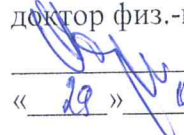


Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ (НИ ТГУ)  
Физико-технический факультет  
Кафедра прочности и проектирования

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ В ГЭК

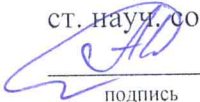
Руководитель ООП  
доктор физ.-мат. наук, профессор  
 В.А. Скрипняк  
« 29 » 2020 г.

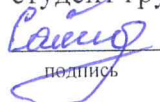
**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА**

**ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ  
ЭЛЕМЕНТОВ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ**

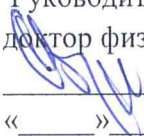
по основной образовательной программе подготовки бакалавров  
направление подготовки 15.03.03 – Прикладная механика, профиль «Вычислительная  
механика и компьютерный инжиниринг».

Нурматов Мирсаид Миробидович

Руководитель ВКР  
канд. физ.-мат. наук,  
ст. науч. сотр. НИИПММ ТГУ  
 А.В. Азин  
подпись  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

Автор работы  
студент группы № 10602  
 М.М. Нурматов  
подпись

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ (НИ ТГУ)  
Физико-технический факультет  
Кафедра прочности и проектирования

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ В ГЭК  
Руководитель ООП  
доктор физ.-мат. наук, профессор  
 В.А. Скрипняк  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на подготовку выпускной квалификационной работы бакалавра  
на тему  
ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ  
ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ  
по основной образовательной программе подготовки бакалавров  
направление подготовки 15.03.03 – Прикладная механика

Нурматову Мирсаиду Миробидовичу

Цель работы: Исследование влияния выбора материалов и геометрических параметров элементов конструкции на напряженно-деформированное состояние конструкции пьезоэлектрического двигателя при рабочих нагрузках.

Техническое задание

1. Используя литературные данные, ознакомиться с методами определения механических характеристик материалов и практическим применением метода конечных элементов.
2. Провести экспериментальные исследования с целью определения механических свойств материалов элементов конструкции пьезодвигателя.
3. Сформулировать математическую постановку задачи напряженно-деформированного состояния пьезодвигателя.
4. Разработать метод расчета, написать программу для ЭВМ.
5. Провести параметрические исследования напряженно-деформированное состояние конструкции пьезоэлектрического двигателя при рабочих нагрузках.

Дата предоставления отчета на кафедру 25.06.2020 г.

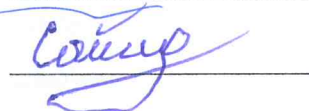
Научный руководитель: А.В. Азин канд. физ.-мат. наук, ст. науч. сотр. НИИПММ ТГУ

Руководитель работы:



А.В. Азин

Исполнитель:



М.М. Нурматов

## АННОТАЦИЯ

Тема работы: Исследование напряженно-деформированного состояния элементов пьезоэлектрического двигателя.

Автор работы: Нурматов Мирсаид Миробидович, кафедра прочности и проектирования, физико-технический факультет, 15.03.03 – Прикладная механика.

Выпускная квалификационная работа содержит 53 страницы, 33 рисунка, 7 таблицы и 25 источников.

Предметом исследования является конструкция пьезоэлектрического двигателя.

Цель работы состоит в исследовании влияния выбора материалов и геометрических параметров элементов конструкции на напряженно-деформированное состояние конструкции пьезоэлектрического двигателя при рабочих нагрузках.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнение следующих задач:

1. Используя литературные данные, ознакомиться с методами определения механических характеристик материалов и практическим применением метода конечных элементов.

2. Провести экспериментальные исследования с целью определения механических свойств материалов элементов конструкции пьезодвигателя.

3. Сформулировать математическую постановку задачи напряженно-деформированного состояния пьезодвигателя.

4. Разработать метод расчета, написать программу для ЭВМ.

5. Провести параметрические исследования напряженно-деформированное состояние конструкции пьезоэлектрического двигателя при рабочих нагрузках.

Для решения основных задач по теме работы использовались основные положения физики твёрдого тела, теории упругости и аппарат программного конечно-элементного моделирования. Экспериментальные исследования проводились на специальной усталостной установке с помощью встроенного программно-аппаратного комплекса. Полученные данные обрабатывались с использованием методов математической статистики.

Основным результатом работы является разработка алгоритма параметрического построения конструкции пьезоэлектрического двигателя с учетом экспериментально полученных данных механических свойств материалов, позволяющего оценить влияние выбора материалов для изготовления и изменения геометрических размеров элементов конструкции на прочностные и массовые характеристики пьезодвигателя.

Результаты данной работы имеют важное практическое применение при разработке конструкции пьезоэлектрического двигателя.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ГЛАВА 1. Литературный обзор .....	6
1.1 Прямой и обратный пьезоэффект .....	6
1.2 Виды пьезоэлектрических устройств и их конструкции. Области применения .....	8
1.3 Метод конечных элементов .....	13
1.3.1 Типы МКЭ .....	16
1.3.2 Формы МКЭ .....	17
1.3.3 Аппроксимация .....	19
1.3.4 Ошибки метода конечных элементов .....	20
1.3.5 Применение МКЭ при расчете стержневых систем .....	22
1.4 Пакеты прикладных программ .....	27
1.4.1 Программа ANSYS .....	27
1.4.2 Программа NX Advanced Simulation .....	31
ГЛАВА 2. Экспериментальные исследования .....	34
2.1 Испытательное оборудование .....	34
2.2 Методика проведения испытания .....	35
2.3 Экспериментальные исследования .....	35
ГЛАВА 3. Моделирование конструкции пьезодвигателя .....	38
3.1 Постановка задачи .....	38
3.2 Разработка САД модели .....	39
3.3 Разработка конечно-элементной модели .....	40
3.4 Результаты моделирования .....	42
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	48
ЛИТЕРАТУРА .....	49

## ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ, СОКРАЩЕНИЙ, ТЕРМИНОВ

ИЭ	–	Исполнительный элемент
КА	–	Космический аппарат
КЭ	–	Конечный элемент
МКЭ (FEM)	–	Метод конечных элементов
НДС	–	Напряженно-деформированное состояние
ПК	–	Персональный компьютер
ПО	–	Программное обеспечение
САПР(CAD)	–	Система автоматизированного проектирования
СПП	–	Система прецизионного позиционирования
ЭВМ	–	Электронно-вычислительная машина
APDL	–	Параметрический язык программирования ANSYS
CAE	–	Computer-Aided Engineering (Системы инженерного анализа)

## ВВЕДЕНИЕ

Темп развития прецизионных технологий возрастает с каждым годом, с чем неразрывно связано совершенствование систем прецизионного позиционирования (СПП) для перспективных направлений науки и техники, таких как робототехника, лазерная техника, системы адаптивной оптики, машиностроение и других направлений. При создании современных СПП неизбежно возрастают требования к точности, рабочим частотам, генерирующим усилиям и мощности исполнительных элементов (ИЭ) указанных систем. Например, для выполнения ряда задач, связанных с космической отраслью необходимы ИЭ, обеспечивающие амплитуду линейного перемещения 20 - 200 мкм с частотой 50 - 1000 Гц и точностью позиционирования не хуже 0,15 нм с генерирующим усилием до 1000 Н. При этом, ИЭ в составе СПП должны сохранять указанные параметры при воздействии экстремальных условий окружающей среды (высокая температура, радиация и т. д.).

Для космической промышленности одним из важных факторов при разработке новых перспективных систем является малые массогабаритные показатели. Разрабатывается СПП для настроя формы отражающей поверхности крупногабаритного рефлектора космического аппарата (КА), требуется провести исследование, направленное на уменьшение массы ИЭ (пьезоэлектрического двигателя), входящего в состав СПП.

Цель работы состоит в исследовании влияния выбора материалов и геометрических параметров элементов конструкции на напряженно-деформированное состояние конструкции пьезоэлектрического двигателя при рабочих нагрузках.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнение следующих задач:

1. Используя литературные данные, ознакомиться с методами определения механических характеристик материалов и практическим применением метода конечных элементов.
2. Провести экспериментальные исследования с целью определения механических свойств материалов элементов конструкции пьезодвигателя.
3. Сформулировать математическую постановку задачи напряженно-деформированного состояния пьезодвигателя.
4. Разработать метод расчета, написать программу для ЭВМ.
5. Провести параметрические исследования напряженно-деформированное состояние конструкции пьезоэлектрического двигателя при рабочих нагрузках.

Для решения основных задач по теме работы использовались основные положения физики твёрдого тела, теории упругости и аппарат программного конечно-элементного моделирования. Экспериментальные исследования проводились на специальной усталостной

установке с помощью встроенного программно-аппаратного комплекса. Полученные данные обрабатывались с использованием методов математической статистики.

Основным результатом работы является разработка алгоритма параметрического построения конструкции пьезоэлектрического двигателя с учетом экспериментально полученных данных механических свойств материалов, позволяющего оценить влияние выбора материалов для изготовления и изменения геометрических размеров элементов конструкции на прочностные и массовые характеристики пьезодвигателя.

Результаты данной работы имеют важное практическое применение при разработке конструкции пьезоэлектрического двигателя.

## ГЛАВА 1. Литературный обзор

В 1880 году Джекс и Пьер Кюри открыли необычное явление, присущее некоторым кристаллическим минералам: когда к кристаллам прикладывалась механическая сила, они становились электрически поляризованными. Причем, сжатие и растяжение кристалла генерировали заряды противоположной полярности, а величина поляризации была пропорциональна величине механического воздействия. Вскоре после этого последовало другое открытие Пьера Кюри, который установил, что при помещении этих кристаллов в электрическое поле они проявляют эластичность, то есть удлиняются или укорачиваются, причем пропорционально, в зависимости от изменения величины электрического поля. Таким образом, были открыты явления прямого и обратного (инверсионного) пьезоэлектрического эффекта [19].

### 1.1 Прямой и обратный пьезоэффект

Прямой пьезоэлектрический эффект. Пьезоэлектрический материал (керамический или кристаллический) помещают между двумя металлическими пластинами. Для генерации электрического заряда необходимо приложить механическое усилие (сжать или растянуть). При приложении механического усилия на металлических пластинах начинает скапливаться электрический заряд (Рисунок 1).

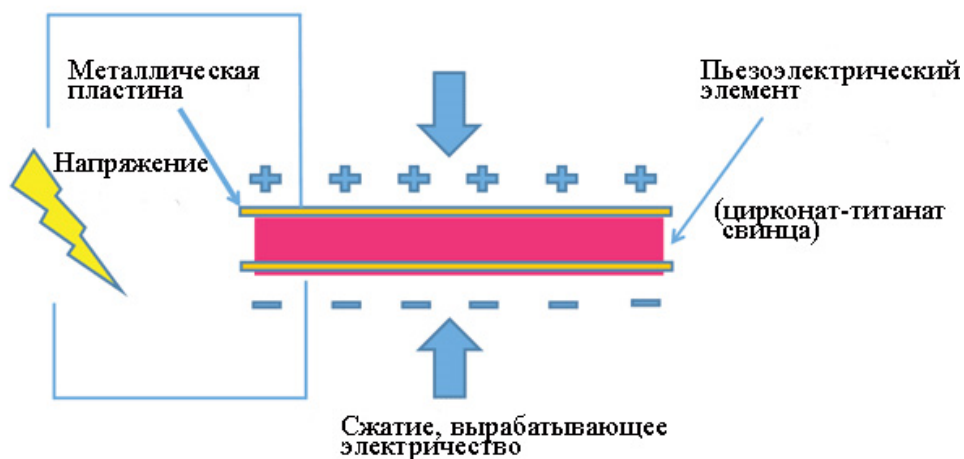


Рисунок 1 – Прямой пьезоэлектрический эффект

Таким образом, пьезоэлектрический эффект действует как миниатюрный аккумулятор. Микрофоны, датчики давления, гидролокаторы и другие чувствительные устройства используют этот эффект для своей работы.



Обратный пьезоэлектрический эффект. Он заключается в том, что при приложении электрического напряжения к пьезоэлектрическому кристаллу произойдет механическая деформация тела, под которой оно будет расширяться или сжиматься (Рисунок 2).

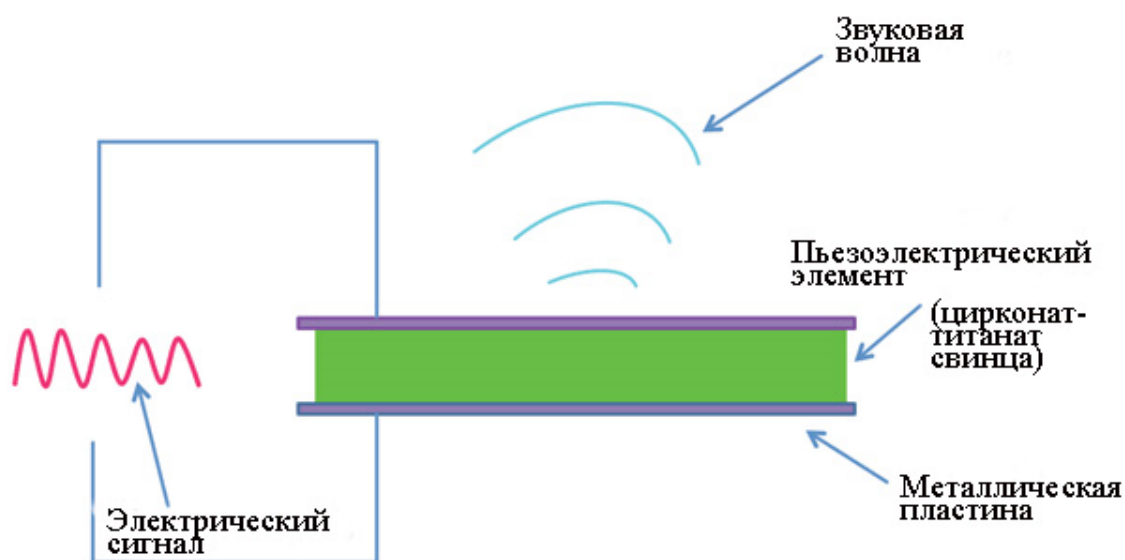


Рисунок 2 – Обратный пьезоэлектрический эффект

Обратный пьезоэлектрический эффект значительно помогает при разработке акустических устройств. Примером могут послужить звуковые колонки, сирены, звонки. Преимущества таких динамиков в том, что они очень тонкие, а это делает их практически незаменимыми при использовании в мелких устройствах, например, в мобильных телефонах. Также этот эффект часто используют медицинские ультразвуковые и гидроакустические датчики.

Пьезоэлектрический эффект часто используется при конструировании датчиков, таких как датчики силы или перемещения. Обратный пьезоэффект используется для осуществления перемещения в пьезоприводах, моторах, устройствах позиционирования.

На текущий момент потребность в пьезокерамике растет, что стимулирует зарубежных производителей наращивать темпы её производства и поставки на внутренний и внешний рынок. В 2014 году общий объем мирового рынка пьезоэлектрических устройств составил 10,6 млрд. долларов. Наращивание темпов производства идет в США и европейских странах. Но более всего наращивает производство Китай. Области применения пьезокерамики представлены в Таблице 1.

Таблица 1 – Области применения пьезоэлектрических устройств

<p><b>Автомобильная промышленность</b></p> <p>Впрыск топлива            Давление в шинах            Автосигнализация            Звуковая сигнализация            Датчики парковки            Сенсоры уровня потока            Пневмоклапаны</p>	<p><b>Потребительские товары</b></p> <p>Зажигалки            Телефонные звонки            Громкоговорители            Увлажнители            Автоматическое освещение            Системы безопасности            УЗ чистка</p>
<p><b>Промышленность</b></p> <p>Вентиляторы            Охрана            Робототехника            Игровые автоматы            Массажная техника            Накопление энергии</p>	<p><b>Медицина</b></p> <p>Эмбриональные мониторы            Диагностика тока крови            Контроль потока жидкостей            Инсулиновые инъекторы            Испарители/Ингаляторы            УЗ хирургия            УЗ диагностика</p>
<p><b>Измерительная техника</b></p> <p>УЗ обработка            Дефектоскопия            Сенсоры            Счетчики            Детекторы дыма            Контроль шума/вибрации            Датчики детонации</p>	<p><b>Авиационная, космическая, военная техника</b></p> <p>Сонары            Гидрофоны            Гироскопы            Изменение профиля крыла            Управление винтом механизма закрылков            Эхолоты</p>

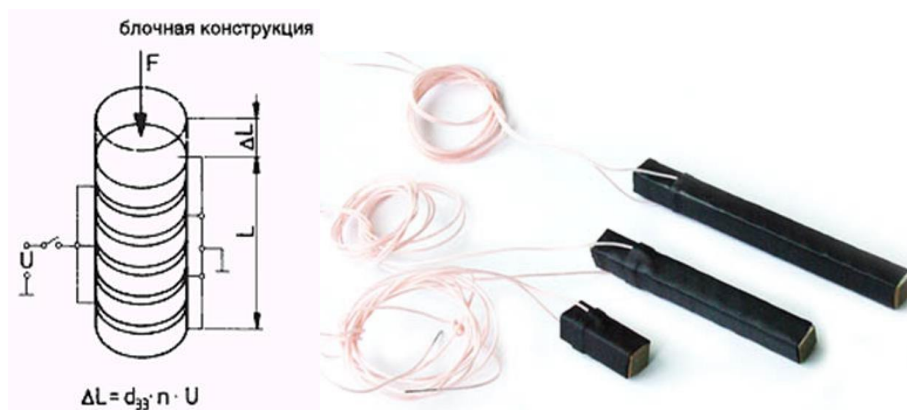
## 1.2 Виды пьезоэлектрических устройств и их конструкции. Области применения

Пьезоэлектрические актюаторы бывают следующих видов: пьезоэлектрические блочные актюаторы, пьезоэлектрические биморфные актюаторы, пьезоэлектрические двигатели (ультразвуковые и шаговые) и резонансные устройства [15].

Пьезоэлектрические блочные актюаторы. Наиболее распространенным типом пьезоэлектрических актюаторов является пакетный(блочный). Внутри его корпуса находится пакет в виде цилиндрического столбца, набранный из большого количества плоских пьезокерамических элементов, чередующихся с пластинами-электродами. При подаче напряжения (сотни вольт) высота каждого элемента и, следовательно, всей стопки немного изменяется, примерно на 0,1...0,2 %. Таким образом, длину хода пакетного прецизионного пьезоактюатора можно оценить на уровне 1 мкм или чуть больше на 1 мм его высоты. Развиваемое усилие зависит от площади поперечного сечения столбца пьезокерамических

элементов и составляет 5-10 кН на 1 см<sup>2</sup>. Модификацией данного типа являются многослойные пьезоактуаторы, в которых пьезокерамические элементы при изготовлении сплавлены друг с другом в монолитный блок. Это позволяет на порядок увеличить усилие [13] (Рисунок 3).

Данная конструкция актуаторов обладает высокой скоростью, низким уровнем потребления энергии. А недостатками являются небольшая деформация и сдвиг [14]. Пьезоэлектрические блочные актуаторы нашли широкое применение как в космической отрасли, в качестве элементов космической техники [22, 25], так и гражданском строительстве, в качестве различных датчиков давления [1, 5, 18].



F – Прикладываемая сила, U – Напряжение, L – Длина актуатора

Рисунок 3 – Пьезоэлектрические блочные актуаторы

Биморфные актуаторы. Биморфные актуаторы находят широкое применение в современной аппаратуре различного назначения либо в качестве актуаторов, либо как датчики там, где требуются относительно небольшие механические перемещения с максимальной чувствительностью или контроль перемещений. Обеспечивая перемещение до 5 мм, биморфные актуаторы способны развивать приемлемую величину усилия до 5 Н при низких значениях напряжения возбуждения 20-150 В [4].

Главное преимущество биморфного актуатора: большая общая деформация. А недостатки небольшая выходная мощность и медленное действие (Рисунок 4) [14].

В последние годы биморфные актуаторы широко используются: в современном ткацком оборудовании (элемент электронного челнока), для слепых (приставка-дисплей к компьютеру для чтения по методу Брайля), сенсорные выключатели и контакторы, пневматические и гидравлические клапаны, насосы небольшого объема, устройства охлаждения электронных приборов, микроманипуляторы для медицины, датчики положения в электронных устройствах, охранные системы, тактильные преобразователи для робототехники, программируемые дозаторы, датчики расхода жидкости и газа.

В современных автомобилях биморфы активно внедряются в устройствах: датчики поворота для определения угла поворота дроссельной заслонки, датчики угловой скорости и линейные акселерометры, датчики неровности дорог, пьезогироскопы для систем навигации, датчики потока воздуха; датчики уровня жидкости, датчики расхода топлива, сборка от 3 до 4 пьезобиморфов в едином блоке позволяет осуществлять создание пьезоустройств с высоким значением усилий, что позволяет их использовать в системах впрыска топлива и газораспределительных системах двигателя, гиостабилизированных системах подвески [4].



Рисунок 4 - Биморфные актюаторы

Ультразвуковые двигатели. Ультразвуковые двигатели были разработаны в 80-х годах в Японии (Рисунок 5). Они работают в ультразвуковом диапазоне (40-45кГц), не воспринимается человеческим ухом. Различают ультразвуковой двигатель стоячей волны и ультразвуковой двигатель бегущей волны.

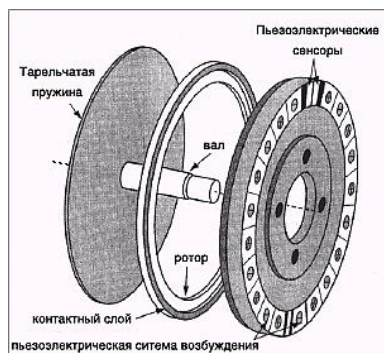


Рисунок 5 - Ультразвуковые двигатели

В ультразвуковом двигателе стоячей волны пьезоэлектрик используется для получения вибрации, которая передаётся на ротор (Рисунок 6).

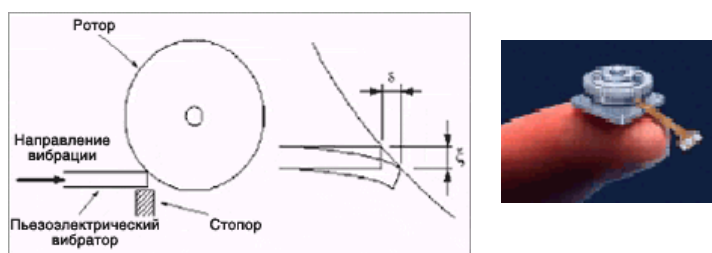


Рисунок 6 – Ультразвуковые двигатели стоячей волны

Принцип действия ультразвуковой двигателя бегущей волны: ротор подвергается сжатию в направлении противоположном статору, образуя движение обратное направлению волны (Рисунок 7) [14].



Рисунок 7 - Ультразвуковые двигатели бегущей волны

Ультразвуковой двигатель может с успехом использоваться в тех областях техники, где необходимо достижение минимальных угловых и линейных перемещений. Например, в астрономии, в космических исследованиях, где требуется точная ориентировка по весьма малым объектам (звездам); в ускорителях заряженных частиц, где необходимо удерживать пучок в строго заданных геометрических координатах; в научных исследованиях при изучении кристаллографической структуры (ориентировка головки гониометра); в робототехнике [24]. Волновые пьезоэлектрические моторы также используются в объективах для однообъективных зеркальных фотоаппаратов [16].

Шаговый двигатель. Принцип действия шагового двигателя: передвижение вдоль балки происходит за счет поочередной согласованной работы нескольких пьезоэлектриков (Рисунок 8). Преимущество такой конструкции являются: неограниченное перемещение, хорошее разрешение и максимальная скорость 2 мм/с. В качестве недостатков отмечают высокую цену и небольшую боковую нагрузку [14].

Шаговые двигатели применяются в микроскопии, робототехнике, фототехнике, нанометрологии, нанолитографии, нанопечати и микродозировании [15].

Двигатель с ударным механизмом. Принцип действия двигателя с ударным механизмом: используется трение покоя и сила удара, которая появляется из-за быстрой деформации пьезоэлемента. Первоначально пьезоэлемент быстро при помощи напряжения растягивают, генерируя таким образом большую инерционную ударную силу, из-за чего тело перемещается противоположно трению покоя. Затем пьезоэлемент медленно сжимают, используя напряжение, с противоположным первоначальному знаком. Последний этап: резкая остановка, которая перемещает тело ещё дальше [14] (рисунок 9). Пьезоприводы данной конструкции могут использоваться для вакуумного и криогенного оборудования [15].

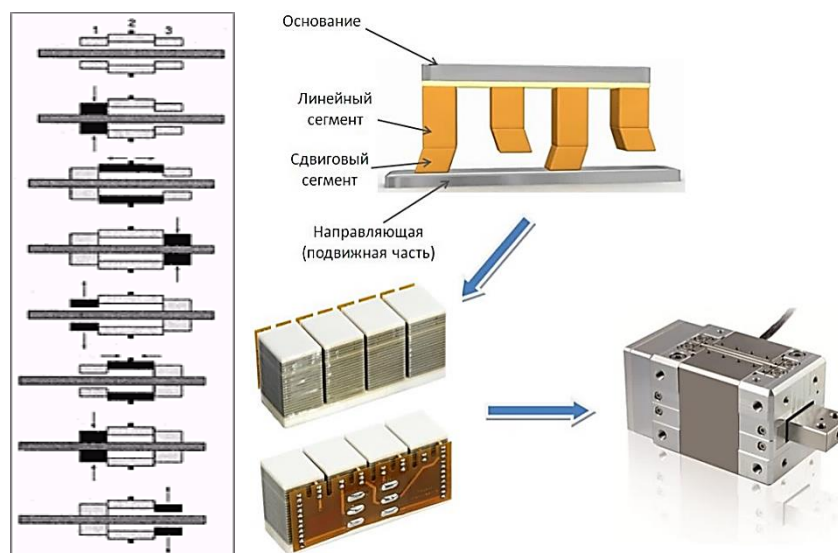


Рисунок 8 – Шаговый двигатель



Рисунок 9 – Двигатель с ударным механизмом

Пьезоэлектрические двигатели имеют обширную сферу применения – это приводы антенн и камер наблюдения, электробритвы, приводы режущего инструмента, лентопотяжные механизмы, башенные уличные часы, приводы шаровых кранов, низкооборотные (2 об/мин) приводы рекламных платформ, электродрели, приводы детских игрушек и подвижных протезов, потолочные вентиляторы и приводы роботов [16].

Для разработки такого типа конструкций используются пакеты прикладных программ, основанные на методе конечных элементов.

### 1.3 Метод конечных элементов

Метод конечных элементов впервые был использован в инженерной практике в начале 1950-х годов XX века. Сначала развивался в двух независимых направлениях - инженерном и математическом. Формулировки МКЭ были основаны на принципах структурной механики, что ограничивало их возможности. И только когда основы метода были сформулированы в вариации, стало возможным распространить его на многие другие задачи. Бурное развитие МКЭ было параллельно прогрессу современных компьютерных технологий и их применению в различных областях научной и инженерной практики.

Дж. Аргирис внес значительный вклад в развитие МКЭ. Впервые он получил общую матричную формулировку для расчета стержневых систем на основе основных энергетических принципов, определил матрицу соответствия и ввел понятие матрицы жесткости (в качестве обратной матрицы соответствия). Работы, опубликованные Дж. Аргирисом и его коллегами в период между 1954–1960 гг. послужили отправной точкой для матричной формулировки известных численных методов и использования компьютеров в структурных расчетах.

Метод конечных элементов появилась в 1970-х годах. Здесь можно выделить работы И. Бабушки, Р. Галлагера, Ж. Дек-лоу, Дж. Одена, Г. Стрэнга, Дж. Фикс. Российские ученые внесли значительный вклад в разработку теоретических основ МКЭ. В. Г. Корнеев отметил, что математическая сущность МКЭ и ВРМ совпадает. Сравнение МКЭ с рядом вариационных методов можно найти в работе Л. А. Розина.

Период последних десятилетий особенно характерен для разработки и применения МКЭ в областях механики сплошных сред, таких как оптимальное проектирование с учетом нелинейного поведения, структурной динамики и т. д.

Метод конечных элементов, как и многие другие численные методы, основан на представлении реальной структуры континуума через его дискретную модель и замене дифференциальных уравнений, которые описывают НДС твердых тел, системой алгебраических уравнений. Тем не менее, МКЭ позволяет четкую геометрическую, конструктивную и физическую интерпретацию.

Суть метода заключается в том, что область, занимаемая структурой (одно-, двух- или трехмерная), делится на несколько небольших, но конечных подобластей (Рисунок 10). Последние называются конечными элементами (КЭ), а сам процесс добычи называется дискретизацией.

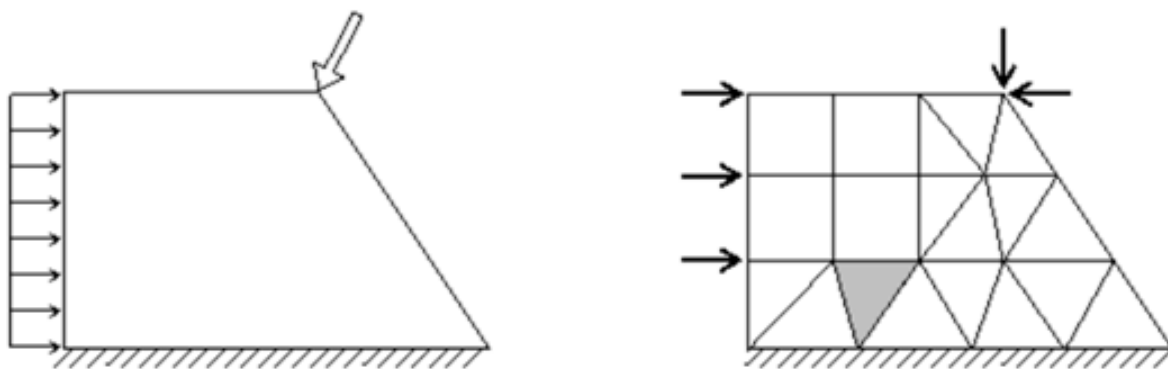


Рисунок 10

В зависимости от типа конструкции и типа их деформации, КЭ могут иметь различную форму. При расчете систем стержней (фермы, балки, рамы), КЭ представляют сечения стержней; Треугольные и прямоугольные (плоские или изогнутые) КЭ чаще всего используются для двумерных сплошных структур (пластин, плит, оболочек). а для трехмерных областей (толстые плиты, массивы) - КЭ в форме тетраэдра или параллелепипеда. В отличие от реальной структуры в дискретной модели, конечные элементы связаны друг с другом только в отдельных точках (узлах) определенным конечным числом параметров узлов.

МКЭ – это метод вариации. Энергетический функционал для всей рассматриваемой области показана здесь как сумма функционала ее отдельных частей – конечных элементов. В области каждого элемента отдельный закон распределения для желаемых функций определяется независимо от других. Такое кусочно-непрерывное приближение выполняется с использованием специально выбранных функций приближения, которые также называются координатами или интерполяционными функциями. С их помощью требуемые непрерывные величины (перемещения, напряжения и т. д.) В каждом КЭ выражаются значениями этих величин в узлах, и любая заданная нагрузка заменяется системой эквивалентных узловых сил.

При таком кусочно-непрерывном приближении условие совместности обеспечивается только в узлах, а в других точках вдоль границ КЭ это условие приблизительно выполняется в общем случае (в этом контексте различаются КЭ с различными степенями совместности).

Наиболее распространенным является метод конечных элементов для смещений, который имеет много общего с методом Ритца и методом вариационной разности. Разница между традиционной схемой метода Ритца и МКЭ в виде метода сдвига заключается в



выборе системы аппроксимационных функций. Если метод Рунге используется для аппроксимации перемещений во всем диапазоне их определения, то в МКЭ – для каждого конечного элемента в отдельности, что позволяет использовать функции аппроксимации более простой формы. В первом случае вся потенциальная энергия работает и изменяется в соответствии с неопределенными коэффициентами, в результате чего происходит преобразование в алгебраические уравнения с отображением сдвигов. В этом случае использование кусочно-непрерывной аппроксимации позволяет получить редко заполненную диаграмму или полосную диаграмму коэффициентов системы уравнений и, таким образом, позволяет использовать более эффективные методы решения.

Число узлов и количество перемещений в узле (степень свободы узла), которые предполагаются для конечного элемента, могут отличаться, но не должны быть меньше минимума, необходимого для описания напряженно-деформированного состояния КЭ в рамках принятой физической модели. Требуется структура принятой физической модели. Количество независимых движений во всех узлах элемента определяет степень свободы КЭ. Степень свободы предполагается, что все узлы являются обязательными для использования в МКЭ. Понятия о степени свободы сборки, КЭ и конструкции, а также степени их кинематической неопределенности идентичны.

Метод разделения рассматриваемой области на конечные элементы, их число и число степеней свободы, а также тип аппроксимационных функций в конечном итоге определяют точность расчета конструкции. Следует отметить, что простое увеличение числа конечных элементов не всегда повышает точность расчетов. Вопросы устойчивости и сходимости решения, а также оценки точности полученных результатов являются фундаментальными при использовании МКЭ.

По сравнению с другими численными методами, МКЭ более алгоритмичен и гибок в описании геометрии и граничных условий вычисляемой площади. Преимущества метода также включают в себя физическую видимость и универсальность.

Что касается базовых систем, то МКЭ в форме метода сдвига можно рассматривать как матричную форму классического метода сдвига, которая отличается только более глубокой формализацией алгоритма и его ориентацией на использование компьютеров.

Метод конечных элементов позволяет почти полностью автоматизировать расчет стержневых систем, но обычно требует гораздо большего числа арифметических операций, чем классические методы структурной механики. Однако в современных условиях большое количество вычислений не является серьезной проблемой и, в связи с этим МКЭ чрезвычайно широко распространен с внедрением компьютеров в инженерную практику. По этой причине инженер должен обладать базовыми знаниями об основах метода конечных

элементов и современных программных средствах, которые позволяют решать различные задачи на их основе [8,12].

### 1.3.1 Типы МКЭ

Согласно порядку получения базового, т.е. решающие уравнения подразделяются на четыре основных типа метода конечных элементов: прямые, вариационные, взвешенные невязки и энергетический баланс.

Прямой метод аналогичен методу матричного сдвига для стержневых систем и основан на определениях, используемых на ранней стадии разработки МКЭ. Этот метод практичен благодаря своей простоте и очевидному геометрическо-физическому значению отдельных этапов аппроксимации. Соотношения для КЭ создаются здесь непосредственно на основе трех систем уравнений (три стороны задачи): статических, геометрических и физических. Однако область применения прямого метода очень ограничена: его можно использовать только для конечных элементов простой геометрии с небольшим числом степеней свободы в узле.

Метод вариации основан на принципах стационарности переменной в зависимости от одной или нескольких функций (такая переменная называется функциональной). Что касается механики деформируемого твердого тела, эта переменная представляет собой потенциальную (функционала Лагранжа) или дополнительную (функционала Кастилиано) систему или формируется на основе этих двух энергий (функционалы Хеллингера-Рейсснера, Ху-Вашицу). Если вставить в функцию аппроксимирующие выражения искомым функций и применить к ним экстремальные принципы (принцип Лагранжа, принцип Кастилиано и т. д.), мы получим систему алгебраических уравнений, решением которой являются значения неизвестных узлов. В отличие от прямого метода, метод вариации может применяться как к простым, так и к сложным задачам.

Метод невязок является наиболее общим подходом к построению базовых соотношений МКЭ. Эта процедура целесообразна для решения задач, для которых трудно или невозможно сформулировать уравнение вариации, т.е. функционал. Метод взвешенных невязок, по существу, состоит из введения некоторых невязок - отклонения приближенного приближения от точного решения дифференциальных уравнений для этой задачи. Чтобы получить «лучшее» решение, необходимо минимизировать интеграл от остатков в области расчета. Чтобы повысить эффективность, в подынтегральную функцию обычно вводят так называемую весовую функцию вместе с самим остатком. В этом случае метод называется взвешенным невязким методом. Выбор схемы минимизации и весовых функций определяет различные варианты оставшегося метода. Наиболее распространенным методом является

метод Галеркина, который приводит к тем же уравнениям, что и вариационный подход, и метод наименьших квадратов.

Метод энергетического баланса (метод Одена) основан на балансе различных типов энергии, которые записаны в интегральной форме. Этот метод был успешно использован для решения нелинейных и динамических задач.

Из типов МКЭ, указанных в структурной механике, особенно актуальны метод вариации и метод Галеркина, взвешенного невязки, которые представляют собой два взаимодополняющих метода с одинаковой точностью для рассматриваемой задачи. Широкое использование этих методов основано на том факте, что выражения в функционале или во взвешенном интеграле обычно имеют более низкий порядок производных, чем производные в соответствующем дифференциальном уравнении для этой задачи. Это позволяет вам выбирать функции приближения из большего числа простых функций. Можно сказать, что вариационная форма МКЭ происходит от классического метода Ритца, а метод Галеркина - от обобщенного метода Бубнова-Галеркина. В принципе, соответствующие типы МКЭ также получены из других методов, но используются гораздо реже [12].

### 1.3.2 Формы МКЭ

Подобно классическим методам структурной механики, различные основные типы могут рассматриваться как неизвестные в МКЭ: кинематические (перемещения, деформации), статические (внутренние силы, напряжения и др.) или смешанные кинематические и статические параметры. В зависимости от выбора неизвестных узлов различают три типа МКЭ: метод перемещения, метод сил и смешанный метод. С этой точки зрения МКЭ можно рассматривать как обобщение традиционных методов структурной механики стержневых систем с учетом расчета континуальных систем.

Метод сдвига в настоящее время является наиболее распространенной формой МКЭ. Это связано с тем, что для данной конструкции легче получить кинематически определенную базовую систему метода перемещения, чем статически определенную базовую систему метода сил. Кроме того, матрица жесткости способа перемещения составляется без особых затруднений и, как правило, имеет ненагруженную или ленточную структуру.

Математическая формулировка МКЭ в форме метода смещения основана на вариационном принципе Лагранжа, т.е. Принцип минимальной потенциальной энергии системы. Наиболее важными неизвестными здесь являются перемещения узлов дискретной цепи, в то время как напряжения являются вторичными и определяются путем численного дифференцирования перемещений.

Преимущества метода включают в себя: простота реализации; удовлетворительная точность и устойчивость решения с гарантированной сходимостью к нижнему пределу. Недостатки: точность определения напряжения намного ниже, чем для перемещений, хотя напряжения важны для расчетов прочности. Поскольку приближенное решение соответствует нижнему пределу, перемещения и напряжения недооцениваются.

Принцип минимума дополнительной энергии и связанные с ним схемы МКЭ в виде силового метода, а также принцип вариации Рейсснера (смешиванный метод) широко не используется. Однако во многих случаях они могут быть эффективными, особенно в отношении расчета напряжений. Кроме того, реализация двойных вычислений, основанных на альтернативных формах МКЭ, обычно дает возможность двусторонней оценки точного решения соответствующей задачи.

Основным преимуществом МКЭ в виде силового метода является то, что наиболее важными неизвестными здесь являются напряжения. И если бы не было особых трудностей при реализации метода силы, значения напряжений могли бы быть получены с той же точностью, что и смещения в методе перемещения. Кроме того, использование принципа Кастилиано приводит к верхнему пределу для приближенного решения (т.е. напряжения слишком высоки), что в принципе лучше, чем недооцененная оценка в расчетах прочности. Однако не существует алгоритмов, которые были бы одинаково простыми и стабильными и которые гарантировали бы сходимость в обширном классе задач, таких как МКЭ, в форме метода перемещения.

Вариационная формулировка смешанного метода основана на принципе стационарности различных форм функции Рейсснера. При таком подходе сдвиги и напряжения в каждом КЭ аппроксимируются одновременно, поэтому нет необходимости переоценивать требования к непрерывности желаемых функций и их производных. Напротив, можно дать именно необходимые приближения, и поскольку смешанные принципы изменения приводят к смешанной форме взаимосвязи между напряжениями и перемещениями для конечного элемента, можно получить более точное решение.

Однако есть и серьезные недостатки. Таким образом, функция Рейсснера не является выпуклой, ее поверхность в неподвижной точке имеет вырожденную форму седла. Система для решения уравнений, соответствующих формулировке смешанного метода, не является явно положительной. Эти обстоятельства значительно затрудняют прямое использование функции Рейсснера в методе конечных элементов.

Существуют также разные гибридные формы как метода перемещения, так и метода силы. Гибридные подходы, по существу, похожи на смешанный метод. Они характеризуются тем, что значения одного типа используются в качестве фундаментальных неизвестных в

гибридных моделях в рамках конечного элемента, а значения другого или обоих типов используются независимо и в разных формах на границах элемента.

Гибридные формулировки обычно приводят к значительному усложнению алгоритма и поэтому эффективны только для ограниченного класса задач. Например, если бы гибридный силовой метод определял приближение компонентов напряжения в элементе, это привело бы к решению в традиционной форме силового метода, которое соответствует верхнему пределу. Однако аппроксимация смещений вдоль контура элемента накладывает определенные ограничения на математическую модель, снижает соответствие и тем самым сдвигает полученное решение в направлении точного. Сложность состоит в том, что можно перегружать функцию дополнительной энергии ограничениями и слегка сдвигать точное решение к нижней границе [12].

### 1.3.3 Аппроксимация

МКЭ относится к дискретным методам анализа. В отличие от численных методов, которые основаны на математической дискретизации дифференциальных уравнений, МКЭ основана на физической дискретизации рассматриваемого объекта. Реальный дизайн как сплошная среда с бесконечным числом степеней свободы заменяется дискретной моделью взаимосвязанных элементов с конечным числом степеней свободы. Поскольку число возможных дискретных моделей для области континуума не ограничено, основная задача состоит в том, чтобы выбрать модель, которая наилучшим образом соответствует этой области.

Суть аппроксимации сплошной среды по МКЭ заключается в следующем:

- 1) Рассматриваемый регион делится на определенное количество КЭ. Семейство элементов в регионе называется системой или сеткой конечных элементов.
- 2) КЭ предполагаются связанными в конечном количестве точек - узлов, расположенных вдоль контура каждого из элементов;
- 3) требуемые функции в каждом КЭ (например, распределение перемещений, деформаций, напряжений и т. д.) С использованием функций аппроксимации выражаются значениями узлов, которые являются наиболее важными неизвестными МКЭ;
- 4) Все принципы и методы, которые применяются к дискретным системам, применяются к анализу и расчету результирующей системы конечных элементов.

Аппроксимирующие функции

Аппроксимация обычно дает приблизительное, но не точное описание фактического распределения размеров, которые искажились в элементе. Поэтому результаты структурного

анализа являются приблизительными в общем случае. Вопрос о точности, устойчивости и сходимости решений, полученных из МКЭ, конечно, может быть поставлен.

Точность означает отклонение приближенного решения от точного или истинного решения. Стабильность в первую очередь определяется увеличением ошибок при выполнении отдельных арифметических операций. Нестабильное решение является результатом неудачного выбора функций аппроксимации, «плохого» деления области на КЭ, неправильного представления граничных условий и т. д. Под сходимостью мы подразумеваем постепенный подход последовательных решений к пределу, поскольку параметры дискретной модели уточняются размер элементов, функции степени приближения и т. д. В этом смысле концепция сходимости аналогична значению, которое она имеет в обычных итерационных процессах. Таким образом, в сходящемся процессе разница между последующими решениями уменьшается и стремится в пределе к нулю.

Перечисленные выше концепции показаны на рисунке 11. Здесь абсцисса указывает степень уточнения параметров дискретной модели, а ордината определяет приблизительное решение, полученное с этим уточнением. График показывает монотонный тип сходимости, при котором точность решения постоянно увеличивается [12].



Рисунок 11

### 1.3.4 Ошибки метода конечных элементов

Как следует из вышеизложенного, критерии устойчивости, сходимости и точности в основном определяются погрешностями различных типов операций, выполняемых в МКЭ. В

дополнение к обычным ошибкам округления и погрешности методов аппроксимации линейной алгебры, используемым в МКЭ, существуют также ошибки, которые непосредственно связаны с методом конечных элементов:

– Ошибки дискретизации из-за различий между фактической геометрией расчетной площади и ее аппроксимацией системой конечных элементов;

– Ошибки аппроксимации из-за разницы между фактическим распределением искомых функций в КЭ и их представлением с использованием функций аппроксимации.

Ошибки дискретизации уменьшаются с увеличением числа конечных элементов и, соответственно, с уменьшением размера и стремятся к нулю, когда размер элемента приближается к нулю. Эти ошибки уменьшаются за счет использования изогнутых элементов на соответствующих границах области. Ошибки аппроксимации не обязательно уменьшаются с уменьшением размера элемента или увеличением степени аппроксимации, поэтому они могут ухудшить сходимость к точному решению или даже привести к расхождению. Однако эти ошибки можно минимизировать, если при создании функций аппроксимации обеспечивается следующее:

1) непрерывность искомой функции и ее производных в области КЭ до степени  $m-1$  включительно ( $m$  - наибольший порядок производных искомой функции, используемых в качестве основных неизвестных в эрмитовых элементах);

2) соблюдение условий полноты, т. е. при уменьшении размера КЭ функции аппроксимации должны обеспечивать, чтобы значения искомой функции и ее производных имели тенденцию быть постоянными;

3) выполнение условий совместимости для искомой функции и отчасти их производных на границе между соседними элементами;

4) приблизительное выполнение условий совместимости неосновных переменных (например, напряжений, если наиболее важными неизвестными являются сдвиги) в пределах пределов КЭ, а также граничных условий в рассматриваемой области;

5) исключение концентрации напряжений в КЭ, если такие концентрации явно отсутствуют в рассматриваемой области;

6) Если КЭ движется как единое целое, деформации в нем не должно быть.

Полнота аппроксимационных функций необходима для того, чтобы учесть смещение КЭ как жесткого целого и обеспечить состояние постоянных деформаций в элементе. Механическая важность совместимости заключается в непрерывности наиболее важных неизвестных на соседних границах КЭ. Для сложных эрмитовых элементов соблюдение требований совместимости является более сложным. Между тем существуют случаи, когда

несовместимые элементы с быстрой сходимостью решения к точному дают очень хорошие результаты [12].

### 1.3.5 Применение МКЭ при расчете стержневых систем

В МКЭ стержневая система мысленно разбивается на отдельные части - конечные элементы, соединяющиеся между собой в узлах (рисунок 12). Узлы могут быть жесткими и шарнирными. Совокупность соединенных между собой и прикрепленных к основанию конечных элементов образует расчетную схему метода, называемую конечно-элементной схемой или конечно-элементной моделью, или просто системой элементов. Элементы и узлы конечно-элементной схемы нумеруются.

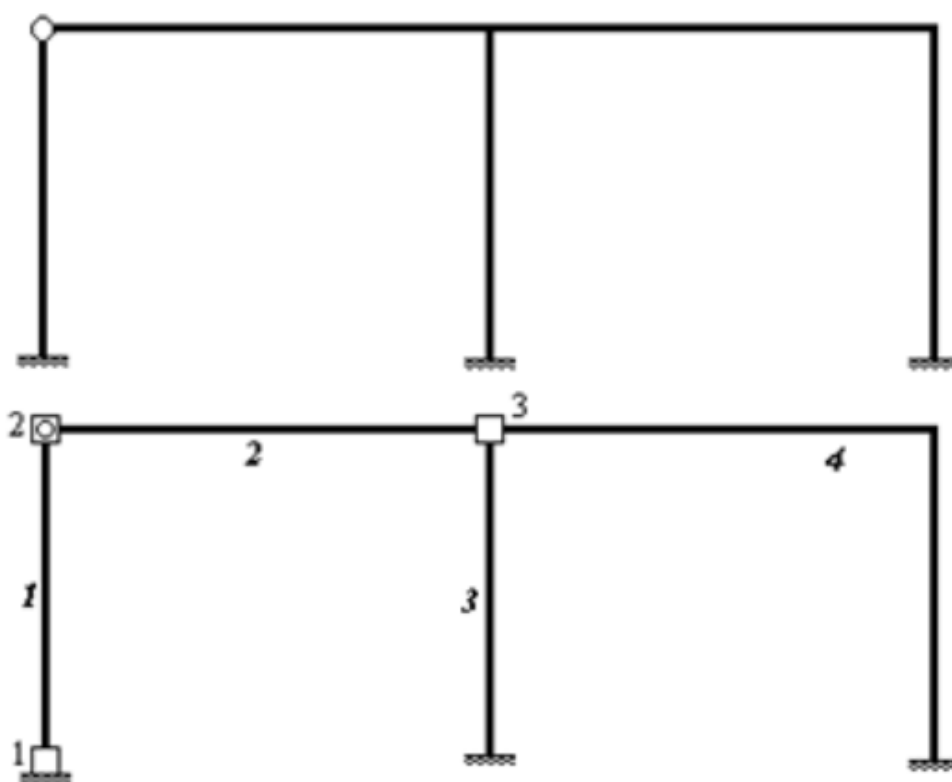


Рисунок 12

Внешняя нагрузка применяется только в узлах схемы конечных элементов. В общем случае переход от заданной нагрузки к узлу происходит следующим образом. Исходя из принципа наложения, рассматриваемое состояние базовой системы может быть представлено как сумма двух состояний (рисунок 13). В первом состоянии (задача 1) вводятся ограничения, которые препятствуют всем возможным смещениям узлов системы, подобно тому, как основная система формируется методом перемещения. Однако в этом случае продольными деформациями стержней не пренебрегают. Реакции возникают из-за влияния данных нагрузок во вставленных связях. Во втором состоянии (задача 2) узлы схемы



конечных элементов не фиксируются смещениями, но предпринимаются усилия, которые по размеру соответствуют реакциям в связях, определенных в первом состоянии, но в противоположном направлении (рисунок 13). Расчет системы в первом состоянии не сложен. Особенно, если конечно-элементная диаграмма создается так, что элементы представляют собой отдельные столбцы (элементы 1, 2 и 3 на рисунке 13), для каждого из этих элементов существует табличное решение, с помощью которого можно определить реакции в связях. и внутренние диаграммы могут создавать усилия по всей их длине. Для расчета системы во втором состоянии, т.е. для решения задачи 2 используется метод конечных элементов. Окончательное решение проблемы является суммой решений этих двух проблем.

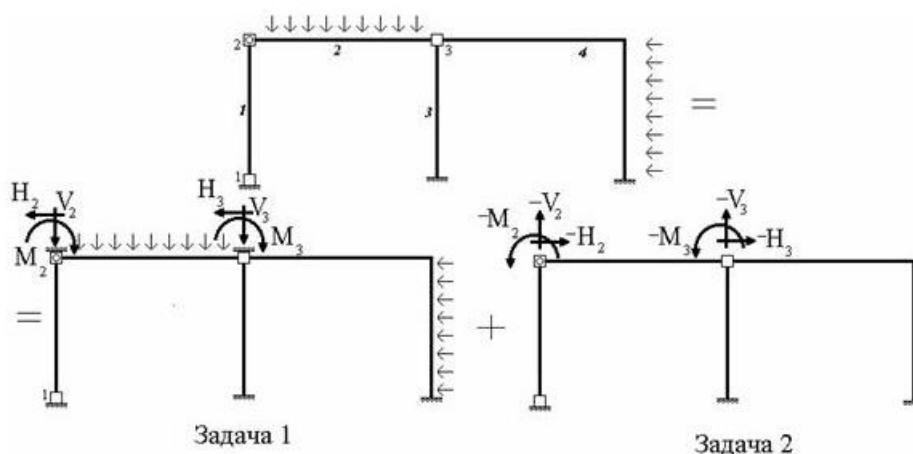


Рисунок 13

В задаче 2 силы, действующие на элемент, используются только в узлах. В этом случае смещения узлов элемента, которые рассматриваются отдельно (рисунок 14), четко определяют силы и смещения в любой точке этого элемента. Как известно, решение такой проблемы может быть найдено именно для стержневых систем.

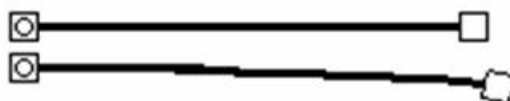


Рисунок 14

Каждый конечный элемент, взятый отдельно от системы, должен быть настолько простым, чтобы можно было легко определить смещения и силы в каждом сечении стержня элемента по заданным смещениям его узлов. Соотношение между движениями узлов элементов и силами в них регулируется с помощью матрицы жесткости элементов. Количество движений узла элемента, которые однозначно определяют состояние

конкретного элемента, называется числом степеней свободы элемента. Определяется по формуле:

$$n_{ст.св.} = 2 \cdot n_{ш} + 3 \cdot n_{ж} \quad (1)$$

где  $n_{ш}$  - число шарнирных узлов в элементе, а  $n_{ж}$  - число жестких узлов в элементе.

Если узел является шарниром, его положение в плоскости может характеризоваться двумя линейными движениями, например, в вертикальном и горизонтальном направлениях. В случае жесткой единицы, вращение должно быть установлено в дополнение к линейным перемещениям.

На рисунке 15 первый элемент характеризуется четырьмя степенями свободы, поскольку он содержит два шарнирных узла. При отсутствии нагрузки положение в плоскости любой точки этого элемента не только применяется в самих узлах, но и определяется четырьмя параметрами - двумя вертикальными и двумя горизонтальными перемещениями узлов элемента. Второй элемент имеет пять степеней свободы - вращение в одном из узлов добавляется к четырем линейным перемещениям. Третий элемент имеет шесть степеней свободы, которые соответствуют четырем линейным и двум угловым смещениям.

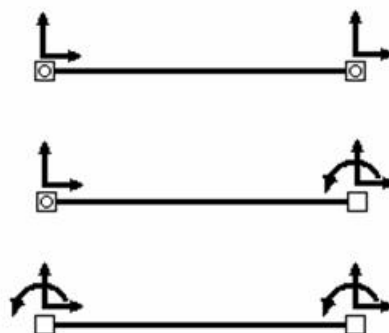


Рисунок 15

Аналогично, для всей схемы конечных элементов вводится матрица жесткости системы или матрица глобальной жесткости, которая показывает взаимосвязь между движениями узлов системы и силами в них, а также количество степеней свободы системы или общее число степеней свободы - число Движения системного узла, достаточные для того, чтобы знать - зафиксировано Четко определить состояние всей системы. Оно также определяется по формуле (1), в которой  $n_{ш}$  - число шарнирных узлов, а  $n_{ж}$  - число жестких узлов во всей конечно-элементной схеме.

Например, конечно-элементная схема висячей системы, изображенной на рисунке 16, содержит в себе 28 шарнирных узлов, следовательно, характеризуется 56 степенями свободы.

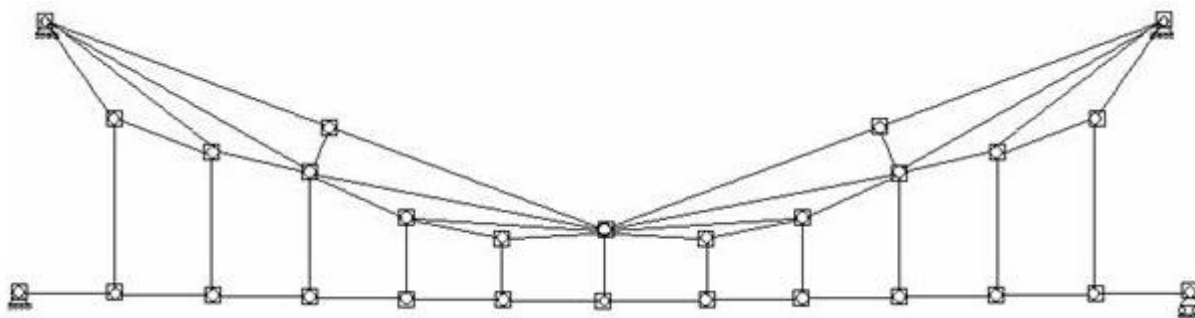


Рисунок 16

В конечно-элементной схеме балки (рисунок 17) используются один жесткий и три соединительных узла. Поэтому эта схема характеризуется  $3 \times 2 + 1 \times 3 = 9$  степенями свободы.

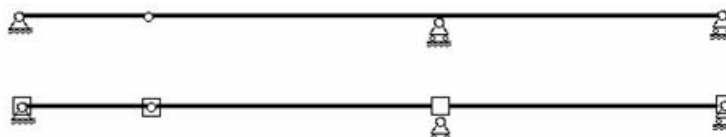


Рисунок 17

Для всех элементов, составляющих схему конечных элементов, должны быть построены матрицы жесткости элементов. Готовые матрицы жесткости для элементов различных типов хранятся в программных комплексах, которые реализуют алгоритм метода конечных элементов.

На практике готовые матрицы жесткости используются для элементов только трех типов при расчете систем плоских стержней: простые стержни с двумя жесткими узлами, двумя узлами шарнира, одним жестким и одним шарнирным узлом (рисунок 15). В этом случае, когда система стержней разбивается на элементы, узлы вводятся на стыках и перегибах стержней, в опорах, шарнирах и на свободных концах удлинительных стержней. В принципе, узел может быть введен в любой другой точке, например, в точках приложения сосредоточенных сил.

Другие элементы могут быть использованы в образовательных целях (рисунок 18), в том числе те, которые содержат опорные анкеры.

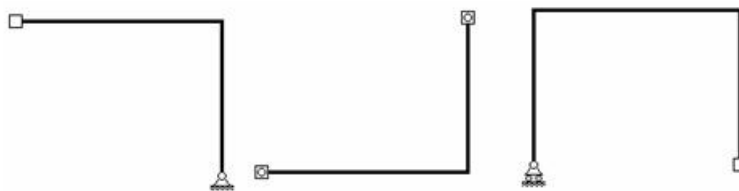


Рисунок 18

Матрица жесткости системы формируется из построенных матриц жесткости элементов. Для этой цели все матрицы жесткости элементов и матрица жесткости системы должны быть сформированы в единой системе координат, которая называется глобальной системой координат. Следующая глобальная система координатных координат традиционно используется для расчета систем плоских стержней (рисунок 19): ось 1 направлена вправо, ось 2 направлена вверх, ось 3 направлена против часовой стрелки.

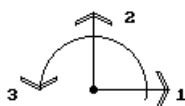


Рисунок 19

Матрицы жесткости элементов могут быть сформированы в их собственных локальных системах координат и сохранены в памяти компьютера, которые обычно отличаются от глобальной системы координат. В этой ситуации эти матрицы должны быть переставлены с использованием специального метода для глобальной системы координат.

Поскольку матрица жесткости системы устанавливает связь между силами, действующими на ее узлы, и смещениями ее узлов, имеет построенную матрицу жесткости системы и знает нагрузку на внешний узел, можно найти смещения всех узлов схемы конечных элементов. Это требует решения системы линейных алгебраических уравнений. Порядок этой системы соответствует числу ее степеней свободы.

Используя известные смещения узлов системы для каждого элемента с использованием доступных матриц жесткости элементов, внутренние силы в элементах могут быть определены из воздействия нагрузки на узлы (задача 2). Как уже упоминалось, окончательное решение проблемы ищется как сумма решений для задачи 1 и задачи 2.

Таким образом, метод конечных элементов в этой форме аналогичен методу перемещений, поскольку сначала определяются перемещения узлов системы, а затем определяются деформации и силы в стержнях. Можно реализовать метод конечных элементов в форме силового метода, но он имеет ряд существенных недостатков и поэтому является в значительной степени чисто научным, но не практичным.

Таким образом, расчет базовой системы с использованием метода конечных элементов в форме метода смещения состоит из следующих этапов [12]:

1. Создание конечно-элементной схемы (деление системы на элементы и их нумерация).
2. Снижение определенной внешней нагрузки до нагрузки на узел.
3. Формирование матриц жесткости всех элементов системы в локальных системах координат и их преобразование в глобальную систему координат.
4. Формирование глобальной матрицы жесткости, системы уравнений метода конечных элементов и ее решение.
5. Определение усилий в элементах от влияния нагрузки на узел.
6. Определение конечных значений усилий в элементах, добавив решения проблем 1 и 2.

#### 1.4 Пакеты прикладных программ

##### 1.4.1 Программа ANSYS

Среди программ, реализующих метод конечных элементов, наиболее развитым и всеобъемлющим является пакет ANSYS [11], который, среди прочего, позволяет учитывать и пьезоэлектрические свойства материалов, являющихся ключевым материалом для преобразователей.

Перечислим основные этапы решения задач в рамках ANSYS и кратко охарактеризуем каждый из них:

1. Построение конечно-элементной модели задачи.
2. Выбор типа проводимого анализа и его опций, задание возбуждающих и прочих нагрузок, граничных и ограничивающих условий и, собственно, получение решения.
3. Просмотр и обработка результатов.

Построение конечно-элементной модели начинается с построения геометрии расчетной области. Программа представляет множество удобных механизмов построения: создание ключевых точек, линий и замкнутых областей в одномерном, двумерном и трехмерном пространстве. Для построения двумерных и трехмерных областей также применяются геометрические примитивы: круги, цилиндры параллелепипеды и т.д., а также набор булевских операций по сложению, вычитанию, пересечению и т.д. построенных областей.

Далее с каждой построенной областью нужно связать свойства среды, определяющие физику рассматриваемых в ней явлений. Это достигается выбором типа конечных элементов

для данной области. Библиотека ANSYS содержит большое число типов конечных элементов, предназначенных для решения различных задач. Среди них, например, имеются элементы, предназначенные для моделирования систем с сосредоточенными параметрами, такие как грузики на пружинках, элементы для решения температурных, электрических, упругих и других задач. Большинство элементов требуют задания материальных свойств среды, динамику процессов в которой они моделируют. Некоторые элементы требуют задания дополнительных параметров, так называемых реальных констант. Это может быть, например, площадь поперечного сечения одномерного элемента и другие параметры. Как правило, с каждым типом элементов связан определенный набор его степеней свободы. Для некоторых типов элементов, например, для элементов, описывающих связанные поля существует несколько наборов степеней свободы. Выбор нужного набора осуществляется с помощью специальных ключевых опций элемента (KEYOPT).

Среда может обладать изотропными или анизотропными свойствами. Каждый тип элемента имеет свою собственную элементную систему координат, определенным образом ориентированную относительно глобальной декартовой системы координат.

Для анизотропной среды материальные свойства описываются тензорами различного ранга. Число ненулевых компонент, а также отличных друг от друга компонент, зависит от системы координат, в которой они описываются. Наиболее простой вид материальные тензорные величины имеют в системе координат, отражающей симметрию свойств среды. Это – элементная система координат. Подчеркнем, что именно в этой системе координат и задаются свойства анизотропной среды. Если ориентация элементной системы координат отличается от принятой по умолчанию, то при задании свойств анизотропного материала в ANSYS, необходимо задать эту другую ориентацию. Программа затем преобразует вводимые тензорные величины к глобальной декартовой системе координат, в которой рассматривается решение всей задачи.

Набор материальных свойств, набор реальных констант, тип конечного элемента и если необходимо, элементная система координат составляют так называемые атрибуты расчетной области, которые задаются с помощью различных команд ANSYS.

Следующий шаг в создании модели – это построение конечно-элементной сетки во всей расчетной области. Существуют различные механизмы управления этим процессом, например, сетка может быть регулярной, произвольной или адаптивной.

Можно изменять длину ребра элемента, включать и отключать контроль за формой элементов в сетке и т.д. Отметим, что построение приемлемой сетки, особенно для трехмерных областей, является трудоемким и сложным процессом и во многом зависит от опыта программиста. После задания атрибутов сетки мы даем указание программе построить

сетку в расчетной области. На этом процесс создания конечно-элементной модели можно считать завершенным.

Программа ANSYS позволяет применять различные типы анализа построенной модели. Наиболее часто используемые типы анализа;

- статический анализ – получение установившегося решения при независимых от времени нагрузках и граничных условиях;
- гармонический анализ – получение установившегося решения при гармонически изменяющихся во времени с определенной частотой нагрузках и граничных условиях;
- модальный анализ – нахождение собственных частот и соответствующих им собственных форм колебаний тел конечных размеров – решение однородной краевой задачи;
- анализ переходных процессов – получение решения при произвольно зависящих от времени нагрузках и граничных условиях.

Выбор типа анализа осуществляется специальными командами ANSYS. Кроме того, необходимо задать опции анализа, разные для разных типов анализа. Например, в гармоническом анализе необходимо задать частотный интервал, а также число точек в частотном интервале, для которых будет получено решение.

Следующий шаг – это задание граничных условий, условий закрепления различных частей рассчитываемой конструкции, возбуждающие колебания нагрузки, условия симметрии задачи и т.д. После чего задача отправляется на выполнение.

В программе ANSYS предусмотрено множество средств для просмотра и обработки результатов расчетов. Постобработка производится в основном в двух постпроцессорах:

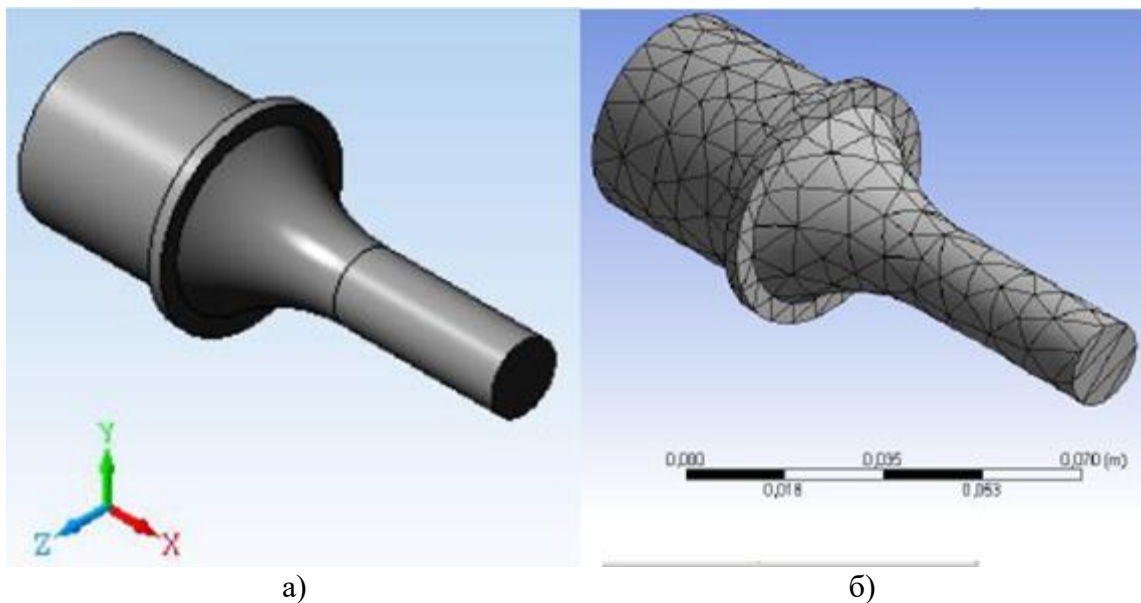
- POST1 – просмотр результатов в определенный момент времени или, например, на определенной частоте для гармонического анализа;
- POST26 – просмотр результатов во времени или, например, диапазоне частот для гармонического анализа.

POST1 содержит мощное средство визуализации во времени динамики полей и деформаций – анимацию. Анимация может быть неоценимым помощником инженера при конструировании устройств различной сложности и различного направления [3].

Существующие методики расчета ультразвуковых колебательных систем позволяют получить только приблизительные параметры отдельных конструктивных элементов. Кроме того, использование эмпирических формул с привлечением экспериментальных результатов весьма трудоемко и требует громоздких вычислений и затрат. Проверить расчетные значения возможно лишь изготовить колебательную систему и измерив её параметры.

Теоретически исследованы ультразвуковые излучатели для локализации энергетического воздействия [9].

Представлена феноменологическая модель ультразвуковой колебательной системы, позволяющая определить оптимальные мощностные режимы ультразвукового оборудования с максимальным коэффициентом преобразования энергии (Рисунки 20 и 21) [2].



а)

б)

а) твердотельная модель,

б) модель с автоматически созданной сеткой конечных элементов

Рисунок 20 – Модель ультразвукового излучателя, выполненная методом конечных элементов

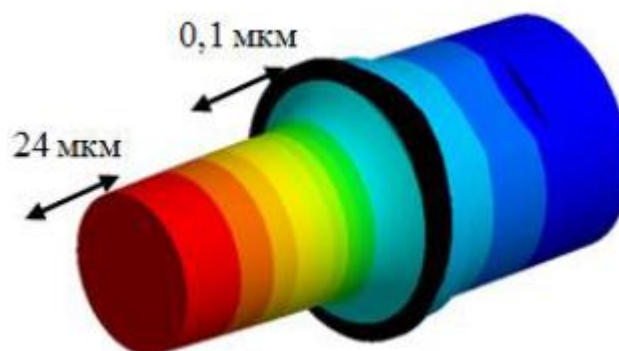


Рисунок 21 – Результаты моделирования ультразвукового концентратора сварочного аппарата

Специфика проектирования и расчета микромеханики обусловлена прежде всего масштабным фактором, который проявляется в возрастающей роли поверхностных сил трения и адгезии по сравнению с объемными инерционными силами, а также в ухудшении теплоотвода из рабочей зоны. При моделировании микромеханических систем принципиально важными становятся условия сопряжения деталей, в то время как в обычных машинах соотношение поверхностных и объемных сил не является столь актуальным и не



учитывается в традиционной практике расчета и конструирования их деталей. Поверхностные эффекты могут увеличить трение до такой степени, что вся выходная мощность устройства будет сводиться к преодолению сил трения. Моделирование микромеханических систем требует тщательной формулировки контактных условий и становится эффективным, когда для анализа физических процессов используются компьютерные методы, базирующиеся на конечно-элементном решении дифференциальных уравнений, описывающих эти процессы.

Конструкционные задачи микромеханики отличаются также сложными механическими и контактными характеристиками материалов. Поскольку микроэлектронные технологии основаны на использовании кремния и его оксидов, механические и трибологические характеристики которых достаточно низки, для повышения эксплуатационных свойств различных элементов микросистем применяются специальные сверхтонкие покрытия или проводится особая модификация поверхностного слоя методами ионной имплантации или лазерной обработки. Проектирование МЭМС, таким образом, требует не только совместных усилий специалистов в области механики и электроники, но и дополнительных исследований, позволяющих корректировать модельные представления о проектируемых изделиях.

Важность компьютерного проектирования обусловлена высокой ценовой ответственностью этого этапа за каждый следующий шаг в жизненном цикле изделия. Обычно издержки на проектирование МЭМС составляют 10 % от общей стоимости изделия, но оно несёт ответственность за 70-80 % его общей стоимости в связи с высокой стоимостью и трудоемкостью изготовления опытных образцов для микросистем. Инструмент компьютерного исследования. Инструментом компьютерного исследования послужил программный комплекс ANSYS в междисциплинарной конфигурации. Наличие всех необходимых модулей и развитых решателей позволяет достаточно точно прогнозировать поведение МЭМС средствами ANSYS, что широко используется исследователями при проверке сложных моделей поведения микромеханических конструкций с учетом эффектов трения и остаточных деформаций.

#### 1.4.2 Программа NX Advanced Simulation

Большинство конструкций в процессе эксплуатации испытывает воздействие переменных во времени нагрузок, поэтому создание нового конкурентоспособного изделия, отвечающего критериям надежности и безопасности, в современных условиях требует, помимо статического анализа, выполнения динамического анализа. Динамический анализ – это анализ отклика конструкции на внешнее переменное во времени воздействие. Предметом

динамического анализа является определение отклика конструкции в виде перемещений, скоростей, ускорений, реакций, деформаций и напряжений как функций от времени.

Основными целями исследования динамического поведения конструкций являются:

- оценка вибропрочности, устойчивости и выносливости конструкций;
- использование результатов динамического анализа в виде истории нагружения для проведения анализа усталостной прочности конструкции при циклических воздействиях;
- конструктивные усовершенствования и/или оценка возможности использования дополнительных элементов конструкции для уменьшения уровня вибрации и исключения возникновения резонанса на рабочих режимах;
- разработка мероприятий виброзащиты, необходимых для снижения неблагоприятного воздействия вибраций на технический персонал, непосредственно обслуживающий оборудование.

Альтернативой натурным испытаниям конструкций, которые требуют значительных временных и финансовых затрат, на сегодняшний день может быть численное моделирование посредством современных программных продуктов, предназначенных для проведения различного рода анализов. Появление и постоянное развитие вычислительных комплексов, основанных на КЭ моделировании, делает возможным решение широкого спектра сложных динамических задач без прибегания к экспериментальным методам.

В качестве одного из таких инструментов рассматривается NX Advanced Simulation на базе промышленного решателя NX Nastran для определения выбора материала контактных механических пар системы пьезоактюатора [6].

Основные шаги при выполнении инженерного анализа с помощью метода конечных элементов (рисунок 22) – это:

1. создание геометрической модели объекта (CAD). Этот этап позволяет создать реальную физическую модель исследуемого объекта и параметризовать ее;
2. создание идеализированной модели (i-part). Этот этап соответствует переходу от реальной физической модели к измененной (упрощенной) математической модели. Очевидно, что математические модели имеют бесконечное число степеней свободы, что влечет за собой практическую не реализуемость решения поставленной задачи для сложной модели;
3. создание дискретной модели (FEM), что соответствует ограничению числа степеней свободы, то есть происходит дискретизация идеализированной модели. На этом этапе задаются физические свойства материалов и устанавливаются параметры сетки разбиения модели;

4. решение системы разрешающих уравнений, которые соответствуют выбранному типу анализа;
5. анализ результатов, в виде построения графиков, диаграмм, таблиц и отчетов.

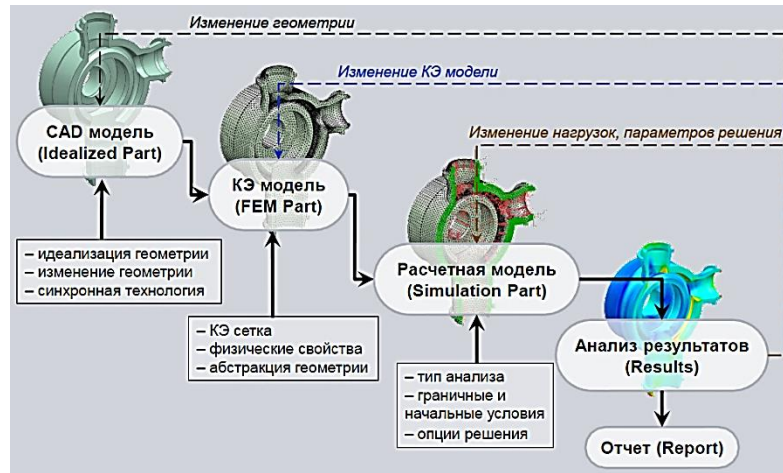


Рисунок 22 – Алгоритм построения модели в NX Advanced Simulation [6]

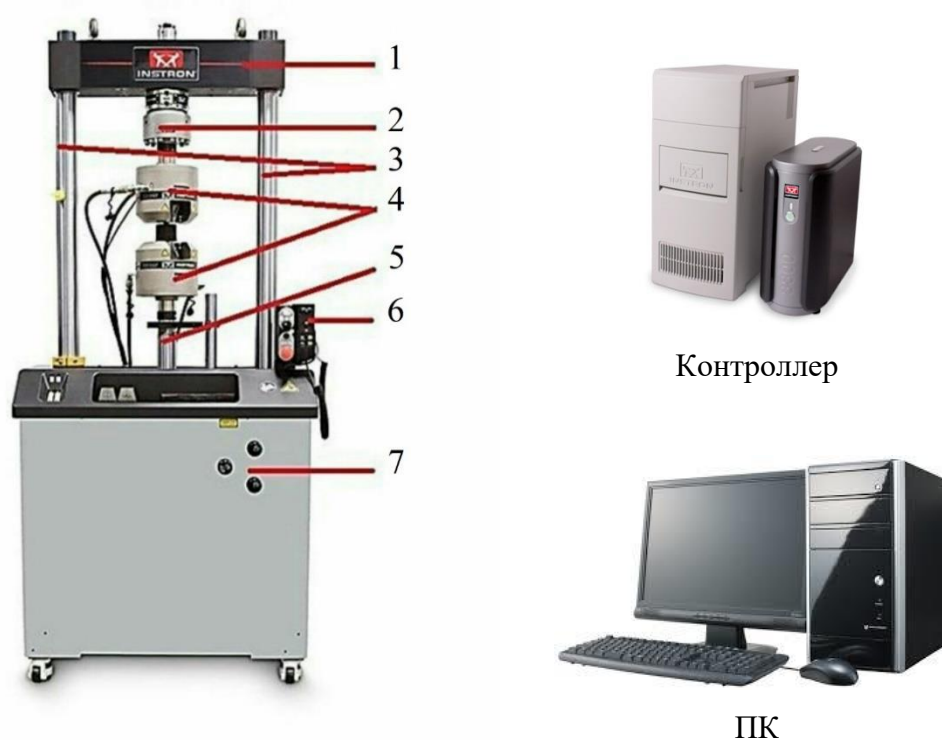
## ГЛАВА 2. Экспериментальные исследования

Для получения достоверных данных при моделировании пьезопривода, необходимо при расчете использовать свойства материалов, которые применяются при изготовлении элементов конструкции пьезодвигателя. Для определения механических свойств материалов проведены экспериментальные исследования.

### 2.1 Испытательное оборудование

Экспериментальные исследования образцов материалов элементов конструкции пьезоэлектрического двигателя проводилось на усталостной испытательной системе Instron 8801 (далее – Установка) [17].

Данная Установка предназначена для проведения статических и динамических испытаний образцов различных материалов. Установка и ее элементы представлены на рисунке 23.



Испытательный стенд

1 – Перекладина, 2 – Тензодатчик, 3 – Колонны, 4 – Захваты, 5 – Шток, 6 – Пульт управления, 7 – Управление подъемом и зажимом траверсы

Рисунок 23 – Усталостная испытательная система Instron 8801

## 2.2 Методика проведения испытания

Для проведения экспериментальных исследований необходимо подготовить Установку к испытаниям. Оператор включает испытательный стенд, контроллер и ПК. При загрузке программного обеспечения (ПО) Установки на мониторе ПК отображается информация о согласованной работе испытательного стенда и контроллера.

Оператор перед началом испытания настраивает высоту траверсы так, чтобы хватило свободного хода нижнего подвижного захвата для проведения испытания. Далее оператор фиксирует испытываемый образец в захватах испытательного стенда.

В зависимости от типа проводимого испытания ПО Установки разделено на два блока: «Bluehill» для статических испытаний (испытания на растяжение, изгиб, сжатие, релаксацию и ползучесть) и «WaveMatrix» для циклических испытаний.

Оператор определяет тип испытания и настраивает ПО: задает метод испытания, размер образца, направление, нагрузку, критерии останова испытания. Перед началом испытания оператор проводит балансировку для обнуления показателей отслеживаемых параметров. Далее необходимо настроить вид выводимой информации по эксперименту: табличные и графические данные.

Оператор запускает испытание, испытание завершается, на экране монитора отображается информация по эксперименту. Оператор через команду ПО освобождает образец из захватов и удаляет его. Далее с помощью кнопки возврата захваты возвращаются в первоначальное положение, таким образом, испытательный стенд готов к следующему испытанию. После проведения серии испытаний оператор сохраняет проект, формирует и сохраняет отчет исследований. При завершении экспериментальных исследований оператор выключает испытательный стенд, контроллер и ПК.

## 2.3 Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования проводились в соответствии со стандартом ГОСТ 1497 [7]. Для элементов конструкции пьезодвигателя используются следующие материалы: сталь марки 40Х и дюралюминий марки Д16.

Экспериментальные исследования проводились в соответствии с методикой проведения испытаний на усталостной испытательной системе Instron 8801. Для экспериментальных исследований было отобрано 4 образца стали марки 40Х и 6 образцов дюралюминия марки Д16.

Экспериментальный образец фиксировался в захватах стенда. Образец равномерно растягивался с постоянной скоростью до разрушения. Скорость испытания составляла 15 мм/мин.

На рисунках 24 и 25 и в таблицах 2 и 3 представлены результаты экспериментальных исследований образцов выбранных материалов.



Цифрами указаны номера образцов

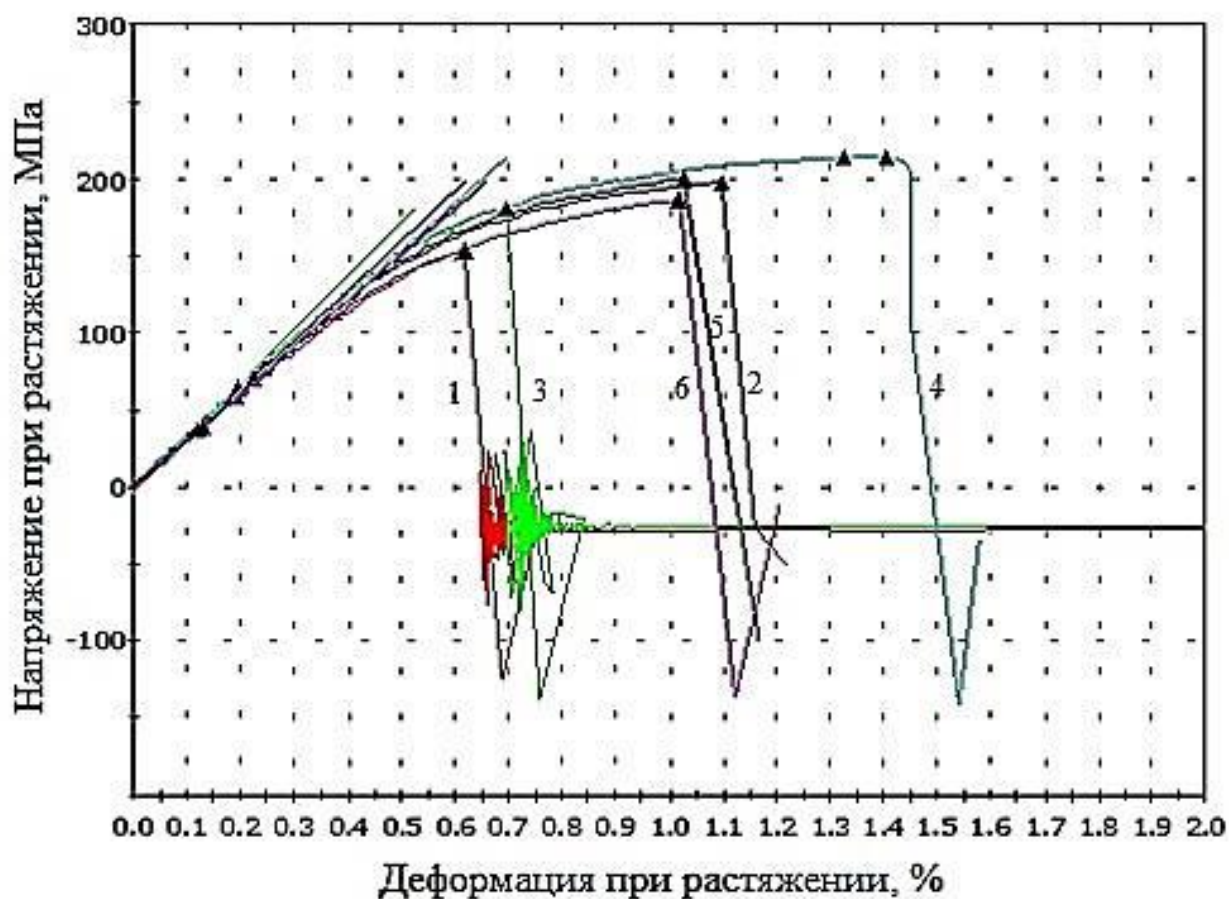
Рисунок 24 – Зависимость напряжений от деформации для образцов стали 40X

Таблица 2 – Результаты испытаний образцов стали 40X

№	Макс нагрузка, Н	Удлинен при макс нагрузке, мм	Модуль Юнга, ГПа	Напряжение при макс нагрузке, МПа	Деформация при макс нагрузке, %	Истинное напряжение при макс нагрузке, МПа	Напряжение при разрыве, МПа	Деформация при разрыве, %	Коэф Пуассона
1	4712,8	46,3	133,2	273,9	31,93	361,5	270,4	40,46	0,26
2	4694,3	44,8	121,1	272,9	30,91	357,3	227,8	46,37	0,31
3	4751,1	39,1	127,7	276,2	26,89	350,5	164,9	27,02	0,39
4	4751,5	39,1	127,5	276,3	26,95	350,7	276,3	26,95	0,33
	4727,4	42,3	127,4	274,3	28,5	354,5	234,7	35	0,32

Таблица 3 – Результаты испытаний образцов дюралюминия Д16

№	Макс нагрузка, Н	Удлинение при макс нагрузке, мм	Деформация при макс нагрузке, %	Макс напряжение, МПа	Деформация при разрыве, %	Модуль Юнга, МПа
1	1457,83	0,168	0,12393	154,097	12,39	30981,85
2	2036,32	0,286	0,01169	200,139	1,03	32751,22
3	1854,69	0,203	0,06693	180,970	6,69	34931,34
4	2018,11	0,367	0,01577	214,040	1,40	30543,15
5	1925,63	0,311	0,01223	197,618	1,10	29807,98
6	1889,23	0,286	0,01206	186,038	1,02	30648,86
	1863,64	0,270	0,04043	188,817	3,94	31610,73



Цифрами указаны номера образцов

Рисунок 25 – Зависимость напряжений от деформации для образцов дюралюминия Д16

В результате проведенных экспериментальных исследований определены механические характеристики материалов элементов конструкции пьезоэлектрического двигателя, которые будут использоваться при исследовании напряженно-деформированного состояния конструкции пьезоэлектрического двигателя с использованием пакетов прикладных программ.

### 3.1 Постановка задачи

Расчетная модель пьезодвигателя включает корпус, толкатель, крышку, винт, упругий элемент и вставки.

В общем случае состояние этой механической системы описывается линейной системой уравнений механики сплошных сред. Область пространства  $\Omega$ , которую занимает данная механическая система, имеет сложную топологию и разделена на конечное число подобластей  $\omega_m$ ,  $\Omega = \sum_m \omega_m$ . В каждой подобласти  $\omega_m$  определены физико-механические свойства материала, такие, как модуль упругости, коэффициент Пуассона, плотность и т.д. Тогда для точки  $\bar{x} \in \Omega$ ,  $\bar{x} = (x_1, x_2, x_3)$  записывается следующая система уравнений [5, 10]:

$$\frac{\partial}{\partial x_k} \left( \partial_{kj} \left( \delta_{ij} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right) = 0; \quad (2)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (3)$$

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}(\varepsilon_{ij}), \quad (4)$$

где  $\delta_{ij}$  – символ Кронекера;  $u_i$ ,  $\sigma_{ij}$ ,  $\varepsilon_{ij}$  – компоненты вектора перемещения, второго тензора напряжений Пиолы – Кирхгофа и тензора деформаций.

Уравнение (2) представляет баланс сил, приложенных к элементарному объему. Компоненты тензора деформаций представлены выражением (3). Выражение (4) устанавливает связь между напряжениями и деформациями (закон Гука).

Материалы всех элементов конструкции предполагаются изотропными и линейными. Тогда закон Гука (4) для этих подобластей  $\omega_m$  имеет вид

$$\sigma_{ij} = \frac{E_m}{2(1+\nu_m)} \left( \varepsilon_{ij} + \frac{\nu_m}{1-2\nu_m} \delta_{ij} \varepsilon_{kk} \right), \quad (5)$$

где  $E_m$ ,  $\nu_m$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона  $m$ -го материала.

Система уравнений (2)-(5) дополняется граничными условиями. На закрепленных границах ставится условие

$$u_i(\bar{x}) = 0, \quad \bar{x} \in S_1, \quad (6)$$

а на остальных границах – условие

$$n_k \sigma_{kj} \left( \delta_{ij} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = 0, \quad \bar{x} \in S_2, \quad (7)$$

где  $S_1$ ,  $S_2$  – границы области  $\Omega$ .



Задача решалась методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS.

### 3.2 Разработка CAD модели

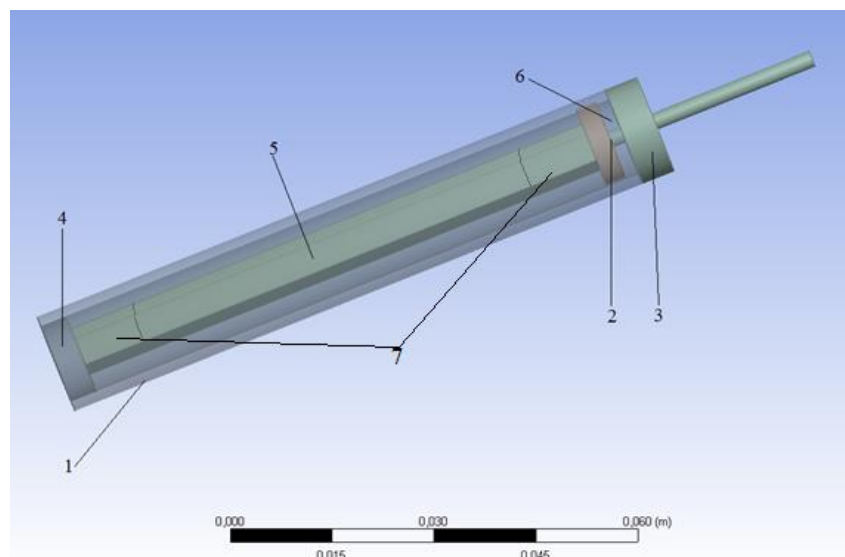
Пьезодвигатель состоит из корпуса, прижимного винта, пьезопакета, щеки с излучателем, толкателя и упругой прокладки, на рисунке 26 приведена аналогичная конструкция пьезодвигателя на основе АПМ 2-7 [23]. CAD модель конструкции пьезодвигателя на основе АПМ 2-22 представлена на рисунке 27, которая состоит из следующих конструктивных элементов: корпус, прижимной винт, пьезопакет, вставки, крышка, толкатель и упругий элемент.

Влияние пьезопакета на корпус и на остальные элементы пьезодвигателя моделировалось граничными условиями (закрепления нижней грани корпуса) и силовым воздействием на вставки (сила, развиваемая пьезопакетом). Поскольку задача осесимметричная, включая геометрию объекта, нагрузки и граничные условия, поэтому для оптимизации расчетного процесса принято решение рассмотреть задачу в двумерной постановке (Рисунок 28).



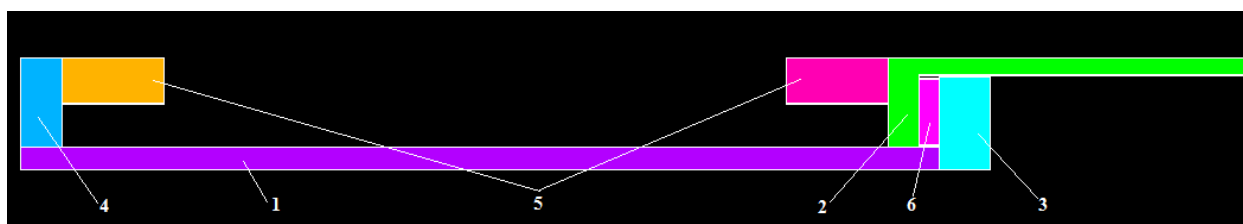
1 – толкатель, 2 – корпус МЛП, 3 – выводы датчика силы, 4 – выводы пьезоактюатора,  
5 – пьезоактюатор АПМ 2-7, 6 – датчик силы

Рисунок 26 – Пьезодвигатель [23]



1 – корпус, 2 – толкатель, 3 – крышка корпуса, 4 – поджимной винт,  
5 – пьезопакет, 6 – упругий элемент, 7 – вставки

Рисунок 27 – CAD модель конструкции пьезодвигателя



1 – корпус, 2 – толкатель, 3 – крышка корпуса, 4 – поджимной винт,  
5 – вставки, 6 – упругий элемент

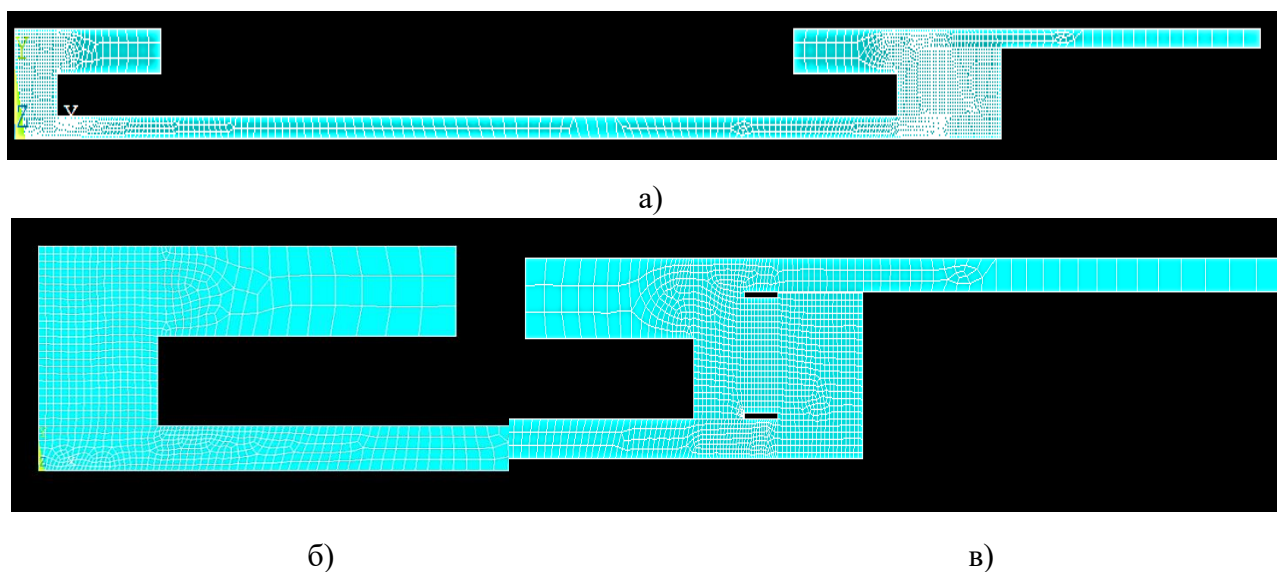
Рисунок 28 – Упрощенная CAD модель конструкции пьезодвигателя

### 3.3 Разработка конечно-элементной модели

На основе геометрической модели была построена конечно-элементная модель (КЭМ). Для наглядного отображения напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции при их нагружении, в местах наиболее вероятных максимальных напряжений были уменьшены размеры элементов. На рисунке 29 представлена КЭМ конструкции пьезодвигателя, которая состоит из 16373 узлов и 5032 элемента. Для элементов пьезодвигателя использовался двумерный элемент объемного НДС Plane42 с указанием толщины элементов.

Разработана модель математического расчета механической системы пьезодвигателя с целью определения материалов и геометрических размеров элементов для уменьшения массы конструкции пьезодвигателя. Для упругого элемента материал изготовления – жесткая

резина. Для остальных элементов конструкции рассматривались следующие материалы: сталь и алюминиевый сплав.



а) КЭМ пьезодвигателя; б) зона вставка-прижимной винт; в) зона вставка-толкатель

Рисунок 29

Свойства материалов, используемые для расчёта, представлены в таблице 4. Данные по стали и алюминиевому сплаву получены экспериментально. Данные по резине справочные.

Таблица 4 – Свойства материалов

Материал	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Модуль упругости, ГПа	Коэффициент Пуассона
Алюминий Д16	2770	61	0,33
Сталь Х40	7900	127,4	0,32
Упругий элемент	1190	$5 \cdot 10^{-3}$	0,45

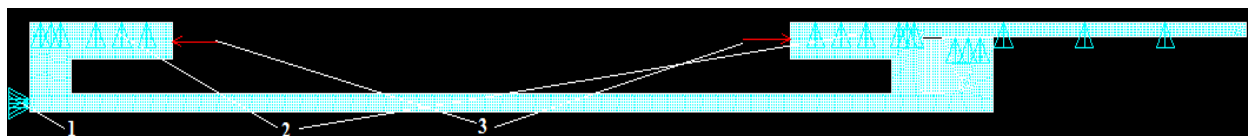
Следующим этапом построения расчетной модели является приложение нагрузок и граничных условий.

В реальных условиях крышка прикручена к корпусу пьезодвигателя. В корпус установлены склеенные между собой упругий элемент с толкателем и пьезопакет со вставками. Данные элементы внутри корпуса прижаты к крышке с помощью прижимной винта. Для реализации в расчетной модели реальных условий закрепления элементов конструкции склеены между собой следующие поверхности:

- правая вставка, толкатель и упругий элемент;
- упругий элемент, крышка, корпус, прижимной винт и левая вставка.

Таким образом, в расчетной модели реализовано перемещение толкателя от силового воздействия пьезопакета. Величина силового воздействия от пьезопакета определена в соответствии с паспортными данными изделия равнялась 1000 Н [1]. В КЭМ сила приложена к боковым поверхностям вставок (Рисунок 30).

Так как в модели учтена только часть конструкции, на верхних гранях прижимного винта, вставок, толкателя, упругого элемента и крышки указано условие симметрии модели. Левая грань корпуса пьезодвигателя ограничена по оси X (Рисунок 30).



1 – ограничение корпуса; 2 – условие симметрии; 3 – силовое воздействие пьезопакета

Рисунок 30 – КЭМ. Нагрузки и граничные условия

### 3.4 Результаты моделирования

Рассматривалась конструкция пьезодвигателя. В качестве материалов для элементов системы использовались: сталь, алюминиевый сплав и резина. Расчет проведен для конструкции пьезодвигателя со следующими комбинациями материалов (упругий элемент – материал резина во всех случаях): все элементы модели, выполнены из алюминиевого сплава; все элементы модели, выполнены из стали; корпус и крышка, выполнены из алюминиевого сплава, все остальные элементы – сталь.

Цель исследования состояла в уменьшении массы пьезодвигателя. Для этого рассмотрены три варианта комбинации материалов. В каждом варианте рассмотрено 10 модификаций элементов конструкции пьезодвигателя:

1. Конструкция пьезодвигателя с первоначальными размерами элементов;
2. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 1,25 мм;
3. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 1 мм;
4. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 0,5 мм;
5. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 1 мм, толщина крышки 4 мм;
6. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 1 мм, толщина крышки 3 мм;
7. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 1 мм, толщина крышки 2 мм;
8. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 1 мм, толщина крышки 3 мм, толщина винта 3 мм;

9. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 1 мм, толщина крышки 3 мм, толщина винта 2,5 мм;

10. Измененная конструкция пьезодвигателя, толщина корпуса 1 мм, толщина крышки 3 мм, толщина винта 2 мм.

Масса и размеры пьезопакета остались неизменны, потому что пьезопакет АПМ -2-22 является оптимальным по своим характеристикам.

Результаты моделирования приведены в таблицах 5 – 7.

Таблица 5 – Все элементы конструкции пьезодвигателя сделаны из алюминиевого сплава Д16

№ случая	Максимальные напряжения, МПа		Максимальные деформации, %		Перемещения, мкм	Масса, г
	Зона	Значение	Зона	Значение		
1	Вставка-винт	34,2	Вставка-винт	0,2	23,5	6,87
2	Вставка-винт	38,9	Вставка-винт	0,2	26,8	6,25
3	Вставка-винт	39,6	Вставка-винт	0,2	31,8	5,62
4	Вставка-винт	39,8	Вставка-винт	0,2	56,6	4,38
5	Вставка-винт	39,6	Вставка-винт	0,2	32,2	5,45
6	Вставка-винт	39,6	Вставка-винт	0,2	33,5	5,28
7	Вставка-винт	39,7	Вставка-винт	0,2	51,5	5,11
8	Вставка-винт	54,1	Вставка-винт	0,3	35,5	5,11
9	Вставка-винт	64,2	Вставка-корпус	0,4	40	5,03
10	Винт-корпус	87,2	Винт-корпус	0,5	45,7	4,95

Таблица 6 – Все элементы конструкции пьезодвигателя сделаны из стали 40Х

№ случая	Максимальные напряжения, МПа		Максимальные деформации, %		Перемещения, мкм	Масса, г
	Зона	Значение	Зона	Значение		
1	Вставка-винт	34,2	Вставка-винт	0,045	8,7	19,59
2	Вставка-винт	38,9	Вставка-винт	0,05	9,52	17,81
3	Вставка-винт	39,6	Вставка-винт	0,05	10,7	16,03
4	Вставка-винт	39,8	Вставка-винт	0,05	16,9	12,48
5	Вставка-винт	39,6	Вставка-винт	0,05	10,9	15,55
6	Вставка-винт	39,6	Вставка-винт	0,05	11,3	15,06
7	Вставка-винт	39,8	Вставка-винт	0,05	15,3	14,57

Продолжение таблицы 6

№ случая	Максимальные напряжения, МПа		Максимальные деформации, %		Перемещения, мкм	Масса, г
	Зона	Значение	Зона	Значение		
8	Вставка-винт	54,1	Вставка-винт	0,07	11,3	14,58
9	Винт-корпус	64,2	Винт-корпус	0,09	11,3	14,35
10	Винт-корпус	87,3	Винт-корпус	0,1	11,7	14,11

Таблица 7 – Элементы конструкции пьезодвигателя, корпус и крышка, выполнены из алюминиевого сплава Д16, все остальные – из стали 40Х

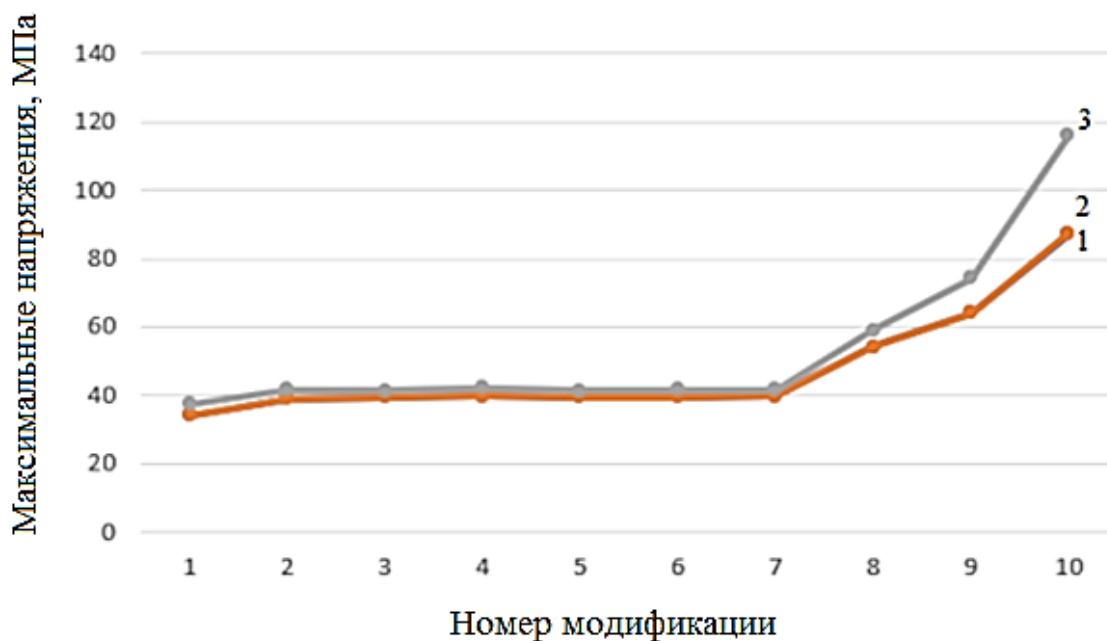
№ случая	Максимальные напряжения, МПа		Максимальные деформации, %		Перемещения, мкм	Масса, г
	Зона	Значение	Зона	Значение		
1	Вставка-винт	37,4	Вставка-винт	0,06	22,2	16,77
2	Вставка-винт	41,6	Вставка-винт	0,06	25,5	10,45
3	Вставка-винт	41,4	Вставка-винт	0,07	30,4	9,83
4	Вставка-винт	42,1	Вставка-винт	0,1	55,1	8,58
5	Вставка-винт	41,4	Вставка-винт	0,07	30,9	9,66
6	Вставка-винт	41,5	Вставка-винт	0,07	32,1	9,49
7	Вставка-винт	41,6	Вставка-винт	0,1	48	9,32
8	Вставка-винт	59,1	Вставка-винт	0,1	32,4	9,01
9	Винт-корпус	74,3	Винт-корпус	0,05	32,5	8,77
10	Винт-корпус	116	Винт-корпус	0,2	32,6	8,54

На рисунках 31 – 33 приведены зависимости исследуемых параметров от рассмотренных модификаций конструкции пьезодвигателя.

В конструкции пьезодвигателя зоной максимальной интенсивности напряжений является контакт между вставкой и прижимным винтом. Анализируя зависимость максимальной интенсивности напряжений в конструкции пьезодвигателя определено, что интенсивность напряжений возрастает при уменьшении толщины прижимного винта. Только в 10 модификации третьего варианта материалов максимальная интенсивность напряжений в зоне винт-корпус превысила предел пропорциональности для алюминиевого сплава (по результатам экспериментальных исследований предел  $\sigma_T = 105$  МПа) и составила  $\sigma = 116$  МПа (Рисунок 31).

Параметр, перемещения толкателя, учтен в расчетах, потому что для пьезодвигателя реализуемые им перемещения рабочего органа (в данном случае толкателя) является одной из ключевых характеристик, которая учитывается при оценке возможности использования данного пьезодвигателя в какой-либо системе прецизионного позиционирования (Рисунок 32).

Анализ полученной зависимости максимального перемещения толкателя пьезодвигателя от модификации его конструкции показал, что максимальные перемещения толкателя реализуются при изготовлении элементов конструкции пьезодвигателя из алюминиевого сплава Д16. При воздействии заданной нагрузки по результатам расчета максимальные перемещения толкателя при деформировании упругого элемента достигают значений  $u = 55,1$  мкм. Но необходимо понимать, что максимально возможные перемещения, которые может реализовать пьезоупаков АПМ-2-22 равны  $u = 45$  мкм и поэтому превысить этого значения пьезодвигатель не сможет [1]. Резкое возрастание характеристики в 4 и 7 случаях связано с критическим для конструкции (по оценкам напряженно-деформированного состояния конструкции пьезодвигателя) уменьшением толщины элементов конструкции – корпуса и крышки.

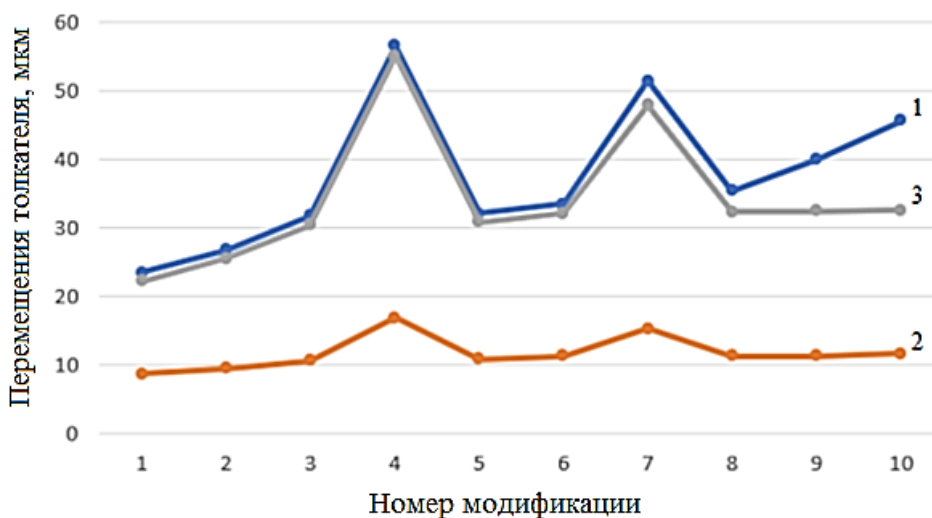


1 – алюминиевый сплав Д16; 2 – сталь 40Х; 3 – сталь и алюминий

Рисунок 31 – Зависимость максимальной интенсивности напряжений от модификации конструкции пьезодвигателя

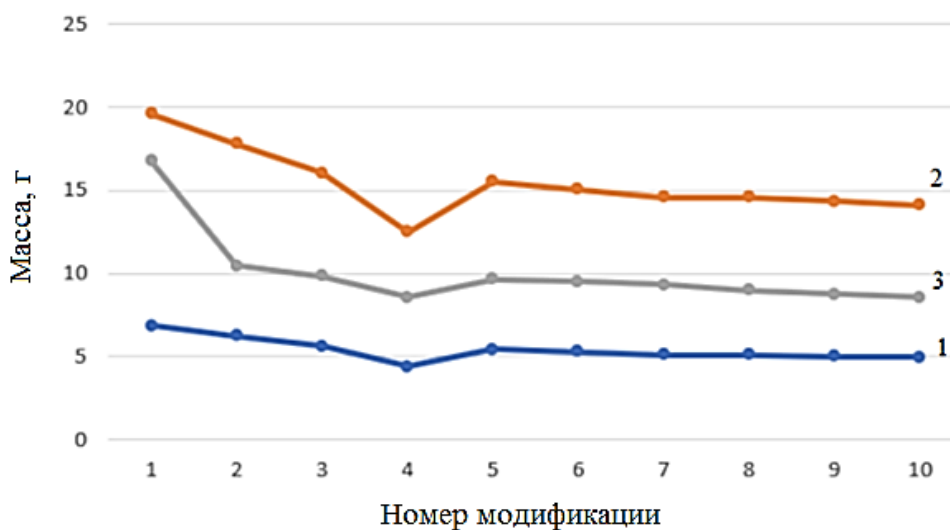
По результатам проведенного исследования определено, что минимальной массой обладают элементы конструкции пьезодвигателя, выполненные из алюминиевого сплава

Д16, при этом масса элементы конструкции пьезодвигателя составляет 4,95 г. Проведенными модификациями конструкции пьезодвигателя удалось уменьшить массу элементов пьезодвигателя на 28 %, причем начиная с пятой модификации масса оставалась практически неизменной (Рисунок 33). В случае выполнения элементов конструкции из стали 40Х, модифицируя конструкцию масса элементов пьезодвигателя уменьшилась на 28 % и составила 14 г. В случае выполнения элементов конструкции из стали и алюминиевого сплава, модифицируя конструкцию масса элементов пьезодвигателя уменьшилась на 47 % и составила 9 г.



1 – алюминиевый сплав Д16; 2 – сталь 40Х; 3 – сталь и алюминий

Рисунок 32 – Зависимость максимального перемещения толкателя пьезодвигателя от модификации его конструкции



1 – алюминиевый сплав Д16; 2 – сталь 40Х; 3 – сталь и алюминий

Рисунок 33 – Зависимость массы пьезодвигателя от модификации его конструкции



По результатам проведенного расчета определено, что наиболее перспективным модификацией конструкции пьезодвигателя по прочностным характеристикам, по показателям перемещения и массе является смешанный вариант изготовления пьезодвигателя с толщиной корпуса 1 мм, толщиной крышки 3 мм и толщиной винта 2,5 мм.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе написания данной работы была определена и создана математическая модель конструкции пьезодвигателя.

В результате проведенных экспериментальных исследований определены механические характеристики материалов – стали 40Х и алюминиевого сплава Д16, которые используются для изготовления элементов конструкции пьезодвигателя.

При помощи встроенного языка программирования APDL ANSYS разработан алгоритм параметрического построения конструкции пьезодвигателя.

Для выбора оптимального варианта изготовления элементов конструкции пьезодвигателя рассмотрены три варианта комбинации материалов и 10 модификаций выполнения элементов конструкций пьезодвигателя. Определено НДС конструкции пьезодвигателя при выбранных граничных условиях. Анализ результатов расчета показал, что наиболее перспективной модификацией конструкции пьезодвигателя является смешанный вариант изготовления пьезодвигателя с толщиной корпуса 1 мм, толщиной крышки 3 мм и толщиной винта 2,5 мм. При этом масса элементов конструкции пьезодвигателя составит 8,77 г.

Результаты данной работы имеют важное практическое применение при разработке конструкции пьезоэлектрического двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

- 1 Актюаторы [Электронный ресурс]: Научно-исследовательский институт ЭЛПА. Продукция. – Электрон. дан. – АО “НИИ ”Элпа”, 2003–2016. – URL: <https://www.elpiezo.ru/actuators.html> (дата обращения: 11.07.19).
- 2 Белоконь А.В., Наседкин А.В. Моделирование пьезоизлучателей ультразвуковых волн с использованием программного комплекса ANSYS / Известия ТРТУ. Тематич.вып. Медицинские информационные системы. «Материалы научно-технической конференции «Медицинские информационные системы-МИС-98». Таганрог: ТРТУ, 1998. – № 4(10). – С.147-150.
- 3 Беляков Ю.Н., Наседкин А.В., Сафронов А.Я. Опыт моделирования работы пьезоэлектрических устройств с использованием конечно-элементного пакета ANSYS. От вычислительных элементов до стандартизации технологии основных этапов расчетов//Пьезотехника-2003. Материалы Международной научно-практической конференции «Фундаментальные проблемы пьезоэлектрического приборостроения». Москва, 26-29 ноября 2003 г. – Москва: МИРЭА, 2003. – 219–224 с.
- 4 Биморфные пьезоэлектрические элементы: актюаторы и датчики [Электронный ресурс]. – URL.: [http://www.compitech.ru/html.cgi/arhiv/03\\_04/stat\\_46.htm](http://www.compitech.ru/html.cgi/arhiv/03_04/stat_46.htm) (дата обращения: 11.07.19).
- 5 Богуш М.В. Проектирование пьезоэлектрических датчиков на основе пространственных электротермоупругих моделей. – М.: Техносфера, 2014. – 312 с.
- 6 Гончаров П.С. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ / П.С. Гончаров, И.А. Артамонов, Т.Ф. Халитов, С.В. Денисихин, Д.Е. Сотник. – М.: ДМК, 2012. – 504 с.
- 7 ГОСТ 1497-84. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления. – Взамен ГОСТ 1497–73; введ. 1986–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 2008. – (Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу).
- 8 Каплун А.Б. Ansys в руках инженера: практическое руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Алферьева. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 272 с.
- 9 Наседкин А.В. Конечно-элементный динамический анализ пьезоэлектрических излучателей акустических волн // Современные проблемы механики сплошной среды. Труды IV Международной конференции, 27-28 окт. 1998 г. – Ростов-на-Дону, 1998. – Т.2. – 89–93 с.
- 10 Наседкин А. В. Моделирование пьезоэлектрических преобразователей в ANSYS: учебное пособие / А. В. Наседкин. – Ростов н/Д.: Изд-во Юж. фед. ун-та, 2015. – 176 с.

- 11 Наседкин А.В. О практической реализации некоторых этапов пьезоэлектрического анализа на ANSYS // Сборник трудов I конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH, Москва, 25-26 апр. 2001 г. – Москва, 2001. – 427–433 с.
- 12 Основные определения метода конечных элементов [Электронный ресурс]: Прикладная механика. – URL: <http://www.stroitmeh.ru/lect31.htm> (дата обращения: 15.06.20).
- 13 Пьезоактюаторы [Электронный ресурс]: Актуаторы по применению. – Электрон. дан. – [Aktuator.ru](http://Aktuator.ru), 2011–2019. – URL.: <http://www.aktuator.ru/piezoactuators.shtml> (дата обращения: 11.07.19).
- 14 Пьезоэлектрические двигатели. [Электрон. ресурс]: – Электрон. дан. – ООО "Электропривод", 2002–2019. – URL.: <https://electroprivod.ru/piezo.htm> (дата обращения: 11.07.2019)
- 15 Пьезоэлектрические устройства и их конструкции [Электронный ресурс]: – Электрон. дан. – Кафедра "Интеллектуальные системы", 2019. – URL.: <http://micromachine.narod.ru/pd.htm> (дата обращения: 11.07.19).
- 16 Ультразвуковой двигатель [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Wikimedia Foundation, Inc., 2019. – URL: [https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A3%D0%BB%D1%8C%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%B7%D0%B2%D1%83%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B9\\_%D0%B4%D0%B2%D0%B8%D0%B3%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%BB%D1%8C](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A3%D0%BB%D1%8C%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%B7%D0%B2%D1%83%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B9_%D0%B4%D0%B2%D0%B8%D0%B3%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%BB%D1%8C) (дата обращения: 11.07.19).
- 17 Усталостная испытательная система модели 8801 [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – INSTRON, 2020. – URL.: <https://www.instron.ru/ru-ru/products/testing-systems/dynamic-and-fatigue-systems/servo-hydraulic-fatigue/8801-floor-model> (дата обращения: 28.03.20).
- 18 Устройство пьезодатчиков [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – StudFiles, 2019. – URL.: <https://studfiles.net/preview/2610428/page:31/> (дата обращения: 11.07.19).
- 19 Храмов А.М. Напряженно-деформированное состояние взаимодействующих элементов пьезоактюатора: дис. ... канд. физ.-мат. наук / А.М. Храмов. – Томск, 2017. – 135 с.
- 20 Что такое пьезоэлектрический эффект? [Электронный ресурс]: – Электрон. дан. – Botan Electric, 2019. – URL.: <https://elenergi.ru/chto-takoe-pezoelektricheskij-effekt.html> (дата обращения: 11.07.19).
- 21 ANSYS [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Powered By MediaWiki, 2020. – URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/ANSYS> (дата обращения: 23.06.20)
- 22 Anton Azin. Designing a Precision Motor for the Spacecraft Reflector Control System / Anton Azin, Sergey Rikonen, Sergey Ponomarev, Nikolay Maritsky and Stanislav Kuznetsov // AIP Conference proceedings – 2019. – V. 2103, no. 020001 – 10 p. – DOI: 10.1063/1.5099865.

- 23 Anton Azin. Development of Microlinear Piezo-Drives for Spacecraft Actuators/ Anton Azin, Sergey Rikkonen, Sergey Ponomarev, A. M. Khramtsov // Proceedings of the Scientific-Practical Conference "Research and Development - 2016". – 2017. – pp 247-254
- 24 Ultrasonic Motor [Электронный ресурс]: Technical papers. – Электрон. дан. – Krazytech.com, 2019. – URL: <https://krazytech.com/technical-papers/ultrasonic-motor> (дата обращения: 11.07.19).
- 25 Wang Z. Form-Finding Analysis and Active Shape Adjustment of Cable Net Reflectors with PZT Actuators/ Z. Wang, T. Li, H. Deng // J. of Aerospace Engineering. – 2014. – V. 27. – pp. 575–586.



## Поиск заимствований в научных текстах<sup>β</sup>

Введите текст:

...или загрузите файл:

Файл не выбран...

Выбрать файл...

Укажите год публикации:

Выберите коллекции

- |                         |                        |                        |
|-------------------------|------------------------|------------------------|
| Все                     | Википедия              | Российские журналы     |
| Рефераты                | Российские конференции | Энциклопедии           |
| Авторефераты            | Иностранные журналы    | Англоязычная википедия |
| Иностранные конференции |                        |                        |
| PubMed                  |                        |                        |

Анализировать

Проверить по расширенному списку коллекций системы Руконтекст (<http://text.rucont.ru/like>)

Обработан файл:

Диплом.pdf.

Год публикации: 2020.

Оценка оригинальности документа - 98.49%

Процент условно корректных заимствований - 0.0%

Процент некорректных заимствований - 1.51%

Просмотр заимствований в документе

Время выполнения: 23 с.

Документы из базы

Источники заимствования

В списке литературы      Источники  
Заимствования

**1. Исследование напряженно-деформированного состояния и долговечности контактных соединений электронных модулей космических аппаратов (<http://vak2.ed.gov.ru/idcUploadAutoref/renderFile/139922>)**

Авторы: Азин Антон Владимирович.

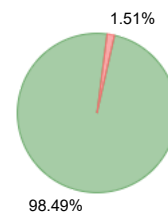
Год публикации: 2013. Тип публикации: автореферат диссертации.

<http://vak2.ed.gov.ru/idcUploadAutoref/renderFile/139922>

(<http://vak2.ed.gov.ru/idcUploadAutoref/renderFile/139922>)

[Показать заимствования \(8\)](#)

1%



**2. Реферат: 1. 1 Биомеханика (<http://www.bestreferat.ru/files/70/bestreferat-411170.docx>)**

Год публикации: 2016. Тип публикации: реферат.

<http://www.bestreferat.ru/files/70/bestreferat-411170.docx>[\(http://www.bestreferat.ru/files/70/bestreferat-411170.docx\)](http://www.bestreferat.ru/files/70/bestreferat-411170.docx)[Показать заимствования \(4\)](#)

0.51%

[Дополнительно](#)[Общеизвестные фрагменты](#)[Значимые оригинальные фрагменты](#)[Библиографические ссылки](#)[Искать в Интернете](#)© 2015 2020 Институт системного анализа Российской академии наук (<http://www.isa.ru/index.php?lang=ru>)

**2. Реферат: 1. 1 Биомеханика**

**(<http://www.bestreferat.ru/files/70/bestreferat-411170.docx>)**

Год публикации: 2016. Тип публикации: реферат.  
<http://www.bestreferat.ru/files/70/bestreferat-411170.docx>  
<http://www.bestreferat.ru/files/70/bestreferat-411170.docx>

— 0.51%

Показать заимствования (4)

Дополнительно

Общеизвестные фрагменты

Значимые оригинальные фрагменты

Библиографические ссылки

Искать в Интернете

© 2015 2020 Институт системного анализа Российской академии наук (<http://www.isa.ru/index.php?lang=ru>)

Руководитель ООП  Скрипняк В.А.  
Научный руководитель  Азин А. В.  
Студент группы 10602  Нурматов М.М.