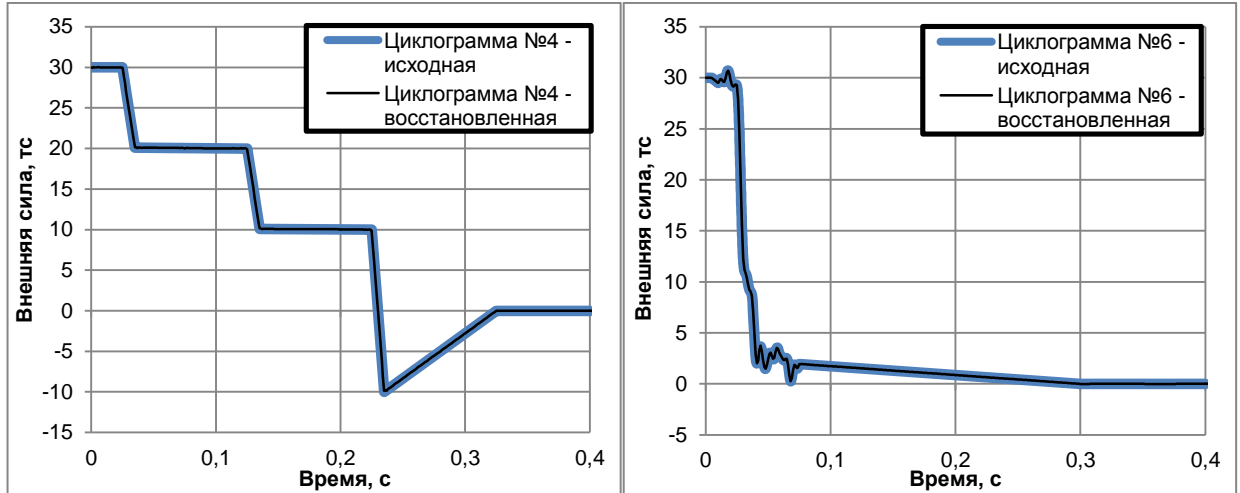


Рисунок 1.5 – Сравнение исходных и восстановленных циклограмм спада тяги. «Идеальный» случай, восстановление по двум записям

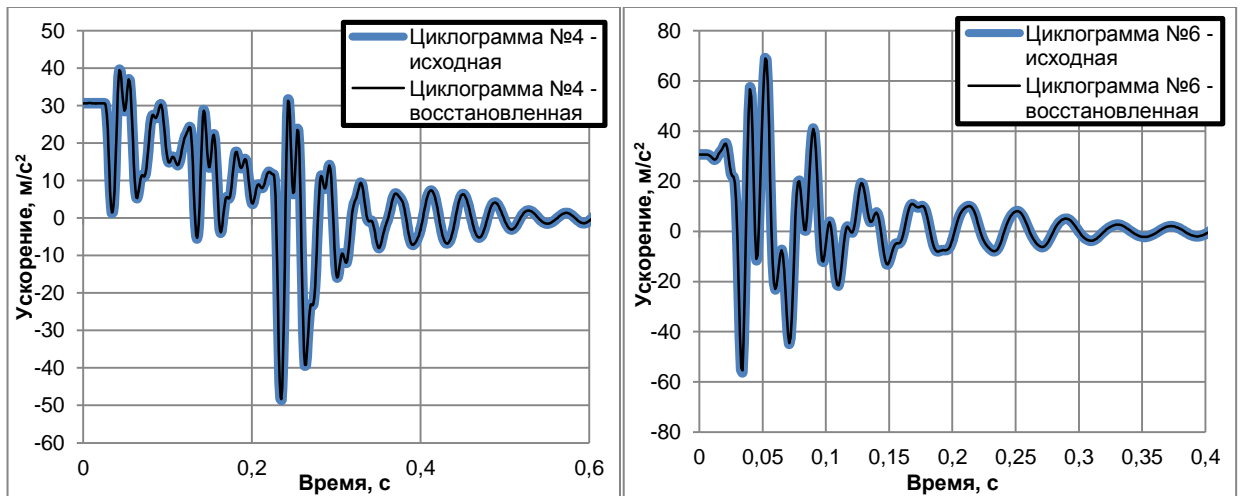


Рисунок 1.6 – Сравнение перегрузок по исходным и восстановленным циклограммам. «Идеальный» случай, восстановление по двум записям

Как видно из рисунков 1.5, 1.6, разработанный подход в «идеальном» случае позволяет с очень хорошей точностью воспроизвести внешнее силовое воздействие на упругую конструкцию даже при небольшом количестве записей (исходная и восстановленная циклограммы практически совпадают).

Абсолютное значение погрешности при этом составляет не более 0.2 – 0.3 тс (максимальная тяга составляет 30 тс), наибольшая погрешность наблюдается в местах наиболее резкого изменения величины действующей силы.

Увеличение числа датчиков в «идеальном» случае способствует снижению погрешности в определении циклограмм.

В реальной задаче основными факторами, влияющими на качество определения циклограммы спада тяги, являются неточности в используемой расчётной КЭ модели; погрешности в записях перегрузок. С использованием модельной задачи было проведено исследование влияния этих факторов при различном количестве используемых записей перегрузок [64].

Схема исследования в данном случае аналогична использованной ранее с той разницей, что после определения ускорений $a_m(t)$ в некоторых точках конструкции с обобщёнными координатами ξ_m эти записи искажаются в каждой точке случайным образом по следующему правилу:

$$a_m^{corr}(t_i) = a_m(t_i) \cdot \left(1 + \frac{\text{rand}(\cdot) \cdot p}{100} \right), \quad (1.28)$$

где p – максимальная величина погрешности в процентах, $\text{rand}(\cdot)$ – функция, воспроизводящая случайное значение на отрезке $[-1,1]$.

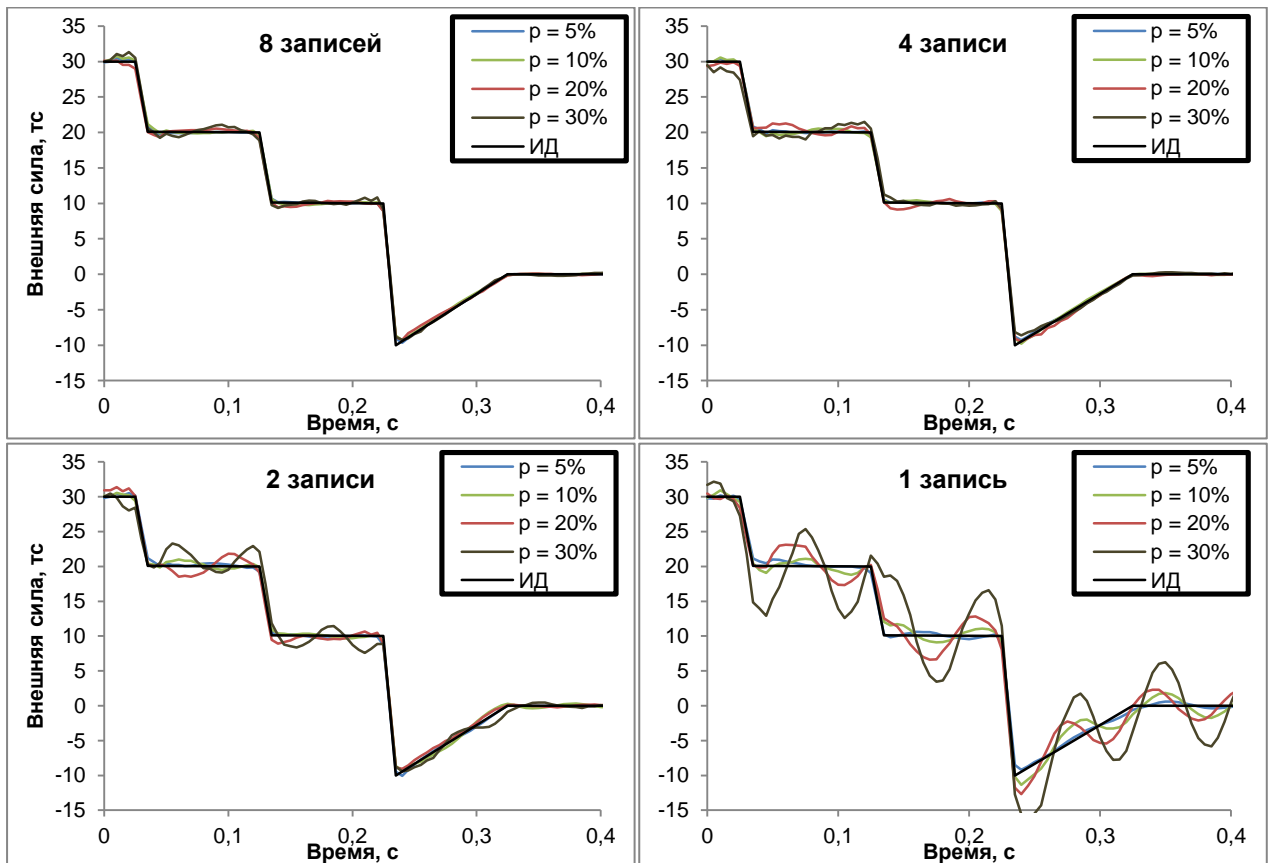


Рисунок 1.7 – Сравнение качества восстановления циклограмм по различному числу записей при различных уровнях погрешностей

На рисунке 1.7 приведён характерный вид восстановленных циклограмм в этом случае для погрешностей $p = 5, 10, 20, 30\%$ при различном числе записей, использованных для восстановления циклограммы спада. В качестве исходной была выбрана циклограмма спада тяги №4 (см. рисунок 1.4).

Как видно из рисунка 1.7, чувствительность разработанного метода к наличию погрешностей в записях существенно зависит от количества записей, используемых для восстановления. Если для восстановления используется только одна запись, то заметные различия в виде колебаний с амплитудой 3 – 4 тс и более (при максимальном уровне тяги 30 тс) возникают уже при относительной погрешности в 10%. При восстановлении по 4 и более записям удовлетворительный результат можно ожидать и при относительных погрешностях 20 – 30 % – наибольшие погрешности оказались в окрестности резких изломов циклограмм, а их величина не превышает 1 – 1.5 тс.

Также было проведено исследование зависимости точности решения от наличия трендов в записях ускорений (см. рисунок 1.8). Для этого одна из записей перегрузок, использованная при решении задачи, была увеличена на коэффициент $k = 1.2$ (то есть на 20 процентов).

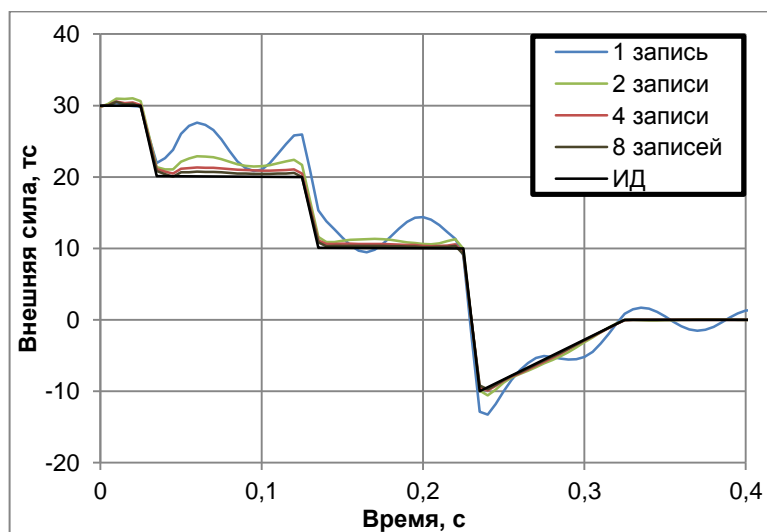


Рисунок 1.8 – Сравнение качества восстановления циклограммы по различному числу записей в случае, когда одна из записей увеличена на 20%

Анализ этого рисунка подтверждает выводы, сделанные по рисунку 1.7 – с увеличением числа используемых записей зависимость качества восстановленной циклограммы от погрешностей в записях снижается.

Вторым фактором, влияющим на точность восстановления циклограммы внешнего силового воздействия на конструкцию РН, является наличие неточностей в конечноэлементной модели. Несмотря на то, что конечноэлементные модели изделий РКТ зачастую проходят процедуру верификации при наземной экспериментальной отработке, в силу различных обстоятельств допускаемая погрешность в определении жесткостных характеристик может составлять 10 – 20 % и более.

Исследуем влияние погрешностей в определении жесткостных характеристик на модельной задаче. Для этого рассмотрим следующие варианты различий в жесткостных характеристиках:

- жесткостные характеристики всей системы выше (или ниже) на 10%, 20% и 40% по сравнению с реальными (всего 6 вариантов расчёта);
- жесткостные характеристики ступени на 10 и 20% выше, а полезного груза соответственно на 10 и 20% ниже реальных.

Для всех вариантов расчёта была определена циклограмма спада тяги при восстановлении по 2 и 4 записям перегрузок в различных местах связки. Для подтверждения эффективности методики в качестве исходной была выбрана циклограмма спада тяги №4 с весьма сложным характером изменения.

Результаты расчётов представлены на рисунке 1.9.

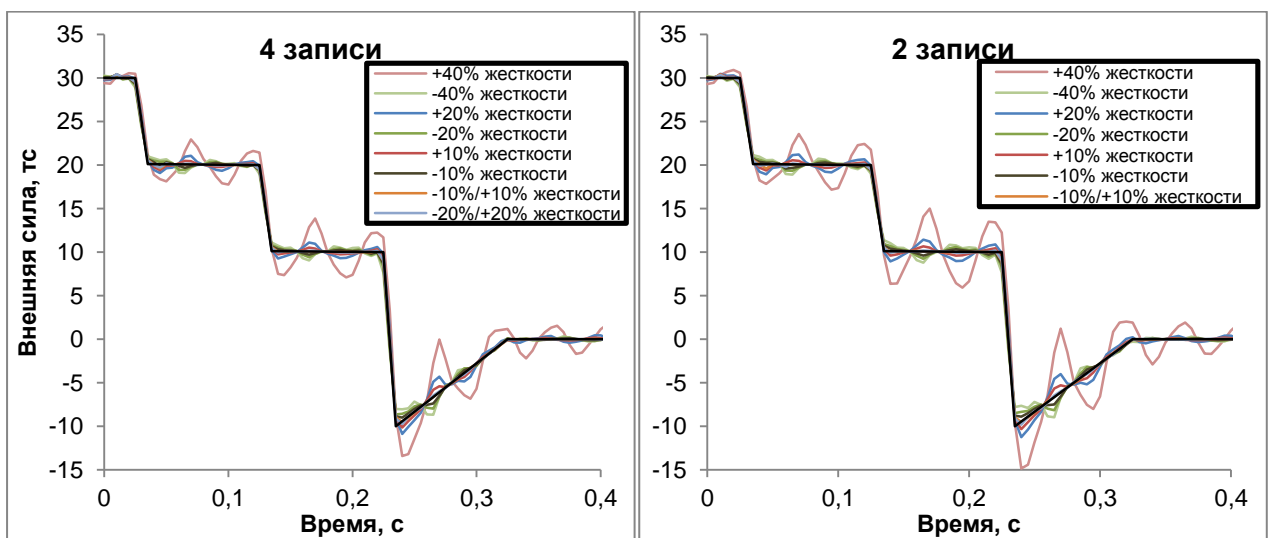


Рисунок 1.9 – Сравнение качества восстановления циклограмм при различных степенях неточностей в жесткостных характеристиках КЭ модели

Как видно из рисунка 1.9, при наличии погрешностей, связанных с отличием жесткостных характеристик КЭ модели от реальных, число используемых для восстановления записей в меньшей степени (по сравнению со случайными погрешностями) оказывает влияние на качество решения обратной задачи. При восстановлении внешнего воздействия по двум и более записям результаты удовлетворительно согласуются с исходной циклограммой при погрешностях в определении жесткостных характеристик 10 – 20%.

Наибольшие различия возникают в случае, когда восстановление циклограммы спада тяги происходит по КЭ модели, жесткостные характеристики которой выше соответствующих характеристик реальной конструкции. В связи с этим при построении КЭ-моделей механические характеристики (модули упругости) рекомендуется брать минимальными. При таком подходе жесткость конструкции минимальна, что соответствует консервативному подходу к учёту динамических эффектов.

Таким образом, предложен подход к определению циклограммы внешнего силового воздействия на конструкцию по данным о её реакции с использованием метода конечных элементов. Для решения задачи используется комбинированный приём, а именно на первом этапе из решения выделяется скачкообразно меняющаяся составляющая в тяге, обусловленная спадом тяги от известной константы до нуля. Затем на втором этапе проводится коррекция циклограммы изменения тяги путём решения обратной задачи с использованием комплексных рядов Фурье с неизвестными коэффициентами.

Проведено исследование влияния погрешностей в замеренных ускорениях и жесткостных характеристиках модели на качество восстановления. Показано, что удовлетворительного качества решения можно достигнуть при погрешностях в исходных данных 15 – 20 %. Полученные результаты могут быть использованы при определении циклограмм внешнего воздействия, в том числе при выключении высотных двигателей II и III ступеней ракет-носителей.

Программное обеспечение использовалось при выполнении работ по расчётно-экспериментальному подтверждению вибропрочности конструкций, что подтверждается актом внедрения методики № 5558-2019-7 от 01.08.19 [50, 51].

1.3. Особенности анализа и обработки телеметрической информации, получаемой в процессе лётной эксплуатации изделий РКТ

К сожалению, объёмы регистрируемой в процессе лётных измерений телеметрической информации ограничены возможностями приёмных и передающих устройств, а также возможностями бортовой аппаратуры. Из-за этого возникают различные нежелательные эффекты, связанные с диапазоном рабочих частот датчиков и опросностью системы измерений.

Известно, что недостаточная ширина полосы пропускания датчика может скрыть более высокочастотные процессы. Кроме того, при цифровой обработке, когда сигнал преобразуется из аналоговой формы в дискретную, возможно возникновение эффектов, связанных с маскировкой частот, то есть с перепутыванием высокочастотных и низкочастотных составляющих исходного процесса [17, 70, 71].

Для того, чтобы дискретная реализация содержала все те же частоты, что и исходный непрерывный сигнал, на каждый цикл соответствующего колебания должно приходиться как минимум два отсчёта (теорема Котельникова). То есть, наиболее высокая частота, которая может быть выделена при дискретизации со скоростью $1/\Delta t$ отсчётов в секунду, равна $1/2\Delta t$ Гц (частота Найквиста f_c).

Все частоты выше частоты Найквиста, содержащиеся в исходном сигнале, будут свёрнуты в диапазон $[0, f_c]$ и будут неотличимы от частот этого диапазона. Для любой частоты f , принадлежащей диапазону $[0, f_c]$, замаскированными под эту частоту окажутся частоты

$$(2f_c \pm f), (4f_c \pm f), \dots, (2nf_c \pm f), \dots, \quad n \in \mathbb{N} \quad (1.29)$$

Единственный практический способ избавиться от ошибок маскировки частот при цифровом анализе данных заключается в том, чтобы ещё до аналого-

цифрового преобразования информации подавить в исходной аналоговой записи ту её часть, которая может содержать частоты, превышающие частоту Найквиста. Это достигается путём ограничения диапазона исходных данных с помощью аналогового низкочастотного фильтра (который может быть встроен и в датчик).

Хороший пример влияния эффекта маскировки частот наблюдается при анализе ТМИ по осевым перегрузкам при выключении ДУ типовой высотной ступени РН среднего класса с разгонным блоком (РБ) и типовыми КА [66]. В рассмотренном случае спад тяги ДУ происходит за время $\sim 0.5 - 0.7$ с, поэтому градиент спада тяги оказывается небольшим. Однако, в показаниях датчиков перегрузок в приборном отсеке ступени и на РБ присутствует выраженная высокочастотная составляющая с амплитудой ~ 3 g.

На рисунке 1.10 приведены переходные процессы по датчикам осевой перегрузки в ПрО ступени РН среднего класса и на разгонном блоке при пуске типового КА, а также ударные спектры ($Q=10$) этих процессов.

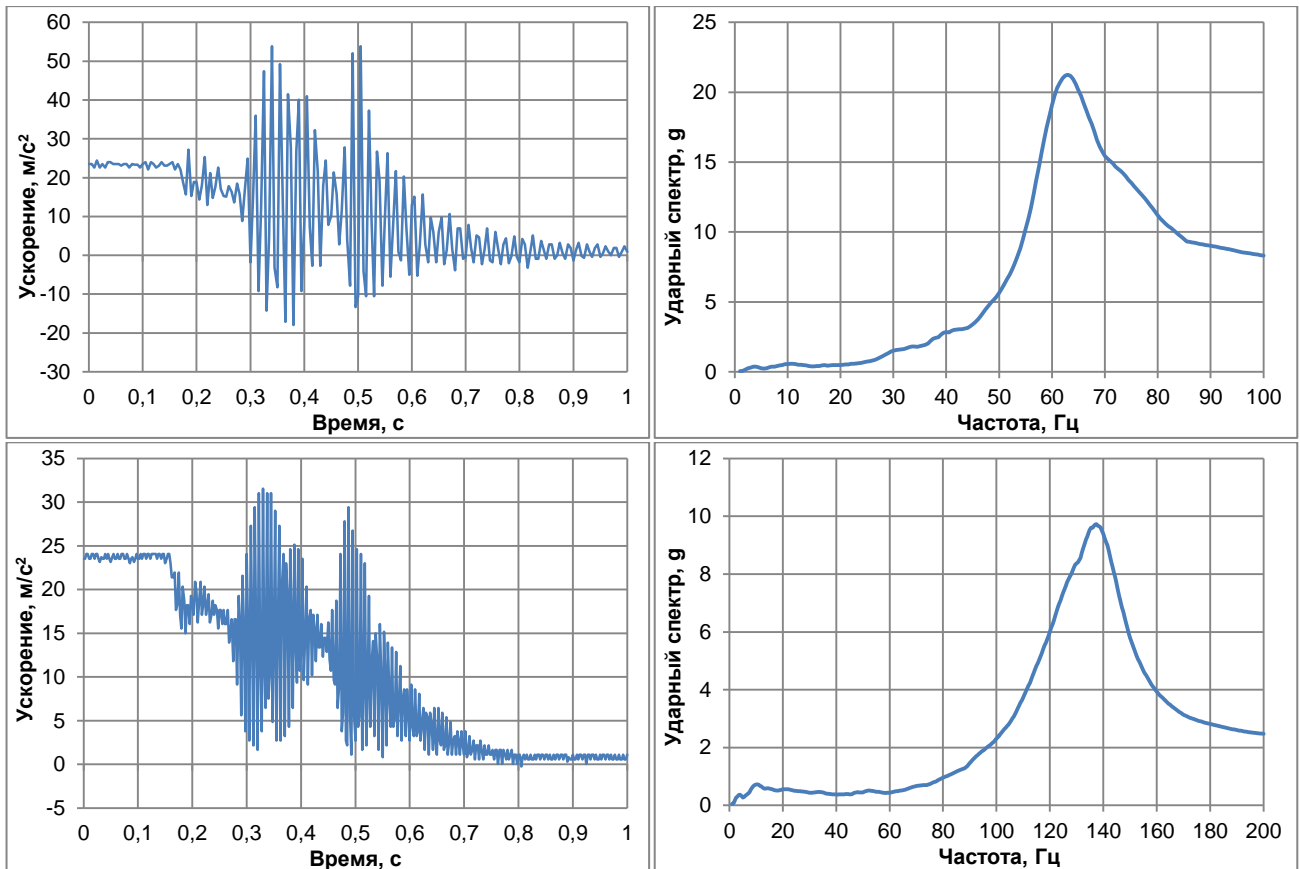


Рисунок 1.10 – Временные процессы при выключении ДУ (слева) и ударные спектры (справа, $Q=10$) в ПрО РН (сверху) и стыке РБ с типовым КА (снизу). Пик ударного спектра в ПрО на частоте ~ 62 Гц, на РБ – на частоте ~ 138 Гц

Опросность датчика осевой перегрузки в ПрО ступени составляет 200 Гц, рабочая полоса: 0 – 32 Гц. Опросность датчиков осевой перегрузки на РБ составляет 400 Гц, рабочая полоса: 0 – 64 Гц.

На рисунке 1.11 приведены осевая перегрузка на РБ, записанная с опросностью 800 Гц при пуске аналогичного КА, а также ударный спектр (Q = 10) этого процесса.

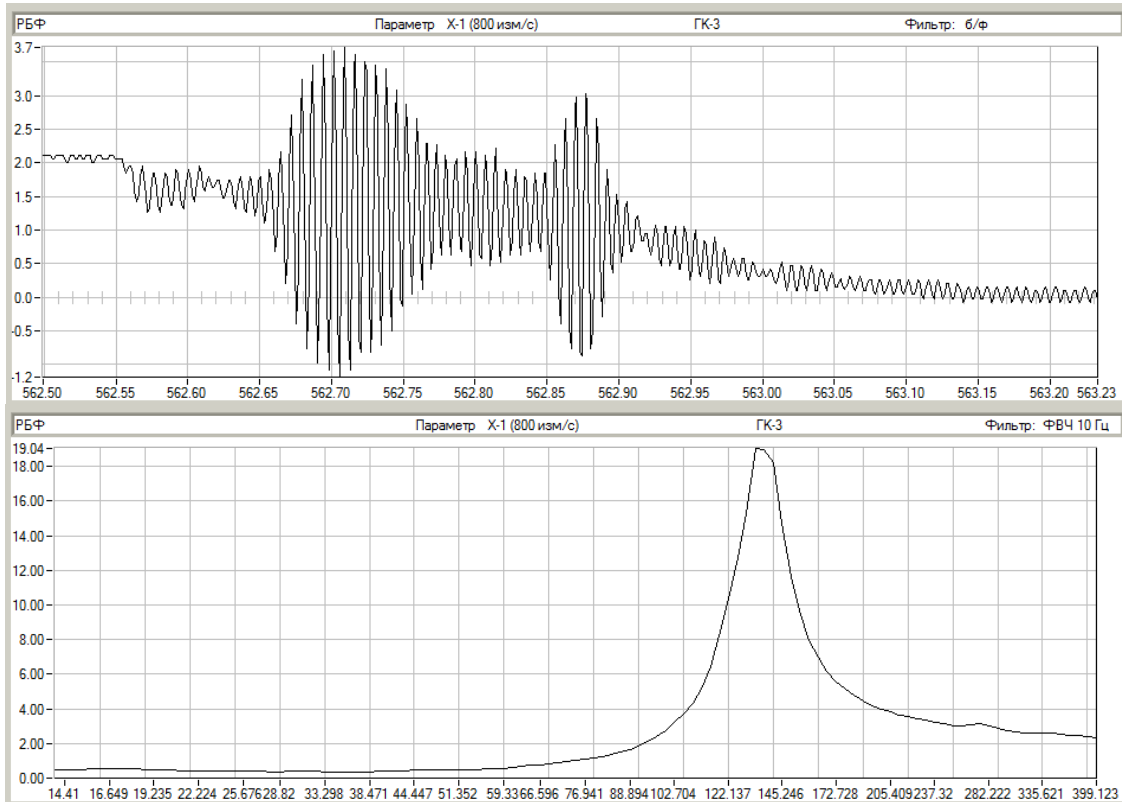


Рисунок 1.11 – осевая перегрузка (опросность 800 Гц) и ударный спектр (Q = 10) на РБ при пуске аналогичного КА

Из рисунка 1.10 видно, что при выключении ДУ ступени РН на записи осевых перегрузок в ПрО (опросность 200 Гц) существенное влияние оказывает эффект маскировки частот: истинная частота ~138 Гц в записях подменяется на частоту ~62 Гц. Подобный эффект наблюдается и при пусках других КА.

На то, что в записях по осевым перегрузкам на РБ частота ~138 Гц при опросности 400 Гц является истинной (а не замаскированной ещё более высокой частотой) указывает рисунок 1.11 – при увеличении опросности до 800 Гц пик на частоте ~138 Гц не сдвигается.

Несмотря на то, что рабочая полоса датчика осевой перегрузки, установленного в ПрО ступени РН среднего класса, составляет 0 – 32 Гц, он

может регистрировать длительные (с большим числом периодов колебаний) процессы с частотой ~ 140 Гц, уменьшая их амплитуду примерно в 3 раза, что следует из отчёта по испытаниям этого датчика (см. рисунок 1.12).

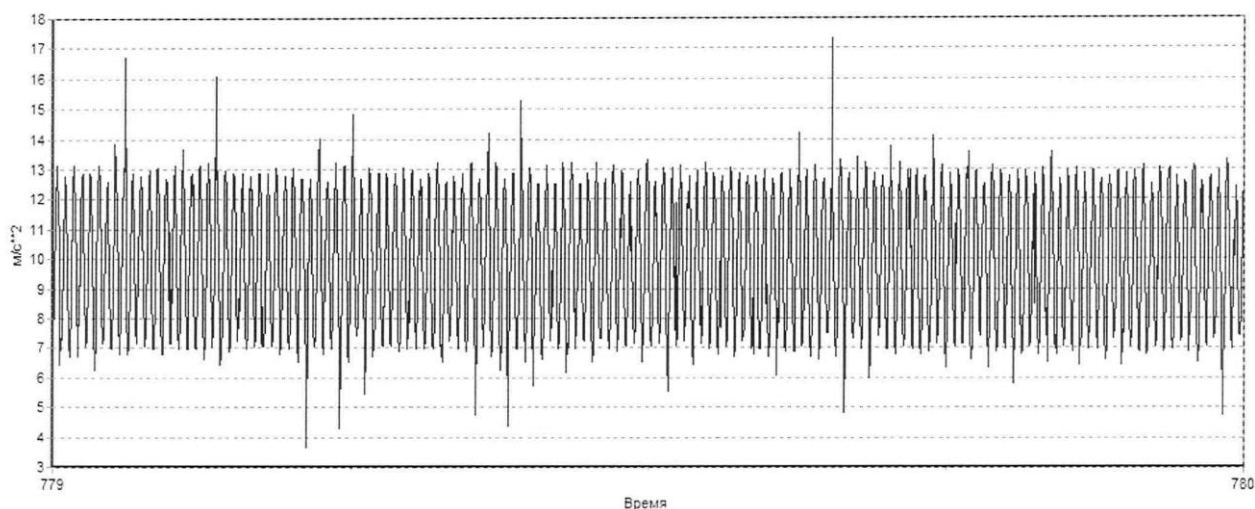


Рисунок 1.12 – выходной сигнал датчика осевой перегрузки в ПрО РН без кронштейнов при вибронагрузении амплитудой 1 g. Частота изменения перегрузки 143 Гц

Похожий случай с возникновением эффекта маскировки частот имел место при аварийной ситуации с другим отечественным РБ. Тогда в записях перегрузок присутствовала низкочастотная вибрация высокой амплитуды. Оказалось, что эта составляющая вызвана высокочастотной вибрацией на частоте, примерно вдвое превышающей частоту опроса системы измерений.

Этот эффект может быть проиллюстрирован на простом примере с использованием ПО Matlab. Рассмотрим следующий временной сигнал:

$$x(t) = e^{i2\pi f_1 t} + 2 \cdot e^{i2\pi f_2 t}, \quad t = [0,1]; \quad f_1 = 30 \text{ Гц}; \quad f_2 = 140 \text{ Гц}.$$

Проведём дискретизацию этого сигнала с шагом 1 мс и 5 мс. В первом случае частота Найквиста равна 500 Гц, обе частоты исходного сигнала лежат ниже частоты Найквиста. Во втором случае частота Найквиста равна 100 Гц, частота f_2 превышает частоту Найквиста, а частота f_1 – не превышает.

На рисунке 1.13 приведены временные процессы для различной величины шага вывода, полученные после дискретизации, на длительности 0.1 с.

На рисунке 1.14 приведены Фурье-спектры сигналов с частотой дискретизации 1 мс и 5 мс.

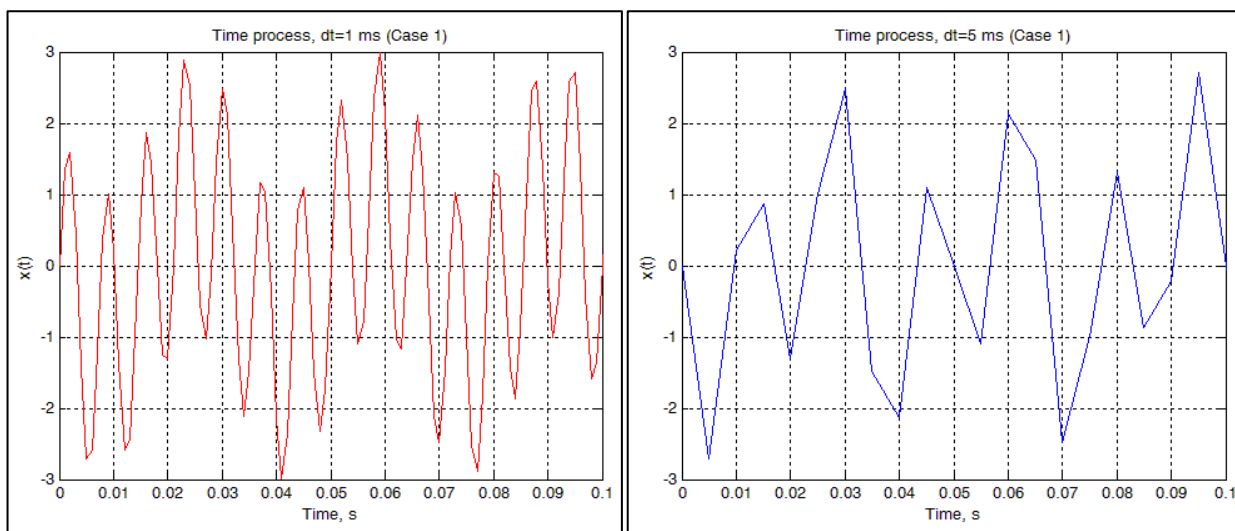


Рисунок 1.13 – Временные процессы при дискретизации с шагом 1 мс (слева) и 5 мс (справа). Длительность 0.1 с

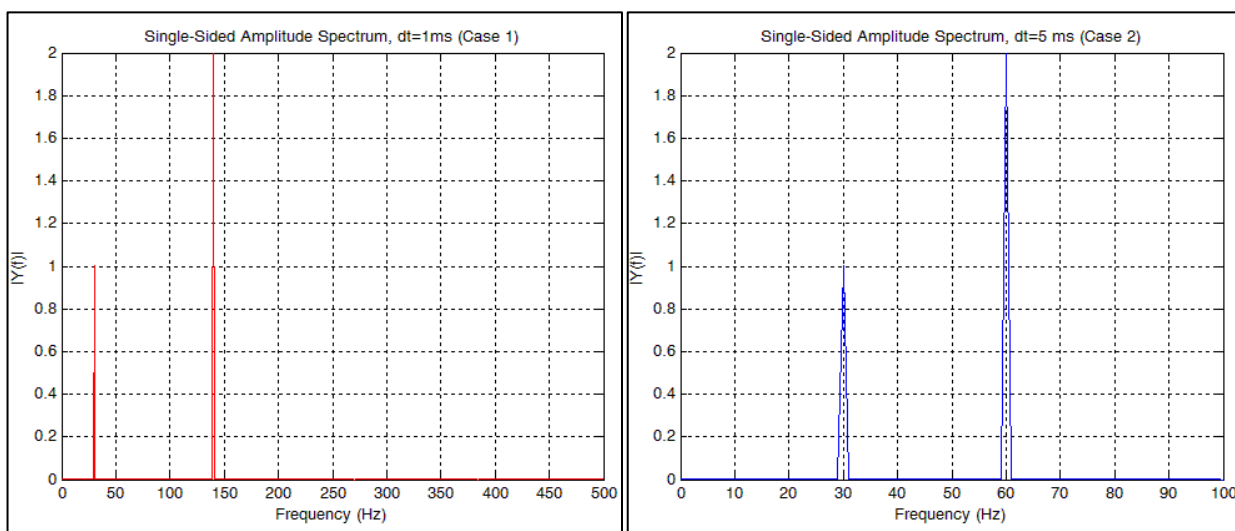


Рисунок 1.14 – Фурье-спектр временных процессов (см. рисунок 1.13) с шагом дискретизации 1 мс (слева) и 5 мс (справа)

Как видно из рисунков 1.13 и 1.14, процесс с шагом вывода 5 мс выглядит более низкочастотным, чем тот же процесс с шагом вывода 1 мс. При этом в Фурье-спектре процесса с опросностью 200 Гц (на рисунках справа) видна частота 60 Гц, которой нет в изначальном сигнале $x(t)$.

Эта частота является кажущейся для сигнала с частотой $f_2 = 140$ Гц при опросности 200 Гц согласно (1.29):

$$f = 2f_c - f_2 = 200 - 140 = 60 \text{ Гц.}$$

Стоит также отметить, что амплитуды (значения коэффициентов Фурье) сигналов с истинной и кажущейся частотой одинаковы.

Таким образом, наличие различных систем измерения перегрузок, а также проведение замеров в различных местах на конструкции может помочь уточнить информацию в лётных данных по динамическому нагружению ракет-носителей и космических аппаратов.

Дополнительный способ оценки влияния эффекта маскировки частот базируется на анализе ТМИ при пусках аналогичных или схожих по массовым характеристикам КА. Как правило, при отсутствии эффекта маскировки частот записи перегрузок удовлетворительно согласуются от пуска к пуску. Наличие высокочастотных составляющих, замаскированных под низкие частоты, приводит к тому, что возникают существенные рассогласования в записях перегрузок от пуска к пуску. Этот эффект более подробно рассмотрен при анализе телеметрической информации в главе 4.

Кроме того, наличие проанализированной ТМИ по ряду пусков РН позволяет идентифицировать «дефектные» по каким-либо причинам записи.

ГЛАВА 2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЁТНОГО АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ КОНСТРУКЦИЙ РКТ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Одним из важнейших свойств любых объектов РКТ, непосредственно влияющих на стоимость разработок, успешность выполнения поставленной задачи и, таким образом, на общий уровень развития космической программы, является их стойкость к её всевозможным внешним воздействиям, в частности – к механическим. В связи с этим в нашей стране создана уникальная экспериментальная база, позволяющая провести наземную отработку создаваемых изделий РКТ на практически любые типы механических воздействий.

Повсеместным внедрением компьютерной техники в конце XX века и резким ростом её возможностей обусловлено возникновение и интенсивное развитие различных программных комплексов для проведения расчётного анализа динамического поведения конструкций. Применительно к задачам механики деформируемого твёрдого тела наибольшее распространение получили программные комплексы, базирующиеся на методе конечных элементов (МКЭ) в форме перемещений. При таком подходе реальная конструкция представляется математической моделью, состоящей из конечного числа элементов различного типа, доступных из библиотеки конечных элементов. В результате длинной серии «слияний и поглощений» осталось три основных производителя, суммарная доля которых на рынке программных комплексов составляет более 90% – это ANSYS, Abaqus и Nastran. Каждый из этих комплексов верифицирован разработчиками и пользователями по результатам решения большого числа тестовых и реальных задач.

С ростом доступности программных комплексов доля вычислительных работ и экспериментов при разработке ракетно-космической техники неуклонно увеличивается. На сегодняшний день существуют КЭ-модели различной степени дискретизации всех отечественных РН и РБ. Создание КЭ-моделей КА позволяет

не только выявить и устранить дефекты конструкции на стадии разработки, но и провести моделирование нагружения конструкции КА в связке с РН на этапе выведения для уточнения нагрузок и, как следствие, улучшения массового совершенства изделий и повышения их надёжности. Все КЭ-модели проходят процедуру верификации и валидации по результатам наземной экспериментальной отработки. Следствием этого является возможность оперативно проводить уточнение моделей по данным лётных измерений, а также моделирование различных нештатных ситуаций.

Базовым методом, используемым в этой работе, является метод конечных элементов. Для проведения расчётных исследований по теме диссертации была выбрана реализация этого подхода с использованием программного комплекса MSC.Nastran версии 2010.1, базирующегося на методе конечных элементов в форме перемещений.

Одним из важнейших качеств, определяющих реальную эффективность инженерного программного комплекса, является библиотека конечных элементов. В программном комплексе библиотека включает в себя более тридцати видов одномерных (BAR, ROD, BEAM), двумерных (QUAD, TRIA, SHEAR) и трёхмерных (TETRA, PENTA, HEXA) конечных элементов. Кроме того, существуют элементы для моделирования жёстких и упругих связей, зазоров, сосредоточенных твёрдых тел. В отдельные группы выделены элементы для описания осесимметричных моделей и жидкости.

Благодаря встроенному макроязыку программирования DMAP (Direct Matrix Abstraction Program), комплекс получает дополнительную гибкость, так как появляется возможность прямого доступа к внутренним матрицам на любой стадии расчёта и создания собственных последовательностей вычислений и ввода-вывода информации.

При проведении расчётов в этой работе использовались следующие последовательности решения: расчёт собственных частот и форм колебаний, гармонический анализ, а также анализ неустановившихся колебаний, проводившийся в линейной и нелинейной постановках.

2.1. Особенности расчётного определения силовых факторов и напряжений по конструкции в динамических задачах

При решении динамических задач в данной работе широко использовался метод разложения по собственным тонам колебаний. В связи с тем, что традиционное использование метода разложения решения по тонам колебаний при действии на упругую конструкцию внешних динамических сосредоточенных сил и моментов не обеспечивает достаточную сходимость перемещений и особенно силовых факторов (моментов и перерезывающих сил) в сечениях конструкции, используются различные способы улучшения сходимости.

Для улучшения сходимости решения и повышения точности расчётов силовых факторов в упругих конструкциях в отечественной практике используется метод выделения квазистатических составляющих [72, 73], а в зарубежных программных комплексах – метод, основанный на расширении базиса форм колебаний статическими функциями (Residual) [74].

Задача о динамическом нагружении некоторой упругой системы сводится к решению дифференциального уравнения

$$m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + Lw = f(x, t), \quad (2.1)$$

с начальными и граничными условиями, где w и f – векторы кинематических параметров и внешних силовых воздействий; m и L – матрица масс и матричный оператор, характеризующий упругие свойства системы.

В силу допустимости суперпозиции при решении линейной задачи (2.1) достаточно рассмотреть случай, когда $f(x, t) = q(t) \cdot p(x)$. При традиционном использовании метода разложения по тонам колебаний [75, 76] решение (2.1) с нулевыми начальными условиями имеет вид:

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^{\nu} \frac{\{p, \varphi_i\} b_i^{(0)}(t)}{\omega_i} \varphi_i(x), \quad (2.2)$$

где ω_i, φ_i – собственные частоты и формы колебаний конструкции, ν – количество учитываемых тонов колебаний. В соотношении (2.2)

$$b_i^{(n)}(t) = \int_0^t q^{(2n)}(\tau) \sin \omega_i(t - \tau) d\tau, \quad i = 1, 2, \dots, \nu, \quad q^{(0)}(t) = q(t), \quad (2.3)$$

а фигурными скобками обозначено обобщённое скалярное произведение

$$\{p, \varphi_i\} = \int_V p(x) \varphi_i(x) dV, \quad (2.4)$$

При однократном выделении квазистатической составляющей решение уравнения (2.1) с нулевыми начальными данными имеет вид:

$$w(x, t) = q(t) w_0(x) - \sum_{i=1}^{\nu} \frac{\{p, \varphi_i\} b_i^{(1)}(t)}{\omega_i^3} \varphi_i(x), \quad (2.5)$$

где функция w_0 определяется из решения статической задачи

$$Lw_0 = p(x). \quad (2.6)$$

Очевидно, что сходимость ряда (2.2) существенно улучшена по сравнению с традиционным разложением за счёт дополнительного множителя $1/\omega_i^2$.

В зарубежных программных комплексах, используется метод, при котором ограниченное количество собственных форм в разложении по тонам колебаний компенсируется статическим решением. В работах [62, 72, 76] было показано, что сходимость решения по тонам колебаний рассмотренных подходов идентична, что следует из вида решения задачи (2.1) при использовании одного Residual-вектора:

$$w(x, t) = q(t) w_0(x) - \sum_{i=1}^{\nu} \frac{\{p, \varphi_i\} b_i^{(1)}(t)}{\omega_i^3} \varphi_i(x) - \frac{b_0^{(1)}(t)}{\omega_0} \cdot \left(w_0(x) - \sum_{i=1}^{\nu} \frac{\{p, \varphi_i\}}{\omega_i^2} \varphi_i(x) \right), \quad (2.7)$$

где ω_0 – квазичастота дополнительного вектора $\varphi_0(x)$ (Residual-вектора).

Из соотношений для функции $w(x, t)$ (2.5), (2.7) с учётом выделения квазистатической составляющей видно, что динамичность нагружения конструкции определяется второй производной по времени от функции $q(t)$.

Подтверждение данного факта было проверено на модельном примере с помощью программного комплекса для КЭ-моделирования, аналогично представленному в [76]. Была рассмотрена однородная балка длиной $L = 20$ м, с

изгибной жёсткостью $EJ = 2.3 \cdot 10^9 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ и погонной массой 363.8 кг/м , шарнирно закреплённая на расстоянии 1 м от краёв. На балку на расстоянии $0.3 \cdot L$ от края действовала поперечная сила $F(t)$, изменяющаяся по кусочно-линейному закону. Параметры балочной модели были подобраны таким образом, чтобы примерно соответствовать характеристикам типовой ступени РН, транспортируемой по железной дороге: общая масса модели составила $\sim 7.3 \text{ т}$, частота её первого поперечного тона при описанном способе закрепления составляет 10 Гц .

Рассматривались варианты учёта различного числа упругих тонов. Расчёты производились с использованием метода Ланцоша [77]. В каждом случае определялись один или несколько дополнительных Residual-векторов. На рисунке 2.1 представлена зависимость $F(t)$, а также ускорений, иллюстрирующих реакцию упругой конструкции в точках излома внешней нагрузки во времени. На рисунках ось времени (ось абсцисс) направлена вертикально.

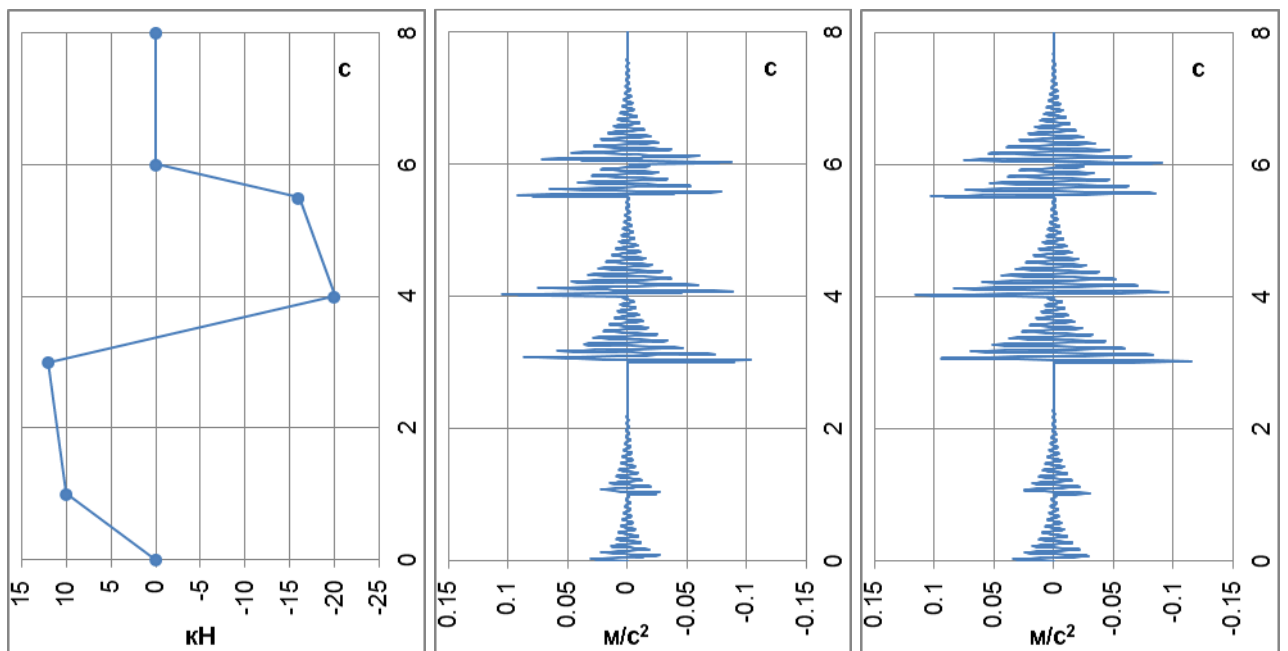


Рисунок 2.1 – Зависимость силы $F(t)$ от времени (слева), а также ускорения от времени в точке приложения силы (по центру) и в среднем сечении балки (справа)

В результате расчёта также было подтверждено, что частота $f_0 = \omega_0/2\pi$, соответствующая первому Residual-вектору, больше частоты высшего тона колебаний, учтённого в расчёте.

Использование программными комплексами при расчётах нескольких Residual-векторов существенно улучшает сходимость решения. Так, в

рассмотренном примере для определения силовых факторов (перерезывающей силы и изгибающего момента) достаточно было учесть один упругий тон и 3 Residual-вектора. При использовании только одного Residual-вектора сходимость обеспечивалась при использовании минимум 19 упругих тонов.

Для корректного определения силовых факторов и напряжений в процессе наземной эксплуатации изделий РКТ важно обеспечить не только сходимость решения, но и правильность задания граничных условий и внешних воздействий.

К примеру, при решении задачи об определении нагрузок на транспортируемый объект, закреплённый в нескольких опорных сечениях, необходимо задавать законы изменения перемещений и углов поворота $q_i(t)$ соответствующих опорных сечений или узлов конструкции в направлении соответствующих обобщённых координат. Начальные условия для конкретности можно считать нулевыми поскольку, во-первых, при длительных кинематических воздействиях (в частности – при транспортировке) начальные условия не являются однозначно определёнными и, во-вторых, из-за наличия диссипации их влияние носит быстро затухающий характер и, следовательно, не вносит погрешностей в определение силовых факторов и напряжённого состояния.

На практике при различных видах транспортирования осуществляется измерение не перемещений, а ускорений. На основе записанных временных процессов по ускорениям решается задача о кинематическом возбуждении транспортируемых объектов. В процессе записи ускорений возможно возникновение погрешностей, в частности – смещений нуля (трендов), которые при переходе к перемещениям могут приводить к существенным погрешностям.

Этот эффект может быть продемонстрирован при решении модельной задачи – поперечном кинематическом возбуждении однородной балки в двух и трёх опорных сечениях реальными транспортировочными ускорениями. Параметры балки соответствуют представленным в предыдущем примере. Оказалось, что в обоих случаях поперечные перемещения опорных узлов быстро изменяются по практически параболическому закону (см. рис. 2.2).

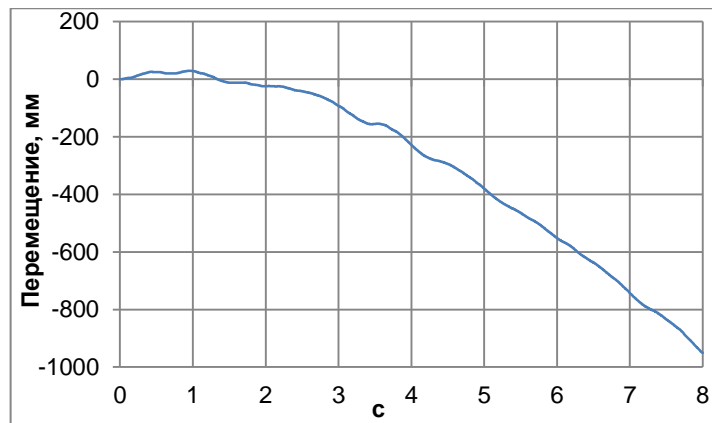


Рисунок 2.2 – Зависимость от времени перемещений, рассчитанных по записанным при транспортировке ускорениям

Однако, при возбуждении балки в двух сечениях, расположенных на расстоянии 1 м от краёв, силовые факторы и напряжения имели вполне адекватный физическому процессу характер.

При поперечном возбуждении балки в трёх сечениях (дополнительная опора в центральном узле балки) были получены быстро растущие по времени силовые факторы (изгибающий момент, перерезывающая сила), которые, очевидно, не имеют физического смысла. Выкладки, представленные в [53, 55], объясняют различие в поведении изгибающих моментов и напряжений при кинематическом возбуждении балки в двух и трёх сечениях.

При кинематическом возбуждении балки в двух сечениях (статически определимый способ закрепления) общее решение представимо в виде перемещения объекта как твёрдого тела и его упругого деформирования. Следовательно, при таком способе закрепления перемещения не влияют на силовые факторы и напряжения (они определяются инерционными силами, зависящими от ускорений). При возбуждении балки в трёх сечениях (статически неопределимое закрепление) общее решение может быть представлено только в общем виде, в котором вместо тонов твёрдого тела используются статические решения. Из-за наличия погрешностей дифференцирование этих решений по координатам вызывает появление нефизичных силовых факторов.

Для исключения низкочастотных составляющих (трендов) в записях ускорений [56] может использоваться низкочастотная фильтрация. Из-за особенностей работы таких фильтров на краях временных интервалов

рекомендуется предварительно добавить к процессу дополнительные отсчёты (примерно по 10% длительности с каждой стороны). Граничная частота фильтра должна подбираться исходя из типа транспортирования.

После фильтрации ускорения останутся практически неизменными, а соответствующие перемещения будут расти по линейному закону. Линейный рост перемещений связан с наличием неисключенной из них части решения, обусловленной начальными данными, а именно влиянием начальной скорости v_0 . Эту скорость можно определить исходя из графика перемещений как тангенс угла наклона к оси абсцисс прямой, построенной по методу наименьших квадратов. В результате при задании в расчёте начальной скорости в противоположном направлении получим перемещения и силовые факторы, которые обусловлены вынужденной частью решения (см. рисунок 2.3 слева). При этом ускорения до и после фильтрации отличаются незначительно (см. рис. 2.3 справа).

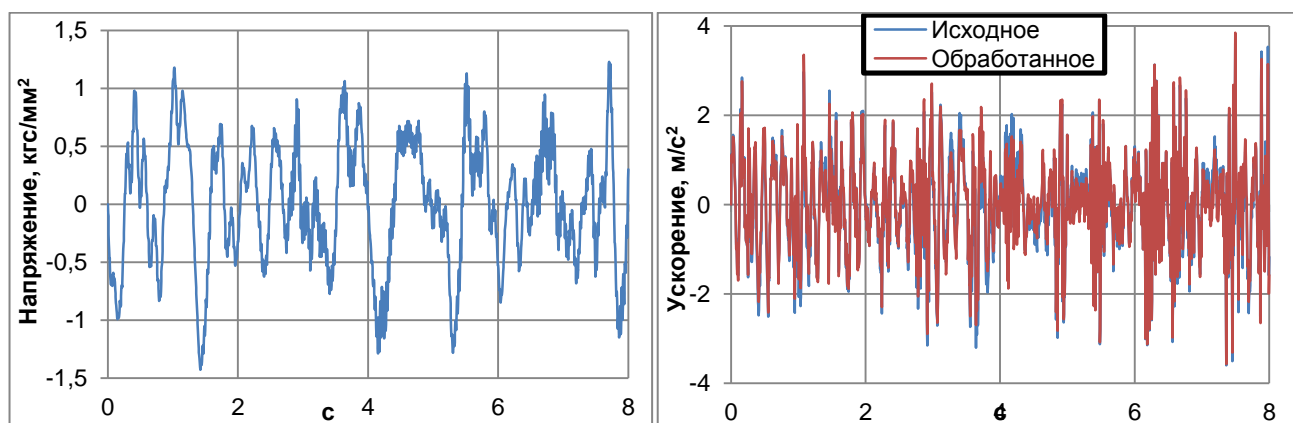


Рисунок 2.3 – Вид напряжений (слева) при статически неопределимом креплении объекта, определённых по обработанным (справа) процессам по ускорениям.

Справа также приведены исходные записи по ускорениям

Таким образом, при решении задачи о динамическом нагружении закреплённой конструкции необходимо либо использовать статически определимый способ крепления объекта, либо использовать предложенный способ обработки ускорений и исключения начальной скорости. При использовании второго способа предложенный подход обработки исходных данных по ускорениям позволяет оценить порядок величин силовых факторов и напряжений, а также выделить вынужденную часть решения, которая в основном определяет расходуемую при транспортировке часть прочностного ресурса.

2.2. Методика формирования детализированных КЭ-моделей для расчёта динамических нагрузок на конструкцию и оборудование

В отечественной и зарубежной практике проведению наземных испытаний часто предшествует предварительный расчётный анализ нагружения конструкций РКТ в процессе наземных и лётных испытаний, что предполагает разработку расчётных предиспытательных моделей. Предиспытательная модель создаётся для повышения эффективности динамических испытаний, увеличения информационной ёмкости результатов, их толкования и является базовой для формирования верифицированных моделей различного назначения.

Во-первых, предиспытательная модель позволяет выявить критичные элементы конструкции и её навесного приборно-агрегатного оборудования, подверженного наиболее интенсивным вибродинамическим воздействиям. Создание такой модели позволяет при необходимости выработать рекомендации по проведению доработки конструкции, а также предложения по оптимизации системы измерений в процессе динамических испытаний.

Во-вторых, с использованием предиспытательной модели удаётся оптимизировать условия вибрационного нагружения ОИ, обеспечивающие адекватное воспроизведение нормативных режимов и исключаящие перегрузку и недогрузку отдельных элементов конструкции.

В-третьих, с использованием предиспытательной модели формируется набор параметров, обеспечивающий контроль вибрационных режимов, осуществление вырезки отдельных наиболее интенсивных резонансов (notching-ов) или введение корректирующих поправочных коэффициентов в различных частотных диапазонах к уровням задаваемых амплитудных значений на входе.

В конечном итоге предиспытательная модель позволяет адекватно адаптировать нормативные режимы к виброиспытаниям объекта. Ниже представлены основные рекомендации по конечноэлементному моделированию конструкций РКТ.

– При разработке конечноэлементной модели должна учитываться не только геометрия, но и физическое поведение реальной конструкции, и целевое назначение соответствующей модели.

– В случае если линейный элемент работает только на растяжение-сжатие для его моделирования целесообразно использовать стержневой элемент.

– В случае если стержневые системы с замкнутыми поперечными сечениями (без депланации) работают на растяжение-сжатие, изгиб и кручение, целесообразно использовать балочные элементы.

– При расчётном анализе стержневых систем открытого профиля, в которых существенную роль играют сдвиговые напряжения, необходимо использовать специальные балочные элементы, которые учитывают депланацию поперечных сечений.

– При моделировании сосредоточенных жёсткостей между двумя граничными узлами рекомендуется использовать пружинные элементы с одной или несколькими степенями свободы. В этом случае необходимо совмещать их координаты.

– При построении пластиночных или оболочечных моделей предпочтительным является использование четырёхугольных элементов, так как треугольные элементы обладают повышенной жёсткостью при оценке мембранных напряжений в силу постоянства деформаций внутри треугольного элемента. Треугольный элемент рекомендуется использовать только при наличии существенных геометрических или топологических причин, например, для соединения двух областей четырёхугольных элементов с различными сетками.

– При использовании четырёхугольных элементов следует избегать сильно наклонённых сторон элемента. Угол наклона сторон элемента должен быть, насколько это возможно, близок к прямому углу. Кроме того, не рекомендуется использование сильно вытянутых четырёхугольников, (поскольку в вытянутый четырёхугольник может попасть зона с резко меняющимся уровнем напряжений). Не рекомендуется использовать четырёхугольные элементы, обладающие значительным сужением.

- Необходимо минимизировать выход узлов четырёхугольного элемента из плоскости (депланацию элемента).

- При моделировании соединения пластин с объёмными элементами следует учитывать, что последние обладают жёсткостью только по поступательным степеням свободы. Для моделирования области перехода может потребоваться применение специальных элементов – кинематических связей или интерполирующих сплайн-элементов.

- Следует учитывать, что элементы каркаса в сочетании с панелями часто работают в условиях стеснённого кручения. Необходимо учитывать этот факт для задания жёсткости соответствующих балочных элементов.

- При КЭ-моделировании необходимо внимательно относиться к узлам, у которых в полярных системах координат $R=0$. Особенности обращения с такими узлами и содержащими их элементами представлены в подразделе 2.2.1.

Применение расчётно-экспериментального подхода к подтверждению вибропрочности, представленного в главе 4, предполагает наличие КЭ-модели изделия, адекватно отражающей динамические характеристики узлов крепления приборно-агрегатного оборудования РН и КА. Ниже изложены основные требования к построению таких динамических моделей:

- Должно быть обеспечено соответствие массовых, центровочных, инерционных характеристик моделей навесного оборудования конструкторской документации.

- Должны быть определены жесткостные характеристики узлов крепления навесного оборудования к силовому каркасу путём решения автономных статистических задач от единичных перегрузок по трём направлениям.

- При определении жесткостных характеристик узлов крепления оборудования в контактных зонах соединяемых поверхностей – силового корпуса и кронштейна – рекомендуется учитывать с каждой стороны не менее 3-4 узлов конечноэлементной модели (по возможности с учётом реальной геометрии и характеристик соединяемых элементов). В случае если крепёж оборудования организован в виде ряда винтовых или болтовых соединений при наличии

специальных закладных элементов, допускается использование по одному узлу КЭМ с каждой стороны для соответствующего соединения. В случае необходимости может быть учтена деформируемость болтовых и винтовых соединений.

– Следует провести оценку низших собственных частот колебаний прибора или агрегата при его автономных вибрационных испытаниях со штатными узлами крепления для подтверждения возможности его моделирования в виде твёрдого тела с соответствующими массово-инерционными характеристиками. Если же автономные собственные частоты соответствующего прибора или агрегата попадают в низкочастотную часть спектра объекта испытаний и его массовые характеристики составляют значительную часть массы всего объекта (~10%), целесообразно для данного элемента разработать автономную динамическую модель с последующим включением её в общую модель конструкции.

– Рекомендуется осуществлять уточнение жесткостных и диссипативных характеристик навесного приборно-агрегатного оборудования путём проведения локальных частотных испытаний в составе объекта испытаний (например, с использованием ударного воздействия молотка, минивибраторов, сброса статической нагрузки и т.п.).

– С целью оптимизации конечноэлементных динамических моделей (уменьшения размерности КЭМ) должна быть предусмотрена возможность статической и динамической конденсации подсистем либо возможность использования системы механических аналогов.

– Рекомендуется учитывать имеющиеся экспериментальные данные по диссипативным характеристикам и коэффициентам усиления типовых навесных элементов для близких по структуре конструкций при формировании расчётных КЭ моделей.

– Для удобства проведения коррекции предиспытательной модели на основе результатов частотных испытаний необходимо в конечноэлементной модели выделить группы критических элементов, наиболее сложно

моделируемых подконструкций, типовых узлов соединения конструктивных элементов, типовых узлов крепления наиболее массивного приборно-агрегатного оборудования. Вариация характеристик указанных групп позволит приблизить динамические свойства модели к свойствам натурального объекта.

2.2.1. Особенности использования полярных систем координат при проведении конечноэлементного моделирования

Существенные особенности возникают при использовании полярных (цилиндрических или сферических) систем координат (СК) в процессе конечноэлементного моделирования.

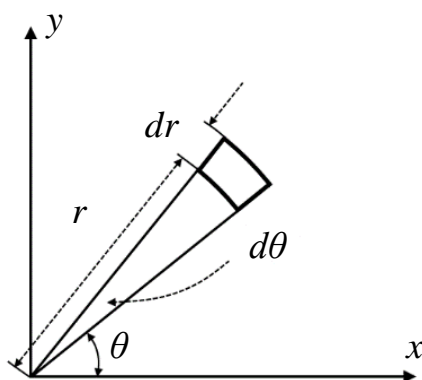


Рисунок 2.4 – Связь декартовой и полярной СК

В системе координат, представленной на рисунке 2.4, связь между декартовыми и полярными координатами выражается следующим образом:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad \theta = \arctg \frac{y}{x}, \quad (2.8)$$

Нетрудно видеть, что при $x=0, y=0$ в результате преобразования в полярные координаты угол θ становится неопределённым.

Из соотношений (2.8) следует, что

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = -\frac{\sin \theta}{r}, \quad \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{\cos \theta}{r},$$

В плоской задаче [5, 78] соотношения для деформаций в полярной СК имеют вид:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{u}{r}, \quad \gamma_{r\theta} = \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta}. \quad (2.9)$$

где u , v – перемещения по направлению радиуса и перпендикулярно ему.

Для оболочек вращения и осесимметричных упругих тел [79] в цилиндрической и сферической системах координат относительные деформации также содержат множитель $1/r$. Выражения для деформаций используются при определении НДС элементов конструкций, поэтому вычисление этих величин в элементах, узлы которых имеют координату $r \rightarrow 0$, может приводить к некорректным результатам.

Для демонстрации этого эффекта была разработана КЭ-модель типового бака из двух гладких полусферических днищ радиусом 0.5 м и гладкой цилиндрической обечайки длиной 0.5 м между ними (см. рисунок 2.5). Толщина днищ составила 1 мм, толщина обечайки – 2 мм. Для создания модели использовались элементы типа PLATE (пластины). Внутри бака с использованием балочных элементов (BEAM) была смоделирована гладкая тоннельная труба внешним диаметром 0.1 м и толщиной 1 мм. Один из концов этой трубы прикреплен к полюсу нижнего днища, второй – к поясу связи на верхнем днище.

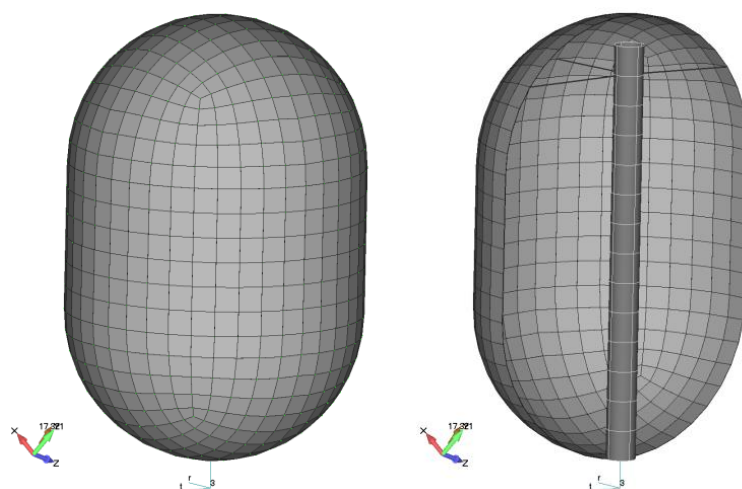


Рисунок 2.5 – КЭ-модель бака (слева) и его половина с внутрибаковой тоннельной трубой (справа)

В программном комплексе каждому узлу присваивается две системы координат – *definition*, в которой задаются координаты узла, и *output* (система координат вывода), в которой происходит генерация матриц, проводятся расчёты и осуществляется вывод результатов расчёта перемещений, деформаций и т.д.

В рассмотренном примере СК вывода всех узлов в модели – цилиндрическая, ось Z которой проходит через полюса днищ бака и узлы

тоннельной трубы, а начало координат находится на 0.1 м ниже полюса нижнего днища. Материал бака – АмГ6. Система координат, в которой определены координаты узла (*definition*), не влияет на описанные далее особенности.

На рисунке 2.6. приведены формы колебаний модели (слева – как твёрдого тела, справа – один из упругих тонов) при свободных граничных условиях. На рисунках видны нефизичные перемещения тоннельной трубы и полюсов днищ.

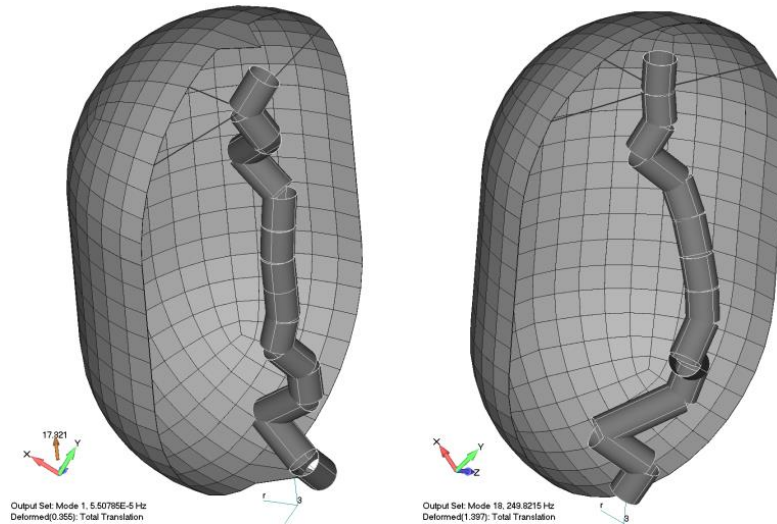


Рисунок 2.6 – Первый (слева, тон твёрдого тела) и 18-й (справа, упругий тон) тона колебаний модели при свободных граничных условиях

Аналогичный эффект наблюдается и при расчёте собственных частот и форм колебаний с другими граничными условиями (на рисунке 2.7 показан вид форм колебаний при граничных условиях, соответствующих закреплению стыка нижнего днища бака с обечайкой по всем степеням свободы).

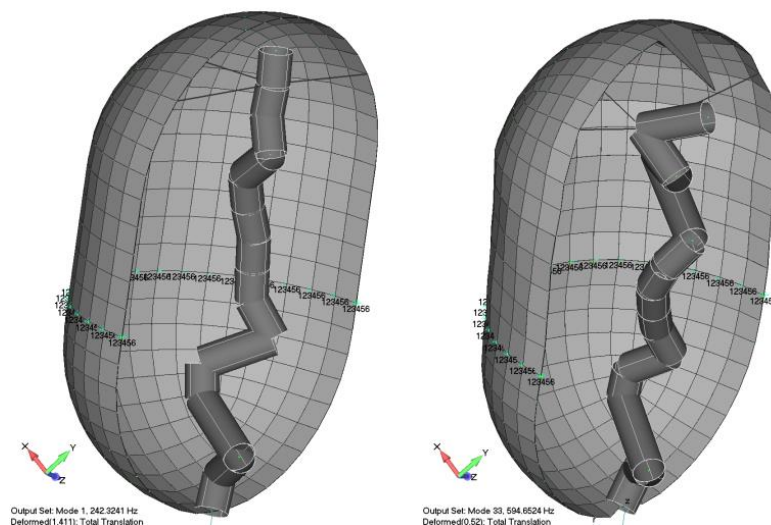


Рисунок 2.7 – Первый (слева) и 33-й (справа) упругие тона колебаний модели при закреплении стыка нижнего днища с обечайкой по всем степеням свободы

Как видно из рисунков 2.6 – 2.7, наличие в модели узлов, лежащих на оси цилиндрической СК, являющейся их системой координат вывода (*output*), приводит к очевидно нефизичным результатам в этих узлах при решении задачи о нахождении собственных частот и форм колебаний конструкции.

Такие неточности в расчётах, как и ожидалось, приводят к некорректному определению перемещений этих узлов, а также силовых факторов и напряжений в соответствующих элементах. Для примера на рисунке 2.8 приведены результаты расчёта перемещений и НДС в элементах тоннельной трубы при действии постоянной гравитационной нагрузки. Граничные условия соответствуют закреплению стыка нижнего днища бака с обечайкой по всем степеням свободы.

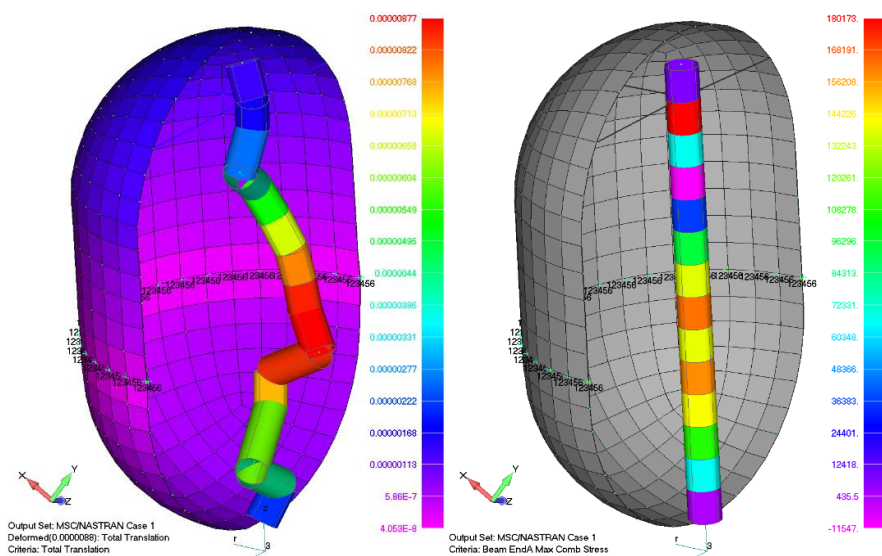


Рисунок 2.8 – Перемещения (слева) и НДС (справа) в тоннельной трубе при действии постоянной гравитационной нагрузки

Существует несколько путей, позволяющих избежать описанного эффекта:

- Можно задать в качестве системы координат вывода (*output*) для узлов, лежащих на оси Z ($R = 0$) цилиндрической системы координат, любую декартову прямоугольную систему координат.
- Если узел принадлежит нескольким элементам типа PLATE (как на полюсе верхнего днища в рассмотренном примере), можно «выколоть» его по схеме, представленной на рисунке 2.9.
- Также можно сместить узел на небольшое расстояние от оси цилиндрической СК. В рассмотренном примере смещение от оси всего на 10^{-6} м позволило получить корректный вид собственных форм колебаний КЭ-модели.

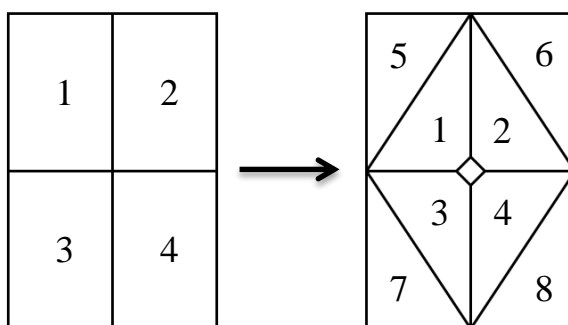


Рисунок 2.9 – Схема «выкалывания» узла на оси цилиндрической СК

Таким образом, при использовании полярных СК при КЭ-моделировании важно учитывать особенности, описанные в этом подразделе.

2.3. Особенности построения балочных моделей с использованием механических аналогов, моделирующих гидроупругие колебания баков с топливом

В ракетно-космической технике механические аналоги широко применяются для конденсации сложных пространственных подконструкций с целью включения их в упрощённые балочные модели конструкций [80 – 82 и др.]. Механические аналоги используются для моделирования динамического поведения сложных систем и анализа нагрузок на такие системы, а также анализа динамики и устойчивости движения РН [12, 14, 35, 83 и др.].

В частности, включение в динамические модели механических аналогов применяется для учёта волновых и гидроупругих колебаний жидкого топлива в баках РН при расчёте нагрузок. Поверхностные волновые движения топлива при поперечных колебаниях РН, как правило, слабо влияют на нагрузки. Вместе с тем, для корректности они также могут быть учтены путём включения в динамическую модель соответствующих осцилляторов или маятников [84 – 87].

Гидроупругие колебания топливных баков существенно влияют на продольные нагрузки РН, поэтому они обязательно должны учитываться в расчётах динамических нагрузок при включении и выключении ДУ. Одним из важных практических применений представленной в разделе 1.2 методики может быть оценка пульсаций тяги высотного ДУ, связанных с продольными

гидроупругими колебаниями топливных баков, по данным ТМИ на стационарном участке полёта (см. рисунок 2.10).

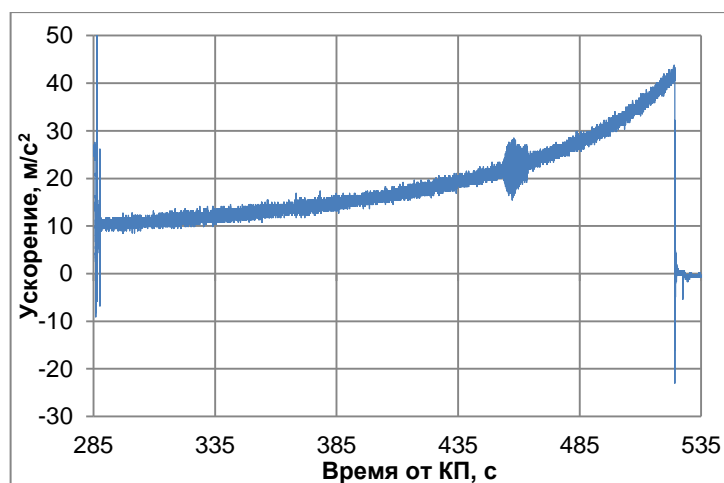


Рисунок 2.10 – Осевое ускорение при выведении типового КА на этапе работы высотной ступени РН. Увеличение уровней перегрузок на 450 – 460 секундах

Для учёта жидкого топлива эффективно применяется метод виртуальных масс, использующий потенциал простого слоя, встроенный в программный комплекс для КЭ-моделирования. Этот подход позволяет с хорошей точностью описать гидроупругие колебания баков с жидкостью [88].

2.3.1. Особенности расчётного определения параметров механических аналогов

При использовании метода виртуальных масс жидкость представляется как совокупность виртуальных точечных источников, воздействующих на смоченную поверхность конструкции. При этом жидкость считается идеальной, то есть несжимаемой, безвихревой и невязкой. Перемещения жидкости и деформации конструкции считаются малыми. Запишем базовые соотношения, используемые при решении этой задачи [89]. Движение такой жидкости внутри упругой оболочки описывается уравнением Лапласа, в котором потенциал скоростей Φ удовлетворяет уравнению:

$$\nabla^2 \Phi = 0. \quad (2.10)$$

На смоченной поверхности конструкции имеют место краевые условия

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\partial \Phi}{\partial n}, \quad (2.11)$$

где w – нормальное перемещение точек смоченной поверхности, а \vec{n} – вектор нормали к поверхности (см. рисунок 2.11).

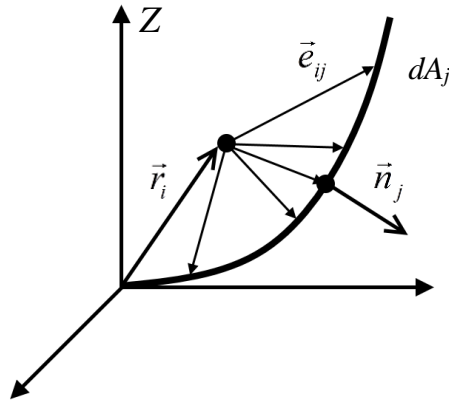


Рисунок 2.11 – Элемент жидкости в методе виртуальных масс

Если σ_j – точечный источник жидкости, расположенный в точке с радиус-вектором \vec{r}_j и действующий на поверхность A_j (с учётом нормали к поверхности), то потенциал скоростей Φ_j в точке с радиус-вектором \vec{r}_i определяется следующим образом:

$$\Phi_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\sigma_j \vec{e}_{ij}}{|\vec{r}_i - \vec{r}_j|} dA_j, \quad (2.12)$$

где \vec{e}_{ij} – единичный вектор, направленный из точки j в точку i (см. рисунок 2.11).

Тогда скорость u_i в точке i :

$$u_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\sigma_j \vec{e}_{ij}}{|\vec{r}_i - \vec{r}_j|^2} dA_j. \quad (2.13)$$

Давление жидкости в каждой точке определяется следующим образом:

$$p_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\rho \dot{\sigma}_j \vec{e}_{ij}}{|\vec{r}_i - \vec{r}_j|} dA_j, \quad (2.14)$$

где ρ – плотность жидкости.

С использованием соотношения для давления (2.14) определяются перемещения оболочки w через поверхностную плотность источников (производную плотности). Приравнявая затем нормальную скорость оболочки к нормальной скорости жидкости на смоченной поверхности (2.13), приходим к

задаче о собственных значениях относительно вектора поверхностной плотности источников.

Сформированная матрица масс виртуальной жидкости является заполненной, что существенно влияет на время проведения расчётов.

Для задания смоченной жидкостью поверхности в МКЭ достаточно указать смоченные элементы, а также высоту свободной поверхности и плотность виртуальной жидкости. В результате расчёта определяются частоты и эффективные массы колебаний конструкции с топливом в продольном направлении, которые задают характеристики эквивалентных осцилляторов.

При попытке проведения расчётов с использованием пространственной динамической модели типовой ступени РН, построенной в соответствии с рекомендациями в разделе 2.2, оказалось, что время проведения расчётов с использованием мощного стационарного персонального компьютера (ПК) превышает сутки.

В связи с этим была проведена оценка зависимости времени расчёта и точности решения от степени дискретизации КЭ-разбиения [58, 59]. Для этого для типового бака РН был проведён расчёт частот и эффективных масс первого и второго гидроупругого (ГУ) тона колебаний при трёх различных заправках – полной (начало работы ступени), половинной (середина работы ступени) и почти пустой (конец работы ступени), – и восьми вариантах мелкости разбиения.

Некоторые из КЭ-моделей бака показаны на рисунке 2.12.

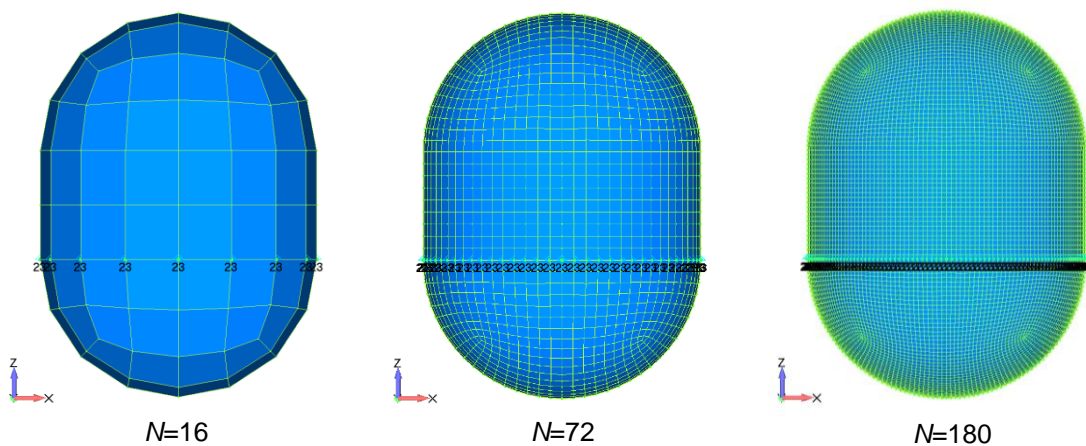


Рисунок 2.12 – некоторые КЭ модели баков, использованные для расчёта (N – число элементов по окружности обечайки)

На рисунке 2.13 представлена зависимость частоты и эффективной массы первого гидроупругого тона колебаний от степени дискретизации модели для различных заправок.

На рисунке 2.14 представлены графики зависимости времени расчёта (t) и кубического корня от времени расчёта ($\sqrt[3]{t}$) от числа смоченных элементов для различных заправок, а также аппроксимирующие кривые для этих зависимостей.

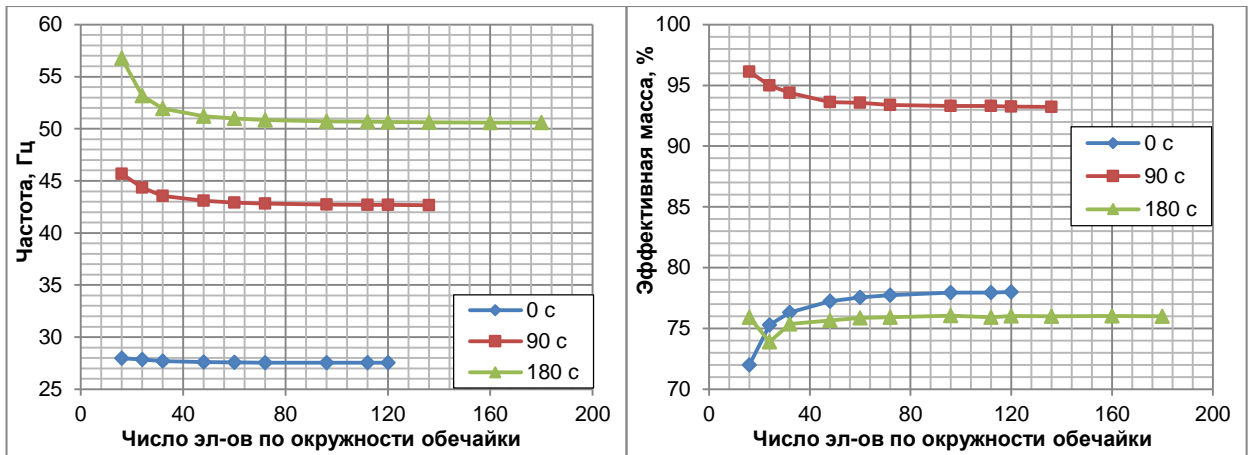


Рисунок 2.13 – Частоты и эффективные массы первого продольного ГУ тона колебаний бака в зависимости от степени дискретизации модели

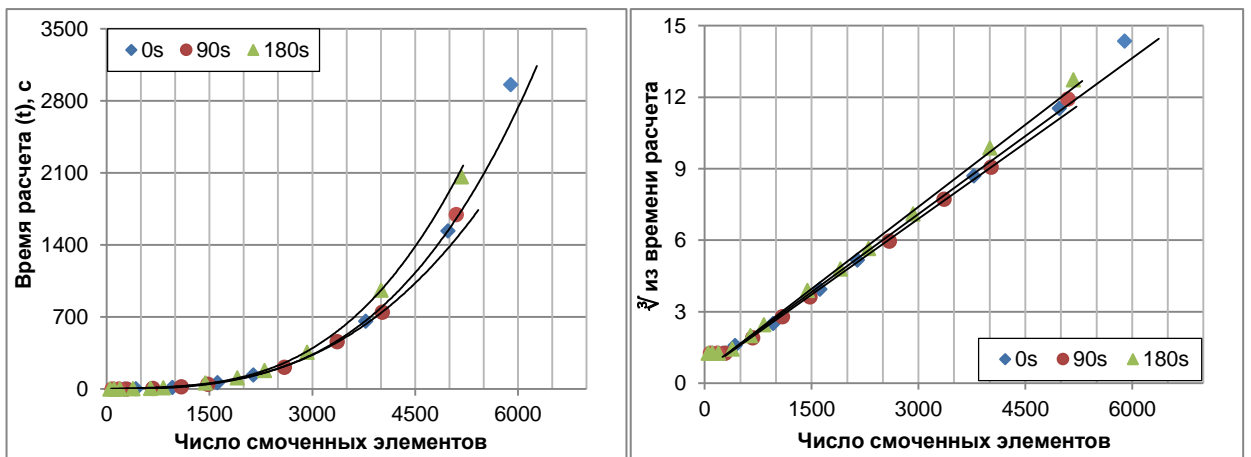


Рисунок 2.14 – Зависимость времени расчёта (слева) и $\sqrt[3]{t}$ из него (справа) от числа смоченных элементов для различных заправок

Результаты расчётов показывают, что при решении задачи о собственных значениях методом виртуальных масс время расчёта определяется количеством смоченных элементов. При этом время расчёта приближённо зависит от числа смоченных элементов как n^3 .

Анализ сходимости результатов расчёта частот и эффективных масс продольных ГУ-тонов (см. рис. 2.13) показывает, что хорошей точности

результатов можно добиться уже при таком разбиении, когда число элементов по окружности цилиндрической обечайки составляет 48 – 72. Общее число элементов в модели бака при этом не превышает 2600 с характерным размером элемента ~12 – 17 см. Время расчёта тонов полностью заправленного бака при такой степени детализации модели не превышает нескольких минут даже на слабых вычислительных машинах. Дальнейшее измельчение КЭ сетки с целью получения более точного решения нецелесообразно, поскольку это существенно увеличивает время расчёта (см. рис 2.14).

Таким образом, проведённый анализ метода виртуальных масс показал, что поскольку генерируемая при этом матрица масс виртуальной жидкости является полностью заполненной, рекомендуется, чтобы общее число смоченных элементов конструкции не превышало ~3000. Это, с одной стороны, обеспечит достаточную точность решения, а с другой – позволит проводить расчёты без существенных затрат времени и ресурсов ПК.

2.3.2. Учёт активных сил, действующих на подсистемы, моделируемые механическими аналогами

Для моделирования динамических процессов при наборе и спаде тяги ДУ, при работе ДУ на активном участке полёта, в штатных и нештатных ситуациях с использованием механических аналогов топливных баков необходимо:

- обеспечить эквивалентность расчётной модели с механическими аналогами по массово-инерционным и динамическим характеристикам исследуемому объекту;
- обеспечить корректность задания внешних активных сил на набор аналогов (осцилляторов), моделирующих динамику подконструкции.

В частности, подобная ситуация возникает при построении механических аналогов топливных баков, к нижнему днищу которых через ферменную конструкцию и шпангоут присоединена двигательная установка (активной силой является тяга).

В конечноэлементной постановке уравнение движения осесимметричной

подконструкции, кинематически возбуждаемой в направлении оси симметрии через жёсткий шпангоут или плоское балочное сечение, перпендикулярное оси симметрии, по закону

$$\tilde{x}_1 = u_0(t), \quad (2.15)$$

с использованием замены переменных

$$X = \tilde{X} - eu_0(t), \quad (2.16)$$

представляется в виде [15]

$$M\ddot{X} + KX = -Me\ddot{u}_0 + f(t), \quad (2.17)$$

где M и K – матрицы масс и жесткостей, $f(t)$ – вектор внешних сил, $\tilde{X} = (\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \dots, \tilde{x}_n)^T$ – вектор обобщённых координат, вектор $e = [e_1 \ 0]^T$, где e_1 – блочный подвектор, компонентами которого являются единицы, соответствующие обобщённым координатам, описывающим осевое перемещение подконструкции, 0 – нулевой блочный подвектор, характеризующий остальные обобщённые координаты вектора \tilde{X} .

По существу, уравнение (2.17) описывает динамику осесимметричной системы в подвижной системе координат, которая плоскопараллельно смещается вдоль оси симметрии системы по закону $u_0(t)$. При этом выражение $-Me\ddot{u}_0$ в правой части уравнения (2.17) представляет собой осевые инерционные силы. Очевидно, что с учётом (2.16) обобщённая координата x_1 вектора X , соответствующая $\tilde{x}_1(t)$ вектора \tilde{X} (2.15), равна нулю.

Поэтому решение уравнений (2.17) будем искать с использованием собственных форм колебаний φ_j подконструкции, консольно закреплённой в этом сечении. Воспользовавшись разложением вектора X по собственным тонам колебаний консольно закреплённой подконструкции φ_j

$$X(t) = \sum_j \varphi_j T_j(t), \quad (2.18)$$

и обобщённой процедурой Галёркина [15, 35], получим следующую систему уравнений относительно обобщённых координат T_j :

$$\varphi_j^T M \varphi_j \ddot{T}_j + \varphi_j^T M \varphi_j \omega_j^2 T_j = -\varphi_j^T M e \ddot{u}_0 + \varphi_j^T f(t). \quad (2.19)$$

Очевидно, что уравнение (2.19) аналогично уравнению осциллятора, возбуждаемого за точку подвеса в направлении оси z по закону $u_0(t)$

$$m_j \ddot{z} + k_j z = -m_j \ddot{u}_0 + F_j(t), \quad (2.20)$$

здесь m_j и k_j – масса и жёсткость осциллятора, z – растяжение пружины, $F_j(t)$ – внешняя сила, действующая на осциллятор (см. рисунок 2.15).

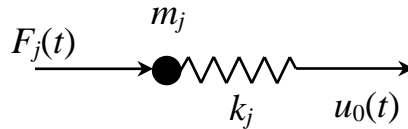


Рисунок 2.15 – Осциллятор, возбуждаемый за точку подвеса

Для полной адекватности уравнений (2.19) для обобщённых координат T_j и уравнения для осциллятора (2.20) необходимо приравнять их коэффициенты:

$$m_j = \varphi_j^T M \varphi_j, \quad k_j = \omega_j^2 \varphi_j^T M \varphi_j, \quad m_j = \varphi_j^T M e, \quad F_j(t) = \varphi_j^T f(t). \quad (2.21)$$

Из анализа соотношений (2.21) следует необходимость обеспечить равенство правых частей первого и третьего равенств:

$$\varphi_j^T M \varphi_j = \varphi_j^T M e. \quad (2.22)$$

Равенство (2.22) является ключевым для однозначного определения параметров механических аналогов; его можно обеспечить с учётом того, что собственные формы колебаний определяются с точностью до константы в виде множителя:

$$\varphi_j = C_j \tilde{\varphi}_j. \quad (2.23)$$

Поэтому, введя новые формы $\tilde{\varphi}_j$ в виде (2.23), будем иметь:

$$C_j = \frac{\tilde{\varphi}_j^T M e}{\tilde{\varphi}_j^T M \tilde{\varphi}_j}. \quad (2.24)$$

Тогда выражения (2.21) для массы осциллятора m_j , жёсткости k_j и силы $F_j(t)$ с учётом (2.22), (2.24) примут вид

$$m_j = \frac{(\tilde{\varphi}_j^T M e)^2}{\tilde{\varphi}_j^T M \tilde{\varphi}_j}, \quad k_j = m_j \omega_j^2, \quad F_j(t) = \frac{\tilde{\varphi}_j^T M e}{\tilde{\varphi}_j^T M \tilde{\varphi}_j} \tilde{\varphi}_j^T f(t). \quad (2.25)$$

Формулы (2.25) упрощаются, если в качестве базисных форм колебаний использовать нормированные по единичной массе формы $\tilde{\varphi}_j$:

$$m_j = (\tilde{\varphi}_j^T M e)^2, \quad k_j = m_j \omega_j^2, \quad F_j(t) = (\tilde{\varphi}_j^T M e) \tilde{\varphi}_j^T f(t). \quad (2.26)$$

Для обеспечения адекватности расчётной модели и реального объекта необходимо добиться эквивалентности инерционных характеристик и внешних сил модели и объекта. Можно показать, что сумма масс осцилляторов стремится к физической массе объекта [60]. Для этого представим разложение векторов e и e^T в обобщённый ряд Фурье по собственным формам колебаний $\tilde{\varphi}_j$ подсистемы:

$$e = \sum_k (\tilde{\varphi}_k^T M e) \tilde{\varphi}_k, \quad e^T = \sum_j (\tilde{\varphi}_j^T M e) \tilde{\varphi}_j^T. \quad (2.27)$$

Тогда выражение для физической массы системы μ можно вычислить как:

$$\mu = e^T M e = \sum_{j,k} (\tilde{\varphi}_j^T M e) (\tilde{\varphi}_k^T M e) (\tilde{\varphi}_k^T M \tilde{\varphi}_j). \quad (2.28)$$

С учётом ортогональности и нормировки форм колебаний, в двойной сумме (2.28) сохранятся только члены, в которых $k = j$, следовательно:

$$\mu = \sum_j (\tilde{\varphi}_j^T M e)^2 = \sum_j m_j. \quad (2.29)$$

Покажем, что сумма обобщённых сил, действующих на осцилляторы, равна физической силе, действующей на конденсируемый объект в осевом направлении. Для этого умножим справа обе части выражения для вектора e^T (2.27) на вектор внешних осевых сил $f(t)$, приложенный к конденсируемому объекту. В результате чего получится следующее скалярное равенство:

$$e^T f(t) = \sum_j (\tilde{\varphi}_j^T M e) \tilde{\varphi}_j^T f(t). \quad (2.30)$$

Скалярная величина в левой части равенства (2.30) в соответствии со структурой вектора e представляет собой сумму всех внешних сил F^{EXT} , действующих на подсистему в осевом направлении. Скалярная величина в правой части (2.30) в соответствии с третьей формулой (2.26) является суммой обобщённых сил $F_j(t)$, действующих на осцилляторы. Таким образом, подтверждается равенство суммы обобщённых сил, приложенных к осцилляторам, суммарной силе, действующей на подсистему в осевом направлении:

$$F^{EXT}(t) = \sum_j F_j. \quad (2.31)$$

Представляет интерес формирование обобщённых сил $F_j(t)$ для осцилляторов, моделирующих колебания баков с топливом в тех случаях, когда двигатель крепится через ферменную конструкцию и шпангоут к нижнему днищу бака (см. рис. 2.16). Как правило, продольные гидроупругие колебания топливных баков моделируются несколькими осцилляторами, соответствующими низшим парциальным тонам колебаний бака с жидкостью, закреплёнными за нижний шпангоут.

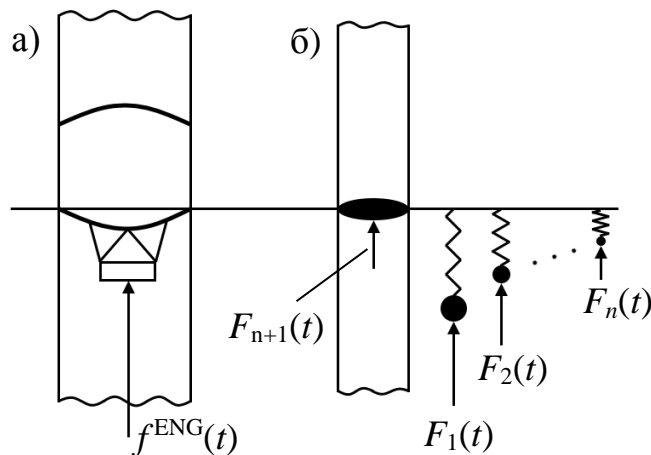


Рисунок 2.16 – Топливный бак с присоединённым двигателем (слева) и моделирующие его механические аналоги и приведённые силы (справа)

Параметры этих осцилляторов определяются первыми двумя формулами в (2.26). Учёт трёх осцилляторов обычно обеспечивает сходимость массовых характеристик топливных баков порядка 85 – 90% от их физической массы. Недостающая масса бака компенсируется присоединённой массой в зоне нижнего шпангоута. В случае топливного бака с присоединённым к его днищу двигателем (рисунок 2.16а) при действии только осевой силы тяги $f^{ENG}(t)$ от ДУ обобщённые силы, действующие на осцилляторы, в соответствии с (2.26) примут вид:

$$F_j(t) = (\tilde{\varphi}_j^T Me) \tilde{\varphi}_j^T f(t) = (\tilde{\varphi}_j^T Me) \tilde{\varphi}_j^{ENG} f^{ENG}(t), \quad (2.32)$$

где $\tilde{\varphi}_j^{ENG}$ – осевое перемещение двигателя по j -ой форме парциальных колебаний топливного бака с закреплённым на нем двигателем.

Входящее в (2.32) произведение $\tilde{\varphi}_j^T Me$ в соответствии с первым равенством (2.26) связано с массой соответствующего осциллятора:

$$\left| (\tilde{\varphi}_j^T Me) \right| = \sqrt{m_j}. \quad (2.33)$$

Таким образом, обобщённые силы $F_j(t)$, действующие на осцилляторы (рисунок 2.16б), примут следующий окончательный вид:

$$F_j(t) = f^{\text{ENG}}(t) \cdot \lambda_j, \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (2.34)$$

где n – число учитываемых собственных форм колебаний, а λ_j – безразмерные коэффициенты:

$$\lambda_j = (\tilde{\varphi}_j^T Me) \cdot \tilde{\varphi}_j^{\text{ENG}}. \quad (2.35)$$

Более наглядно тот факт, что коэффициенты λ_j являются безразмерными, следует из формулы (2.25), в которой используются ненормированные по единичной массе формы колебаний.

Из равенства (2.31) с учётом (2.34), (2.35) вытекает очевидное равенство для коэффициентов λ_j

$$\sum_j (\tilde{\varphi}_j^T Me) \cdot \tilde{\varphi}_j^{\text{ENG}} = \sum_j \lambda_j = 1. \quad (2.36)$$

Если сумма коэффициентов $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ приближается к единице, недостающая часть силы

$$F_{n+1}(t) = f^{\text{ENG}}(t) \cdot \lambda_{n+1}, \quad \lambda_{n+1} = 1 - \sum_{j=1}^n \lambda_j \quad (2.37)$$

должна быть приложена к нижнему шпангоуту бака.

Таким образом, получены формульные выражения для учёта активных сил, действующих на подсистемы, моделируемые механическими аналогами.

Для проверки полученных выражений была разработана КЭ-модель типового бака РН, к нижнему днищу которого на ферме прикреплен двигатель. Днища бака полусферические, между ними гладкая цилиндрическая обечайка. К стыку нижнего днища с обечайкой присоединена юбка бака. ДУ в модели представлена в виде сосредоточенной массы и моментов инерции. КЭ-модель состоит преимущественно из элементов типа PLATE и BEAM.

Для моделирования жидкого топлива использовался метод виртуальных масс, встроенный в MSC Nastran [89].

Масса топлива составляла ~ 11 тонн, сухая масса конструкции ~ 1 тонны. Было разработано три КЭ-модели, в которых жёсткость фермы ДУ варьировалась таким образом, что:

1. Частота продольного тона подвески ДУ примерно совпадает с частотой первого гидроупругого тона бака с топливом (далее – «модель 1»);
2. Частота продольного тона подвески ДУ лежит между частотами первого и второго тона гидроупругих колебаний бака (далее – «модель 2»);
3. Частота продольного тона подвески ДУ выше частот первых трёх гидроупругого тонов колебаний бака (далее – «модель 3»).

Внешний вид КЭ-модели бака показан на рисунке 2.17.

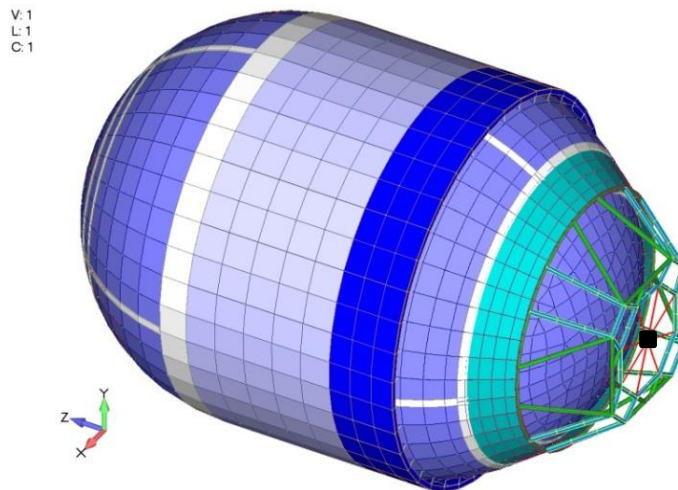


Рисунок 2.17 – КЭ-модель топливного бака с присоединённым ДУ

Общее число смоченных элементов в модели составило ~1200, всего в модели присутствует порядка 2000 элементов и 1650 узлов. Такая КЭ-схематизация обеспечивает хорошее качество расчётов при небольших затратах компьютерных ресурсов [58].

Для всех моделей был проведён расчёт собственных частот и форм колебаний в частотном диапазоне до 150 Гц. Граничные условия соответствовали закреплению центрального узла шпангоута промежуточного отсека по шести степеням свободы. Центральный узел связан со шпангоутом при помощи жёсткого элемента (RBE2).

По результатам расчётов для всех моделей были проверены:

- сходимость суммы коэффициентов λ_j к единице (2.36);
- совпадение модуля величины $\tilde{\varphi}_j^T Me$ с корнем из рассчитанной эффективной массы тонов с точностью до знака (2.33);

Определение величин $\tilde{\varphi}_j^T Me$ было встроено в последовательность расчёта собственных частот и форм колебаний, для чего был разработан модуль на языке DMAR. Результаты расчётов, параметры эквивалентных осцилляторов и коэффициенты λ_j на силовое воздействие $f^{\text{ENG}}(t)$ приведены в таблице 2.1 (приведены только тона с ненулевой осевой эффективной массой).

Таблица 2.1 – Параметры эквивалентных продольных осцилляторов и коэффициенты K_j на силовое воздействие $f^{\text{ДУ}}(t)$

Модель 1								
№	f , Гц	$\tilde{\varphi}_j^T Me$	$(\tilde{\varphi}_j^T Me)^2$	m_j , кг	m_j , %	$\tilde{\varphi}_j^{\text{ENG}}$	k_j , Н/м	λ_j
5 ⁽¹⁾	32.82	-95.4863	9117.62	9117.62	76.65	-2.0955E-2	3.877E+8	2.000925
10 ^(ENG)	34.07	-21.9725	482.79	482.79	4.06	3.8481E-2	2.213E+7	-0.845528
35 ⁽²⁾	61.29	-36.4134	1325.93	1325.93	11.15	5.2629E-3	1.966E+8	-0.191639
40 ⁽³⁾	82.65	24.5859	604.47	604.47	5.08	1.2210E-3	1.630E+8	0.030020
			100 – $\sum m_j$, %		3.06		1 – $\sum \lambda_j$	0.006222
Модель 2								
№	f , Гц	$\tilde{\varphi}_j^T Me$	$(\tilde{\varphi}_j^T Me)^2$	m_j , кг	m_j , %	$\tilde{\varphi}_j^{\text{ENG}}$	k_j , Н/м	λ_j
5 ⁽¹⁾	33.04	96.6420	9339.67	9339.67	78.51	4.4267E-3	4.025E+8	0.427809
20 ^(ENG)	39.63	-18.9114	357.64	357.64	3.01	-4.3085E-2	2.217E+7	0.814799
35 ⁽²⁾	62.95	-34.7431	1207.08	1207.08	10.15	8.5406E-3	1.888E+8	-0.296726
40 ⁽³⁾	82.74	24.5227	601.36	601.36	5.06	1.8993E-3	1.625E+8	0.046577
			100 – $\sum m_j$, %		3.27		1 – $\sum \lambda_j$	0.007541
Модель 3								
№	f , Гц	$\tilde{\varphi}_j^T Me$	$(\tilde{\varphi}_j^T Me)^2$	m_j , кг	m_j , %	$\tilde{\varphi}_j^{\text{ENG}}$	k_j , Н/м	λ_j
5 ⁽¹⁾	33.07	95.4825	9116.91	9116.91	76.64	1.5758E-3	3.937E+8	0.150460
30 ⁽²⁾	57.56	41.1706	1695.02	1695.02	14.25	1.5472E-2	2.217E+8	0.636981
36 ⁽³⁾	81.35	-24.6895	609.57	609.57	5.12	9.5047E-3	1.593E+8	-0.234667
64	100.83	6.9373	48.13	48.13	0.40	5.4932E-3	1.931E+7	0.038108
69	105.04	-2.9116	8.48	8.48	0.07	-2.2248E-2	3.693E+6	0.064776
82	122.27	5.5098	30.36	30.36	0.26	2.2340E-2	1.792E+7	0.123090
91	127.65	7.2094	51.98	51.98	0.44	1.7306E-2	3.343E+7	0.124766
105	138.79	9.2662	85.86	85.86	0.72	7.8064E-3	6.529E+7	0.072336
			100 – $\sum m_j$, %		2.10		1 – $\sum \lambda_j$	0.024151

^{(1)–(3)} – обозначение первых трёх ГУ тонов колебаний, ^(ENG) – обозначение тона подвески ДУ. В модели 3 тон ДУ нельзя выделить точно, т.к. он смешивается с ГУ-тонами

Из таблицы 2.1 видно, что квадрат величины $\tilde{\varphi}_j^T M e$ (4-й столбец) совпадает с эффективной массой m_j соответствующего тона (5-й столбец).

При выборе достаточного числа тонов сумма коэффициентов λ_j сходится к единице. Однако, эти коэффициенты могут быть отрицательными, они не пропорциональны эффективной массе тонов и их сходимость не связана со сходимостью по эффективной массе. Например, в модели 3 сумма коэффициентов по первым трём гидроупругим тонам, имеющим суммарную эффективную массу более 95%, составляет 0.55. А величины коэффициентов λ_5 и λ_{82} близки, хотя эффективная масса соответствующих тонов различается более чем на два порядка.

На основании таблицы 2.1 были разработаны КЭ-модели для моделирования топливного бака с использованием механических аналогов. В каждой эквивалентной модели к закреплённому по всем степеням интерфейсному узлу присоединяется несколько осцилляторов с осевой жёсткостью k_j и массой m_j , в каждый из которых приложена сила $\lambda_j \cdot f^{\text{ENG}}(t)$. Недостающая часть силы приложена в узел интерфейса. Для модели 3 было сделано две эквивалентные модели, в одной из которых учтено только два первых осциллятора, а во второй – все восемь. Для оценки адекватности моделей была решена следующая задача.

Для каждой из трёх моделей был проведён расчёт усилий в заделке (узел в центре шпангоута юбки бака) во временной области при спаде тяги ДУ с некоторого уровня до нуля по закону $f^{\text{ENG}}(t)$. В качестве закона спада тяги была выбрана реальная циклограмма выключения ДУ. Такая постановка задачи соответствует ОСИ двигателя. Были определены усилия в заделке по моделям с механическими аналогами и проведено сравнение с результатами, полученными по полным физическим моделям.

На рисунке 2.18 сверху приведено сравнение усилия в заделке, определённого по полной модели бака и модели с механическими аналогами, для моделей 1 и 2. На рисунке 2.18 снизу приведено сравнение усилий, рассчитанных по полной модели 3 бака и моделям с 2 и 8 механическими аналогами.

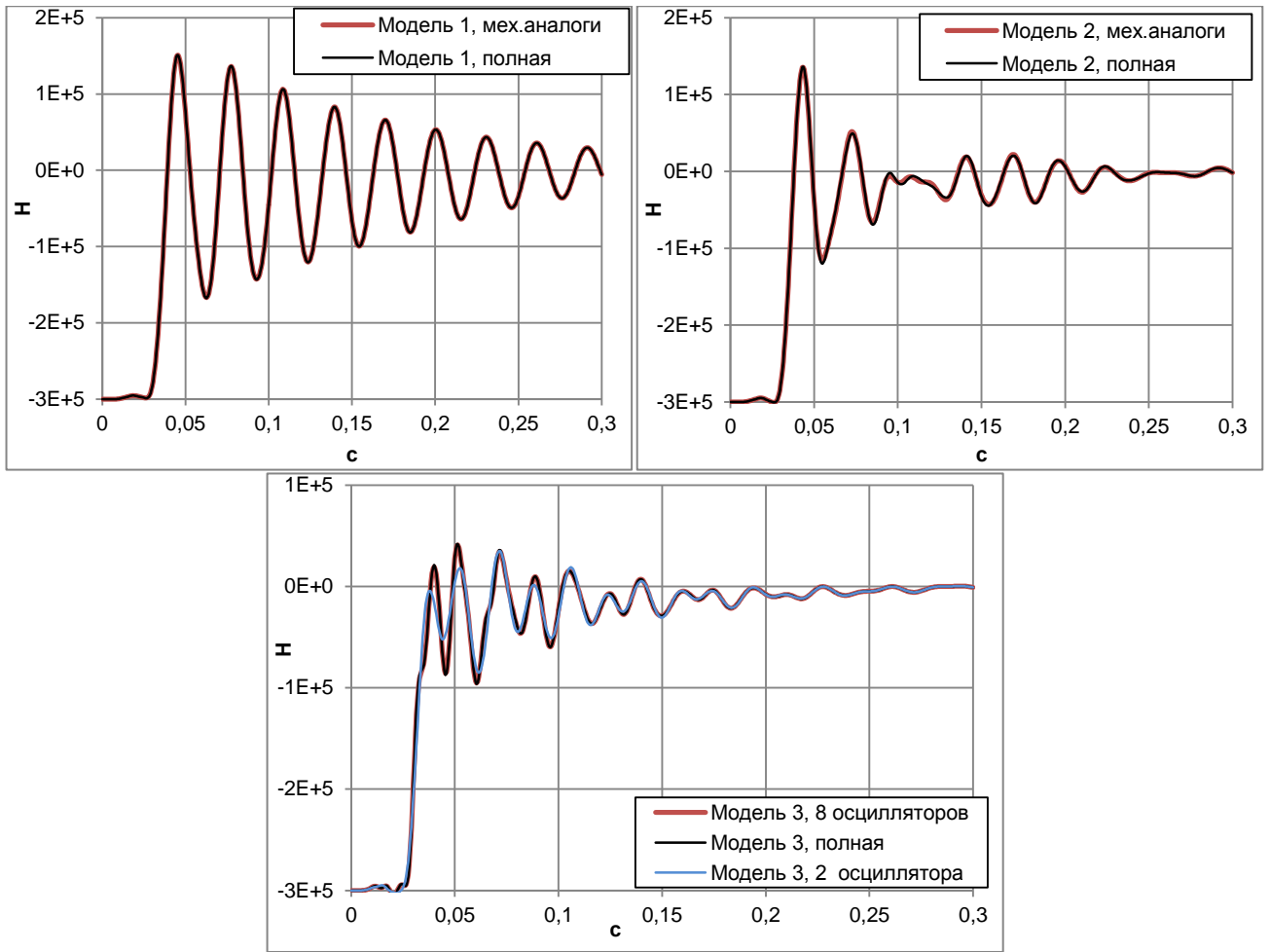


Рисунок 2.18 – Сравнение усилий в заделке по полным моделям и моделям, содержащим механические аналоги. Сверху – модели 1 и 2, снизу – модель 3

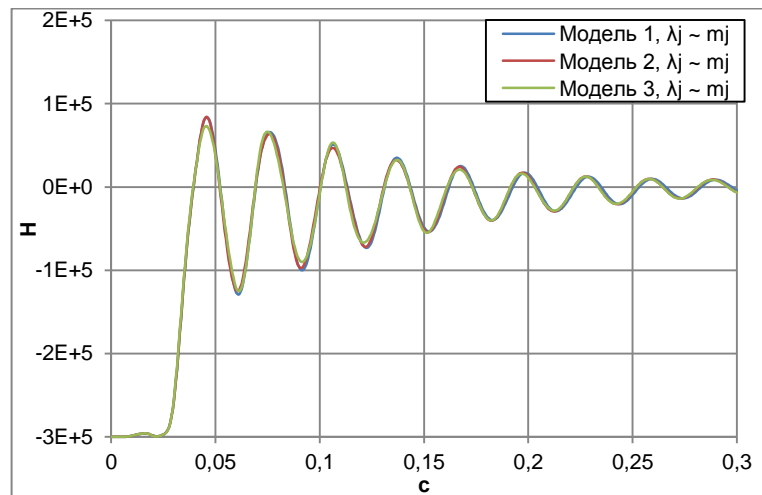


Рисунок 2.19 – Усилия в заделке, определённые по КЭ-моделям бака с механическими аналогами, у которых λ_j пропорционально M_j

Также были рассчитаны усилия в заделке по моделям, включающим механические аналоги, при задании коэффициентов на силовые воздействия пропорционально эффективной массе тонов колебаний. Эти усилия оказались

примерно одинаковыми для всех моделей и далеки от реальных, поскольку они определяются преимущественно одним осциллятором с эффективной массой $\sim 75\%$ (см. рисунок 2.19). Этот график указывает на некорректность задания обобщённых сил на осцилляторы пропорционально их массам.

Предложенная методика позволяет задать внешние силовые воздействия на механические аналоги таким образом, чтобы воздействие на систему, содержащую эти аналоги, было эквивалентно воздействию на реальную конструкцию. При этом должны выполняться два критерия:

- сходимость масс эквивалентных осцилляторов к общей массе топливного бака;
- сходимость суммы приложенных к осцилляторам сил к физической силе, а именно к тяге ДУ.

Таким образом, в разделе 2.3 исследованы особенности построения механических аналогов, моделирующих продольные гидроупругие колебания баков с топливом, с использованием метода конечных элементов.

Представленные в подразделе 2.3.2 результаты получены с соавторами А.И. Лиходедом, В.В. Сидоровым. На момент подачи диссертации статья готовится к публикации в журнале «Математическое моделирование».

Разработанная методика учёта активных сил может применяться для корректного задания внешних воздействий на конструкцию, моделируемую с использованием механических аналогов. Это может быть особенно важно при расчётном анализе нагрузок в процессе ОСИ двигателей, в том числе, для оценки градиентов набора и спада тяги ДУ по динамической реакции конструкции огневого стенда и испытываемого объекта, а также при анализе нагрузок на перспективные многоразовые ступени РН.

ГЛАВА 3. МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К ВИБРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОТРАБОТКЕ ИЗДЕЛИЙ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ВНЕШНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

В третьей главе проводится исследование основных подходов к определению способов и назначению режимов НЭО на нестационарные внешние воздействия разрабатываемых изделий РКТ. Как было показано в первой главе, для таких воздействий свойственны резкие смены внешнего нагружения, скачкообразное изменение механических характеристик динамических систем. Такие воздействия возникают, как правило, при переходных процессах и в ракетной технике реализуются при старте и разделении ступеней РН, в результате действия ветровых порывов, при стыковках модулей орбитальных станций, а также в различных нештатных ситуациях.

Уровень максимального динамического нагружения для таких процессов может быть достаточно высок. Для некоторых РН именно переходные процессы оказываются определяющими по уровням механических воздействий как на саму ракету-носитель, так и на полезный груз в низкочастотном (до ~100 Гц) диапазоне. Например, при выключении ДУ I ступени РН тяжёлого класса осевая перегрузка интерфейса КА может меняться от +5 g до -3 g (рисунок 3.1).

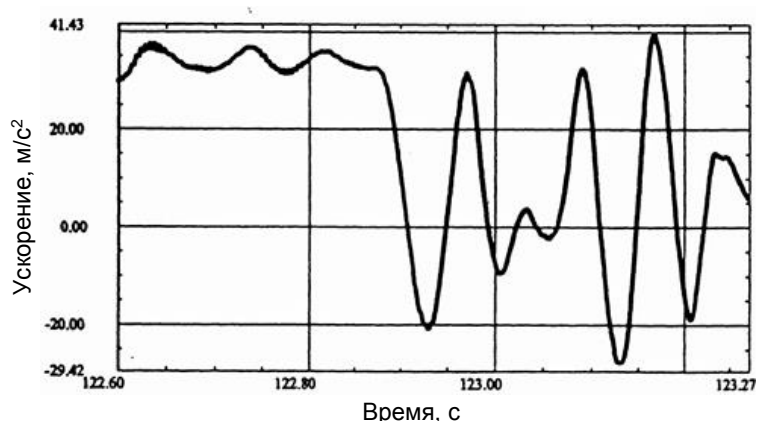


Рисунок 3.1 – Ускорение в интерфейсе КА при отделении I ступени РН тяжёлого класса

Подобные уровни перегрузок реализуются в приборном отсеке РН среднего класса при выключении ДУ III ступени (см. рисунок 1.1). Наиболее

распространённым способом обработки изделий РКТ на подобные процессы является замена нестационарного процесса на эквивалентное гармоническое нагружение с помощью вибростендов. Положительные и отрицательные стороны этого подхода будут рассмотрены далее в разделе 3.3.

Определение эквивалентной гармонической вибрации (ESV) проводится на дискретном наборе частот $f = f_1 \dots f_n, n \in \mathbb{N}$ и базируется на расчёте ударного спектра (SRS) от переходного процесса и его делении на добротность Q :

$$\text{ESV}(f) = \frac{\text{SRS}(f)}{Q} \quad (3.1)$$

Остановимся коротко на алгоритме определения ударного спектра от кинематического параметра (как правило – ускорения) $A(t)$. Предположим, что к узлу модели конструкции присоединён набор одноступенных осцилляторов с различными резонансными частотами $f = f_1 \dots f_n, n \in \mathbb{N}$ и одинаковым модальным демпфированием. С использованием в качестве внешнего возбуждения узла крепления осцилляторов временной зависимости ускорения $A(t)$ определяется максимальная амплитуда отклика каждого осциллятора [90, 91]. Затем строится график зависимости этого отклика от частоты осциллятора. Эта схема показана на рисунке 3.2. Зачастую этапы расчёта повторяются для различных величин демпфирования, в результате чего получается семейство ударных спектров.

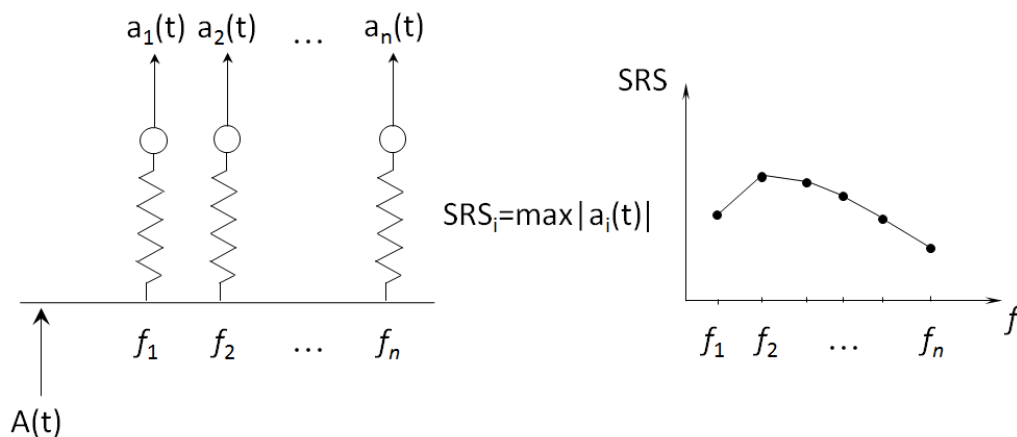


Рисунок 3.2 – Схема определения ударного спектра

Многие современные программные комплексы имеют в своём составе встроенные процедуры для определения ударных спектров. Например, в некоторых из них расчёт ударного спектра является своего рода

постпроцессорной обработкой результатов расчёта динамической реакции конструкции. Однако, при использовании готовых решений в составе программных пакетов существуют некоторые ограничения и особенности:

- шаг интегрирования по времени должен оставаться постоянным во время всего расчёта;
- для определения ударного спектра начальные условия полагаются нулевыми;
- необходимо применять меры по исключению движения конструкции как твёрдого тела.

Таким образом, встроенные алгоритмы определения ударного спектра дают хорошие результаты только для центрированных процессов с нулевыми начальными условиями и достаточно мелким шагом по времени. В иных случаях автоматическое применение встроенных алгоритмов может приводить к значительным погрешностям.

Как видно из первой главы, реальные переходные процессы зачастую характеризуются наличием квазистатической перегрузки весьма высокого уровня в начальный момент времени или после выхода на режим (при старте). Кроме того, записи, полученные по данным ТМИ, могут обладать ярко выраженной дискретностью.

Учитывая вышеизложенное, становится понятна необходимость разработки собственных алгоритмов и программных средств для определения уровней эквивалентной гармонической вибрации.

3.1. Принцип построения спектра ударного нагружения, эквивалентного воздействию на конструкцию при произвольном переходном процессе

На сегодняшний день в нашей отрасли существует несколько подходов к построению ударного спектра от переходных процессов при наличии в них квазистатической перегрузки.

Один из подходов заключается в исключении квазистатической составляющей из переходного процесса путём разделения его на две части в произвольной точке (например – в окрестности первого пересечения с осью абсцисс) и определении ударного спектра только по правой половине процесса. Как показывает опыт, при таком «разрезании» процесса возможно возникновение значительных погрешностей в оценке ударных спектров как по уровням, так и по частотному составу.

Второй подход основывается на добавлении ко всему процессу постоянной величины, равной значению в начальный момент времени, взятому с обратным знаком. В результате осуществляется «перенос» всего процесса вдоль оси ординат на некоторую постоянную величину таким образом, что начальные условия обнуляются. Существует также подход, при котором расчёт ударного спектра проводится по записанному процессу вне зависимости от того, какая квазистатическая составляющая в нем содержится. В результате применения этих подходов в ударном спектре на всех частотах присутствует составляющая, связанная с наличием квазистатической перегрузки.

Как известно, отработка конструкций РКТ на квазистатическую перегрузку осуществляется отдельно, как на линейную нагрузку [35]. Обычно она проводится при статических испытаниях или при испытаниях на центрифуге. Поэтому квазистатическое ускорение необходимо каким-то способом выделять из зависимости полного ускорения от времени.

Необходимо иметь в виду, что при постановке задачи о динамическом нагружении и последующей обработке переходного процесса возможны два случая:

1. Рассматривается расчётная математическая модель нагружения, когда задаётся масса конструкции и закон изменения тяги или иного внешнего воздействия (например, ветрового порыва).
2. Проводится обработка лётных данных, когда неизвестен закон изменения внешнего воздействия.

Понятно, что в первом случае возможно явное выделение квазистатической перегрузки $A(t) = F(t)/M$. Однако следует учитывать, что такое выделение зачастую приводит к оценке чисто динамической составляющей не в запас, поскольку не учитывается отклик осцилляторов на изломах вычитаемой квазистатической перегрузки.

Была проведена оценка влияния этого эффекта для типового переходного процесса и некоторого модельного процесса, представленных на рисунке 3.3 слева и справа соответственно. Для построения модельного процесса к квазистатической составляющей (ломаной линии) были добавлены три гармонических затухающих сигнала с частотами 20, 35 и 75 Гц соответственно.

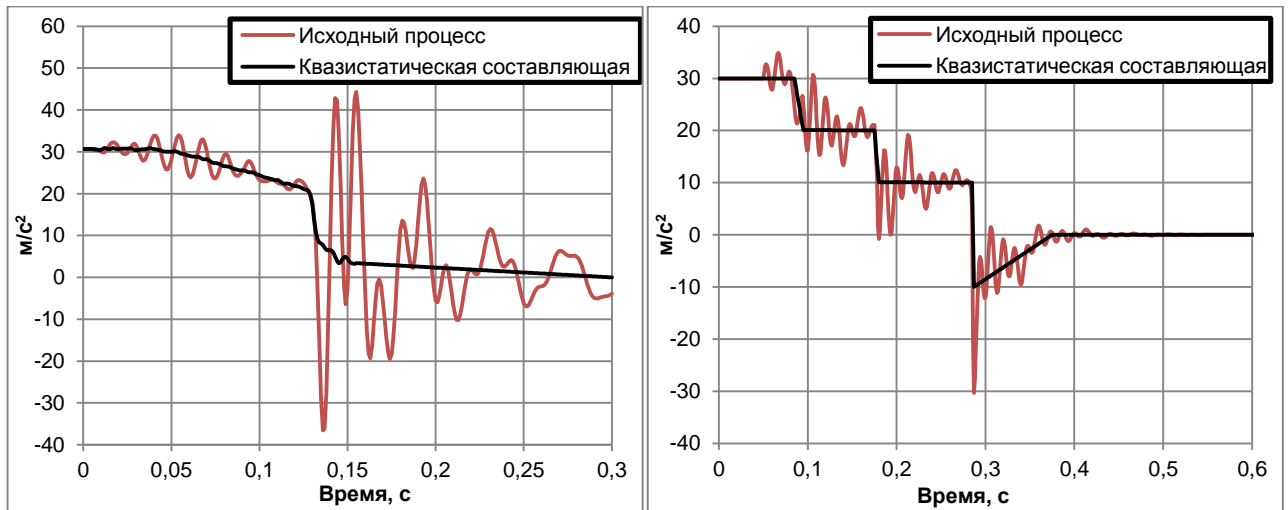


Рисунок 3.3 – Типовой (слева) и модельный (справа) переходные процессы и их квазистатическая составляющая F/M

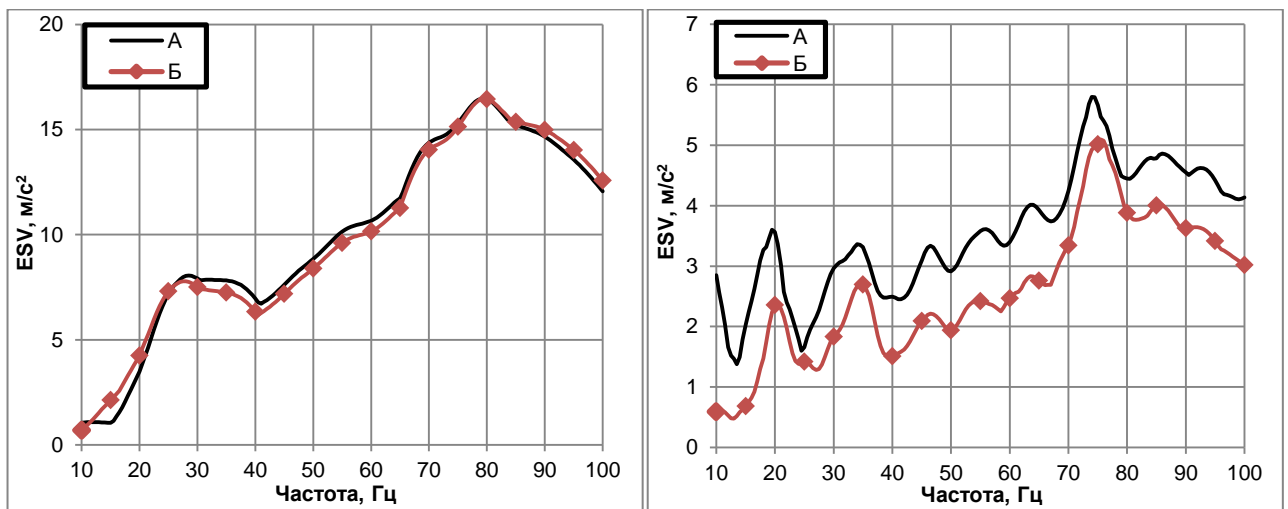


Рисунок 3.4 – Эквивалентная вибрация после выделения квазистатики F/M для типового (слева) и модельного (справа) переходных процессов (А – с добавлением дополнительной динамики от квазистатики, Б – без неё)

На рисунке 3.4 приведено сравнение рассчитанной эквивалентной гармонической вибрации с добавлением дополнительной динамики и без неё для типового переходного процесса (слева) и модельного переходного процесса (справа).

Во втором случае, когда закон изменения $A(t)$ неизвестен, единственным способом представляется применение низкочастотного (НЧ) фильтра к временной зависимости ускорения. Результаты выделения низкочастотной составляющей из типового переходного процесса показаны на рисунке 3.5.

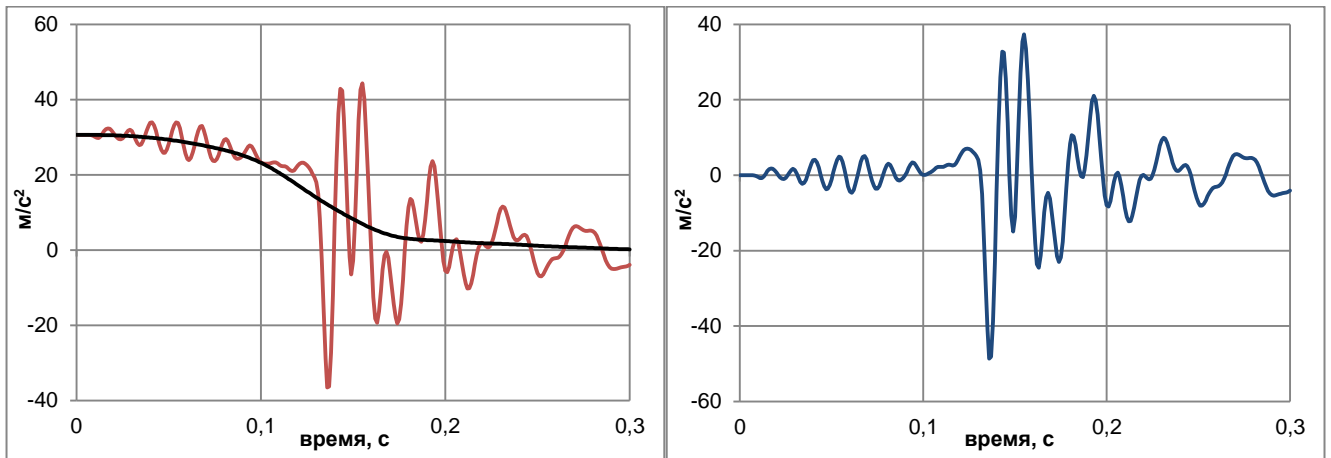


Рисунок 3.5 – Исходный процесс, НЧ-составляющая и динамическая часть

На рисунке 3.6 представлен сравнительный анализ результатов расчёта амплитуды эквивалентной синусоидальной вибрации типового переходного процесса без добавления дополнительной динамики от НЧ-составляющей и с добавлением этой динамики. Величина добротности принималась равной $Q=10$, рассматривался частотный диапазон 10 – 100 Гц.

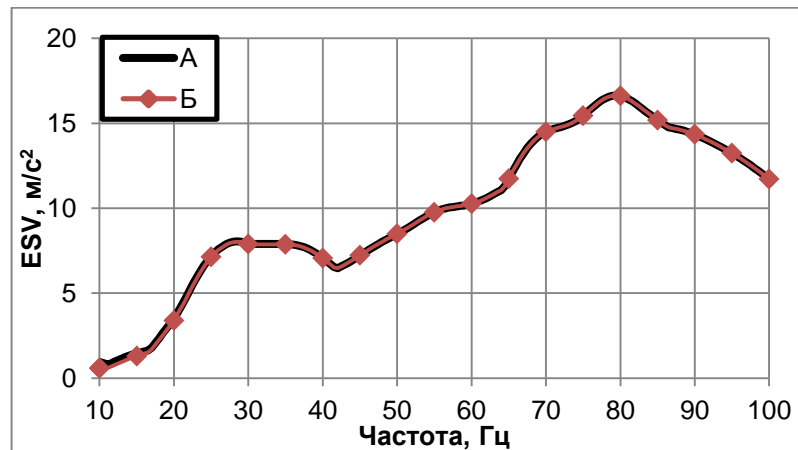


Рисунок 3.6 – Эквивалентная вибрация после выделения НЧ-составляющей (А – с добавлением дополнительной динамики, Б – без неё)

Результаты расчётов показывают, что применение НЧ-фильтрации оставляет в сохранности практически весь динамический отклик, в то время как дополнительный динамический отклик от квазистатической перегрузки F/M может быть значительным (для типового переходного процесса он составил на некоторых частотах 10 – 15% от полного, см. рисунок 3.4). Стоит также отметить, что расчёт дополнительного динамического отклика – это достаточно трудоёмкая операция.

На основании сравнительного анализа результатов расчётов может быть предложен единый методический подход к определению эквивалентной гармонической вибрации, основные этапы которого представлены ниже [54].

- Фильтрация низкочастотной составляющей без фазового сдвига и её вычитание из исходного процесса.

- Расчёт ударного спектра SRS полученной центрированной временной зависимости для заданного уровня добротности Q и определение эквивалентной вибрации для каждой частоты f из интересующего диапазона.

Кроме того, длительность анализируемого переходного процесса должна быть достаточной, чтобы отразить колебания осцилляторов с наименьшими резонансными частотами. При этом следует учитывать наряду с частотным диапазоном воздействий и собственными частотами конструкции также диапазон построения ударного спектра. Такой подход обладает достаточной общностью и позволяет адекватно определить уровень вибраций для наземной отработки, не перегружая конструкцию.

Зачастую возникает необходимость провести сравнение временных процессов, полученных в результате расчёта, с лётными данными. Построение ударных спектров от процессов по времени позволяет провести это сравнение как по уровням, так и по частотному составу. При этом лётные данные, в отличие от расчётных, зачастую получены с применением частотных фильтров, встроенных в системы измерений или датчики, и обладают ярко выраженной дискретностью. Возникает вопрос о корректности сравнения ударных спектров, определенных по процессам с такими различиями.

Было исследовано два вопроса: 1) как влияет на вид ударных спектров интерполяционное сглаживание процессов, полученных по ТМИ; 2) как влияет на вид ударных спектров увеличение шага вывода («прореживание») процессов, определённых расчётным путём. При этом использовался разработанный ранее универсальный подход к определению ударных спектров.

Для ответа на первый вопрос для характерного переходного процесса, полученного по ТМИ с опросностью 200 Гц (см. рисунок 3.7), было проведено интерполяционное сглаживание (добавлено по 4 отсчета в каждом интервале), определены ударные спектры ($Q=10$) исходного и интерполированного процессов, проведён их сравнительный анализ.

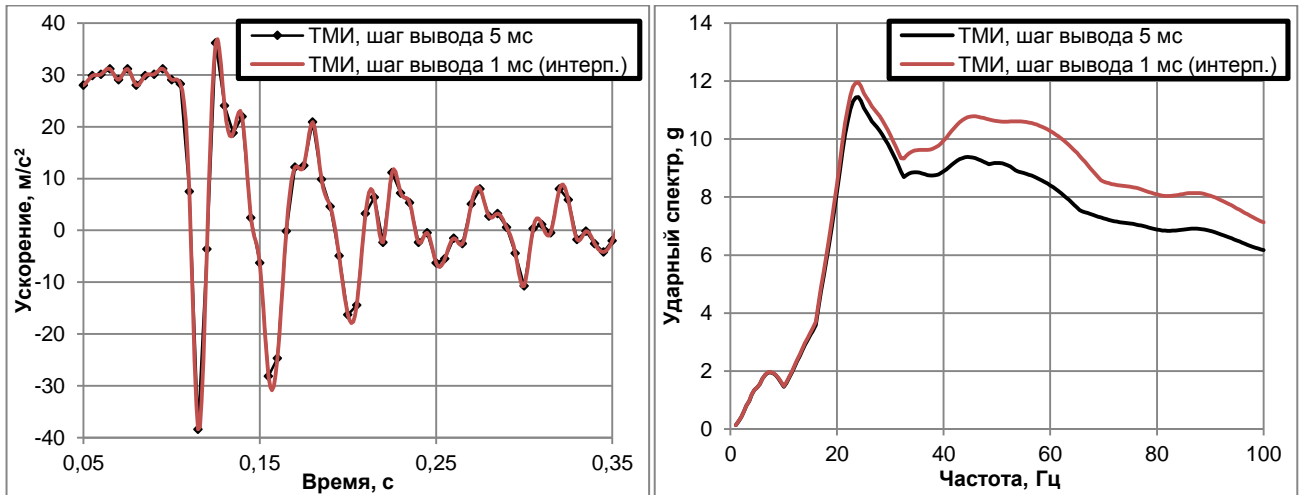


Рисунок 3.7 – Сравнение переходных процессов (слева) и ударных спектров от них (справа) в первом эксперименте (с процессом по ТМИ)

Из рисунка 3.7 следует, что интерполяционное сглаживание процессов, полученных по ТМИ, не оказывает существенного влияния на ударные спектры в низкочастотном (менее $1/5$ от опросности) диапазоне. На частотах выше этого диапазона проведение интерполяционного сглаживания процессов увеличивает амплитуды пиков и тем самым увеличивает ударный спектр на 10 – 15 %.

Для ответа на второй вопрос для одной задачи было последовательно проведено два расчёта, отличающихся только шагом вывода (см. рисунок 3.8). Определены ударные спектры от обоих процессов и проведён их сравнительный анализ.

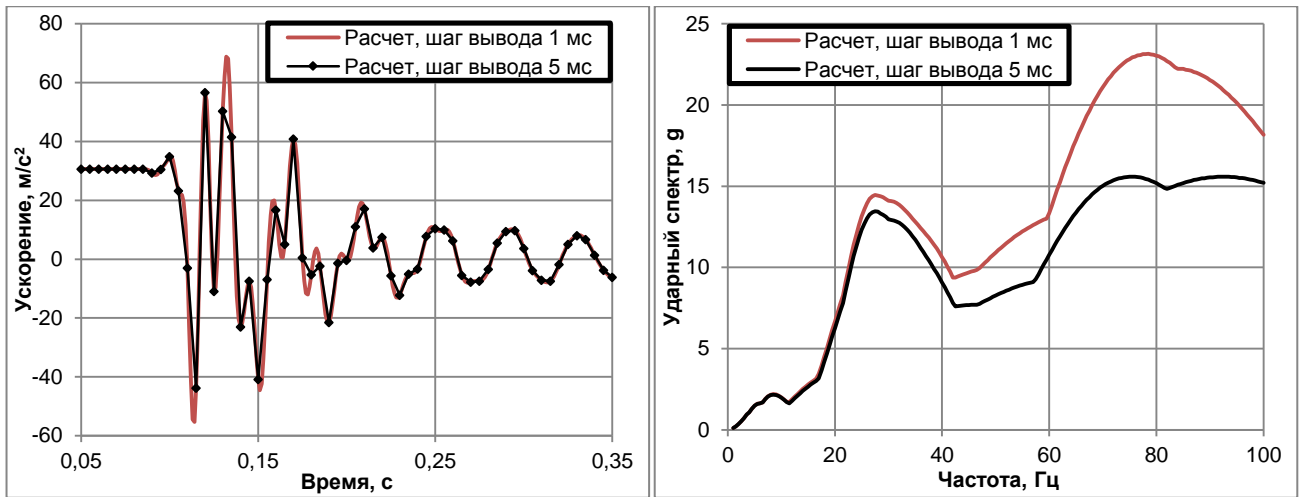


Рисунок 3.8 – Сравнение переходных процессов (слева) и ударных спектров от них (справа) во втором эксперименте (с расчётным временным процессом)

Как следует из рисунка 3.8, похожий эффект проявляется при увеличении шага вывода для расчётных процессов по перегрузкам, а именно существенное влияние сказывается только в частотном диапазоне выше 1/5 от опорности.

Таким образом, предлагается для сравнения с ТМИ расчётные переходные процессы приводить с шагом вывода, соответствующим шагу вывода ТМИ. Рекомендуется отказаться от интерполяционного сглаживания (SPLINE) процессов при расчёте ударных спектров из-за наличия погрешностей в области высоких частот.

3.1.1. Разработка программного обеспечения с графическим интерфейсом для расчёта ударных спектров от произвольных переходных процессов

Для реализации предложенного в этом разделе подхода была разработана программа в среде MATLAB, включающая различные алгоритмы расчёта ударного спектра и удобную графическую оболочку. Существует возможность расчёта ударного спектра:

- с вычитанием квазистатической составляющей;
- с проведением НЧ-фильтрации без фазового сдвига и вычитанием низкочастотной составляющей из исходного процесса;
- без дополнительной обработки (для нецентрированных процессов реализована возможность сдвига вдоль оси ординат).

Расчёт ударного спектра проводится с использованием решения (интеграла) Дюамеля для набора осцилляторов с собственными частотами в требуемом диапазоне.

При запуске программного обеспечения открывается основное графическое окно, позволяющее определить основные параметры вычисления ударных спектров. Это окно разделено на несколько модулей (см. рис. 3.9). Входными данными для работы программы являются временные процессы по ускорениям.

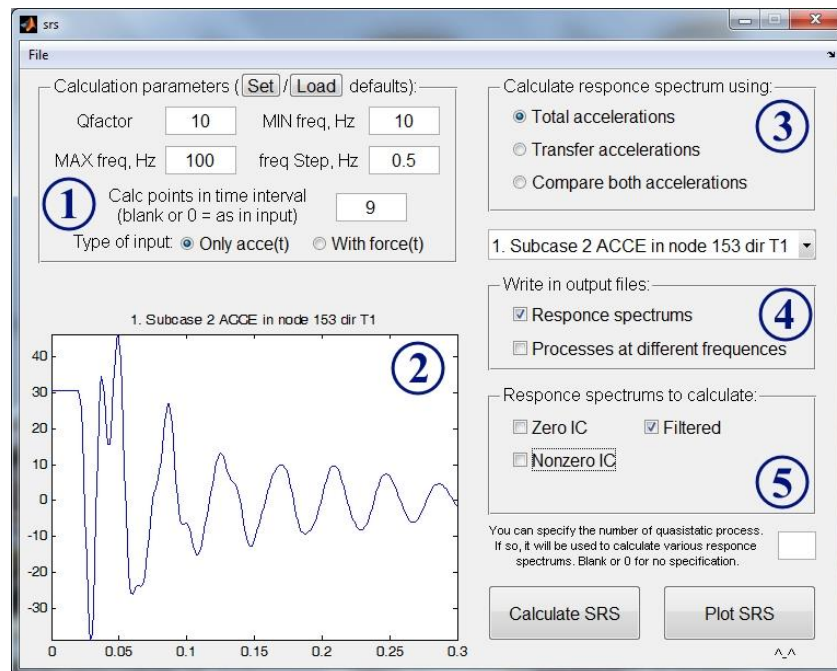


Рисунок 3.9 – Основное графическое окно разработанной программы для расчёта ударных спектров

Меню «File» позволяет загрузить произвольное количество процессов, рассчитанных с использованием программного комплекса для КЭ-моделирования и записанных в файл формата .rch, без дополнительной обработки. Также существует возможность загрузить процессы по времени из .txt формата.

Модуль 1 отвечает за основные параметры расчёта, такие как шаг по времени (добавление дополнительных отсчётов с помощью линейной интерполяции) и частоте, частотный диапазон, добротность. Часто используемые параметры можно сохранить, чтобы в дальнейшем подгружать автоматически. Любой из загруженных процессов можно назначить в качестве квазистатической (траекторной) перегрузки (при загрузке из .rch файла может быть выбран автоматически). Графическое окно модуля 2 использует для построения графиков

процессов, загруженных для анализа. Процессы можно просматривать с помощью выпадающего списка.

Модуль 3 используется для расчёта ударных спектров по полным, относительным либо обоим типам ускорений. Модуль 4 позволяет для каждой частоты записать в выходной файл ударные спектры, рассчитанные процессы либо и то, и другое. Модуль 5 позволяет выбрать различные алгоритмы построения ударных спектров для отсчёта. При задании траекторной составляющей или НЧ-фильтрации возможно проведение расчётов с добавлением дополнительной динамики.

Кнопка «Calculate SRS» запускает расчёт ударных спектров. После проведения расчётов открывается графическое окно с построенными ударными спектрами (см. рис. 3.10). При необходимости графики можно сохранить. Кнопка «Plot SRS» используется для повторного открытия графического окна с последними рассчитанными ударными спектрами.

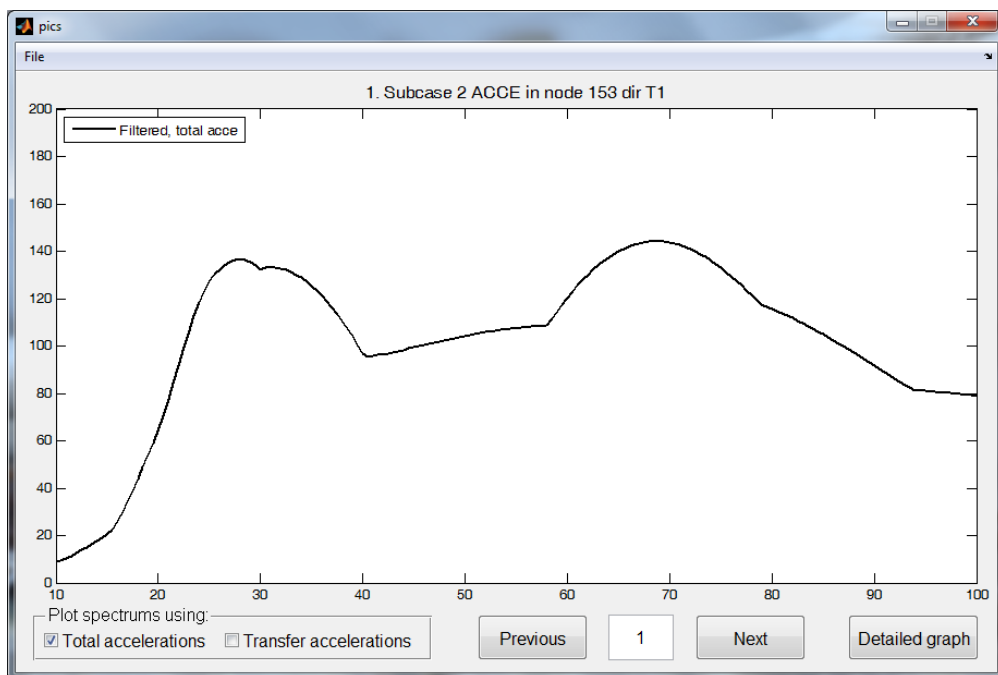


Рисунок 3.10 – Графическое окно с рассчитанным ударным спектром

Разработанное программное обеспечение прошло процедуру верификации с использованием серии тестов, включавших в себя вычисление ударных спектров от процессов, для которых ударный спектр может быть определён аналитически:

- постоянной величины;

- дельта-функции;
- функции Хевисайда;
- гармонической функции с нулевым средним значением;
- гармонической функции с ненулевым средним значением;
- полигармонической функции.

Кроме того, для тех случаев, где это возможно, результаты расчёта ударного спектра сравнивались с результатами, полученными с использованием встроенных в программные комплексы процедур.

Программное обеспечение использовалось для анализа ударных спектров от переходных процессов при решении различных задач по тематике Центра прочности ФГУП ЦНИИмаш, что подтверждается актом внедрения методики № 5558-2019-6 от 28.06.2019 [48, 49].

3.2. Особенности замены переходных процессов эквивалентным гармоническим нагружением при вибропрочностной отработке изделий РКТ

Как было сказано ранее, на сегодняшний день наиболее распространённым способом отработки изделий РКТ на переходные процессы является проведение вибропрочностных испытаний с использованием специальных вибростендов, при которых нестационарный процесс заменяется эквивалентным гармоническим нагружением.

Такой подход может быть оправдан при разработке новых изделий РКТ, когда виброиспытания являются своего рода «дефектоскопом», позволяющим вовремя выявить и устранить несовершенства конструкции. Как правило, эти дефекты проявляются в малом и не всегда могут быть предсказаны при математическом моделировании испытаний. В качестве примеров подобных дефектов можно привести локальные несовершенства монтажа трубопроводов системы терморегулирования (СТР), несовершенства крепления антенн или жгутов бортовой кабельной сети (БКС) к корпусу и т.п.

Однако, при проведении дополнительных вибропрочностных испытаний изделий, имеющих успешный опыт лётной эксплуатации, с использованием эквивалентной переходному процессу синусоидальной вибрации существует вероятность перегрузить конструкцию как по уровням, так и по числу циклов нагружения, что, в свою очередь, может привести к её разрушению. В результате можно оказаться в парадоксальной ситуации, когда РН, имеющая положительную статистику пусков, формально должна подвергнуться модернизации и последующей длительной наземной экспериментальной отработке.

Виброрежимы для расчётного моделирования виброиспытаний определялись по анализу уровней эквивалентной гармонической вибрации на силовой конструкции типовой РН, рассчитанных с использованием подробных оболочечных и эквивалентных балочных моделей как в линейной постановке, так и с учётом нелинейности стыка РН с ПГ. Особенности проведения этих расчётов кратко изложены в главе 4.

Остановимся в этом разделе кратко на разработанных моделях и сравнительном анализе виброперегрузок, получаемых расчётным путём при гармонических испытаниях, с перегрузками при выключении ДУ [57, 67].

3.2.1. Разработка детализированной оболочечной и эквивалентной балочной моделей типовой ступени РН

На основе имеющейся модели ДУ и приборного отсека была разработана оболочечная модель типовой ступени РН среднего класса.

При создании конечно-элементной модели ступени учитывались рекомендации, изложенные в разделе 2.2. Сухие отсеки РН (приборный, в котором установлено навесное оборудование, хвостовой (ХО) и переходной (ПХО)) представляют собой гладкие цилиндрические оболочки, подкреплённые силовым набором шпангоутов и стрингеров, днища и обечайки баков – гладкие оболочки. При разработке модели было учтено наличие тоннельной трубы и расходной магистрали горючего, люков и утолщений на днищах и стенках баков. В модели ПрО присутствуют кронштейны приборного оборудования, сами

приборы моделируются с помощью сосредоточенных масс и моментов инерции. Эта модель и её сечение представлены на рисунке 3.11.

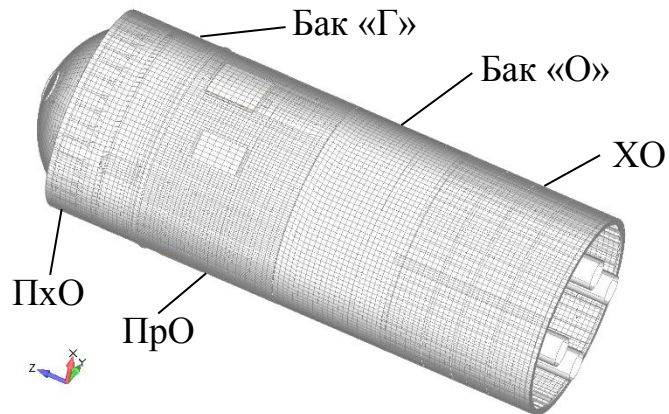


Рисунок 3.11 – Детализированная КЭ-модель ступени РН среднего класса

Затем была разработана эквивалентная ей балочная модель и проведена процедура верификации обеих моделей, включающая стандартные проверки – соответствие массовых, центровочных и инерционных характеристик (МЦИХ) данным конструкторской документации (КД), проверка тонов твёрдого тела и энергий деформаций, расчёт собственных частот и эффективных масс, а также проверка на действие инерционной нагрузки (определяется усилие в заделке при действии инерционной нагрузки по каждому из направлений).

Внешний вид эквивалентной балочной модели показан на рисунке 3.12.

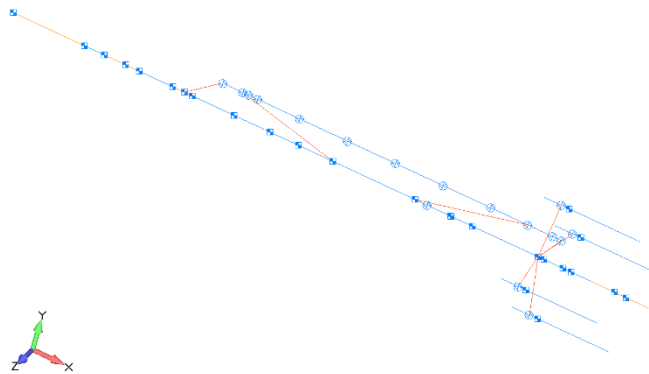


Рисунок 3.12 – Эквивалентная балочная модель ступени РН среднего класса

В результате было получено хорошее согласование не только МЦИХ, но и динамических характеристик разработанных моделей по основным тонам продольных и поперечных колебаний. Эти результаты приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Сравнение динамических характеристик детализированной и эквивалентной балочной моделей

Закрепление	Название тона	Частоты балочной модели, Гц	Частоты 3D-модели, Гц
Консольное в верхнем шпангоуте юбки бака «Г»	Первый поперечный	16.53, 16.54	17.20, 17.23
Консольное в нижнем шпангоуте ХО	Первый поперечный	20.19, 20.20	20.92, 20.95
Заделка в двух сечениях	Поперечный тон	41.32, 41.44	41.27, 41.74
	Поперечный тон	66.10, 66.27	63.03, 63.75
	Продольный тон ДУ	59.12	58.98
	Первый поперечный тон топливных труб	29.09, 29.09	28.83, 29.05
	Второй поперечный тон топливных труб	80.90, 80.90	78.90, 79.24
	Продольный тон топливных труб	134.72	127.95

Дополнительным результатом, указывающим на эквивалентность разработанных моделей, является схожесть форм колебаний конструкции. На рисунке 3.13 показано сравнение двух форм колебаний пространственной и балочной моделей.

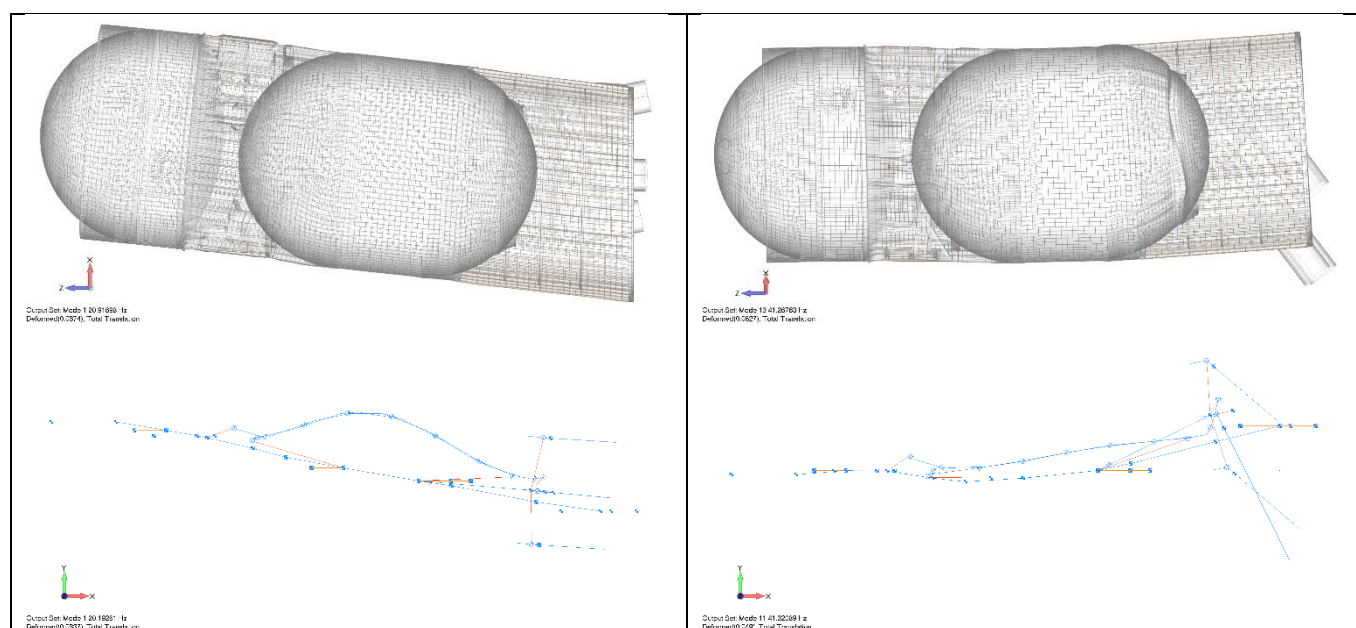


Рисунок 3.13 – Сравнение форм колебаний пространственной и эквивалентной балочной моделей при консольном закреплении в нижнем шпангоуте ХО (слева) и транспортировочном закреплении (справа)

На основе этих моделей были разработаны пространственная и эквивалентная балочная модели типовой ступени РН среднего класса перед выключением высотного ДУ, отличающаяся заменой модели двигателя с

качающимися камерами на модель двигателя с рулевыми двигателями, учётом гарантированных остатков топлива на момент выключения и отсутствием хвостового отсека.

Внешний вид оболочечной КЭ-модели типовой ступени РН среднего класса перед выключением ДУ показан на рисунке 3.14.

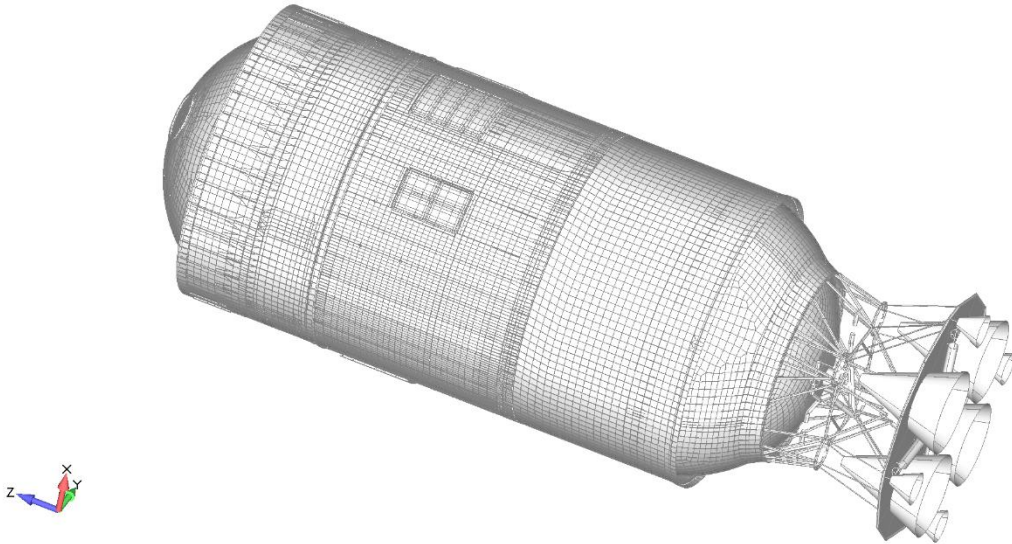


Рисунок 3.14 – Детализированная КЭ-модель типовой ступени РН среднего класса на момент выключения ДУ

Ниже представлены результаты сравнения уровней перегрузок на силовой части конструкции РН, рассчитанных по обеим моделям в связке с балочной моделью типового ПГ типа грузового корабля, при спаде тяги ДУ.

Оказалось, что при одинаковых параметрах демпфирования и способах расчёта ударные спектры, рассчитанные по балочной модели, превышают спектры, полученные по пространственной модели, в частотном диапазоне выше 40 Гц. Объясняется это тем, что в балочной модели вся энергия воздействия распространяется вдоль одной оси. В оболочечной модели, напротив, происходит возбуждение колебаний в различных направлениях, что способствует «размыванию» кинетической энергии. Кроме того, это связано с особенностями задания силовых воздействий, представленными в подразделе 2.3.2.

Ударные спектры в частотном диапазоне 40 – 100 Гц выше на 25 – 45% в сечениях балочной модели (см. рисунок 3.15).

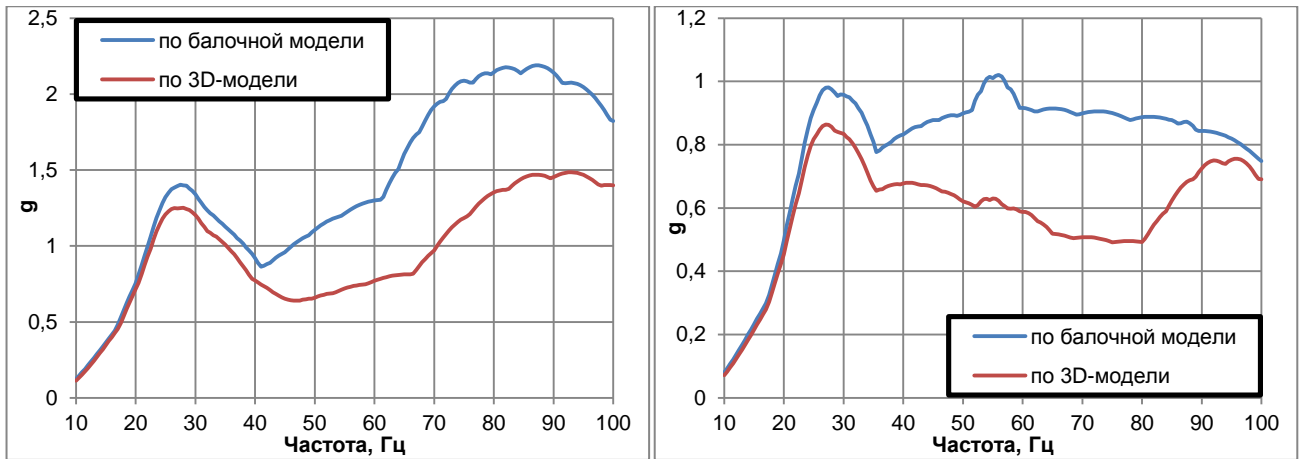


Рисунок 3.15 – Эквивалентные виброперегрузки в промежуточном шпангоуте ПрО (слева) и стыке ПхО РН с ПГ (справа), определённые на основе рассчитанных по балочной и пространственной моделям осевых перегрузок

В частотном диапазоне до 40 Гц ударные спектры в соответствующих сечениях ступени близки (с разницей не более 15%).

Таким образом, в дальнейшем для проведения расчётов целесообразно использовать подробные оболочечные модели.

3.2.2. Анализ возможности воспроизведения условий лётного нагружения РН в процессе выключения ДУ при наземных виброиспытаниях

Моделирование виброиспытаний проводилось путём численного решения задачи об отклике на установившееся гармоническое воздействие, решение отыскивалось методом разложения по собственным формам колебаний. При моделировании виброиспытаний типовой ступени РН среднего класса считалось, что хвостовой отсек находится в составе испытательной сборки.

Для воспроизведения уровней эквивалентной синусоидальной вибрации в центральном шпангоуте ПрО гармоническая сила (от вибростенда) была приложена к нижнему шпангоуту ХО, ступень при этом была обезвешена. Внешняя сила действовала в осевом направлении. Зависимость входной гармонической силы от частоты была подобрана так, чтобы на центральном шпангоуте ПрО в точности реализовывалась эквивалентная переходному процессу синусоидальная вибрация (см. рис. 3.16).

При проведении расчётов добротность были принята равной $Q = 10$ (логарифмический декремент затухания ~ 0.3).

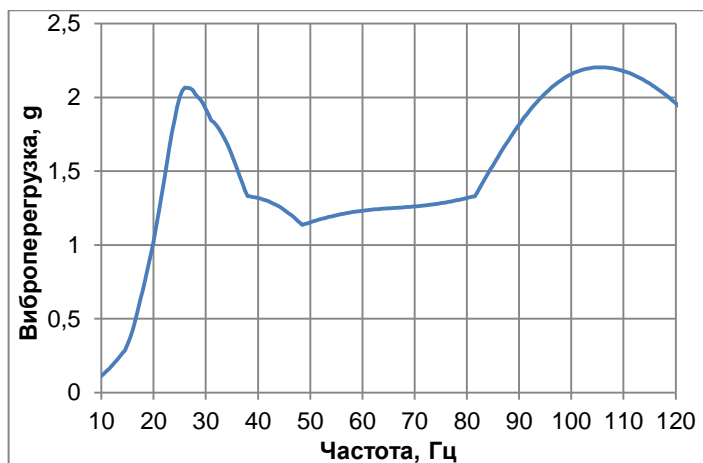


Рисунок 3.16 – Эквивалентная синусоидальная вибрация, определённая на основе рассчитанных переходных процессов при выключении ДУ

Одновременно при указанном расчётном гармоническом возбуждении определялись уровни синусоидальной вибрации по сечениям ступени, а также в центрах масс приборов и агрегатов в ПрО (на рисунках обозначены FRESP). Ранее на основе временных процессов ускорений, полученных расчётом при выключении ДУ типовой ступени, была рассчитана эквивалентная синусоидальная вибрация через ударные спектры в тех же сечениях ступени и в центрах масс приборов и агрегатов (на рисунках – ESV).

На рисунке 3.17 приведено сопоставление уровней вибраций по силовой конструкции объекта испытаний, полученных двумя описанными выше способами (FRESP) и (ESV).

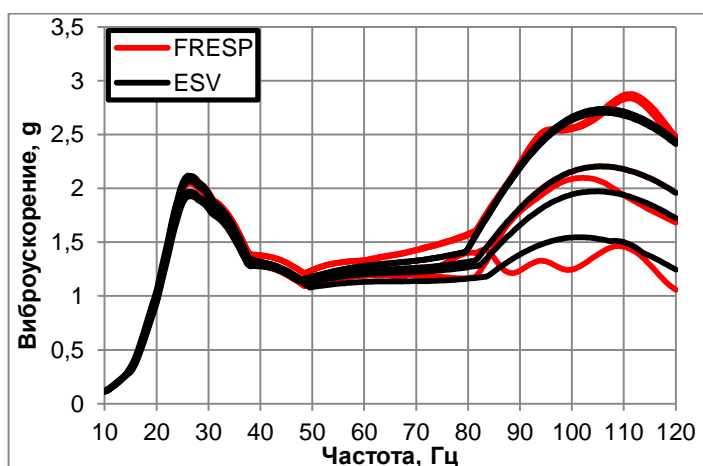


Рисунок 3.17 – Сравнение уровней синусоидальной вибрации при расчётном гармоническом возбуждении (FRESP) с эквивалентными синусоидальными вибрациями, полученными путём обработки временных процессов по ускорениям при спаде тяги ДУ (ESV), по конструкции типовой ступени. $Q = 10$

На рисунке 3.18 приведено сопоставление уровней вибраций на четырёх приборах и агрегатах различной массы.

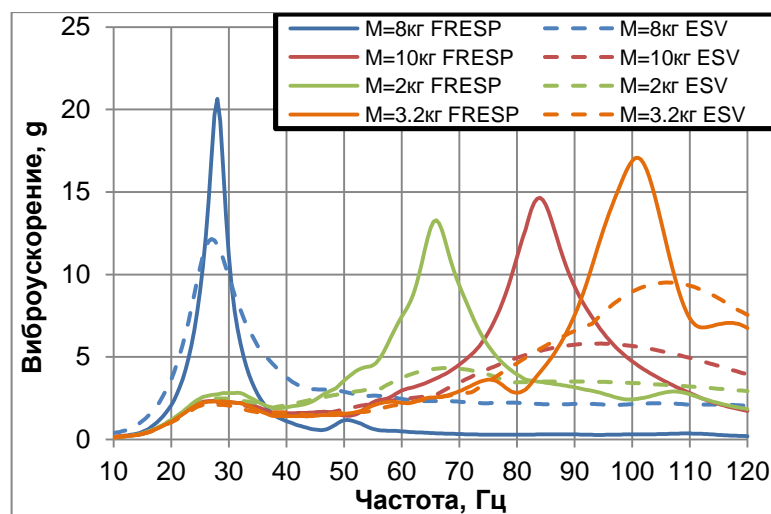


Рисунок 3.18 – Сравнение уровней синусоидальной вибрации при расчётном гармоническом возбуждении (FRESP) с эквивалентными синусоидальными вибрациями, полученными путём обработки временных процессов по ускорениям при спаде тяги ДУ (ESV), на четырёх приборах в ПрО ступени. $Q = 10$

Из этих рисунков видно, что при испытаниях с использованием вибростенда достигается хорошее согласование уровней эквивалентной синусоидальной вибрации от переходных процессов и рассчитанных виброперегрузок на силовых элементах конструкции. Однако на приборах и агрегатах при воспроизведении уровней эквивалентной синусоидальной вибрации с использованием вибростендов есть риск превышения уровней перегрузок в $\sim 1.5 - 2$ и более раз в окрестности парциальных частот отдельных приборов или систем приборов.

Выбор добротности системы $Q=10$ при анализе перегрузок, полученных в процессе лётных испытаний (ЛИ) подтверждается на основе записей телеметрической информации, в то время как добротность испытательной сборки (без ПГ) может быть выше и зависит от уровней внешнего воздействия, отсутствия при наземных испытаниях остатков топлива и т.д.

Чтобы оценить влияние возможного увеличения добротности, был проведён расчёт отклика конструкции при её возбуждении с помощью вибростенда при добротности испытательной сборки, равной $Q=25$. Внешнее силовое воздействие было подобрано таким образом, чтобы на центральном шпангоуте ПрО по-прежнему реализовывался уровень вибраций, соответствующий рисунку 3.16.

Сопоставление уровней вибраций при моделировании виброиспытаний сборки с добротностью $Q=25$ (FRESP) с уровнями эквивалентной синусоидальной вибрации, определёнными расчётом по переходным процессам при выключении ДУ (ESV) по конструкции и приборам приведено на рисунках 3.19 и 3.20 соответственно.

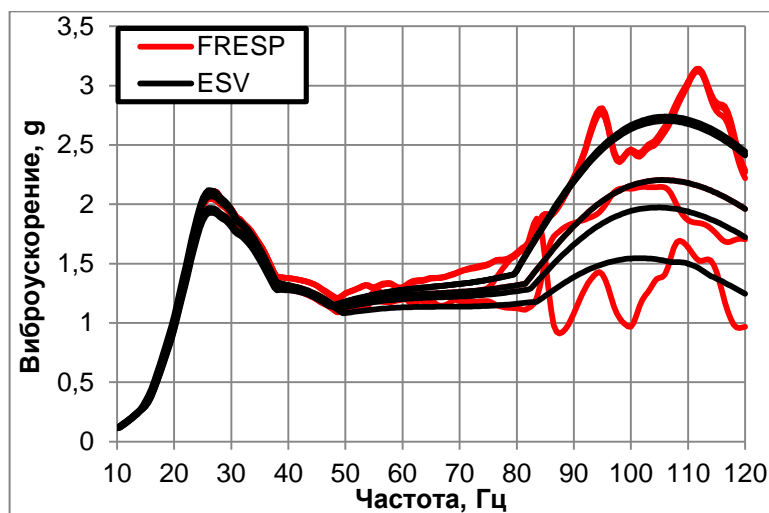


Рисунок 3.19 – Сравнение уровней синусоидальной вибрации при расчётном гармоническом возбуждении (FRESP) с эквивалентными синусоидальными вибрациями, полученными путём обработки временных процессов по ускорениям при спаде тяги ДУ (ESV), по конструкции типовой ступени. $Q = 25$

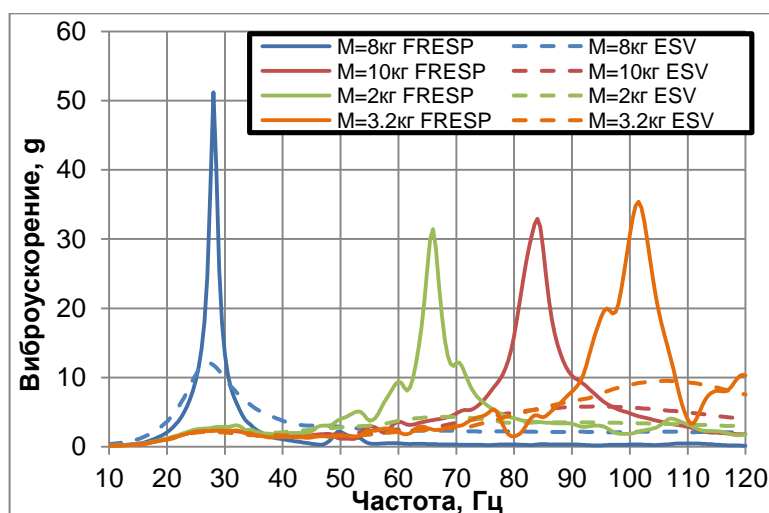


Рисунок 3.20 – Сравнение уровней синусоидальной вибрации при расчётном гармоническом возбуждении (FRESP) с эквивалентными синусоидальными вибрациями, полученными путём обработки временных процессов по ускорениям при спаде тяги ДУ (ESV), на четырёх приборах в ПрО ступени. $Q = 25$

Таким образом, с увеличением добротности превышение уровней перегрузок на приборах и агрегатах при возбуждении системы вибростендом по сравнению с перегрузками (уровнями эквивалентной синусоидальной вибрации)

при переходном процессе существенно увеличивается (см. рис. 3.20). На силовых элементах конструкции ступени эти уровни по-прежнему удовлетворительно согласуются (см. рис. 3.19).

Аналогичным образом было проведено моделирование виброиспытаний только приборного отсека ступени. Полученные результаты принципиально не отличаются от представленных для испытаний ступени целиком.

Таким образом, проведённый анализ позволяет сделать вывод, что при проведении испытаний подобного объекта необходимо проводить обоснованную коррекцию режимов на основе предварительных частотных испытаний и математического моделирования условий нагружения, а также значительно сокращать времена испытаний, чтобы добиться эквивалентности по повреждаемости конструкции.

3.3. Анализ альтернативных способов воспроизведения кратковременных переходных процессов с использованием научно-технического задела отрасли

В предыдущем разделе было показано, что при проведении наземных виброиспытаний возможно значительное превышение уровней перегрузок в приборах и агрегатах по сравнению с рассчитанными уровнями эквивалентной синусоидальной вибрации от переходных процессов. При этом уровни виброперегрузок на шпангоутах и силовых элементах могут незначительно отличаться от соответствующих уровней эквивалентной синусоидальной вибрации. Кроме того, проведение виброиспытаний на эквивалентную синусоидальную вибрацию можно считать консервативным подходом также потому, что при таких испытаниях воспроизводится значительно больше циклов с максимальной амплитудой перегрузки, чем при реальном переходном процессе.

В связи с этим была исследована возможность непосредственного воспроизведения переходных процессов. Стенды для проведения таких испытаний называются копровыми и используются на различных предприятиях

для отработки приборного оборудования и других объектов [92]. Принцип работы таких стендов заключается в возбуждении затухающих колебаний испытываемого объекта на упругом основании за счёт кратковременного внешнего воздействия.

Методы возбуждения могут быть различными и зависят от частотного состава воспроизводимого переходного процесса. Можно выделить три основных метода возбуждения, основанных на:

1. сбросе ОИ с некоторой высоты на упругое основание;
2. предварительном деформировании конструкции стенда (и, возможно, испытываемого объекта) статическими усилиями и их последующем сбросе;
3. подрыве взрывчатых веществ (для воспроизведения высокочастотных процессов).

Экспериментальная база ФГУП ЦНИИмаш обладает уникальным стендом, позволяющим проводить нагружение крупногабаритных объектов типа модулей МКС, перспективных долговременных орбитальных станций, элементов перспективных РН, многоразовых космических и авиационно-космических систем, перспективных пилотируемых и транспортных кораблей массой до 20 т [61, 93].

Отличительной чертой данного стенда является то, что при проведении испытаний имеется возможность создавать нагружение герметичных конструкций типа модулей обитаемых орбитальных станций внутренним давлением.

При проведении испытаний сбросом с некоторой высоты (метод 1) подвижная часть вместе с ОИ поднимается на определённую высоту и сбрасывается вниз. При соприкосновении нижнее кольцо подвижной части фиксируется спецзамками с неподвижной частью, объединяя их в единое целое. Нагружение происходит в результате колебаний подвижной части стенда с ОИ на пружинах сжатия. Величина перегрузки и частота колебаний ОИ определяются количеством используемых пружин, их общей жёсткостью и высотой сброса.

На рисунке 3.21 подвижная часть стенда, к которой крепится ОИ, выполнена в тёплых тонах. Неподвижная часть стенда, закреплённая на силовом полу, выполнена в холодных тонах.

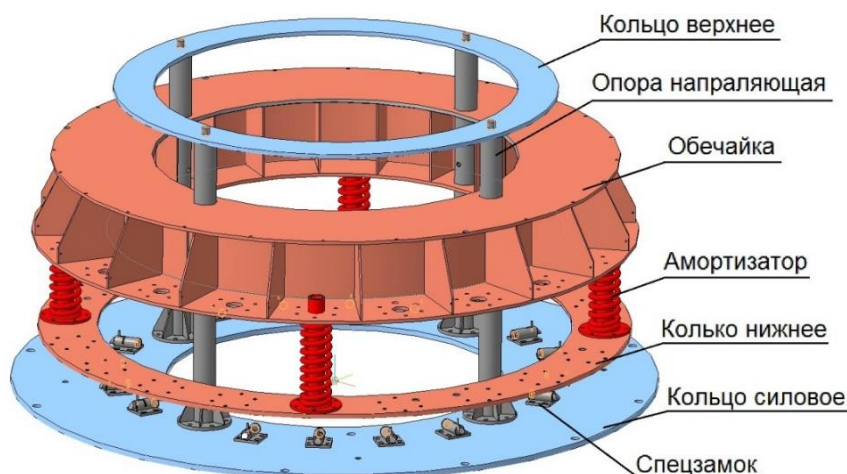


Рисунок 3.21 – Общий вид основных исполнительных элементов копрово-пружинного стенда

С использованием стенда возможно также проведение испытаний сбросом статических сил (метод 2). При таких испытаниях нижнее кольцо подвижной части стенда изначально закреплено на неподвижной части стенда. С использованием гидроцилиндров обечайка стенда притягивается к нижнему кольцу, вызывая упругое сжатие пружин (усилие при этом может быть приложено как к ОИ, так и к обечайке стенда). Нагружение происходит в результате резкого сброса сжимающего усилия.

Проведение таких испытаний требует предварительного математического моделирования для анализа нагрузок на ОИ, для чего была разработана и валидирована по результатам исследовательских испытаний конечноэлементная модель стенда [63, 67].

3.3.1. Разработка и валидация подробной КЭ-модели копрово-пружинного стенда для испытаний крупногабаритных объектов

При планировании исследовательских испытаний копрово-пружинного стенда решался вопрос о том, каким из двух способов эти испытания проводить.

При бросковых испытаниях (метод 1) расчёт параметров эксперимента может быть приближённо выполнен с использованием законов сохранения энергии, движения тел при свободном падении и теории колебаний массы на пружине постоянной жёсткости. Такой подход не учитывает взаимное движение подвижных частей стенда из-за преднапряжения упругих связей между ними.

Этот процесс можно смоделировать с использованием метода конечных элементов. Корректное моделирование испытаний с использованием КЭ программных комплексов должно включать в себя два расчёта:

1. На первом этапе проводится расчёт перемещений узлов модели от действия постоянной инерционной нагрузки (гравитации). Результатом этого расчёта является вектор начальных перемещений узлов системы, удерживаемой на некоторой высоте перед сбросом.

2. Результаты первого расчёта используются в качестве начальных условий для второго, с помощью которого моделируется движение стенда в поле тяготения и его колебания на пружинах сжатия после соударения с основанием. Для моделирования связи между нижним кольцом подвижной части стенда и неподвижной частью использовались нелинейные элементы типа GAP (зазор). Их использование позволяет легко задавать высоту перед сбросом как начальное раскрытие стыка (initial opening). Для того, чтобы смоделировать неупругий характер соударения подвижной и неподвижной частей стенда в момент касания в узлы в местах расположения спецзамков на нижнем кольце стенда прикладывается дополнительная сила. Величина силы подбирается таким образом, чтобы избежать обратного хода подвижной части стенда

Такой подход требует проведения сложных динамических расчётов поведения конструкции в нелинейной постановке с использованием метода прямого интегрирования уравнений движения.

С другой стороны, расчётное моделирование испытаний сбросом статических сил (метод 2) легко провести в линейной постановке за один этап расчёта, при этом может использоваться метод разложения по собственным формам колебаний. Для проведения валидации КЭ-модели стенда был выбран более сложный с точки зрения математического моделирования подход (проведение бросковых испытаний).

Внешний вид разработанной конечноэлементной модели подвижной части стенда представлен на рисунке 3.22. При проведении исследовательских испытаний стенд был установлен на четыре пружины (на рис. 3.22 показаны

черным цветом). Остальные 16 BUSH-элементов (показаны голубым цветом) моделируют направляющие стойки, их жёсткость в осевом направлении нулевая.

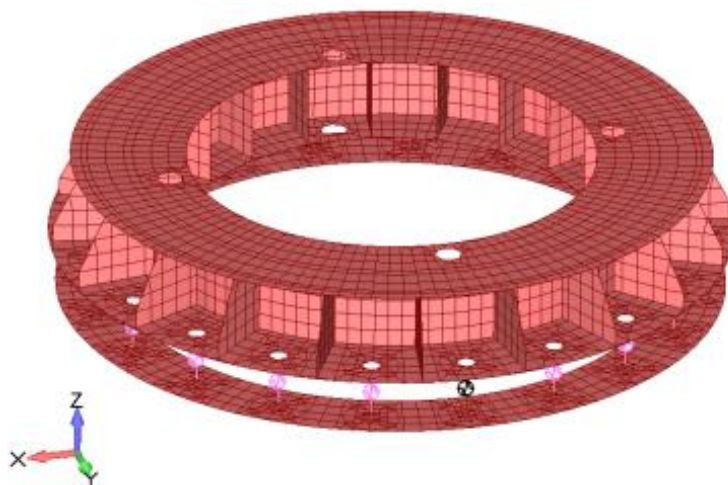


Рисунок 3.22 – Конечноэлементная модель подвижной части копрово-пружинного стенда

Параметры демпфирования задавались таким образом, чтобы расчётные значения ускорений наилучшим образом соответствовали замеренным.

При проведении исследовательских испытаний высоты сброса были равны 20, 35 и 50 мм (проводилось по три сброса с каждой высоты). При этом определялись уровни осевых и поперечных перегрузок на обечайке стенда и нижнем кольце. Ожидаемая частота продольных колебаний обечайки стенда составляла ~ 3 Гц. На рисунке 3.23 показаны места установки первичных преобразователей.

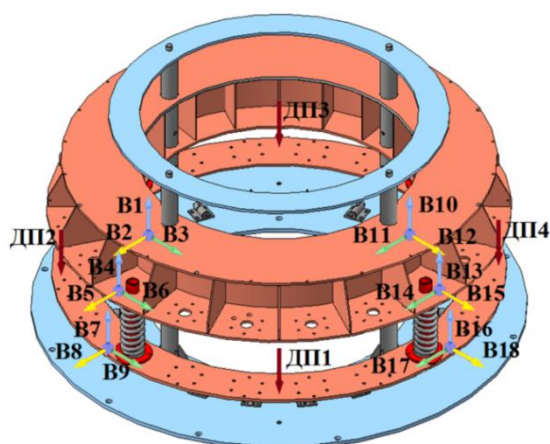


Рисунок 3.23 – Схема размещения первичных преобразователей.

ДП1...ДП4 – датчики перемещения, В1..В18 – акселерометры

Величины перегрузок определялись по показаниям акселерометров, а высота сброса по показаниям датчиков перемещения.

В этой работе приведены результаты валидации КЭ-модели стенда для серии из трёх сбросов с высоты 50 мм.

При испытаниях осевые перегрузки на верхнем кольце измерялись по параметрам В1, В4, В10 и В13. На рисунке 3.24 представлены необработанные данные по параметрам В4, В13 полученные при сбросе с высоты в 50 мм.

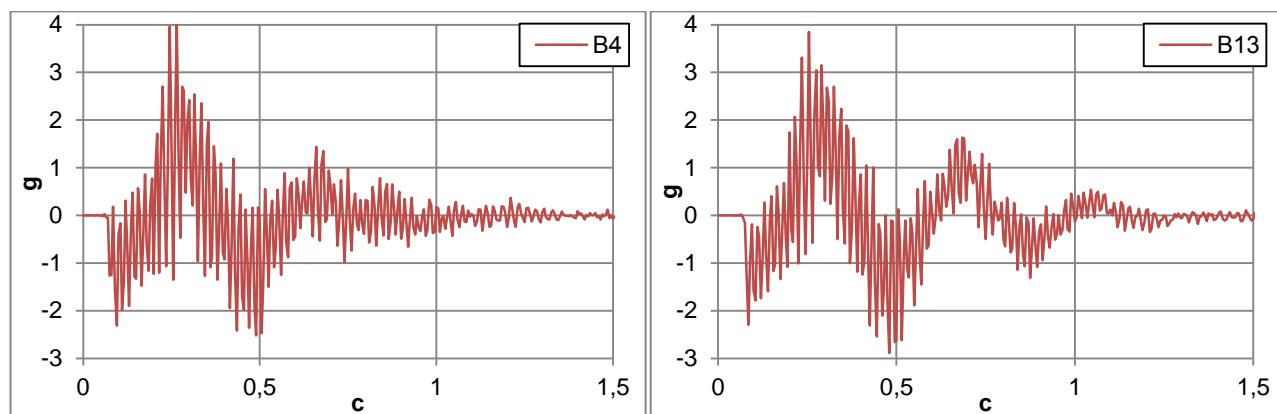


Рисунок 3.24 – Необработанные результаты с датчиков В4, В13 ($h=50$ мм)

Высокочастотная (ВЧ) составляющая в записях перегрузок связана с возбуждением собственных колебаний частей стенда. Наиболее интересными являются колебания стенда на основной продольной частоте, поскольку остальные частоты могут существенно зависеть от типа оснастки и ОИ. Поэтому данные по перегрузкам были отфильтрованы низкочастотным фильтром без фазового сдвига с использованием ПО Matlab.

На рисунке 3.25 справа приведено сравнение исходного и фильтрованного сигнала по датчику В4 при сбросе с высоты 50 мм, слева – сравнение НЧ-составляющих перегрузок с различных датчиков для этого сброса.

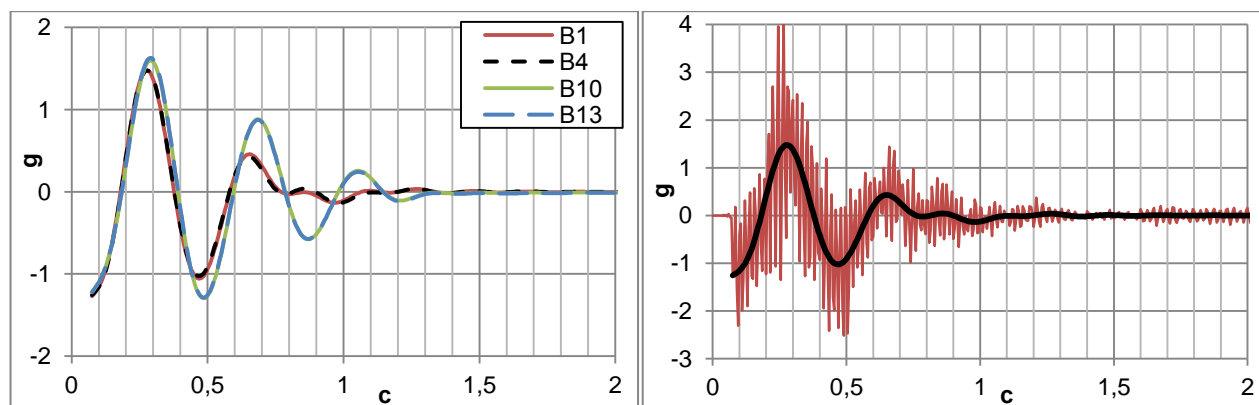


Рисунок 3.25 – Сравнение НЧ-составляющих записей осевых перегрузок по различным параметрам (слева) и сравнение исходного и фильтрованного процесса (справа) по датчику В4 при сбросе с высоты 50 мм

В НЧ-диапазоне записи осевых перегрузок по параметрам, расположенным в одной вертикальной плоскости, практически не отличаются (см. рисунок 3.25 слева), в связи с чем для дальнейшего исследования были выбраны датчики В4 и В13, лежащие в разных плоскостях. Различия в показаниях этих датчиков обусловлены наличием дополнительной составляющей от поперечных колебаний обечайки на частотах, близких к основной частоте продольных колебаний. Для других испытаний наблюдается похожая картина.

Наряду с показаниями датчиков перегрузок при анализе результатов была проведена оценка уровней перегрузок по видеозаписям перемещений обечайки стенда с частотой кадров 120 кадров в секунду. На рисунке 3.26 приведено сравнение перегрузок, полученных различными способами, при сбросе подвижной части стенда с высоты 50 мм. Нулевые моменты времени были определены так, чтобы первые пики по ускорениям совпадали.

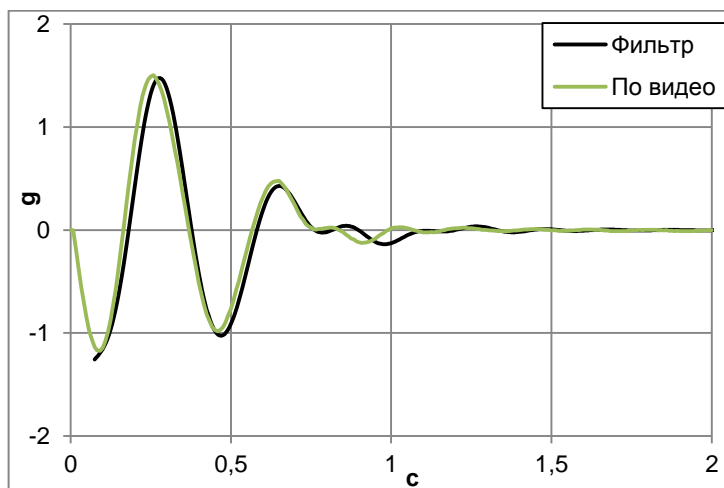


Рисунок 3.26 – Сравнение осевых перегрузок, определённых двумя способами

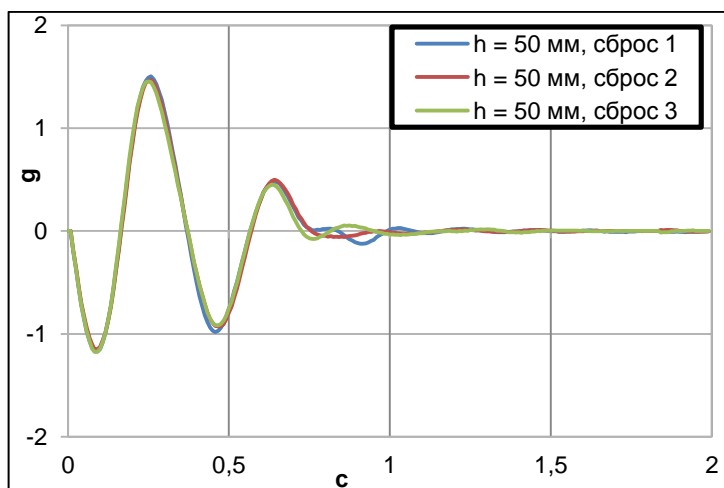


Рисунок 3.27 – Сравнение перегрузок при трёх сбросах с высоты 50 мм

На рисунке 3.27 приведено сравнение уровней перегрузок, определённых по видеозаписям, для серии из трёх сбросов с высоты 50 мм. Как видно из рисунка, эти уровни перегрузок хорошо согласуются.

С использованием разработанной КЭ-модели стенда были определены временные зависимости перемещений и перегрузок в местах установки датчиков, а также проведено сравнение с результатами эксперимента. На рисунке 3.28 приведено сравнение экспериментальных (записанных и полученных по обработке видеозаписей) и расчётных перегрузок в месте установки датчика В4. Все данные приводятся после НЧ-фильтрации.

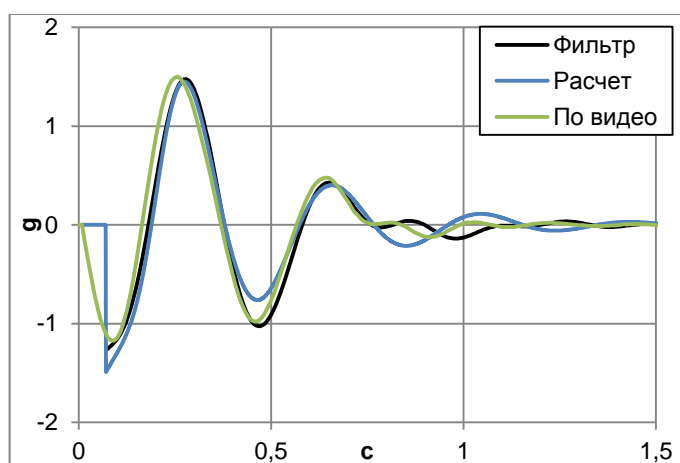


Рисунок 3.28 – Сравнение расчётных и экспериментальных перегрузок при сбросе ОИ с высоты 50 мм

Как видно из рисунка 3.28, удалось достичь хорошего согласования между расчётными и экспериментальными данными на основной частоте продольных колебаний стенда (~ 3 Гц для использованного набора пружин). Похожая картина наблюдается и для сбросов с других высот.

Высокочастотная составляющая в записях перегрузок (см. рисунок 3.24) обусловлена изгибными колебаниями обечайки стенда на частоте ~ 55 Гц (53,6 Гц и 55,2 Гц в расчётной модели). Такое совпадение расчётных и экспериментальных тонов дополнительно указывает на корректность разработанной модели. Следует учитывать, что эта частота может существенно изменяться в зависимости от объекта испытаний и используемой оснастки. Для расчётного моделирования испытаний на коприво-пружинном стенде использовалась модель типовой ступени РН среднего класса, описание которой приводится в подразделе 3.2.1.

3.3.2. Моделирование условий лётного нагружения типовой ступени РН при бросе ОИ на упругое основание

При моделировании бросковых испытаний ступени РН считалось, что хвостовой отсек находится в составе испытательной сборки. Оснастка, соединяющая нижний шпангоут ХО ступени с верхним кольцом копровопружинного стенда, считалась абсолютно жёсткой.

Высота сброса подбиралась таким образом, чтобы переходный процесс в месте установки датчика ОП в ПрО ступени и ударный спектр от него хорошо согласовывались с данными по перегрузкам при выключении ДУ.

Жёсткость пружин стенда подбиралась таким образом, чтобы продольная частота колебаний сборки при заделанном нижнем кольце совпадала с основной частотой продольных колебаний связки ступени с ПГ. Расчёты проводились при значении добротности системы $Q = 10$ (логарифмический декремент затухания ~ 0.3). Шаг расчёта по времени был принят равным 0.001 с.

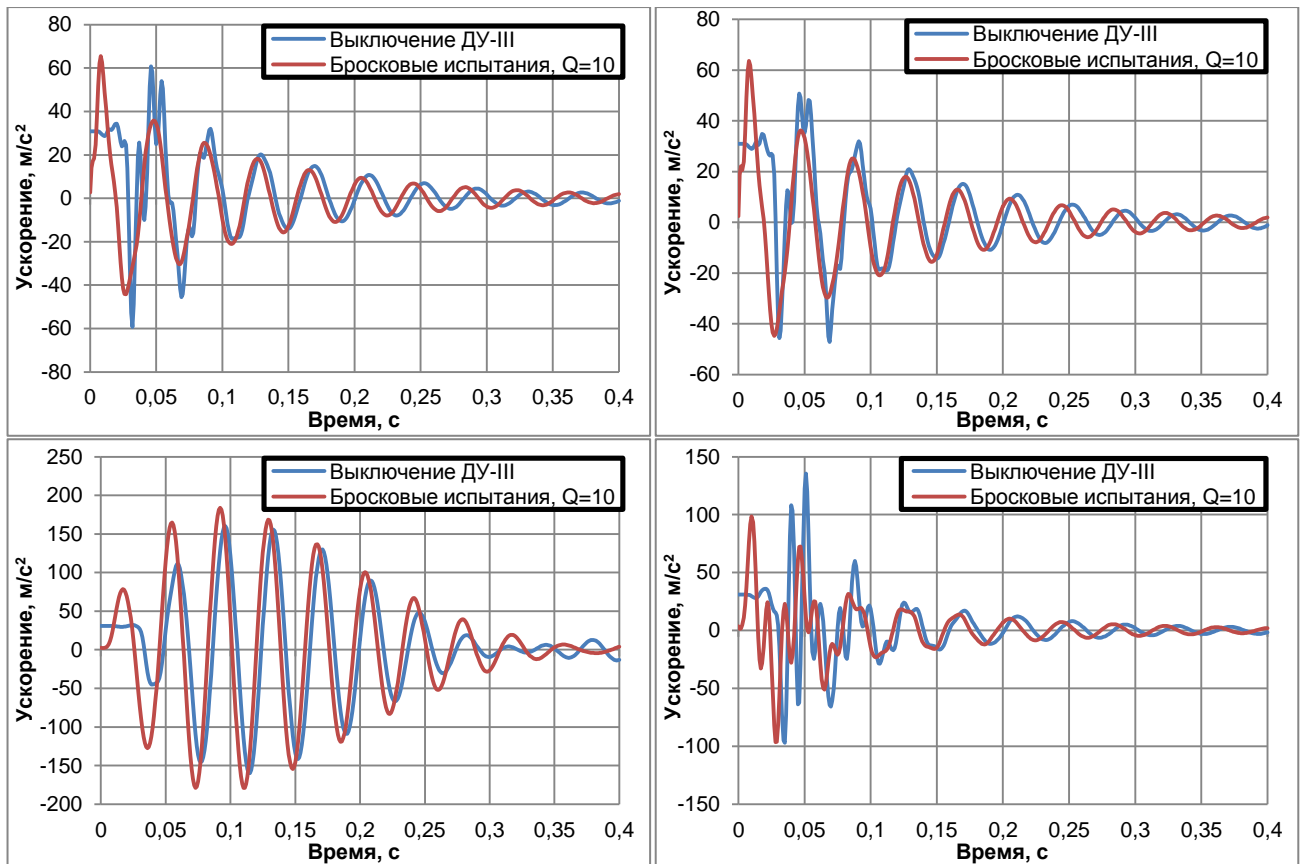


Рисунок 3.29 – Сравнение рассчитанных перегрузок при бросковых испытаниях с расчётом при переходном процессе на силовой части конструкции (верхний ряд) и на приборах и агрегатах (нижний ряд)

На рисунке 3.29 представлено сравнение рассчитанных при бросковых испытаниях переходных процессов по конструкции ступени в ПрО и нижнем шпангоуте бака «О» (верхний ряд слева и справа соответственно) и в центрах масс приборов и агрегатов массой 8 кг и 9.9 кг (нижний ряд слева и справа соответственно), а также переходных процессов в тех же узлах при спаде тяги ДУ.

В КЭ-модели типовой ступени парциальная частота прибора массой 8 кг намеренно была выбрана совпадающей с основной частотой продольных колебаний ступени для демонстрации наиболее вырожденного случая. В реальности парциальные частоты подвески приборов, как правило, выше основных балочных тонов колебаний РН.

На рисунке 3.30 представлено сравнение уровней эквивалентных синусоидальных вибраций процессов, представленных на рисунке 3.29.

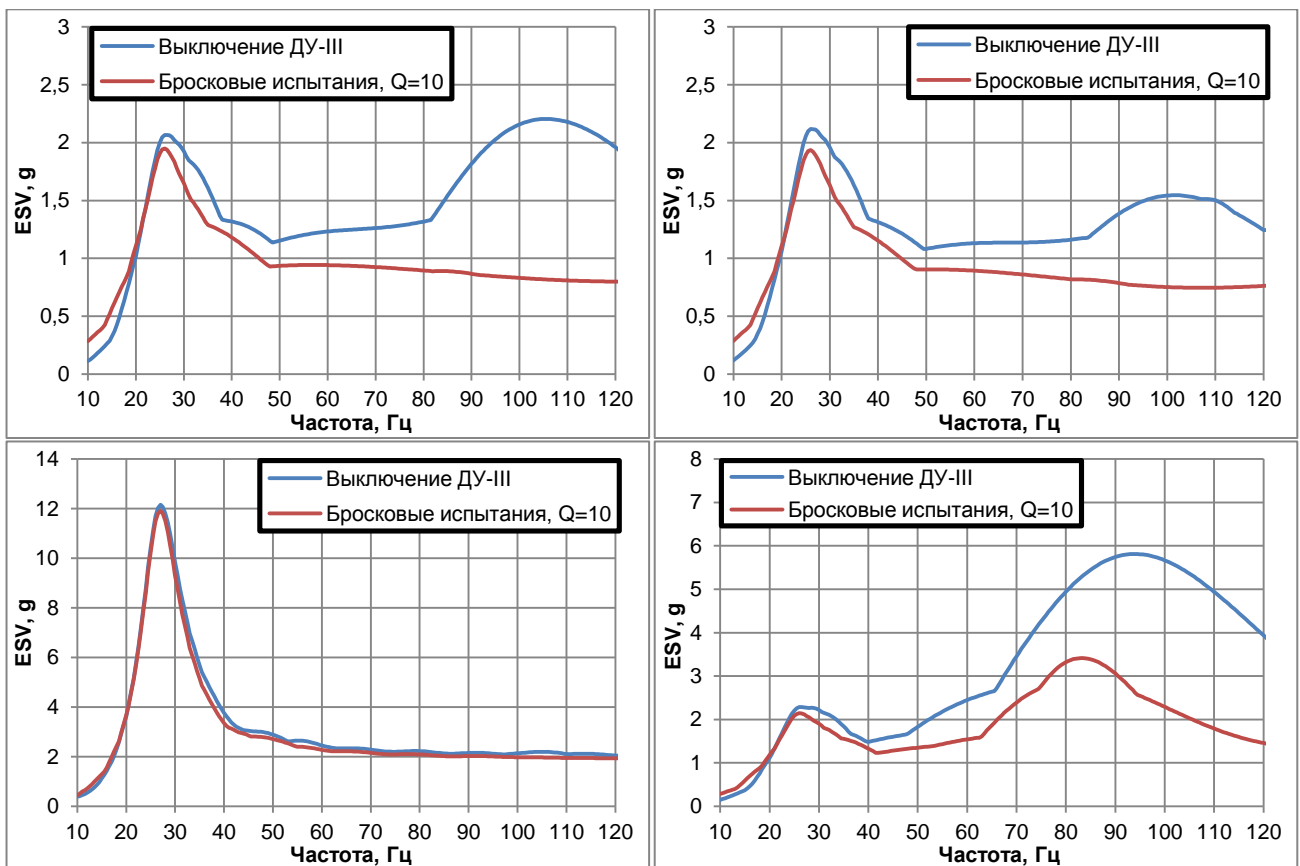


Рисунок 3.30 – Сравнение уровней эквивалентных синусоидальных вибраций от процессов, представленных на рисунке 3.29. Верхний ряд – от процессов на силовой части конструкции, нижний – в центрах масс приборов.

Из рисунков 3.29, 3.30 видно, что экстремальные значения перегрузок на силовой части конструкции ступени и приборно-агрегатном оборудовании при

спаде тяги ДУ выше, чем при бросковых испытаниях. Это объясняется, главным образом, наличием в рассчитанных перегрузках от выключения ДУ высокочастотной составляющей.

Также видно, что при проведении бросковых испытаний возможно добиться удовлетворительного согласования уровней эквивалентных синусоидальных вибраций в частотном диапазоне до 40 Гц. При этом собственная частота колебаний испытательной сборки должна совпадать с одной из основных частот собственных колебаний (в осевом направлении) реальной конструкции (в данном случае эта частота ~27 Гц). Уровни эквивалентных вибраций на более высоких частотах на силовой части конструкции и приборно-агрегатном оборудовании при бросковых испытаниях, как правило, ниже, чем лётные.

3.3.3. Моделирование условий лётного нагружения типовой ступени РН при испытаниях сбросом статических сил

В отличие от бросковых испытаний, при испытаниях сбросом статических сил внешнее воздействие может быть приложено к различным точкам конструкции. Как показали предварительные расчёты, лучше всего приложить эту силу в шпангоут юбки бака «Г» (верхнее сечение ступени). Нижнее кольцо динамической части копрово-пружинного стенда было жёстко закреплено к полу.

Таким образом, при приложении осевого сжимающего усилия происходит нагружение не только пружин сжатия стенда, но и конструкции ступени. В результате при сбросе усилия возбуждаются колебания в более широком диапазоне частот. Величина усилия и время его сброса подбирались таким образом, чтобы достигалось согласование испытательных уровней с данными по перегрузкам при выключении ДУ. Для проведения расчётов величина сжимающей силы была принята равной 42 тс, сброс усилия происходил за 8 мс. Остальные параметры модели соответствовали приведённым в подразделе 3.3.2.

На рисунках 3.31 и 3.32 представлено сравнение тех же величин, что и на рисунках 3.29 и 3.30 из предыдущего раздела, но для случая испытаний сбросом статических сил.

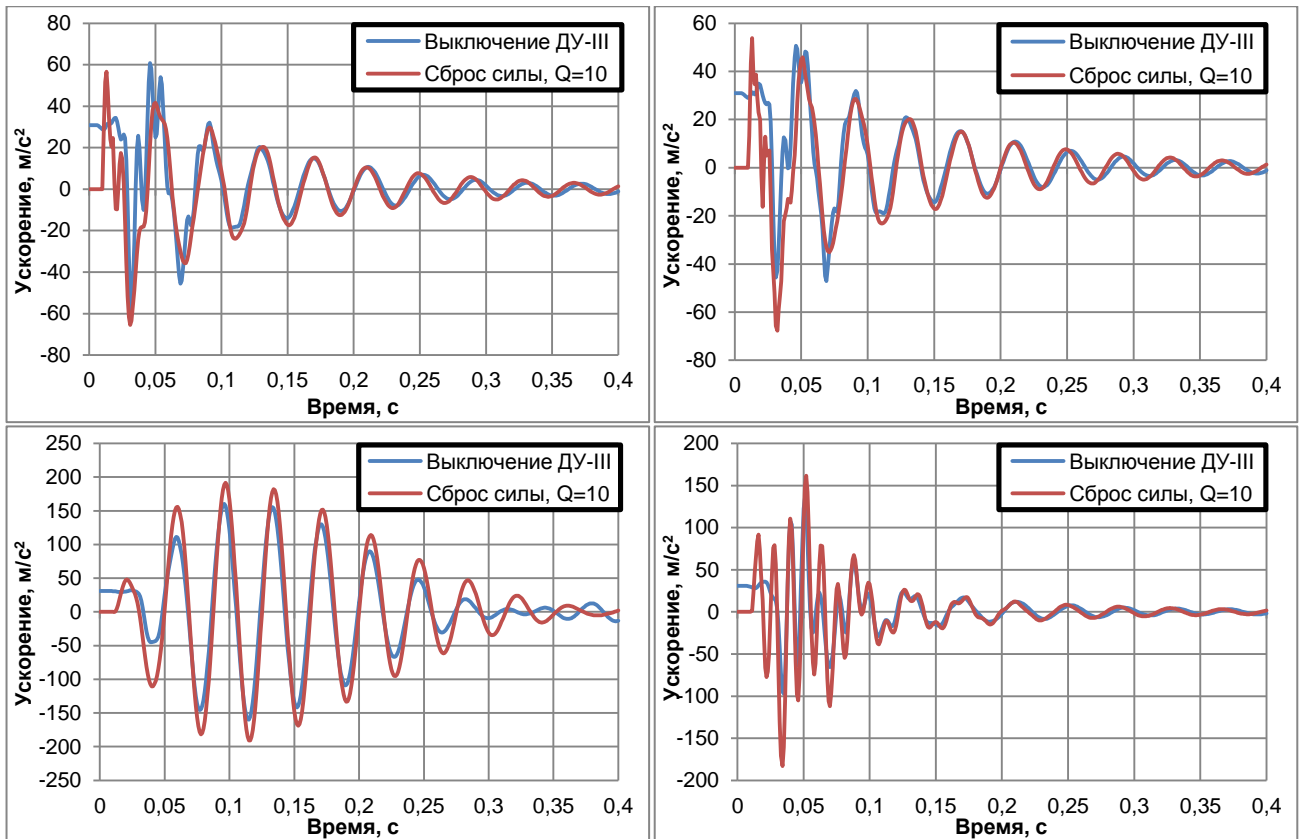


Рисунок 3.31 – Сравнение рассчитанных перегрузок при испытаниях сбросом статических сил с расчётом при переходном процессе на силовой части конструкции (верхний ряд) и на приборах и агрегатах (нижний ряд)

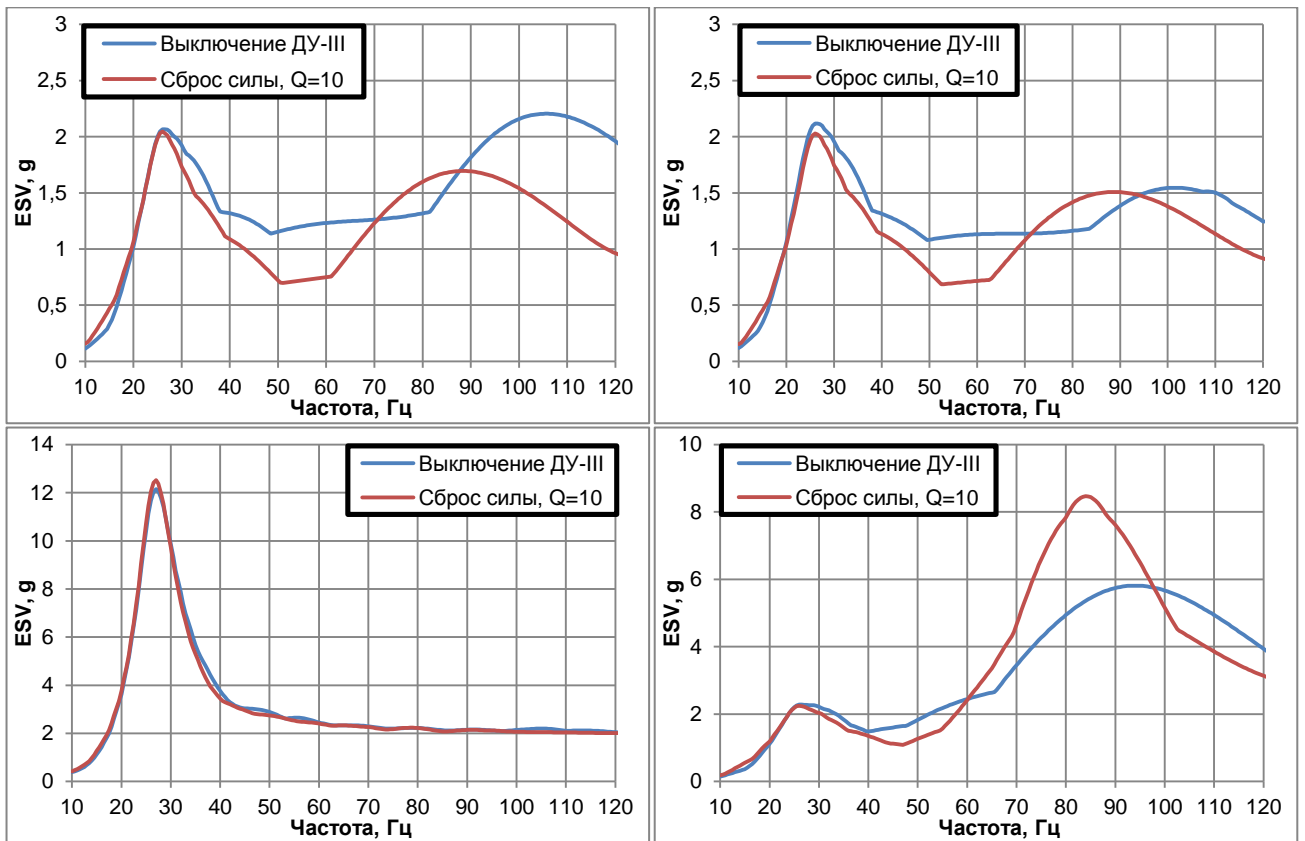


Рисунок 3.32 – Сравнение уровней эквивалентных синусоидальных вибраций от процессов, представленных на рисунке 3.31

Анализ переходных процессов при проведении испытаний сбросом статических сил, а также соответствующих им уровней эквивалентной синусоидальной вибрации позволяет сделать вывод, что при таких испытаниях удаётся в достаточной степени возбудить высокочастотные колебания приборно-агрегатного оборудования на парциальных частотах.

В целом показано, что проведение испытаний путём сброса осевой статической силы с использованием копро-пружинного стенда позволяет лучше по сравнению с бросковыми испытаниями воспроизвести переходные процессы, соответствующие выключению ДУ типовой ступени РН. При этом удаётся добиться весьма близкого совпадения с натурными результатами как по уровням эквивалентной синусоидальной вибрации, так и по максимальным значениям перегрузок и длительности воздействия.

ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МЕТОДА ПОДТВЕРЖДЕНИЯ ВИБРОПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ И АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ

На основе опыта расчётного моделирования и анализа поведения конструкций РКТ при нестационарных внешних воздействиях, некоторые особенности которого приведены в главах 1 – 3, был сформирован подход к расчётному подтверждению вибропрочности конструкций, у которых при лётных испытаниях обнаруживаются дополнительные динамические воздействия, не учтённые при наземной экспериментальной отработке.

Для таких конструкций изготовление материальной части для проведения вибропрочностных испытаний, проведение испытаний, обработка и анализ результатов требуют существенных финансовых и временных затрат. Кроме того, существует риск необоснованного разрушения отдельных элементов конструкций при замене переходных процессов вибрационными испытаниями, вызванный завышенным количеством циклов нагружения.

Расчётно-экспериментальный подход применим также в случае, если конструкция заимствована с некоторыми изменениями от объекта-аналога, успешно прошедшего полный цикл НЭО. В этой главе приведены основные положения и особенности применения расчётно-экспериментального подхода для обоснования вибропрочности конструкции на примере типового объекта.

4.1. Основные принципы расчётно-экспериментального подхода к отработке вибропрочности конструкций

Расчётно-экспериментальный метод базируется на следующих положениях:

1. Уточнении парциальных динамических характеристик подвески приборов. Для этого могут использоваться как результаты вибропрочностных испытаний, так и результаты локальных частотных испытаний.

2. Обобщении результатов вибропрочностной отработки объекта и изделий-аналогов.

3. Обработке результатов статических испытаний установок приборов, расчётных данных по проектным перегрузкам, а также данных о проектных и отработочных режимах механических воздействий на приборное оборудование.

4. Всестороннем анализе телеметрической информации по перегрузкам на РКН при пусках с различными полезными грузами.

5. Дополнительном уточнении динамической модели объекта и, при необходимости, КЭ-моделей, включающих эту модель, с учётом результатов локальных частотных испытаний и дополнительного анализа конструкторской документации.

6. Валидации расчётных КЭ-моделей на интересующем этапе выведения с использованием данных ТМИ и расчётной реконструкции внешних силовых воздействий на объект с использованием этих данных.

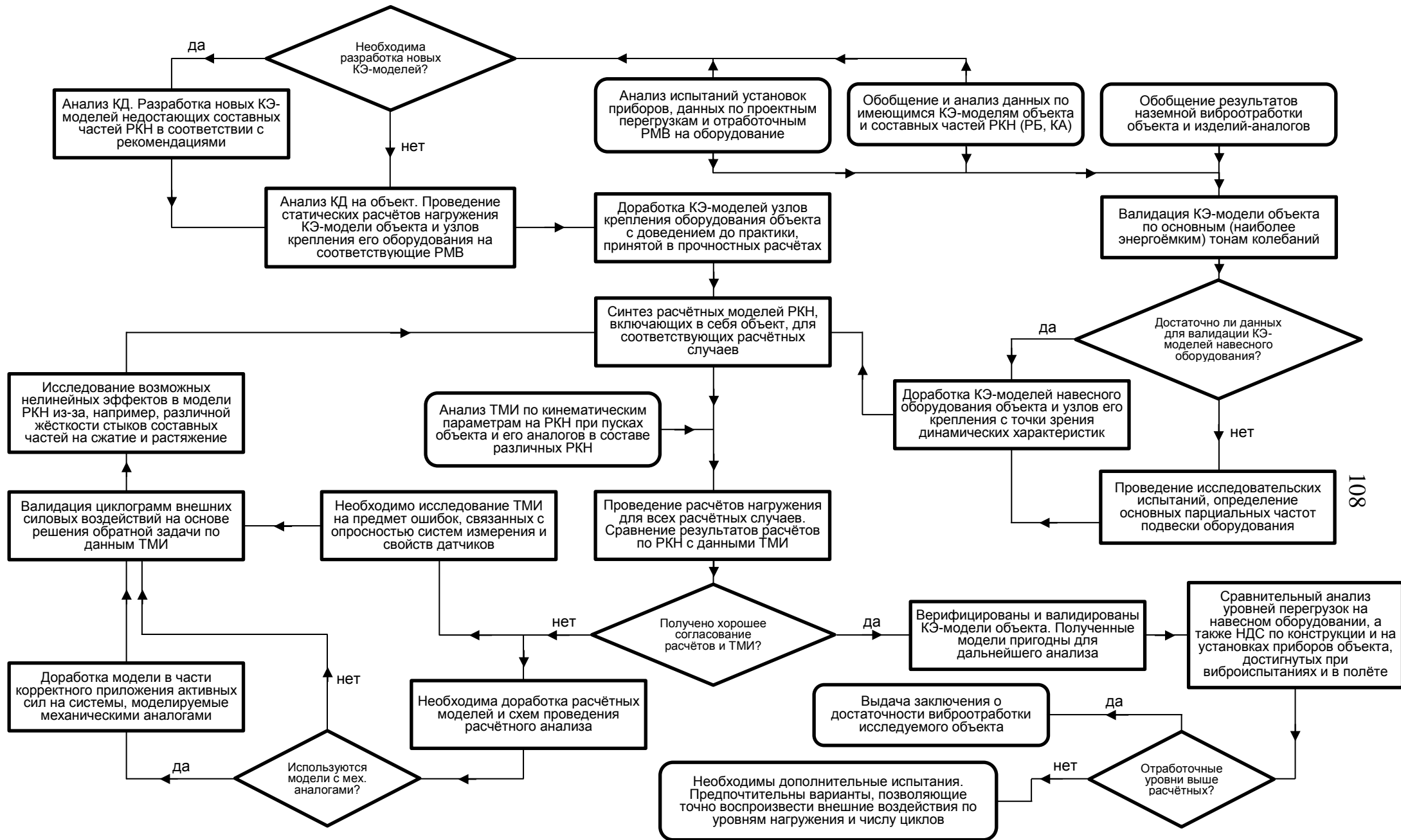
7. Анализе возможности возникновения нелинейных эффектов, связанных, например, с различной жёсткостью стыков на сжатие и растяжение, и, при необходимости, разработке процедуры проведения расчётов динамических нагрузок в нелинейной постановке.

8. Расчётном анализе динамических нагрузок конструкции и приборно-агрегатного оборудования объекта на интересующем этапе эксплуатации с использованием уточнённых и валидированных КЭ-моделей.

9. Анализе уровней перегрузок конструкции и оборудования, достигнутых при вибропрочностных испытаниях, полученных на основе математического моделирования процесса виброиспытаний.

10. Сопоставительном расчётном анализе уровней напряжённого состояния конструкции и установок приборов на интересующем этапе эксплуатации и в условиях вибропрочностных испытаний.

На блок-схеме 4.1 представлен порядок применения расчётно-экспериментального подхода к подтверждению вибропрочности конструкций, у которых в процессе лётной эксплуатации обнаруживаются дополнительные внешние воздействия, не учтённые при наземной экспериментальной отработке.



Блок-схема 4.1 – Порядок применения расчётно-экспериментального метода подтверждения вибропрочности конструкций, у которых в процессе эксплуатации обнаруживаются внешние воздействия, не учтённые при НЭО

Рассмотрим особенности применения этого подхода на примере задачи о подтверждении вибропрочности приборного отсека типовой РН, КЭ-модель которой была разработана в разделе 3.2.

Экспериментальная часть предложенного метода заключается в обработке результатов локальных частотных испытаний оборудования. На основе временных зависимостей ускорений от ударных воздействий строятся амплитудно-частотные характеристики и определяются парциальные частоты подвески приборов в ПрО. Для оценки влияния кабельной сети на диссипативные характеристики приборного оборудования и кронштейнов крепления был проведён модельный эксперимент. Эти результаты позволили скорректировать диссипативные характеристики для расчёта динамических нагрузок (раздел 4.2).

На основе результатов испытаний проводится доработка расчётной модели ПрО и включение её в КЭ-модель ступени. Кроме того, в разделе 4.2 проанализированы данные по режимам отработки кронштейнов приборно-агрегатного оборудования на статические воздействия и определено НДС по конструкции ПрО от этих воздействий. Проведена корректировка расчётной модели ПрО с доведением зон с повышенным НДС до требований, принятых в практике прочностных расчётов. Определены наиболее нагруженные зоны в ПрО.

В разделе 4.3 приведены результаты сбора и обобщения телеметрической информации по датчикам осевой перегрузки при пусках типовой ступени РН с различными КГЧ для двух вариантов спада тяги ДУ. Определены ударные спектры от переходных процессов в ПрО РН, проведено их сравнение с реализованными при виброиспытаниях режимами. Показаны эффекты, связанные с некорректным выбором соотношения между полосой пропускания датчиков и опросностью систем измерений при ЛИ объектов.

В разделе 4.4 показаны результаты расчёта динамического нагружения типовой ступени РН с различными КГЧ при спаде тяги ДУ. На основе результатов анализа ТМИ проведена реконструкция циклограмм спада тяги ДУ путём решения обратных задач и сравнения их с циклограммами, предложенными разработчиком ДУ. Использовались данные по пускам РН с РБ и четырьмя КА,

поскольку в этих пусках имеются замеры перегрузок на РБ. Эти задачи решались в линейной постановке, поскольку в расчётной модели сборки ступени с РБ и КА отсутствуют явно выраженные нелинейные связи. По результатам расчётов уточнены циклограммы спада тяги ДУ, а также обоснована возможность использования циклограмм, предложенных разработчиком.

В подразделе 4.4.2 приведено описание разработанной модели нелинейной связи между ступенью РН и ПГ типа тяжёлого грузового или пилотируемого корабля: при растяжении включается сравнительно «мягкая» жёсткость замков, при сжатии – кинематический контакт шпангоутов ступени и корабля. Для пусков с этими ПГ получено хорошее согласование расчётных перегрузок с замеренными осевыми перегрузками в ПрО при обоих вариантах спада тяги ДУ ступени. Это согласование подтверждает корректность получаемой ТМИ на ступени РН, а также расчётных перегрузок приборов в ПрО при спаде тяги ДУ. Показано преимущество использования циклограммы выключения ДУ с задержкой в части динамического нагружения конструкций.

В разделе 4.5 приведены результаты анализа замеренных виброускорений, реализованных при вибропрочностных испытаниях ступени РН и изделий-аналогов. Основной целью этого анализа было определение амплитудно-частотных характеристик перегрузок силовых шпангоутов ПрО для восстановления силовых функций, действующих при виброиспытаниях на ступень. С использованием восстановленных амплитудных значений возбуждающих усилий при виброиспытаниях и разработанной динамической модели испытательной сборки была проведена оценка перегрузок приборов и оборудования, достигнутых при вибропрочностных испытаниях. Эти перегрузки в дальнейшем использованы для сравнения с перегрузками, полученными при спаде тяги ДУ. Показано, что на оборудовании в ПрО перегрузки при выключении ДУ меньше перегрузок, полученных при виброиспытаниях.

Представлены также результаты расчёта напряжённо-деформированного состояния конструкции ПрО и установок приборов при вибродинамических испытаниях и при выключении ДУ. В наиболее нагруженных зонах ПрО,

определённых в разделе 4.2, проводится сравнение уровней НДС между собой, а также с данными, полученными по расчёту НДС от статической нагрузки 15 g. Расчёты показали, что во всех случаях максимальные напряжения существенно ниже пределов прочности материалов установок приборов и ПрО.

Дополнительно показано, что расчётные перегрузки приборов и оборудования при выключении ДУ ниже эквивалентных перегрузок, использованных для статических испытаний установок приборов и расчётных данных по проектным перегрузкам.

Анализ результатов, полученных по вышеперечисленным позициям, позволил обоснованно отказаться от проведения дополнительных виброиспытаний ПрО.

4.2. Подходы к доработке и валидации КЭМ по результатам динамических испытаний и анализа НДС на примере КЭМ типового приборного отсека

Важность динамических испытаний обусловлена необходимостью достоверного расчётного определения уровней динамических нагрузок, действующих на приборно-агрегатное оборудование, что существенно зависит от кондиционности локальных динамических моделей. Определение динамических характеристик приборного оборудования может проводиться на основе:

1. вибродинамических испытаний;
2. испытаний сбросом статического усилия;
3. локальных частотных испытаний, при которых колебания возбуждаются в результате приложения одиночных ударных импульсов.

При вибродинамических испытаниях одновременно в различной степени возбуждаются колебания конструкции и всего приборного оборудования, в связи с чем по полученным АЧХ бывает затруднительно выделить парциальные частоты колебаний конкретного прибора. Кроме того, установка вибродатчиков на все интересующие приборы не всегда возможна в силу особенностей используемой системы измерений.

Второй способ позволяет возбуждать парциальные колебания отдельных приборов и агрегатов, но требует настройки сложных систем приложения нагрузки. Зачастую возможный вектор приложения нагрузки лежит в небольшом телесном угле из-за особенностей компоновки приборов.

В связи с этим наиболее выигрышным для определения динамических характеристик приборного оборудования представляется проведение локальных частотных испытаний. Кроме того, только этот способ может быть применён в случае необходимости проведения таких испытаний на лётном изделии и изделии, повреждённом в результате наземных испытаний или при нештатных ситуациях.

Для проведения локальных частотных испытаний используются специальные ударные молотки различной массы с комплектом насадок переменной жёсткости (от мягких, изготовленных из резины, до твёрдых пластиковых или металлических).

Задачами локальных частотных испытаний являются:

- нагружение импульсным воздействием от ударного молотка для возбуждения низших частот парциальных колебаний приборно-агрегатного оборудования на кронштейнах;
- регистрация и обработка параметров динамического отклика;
- определение низших парциальных частот и диссипативных характеристик приборов и агрегатов на кронштейнах.

В качестве места удара выбирается наиболее жёсткая часть конструкции прибора, к которой возможен доступ. По возможности вибродатчики должны быть удалены на максимальное расстояние от места удара. Направление приложения ударной нагрузки и ориентация датчиков выбирается из условия возможности приложения достаточной ударной нагрузки для возбуждения парциальных частот объекта испытания.

В случае с ПрО для каждого прибора ударная нагрузка прикладывается в радиальном, касательном и осевом направлении (в цилиндрической системе координат, ось Z которой совпадает с продольной осью изделия). Динамическая реакция приборов в каждом испытании измеряется в трёх направлениях. В

каждом испытании ударная нагрузка прикладывается 3 раза. Каждый раз производится запись временных процессов, зарегистрированных на молотке и стационарных акселерометрах. Записи по трём ударам осредняются и обрабатываются. Для идентификации собственных форм и частот колебаний применялся метод «PolyMAX», разработанный компанией LMS.

По результатам испытаний проводится валидация расчётных КЭ динамических моделей оборудования. После получения удовлетворительного согласования расчётных и экспериментальных частотных характеристик эти модели включаются в общую КЭ-модель ступени.

На рисунке 4.1 для примера показан вид габаритно-массовых макетов (ГММ) приборов № 4 и № 18 с установленными датчиками.

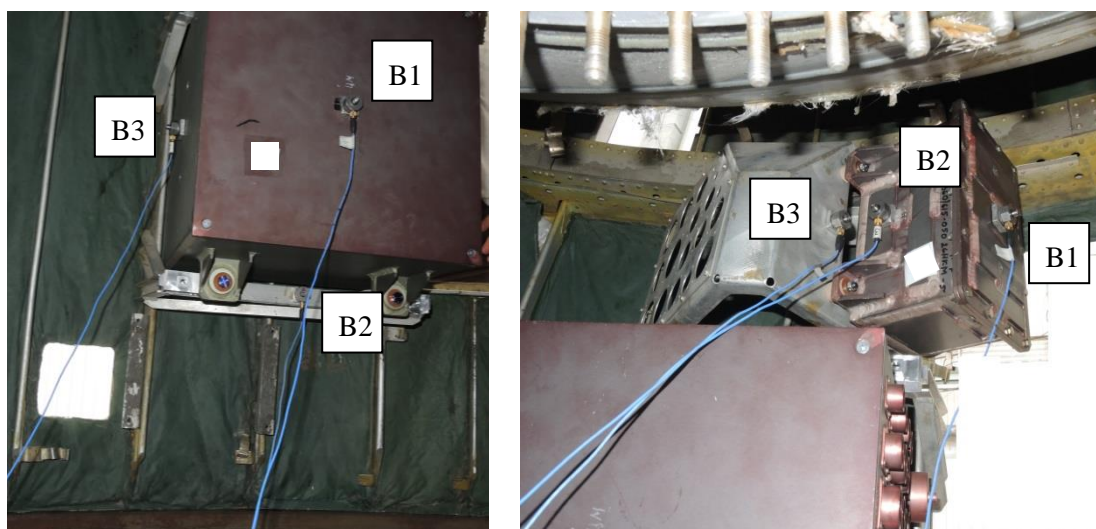


Рисунок 4.1 – ГММ приборов № 4 (слева) и № 18 с установленными датчиками

На рисунке 4.2 приведены осреднённые по трём ударам амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) отклика в направлении воздействия при воздействии в трёх направлениях (R - радиальное, слева; T – тангенциальное, посередине; X – осевое, справа) для прибора № 4 по датчикам B1 – B3 (сверху – вниз). Установленные датчики перегрузок – трёхкомпонентные.

Для всех приборов и агрегатов частоты резонансных колебаний оказались выше 30 Гц, диссипативные характеристики большинства резонансных тонов лежат в диапазоне 0.5% – 2% от критического демпфирования (логарифмический декремент затухания 0.03 – 0.12).

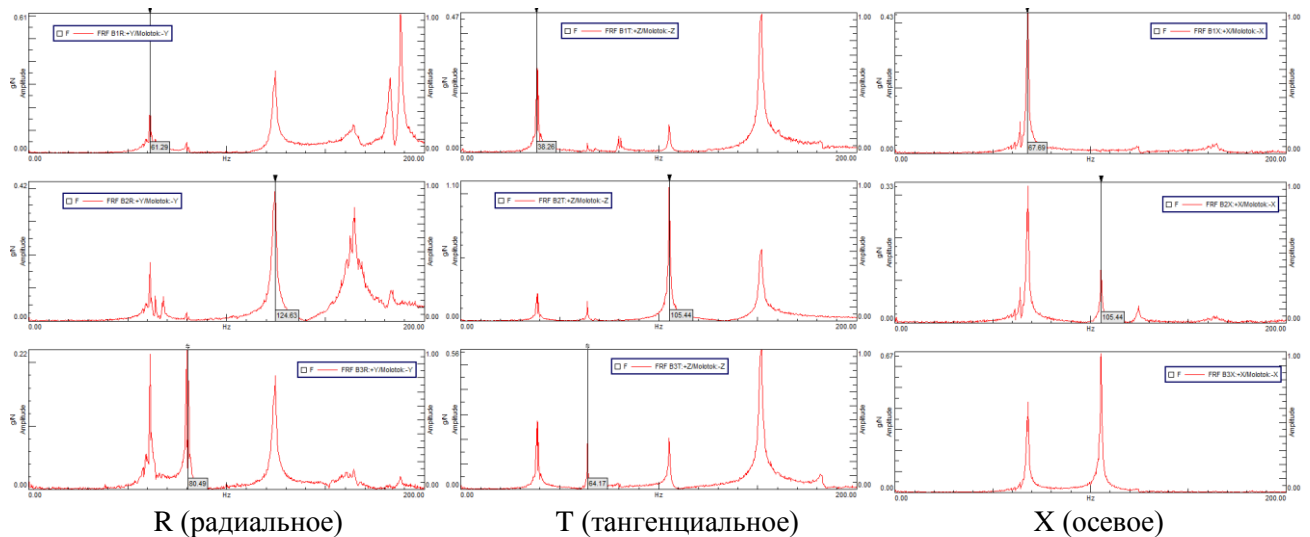


Рисунок 4.2 – осреднённые по трём ударам АЧХ отклика на приборе № 4 по датчикам В1 – В3 в направлении воздействия

Следует отметить, что при локальных частотных испытаниях в составе испытательной сборки отсутствовали элементы БКС, которые способствуют повышению диссипативных характеристик (снижению добротности).

Одной из целей данной работы является разработка КЭ-модели, адекватно отражающей динамические характеристики реальной конструкции в процессе лётной эксплуатации и при наземной экспериментальной отработке (при вибропрочностных испытаниях ступени БКС монтируется по штатной технологии). Следовательно, задание параметров демпфирования приборно-агрегатного оборудования в расчётной модели необходимо проводить на основе экспериментальных данных с учётом наличия БКС.

Для определения повышающих коэффициентов на диссипативные характеристики подвески приборов, определённые без БКС, был проведён модельный эксперимент, суть которого заключается в следующем.

На закреплённый к силовой стене алюминиевый кронштейн подвешивается два массовых имитатора, стянутых струбциной. Между имитаторами и кронштейном во всех экспериментах кроме первых двух была проложена резиновая прокладка для имитации податливости приборов на кронштейне (в действительности большинство приборов крепится к кронштейнам с использованием специальных текстолитовых шайб или резиновых прокладок). В

первых двух экспериментах эта прокладка отсутствует. Общая масса имитаторов с кронштейном составила ~ 15 кг.

Схема испытаний аналогична принятой при проведении локальных частотных испытаний оборудования в ПрО. Были осуществлены следующие типы экспериментов, при которых ОИ состоял из:

1. кронштейна с имитаторами без прокладки и кабелей;
2. кронштейна с имитаторами без прокладки и двумя кабелями;
3. кронштейна с имитаторами и прокладкой без кабелей;
4. кронштейна с имитаторами, прокладкой и двумя кабелями;
5. кронштейна с имитаторами, прокладкой, 2 кабелями и жгутом;
6. кронштейна с имитаторами, прокладкой и 4 кабелями.

Оказалось, что наличие в системе БКС существенно (в 3-4 раза, а иногда и более чем в 10 раз) увеличивает диссипативные характеристики тонов с низким (до 1 % crit) значением критического демпфирования. Для тонов с изначально большей диссипацией БКС увеличивает диссипативные характеристики, как правило, в 1.5 – 2 раза.

На основании полученных экспериментальных данных можно сделать следующий вывод: для проведения расчётов динамического нагружения приборного отсека ступени РН с учётом наличия БКС следует диссипативные характеристики оборудования задавать в диапазоне 3% – 5 % crit.

Модель типового приборного отсека представляет собой подкреплённую стрингерным набором цилиндрическую оболочку с технологическими люками. В средней и верхней части ПрО расположена большая часть приборно-агрегатного оборудования РН. Конечноэлементная модель отсека состоит из ~18700 элементов и ~15600 узлов.

Модернизация расчётной конечноэлементной модели проводилась на основании результатов локальных частотных испытаний оборудования и данных конструкторской документации.

Внешний вид конечноэлементной модели ПрО типовой ступени до модернизации показан на рисунке 4.3.

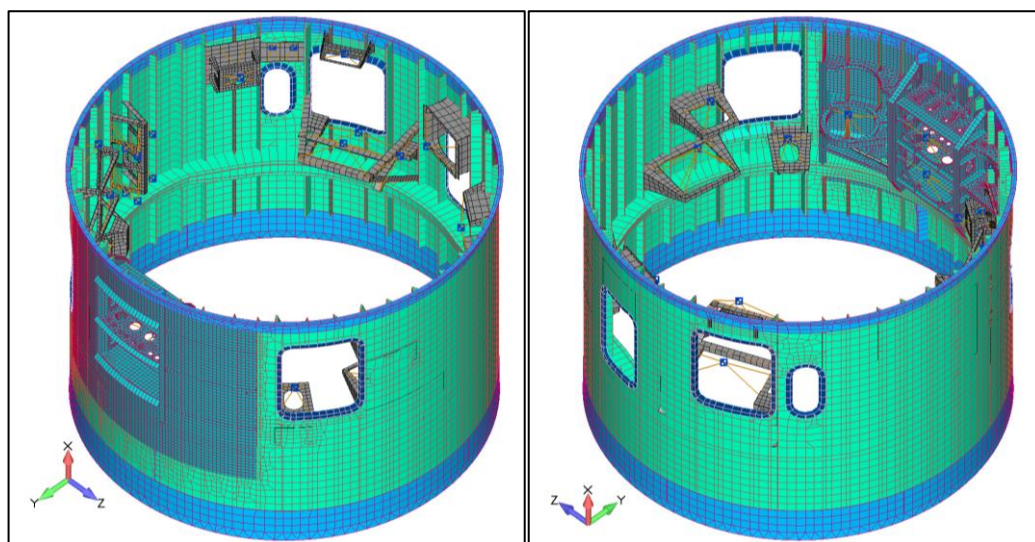


Рисунок 4.3 – КЭ модель ПрО до модернизации

Для удобства проведения расчётов модель целесообразно разбить на сектора. При валидации модели для каждого сектора граничные условия на всех четырёх краях (двух боковых гранях, верхнем и нижнем шпангоуте) соответствуют заделке по всем шести степеням свободы.

Необходимо проверить, что указанный способ задания граничных условий по границам секторов является адекватным. Для этого проводится сравнительный анализ частотного спектра модели целиком в интересующем частотном диапазоне (до 200 Гц в случае модели ПрО). В случае с ПрО удалось показать, что сколько-нибудь заметное влияние на динамические характеристики прибора могут оказывать только соседние приборы. В связи с этим модель ПрО была разбита на три сектора по $\sim 100 - 120^\circ$ с перекрытиями.

Модели двух из трёх секторов приведены на рисунке 4.4. Номера возле приборов соответствуют номеру этих приборов при проведении испытаний.

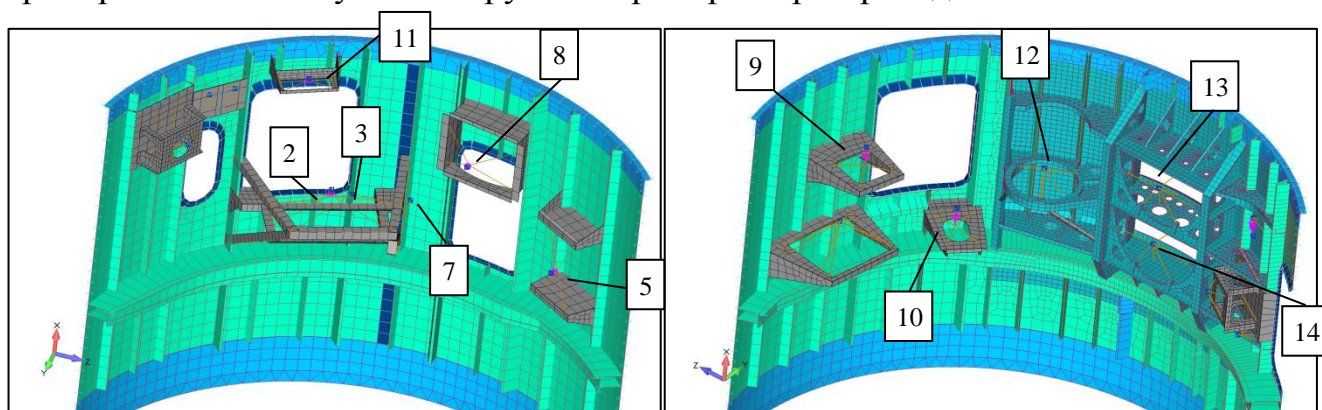


Рисунок 4.4 – КЭ модели двух секторов ПрО после модернизации (крышки люков отсутствуют, как и на ОИ)

После разбиения проводится расчёт собственных частот и форм колебаний конструкций с указанными граничными условиями, в результате чего определяются частоты колебаний приборов с кронштейнами. Эти частоты сопоставляются с резонансными частотами оборудования, определёнными по результатам локальных частотных испытаний. В некоторых случаях в АЧХ могут присутствовать парциальные частоты колебаний соседних приборов.

При несовпадении частот (как правило, расчётные частоты оказываются выше замеренных) вводятся дополнительные податливости узлов крепления центров масс приборно-агрегатного оборудования с использованием элементов типа BUSH (6-ти степенная упругая связь), имитирующих специальные текстолитовые шайбы или резиновые прокладки между прибором и кронштейном. Инерционные характеристики ГММ в расчётной модели дополняются моментами инерции. При необходимости проводится уточнение моделей кронштейнов, а именно: уточняются места крепления приборно-агрегатного оборудования, вводятся дополнительные связи кронштейнов со стрингерами и обшивкой в соответствии с КД.

Для приборов, расположенных на одном силовом наборе, целесообразно проводить уточнение одновременно. В этом случае при воздействии на каждый из приборов в отклике определяются парциальные частоты колебаний обоих приборов. Аналогично при изменении жесткостных характеристик одного из кронштейнов изменяются парциальные частоты колебаний обоих приборов. Далее приведён пример проведения процедуры валидации КЭ-моделей отдельно стоящего прибора № 9 и расположенных один над другим приборов № 4 и № 18.

Приборы №4 (масса 18.5 кг) и №18 (масса 8 кг)

На рисунке 4.5 приведены частоты и формы некоторых парциальных тонов колебаний приборов на кронштейнах, полученные после доработки КЭ модели ПрО (частоты колебаний указаны в левом нижнем углу рисунков).

Описание тонов и сравнение расчётных значений частот после доработки КЭ-модели с экспериментальными данными представлено в таблице 4.1.

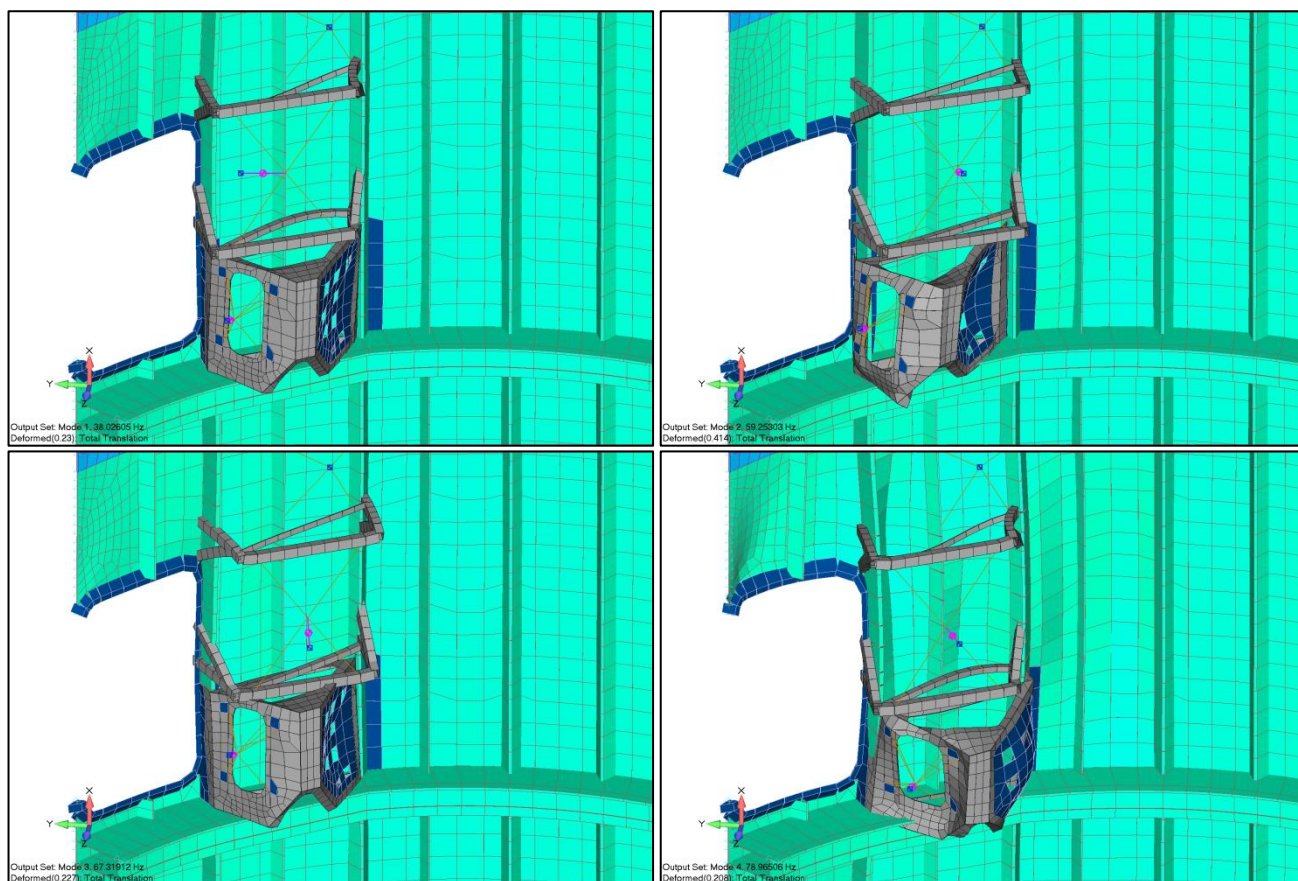


Рисунок 4.5 – Парциальные тона колебаний приборов № 4 и № 18 на кронштейнах. Частоты 38.0, 59.3, 67.3, 79.0 Гц

Таблица 4.1 – Сравнение рассчитанных и определённых экспериментально частот парциальных колебаний приборов № 4 и № 18

№ тона	Частота, Гц		Описание тона колебаний
	Расчёт	Эксперимент	
1	38.0	38.6	Поперечный тон колебаний (в тангенциальном направлении) прибора № 4
2	59.3	63.7	Поперечный тон колебаний (в тангенциальном направлении) прибора № 18
3	67.3	67.7	Продольные колебания прибора № 4 с поперечными колебаниями прибора № 18
4	79.0	80.2	Тон совместных колебаний приборов
5	110.9	105.3 124.2	Тон совместных (преимущественно крутильных) колебаний приборов

Прибор № 9 (масса 17.5 кг)

На рисунке 4.6 приведены частоты и формы некоторых парциальных тонов колебаний прибора на кронштейне, полученные после доработки КЭ модели Про (частоты колебаний указаны в левом нижнем углу рисунков).

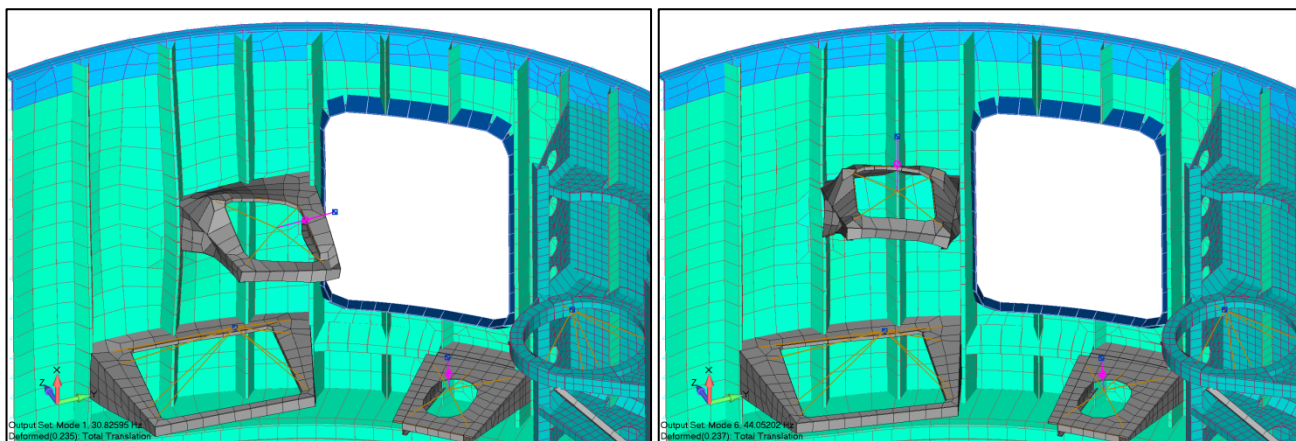


Рисунок 4.6 – Парциальные тона колебаний прибора № 9 на кронштейне. Частоты 30.8, 44.1 Гц

Описание тонов и сравнение расчётных значений частот после доработки КЭ-модели с экспериментальными данными представлено в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Сравнение рассчитанных и определённых экспериментально частот парциальных колебаний прибора № 9

№ тона	Частота, Гц		Описание тона колебаний
	Расчёт	Эксперимент	
1	30.8	30.2	Поперечный тон колебаний (в тангенциальном направлении)
2	33.3	33.0	Поперечный тон колебаний (в радиальном направлении)
3	44.1	44.2	Продольный тон колебаний

Доработанные области в КЭ-модели ПрО на рисунках 4.5, 4.6 показаны темно-синим цветом. Сравнение расчётных данных с результатами испытаний позволяет сделать вывод о корректности проведённой доработки конечноэлементной модели приборов № 4, 9, 18.

По результатам подобной доработки для остальных приборов в ПрО была получена расчётная КЭ-модель, которая адекватно отражает динамические характеристики приборного оборудования в диапазоне до 130 – 150 Гц, то есть на основных парциальных частотах колебаний.

Анализ режимов механических воздействий (РМВ) на аппаратуру ПрО показал, что при отработке статической прочности ПрО наиболее массивные приборы и агрегаты подвергались воздействиям сил различной величины (так, что эквивалентная осевая статическая перегрузка составляет не менее 10 g). Кроме того, проводились испытания с одновременным воздействием на несколько

приборов. Результаты всех испытаний для всех приборов положительные – после снятия расчётных нагрузок видимых изменений в конструкции не обнаружено.

С использованием доработанной конечноэлементной модели ПрО был проведён анализ НДС по конструкции от действия сосредоточенных сил, приложенных в центры масс приборов. В местах конструкции, где по результатам расчётов НДС выглядит нефизично, проводилась доработка модели путём детализации КЭ-сетки и модификации свойств элементов с учётом данных КД. При проведении расчётов учитывалось наличие весовой составляющей.

В результате для всех приборов и агрегатов, участвовавших в испытаниях, были определены максимальные уровни НДС на кронштейнах приборов и в окрестности узлов их крепления к обечайке ПрО.

По результатам расчётного анализа уровни НДС на кронштейнах приборно-агрегатного оборудования и в окрестности мест их крепления при приложении внешних воздействий, соответствующих испытательным, оказались существенно ниже пределов прочности используемых материалов. Следовательно, расчётным путём подтверждены положительные результаты статических испытаний приборно-агрегатного оборудования в ПрО.

Результаты расчёта НДС для одного из наиболее жёстких вариантов нагружения, когда осевые силовые воздействия согласно РМВ были приложены одновременно к семи приборам, приведены в таблице 4.3 и на рисунке 4.7.

Таблица 4.3 – Экстремальные значения НДС на кронштейнах и в окрестности мест их крепления при приложении осевых сил одновременно к семи приборам

№	Направление воздействия	Величина статической нагрузки, Н	Эквивалентная перегрузка в ц.м. прибора, g	Экстремальные напряжения, кгс/мм ²
6	X	1500	15.4	< 8.0
9	X	3000	17.5	
10	X	3000	17.5	
4	X	2400	13.2	< 4.5
2	X	3000	14.2	< 5.5
3	X	800	19.0	
7	X	500	15.4	

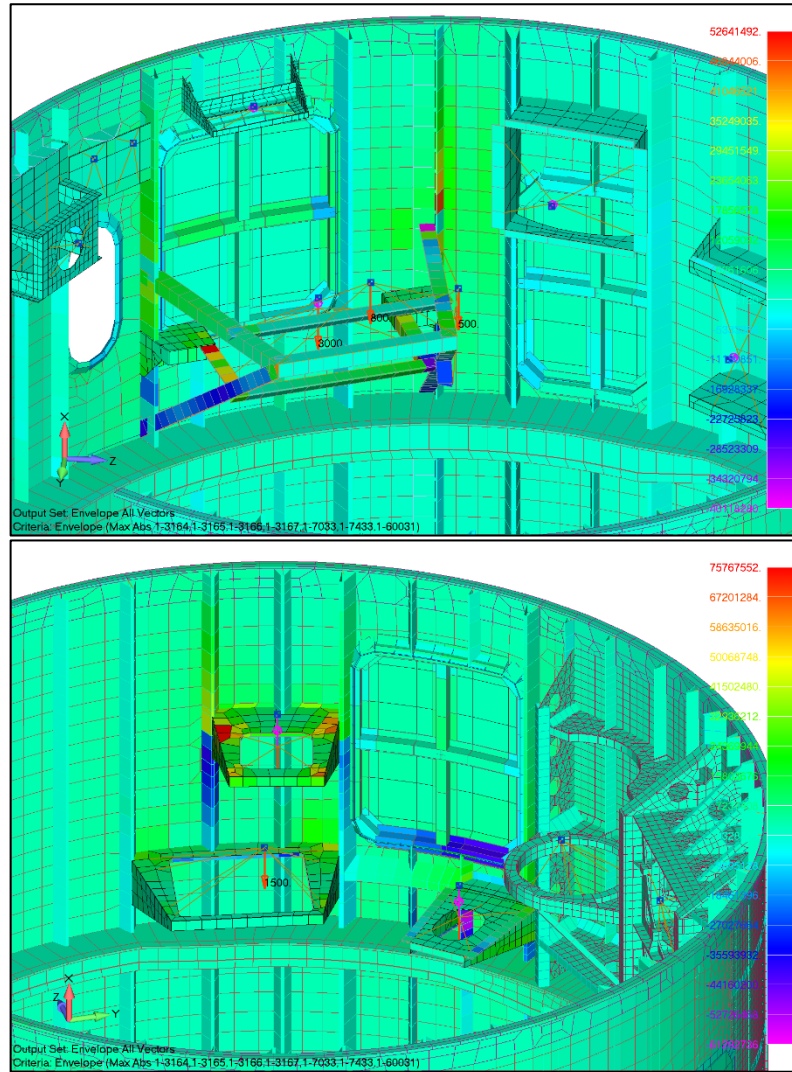


Рисунок 4.7 – НДС по конструкции ПрО при воздействии осевых сил одновременно на семь приборов

Таким образом, на основании предложенных подходов проведена доработка конечноэлементной модели ПрО с использованием результатов локальных частотных и статических испытаний кронштейнов приборно-агрегатного оборудования. Разработанная и валидированная КЭ-модель ПрО была включена в общую модель ступени РН.

4.3. Обобщение и анализ ТМИ по пускам с различными КГЧ

В соответствии с разработанным подходом был проведён анализ ТМИ при пусках типовой РН и изделий-аналогов (все РН с одинаковым двигателем) с различными ПГ. Также анализировалась и учитывалась (при возможности) ТМИ с

тяжёлых ПГ типа транспортных кораблей, а также с РБ и КА. При анализе было учтено существование двух вариантов спада тяги ДУ.

На рисунке 4.9 приведена ТМИ по осевым перегрузкам вблизи промежуточного шпангоута ПрО ступени при пусках тяжёлых ПГ типа транспортных кораблей при двух вариантах спада тяги ДУ.

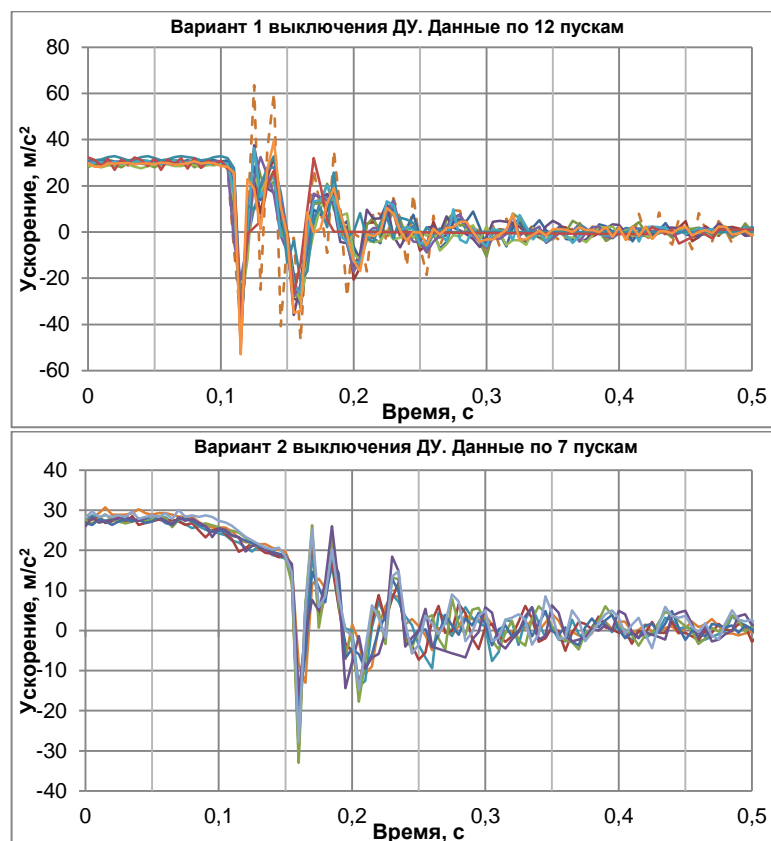


Рисунок 4.9 – ТМИ по осевым перегрузкам в ПрО типовой ступени

Из рисунка видно, что при выведении типовых ПГ типа транспортных кораблей осевые перегрузки в ПрО отсеке высотной ступени типовой РН хорошо согласуются от пуска к пуску за исключением ТМИ с одного пуска (отмечена пунктирной линией). В показаниях датчика с этого пуска в существенно большей степени проявляется высокочастотная составляющая, что видно и при построении уровней эквивалентной гармонической вибрации от переходных процессов – это единственный пуск, ударный спектр по которому на частотах 60 – 70 Гц, выходящих за диапазон измерений датчика, существенно превосходит ударный спектр в низкочастотном (до 40 Гц) диапазоне, что не вполне физично (см. рисунок 4.10). При этом в частотном диапазоне до 40 Гц ударный спектр удовлетворительно согласуется с данными по остальным пускам.

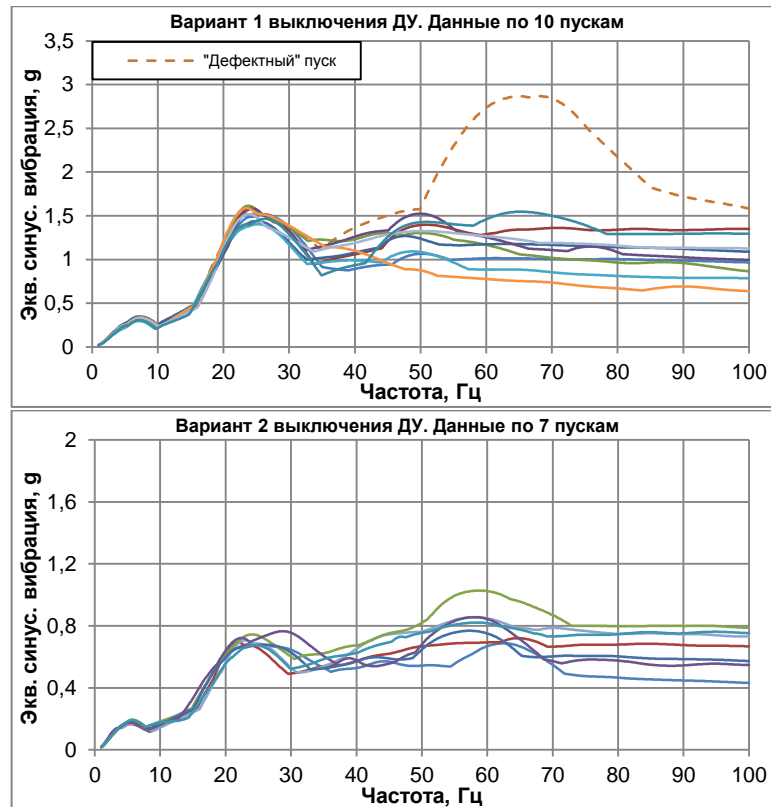


Рисунок 4.10 – Расчётные уровни экв.синус.вибрации ($Q=10$), определённые по осевым перегрузкам при двух вариантах выключения ДУ

Следует отметить, что подобного заброса в ударном спектре по датчику в ПрО ступени не наблюдается также ни в одном пуске с другими КА. В связи с этим, при дальнейшем анализе данные по этому пуску (пиковые уровни, ударный спектр), не укладывающиеся в общую картину, учитываться не будут.

Кроме того, был проведён анализ ТМИ по осевым перегрузкам при выключении ДУ при пусках КА с типовым РБ, а также пусках КА без РБ.

На рисунке 4.11 приведена ТМИ по осевым перегрузкам в ПрО типовой РН при пусках двух однотипных КА без РБ.

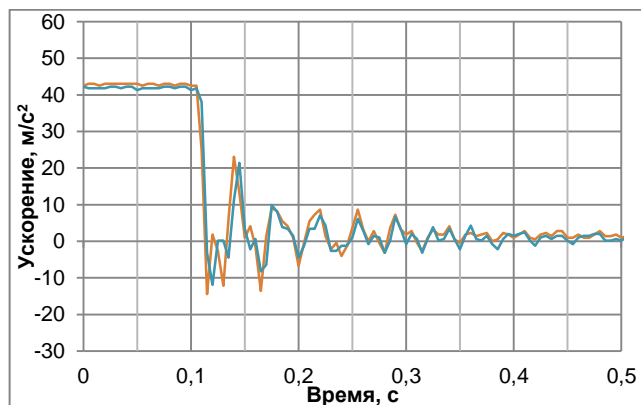


Рисунок 4.11 – ТМИ по осевым перегрузкам в ПрО типовой ступени при пусках типовых КА без РБ. Вариант 1 выключения ДУ

В целом из проведённого анализа следует, что при пусках схожих КА уровни осевых перегрузок на ступени удовлетворительно согласуются от пуска к пуску. При этом наибольшие уровни осевых перегрузок на ступени реализуются при пусках ПГ типа транспортных кораблей. Результаты анализа перегрузок на ступени при пусках КА с РБ приведены в следующем разделе.

Подобное согласование осевых перегрузок не всегда наблюдается на ПГ. На рисунке 4.12 приведена ТМИ по датчику осевой перегрузки на ПГ типа транспортных кораблей вблизи стыка с РН. Наиболее существенные различия от пуска к пуску наблюдаются в варианте 1 (резком) спада тяги ДУ. Такое рассогласование связано, во-первых, с влиянием на показания этого датчика нелинейности стыка РН с ПГ типа транспортных кораблей – он обладает низкой жёсткостью на растяжение и высокой на сжатие. Кроме того, в некоторых пусках были установлены датчики осевой перегрузки с рабочей полосой 0 – 128 Гц при опросности 200 Гц, что может оказать существенное влияние на записи перегрузок из-за эффекта маскировки частот.

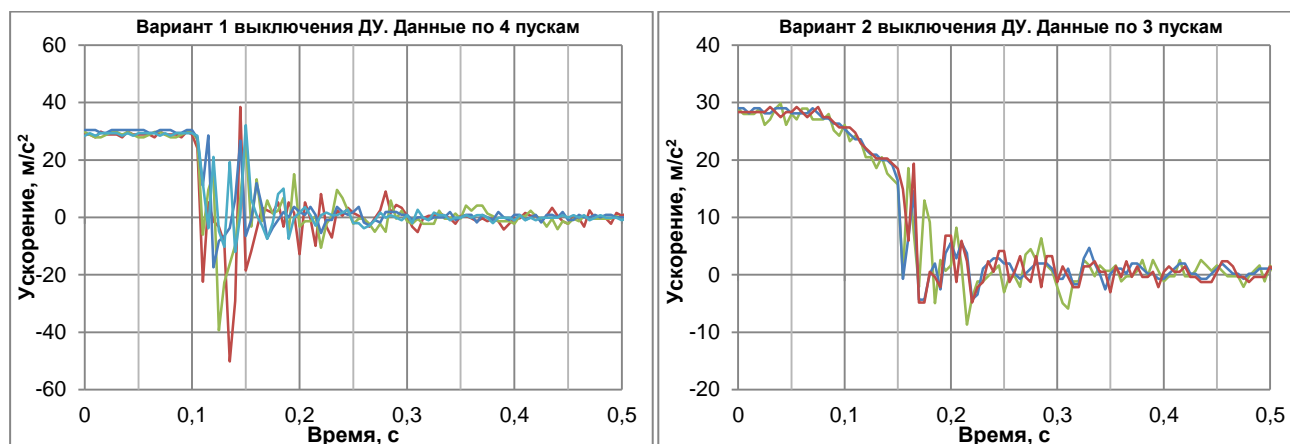


Рисунок 4.12 – ТМИ по осевым перегрузкам на ПГ типа транспортных кораблей вблизи стыка с РН

Ударные спектры от этих процессов различаются во всем частотном диапазоне. Таким образом, реконструкция циклограммы спада тяги ДУ ступени РН на основе пусков ПГ типа транспортных кораблей проводиться не будет из-за влияния нелинейных свойств стыка РН с ПГ.

Дополнительные данные по перегрузкам на ПГ типа тяжёлых транспортных кораблей были получены благодаря установке новой системы измерений.

Датчики осевой перегрузки с рабочей полосой 0 – 128 Гц и опросностью ~8 кГц (для исключения влияния эффекта маскировки частот) были размещены в нижней (возле стыка с РН) и верхней частях корабля в последних 4 пусках. Это позволило получить достоверную ТМИ в низкочастотном диапазоне.

На рисунке 4.13 показаны данные по осевым перегрузкам на ПГ типа транспортных кораблей вблизи нижнего сечения ПГ для варианта 1 (более резкого) выключения ДУ.



Рисунок 4.13 – Осевые перегрузки вблизи интерфейса ПГ типа транспортных кораблей с РН при спаде тяги ДУ в варианте 1 (более резком)

На рисунке 4.14 приведены уровни гармонической вибрации по переходным процессам в нижнем сечении ПГ типа транспортных кораблей при выключении ДУ, определённые по процессам, записанным современной системой измерений при пусках с более жестким вариантом спада тяги ДУ (слева) и более мягким вариантом спада тяги ДУ (справа).

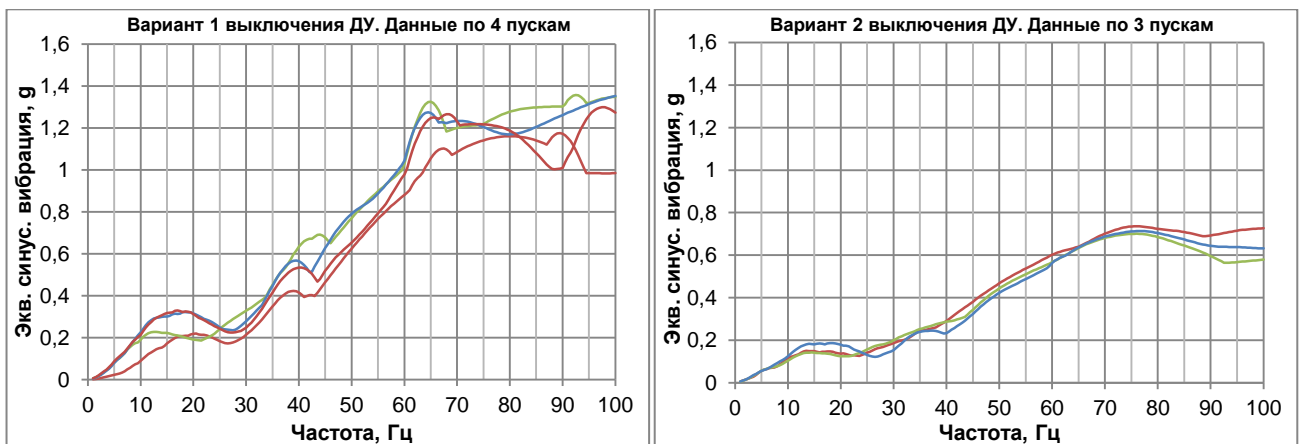


Рисунок 4.14 – Уровни гармонической вибрации ($Q=10$), определённые по осевым перегрузкам вблизи стыка РН с ПГ типа транспортных кораблей, в вариантах 1 (слева) и 2 (справа) выключения ДУ

Анализ ТМИ с обновлённой системы измерений дал основание для снижения уровней вибрации в НЧ (до 40 Гц) диапазоне, позволил получить удовлетворительное согласование ТМИ по разным пускам, и, как следствие, обоснованно показать достаточность отработки ПГ типа транспортных кораблей на воздействия при спаде тяги ДУ. Данные по ТМИ позволили провести валидацию циклограмм выключения ДУ, а также расчётных моделей для анализа динамического нагружения РН с ПГ (см. раздел 4.4).

4.4. Создание расчётных моделей связок типовой ступени РН с различными КГЧ, валидация КЭ-моделей и внешних воздействий от спада тяги по ТМИ

Для проведения дальнейших расчётов КЭ-модель типовой ступени РН среднего класса, описание которой представлено в подразделе 3.2.1, была доработана. В неё была включена обновлённая подробная модель ДУ и ПхО, а также валидированная по результатам испытаний модель ПрО.

Внешний вид доработанной модели показан на рисунке 4.15. Общее число элементов в модели ступени после доработки превысило 150000.

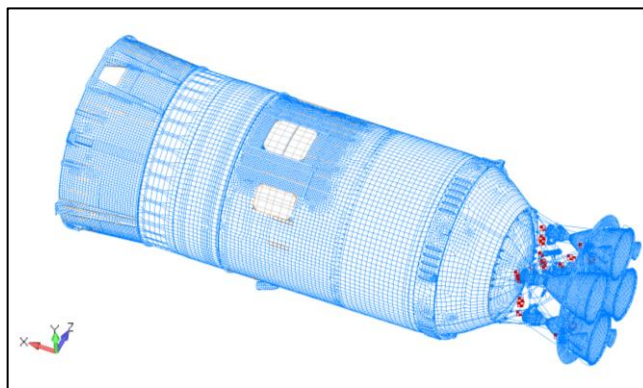


Рисунок 4.15 – Доработанная КЭ-модель типовой ступени РН среднего класса

Как уже было сказано ранее, существует два варианта выключения ДУ РН: вариант 1 (более резкий) и вариант 2 (более плавный). Максимальный градиент спада тяги для варианта 1 циклограммы спада тяги ДУ составляет ~5700 тс/с, для варианта 2 ~3500 тс/с.

Циклограммы обоих вариантов выключения ДУ приведены на рисунке 4.16.

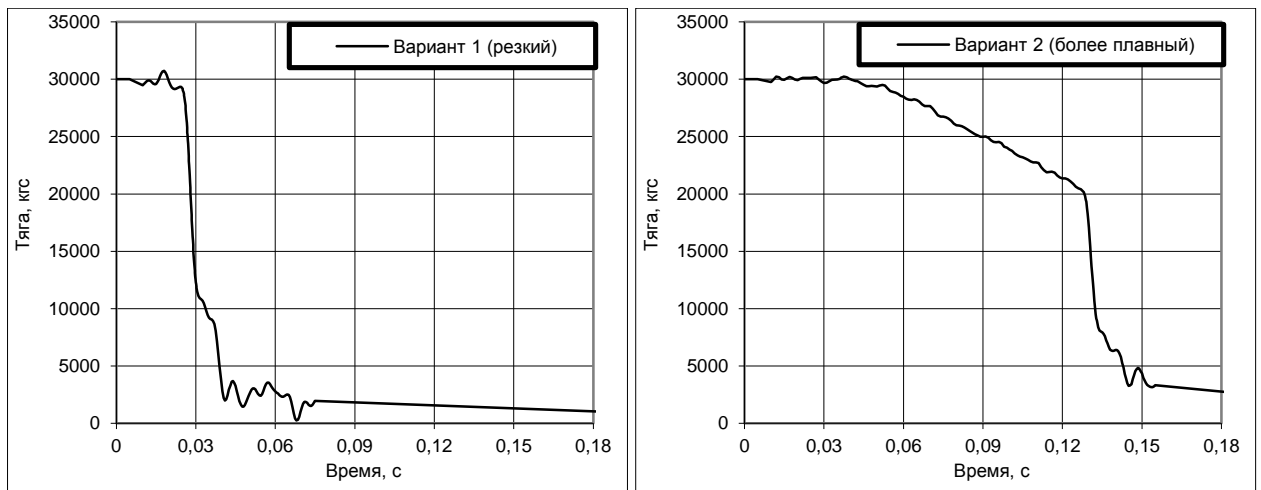


Рисунок 4.16 – Варианты спада тяги ДУ РН

4.4.1. Реконструкция циклограмм спада тяги высотного ДУ

С использованием предложенной в разделе 1.2 методики была проведена оценка циклограмм спада тяги при обоих вариантах выключения ДУ высотной ступени РН на основании ТМИ по датчикам осевой перегрузки на ступени и полезном грузе. Указанный подход применим при решении задачи в линейной постановке, при этом использование ТМИ с разных мест конструкции способствует снижению погрешностей. Поэтому, с учётом результатов анализа ТМИ, представленных в разделе 4.3, для реконструкции циклограмм были использованы модели типовой ступени РН с типовым РБ. Для проведения расчётов динамического нагружения высотной ступени РН с различными КГЧ, в состав которых входит типовой РБ, при выключении ДУ целесообразно провести редуцирование модели ступени в формат Крейга-Бэмптона.

Это обусловлено тем, что жесткостные и инерционные характеристики моделей РБ, переходного отсека и космических аппаратов тоже представлены в редуцированной форме с помощью матриц масс и жёсткости. Кроме того, это позволит существенно сократить время расчёта для валидации модели по результатам ТМИ. Модель ступени отличается от представленной на рисунке 4.15 отсутствием переходного отсека, который включён в модель РБ. В верхнем сечении ступени поставлен абсолютно жёсткий элемент, соединяющий центр сечения с 40 узлами верхнего шпангоута ступени. Здесь необходимо отметить, что локальная податливость стыка с ПхО учитывается в модели ПхО.

Была проведена динамическая редукция модели ступени к 5 физическим узлам – узлу интерфейса с ПхО и 4 узлам подвески камер сгорания (места приложения тяги ДУ), а также 537-м скалярным степеням свободы, соответствующих модальным координатам до 150 Гц при заделанных физических узлах. Наряду с матрицами масс и жёсткости была построена матрица восстановления АТМ для вывода поступательных ускорений в 82 узлах ступени, расположенных на силовой конструкции и в центрах масс приборного оборудования, на полюсах днищ и трубопроводах, а также на элементах ДУ.

Сравнительный анализ инерционных и динамических характеристик редуцированной и полной моделей свидетельствует об адекватности редуцированной модели в частотном диапазоне до 150 Гц полной модели, что позволяет применять её для расчёта динамического нагружения связки РН+РБ+КА при спаде тяги ДУ.

Расчёты проводились с помощью программного комплекса [74] методом разложения по тонам колебаний. Использовались редуцированные модели ступени, РБ, ПхО и КА. Демпфирование составляло 5% критического во всем диапазоне частот.

Модель РБ представлена матрицами масс и жёсткости размером 105*105 и описывается 16-ю физическими узлами (по 8 в верхнем и нижнем интерфейсе) и 9-ю модальными степенями свободы. Расположение датчиков перегрузок в верхнем сечении РБ и координаты физических узлов показаны на рисунке 4.17.

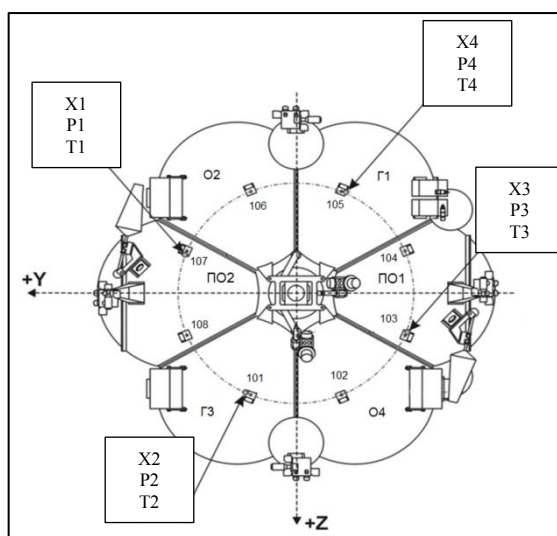


Рисунок 4.17 – Узлы расчётной модели РБ и точки полётных измерений

Рабочий частотный диапазон датчиков составлял 0 – 64 Гц, опросность системы измерений составляет 400 Гц. Для каждого рассмотренного пуска модель РБ соответствует различным заправкам топливом. Для корректного сравнения шаг вывода результатов расчёта принимался равным шагу ТМИ (1/200 с – для ступени, 1/400 с – для РБФ).

Реконструкция циклограммы спада тяги ДУ в варианте 2 с использованием ТМИ при выведении типового КА

Реконструкция циклограммы спада тяги ДУ в варианте 2 (более мягком, см. рис. 4.16) производилась с использованием КЭ модели связки типовой ступени РН с РБ и типовым КА.

В данном случае интерфейс модели ПГ с РБ моделировался кинематической связью, соединяющей все 8 узлов РБФ с 1 узлом ПГ.

Для решения задачи использовались данные с датчика осевой перегрузки в ПрО типовой ступени (параметр ОП) и датчиков осевой перегрузки в интерфейсе РБ с адаптером ПГ (параметры ТМИ Х1 – Х4), всего – 5 датчиков.

На рисунке 4.18 приведено сравнение циклограммы спада тяги, предложенной разработчиком ДУ, с реконструированной по ТМИ в этом пуске.

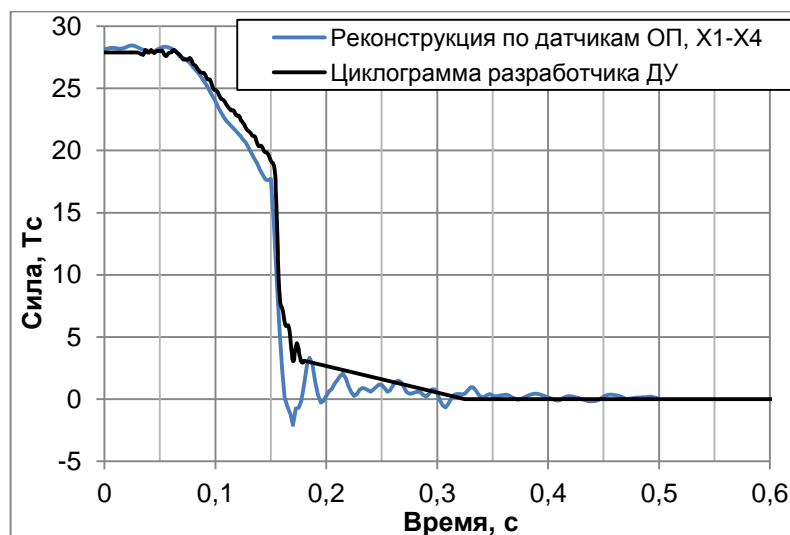


Рисунок 4.18 – Сравнение восстановленной и предложенной разработчиком циклограмм выключения ДУ в варианте 2 (более мягком)

На рисунке 4.19 приведено сравнение осевой перегрузки по датчику ОП на ступени, а также осевых перегрузок по датчикам Х2 и Х3 на РБ, рассчитанных по восстановленной циклограмме, с данными ТМИ в этих датчиках.

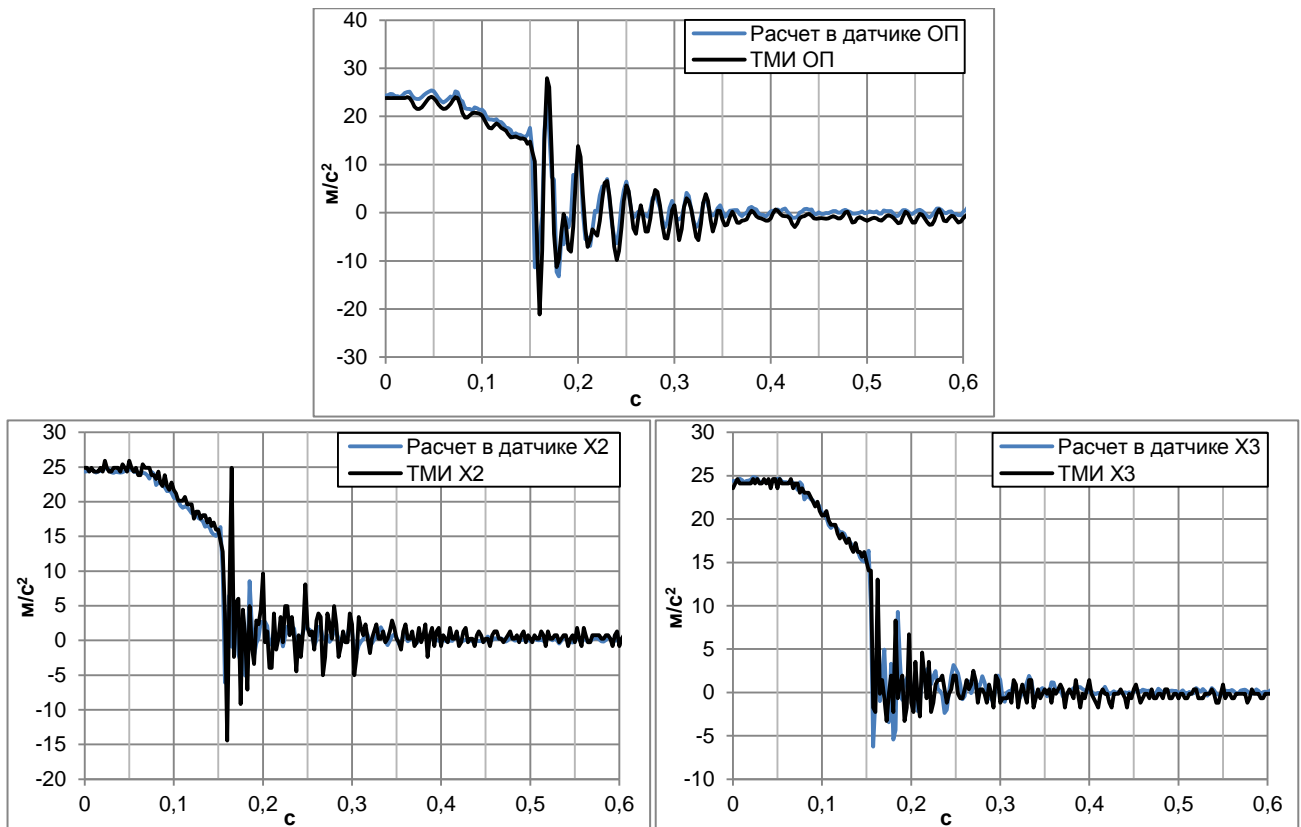


Рисунок 4.19 – сравнение ТМИ при пуске типового КА (вариант 2 выключения ДУ) с рассчитанными перегрузками по датчику ОП (сверху) и X2, X3 (снизу) по реконструированной циклограмме

Максимальный градиент спада тяги циклограммы, восстановленной по ТМИ, составляет ~ 2000 тс/с. Максимальный градиент спада тяги ДУ в варианте 2 выключения ДУ (более мягком) по циклограмме, предложенной разработчиком ДУ, на небольшом временном интервале достигает 3500 тс/с. Получено хорошее согласование с данными ТМИ рассчитанных по восстановленной циклограмме (вариант 2 выключения ДУ) уровней перегрузок на ступени и РБ с данными ТМИ.

Было проведено сравнение уровней перегрузок на ступени и РБ, рассчитанных по циклограмме, выданной разработчиком ДУ, с данными ТМИ.

На рисунках 4.20, 4.21 слева приведена ТМИ по датчикам ОП на ступени и X2 на РБ при выведении типового КА. На этих рисунках справа приведены результаты расчёта перегрузок в местах установки этих датчиков по циклограмме спада тяги ДУ (вариант 2), выданной разработчиком, с высокой опросностью и опросностью, соответствующей опросности системы измерений (200 Гц для ступени и 400 Гц для РБ).

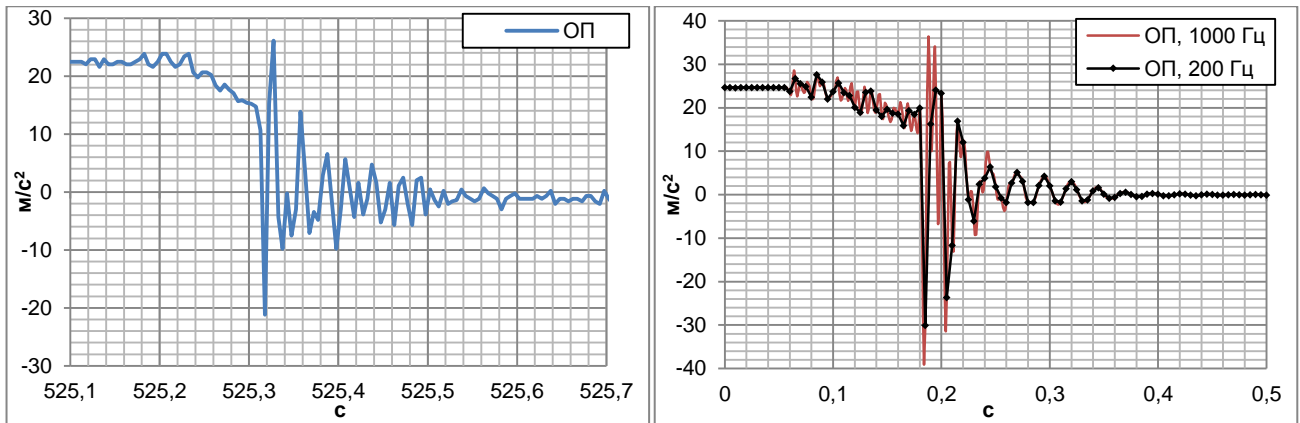


Рисунок 4.20 – Осевые перегрузки по датчику ОП на ступени

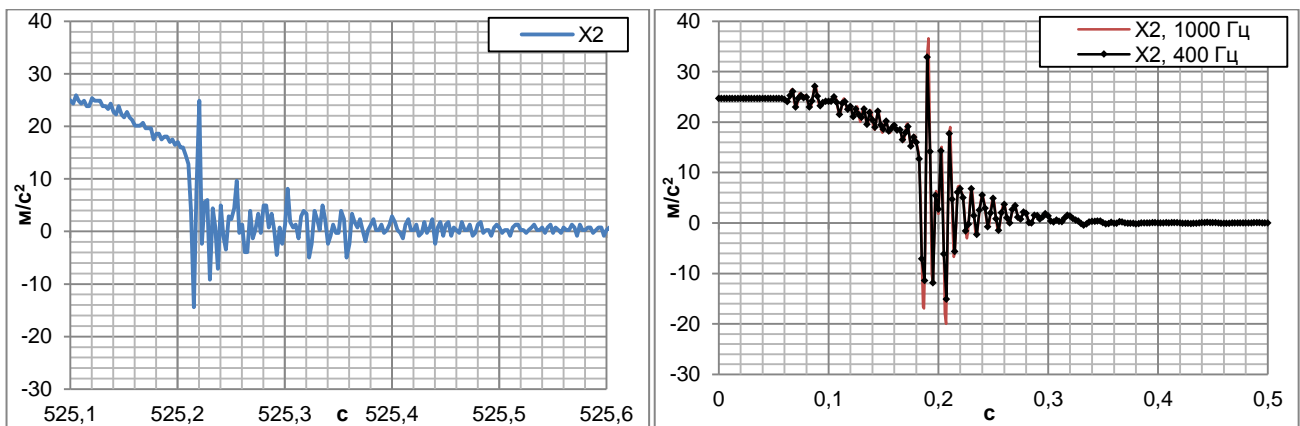


Рисунок 4.21 – Осевые перегрузки по датчику X2 на РБ

Как видно из рисунков 4.19 – 4.21, рассчитанные по циклограмме спада тяги в варианте 2, выданной разработчиком ДУ, уровни перегрузок на ступени и РБ похожи по виду и несколько больше по амплитудам, чем замеренные при ЛИ.

Реконструкция циклограммы спада тяги ДУ в варианте 1 с использованием ГМИ при выведении типового КА

С целью демонстрации влияния погрешностей в исходных данных на качество решения обратной задачи реконструкция циклограммы спада тяги в варианте 1 (более резком, см. рисунок 4.16) производилась с использованием КЭ модели связки типовой ступени РН с РБ и КА массой ~3100 кг в двух вариантах:

- восстановление только по датчику ОП на ступени;
- восстановление по датчику ОП на ступени и датчикам X1 – X4 на РБ.

Полезная нагрузка в этом запуске состояла из КА, адаптера и попутной нагрузки. На рисунке 4.22 приведено сравнение циклограммы спада тяги в варианте 1, предложенной разработчиком ДУ, с циклограммой, восстановленной по одному датчику ОП на ступени.

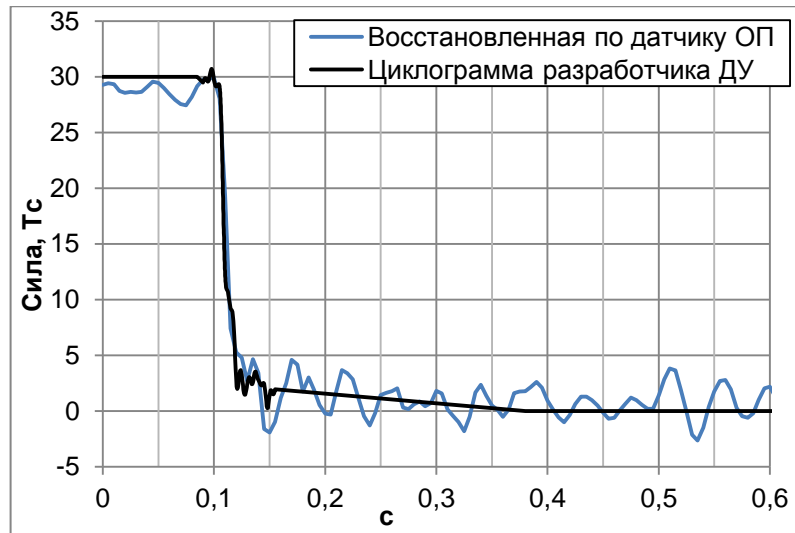


Рисунок 4.22 – Сравнение восстановленной и предложенной разработчиком циклограмм выключения ДУ в варианте 1 (более жёстком). Восстановление по одному датчику ОП

На рисунке 4.23 приведено сравнение осевой перегрузки по датчику ОП, рассчитанной по восстановленной циклограмме, с данными ТМИ в этом датчике.

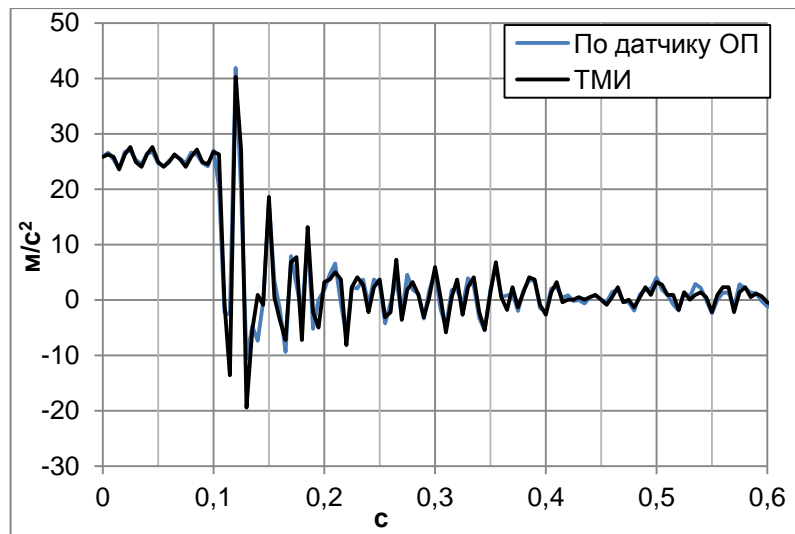


Рисунок 4.23 – сравнение ТМИ при пуске типового КА (вариант 1 выключения ДУ) с рассчитанными перегрузками в месте установки датчика ОП. Восстановленная по одному датчику циклограмма спада тяги

Во втором варианте восстановление циклограммы проводится по датчику осевой перегрузки на ступени (параметр ТМИ ОП) и датчикам осевого перегрузки в интерфейсе РБ с адаптером ПГ (параметры ТМИ X1 – X4).

На рисунке 4.24 приведено сравнение циклограммы спада тяги, предложенной разработчиком ДУ, и восстановленной циклограммы по пяти датчикам. На рисунке 4.25 приведено сравнение осевой перегрузки по датчику

ОП, а также осевых перегрузок по датчикам X1, X2, рассчитанных по восстановленной по 5 датчикам циклограмме, с данными ТМИ в этих датчиках.

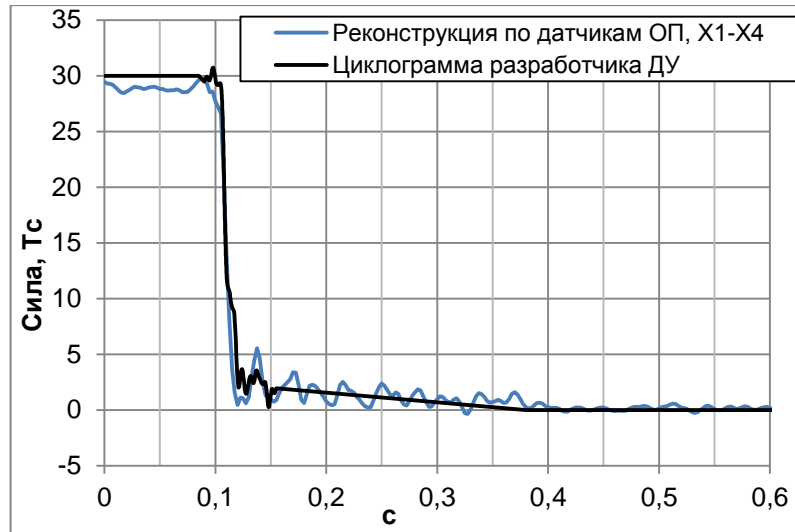


Рисунок 4.24 – Сравнение восстановленной и предложенной разработчиком циклограмм выключения ДУ в варианте 1 (более жёстком). Восстановление по датчику ОП на ступени и датчикам X1-X4 на РБ

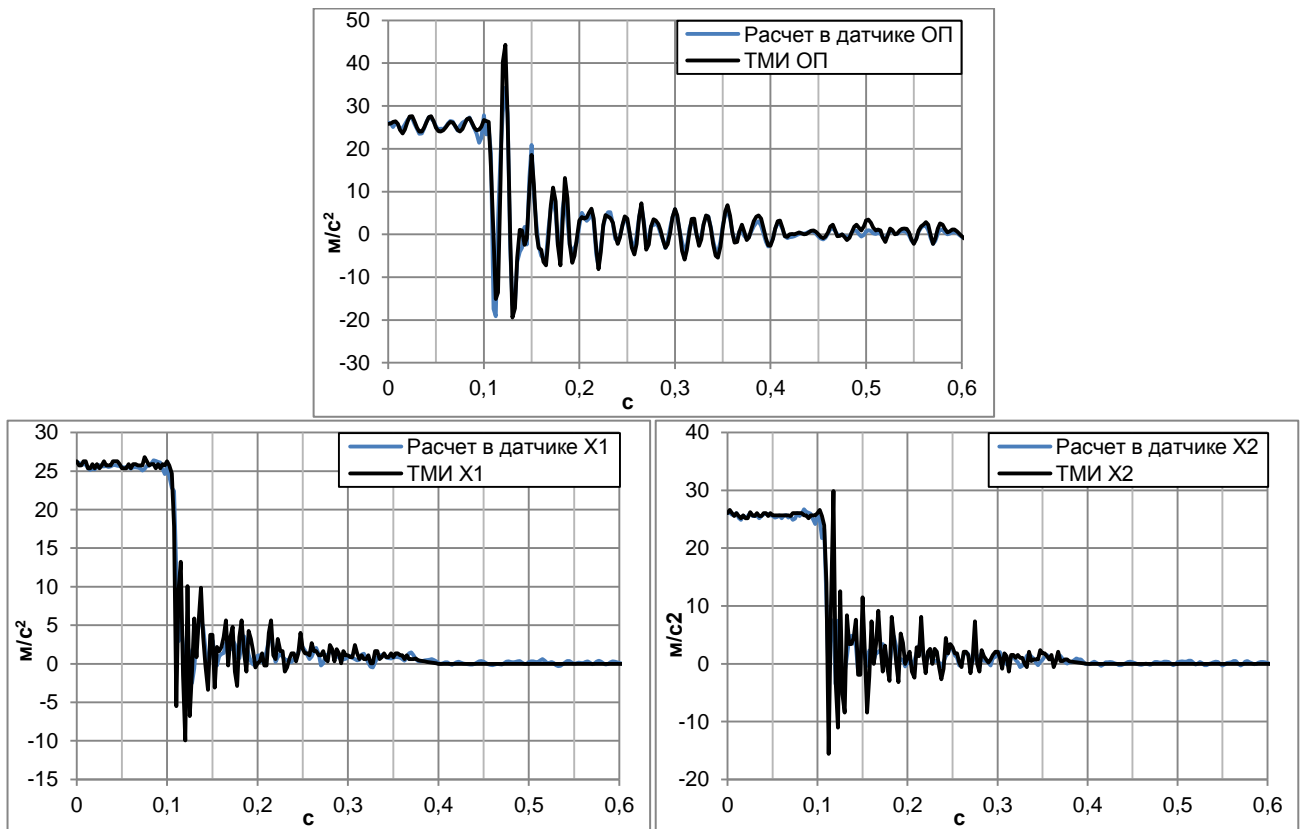


Рисунок 4.25 – сравнение ТМИ при пуске типового КА (вариант 1 выключения ДУ) с рассчитанными перегрузками по датчику ОП (сверху) и X1, X2 (снизу) по восстановленной по 5 датчикам циклограмме

Максимальный градиент спада тяги циклограммы, восстановленной по ТМИ по одному датчику ОП, составляет ~ 2400 тс/с. Максимальный градиент спада тяги

циклограммы, восстановленной по ТМИ по пяти датчикам, составляет ~ 2600 тс/с. Максимальный градиент спада тяги по циклограмме в варианте 1, предложенной разработчиком ДУ, на небольшом временном интервале достигает 5700 тс/с.

Получено приемлемое согласование рассчитанных по восстановленным циклограммам для варианта 1 выключения ДУ (более резкого) уровней перегрузок (при восстановлении по 1 и 5 датчикам) на ступени и РБ с данными ТМИ. Для варианта 1 выключения ДУ достигнуто лучшее согласование перегрузок, чем при реконструкции циклограммы выключения ДУ в варианте 2.

Было проведено сравнение уровней перегрузок на ступени и РБ, рассчитанных по циклограмме, выданной разработчиком ДУ, с данными ТМИ.

На рисунках 4.26, 4.27 слева приведена ТМИ по датчикам X1, X2 на РБ и ОП на ступени при выведении типового КА. Справа приведены результаты расчёта перегрузок в местах установки этих датчиков по циклограмме спада тяги ДУ (вариант 1), выданной разработчиком, с высокой опросностью и опросностью, соответствующей опросности системы измерений (на ступени опросность системы измерений составляет 200 Гц, на РБ – 400 Гц).

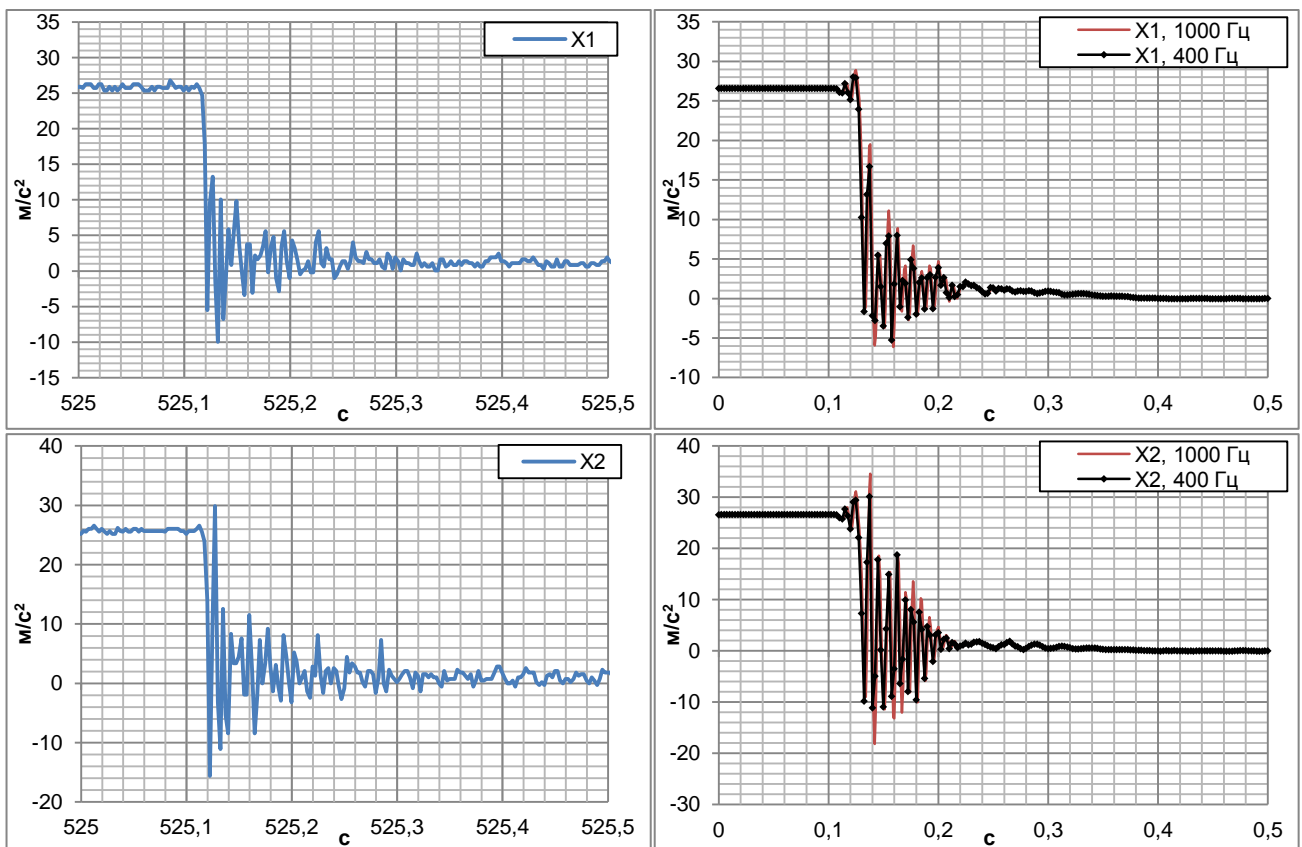


Рисунок 4.26 – Осевые перегрузки по датчикам X1, X2 на РБ

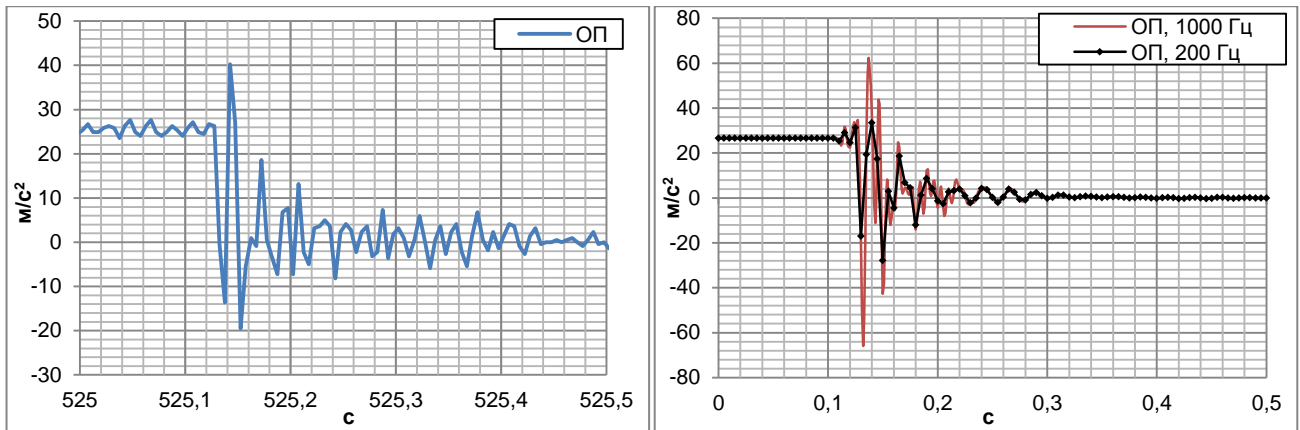


Рисунок 4.27 – Осевые перегрузки по датчику ОП на ступени

Как видно из рисунков 4.26, 4.27, рассчитанные по циклограмме спада тяги в варианте 1, выданной разработчиком ДУ, уровни перегрузок на ступени и РБ похожи по виду и несколько выше по максимальной амплитуде (особенно на ступени), чем замеренные при ЛИ.

Похожие результаты были получены при реконструкции циклограмм спада тяги по пускам РН с РБ и двумя другими КА. Для всех четырёх проанализированных пусков с РБ был проведено сопоставление рассчитанных на ступени и РБ поперечных перегрузок с данными ТМИ. По результатам можно сделать вывод, что расчётные перегрузки удовлетворительно согласуются с ТМИ как по осевым, так и по поперечным компонентам.

Результаты, изложенные в этом подразделе, позволяют сделать следующие выводы:

- Погрешности в определении циклограмм внешнего воздействия («колебания» реконструированных циклограмм) могут быть связаны с неточностью используемых КЭ моделей и недостаточной опросностью датчиков перегрузок. Причём при восстановлении по одному датчику эта погрешность больше, чем при восстановлении по нескольким, что имело место и при решении модельной задачи (раздел 1.2).

- Восстановленные циклограммы внешнего силового воздействия удовлетворительно согласуются с циклограммами, выданными разработчиком ДУ, при этом максимальный градиент спада тяги ниже по восстановленным циклограммам.

– Рассчитанные по циклограммам спада тяги, выданным разработчиком ДУ, уровни перегрузок на ступени и РБ похожи по виду и несколько выше по максимальной амплитуде (особенно на ступени), чем замеренные при ЛИ. Реконструированные циклограммы обеспечивают лучшее согласование уровней перегрузок по конструкции связки РН с КГЧ.

Полученные результаты позволяют для дальнейших расчётов использовать циклограммы спада тяги, предложенные разработчиком ДУ, поскольку это соответствует консервативному подходу.

4.4.2. Расчёты динамического нагружения РН с ПГ типа тяжёлых транспортных кораблей при выключении ДУ с учётом нелинейных свойств стыка с РН

Математическая модель транспортного корабля представлена подробной КЭ-моделью приборно-агрегатного отсека (ПАО) с переходной фермой и динамически редуцированной в формате Крейга-Бэмптона моделью остальной части корабля, закреплённой в 10 интерфейсных узлах переходной фермы. Подробная модель ПАО, представленная файлом в формате Nastran, состоит более чем из ~500000 узлов и элементов. Общий вид этой модели показан на рисунке 4.28.

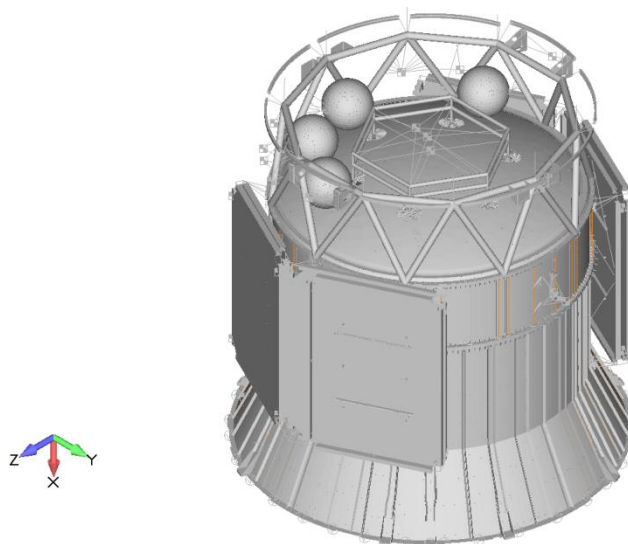


Рисунок 4.28 – Общий вид КЭМ ПАО ПГ типа транспортных кораблей

На рисунке 4.28 приведена базовая система координат, начало которой расположено в центре интерфейса с РН, а ось X направлена в сторону РН.

Проведение расчётов динамического нагружения (особенно в нелинейной постановке) для модели с таким числом степеней свободы весьма затруднительно. Поэтому целесообразно провести динамическую редукцию модели. Редуцирование модели осуществлялось к 34 узлам интерфейса с РН и 592 модальным координатам, описывающим упругие тона в диапазоне до 120 Гц при заделанном интерфейсе.

Сравнение результатов инерционных и динамических характеристик редуцированной модели с данными полной модели транспортного корабля, свидетельствует о корректности редуцированной модели.

Жёсткость стыка ПАО с ПХО РН на растяжение создаётся тремя замками, жёсткость стыка на сжатие обусловлена контактом двух шпангоутов. В таком случае в модели стык играет роль НЧ-фильтра. Этот эффект иллюстрируется рисунком 4.29, на котором показаны АЧХ осевых ускорений при гармоническом возбуждении 3-х узлов интерфейса транспортного корабля осевым ускорением с амплитудой $a_x=1\text{ м/с}^2$. Демпфирование принималось равным $\zeta=5\%$ критического.

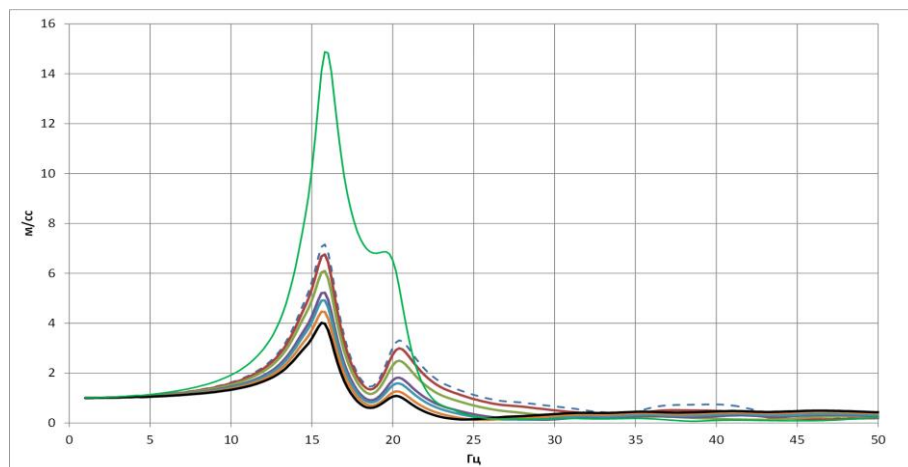


Рисунок 4.29 – АЧХ осевых ускорений по конструкции корабля при кинематическом возбуждении интерфейса амплитудой $a_x=1\text{ м/с}^2$. $Q=10$

Видно, что АЧХ имеют 2 пика в области частот 16 Гц и 20 Гц – тона с такими частотами имеют наибольшую эффективную массу в осевом направлении (по оси X). В области малых частот амплитуды равны 1 м/с^2 , что совпадает с амплитудой возбуждения.

При спаде тяги ДУ стык работает и на растяжение, и на сжатие. Корректное моделирование такого поведения стыка требует проведения расчётов в

нелинейной постановке. Следует учитывать, что расчёт нагрузок на связку РН с ПГ типа тяжёлых транспортных кораблей в нелинейной динамической постановке в программных комплексах для КЭ-моделирования имеет ряд методических и алгоритмических особенностей.

Во-первых, необходимо задать начальные условия на модель связки со свободными граничными условиями. Начальные условия определяются путём решения линейной статической задачи, когда тяга ДУ уравнивается силами инерции. Решение этой задачи обеспечивается применением опции «Inertia relief», при которой внешние силы, действующие на конструкцию, уравниваются инерционной составляющей. Считается, что скорость в начальный момент времени равна нулю.

Результаты решения статической задачи записываются в специальный файл, который после небольшой синтаксической коррекции может использоваться посредством CASE-оператора IC (начальные условия по перемещениям) в последовательности решения SOL NLTRAN (нелинейная динамика). Для этого был разработан модуль на языке DMAR.

Во-вторых, есть особенности задания диссипативных характеристик, поскольку нелинейная постановка предполагает использование метода прямого интегрирования уравнений движения без задания демпфирования по тонам.

В третьих, целесообразно задавать жёсткость контактных элементов GAP на сжатие не слишком большой, чтобы обеспечить устойчивость счета. Например, при жёсткости на сжатие $c_x=1e11$ Н/м процесс счета «разваливается», а при $c_x=1e9$ Н/м – устойчив. Жёсткость замков на растяжение $c_x \approx 1e8$ Н/м.

Расчёты динамического нагружения РН с транспортными кораблями проводились для двух вариантов циклограмм спада тяги ДУ – более резкого (вариант 1) и более мягкого (вариант 2).

На рисунках 4.30, 4.31 представлены расчётные зависимости осевых перегрузок на датчике ОП в ПрО ступени и результаты анализа ТМИ при пусках ПГ типа тяжёлых грузовых кораблей (см. раздел 4.3). Шаг вывода расчётного ускорения соответствовал опросности системы измерений (200 Гц).

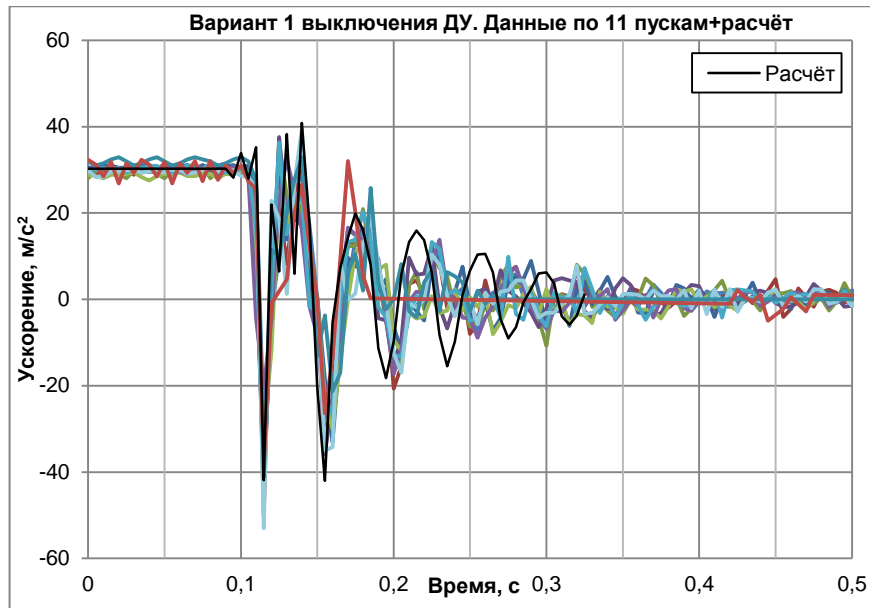


Рисунок 4.30 – Расчётные осевые ускорения в ПрО и данные ТМИ при пусках транспортных кораблей. Вариант 1 выключения ДУ



Рисунок 4.31 – Расчётные осевые ускорения в ПрО и данные ТМИ при пусках транспортных кораблей. Вариант 2 выключения ДУ

Из рисунков видно, что с использованием валидированных КЭ-моделей ступени и с учётом нелинейности стыка РН с ПГ типа транспортных кораблей получено удовлетворительное согласование перегрузок на ступени с ТМИ.

На рисунке 4.32 показаны ускорения центров масс приборов в ПрО, полученные расчётом при моделировании пусков транспортных кораблей. На этих графиках результаты представлены с шагом вывода 0.001 сек.

Номера приборов указаны в таблице 4.4 и будут использованы в дальнейшем в разделе 4.5.

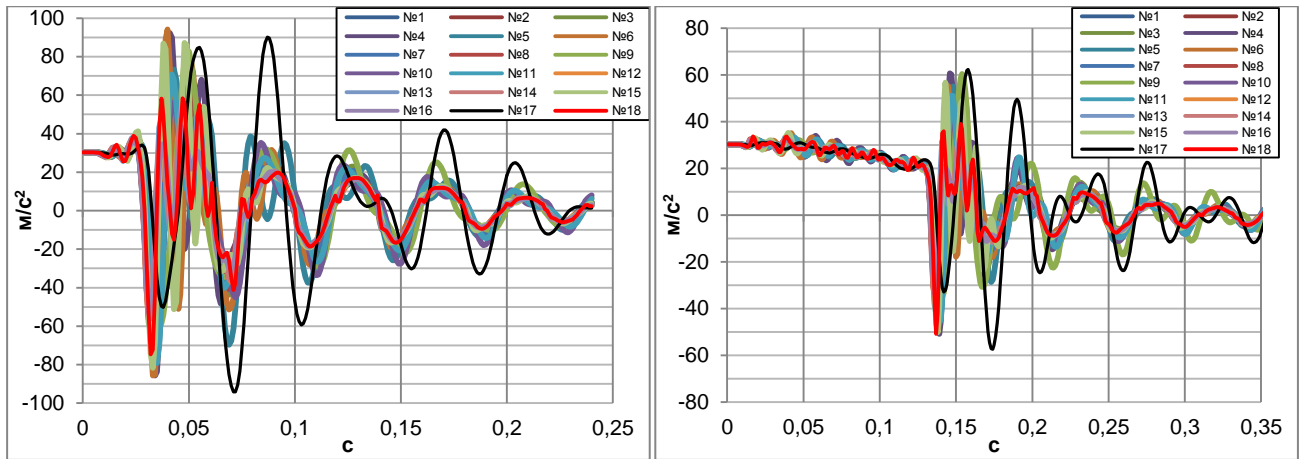


Рисунок 4.32 – Осевые ускорения ц.м. приборов в ПрО при пусках ПГ типа транспортных кораблей. Варианты 1 (слева) и 2 (справа) спада тяги ДУ

В таблице 4.4 представлены также максимальные по модулю величины осевых перегрузок ц.м. приборов в ПрО при выключении ДУ.

Таблица 4.4 – Нумерация приборов в ПрО и максимальные по модулю значения перегрузок при выключении ДУ

№	Масса, кг	Экстремальная перегрузка, g	
		Вариант 1 (более резкий)	Вариант 2 (более мягкий)
1	3.5	5.27	3.40
2	21.5	8.51	5.40
3	4.3	4.81	3.70
4	18.5	9.22	6.06
5	15.0	7.58	5.51
6	9.9	9.41	5.52
7	3.3	4.42	3.31
8	8.0	5.48	3.38
9	17.5	8.29	6.03
10	17.5	7.03	4.40
11	2.0	7.91	5.11
12	6.05	6.07	3.92
13	19.45	6.51	4.19
14	19.45	5.65	3.70
15	3.2	8.71	5.67
16	1.3	5.6	3.36
17	8.0	9.41	6.22
18	8.0	7.47	5.09

Максимальная перегрузка центров масс приборов в варианте 1 спада тяги ДУ достигает 9.5g, в варианте 2 – 6.5g.

4.5. Сравнительный анализ нагружения приборного оборудования при наземных виброиспытаниях и в полёте

Для проведения расчётного анализа уровней нагружения приборов и оборудования в условиях наземных виброиспытаний были исследованы режимы нагружения, реализованные на силовых элементах ступени типовой РН и изделий-аналогов при вибропрочностных испытаниях.

Огибающие режимов виброн нагружения по шпангоутам ПрО, реализованных при виброиспытаниях высотной ступени типовой РН среднего класса, приведены на рисунке 4.10. Реальные испытательные АЧХ в нижнем (слева) и верхнем (справа) шпангоуте ПрО при испытаниях ступени приведены на рисунке 4.33.

На основе этих режимов с использованием доработанной КЭ-модели ступени без ХО (см. раздел 4.4) была проведена оценка уровней перегрузок на приборном оборудовании при виброиспытаниях для случая «конец работы ДУ».

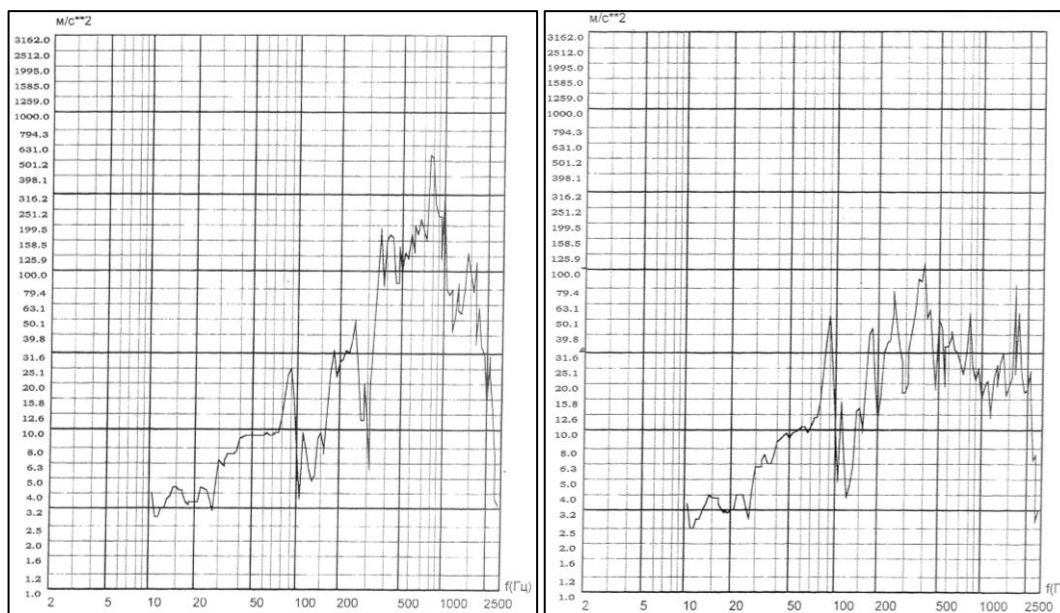


Рисунок 4.33 – реализованные режимы в нижнем (НШ, слева) и верхнем (ВШ, справа) шпангоутах ПрО при виброиспытаниях ступени

Амплитуда внешнего воздействия подбиралась так, чтобы расчётные виброперегрузки на узлах шпангоутов соответствовали полученным при испытаниях. Схема испытаний показана на рисунке 4.34.

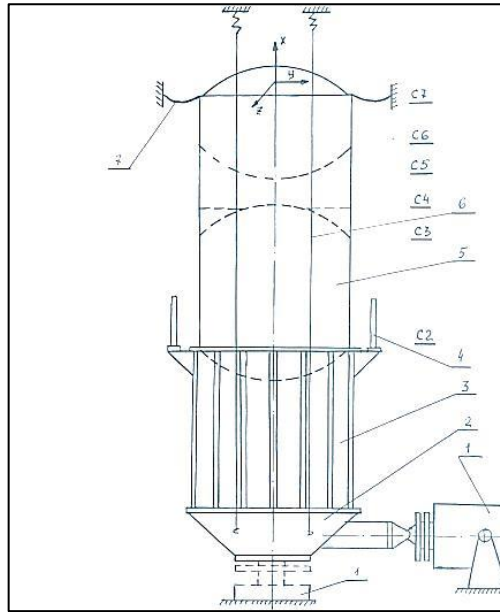


Рисунок 4.34 – Схема виброиспытаний ступени РН в случае «конец работы ДУ»

Расчёты динамического нагружения проводились с помощью программного комплекса для КЭ-моделирования как анализ установившегося частотного отклика. Шаг по частоте был равен 1 Гц. Диссипативные характеристики подвески приборов задавались в диапазоне 3% – 5% критического демпфирования в соответствии с результатами испытаний.

На рисунке 4.35 слева представлены амплитуды расчётных осевых перегрузок на шпангоутах. Они хорошо согласуются с экспериментальными данными. Справа показаны амплитуды осевых виброперегрузок центров масс 18-ти приборов и агрегатов, расположенных в ПрО.

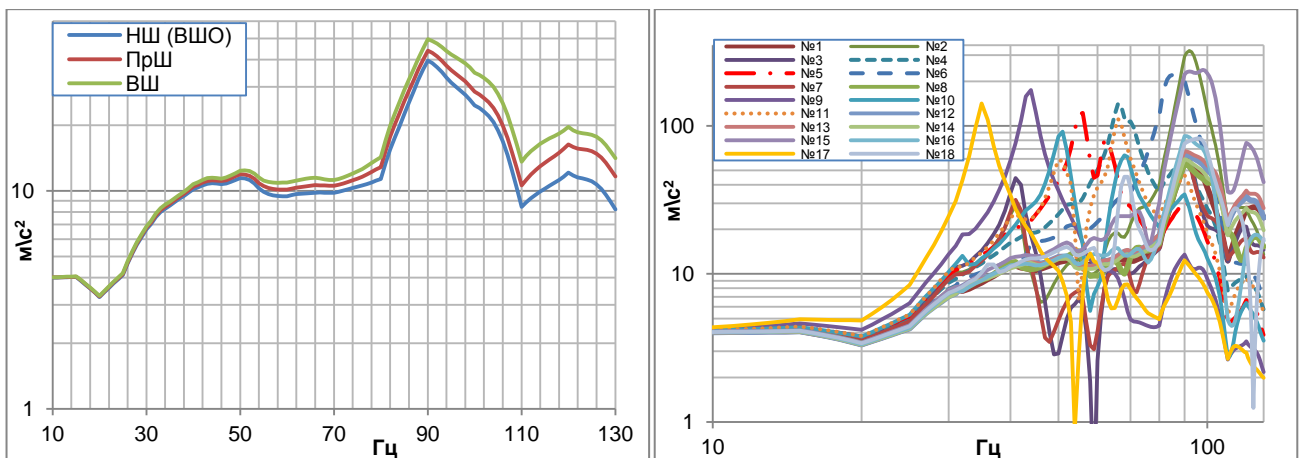


Рисунок 4.35 – Амплитуды осевых виброускорений на шпангоутах ПрО (слева) и 18 приборах в ПрО (справа), полученные при расчёте

Нумерация приборов принята в соответствии с таблицей 4.4. Для каждого из 18-ти приборов были проведено сравнение максимальной амплитуды осевых ускорений ц.м., достигнутых при наземных испытаниях (чёрная линия), с максимальными по модулю ускорениями, реализуемыми при выключении ДУ ступени в варианте 1 (красная линия) и 2 (синяя линия). Это сравнение приведено на рисунках 4.36 – 4.39 для некоторых из наиболее нагруженных приборов.

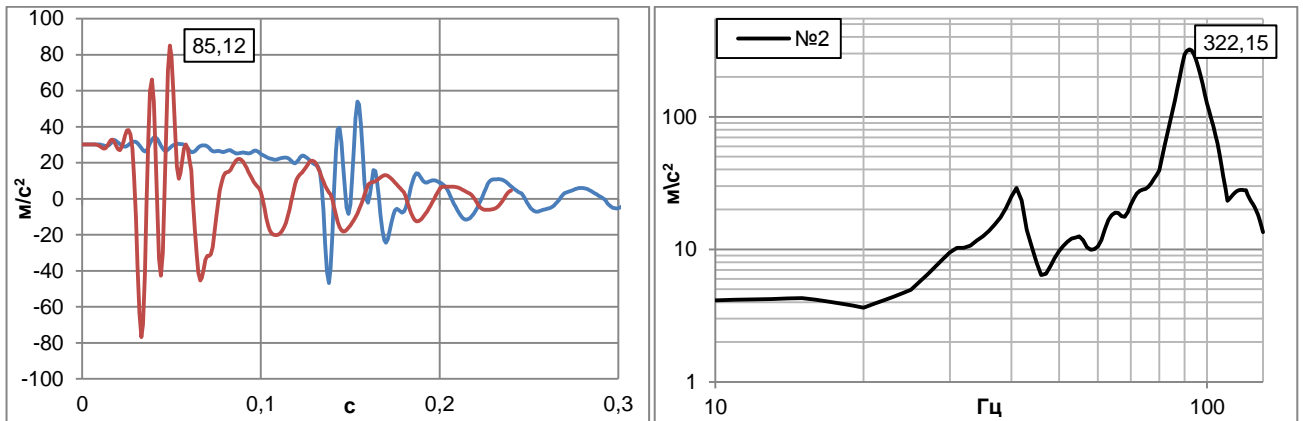


Рисунок 4.36 – Ускорение прибора № 2 при выключении ДУ по двум циклограммам (слева) и при виброиспытаниях (справа)

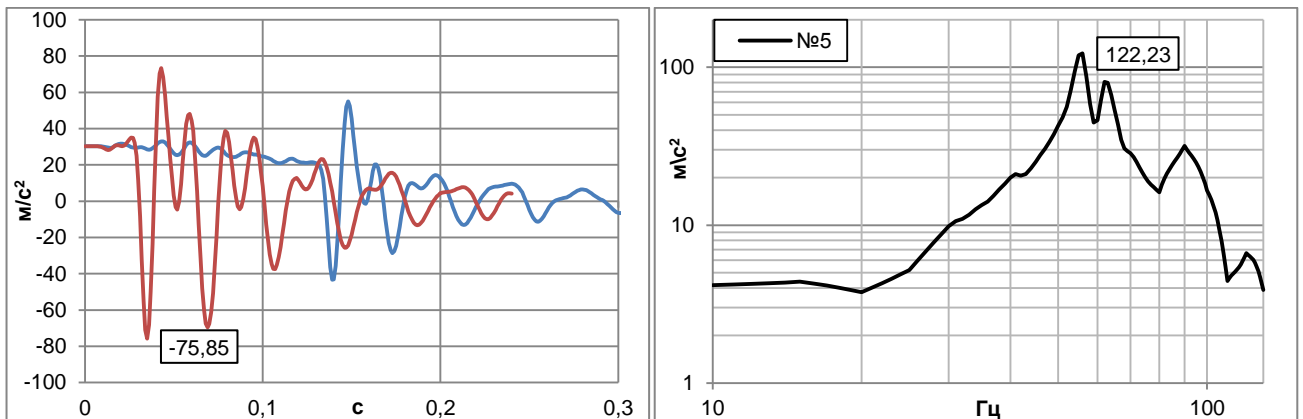


Рисунок 4.37 – Ускорение прибора № 5 при выключении ДУ по двум циклограммам (слева) и при виброиспытаниях (справа)

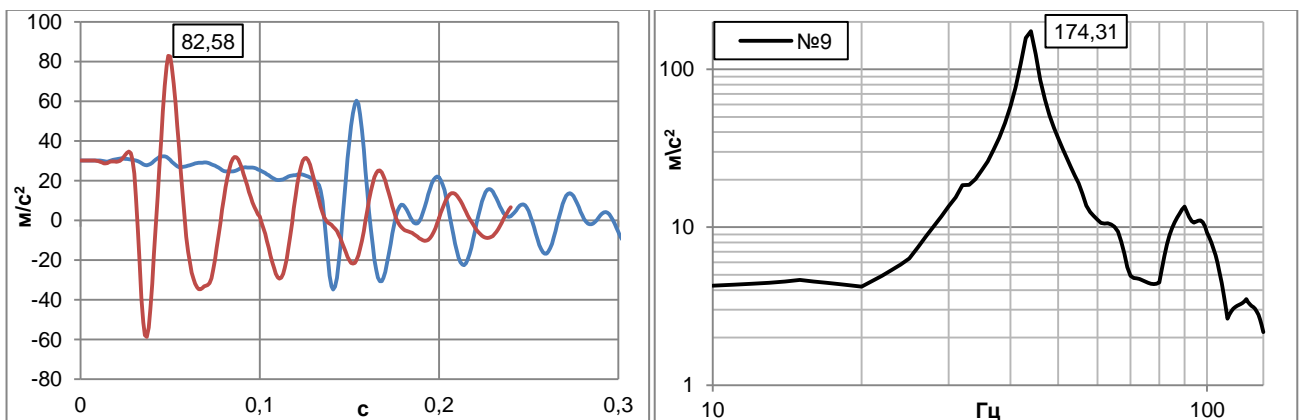


Рисунок 4.38 – Ускорение прибора № 9 при выключении ДУ по двум циклограммам (слева) и при виброиспытаниях (справа)

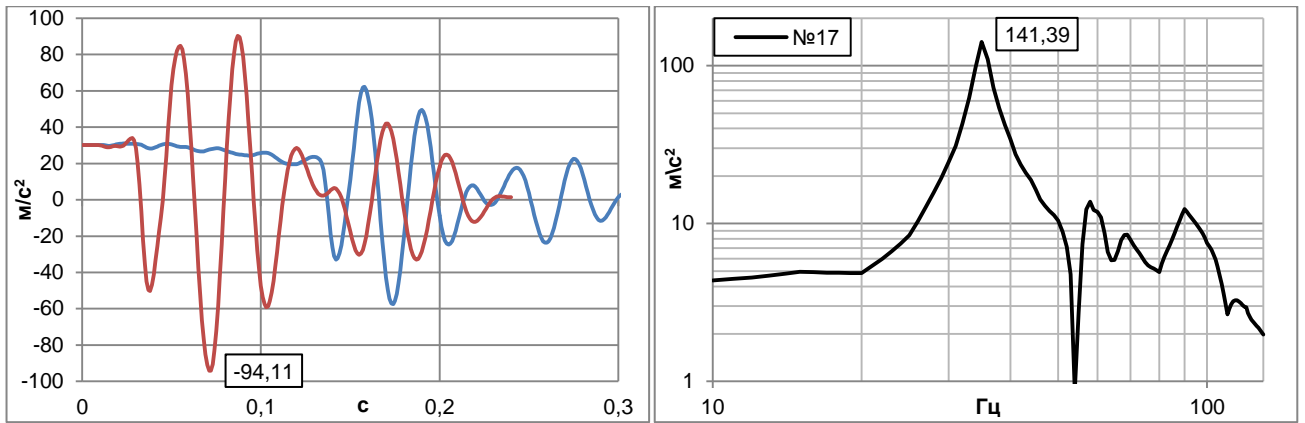


Рисунок 4.39 – Ускорение прибора № 17 при выключении ДУ по двум циклограммам (слева) и при виброиспытаниях (справа)

На левом графике на рисунках показаны процессы изменения ускорения центра масс по времени, на правом – амплитуда ускорения центра масс при вибропрочностных испытаниях. Рассчитанные экстремальные перегрузки приборов в ПрО при виброиспытаниях представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Максимальные амплитуды перегрузок ц.м. приборов в ПрО при наземных виброиспытаниях

№	Масса, кг	Мах перегрузка, g	№	Масса, кг	Мах перегрузка, g
1	3.5	5.62	10	17.5	9.14
2	21.5	32.22	11	2.0	11.16
3	4.3	6.43	12	6.05	6.45
4	18.5	14.07	13	19.45	6.75
5	15.0	12.22	14	19.45	5.97
6	9.9	22.06	15	3.2	23.87
7	3.3	5.90	16	1.3	8.52
8	8.0	5.56	17	8.0	14.14
9	17.5	17.43	18	8.0	8.23

Сравнение таблиц 4.4 и 4.5 показывает, что для всех приборов и агрегатов уровни перегрузок при виброиспытаниях превышают уровни, полученные при обоих вариантах выключения ДУ. Причём, во втором (более мягком) варианте выключения ДУ это превышение составляет не менее 50%, хотя уровни эквивалентной вибрации от переходных процессов при таком варианте выключения ДУ приблизительно совпадают с испытательными на частоте основного продольного тона колебаний сборки.

Это объясняется тем, что парциальные частоты приборов и оборудования ПрО лежат выше 30 Гц. Кроме того, количество циклов нагружения существенно больше при виброиспытаниях по сравнению с лётными испытаниями.

Было проведено обобщение результатов расчётного анализа НДС по конструкции ПрО при действии на узлы крепления приборно-агрегатного оборудования внешних сил согласно РМВ, а также при спаде тяги ДУ и при вибропрочностных испытаниях. Для кронштейна каждого прибора (или группы приборов, если они закреплены на едином кронштейне) и в окрестности мест их крепления к обечайке ПрО были определены элементы, в которых реализуются максимальные уровни напряжённо-деформированного состояния (см. раздел 4.2).

Для выбранных элементов был проведён расчёт НДС при виброиспытаниях и при выключении ДУ ступени по первому (более резкому) варианту. Сравнение НДС при спаде тяги и виброиспытаниях показано на рисунках 4.40 – 4.43.

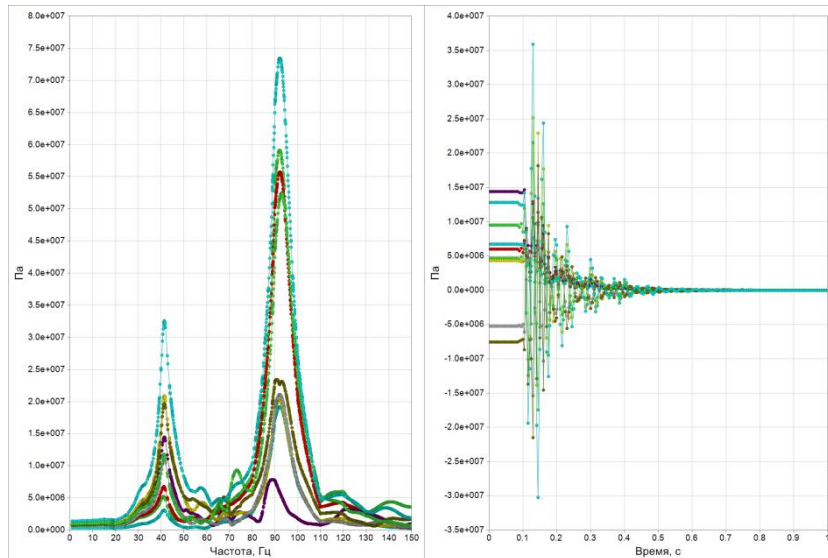


Рисунок 4.40 – Сравнение НДС на кронштейне приборов 2, 3, 7 и в окрестности его крепления к ПрО при виброиспытаниях (слева) и при спаде тяги ДУ (справа)

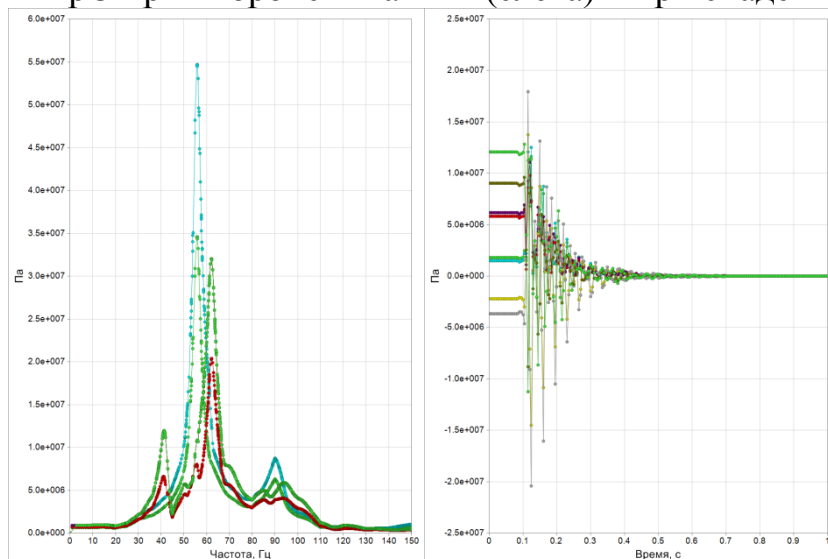


Рисунок 4.41 – Сравнение НДС на кронштейне прибора № 5 и в окрестности его крепления к ПрО при виброиспытаниях (слева) и при спаде тяги ДУ (справа)

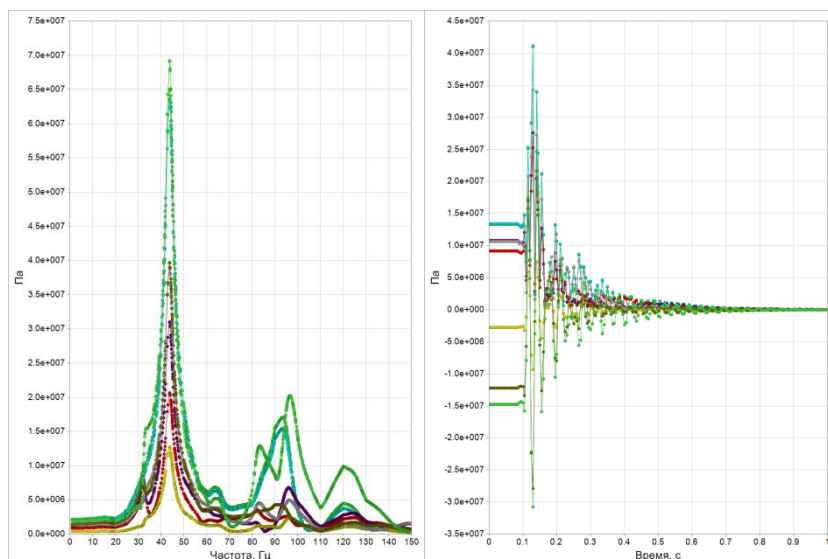


Рисунок 4.42 – Сравнение НДС на кронштейне прибора № 9 и в окрестности его крепления к ПрО при виброиспытаниях (слева) и при спаде тяги ДУ (справа)

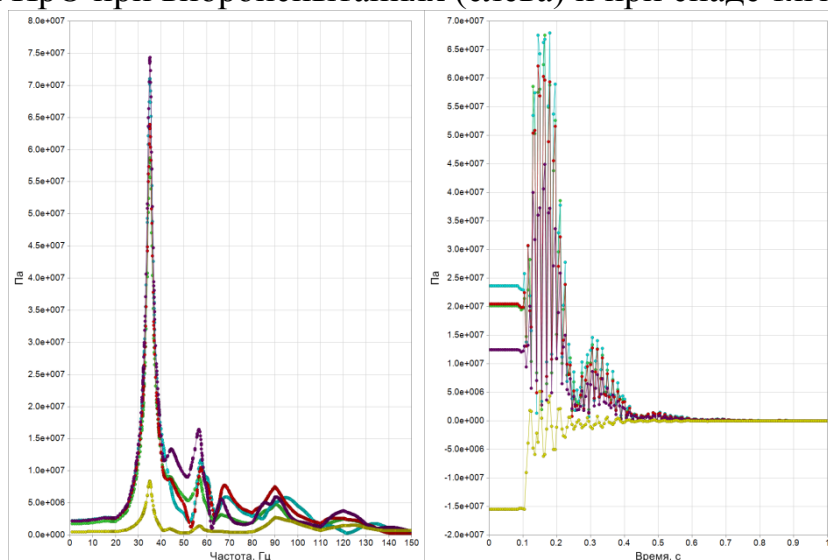


Рисунок 4.43 – Сравнение НДС на кронштейне прибора № 17 и в окрестности его крепления к ПрО при виброиспытаниях (слева) и при спаде тяги ДУ (справа)

В таблице 4.6 приведены результаты расчёта НДС в элементах, определённые при моделировании вибропрочностных испытаний и при выключении ДУ.

Кроме того, для каждой группы элементов приведены результаты расчёта НДС от действия гравитационной нагрузки на ПрО величиной 15 g в осевом направлении (в соответствии с РМВ).

Таблица 4.6 – Экстремальные значения напряжений в кронштейнах приборов и в окрестности мест их крепления при выключении ДУ, виброиспытаниях и воздействии линейной перегрузки 15 g

№ приборов	Масса, кг	Максимальные значения напряжений, кгс/мм ²		
		при воздействии линейной перегрузки величиной 15 g	при моделировании виброиспытаний	при варианте 1 спада тяги ДУ (более резком)
1	3.5	2.3	< 2	< 2
2,3,7	21.5; 4.3; 3.3	5.9	7.4	3.6
4	18.5	4.0	5.4	3.2
5	15.0	3.2	5.5	2.0
6	9.9	4.0	10.3	2.6
8	8.0	< 2	7.7	2.6
9	17.5	6.4	6.9	4.2
10	17.5	4.7	3.8	2.2
11	2.0	6.0	3.0	2.9
12	6.05	< 2	< 2	< 2
13	19.45	< 2	< 2	< 2
14	19.45	< 2	< 2	< 2
15, 16	3.2; 1.3	5.6	12.7	2.7
17	8.0	11.7	7.5	6.8
18	8.0	4.5	4.5	< 2

Результаты расчётов показывают, что для установок приборов и агрегатов напряжения при виброиспытаниях превышают напряжения от выключения ДУ. В варианте 1 спада тяги ДУ (более резком) в связке с ПГ типа транспортных кораблей эксплуатационные напряжения в конструкции и кронштейнах оборудования ПрО не превышают 7 кгс/мм², что существенно ниже пределов прочности используемых материалов.

В результате проведённой расчётно-экспериментальной работы получены результаты, подтверждающие прочность конструкции и узлов крепления приборно-агрегатного оборудования ПрО высотной ступени типовой РН среднего класса при спаде тяги ДУ.

Это утверждение базируется на следующем:

– Проведён сравнительный анализ уровней перегрузок оборудования ПрО, полученных путём математического моделирования вибропрочностных испытаний ступени и полученных на основе расчёта динамических нагрузок

связки с ПГ типа транспортных кораблей при выключении ДУ. Этот анализ показал, что перегрузки приборов и оборудования ПрО при выключении ДУ в варианте 1 (более резком) и варианте 2 (более мягком) меньше перегрузок, полученных при виброиспытаниях ступени. Причём, во втором (более мягком) варианте выключения ДУ разница составляет не менее 50%. Кроме того, пиковые значения перегрузок при выключении ДУ достигаются не более 2 – 3 раз, тогда как при виброиспытаниях пиковые значения достигаются многократно. По анализу ТМИ было показано, что именно при пусках с ПГ такого типа реализуются наибольшие уровни осевых перегрузок на ступени при спаде тяги ДУ.

– Нагрузки, принятые при статических испытаниях узлов крепления наиболее массивного оборудования и расчётные данные по проектным нагрузкам, в 1.5 раза превышают перегрузки, возникающие при выключении ДУ по более резкой (вариант 1) циклограмме спада тяги ДУ.

– Расчётные (с коэффициентом безопасности $f = 1.4$ для пилотируемых пусков) перегрузки на приборном оборудовании при выключении ДУ по более резкой циклограмме не превышают 13.5 g. Соответствующие этим перегрузкам напряжения в конструкции и узлах крепления оборудования ПрО не превышают 10 кгс/мм^2 , что существенно ниже пределов прочности используемых материалов.

Представленные результаты позволяют сделать вывод о возможности исключения дополнительных виброиспытаний ПрО высотной ступени РН среднего класса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по данным о динамической реакции конструкции с использованием математического моделирования на основе выделения разрывных составляющих во внешних силовых воздействиях. Разработано ПО для реализации методики и проведена оценка границ её применимости с учётом погрешностей в КЭ-моделях и исходных данных. Исследовано влияние погрешностей на качество решения обратной задачи.

2. Разработана методика задания активных сил, действующих на систему, содержащую механические аналоги, в обеспечение корректного решения задачи о реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по таким моделям, а также моделирования ОСИ и нагрузок на перспективные многоразовые РН. По результатам модельного эксперимента показано, что предложенная методика позволяет задать внешние силовые воздействия на механические аналоги таким образом, чтобы воздействие на систему, содержащую эти аналоги, было эквивалентно воздействию на реальную конструкцию.

3. Разработан универсальный принцип построения спектров ударного нагружения от переходных процессов произвольного вида, использующий НЧ-фильтрацию для выделения квазистатических составляющих, и ПО с графическим интерфейсом для его реализации.

4. Проанализированы особенности проведения наземной отработки на переходные процессы с использованием эквивалентной синусоидальной вибрации. Показано, что при малых декрементах затухания на приборном оборудовании возможно получение существенных превышений как по уровням вибрации, так и по числу циклов. В связи с чем для изделий, имеющих опыт лётной эксплуатации, целесообразно проводить НЭО на переходные процессы альтернативными способами.

5. Проведён анализ подходов к НЭО изделий РКТ на переходные процессы и показана возможность их воспроизведения в лабораторных условиях при

испытаниях крупногабаритных объектов. Разработана и валидирована КЭ-модель существующего стенда для таких испытаний. Проведено моделирование испытаний на стенде двумя способами – путём бросковых испытаний и испытаний сбросом статических сил. Показано, что второй способ является предпочтительным, поскольку позволяет достичь удовлетворительного согласования по уровням экстремальных перегрузок на конструкции и оборудовании, ударным спектрам и числу циклов нагружения.

6. Разработан расчётно-экспериментальный подход к отработке вибропрочности блоков конструкций РКТ и их элементов, для которых в процессе лётной эксплуатации выявлены дополнительные динамические воздействия, не учтённые при НЭО. Этот метод основан на доработке КЭ-моделей изделий на основе частотных испытаний и их валидации с использованием результатов НЭО и ТМИ при лётных испытаниях, уточнении градиентов набора и спада тяги по данным ЛИ, сопоставительном анализе уровней перегрузок при виброиспытаниях с лётными данными и КД, анализе НДС от внешних воздействий.

7. Проведена апробация предложенного расчётно-экспериментального подхода на примере приборного отсека высотной ступени типовой РН среднего класса. Разработана и валидирована по результатам локальных частотных испытаний КЭМ объекта, проведено обобщение имеющейся ТМИ по пускам РН с различными КГЧ по более чем 25 запускам. На основе этих результатов валидированы КЭ-модели связок ступени с различными КГЧ, а также циклограммы спада тяги ДУ, выданные разработчиком. Проведено обобщение результатов НЭО ступени, расчёты перегрузок и НДС на силовой части конструкции ступени и оборудовании при выключении ДУ и виброиспытаниях. Представленные результаты позволили сделать вывод о возможности исключения дополнительных виброиспытаний ПрО ступени типовой РН при рассмотренных уровнях динамических воздействий.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

АЧХ	—	амплитудно-частотная характеристика;
Бак «Г»	—	бак горючего;
Бак «О»	—	бак окислителя;
БКС	—	бортовая кабельная сеть;
ВЧ	—	высокочастотный;
ВШ	—	верхний шпангоут;
ВШО	—	верхний шпангоут бака «О»
ГУ	—	гидроупругий;
ДУ	—	двигательная установка;
КА	—	космический аппарат;
КГЧ	—	космическая головная часть;
КД	—	конструкторская документация;
КП	—	контакт подъёма;
КЭ	—	конечноэлементный;
КЭМ	—	конечноэлементная модель;
ЛИ	—	лётные испытания;
МКС	—	Международная космическая станция;
МКЭ	—	метод конечных элементов;
МЦИХ	—	массовые, центровочные, инерционные характеристики;
НДС	—	напряжённо-деформированное состояние;
НУ	—	начальные условия;
НЧ	—	низкочастотный;
НШ	—	нижний шпангоут;
НЭО	—	наземная экспериментальная отработка;
ОИ	—	объект испытаний;
ОСИ	—	огневые стендовые испытания;
ПАО	—	приборно-агрегатный отсек;
ПГ	—	полезный груз;
ПК	—	персональный компьютер;
ПО	—	программное обеспечение;
ПрО	—	приборный отсек;
ПрШ	—	промежуточный шпангоут;
ПхО	—	переходной отсек;
РБ	—	разгонный блок;
РКН	—	ракета космического назначения;
РКТ	—	ракетно-космическая техника;
РМВ	—	режимы механических воздействий;
РН	—	ракета-носитель;
СК	—	система координат;
СТР	—	система терморегулирования;
ТМИ	—	телеметрическая информация;
ХО	—	хвостовой отсек;
ц.м.	—	центр масс.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вольмир А.С. Гибкие пластинки и оболочки. – ОГИЗ государственное издательство технико-технической литературы, Москва, 1956 г. – 419 с.
2. Лейбензон Л.С. Курс теории упругости. – Государственное издательство технико-технической литературы, Москва-Ленинград, 1947 г. – 464 с.
3. Новожилов В.В. Теория упругости. – Ленинград, СУДПРОМ ГИЗ, 1958 г. – 374 с.
4. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966 г. – 636 с.
5. Тимошенко С.П., Дж. Гудьер. Теория упругости. – М.: Машиностроение, 1975 г. – 560 с.
6. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / Под ред. И.К. Снитко и др. – Москва: изд. «Наука», 1964 г. – 540 с.
7. Балабух Л.И., Алфутов Н.А., Усюкин В.И. Строительная механика ракет: Учебник для машиностроительных спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1984. – 391 с.
8. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем. – М.: Наука, 1979 г. – 336 с.
9. Кармишин А.В., Лясковец В.А., Мяченков А.Н., Фролов А.Н. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций. – М.: «Машиностроение», 1975 г. – 376 с.
10. Колесников К.С. Динамика ракет. – Москва: Изд. «Машиностроение», 2003 г. – 520 с.
11. Купрадзе В.Д. Методы потенциала в теории упругости. – М.: Физматгиз, 1963 г. – 472 с.
12. Рабинович Б.И. Введение в динамику ракет-носителей космических аппаратов. – М.: «Машиностроение», 1975 г. – 416 с.
13. Бабаков, И.М. Теория колебаний. – М.: «Наука», 1968 г. – 560 с.
14. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных. – М.: Мир, 1989 г. – 540 с.
15. Кренделл С. Случайные колебания. – М.: Мир, 1967 г. – 356 с.
16. Сорокин Е.С. К вопросу неупругого сопротивления строительных материалов при колебаниях. – Научное сообщение ЦНИИПС №15, Госстройиздат, 1954 г.
17. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985 г. – 473 с.
18. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970 г. – 736 с.

19. Lyon R.H. Random noise and vibration in space vehicles. Volume 1. – Washington, U.S. Govt. Print. Off, 1967. – 68 p.
20. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Численные методы решения обратных задач математической физики. Изд. 3-е. – М.: Издательство ЛКИ, 2009 г. – 480 с.
21. Кабанихин С.И. Обратные и некорректные задачи. – Новосибирск: Сибирское научное издательство, 2009 г. – 457 с.
22. Ватульян А.О. Обратные задачи в механике деформируемого твердого тела. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 224 с.
23. Бате Н., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982 г. – 448 с.
24. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. – М.: Мир, 1984 г. – 428 с.
25. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975 г. – 541 с.
26. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчётах судовых конструкций. – Л.: Судостроение, 1974 г.
27. Рудаков К.Н. Геометрическое и конечноэлементное моделирование конструкций. Femap 9.3 User's Guide. – Киев, 2009 г.
28. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979 г. – 392 с.
29. Шимкович Д.Г. Femap & Nastran. Инженерный анализ методом конечных элементов. – Москва: Изд. “ДМК Пресс”, 2008 г. – 701 с.
30. Анисимов А.В. Динамическое поведение упругой конструкции при скачкообразном изменении внешней статической нагрузки // Сборник трудов. Москва, изд. МФТИ, 1981 г.
31. Анисимов А.В., Лиходед А.И., Титов В.А., Бобылёв С.С., Бойчук С.М., Жуков Н.Б., Фалин К.А. Верификация динамической модели Международной космической станции в целях реконструкции силовых функций по замеренным бортовым ускорениям // Космонавтика и ракетостроение. № 2(67). 2012. С. 70–78.
32. Балакирев Ю.Г. Особенности выделения квазистатических составляющих при анализе динамического нагружения упругих конструкций // Космонавтика и ракетостроение. № 2(75). 2014. С. 34–40.
33. Безмозгий И.М., Софинский А.Н., А.Г. Чернягин. Моделирование в задачах вибропрочности конструкций ракетно-космической техники // Космическая техника и технологии. № 3(6). 2014. С. 71–80.
34. Введенский Н.Ю., Сидоров В.В. Решение нелинейных задач динамического нагружения конструкций космической техники методом прямого интегрирования уравнений их движения // Космонавтика и ракетостроение. № 13. 1998.

35. Кармишин А.В., Лиходед А.И., Паничкин Н.Г., Сухинин С.Н. Основы отработки прочности ракетно-космических конструкций. – Москва: Изд. “Машиностроение”, 2007 г. – 480 с.

36. Кармишин А.В., Лиходед А.И., Сухинин С.Н. Основные вопросы отработки прочности ракетных конструкций // Космонавтика и ракетостроение. № 4. 1995.

37. Кузнецов О.В., Токмачёва Е.Н. Инженерные методы расчёта вибрационного состояния ракетных конструкций – Москва: Изд. “Информтехника”, 1992 г. – 124 с.

38. Ленк А., Ренитц Б. Механические испытания приборов и аппаратов – М.: Мир, 1976 г.

39. Анисимов А.В., Лиходед А.И., Плещинский М.А. Расчёт динамического нагружения конструкций пакетной схемы при отделении блоков // Ракетно-космическая техника. М.: ЦНТИ «Поиск». Сер. П. № 14. 1980.

40. Золкин С.Н., Титов В.А. Верификация динамических моделей изделий ракетно-космической техники на основе сопоставления их расчётных и экспериментальных амплитудно-частотных характеристик // Космонавтика и ракетостроение. № 2(71). 2013. С. 28–33.

41. Lochan R. Dynamics of bodies separating from launch vehicles // Department of Aerospace Engineering May Indian Institute of Technology, Holland (1993).

42. Введенский Н.Ю., Пустобаев М.В. Анализ отработки космической техники на механические воздействия в США, ЕС и РФ // Вопросы электромеханики. № 130. 2012. С. 19–26.

43. Демченко А.А. Форсирование вибрационных испытаний // Ракетно-космическая техника. Сер. 2. № 40. 1978.

44. Липницкий Ю.М., Лиходед А.И., Сидоров В.В. Сравнительный анализ спектров нагружения элементов конструкции при их вибрационном возбуждении и пульсациях акустического давления // Космонавтика и ракетостроение. № 2(47). 2007. С. 84–93.

45. Nosatenko P.Ya., Nikitenko V.I., Bobrov A.V., Vvedensky N.I., Likhoded A.I. Equivalent modes for spacecraft vibroacoustic verification tests // ESA SP-408: Proceedings of the Third International Symposium on Environmental Testing for Space Programmes, ESTEC, Noordwijk, The Netherlands. June 1997. P. 133–136.

46. Сидоров В.В. Методика выбора эквивалентных виброрежимов для отработки прочности малых космических аппаратов при акустических нагрузках // Космонавтика и ракетостроение. №1(70). 2013. С. 63–68.

47. Факлер У.К. Технология эквивалентностей, применяемых при вибрационных испытаниях – пер. с англ. Новосибирск: СибНИА, 1978 г.

48. Методика построения спектра гармонической вибрации, эквивалентного воздействию на конструкцию при произвольном переходном процессе № 5558-2019-6.

49. Акт внедрения методики № 5558-2019-6 от 28.06.2019 (ФГУП ЦНИИмаш).

50. Методика реконструкции циклограмм набора и спада тяги ДУ по данным о реакции конструкции с использованием математического моделирования и данных ТМИ № 5558-2019-7.

51. Акт внедрения методики № 5558-2019-7 от 01.08.2019 (АО «РКЦ «Прогресс»).

52. Бондаренко А.Ю. Исследование условий динамического нагружения транспортных кораблей при их выведении на орбиту // Международная конференция «Пилотируемое освоение космоса», сборник тезисов. Секция 5 «Перспективные проекты в пилотируемой космонавтике. Наука и методология», г. Москва, 2016. С. 215.

53. Бондаренко А.Ю., Золкин С.Н., Лиходед А.И., Сидоров В.В., Титов В.А. Об особенностях решения задач о кинематическом возбуждении упругих систем применительно к транспортировочным испытаниям // Всероссийская научно-техническая конференция «Механика и математическое моделирование в технике», посвящённая 100-летию со дня рождения В.И. Феодосьева, сборник тезисов. Секция 2, «Динамика и прочность ракетно-космических конструкций», г. Москва, 2016. С. 159–162.

54. Бондаренко А.Ю., Сидоров В.В. Методический подход к наземной отработке конструкций ракетно-космической техники при нагрузках, возникающих в результате переходных процессов // Космонавтика и ракетостроение. 2016. № 3(88). С. 77–82.

55. Бондаренко А.Ю., Золкин С.Н., Лиходед А.И., Титов В.А. Особенности расчётного определения динамических нагрузок и напряжений при транспортировке блоков ракетно-космической техники // Космонавтика и ракетостроение. 2016. № 4(89). С. 60–68.

56. Бондаренко А.Ю. Определение силовых факторов и напряжений, возникающих при транспортировке объекта в случае его статически неопределимого закрепления // Космонавтика и ракетостроение. 2016. № 6(91). С. 21–26.

57. Бондаренко А.Ю. Математическое моделирование переходных процессов при наземных испытаниях изделий ракетно-космической техники // Космонавтика и ракетостроение. 2016. № 7(92). С. 48–52.

58. Бондаренко А.Ю., Борисов М.А. Расчёт эквивалентных осцилляторов, имитирующих колебания жидкости в оболочках, с использованием метода

виртуальных масс // 7-я Международная научно-техническая конференция «К.Э. Циолковский – 160 лет со дня рождения. Космонавтика, радиоэлектроника, геоинформатика», г. Рязань, 2017. С. 111–116.

59. Бондаренко А.Ю., Курашов З.М. Исследование динамических характеристик типовой ступени РН с учётом гидроупругих свойств топливных баков // Труды 60-й Всероссийской научной конференции МФТИ, Аэрокосмические технологии. Секция космических летательных аппаратов, г. Москва-Долгопрудный-Жуковский, МФТИ, 2017. С. 58.

60. Бондаренко А.Ю., Лиходед А.И., Малинин А.А., Сидоров В.В. Исследование вибродинамики конструкций при кинематическом и силовом внешнем воздействиях // Космонавтика и ракетостроение. 2017. № 3(96). С. 5–13.

61. Александров С.С., Бондаренко А.Ю., Эйхорн А.Н., Юранев О.А. Копрово-пружинный стенд для нагружения космических аппаратов инерционными силами импульсного характера // Космонавтика и ракетостроение. 2017. № 4(97). С. 65–70.

62. Бондаренко А.Ю., Лиходед А.И., Сидоров В.В. Особенности определения динамических нагрузок, действующих на конструкции ракет-носителей и космических аппаратов, при переходных процессах // Труды ЦАГИ, сборник статей научно-технической конференции «Прочность конструкций летательных аппаратов» 31 мая – 1 июня 2018 под редакцией М.Ч. Зиченкова, г. Жуковский, 2018. Вып. 2782, С. 68.

63. Бондаренко А.Ю., Митин А.Ю., Толчёнов В.А., Эйхорн А.Н., Юранев О.А. О способе проведения наземной отработки изделий РКТ на переходные процессы с использованием копрово-пружинного стенда // Материалы XXII Международной научно-практической конференции, посвящённой памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнева: в 2 ч. под общ. ред. Ю. Ю. Логинова. Ч. 1, СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск, 2018. С. 326–328.

64. Бондаренко А.Ю. Исследование влияния погрешностей в исходных данных на решение обратной задачи восстановления внешнего силового воздействия по реакции конструкции // Труды 61-й Всероссийской научной конференции МФТИ, Аэрокосмические технологии. Москва-Долгопрудный-Жуковский, МФТИ, 2018. С. 50 – 51.

65. Бондаренко А.Ю. Оценка циклограммы спада тяги по динамической реакции конструкции при выключении двигательной установки ракеты-носителя // Космонавтика и ракетостроение. 2018. № 6(105). С. 90–100.

66. Бондаренко А.Ю., Бордадымов В.Е., Даниловский Н.Н., Сидоров В.В. Особенности анализа телеметрической информации о перегрузках, получаемой

при лётной эксплуатации изделий ракетно-космической техники // Космонавтика и ракетостроение. 2019. № 4(109). С. 48–53.

67. Бондаренко А.Ю., Митин А.Ю., Толчёнов В.А., Эйхорн А.Н., Юранев О.А. О способе проведения наземной отработки изделий ракетно-космической техники на переходные процессы с использованием копрово-пружинного стенда // Сибирский журнал науки и технологий. 2019. Т. 20. № 1. С. 54–61.

DOI: 10.31772/2587-6066-2019-20-1-54-61.

68. Анисимов А.В., Лиходед А.И. Расчётная реконструкция фактических стыковочных силовых воздействий на конструкцию Международной космической станции на основе обработки записей бортовых акселерометров // Космонавтика и ракетостроение. 2007. № 4(49). С. 115–119.

69. Титов В.А. Расчётные реконструкции силовых и моментных функций при длительных режимах нагружения элементов конструкции на борту Международной космической станции // Космонавтика и ракетостроение. 2015. № 3(82). С. 39–43.

70. Качадурян Г., Чомп Л. Измерение вибрации элементов летательного аппарата – ВРТ, №1, 1971 г.

71. Rogers Melissa J. B., Hrovat K., McPherson K., Moskowitz M., Reckart T. Accelerometer Data Analysis and Presentation Techniques // NASA TM-113173, 1997.

72. Лиходед А.И. О сходимости метода разложения по собственным тонам колебаний в задачах динамического нагружения // Механика твёрдого тела. Изв. АН СССР. 1986 г. №1.

73. Анисимов А.В., Выломов В.Н., Забудкин В.В. и др. Методика расчёта динамических нагрузок на сложные ракетные конструкции с выделением квазистатических составляющих // Космонавтика и ракетостроение. 1995. № 4. С. 95–107.

74. MD.NASTRAN. Dynamic Analysis User's Guide // MSC Software Corporation, 2010.

75. Лиходед А.И., Сидоров В.В. Некоторые особенности сходимости метода разложения по тонам колебаний применительно к континуальным и конечно-элементным моделям // Космонавтика и ракетостроение. № 2(71). 2013. С. 20–27.

76. Лиходед А.И., Сидоров В.В. Сравнительный анализ сходимости решения по тонам колебаний в динамических задачах при использовании метода выделения квазистатических составляющих и расширения базиса форм колебаний статическими функциями // Космонавтика и ракетостроение. № 3(82). 2015. С. 12–17.

77. Lanczos C. An Iteration Method for the Solution of the Eigenvalue Problem of Linear Differential and Integral Operators // Journal of the Research of the National Bureau of Standards. Volume 45. 1950. P. 255–282.

78. Справочник по строительной механике корабля в 3 т, том 1 / Под общей ред. академика Ю.А. Шиманского – Ленинград, СУДПРОМ ГИЗ, 1958 г. – 627 с.
79. Чернина В.С. Статика тонкостенных оболочек вращения / под ред. Л.И. Лурье – Москва: Изд. «Наука», 1968 г. – 455 с.
80. Лиходед А.И. Об использовании механических аналогов при расчёте колебаний оболочек, состыкованных со стержнями // Прикладная механика. Т. 16. № 6. 1978. С. 16–25.
81. Лиходед А.И. Построение механических аналогов для оболочек, последовательно включаемых в стержневую систему // Прикладная механика «Наукова думка». Т. 22. № 9. 1986.
82. Chatman Y., Gangadharan S., Ristow J., Sudermann J., Walker C., Hubert C. Modeling and parameter estimation of spacecraft fuel slosh with diaphragms using pendulum analogs // *Advances in the Astronautical Sciences*. V. 128. 2007. P. 53–71.
83. Бужинский В.А. Динамика и устойчивость движения ракет – изд. ФГУП ЦНИИмаш, Королев, 2017 г. – 270 с.
84. Шмаков В.П. Избранные труды по гидроупругости и динамике упругих конструкций – М.: изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011 г. – 287 с.
85. Григорьев В.Г. Методика расчёта параметров динамической модели упругой конструкции, содержащей жидкость // Избранные проблемы прикладной механики и математики. М.: МАМИ, 2003 г., с. 93–126.
86. Buzhinskii V.A. The equations of the perturbed motion of a rocket as a thin-walled structure with a liquid // *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. V. 73. № 6. 2009. P. 692–695.
87. Chiba M., Magata H. Influence of liquid sloshing on dynamics of flexible space structures // *Journal of Sound and Vibrations*. V. 401. 2017. P. 1–22.
88. Lee S., Sim J., Shin S., Kim Y. Longitudinal modal analysis of a LOX-filled tank using the virtual mass method // *International Journal of Aeronautical and Space Sciences*. V. 18. № 4. 2017. P. 807–815.
89. MD Nastran. Dynamic Analysis User's Guide. Chapter 11 – Coupled Fluid-Structure Analysis. Revision 0, June 25, 2010. – p. 556.
90. Корн Г.А., Корн Т.М. Справочник по математике для научных работников и инженеров – М.: Наука, 1974 г. – 832 с.
91. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики – М.: Наука, 1972 г. – 735 с.
92. Патент G01M7/00 – Испытание конструкций или сооружений на вибрацию, на ударные нагрузки от 10.04.2005. ЗАО КБ «Полет».
93. Колоезный А.Э. Задачи прочностных испытательных центров в эпоху численного моделирования. Часть 1 // *Космонавтика и ракетостроение*. 2014. № 4(77). С. 164–170.