

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет)
Высшая школа электроники и компьютерных наук
Кафедра «Информационно-измерительная техника»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент, к.т.н., доцент кафедры САУ

_____ / Г.А. Левина /

« ____ » _____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой, д.т.н., проф.

_____ / А.Л. Шестаков /

« ____ » _____ 2020 г.

Ультразвуковая измерительная колебательная система для бурения

(наименование темы работы (проекта))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

ЮУрГУ – 12.03.01.2020.308-617.ВКР

(код направления/специальности, год, номер студенческого)

Руководитель: д.т.н., проф. кафедры ИнИТ

_____ / С.Г. Некрасов /

« ____ » _____ 2020 г.

Автор

студент группы КЭ – 225

_____ / А.А. Сорокин /

« ____ » _____ 2020 г.

Нормоконтролер, доцент кафедры ИнИТ

_____ / А.С. Волосников /

« ____ » _____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Сорокин А.А. Ультразвуковая измерительная колебательная система для бурения – Челябинск: ЮУрГУ, КЭ-225, 2020, 100 - с., 75 - ил., библиографический список – 30 наименований.

В работе рассматривается основной элемент роботизированной системы для анализа состава грунта космических объектов – ультразвуковой бур. Используются последние достижения NASA и отечественных компаний, работающих в области ультразвуковых технологий, в которых ультразвуковая энергия электромеханического преобразователя (концентратор) трансформируется в энергию удара, при этом потребляемая мощность обычно не превышает десятка Ватт.

В ходе выполнения данной выпускной квалификационной работы была разработана математическая модель бурового устройства. В частности, построена волновая распределённая модель концентратора и проведена оптимизация конструкции из условия получения максимума коэффициента усиления, выполнена верификация модели численным и натурным экспериментом.

На основе теории удара составлена нелинейная эквивалентная математическая модель движения системы «свободное/ударное тело-концентратор-пружинный «пригруз», параметры которых найдены с использованием законов сохранения для свободных (жесткость, масса) и вынужденных (коэффициент поглощения), колебаний концентратора, полученных численно в среде конечно-элементных расчетов. Разработана дискретная модель объекта в вычислительной среде Matlab/Simulink, выполнено параметрическое исследование.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2020.308-617.ВКР</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Сорокин А.А.</i>			<i>Ультразвуковая измерительная колебательная система для бурения</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Некрасов С.Г.</i>					4	100
<i>Н. Контр.</i>		<i>Волосников А.С.</i>			<i>ЮУрГУ Кафедра ИнИТ</i>			
<i>Утверд.</i>		<i>Латин А.П.</i>						

ОГЛАВЛЕНИЕ

1	АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ	11
1.1	Анализ существующих методов бурения и выявление их недостатков в приложениях космической отрасли	11
1.2	Обзор технических решений по рассматриваемой проблеме	16
1.3	Задачи исследования.....	20
2	АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ	22
2.1	Пьезоэлектрический преобразователь	22
2.2	Методы расчёта ультразвуковых преобразователей продольного типа .	25
2.2.1	Расчёт ультразвукового преобразователя путём решения уравнения продольных колебаний	25
2.2.2	Расчёт ультразвукового преобразователя методом эквивалентных схем.....	31
2.3	Механический трансформатор	38
2.3.1	Расчёт параметров ультразвукового трансформатора	40
2.3.2	Оптимизация конструкции ультразвукового трансформатора	43
2.4	Выводы по второй главе.....	45
3	ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ	46
3.1	Моделирование пьезокерамического ультразвукового преобразователя продольного типа	47
3.1.1	Моделирование ультразвукового полуволнового преобразователя, рассчитанного методом решения уравнения продольных колебаний.....	47
3.1.2	Моделирование ультразвукового полуволнового преобразователя, рассчитанного методом эквивалентных схем	53
3.2	Моделирование ультразвукового полуволнового механического трансформатора	56

3.2.1 Частотный анализ ультразвукового полуволнового механического трансформатора	56
3.3 Моделирование ультразвуковой колебательной системы.....	58
3.3.1 Частотный анализ ультразвуковой колебательной системы.....	58
3.3.2 Гармонический анализ ультразвуковой колебательной системы... 61	
3.4 Моделирование ультразвуковой колебательной системы с изменённым концентратором.....	63
3.4.1 Частотный анализ ультразвуковой колебательной системы с изменённым концентратором	63
3.4.2 Гармонический анализ ультразвуковой колебательной системы с изменённым концентратором	65
3.4 Выводы по третьей главе	67
4 МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ СВОБОДНОГО ТЕЛА И КОНЦЕНТРАТОРА НА ОСНОВЕ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ.....	68
4.1 Модель взаимодействия концентратора со свободным телом.....	68
4.2 Определение характеристик элементов модели	71
4.2.1 Определение эквивалентной массы, жёсткости и демпфирования модели ультразвукового концентратора.....	71
4.2.2 Определение массы свободного тела и жёсткости пружины.....	76
4.3 Уравнения движения и взаимодействия элементов модели.....	77
4.4 Описание программы для расчёта послеударных характеристик свободного тела	80
4.4.1 Описание компонентов программы	83
4.5 Результаты	87
4.6 Выводы по четвёртой главе	94
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	95
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	96
ПРИЛОЖЕНИЕ А	100

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Изучение ближайших к Земле космических тел: астероидов, комет, Луны, а также, планет Солнечной системы является приоритетной задачей для современных и будущих миссий корпораций космической деятельности. Одной из основных задач такого рода миссий является анализ образцов грунта изучаемых объектов для определения его состава, физико-механических, физико-химических, химических, биологических и других свойств. На Земле для решения задачи отбора проб предусмотрен как ручной, так и автоматизированный инструмент. К ручному инструменту относятся разные виды буров, они применяются в основном для получения пробы из уже пробуренных скважин. Скважины для анализа почвы получают с помощью мобильных либо стационарных буровых установок. Классические инструменты и методы бурения, отмеченные выше, не удовлетворяют требованиям эксплуатации за пределами нашей планеты.

В настоящее время отбором проб грунта космических тел занимаются автономные подвижные модули, имеющие на борту научную лабораторию для анализа полученных образцов. Космические условия накладывают ряд жёстких ограничений на характеристики таких машин, а, следовательно, и на бортовое оборудование. В частности к ограничениям, накладываемым на буровую установку, относятся: малые габариты установки, малая масса, малая осевая сила и крутящий момент, а также, небольшая потребляемая мощность и возможность эксплуатации при критических значениях температуры и радиационного воздействия.

Исследованию методов бурения, удовлетворяющих вышеперечисленные ограничения, посвящён ряд работ. Существенный вклад в решение данной проблемы содержится в работах Bar-Cohen Y., Sherrit S., Peterson T., Нестерова В.А., Костенко В.И., Хмелёва В.Н., Цыгонка С.Н., Генне Д.В. и др.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

Типовым подходом к решению данной проблемы является использование ультразвуковой технологии бурения, суть которой заключается в преобразовании ультразвуковых вибраций в вибрацию и акустические удары специального инструмента в грунте. Сам механизм состоит из четырёх частей: ультразвукового преобразователя, концентратора для усиления амплитуды вибраций, свободного тела для преобразования части энергии ультразвуковых колебаний в низкочастотное ударное воздействие и долота, жёстко закреплённого с концентратором.

Космический бур, выполненный по данному принципу, до настоящего времени используется в марсоходе «Кьюриосити», однако в литературе отсутствуют сведения о построении замкнутой математической модели устройства, и нет результатов анализа и оптимизации конструкции на ней. Отечественные разработки касаются различных вариантов конструкций бура, испытаний действующих моделей, но в них полностью отсутствуют информация о каком-либо виде моделирования.

В этой связи является актуальной задача расчёта параметров ультразвукового бурового инструмента с использованием более подходящих методов и пакетов программ математического моделирования.

Цель выпускной квалификационной работы и задачи исследования.

Целью выпускной квалификационной работы является обоснованный выбор параметров ультразвукового ударного бура, обеспечивающих работоспособность устройства.

Для достижения указанной цели в работе решались следующие задачи исследовательского и прикладного характера:

– Проведение анализа существующих методов ультразвукового бурения и устройств на их основе с целью выяснения наиболее подходящей конфигурации ультразвукового бурового устройства и определения методики его расчёта.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

– Аналитический расчёт параметров элементов ультразвукового бурового устройства различными методами и оптимизация его конструкции по критерию максимального к.п.д.

– Разработка компьютерной модели устройства и определение его параметров численным методом.

– Разработка модели нелинейного движения свободного тела в зазоре ультразвукового преобразователя с учётом вибрации и упругих свойств ограничивающих поверхностей.

Предметом исследования является математическая модель ультразвукового бура, позволяющая произвести оптимизацию конструкции и выявить условия трансформации ультразвуковой энергии в энергию удара, найти закон движения свободного тела в составе ультразвукового бура.

Объектом исследования является процесс ультразвукового бурения.

Методология и методика исследования. Теоретической и методологической основой исследования послужили труды отечественных и зарубежных учёных по расчёту и применению ультразвуковых преобразователей. В работе использовались методы классической механики, теории автоматического управления, конечных автоматов, математической физики, распределённых систем, конечно-элементные методы численных расчетов, электромеханической аналогии. Математическое и имитационное моделирование объекта исследования производилось с помощью пакета прикладных программ MATLAB/Simulink, а для расчета рабочих частот объекта, амплитуд резонансных колебаний, определения параметров эквивалентных динамических моделей и оптимизации трёхмерной конструкции использовался программный комплекс конечно-элементного расчёта SolidWorks.

Научная новизна выпускной квалификационной работы.

Впервые на основе теории удара разработана ударная модель взаимодействия упругих тел при высокочастотной вибрации одного из них.

Практическое значение.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Достижение указанных целей позволит систематически подойти к задаче разработки конструкции ультразвукового бура. Это позволит не только решить задачу импортозамещения в области космической техники, но и создаёт предпосылки для разработки серии хирургических инструментов нового типа.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		10

1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Анализ существующих методов бурения и выявление их недостатков в приложениях космической отрасли

Вообще, существует три основных подхода к разрушению горных пород [5], [19]: механический, термический (термическое скалывание, термическое плавление и испарение) и химический. Далее основное внимание будет направлено на методы бурения, использующие механическое воздействие для проникновения в объект.

Наиболее широко используемые методы бурения основаны на механических методах, которые применяют механические напряжения, чтобы превысить прочность породы на растяжение или сдвиг, вызывая хрупкое разрушение или пластическую деформацию. В наиболее широко используемом методе бурения – роторном, резец режет или сдвигает породу. В случае ударных методов повторные удары производят мелко измельченную породу непосредственно под местом удара. При высоких уровнях ударного воздействия в зоне приложения удара формируются трещины, образующие мелкие фрагменты породы.

При воздействии механической силы большинство пород ведут себя как упруго-пластичные материалы, проявляющие деформационное упрочнение и размягчение. Типичная кривая напряжения-деформации породы при осевой нагрузке показана на рисунке 1.1 [19]. Подвержение породы напряжению, превышающему предел её текучести, вызывает необратимую деформацию. Если камень достаточно хрупкий, он сломается, а если он будет более пластичным, то примет новую форму. Периодическая нагрузка, приложенная к поверхности скальной породы, может привести к образованию миниатюрных трещин, достигающих со временем критической длины, при которой порода разрушается.

Порода может подвергаться растягивающим, сдвиговым и сдавливающим напряжениям. Напряжения растяжения и сдвига вызывают разрушение межзёренных связей, тогда как напряжения сжатия приводят к дроблению и

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

разрушению зёрен и сдвиговой деформации. Наибольшее сопротивление разрушению горные породы оказывают в случае сжатия, наименьшее — в случае растяжения. Процесс бурения может создавать все три типа напряжения в разных частях породы вблизи бурового долота. Как правило, относительные уровни напряжений растяжения, сдвига и сжатия зависят не только от типа воздействия (сжимающее и/или фрикционное сдвиговое воздействие), но и от геометрии долота и скважины, а также от отражений динамических волн напряжений, генерируемых буровой средой. Основным принципом механического разрушения горной породы на забое является дискретность разрушения: долото периодически оказывает на горную породу сложное дробяще-скалывающее действие [19].

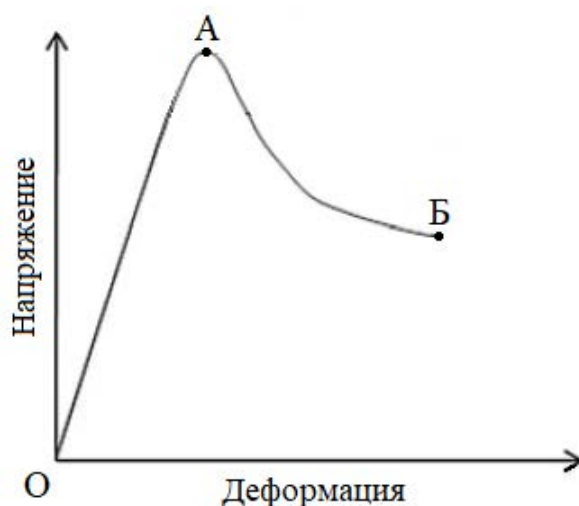


Рисунок 1.1 – Типичный график деформации породы при осевой нагрузке: ОА – зона упругих деформаций; АБ – зона пластических деформаций; точка Б соответствует моменту разрушения породы

При проникновении вглубь недр возникают новые проблемы. Если пласт состоит из грунта или реголита [5], то образующаяся в процессе бурения стенка скважины должна быть изолирована во избежание обрушения. Давление со стороны стенки скважины растет по мере увеличения глубины бурения, что требует адекватного внимания во время бурения. Если пробуренная среда состоит из льда, повторное замораживание растопленной воды может привести к заклиниванию долота.

В последние годы, по мере совершенствования проектирования, создания новых материалов и технологий, всё больше внимания проектировщики уделяют оптимизации конструкций долот, базирующихся на характеристиках разбуриваемых пород, интенсификации и оптимизации процесса очистки забоя от выбуренной породы. Основными механическими процессами при бурении горных пород являются их деформирование и разрушение. Тяжелые условия работы долот на забое требуют использования в их конструкциях самых высококачественных и высокостойких материалов. Чтобы изготовить современное буровое долото, необходимы более 300 наименований высокосортных сталей, твердых сплавов, основных и вспомогательных материалов и комплектующих. Режим работы долот принято характеризовать следующими параметрами: осевой нагрузкой на долото; частотой вращения долота; расходом промывочной жидкости для выноса разрушенной породы (шлама) и охлаждения долота.

При нагружении долота осевой нагрузкой создается необходимое для разрушения породы усилие и осуществляется отбор (передача) энергии от инструмента для обеспечения разрушения породы по всему забою.

В ряде стран в последние годы ведутся исследования по разрушению горных пород в скважинах при помощи ультразвуковых колебаний, передаваемых долоту через бурильные трубы, или путем передачи ультразвуковых колебаний абразивному порошку, подсыпаемому под металлический инструмент. Абразивным порошком чаще служит карбид бора, смоченный жидкостью. В первом случае погружение бурового инструмента происходит за счет создаваемых механическим вибратором вибраций и веса самого инструмента. Таким способом прокладывают неглубокие скважины (до 25 м) в нетвёрдых породах.

Рассмотрим известные на данный момент способы ультразвукового бурения:

– Хорошо известен магнитострикционный способ бурения скважин, состоящий в наложении на долото продольных колебаний, генерируемых

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		13

системой стержней из ферромагнитной стали с частотой питающего переменного тока. Магнотриктор встраивается в бурильную колонну непосредственно над долотом. Наиболее эффективен резонансный режим, когда вынужденные электромагнитные колебания совпадают с собственными колебаниями магнотриктора, зависящими от его длины. При благоприятном сочетании условий механическая скорость бурения по твердым породам возрастает в 2-3 раза. Недостатком способа является необходимость прокладки кабеля в колонне бурильных труб, большое количество теплоты, выделяющейся при работе магнотриктора, и малый ресурс последнего, что связано не только с частым перегревом, но и с разрушающим конструкцию действием колебаний [5].

– Существует также способ бурения скважин, включающий разрушение забоя скважины породоразрушающим инструментом, подачу промывочной жидкости к забою через бурильные трубы и генерирование гидроакустической энергии к призабойной зоне [14], согласно изобретению, бурение скважины осуществляют при одновременном воздействии на забой депрессией (бурением с отрицательным дифференциальным давлением между пластом и скважиной) и гидроакустической энергией, причем гидроакустическую энергию генерируют в зоне депрессии. Недостатком способа является его невысокая эффективность.

– В литературе описывается также [13] скважинный гидроакустический генератор для бурения скважин, содержащий корпус с каналом подвода рабочего агента, вихревую камеру с тангенциально направленными входными каналами и конически сужающимся выходным соплом. Вихревая камера снабжена камерой предварительного закручивания потока с тангенциальными входными каналами и установлена над вихревой камерой, причем тангенциальные входные каналы камеры предварительного закручивания потока и вихревой камеры имеют одинаковое вращательное направление. Недостатком скважинного гидроакустического генератора является недостаточно мощное воздействие на призабойную зону пласта.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		14

– Дальнейшее усовершенствование этой конструкции можно получить, используя гидроударник для генерации поперечных ударных импульсов, включающий верхний и нижний переходники с проходными отверстиями для промывочной жидкости и корпус с установленным внутри него бойком [16]. Гидроударник снабжён перекидным клапаном и распределителем потока, установленным с возможностью периодического перекрытия проходных отверстий одного из переходников и пружиной, установленной на одной вертикальной оси с бойком и клапаном для взаимодействия с ними. Недостатком гидроударника для генерации поперечных ударных импульсов является недостаточно мощное воздействие на призабойную зону пласта. Частотный диапазон гидроударника, в данном случае, не более 40 Гц.

Главным недостатком всех вышеприведённых устройств является отсутствие адаптации к условиям вездного бурения:

Данные методы бурения ограничены необходимостью высоких осевых сил, большим энергопотреблением, а также необходимостью работать с тяжелой платформой для бурения на негоризонтальных и / или твердых поверхностях. Срок службы буровых долот заметно сокращается из-за разрушения связующего состава, удерживающего абразивный материал на поверхности долота. Соответственно, возможности существующих вращающихся стержневых сердечников имеют ограниченное применение в условиях ограниченной мощности и массы. Как пример, типичный вращающийся стержневой сердечник, который производит десяти миллиметровые отверстия в твердых породах, требует, по крайней мере, 20-30 Ватт мощности. Такие буровые установки не могут быть задействованы в рабочем режиме без ощутимого снижения эффективности. Кроме того, буровые двигатели могут потреблять в три-четыре раза больше на скачках тока при запуске, чем при непрерывной работе.

В твердых горных породах эти буровые установки и пробоотборники теряют преимущество, которое они демонстрируют в мягких материалах: дробяще-скалывающее воздействие переходит в шлифовальное. Такой процесс

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		15

сопровождается увеличением потребляемой энергии как минимум на 300% на единицу длины сердечника. Кроме того, поскольку механизм шлифования определяется разрушением при сжатии породы, острые зубья кернов должны часто подвергаться повторной заточке. Соответственно, необходимо следить за остротой долот, в противном случае выделение тепла на наконечнике может увеличиться в 10 раз. Это увеличение сопровождается сопутствующим падением эффективности бурения и часто вызывает обжиг или плавление бурового долота.

Нетрадиционные технологии бурения, такие как, например, лазеры, электронные лучи, микроволны, гидравлические струи, обычно конкурентоспособны только в приложениях, которые не ограничены по мощности. Энергия, необходимая для удаления единичного объема породы по так называемым «современным» технологиям, примерно такая же, как при дроблении и плавлении, то есть в три-пять раз выше, чем при бурении с помощью сдвига. К сожалению, для современных технологий соотношение полезной мощности к потребляемой мощности ниже нескольких процентов, а для обычных буровых установок – от 10 до 30 %. Соответственно, для большинства задач, требующих ограниченного пространства и потребления энергии, такие методы бурения не подходят.

1.2 Обзор технических решений по рассматриваемой проблеме

В связи со сказанным, в данной работе проведён обзор буровых устройств на основе ультразвука с возможностью их эксплуатации в открытом космосе.

С начала двадцать первого века ультразвуковые технологии стали осваивать космическое пространство. Одной из главных целей их использования является изучение ближайших к Земле космических тел: астероидов, комет, Луны, а также, планет Солнечной системы. Здесь речь идёт об изучении тел с непосредственным контактом, т.е. изучение их химического состава путём отбора проб грунта. Условия космоса накладывают ряд жёстких ограничений на характеристики космических модулей, подвижных научных лабораторий и их оборудование. Продолжая тему отбора проб, необходимо указать ограничения, накладываемые

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		16

на буровую установку: малые габариты установки, малая масса, малая осевая сила и крутящий момент, а также, небольшая потребляемая мощность и возможность эксплуатации при критических значениях температуры и радиационного воздействия. Для удовлетворения этих характеристик была разработана новая технология бурения, базирующаяся на основе обратного пьезоэффекта.

Ультразвуковая технология бурения была запатентована в 2005 году группой разработчиков из Калифорнийского технологического института по заказу НАСА [28]. В основе данной технологии лежит преобразование ультразвуковых вибраций в акустические удары. Сам механизм состоит из следующих компонентов: ультразвукового привода (пьезоэлектрический пакет, состоящий из чередующихся круглых дисков из металла и пьезокерамики), ультразвукового концентратора, соединённого с приводом для усиления вибраций, невращающегося бурового долота для проникновения в среду с помощью буровой штанги, сообщаемой с концентратором и свободного тела, расположенного в месте соединения концентратора и буровой штанги (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Устройство ультразвукового бура

Ультразвуковой преобразователь вибрирует с частотой порядка 20 кГц. Колебания УЗ концентратора возбуждают свободное тело, заставляя его

вибрировать между концом концентратора и началом буровой штанги с частотами от 100 до 1000 Гц. Свободное тело передаёт энергию УЗ колебаний буровой штанге. Ударные волны, вызванные воздействием свободного тела, распространяются по буровой штанге и передаются бурильной породе, которая разрушается в месте, где её модуль упругости достигает критического значения.

В 2007 году этим же коллективом разработчиков были проведены первые испытания ультразвукового бура по отбору кернов из образцов базальта, реголита и льда. В работе [25] приводится схематическое изображение устройства, рисунок 1.3.

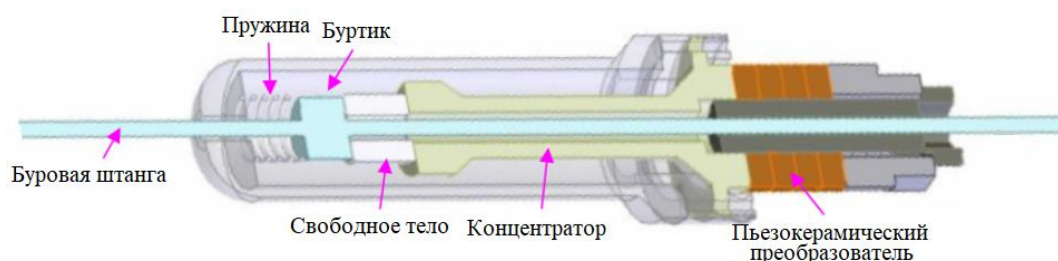


Рисунок 1.3 – Схематическое изображение ультразвукового бура

На этой схеме можно выделить, во-первых наличие корпуса, защищающего подвижные элементы от влияния внешней среды и обеспечивающего заданный режим работы устройства, во-вторых изменение конфигурации концентратора с цилиндрического на составной концентратор, состоящий из трёх цилиндрических частей и двух катеноидальных, т.н. концентратор «кость». Наиважнейшим элементом данной конструкции является пружина, её задачей является создание предварительного усилия на рабочей грани концентратора и обеспечение колебательного процесса при передаче импульса от концентратора свободному телу.

Приведённое на рисунке 1.3 буровое устройство хорошо справилось с поставленной задачей по отбору проб, показав, что массы ультразвукового бура величиной порядка 3 кг достаточно для проникновения в толщу льда на глубину 1,76 м.

В дальнейшем ультразвуковой бур претерпел различные модификации. Например, в 2014 в США был зарегистрирован патент [29]. В нём представлен ультразвуковой бур с насадкой для отбора проб и креплением для установки его на дрель в качестве насадки, рисунок 1.4.

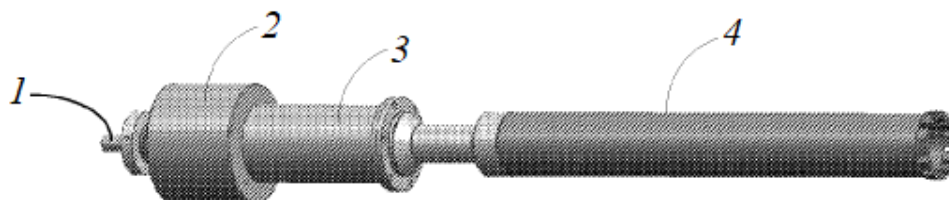


Рисунок 1.4 – Ультразвуковой бур с ротацией: крепление для фиксации устройства в патроне дрели – 1; электрический двигатель – 2; ультразвуковой пьезоэлектрический преобразователь – 3; полый бур – 4

Это устройство крепится в патроне дрели с помощью соединительного вала (рисунок 1.4 – 1), электрическая энергия, необходимая для возбуждения пьезоэлектрического преобразователя, генерируется электродвигателем (рисунок 1.4 – 2) при работе дрели. Также в устройстве имеется канал для подведения охлаждающей жидкости к буру. Ультразвуковой бур в таком исполнении имеет два варианта – со свободным телом и без него. На рисунке 1.5. показано расположение свободного тела.

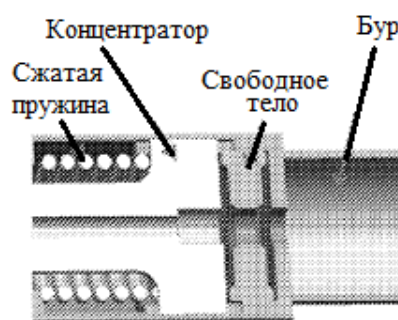


Рисунок 1.5 – Свободное тело в составе ультразвукового бура с ротацией

Устройство аналогичного действия было запатентовано в 2015 году в России [15]. В отличие от своего американского предшественника оно не имеет

ротационной функции и разработано для извлечения кернов под действием собственной массы – рисунок 1.6.

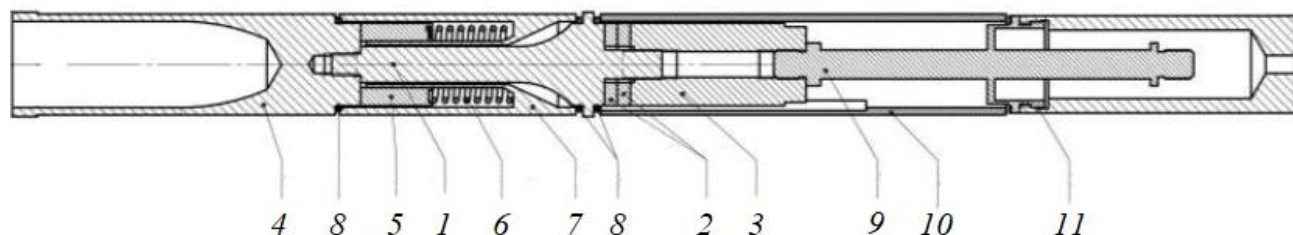


Рисунок 1.6 – Элементы ультразвуковой буровой системы:

пьезоэлектрический преобразователь (1-3); рабочий инструмент – 4; ударный механизм (свободное тело – 5 и пружина – 6); корпус концентратора – 7; кольцевые резиновые уплотнители – 8; полуволновой резонансный шток – 9; корпус преобразователя – 10; кронштейн – 11

Так же, как и в предыдущей конструкции, здесь был использован ударный механизм (поз. 5-6 на рисунке 1.6), обеспечивающий преобразование части энергии ультразвуковых колебаний в низкочастотное ударное воздействие для увеличения эффективности бурения.

С расчётом, моделированием, а, также, испытанием макетных образцов вышеприведённых конструкций связан ряд работ [23-27]. Несмотря на положительные результаты, возникает ряд вопросов, связанных с применяемыми методиками расчёта ультразвуковой колебательной системы и её узлов, а, также, остаётся открытым вопрос о динамике свободного тела в конструкции буровой системы.

1.3 Задачи исследования

В соответствии с вышесказанным можно обозначить следующие задачи, которые будут решены в данной работе:

– Выбор, адаптация и верификация методики расчёта ультразвуковой колебательной системы. Целью является обеспечение требуемой точности расчётов;

- Оптимизация конструкции из условия обеспечения максимума коэффициента усиления;
- Определение эквивалентных параметров модели концентратор – свободное тело;
- Описание движения свободного тела в виде системы уравнений, записанных на основе теории удара;
- Имитационное моделирование движения свободного тела и концентратора на основе эквивалентных параметров системы.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		21

2 АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

2.1 Пьезоэлектрический преобразователь

Обычно перед расчётом любой ультразвуковой колебательной системы определяют тип активного элемента, преобразующего энергию электрического поля в энергию механических деформаций. В соответствие с этим обычно выделяют магнитострикционные и пьезоэлектрические активные элементы. Подробнее рассмотрим второй тип.

Работа пьезоэлектрического трансформатора, используемого в ультразвуковых установках основана на обратном пьезоэффекте: при внесении пьезоэлектрической пластинки в электрическое поле, возникает деформация, линейно зависящая от напряжённости электрического поля [21]. При действии электрического поля на элементарные заряды в ячейке кристаллической решётки пьезоэлемента происходит их перемещение и как следствие – изменение средних расстояний между ними, т.е. деформация. Пьезоэлектрический эффект был открыт в 1880 г. Пьером и Жаком Кюри, наблюдавшими его у кварца и некоторых других кристаллов.

Пьезоэлементы, изготавливаемые для ультразвуковых преобразователей, могут иметь различную геометрическую форму (стержень, пластина, диск, цилиндр и др.) в зависимости от их назначения. Они вырезаются из кристалла или изготавливаются из пьезокерамики таким образом (с учётом расположения электронов), чтобы взаимная ориентация механических сил и электрических полей обеспечивала для данной кристаллической системы, обладающей определённой симметрией, реализацию обратного пьезоэффекта с возникновением нормальных колебаний заданного типа. Например, для создания колебаний по толщине пластины кварца переменное напряжение подводится к электродам, нанесённым на её большие грани, причём пластина вырезается так, что ось x (рисунок 2.1) кристалла совпадает с её толщиной (срез $0x$).

					ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

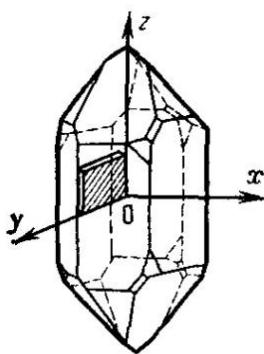


Рисунок 2.1 – Пример среза кристалла кварца для возбуждения колебаний
вдоль оси x

В пьезоэлектрических преобразователях с возбуждением колебаний по толщине, т.е. продольных колебаний обычно применяются пьезоэлементы в виде круглых пластин или дисков. В общем случае такие преобразователи состоят из трёх основных элементов: двух металлических пассивных накладок и одного или, что чаще, нескольких пьезоэлементов (рисунок 2.2.).

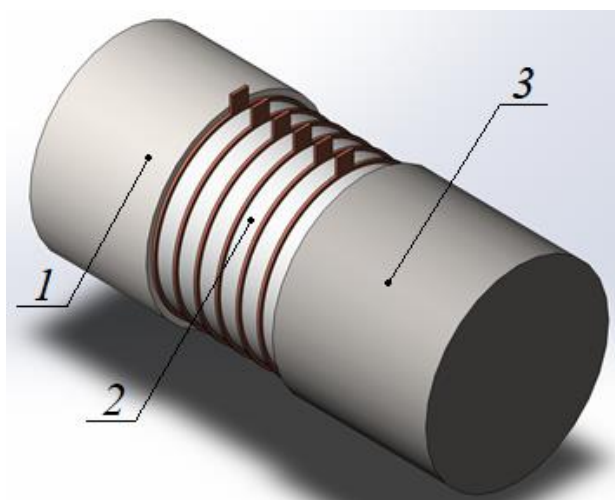


Рисунок 2.2 – Пьезопреобразователь продольных колебаний

Такой тип преобразователя обычно называют пакетным или преобразователем Ланжевена. В соответствии с рисунком 2.2 элементами преобразователя являются: преобразователь – 2 (здесь преобразователь представлен в виде пьезокерамического пакета, состоящего из дисковых пьезоэлементов), согласующий элемент – 1 и излучатель – 3. В преобразователе (активном элементе колебательной системы) создаётся знакопеременная механическая сила.

Согласующий элемент системы (пассивный) осуществляет трансформацию скоростей, согласование механического сопротивления внешней нагрузки и внутреннего сопротивления активного элемента. Излучатель создаёт ультразвуковое поле в обрабатываемом объекте или непосредственно воздействует на него.

Важнейшей характеристикой этого преобразователя является резонансная частота, так как при возбуждении на резонансной частоте достигаются наибольшие значения колебательных смещений и скоростей. Если представить ультразвуковой преобразователь в виде однородного стержня с незакреплёнными концами, то для продольных колебаний условием резонанса будет являться соответствие его длины целому числу полуволн, например $l = n\lambda/2$, где n – целое число. Обычно выделяют полуволновые и четвертьволновые преобразователи.

Характеристикой колебательной системы является добротность – отношение накопленной в резонансной системе энергии к затратам её за период. Добротность определяет остроту пиков и вид амплитудно-частотной зависимости, ширину рабочего частотного диапазона, если система работает при изменяемой частоте, например вследствие изменения нагрузки, размеров инструмента и др.

Распределение смещений ξ и сил F возникающих в такой системе, если пренебречь потерями и излучением энергии, имеют вид стоячих волн. Для полуволнового преобразователя соответствующее распределение изображено на рисунке 2.3. Узлам (нулевым значениям) перемещений – точка 0 на рисунке 2.3 приблизительно соответствуют пучности (наибольшие значения) сил, и наоборот [7].

					ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

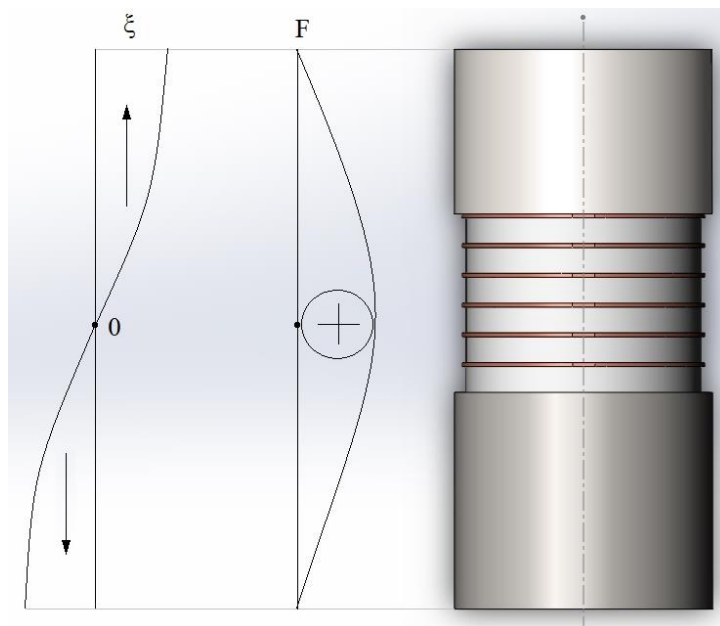


Рисунок 2.3 – Распределение смещений ξ и сил F в колебательной системе

2.2 Методы расчёта ультразвуковых преобразователей продольного типа

2.2.1 Расчёт ультразвукового преобразователя путём решения уравнения продольных колебаний

Обычно, расчет ультразвуковых электромеханических преобразователей продольного типа (волновой расчет) сводится к установлению равенства физической длины преобразователя его акустической длине, равной или кратной на резонансе половине длины волны на предполагаемой рабочей частоте и скорости звука в материале преобразователя. При сложной форме преобразователя и, особенно, при его многокомпонентной комбинированной структуре возникает более сложная задача перерасчета физической длины, но уже с разными параметрами и свойствами отдельных компонент. Такой расчёт обычно проводится на основе решения уравнения для продольных колебаний или на основе условия равенства входных сопротивлений элементов однородного и комбинированного преобразователей. Метод, основанный на решении уравнения для продольных колебаний, описан в литературе [6], [20], а примеры его применения можно посмотреть в работах [8] и [12]. Применим этот метод к расчёту полуволнового пьезокерамического преобразователя.

Необходимо рассчитать полуволновой пьезокерамический преобразователь продольного типа, представленный на рисунке 2.2. Заданными параметрами для расчёта здесь являются: тип материала пьезоэлементов, конфигурация пьезоэлементов и их количество, материал отражающей и излучающей частотопонижающих накладок. Определению подлежат длины излучающей и отражающей накладок.

В общем виде уравнение продольных колебаний можно записать как

$$\frac{\partial^2 \xi(x, t)}{\partial t^2} = c^2 \cdot \frac{\partial^2 \xi(x, t)}{\partial x^2}, \quad (2.1)$$

где $\xi(x, t)$ – функция распределения амплитуды колебаний;

c – скорость звука в материале;

x, t – координата и время распространения продольных колебаний соответственно.

Для колебательной системы, совершающей гармонические колебания и имеющей некоторую собственную частоту, решение уравнения (2.1) может быть представлено в виде

$$\xi(x, t) = \xi(x)(P \sin(\omega t) + Q \cos(\omega t)). \quad (2.2)$$

Тогда для рассматриваемого полуволнового пьезоэлектрического преобразователя решения общего уравнения (2.1) продольных колебаний могут быть представлены в виде

$$\xi_1(x, t) = \left(A \cos\left(\frac{\omega}{c_1} x\right) + B \sin\left(\frac{\omega}{c_1} x\right) \right) \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.3)$$

$$\xi_2(x, t) = \left(C \cos\left(\frac{\omega}{c_2} x\right) + D \sin\left(\frac{\omega}{c_2} x\right) \right) \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.4)$$

$$\xi_3(x, t) = \left(Q \cos\left(\frac{\omega}{c_2} x\right) + G \sin\left(\frac{\omega}{c_2} x\right) \right) \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.5)$$

$$\xi_4(x, t) = \left(R \cos\left(\frac{\omega}{c_3} x\right) + J \sin\left(\frac{\omega}{c_3} x\right) \right) \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.6)$$

где c_1, c_2, c_3 – скорости звука в материалах отражающей накладки, пьезокерамики и излучающей накладки соответственно.

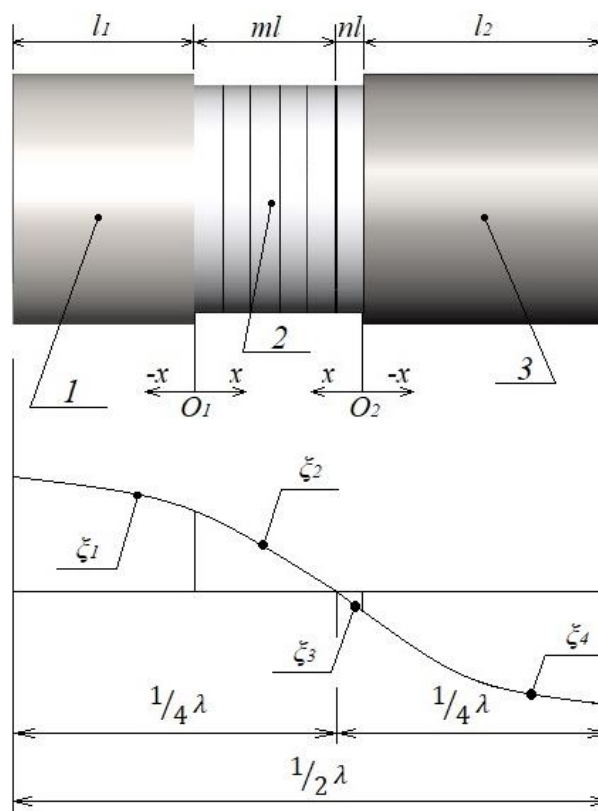


Рисунок 2.4 – Расчётная схема полуволнового ультразвукового преобразователя

Разделим полуволновой преобразователь на два четвертьволновых преобразователя с длинами $l_1 + ml$ и $nl + l_2$ (см. рисунок 2.4). Здесь l_1 – длина отражающей частотопонижающей накладке, l – толщина пьезоэлемента (m – количество пьезоэлементов до узла перемещений, n – количество пьезоэлементов после узла перемещений), l_2 – длина излучающей частотопонижающей накладке.

Граничные условия для первого четвертьволнового преобразователя с начальной точкой отсчёта O_1 можно представить как

$$\xi_2 = 0 \text{ при } x = ml; \quad (2.7)$$

$$\text{при } x = 0 \begin{cases} \xi_2 = \xi_1 \\ E_2 S_2 \frac{\partial \xi_2}{\partial x} = E_1 S_1 \frac{\partial \xi_1}{\partial x} \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial \xi_1}{\partial x} = 0 \text{ при } x = -l_1; \quad (2.9)$$

где E_1, S_1 и E_2, S_2 – модуль упругости первого рода и площадь торцевой поверхности частотопонижающей отражающей накладки и пьезокерамической шайбы соответственно.

При граничном условии (2.7) из уравнения (2.4) можно получить

$$C \cdot \cos\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot ml\right) = -D \cdot \sin\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot ml\right) \text{ или } D = -\frac{C}{\operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot ml\right)}. \quad (2.10)$$

Учитывая первую часть граничного условия (2.8), из уравнений (2.3) и (2.4) следует

$$A = C. \quad (2.11)$$

Вторая часть граничного условия (2.8) может быть преобразована к виду

$$\frac{1}{c_2} \cdot E_2 \cdot S_2 \cdot D = \frac{1}{c_1} \cdot E_1 \cdot S_1 \cdot B. \quad (2.12)$$

Условие (2.9) позволяет из уравнения (2.3) получить

$$A \cdot \frac{\omega}{c_1} \cdot \sin\left(\frac{\omega}{c_1} \cdot (-l_1)\right) = B \cdot \frac{\omega}{c_1} \cdot \cos\left(\frac{\omega}{c_1} \cdot (-l_1)\right). \quad (2.13)$$

Откуда имеем

$$B = -A \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_1} \cdot l_1\right). \quad (2.14)$$

Тогда, с учётом (2.12) и (2.10), можно записать

$$-E_2 \cdot S_2 \cdot \frac{C}{\operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot ml\right)} \cdot \frac{1}{c_2} = -E_1 \cdot S_1 \cdot A \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_1} \cdot l_1\right) \cdot \frac{1}{c_1}. \quad (2.15)$$

Учитывая равенство (2.11), можно записать

$$E_2 \cdot S_2 \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot ml\right)} \cdot \frac{1}{c_2} = E_1 \cdot S_1 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_1} \cdot l_1\right) \cdot \frac{1}{c_1}. \quad (2.16)$$

Откуда можно записать

$$l_1 = \frac{c_1}{\omega} \operatorname{arctg}\left(\frac{E_2 S_2 c_1}{E_1 S_1 c_2} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot ml\right)}\right). \quad (2.17)$$

Рассмотрим второй четвертьволновой преобразователь с начальной точкой отсчёта O_2 . Запишем граничные условия

$$\xi_3 = 0 \text{ при } x = nl; \quad (2.18)$$

$$\text{при } x = 0 \begin{cases} \xi_3 = \xi_4 \\ E_2 S_2 \frac{\partial \xi_3}{\partial x} = E_3 S_3 \frac{\partial \xi_4}{\partial x} \end{cases} \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial \xi_4}{\partial x} = 0 \text{ при } x = -l_3. \quad (2.20)$$

При граничном условии (2.18) из уравнения (2.5) можно получить

$$Q \cdot \cos\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot nl\right) = -G \cdot \sin\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot nl\right) \text{ или } G = -\frac{Q}{\operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot nl\right)}. \quad (2.21)$$

Учитывая первую часть граничного условия (2.19), из уравнений (2.5) и (2.6) следует

$$Q = R. \quad (2.22)$$

Вторая часть граничного условия (2.19) может быть преобразована к виду

$$\frac{1}{c_2} \cdot E_2 \cdot S_2 \cdot G = \frac{1}{c_3} \cdot E_3 \cdot S_3 \cdot J. \quad (2.23)$$

Условие (2.20) позволяет из уравнения (2.6) получить

$$R \cdot \frac{\omega}{c_3} \cdot \sin\left(\frac{\omega}{c_3} \cdot (-l_3)\right) = J \cdot \frac{\omega}{c_3} \cdot \cos\left(\frac{\omega}{c_3} \cdot (-l_3)\right). \quad (2.24)$$

Откуда имеем

$$J = -R \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_3} \cdot l_3\right). \quad (2.25)$$

Тогда, с учётом (2.23) и (2.21), можно записать

$$-E_2 \cdot S_2 \cdot \frac{Q}{\operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot nl\right)} \cdot \frac{1}{c_2} = -E_3 \cdot S_3 \cdot R \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_3} \cdot l_3\right) \cdot \frac{1}{c_3}. \quad (2.26)$$

Учитывая равенство (2.22), можно записать

$$E_2 \cdot S_2 \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_2} \cdot nl\right)} \cdot \frac{1}{c_2} = E_3 \cdot S_3 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega}{c_3} \cdot l_3\right) \cdot \frac{1}{c_3}. \quad (2.27)$$

Откуда можно записать

$$l_3 = \frac{c_3}{\omega} \operatorname{arctg} \left(\frac{E_2 S_2 c_3}{E_3 S_3 c_2} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \left(\frac{\omega}{c_2} n l \right)} \right). \quad (2.28)$$

Полученные выражения (2.17) и (2.28) позволяют, задавшись параметрами выбранного типоразмера пьезокерамической шайбы, материалом отражающей и излучающей накладок, а также положением узла перемещений, определить длины частотопонижающих пассивных накладок полуволнового пьезокерамического преобразователя.

Определим длины частотопонижающих накладок полуволнового пьезокерамического преобразователя, задавшись следующими параметрами: резонансная частота $f = 27000$ Гц, материал пьезоэлемента ЦТС – 844, конфигурация пьезоэлемента – кольцо, количество пьезоэлементов – 6, материал отражающей частотопонижающей накладки – сталь 45, материал излучающей частотопонижающей накладки – сталь Х6CrNiTi18-10, $m = 3,6$, $n = 2,4$. Типоразмеры пьезоэлемента представлены на рисунке 2.5, а характеристики материалов, используемые при расчёте – в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры элементов ультразвукового преобразователя

	Материал	Плотность, кг/м ³	Скорость звука, м/с	Модуль Юнга, Н/м ²	Коэффициент Пуассона	Площадь поперечного сечения, мм ²
Отражающая накладка	Сталь 45	7800	5189	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,28	856,6
Секция пьезокерами ки	ЦТС-844	7700	3162	$7,7 \cdot 10^{10}$	0,22	452,4
Излучающая накладка	Х6CrNiTi 18-10	7900	5032	$2 \cdot 10^{11}$	0,28	856,6

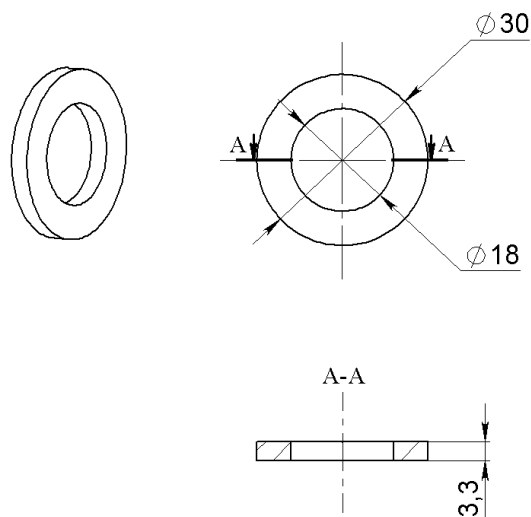


Рисунок 2.5 – Типоразмеры пьезокерамического диска

Подставляя данные из таблицы 2.1 и с учётом заданной частоты, в соответствии с формулами (2.17) и (2.28), получим следующие размеры частотопонижающих накладок: длина отражающей накладки $l_1 = 16$ мм, длина излучающей накладки $l_3 = 23$ мм.

Данный метод расчёта позволяет рассчитывать как симметричные, так и несимметричные полуволновые пьезокерамические преобразователи. Смещение узла колебаний (перемещений) из центра пьезокерамической секции ближе к границе с излучающей накладкой повысит надёжность всей конструкции. Это смещение осуществляется варьированием параметров m и n , при этом $m + n = N$, где N – количество пьезокерамических элементов в пакете.

2.2.2 Расчёт ультразвукового преобразователя методом эквивалентных схем

В основе данного метода лежит представление каждого отдельного элемента ультразвукового преобразователя в виде несимметричного четырёхполюсника. Токи, протекающие в таком четырёхполюснике, будут характеризовать колебательные скорости граничных сечений элемента преобразователя, а электрические напряжения на входе и выходе четырёхполюсника – механические силы, возникающие на этих сечениях – рисунок 2.6. Описание этого метода представлено в литературе [4], [6], [20], а его применение отражено в работе [24].

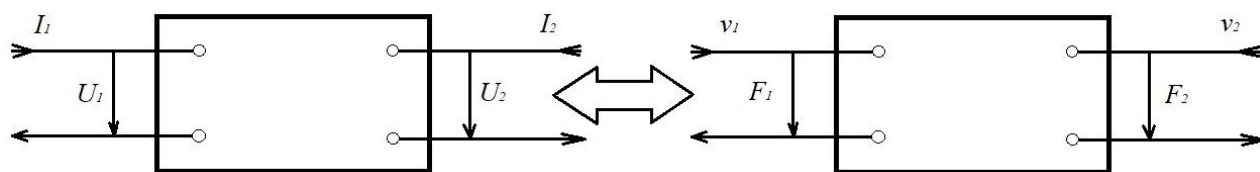


Рисунок 2.6 – Аналогия механических характеристик электрическим

Эквивалентные параметры четырёхполюсника

Известно, что для четырёхполюсника с положительным направлением токов и напряжений можно записать уравнения

$$\begin{aligned} U_1 &= Z_{11}I_1 + Z_{12}I_2, \\ U_2 &= Z_{21}I_1 + Z_{22}I_2. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Матрица сопротивлений для уравнений (2.29)

$$\|Z\| = \begin{vmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{vmatrix}. \quad (2.30)$$

Соответствует, например, матрице Т-образного четырёхполюсника

$$\|Z\| = \begin{vmatrix} Z_1 + Z_3 & Z_3 \\ Z_3 & Z_2 + Z_3 \end{vmatrix}. \quad (2.31)$$

Таким образом, составив уравнения для сил F и колебательных скоростей v каждого элемента ультразвукового преобразователя аналогично уравнениям (2.29), можно затем выразить параметры уже механического четырёхполюсника, составив матрицы сопротивлений, аналогичные (2.31). Такие уравнения составлены для разного типа ультразвуковых трансформаторов (концентраторов) и для цилиндрического волновода см. [4].

Преимуществом данного метода перед методом решения уравнения продольных колебаний является возможность рассчитывать конструкции наиболее приближенные к промышленным образцам. Например, метод эквивалентных схем позволяет произвести расчёт ультразвукового преобразователя на резонанс с болтовым или шпильчным соединением – рисунок 2.7.

Для расчёта такого преобразователя его можно разделить на три основные части: пьезокерамический пакет со шпилькой, отражающая накладка и излучающая накладка.

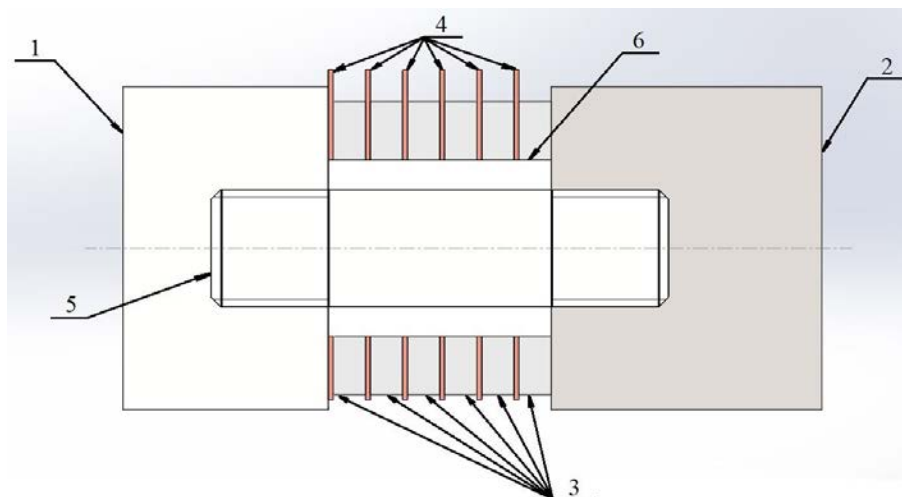


Рисунок 2.7 – Элементы пьезокерамического ультразвукового преобразователя: 1 – отражающая накладка; 2 – излучающая накладка; 3 – пакет из пьезокерамических дисков; 4 – электроды; 5 – шпилька; 6 – диэлектрик

Расчёт пьезокерамического пакета и шпильки

Пусть механическое сопротивление шпильки будет меньше сопротивления пьезокерамического пакета. Такое допущение необходимо для получения постоянного напряжения в шпильке и пьезокерамике. Также из этого следует, что элементы в эквивалентной электрической цепи для шпильки и пьезопакета будут соединены последовательно. Эквивалентная электрическая схема для шпильки и пьезопакета представлена на рисунке 2.8.

Элементы на рисунке 2.8 могут быть определены по следующим формулам:

$$C_0 = \frac{n^2 \cdot K^T \cdot S_{\Pi}}{l_{\Pi}} (1 - k_{33}^2), \quad (2.32)$$

$$N = \frac{d_{33} \cdot E_{\Pi} \cdot S_{\Pi}}{l_{\Pi}}, \quad (2.33)$$

$$Z_S^{\delta} = \frac{Z_o^{\delta} \cdot S_{\delta}}{i \cdot \sin(l_{\Pi} \cdot k_{\delta})}, \quad (2.34)$$

$$Z_S^{\Pi} = \frac{Z_o^{\Pi} \cdot S_{\Pi}}{i \cdot \sin(l_{\Pi} \cdot k_{\Pi})}, \quad (2.35)$$

$$Z_T^{\delta} = i \cdot Z_o^{\delta} \cdot S_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \left(k_{\delta} \cdot \frac{l_{\Pi}}{2} \right), \quad (2.36)$$

$$Z_T^{\Pi} = i \cdot Z_0^{\Pi} \cdot S_{\Pi} \cdot \operatorname{tg} \left(k_{\Pi} \cdot \frac{l_{\Pi}}{2} \right), \quad (2.37)$$

где C_0 – ёмкость пьезокерамического пакета;

n – количество пьезоэлементов в пакете;

K^T – относительная диэлектрическая проницаемость материала пьезокерамики;

S_{Π} – площадь пьезокерамического кольца;

l_{Π} – длина пьезокерамического пакета;

k_{33} – коэффициент электромеханической связи;

N – коэффициент электромеханической трансформации;

d_{33} – пьезоэлектрический модуль;

E_{Π} – модуль упругости первого рода (модуль Юнга);

$Z_0^{\sigma} = \rho_{\sigma} \cdot c_{\sigma}$ – волновое сопротивление шпильки, ρ_{σ} – плотность материала шпильки, c_{σ} – скорость распространения звука в материале шпильки;

$Z_0^{\Pi} = \rho_{\Pi} \cdot c_{\Pi}$ – волновое сопротивление пьезокерамики, ρ_{Π} – плотность материала пьезокерамики, c_{Π} – скорость распространения звука в материале пьезокерамики;

$k_{\sigma} = \omega / c_{\sigma}$ и $k_{\Pi} = \omega / c_{\Pi}$ – волновые числа материалов шпильки и пьезокерамики соответственно.

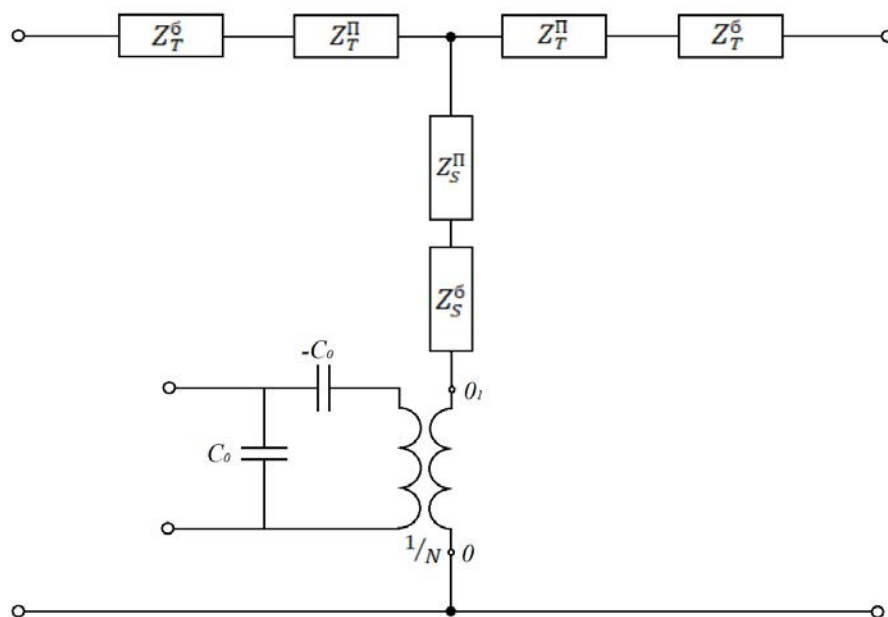


Рисунок 2.8 – Эквивалентная схема пьезокерамического пакета и шпильки

Расчёт отражающей накладки

Для быстроты расчёта и удобства сравнения двух методов – волнового и эквивалентных схем – положим длину отражающей накладки равную рассчитанному ранее, в пункте 2.2.1 значению: $l_1 = 16$ мм. Эквивалентная электрическая схема для отражающей накладки представлена на рисунке 2.9.

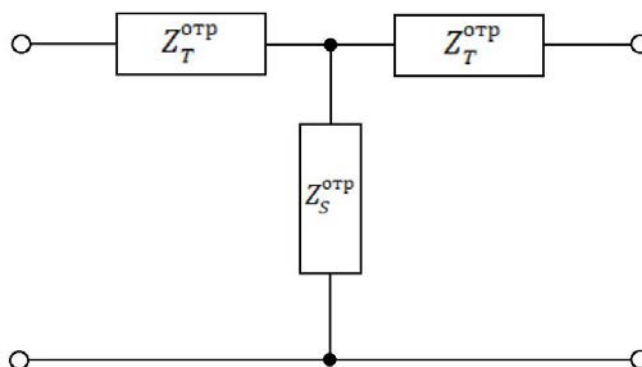


Рисунок 2.9 – Эквивалентная схема отражающей накладки

Элементы на рисунке 2.9 могут быть определены по следующим формулам:

$$Z_T^{\text{отр}} = i \cdot Z_o^{\text{отр}} \cdot S_{\text{отр}} \cdot \operatorname{tg} \left(k_{\text{отр}} \cdot \frac{l_{\text{отр}}}{2} \right), \quad (2.38)$$

$$Z_S^{\text{отр}} = \frac{Z_o^{\text{отр}} \cdot S_{\text{отр}}}{i \cdot \sin(l_{\text{отр}} \cdot k_{\text{отр}})}, \quad (2.39)$$

где $Z_o^{отр}$, $S_{отр}$, $k_{отр}$, $l_{отр}$ – волновое сопротивление материала отражающей накладки, площадь её поперечного сечения, волновое число материала накладки и длина отражающей накладки соответственно. Суммарный акустический импеданс отражающей накладки до середины эквивалентной схемы пьезокерамического пакета и шпильки составляет

$$Z_{отр} = Z_T^б + Z_T^п + Z_T^{отр} + \frac{Z_T^{отр} \cdot Z_S^{отр}}{Z_T^{отр} + Z_S^{отр}}. \quad (2.40)$$

Расчёт излучающей накладки

Эквивалентная схема для излучающей накладки подобна схеме для отражающей накладки и представлена на рисунке 2.10.

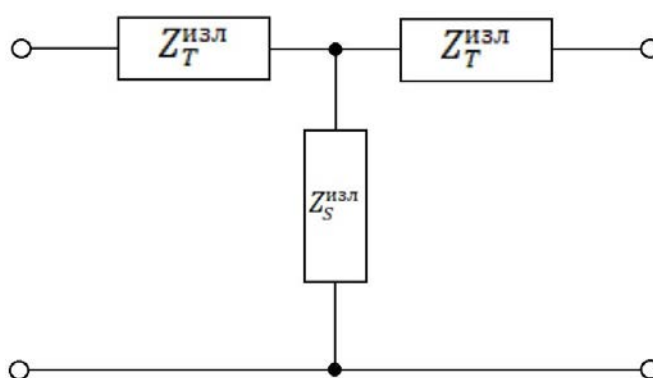


Рисунок 2.10 – Эквивалентная схема излучающей накладки

Элементы на рисунке 2.10 могут быть определены по следующим формулам:

$$Z_T^{изл} = i \cdot Z_o^{изл} \cdot S_{изл} \cdot \operatorname{tg} \left(k_{изл} \cdot \frac{l_{изл}}{2} \right), \quad (2.41)$$

$$Z_S^{изл} = \frac{Z_o^{изл} \cdot S_{изл}}{i \cdot \sin(l_{изл} \cdot k_{изл})}, \quad (2.42)$$

где $Z_o^{изл}$, $S_{изл}$, $k_{изл}$, $l_{изл}$ – волновое сопротивление материала излучающей накладки, площадь её поперечного сечения, волновое число материала накладки и длина излучающей накладки соответственно. Суммарный акустический импеданс излучающей накладки до середины эквивалентной схемы пьезокерамического пакета и шпильки составляет

$$Z_{изл} = Z_T^б + Z_T^п + Z_T^{изл} + \frac{Z_T^{изл} \cdot Z_S^{изл}}{Z_T^{изл} + Z_S^{изл}}. \quad (2.43)$$

Расчёт пьезокерамического преобразователя

Рассматривая всю схему целиком, замкнём выходы эквивалентных четырёхполюсников отражающей и излучающей накладок, тогда общий акустический импеданс можно найти из уравнения

$$Z_A = Z_S^П + Z_S^б + \frac{Z_{отр} \cdot Z_{изл}}{Z_{отр} + Z_{изл}}. \quad (2.44)$$

Тогда эквивалентное сопротивление механической части преобразователя относительно точек OO_1 – рисунок 2.8 можно получить из уравнения

$$Z = Z_C - \frac{Z_C^2 \cdot N^2}{Z_A}, \quad (2.45)$$

где $Z_C = 1/i\omega C_0$.

Расчёт преобразователя на резонанс сводится к решению уравнения

$$Im(Z) = 0. \quad (2.46)$$

Данные для определения длины излучающей накладки по формуле (2.46) приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры элементов ультразвукового преобразователя для расчёта методом эквивалентных схем

	Материал	Плотность, кг/м ³	Скорость звука, м/с	Модуль Юнга, Н/м ²	Волновое число, рад·с/м	Площадь поперечного сечения, мм ²
Отражающая накладка	Сталь 45	7800	5189	$2,1 \cdot 10^{11}$	65,39	856,6
Секция пьезокерами ки	ЦТС-844	7700	3162	$7,7 \cdot 10^{10}$	107,294	452,4
Излучающая накладка	X6CrNiTi 18-10	7900	5032	$2 \cdot 10^{11}$	67,433	856,6
Шпилька	Сталь 45	7800	5189	$2,1 \cdot 10^{11}$	65,39	113

подразделяются на конусные, экспоненциальные, катеноидальные и ступенчатые [7]. Внешний вид концентраторов, а также распределение амплитуд колебаний и механических напряжений показаны на рисунке 2.11.

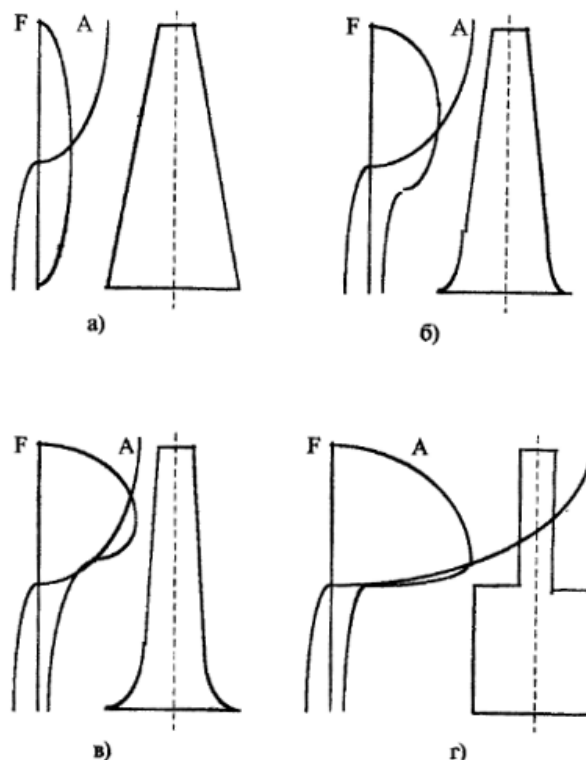


Рисунок 2.11 – Концентраторы ультразвуковых колебаний и распределения амплитуд A и механических напряжений F : а – конусный; б – экспоненциальный; в – катеноидальный; г – ступенчатый

Как видно из рисунка выше наиболее выгодным с точки зрения возможности получения значительных амплитуд смещений при малой нагрузке являются ступенчатые концентраторы. Однако для ультразвуковой колебательной системы с таким концентратором характерна узкая полоса рабочих частот и, следовательно, очень ограниченная возможность подстройки по частоте при изменении нагрузки. Незначительные отклонения резонансной частоты колебательной системы от резонансной частоты ступенчатого концентратора приводят к резкому возрастанию входного сопротивления и, следовательно, к снижению эффективности всей колебательной системы [22].

Концентраторы регулярной формы: конические, экспоненциальные и катеноидальные обеспечивают более благоприятные условия для передачи УЗ колебаний в нагрузку. Однако коэффициенты усиления N таких концентраторов не превышают отношения диаметров входного и выходного сечений.

Более совершенными конструктивными формами обладают составные концентраторы. Они позволяют получать значительно большие коэффициенты усиления по сравнению с концентраторами простейших типов, поэтому их целесообразно применять в ультразвуковых установках, где требуются большие амплитуды колебаний и деформаций, при исследовании пластических свойств материалов, исследовании поглощения ультразвуковых волн больших амплитуд в твёрдых телах [11].

2.3.1 Расчёт параметров ультразвукового трансформатора

Расчёт ультразвукового трансформатора (концентратора) заключается в определении следующих параметров: длины, положения узла скорости (перемещений), коэффициента усиления. Для определения этих параметров необходимо задать следующие величины: резонансную частоту, f [Гц]; материал концентратора и связанные с ним параметры (плотность, ρ [кг/м³]; скорость распространения продольной волны в материале, c [м/с], волновое сопротивление, W [кг/м² · с]); тип концентратора (конусный, экспоненциальный, катеноидальный и ступенчатый [13]) и связанные с ним параметры.

В данной работе для расчёта был выбран концентратор с образующей экспоненциального типа (рисунок 2.12).

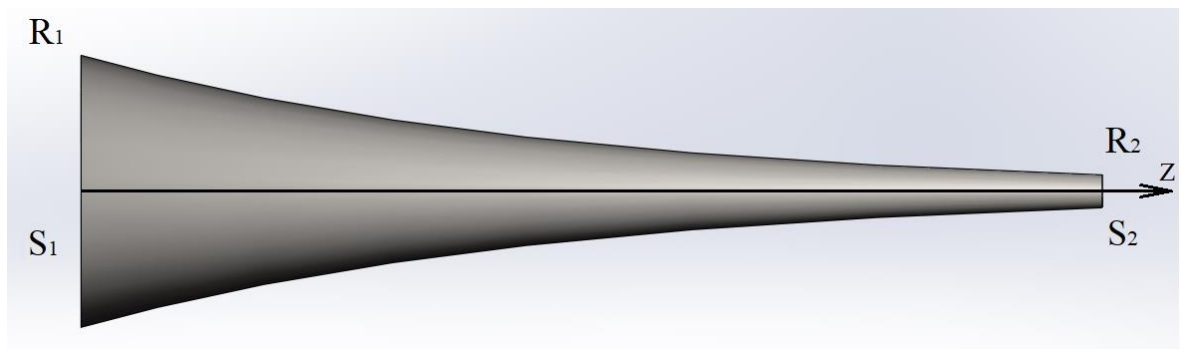


Рисунок 2.12 – Экспоненциальный концентратор

Расчёт данного концентратора выполнен с использованием метода эквивалентных схем, заключающимся в замене пассивного элемента, т.е. концентратора, эквивалентным Т-образным четырёхполюсником с параметрами Z_1, Z_2, Z_3 (рисунок 2.13).

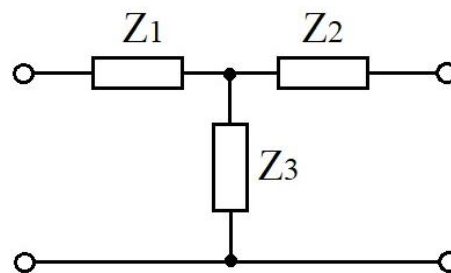


Рисунок 2.13 – Несимметричный Т-образный четырёхполюсник

Определить резонансную длину концентратора можно из уравнения для входного сопротивления. В отсутствии нагрузки на конце концентратора входное сопротивление будет равным $Z_0 = Z_1 + Z_2 Z_3 / (Z_2 + Z_3)$. Подставляя вместо Z_1, Z_2, Z_3 выражения для механических сил, получим для экспоненциального концентратора:

$$Z_0 = iWS_1 \frac{k'}{k} \left[1 + \left(\frac{\beta}{k'} \right)^2 \right] \frac{tgk'l}{1 + \frac{\beta}{k'} tgk'l}, \quad (2.47)$$

где $W = \rho \cdot c$ – волновое сопротивление материала концентратора;

S_1 – площадь входного сечения концентратора;

$k = \omega/c$ – волновое число;

$\beta = \ln N/l$ – функция быстроты сужения рупора, $N = R_1/R_2$ – отношение радиусов конечных сечений, l – длина концентратора;

$$k' = \sqrt{k^2 - \beta^2}.$$

Для определения волновой длины резонансного однополуволнового концентратора необходимо чтобы мнимая часть выражения (2.47) равнялась нулю.

Таким образом, зная характеристики материала концентратора (таблица 2.3) и задавшись резонансной частотой $f = 27000$ Гц, можно определить резонансную длину однополуволнового экспоненциального концентратора (рисунок 2.14).

Таблица 2.3 – Параметры концентратора

Материал концентратора	Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	Скорость звука, $\text{км}/\text{с}$	Волновое сопротивление, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$	Радиус входного сечения, мм	Радиус выходного сечения, мм
Сталь X6CrNiTi18-10	7900	5,031	$3,975 \cdot 10^7$	16,5	2

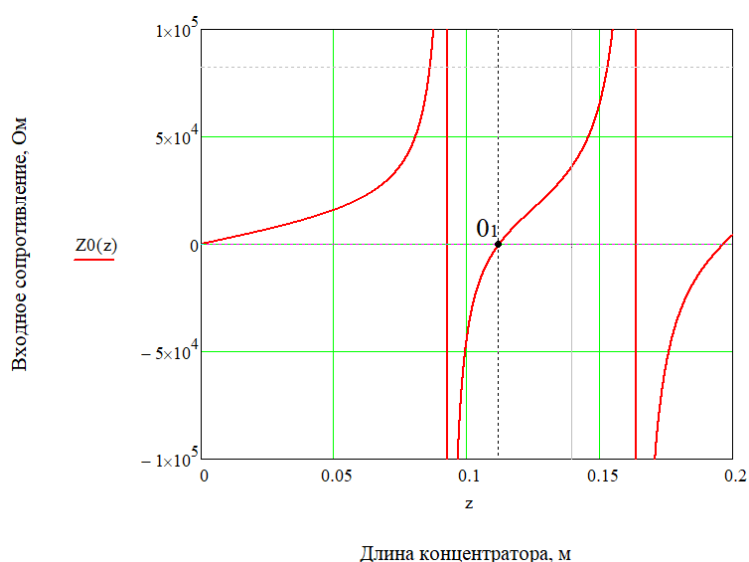


Рисунок 2.14 – Корень выражения (2.47), соответствующий однополуволновому концентратору

На рисунке 2.14 точка $0_1(0.112:0)$ соответствует решению уравнения (2.47) для случая однополуволнового концентратора. Таким образом, длина рассчитываемого концентратора равна $l = 112$ мм.

Положение узла скорости (перемещений) для закрепления концентратора можно определить из уравнения (2.48) [10]:

$$tg(k'z_0) = \frac{k'}{\beta}, \quad (2.48)$$

где z_0 – искомое положение узла скорости.

Решая уравнение (2.48) относительно z_0 , получим $z_0 = 35$ мм.

Коэффициент усиления концентратора можно определить по формуле (2.49):

$$k_y = \frac{N}{\sqrt{\left[\cos k'l + \frac{\beta}{k} \sin k'l\right]^2 + \left(\frac{k}{k'}\right)^2 \sin^2 k'l}}. \quad (2.49)$$

Из формулы (2.49) получаем $k_y = 8.288$.

2.3.2 Оптимизация конструкции ультразвукового трансформатора

Если построить кривую зависимости коэффициента усиления k_y от волновой длины концентратора $k'l$, то можно убедиться, что существует такое значение $k'l$, а, следовательно, и длины l концентратора, при котором коэффициент усиления значительно больше найденного, а, именно, на 20 % (рисунок 2.15).

Из рисунка 2.15 видно, что существует такое значение $k'l = 2,65$, при котором коэффициент усиления возрастает до значения $k_y = 10,296$, являющегося оптимальным. При этом, $l_{\text{опт}} = 95$ мм.

Концентратор длиной $l_{\text{опт}}$ имеет большой КПД, но его длина станет причиной отклонения от заданной частоты. Во избежание отклонения от резонансной частоты удлиним оптимальный экспоненциальный концентратор до размеров неоптимального путём добавления к его выходному сечению цилиндрического концентратора длины $l_{\text{цил}} = l - l_{\text{опт}}$.

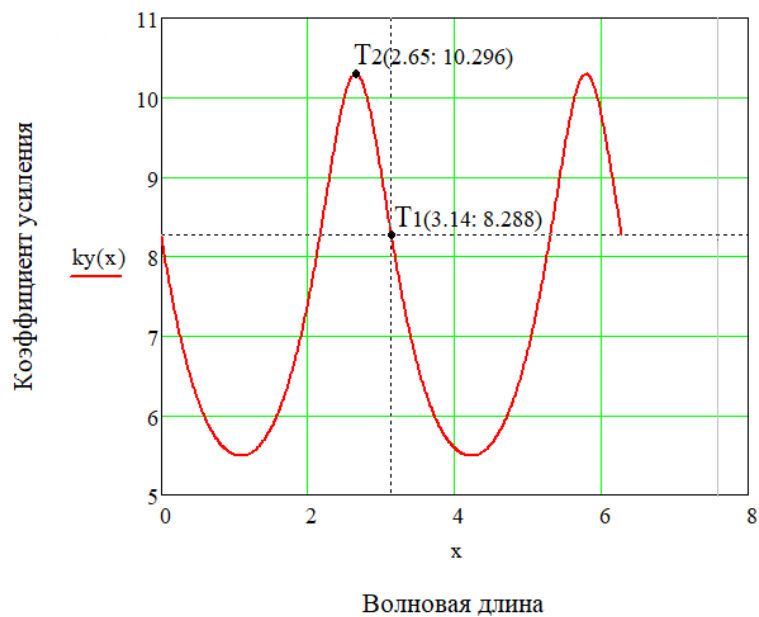


Рисунок 2.15 – Кривая зависимости коэффициента усиления от волновой длины ненагруженного экспоненциального концентратора

Чтобы убедиться, что частота такого концентратора удовлетворяет запрошенной ранее частоте $f = 27000$ Гц, решим уравнение (2.50) относительно f [10]:

$$tg\left(\frac{2\pi f}{c} l_{\text{цил}}\right) = \frac{\frac{2\pi f}{c} l_{\text{опт}}}{\ln N - \sqrt{\left(\frac{2\pi f}{c}\right)^2 - \left(\frac{\ln N}{l_{\text{опт}}}\right)^2} \cdot l_{\text{опт}} \cdot ctg\left[\sqrt{\left(\frac{2\pi f}{c}\right)^2 - \left(\frac{\ln N}{l_{\text{опт}}}\right)^2} \cdot l_{\text{опт}}\right]}. \quad (2.50)$$

Из уравнения (2.50) находим: $f = 27042$ Гц.

Видим, что частота составного концентратора, состоящего из экспоненциальной части оптимальной длины и цилиндрической части отклонилась незначительно. Определим положение узла скорости по формуле (2.48): $z_0 = 34$ мм.

В следующей главе будет составлена компьютерная модель ультразвукового преобразователя и трансформатора для оценки точности используемых аналитических методов.

2.4 Выводы по второй главе

Проведен расчет концентратора колебаний на основе технического задания ООО «Медтехника». Рассмотрены две альтернативных волновых модели ультразвукового преобразователя продольного типа, первая из которых основана на решении волнового уравнения для простых профилей концентратора, а вторая – на определении параметров четырехполюсников, описывающих отдельные звенья преобразователя и соединяемых затем каскадно. Обе модели равноценны по точности, но вторая модель способна обеспечить расчет колебательных систем, практически, любой сложности.

Получено аналитическое выражение для коэффициента усиления концентратора экспоненциального типа, проведена оптимизация конструкции по критерию максимума коэффициента усиления. В результате, удалось повысить коэффициент усиления концентратора на 20% , что позволит снизить амплитуду вибрации и тем самым снизить нагрев и повысить время непрерывной работы устройства. Для автономных объектов это существенный результат.

					ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

3 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

В этой главе проводится верификация полученных ранее математических моделей ультразвукового преобразователя и механического трансформатора и определяется их точность относительно значения резонансной частоты.

Вычислительный эксперимент, конечно, не заменяет натурное испытание и в хронологии исследования, как правило, расположен между аналитической моделью и натурным экспериментом. Однако в некоторых случаях, когда проведение натуральных испытаний затруднительно или вовсе невозможно их в определённой мере можно заменить вычислительным экспериментом, чему способствует возможность вычислительной машины выполнять большой объём математических операций. Вычислительный эксперимент, по сравнению с натурным, значительно дешевле и доступнее, его подготовка и проведение требует меньшего времени, его легко переделывать, он даёт более подробную информацию. Кроме того, в ходе вычислительного эксперимента выявляются границы применимости математической модели, которые позволяют прогнозировать эксперимент в естественных условиях. Поэтому использование вычислительного эксперимента ограничивается теми математическими моделями, которые участвуют в проведении исследования.

В данной работе численный эксперимент проводится с использованием программного комплекса конечно-элементного расчёта SolidWorks Simulation. Этот комплекс используется для структурного анализа, позволяющего прогнозировать поведение изделия в реальной среде путем виртуального тестирования САД-моделей. Он содержит инструменты с функциями линейного, нелинейного статического и динамического анализа.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		46

3.1 Моделирование пьезокерамического ультразвукового преобразователя продольного типа

3.1.1 Моделирование ультразвукового полуволнового преобразователя, рассчитанного путём решения уравнения продольных колебаний

Модель ультразвукового преобразователя в соответствии с расчётными данными, полученными из метода решения уравнения продольных колебаний представлена на рисунке 3.1 а.

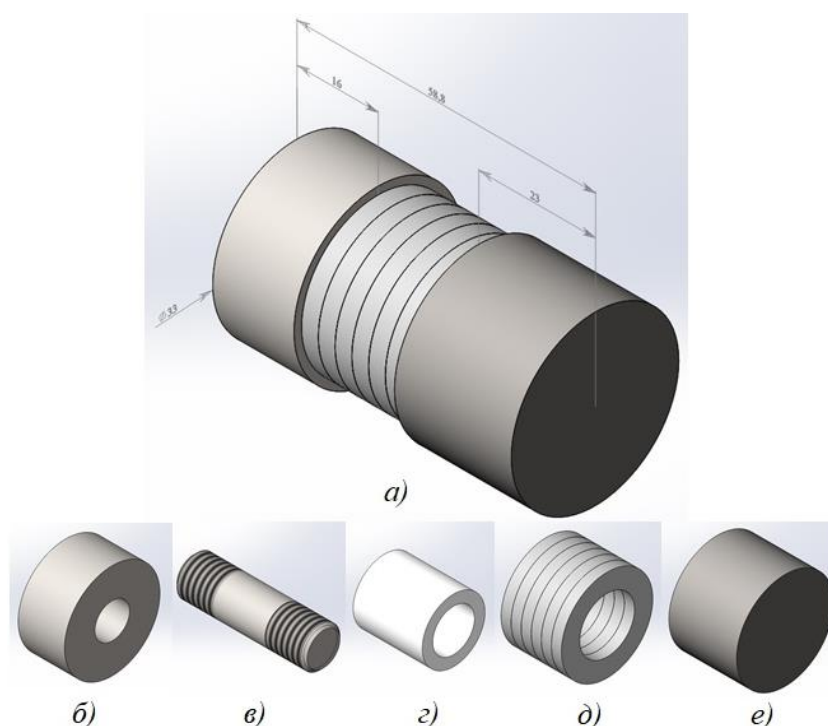


Рисунок 3.1 – Трёхмерная модель ультразвукового преобразователя, рассчитанного путём решения уравнения продольных колебаний – а и её элементы: отражающая накладка – б; шпилька – в; диэлектрик – г; пьезокерамический пакет – д; излучающая накладка – е

Перед началом численного расчёта первым делом необходимо назначить материалы элементов преобразователя т.к. их свойства учитываются при любом виде анализа.

В качестве материала излучающей накладки обычно выбирают нержавеющей стали и титановые сплавы, в нашем случае – это сплав X6CrNiTi18-10,

являющийся аналогом стали 12Х18Н10Т. Отражающая накладка выполнена из углеродистой стали, в нашем случае – это сталь 45.

В колебательных системах мощностью (0,1...1,6) кВт для создания необходимых стягивающих усилий используют стягивающие болты или, как в нашем случае, шпильки М12...М18, материал – сталь 45. Необходимость использования болтов и шпилек указанных диаметров обуславливает необходимость применения в преобразователях кольцевых пьезоэлементов с внутренним диаметром более 14 мм (с учётом необходимости применения изолирующих втулок).

Диэлектрик выполнен из твёрдого поливинилхлорида.

В данной модели отсутствуют электроды, к которым у реального ультразвукового преобразователя подводится знакопеременное напряжение. Так как обычно эти электроды выполняются из меди или мягкой проводящей фольги и под действием стягивающих давлений растекаются, заполняя микронеровности поверхностей пьезоэлементов, то их наличие в модели не повлияет существенным образом на результат, но усложнит создание на поверхности преобразования сетки конечных элементов.

3.1.1.1 Частотный анализ ультразвукового полуволнового преобразователя, рассчитанного методом решения уравнения продольных колебаний

Каждая конструкция имеет тенденцию вибрировать на определенных частотах, называемых собственными или резонансными частотами. Собственные частоты конструкции – это частоты, на которых конструкция сама будет колебаться после отклонения от положения равновесия. Каждая частота собственных колебаний ассоциируется с определенной формой, называемой нормальной формой колебаний, которую модель стремится принимать при вибрировании на этой частоте. Из частотного анализа можно определить собственные частоты структуры, а также формы её вибрационной реакции или моды.

Для оценки влияния частоты на изменение линейных размеров конструкции используют коэффициент массового участия (суммарной эффективной модальной

					ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

массы). Этот показатель характеризует долю массы конструкции, участвующей в динамической реакции по определённой форме колебаний при заданном направлении гармонического воздействия. Для того чтобы сделать вывод о преобладающем влиянии той или иной формы колебания необходимо, чтобы в этом направлении коэффициент массового участия составил не ниже 70 – 80 % [1].

Используя частотный анализ пакета SolidWorks Simulation можно определить следующие параметры:

- Собственные частоты (поскольку нет нагрузки, частоты являются собственными по определению);
- Как структура будет деформироваться на собственных частотах, но, поскольку нет нагрузки, то моды не показывают реальной амплитуды колебаний, а отображают лишь их форму;
- Количество массы, которое связано с этой частотой (эффективная масса, суммарная эффективная масса).

Для определения частоты собственных продольных колебаний необходимо знать расположения узла перемещений (скоростей) для закрепления в этом месте преобразователя. Закрепление модели в узле колебаний позволит избежать расчёта нижней части диапазона частот.

Экспериментально определим узел перемещений ультразвукового преобразователя, для этого на поверхности модели создадим сетки конечных элементов – рисунок 3.2. В силу простоты геометрии модели был выбран стандартный вид сетки с постоянным размером конечных элементов.

					ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

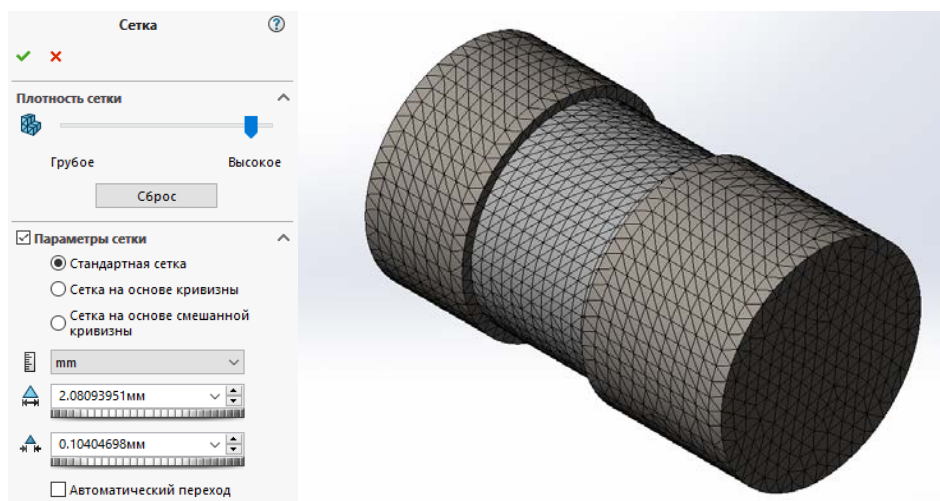


Рисунок 3.2 – Параметры и внешний вид сетки конечных элементов

После построения сетки и запуска моделирования было получено определённое количество собственных частот колебаний модели. Выбирая один из режимов, в котором была получена мода продольного колебания, строим на поверхности преобразователя эпюру перемещений от узлов сетки конечных элементов – рисунки 3.3 и 3.4.

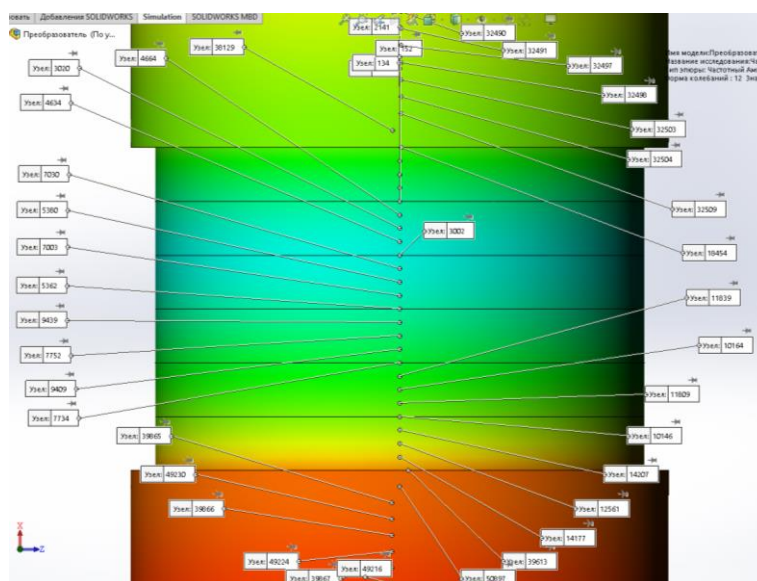


Рисунок 3.3 – Поверхность для определения узла перемещений

Определив номер узла сетки конечных элементов, где эпюра принимает минимальное значение, закрепляем в этом месте модель – рисунок 3.5 и заново проводим исследование на выявление моды продольного колебания и её значения.

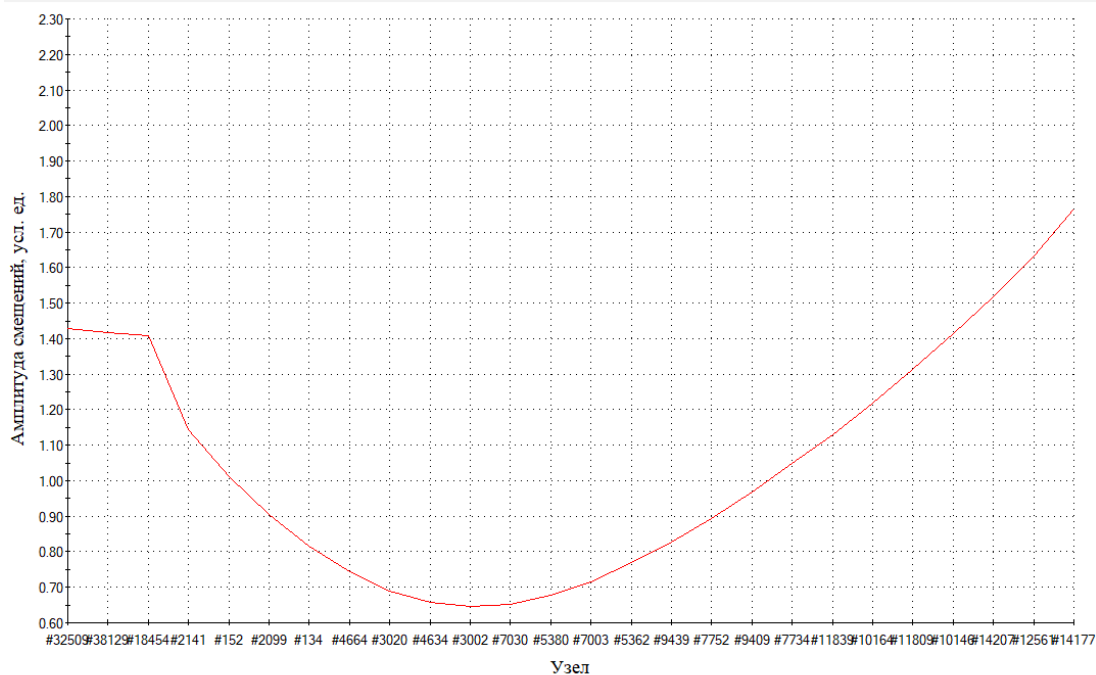


Рисунок 3.4 – Уточнённая эпюра перемещений от узлов сетки конечных элементов

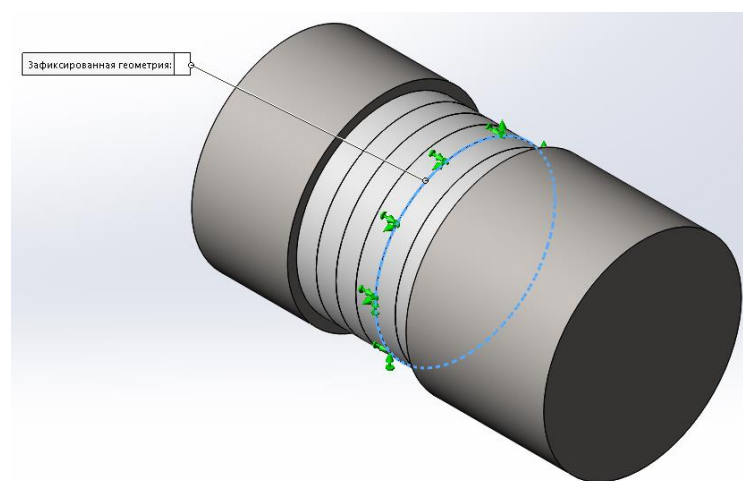


Рисунок 3.5 – Фиксация модели в узле перемещений

Для оценки значения частоты продольного резонанса было исследовано 30 режимов колебаний. На рисунке 3.6 представлена таблица массового участия.

Режим No.	Частота (Герц)	Направление X	Направление Y	Направление Z
1	7324.8	1.3236e-007	6.8925e-005	0.013107
2	7366.6	9.0769e-007	0.013343	4.2339e-005
3	8898.6	2.3623e-007	0.81485	0.040848
4	8902	6.1442e-007	0.040756	0.81472
5	12744	1.3018e-005	6.2879e-008	4.1214e-007
6	14198	0.98767	4.8427e-008	2.9029e-007
7	16571	3.2581e-007	9.2047e-011	1.0884e-009
8	23159	6.2725e-009	0.10319	0.00042374
9	23174	5.9437e-007	0.00042654	0.10345
10	27712	5.3232e-008	0.00039053	0.0046068
11	27717	5.9079e-010	0.0046184	0.00039153
12	29353	0.0007285	2.4233e-009	1.0017e-009
13	46736	3.157e-007	1.3688e-010	1.072e-010
14	46782	1.2824e-007	8.2367e-009	1.7285e-009
15	58415	3.5535e-008	1.0801e-007	4.0431e-007
16	58441	1.117e-008	4.305e-007	1.5953e-006
17	58692	7.9553e-009	2.8901e-008	9.3621e-007
18	59545	1.7476e-008	0.00054036	0.010572
19	59585	4.9496e-010	0.010586	0.00054865
20	60509	2.7058e-005	1.5504e-007	1.1648e-006
21	60535	2.1932e-008	0.001343	5.1895e-006
22	60566	5.4359e-009	3.3217e-006	0.0013406
23	63406	1.0505e-007	9.7697e-007	1.8596e-006
24	63453	3.5128e-008	5.2001e-008	1.3731e-008
25	63465	1.3695e-009	3.9264e-009	3.129e-007
26	63470	1.3448e-009	1.4651e-007	1.0576e-008
27	69008	1.2936e-011	7.683e-012	3.8522e-011
28	69364	5.823e-009	5.9364e-008	1.9321e-006
29	69401	3.777e-009	9.9833e-008	3.4668e-007
30	70888	1.7737e-008	1.0013e-006	0.00023707
		Сумма X = 0.98844	Сумма Y = 0.99013	Сумма Z = 0.9903

Рисунок 3.6 – Таблица массового участия для всех исследуемых режимов

Цветом в таблице выделены те режимы, которые соответствуют продольной моде колебания, в направлении оси X. На двенадцатом режиме значение собственной частоты продольных колебаний составляет $f = 29353$ Гц, при этом в направлении оси X увлекается 0,073 % массы всей конструкции. Внешний вид нормальной формы колебания на двенадцатом режиме представлен на рисунке 3.7.

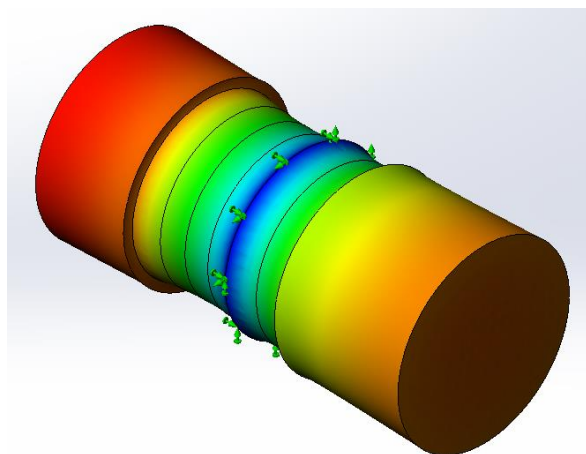


Рисунок 3.7 – Нормальная форма колебаний, соответствующая значению частоты $f = 29353$ Гц

Используя значение частоты, полученное в результате вычислительного эксперимента в качестве эталонного, определим погрешность расчёта методом решения уравнения продольных колебаний по формуле (3.1):

$$\delta = \frac{|f_{\text{числ.}} - f|}{f_{\text{числ.}}} \cdot 100\%, \quad (3.1)$$

где $f_{\text{числ.}}$ – частота, полученная в результате вычислительного эксперимента;

f – частота, заложенная в основу расчёта преобразователя по методу решения уравнения продольных колебаний.

Таким образом, значение относительной погрешности метода составит $\delta \approx 8\%$.

3.1.2 Моделирование ультразвукового полуволнового преобразователя, рассчитанного методом эквивалентных схем

Модель ультразвукового преобразователя в соответствии с расчётными данными, полученными из метода решения уравнения продольных колебаний представлена на рисунке 3.8.

Эта модель отличается от предыдущей только длиной излучающей накладки.

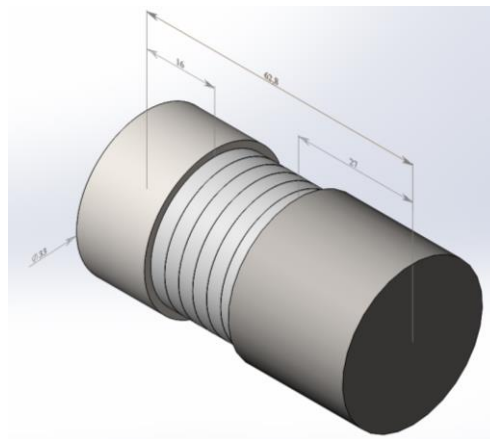


Рисунок 3.8 – Трёхмерная модель ультразвукового преобразователя, рассчитанного методом эквивалентных схем

3.1.1.2 Частотный анализ ультразвукового полуволнового преобразователя, рассчитанного методом эквивалентных схем

Так как алгоритм расчёта этой конструкции ничем не отличается от расчитанной ранее, перейдём сразу к таблице массового участия – рисунок 3.9.

Режим No.	Частота (Герц)	Направление X	Направление Y	Направление Z
1	6656.9	1.5104e-008	4.3198e-005	0.066883
2	6691.2	7.8502e-007	0.07066	7.0593e-005
3	8371.7	8.5469e-007	0.060414	0.72966
4	8374.3	1.1827e-009	0.72618	0.060407
5	12257	1.3558e-005	1.92e-008	2.3269e-007
6	13638	0.98875	4.7125e-009	1.9379e-007
7	15738	1.1591e-008	8.5271e-011	2.9023e-010
8	22007	5.4641e-010	0.11953	0.0014329
9	22023	7.129e-007	0.0014353	0.11976
10	26856	4.1799e-009	6.7264e-006	0.00020764
11	26859	3.7278e-009	0.00021604	6.3773e-006
12	28043	1.5433e-005	4.4969e-009	2.731e-010
13	46780	2.7048e-007	2.738e-010	4.1034e-012
14	46824	1.1743e-007	6.983e-009	6.3465e-011
15	55163	7.7056e-009	8.1078e-010	1.3015e-008
16	58736	1.3239e-008	0.00029859	0.0071892
17	58772	1.1811e-009	0.0070271	0.0002954
18	59577	4.0852e-008	2.6593e-007	2.732e-008
19	59607	1.811e-008	1.4174e-007	1.1676e-007
20	60207	7.7841e-008	0.0051619	3.782e-005
21	60221	1.1779e-011	3.4407e-005	0.005002
22	60279	8.4686e-005	6.0746e-006	7.0561e-007
23	63412	1.0926e-007	9.3619e-007	1.7361e-006
24	63474	3.4926e-009	9.918e-008	5.7908e-008
25	63573	3.9166e-009	3.8203e-008	7.9558e-010
26	63581	3.6113e-009	9.8001e-009	1.0564e-007
27	64560	8.8364e-011	4.9744e-010	1.2481e-008
28	68064	1.3507e-009	3.1021e-007	0.00035949
29	68109	2.3675e-010	0.00039531	4.8898e-007
30	69458	3.1026e-010	4.8051e-008	1.5294e-009
		Сумма X = 0.98887	Сумма Y = 0.99141	Сумма Z = 0.99131

Рисунок 3.9 – Таблица массового участия для всех исследуемых режимов

В таблице выделены четыре режима, при которых продольные колебания вносят наибольший вклад в увлечение модальной массы. На двенадцатом режиме значение собственной частоты продольных колебаний составляет $f = 28043$ Гц, при этом в направлении оси X увлекается 0,0015 % массы всей конструкции. Внешний вид нормальной формы колебания на двенадцатом режиме представлен на рисунке 3.10.

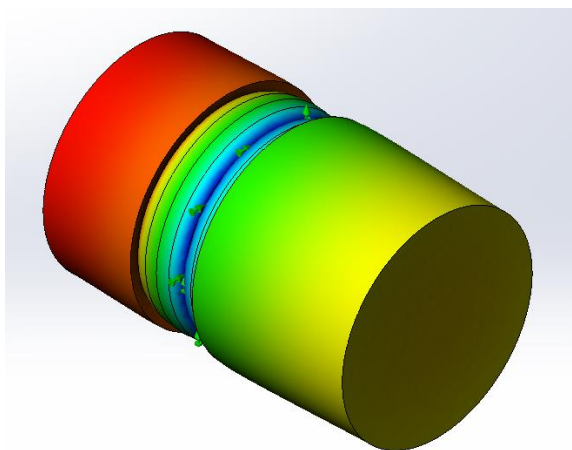


Рисунок 3.10 – Нормальная форма колебаний, соответствующая значению частоты $f = 28043$ Гц

Используя значение частоты, полученное в результате вычислительного эксперимента в качестве эталонного, определим погрешность расчёта методом эквивалентных схем по формуле (3.1): $\delta \approx 3,7$ %.

В соответствие с результатами вычислительного эксперимента можно сделать вывод, что метод эквивалентных схем имеет преимущество по точности перед методом решения уравнения продольных колебаний. В дальнейшем для построения модели колебательной системы будем использовать модель ультразвукового преобразователя, построенную на основе данных из метода эквивалентных схем.

3.2 Моделирование ультразвукового полуволнового механического трансформатора

Модель ультразвукового механического трансформатора представлена на рисунке 3.11.

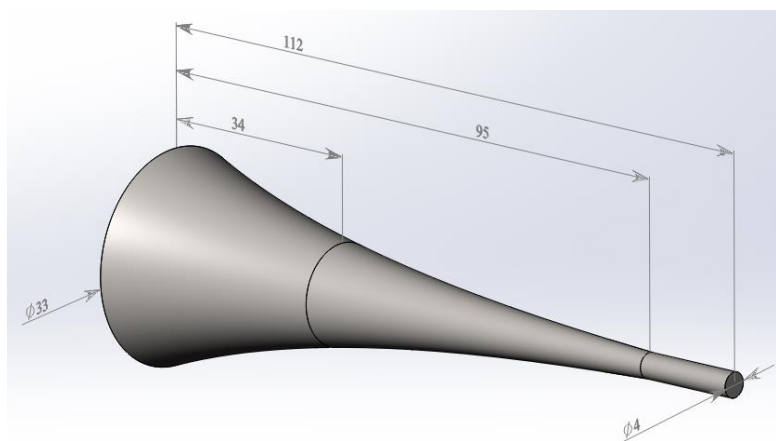


Рисунок 3.11 – Составной полуволновой концентратор с экспоненциальной образующей

На рисунке 3.11 помимо основных размеров концентратора также указано расстояние до узла перемещений $z = 34$ мм, которое было получено аналитическим способом в соответствующем разделе работы.

Материал концентратора должен соответствовать материалу излучающей накладки, т.к. в ультразвуковой колебательной системе, состоящей из преобразователя и концентратора, последний является частью излучающей накладки и часто изготавливается как единое целое с ней. Поэтому материал концентратора – сталь X6CrNiTi18-10.

3.2.1 Частотный анализ ультразвукового полуволнового механического трансформатора

Так как узел перемещений уже определён, то для расчёта частоты продольного резонанса необходимо создать на поверхности модели сетку конечных элементов и закрепить модель в узле перемещений – рисунок 3.12.

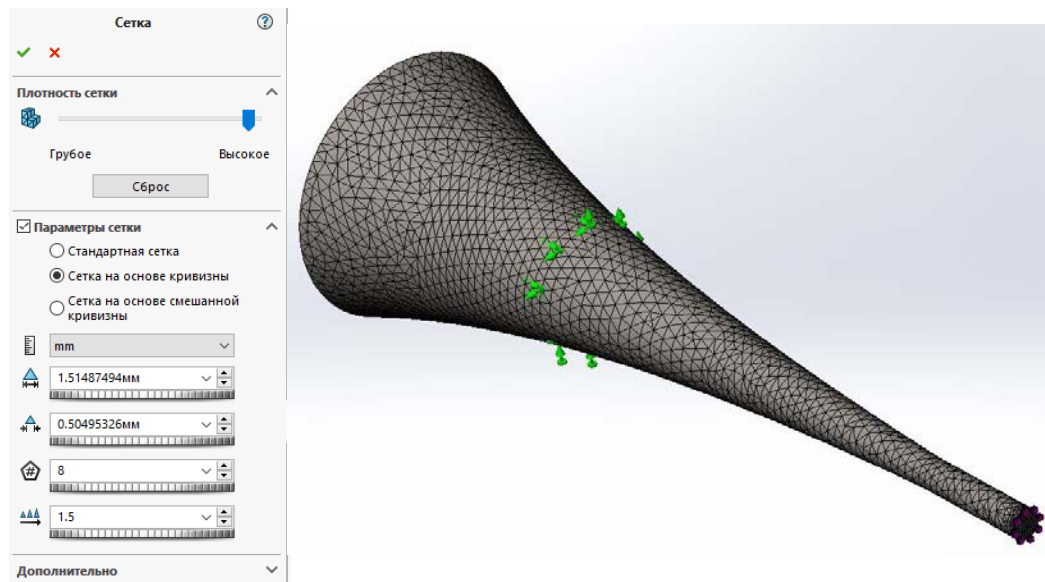


Рисунок 3.12 – Внешний вид сетки конечных элементов и её параметры

В отличие от ультразвукового преобразователя концентратор имеет криволинейную геометрию, что необходимо учитывать при построении сетки.

После моделирования можно определить режим с преобладающим влиянием продольных колебаний на конструкцию по таблице массового участия – рисунок 3.13.

Режим No.	Частота (Герц)	Направление X	Направление Y	Направление Z
1	13797	2.6591e-006	0.018183	0.035158
2	13800	2.7042e-008	0.035064	0.018134
3	21390	0.93687	6.8977e-007	4.1908e-006
4	23749	3.0818e-011	2.7153e-006	3.6645e-006
5	23876	4.6281e-005	0.0065644	0.041769
6	23879	5.5619e-007	0.041765	0.0066852
7	27097	0.00067312	1.8554e-007	1.4158e-009
8	28332	3.6832e-007	0.097932	0.079887
9	28352	1.6829e-008	0.079965	0.097989
10	35055	9.2095e-010	3.3375e-009	1.505e-008
		Сумма X = 0.93759	Сумма Y = 0.27948	Сумма Z = 0.27963

Рисунок 3.13 – Таблица массового участия для всех исследуемых режимов

Как и прежде, цветом выделены режимы с наибольшим вкладом колебаний в направлении оси X. Здесь нас интересует седьмой режим с частотой свободных колебаний $f = 27097$ Гц и вовлекаемой эквивалентной массой 0,067 % от массы всей конструкции.

Внешний вид нормальной формы колебания на седьмом режиме представлен на рисунке 3.14.

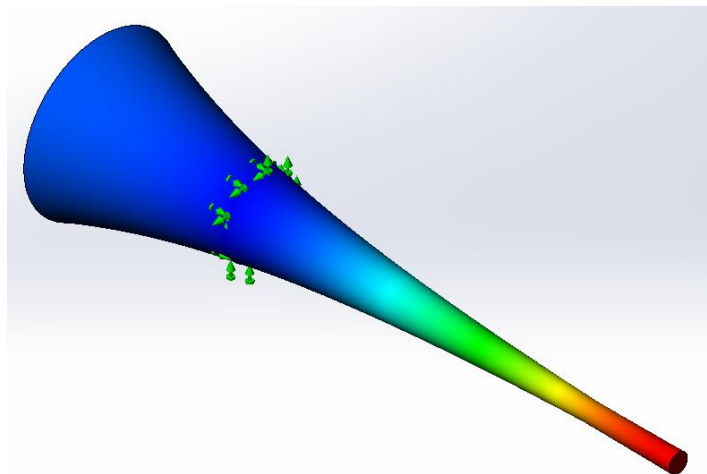


Рисунок 3.14 – Нормальная форма колебаний, соответствующая значению частоты $f = 27097$ Гц

Используя значение частоты, полученное в результате вычислительного эксперимента в качестве эталонного, определим погрешность расчёта методом эквивалентных схем по формуле (3.1): $\delta \approx 0,36$ %.

3.3 Моделирование ультразвуковой колебательной системы

Выбрав наиболее оптимальную конструкцию ультразвукового преобразователя и концентратора можно теперь определить параметры колебательной системы, к которым относятся частота собственных колебаний и амплитуда перемещений рабочей грани концентратора.

На рисунке 3.15 изображена компьютерная модель двухполуволновой ультразвуковой колебательной системы.

3.3.1 Частотный анализ ультразвуковой колебательной системы

Расчёт такой конструкции ничем не отличается от рассчитанных ранее преобразователей и концентратора. Пропуская этап определения узла перемещений перейдём непосредственно к расчёту резонансной частоты собственных колебаний.

Для конструкции использована сетка на основе кривизны, т.к. в ней присутствуют элементы с криволинейной геометрией, также на рабочей грани концентратора сетка конечных элементов сгущена для более точной оценки значения линейных перемещений – рисунок 3.16.

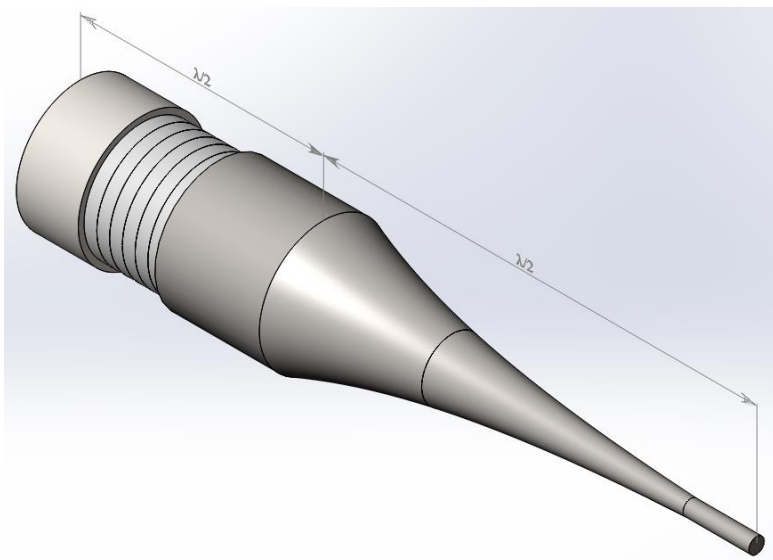


Рисунок 3.15 – Компьютерная модель двухполуволновой ультразвуковой колебательной системы

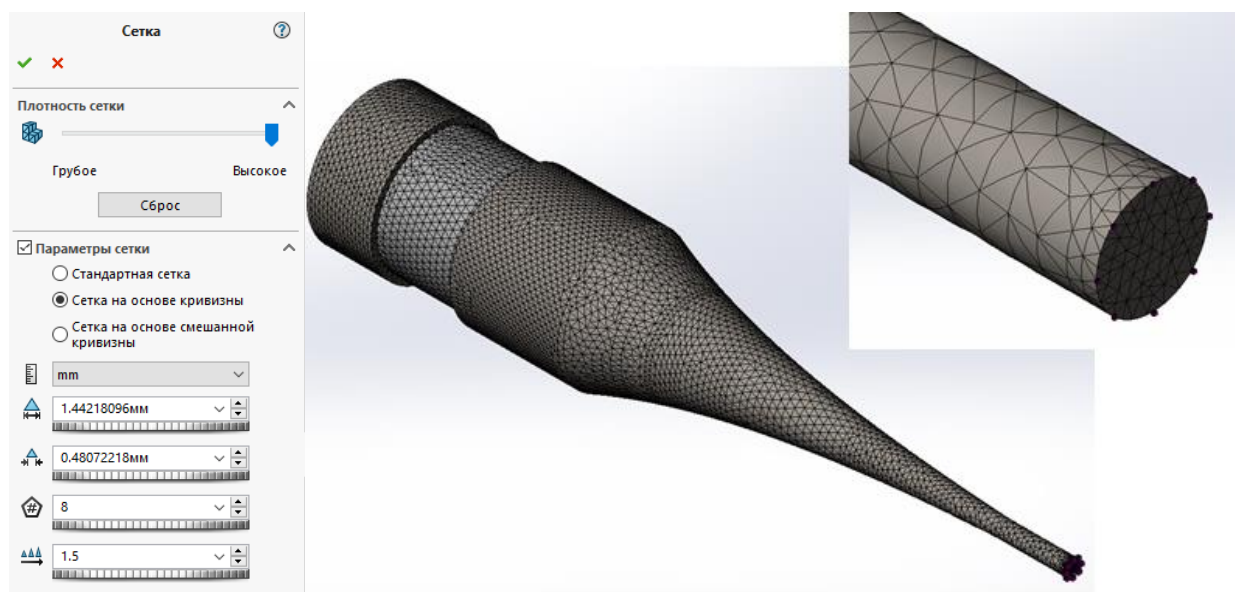


Рисунок 3.16 – Внешний вид сетки конечных элементов и её параметры

Закрепляя модель, как показано на рисунке 3.17, можно рассчитать первые 25 форм собственных колебаний. Таблица массового участия с наиболее важными режимами показана на рисунке 3.18.

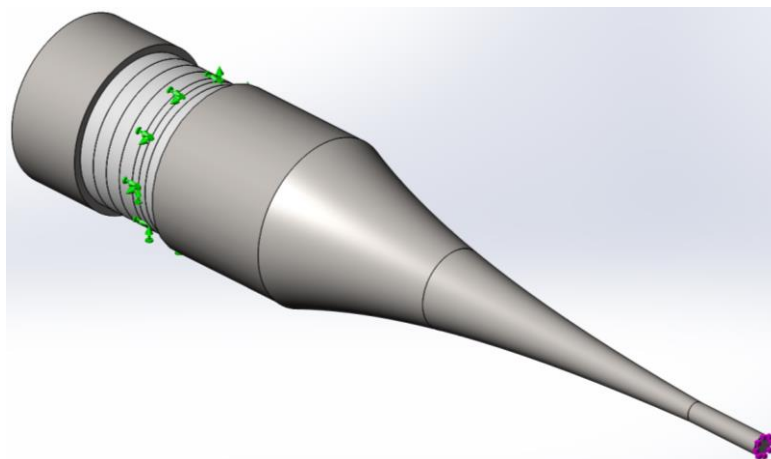


Рисунок 3.17 – Закрепление модели в узле перемещений

Режим No.	Частота (Герц)	Направление X	Направление Y	Направление Z
1	1950.8	8.3991e-008	0.079994	5.3517e-005
2	1951.5	2.362e-010	5.5289e-005	0.079596
3	3182	8.0231e-007	0.2288	9.1813e-009
4	3186.4	1.3328e-009	9.0073e-008	0.22915
5	6374	1.5772e-006	0.025327	1.2394e-005
6	6376.3	1.1625e-009	6.1327e-006	0.025684
7	7444.8	9.007e-006	0.31945	0.13854
8	7450.6	1.8073e-006	0.1383	0.31872
9	10732	0.97122	4.5171e-006	7.574e-008
10	10755	0.00038994	8.3147e-009	1.0409e-006
11	11346	9.9818e-006	0.072991	0.0024876
12	11349	1.888e-006	0.0024805	0.072972
13	14318	3.565e-010	1.555e-011	2.068e-009
14	16384	2.7313e-009	0.072048	0.0032086
15	16387	1.0933e-007	0.0032032	0.072143
16	21629	6.5296e-007	0.031146	0.005241
17	21630	5.9868e-007	0.0052311	0.0312
18	21883	0.019566	3.7304e-006	7.4361e-007
19	23191	3.4034e-011	1.6036e-010	5.6537e-009
20	24980	3.6466e-009	1.8597e-005	0.0017953
21	24980	8.8901e-009	0.0018028	1.831e-005
22	27364	0.00013838	1.5672e-009	3.3352e-010
23	29945	4.3266e-011	1.1532e-008	3.0737e-008
24	30272	3.7322e-008	0.0033942	0.00040788
25	30274	3.2446e-012	0.00040812	0.003402
		Сумма X = 0.99134	Сумма Y = 0.98467	Сумма Z = 0.98464

Рисунок 3.18 – Таблица массового участия для всех исследуемых режимов

Здесь нас интересует двадцать второй режим с частотой свободных колебаний $f = 27364$ Гц и вовлекаемой эквивалентной массой 0,014 % от массы всей конструкции.

Внешний вид нормальной формы колебания на двадцать втором режиме представлен на рисунке 3.19.

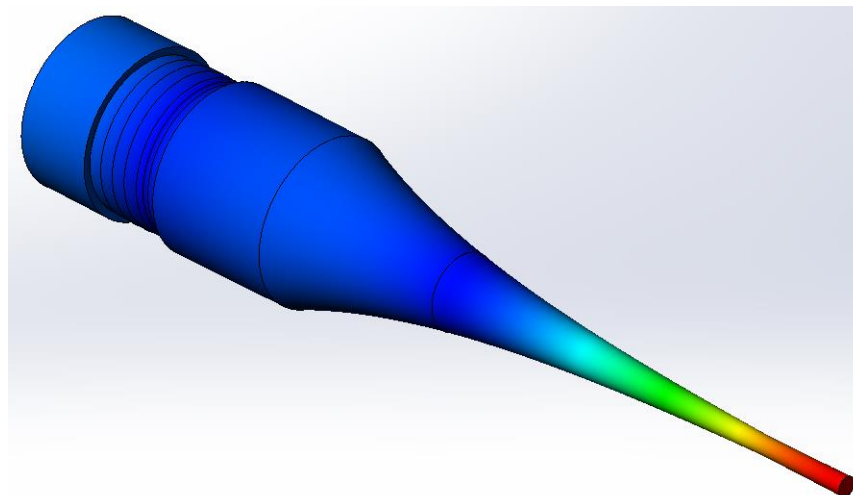


Рисунок 3.19 – Нормальная форма колебаний, соответствующая значению частоты $f = 27364$ Гц

3.3.2 Гармонический анализ ультразвуковой колебательной системы

Гармонический анализ определяет вынужденные колебания конструкции под действием периодической нагрузки. Нагрузка изменяется по гармоническому (синусоидальному) закону во времени. В отличие от частотного анализа, по результатам гармонического анализа можно определить реальные величины деформаций в конструкции.

Проведём гармонический анализ для определения перемещения рабочей грани концентратора. К внутренним граням отражающей и излучающей накладок приложим знакопеременную силу амплитудой $A = 100$ Н (рисунок 3.20). Эта сила имитирует воздействие активного пьезокерамического элемента.

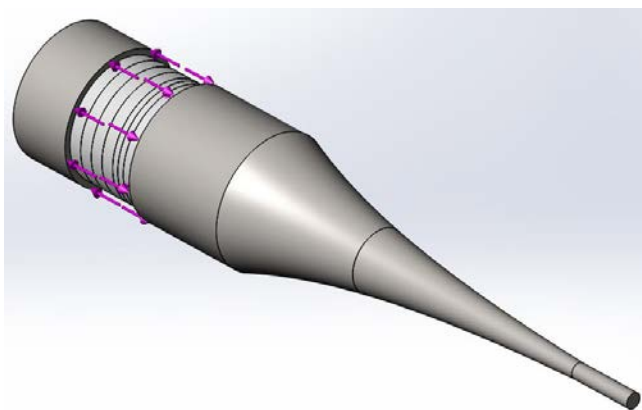


Рисунок 3.20 – Имитация воздействия пьезокерамического элемента

Также зададим величину модального демпфирования равную 0,3%. Такое значение является чисто эмпирическим.

После моделирования можно определить амплитудно-частотную характеристику рабочей грани концентратора и определить амплитуду его перемещений – рисунок 3.21.

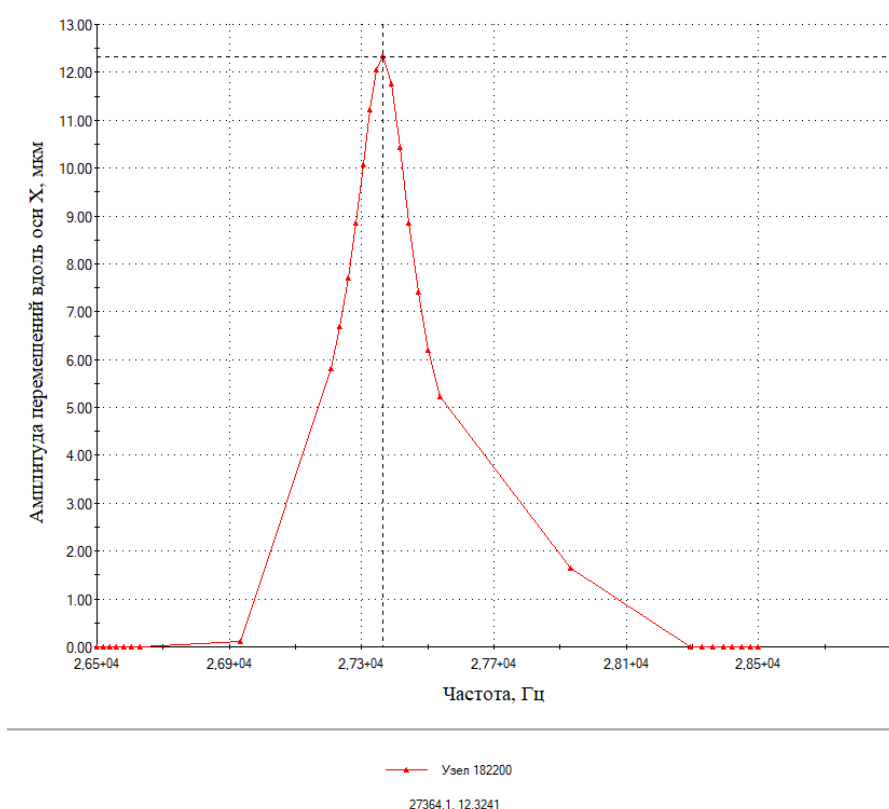


Рисунок 3.21 – Амплитудно-частотная характеристика рабочей грани концентратора

В соответствии с кривой АЧХ амплитуда перемещений рабочей грани концентратора на частоте $f = 27364$ Гц составляет $A = 12,3$ мкм.

3.4 Моделирование ультразвуковой колебательной системы с изменённым концентратором

Так как передача энергии от рабочей грани концентратора свободному телу подразумевает наличие между ними контакта, то для обеспечения надёжности контакта необходимо увеличить размер рабочей грани концентратора – рисунок 3.22.

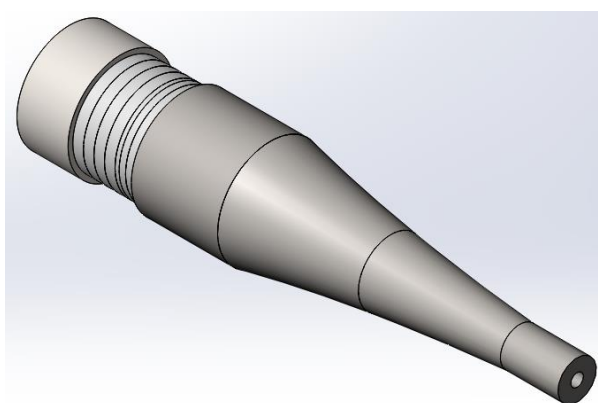


Рисунок 3.22 – Ультразвуковая колебательная система с изменённым концентратором

Далее определим частоту собственных колебаний системы, а также величины колебательных смещений и скоростей в интересующих гранях.

3.4.1 Частотный анализ ультразвуковой колебательной системы с изменённым концентратором

Частотный анализ здесь проводится с теми же характеристиками сетки конечных элементов, которые были использованы при моделировании ультразвуковой колебательной системы со стандартным концентратором см. раздел 3.3.1. Перейдём к таблице массового участия с наиболее важными режимами колебаний – рисунок 3.23.

Режим No.	Частота (Герц)	Направление X	Направление Y	Направление Z
1	1830.9	6.9987e-013	0.22783	0.10761
2	1834.8	1.2498e-009	0.10748	0.22765
3	5186	2.9815e-010	0.075881	0.039617
4	5190.4	1.4347e-010	0.039772	0.076498
5	7597.7	3.1391e-007	0.075559	0.27648
6	7602.4	2.5024e-006	0.27621	0.075396
7	9582.8	6.3889e-008	2.13e-008	4.991e-008
8	9702.6	0.94457	1.2927e-007	1.6901e-007
9	11477	2.6401e-009	0.043856	0.057335
10	11481	8.0802e-007	0.057441	0.043722
11	13832	2.577e-011	1.6002e-010	1.5267e-009
12	18322	3.3929e-009	0.0057771	0.055257
13	18327	5.8644e-009	0.055384	0.005801
14	18473	3.322e-011	3.6618e-009	3.309e-007
15	20282	0.047268	5.2651e-008	4.3881e-008
16	24004	3.5336e-008	0.00086494	0.014942
17	24007	2.2545e-008	0.014999	0.00086124
18	27401	0.00015775	8.6149e-009	6.4518e-011
19	28193	5.2812e-009	0.00015578	0.0035835
20	28196	1.1241e-008	0.0036084	0.00015759
		Сумма X = 0.992	Сумма Y = 0.98482	Сумма Z = 0.98491

Рисунок 3.23 – Таблица массового участия для всех исследуемых режимов

Здесь нас интересует восемнадцатый режим с частотой свободных колебаний $f = 27401$ Гц и вовлекаемой эквивалентной массой 0,016 % от массы всей конструкции.

Внешний вид нормальной формы колебания на восемнадцатом режиме представлен на рисунке 3.24.

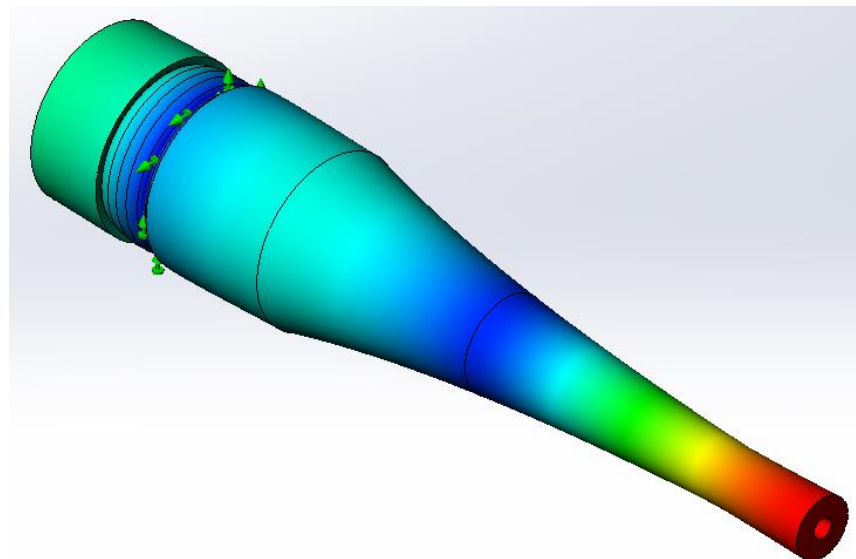


Рисунок 3.24 – Нормальная форма колебаний, соответствующая значению частоты $f = 27401$ Гц

3.4.2 Гармонический анализ ультразвуковой колебательной системы с изменённым концентратором

Для проведения гармонического анализа к внутренним граням отражающей и излучающей накладок приложим силу амплитудой $A = 100$ Н, изменяющуюся по гармоническому закону, см. раздел 3.3.2. Также зададим величину модального демпфирования равную 0,3%.

По завершению моделирования определим амплитуду колебательных смещений в нерабочей грани концентратора – рисунки 3.25 и 3.26.

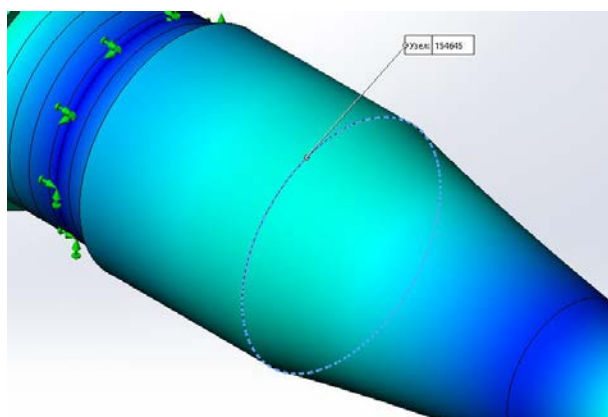


Рисунок 3.25 – Исследуемая нерабочая грань концентратора

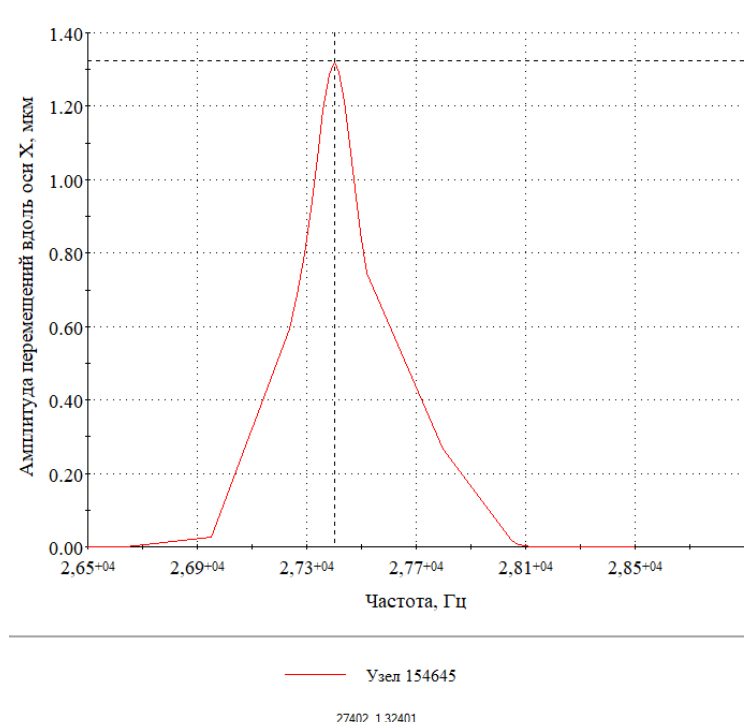


Рисунок 3.26 – Амплитуда перемещений в нерабочей грани концентратора

В соответствии с кривой АЧХ амплитуда перемещений нерабочей грани концентратора на частоте $f = 27401$ Гц составляет $A \cong 1,32$ мкм.

Определим амплитуду колебательной скорости рабочей грани концентратора – рисунки 3.27 и 3.28.

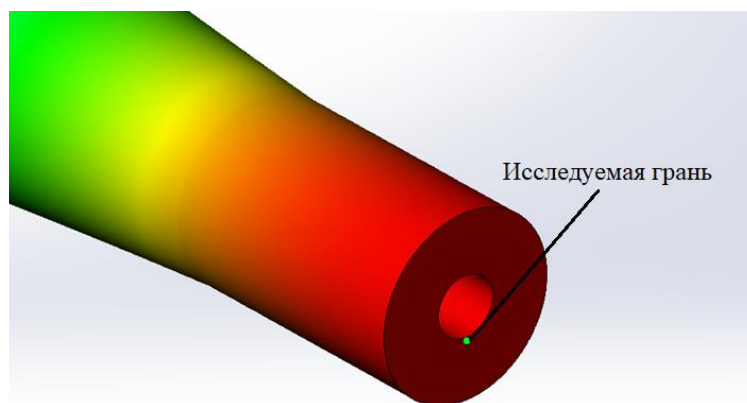


Рисунок 3.27 – Исследуемая рабочая грань концентратора

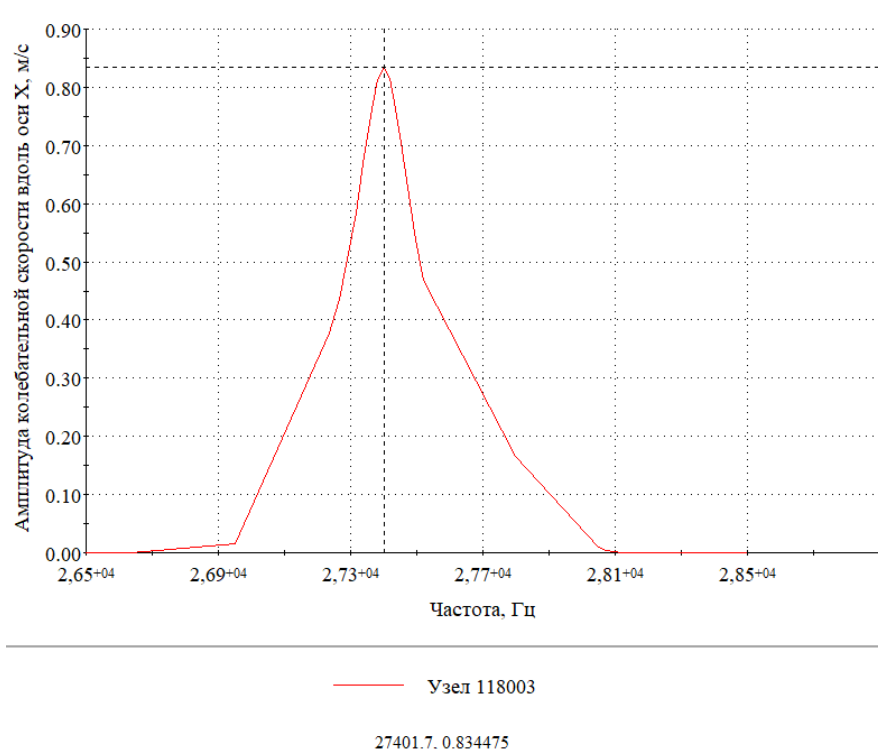


Рисунок 3.28 – Амплитуда колебательной скорости рабочей грани концентратора

В соответствии с кривой АЧХ амплитуда колебательной скорости рабочей грани концентратора на частоте $f = 27401$ Гц составляет $A_v \cong 0,834$ м/с.

3.4 Выводы по третьей главе

В этой главе были получены компьютерные модели ультразвукового преобразователя и концентратора для определения их резонансной частоты численным методом. Была определена погрешность расчёта преобразователей аналитическими методами. Так результаты метода решения уравнения продольных колебаний совпали с результатами численного расчёта с относительной погрешностью $\delta \approx 8 \%$, а результаты, полученные с помощью метода эквивалентных схем – с относительной погрешностью $\delta \approx 3,7 \%$. Из чего можно сделать вывод, что метод эквивалентных схем применительно к расчёту ультразвуковых преобразователей продольного типа более точный по сравнению с методом решения уравнения продольных колебаний. Также в этой главе была построена компьютерная модель ультразвуковой колебательной системы с концентратором, оптимизированным для взаимодействия со свободным телом. Были получены значение колебательной скорости выходной грани ультразвуковой системы с оптимизированным концентратором, значение амплитуды колебаний входной грани оптимизированного концентратора и значение амплитуды колебаний выходной грани ультразвуковой колебательной системы со стандартным концентратором.

					ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

4 МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ СВОБОДНОГО ТЕЛА И КОНЦЕНТРАТОРА НА ОСНОВЕ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ

Эта глава посвящена составлению уравнений движения концентратора и свободного тела, а также расчёту послеударных характеристик свободного тела на основе теории прямого удара. В первом разделе представлена модель взаимодействия концентратора со свободным телом, во втором – определяются эквивалентные характеристики элементов модели, в третьем – составляются уравнения взаимодействия элементов модели, в четвёртом – определяются послеударные характеристики свободного тела.

4.1 Модель взаимодействия концентратора со свободным телом

В статье [24] рассматриваются три модели взаимодействия свободного тела с концентратором. В самом простейшем случае предполагается, что потери энергии и длительность удара незначительны, а масса концентратора намного больше, чем масса свободного тела. В такой модели скорость свободного тела после удара можно определить как

$$v_{\text{вых}} = v_{\text{вх}} + 2v_{\text{конц}}, \quad (4.1)$$

где $v_{\text{вх}}$ – скорость свободного тела до соударения с концентратором (рисунок 4.1);

$v_{\text{вых}}$ – скорость тела после соударения с концентратором;

$v_{\text{конц}}$ – скорость рабочей грани концентратора.

Концентратор вибрирует на резонансной частоте. Перемещение конца концентратора поступательно и может быть описано гармонической функцией

$$u = u_0 \cos(\omega t + \vartheta), \quad (4.2)$$

где нулевой момент времени соответствует достижению свободным телом рабочей грани концентратора. Скорость грани концентратора определяется, как производная по времени от смещения и может быть записана

$$v_t = -\omega u_0 \sin(\omega t + \vartheta). \quad (4.3)$$

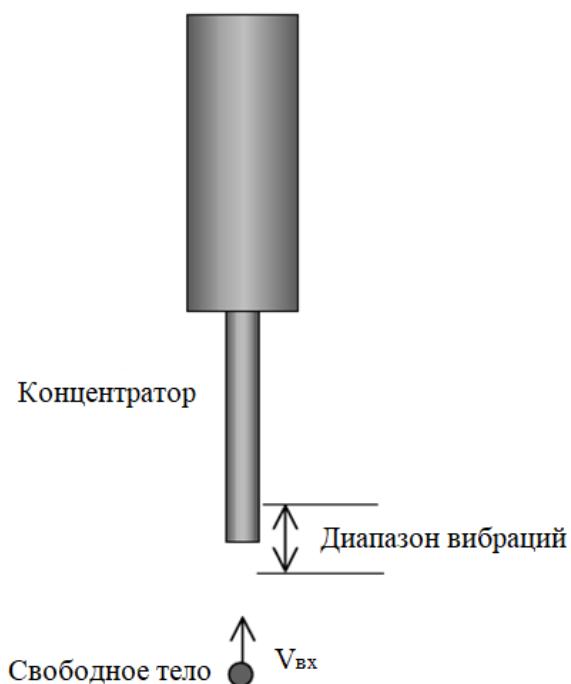


Рисунок 4.1 – Модель свободного тела и концентратора

Модель позволяет вычислять скорость свободного тела после каждого взаимодействия с концентратором. Результаты её применения показывают, что скорость свободного тела увеличивается после взаимодействия с вибрирующей гранью концентратора. Также удалось выяснить, что тело имеет меньше шансов взаимодействовать с концентратором, когда тот движется в обратном направлении, особенно если скорость свободного тела мала. Если в результате первого удара получится малое или отрицательное значение $v_{\text{вых}}$, свободное тело будет дольше оставаться в диапазоне вибраций выходной грани концентратора и может ударить второй раз (рисунок 4.2).

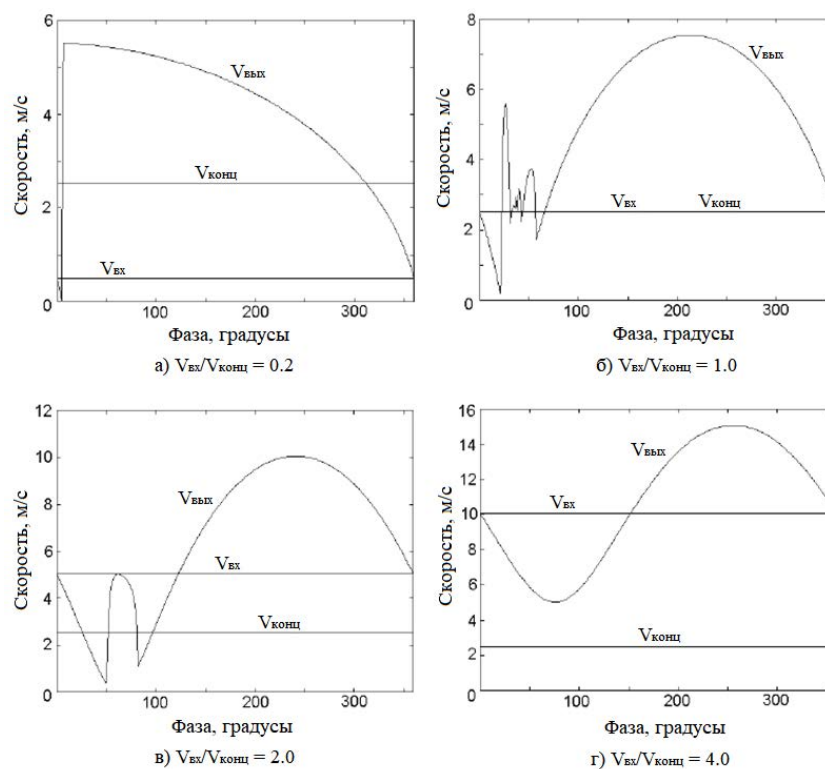


Рисунок 4.2 – Скорости свободного тела после ударов $v_{\text{вх}}$ в зависимости от фазы движения концентратора при различных значениях скоростей $v_{\text{вх}}$

В данной работе приведённая выше модель столкновения не рассматривается. В ней полагалось, что масса концентратора намного больше массы свободного тела. Это верно, если мы задействуем общую массу УЗ концентратора. Тем не менее, в короткий промежуток времени, что длится воздействие, волна распространяется в небольшом диапазоне, ограниченном УЗ концентратором. Оставшаяся часть преобразователя фактически не участвует во взаимодействии. Поэтому предположение о том, что масса концентратора больше массы свободного тела, может оказаться некорректным.

В рассматриваемой здесь модели ультразвуковая колебательная система представлена усечённым концентратором со следующими эквивалентными параметрами: массой $M_{\text{ЭКВ}}$, колеблющимся на пружине с жёсткостью $C_{\text{ЭКВ}}$ и коэффициентом демпфирования $n_{\text{ЭКВ}}$. Обоснованность этого усечения основана на том факте, что любое структурное различие в зоне, удаленной от точки удара более чем на половину длины концентратора [24], не повлияет на процесс отскока

свободного тела. С точки зрения распространения волны свободное тело не должно «ощущать» структурную разницу в области взаимодействия, пока оно не покинет поверхность рабочей грани концентратора, прежде чем ударная волна сможет распространяться через среду и отразиться обратно к месту удара. Свободное тело представлено металлической шайбой с массой m , закреплённой на пружине с жёсткостью C – рисунок 4.3.

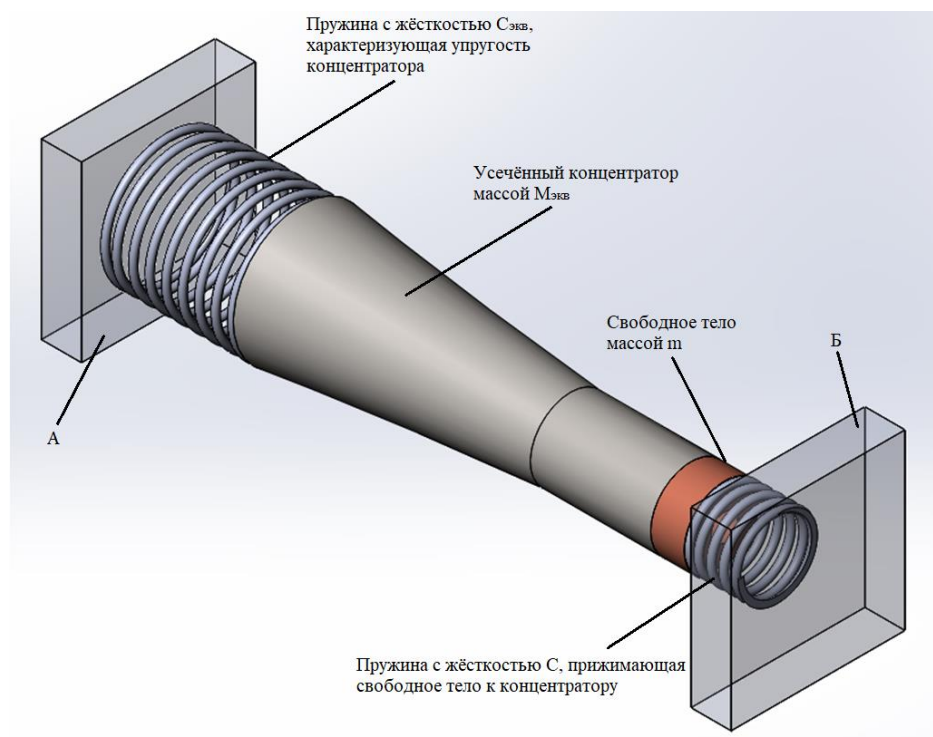


Рисунок 4.3 – Трёхмерная модель свободного тела и концентратора

На рисунке 4.3 А и Б – элементы модели, имитирующие неподвижные детали корпуса ультразвукового бура.

В следующем разделе определяются параметры этой модели.

4.2 Определение характеристик элементов модели

4.2.1 Определение эквивалентной массы, жёсткости и демпфирования модели ультразвукового концентратора

Для построения рассмотренной в предыдущем разделе модели столкновения концентратора со свободным телом необходимо определить эквивалентную массу концентратора. Эквивалентная масса концентратора – это усреднённая по

времени масса материала, которая находится в пределах расширяющегося фронта удара, генерируемого при первом контакте t_0 до момента конца удара τ . За время действия удара $\tau - t_0$ на поведение свободного тела будет влиять только эквивалентная масса концентратора, т.к. время удара мало по сравнению с периодом колебаний концентратора.

Для определения значения эквивалентной массы определим значения амплитуд смещений в гранях $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3$ концентратора – рисунок 4.4.

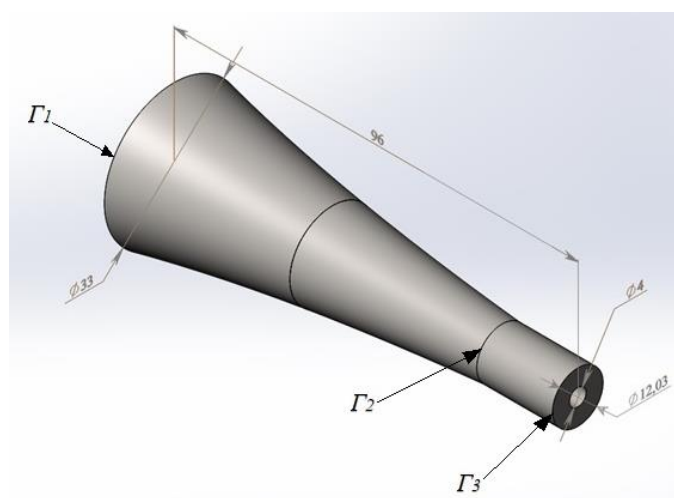


Рисунок 4.4 – Трёхмерная модель ультразвукового концентратора с увеличенной площадью рабочей грани и отверстием для размещения буровой штанги

Значение амплитуды колебательного смещения в грани Γ_1 определено в предыдущей главе и составляет $\xi_{\Gamma_1} = 1,32$ мкм.

Для определения смещений в гранях Γ_2 и Γ_3 воспользуемся выражениями (4.4) и (4.5), задающими распределение амплитуд колебательных смещений и амплитуд колебательных скоростей в экспоненциальном и цилиндрическом концентраторах соответственно

$$\xi_{\Gamma_2}(L_1) = \xi_{\Gamma_1} \cdot e^{\beta \cdot L_1} \left(\cos(k' L_1) - \frac{\beta}{k'} \cdot \sin(k' L_1) \right), \quad (4.4)$$

$$\xi_{\Gamma_3}(L_2) = \xi_{\Gamma_2} \cdot \cos(k L_2), \quad (4.5)$$

где L_1 и L_2 – длины экспоненциальной и цилиндрической частей концентратора соответственно.

Зная длину экспоненциальной части концентратора L_1 и значение величины смещений в грани Γ_1 в соответствии с выражением (4.4) определим значение величины смещений ξ_{Γ_2} в грани Γ_2 : $\xi_{\Gamma_2} = 3,72$ мкм.

Зная теперь значение величины смещений в грани Γ_2 , а также зная длину цилиндрической части концентратора L_2 в соответствии с выражением (4.5) определим значение величины смещений ξ_{Γ_3} в грани Γ_3 : $\xi_{\Gamma_3} = 4,2$ мкм.

Для определения эквивалентной массы концентратора, приведённой к его выходной грани, используем условие равенства кинетической энергии эквивалентного и реального концентраторов на частоте резонанса. Приведённый концентратор представляет собой точечную эквивалентную массу $M_{\text{эКВ}}$ закреплённую на пружине с жёсткостью $c_{\text{эКВ}}$ и совершающую колебания с амплитудой ξ_{Γ_3} и скоростью $\dot{\xi}_{\Gamma_3} = j\omega\xi_{\Gamma_3}$. Кинетическая энергия W такой модели равна

$$W = \frac{M_{\text{эКВ}} \dot{\xi}_{\Gamma_3}^2}{2}. \quad (4.6)$$

На рисунке 4.5 изображён концентратор и соответствующая ему модель с эквивалентными параметрами.

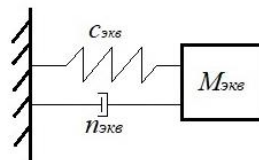
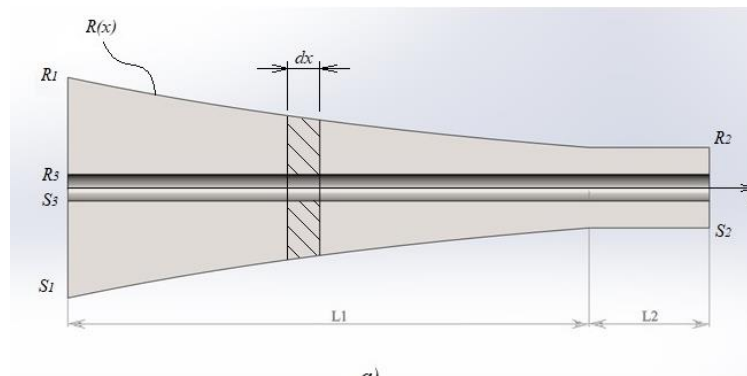


Рисунок 4.5 – Расчётная схема концентратора – а и его представление в виде эквивалентной массы на пружине – б

Найдём кинетическую энергию реального концентратора, зная амплитуду перемещений его выходной грани ξ_{Γ_3} . Найдём элементарную энергию криволинейного концентратора в интегральной форме.

Площадь элемента поверхности концентратора можно определить как

$$dS = 2\pi \cdot r \cdot dr, \quad (4.7)$$

тогда площадь всей поверхности концентратора, учитывая отверстие, может быть найдена в виде

$$S(x) = 2\pi \cdot \left(\int_0^{R(x)} (r_1 - r_3) dr + \int_0^{R_2} (r_2 - r_3) dr \right), \quad (4.8)$$

где $R(x)$ – функция, задающая изменение радиуса концентратора с изменением продольной координаты x .

Интегрируя выражение (4.8), получим

$$S(x) = \pi(R(x)^2 - R_3^2) + \pi(R_2^2 - R_3^2). \quad (4.9)$$

Объём элемента концентратора можно определить как

$$dV(x) = S(x)dx, \quad (4.10)$$

а его массу в виде

$$dm(x) = \rho S(x)dx = \rho dV(x), \quad (4.11)$$

где ρ – плотность материала концентратора.

Кинетическая энергия элементарного объёма концентратора равна

$$dW(x) = \frac{1}{2} (\xi(x))^2 \cdot \rho \pi (R(x)^2 - R_3^2) dx + \frac{1}{2} (\xi_{\text{цил}}(x))^2 \cdot \rho \pi (R_2^2 - R_3^2) dx. \quad (4.12)$$

Полная кинетическая энергия может быть найдена в виде

$$W = -\frac{\rho \pi \omega^2}{2} \cdot \left(\int_0^{L_1} \xi(x)^2 (R(x)^2 - R_3^2) dx + \int_{L_1}^{L_2} \xi_{\text{цил}}(x)^2 (R_2^2 - R_3^2) dx \right). \quad (4.13)$$

Из условия равенства энергий (4.6) можно определить эквивалентную массу $M_{\text{ЭКВ}}$ концентратора

$$M_{\text{ЭКВ}} = \frac{\rho \pi \cdot \left(\int_0^{L_1} \xi(x)^2 (R(x)^2 - R_3^2) dx + \int_{L_1}^{L_2} \xi_{\text{цил}}(x)^2 (R_2^2 - R_3^2) dx \right)}{\xi_{\Gamma_3}^2}, \quad (4.14)$$

где $\xi(x)$ и $\xi_{\text{цил}}(x)$ задаются уравнениями (4.4) и (4.5).

Подставляя в (4.14) значения L_1 и L_2 , а также полученные ранее значения величин смещений ξ_{Γ_1} , ξ_{Γ_2} и ξ_{Γ_3} находим, что $M_{\text{ЭКВ}} \cong 47$ г.

Тогда жёсткость $C_{\text{ЭКВ}}$ эквивалентной модели может быть найдена из выражения для собственной частоты колебаний (4.15)

$$\omega^2 = \frac{C_{\text{ЭКВ}}}{M_{\text{ЭКВ}}}. \quad (4.15)$$

Решая (4.15) относительно $C_{\text{ЭКВ}}$, находим $C_{\text{ЭКВ}} \cong 1,391 \cdot 10^9 \text{ кг/с}^2$.

Зная значение силы $F = 100$ Н, с которой ультразвуковой преобразователь воздействует на концентратор, и величину амплитуды колебательной скорости $\dot{\xi}_{\Gamma_3} = 0,834$ м/с рабочей грани концентратора (см. пункт 3.4.2), определим коэффициент демпфирования, характеризующий внутреннее трение в материале концентратора

$$n_{\text{ЭКВ}} = \frac{F}{\dot{\xi}_{\Gamma_3}}. \quad (4.16)$$

Коэффициент демпфирования, согласно формуле (4.16), равняется $n_{\text{ЭКВ}} \cong 120 \text{ кг/с}$.

4.2.2 Определение массы свободного тела и жёсткости пружины

Массу свободного тела можно найти с помощью встроенных инструментов SolidWorks, указав материал модели – X6CrNiTi18-10 (рисунок 4.6).

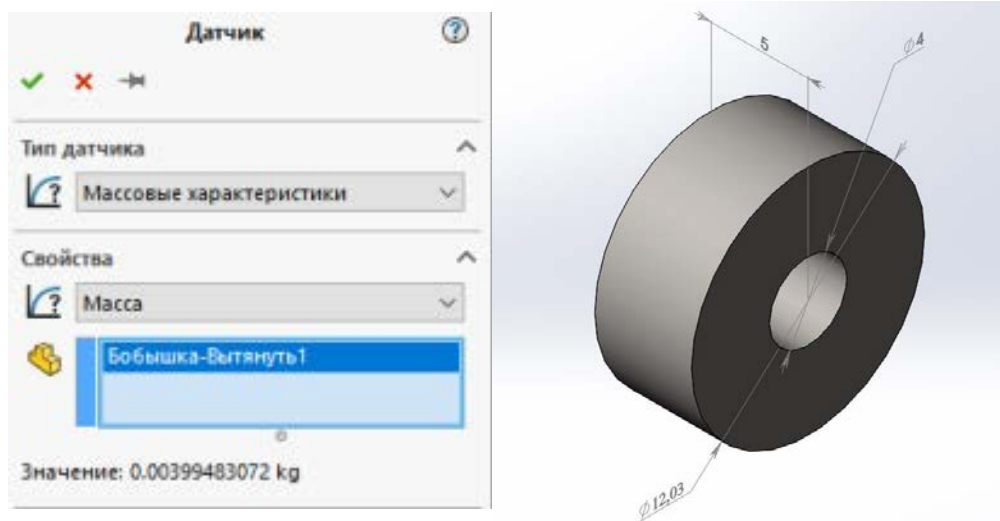


Рисунок 4.6 – Трёхмерная модель свободного тела и её массогабаритные характеристики

Масса свободного тела $m \approx 4 \text{ г}$.

Коэффициент упругости пружины задаётся исходя из требуемого режима работы устройства. Пусть под действием силы тяжести со стороны свободного тела пружина переместится на $\Delta y = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, тогда жёсткость пружины можно найти как

$$C = \frac{F_e}{\Delta y}, \quad (4.16)$$

где F_e – сила упругости.

Приняв F_e за силу тяжести, действующую на вертикальную пружину с размещённым на ней свободным телом, и при условии, что массой самой пружины можно пренебречь, получим $C = 4000 \text{ кг/с}^2$.

4.3 Уравнения движения и взаимодействия элементов модели

Для записи уравнений движения концентратора и свободного тела приведём эскиз модели их взаимодействия – рисунок 4.7.

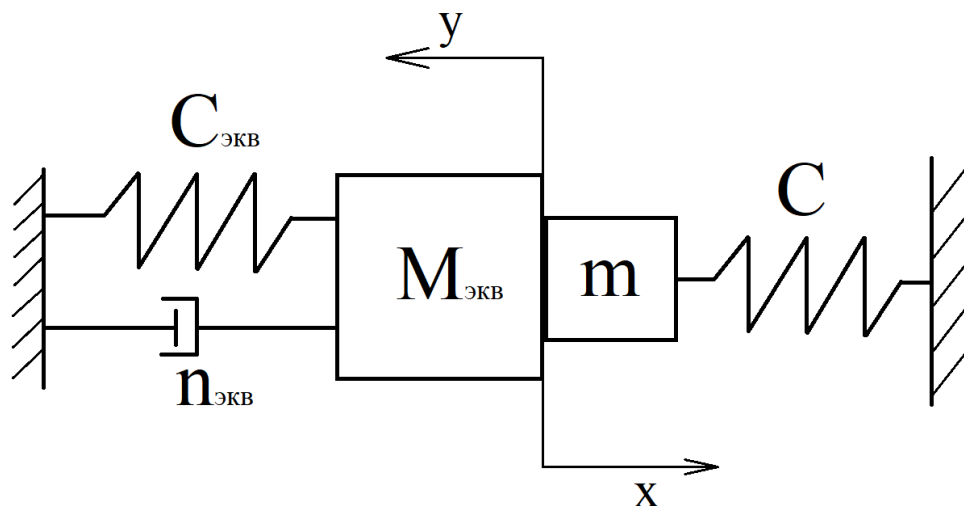


Рисунок 4.7 – Модель взаимодействия концентратора со свободным телом

Для модели, изображённой на рисунке 4.7, характерны незатухающие колебания, возникающие после нарушения состояния равновесия системы. Незатухающие колебания в части модели, соответствующей концентратору, поддерживаются ультразвуковым преобразователем. В части модели, соответствующей свободному телу, незатухающие колебания являются следствием взаимодействия с концентратором. В системах с одной степенью свободы (каковой данная система является) нарушение состояния равновесия характеризуется начальным смещением y_0 и начальной скоростью v_0 .

Уравнение движения концентратора

Часть модели, относящаяся к концентратору, является системой с вязким трением. Независимо от конструкции такой системы дифференциальное уравнение движения при силовом воздействии можно привести к виду

$$M_{\text{ЭКВ}}\ddot{x} + n_{\text{ЭКВ}}\dot{x} + C_{\text{ЭКВ}}x = F(t) \text{ или } \ddot{x} + 2\beta\dot{x} + \omega_0^2x = f_0 \cos(\omega t), \quad (4.17)$$

где $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$ – возмущающая сила;

$$f_0 = \frac{F_0}{M_{\text{ЭКВ}}};$$

$\beta = \frac{n_{\text{ЭКВ}}}{2M_{\text{ЭКВ}}}$ – коэффициент затухания;

$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{\text{ЭКВ}}}{M_{\text{ЭКВ}}}}$ – собственная частота колебаний системы;

ω – частота действующей на систему силы.

Уравнение (4.17) является неоднородным линейным дифференциальным уравнением второго порядка. Его решение равно сумме общего решения соответствующего однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения.

В теории линейных дифференциальных уравнений показывается, что решение неоднородного дифференциального уравнения имеет вид: $x = x' + x''$, где x' – общее решение однородного дифференциального уравнения типа $\ddot{x} + 2\beta\dot{x} + \omega_0^2x = 0$, x'' – частное решение неоднородного дифференциального уравнения $\ddot{x} + 2\beta\dot{x} + \omega_0^2x = f_0 \cos(\omega t)$.

Общее решение однородного дифференциального уравнения является решением уравнения затухающих колебаний и имеет вид:

$$x' = A_0 e^{-\beta t} \cos\left(\sqrt{\omega_0^2 - \beta^2} t + \varphi_0\right), \quad (4.18)$$

где $A_0 = \sqrt{x_0^2 + \frac{(\dot{x}_0 + \beta x_0)^2}{\omega_0^2 - \beta^2}}$ – начальная амплитуда колебаний;

$\varphi_0 = \arctg\left(\frac{x_0 \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2}}{\dot{x}_0 + \beta x_0}\right)$ – начальная фаза колебаний.

Частное решение уравнения – это вынужденные колебания с циклической частотой ω , равной частоте вынуждающей силы. Частное решение представим в виде:

$$x'' = A \cos(\omega t + \varphi), \quad (4.19)$$

где $A = \frac{f_0}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\beta^2 \omega^2}}$ – амплитуда вынужденных колебаний;

$\varphi = \arctg\left(-\frac{2\beta\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}\right)$ – сдвиг по фазе между внешней вынуждающей силой и вызываемым этой силой смещением.

Таким образом, решение уравнения (4.17) можно записать в виде

$$x = A_0 e^{-\beta t} \cos\left(\sqrt{\omega_0^2 - \beta^2} t + \varphi_0\right) + A \cos(\omega t + \varphi). \quad (4.20)$$

Продифференцировав по времени уравнение (4.20), получим выражение для колебательной скорости рабочей грани концентратора

$$v_x = A_0 e^{-\beta t} (-\beta \cos(\omega' t + \varphi_0) - \omega' \sin(\omega' t + \varphi_0)) - A \omega \sin(\omega t + \varphi), \quad (4.21)$$

где $\omega' = \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2}$.

Уравнение движения свободного тела

Для части модели, относящейся к свободному телу, дифференциальное уравнение движения можно записать в виде

$$m\ddot{y} + Cy = F_H, \quad (4.22)$$

где $F_H = C \cdot \Delta l$ – сила предварительного сжатия пружины.

Сила предварительного сжатия пружины обеспечивает устойчивые колебания в системе.

Решение уравнения (4.22) может быть найдено в виде

$$y = y_0 \cos(p_2 t) + \frac{\dot{y}_0}{p_2} \sin(p_2 t) + \frac{F_H}{mp_2^2} (1 - \cos(p_2 t)), \quad (4.23)$$

где $p_2 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – круговая частота колебаний свободного тела.

Продифференцировав по времени уравнение (4.23), получим выражение для колебательной скорости свободного тела

$$v_y = -y_0 p_2 \sin(p_2 t) + \dot{y}_0 \cos(p_2 t) + \frac{F_H}{mp_2} \sin(p_2 t), \quad (4.24)$$

Уравнения удара модели концентратора и свободного тела

Условие контакта рабочей грани концентратора со свободным телом можно записать в виде

$$x = y. \quad (4.25)$$

Пусть $\dot{x} = v_1(t)$, $\dot{y} = v_2(t)$. Скорости свободного тела и рабочей грани концентратора изменяются по гармоническому закону – рисунок 4.8.

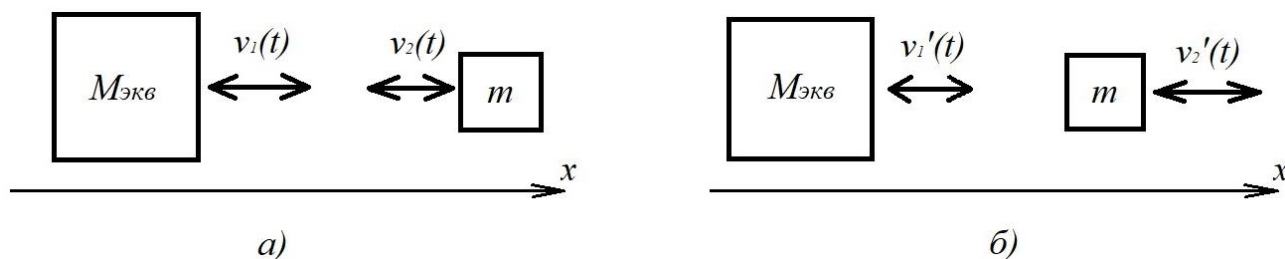


Рисунок 4.8 – Прямоцентральный удар концентратора и свободного тела

Запишем в общей форме закон сохранения количества движения и выражение для коэффициента восстановления при ударе [9]

$$M_{\text{ЭКВ}} \cdot \vec{v}_1 + m \cdot \vec{v}_2 = M_{\text{ЭКВ}} \cdot \vec{v}'_1 + m \cdot \vec{v}'_2, \quad (4.26)$$

$$k = -\frac{\vec{v}'_2 - \vec{v}'_1}{\vec{v}_2 - \vec{v}_1}. \quad (4.27)$$

Решая уравнения (4.23) и (4.24) совместно относительно v'_2 и v'_1 , получим

$$\vec{v}'_1 = \frac{m\vec{v}_2(k+1) + \vec{v}_1(M_{\text{ЭКВ}} - mk)}{M_{\text{ЭКВ}} + m}, \quad (4.28)$$

$$\vec{v}'_2 = \frac{\vec{v}_2(m - M_{\text{ЭКВ}}k) + \vec{v}_1 M_{\text{ЭКВ}}(k+1)}{M_{\text{ЭКВ}} + m}, \quad (4.29)$$

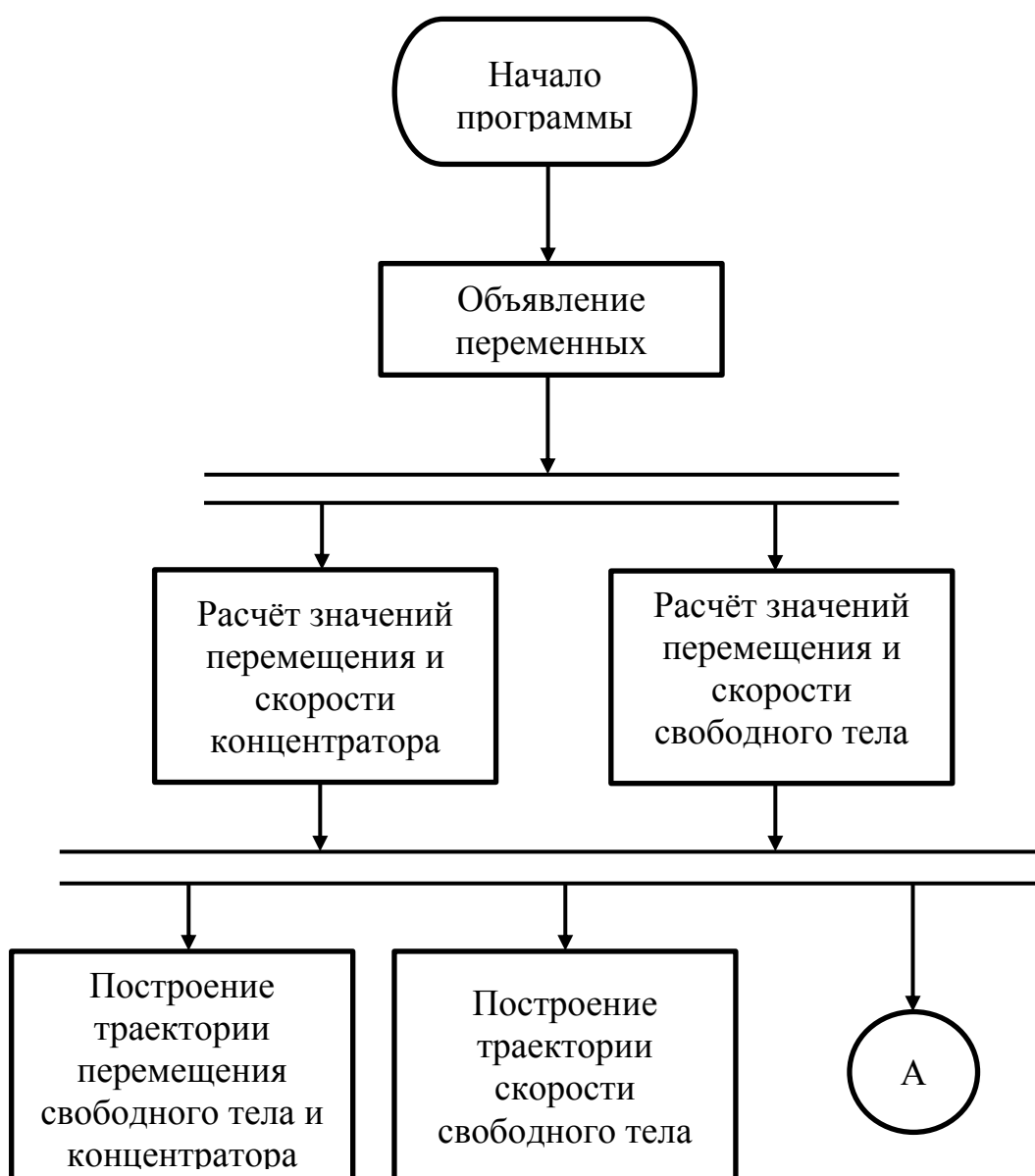
где \vec{v}'_1 и \vec{v}'_2 – скорости рабочей грани концентратора и свободного тела соответственно после удара. Уравнения (4.28) и (4.29) записаны в векторной форме т.к. в общем случае фаза движения тел может быть как положительной, так и отрицательной.

4.4 Описание программы для расчёта послеударных характеристик свободного тела

Для расчёта послеударных характеристик свободного тела была создана компьютерная модель в среде модельно-ориентированного проектирования Simulink. Эта модель рассчитывает значения перемещений и скоростей концентратора и свободного тела на основе полученных ранее уравнений (4.20),

(4.21), (4.23), (4.24). Она отслеживает координаты перемещений концентратора и свободного тела и в случае их совпадения вычисляет значения скоростей в соответствии с уравнениями (4.28), (4.29). Новые значения скоростей используются в качестве начальных условий, и программа идёт по новому циклу до следующего момента контакта концентратора со свободным телом.

На рисунке 4.9 представлена схема программы в соответствии с ГОСТ 19.701-90 (ИСО 5807-85) «Единая система программной документации (ЕСПД). Схемы алгоритмов, программ, данных и систем. Обозначения условные и правила выполнения».



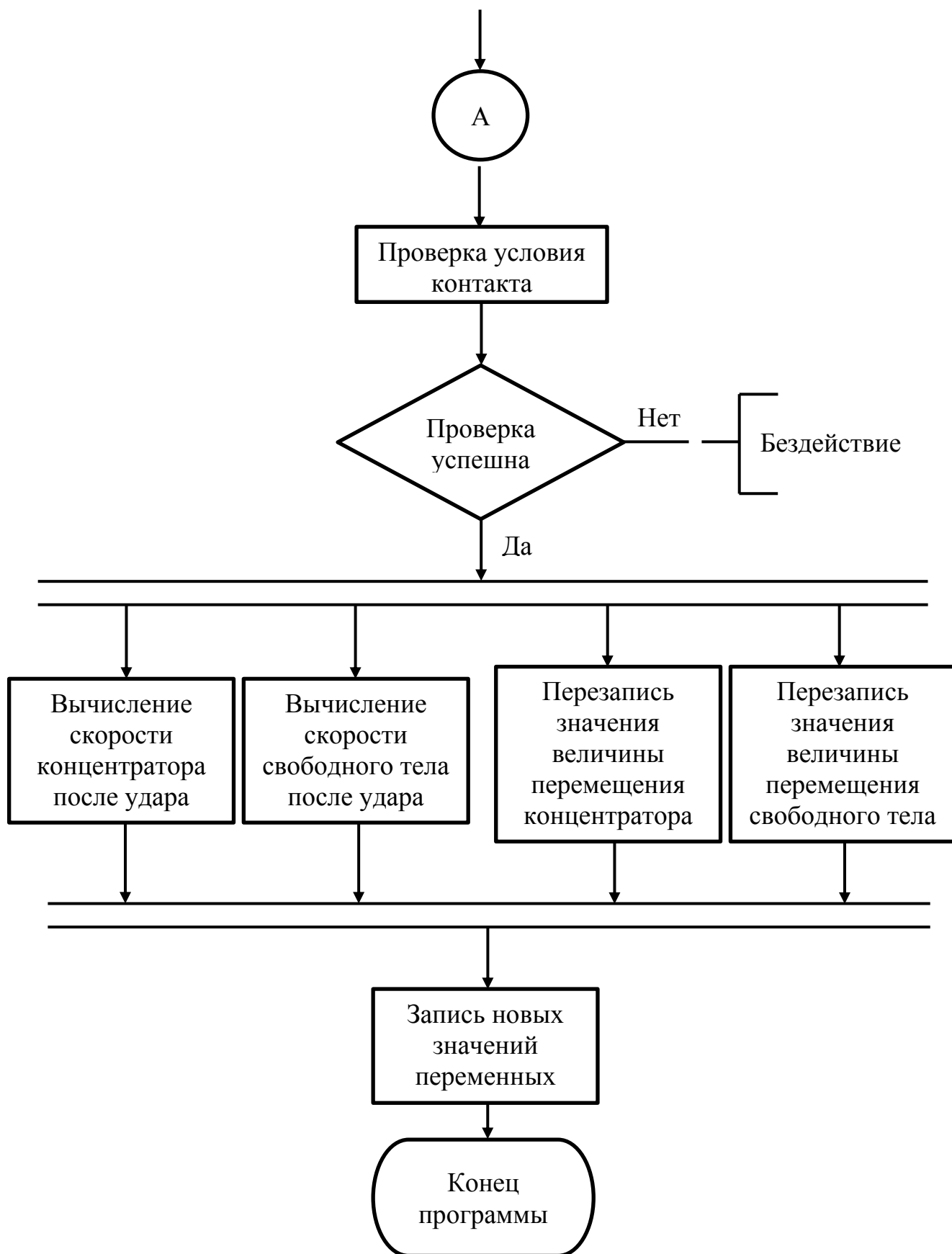


Рисунок 4.9 – Схема программы для расчёта послеударных характеристик свободного тела

4.4.1 Описание компонентов программы

В ходе разработки компьютерной модели (приложение А – рисунок А1) были использованы следующие компоненты библиотеки элементов Simulink – рисунок 4.10.

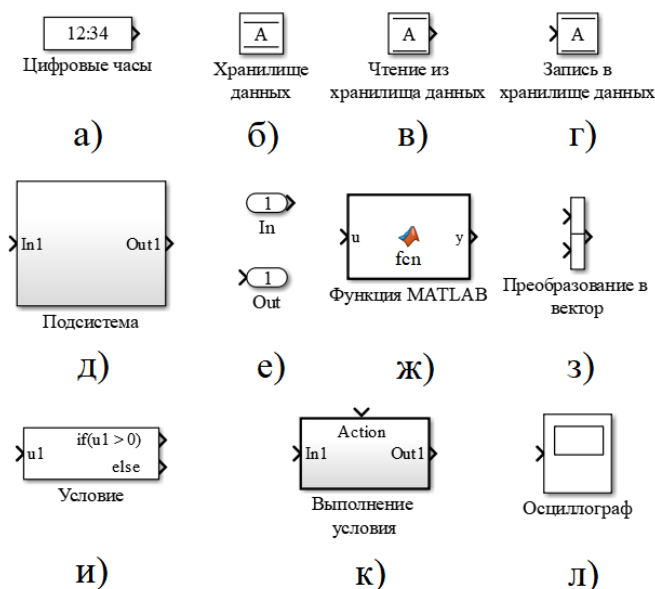


Рисунок 4.10 – Элементы, использованные в программе

Блок «Цифровые часы» – (рисунок 4.10 – а) используется для определения дискретности времени – шага выполнения расчётов в цифровой системе. Блок «Хранилище данных» – (рисунок 4.10 – б) хранит значение переменной, заданной пользователем, доступ к которой может быть получен с помощью блока «Чтение из хранилища данных» – (рисунок 4.10 – в). Блок «Запись в хранилище данных» – (рисунок 4.10 – г) перезаписывает значение переменной, хранящейся в блоке «Хранилище данных». Блок «Подсистема» – (рисунок 4.10 – д) объединяет несколько блоков, выполняющих общую задачу. Блоки «In» и «Out» – (рисунок 4.10 – е) необходимы для передачи данных из одной подсистемы в другую. Блок «Функция MATLAB» – (рисунок 4.10 – ж) содержит заданную пользователем функцию, написанную в виде кода. Блок «Преобразование в вектор» – (рисунок 4.10 – з) объединяет несколько переменных в вектор. Блок «Условие» – (рисунок 4.10 – и) содержит условие, в результате удовлетворения которого задействуется блок «Выполнение условия» – (рисунок 4.10 – к), который

выполняет заданное пользователем преобразование над переменной, поступающей на его вход. Блок «Осциллограф» – (рисунок 4.10 – л) отображает значение переменных в зависимости от времени.

Объявление переменных

Первым блоком в программе (приложение А – рисунок А1) является блок «Объявление переменных», его состав представлен на рисунке 4.11.

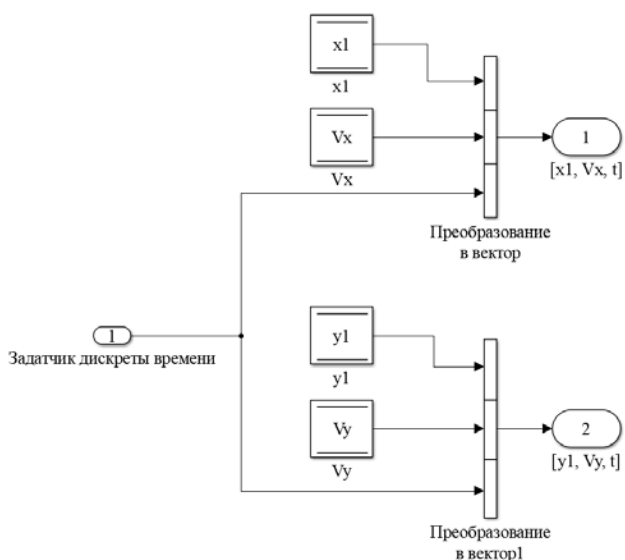


Рисунок 4.11 – Состав блока «Объявление переменных»

Входной переменной для этого блока является значение дискреты времени из блока «Задатчик дискреты времени». Здесь происходит объявление начальных условий для решения дифференциальных уравнений моделей движения концентратора и свободной массы. В блоке «Объявление переменных» происходит преобразование значений перемещений и скоростей концентратора и свободного тела, а также значения дискреты времени в два вектора.

Расчёт перемещения и скорости концентратора

Блок «Расчёт перемещения и скорости концентратора» состоит из двух блоков, содержащих определённые пользователем функции – (4.20) и (4.21). В нём рассчитываются значения перемещений и скоростей концентратора в соответствии с определённым для его модели дифференциальным уравнением. Входными данными здесь является вектор, содержащий значения перемещения и

скорости концентратора и дискрету времени, полученный из блока «Объявление переменных». На рисунке 4.12 представлен состав блока.

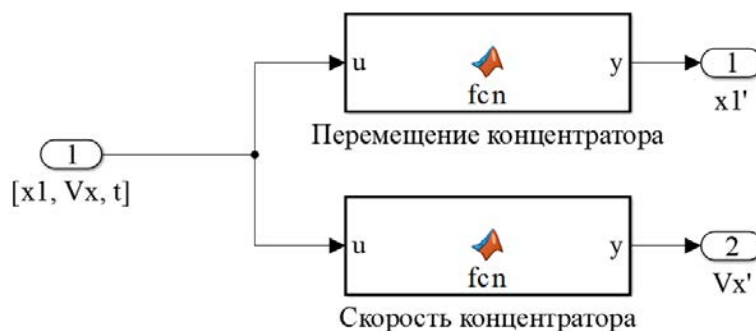


Рисунок 4.12 – Состав блока «Расчёт перемещения и скорости концентратора»

Расчёт перемещения и скорости свободного тела

Этот блок имеет такую же структуру, как и блок «Расчёт перемещения и скорости концентратора», отличием здесь является использование функций – (4.23) и (4.24), описывающих движение свободного тела. Входными данными здесь является вектор, содержащий значения перемещения и скорости свободного тела и дискрету времени, полученный из блока «Объявление переменных». На рисунке 4.13 представлен состав блока.

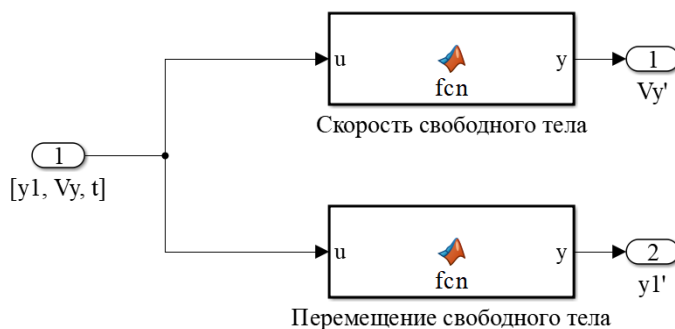


Рисунок 4.13 – Состав блока «Расчёт перемещения и скорости свободного тела»

Построение графиков

Блок «Построение графиков» отображает изменение значения переменных перемещений концентратора и свободного тела, а также скорости свободного тела в зависимости от времени. На рисунке 4.14 представлен состав блока.

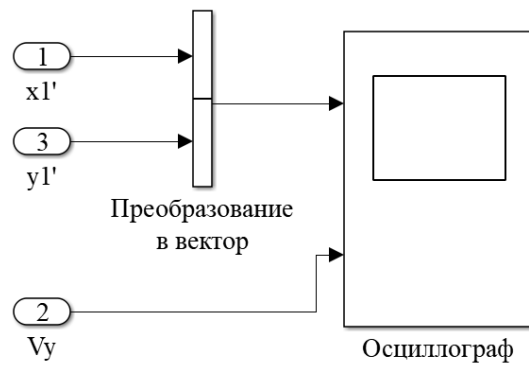


Рисунок 4.14 – Состав блока «Построение графиков»

Проверка условия контакта

Блок «Проверка условия контакта» содержит функцию, сравнивающую значения перемещений концентратора и свободного тела и в случае выполнения этого условия она выставляет на своих выходах логическую единицу, в противном случае – логический ноль. Входными данными для блока являются значения перемещений концентратора и свободного тела из блоков расчёта их перемещения и скорости. На рисунке 4.15 представлен состав блока.

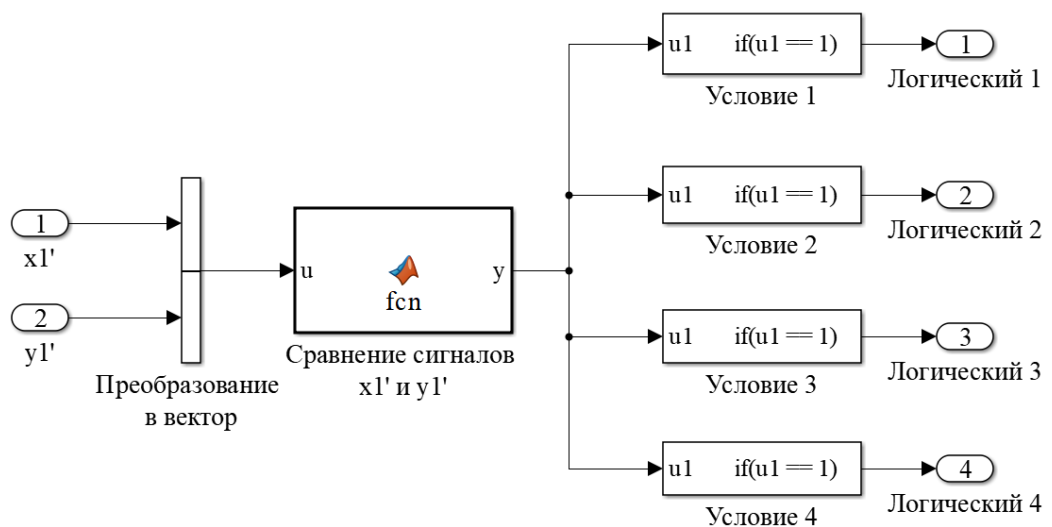


Рисунок 4.15 – Состав блока «Проверка условия контакта»

Вычисление послеконтактных параметров

Блок «Вычисление послеконтактных параметров» становится активным после выполнения условия контакта в блоке «Проверка условия контакта». В нём рассчитываются значения скоростей концентратора и свободного тела после их

удара в соответствии с уравнениями (4.28) и (4.29), и новые значения этих переменных записываются в хранилище данных с соответствующим адресом. После этого программа вычисляет новые траектории движения свободного тела и концентратора и новые скорости. На рисунке 4.16 представлен состав блока.

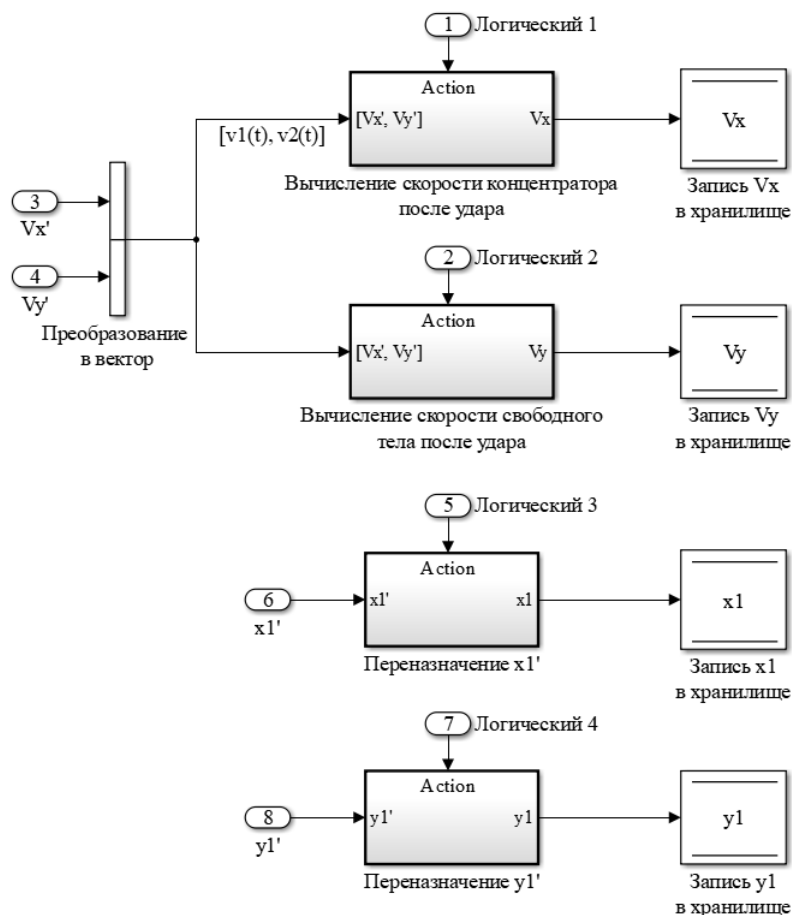


Рисунок 4.16 – Состав блока «Вычисление послеконтактных параметров»

4.5 Результаты

Пусть для возникновения устойчивых колебаний в системе пружина с жёсткостью C предварительно сжата на величину $\Delta l = 4$ мм. В момент времени $t = t_0$ для системы характерны следующие начальные условия: перемещение концентратора $x_0 = -4,2$ мкм, скорость концентратора $\dot{x}_0 = -0,834$ м/с (см. пункт 3.4.2), перемещение свободного тела $y_0 = 0$ мкм, скорость свободного тела $\dot{y}_0 = 0$ м/с. То есть за точку начала отсчёта была выбрана отрицательная фаза колебаний концентратора. Массы концентратора и свободного тела равны

соответственно $M_{\text{ЭКВ}} = 47 \text{ г}$ и $m = 4 \text{ г}$. Будем считать, что удар концентратора со свободным телом является почти абсолютно упругим – коэффициент восстановления при ударе $k = 0,9$. Пример результатов моделирования представлен на рисунках 4.17, 4.18.

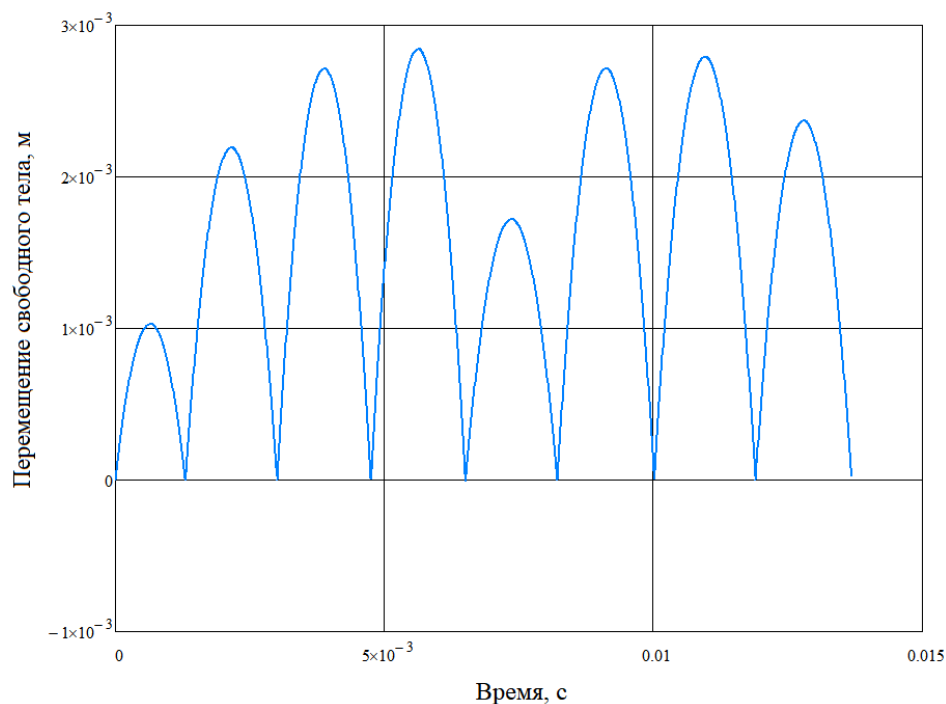


Рисунок 4.17 – Перемещение свободного тела с массой $m = 4 \text{ г}$

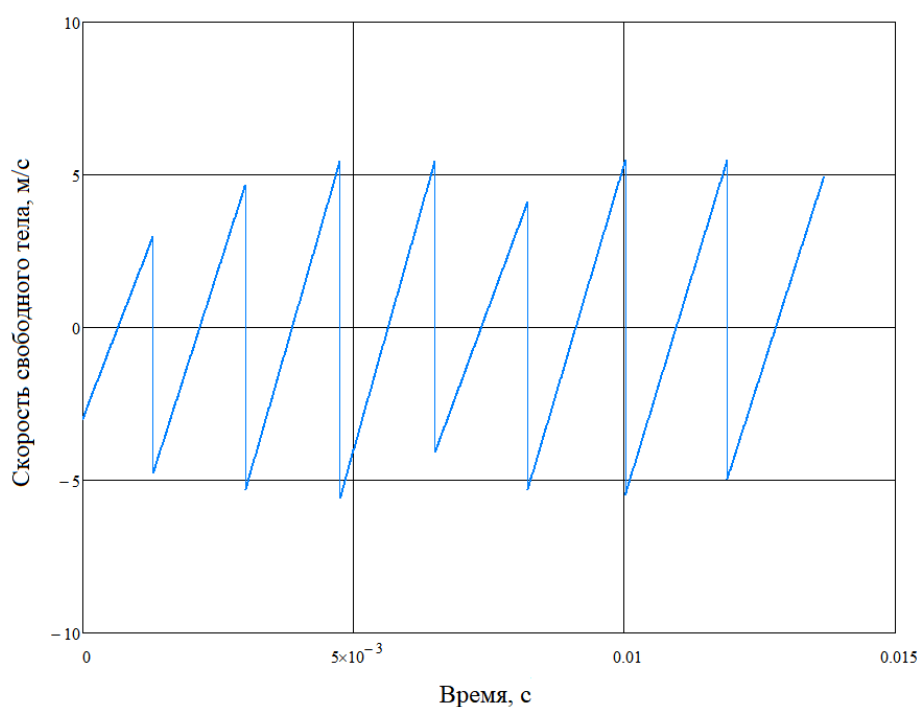


Рисунок 4.18 – Скорость свободного тела с массой $m = 4 \text{ г}$

График 4.17 выглядит как случайная последовательность ударов. Повторного цикла не наблюдается. При таких начальных условиях диапазон колебаний свободного тела лежит в пределах от ~ 1 мм до ~ 3 мм. Частота колебаний составляет ~ 585 Гц.

Параметрическое исследование

Для определения влияния массы свободного тела на характеристики его движения было проведено параметрическое исследование со значениями массы свободного тела 3 г и 2 г соответственно.

На рисунках 4.19 – 4.22 приведены графики амплитуд колебаний и амплитуд колебательной скорости для свободных тел с массами 3 г и 2 г.

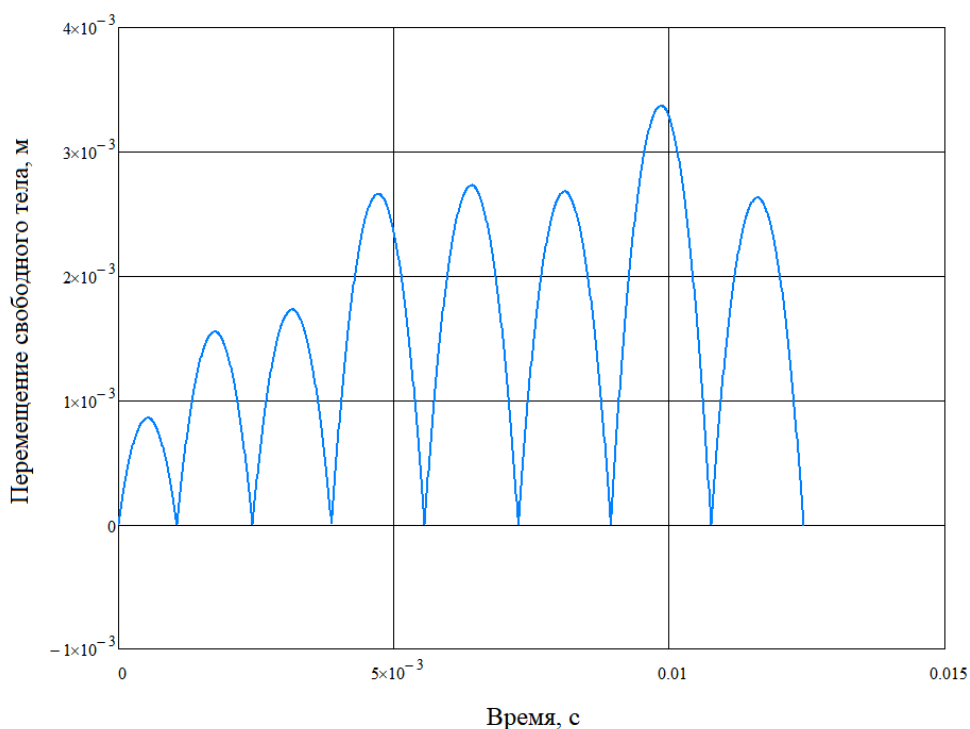


Рисунок 4.19 – Перемещение свободного тела с массой $m = 3$ г

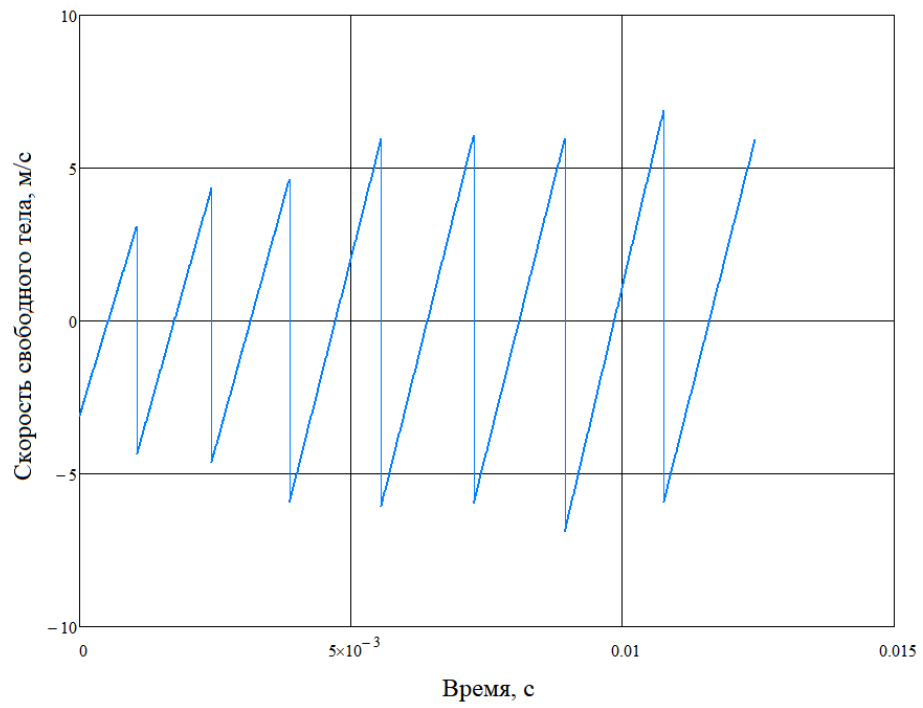


Рисунок 4.20 – Скорость свободного тела с массой $m = 3$ г

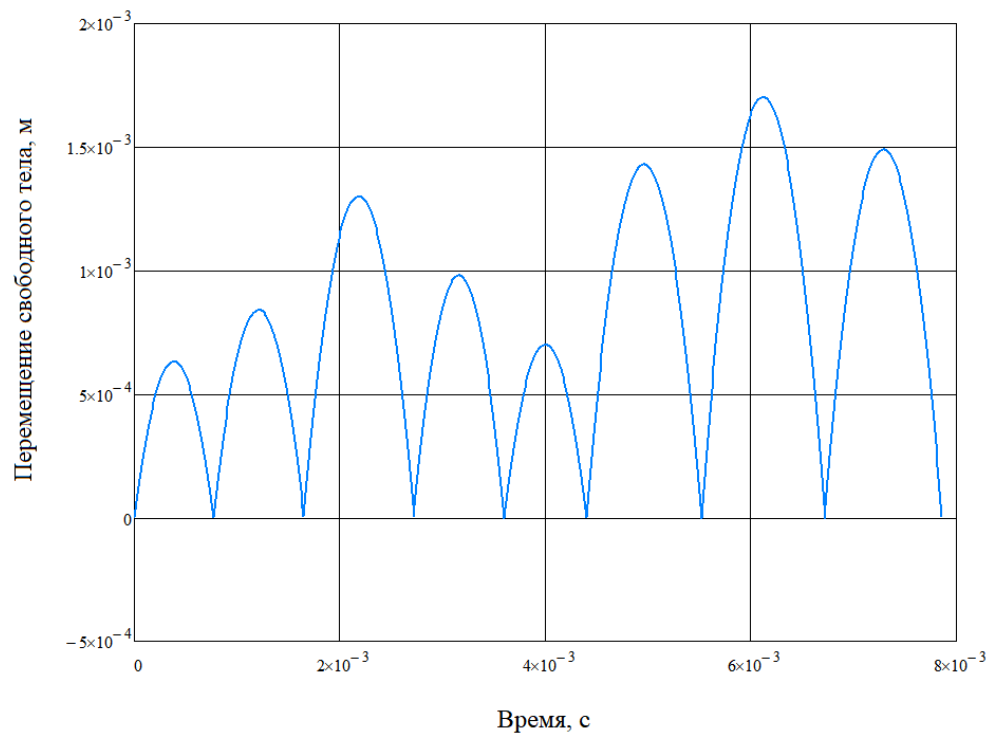


Рисунок 4.21 – Перемещение свободного тела с массой $m = 2$ г

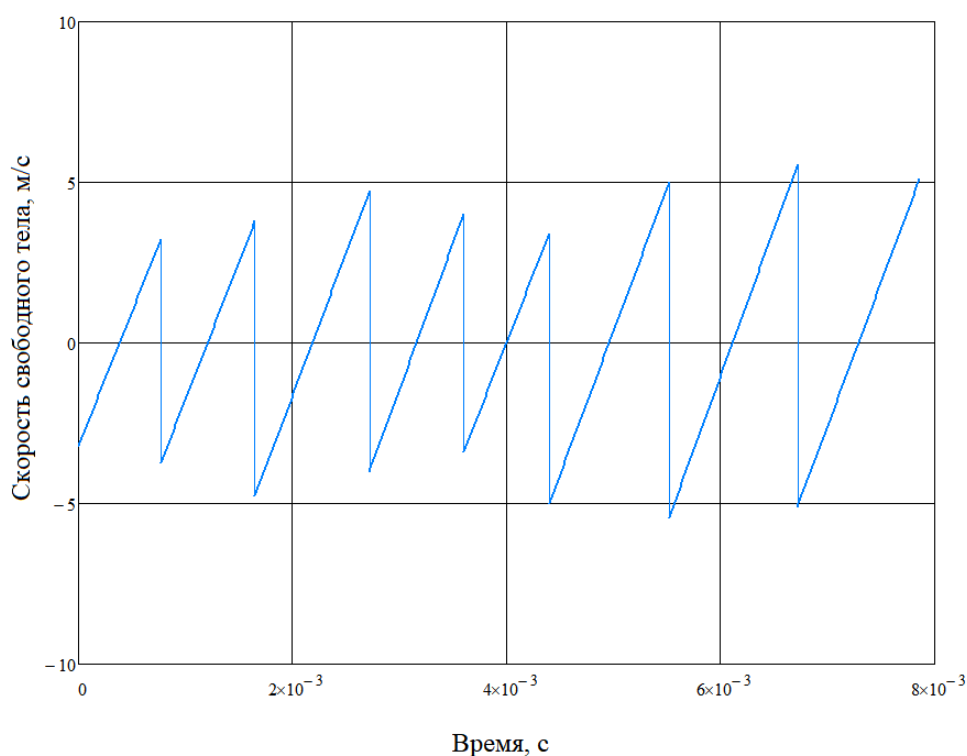


Рисунок 4.22 – Амплитуда колебательной скорости свободного тела с массой $m = 2 \text{ г}$

В таблице 4.1 представлены параметры движения свободного тела с различными значениями массы.

Таблица 4.1 – Параметры движения свободного тела с различным значением массы

Масса тела, г	4	3	2
Диапазон колебаний, мм	~(1 ... 3)	~(1 ... 3,4)	~(0,5 ... 2)
Частота колебаний, Гц	~585	~643	~1018

Из данных в таблице видно, что изменение частоты имеет нелинейный характер – рисунок 4.23.

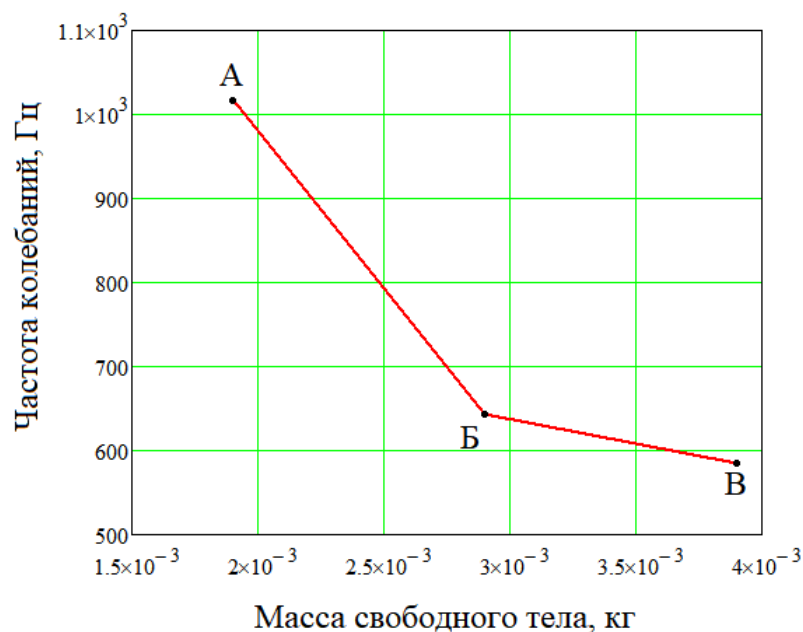


Рисунок 4.23 – Зависимость частоты колебаний свободного тела от его массы:

$$A = 2 \text{ г}, B = 3 \text{ г}, B = 4 \text{ г}$$

Также нелинейный характер имеют зависимости средней величины колебаний и средней кинетической энергии свободного тела от его массы – рисунки 4.24, 4.25.

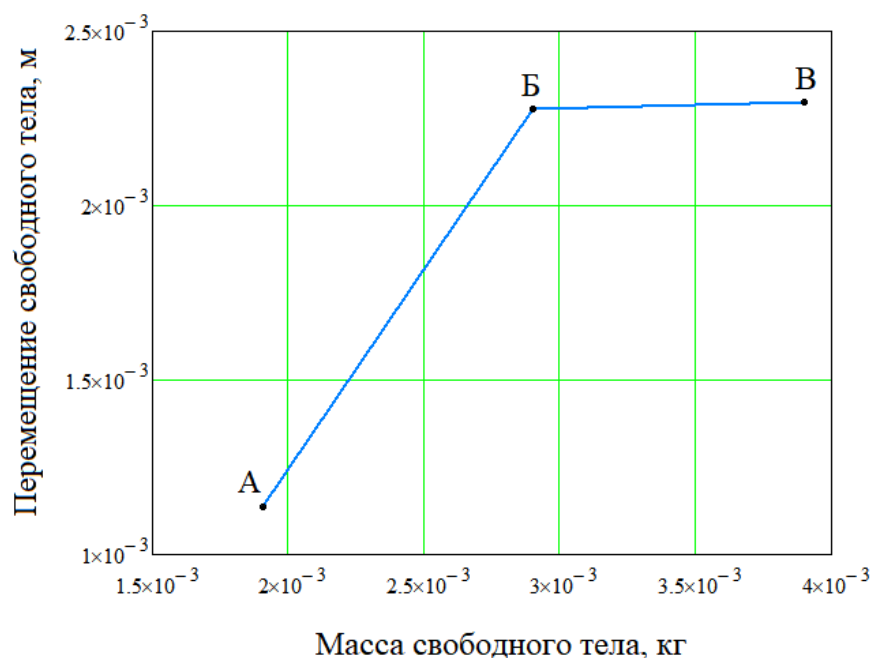


Рисунок 4.24 – Зависимость средней величины перемещения свободного тела

$$\text{от его массы: } A = 2 \text{ г}, B = 3 \text{ г}, B = 4 \text{ г}$$

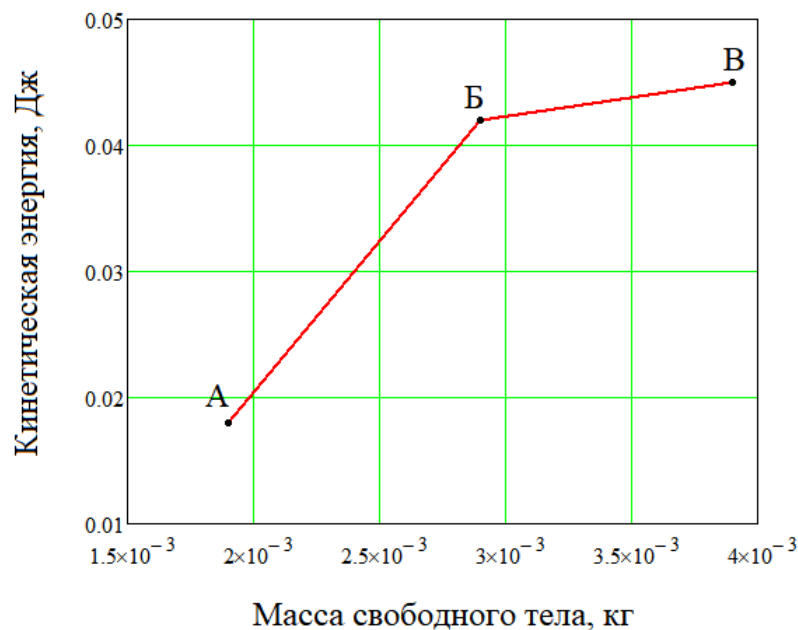


Рисунок 4.25 – Зависимость среднего значения кинетической энергии свободного тела от его массы: А = 2 г, Б = 3 г, В = 4 г

При снижении массы свободного тела с 4 г до 2 г снижается средняя величина амплитуды колебаний и среднее значение кинетической энергии, значение частоты колебаний, при этом, возрастает.

В данном случае оптимальным, с точки зрения получения максимального значения средней кинетической энергии обладает тело массой 4 г.

4.6 Выводы по четвёртой главе

В этой главе была построена модель для исследования поведения свободного тела в составе ультразвукового бура. Модель имеет вид двух тел с массами $M_{\text{ЭКВ}}$ и m прижатых друг к другу пружинами с соответствующими характеристиками. Эта модель учитывает упругость концентратора, внутреннее трение в его материале и эквивалентную массу, вовлечённую в удары со свободным телом. Были определены эквивалентные параметры модели и записаны уравнения движения и удара. На основе описанной модели и характеризующих её динамику уравнений была написана программа в среде MATLAB/Simulink, определяющая послеконтактные параметры свободного тела. В целях определения степени влияния массы свободного тела на характеристики его движения было проведено параметрическое исследование с тремя значениями массы свободного тела. По результатам исследования была определена степень влияния массы свободного тела на частоту и величину его колебаний, а также на развиваемую им среднюю кинетическую энергию.

					ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная в работе модель взаимодействия концентратора ультразвукового пьезокерамического преобразователя продольного типа со свободным телом позволила исследовать ударное взаимодействие в ультразвуковом буре. Было показано, что с помощью свободной массы непрерывную высокочастотную вибрацию концентратора можно преобразовать в низкочастотное движение свободного тела, направленное на взаимодействие с буровым долотом. В работах [24 – 27] показана высокая эффективность применения такого воздействия в целях отбора образцов пород и бурения в целом. Используя комбинацию аналитических методов расчёта ультразвуковых преобразователей с компьютерным моделированием, удалось определить наиболее точную методику их расчёта, а также, оптимизировать конструкцию реального ультразвукового преобразователя по условию получения максимума коэффициента усиления.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		95

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Алямовский, А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2015. – 562 с.
2. Гальперина, А.Н. К построению одно- и двухполуволновых ультразвуковых систем с пьезопреобразователями и концентраторами / А.Н. Гальперина // Акустический журнал. – 1983. – Том 29. – Вып. 6. – С. 749–753.
3. Гальперина, А.Н. Пакетный преобразователь с болтовым креплением и основы его расчёта / А.Н. Гальперина // Труды шестой всесоюзной акустической конференции. – М.: Наука. – 1968. – С. 33–36.
4. Гальперина, А.Н. Расчёт сложных ультразвуковых колебательных систем с помощью эквивалентных схем / А.Н. Гальперина // Акустический журнал. – 1977. – Том 23. – Вып. 5. – С. 710–715.
5. Калинин, А.Г. Основы бурения нефтяных и газовых скважин / А. Г. Калинин, В. С. Литвиненко, А. И. Радин; Моск. гос. геологоразведоч. акад., С.-Петербург. гос. горный ин-т им. Г. В. Плеханова (техн. ун-т). – СПб.: СПбГИ, 1996. – 219 с.
6. Кикучи Е. Ультразвуковые преобразователи: пер. с англ.: под ред. И. Л. Голяминой / Е. Кикучи. – М.: Мир, 1972. – 424 с.
7. Китайгородский, Ю.И. Инженерный расчёт ультразвуковых колебательных систем. Учеб. Пособие для слушателей заочных курсов повышения квалификации ИТР по применению ультразвука в машиностроении / Ю.И. Китайгородский, Д.Ф. Яхимович. – М.: Машиностроение, 1982. – 56 с.
8. Ланин, В.Л. Методика расчёта параметров УЗ-преобразователей повышенной частоты / В.Л. Ланин, И.Б. Петухов // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2013. – №5. – С. 42–46.
9. Лейбович, М.В. Теория удара в задачах и примерах. Учеб. пособие / М.В. Лейбович. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. Гос. Ун-та, 2016. – 236 с.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

10. Меркулов, Л.Г. Расчёт ультразвуковых концентраторов / Л.Г. Меркулов // Акустический журнал. – 1957. – Том 3. – Вып. 3. – С. 230–238.
11. Меркулов, Л.Г. Теория и расчёт составных концентраторов / Л.Г. Меркулов, А.В. Харитонов // Акустический журнал. – 1959. – Том 5. – Вып. 2. – С. 183–190.
12. Методика расчета ультразвукового резонансного кавитатора с развитой поверхностью излучения. – <https://ihf.kpi.ua/files/downloads/37%5B1%5D.pdf>.
13. Пат. 2186961 Российская Федерация, МПК⁷ Е 21 В 43/25, Е 21 В 37/00. Скважинный гидроакустический генератор / Роб.Ш. Муфазалов. – № 2000105293/03; заявл. 06.03.00; опубл. 10.08.02. – 13 с.
14. Пат. 1593327 Российская Федерация, МПК⁷ Е 21 В 10/18. Способ бурения скважин / Роб.Ш. Муфазалов. – № 4377593/03; заявл. 15.02.88; опубл. 20.08.00.
15. Пат. 2598947 Российская Федерация, МПК⁷ Е 21 В 7/24, Е 02 D 1/04, Е 21 С 51/00. Ультразвуковой бур / Д.В. Генне. – №2015133420/03; заявл. 10.08.2015; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 28. – 10 с.
16. Пат. 815257 Союз Советских Социалистических Республик, М. Кл.³ Е 21 В 4/14. Гидроударник для генерации поперечных ударных импульсов / Д.И. Коган. – 2722209/22-03; заявл. 02.02.79; опубл. 23.03.81, Бюл. № 11. – 4 с.
17. Полуволновые пьезоэлектрические ультразвуковые колебательные системы / В.Н. Хмелёв, С.Н. Цыганок, Р.В. Барсуков, А.Н. Лебедев // Техническая акустика. – 2005. – №26. – С. 1–12.
18. Пьезоэлектрические датчики / Е.В. Шарапов, М.П. Мусиенко, Е.В. Шарапова; под ред. Е.В. Шарапова. – М.: Техносфера, 2006. – 632 с.
19. Спивак, А.И. Механика горных пород / А.И. Спивак, А.Н. Попов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1975. – 200 с.
20. Теумин, И.И. Ультразвуковые колебательные системы / И.И. Теумин. – М.: Машиностроение, 1959. – 334 с.
21. Ультразвук. Маленькая энциклопедия / глав. ред. И.П. Голямина. – М.: Советская энциклопедия, 1979. – 400 с.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		97

22. Хмелев, В.Н. Многофункциональные ультразвуковые аппараты и их применение в условиях малых производств, сельском и домашнем хозяйстве: научная монография / В.Н. Хмелев, О.В. Попова. – Барнаул: АлтГТУ, 1997. – 160 с.

23. Хмелев, В.Н. Разработка ультразвуковой колебательной системы для бурения лунного грунта / В.Н. Хмелев, В.А. Нестеров, Д.В. Генне, Е.В. Ильченко // 20 Международная конференция - семинар молодых специалистов по микро и нанотехнологиям и электронным устройствам EDM' 2019. – 2019. – С. 1 – 6.

24. Bao, X. Modeling and Computer Simulation of Ultrasonic/Sonic Driller/Corer (USDC) / X. Bao, Y. Bar-Cohen, Z. Chang, S. Sherrit // IEEE Transactions of Ultrasonics, Sonics and Frequency Control. – 2003. – V. 50, №9. – P. 1147 – 1160.

25. Bar-Cohen, Y. Subsurface sampler and sensors platform using the ultrasonic/sonic driller/corer (USDC) / Y. Bar-Cohen, S. Sherrit, X. Bao, M. Badescu // Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering. – 2007. – V. 6529.

26. Bar-Cohen, Y. Ultrasonic/sonic drilling/coring (USDC) for planetary applications / Y. Bar-Cohen, S. Sherrit, X. Bao, Z. Chang, R. Krahe // Smart Structures and Materials 2001: Smart Structures and Integrated Systems. – 2001. – V. 4327. – P. 441 – 449.

27. Chang, Z. Design and analysis of ultrasonic actuator in consideration of length-reduction for a USDC (Ultrasonic/Sonic Driller/Corer) / Z. Chang, S. Sherrit, M. Badescu, X. Bao, Y. Bar-Cohen // Proceedings of the SPIE Smart Structures Conference. – 2005. – V. 5762, №10. – P. 563 – 571.

28. Pat. 6863136 United States, Int. CI⁷ E 21 B 7/24, E 21 B 47/00. Smart-ultrasonic/sonic driller/corer / Y. Bar-Cohen. – № 10/258007; appl. 02.05.01; pub. 08.03.05. – 9 p.

29. Pat. 8640786 United States, Int. CI B 25 D 11/02. Percussive augments of rotary drills for operating as a rotary hammer drill / J.B. Aldrich. – № 12/909653; appl. 21.10.2010; pub. 04.02.2014. – 10 p.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	Лист
						98
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

30. Sherrit, S. Modeling of horns for sonic/ultrasonic applications / S. Sherrit, Y. Bar-Cohen, B. Dolgin // Proceedings of the IEEE Ultrasonics Symposium. – 1999. – V. 1. – P. 647 – 651.

					<i>ЮУрГУ – 12.04.01.2019.308-617.ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		99

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Компьютерная модель для расчёта послеударных характеристик свободного тела

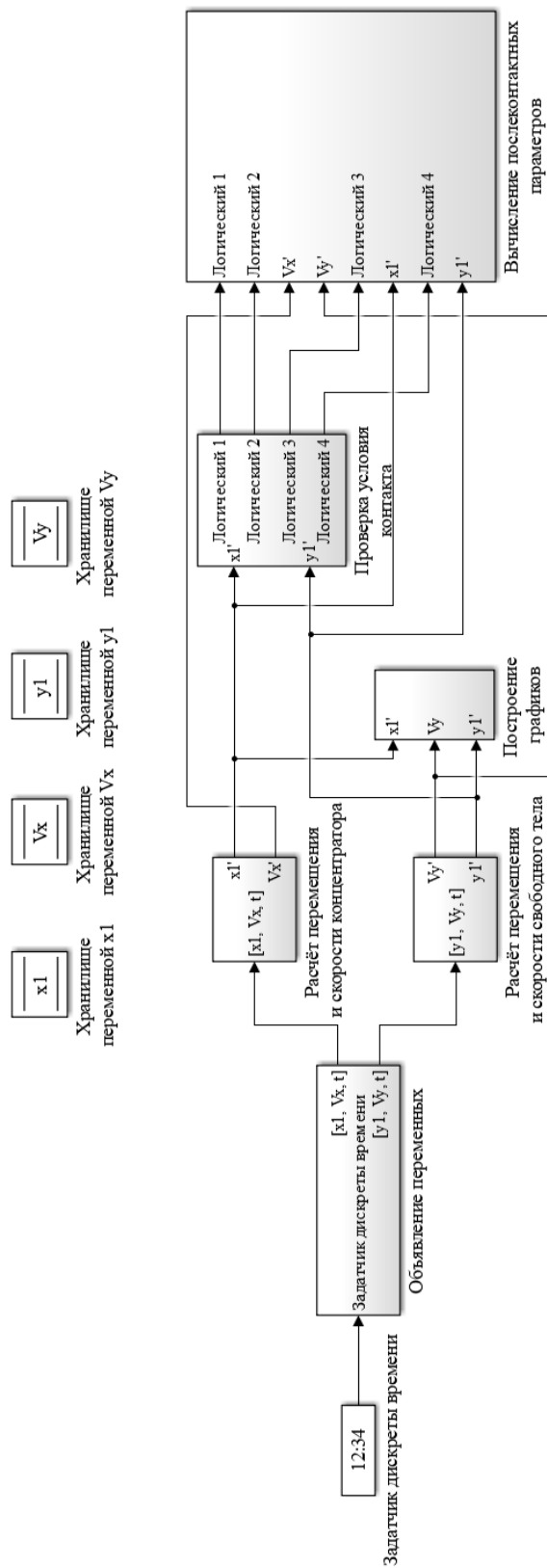


Рисунок А1 – Компьютерная модель для расчёта послеударных характеристик свободного тела