МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев, Ф.В. Паровай

Проектирование конструкции «виртуального двигателя»

Электронное учебное пособие

С А М А Р А

2011

УДК 004.4 (075)

Авторы: **Мелентьев Владимир Сергеевич,**
Гвоздев Александр Сергеевич,
Паровай Фёдор Васильевич

Мелентьев, В.С. Проектирование конструкции «виртуального двигателя» [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев, Ф.В. Паровай; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (63 Мбайт). - Самара, 2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM). - Систем. требования: ПК Pentium; Windows 98 или выше.

Представлено описание основных этапов моделирования конструкции «виртуального двигателя», включающих объёмное моделирование, кинематический, динамический, прочностной и вибрационный анализы функциональных групп двигателя. Рассмотрены программные продукты, с помощью которых данные этапы моделирования могут быть осуществлены. По ходу изложения материала даны учебные примеры моделирования конструкции «виртуального двигателя» и происходящих в ней процессов.

Пособие предназначено для студентов механических факультетов, обучающихся по направлению «Энергетическое машиностроение».

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

Содержание

Введение
1. Моделирование конструкции «виртуального двигателя»
1.1 Общие сведения о моделировании
1.2 Моделирование деталей КШМ
1.2.1 Поршень
1.2.2 Шатун
1.2.3 Коленчатый вал
1.3 Моделирование деталей ГРМ и агрегатов
1.3.1 Вал ГРМ
1.3.2 Клапан
1.3.3 Колесо вентилятора
1.4 Моделирование корпусных деталей
1.4.1 Крышка камеры сгорания
1.4.2 Корпус с аэродинамическим каналом
1.4.3 Блок цилиндров
2. Моделирование динамических свойств «виртуального двигателя»
2.1 Расчёт стержневой модели с сосредоточенными массами
2.2 Моделирование газовых сил в двигателе
2.2.1 Задание внешних сил в виде функций и сплайнов
2.2.2 Связь внешних сил с параметрами механических систем
2.2.3 Задание газовых сил в одноцилиндровом двухтактном ДВС
2.2.4 Задание газовых сил в четырёхцилиндровом четырёхтактном рядном ДВС
2.2.5 Задание газовых сил в V-образных ДВС
2.2.6 Задание газовых сил в аксиальных ДВС
2.3 Расчёт объёмной модели двигателя
2.3.1 Кинематический расчёт КШМ
2.3.2 Динамический расчёт двигателя на установившемся режиме
2.3.3 Динамический расчёт двигателя на неустановившемся режиме
2.3.4 Вибрационный расчёт двигателя на опорах
3. Моделирование прочностных свойств «виртуального двигателя»
3.1 Поршень
3.2 Шатун
3.3 Коленчатый вал и полная модель одного КШМ
3.4 Особенности использования упорядоченных сеток
Заключение

Условные обозначения

ДВС — двигатель внутреннего сгорания

КШМ — кривошипно-шатунный механизм

ГРМ — газораспределительный механизм

КВ — коленчатый вал

CAD — computer-aided design — системы автоматизированного проектирования

CAM — computer-aided manufacturing – системы компьютеризированной подготовки производства

CAE — computer-aided engeneering — системы расчета, анализа и симуляции физических процессов

ADAMS – Automatic Dynamics Analysis of Mechanical Systems

ADL – ADAMS/Solver Data Language

MNF – Modal Neutral File – Модальный нейтральный файл

КЭ-пакеты – конечно-элементные пакеты

СК – система координат

ЦСК – центральная система координат

Введение

Желание избежать доводки, создать другой способ проверки качеств изделия и является главной движущей силой в создании все более совершенных систем автоматизированного анализа виртуальных моделей механизмов и машин. Для этого используются специальные алгоритмы технологии создания «виртуального двигателя», в которые CAD-часть входит как один из основных этапов. Этот метод основан на следующих принципах: 3D-модель изделия, полностью описывающая конструкцию механизма (или ее часть), отправляется на кинематический расчет, в ходе которого определяются перемещения, скорости и ускорения всех элементов модели. Если они не удовлетворяют конструктора, он может вернуться к CAD-пакету и изменить компоновку или размеры деталей. Иначе модель подвергается динамическому расчету, в ходе которого определяются силы и моменты, действующие в конструкции, в том числе и реакции во всех соединениях. Здесь опять возможен возврат к 3D-модели, либо же продолжение расчетов. Далее следует прочностной анализ, в ходе которого определяются напряжения во всех элементах. Если и прочность удовлетворяет конструктора, то далее следует переработка модели для производства, для чего также существуют специальные программы. Если обеспечить универсальность модели для каждой из программ, то есть свободный обмен информации между ними посредством специализированного программного обеспечения, то можно говорить об алгоритме проектирования двигателя, реализованного на базе интегрированных программ – «виртуальном двигателе».

1. Моделирование конструкции «виртуального двигателя»

1.1 Общие сведения о моделировании

В любом 3D-пакете объемная геометрия создается на базе так называемых «примитивов». Однако примитивы эти существенно различаются в разных средах. Можно разделить их на две большие группы:

а) Программы с объемными примитивами. К ним относятся прежде всего **ADAMS** и **ADEM**. В этих пакетах имеется большой набор объемных примитивов: сферы, конусы, параллелепипеды, торы и так далее. Создавая модель, вы должны расположить их в определенном порядке, а затем с помощью булевых операций (сложения, вычитания, вырезания и других) создать деталь нужной геометрии. Новая геометрия называется *сложной*. Очень важно помнить, что булевы операции действуют только для примитивов. Примитив можно присоединить к сложной геометрии, а вот соединить сложные геометрии уже нельзя. Поэтому необходимо заранее разметить порядок соединения примитивов. К другим недостаткам метода относится сложность подбора примитивов для создания геометрий сложной формы, например пера лопатки. В силу своих недостатков данный метод сегодня используется редко. В пакете **ADAMS** он сохранился, так как здесь CAD-модуль играет вспомогательную роль.

б) Программы с эскизным методом построения. К ним относятся **SolidWorks**, **SolidEdge**, **КОМПАС-3D** и большинство других современных программ. Данный метод не использует объемных примитивов. Вместо этого он применяет *эскизы* и *операции над эскизами*. Некоторые 3D-пакеты не имеют 2D-модулей, но все они способны создавать плоские эскизы. Итак, *эскиз* здесь – это некий плоский замкнутый контур, оснащенный всеми необходимыми размерами. Основное назначение эскиза – служить основой для 3D-геометрии, поэтому эскизы не имеют штриховки, знаков шероховатостей и т. п. Для того чтобы эскиз мог стать объемной геометрией, с ним нужно выполнить одну из следующих операций: *вытянуть*, либо *провернуть* вокруг оси. В зависимости от

направления и требуемых свойств эти операции выполняют разные инструменты:

- вытянуть в объем вдоль линии;
- вытянуть в отверстие вдоль линии;
- повернуть в объем/отверстие
- вытянуть вдоль сплайна;
- повернуть на сектор;
- создать тонкостенный элемент.

И другие, более сложные. Так, например, возможно построение одного тела по нескольким эскизам (перо лопатки по сечениям). Возможно создание трехмерных эскизов.

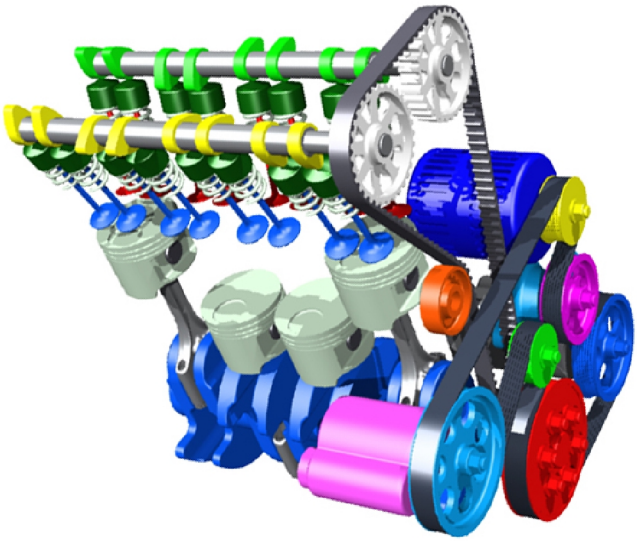


Рисунок 1 – Модель рядного ДВС с ГРМ

Кроме того, с самими эскизами (и получившейся на их основе геометрией) можно выполнять множество дополнительных операций: копирования (массивами вдоль линий или вокруг осей), зеркального отражения, перемещения, масштабирования и так далее.

Создание из подобных объемов единой детали происходит потому, что при перекрытии тел их геометрии сливаются. Как правило, новые эскизы рисуются на плоских гранях существующего тела, однако могут размещаться и на специально созданных плоскостях. Для любого пакета наложение геометрии может происходить следующим образом:

Слияние. В этом случае первое тело (базовое) сохраняет всю свою геометрию, а второе тело (присоединяемое) сохраняет только ту часть, которая лежит за пределами геометрии базового тела. Тела сливаются воедино. У них появляется общий центр масс, моменты инерции и масса.

Наложение. В этом случае тела соединяются внешней связью, но сохраняют каждое свои свойства: центр масс, текстуру, форму, моменты инерции, массу, название и другие.

Склеивание. В этом случае тела сохраняют свою форму, массу, центры масс и моменты инерции. Однако их текстура и название становится общим. С этого момента они движутся как одно тело. По созданной 3D-геометрии возможно автоматизированное создание разрезов в любых плоскостях. По требованию, программа может создать любую заготовку 2D-вида либо их комбинацию, разумеется, без размеров и обозначений. Эта опция важна для отечественных промышленных предприятий, которые пока ориентируются на плоские чертежи. Принцип построения 3D-геометрии не зависит от создаваемой детали, будь то газотурбинный двигатель или обыкновенный карандаш. Однако для различных задач может потребоваться различная детализация модели:

1 Принципиальные – это модели, отражающие самую суть изделия. Они очень обобщенные, чаще всего стержневые.

2 Общие – это модели, которые используются для презентаций, изучения и передачи в CAE-пакеты для кинематического, динамического и прочностного расчетов. Они имеют некоторые упрощения.

3 Детальные – модели, которые используются для передачи на производство (в том числе и для построения рабочих чертежей). Самые подробные модели. Очень часто в них закладывают информацию о допусках, посадках, шероховатостях поверхностей и т.п.

4 Специальные – модели для конкретной цели, например, расчета шума или подвески автомобильного двигателя. В них детализируется только требуемый аспект, прочие же упрощаются.

Для безбумажных алгоритмов проектирования основными являются общие модели. Помимо отдельных деталей, 3D-пакеты позволяют создавать *сборки*. Сборка состоит из расположенных в определенном порядке деталей, оснащенных необходимыми связями. Благодаря этому, при перемещении одной детали изменяется положение остальных. Например, вращая коленчатый вал, вы можете наблюдать перемещение поршней в модели двигателя внутреннего сгорания. С помощью определенных соединений можно связывать перемещения граней, кромок, вершин, осей, плоскостей и других элементов. К самым распространенным связям относятся: совпадение, параллельность, перпендикулярность, касательность, концентричность, соосность. Для специальных задач используются особые типы связей.

Созданные детали легко добавляются в сборку. Как правило, файл сборки создается отдельно от файлов деталей, но после создания они оказываются связаны: при любом изменении детали автоматически перестраиваются сборки всех уровней, в которых она участвовала. Кроме доступных и для 2D-модели, в объемных геометриях возможна параметризация:

- отдельно эскизов и операций над эскизами, а также действий, например, копирования массива;

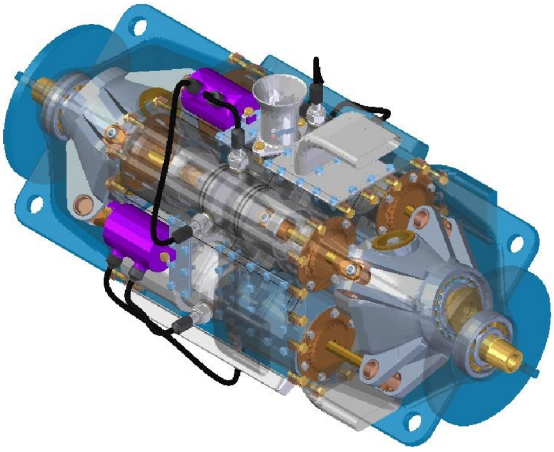


Рисунок 2 – Четырехцилиндровый аксиальный ДВС с противоположно движущимися поршнями,

разработанный в ОАО «СКБМ»

- положения деталей в сборке. Иногда допускается создание единого комплекса параметров для сборки, включающего в себя параметры отдельных деталей.

Однако, подобные опции не во всех пакетах доступны в полном объеме. Так, в **SolidWorks** они не доступны вообще.

Частично присутствуют в **ADAMS**. Имеются в пакете **Pro/Engineer**.

Для серии похожих деталей часто используют масштабную параметризацию, когда изменением масштабного фактора можно уменьшать или увеличивать детали в сборке в одинаковой пропорции. Выполненная таким образом модель для серии виброизоляторов показана на рисунке 5 . Точно так же созданы базы стандартных деталей.

Задав плотность материала детали (либо сам материал из списка) можно определить массу детали. При этом автоматически вычисляются положение центра масс и моменты инерции. Если определены массы всех деталей, можно проделать аналогичную операцию для сборки. Данная информация может быть сохранена в модели для последующих расчетов.

Иногда требуется создать модель реально существующего двигателя, например, для изучения возможности его модернизации. В данном случае очень важно обеспечить собираемость сборки. Поскольку детали выполнены с допусками и могли деформироваться в процессе работы, созданные по размерам детали могут не соответствовать друг другу. Особенно это важно для ряда линейно расположенных элементов, например, деталей на валу двигателя. Поэтому перед созданием деталей следует составить размерную цепь и убедиться, что тела впишутся в заданный объем. При создании моделей следует избегать также ненужных зазоров.

Для построения 3D-модели была использована программа **SolidWorks**. Выбор данной программы был обусловлен следующими причинами:

а) **SolidWorks** использует стандарт *Parasolid*, который легко конвертируется в среду **ADAMS** и **ANSYS**. При этом достигается точная передача всех элементов, включая сплайновые поверхности и многорадиусные скругления.

б) Булевы операции осуществляются с помощью большого набора действий над эскизами, что позволяет легко создавать тела сложной геометрии. Данный метод предпочтительнее предварительного создания ряда твердых тел и их последовательного вычитания и сложения (так действуют **ADEM** и **ADAMS**).

в) Пакет позволяет передавать в другие программы не только геометрию, но и массы, моменты инерции и координаты центра масс.

г) **SolidWorks** полностью русифицирован, не конфликтует с другими инженерными пакетами, стабильно работает, имеет обширный набор инструментов.

К недостаткам программы относится слабый модуль 2D-проектирования, что и привело к использованию для создания 2D-чертежей пакета **КОМПАС**. В последних версиях **SolidWorks** сближается по интерфейсу и принципам построения моделей с

пакетом **SolidEdge**, хотя последний все же остается ближе к средам **Cimatron** и **Unigraphics**.

3D-модель создавалась по реально существующему прототипу: поршневому, двухтактному, одноцилиндровому ДВС Д300.

С целью восстановления работоспособности данного двигателя и получения детальной информации об особенностях конструкции и геометрических размерах объекта исследования, двигатель был подвергнут разборке, очистке и последующей сборке с заменой неисправных элементов. Кроме этого, было произведено взвешивание основных элементов кривошипно-шатунного механизма для получения инерционных и других характеристик двигателя.

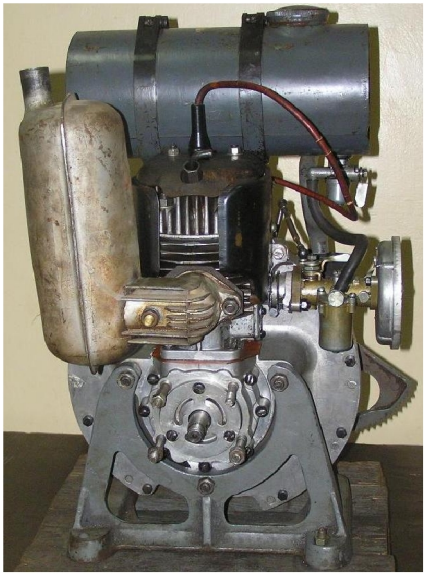


Рисунок 3 – Внешний вид ДВС Д300

Так как для создания динамической модели не требуется очень высокая точность геометрии, необходимо лишь обеспечить

точные массово-инерционные характеристики, то при построении модели был принят ряд допущений:

1) Все болтовые элементы выполнялись гладкими, причем диаметр стержней принимался по внешнему диаметру резьбы, а отверстий – по внутреннему. Добавление резьбы резко замедляет процесс расчета и требует значительный объем графической памяти, и с физической точки зрения бесполезно, так как легко заменяется идеализированным винтовым шарниром.

2) Сложные аэродинамические поверхности, такие как перепускные и выпускные каналы, улитка вентилятора и т. п. были существенно упрощены, поскольку не оказывают влияние на процесс динамического расчета.

3) Вспомогательные агрегаты двигателя (магнето, датчик оборотов, карбюратор и т.д.), были заменены корпусами эквивалентной массы и момента инерции.

4) Цвета большинства деталей подбирались в соответствии с классификацией, по их типу или функциональному назначению.

5) Сложные литейные формы были упрощены.

6) Все сопрягаемые поверхности соединялись без зазоров и отклонений.

7) Некоторые элементы небольших размеров и массы, для упрощения структуры модели, были выполнены заодно. Например, некоторые шайбы и прокладки. В случаях, когда объединялись детали соизмеримых масс, определялась средняя плотность объекта.

8) Профиль зубьев в зубчатых соединениях был упрощен.

Рассмотрим создание деталей на примере поршня. Всего для исполнения этого алгоритма понадобилось 37 операций.

1) Построение первоначального эскиза. Выбирая эскиз, уже необходимо хотя бы примерно представлять всю цепочку операций

по получению готовой модели, поскольку все вновь создаваемые объемы должны будут пересекаться с первым.

2) Построение базовой 3D-геометрии, определяющий форму изделия.

3) Создание внутренних элементов поршня.

4) Создание дополнительной геометрии. На этом этапе модель доводится до требуемого уровня детализации.

5) Окончательная редакция детали. Удаление лишних элементов, добавление необходимых фасок и скруглений.

При создании данной модели была использована многоуровневая иерархическая структура, представленная на рисунке 4.

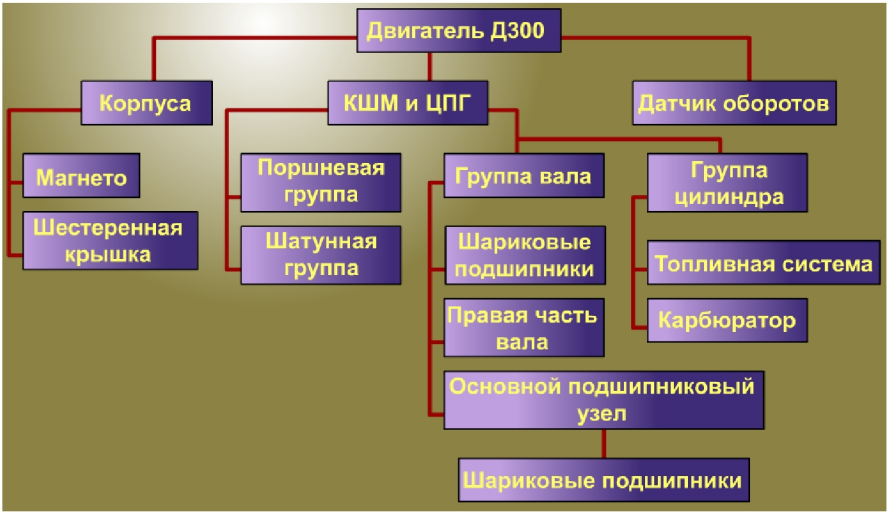


Рисунок 4 – Иерархическая структура модели двигателя Д300

В результате высокая информативность результатов численного моделирования способствует более глубокому анализу процессов протекающих в двигателе внутреннего сгорания.

Теплонапряженные детали двигателя имеют, как правило, сложную геометрическую форму, а их отдельные элементы находятся в тепловом, силовом и кинематическом взаимодействии. При проектировании, расчете и доводке двигателя необходим более полный и точный учет всех величин, определяющих надежность и ресурс.

Историю развития CAD/CAM/CAE-систем можно достаточно условно разбить на три основных этапа, каждый из которых длился, примерно, по 10 лет.

Первый этап начался в 1970-е годы. В ходе его был получен ряд научно-практических результатов, доказавших принципиальную возможность проектирования сложных промышленных изделий. Во время второго этапа (1980-е) появились и начали быстро распространяться CAD/CAM/CAE-системы массового применения. Третий этап развития рынка (с 1990-х годов до настоящего времени) характеризуется совершенствованием функциональности CAD/CAM/CAE-систем и их дальнейшим распространением в высокотехнологичных производствах (где они лучше всего продемонстрировали свою эффективность).

На сегодняшний день основными критериями выбора той или иной системы являются:

- полнота функциональных возможностей (включая адаптацию к отечественным стандартам);
- наличие уникальных функций, жизненно необходимых предприятию либо имеющих очень важное значение (например, оптимизационное моделирование или интеграция с САПР электроники);
- средняя стоимость одного рабочего места;
- простота интерфейса и легкость освоения (включая наличие необходимых учебников и справочников на русском языке).

В CAD-системе реализуются:

- проектирование и разработка;
- промышленный дизайн и ре-инжиниринг;
- проектирование электрических систем;
- проектирование механических систем.

В САМ-системе реализуются:

- инструмент и оснастка;
- механообработка;

контроль и верификация;

в САЕ-системе реализуются:

- инженерный анализ и оптимизация;
- оптимизация конструкции с учетом конструктивных, технологически и эксплуатационных требований.

По существующим оценкам значительная доля отечественных промышленных предприятий уже применяет в своей деятельности САПР.

Судя по существующим отзывам, отечественные предприятия хорошо осознают необходимость перехода на новый уровень использования САПР. В настоящее время начинается постепенный переход к внедрению решений, интегрирующих процессы управления предприятием (MRPII/ERP) с процессами проектирования (CAD/CAE), подготовки производства (CAM) и выпуска промышленной продукции (АСУ ТП). Промышленные компании заинтересованы в переходе к модели PLM/CALS, основанной на организации единого информационного пространства, покрывающего все этапы жизненного цикла выпускаемого изделия. Правда, под управлением жизненным циклом изделия пока принято понимать лишь внедрение решений в области PDM и взаимоувязку данных в системах ERP и CAD/CAM/CAE.

В настоящее время на рынке программно-аппаратных средств представлено большое количество систем, в той или иной степени обеспечивающих автоматизацию проектно-конструкторских и технологических работ (CAD/CAM/CAE системы). По своим возможностям и функциональному назначению они разделены на три уровня: верхний, нижний и средний.

Для решения задач уровня предприятия необходимо комбинировать различные системы, а так же дополнять системы среднего уровня более специализированными системами нижнего уровня. И хотя разработчики и поставщики систем среднего уровня заявляют об их тесной интеграции между собой и возможности

таким образом автоматизировать с их помощью все инженерные работы современного машиностроительного предприятия, выстроить на их основе единый комплекс не удается. Причиной тому является отсутствие ассоциативной связи между разнородными системами. Это означает, что однозначно из системы в систему передается только геометрические данные. Данные же топологические (т.е. методика разработки проекта) и структурные (иерархия проекта, структурные связи между его компонентами) между системами не передаются в виду разнородности их математических моделей (ядер). То же самое касается и внутренней информации об изделии: каждая система хранит внутри себя собственную копию математической модели, в которой содержится информация о размерах, допусках точности и т.д., не доступная для других систем. В этом случае, помимо передачи геометрии из системы в систему через стандартный интерфейс, необходимо передавать еще и подробную чертежную документацию, связанную с моделью только формально. В случае, если при передаче чертежа в нем была обнаружена и исправлена ошибка, то это может не найти своего отражения в модели, т.к. по сути это совершенно разные, не связанные друг с другом единицы информации.

SolidWorks - система автоматизированного проектирования, инженерного анализа и подготовки производства изделий любой сложности и назначения. Она представляет собой инструментальную среду, предназначенную для автоматизации проектирования сложных изделий в машиностроении и в других областях промышленности.

SolidWorks является системой гибридного (твердотельного и поверхностного) параметрического моделирования, она предназначена для проектирования деталей и сборок в трёхмерном пространстве (3-D проектирования), а также для оформления конструкторской документации.

Система относится к САПР "среднего класса". В отличие от "тяжелых" САПР (Unigraphics NX, Pro/Engineer, CATIA), разработанных для Unix-платформ, SolidWorks изначально

создавалась для работы на персональных компьютерах в системе Microsoft Windows. SolidWorks имеет стандартный графический пользовательский интерфейс Windows, максимально использует все преимущества системы Microsoft Windows, такие как контекстные меню, режим copy-and-paste, режим drag-and-drop, быстрый просмотр, поиск и открытие файлов с помощью проводника, возможность "отката" и др. Кроме того, SolidWorks эффективно взаимодействует с такими Windows-приложениями, как Excel, Word и др. Очевидными достоинствами системы являются ее полная русификация и поддержка ЕСКД, что выгодно отличает SolidWorks от других зарубежных САПР. В системе SolidWorks поддерживаются все основные стандарты представления и обмена данными. В состав базового пакета SolidWorks входит более 20 трансляторов для экспорта и импорта.

1.2 Моделирование деталей КШМ

С помощью пакета SolidWorks были построены детали двигателя. При построении двигателя использовались следующие операции: бобышка-вытянуть, вырез-вытянуть, бобышка по траектории, вырез по траектории, бобышка по сечениям, вырез по сечениям, зеркальное отображение, линейный массив, круговой массив, скругление, фаска.

4.1Блок цилиндров

Цилиндры двигателя объединены вместе с верхней частью картера и представляют собой единую отливку. Он является базовой деталью двигателя и служит для установки и крепления механизмов, аппаратов и вспомогательных агрегатов двигателя. Блок отлит из специального низколегированного чугуна. Протоки для охлаждающей жидкости сделаны по всей высоте цилиндров, что улучшает охлаждение поршней и поршневых колец и уменьшает деформации блока от неравномерного нагрева.

В нижней части блока цилиндров расположены семь опор коренных подшипников коленчатого вала с тонкостенными

сталеалюминевыми вкладышами. Подшипники имеют съемные крышки, которые крепятся к блоку самоконтрящимися болтами. Отверстия под подшипники коленчатого вала в блоке цилиндров обрабатываются в сборе с крышками. Поэтому крышки подшипников невзаимозаменяемы и для различия на их наружной поверхности сделаны риски.

В передней части блока цилиндров имеется полость для привода механизма газораспределения. Эта полость закрыта крышкой. С задней стороны к блоку цилиндров прикреплен держатель заднего сальника. В крышку и держатель установлены самоподжимные сальники. В левой части блока установлен валик привода масляного насоса, распределителя зажигания и топливного насоса. В отверстия под подшипники валика запрессованы свертные сталеалюминевые втулки. Совместной их обработкой в блоке обеспечивается необходимаясоосность подшипников.

Блок цилиндров (рисунок 4.1) былпостроен с учетом всех крепежных отверстий, рубашки охлаждения и масляных магистралей. Для создания этой модели понадобилось 254 операций.

4.2 Головка цилиндров

Состоит из двух частей. Нижняя часть (рисунок 4.2) общая для шести цилиндров отлита из алюминиевого сплава, имеет камеры сгорания сферической формы. Для создания понадобилось 429 операций. Верхняя часть включает в себя опоры распределительных валов. При создании было применено 224 операции. Результат построения верхней части головки цилиндров представлена на рисунке 4.3.

4.3 Поршни и поршневые пальцы

Поршни изготовлены из алюминиевого сплава и покрыты слоем олова для улучшения прирабатываемости. Юбка поршня в поперечном сечении овальная, причем большая ось овала перпендикулярна оси поршневого пальца. По высоте поршень имеет коническую форму: в верхней части меньший диаметр, чем в нижней. Кроме того, в бобышки поршня залиты стальные

терморегулирующие пластины. Для создания поршня понадобилось 72 операции.

Поршневой палец стальной, цементированный, трубчатого сечения, запрессован в верхнюю головку шатуна с натягом и свободно вращается в бобышках поршня. Для его создания понадобилось 1 операция. Поршневой палец и поршень представлены на рисунке 4.4.

4.4 Шатуны стальные, кованые со стержнем двутаврового сечения нижняя головка шатуна разъемная; в ней устанавливаются вкладыши шатунного подшипника. Крышка нижней головки крепится двумя болтами и самоконтрящимися гайками. Шатун обрабатывают вместе с крышкой, и поэтому при сборке имеющиеся номера на шатуне и крышке должны быть одинаковы и находиться с одной стороны. Крышка нижней головки крепится двумя болтами и самоконтрящимися гайками. Шатун обрабатывают вместе с крышкой, и поэтому при сборке имеющиеся номера на шатуне и крышке должны быть одинаковы и находиться с одной стороны.

Шатун и крышка шатуна показаны на рисунке 4.5. Поршневая головка шатуна имеет форму бочки. Для создания шатуна и шатунной крышки понадобилось 112 операций.

4.5 Коленчатый вал и маховик

Коленчатый вал отлит из чугуна воспринимает действие давления газов и инерционных сил. Материал вала работает на усталость. Повышение усталостной прочности достигается большим перекрытием коренной и шатунной шеек, наличием пяти опор (полноопорный), поверхностной закалкой шеек токами высокой частоты на глубину 2-5 мм, специально выполненными плавными переходами между шейками и щеками, тщательной обработкой напряженных мест.

Для создания коленчатого вала понадобилось 100 операций.

Маховик отлит из чугуна и имеет напрессованный стальной зубчатый обод для пуска двигателя стартером. Маховик крепится к заднему торцу коленчатого вала шестью болтами, под которыми установлена общая стальная шайба. Центрируется маховик по наружному диаметру подшипника первичного вала коробки передач. Для создания маховика понадобилось 26 операций. Коленчатый вал и маховик представлены на рисунках 4.6и 4.7.

4.8 Крышка головки блока

На рисунке 4.10представлены. Для создание крышки головки блока понадобилось 102 операций.

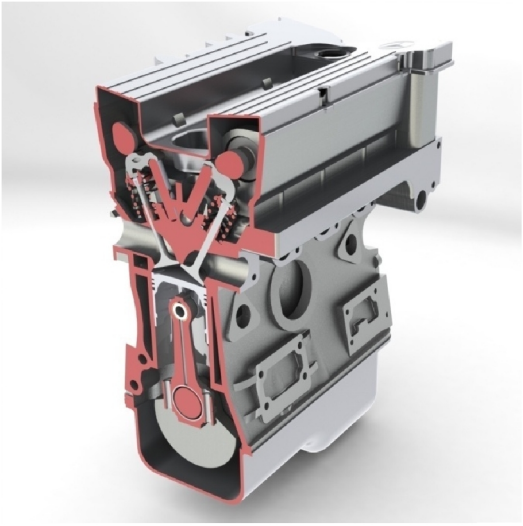


Рисунок 5

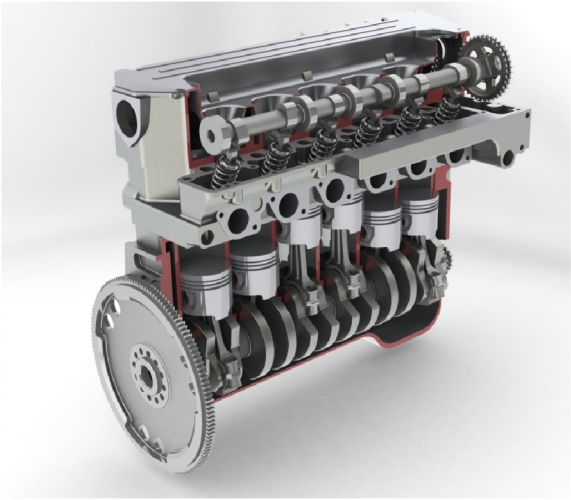


Рисунок 6

Фаски и скругления рекомендуется создавать специальными инструментами с целью сохранения возможности быстрого редактирования модели и упрощения с целью передачи в CAE-пакеты. Большинство осесимметричных элементов, включая шайбы, уплотнения, болты, кольца создаются поворотом сечения относительно оси.

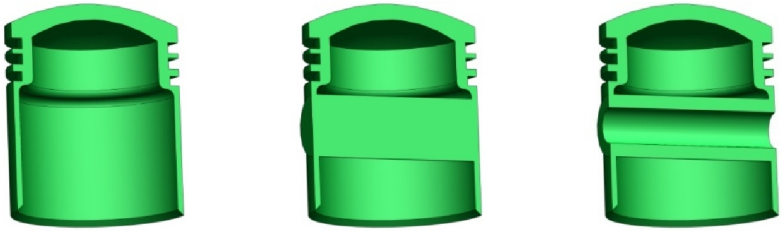
Первый эскиз должен быть максимально ёмким, чтобы сократить число последующих операций.

1.2.1 Поршень

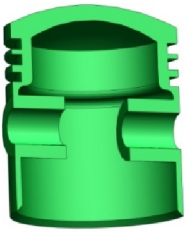
Поршень, показанный на рис. Апр, создан за 30 операций:

1. Поворот сечения поршня относительно оси. Причём первый эскиз подобран так, что после выполнения операции поворота заготовка уже имеет габаритные размеры поршня и является визуально узнаваемой. Дальнейшие операции связаны с добавлением в модель различных конструктивных элементов.
2. Создание бобышки под поршневой палец.
3. Создание отверстия под поршневой палец
4. Удаление ненужной части бобышки
5. Создание выемок с внешней стороны поршня

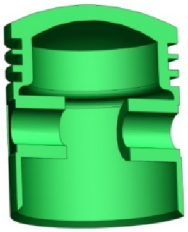
6. Скругления на внутренних кромках бобышек под поршневой палец
7. Скругления на внешних кромках бобышек под поршневой палец
8. Создание газораспределительного окна
9. Скругление геометрии газораспределительного окна
10. Зеркальное отражение газораспределительного окна на другую сторону поршня
11. Добавление скругления в месте сопряжения геометрии бобышки с геометрией поршня
12. Добавление паза с внутренней стороны поршня
13. Создание заготовки под ребро жёсткости
14. Копирование заготовки под ребро жёсткости методом "зеркального отражения" относительно плоскости, проходящей через ось поршня и перпендикулярной оси поршневого пальца.
15. Удаление выступающих элементов, образовавшихся после выполнения предыдущих операций, за счёт поворота эскиза, повторяющего внешнюю поверхность поршня, относительно его оси.
16 - 19. Добавления скруглений рёбер жёсткости. Плавные переходы между элементами здесь являются литейными и заменяются скруглениями, поскольку не подлежат обработке, и точное повторение их геометрии не требуется.
20-27. Формирование выреза на внутренней верхней части поршня
28-30. Добавление оставшихся скруглений.



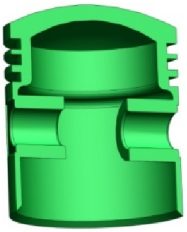
1 2 3



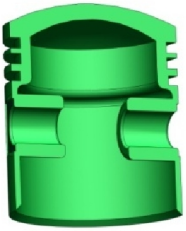
4



5



6



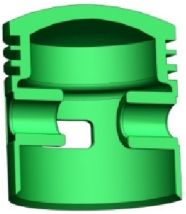
7



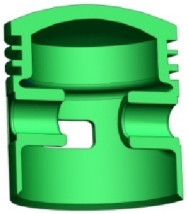
8



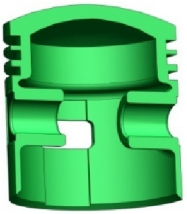
9



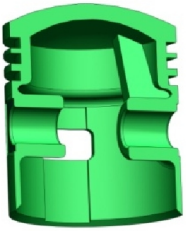
10



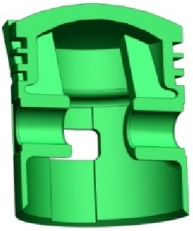
11



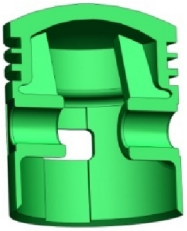
12



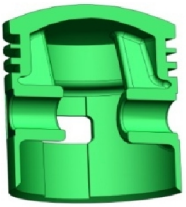
13



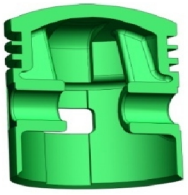
14



15



16-19



20-27



28-30

В простейшем случае поршневые кольца строятся за одну операцию поворотом сечения кольца относительно оси в рабочем состоянии. Зазоры не учитываются. В более сложном случае построение осуществляется перемещением сечения по траектории, выполненной в виде сплайна, представляющего собой среднюю линию кольца.

Поршневой палец в общем случае выполняется поворотом сечения относительно оси его оси. Данный метод позволяет в одну операцию моделировать переменную форму внутреннего отверстия.

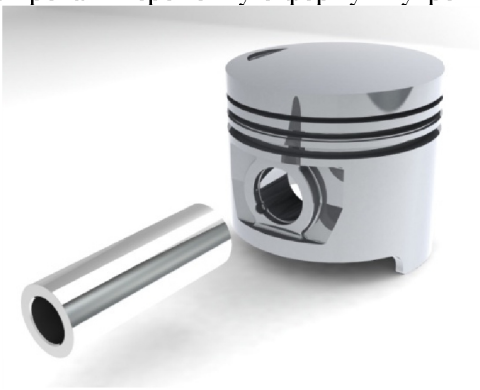


Рисунок 7

1.2.2 Шатун

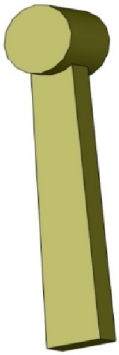
Шатун, показанный на рис. еня, создан за 18 операций:

1. Создание заготовки под верхнюю головку шатура. В данном случае из-за разной толщины обеих головок и стержня шатуна создание эскиза, описывающего форму шатуна, является нерациональным.
2. Создание заготовки под стержень шатуна
3. Создание заготовки под нижнюю головку шатуна
4. Создание отверстия под поршневой палец
5. Создание передних скруглений поршневой головки шатуна
6. Создание боковых скруглений поршневой головки шатуна
7. Создание скруглений кромок поршневой головки шатуна
8. Создание передних скруглений нижней головки шатуна

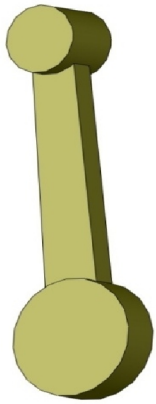
9. Создание боковых скруглений нижней головки шатуна
10. Создание скруглений кромок нижней головки шатуна
11. Создание отверстия под шейку коленчатого вала
12. Создание вырезов в стержне шатуна
13. Создание отверстия для смазки в верхней головке шатуна
14. Создание отверстий для смазки в нижней головке шатуна
15 - 18. Добавление оставшихся фасок и скруглений



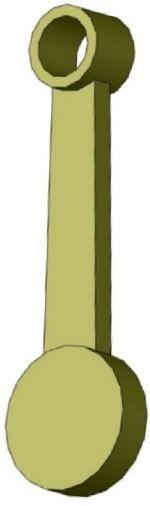
1



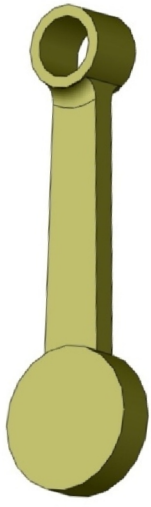
2



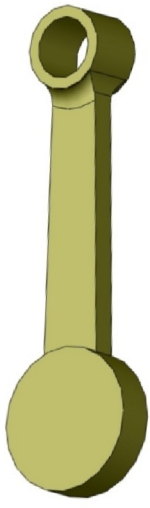
3



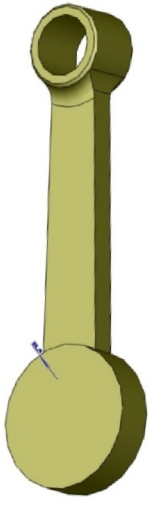
4



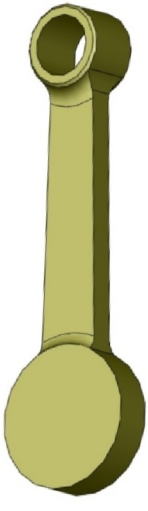
5



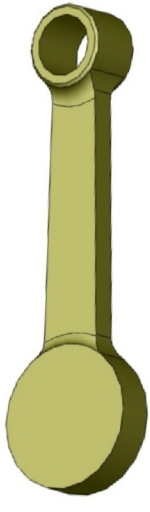
6



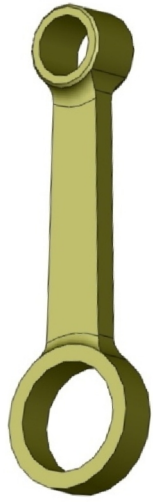
7



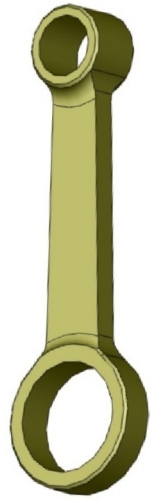
8



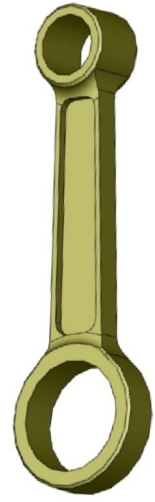
9



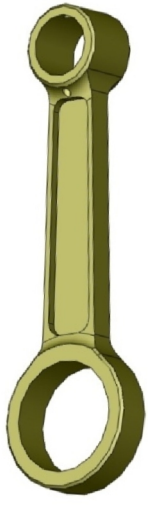
10



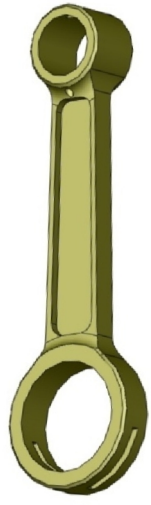
11



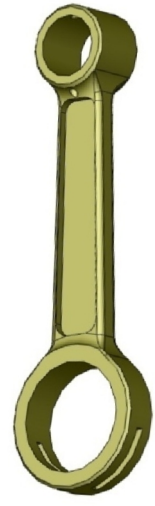
12



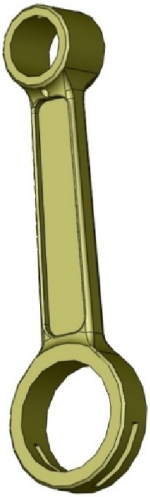
13



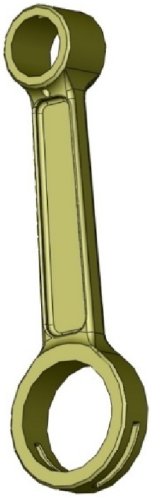
14



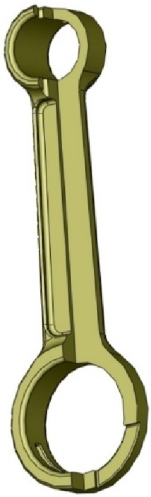
15



16



17



18

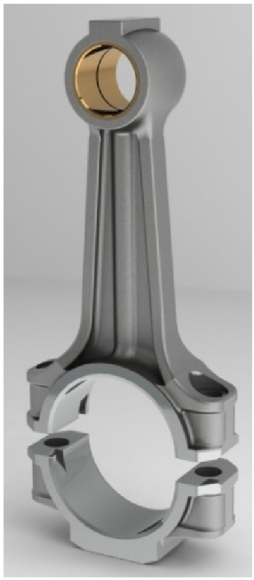


Рисунок 8

1.2.3 Коленчатый вал

Геометрия коленчатого вала, показанная на рис. пюя, создана за 18 операций:

1. Создание базовой геометрии
2. Добавление полой шатунной шейки
3. Формирование геометрии щёк с противовесами

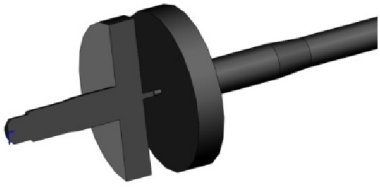
4-5. Создание скруглений на боковых рёбрах щеки

6. Создание скруглений на передней и задней кромках щёк
7. Создание отверстия в шатунной шейке
8. Добавление первого шпоночного паза и имитация места разъёма для шатунной шейки

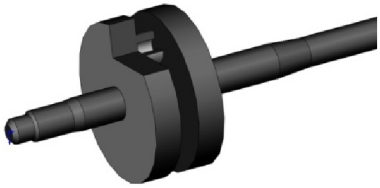
9-13. Создание скруглений

14-15. Создание центровых отверстий на концах вала

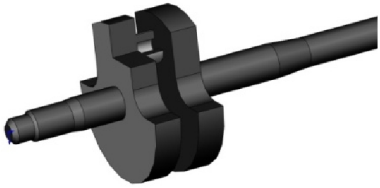
16-18. Добавление второго шпоночного паза и оставшихся скруглений



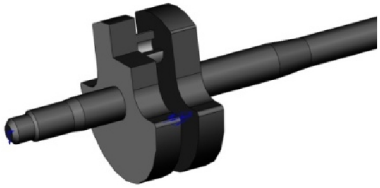
1



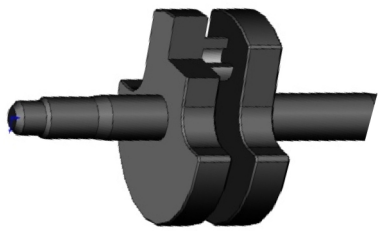
2



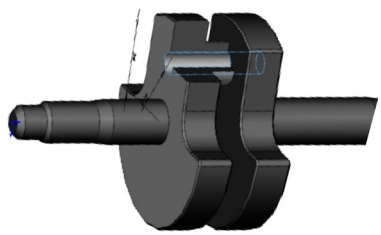
3



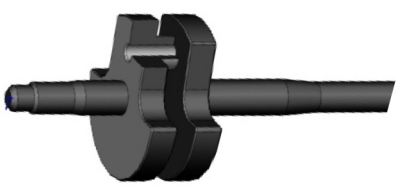
4-5



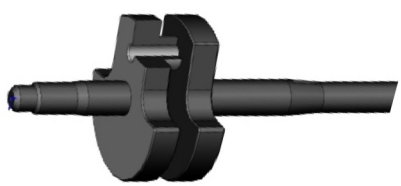
6



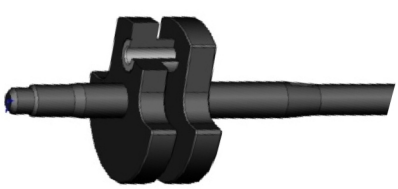
7



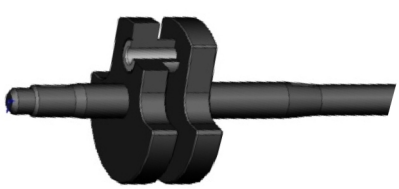
8



9-13



14-15



16-18

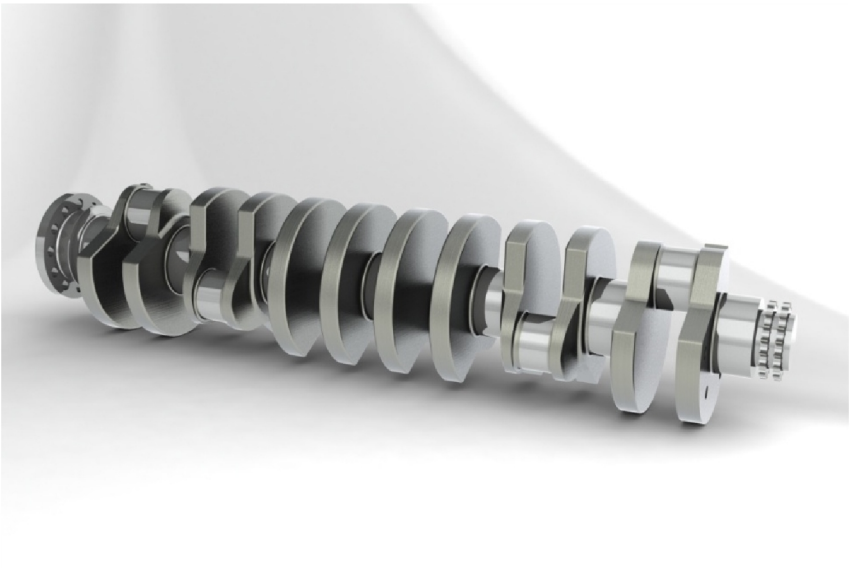
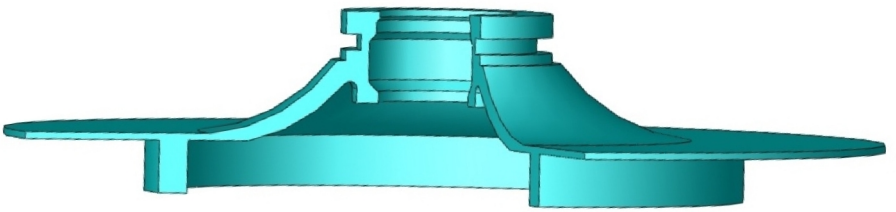


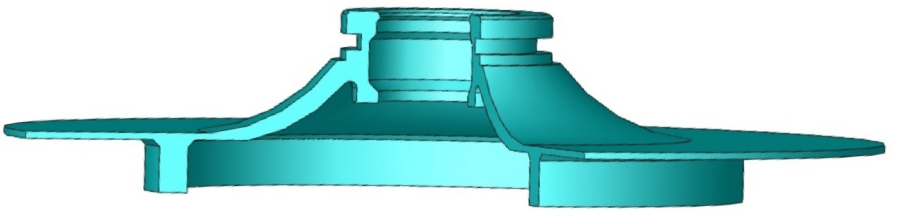
Рисунок 9

1.3 Моделирование деталей ГРМ и агрегатов
1.3.1 Вал ГРМ
1.3.2 Клапан
1.3.3 Колесо вентилятора

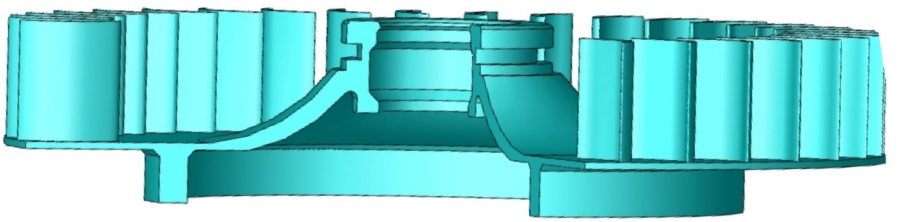
Лопаточное колесо, показанное на рис. прф, выполнено за 9 операций:
1. Создание основной геометрии диска за счёт поворота эскиза.
2-3. Добавление фасок и скруглений
4-5. Создание лопатки и её копирование с использованием кругового массива
6-9. Создание вырезов для крепления



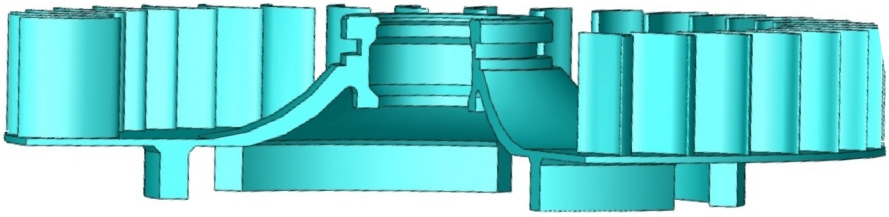
1



2-3



4-5



6-9



1 2

Рисунок 10

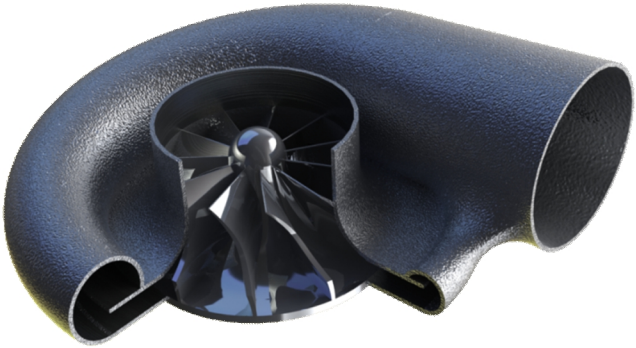


Рисунок 11

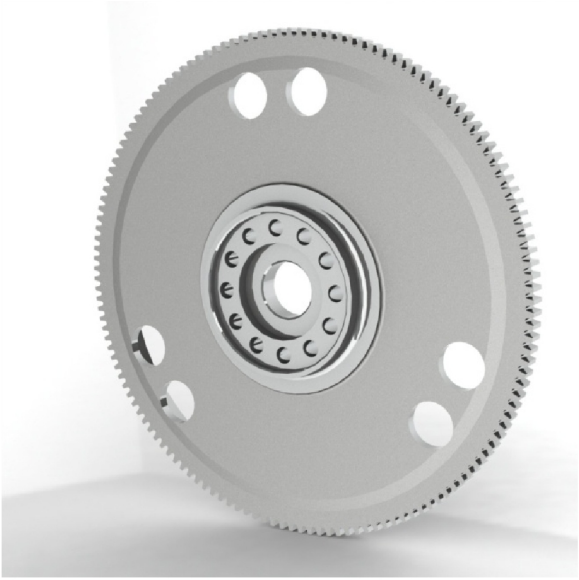


Рисунок 12

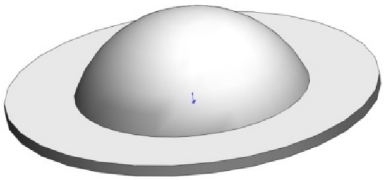
1.4 Моделирование корпусных деталей

1.4.1 Крышка камеры сгорания

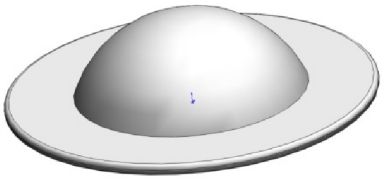
Крышка камеры сгорания, показанная на рис., создана за 95 операций:

1. Создание базовой части
2. Создание кругления нижней части камеры сгорания
3. Создание заготовки под первое ребро. Поскольку рёбра имеют различную высоту и ширину, каждое ребро изготавливается независимо.
4. Обрезка заготовки под первое ребро
5-7. Создание переходов между ребром и базовой частью камеры сгорания
8. Копирование заготовки под ребро
9. Обрезка симметричного ребра
10-12. Скругление переходов между симметричным ребром и базовой частью камеры сгорания
13. Создание заготовки под второе ребро
14. Обрезка второго ребра
15-17. Скругление переходов между вторым ребром и базовой частью камеры сгорания
18. Зеркальное отражение второго ребра
19. Скругление переходов симметричного ребра
20. Создание заготовки под третье ребро
21. Обрезка заготовки под третье ребро
22-26. Скругление переходов между третьим ребром и базовой частью камеры сгорания
27-31. Создание ребра, симметричного третьему
32-37. Создание четвёртого и симметричного ему рёбер
38-43. Создание пятого и симметричного ему рёбер
44. Создание шестого ребра
45. Создание оставшихся рёбер с использованием массива элементов вдоль направляющей
46-49. Создание переходов между рёбрами и базовой частью
50. Создание бобышки под отверстия для свечи и датчика
51-56. Создание недостающих скруглений и фасок
57. Прорезь ребра под датчик
58. Создание отверстия под датчик

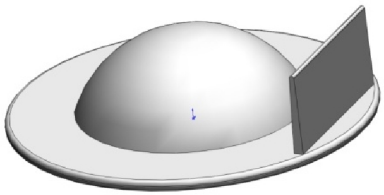
59-61. Создание посадочного места и прорезь рёбер под свечу
62-68. Создание крепёжных площадок
69. Удаление оставшихся элементов рёбер
70. Добавление фасок на крепёжные отверстия
71-74. Обрезка рёбер
75-95. Создание необходимых скруглений



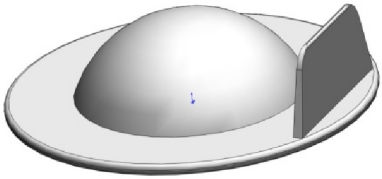
1



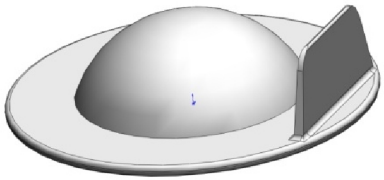
2



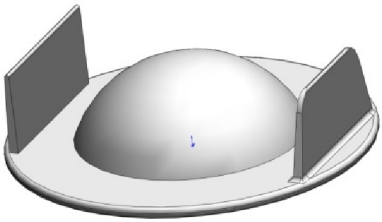
3



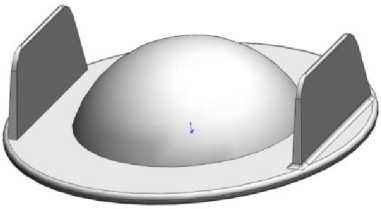
4



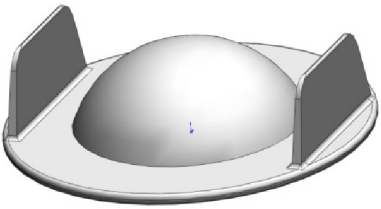
5-7



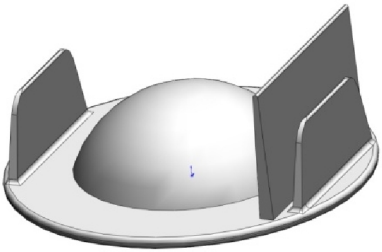
8



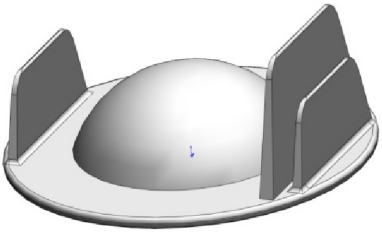
9



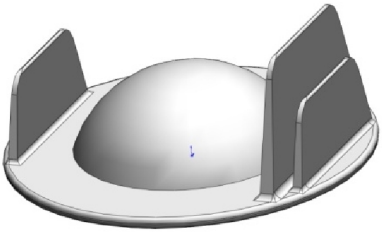
10-12



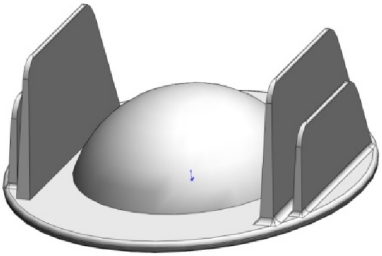
13



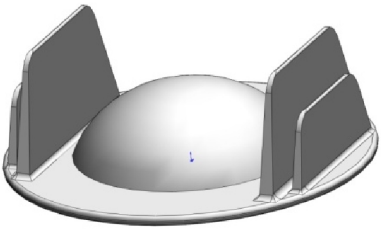
14



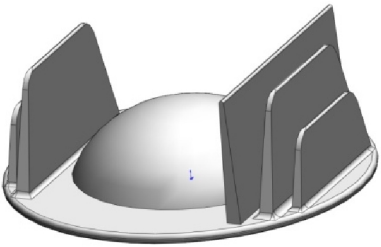
15-17



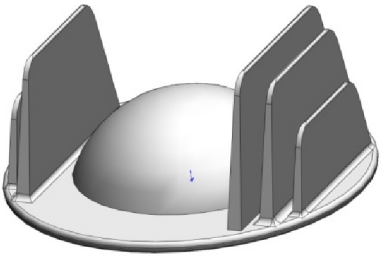
18



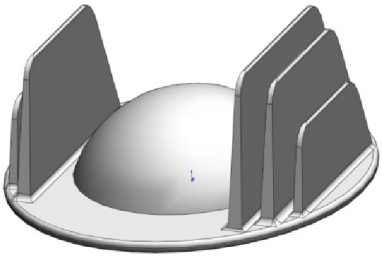
19



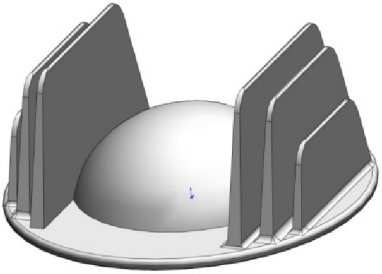
20



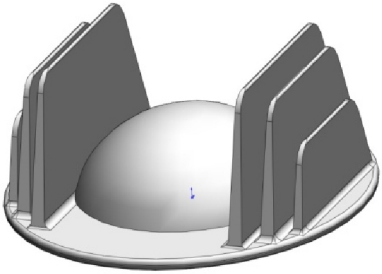
21



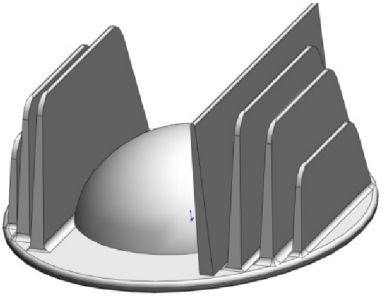
22-26



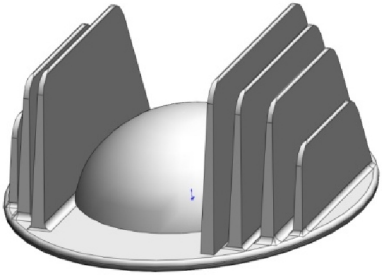
27



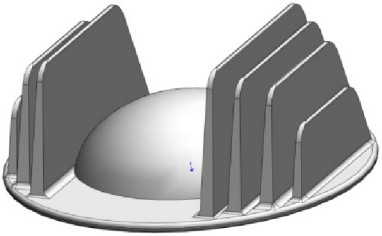
28-31



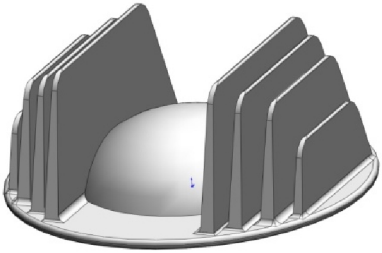
32



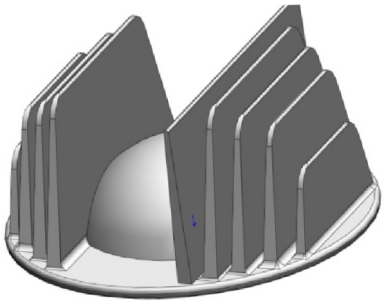
33



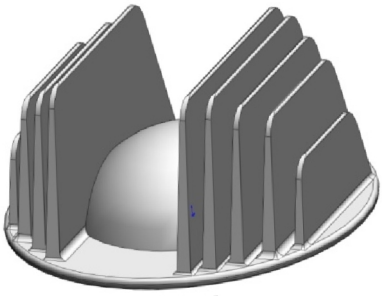
34-36



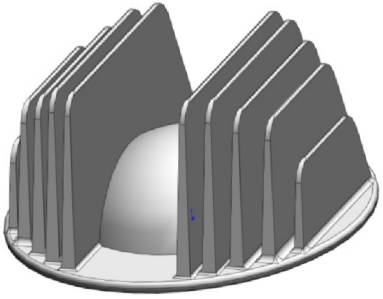
37



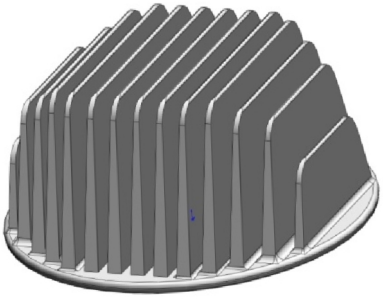
38



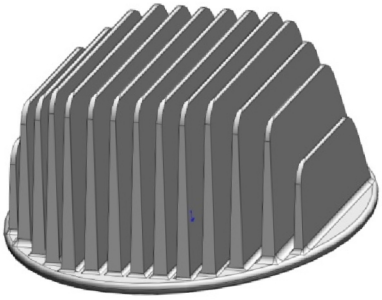
39-43



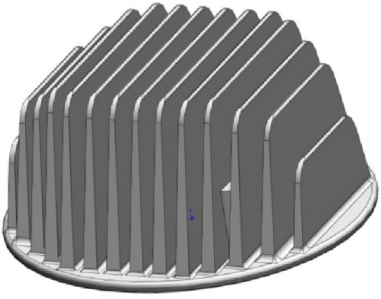
44



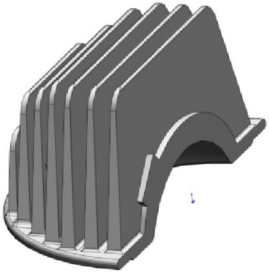
45



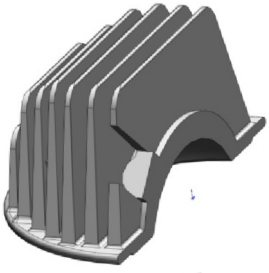
46-49



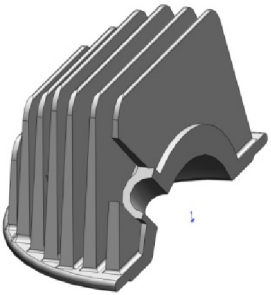
50



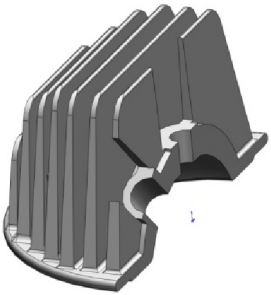
51-56



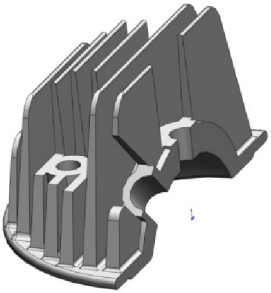
57



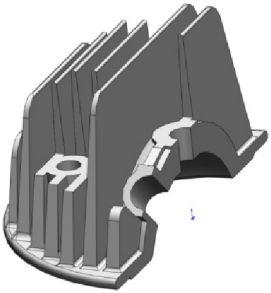
58



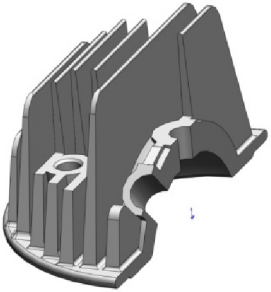
59-61



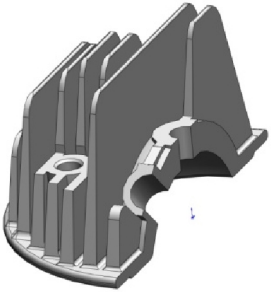
62-68



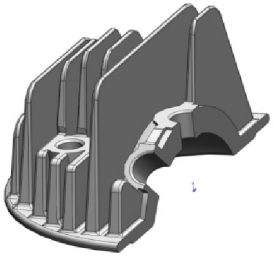
69



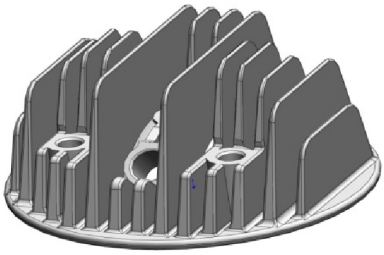
70



71-74



75-95



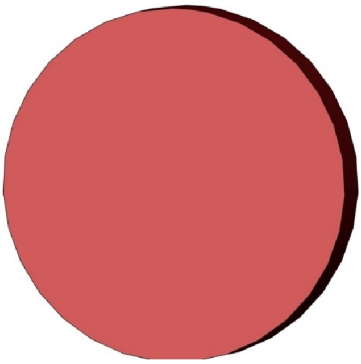
Общий вид

1.4.2 Корпус с аэродинамическим каналом

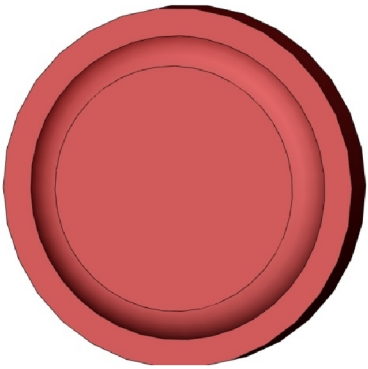
1. Создание начальной геометрии в виде цилиндра
2. Создание скруглений внешней части крышки
3. Создание начальной геометрии выходной части воздушного канала крышки
4. Создание стыковочного паза для ответной части крышки
5. Создание облегчений в корпусе крышки
6. Создание отверстий для крепления ответной части крышки
7. Создание скруглений стыковочного паза для ответной части крышки
8. Создание выреза под плоскость размещения агрегатов
9. Создание проушин для крепления боковых дефлекторов
10. Создание верхнего фланца крепления агрегатов
11. Создание крепежного отверстия в верхнем фланце
12. Создание отверстия для размещения редуктора
13. Создание облегчений выходной части воздушного канала крышки
14. Создание скруглений на задней поверхности выходной части воздушного канала крышки (боковые)
15. Создание скруглений на задней поверхности выходной части воздушного канала крышки (сверху)
16. Создание скруглений на задней поверхности выходной части воздушного канала крышки (снизу)
17. Создание скругления внешней кромки крышки
18. Создание скругления на средней части крышки
19. Создание сопряжений выходной части воздушного канала и задний части крышки
20. Создание скруглений на фланце крепления агрегатов
21. Создание облегчений во внутренней части крышки
22-26. Создание внутренней геометрии внутренней части выходного канала крышки
27. Удаление вспомогательной геометрии выходного канала на внешней стороне крышки
28. Создание сопряжений боковых поверхностей выходного канала с крышкой
29. Создание скруглений на внутренней поверхности выходного канала

30-31. Создание трапецевидной проставки в полости выходного канала
32-35. Создание облегчений во внутренней части крышки (в плоскости крепления)
36-40. Создание внутренней полости для размещения диска крыльчатки
41. Создание внутреннего аэродинамического обвода воздушного канала
42-43. Создание полости для размещения лопаточного венца крыльчатки
44-46. Создание окончательной геометрии выходной части воздушного канала
47. Создание аэродинамического канала улитки (справа)
48-49. Создание фланца крепления и отверстия для рукоятки стартера
50-57. Создание декоративных элементов корпуса (заводской ярлык двигателя, клепки, срезы)
58-87. Создание окончательной геометрии аэродинамического канала улитки, скругление кромок
88-89. Создание и скругление отверстий для крепления боковых дефлекторов
90. Создение начальной геометрии фланца крелпения агрегатов
91. Создание полости редуктора
92-95. Создание и скругление центрирующих и упорных элементов валиков редуктора
96-98. Создание крепежной плоскости редуктора, выполнение отверстий
99-103. Создание и скругление центрирующего и упорного элемента коленчатого вала двигателя, выполнение отверстия под вал
104-109. Создание фасок и скруглений отверстий, внешнего и внутреннего контура редуктора
110-117. Создание и скругление центрирующего и упорного элемента валика магнетто, выполнение отверстия под валик, создание необходимых фасок
118-119. Создание и скругление центрирующего отверстия на фланце крепления редуктора
120-122. Создание сопряжений фланца крепления редуктора и крышки

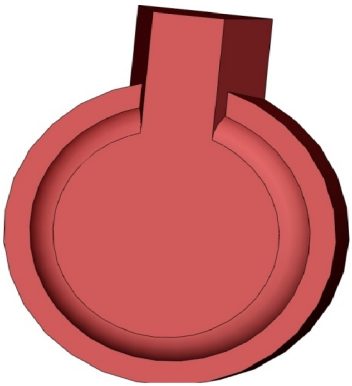
123-124. Создание и сопряжение с крышкой ребер жесткости редуктора
125-129. Создание и скругление фланца и отверстия для крепления тяги регулятора частоты оборотов двигателя
130-140. Создание и скругление фланца и отверстия для крепления рукоятки стартера
141. Создание четверть-выреза крышки



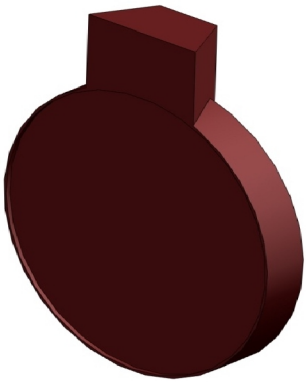
1



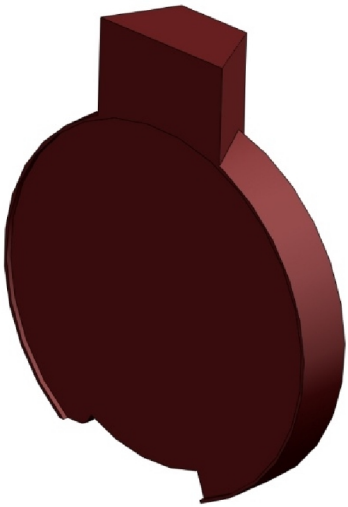
2



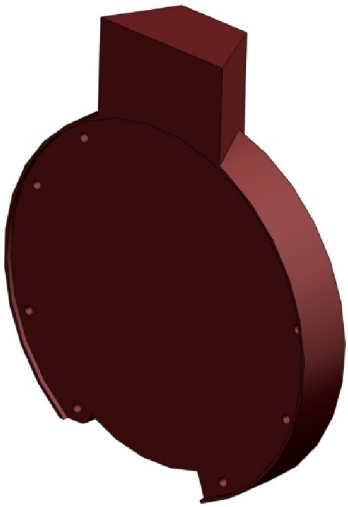
3



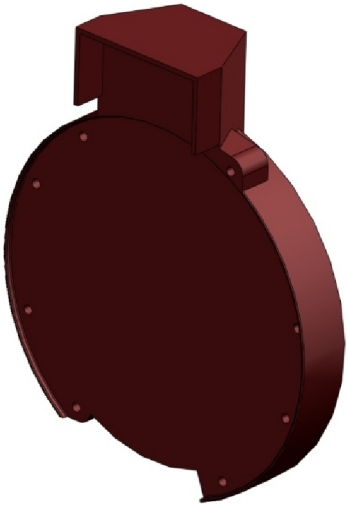
4



5



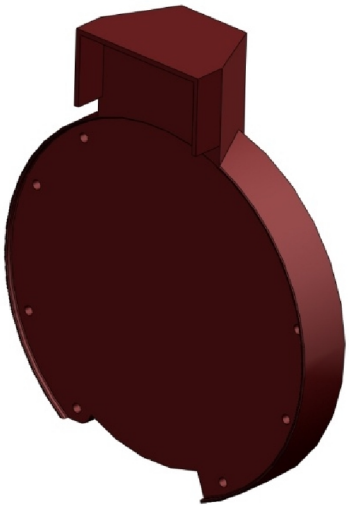
6



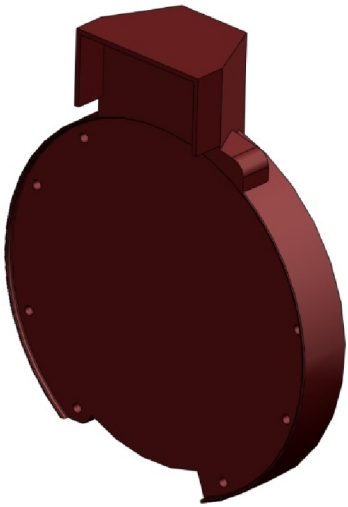
7



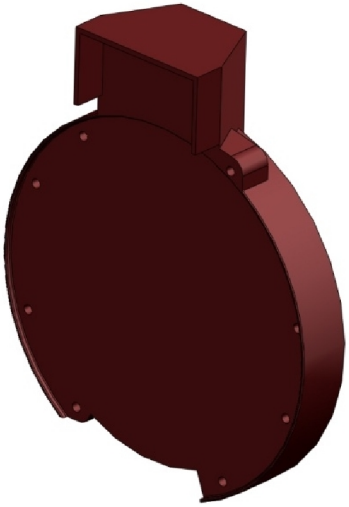
8



9



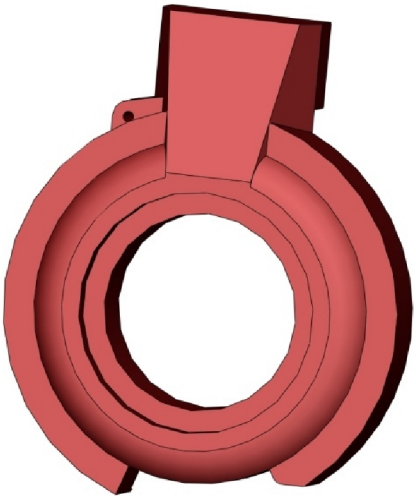
10



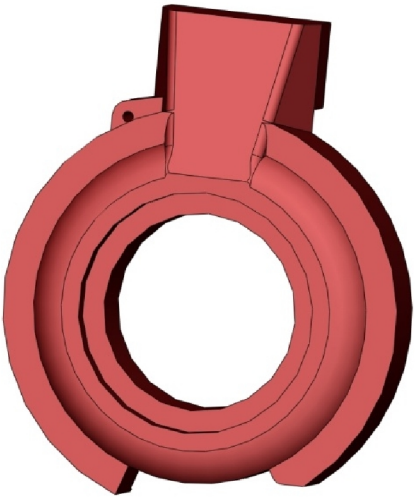
11



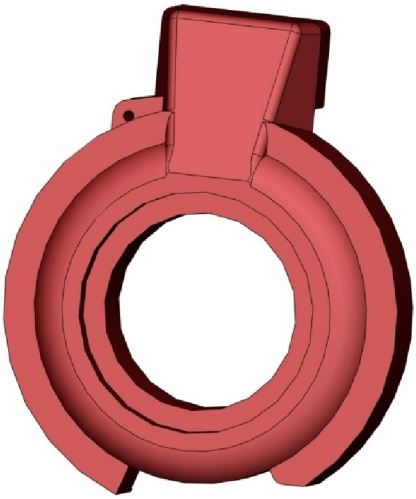
12



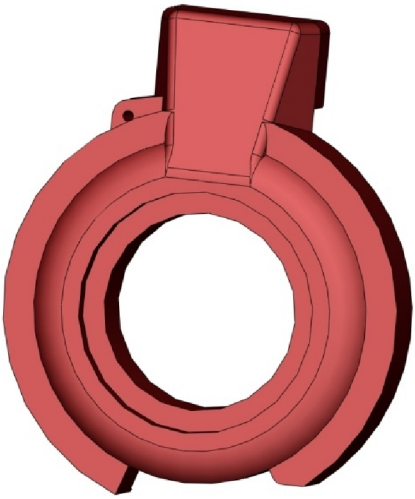
13



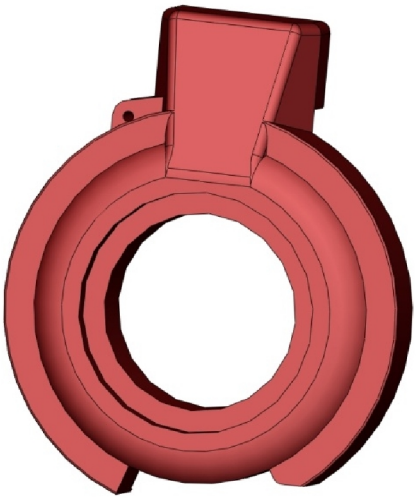
14



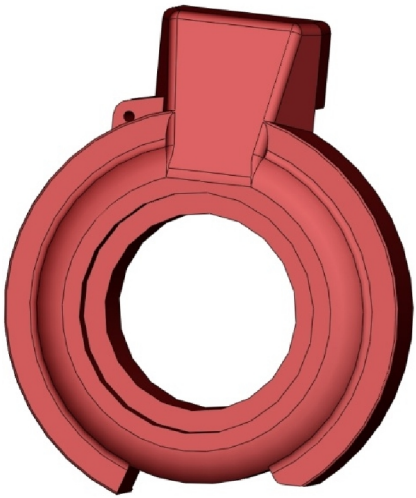
15



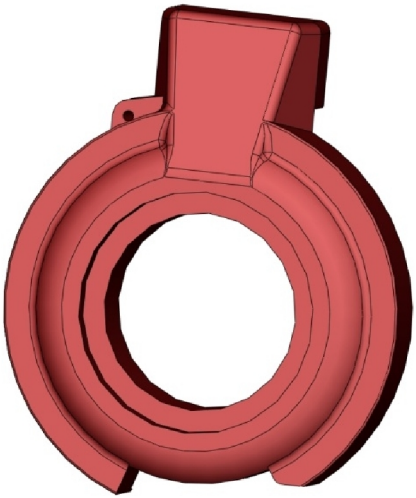
16



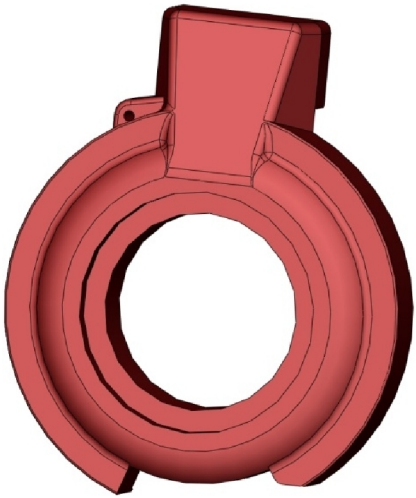
17



18



19



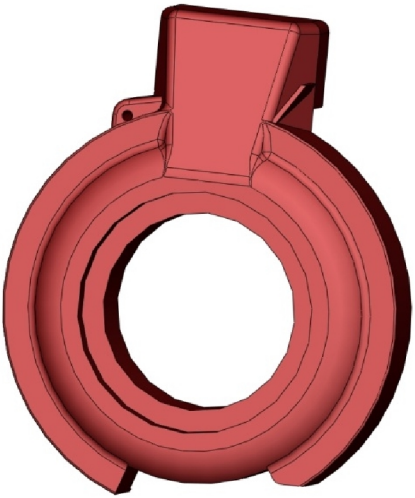
20



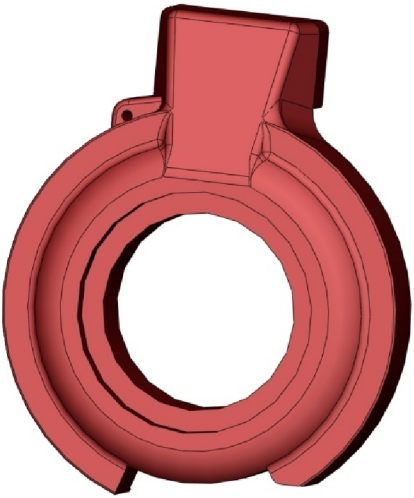
21



22-26



27



28



29



30-31



32-35



36-41



42-43



44-46



47



48-49



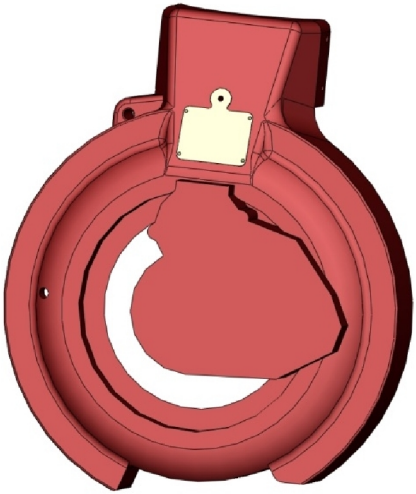
50-57



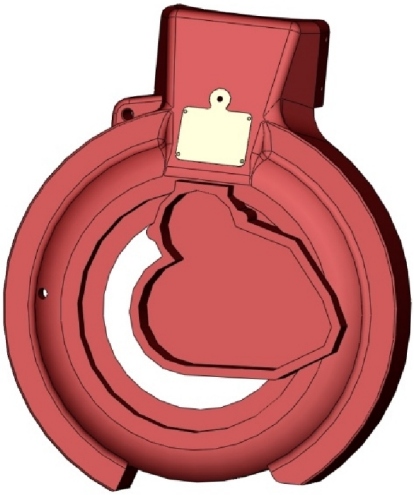
58-87



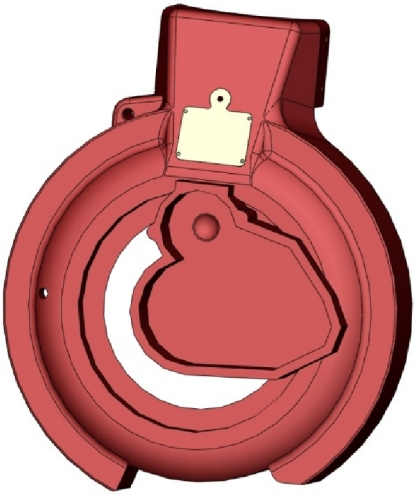
88-89



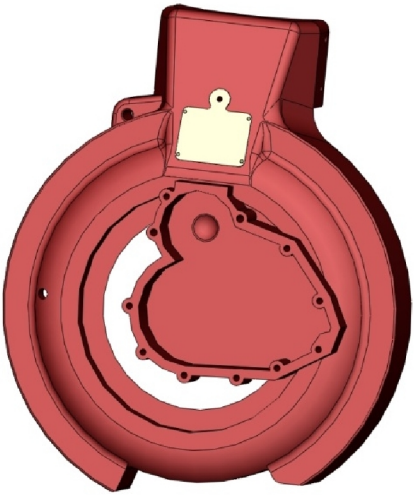
90



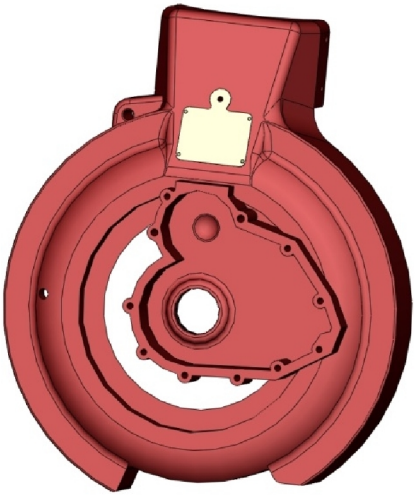
91



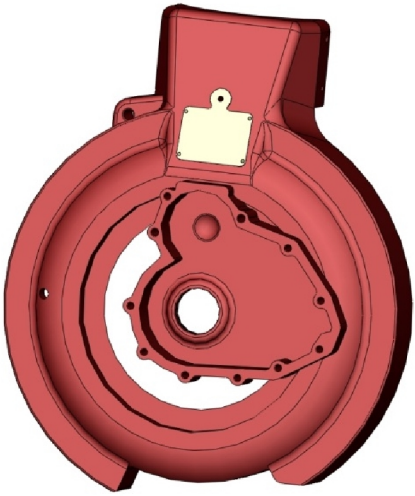
92-95



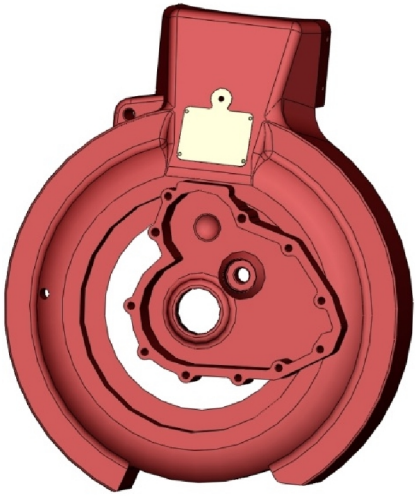
96-98



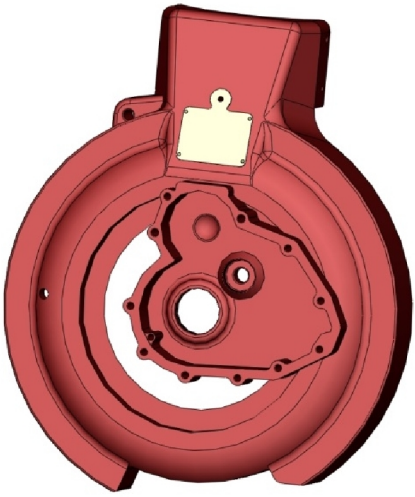
99-103



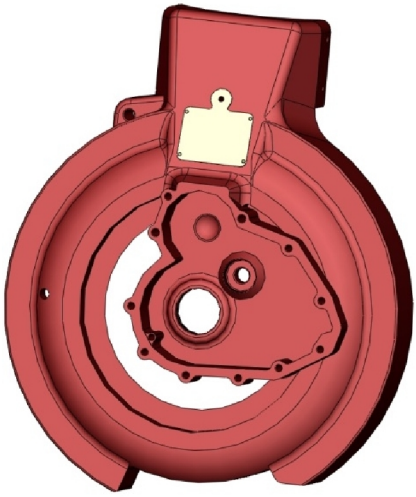
104-109



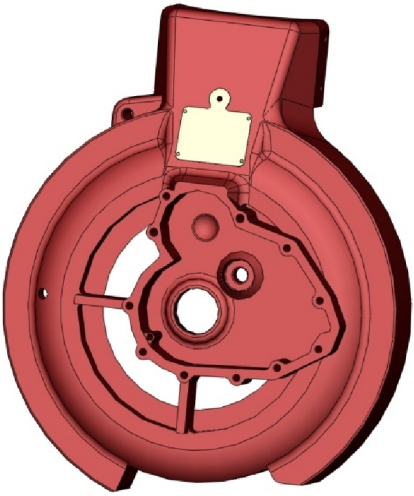
110-117



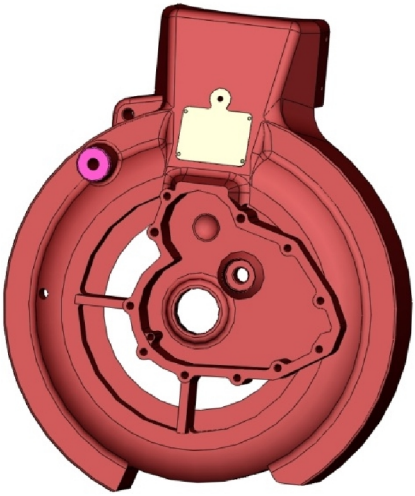
118-119



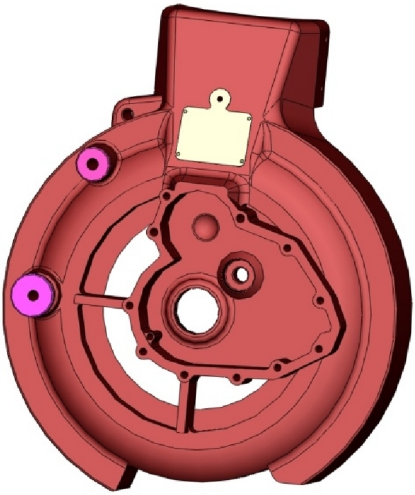
120-122



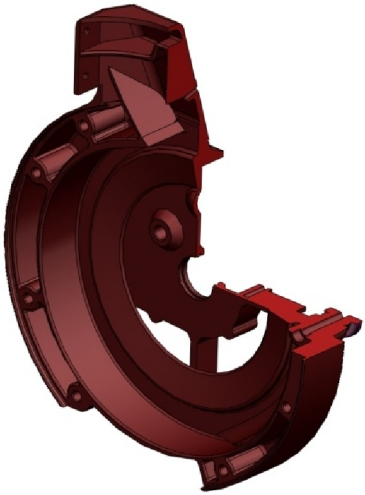
123-124



125-129



130-140



141

1.4.3 Блок цилиндров



Рисунок 13



Рисунок 14

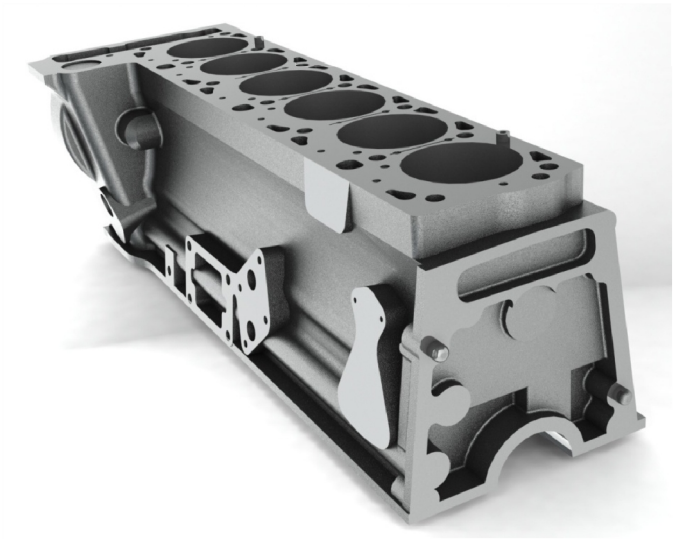


Рисунок 15

2. Моделирование динамических свойств «виртуального двигателя»

2.1 Расчёт стержневой модели с сосредоточенными массами

Курсовая работа по дисциплине «Динамика двигателей внутреннего сгорания» выполняется в программной среде MSC.ADAMS/View. Для выполнения работы студентам понадобятся учебно-методические пособия, приведенные в библиографическом списке настоящего пособия.

По указанию преподавателя может быть произведён проверочный расчёт, согласно классической методике [1]. Подобный расчёт удобнее выполнять с использованием табличного редактора, например OpenOffice.Calc или MS.Excel [7]. В данном методическом пособии основное внимание уделено расчёту двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с использованием программного пакет MSC.ADAMS.

В курсовой работе, с целью упрощения, производится расчёт только одного колена коленчатого вала (КВ) двигателя. При этом,

нагрузки, передаваемые на коренные шейки других колен вала, а также интегральные параметры (например, суммарный крутящий момент M_{Σ}), определяются за счёт математической обработки результатов в модуле MSC.ADAMS/PostProcessor.

Модель одного колена КВ строится таким образом, чтобы максимально соответствовать классическому её представлению в кинематико-динамическом расчёте, изложенном, например, в [1], поскольку одним из предназначений данной курсовой работы является сравнение классического расчёта и расчёта в пакете MSC.ADAMS.

Логически курсовая работа делится на *три раздела*:
1. Построение расчётной модели ДВС;
2. Создание необходимых виртуальных датчиков, проведение итерационного расчёта модели с получением и интерпретацией результатов;
3. Выполнение расчётов по уравновешиванию ДВС.

С расчётной точки зрения, курсовая работа подразделяется на *четыре части*:
1. Получение кинематических характеристик ДВС;
2. Получение динамических характеристик кривошипно-шатунного механизма (КШМ);
3. Получение интегральных динамических характеристик двигателя;
4. Уточнение динамических характеристик уравновешенного ДВС.

Далее последовательно рассмотрены указанные разделы курсового проекта.

Построение расчётной модели ДВС

Выполнение курсовой работы следует начать с выбора исходных параметров. В основном, они представляют собой результаты теплового расчёта двигателя. Исходные параметры удобно записать в виде таблицы 1. Конструкторские (предварительные) массы $m'_{п}$, $m'_{ш}$, $m'_{п}$ подбираются, согласно [1].

Таблица 1 – Исходные параметры для выполнения курсовой работы

Число цилиндров, i		-	Радиус кривошипа, R		м
Число тактов за цикл, τ		-	Длинна шатуна, L		м
Частота вращения, n		об/мин	Диаметр цилиндра, D		м
Атмосферное давление, Ра	0,1013	МПа	m'п		кг/м^2
КПД механических потерь, η		-	m'ш		кг/м^2
Порядок зажигания		-	m'к		кг/м^2
Уравновешивающая сила, Рпр		Н	Радиус противовеса, ρ	0,2	м

На основании приведённых исходных данных необходимо вычислить параметры, необходимые при дальнейших расчетах. Ниже приводятся соответствующие функциональные зависимости.

Круговая частота вращения КВ двигателя:

$$\omega = \pi \cdot n/30. \quad (1)$$

Соотношение длин кривошипа и шатуна:

$$\lambda = R/L \quad (2)$$

Площадь поршня:

$$A_{п} = \pi D^2 / 4 . \quad (3)$$

Угол между вспышками в цилиндрах:

$$\gamma = 180\tau / i . \quad (4)$$

Массы частей механизма

$$m = m' \cdot A_{п} . \quad (5)$$

Для упрощения динамического расчёта по классическому методу реальный КШМ заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс. Массу шатунной группы $m_{ш}$ следует заменить двумя массами, одна из которых ($m_{ш.п.}$) сосредоточена на оси поршневого пальца, а другая ($m_{ш.к.}$) – на оси кривошипа. При расчёте приблизительно можно принять

$$m_{ш.п.} = 0{,}275 \cdot m_{ш}, \quad m_{ш.к.} = 0{,}725 \cdot m_{ш} . \quad (6)$$

Следующим этапом необходимо определить силы инерции от вращающейся массы шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш.к.} R\omega^2 \quad (7)$$

и силы инерции неуравновешенной части КВ:

$$K_{Rк} = -m_{к.} R\omega^2 . \quad (8)$$

Полученные на данном этапе параметры требуется занести в таблицу 2[1].

---

[1] Прочие параметры из таблицы 2 определяются в ходе дальнейших расчётов.

Таблица 2.

Круговая частота, ω	рад/с	Масса поршневой группы, $m_{п.г.}$	кг
Площадь поршня, $A_п$	$м^2$	Масса шатуна, $m_ш$	кг
Сила инерции $K_{Rк}$	Н	Масса шатуна поступательная, $m_{ш.п.}$	кг
Сила инерции $K_{Rш}$	Н	Масса шатуна вращательная, $m_{ш.к.}$	кг
Сила Т средняя	Н	Неуравновешенная масса колена, $m_к$	кг
Момент M_i средний	Н·м	Масса поступательно движущихся частей, $m_п$	кг
Момент M_e средний	Н·м	Соотношение длин кривошипа и шатуна, λ	-
Угол между вспышками, γ	град	Масса противовеса, $m_{пр}$	кг

Далее в программном пакете MSC.ADAMS/View строится модель КШМ ДВС, показанная на рисунке 1. Для построения данной модели целесообразно использовать методические указания, изложенные в [3]. Следует отметить, что соблюдение синтаксиса MSC.ADAMS/View, примеры которого даны в [2], существенно упрощает проверку и корректировку модели, а также анализ и оформление результатов расчёта. Поэтому при построении модели ДВС необходимо использовать принятую в MSC.ADAMS/View систему наименований объектов модели.

Построение расчётной модели рекомендуется проводить в следующей последовательности:

а). Создание геометрии модели;

б). Редактирование массово-инерционных характеристик;

в). Задание кинематических граничных условий;

г). Задание динамических граничных условий.

Для согласования результатов с системой допущений, принятых в классической методике расчёта, создание модели в MSC.ADAMS/View необходимо проводить без учета гравитации, установив соответствующее значение на «No Gravity» [2]. Также следует помнить, что модель должна создаваться в положении, соответствующему нахождению поршня в ВМТ.

При создании модели всегда проверяйте, находятся ли звенья механизма в одной плоскости, для чего смотрите модель в разных видах, но для построения используйте только фронтальный вид, выбранный по умолчанию.

На Рисунок 1 приведён порядок построения геометрии модели, где 1 – Krivoship, 2 – Shatun. Это два невесомых стержня (инструмент Link). Стержень 1 имеет длину R, а стержень 2 – длину L. Они должны быть выполнены невесомыми, поскольку все массы механизма сосредотачиваются в массах M1 (3), M2 (5) и M3 (6). Для того, чтобы переименовать стержни сделать стержни невесомыми, необходимо нажать на них правой кнопкой мыши и выбрать в появившемся контекстном меню пункт Часть (Part…), а затем пункт Rename. Сделать стержни невесомыми можно через то же меню, выбрав пункт Modify (Свойства). Далее необходимо выставить в поле Category (Категория) значение Mass Properties (Массово-инерционные характеристики), в поле Define Mass By (Способ задания массово-инерционных характеристик) – Geometry and Density (геометрия и плотность), после чего в поле Density установить например значение (1.0E-002(kg/meter**3)) при котором масса деталей станет близкой к нулю. Звено 4 (Val_GRM) также выполняется в виде невесомого стержня, моделирующего собой вал ГРМ.

Массы элементов имеют следующие значения:

$$M_1 = m_{\text{п.}},$$
$$M_2 = m_{\text{ш.к.}},$$
$$M_3 = m_{\text{к.}} \qquad (9)$$

Они задаются также через пункт Modify, однако в поле Define Mass By следует выставить значение User Input (задаётся пользователем) и в поле Mass (масса) ввести значение масс, определённых из выражения (9), в принятой системе размерностей (как правило, в [кг]). При этом в полях Ixx, Iyy, Izz следует указать небольшие числа, например 0,01 для уменьшения влияния смещений деталей в случае возможных неточностей в построении модели.

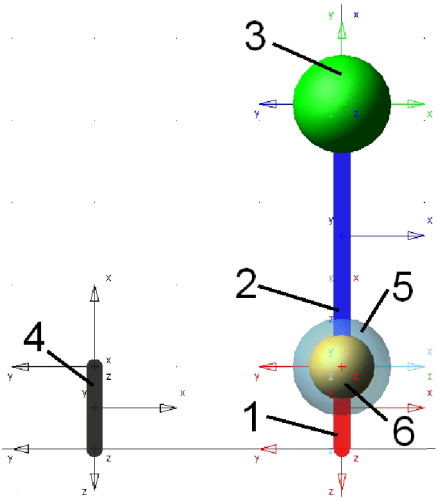


Рисунок 16. Геометрия модели

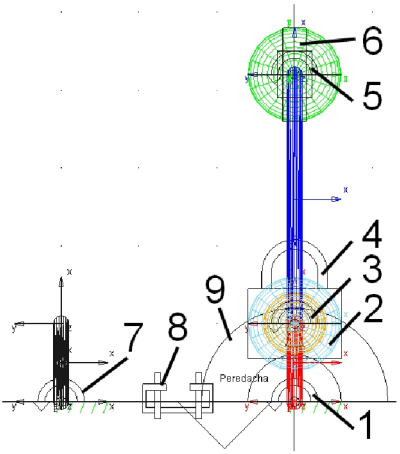


Рисунок 17. Геометрия модели с шарнирами

Созданная геометрия должна быть связана с помощью шарниров, как показано на Рисунок 2. Данные шарниры обозначаются согласно типу и порядку связи тел [5].

1. JR_Krivoship_G – вращательный шарнир (JR), связывающий кривошип (Krivoship) с землёй (G). Размещается в нижней части кривошипа, непосредственно в точке пересечения осей центральной системы координат (ЦСК).

2. JF_M3_Krivoship – жёсткое закрепление массы M2 (представляющей собой неуравновешенную массу колена) к кривошипу. Находится в центре M3. Вместе кривошип и M2 образуют модель коленчатого вала (КВ) ДВС.

3. JR_M2_M3 – вращательный шарнир, связывающий массы M2 и M3. Находится в центре M3. Представляет собой аналог подшипника и обеспечивает вращение шатуна относительно шатунной шейки КВ.

4. JF_Shatun_M2 – жёсткое закрепление массы M2 (представляющей собой вращательную массу шатуна) на стержне шатуна.

5. JR_M1_Shatun – вращательный шарнир, связывающий M1 и стержень шаруна. Моделирует собой поршневой палец.

6. JT_M1_G – поступательный шарнир, связывающий M1 с землёй. Моделирует движение поршня в цилиндре ДВС.

7. JR_Val_GRM – вращательный шарнир, связывающий стержень, моделирующий вал ГРМ с землёй, т.е. с корпусом.

8. Peredacha – сложный шарнир, моделирующий собой ременную или цепную передачу (Coupler), связывающую собой КВ с валом ГРМ. Как и все сложные шарниры, она связывает простые. В данном случае два: JR_Krivoship_G и JR_Val_GRM. При этом необходимо задать передаточное отношение 2:1, так, чтобы вал ГРМ вращался в 2 раза медленнее КВ, как это происходит на реальном двигателе.

9. Zadatchik – генератор движения, задающий в данном случае вращение с постоянной угловой скоростью ω (значение принимается из табл. хрп). Задать требуемую угловую скорость можно с помощью пункта Modify, при этом в поле Function (time) надо ввести выражение

$$\omega * \text{time}. \tag{10}$$

Единственной внешней силой, учитываемой в расчёте, является сила давления газов $P_г$ на поршень, которая заменяется сосредоточенной силой $F_г$, приложенной в центре M_1. Чтобы получить силу $F_г$ из индикаторной диаграммы, построенной в тепловом расчёте, необходимо, во-первых, построить таблицу, в которую следует записать зависимость $P_г$ от угла поворота КВ φ с определённым шагом, допустим 10 градусов. Если индикаторная диаграмма построена не от угла поворота КВ, а от хода поршня (свёрнутая индикаторная диаграмма), её надо развернуть, используя связь между ходом поршня $S_п$ и углом поворота КВ φ

$$S_{\text{п}} = R\left(\left(1-\cos\varphi\right) + \frac{\lambda}{4}\left(1-\cos 2\varphi\right) \right). \tag{11}$$

Следует обратить внимание, что отсчёт в выражении (11) идёт от ВМТ. Во-вторых, необходимо вычесть из индикаторного давления атмосферное, поскольку сила, действующая на поршень, определяется разностью давлений над поршнем и под ним (в картере). После чего полученные значения приводятся к размерности силы [Н] путём умножения на площадь поршня $A_п$

$$F_{\text{г}} = P_{\text{г}} A_{\text{п}}. \tag{12}$$

Вопросы подготовки таблицы газовой силы, импорта её в ADAMS и приложения в модели рассмотрены [8] с примерами для различных типов ДВС. В качестве примера приведём исходную таблицу с газовой силой (табл. 3) и таблицу с преобразованной газовой силой (табл. 4), готовой для импорта в ADAMS. Заметно, что исходная развёрнутая индикаторная диаграмма сжимается вдвое вдоль оси абсцисс, а справа и слева к ней добавляется ещё по

одному циклу. Подобная схема позволяет моделировать многоцилиндровые двигатели, а также рассчитывать неограниченное число оборотов КВ.

Табл. 3

ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н
0	49	**130**	-72	**260**	201	**390**	19965	**520**	1938	**650**	49
10	-72	**140**	-72	**270**	324	**400**	14133	**530**	1893	**660**	49
20	-72	**150**	-72	**280**	499	**410**	10217	**540**	1878	**670**	49
30	-72	**160**	-72	**290**	755	**420**	7627	**550**	1501	**680**	49
40	-72	**170**	-72	**300**	1136	**430**	5893	**560**	999	**690**	49
50	-72	**180**	-72	**310**	1721	**440**	4705	**570**	496	**700**	49
60	-72	**190**	-72	**320**	2631	**450**	3874	**580**	245	**710**	49
70	-72	**200**	-70	**330**	4031	**460**	3280	**590**	49	**720**	49
80	-72	**210**	-55	**340**	6006	**470**	2849	**600**	49		
90	-72	**220**	-31	**350**	8142	**480**	2534	**610**	49		
100	-72	**230**	2	**360**	9158	**490**	2303	**620**	49		
110	-72	**240**	49	**370**	34039	**500**	2136	**630**	49		
120	-72	**250**	113	**380**	27926	**510**	2017	**640**	49		

Табл. 4

ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н	ф	$F_г$, Н
-360	49	**-240**	49	**…**	…	**10**	-72	**195**	19965	**…**	…
-355	-72	**…**	…	**-10**	49	**…**	…	**…**	…	**545**	34039
-350	-72	**-180**	9158	**-5**	49	**180**	9158	**355**	49	**…**	…
…*	…	**-175**	34039	**0**	49	**185**	34039	**360**	49	**715**	49
-245	2	**-170**	27926	**5**	-72	**190**	27926	**365**	-72	**720**	49

* для краткости записи часть строк пропущена

После сохранения текстовый файл, содержащий два столбца цифр, где первый содержит углы поворота вала ГРМ, а второй – соответствующие значения газовой силы $F_г$, импортируется в ADAMS в виде сплайна (Spline) через **File Type Test Data (*.*)**. В качестве примера, окно выбора параметров показано на Рисунок 3. При этом в поле **Model Name** следует выбрать название вашей модели. Для чего щелкните правой кнопкой мыши в соответствующем поле, в появившемся контекстном меню выберите Model – **Guesses** – **Название вашей модели**. Проверить

правильность импорта можно через меню **Build – Data Elements – Spline – Modify…** Переименуйте сплайн как «Gas_force_spline» через меню **Edit – Rename**.

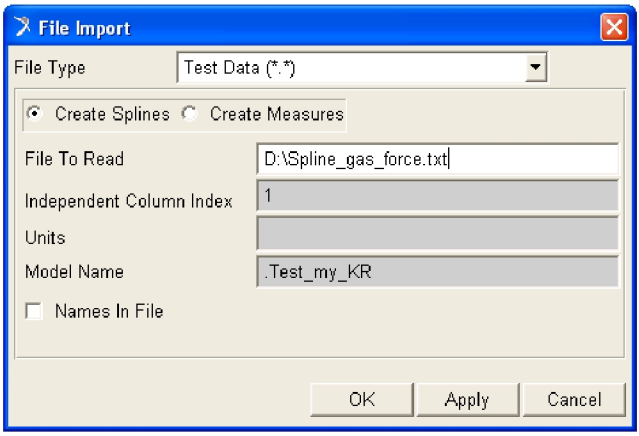


Рисунок 18. Окно выбора параметров для импорта таблицы газовой силы F_z

Для задания зависимости газовой силы от угла поворота вала ГРМ [нел сил], необходимо связать последний с модельным временем **time**. Сделать это можно, например, с помощью функционального датчика, внешний вид графика которого показан на Рисунок 4. Целесообразно назвать данный датчик «Ugol_val_loc». Функциональные датчики задаются через меню [справочник] **Build – Measure – Function – New**. Для работы с углами поворота следует сменить Math Functions (математические функции) на Displacement (функции перемещений), после чего (если модель создавалась в плоскости по умолчанию) выбрать B321 Sequence: 1st Rotation. Для выбора маркера, находящегося на конце звена Val_GRM целесообразно воспользоваться помощником Assist… Для перевода угловых значений из радиан в градусы выражение умножается на 180/π. Тогда функция датчика будет выглядеть следующим образом

YAW(MARKER_номер)*180/PI, (13)

где YAW – выбранная функция, измеряющая угловое смещение маркера относительно оси, а MARKER_номер – это маркер, находящийся на верхнем конце звена Val_GRM. В зависимости от порядка построения модели номер его может быть различным.

Для того, чтобы в поле появился график, необходимо выполнить расчёт. Для этого следует задать время расчёта **End Time** в секундах, равное двум оборотам двигателя

$$2T = 120/n, \tag{14}$$

а число шагов **Steps** равное 720, по шагу на каждый градус поворота КВ.

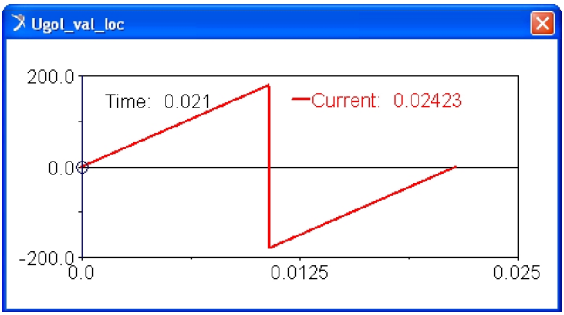


Рисунок 19. График углового положения звена (Val_GRM)

В случае, если график идёт не от нуля, требуется повернуть маркер на конце звена Val_GRM на 90 градусов. Для этого выделите его левым щелчком мыши и воспользуйтесь командой Edit – Move… Укажите в подразделе Rotate (вращение) угол +/- 90 градусов с зависимости от направления поворота и щелчком по пиктограмме поверните маркер относительно оси Z (если модель строилась в плоскости по умолчанию).

Создайте силу, приложенную в центе M1 и направленную вниз по шатуну. Переименуйте её в «Gas_force». Скопируйте функцию датчика «Ugol_val_loc» в буфер обмена. Через пункт **Modify** войдите в меню свойств вновь созданной силы. В поле Function нажмите на многоточие (…) и в открывшемся редакторе

найдите функцию Spline – Akima Fitting Method. Воспользуйтесь помощником (Assist…) чтобы связать эту силу с импортированным ранее сплайном. Примерный вид диалогового окна показан на Рисунок 5. В поле First Independent Variable (первая независимая переменная) вставьте сохранённую функцию датчика «Ugol_val_loc», являющуюся зависимостью углового положения вала ГРМ от времени. В поле Spline Name указывается название импортированного сплайна газовой силы.

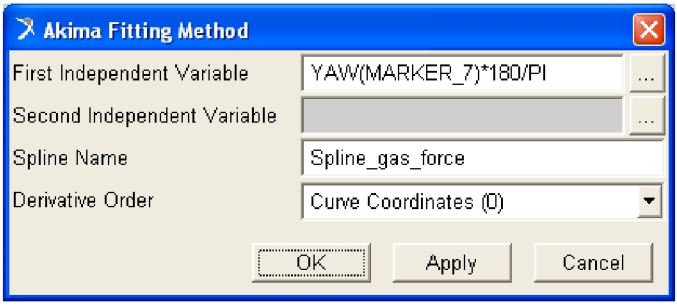


Рисунок 20. Диалоговое окно задания газовой силы F_z

График созданной силы можно отобразить, воспользовавшись командой Measure из контекстного меню, появляющегося при щелчке на пиктограмме силы правой кнопкой мыши. Задание газовой силы завершает создание модели.

Создание необходимых датчиков и снятие результатов

Для снятия результатов расчёта в модель надо добавить датчики. Некоторые из них активны по умолчанию [2], в частности те, что показывают перемещение, скорость и ускорение поршня, т.е. массы M1. Для их построения можно использовать ADAMS/PostProcessor. Однако, все графики должны иметь на оси абсцисс угол поворота коленчатого вала. Соответствующий функциональный датчик «Ugol_val» создаётся аналогично датчику угла поворота вала ГРМ, но в качестве функции выбирается угловое перемещение Displacement – AZ. Если график начинается не из нуля, его нужно сместить, добавив слагаемое соответствующей величины. Приблизительный вид функции

AZ(MARKER_номер)-PI/2 (15)

В данном случае график смещён вниз на 90 градусов ($\pi/2$). При этом в поле Units следует установить значение «Angle» (градусы). После завершения полного расчёта необходимо перейти в **ADAMS/PostProcessor** и сначала установить в качестве Independent Axis (ось абсцисс) угол поворота КВ. Для этого следует, во-первых, в поле Source (источник) выбрать тип Measures (датчики), во-вторых, переставить метку с поля Time (от времени) на поле Data (от данных) и выбрать в появившимся окне датчик «Ugol_val». Затем строятся графики зависимости кинематических параметров, таких как перемещение, скорость и ускорение поршня от угла поворота КВ. В качестве примера, на Рис. 21 приведён график перемещения поршня, а также панели его редактирования.

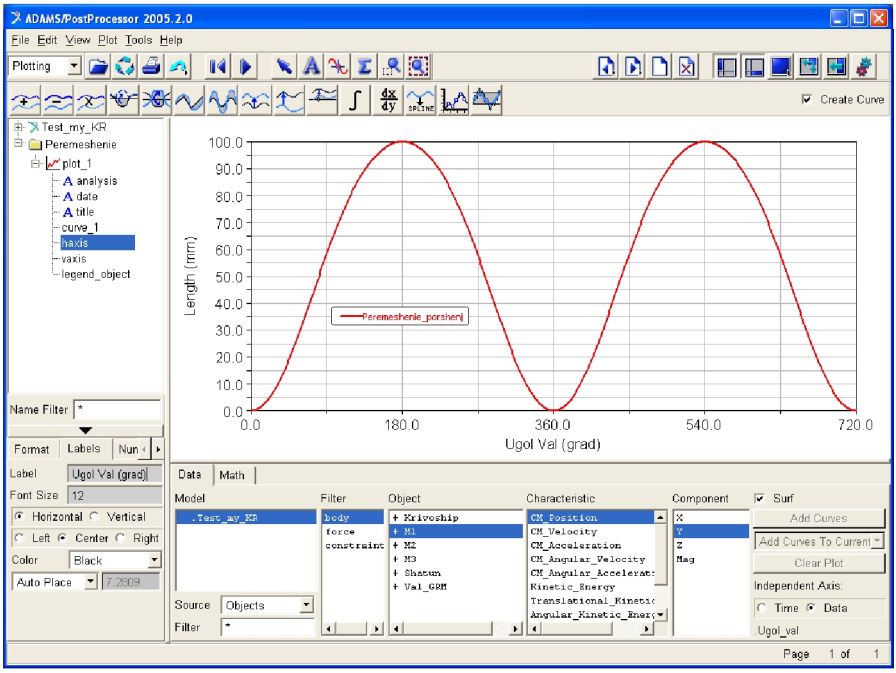


Рисунок 21. Диалоговое окно редактирования графиков

На примере Рис. 21 рассмотрим последовательность построения графиков. Для более подробной информации можно обратиться к [2]. В левой части экрана находится древо построения, состоящее из страниц (page). Для каждого графика целесообразно создавать свою страницу  . Переименуйте страницу «page_1» в «Peremeshenie». В нижней части экрана расположен инструмент работы с данными. На вкладке Data в поле Source выберите Objects (объекты). В нижнем поле Filter оставьте «*», что означает доступ ко всем объектам. В верхнем поле Filter выберите body (тела или звенья), в поле Object выберите массу M1. В поле Characteristic (характеристика) выберите CM_Position [2] (положение центра масс), а в поле Component (ось) выберите ось Y. Поставьте галочку Surf, чтобы в поле появился график, затем уберите её, чтобы можно было отредактировать внешний вид графика.

Сначала добейтесь правильной ориентации графика. Для этого воспользуйтесь панелью редактирования графиков  . Сначала необходимо добиться того, чтобы график шёл из нулевой точки. Сделать это можно с помощью инструмента  . Нажмите на иконку, затем на график. Появится копия графика, идущая из нулевой точки. Старый график нужно удалить, например, выделив его и нажав сочетание клавиш Ctrl+X. Если требуется (для согласования с классическим расчётом) график можно инвертировать относительно оси абсцисс с помощью инструмента .

Снова вернитесь к древу построения. На странице «Peremeshenie» откройте свойства графика (Plot_1). Выберите пункт analysis (название расчётной сессии). В нижнем левом углу появится панель свойств, позволяющая выполнить тонкую настройку данного пункта. Сотрите текст «Analysis: Last_Run» в сером поле, поскольку согласно правилам оформления, его не должно быть на графике. Также поступите с пунктами Date (дата) и Title (заголовок). В свойствах кривой (Curve_1) в поле Legend (легенда) укажите название графика «Peremeshenie_porshenj». В свойствах горизонтальной оси haxis на вкладке Format снимите флажок Auto Scale и задайте вручную диапазон по оси абсцисс от нуля до 720

градусов. На вкладке Labels в поле Label введите подпись по оси Ugol Val (grad). В поле Font Size укажите размер шрифта. Учтите, что подписи на графиках должны быть на два пункта меньше, чем основной текст, т.е., если текст имеет размер 14 пунктов, то подпись должна быть размером 12 пунктов. Тот же размер шрифта установите для цифр на вкладке Numbers. Также измените размер подписи и цифр для оси ординат vaxis. Аналогичным образом постройте графики скорости (CM_Velocity) и ускорения (CM_Acceleration) поршня. Приблизительный внешний вид остальных графиков можно посмотреть в расчётном примере [1].

Далее рассмотрено получение динамических характеристик.

Для получения графика газовой силы в верхнем поле Filter выберите «force», object – «Gas_force», Characteristic – «Element_Force», Component – «Mag» (суммарное значение).

Сила инерции поступательно движущихся частей представляет собой произведение их массы M1 на её ускорение. Отобразите на чистой странице график ускорения поршня, воспользуйтесь инструментом  , чтобы отмасштабировать график, введя в поле Scale (масштаб) значение массы M1 в кг. При этом график ускорения обязательно должен быть в [м/с^2]. Изменить размерность с [мм] на [м] можно в меню Setting – Units, однако учтите, что перед началом расчёта необходимо вернуть систему единиц в ту, при которой создавалась модель[2], иначе расчёт будет неверным. Изменять цвет и стиль линии (сплошная, пунктирная и т.д.) можно с помощью полей Color и Line Style, находящихся на панели свойств кривой. Затем измените подпись вдоль верхней оси на Inertion_force (N).

---

[2] Допускается перед созданием модели заменить в системе единиц [мм] на [м] и вести дальнейшие расчёты в этой размерности. При этом все графики также будут построены в [м].

Суммарная сила не определяется по умолчанию, поэтому для её определения требуется создать функциональный датчик со следующей функцией

JOINT(.Test_my_KR.JR_Porshenj_Shatun, 0, 3, 0). (16)

Для этого в диалоговом окне создания датчика (Build – Measure – Function - New) выберите «Force in object» (Сила в объекте), и в качетве объекта укажите «Joint Force» (реакция в шарнире). Как обычно, воспользуйтесь помощником (Assist…). Внешний вид диалогового окна показан на Рисунок 7. В поле Joint Name укажите название шарнира, соединяющего поршень и шатун «JR_Porshenj_Shatun», поскольку именно в этом шарнире действует суммарная сила, в классическом расчёте определяемая за счёт сложения силы инерции поступательно движущихся масс с газовой силой. В поле Force Component укажите направление реакции. В данном случае нас интересует сила, передаваемая вдоль оси y (Fy).

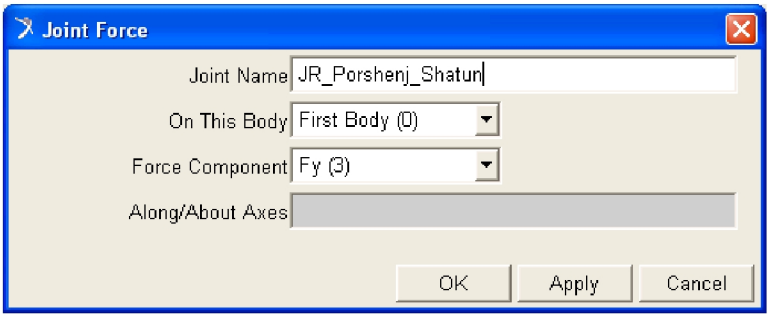


Рисунок 22. Диалоговое окно задания Joint Force

После выполнения расчёта, созданный датчик автоматически добавляется на панель данных ADAMS/PostProcessor. Постройте и отредактируйте его график тем же образом, что и предыдущие.

График силы нормальной силы N также определяется через функциональный датчик, причём в том же шарнире и имеет функцию следующего вида

JOINT(.Test_my_KR.JR_Porshenj_Shatun, 0, 2, 0). (17)

Единственно отличие от предыдущего датчика заключается в направлении реакции вдоль оси x (Fx). Форму графика можно проверить по [1]. Если графики частично не совпадают, прежде всего обратите внимание на знаки функций и угла β между осями стержня шатуна и цилиндра. Возможно их следует изменить, поскольку в ADAMS/View и классической модели оси координат могут быть направлены в противоположные стороны.

Далее вам потребуется датчик $\cos\beta$. Создайте функциональный датчик, имеющий примерно такую функцию

$$\text{COS(AZ(MARKER_номер)-PI/2)}, \qquad (18)$$

где MARKER_номер – маркер на одном из концов стержня шатуна, а поправка $\pi/2$ введена для того, чтобы угол отсчитывался от нуля. Поправка может различаться в зависимости от ориентации маркеров и направления вращения КВ. Для проверки постройте датчик угла β (AZ(MARKER_номер)) и определите, идёт ли он из нуля. Ориентировочная амплитуда изменения угла β 10…30 градусов.

Следующим строится датчик силы, действующей вдоль шатуна S. Данная сила является вспомогательной и также определяется с помощью функционального датчика. Математически она находится из следующего выражения:

$$S = P/\cos\beta\,. \qquad (19)$$

Сначала требуется скопировать в буфер обмена выражение функции из датчика суммарной силы (16). Затем вставить его в датчик силы S и разделить на выражение (18). Итоговая функция будет иметь примерно такой вид:

JOINT(.Test_my_KR.JR_Porshenj_Shatun, 0, 3, 0)/COS (AZ(MARKER_номер)-PI/2) (20)

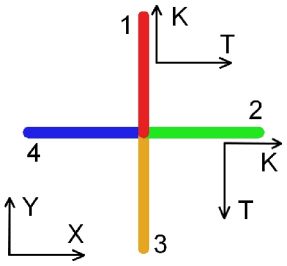


Рисунок 23.
Определение сил К и Т

Сила от поршня передаётся на шатунную шейку. Определим её величину в проекциях на кривошип и тангенциально ему, как принято в классическом расчёте [1]. Для этого скопируйте в буфер обмена выражение функции датчика «Ugol_val». MSC.ADAMS/View определяет нагрузки в шарнире JF_Shatun_M2, связывающем стержень шатуна с массой М2, в котором действует искомая сила К, в декартовой системе координат, связанной с корпусом. Реакция вдоль оси Y (JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 3, 0)) и реакция вдоль оси X (JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 2, 0)).

Связать между собой оси К и X,Y можно из следующих соображений. Рассмотрим Рисунок 8, на котором показан кривошип в четырёх положениях (1,2,3,4). Отсчёт ведётся от момента нахождения поршня в ВМТ. Очевидно, что в положении 1: К=Y, в положении 2: К=X, в положении 3: К=-Y, в положении 4: К=-X. В промежутках между положениями ними сила К есть сумма проекций реакций X и Y, зависящая от текущего угла поворота кривошипа φ. Проекции находятся через тригонометрические функции sin и cos. Математически зависимость запишется в виде:

$$K = \pm Y \cdot \sin\varphi \pm X \cdot \cos\varphi, \qquad (21)$$

или, используя синтаксис пакета MSC.ADAMS,

JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 3,
0)*COS(AZ(MARKER_номер)-PI/2)+ (22)
+JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 2,
0)*SIN(AZ(MARKER_номер)-PI/2).

Знаки функции определяются ориентацией маркеров и направлением вращения кривошипа. Данные функции (22)

приведены для вращения КВ против часовой стрелки, причём оси маркера, в котором установлен шарнир, сонаправлены с осями ЦСК.

Аналогичным образом определяется и сила Т. Математически зависимость запишется в виде:

$$T = \pm X \cdot \sin\varphi \pm Y \cdot \cos\varphi, \qquad (23)$$

или, используя синтаксис пакета MSC.ADAMS,

-JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 2,
0)*COS(AZ(MARKER_номер)-PI/2)+ (24)

+JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 3,
0)*SIN(AZ(MARKER_номер)-PI/2).

Построим график силы Pk, также направленной по кривошипу, но учитывающей силу инерции от врашающейся массы шатуна. Поскольку сила … является постоянной, её можно прибавить к силе К. Тогда выражение для силы Рк запишется в виде

$$P_{к} = \pm Y \cdot \sin\varphi \pm X \cdot \cos\varphi + K_{Rш}, \qquad (25)$$

или, используя синтаксис пакета MSC.ADAMS,

JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 3,
0)*COS(AZ(MARKER_номер)-PI/2)+ (26)
+JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 2,
0)*SIN(AZ(MARKER_номер)-PI/2)-9398.8.

ПРИМЕЧАНИЕ. Если вы работаете с объёмной моделью двигателя, то силу Рк можно получить вместо силы К (необходимость полуения которой отпадёт) в шарнире JR_Krivoship_Shatun, поскольку массы М1, М2, М3 будут распределены по объёму соответствующих деталей. В этом же шарнире можно посмотреть суммарную силу на шатунную шейку. Точно также все последующие силы находятся напрямую из соответствующих шарниров. При этом форма графиков полученных классическим методом и в пакете ADAMS

будут несколько различаться в силу допущений классического расчёта:

1. Разноска шатуна на вращательную и поступательную массы вместо плоско-параллельного движения даёт некоторую погрешность;

2. В классическом расчёте предполагается постоянство частоты вращения, однако в реальности крутящий момент двигателя неравномерен, поэтому для обеспечения принятого условия приходится компенсировать неравномерность приложением генератора движений (или внешней нагрузки), который несколько (предельные значения совпадают, расхождения в промежуточных точках до 20-30%) искажает графики нагрузок на шейки в сравнении с классическим расчётом и делает их более близкими к реальности. Подробнее вопросы расчёта динамики на основе объёмной модели двигателя рассмотрены в [5].

Зная силы Рк и Т постройте полярную диаграмму нагрузок на шатунную шейку. Для этого в ADAMS/PostProcessor измените параметр Data с «Ugol_val» на датчик, измеряющей значение силы Т, например, «Sila_T», чтобы данная была отложена вдоль оси абсцисс. А вдоль оси ординат отложите силу Рк. Примерный вид диаграммы показан на Рис. 24.

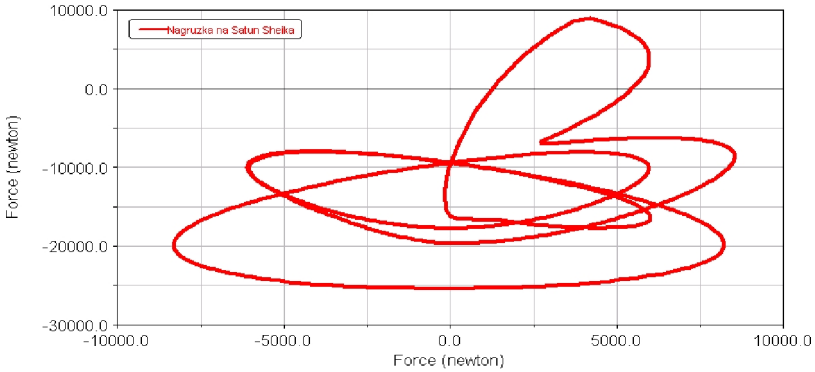


Рисунок 24. Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку

Постройте график суммарной нагрузки на шатунную шейку. Для этого создайте функциональный датчик, осуществляющий векторное сложение нагрузок, действующих по кривошипу и тангенциальных ему в точке расположения шатунной шейки. Абсолютную величину вектора силы Rшш можно определить из выражения.

$$R_{\text{ш.ш.}} = \sqrt{T^2 + P_{\text{к}}^2} \qquad (27)$$

Функция данного датчика имеет примерно следующий вид

```
((JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 3, 0)*COS(AZ(MARKER_2)-
  PI/2)+                    +JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 2,
                0)*SIN(AZ(MARKER_2)-PI/2)-9398.8)**2+
                +(JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 2,
                0)*COS(AZ(MARKER_2)-PI/2)+(28)
 +JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 3, 0)*SIN(AZ(MARKER_2)-
                PI/2))**2)**0.5
```

Используя средства ADAMS/PostProcessor, постройте график индикаторного крутящего момента Mi. Для этого на пустой странице постройте копию графика силы T. Используя инструмент  , умножьте график на радиус кривошипа R. Радиус кривошипа R нужно вводить в поле Scale в [м]. Не забывайте изменять подписи на осях графиков. Среднее значение (Avg) крутящего момента можно узнать на панели статистики  для данного графика.

Снова создайте копию графика Mi и умножьте его тем же способом на коэффициент механических потерь. Также определите и зафиксируйте среднее значение. Сравните средние значения моментов с определёнными в тепловом расчёте и сделайте вывод о расхождении.

Далее получите нагрузки, действующие на коренные шейки. Поскольку в модели имеется только один КШМ, расчёт нагрузок на коренные шейки осуществляется за счёт математических операций с графиками в PostProcessor.

Скопируйте функцию из датчика Рк, создайте функциональный датчик, измеряющий величину силы $К_{Рк}$ и вставьте в новый датчик сохранённую функцию. После чего замените значение силы Кш на сумму сил, поскольку на коренные шейки действуют силы инерции от всех вращающихся масс. Итоговая функция будет выглядеть примерно следующим образом

JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 3, 0)*COS(AZ(MARKER_2)-PI/2)+ (29) +JOINT(.Test_my_KR.JF_Shatun_M2, 0, 2, 0)*SIN(AZ(MARKER_2)-PI/2)-22363.9,

Силы действующие на все шатунные шейки различаются, поскольку в каждом цилиндре двигателя происходят различные процессы. Очерёдность протекания этих процессов регулирует порядок зажигания. Постройте силы Kpk и T, действующие на другие шатунные шейки вала. Для четырёхцилиндрового двигателя возможны два порядка зажигания 1-2-4-3 и 1-3-4-2, где цифрами обозначены номера цилиндров (при этом весь предыдущий расчёт был для цилиндра №1). В качестве примера, здесь принят порядок зажигания 1-2-4-3. Поскольку для получения сил потребуется смещать графики, необходимо взять больший диапазон времени расчёта time = 4T и соответственно число расчётных точек steps = 1440.

Построим силу Kpk2. Создайте чистую страницу в ADAMS\PostProcessor и вставьте туда график Kpk, идущий от нуля до 1440 градусов. Затем перейдите с вкладки Data на вкладку Math. Выделите график левой кнопкой мыши (при этом толщина кривой станет визуально больше). Затем в поле X Expression добавьте к выражению величину сдвига, в данном случае минус 540 градусов

.Test_my_KR.Ugol_val-540 (30)

Аналогично строятся силы Kpk3 и Kpk4, причём величины сдвига составляют минус 180 градусов и минус 360 градусов соответственно.

Построим силы T2, T3, T4, используя тот же алгоритм, т.е. сдвигая график силы T, идущий от нуля до 1440 градусов. Причём,

для каждой силы необходимо использовать чистую страницу в ADAMS\PostProcessor. Величины сдвигов соответственно минус 540, минус 180 и минус 360 градусов.

Определите нагрузки на первую и пятую шатунную шейки. Они равны между собой. Предположим, что все шейки вала имеют равную длину, тогда нагрузки, приходящиеся на шатунную шейку, делятся поровну между двумя соседними коренными шейками. Таким образом, на первую и пятую шейки нагрузки действуют только с одной стороны. Следовательно, нагрузку можно определить по формулам

$$K_{K1} = K_{K5} = -0{,}5 \cdot K_{pk} \text{ и } \qquad T_{K1} = T_{K5} = -0{,}5 \cdot T \tag{31}$$

В пакете ADAMS можно получить данный график за счёт масштабирования  графиков силы Kpk и T с масштабным коэффициентом – 0,5. Графики также должны быть выполнены на отдельных страницах ADAMS\PostProcessor, диапазон углов поворота КВ от нуля до 720 градусов.

Дальнейшую обработку графиков удобнее вести в табличном редакторе, например, MS.Excel [метода по экселю]. Для этого необходимо экспортировать соответствующие графики из ADAMS в табличный формат. Экспортировать потребуется графики Kpk1, Kpk2, Kpk3, Kpk4, T1, T2, T3, T4, Kk1, Tk1. Для этого откройте страницу с интересующим графиком. Затем в меню File выберите команду Export – Table… Появится диалоговое окно, показанное на рисунке 25.

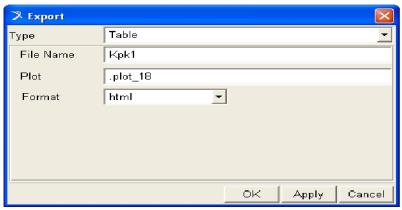


Рисунок 25. Окно экспорта графика в табличный файл

File Name – название файла, в котором будет сохранена таблица. Таблица будет иметь два столбца, в первом из которых приведены значения независимого параметра (угол поворота КВ), а во втором – значения соответствующей функции, в тех единицах измерения, в которых они представлены на графике. В поле Plot указывается номер графика. Проще всего указать его, щёлкнув правой кнопкой мыши в этом поле и в контекстном меню выбрав Plot – Pick. После чего следует щёлкнуть левой кнопкой мыши на интересующем графике. Файл сохраниться в директорию, выбранную рабочей для данного сеанса ADAMS (File – Select Directory…).

Открыв сохранённый файл, выделите данные в обоих столбцах и скопируйте их в текстовый документ, который можно открыть, например, ПО «Блокнот». В получившихся столбцах текста либо замените точки на запятые (воспользовавшись командой **правка - заменить)** либо установите в MS.Excel разделитель целой и дробной части в виде точки и скопируйте столбцы на лист MS.Excel. Для остальных файлов требуется копировать только столбец со значениями функции, поэтому столбцы с со значениями углов поворота можно удалять. Округлите первый столбец с градусами до целых чисел, воспользовавшись командой **формат ячеек** и добавьте столбцы со значениями всех экспортированных функций.

Дальнейший расчёт, включающий в себя определение сил Kk2, Kk3, Kk4, Tk2, Tk3, Tk4, Rk3, Kk3y и Tk3y после уравновешивания, построения полярных диаграмм нагрузок на шейки (для третьей шейки до и после уравновешивания), определение массы противовесов, определение коэффициента неравномерности крутящего момента, а также построения диаграмм износа шатунной и третьей коренной шейки, ведётся по классической методике [1].

Для построения полярных диаграмм в пакете MS.Excel требуется воспользоваться инструментом Точечная диаграмма, указав вдоль оси абсцисс столбец значений одного параметра

(например, Tk2), а по оси ординат – другого (например, Kk3). При этом число ячеек в обоих столбцах должно быть одинаковым.

В выводах по работе должна содержаться информация о том, какие виды расчётов произведены с использованием каких исходных данных, а также основные характеристики, полученные в расчёте:

максимальные и минимальные значения хода, скорости и ускорения поршня;

сравнение моментов, полученных в тепловом и динамическом расчётах с величиной расхождения и анализом совпадения;

коэффициент неравномерности крутящего момента;

масса и радиус противовеса;

На основании этого делается общий вывод о соответствии результатов расчёта данным прототипа или аналогичных двигателей.

2.2 Моделирование газовых сил в двигателе

2.2.1 Задание внешних сил в виде функций и сплайнов

Обсуждая задание внешних сил, мы предполагаем, что геометрия механизма уже задана, а массово-инерционные свойства деталей определены. Как это сделать, подробнее объяснено в [3][3]. В общих чертах импорт состоит из:

а) Передачи сборки из CAD-пакетов в программный CAE-комплекс ADAMS;

б) Переименования деталей;

в) Определения средствами ADAMS для каждой детали массово-инерционных характеристик;

---

[3]Изучение конструкции ДВС с совместным использованием пакетов ANSYS, ADAMS, SolidEdge: Гвоздев А.С., Мелентьев В.С., с. 15-20

г) Цветового выделения деталей;

д) Оснащения модели соединениями (кинематические граничные условия).

Если вы создаёте геометрию в ADAMS/View, для получения более подробной информации вы можете воспользоваться работой [6], где на примере поршневого двигателя дан пошаговый алгоритм создания модели.

Редактор функций[4] **(Function Builder)** в ADAMS нужен для:

- ✓ Проведения математических операций при анализе исходных данных и конечных результатов
- ✓ Связи параметров механической системы между собой и с внешними силами
- ✓ Задания законов изменения различных параметров в модели (закон движения звеньев, закон изменения возбуждающей силы, закон изменения жёсткости элемента и так далее)

Для задания внешних сил применяются *модельные* функции, которые используются в процессе расчёта модели. Для доступа к ним сначала следует выполнить процедуру создания вектора силы. Для этого необходимо выбрать на панели Toolbox следующую иконку  , которая называется «*Applied Force: Force (Single Component)*», то есть однокомпонентный вектор сосредоточенной силы[5].

На рисунке 1 рассмотрен пример приложения сосредоточенной силы. Сначала мы определяем, к какому телу (4) должна быть приложена внешняя сила. Затем выбираем маркер (3), который является точкой приложения силы. Напоминаем, что в ADAMS все силы прикладываются **только к маркерам**. Если в

---

[4]ADAMS/View, ADAMS/PostProcessor: Краткий справочник пользователя: Мелентьев В.С, Гвоздев А.С, с. 20, 40

[5] Там же, с. 57

интересующем вас месте нет маркера, его можно создать[6]. Проще всего создать новый маркер в ближайшем маркере (или копировать этот маркер), а затем переместить его в нужное место командой **Move…**[7]. Также можно создать новый маркер и непосредственно указать его координаты в ЦСК с помощью **Table Editor**[8]. Затем щёлкнуть на иконку  , а потом на выбранный маркер.

Каждый маркер имеет оси (2), образующие его локальную систему координат (ЛСК). *Вектор силы* (1) очень удобно направлять вдоль этих осей. Если вектор должен иметь другое направление, его можно повернуть командой **Edit – Move….**

Кроме того, вектор можно ориентировать по точкам **Working Grid**[9] (рабочей сетки).

После завершения создания силы и выбора её направления, следует открыть меню Modify Force (5). Здесь вы можете изменять параметры силы, за исключением названия «*SFORCE_1*», которое можно изменить командой **Rename**[10]. Напоминаем, что команды **Modify** и **Rename** дублируются в контекстном меню правой кнопки мыши, вызываемом щелчком на деталь. Щёлкните на иконку  для перехода в **Function Builder**. В открывшейся панели видно серое поле ввода данных и набор модельных функций.

Модельные функции делятся на 11 категорий. Рассмотрим их по порядку.

---

[6] Там же, с. 66-67, 102
[7] Там же, с. 11-12
[8] Там же, с. 40, 66
[9] Там же, с. 35-36
[10] Там же, с. 10-11, 45, 77

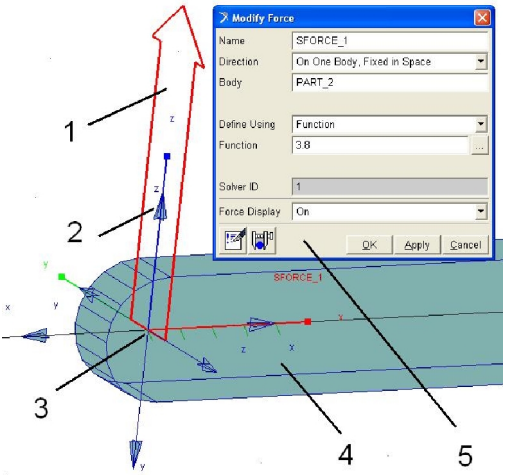


Рисунок 26 - Приложение сосредоточенной силы к маркеру

Displacement – функции перемещения (15)[11]. Подразделяется на 3 группы (*distance (X, Y, Z, Mag)* - линейное, *angle (X, Y, Z, Mag)* - угловое, *B3nn* – в виде углов Эйлера) и 2 вне категории.

Velocity – функции скорости (10). 2 группы + 2 вне категории.

Acceleration – функции ускорения (9). 2 группы + 1 вне категории.

Contact Functions – контактные функции (2)

Spline – сплайны (4)

Force in Object – сила в объекте. Под «объектами» понимаются все виды граничных условий: шарниры, генераторы движения и так далее (16)

Resultant Force – результирующая сила. (8). Сумма всех сил и моментов в модели. 2 группы: силы и моменты

---

[11]Числа в скобках обозначают количество соответствующих функций в данной категории

Math Functions – математические функции (32). Они широко распространены, поэтому для них используются стандартные обозначения.

Data Element – элементы данных (7). Работа с массивами и матрицами, представляющими собой числовое описание модели.

Subroutine – модуль загрузки написанных подпрограмм. Здесь всего 1 команда: *USER*.

Constants & Variables – постоянные и переменные (13).

TIME – модальное время, **IF** – команда ветвления. Аналогичен математическому оператору «если».

Остальные функции относятся к вибрационному анализу. В конце приведены функции обращения к алгоритму решателя (Solver). Всего в ADAMS 117 модальных функций.

Используя этот набор функций, можно описать основные параметры модели. Зададим, для примера линейную функцию в зависимости от времени $F=a \cdot t$, где $a=10$ (рисунок 2). В ADAMS это запишется как

10*time

Зададим параболическую функцию $F=10 \cdot t^2$. В ADAMS данная функция имеет вид (рисунок 3):

10*time**2[12]

В инструментарии пакета имеются тригонометрические функции, логарифмы, полиномы и множество других. Весьма полезной является функция STEP, позволяющая использовать кусочно-заданные функции с организацией плавных переходов на графиках.

---

[12] ** - в ADAMS обозначает знак возведения в степень

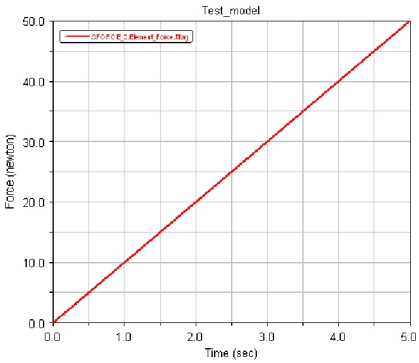


Рисунок 27 – Линейная функция «10*time»

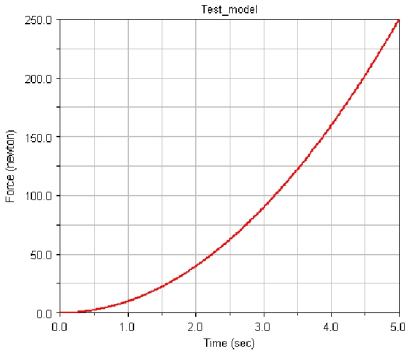


Рисунок 28 – Параболическая функция «10*time**2»

Простейшая функция STEP приведена на рисунке 4: «STEP(time,0,0,5,50)»[13]. Time – это использование модельного времени[14] в качестве независимой переменной, то есть X. В руководстве синтаксис функции представлен следующим образом «STEP(x , x0 , h0 , x1 , h1)», где x0 – начальное значение переменной (0), x1 – конечное значение переменной (5), h0 – значение функции при x0 (0), h1 – значение функции при x1 (50).

[13]В ADAMS название функции записывается прописными латинскими буквами, затем в скобках через запятую перечисляются параметры функции. При написании десятичных дробей используется точка.

[14] В ADAMS существует три различных категории «времени»: 1) time – модельное время, которое соответствует реальной длительности процесса; 2) время расчёта – оно зависит от ресурсов компьютера и показывает, сколько времени требуется ADAMS для решения задачи; 3) время анимации – определяется скоростью воспроизведения видеороликов с результатами.

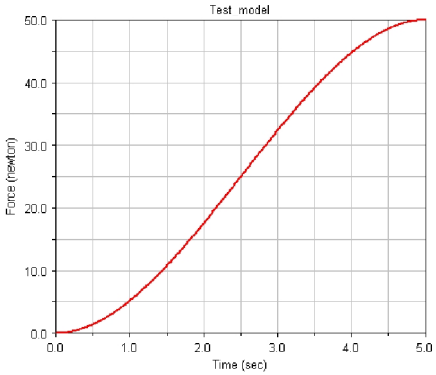


Рисунок 29 – Простейшая кусочно-заданная функция с плавными переходами «STEP(time,0,0,5,50)»

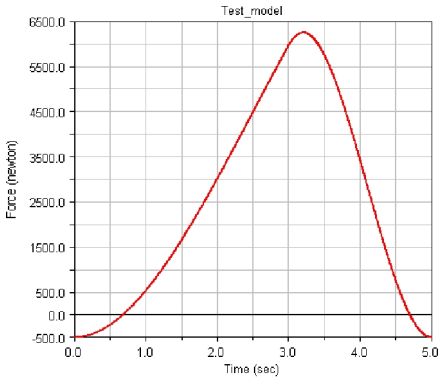


Рисунок 30 – Имитация циклов сжатия-расширения «STEP(time,0,-500,5,9500)-STEP(time,3,0,5,10000)»

Функцию STEP можно комбинировать для получения сложных кривых, как показано на рисунке 30.

Интересной функцией является «IF(expr1 : expr2 , expr3 , expr4)»[15]. Она позволяет задавать условия перехода (так называемое «ветвление»). Например, «IF(time-1 : 10 , time , -time)».

expr1 – это то выражение, значение которого отслеживает функция (time-1).

Если **expr1<0**, то вся функция имеет значение expr2.

Если **expr1=0**, то вся функция имеет значение expr3.

---

[15] ADAMS поддерживает вложенные функции, поэтому при задании функций не обязательно использовать только числа. Вполне можно записать так: COS(LOG10(time)).

Если **expr1>0**, то вся функция имеет значение expr4.

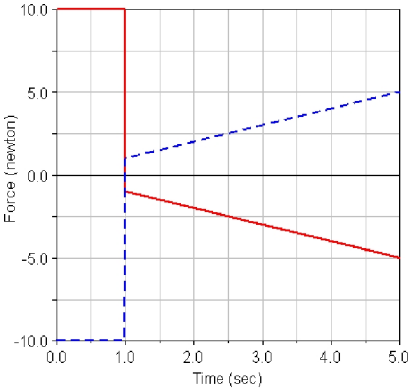


Рисунок 31 – Использование функции IF для задания внешней силы

«IF(time-1 : 10 , time , -time)»

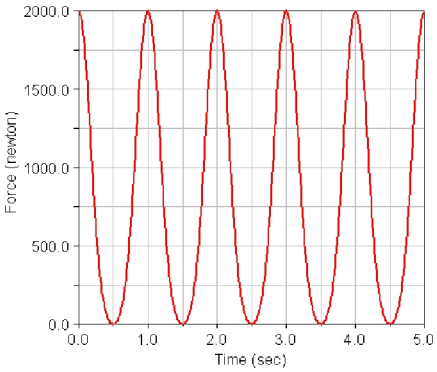


Рисунок 32 – Использование полиномиальной функции для газовой силы «POLY(DY(Piston.cm)-50,0,-1,10)»

Подробнее это показано на рисунке 6[16]. Обратите внимание, что на рисунке приведены две функции, зеркально отражённые относительно оси абсцисс. Дело в том, что в ADAMS знак функции зависит от направления вектора силы. Сплошная линия показывает значение выражения «IF(time-1 : 10 , time , -time)» при

---

[16] Иногда использование функции IF ведёт к нестабильной работе программы. Если на тех участках, где происходит переход между выражениями (при изменении знака *expr1*) имеются резкие скачки значений, некоторые решатели могут выдавать ошибки. Чтобы их избежать, старайтесь сделать так, чтобы одно выражение начиналось там, где заканчивается второе, то есть, постарайтесь обеспечить непрерывность функции. Если же это невозможно, используйте функцию STEP для создания плавных переходов.

положительном направлении вектора. **Та же функция** при отрицательном направлении вектора показана пунктирной линией[17].

Упрощённую *газовую силу*[18], применимую только для приблизительных вычислений (или проверки работы механизма), можно задать с помощью полинома[19]. Полином записывается следующим образом «POLY(x , x0 , a0...a30)». Например, полином, показанный на рисунке 7, описывается следующим выражением:

«POLY(DY(Piston.cm)-50,0,-1,10)», которое на языке математики выглядит как

$$y = 0 - 1 \cdot (DY(Piston.cm) - 50) + 10 \cdot (DY(piston.cm) - 50)^2$$

Этот полином упрощённо описывает газовую силу, действующую на поршень ДВС. DY(Piston.cm) – это величина смещения поршня относительно ЦСК по вертикальной оси (Y)[20], вдоль которой движется поршень. В начальный момент расчёта (time=0) поршень находится в ВМТ, где газовая сила максимальна. *Поправка* в 50 мм – это расстояние по Y от НМТ до центра ЦСК. Она введена для того, чтобы в НМТ газовая сила была равна нулю.

Для внешних сил очень удобно создавать таблицы в MS Excel. Потому что после этого таблица легко импортируется в текстовый файл, имеющий расширение *.txt (рисунок 33). Название

---

[17] Правильно заданный вектор силы – это половина решения задачи. Внимательно выбирайте точку приложения и направление. Помните, что даже небольшие отклонения в направлении вектора дадут проекции на другие оси и существенно исказят результаты расчёта.

[18] Под *газовой силой* понимается давление газов на некую поверхность, умноженное на площадь поперечного (относительно давления) сечения этой поверхности, и приведённое к одному из маркеров тела.

[19] Лабораторный практикум по использованию пакета ADAMS: Мелентьев В.С., Гвоздев А.С., Лёжин Д.С., с. 41-42

[20] Подробно о задании функций от параметров механизма говорится в третьем разделе.

файла и полный путь к нему должны содержать **только латинские символы** без пробелов.

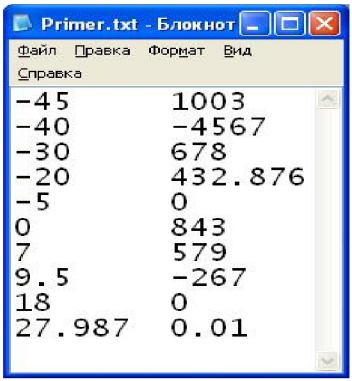


Рисунок 33 – Пример задания текстового файла для построения сплайна

Напоминаем, что в программе для обозначения десятичных разрядов применяется **точка, а не запятая**. Данные в файле должны размещаться в виде двух (для плоской задачи) или трёх (для объёмной задачи) столбцов. Первый столбец должен содержать значения независимой переменной, записанные от минимального значения к максимальному сверху вниз (первое – самое маленькое, последнее – самое большое).

Эти данные могут иметь отрицательные или положительные значения. Во втором (и третьем) столбце должны быть значения функций, соответствующие значениям независимой переменной из первого столбца.

Для того, чтобы распознать данную таблицу в ADAMS, следует воспользоваться командой **File – Import – Test Data (*.*)**[21] (рис. 33).

Measures (Датчики) следует выбирать, если вы хотите использовать этот график для сравнения с расчётным величинами (например, величина силы, измеренная в результате эксперимента). Опция активна в ADAMS/PostProcessor и ее не рекомендуется использовать

[21] ADAMS/View, ADAMS/PostProcessor: Краткий справочник пользователя: Мелентьев В.С, Гвоздев А.С, с. 9

для задания внешних сил. Размерность (Units) гораздо удобнее задать потом, при редактировании сплайна[22].

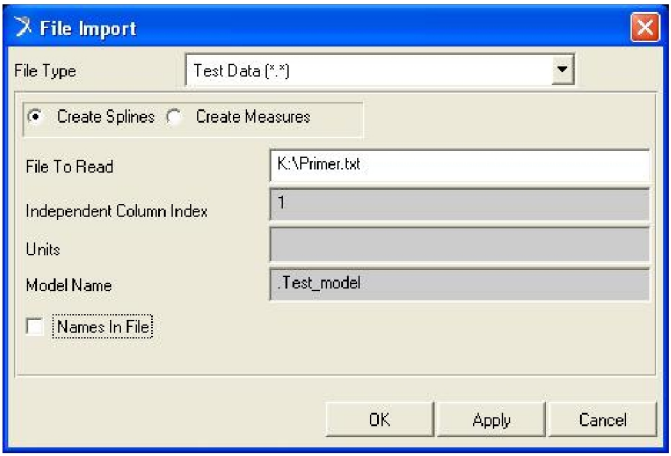


Рисунок 34 – Диалоговое окно для импорта сплайна в ADAMS

Созданный сплайн необходимо переименовать. Для этого лучше всего воспользоваться командой **Edit – Rename** и найти ваш сплайн в списке (рисунок 35). По умолчанию сплайн имеет имя «*Spline_1*». Переименуем его, допустим, в «*Gas_force_1*».

Теперь можно отредактировать сплайн с помощью команды **Build – Data Elements – Spline – Modify**.

Найдите название своего сплайна и в открывшемся окне задайте параметры. Например, в поле Units можно указать размерность *force*, что в зависимости от глобальных настроек может означать *ньютоны*, *килоньютоны*, *фунты* и так далее. По умолчанию это *ньютоны*. В поле View As выберите Plot, чтобы посмотреть график заданного сплайна. Поставьте флажок Extrapolation Tails. Обратите внимание на опцию Spline Type. Она показывает тип интерполяции графика между точками. AKISPL быстрее, CUBSPL точнее, однако

[22]Там же, с. 21-22

выбирать следует тот, который лучше описывает характер именно вашей функции. Если необходимо, отредактируйте сплайн, затем нажмите OK.

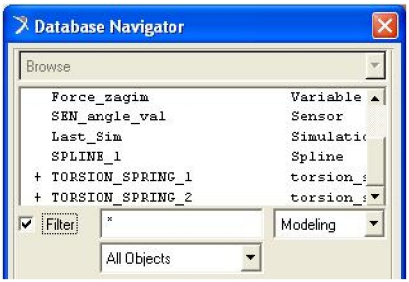


Рисунок 35– Навигатор по элементам, входящим в модель

После задания сплайна, его необходимо приложить в виде силы в требуемом месте 3D-модели. Для этого нужно воспользоваться Function Builder. О том, как это сделать, подробно рассказано в предыдущем разделе[23].

После завершения подготовительных процедур найдите в окне Function Builder функцию Spline и выберите метод интерполяции, например, *Akima Fitting Method*. Затем нажмите Assist..., чтобы открыть вспомогательное окно, представленное на рисунке 36

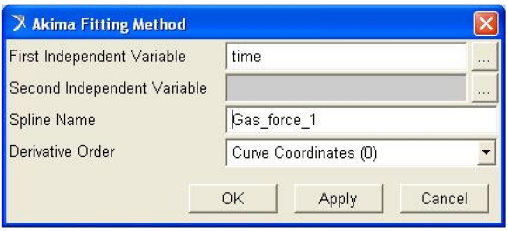


Рисунок 36 – Вспомогательное диалоговое окно для задания внешней силы в виде сплайна

В поле First Independent Variable (первая независимая переменная) укажите значение *time*, так как мы будем строить сплайн в за-

[23]Не забудьте удалить все значения из области данных Function Builder. Она должна быть абсолютно пустой.

висимости от времени расчёта, встроенной системной переменной. Укажите имя вашего сплайна в поле Spline Name[24]. В поле Derivative Order оставьте Curve Coordinates (0).

Это означает, что производится задание в виде силы самого графика (при значении «1» будет взята первая производная). Нажмите OK. В поле данных будет записано следующее выражение «AKISPL(time,0,Gas_force_1, 0)». Все параметры записаны через запятую, ноль после time означает, что мы не указали Second Independent Variable (Вторую независимую переменную). Нажмите экранную кнопку Verify для проверки синтаксиса вашей функции и, после сообщения «*Function syntax is correct*», последовательно закройте окна, нажимая OK. Если теперь запустить расчёт, то будет получена только часть графика с положительными абсциссами, так как время отсчитывается от нуля[25]. Введём поправку в выражение, которая позволит получить остальную часть графика: «AKISPL(time-45,0,Gas_force_1, 0)». Теперь мы можем задать весь сплайн, показанный на рисунке 37.

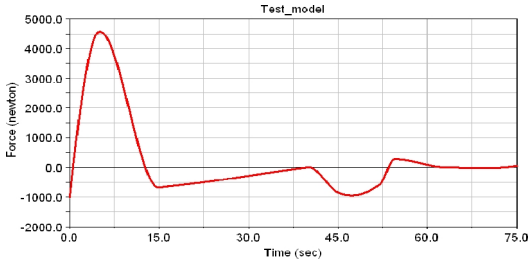


Рисунок 37 – График внешней силы, заданной с помощью сплайна «AKISPL(time-45,0,Gas_force_1, 0)»

---

[24]Чтобы не вводить названия вручную, нужно щёлкнуть правой кнопкой мыши на поле для ввода текста (белом). В появившемся списке выбрать Guesses (выбор из списка ранее использовавшихся элементов) или Browse… (полный список элементов) и найти там свой сплайн.

[25] Возможность отрицательного времени в пакете ADAMS не предусмотрена, поэтому старайтесь строить функции так, чтобы по оси time были только положительные значения.

2.2.2 Связь внешних сил с параметрами механических систем

Под **датчиком (measure)**[26] в ADAMS понимается команда, которая позволяет измерять какой-либо параметр модели. Датчики, в зависимости от типа используемых функций, делятся на: 1) конструкционные и 2) временные (модельные).

В дальнейшем мы будем работать с временными датчиками. Они позволяют строить графики требуемых параметров в зависимости от модельного времени непосредственно в процессе расчета. При создании соответствующего датчика, его график выводится в небольшое окно рядом с 3D-моделью, которое можно масштабировать. При щелчке правой кнопкой мыши на этом окне становится доступным контекстное меню датчика.

Простейшие датчики измеряют только один из параметров объекта. Характеристики параметров изложены в [1]. Сложные или функциональные (function) датчики позволяют проводить различные операции над измеряемыми величинами, например, сложение значений или преобразование размерностей. Математические выражения, на которых основаны измерения конкретных датчиков, можно копировать в качестве независимых параметров в функции, описывающие внешние силы, действующие на модель. Таким образом осуществляется связь внешних сил с параметрами механизма.

Сенсоры (sensor)[27] в отличие от датчиков, отслеживают значение какой-либо величины и выполняют заданное пользователем действие, когда эта величина достигнет нужного значения. Чаще всего их используют для прерывания расчёта. Иногда сенсоры служат для *активации/деактивации*[28] объекта в процессе анализа или перехода на другой сценарий расчета.

---

[26] ADAMS/View,ADAMS/PostProcessor: краткий справочник пользователя: Мелентьев В.С, Гвоздев А.С, с.17-20
[27] Там же, с. 26-27
[28] Там же, с. 12, 25

Рассмотрим принципы работы с функциональными датчиками и сенсорами на модели системы стабилизации мини-вертолёта, показанной на рисунке 13.[29] Простейший датчик можно создать, щёлкнув правой кнопкой мыши на тело и выбрав в появившемся меню команду **Measure**. Появится окно Part Measure. В поле «Name» указано название датчика. Рекомендуется переименовывать датчики так, чтобы их название отражало наименование и свой-ства измеряемой величины. В поле «Characteristic» укажите параметр, который нужно измерить (по умолчанию, это *CM_Position* – положение центра масс тела). В поле «Component» укажите ось, вдоль которой требуется проводить измерения. Нажмите ОК[30].

Важно: никогда не удаляйте окна датчиков путем закрытия их окон, расположенных рядом с исследуемой 3D-моделью, потому что после закрытия окна сам датчик остаётся в модели и может вызвать ошибки при расчетах. Для удаления датчика используйте команду меню **Edit – Delete** с фильтром (Filter) «Measure», который находится с помощью опции Browse...

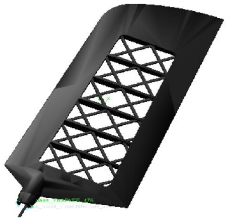


Рисунок 38 - Вспомогательная лопасть системы стабилизации

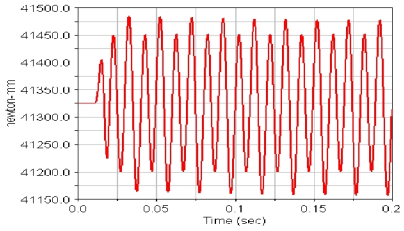


Рисунок 39 – График кинетической энергии вспомогательной лопасти

[29] Модель построена в пакете SolidWorks по методу, изложенному в работе «Изучение конструкции двигателей с использованием 3D-моделей и их элементов» / Гвоздев А.С, Мелентьев В.С, Лёжин Д.С.

[30] Если вы уже провели расчёт модели, то в окне датчика сразу появится график. Если окно пустое – проведите расчёт. График для функциональных датчиков строится только в процессе расчёта.

Полученный таким образом график кинетической энергии для одной из вспомогательных лопастей (рисунок 38) показан на рисунке 15[31].

Теперь рассмотрим создание сложного датчика. Возьмём в качестве примера два датчика[32]: датчик числа оборотов вала и датчик скорости вращения, измеряемый в оборотах в минуту.

Датчик числа оборотов вала создаётся следующим образом. В главном меню находим раздел **Build – Measure – Function – New**. Открываем окно Function Builder, подробно описанное в первой главе. Задаём функцию датчика:

-AY(Mar_ref)/360

где «-AY(Mar_ref)»[33] – угловое перемещение вала, которое затем делится на число градусов в одном обороте (рисунок 39).

Датчик скорости вращения задаётся аналогичным образом, и измеряет параметр на основе следующего выражения:

-(WY(Mar_ref)*180/PI)/6

где «WY(Mar_ref)» - угловая скорость в радианах,
«WY(Mar_ref)*180/PI» - угловая скорость в градусах, которая делится на шесть, чтобы получить размерность «обороты в минуту».

---

[31]Колебания кинетической энергии вызваны изменением скорости лопасти на определённых участках дуги при движении по окружности.

[32] Для получения основных параметров в модели было использовано шесть функциональных датчиков. Следует заметить, что простые датчики создаются для удобства, поскольку все выводимые ими параметры (скорости, перемещения, силы и так далее) в любом случае вычисляются решателем и доступны для просмотра в ADAMS/PostProcessor. В то время как значения функциональных датчиков задаются пользователем.

[33]Mar_ref – это название маркера, который принадлежит валу механизма. Он расположен в нижней точке оси вала. Для создания датчиков в сложных механических системах рекомендуется использовать подобные, созданные пользователем маркеры, положение и ориентацию которых можно изменять без вреда для модели.

Далеко не всегда удобно откладывать время расчета (time) по оси абсцисс. В ADAMS предусмотрена возможность задания одного параметра от другого. Для этого при создании графика в ADAMS/PostProcessor нужно поставить переключатель 

в положение

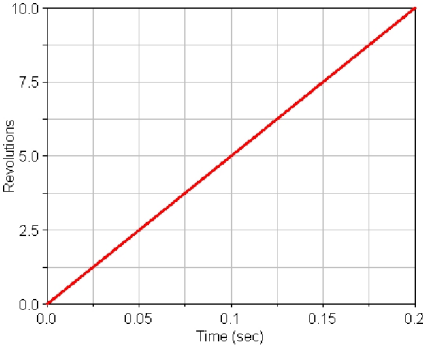


Рисунок 40 – График датчика числа оборотов вала «-AY(Mar_ref)/360»

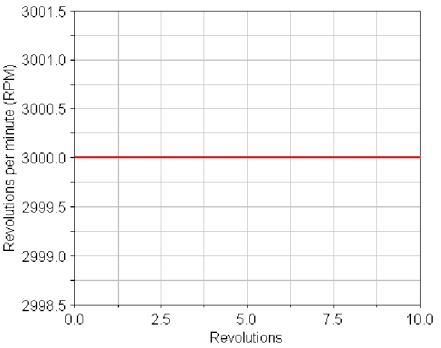


Рисунок 41 – График датчика скорости вращения от числа оборотов «-(WY(Mar_ref)*180/PI)/6»

«Data»[34] и в открывшемся окне указать параметр, который будет отображаться по оси абсцисс. В данном случае – это число оборотов вала (датчик *Angle_val*). Получившийся в результате этих действий график показан на рисунке 41.

[34] Если ваш монитор менее 17”, то некоторые кнопки могут не умещаться на экране. В случае если какие-либо кнопки отсутствуют, попробуйте увеличить разрешение экрана. Если кнопки исчезли из-за изменения размеров окон, вернитесь к стандартному расположению через опцию меню: «*View – Reset GUI Dimensions*».

Для правильного представления графиков в ADAMS нужно иметь в виду следующее[35]:

1. Структура данных ADAMS/PostProcessor древовидная, со следующей иерархией: «**Model** (модель) – **Page_n** (страница) – **Plot_n** (график на странице)». Страницы и графики можно переименовывать.
2. График имеет следующие настройки, отображаемые в левом нижнем углу окна:
   - ✓ analysis – название расчёта (обычно Last_Run, то есть «последний»);
   - ✓ date – дата проведения расчёта;
   - ✓ title – заголовок (обычно имя модели). Эти три настройки можно удалить. Основные параметры – Font Size (Размер шрифта) и положение на графике.
   - ✓ Curve_n – настойки отображения линии графика: Legend – название, Color – цвет, Line Style – тип линии, Line Weight – толщина линии.
   - ✓ Haxis – настройки горизонтальной оси (абсцисс)
   - ✓ Vaxis – настройки вертикальной оси (ординат). Label – название оси, Auto Scale – диапазон значений на оси (уберите флажок и установите нижний и верхний пределы), Numbers – управление числовыми подписями на оси.
   - ✓ Legend_object – настройка легенды[36].

Далее зададим подъёмную силу, которая в режиме горизонтального полёта зависит от угла поворота вала (рисунок 42). Известно максимальное значение силы на лопасть (147,5 Н) и закон её распределения. Создадим функциональный датчик

---

[35] Подробно о свойствах графиков, таких как изменение формы, цвета, шрифтов, обозначений по осям, легенды, вспомогательных линий, смотрите ADAMS/View, ADAMS/PostProcessor: краткий справочник пользователя: Мелентьев В.С, Гвоздев А.С, с. 75-93

[36] Под «легендой» в ADAMS/PostProcessor понимается плавающий прямоугольник, в котором размещены названия кривых в окне отображения графиков.

«THETA(Mar_ref)», измеряющий угол поворота вала, и убедимся в правильности подбора функции. Для этого создадим силу в центре масс лопасти, направим её вверх и введём в поле Function следующее выражение:

THETA(Mar_ref)*147.15/PI

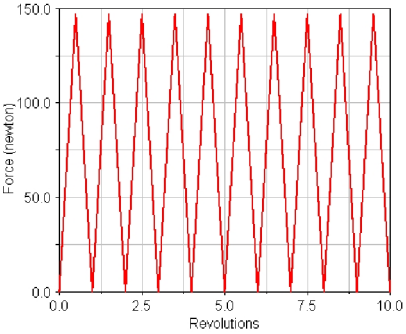


Рисунок 42 – График подъёмной силы на одной лопасти «THETA(Mar_ref)*147.15/PI»

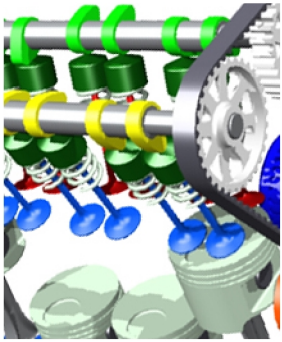


Рисунок 43 – Клапан газораспределительного механизма

Аналогично создаётся газовая сила, действующая на тарелку клапана (рисунок 19). Сначала рассчитывается давление в камере сгорания, скажем, через 5 градусов поворота коленчатого вала, затем в этих же точках – давление во впускном трубопроводе. Второе вычитается из первого и результат умножается на площадь сечения тарелки клапана. Затем результат в виде сплайна передаётся в ADAMS и прикладывается в виде силы от угла поворота вала, например:

CUBSPL(ROLL(ref_point)*180/PI,0,Gas_force_spline, 0)

где «ROLL(ref_point)*180/PI» - угол поворота вала.

2.2.3 Задание газовых сил в одноцилиндровом двухтактном ДВС

В качестве примера выбран двигатель Д300 (рисунок 44), индикаторная диаграмма которого получена в ходе теплового

расчета, приведённого в [5]. Следует преобразовать эту диаграмму в таблицу MS Excel, где первый столбец – угол поворота коленчатого вала через каждые 5 градусов, второй – соответствующие каждому углу перемещения поршня[37], третий – давление газов в камере сгорания ДВС в этих точках. Данная процедура называется развёрткой индикаторной диаграммы. Затем вычисляется давление с другой стороны поршня в тех же точках[38]. Это давление вычитается из индикаторного давления. Получившаяся разность умножается на площадь поперечного сечения поршня. Таким образом, получается график газовой силы, показанный на рисунке 21. Диаграмма должна быть развёрнутой потому, что для сплайна, который можно задать в качестве внешней силы, в ADAMS предполагается **соответствие каждому значению независимой переменной только одного значения функции**. Данный график можно использовать для задания внешней силы. Для этого нужен датчик, который отсчитывал бы угол поворота вала от нуля до 360 градусов, а затем обнулялся. Однако если вы создадите функциональный датчик, измеряющий *угловое перемещение* вала (AY(Mar_ref)*180/PI), то он не вернётся к нулю, а будет продолжать отсчет дальше до 720 градусов, затем до 1080 и так далее.

Поэтому данный метод не подходит для задания циклически действующей силы[39]. Для этого используются датчики,

---

[37]Формула пересчёта угла поворота в перемещение выводится в динамике ДВС и дана в [5], с. 155. Следует указать, что все необходимые для расчёта аналитические зависимости также можно получить из этого источника.

[38]Обычно давление под поршнем принимают равным атмосферному, но в двухтактных двигателях часто применяется кривошипно-камерная продувка, из-за чего давление под поршнем существенно меняется.

[39]Если вам нужно просчитать всего один оборот двигателя, то не обязательно учитывать цикличность газовой силы. Можно создать сплайн от углового перемещения. Промежуточным вариантом для задания нескольких циклов работы двигателя является построение *многоциклового сплайна*, который имеет по оси абсцисс столько градусов поворота КВ, сколько вам необходимо. При этом сплайн будет гораздо длиннее, так как получается «склеиванием» в MS Excel нескольких отдельных графиков цикла. Ещё одним преимуществом данного метода является возможность

измеряющие *угловое положение* вала на основе углов Эйлера, например, «ROLL(ref_point)*180/PI» (рисунок 23). С помощью этой функции можно добиться цикличности, как показано на рисунке 22. При этом важно следить, чтобы каждому значению переменной соответствовало одно значение функции.[40] Однако функции Эйлера крайне редко позволяют задать диапазон от 0 до 360 градусов. Гораздо чаще приходится иметь дело с диапазоном (0 – 180 – минус 180 – 0). В диапазоне от 0 до 180 градусов мы можем использовать обычную индикаторную диаграмму. Однако как же быть с диапазоном от 180 до 360 градусов?

Здесь может помочь «**разрезанная» индикаторная диаграмма**. Поскольку датчик угла переходит от 180 к минус 180 градусам, туда же должно переходить соответствующее значение газовой силы. Тогда значение силы в 185 градусах будет достигаться в минус 175 градусах; значение силы в 270 градусах переместиться в точку минус 90 градусов и так далее. Диаграмма как бы разрезается относительно ВМТ и отрезанная часть «приклеивается» к началу диаграммы. Проделав операцию разрезания в MS Excel, можно импортировать график в ADAMS и задать его в виде газовой силы от углового положения, как было изложено в предыдущем разделе.

В данном случае функция выглядит так:

CUBSPL(ROLL(ref_point)*180/PI,0,Gas_force_spline, 0)

Следует учесть, что такая же[41] газовая сила должна быть приложена и к гильзе цилиндра ДВС, поскольку давление газов

задать изменение формы графика силы от цикла к циклу. Однако учтите, что с ростом сложности сплайна существенно возрастают требования к компьютеру, особенно при использовании CUBSPL.

[40] Линия от 180° до минус 180° не состоит из точек. Фактически, достигнув при 180° по горизонтали значения 180° по вертикали, функция мгновенно перемещается в точку 180,001° - минус 180,001°.

[41] Предполагается, что площади поперечного сечения гильзы и поршня примерно одинаковы. В случае если это не так, газовая силы вычисляется исходя из внутренней геометрии гильзы.

действует во всех направлениях. Это следует делать **обязательно** при расчёте сил, выходящих на узлы опор ДВС. Однако при расчёте одного кривошипно-шатунного механизма силу на гильзу можно не задавать для экономии вычислительных ресурсов. Полученные газовые силы можно вывести на экран как простые датчики, чтобы отслеживать изменение газовой силы в процессе расчёта. График для данного случая динамического анализа приведён на рисунке 46.

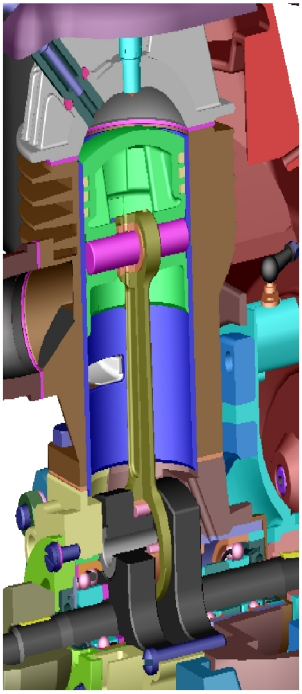


Рисунок 44 – Разрез 3D-модели одноцилиндрового поршневого двухтактного двигателя

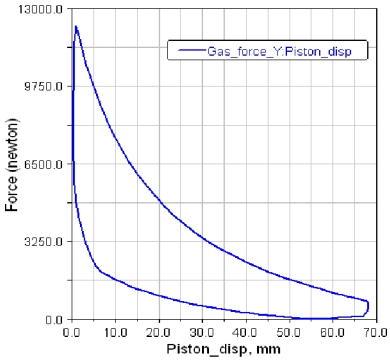


Рисунок 45 – Индикаторная диаграмма (ИД), приведённая к сосредоточенной силе

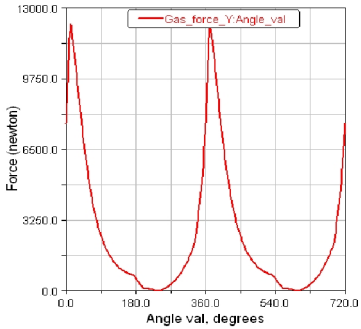


Рисунок 46– Развёрнутая ИД, приведённая к сосредоточенной силе

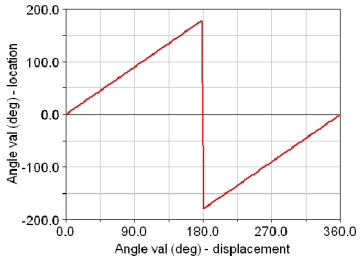


Рисунок 47– Угловое положение вала

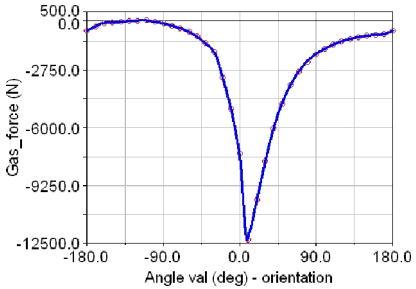


Рисунок 48 – Разрезанная индикаторная диаграмма

2.2.4 Задание газовых сил в четырёхцилиндровом четырёхтактном рядном ДВС

Для задания газовой силы в случае динамического анализа четырёхтактного двигателя используются те же методы, что и для двухтактного. Самый простой способ для расчёта одного или нескольких циклов – построить для каждого поршня одно- или многоцикловый сплайн от углового перемещения КВ.

Если же число циклов велико или заранее неизвестно, при задании цикличности газовой силы следует помнить две вещи:

1. В четырёхтактном двигателе цикл занимает 720 градусов, а не 360. При этом, угловое положение составляет всё тот же интервал от минус 180 до 180 градусов, то есть сумма равна 360 градусам. Для того, чтобы разрешить эту проблему, следует:

- Во-первых, создать невидимую и невесомую деталь[42], которая вращалась бы в два раза медленнее вала двигателя. Это достигается

[42] Под невесомой деталью понимается деталь не нулевой, а очень малой массы, так как детали с нулевой массой не могут участвовать в расчётах.

соединением вращательного шарнира этой детали с вращательным шарниром одной из коренных шеек вала соединением *Coupler*[43] с коэффициентом передачи 0,5. Желательно, чтобы ось вращения детали совпадала с осью вращения КВ двигателя. Если вал не перемещается в пространстве, то деталь можно закрепить непосредственно на нём. Если же вал смещается[44], то деталь лучше размещать на Ground, иначе, в процессе движения вала, возможно изменение ориентации маркера силы, в результате чего функция перестанет работать. Затем следует создать датчик углового положения для этой детали, а не для КВ.

- Во-вторых, «сжать» в MS Excel график газовой силы в два раза по оси абсцисс. При этом весь цикл уместится в 360 градусах. Однако точность при этом следует увеличить в два раза, то есть не 5, а 2,5 градуса[45]. Далее сплайн разрезается, как показано в предыдущей главе. При этом, следует ориентироваться на определённый поршень. Так, чтобы газовую силу для него можно было ввести без поправок, если это возможно. При этом форма сплайна существенно меняется. Так, на рисунке 25 показан график газовой силы для первого[46] поршня, при условии, что в начальный момент времени, то есть при нулевом повороте КВ, в первом цилиндре идёт процесс впуска. Если бы в цилиндре шёл процесс горения, то в нуле был бы пик графика, и так далее.

2. Если использовать один сплайн для нескольких цилиндров[47], то потребуется вводить поправки в функцию газовой

Проще всего создать невесомую деталь, задав для неё низкую плотность, скажем 0,00001 кг/м^3 или ниже.

[43] ADAMS/View, ADAMS/PostProcessor: краткий справочник пользователя: Гвоздев А.С, Мелентьев В.С, с.50

[44] Например, при учёте вибраций или столкновений.

[45] Особенно важна точность в области процесса горения. В областях всасывания, где линия близка к горизонтальной, точность можно уменьшить.

[46] Поршни нумеруются слева направо согласно рисунку 49. Остальные детали нумеруются по поршням.

[47] В принципе, можно на каждый цилиндр написать свой собственный циклический сплайн. Делать ли несколько сплайнов или использовать поправки – решает исследователь в зависимости от ситуации.

силы, так как в каждый момент времени, из-за разности фаз газораспределения, значения силы для каждого цилиндра находятся в разных точках исходного сплайна. Поскольку выбор фаз газораспределения индивидуален для каждого двигателя, дать конкретные рекомендации по величине поправок не представляется возможным. В данной модели за базовый взят поршень №1 (рисунок 49). Рассмотрим, для примера, задание газовой силы для него. Функция выглядит как:

AKISPL (((ROLL(Zad_gasF.cm)* 180)/PI),0,
.VAZ_2110_r.Spline_gas_force, 0)

где Zad_gasF.cm – центр масс невесомого тела, ориентацию которого измеряет датчик. .VAZ_2110_r.Spline_gas_force – это сплайн со значениями газовой силы, импортированный в ADAMS.

Рассмотрим, как работает функция.

- ✓ В начале расчёта (0 градусов) поршень находится в ВМТ. Начало процесса впуска. На участке от 0 до 180 градусов[48] функция считывает сплайн из областей впуска и сжатия. При 180 градусах происходит процесс горения.
- ✓ Далее функция (рисунок 47) переходит в точку минус 180 градусов и идёт к 0. Происходят процессы расширения (рабочий ход) и выпуска. Таким образом, мы получаем полный цикл двигателя.

[48] Что соответствует участку от 0 до 360° поворота КВ, то есть одному повороту вала двигателя. Не забывайте, что сплайн сжат в два раза вдоль оси абсцисс.

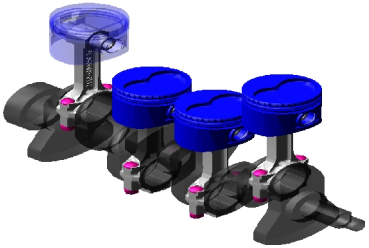


Рисунок 49 – Модель КШМ 4-цилиндрового ДВС

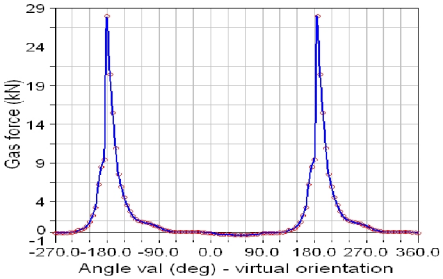


Рисунок 50 – Сплайн для задания газовой силы[49]

Теперь рассмотрим поршень №2. В начальный момент времени он находится в НМТ. Начало процесса сжатия. Это 90 градусов по нашему графику (рисунок 50, поэтому для него функция выглядит как:

AKISPL (((ROLL(Zad_gasF.cm)* 180)/PI)+**90**,0,
.VAZ_2110_r.Spline_gas_force, 0)

На участке от 90 до 180 градусов идёт процесс сжатия. При этом датчик углового перемещения (рисунок 23) идёт от 0 до 90 градусов. Далее он идёт от 90 до 180 градусов, в то время как функция проходит участок от 180 до 270 градусов, то есть, процесс расширения. Именно поэтому на рисунке 26 были добавлены дополнительные диапазоны, расширяющие стандартные (от минус 180 до 180 градусов) – для учёта фаз воспламенения в цилиндрах.

✓ Затем датчик переходит в точку минус 180 градусов, а функция в точку минус 90 градусов. Начинается процесс выпуска (от минус 90 до 0 градусов). И от 0 до 90 градусов процесс впуска. Цикл замыкается.

---

[49] График не доходит до -360°, так как за счёт подбора поправок область от -360° до -270° не используется, что позволяет уменьшить размер используемого сплайна.

Для удобства подбора поправок можно вначале заполнить небольшую таблицу, которая для данного двигателя и данного порядка процессов в цилиндрах представлена ниже (таблица 6).[50] В таблице 1 легко увидеть сдвиг процессов относительно эталонного первого поршня, не имеющего поправок[51]. Используя данную таблицу, получим поправки для третьего (минус 90 градусов) и четвёртого (плюс 180 градусов) поршней. Таким же образом осуществляется задание поправок для любого числа цилиндров рядного двигателя. Следует лишь помнить, что угол между фазами для рядного четырёхтактного ДВС есть $\frac{720^\circ}{n}$, где n – число цилиндров.

Таблица 6. Вспомогательная таблица для определения поправок в двигателе ВАЗ 2110

Угол КВ	180	360	540	0	180	360	540	720
Угловое положение	-270	-180	-90	0	90	180	270	360
Поршень №1	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ
	С*	Р	Выпуск	Впуск	С	Р	Выпуск	Впуск
Поршень №2	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ
	Р	Выпуск	Впуск	С	Р	Выпуск	Впуск	С

[50]До начала задания газовой силы вы должны решить, каков порядок зажигания по цилиндрам. Отсюда можно определить, какой процесс идёт в цилиндре при определённом угле поворота вала. Что касается собственно регулировки фаз газораспределения и зажигания, то они должны быть учтены в индикаторной диаграмме, на основе которой вычисляется газовая сила.

[51]Если процесс сдвинут влево, то поршень отстаёт от первого, и поправка положительна. Вправо – наоборот.

Поршень №3	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ
	Впуск	С	Р	Выпуск	Впуск	С	Р	Выпуск
Поршень №4	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ
	Выпуск	Впуск	С	Р	Выпуск	Впуск	С	Р

* С – сжатие, Р – расширение (рабочий ход). Между ними находится процесс горения.

2.2.5 Задание газовых сил в V-образных ДВС



Рисунок 51 – V-образный двигатель

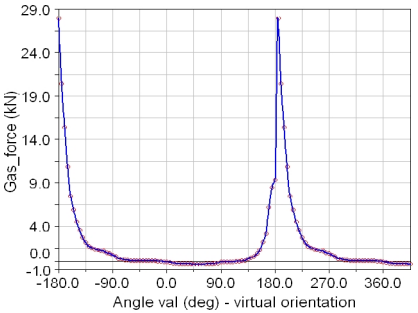


Рисунок 52 – Сплайн для задания газовой силы

Простейшей и широко распространённой схемой является случай, когда угол между осями цилиндров ДВС составляет 90 градусов (рисунок 51). В этом случае задание газовой силы не представляет сложности. На рисунке 53 показана схема такого механизма. Здесь 1 – первый поршень, 2 – второй поршень, 3 – кривошип. Модель должна быть построена так,

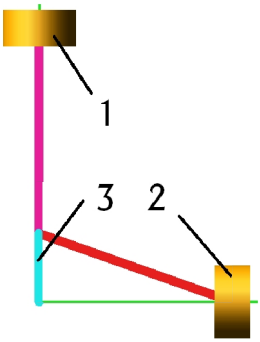


Рисунок 53 – Схема V-образного ДВС

чтобы первый поршень находился в ВМТ или НМТ. В этом случае, сила для первого поршня задаётся так же, как для базового поршня рядного четырёхтактного двигателя[52]. Функция газовой силы:

AKISPL(YAW(Zad_gas_force.cm)*180/PI,0, .V_engine.Gas_force_spline, 0) Что касается второго поршня, то он отстаёт от первого на 450 градусов поворота КВ или на 225 градусов углового положения. Поэтому для него вводится поправка (плюс 225 градусов). И, разумеется, сила должна быть направлена вдоль горизонтальной оси. Однако такая поправка требует увеличения длины сплайна до 225°+180°=405 градусов по оси абсцисс, которое вы видите на рисунке 28. Единственное отличие от рядного дви- гателя заключается в появлении дополнительной поправки в 45 градусов, которую легко объяснить, мысленно разбив механизм данного V-образного двигателя на два обычных одноцилиндровых КШМ. Тогда можно увидеть, что второй КШМ идентичен первому, но его кривошип смещен в начальный момент времени на 90 градусов поворота коленчатого вала или 45 градусов углового положения. Таким образом, если бы угол между осями цилиндров составлял 60 градусов, то поправка была бы: 180°+30°=210 градусов.[53]

---

[52] В случае двухтактного двигателя ситуация еще более упрощается (смотрите 4 раздел данной работы).

[53] Данное утверждение верно для четырёхтактного двигателя. В двухтактном двигателе градус углового перемещения равен градусу углового положения, то есть сплайн не сжимается вдоль оси абсцисс.

Таблица 7. Вспомогательная таблица для определения поправок V-образного двигателя.

Угол КВ	180	360	540	0	180	360	540	720	900
Угловое положение	-270	-180	-90	0	90	180	270	360	450
Поршень №1	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ
	С*	Р	Выпуск	Впуск	С	Р	Выпуск	Впуск	С
Поршень №2	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ[54]	ВМТ	НМТ	ВМТ	НМТ	ВМТ
	Выпуск	Впуск	С	Р	Выпуск	Впуск	С	Р	Выпуск

* С – сжатие, Р – расширение (рабочий ход). Между ними находится процесс горения.

2.2.6 Задание газовых сил в аксиальных ДВС

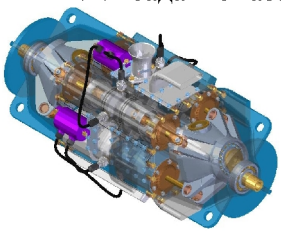


Рисунок 54 – Модель оппозитного двигателя

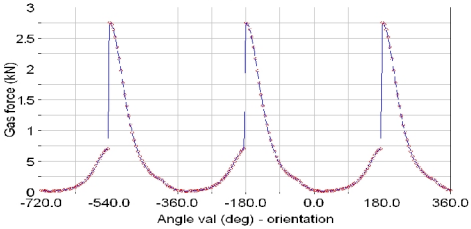


Рисунок 55 – Сплайн

Поэтому при угле между осями цилиндров 90° поправка также увеличится на 90°, а не на 45°.

[54] Если в рядном двигателе для второго поршня «НМТ» означает реальное положение поршня в НМТ, то для V-образного двигателя это означает «движется к НМТ», поскольку реально он находится в 90° от НМТ, то есть между ВМТ и НМТ.

Для задания газовой силы в данном случае используются те же методы, что изложены выше (рисунок 55). Обратите особое внимание на **знак газовой силы**. При расчёте сил, выходящих на узлы опор ДВС, требуется задать газовую силу, действующую на гильзу цилиндра.

✓ Поскольку данный авиационный двигатель двухтактный, возможно задание углового положения непосредственно от вала с разрезом индикаторной диаграммы по ВМТ или НМТ. В данном случае разрез произведён по НМТ. Дополнительные участки графика заданы для учёта сдвига процессов согласно порядку зажигания (см. выше).

✓ Оппозитное расположение цилиндров несколько усложняет задание поправок. Так ни один из поршней не оказался в НМТ в начале процесса расчёта, поэтому поправки пришлось вводить для всех поршней. Функция выглядит следующим образом:

AKISPL(YAW(Mar_ref)*180/PI-49.77,0, Gas_force_spline, 0)

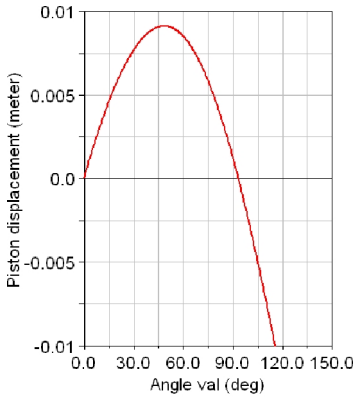


Рисунок 56 – Перемещение поршня №1

Поправки для поршней в данном двигателе приведены в таблице 3. Поршни пронумерованы слева направо по часовой стрелке. При определении поправок можно построить таблицу, аналогичную приведённой для четырёхцилиндрового двигателя. Однако здесь следует брать за эталон несуществующий в действительности, идеализированный поршень, для которого сплайн газовой силы подходит без поправок. Например,

поршень №1 движется к НМТ[55].

В цилиндре идёт процесс сжатия. Сделаем кинематический расчёт модели и посмотрим в ADAMS/PostProcessor график перемещения поршня от углового перемещения или углового положения вала (рисунок 56). На графике видно, что поршень придёт в НМТ только через 49,77 градусов, в то время как эталонный график находится в НМТ при 0 градусов. Следовательно, точку газовой силы для первого поршня нужно сместить на 49,77 градусов назад. Проведя аналогичные рассуждения для остальных поршней, получим указанные в таблице 8 поправки.

Таблица 8. Поправки для функции газовой силы.

Поршень	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**
Поправка	-49,77°	-139,23°	-228,9°	-319,2°	-130,2°	-39,9°	-311,0°	-220,0°

2.3 Расчёт объёмной модели двигателя

Кинематический и динамический расчет непосредственно следует за построением трехмерной модели конструкции. Для него используется программный пакет **ADAMS**.



ADAMS - самый распространенный и самый известный в мире программный комплекс для динамического и кинематического анализа механических систем. На сегодняшний день доля **ADAMS**

---

[55]Направление движения поршня, а, следовательно, идущий в цилиндре процесс, можно определить по его скорости, выполнив кинематический расчёт модели. Следует учесть, что в оппозитном двигателе ВМТ и НМТ для противолежащих групп поршней зеркальны относительно центра двигателя. То есть, если левый поршень движется вправо (рисунок 30), то он идёт к ВМТ, а если правый поршень движется вправо, то он идёт к НМТ. Обратите внимание, что в *данной модели центр координат находится в центре двигателя на оси вала.*

на мировом рынке программного обеспечения этого направления составляет более 60%. В настоящее время **ADAMS** широко используется практически во всех отраслях промышленности: автомобилестроение, авиастроение, космонавтика, железнодорожный транспорт, общее машиностроение, судостроение, робототехника, биомеханика, общее, профессиональное и техническое образование и многие другие.

Среди преимуществ, предоставляемых пользователям пакетом, возможности интеграции с наиболее популярными CAD/CAE системами (**Pro/Engineer™, SolidWorks™, SolidEidge™, CATIA™ , AutoCAD™**), системами конечно-элементного анализа (**MSC.Nastran™, ANSYS™, ABAQUS™, I-DEAS™**), универсальными системами компьютерного моделирования сложных систем (**MSC.EASY5™, MATLAB™, MATRIXx™**).

В состав пакета входят специализированные модули, предназначенные для разработки и анализа сложных механических систем: автомобиля и его отдельных узлов (**ADAMS/Car™, ADAMS/Tire™, ADAMS/Engine™**), железнодорожных транспортных средств (**ADAMS/Rail™**), подвески самолетного шасси (**ADAMS/Aircraft**). Основными направлениями использования **ADAMS** в промышленности являются:

а) Создание и всесторонний анализ виртуальных компьютерных моделей разрабатываемого изделия на ранних стадиях проектирования;

б) Поверочный расчет и анализ работы уже спроектированных изделий, что позволяет избежать натурного моделирования, испытания реальных образцов и существенно сокращает как время, так и стоимость разработок.

ADAMS предоставляет пользователю возможность:

1) Создавать компьютерную модель системы из жестких и деформируемых элементов, соединенных между собой различными связями и шарнирами;

2) Одновременно создавать параметризованную модель;

3) Визуализировать модель конструкции мощными средствами трехмерной графики;

4) Задавать вынужденные перемещения и движения элементов системы и прикладывать активные внешние силы и моменты;

5) Проводить статический, динамический и кинематический анализы системы;

6) Визуализировать движение системы и фиксировать заданные события;

7) Анализировать влияние вариаций конструктивных элементов на поведение системы в целом;

8) Оптимизировать изделие по заданному критерию;

9) Получать результаты анализа в виде графиков, таблиц, анимации.

10) Производить двусторонний обмен информацией с программными комплексами автоматизированного проектирования, КЭ-анализа, анимации;

11). Использовать специализированные модули, ориентированные на конкретные области техники.

Программный комплекс имеет блочную структуру и в соответствии с этим может быть сформирован в различных комплектациях, соответствующих всему спектру задач пользователя. Основными программными блоками **ADAMS** являются:

ADAMS/View - это интерактивная графическая среда, позволяющая строить трехмерные кинематические модели с использованием имеющейся библиотеки компонентов (как жестких, так и упругих), соединений и т. д.; прикладывать нагрузки и налагать связи; передавать модели на решение в модуль **ADAMS/Solver** и просматривать результаты в виде графиков,

таблиц и анимации, отрисовки полученных векторных величин как отмасштабированных векторов в месте их действия и т. п. Модуль позволяет также импортировать уже готовые модели из других систем проектирования.

ADAMS/Solver - конвертирует построенную в **ADAMS/View** модель в уравнения движения и разрешает полученную систему. По запросу пользователя возможен вывод не только сил, перемещений, скорости, ускорений, но и дополнительной информации для дальнейшего ее использования в КЭ-анализе и проч.

ADAMS/Flex - позволяет создавать деформируемые составляющие модели на основе имеющихся данных о собственных частотах. Деформируемость конструктивных частей может существенно влиять на поведение изделия.

Все необходимые данные для учета деформируемости деталей могут быть импортированы из таких КЭ-комплексов, как **ANSYS, ABACUS, MSC.NASTRAN, I-DEAS** и др.

ОСОБЕННОСТИ КОНВЕРТАЦИИ МОДЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

Конвертация – это передача данных о геометрии и ее свойствах из одного инженерного пакета в другой. Иногда под конвертацией также понимают передачу результатов расчета, что

не вполне корректно. Более общий термин – **импорт**. Это передача любых данных в программу. Конвертация внутри алгоритма безбумажного проектирования имеет следующие особенности:

а) Возможность передачи твердотельной (*Parasolid*), оболочечной (*Shell*) и деформируемой (*MNF*) геометрии. *Parasolid* – ядро объемного моделирования **ADAMS**.

б) Как правило, информация об истории построения модели, собственных именах деталей, допусках и посадках и текстурах не передается в CAE-пакеты (**ADAMS**, **ANSYS** и другие).

в) Рекомендуется моделировать соединения без зазоров и натягов, если не анализируется их влияние.

г) Грубое отображение геометрии детали на экране не всегда означает неточную передачу геометрии при конвертации.

Кривые описываются математическими функциями, хотя и отображаются отрезками прямых.

д) Существуют форматы программные (*.adm, *.db, *.par, *.bin, *.cmd) и универсальные (*.x_t, *.txt, *.igs). Существуют форматы, тесно связанные с тем или иным программным обеспечением, например, *.bin или *.m3d и независимые от нее: *.cmd или *.x_t.

е) Многие сложные элементы геометрии заменяются стандартными из инструментария CAE-программ. Для **ADAMS** это: пружины, муфты, демпферы, тросовые соединения и другие.

Многие практические советы касательно конвертации есть в других разделах данного пособия. Для дополнительной информации вы можете обратиться к [1], [8].

Таблица 9 – Маркировка шарниров

Маркировка	Тип	Значение
JR	Вращательный	Одна вращательная степень свободы
JF	Неподвижный	Убирает все 6 степеней свободы. Заделка
JT	Поступательный	Одна поступательная степень свободы
JS	Сферический	Три вращательные степени свободы

JB	Гибкая муфта	Жесткости и коэффициенты демпфирования по всем поступательным и вращательным осям
G	Земля	Абсолютно неподвижное тело. С ним связана центральная система координат
Spring	Пружина	Жесткость и коэффициент демпфирования по одной поступательной оси
JC	Цилиндрический	Одна поступательная и одна вращательная степени свободы
JK	Coupler	Связь вращательных или поступательных шарниров через передаточный коэффициент

Внутреннее кольцо соединялось с валом так же «замком», что позволило смоделировать запрессовку. Сепаратор, выполненный за одно целое с телами качения, был соединен вращательным шарниром с наружным кольцом и *Bushing* с внутренним кольцом. Такая схема обеспечивает свободное проворачивание вместе с учетом податливости подшипника. К вращательному шарниру одного из подшипников был присоединен генератор движения, обеспечивающий постоянство частоты вращения коленчатого вала;

в) Крепления рукояти запуска;

г) Соединения тяги регулятора оборотов с карбюратором.

КИНИМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Стержневая модель

Если для создания модели используется существующий механизм, стадию стержневой модели обычно пропускают. При создании нового механизма, целесообразно рассмотреть сначала стержневую модель, так как абстрагируясь от форм деталей и их массово-инерционных характеристик, возможно увеличить скорость создания модели. Модель позволяет:

- Выявить общие закономерности движения звеньев механизма.
- Найти ошибки в принципиальной схеме будущего изделия.
- Определить скорости, перемещения и ускорения всех звеньев.

Данная модель очень удобна при частых изменениях схемы на первых стадиях проектирования, для параметризации и автоматической оптимизации. Однако она не позволяет получить динамические характеристики, так как не содержит информации о массах и моментах инерции.

Стержневые модели могут быть: плоскими и пространственными. Для создания стержневых моделей в **ADAMS/View** предусмотрены специальные инструменты: *link*, *Plate* и *Plane*.

Объемная модель

Для первоначального кинематического расчета модель в **ADAMS** была существенно упрощена: сохранились лишь детали поршневой, шатунной группы и коленчатый вал двигателя. Вал закреплялся к «земле» в точках расположения подшипников на реальной модели. Все деформируемые элементы были заменены абсолютно жесткими телами и идеализированными ограничениями. В таком виде оказалось возможным провести сравнение результатов с классической методикой расчета. Упрощенная модель показана на рисунке 4.

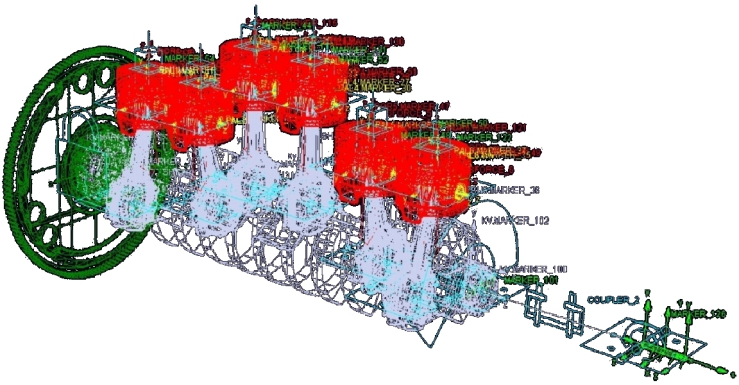


Рисунок 57 – Построение модели КШМ

Расчет проводился при следующих допущениях:

а) Двигатель имеет постоянную частоту вращения, равную 3000 об/мин. В **ADAMS** это постоянство обеспечивает *Motion* – генератор движения;

б) Предполагается, что индикаторная диаграмма не изменяется в процессе расчета;

в) Отсутствуют вибрации и прочие возмущения, а также силы трения и тяжести.

Газовые силы (см. таблицу 2) были взяты с индикаторной диаграммы, полученной в результате теплового расчета, и введены в виде таблиц в **ADAMS**. Нулевое положение вала соответствует ВМТ, что для двухтактного двигателя всегда означает процесс горения. Кроме того, диаграмма повторяется каждые 360°.

Поскольку для недеформируемых тел в пакете **ADAMS** приложение давления (являющегося распределенной нагрузкой) не имеет смысла, давление газов было приведено к сосредоточенной газовой силе путем умножения на площадь сечения поршня.

При расчете ГТД для задания газовых сил, действующих на лопатки и створки сопла, можно использовать данные газодинамического расчета в специальных пакетах.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Поскольку двигатель одноцилиндровый, то имеется только один график нагрузки на шатунную шейку. По сравнению с теоретической, максимальная амплитуда силы возрастает от 9400 до 14300 *Н*:

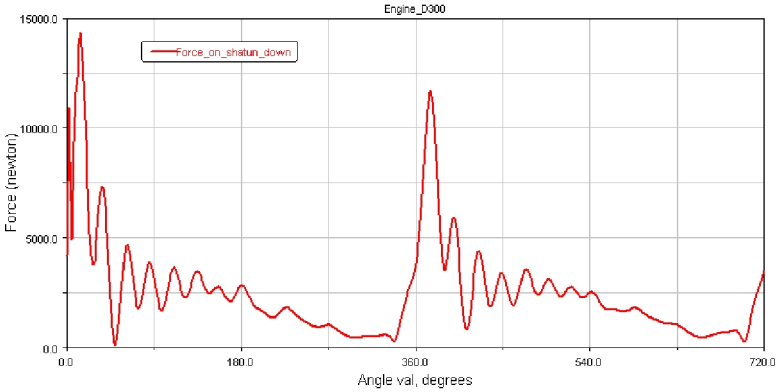


Рисунок 58 - Сила, действующая на подшипник шатунной шейки

Силы, действующие в КШМ, создают нагрузку на коренные подшипники коленчатого вала. В данном случае имеют место два узла опоры, слева и справа от шатунной шейки, причем правый узел состоит из двух шариковых однорядных подшипников. Левый узел состоит из одного двухрядного шарикового подшипника. **ADAMS** позволяет вывести график силы, действующей на каждый отдельный подшипник (см. рисунок 58). На рисунке 59 представлена амплитуда этой силы, включая и осевую проекцию.

Далее было произведено сравнение результатов расчета мощностей бестормозным методом и по крутящему моменту при **свободном разгоне двигателя** от нуля до максимальных оборотов. Для этого были внесены некоторые изменения в расчетную модель:

а) Отключен генератор движения, обеспечивающий постоянство оборотов;

б) Задана начальная частота вращения вала 1000 градусов в секунду или 160 оборотов в минуту, которую обеспечивает пусковой механизм;

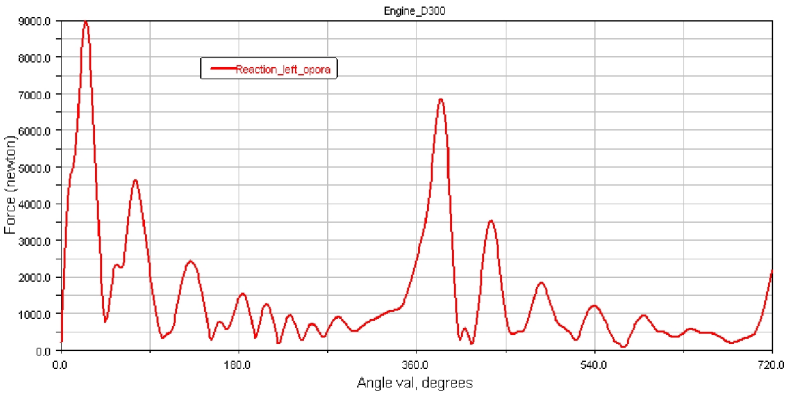


Рисунок 59 - Сила реакции в левой опоре КВ

в) Учтена деформация индикаторной диаграммы при изменении частоты оборотов. Был использован упрощенный метод. Из теплового расчета были взяты значения максимальной газовой силы на каждом режиме. Они были отнесены к значению P_Z на номинальном режиме. В результате была получена кривая коэффициента изменения газовой силы в зависимости от оборотов (см. рисунок 60):

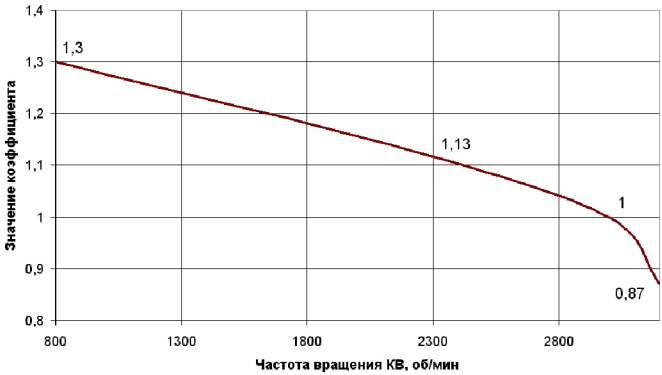


Рисунок 60 - Кривая коэффициентов изменения газовой силы

Аппроксимируя данную кривую прямой, проходящей через точку (3000;1), было получено уравнение прямой, имеющее вид

$$K = -1{,}364 \cdot 10^{-4} \cdot n + 1{,}409.$$

Затем умножая эту функцию на функцию газовой силы в программе **ADAMS**, были получены следующие графики изменения газовой силы:

г) Задан момент механических потерь двигателя в предположении, что он изменяется примерно по следующей зависимости:

$$M_M = A \cdot n^2,$$

где $A = 3 \cdot 10^{-9}$ - константа механических потерь.

После этого момент был приложен к валу в сторону, противоположную крутящему моменту. В заключение был произведен расчет с параметрами *time* = 0,5 с, *steps* = 5000.

На рисунках приведены некоторые результаты данного расчета:

Показано изменение момента сопротивления при разгоне двигателя. Он изменяется согласно приведенной выше формуле. Малая величина момента сопротивления объясняется тем, что потери на трение в подшипниках и поршневой группе уже учтены силами трения в составе самих узлов.

Так, на рисунке 60 показан в увеличенном масштабе выделенный участок графика с рисунка 59, на котором заметно, что плохо различимая часть образуется за счет наложения колебаний более высокой частоты (по сравнению с частотой вращения вала).

Однако мощность возрастает, поскольку падение момента компенсируется ростом частоты вращения. На рисунке 61 приводится сравнение мощности, вычисленной по крутящему моменту и мощности, полученной бестормозным методом. Из данного графика можно вычислить момент инерции двигателя, он равен $J = 0{,}006435 кг \cdot м^2$.

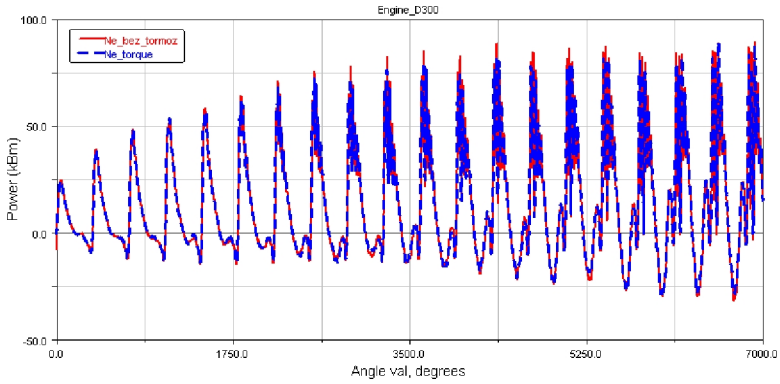


Рисунок 61 - Мощность двигателя при разгоне:

Ne_bez_tormoz – мощность, полученная бестормозным методом;

Ne_torque – мощность, вычисленная по крутящему моменту

Таким образом, результаты расчета бестормозным методом дают приемлемые результаты. Поэтому, зная заранее момент

инерции двигателя (либо вычислив его), можно применять этот метод к реальному двигателю.

В программе **ADAMS**, автоматически вычисляющей моменты инерции механизмов, бестормозной метод является более

предпочтительным, так как освобождает от моделирования тормозных устройств.

Предложенный выше вариант расчета свободного разгона двигателя, нагруженного только моментом механических потеть, отличается от **расчета двигателя с потребителем**. В качестве потребителя принимался воздушный винт, поскольку закон изменения потребляемой мощности для этого устройства:

$$N_{e\,винта} = B \cdot n^3,$$

где B – константа воздушного винта.

В силу специфики применения двигателя Д-300 возможно применение воздушного винта любого типа. Поэтому величина B:

$$B = \frac{N_{i\,ном}}{n^3} = \frac{8{,}3945}{3000^3} = 3{,}1 \cdot 10^{-10}.$$

Поскольку **ADAMS** не позволяет напрямую приложить мощность, ее величина была преобразована в момент нагружения:

$$M_н = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot B \cdot n^2}{\pi} = 2{,}97 \cdot 10^{-6} \cdot n^2.$$

Был выполнен расчет с параметрами: *time* = 1,5 с, *steps* = 3000. Результаты расчета приведены на следующих графиках:

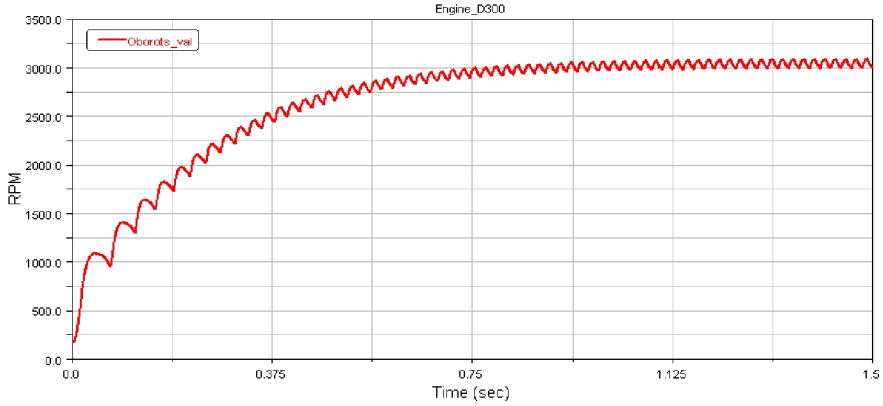


Рисунок 62 – График частоты вращения двигателя

На рисунке 62 хорошо заметно, что двигатель разгоняется до тех пор, пока мощность, потребная на вращение воздушного винта не сравняется с мощностью двигателя. В данном примере винт подобран таким образом, чтобы это совпадение достигалось на номинальном режиме работы двигателя.

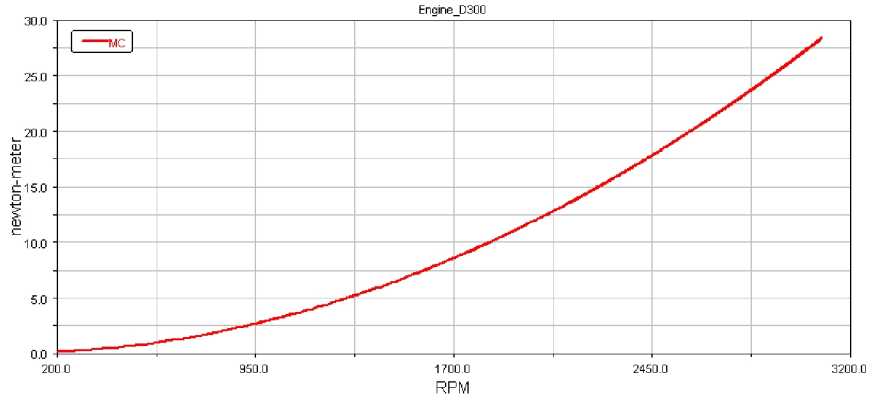


Рисунок 63 – График момента сопротивления

Момент сопротивления в данном случае представляет собой сумму момента механических потерь и момента, потребного на вращение винта. Однако, момент механических потерь столь мал (на три порядка меньше момента винта), что в дальнейшем им можно пренебречь.

На рисунке 63 показана зависимость мощности от частоты вращения коленчатого вала. Сгущение линий в районе 3000 *об/мин* говорит о достижении в этой точке равновесия двух мощностей, в силу чего дальнейшего роста оборотов не происходит.

В данной части проекта был произведен кинематико-динамический анализ ГРМ ДВС, именно с использованием этого пакета, его модуля ADAMS/Engine. Модуль Engine позволяет, как использовать модели, построенные раннее в других графических 3D редакторах, так и готовые модели. В данной части был проведён расчёт схемы аналогичной двигателю

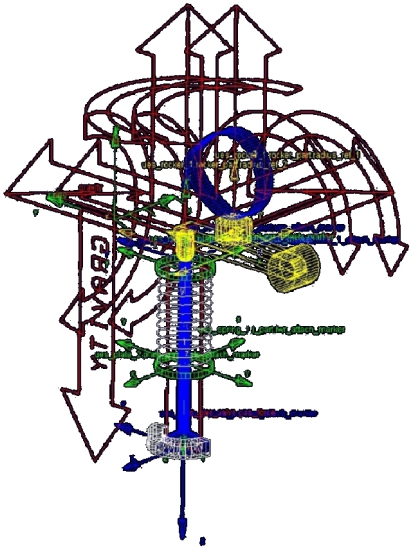


Рисунок 64 – Расчётная схема используемого ГРМ

Mercedes M115. Вид расчётной модели с уже заданными и наложенными связями и шарнирами можно увидеть на рисунке 64

Задание массово-инерционных характеристик проводилось с использованием программы Solid Works, в которой была построена модель газораспределительного механизма реального двигателя. Назначив материалы для каждого из элементов ГРМ, мы увидим окно рисунок 65 для пружины и рисунок 66 для клапана.

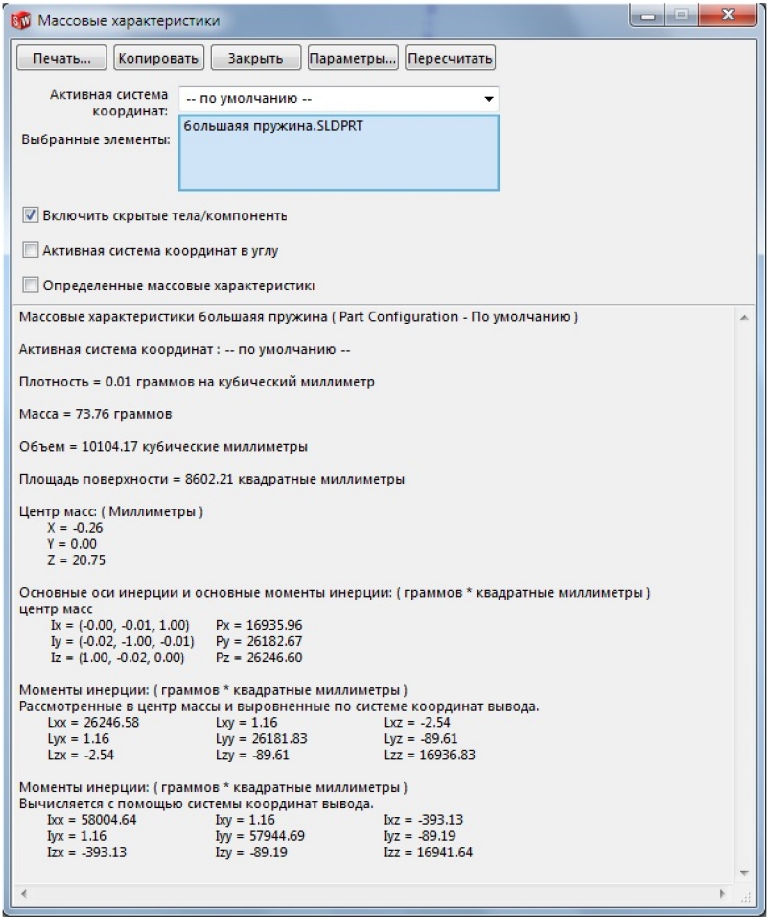


Рисунок 65 – Массовые характеристики пружины

Для остальных деталей можно получить аналогичные характеристики для последующего переноса последних в программу ADAMS/Engine. Пример окна настройки и задания параметров расчётной модели показан на рисунке 66. Для возможности изменения этих параметров необходимо поставить галочку Editable вверху окна, после чего можно приступать к вводу предварительно полученных в программе Solid Works данных

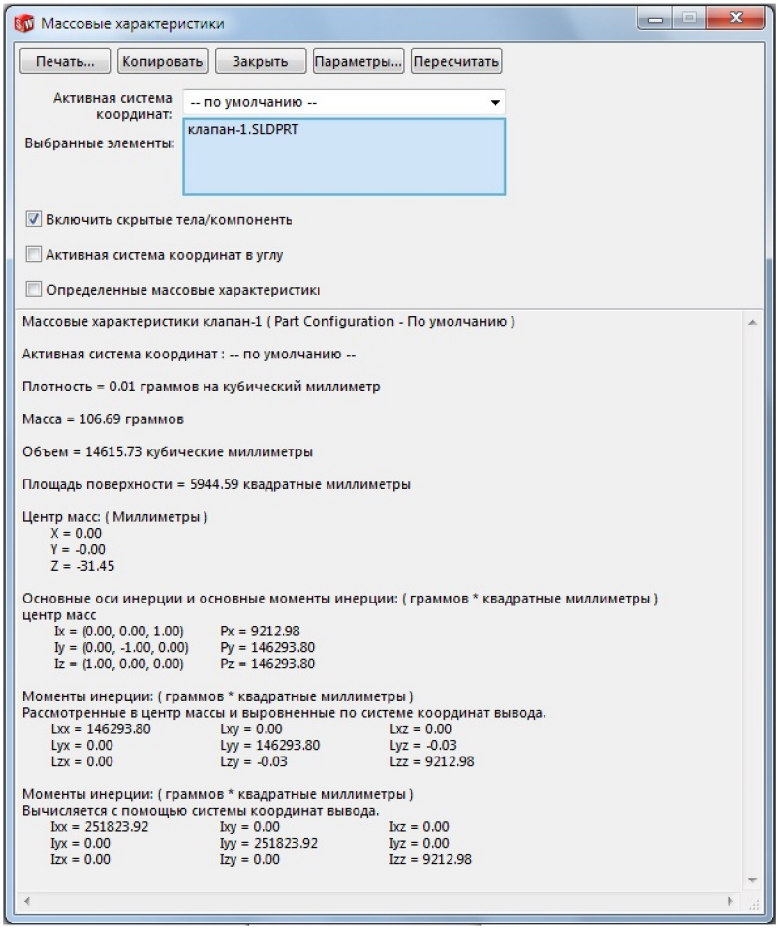


Рисунок 66 – Массовые характеристики клапана

Далее показана методика расчёта жёсткости пружины, что имеет не последнюю роль в качестве результатов расчёта. Пружина клапана должна обеспечивать при всех скоростных режимах двигателя: плотную посадку клапана в седле и удержание его в закрытом положении; постоянную кинематическую связь между клапаном, толкателем и кулачком во время движения толкателя с отрицательным ускорением.

Из расчёта газораспределения имеем: частоту вращения $n_p=0,5n_N=2625$ об/мин. и угловую скорость вращения $\omega_к=283$ рад/с распределительного вала; максимальную высоту подъема впускного клапана $h_{клmax}=8,19$ мм; диаметр горловины впускного клапана $d_{гор}=29$ мм; размеры кулачка: $r_0=12$ мм, $r_к=11,75$ мм, $a = r_0 + h_{Tmax} - r_2 = 16,20$ мм. Расположение клапанов верхнее с приводом от распределительных валов, размещенных в головке блока. Усилие от кулачка передается непосредственно на толкатель, имеющий плоскую поверхность соприкосновения с кулачком. Материал пружин – пружинная сталь, $\tau_{-1}=350$ МПа, $\sigma_в=1500$ МПа.

Максимальная сила упругости пружин

$$P_{прmax} = KM_{кл}a\omega_к^2 = 1,65 \cdot 180 \cdot 16,20 \cdot 283^2 \cdot 10^{-6} = 384,5 \text{ Н},$$

где $K = 1,65$ - коэффициент запаса;

$$M_{кл} = m_{кл} + \frac{1}{3}m_{пр} + \frac{1}{3}m_к = 115 + \frac{1}{3}75 + \frac{1}{3}120 = 180 \text{ г}$$ – суммарная масса клапанного механизма.

Минимальная сила упругости пружин

$$P_{прmin} = KM_{кл}(r_0 - r_2)\omega_к^2 = 1,65 \cdot 180 \cdot (12-4) \cdot 283^2 \cdot 10^{-6} = 190,0 \text{ Н}.$$

Жесткость пружин

$$c = KM_{кл}\omega_к^2 = 1,65 \cdot 180 \cdot 283^2 \cdot 10^{-6} = 23,7 \text{ кН/м}.$$

Деформация пружин:

предварительная $f_{\min} = r_0 - r_2 = 12 - 4 = 8$ мм;

полная $f_{\max} = f_{\min} + h_{кл\max} = 8 + 8,20 = 16,20$ мм.

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами:

внутренняя пружина

$$P_{пр.в.max} = 0,35 P_{прmax} = 0,35 \cdot 384,5 = 134,6\ H;$$

$$P_{пр.в.min} = 0,35 P_{прmin} = 0,35 \cdot 190,0 = 66,5\ H;$$

наружная пружина

$$P_{пр.н.max} = P_{прmax} - P_{пр.в.max} = 384,5 - 134,6 = 250\ H;$$

$$P_{пр.н.min} = P_{прmin} - P_{пр.в.min} = 190,0 - 66,5 = 123,5\ H.$$

Жесткость наружной и внутренней пружин

$$c_{пр.н.} = \frac{P_{пр.н.\max}}{f_{\max}} = 250/16,20 = 15,43\ кН/м;$$

$$c_{пр.в.} = \frac{P_{пр.в.\max}}{f_{\max}} = 134,6/16,20 = 10,25\ кН/м;$$

$$c = c_{пр.в.} + c_{пр.н.} = 8,31 + 15,43 = 23,74\ кН/м.$$

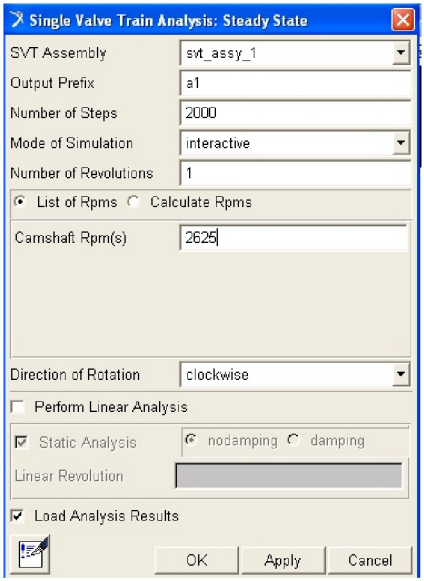


Рисунок 67 – Окно предварительных настроек расчёта

Для данного газораспределительного механизма был выполнен расчёт Single Valve Train Analysis → Steady-State Analysis (рисунок 67) при равномерно вращающемся распределительном валу со скоростью 2625 об/мин. Данный расчёт не предназначен для анализа пользователем и может быть выполнен в фоновом режиме.

Здесь был использован интегратор SI2_Gstiff Integrator.

Так же программный пакет ADAMS/Engine позволяет выполнить расчёты Rpm-Sweep Analysis и Series Analysis. Есть возможность поменять интегратор или изменить коэффициенты: Setting → Solver → Dynamics…

Анализируя графики, полученные в результате расчёта, мы получаем перемещения, скорости элементов ГРМ и силы, давления.

Сила, с которой кулачок действует на рокер показана на рис. 68

Давление в месте контакта кулачка с рокером – рисунок 69.

Сила, переданная рокером на клапан можно увидеть на графике, изображённом на рисунке 70

Перемещение клапана показано на рисунке 71

И можно получить крутящий момент, возникающий на распределительном валу

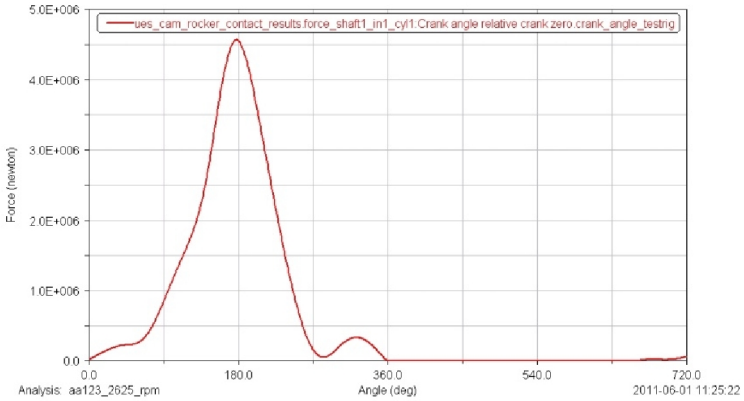


Рисунок 68 – Сила действия кулачка на рокер

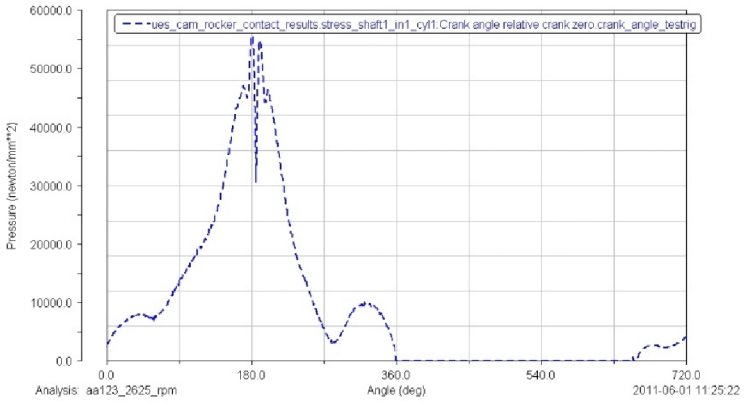


Рисунок 69 – Давление кулачка на рокер в месте контакта

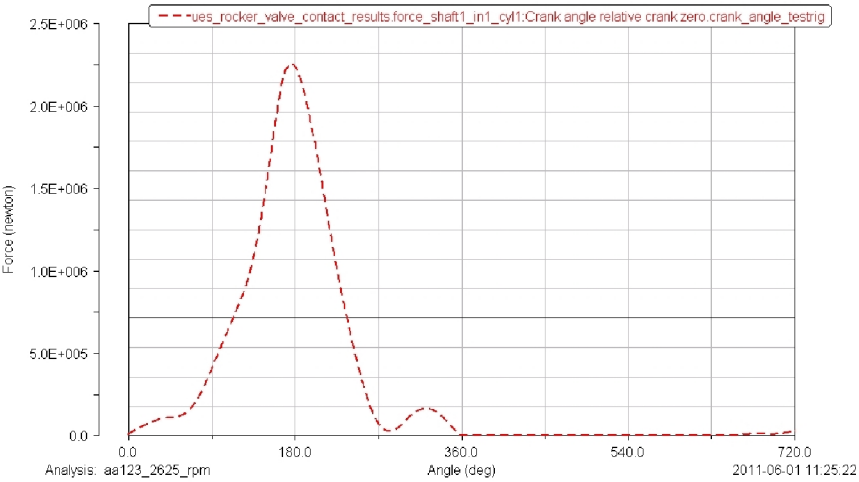


Рисунок 70 – Давление в месте контакта рокера с клапаном

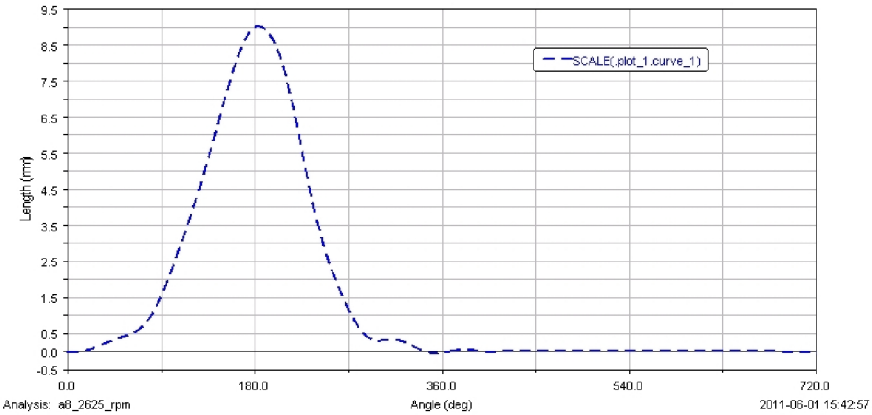


Рисунок 71 – Перемещение клапана

2.3.4 Вибрационный расчёт двигателя на опорах

Для практической реализации задачи в настоящее время наряду с традиционными методами возможно применение виртуального

моделирования вибровоздействий на объект исследования в среде специализированных инженерных программ.

Одной из таких программ является пакет кинематического и динамического анализа **ADAMS**. Как было сказано в предыдущих разделах, **ADAMS** предоставляет широкие возмож-ности исследователю, в силу своей универсальности и модульной конструкции. Задача исследования вибрации в узлах подвески двигателя Д-300 была решена в среде модуля **ADAMS/Vibration**.

ADAMS/Vibration – это модуль, предназначенный для проведения частотного анализа в заданном диапазоне частот. Одновременно он является приложением **ADAMS/Aircraft**, **ADAMS/Car, ADAMS/Engine, ADAMS/Rail** и **ADAMS/View**, а также может быть использован автономно с моделями **ADAMS/Solver**.

ADAMS/Vibration позволяет изучать вынужденные колебания в моделях, созданных в среде **ADAMS** или других пакетах 3D-моделирования, а также:

1) Проводить анализ вынужденных колебаний в точках модели для частотного спектра;

2) Производить учет гидравлики и систем управления пользовательских подсистем при частотном анализе;

3) Быструю и полную передачу линеаризованной модели из **ADAMS** в **ADAMS/Vibration**;

4) Создавать входные и выходные каналы для анализа колебаний;

5) Задавать входные функций в частотной области (полигармоническая амплитудно-частотная функция, спектральные уровни мощности, дисбаланс вращения и т. д.);

6) Создавать частотные распределения сил по усмотрению исследователя;

7) Производить расчет собственных форм/частот системы в заданном частотном диапазоне;

8) Проводить расчет функций частотного отклика для амплитудных и фазовых характеристик объекта;

9) Создавать анимацию вынужденных колебаний, в том числе по индивидуальным тонам;

10) Выводить таблицы модального вклада по результатам расчета вынужденных колебаний.

Кроме этого, результаты расчетов в **ADAMS/Vibration** можно использовать в исследованиях «*NVH*» (*noise/vibration/ harshness*) для предсказания ударных воздействий в автомобилях, планерах, поездах и т. п.

Как было отмечено выше, колебания двигателя Д300 имеют сложный характер. При совместном действии сил давления газов и сил инерции неуравновешенных масс кривошипно-шатунного механизма, система совершает периодические колебания, для количественной оценки которых определяют уровни колебательного перемещения, скорости и ускорения.

Снижение вибраций двигателя, при одновременном сохранении его мобильности, призвана обеспечить модификация узлов его подвески, которая должна обеспечить малые уровни колебаний при действии постоянных возмущающих факторов, вызванных работой двигателя.

Четыре узла подвески двигателя Д300 размещены несимметрично. Поэтому принималось, что все виброизоляторы, установленные в соответствующих опорах, воспринимают разную нагрузку.

Для расчета на вибрации в **ADAMS** была использована та же модель, что и для предыдущих вычислений. Момент нагружения был взят из расчета винтовой характеристики. Модельное время *time* = 0,5*c*, число шагов *steps* = 5000, время расчета 2,5 часа.

Перед проведением расчета вынужденных колебаний были определены собственные частоты системы с помощью модуля **ADAMS/Vibration**. За точку начала линеаризации было выбрано начальное состояние модели без определения точки статического

равновесия. После расчета были получены собственные вектора системы, представленные на рисунке 72. Каждая точка соответствует какой-либо собственной частоте колебаний системы. Отсеяв слишком большие и слишком малые частоты, были выбраны 15 собственных частот, приведенных в таблице 10. При этом самыми опасными являются частоты со 2-й по 10-ю, лежащие в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала. Однако ни одна из частот не попадает на область, в которой предполагается эксплуатировать данный двигатель (см. таблицу 11).

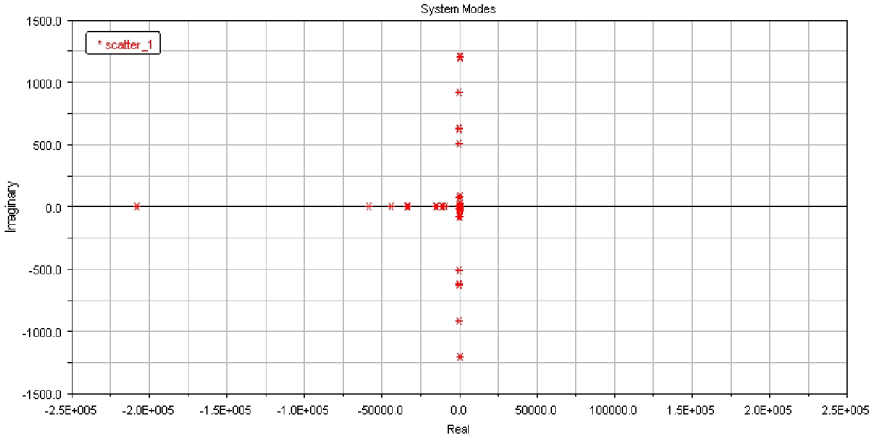


Рисунок 72 - Собственные формы колебаний двигателя на опорах

Далее были определены перемещения, скорости и ускорения в опорах, а также силы, передающиеся на основание при разгоне двигателя с установленными виброизоляторами. Требуется отметить, что согласно предыдущим расчетам средняя жесткость виброизолятора (опоры) в вертикальном направлении была принята 320000 *Н/м*, а в боковом – 80000 *Н/м*.

Таблица 10 - Собственные частоты колебаний системы

№	Величина	Размерность
1	0,8	*Гц*
2	2,8	*Гц*
3	6,2	*Гц*
4	16,3	*Гц*
5	17,2	*Гц*
6	18,1	*Гц*
7	20,7	*Гц*
8	31,5	*Гц*
9	58	*Гц*
10	62,1	*Гц*
11	79,5	*Гц*
12	79,6	*Гц*
13	510	*Гц*
14	623	*Гц*
15	921	*Гц*

Таблица 11 - Частоты вращения вала на характерных режимах работы

Режим работы	**Частота вращения вала**	
	Обороты в минуту	***Гц***
Холостой ход	800	13,3
Максимальный крутящий момент	2200	36,7
Номинальный режим	3000	50
Максимальная частота вращения	3200	53,3

Было установлено, что:

1) Увеличение жесткости опор приводит к уравниванию параметров в опорах (перемещений, скоростей и т. д.). Однако это приводит к росту ускорений в опорах I и II (на 2,3% и 4,7% соответственно) и резкому увеличению ускорений в опорах III и IV (48,3% и 73,1% соответственно);

2) Увеличение жесткости опор приводит к попаданию большого числа собственных частот в рабочий диапазон частот вращения коленчатого вала двигателя. Так, получены по крайней мере три резонансных пика. Они соответствуют частотам 30 *Гц*;

35,8 *Гц*; 42,5 *Гц*. Максимальные амплитуды имеют 3-я и 4-я частоты. При этом 2-я и 4-я частоты близки к режиму максимального крутящего момента и номинальному режиму соответственно, значения частот которых приведены в таблице 4.

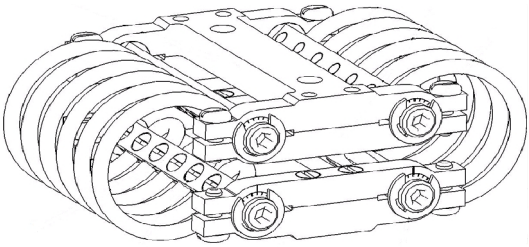


Рисунок 73. Виброизолятор с изменяемой формой и углом установки УДЭ

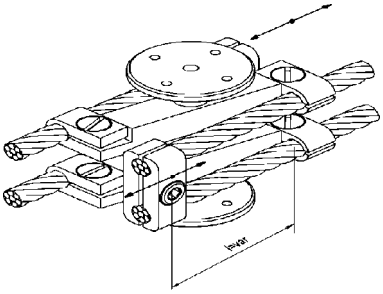


Рисунок 74. Регулируемый виброизолятор

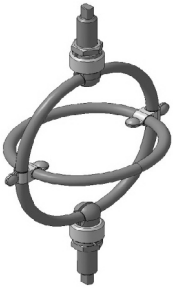


Рисунок 75. Тросовый виброизолятор

с УДЭ в виде набора колец

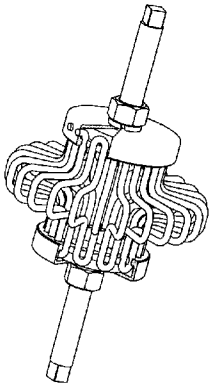


Рисунок 76. Внешний вид виброизолятора

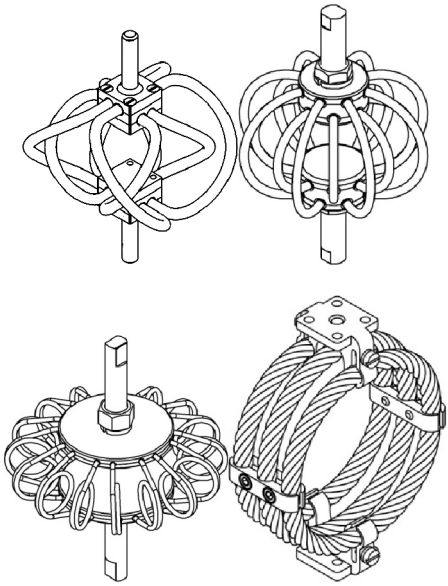


Рисунок 77. Конструктивные схемы

новых пространственных виброизоляторов

На основании сравнения всех результатов расчета опор можно сделать следующие выводы:

а) Использование виброизоляторов принятой жесткости обеспечивает требуемую фиксацию двигателя, при этом создавая более «мягкий», чем жесткое закрепление, виброрежим;

б) Установка деформируемых опор уменьшает передачу колебаний на опорную раму, что позволяет снизить ожидаемый вес конструкции;

в) Виброизоляторы тросового типа обеспечивают достаточную жесткость и устойчивость конструкции при заданной схеме размещения опор;

г) Данный метод, основанный на использовании полной кинематико-динамической модели механизма для вибрационного расчета в среде **ADAMS**, позволяет получить все интересующие исследователя параметры (перемещения, скорости, ускорения и передаваемые силы) для каждой опоры, равно, как и для любого элемента рассматриваемой системы, в том числе и при нелинейных характеристиках.

Помимо расчета подвески, проводимой для данного двигателя, существует множество других типов специальных расчетов:

- *Анализ работы двигателя в составе устройства*. Подразумевает моделирование воздействия на механизм внешних устройств с помощью граничных условий в **ADAMS/View**. Например, винта переменного шага, эволюций самолета, системы управления, возможных повреждений и других.
- *Уравновешивание двигателя и подбор противовесов*. Требует выбора схем уравновешивания и правильного моделирования опор.
- *Расчет крутильных колебаний валов и проектирование гасителей крутильных колебаний*. Об этом типе расчетов подробнее можно узнать из [5].

Далее рассмотрим метод расчета частот и форм крутильных колебаний систем коленчатых валов ДВС в среде ADAMS.

При этом вы можете избрать два пути:

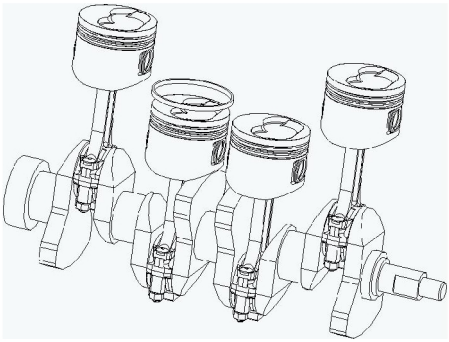


Рисунок 78 - Объемная модель системы КВ

1. Использование эквивалентных схем

Поскольку для многих конструкций известны методы построения эквивалентных схем, можно заранее создать такую схему, определившись с массами и моментами инерции абсолютно жестких частей, а также длинной, жесткостью и демпфированием деформируемых участков. Затем подобную схему можно ввести в ADAMS, как показано на Рисунок 6. Преимущество метода в скорости ввода модели в программу и простоте модели. Основной недостаток – необходимость больших предварительных расчетов и невозможность определения напряжения в деталях при вибрационном расчете. В этом случае трехмерная модель может помочь вам лишь в определении масс и моментов инерции всех деталей. Моделирование деформируемых участков может производиться двояко:

а) использование деформируемых стержней;

б) использование «псевдогибких» соединений.

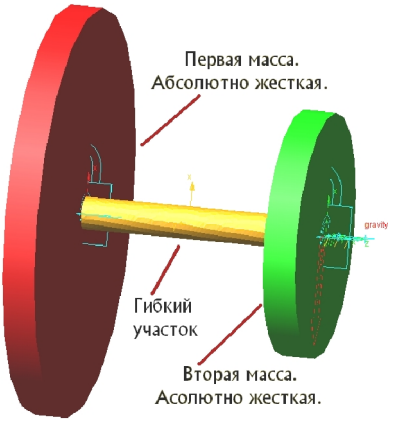


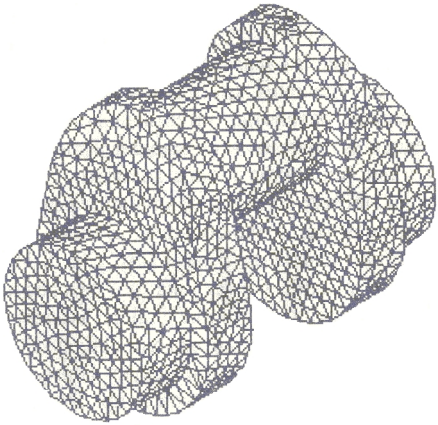
Рисунок 79 Внешний вид двухмассовой эквивалентной системы в пакете ADAMS

О методе а) подробно рассказывается ниже. Метод б) заключается в замене реальных деформируемых тел пружинами эквивалентной жесткости и демпфирования. Набор пружин весьма широк, от простейших линейных (для колебаний растяжения-сжатия) и торсионных (для крутильных колебаний), до многокомпонентных, которые позволяют задавать жесткости и коэффициенты демпфирования по всем шести степеням свободы (для изгибных и сложных колебаний). Все упругие элементы позволяют задавать нелинейные жесткости и демпфирование.

2. Использование объемной модели

Вы можете напрямую ввести в ADAMS объемную модель двигателя вместе с материалами, из которых изготовлены детали, затем оснастить граничными условиями и произвести расчет. В этом случае отпадает необходимость в построении эквивалентных схем. Кроме того, созданная единожды модель может использоваться для кинематического, статического, динамического, прочностного, вибрационного и прочих типов расчетов. Немаловажна и высокая точность расчета за счет учета совместного действия разных форм колебаний.

Недостаток – необходимость иметь точную объемную геометрию, подобную показанной на Рисунок 7, а также длительное время создания модели.



В этом случае, очевидно, использование «псевдогибких» соединений исключается, и приходится прибегать к созданию деформируемых тел. Для создания деформируемых тел используется метод конечных элементов МКЭ. При наличии современных расчетных машин это очень легкий и точный метод, тем более что почти все операции автоматизированы. Этот метод использует программа ANSYS.

Он замечательно подходит для решения статических задач. Однако при попытке применить его при решении задач кинематики и динамики, обнаруживается слабость метода. Расчет работы механизма является нелинейной задачей, перемещения механизма на много порядков превышают допустимые деформации тел.

Кроме того, постоянно меняются скорости и силы, воздействующие на деформируемое тело. Попытки использовать в этом случае метод конечных элементов приводят к раздуванию системы уравнений и такому росту сложности расчета, который не под силу даже современным компьютерам.

В качестве альтернативы этому методу был предложен метод Крейга-Бамптона, или метод суперпозиции мод. Суть метода заключается в следующем:

а) тело разбивается на конечные элементы;

б) производится модальный расчет, в ходе которого определяется заданное число форм колебаний тела;

в) конечные элементы перестают участвовать в расчете, поскольку тело теперь представляет собой один суперэлелент,

характеризуемый набором форм колебаний. Предполагается, что каждая форма колебаний действует независимо от другой. В этом случае полную деформацию на узле тела можно определить, как векторную сумму перемещений от каждой формы.

г) после создания самого деформируемого тела, возникает вопрос: каким образом полученный суперэлемент может быть включен в твердотельную механическую модель?

Для этого был предложен специальный метод. Для гибкого тела, помимо описанных выше форм колебаний, названных «нормальными», были введены «моды присоединения». Мод присоединения – это форма колебаний, вызванная единичной деформацией в точке присоединения по всем требуемым степеням свободы. Определив таким образом жесткость в этой точке от единичной деформации, ADAMS может присоединить в ней к деформируемому телу другой объект, будь то твердое тело, сила, соединение или другое деформируемое тело.

Таким образом, вы заранее должны выбрать точки, в которых деформируемое тело будет взаимодействовать с другими элементами, и при создании суперэлемента указать компьютеру рассчитать необходимые моды присоединения.

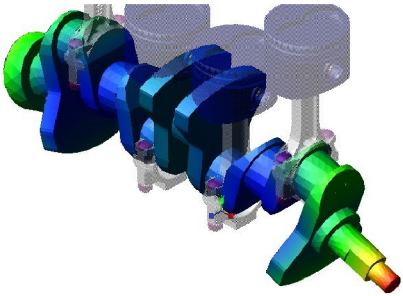


Рисунок 81 Изгибная форма колебания коленчатого вала двигателя

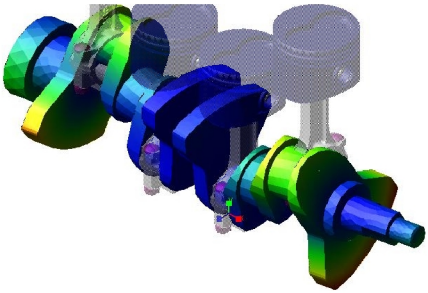


Рисунок 82 Крутильная форма колебания коленчатого вала двигателя

д) теперь, если тело было создано с помощью встроенных опций ADAMS, вам достаточно прикрепить его в заданных местах вашей модели. Если же вы создали тело в другом пакете, например в ANSYS, вы можете импортировать его в ADAMS, используя файл MNF. MNF – это модальный нейтральный файл, в котором хранится геометрия и все формы колебаний тела.

На этом построение модели заканчивается и можно приступать к расчету.

В пакете ADAMS существует два способа определения собственных форм и частот:

1. В динамическом расчете

2. С помощью модуля ADAMS/Vibration

В первом случае вы сами задаете возбуждающую силу, а затем проводите обычный расчет динамики системы. Если вы задали возбуждающую силу с монотонно изменяющейся частотой, то вы можете пройти по всему интересующему вас спектру частот. В процессе анализа вы можете просмотреть деформации гибкого вала (Рисунок 8,9) в любом из его маркеров.

Анализируя графики (Рис. 84), можно определить текущую форму колебаний и ее частоту. В то же самое время вы отслеживаете амплитуду колебаний, следите за поведением всей системы и измеряете напряжения в деформируемом теле.

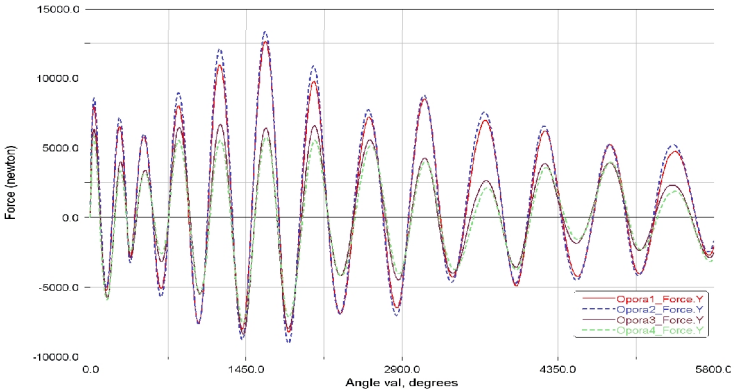


Рисунок 84 - Получение резонанса для четырех опор в динамическом расчете

Во втором случае во входном канале выбирается маркер, к которому приложено возбуждающее воздействие, и параметры возбуждающей силы. В простейшем случае достаточно использовать силовое воздействие с гармонической функцией фиксированной амплитуды монотонно возрастающей частоты.

В выходном канале выбирается маркер, параметры которого необходимо измерить. Измеряться могут все доступные параметры, такие как перемещение, скорость, ускорение, сила и многие другие. Назначается диапазон частот, в котором требуется производить поиск.

Программа находит все формы колебаний системы в указанном диапазоне. На Рис. 84 показана амплитуда, а на Рис. 85 – фаза одной из форм колебаний системы.

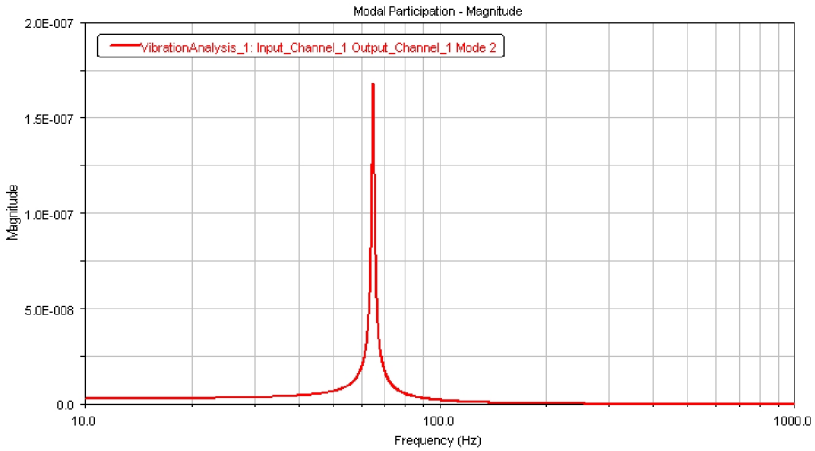


Рисунок 85 Амплитуда крутильной формы колебания коленчатого вала с частотой 65 Гц.

Если для одного входного канала использовать несколько выходных, то можно настроить каждый на восприятие только одного типа форм колебаний, поскольку по умолчанию ADAMS находит все формы колебаний, лежащие в заданном диапазоне: растяжения-сжатия, изгибные и крутильные. Для некоторых режимов доступна визуализация форм колебаний на экране, что позволяет непосредственно определить их тип. Как правило, первые 6 форм колебаний одинаковы у деформируемого и недеформируемого тела – это перемещение по шести степеням свободы. Остальные формы колебаний присутствуют только у деформируемых тел.

Помимо определения собственных форм колебаний, ADAMS/Vibration позволяет определить дополнительные параметры, такие как передаточная функция, вклад каждой формы колебаний в общую энергию деформации и т.д.

Возможен расчет вынужденных колебаний. Выбор метода расчета собственных форм зависит от конструкции и требуемых выходных данных. Для поршневого двигателя сложность

заключается прежде всего в задании входного канала, который должен имитировать переменную, нелинейную газовую силу. Поэтому для предварительного

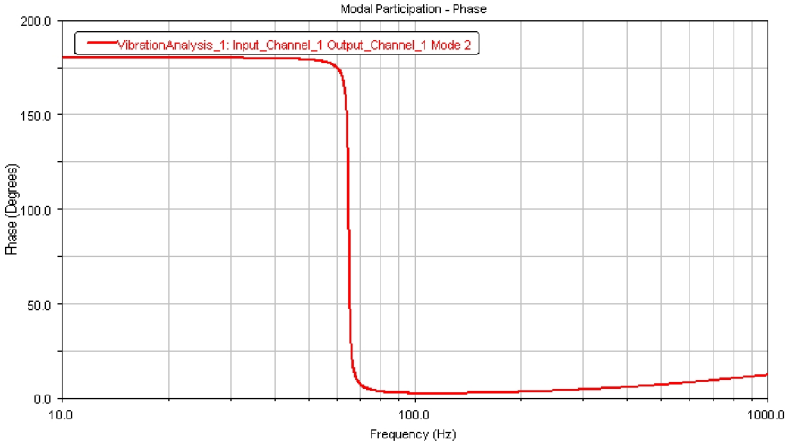


Рисунок 86 Фазы крутильных колебаний коленчатого вала

расчета ДВС, особенно многоцилиндровых, как правило, используется динамический метод. Для более точного и полного расчета применяется специальный модуль ADAMS/Vibration. При этом газовую силу приходится моделировать гармонической функцией или их суммой из условия равенства частоты и совершаемой работы. Для самых простых случаев достаточно обеспечить совпадение частот реальной газовой и возбуждающей силы. Возможно задание возбуждающего воздействия, как периодического перемещения поршня.

Таким образом, для формы колебаний рассмотренной в этом примере, мы получили частоту в 65 Гц. Сама форма колебаний приведена на Рис. 86. Для наглядности амплитуда колебаний увеличена во много раз. Реальные отклонения не более миллиметра. Чтобы получить точное значение амплитуды, можно запустить динамический расчет двигателя на полученной частоте и отследить изменение интересующего параметра.

3. Моделирование прочностных свойств «виртуального двигателя»

Для реализации третьего звена данной цепочки, т. е. прочности, была выбрана программа **ANSYS**.



В рамках данной работы метод конечных элементов рассматриваться не будет, так как ему посвящено большое количество отдельных работ.

Главное, что в пакете **ANSYS** удобно проводить статический анализ созданной или импортированной геометрии. Помимо геометрии для любого прочностного расчета необходимы граничные условия: силы, перемещения, скорости или ускорения. Только сочетая данные всех этапов, можно получить ответ на вопрос: удовлетворяет ли деталь требуемым условиям работы. И если нет, то когда произойдет отказ? Проводя прочностной анализ разных конструкций (см. рисунок 2), можно получить общие закономерности влияния конструктивных изменений на прочность, которые помогают гораздо лучше понять сложные формы многих изделий и сформулировать требования к модели еще на этапе конструирования.

Этот программный комплекс содержит в себе достаточное количество функций, необходимых для проведения различных типов расчета. Кроме того, в **ANSYS** встроен модуль взаимодействия с пакетом **ADAMS**, что в значительной степени облегчает создание расчетной модели. Для прочностного расчета был выбран поршень двигателя Д300 из-за высокой нагруженности, сложной формы и напряженных температурных условий. Часто проводится аналогичный расчет коленчатых валов из-за сложных условий нагружения, а также расчет шатуна на устойчивость. Использовалась расчетная схема, представленная в таблице 5.

Для расчета из **SolidWorks** в **ANSYS** в формате *Parasolid* была импортирована половина целого поршня, разделенного вдоль оси симметрии. Половина поршня выбрана для снижения времени машинного анализа. Результаты расчета такой модели, при задании соответствующих условий, эквивалентны результатам расчета модели целого поршня. Модель была закреплена по верхней половине отверстия под поршневой палец, как показано на схеме в

таблице 12. Была выбрана опция *Areas*, *All DOF*. Далее на модель поршня было наложено условие симметрии.

Таблица 12 - Расчетная схема поршня



Схема нагружения

Элемент, тетраэдр	Solid92	-
Материал	Алюминий	-
Плотность	2740	$кг/м^3$
Модуль упругости	0,717e11	$Н/м^2$
Коэффициент Пуассона	0,33	-
SMRTSIZE	4	-
Давление	2855500	*Па*
Ускорение силы инерции	4214	$м/с^2$
Гравитация	0	$м/с^2$

Сверху к днищу поршня было приложено максимальное давление газов, достигаемое в ВМТ. После чего были заданы параметры материала и сетки (см. таблицу 12).

После расчета напряжений от газовой силы к модели была приложена сила инерции. Для этого в **ADAMS** на основании графика было принято значение ускорения, которое действует в ВМТ. Данное ускорение было приложено к модели поршня в **ANSYS** по оси Y вверх (т.е. со знаком минус, поскольку сила тяжести направлена вниз) с помощью команды *Gravity*.

Затем производился расчет совместного действия газовой силы и сил инерции. Результаты данного расчета сведены в таблицу. Из результатов расчета видно, что сила инерции в ВМТ разгружает поршень от действия газовой силы, однако в данном случае

величина разгрузки невелика из-за относительной тихоходности двигателя и малой инерционности поршня.

Согласно статистическим рекомендациям, коэффициент запаса был принят равным 1,3. Допускаемые напряжения для алюминиевого сплава АЛ-4, из которого изготовлен данный поршень, $\sigma_в = 160\,МПа$.

$\sigma_{экв} \cdot k = 79{,}5 \cdot 1{,}3 = 103МПа \lhd 160МПа.$.

Следовательно, деталь удовлетворяет условию прочности. Большой запас прочности (в 57 *МПа*) взят из-за воздействия неучтенных факторов, таких как высокая температура и цикличность нагружения.

3.1 Поршень

5.1Расчет неравномерно нагретого поршня ДВС, находящегося в упругопластическом состоянии

На данном этапе дипломной работы проведено прочностное проектирование поршня двигателя внутреннего сгорания. Суть данного расчета в оптимизации поршня по параметрам: коэффициент запаса – масса. Получив исходную конструкцию (чертеж), доказано, что у поршня конструкция оптимальна и, если это не так, усовершенствовать ее. Для этого проведен ряд последовательных многократных расчетов с целью исследования влияния имеющихся геометрических размеров.

5.1.1Подготовка исходных данных для геометрической модели

Выполнен расчет, взяв сечение поршня, представленное на рис. 87.

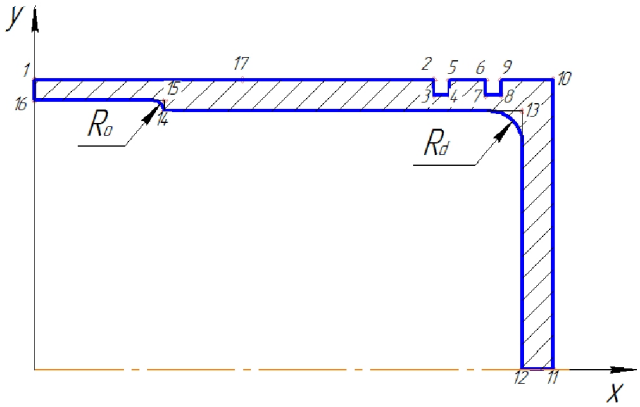


Рисунок 87- Сечение поршня

Для данного поршня выбраны 14 параметров – толщины, радиусы изменения толщин и радиусы скруглений. Их численные значения сведены в таблицу 14, 16. Все геометрические точки сведены в таблице 15, 17.

Таблица 14 – Параметризированные размеры поршня

Параметр	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	X12	X13	X14	R_d	R_o
Размер, м	0.077	0.077	0.08	0.08	0.087	0.087	0.09	0.09	0.094	0.094	0.025	0.006	0.002

Таблица 15 – Геометрические размеры поршня

№	X	Y	Z
1	0	0.056	0
2	X2	0.056	0
3	X3	0.053	0
4	X4	0.053	0
5	X5	0.056	0
6	X6	0.056	0
7	X7	0.053	0
8	X8	0.053	0
9	X9	0.056	0
10	0.1	0.056	0
11	0.1	0	0
12	0.094	0	0
13	0.094	0.05	0
14	0.025	0.05	0
15	0.025	0.052	0
16	0	0.052	0
17	0.04	0.056	0

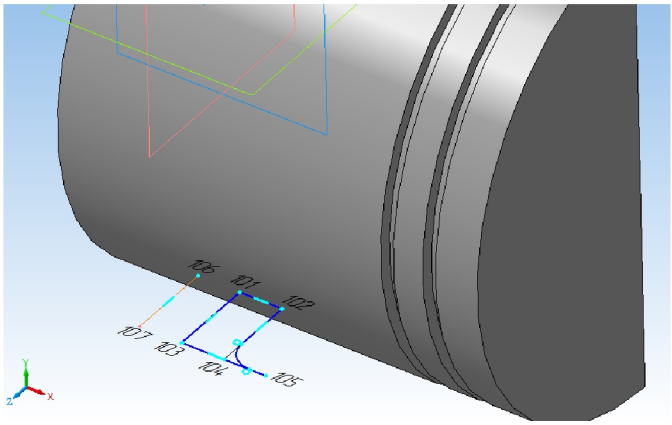


Рисунок 88- Сечение бобышки поршня

Таблица 16 – Параметризированные размеры бобышки поршня

Параметр	X102	X104	R_b
Размер, м	0.07	0.07	0.006

Таблица 17 – Геометрические размеры бобышки поршня

№	X	Y	Z
101	0,06	0	0.08
102	X102	0	0.08
103	0.06	0	0.1
104	X104	0	0.1
105	0.08	0	0.1
106	0.05	0	0.08
107	0.05	0	0.1

5.1.2 Формирование геометрической модели поршня

Итак, есть координаты точек. В рабочем каталоге *ANSYS*создан текстовый файл *porshen.txt*. Первой строкой в нем записана команда очистки задания *ANSYS* от предыдущей информации:

```
FINISH
/CLEAR, START! Создание нового файла
/PREP7              ! Вход в препроцессор
```

Затем в файле заданы нужные величины нагрузок и геометрические параметры:

```
!Параметры построения поршня
x2=0.077
x3=0.077
x4=0.08
x5=0.08
x6=0.087
x7=0.087
x8=0.09
x9=0.09
x12=0.094
x13=0.094
x14=0.025
!Радиусы скругления поршня
Rd=0.006
Ro=0.002
!Параметры построения бобышки
x102=0.07
x104=0.07
Rb=0.003
!Радиус отверстия под палец
Rc=0.01
!Параметры распределения температуры
T1=600
T2=350
T3=100
!Газовая сила (Па)
Fg=7e6
```

Чтобы убедиться в работоспособности макроса и правильности задания всех параметров, файл сохранен и запущен на исполнение командой:

Utility Menu → File→ Read Input from…

Затем убеждаемся в том, что все параметры считаны *Ansys*:

Utility Menu→ Parameters→ Scalar Parameters….

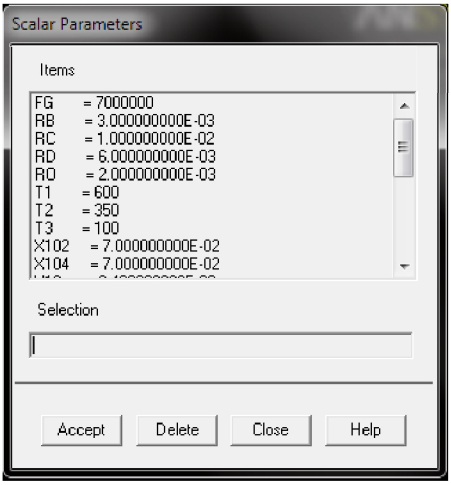


Рисунок 89- Параметры в *Ansys*

При создании командного файла использовалось дублирование команд в Ansys. Краткийпример - точкисоздаютсякомандой:

MainMenu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Keypoints→ In ActiveCS.

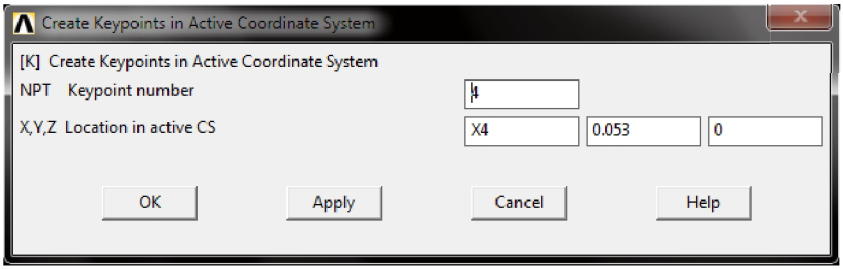


Рисунок 90 - Вид окна ввода точек

При записи в окно значений, как в рисунке выше, получается точка с номером 4 и координатами *X*=*X*4; *Y*=0.053; *Z*=0. Для отображенияпоследнейкоманды в log-файле, выполняется команда:

Utility Menu→ File→ List→ Log File.
Она имеет вид:*K*,4,*X*4,0.053,0,.

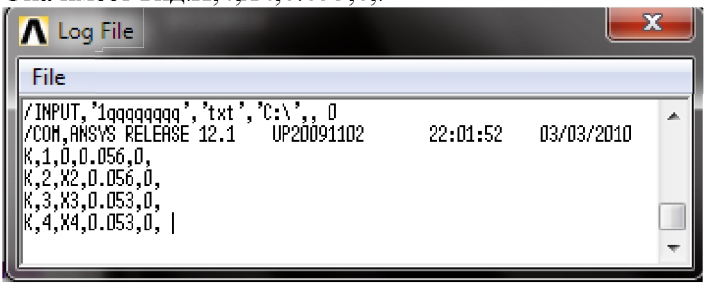


Рисунок 91- Вид окна *LOG* файла

Продолжено формирование файла*porshen.txt*. Добавлены команды создания точек сечения. Они, соответственно, имеют вид - *K*, №точки, *X, Y,Z*. Таким образом, в файл дописаны:

! Создание точек профиля поршня
K,1,0,0.056,0,
K,2,X2,0.056,0,
K,3,x3,0.053,0,
K,4,x4,0.053,0,
K,5,x5,0.056,0,
K,6,x6,… … … .,
K,7,x7,… … … .,
K,8… … … … …,
… … … … … … … ..
K17,… … … … .,
Файл сохранен и запущен на исполнение командой:
Utility Menu→ File→ Read Input from
Получено17 точек сечения, изображенных на рисунке 92.

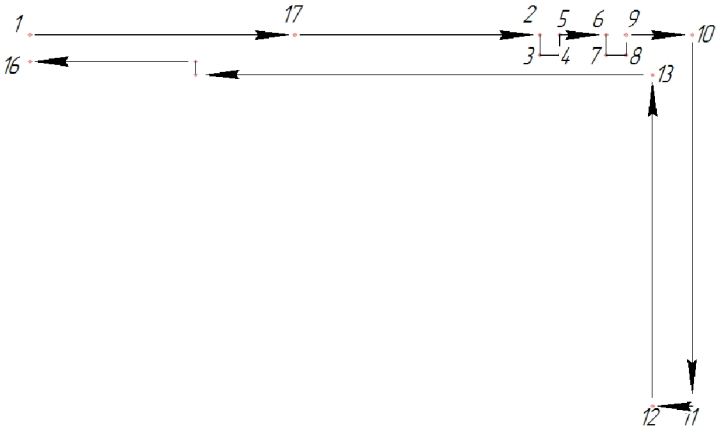


Рисунок 92 - Точки сечения

Затемточкипоследовательносоединенылиниями1-17, 17-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7 ит.п.

MainMenu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Lines→ Lines→ → Straight Line

Результат виден на рисунке 93.

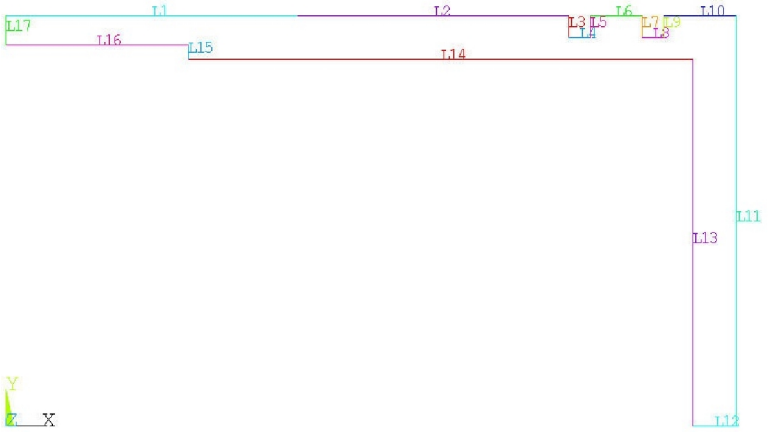


Рисунок 93-Построенные линии

Создаются три скругления командой, отображенной на рисунке 94:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Lines→ Line Fillet

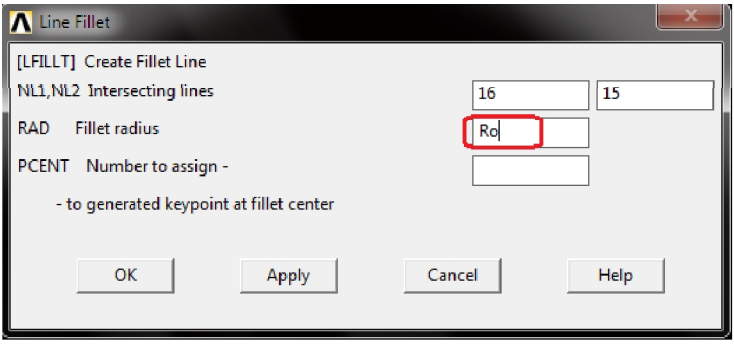


Рисунок 94- Задание радиуса

Выполненные команды вписаны в командный файл из файла **.log,* с помощью команды *Utility Menu→ File→ List→ Logfile*. Открылся файл сессии Ansys, из которогоскопированы в командный файл последние выполненные команды, изображённые на рисунке 95, сделанные после команд создания точек.

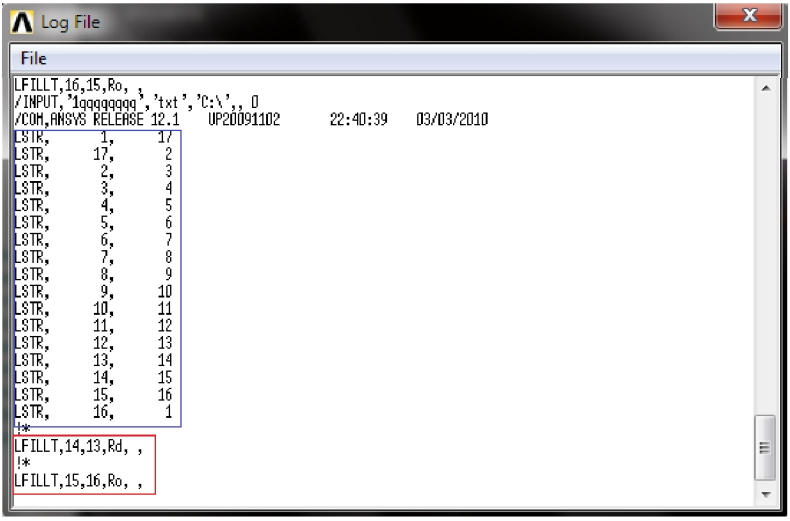


Рисунок 95- Команды в Log файле

Результат скруглений линий отображён на рисунке 96.

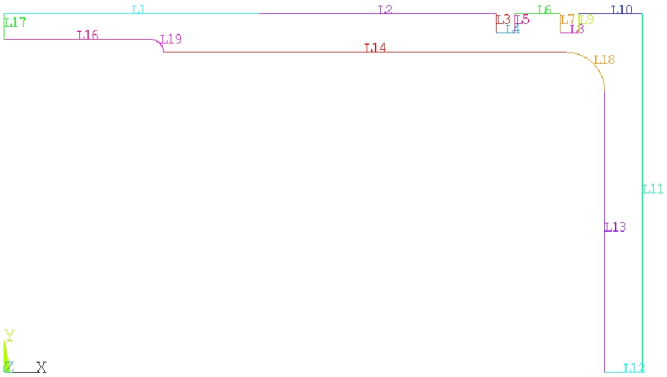


Рисунок 96-Скруглениялиний

Создаетсяплоскостьполиниям:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Areas→ Arbitrary→

→ By Lines.

При этом следует обращать внимание на число выделенных линий, так как контур должен быть полностью замкнут для создания области.Результат отображен на рисунке 97.

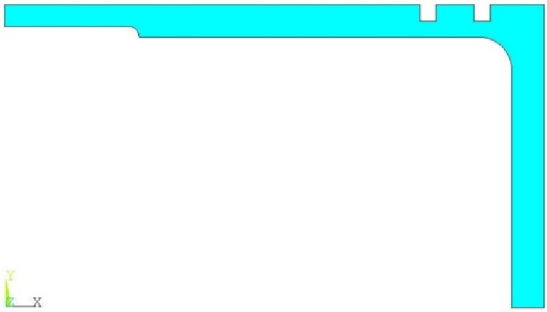


Рисунок 97-Поверхность половины сечения поршня

Затем создан объем,путем вращения полученной поверхности вокруг оси. Вкачествеосивращениявзятыточки 12-11. Уголповорота 180^{o}.

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Operate→ Extrude→ Areas→

→ About Axis

Полученный объем модели отображен на рисунке 98.

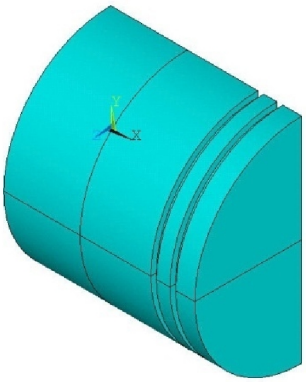


Рисунок 98-Полученный объем модели поршня

Принцип построения бобышки поршня аналогичен. Командой*Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Keypoints→ In Active CS*созданыточки.Командой*Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Lines→ Lines→ Straight Line*соединенынеобходимыеточки.Точки 106 и 107 оставлены свободными. Они потребуются при вращении сечения бобышки.Результат отображен на рисунке 99.

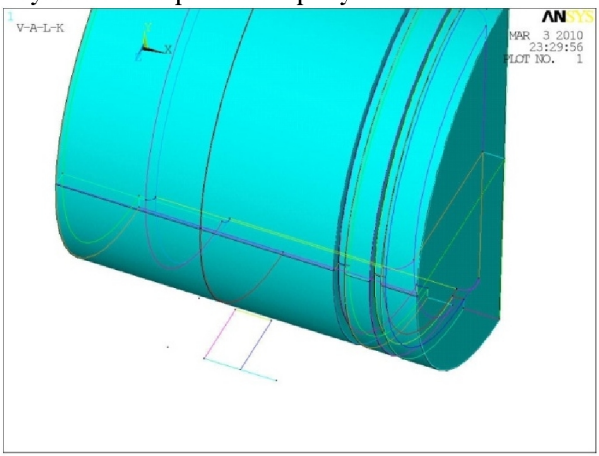


Рисунок 99- Моделирование бобышки поршня

Далее командой*MainMenu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Lines→ LineFillet*,скругленынеобходимыелинии.

Заметно, что после скругления в контуре появился разрыв линии, отображенный на рисунке 100:



Рисунок 100 - Скругление линий

Чтобы построить поверхность, замкнутый контур был достроен командой *MainMenu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Lines→ Lines→ StraightLine*,соединивточки 104-53.

Командой*MainMenu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Areas→ Arbitrary→ ByLines*созданаповерхностьсеченияобобышки.

Далее создано объемное тело бобышки ,путем вращения полученной поверхности вокруг оси. Вкачествеосивращениявзятыточки 107-106. Уголповорота 360^{o}.

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Operate→ Extrude→ Areas→ About Axis

Результат построения отображен на рисунке 101.

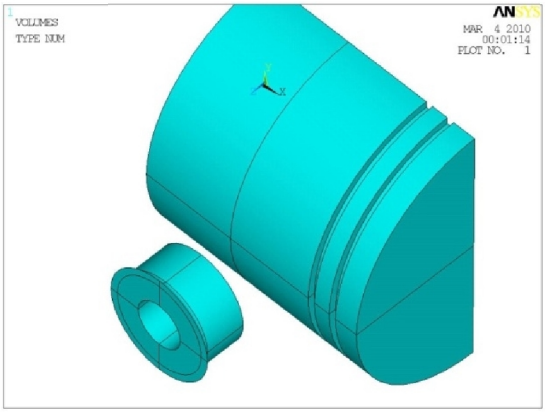


Рисунок 101- Полученный объем модели бобышки

Для перемещения бобышки была использована команда:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Copy→ Volumes

Перемещение выполнено на-0.05+0.0005 по оси Z. Смещение в 0.5 мм необходимо чтобы основание бобышки полностью было в теле поршня.

Меню команды копирования отображено на рисунке 102.

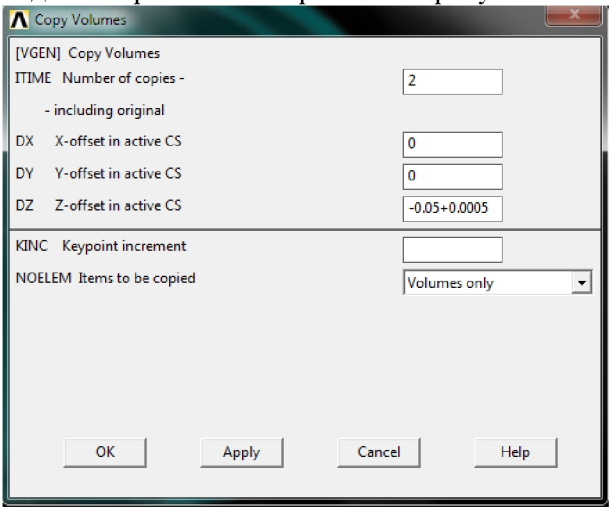


Рисунок 102- Меню копирования

В результате копирования, изображенного на рисунке 103, видно, что бобышка оказалась в нужном месте, но осталась предварительно созданная её модель.

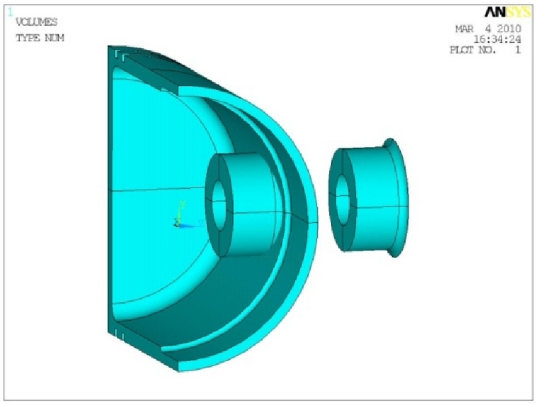


Рисунок 103 - Результат копирования

Удаление ненужного объема выполнено с помощью команды:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Delete→ Volume and Below\ Line and Below\ Keypoint

Полученная модель, состоит из 6 объемов. Объединение выполняется с помощью булевой операции:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Operate→ Booleans→ Add→ Volumes

Результат отображен на рисунке 104

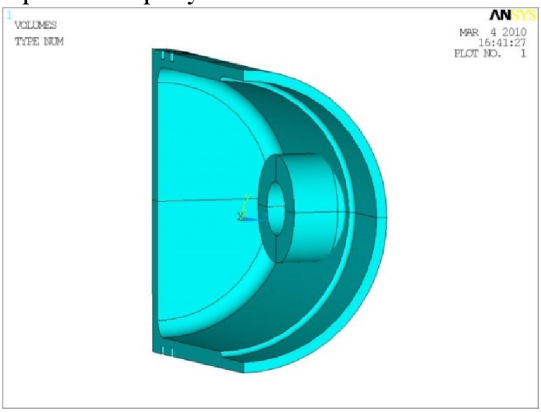


Рисунок 104 - Полученная модель

Теперь необходимо прорезать отверстие под палец. Для этого создан цилиндр. Его параметры сведены в таблицу 17.

Таблица 17 – Параметры отверстия под поршневой палец

Wpx	*Radius*	*Depth*
0.05	Rc	0.07

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Volumes→ Cylinder→ → Solid Cylinder

Построенный цилиндр отображен на рисунке 105.

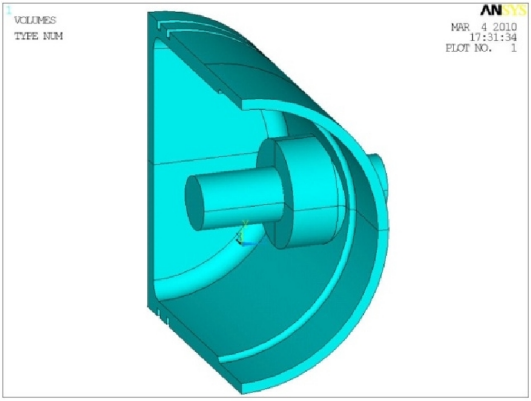


Рисунок 105 – Построениецилиндра

С помощьюбулевойоперацийцилиндрбыл вырезан измоделипоршня: *Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Operate→ Booleans→ Subtract→ Volumes*

Получена готовая расчетная модель, изображённая на рисунке 106.

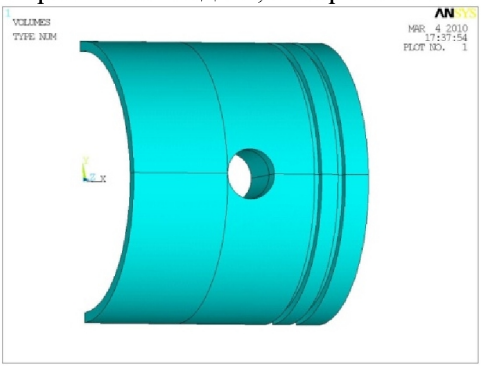


Рисунок 106- Конечная модель построения

5.1.3 Задание материала

Расчет произведенв зоне упругих деформаций. Для этого были заданы зависимости коэффициентов упругости и коэффициент теплопроводности материала при различных температурах.

Main Menu→ Preprocessor→ Material Props→ Material Models→ Structural→ Linear→ Elastic→ Isotropic.Зависимость коэффициентов упругости и Пуассона от температуры сведена в таблице 18. Окно задания их в программе Ansysизображено на рисунке 107.

Таблица 18 – Свойства материала

T	0	200	300
Ex	2e11	1.9e11	1.6e11
PRXY	0.3	0.3	0.3

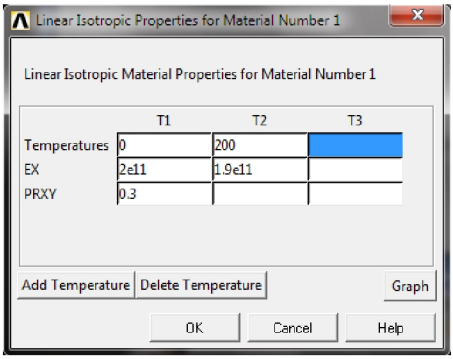


Рисунок 107- Окно задания материала

Коэффициенттеплопроводностизаданкомандой*: Menu→ Preprocessor→ MaterialProps→ MaterialModels→ Structural→ ThermalExpansion→ Isotropic.*Зависимость коэффициента от температуры сведена в таблицу 19.

Таблица 19 – Свойства материала

T	0	200	400
α	10e-6	12e-6	14e-6

5.1.4 Формирование конечно-элементной модели

Задантипконечногоэлемента*SolidTet 92*командой:

Main Menu→ Preprocessor→ Element Type→ Add…

Вменю*MainMenu→ Preprocessor→ Meshing→ SizeCntrls→ ManualSize→ Global→ Size*выбранразмерконечногоэлемента – *Size*= 0.004

Далеевменю*Menu→ Preprocessor→ Meshing→ Mesh→ Volumes→ Free*телоразбитосвободнойсеткой, изображеннойнарисунке 108.

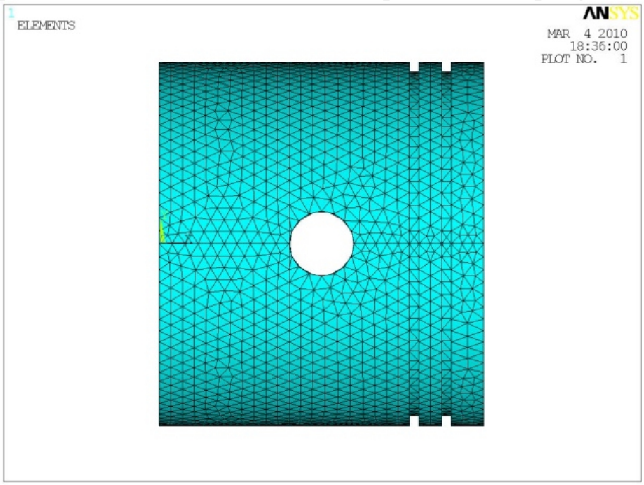


Рисунок 108 - Полученная сетка конечных элементов

5.1.5 Формирование нагрузок и граничных условий

К днищу поршня приложена газовая сила.

Menu→ Preprocessor→ Loads→ Define Loads→ Apply→ Structural→ Pressure→ On Areas

Вокне, изображенном на рисунке 109, в качествезначения силы вписан заданный параметр Fg.

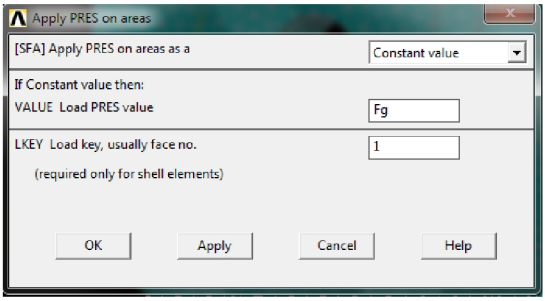


Рисунок 109 - Окно нагружения давлением

Далее произведено нагружение поршня температурой в зависимости от расстояния до днища поршня с помощью команд APDL по линейному закону, изображенному на рисунке 110.

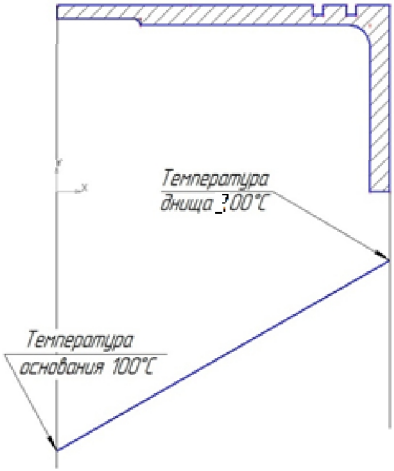


Рисунок 110- График изменения температуры по длине поршня

При линейном законе распределения температура в любой точке поршня равна сумме постоянной составляющей (100 градусов) плюс координата по оси X, умноженная на тангенс угла альфа. Одним катетом является разница температур, а другим - разница координат. Получаем

$$T_i = 100 + (X_i - X1) \cdot \frac{(T_{днища} - T_{основания})}{(X10 - X1)}.$$

Для реализации нагружения в Ansys, согласно этому уравнению, был использован цикл*DO-ENDDO*.
Шаг 1 – Узнается количество узлов в модели. В командную строку введено
**get, n_count, node, 0, count*.
Этой командой создан параметр *n_count*, равный числу узлов.
Шаг 2 – Задается цикл перебора, выполняемый *n_count* раз.
! Найден тангенс угла альфа.
_tan=(Td-To)/(0.1-0)
! Циклот 1 до*n_count*
**do,i,1,n_count*
! Произведено нагружение I-того узла температурой
*BF,i,TEMP,To+(Nx(i)-0)*_tan*
! Конеццикла
**enddo*
Выполнивциклнагружения, отображенатемпературапоршнякомандой*Utility Menu→ PlotCtrls→ Symbols*.
На рисунке 111 отображен пункт меню для отображения температуры.



Рисунок 111- Отображение температуры

Результат показан на рисунке 112.

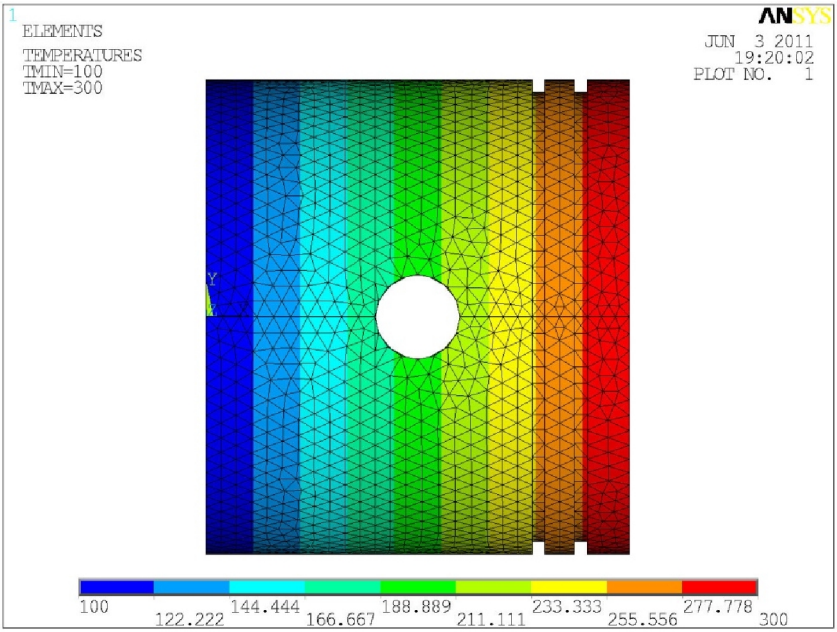


Рисунок 112 - Поля температур на поршне

Для правильного решения данной модели было задано условие симметрии по двум поверхностям сечения поршня.

Menu→ Preprocessor→ Loads→ Define Loads→ Apply→ Structural→ Displacement→ Symmetry B.C.→ On Areas

Произведено закрепление бобышки поршня в отверстии под палец, по двум поверхностям в верхней половине по оси*X*.

Menu→ Preprocessor→ Loads→ Define Loads→ Apply→ Structural→ Displacement→ On Areas

5.1.6 Расчет напряженно-деформированного состояния

Произведенорешениес помощью команды:

Main Menu→ Solution→ Solve→ Current LS

5.1.7 Визуализация результатов

Отображениерезультатоввыполненочерезкоманду:

Main Menu→ General Postproc→ Plot Results→ Contour Plot→ Nodal Solution

Поля напряжений поршня и деформация отображены на рисунках 113 - 114.

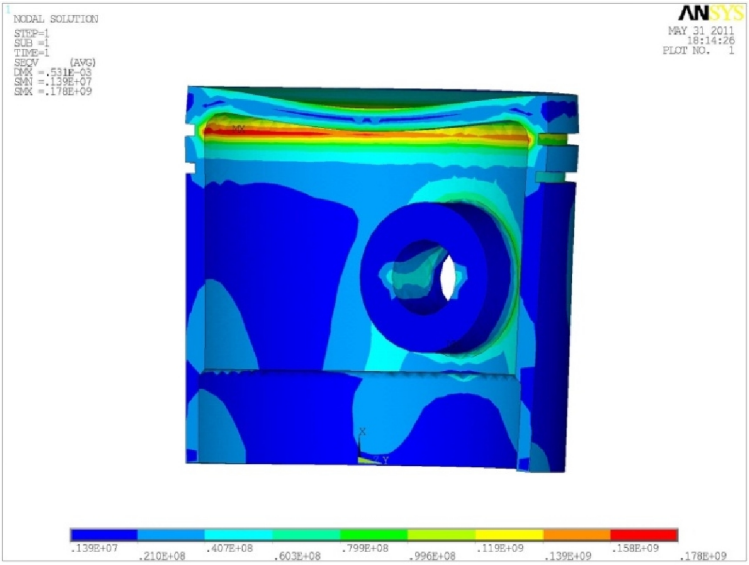


Рисунок 113- Отображение суммарного напряжения

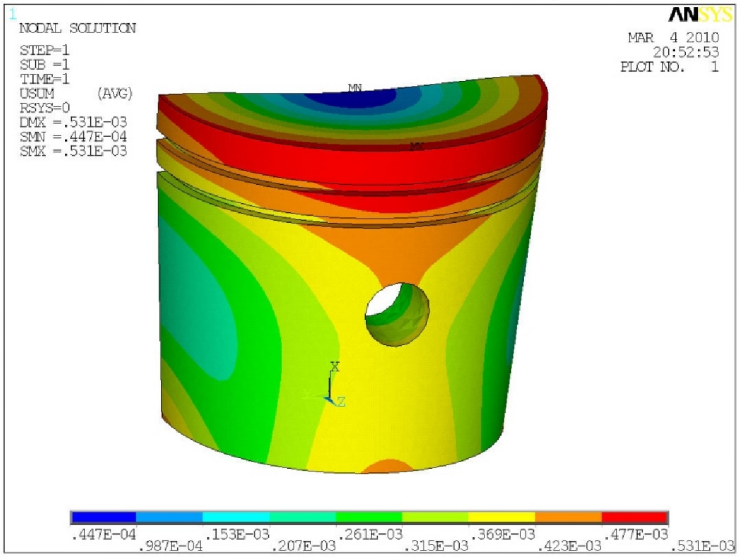


Рисунок 114 - Отображение полной деформации

Из результатов расчет видно, что максимальное напряжение в поршне достигает 170 Мпа, что удовлетворяет условиям прочности.

3.2 Шатун

Проведено прочностное проектирование шатуна двигателя внутреннего сгорания. Суть данного расчета в оптимизации шатуна по параметрам: коэффициент запаса – масса. Получив исходную конструкцию (чертеж), доказано, что у шатуна конструкция оптимальна и, если это не так, усовершенствовать ее. Для этого проведен ряд последовательных многократных расчетов с целью исследования влияния имеющихся геометрических размеров.

5.2.1 Подготовка исходных данных для геометрической модели

Выполнен расчет, взяв сечение шатуна, представленное на рис. 115.

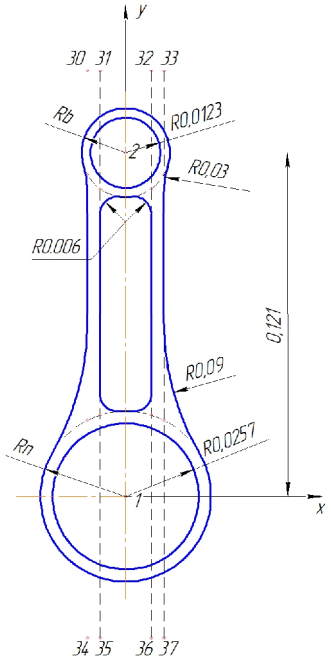


Рисунок 115 - Сечение шатуна

Для данного шатуна выбраны 4 параметра – толщины стенок. Их численные значения сведены в таблицу 20. Все геометрические точки сведены в таблицу 21.

Таблица 20 – Параметризированные размеры

Параметр	*B1*	*B2*	*Rb*	*Rn*
Размер, м	0.009	0.0135	0.0155	0.03

Таблица 21 – Геометрические размеры шатуна

№	*X*	*Y*	*Z*
1	2	3	4
1	0	0	0
2	0	0.121	0

1	2	3	4
30	-B2	0.150	0
31	-B1	0.150	0
32	B1	0.150	0
33	B2	0.150	0
34	-B2	-0.05	0
35	-B1	-0.05	0
36	B1	-0.05	0
37	B2	-0.05	0

5.2.2 Формирование геометрической модели шатуна

Итак, есть координаты точек. В рабочем каталоге *ANSYS* создан текстовый файл– *Shatun.txt*. Первой строкой в нем записана команда очистки задания ANSYS от предыдущей информации:

FINISH
/CLEAR, START ! Создание нового файла
/PREP7 ! Вход в препроцессор

Затем в файле заданы нужные величины нагрузок и геометрические параметры:

!Параметры построения шатуна
B1=0.009
B2=0.0135
!Радиусы
Rb=0.0155
Rn=0.03
!Толщина ребер
Z1=0.007
!Толщина полотна
Z2=0.002
!Нагрузка (Па)
Fp=1e6
! Размер КЭ
Size_=0.01

Чтобы убедиться в работоспособности макроса и правильности задания всех параметров файл сохранен и запущен на исполнение командой *UtilityMenu→ File→ ReadInputfrom…* Затем убедимся в том, что все параметры считаны *Ansys*:

UtilityMenu→ Parameters→ ScalarParameters….

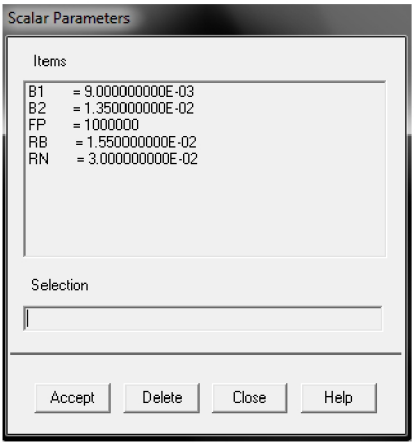


Рисунок 116 – Параметры в *Ansys*

При создании командного файла использовалось дублирование команд в *Ansys*. Краткийпример - точкисоздаютсякомандой: *MainMenu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Keypoints→ InActiveCS.*

Окно команды отображено на рисунке 5.31.

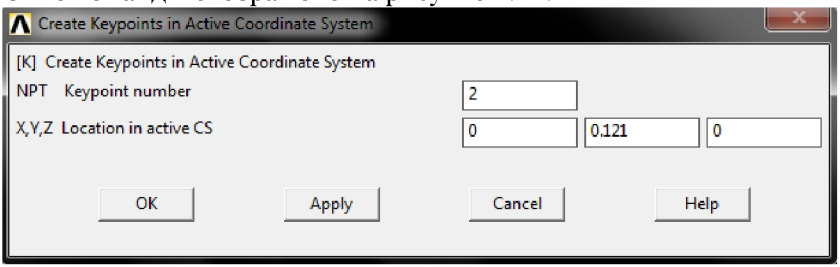


Рисунок 117 - Вид окна ввода точек

При записи в окно значений, как в рисунке5.30, получается точка с номером 2 и координатами *X*=0; *Y*=0.121; *Z*=0. Для отображенияпоследнейкоманды blog-файле выполняется команда: *Utility Menu→ File→ List→ Log File.*

Команда имеет вид:*k*,2,0,0.121,0,. На рисунке 118 отображен вид окна лог –файла.

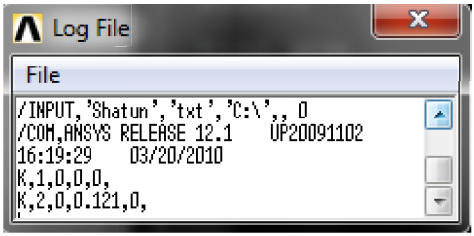
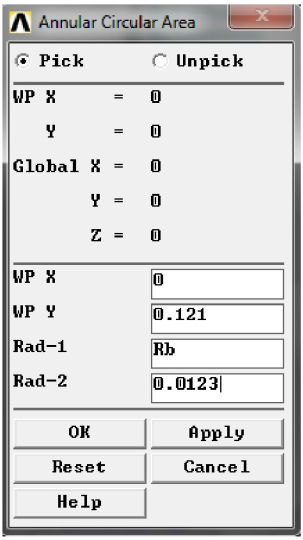


Рисунок 118 - Вид окна LOG файла

Продолжено формирование командного файла. Добавлены команды создания точек сечения. Они, соответственно, имеют вид - *K*, №точки, *X*, *Y*, *Z*. Таким образом, в файл дописано:

! Создание точек профиля поршня
K,1,0,0.0,0,
K,2,0,0.121,0,

Создадимдвекруговыеповерхности с помощью команды:
Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Circle→ Annulus
На рисунке 119 отображено меню построения поверхностей.



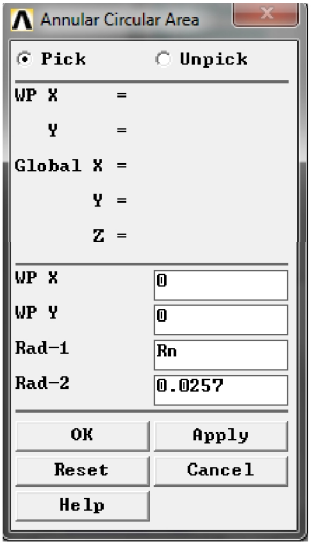


Рисунок 119 – Меню построения поверхностей

Где, *WPx* и *WPy* – центры окружностей, *Rad-1* – радиус внешней окружности, *Rad-2* – радиус внутренней окружности.

Из *LOG*-файла скопированы соответствующие команды в командный файл. Файл был сохранен и запущен на исполнение командой:
Utility Menu→ File→ Read Input from.

Результат построения отображен на рисунке 120.

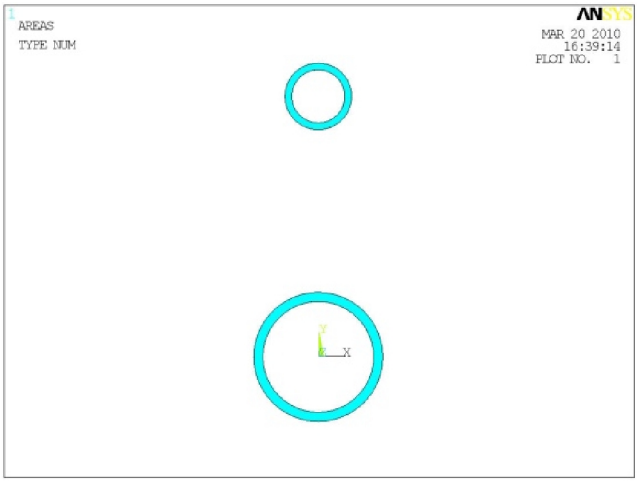


Рисунок 120 - Результат построения поверхностей

Для дальнейшего построения необходимы только окружности, являющиеся контурами созданных поверхностей. Поэтомуненужныеэлементыбылиудалены командой:

MainMenu→ Preprocessor→ Modeling→ Delete→ AreasOnly

Результат отображен на рисунке 121.

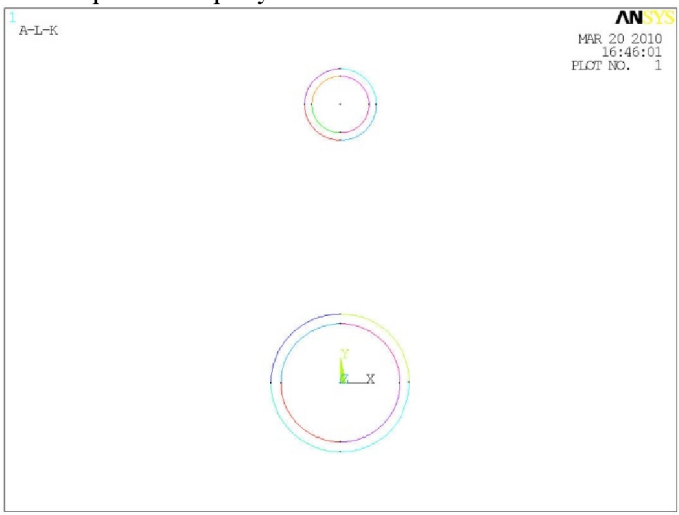


Рисунок 121 - Полученные окружности

Для построения ребер шатуна созданы точки 30-37, координаты которых указывались в таблице 22. Результат построения отображен на рисунке 122.

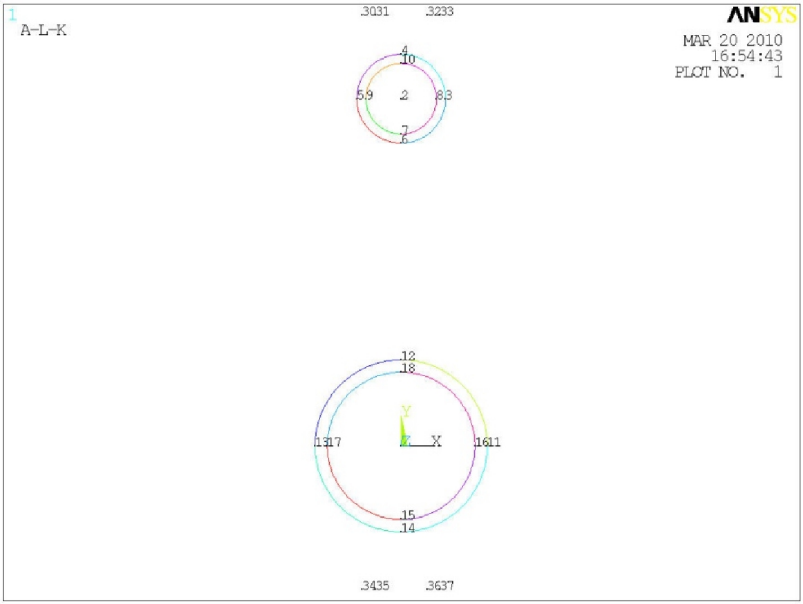


Рисунок 122 - Построение точек ребер

Затем точки последовательно соединены линиями 30-34, 31-35, 32-36, 33-37 с помощью команды:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Lines→ Lines→ Straight Line.

После чего внешние окружности верхнего и нижнего кольца были разбиты построенными линиямикомандой:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Operate→ Booleans→ Divide→ Line by Line

Выбраны попарно 2 дуги верхнего и нижнего кольца и линию деления. После операции линия деления исчезает.

Построенные линии и результат деления отображены на рисунке 123 – 124.

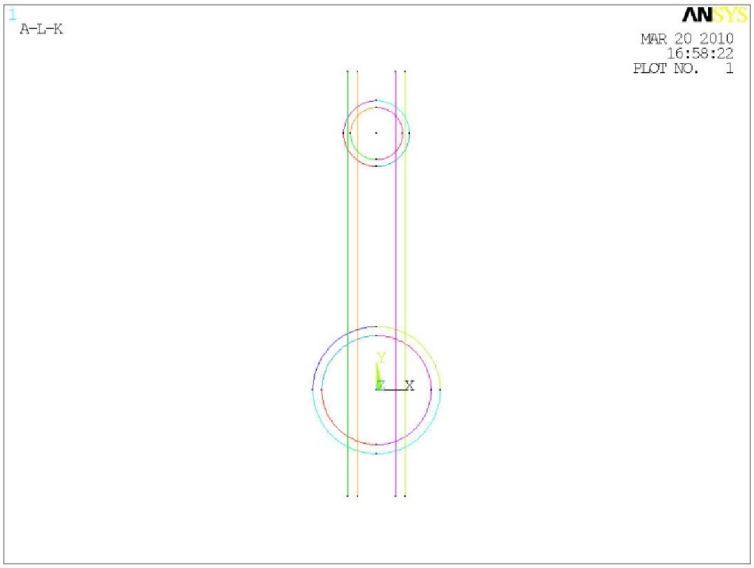


Рисунок 123 - Построение линий



Рисунок 124 - Деление окружностей

По точкам, получившимся в результате деления,были построены линии ребер с помощью команды:

Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Lines→ Lines→ Straight Line

Результат отображен на рисунке 125.

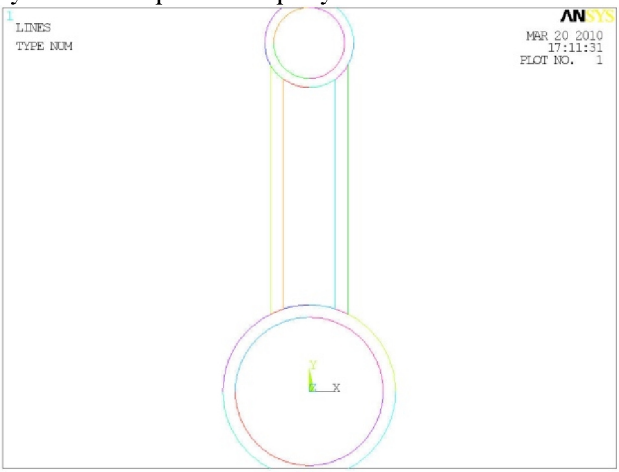


Рисунок 125 - Линии ребер

Созданы скругления командой:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create> Lines→ Line Fillet

Результат отображен на рисунке 126.

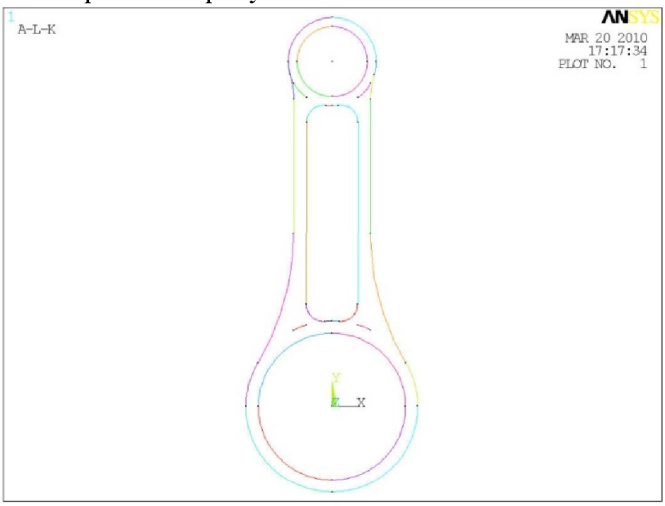


Рисунок 126 - Скругление линий

Чтобы построить поверхность, необходимо достроить дуги,которые исчезли после операции скругления.Для этого сначала были удаленыобрывки дуг, изображенные на рисунке 127.



Рисунок 127 - Оставшиеся линии

Затем достроены 4 дуги с помощью команды:
Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Lines→ Arcs→ → By End KPs & Rad
Для приложения силы и закрепления необходимо поделить внутренние окружности, чтобы получить дугу в 120°. Дляэтогопостроенывспомогательныелинии. Их параметры сведены в таблицу 22.

Таблица 22 – Параметры вспомогательных линий

N	X	Y	Z
101	-0.02165	0,1028	0
102	0.02165	0,1028	0
103	-0.02165	0.0182	0
104	0.02165	0.0182	0

Точки соединены с соответствующими центрами окружностей линиями, изображенными на рисунке 128.

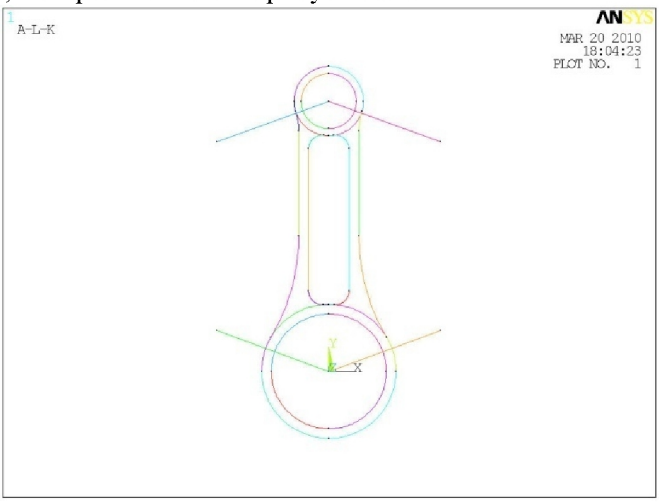


Рисунок 128 – Построение дополнительных линий

Командой*MainMenu→ Preprocessor→ Modeling→ Operate→ Booleans→ Divide→ LinebyLine* были поделены внутренние окружности.

Далее созданы 5 поверхностей по линиям с помощью команды:

Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Create→ Areas→ Arbitrary→ By Lines

При этом следует обращать внимание на число выделенных линий, так как контуры должны быть полностью замкнуты для создания областей. Полученный набор поверхностей отображен на рис. 129.

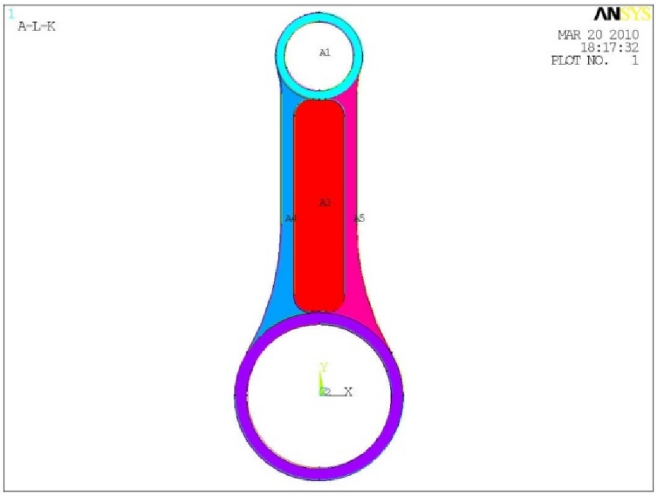


Рисунок 129 – Построенные поверхности

Для создания объемной модели поверхности были вытянуты на разные расстояния по оси *Z* командой:
Main Menu→ Preprocessor→ Modeling→ Operate→ Extrude→ Areas→
→ By XYZ Offset
Для верхнего кольца: *Pz*= 0.0135.
Для нижнего кольца: *Pz*=0,0135.
Для левого и правого ребра:*Pz=Z1.*
Для полотна: *Pz=Z2.*
В результате получена объемная модель, изображенная на рис. 130.



Рисунок 130 - Полученная объемная модель

Модель состоит из 5 объемов. С помощью булевой операции они были объединены в один.

5.2.3 Задание материала

Расчет произведен без учета теории пластичности. Поэтому нет необходимости задавать зависимости коэффициентов упругости и коэффициентов теплопроводности материала при различных температурах. Задается коэффициент упругости (*EX*) при данной температуре, равный 2e11; и коэффициент Пуассона*PRXY*, равный 0.3 командой:

Main Menu → Preprocessor → Material Props → Material Models → Structural → Linear → Elastic → Isotropic..

5.2.4 Формирование конечно-элементной модели

Задан тип конечного элемента *SolidTet 92* командой:

Main Menu→ Preprocessor→ Element Type→ Add…

Вменю*Main Menu→ Preprocessor→ Meshing→ Size Cntrls→ ManualSize→ Global→ Size*выбираетсяразмерконечногоэлемента – *Size= SIZE_*

Далеетело былоразбитосвободнойсеткой командой:

Menu→ Preprocessor→ Meshing→ Mesh→ Volumes→ Free

Результат отображен на рисунке 131.

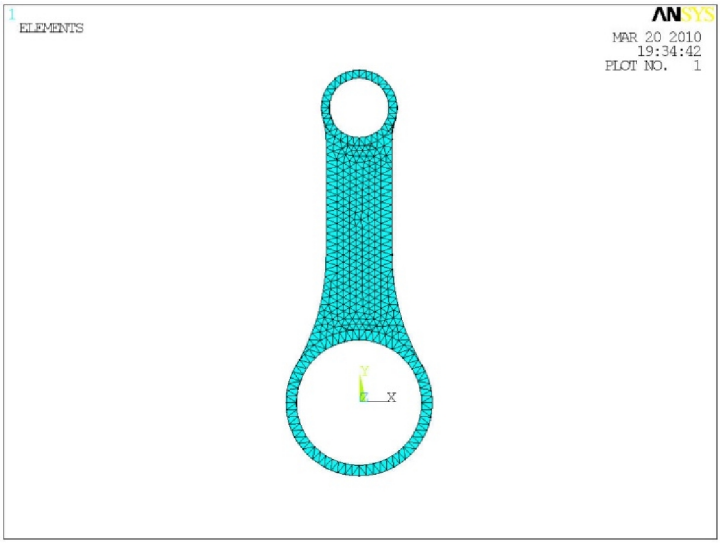


Рисунок 131 - Полученная сетка конечных элементов

5.2.5 Формирование нагрузок и граничных условий

К дуге в 120° верхнего кольца была приложена сила командой:

Menu→ Preprocessor→ Loads→ Define Loads→ Apply→ Structural→ Pressure→ On Areas

Вкачестве значения силы вписан заданный параметр *Fp*.

Для правильного решения данной модели задано условие симметрии:

Menu→ Preprocessor→ Loads→ Define Loads→ Apply→ Structural→ Displacement→ Symmetry B.C.→ On Areas

Затем произведено закрепление кривошипной головки шатуна по дуге внутреннего кольца по оси*Y* с помощью команды:

Menu→ Preprocessor→ Loads→ Define Loads→ Apply→ Structural→ Displacement→ On Areas

5.2.6 Расчет напряженно-деформированного состояния

Произведенорешение модели командой:

Main Menu→ Solution→ Solve→ Current LS

5.2.7 Визуализация результатов

Отображениерезультатоввыполненочерезкоманду:

Main Menu→ General Postproc→ Plot Results→ Contour Plot→ → Nodal Solu…

Поля напряжений шатуна и деформация отображены на рисунках 132 - 133.

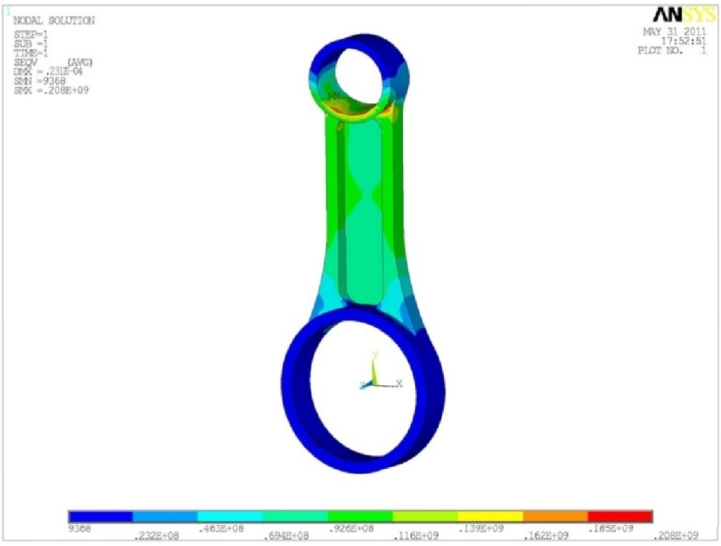


Рисунок 132 - Отображение суммарного напряжения

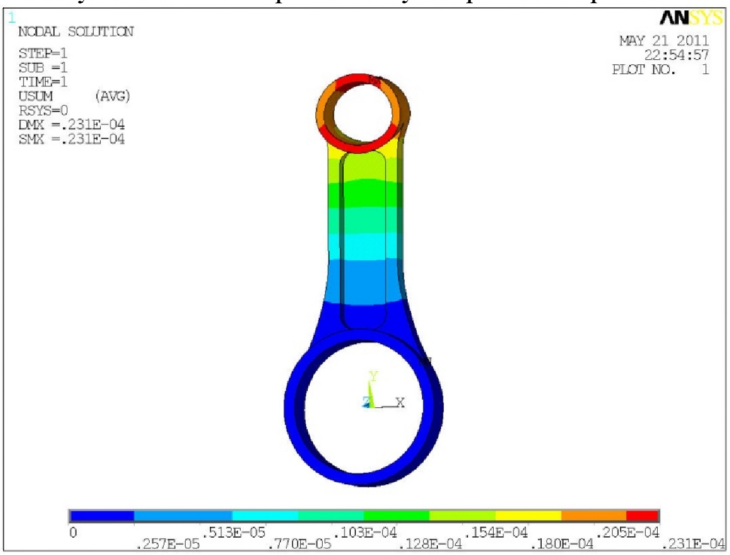


Рисунок 133 - Отображение суммарного перемещения

Из результатов расчет видно, что максимальное напряжение в шатуне достигает 208 МПа, что удовлетворяет условиям прочности.

3.3 Коленчатый вал и полная модель одного КШМ

8.6.1 Запуск программы Workbench

Как отмечалось выше, расчетмодели осуществляется в программе *Workbench*. Запуск программы осуществляется нажатием на соответствующий ярлык на рабочем столе или из меню «Пуск» ОС «Windows», В результате откроется рабочее окно, изображенное на рисунке 134.

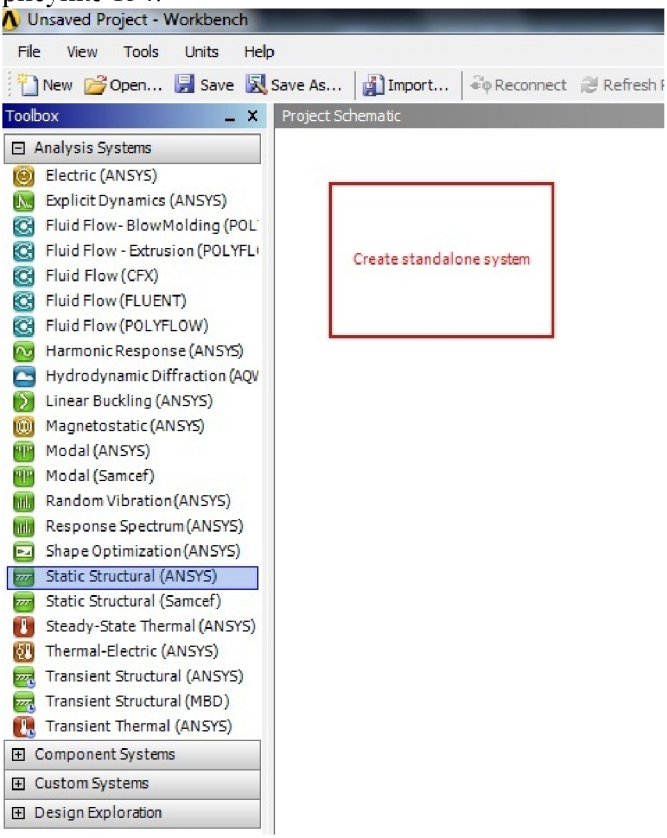


Рисунок 134- Рабочее окно Workbench

Порядок расчета регулируется полностью определенными системами анализа.

Работа со схемой проекта вносит ясность и систематизирует процесс. Можно переместить желаемый тип анализа из панели инструментов *Toolbox* в схему проекта*ProjectSchematic*, в данной работе это *StaticStructural*. Системы анализа содержат все необходимые компоненты, определяющие порядок работы в процессе расчета, прорабатывая систему сверху вниз. Весь процесс однозначен и непреложен. Структура расчета приведена на рисунке 135.

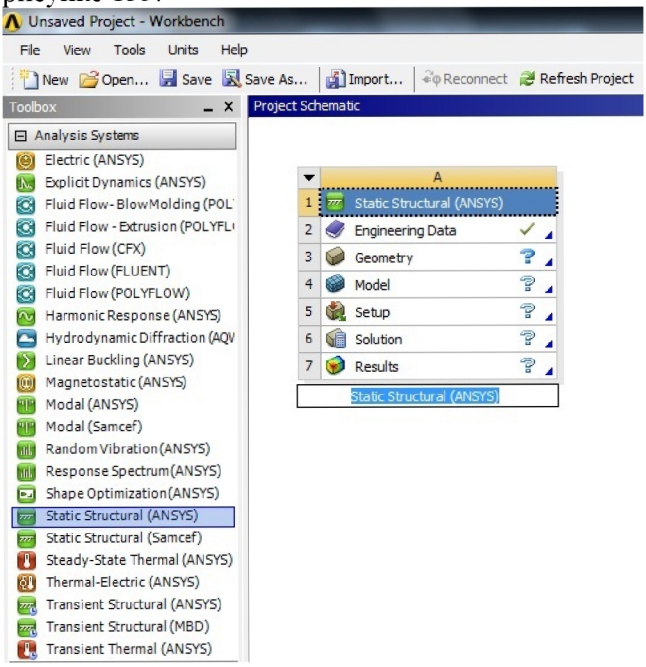


Рисунок 136-Структура расчета

8.6.2 Технические данные - EngineeringData

В Workbench поддерживается обширная библиотека линейных и нелинейных элементов, множество формулировок моделей материалов.

Для добавления материалов в расчет, необходимо открыть*EngineeringData* и из базы данныхAnsys добавить

необходимые материалы. В данном случае были добавлены 5 марок материалов вручную.Результат можно увидеть на рисунке 137. Наименования приведены в таблице 23.

Таблица 23 – Материалы элементов конструкции

Элемент	Материал
Поршень	АК4-1ч
Палец	15Х2ГН2ТРА
Втулка	БрАЖ9-4
Шатун	12Х2Н4А
Коленчатый вал	18Х2Н4ВА
Вкладыш	Ст45

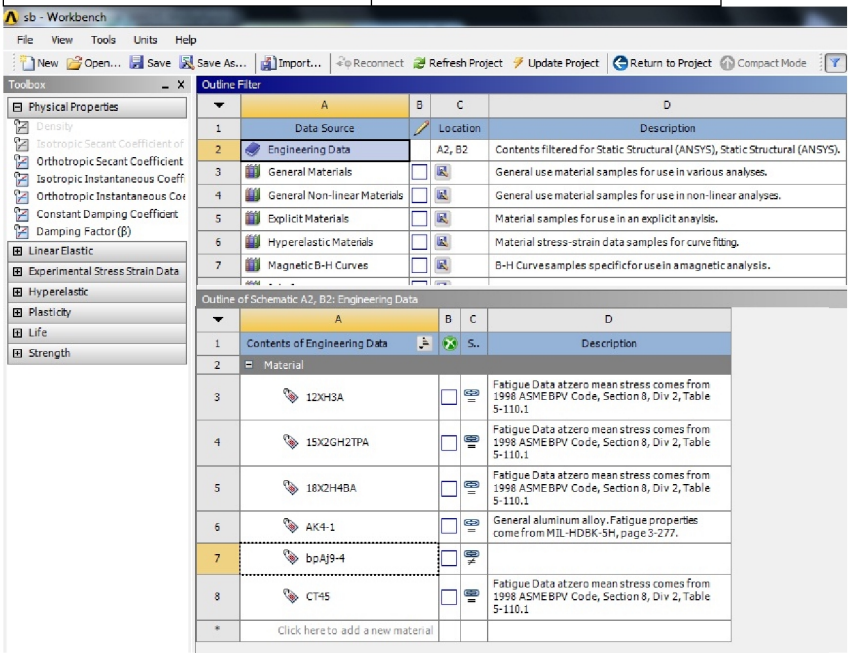


Рисунок 137 - Окно *EngineeringData*

8.6.3 Импортирование геометрии

Любое инженерное моделирование начинается с геометрии. На данный момент *ANSYS* в своем составе имеет интегрированный *CAD* редактор- ANSYS DesignModeler.*DesignModeler* - универсальный *CAD*-редактор с широким набором инструментов для создания новой геометрии, а также для разбиения и упрощения импортированной геометрии. Данный модуль в своей основе имеет ядро *Parasolid*®, обладает надежным, отказоустойчивым генератором геометрии и соответствует производственным стандартам. *ANSYS DesignModeler* позволяет создавать и параметризировать геометрию на основе двумерных эскизов или встроенных примитивов, а также выполнять последующие операции редактирования. Весь ход моделирования отображается в древовидной истории проекта, что позволяет изменять первоначальные параметры в любой момент создания геометрии.

Запуск программы*DesignModeler*осуществляется командой в схеме расчета:

ПКМпо Geometry→ New Geometry..

Помимо встроенного редактора в составе *ANSYS* так же есть мощные интерфейсы, обладающие односторонними и двусторонними связями со всеми распространенными *CAD*-системами, и широкий список форматов для чтения:

Pro/Engineer Wildfire 3, Wildfire 4 и WF 5
AutodeskInventor 2010, 2011
CATIA V5 R18, R19, R20
SolidWorks 2009 и 2010
Solid Edge ST1 и Solid Edge ST2
UG NX 6, NX 7, NX 7.5
CoCreate Modeling 2008 иCoCreate Modeling 17
Teamcenter Engineering 2005, 2007, 2008 с UG NX 5 и UG NX 6

Для импортирования выполняется команда:

File→ImportExternalGeometryFile

Меню импортирования приведено на рисунке 138.

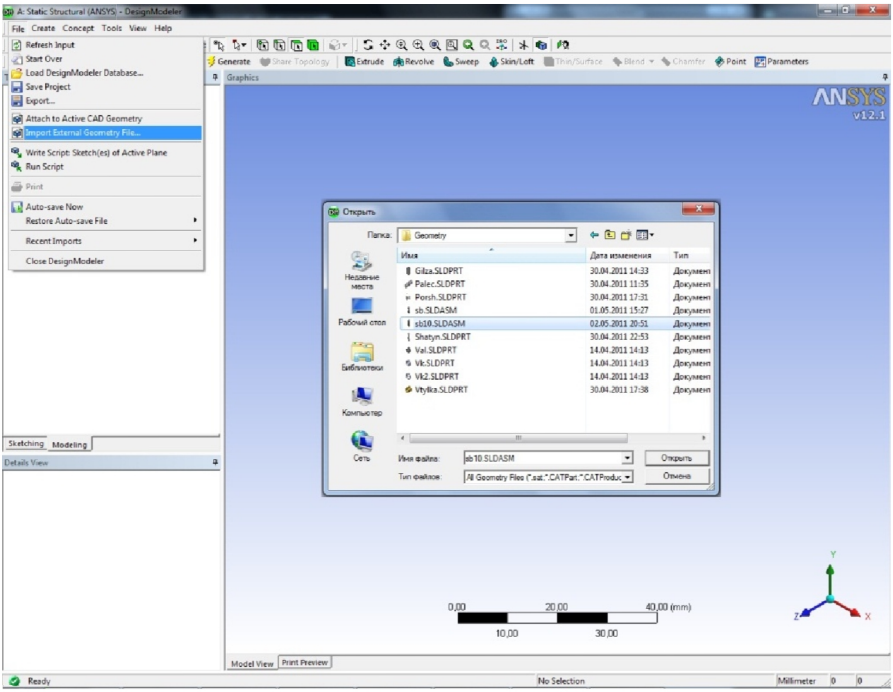


Рисунок 138-Меню импортирования

Весь процесс построения или изменения геометрии отображается в дереве модели. Чтобы изменения вступили в силу, была выполнена командаGenerate, изображенная на рисунке 139.

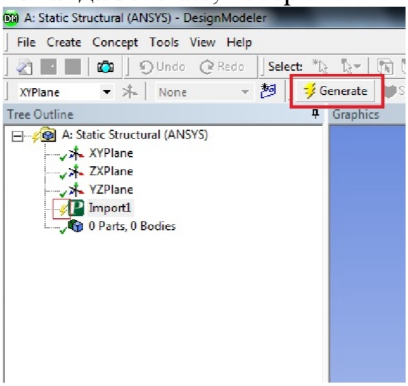


Рисунок 139- Дерево построения подели

Из рисунка 140 видно, что модель состоит из 7 элементов. Для удобства восприятия при дальнейшей настройке расчета элементы геометрии были переименованы.

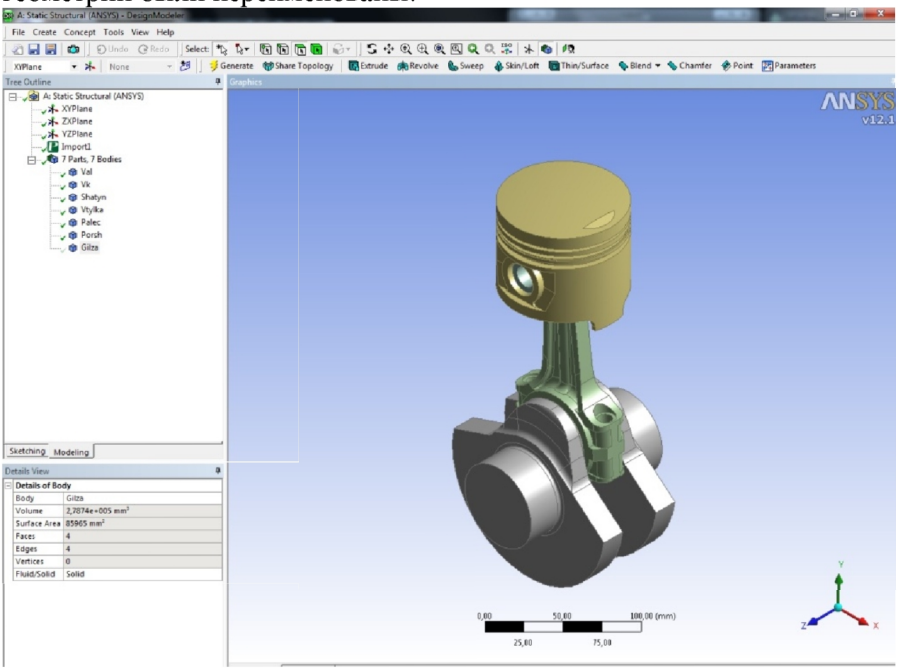


Рисунок 140 -Отображение сборки КШМ

Данная модель симметрична относительно средней диаметральной плоскости шатунной шейки. Поэтому, для сокращения времени расчета, целесообразно применить функцию симметрии:

Tools → *Symmetry*

В качестве плоскости разреза выбрана плоскость *XY*. После нажатия команды Generatebыла получена готовая расчетная модель, изображенная на рисунке 141.

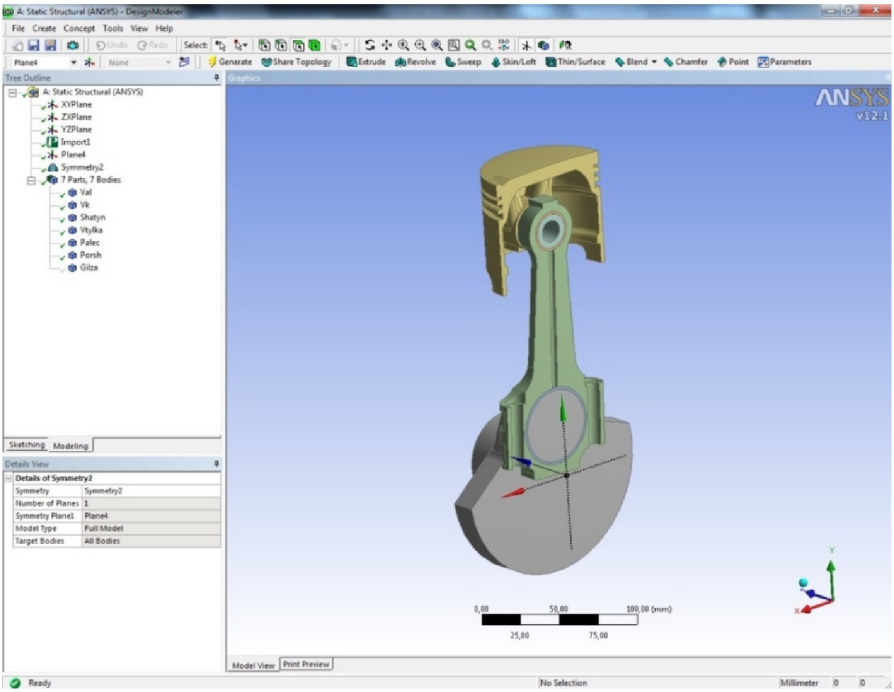


Рисунок 141-Готовая расчетная модель

На этом подготовка модели была завершена.
Окно*DesignModeler*былозакрыто.

8.6.4AnsysStructural
После создания расчетной моделибыл использованследующийкомпонент данной расчетной модели, изображенный на рисунке 142 -*AnsysStructural.*

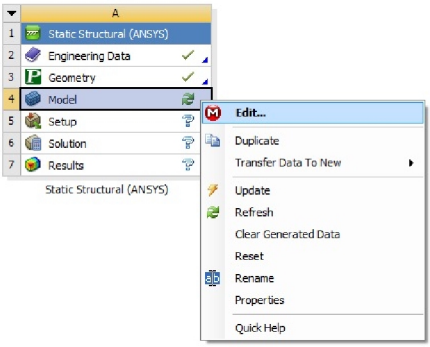


Рисунок 142- Запуск *AnsysStructural*

В дереве проекта организованы все этапы расчета: геометрическая модель, материалы, сетка, нагружение, расчетные результаты.
Через дерево проекта осуществляется быстрый доступ к настройкам всех этапов расчета.
В разделе «*Model*» содержатся исходные данные для расчета;
«*Geometry*»- геометрическая модель;
«*Connections*»- контактные условия;
«*Mesh*»- работа с сеткой;
«*Static Structural*» - нагружения;
«*Solution*»- расчетные результаты.
Дерево проекта можно увидеть на рисунке 143.

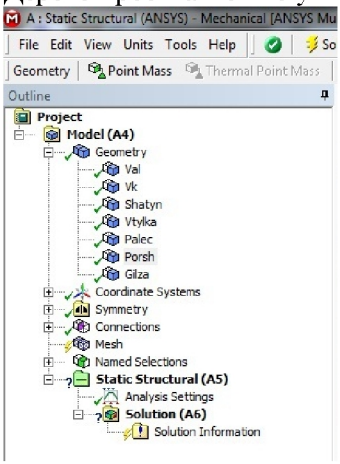


Рисунок 143 – Дерево проекта

8.6.5 Применение материалов

Как видно из рисунка 144 по умолчанию все элементы в сборке стальные. Выбрав необходимый объект, былиизменены материалы конструкции. Доступны те материалы, которые были добавлены в *EngineeringData*. В данном случае для поршня выбран сплав алюминия.

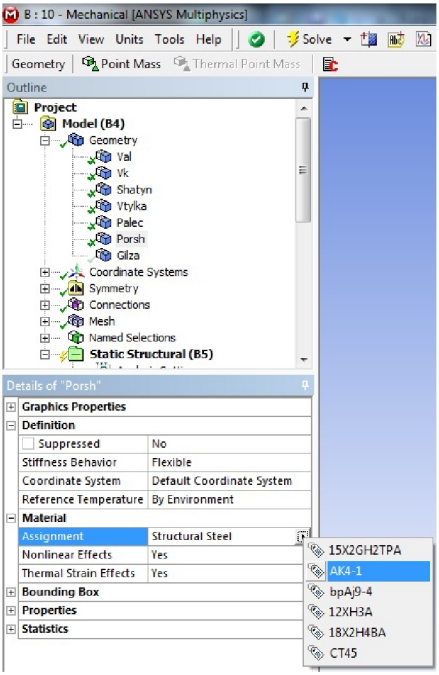


Рисунок 144 - Выбор материала

8.6.6 Настройка контактов

При импорте геометрии *ANSYS* автоматически определяет и настраивает контакты или шарниры между частями сборки. Имеется возможность изменения настроек, а так же добавления новых контактов вручную. Каждый контакт или шарнир можно легко выделить при помощи графических инструментов среды.

По умолчанию все контактные пары считаются склеенными (*Bonded*). Это подходит для пар: Шатун –вкладыш и шатун – втулка.

Другие исправлены на контакт - Без разделения (*NoSeparation*). Меню контактов изображено на рисунке 145.

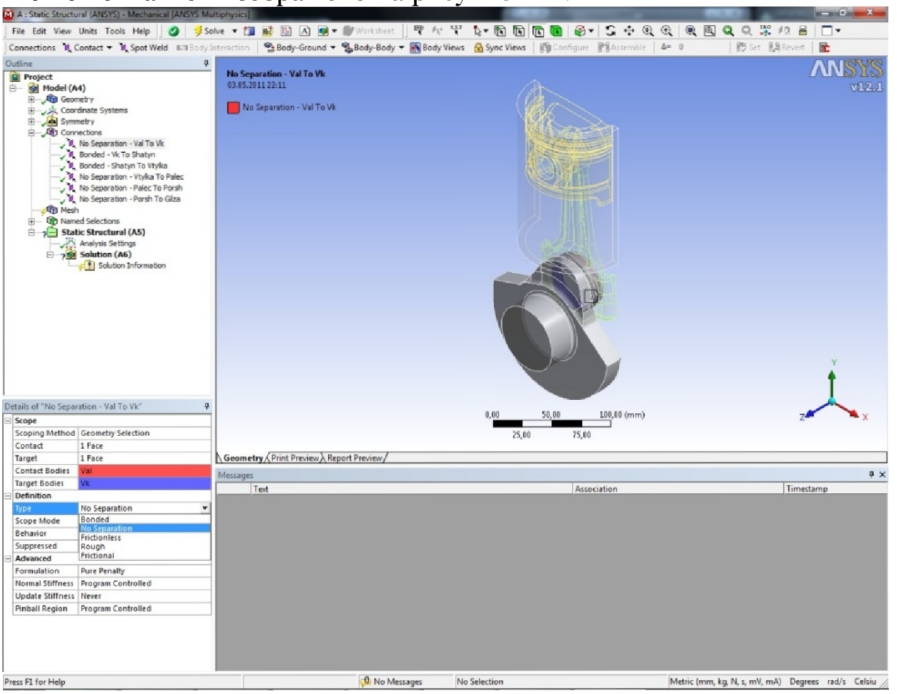


Рисунок 145 - Настройка контактов

8.6.7 Создание конечно - элементной сетки

Создание сеточной модели является неотъемлемой частью процесса компьютерного инженерного моделирования (*CAE*). Качество сетки влияет на точность, сходимость и скорость получения решения. Кроме того, время, необходимое для создания сетки, часто занимает значительную часть в общем времени выполнения компьютерного инженерного расчета. Поэтому качественные и более автоматизированные инструменты построения сетки дают лучший результат.

Компания *ANSYS* предлагает ряд программных продуктов для автоматического создания высококачественной сетки. Мощные автоматические возможности облегчают процесс создания исходной сетки для новой геометрии путем использования интеллектуальных

предварительных установок, вследствие чего сетка может быть получена с первой попытки. Переход от *CAD*-модели к *CAE*-модели осуществляется автоматически, без дополнительных операций, что облегчает этап предварительной проработки изделия.

Технологии *ANSYS* предлагают совокупность методов построения сетки, различных по сложности алгоритмов и трудоемкости построения (от простых гексаэдрических, до высоко детализированных гибридных). Обладая такимивозможностями, можно расположить сетку нужного типа в требуемой зоне модели и убедиться в том, что расчет модели будет выполнен точно.

По умолчанию *AnsysMeshing* разбивает элементы крупной треугольной сеткой, изображенной на рисунке 146.

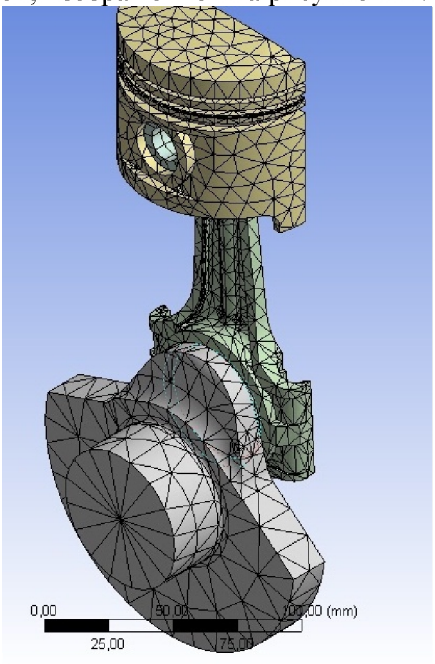


Рисунок 147 -*ANSYS Meshing*

В *ANSYS Meshing* доступно множество элементов управления сеткой.

Глобальные:

Настройка сетки согласно физическому приложению.

Настройка подробности сетки.
Настройки призматических слоев.
Настройка сгущения на основе кривизны.
Настройка сгущения между близко расположенными поверхностями.
Настройка сглаживания сетки.
Настройка переходов/темпа роста размеров элементов.
Настройка искажения элементов.
Настройка качества.
Настройка срединных узлов элементов.
Настройка поведения недеформируемого тела.
Локальные:
Автоматическое определение контакта.
Задание размеров контакта.
Элементы управления методами построения сетки для тела.
Задание размеров элементов для тела, грани, ребра, вершины.
Сфера влияния настроек для тела, грани, ребра, вершины.
Сгущение на основе кривизны для тела, грани, ребра.
Адаптивная сетка (сгущение по результатам решения).
Управление структурированной *Mapped*-сеткой.
Инструменты согласования сетки на гранях циклической симметрии.
Доступ к командам можно получить на верхней панели инструментов, изображённой на рисунке 148.

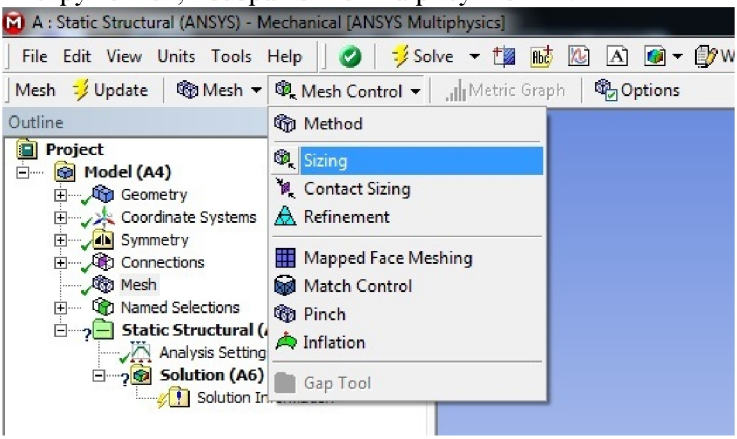


Рисунок 149 - Инструменты управления сеткой

Задав размеры ячеек для каждого элемента модели, была получена приемлемая для расчета сеточная модель. Как отмечалось выше, качественная сетка скажется на производительности компьютера и соответственно на времени расчета. Этот фактор следует учитывать при разбиении модели сеткой, иначе расчет может и вовсе не запуститься. Результат разбивки сеткой изображен на рисунке 150.

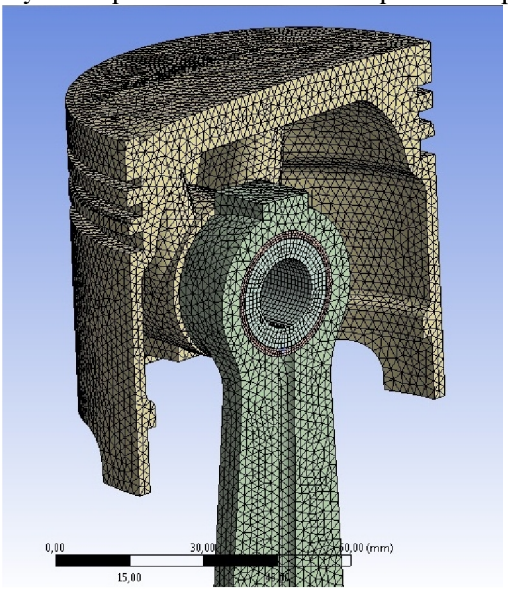


Рисунок 150 - Сеточная модель

Для лучшего визуального восприятия мелких или невидимых в сборке элементов былаиспользована опция*HideBody* в меню геометрии в дереве модели и скрыты мешающие объекты. Для отображения скрытых элементов использована функция*ShowBody*. Пример использования данной функции приведен на рисунке 151.

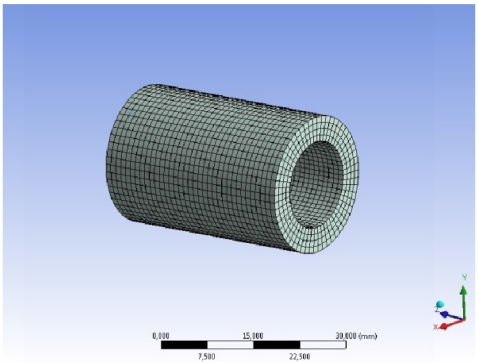


Рисунок 151 – Сеточная модель

8.6.8 Граничные условия

Нагрузки и закрепления прикладываются через меню вставки в дереве построения или через верхнюю панель инструментов. При необходимости, можно исключить условие из расчета, не удаляя его. Условия могут быть постоянными, параметрическими или заданы функцией по времени, координатам или шагам. Полное меню всех граничных условий можно увидеть на рисунке 152.

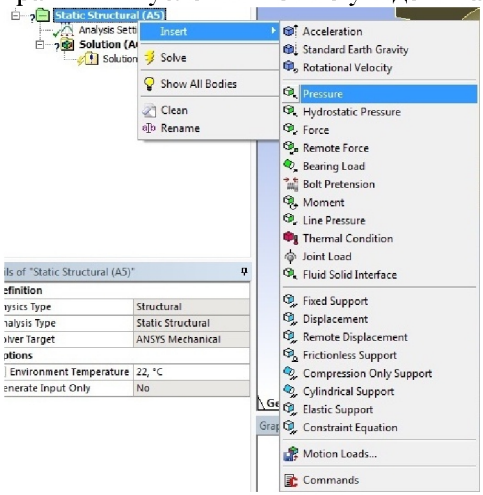


Рисунок 153 - Граничные условия

Величина и характер изменения основных нагрузок, воздействующих на детали двигателя, зависят от эксплуатационного режима работы двигателя. Необходим расчет на режиме, на котором

детали работают в наиболее тяжелых условиях. Таким режимом является режим максимального крутящего момента при частоте вращения 3200 об/мин, когда давление газов в цилиндре достигает наибольшего значения. Это значение было получено из газодинамического расчета, выполненного в главе №6, и равно 6,16 МПа при угле поворота коленчатого вала равным 10^0 после ВМТ.
Давление приложено к днищу поршня в виде постоянного числа. При этом, можно увидеть по каким поверхностям задана сила, а так же направление вектора приложения силы. На рисунке 154 представлена визуализация приложения газовой силы.

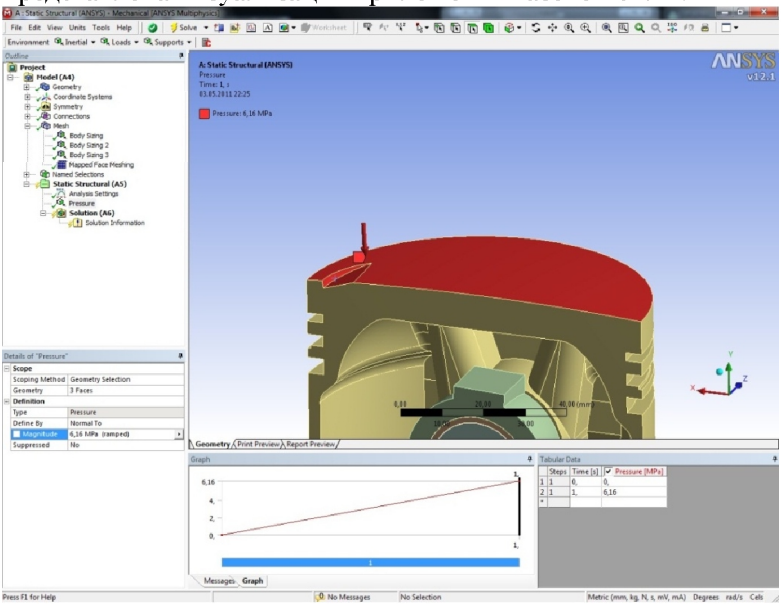


Рисунок 154 - Давление газовой силы

Коренная шейка, изображенная на рисунке 155, закреплена от перемещений и вращений по цилиндрической поверхности контакта с вкладышем.

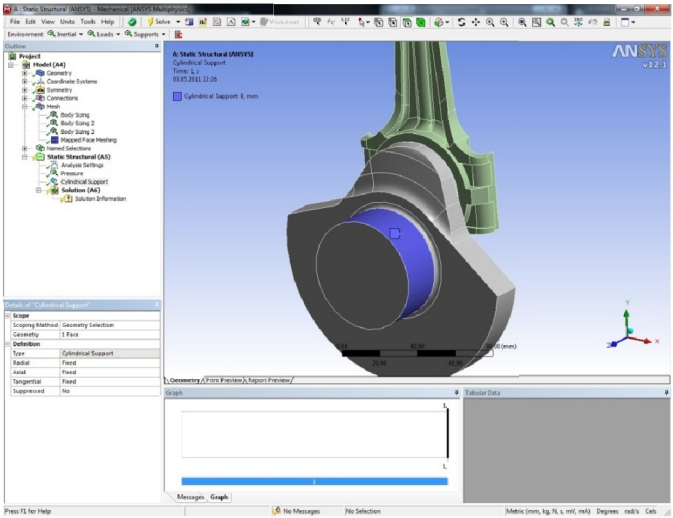


Рисунок 155 – Закрепление модели

Для расчета неравномерно нагретого поршня ДВС, находящегося в упругопластическом состоянии, произведено нагружение поршня температурой в зависимости от расстояния до днища поршня. Распределение температур по длине поршня имеет характер параболы.

В опциях *ThermalCondition* в окне Геометрии выбран элемент поршень, в окне *Magnitude –TabularData* (таблица данных). В качестве независимой переменной выбрана ось Y. Меню приложения температуры приведено на рисунке 156.

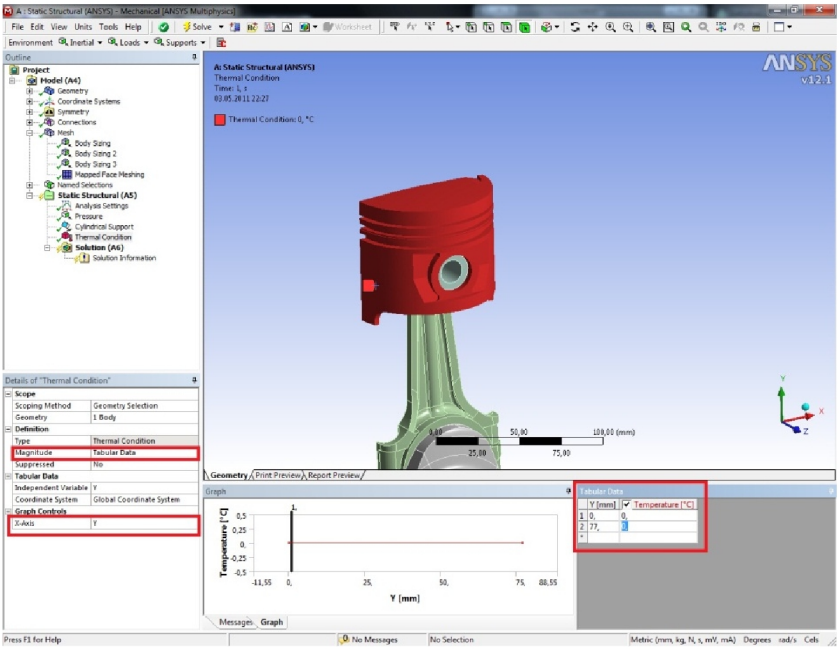


Рисунок 156 - Приложение температуры

После этого вписаны значения температуры по координате *Y* вручную, но можно было воспользоваться экспортированием заранее созданного файла с данными. Результат отображен на рисунке 157.

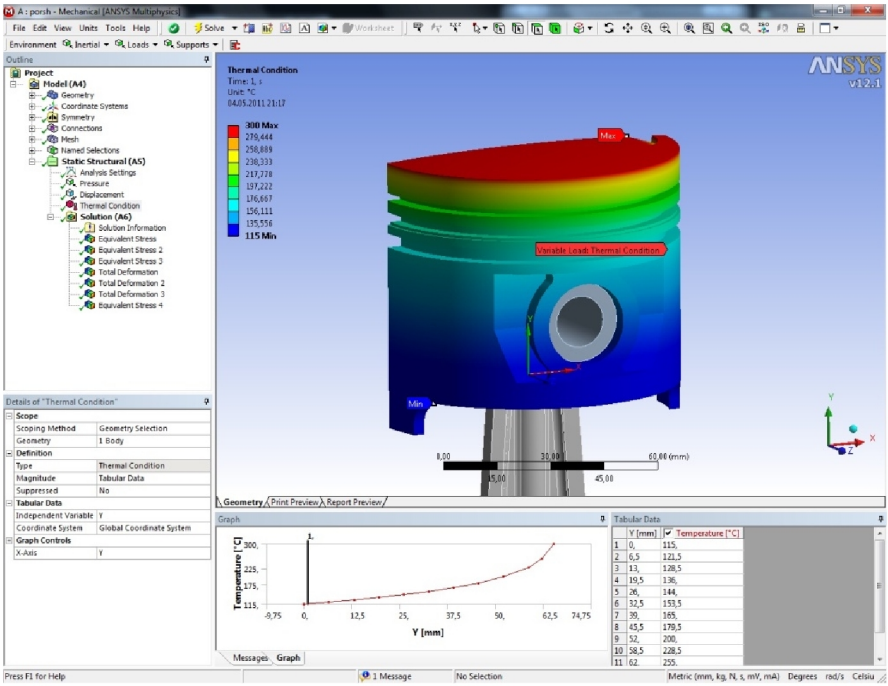


Рисунок 157 - Распределение температуры по оси *Y*

8.6.9 Настройка решателя

Для задач механики деформируемых твердых тел *ANSYS* предлагает широкий набор современных решателей: прямой решатель разряженных матриц, итерационный решатель с Предварительно Заданным Сопряженным Градиентом (*PCG*), Сопряженный Градиент Якоби (*JCG*), и т.д. Для расчета больших моделей при параллельном вычислении доступны решатель Алгебраически Сложных Сеток (*AMG*), а также распределенные версии *PCG*, *JCG* и разряженных решателей. Все типы решателей приведены в таблице 24.

Таблица 24 – Типы решателей

Тип решателя	
Прямой	*Sparse*
Итерационный	*PCG*
	AMG
С распределенной памятью	*Dsparse*
	DPCG
	DDS

Контактные задачи являются нелинейными и поэтому требуют собственных циклов итераций равновесия. В конце итерации равновесия контактной задачи *ANSYS* проверяет изменение состояния каждого контактного элемента. Он также вычисляет значения для условий сходимости (обычно равновесные усилия) и сравнивает их с критериями сходимости. Если состояние элементов не изменилось, а критерии сходимости были выполнены, то *ANSYS* считает, что расчет на данной итерации сошелся, и переходит к следующему внешнему итерационному циклу, следующему промежуточному шагу или к следующему шагу нагрузки. А если весь расчет выполнен, то *ANSYS* прекращает расчет в целом. В опциях решателя выбран тип- итерационный.

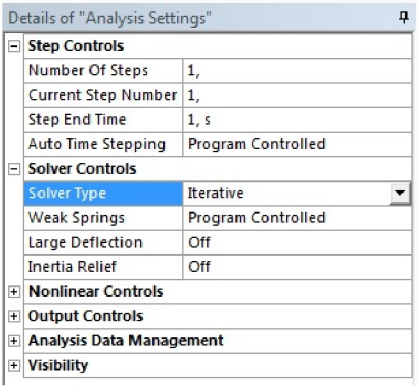


Рисунок 158 - Настройка решателя

8.6.10 Настройка постпроцессора

В рамках *ANSYS Structural* можно использовать полный набор инструментов качественного и количественного постпроцессинга для проверки хода расчета, создания специализированных графических объектов, анимации, отчетов для предоставления результатов расчета в простом и понятном виде. Встроенная возможность постпроцессинга работает в параллельном режиме и может обрабатывать огромные массивы данных. Результат расчета также можно экспортировать в сторонние графические пакеты или в *CAE*-пакеты для тщательного изучения. Результат расчета в виде распределений ключевых переменных также можно передать в другие МКЭ-решатели для моделирования взаимодействия текущей среды и конструкции.

ANSYS предоставляет расширенные возможности, в том числе мощный язык описания для получения количественных значений из полученных результатов, файлов сессий, для написания сценариев автоматизации. Также присутствуют шаблоны для автоматического создания отчетов, объединяющих графики, таблицы, двумерные и трехмерные изображения. Результаты нескольких расчетов можно сравнить, расположив их рядом или посчитав разницу.

Дополнительные модули и инструменты настройки позволяют использовать это программное обеспечение для узкоспециализированных задач.

Весь функционал постпроцессора доступен через контекстное меню или на верхней панели инструментов, изображенной на рис. 159.

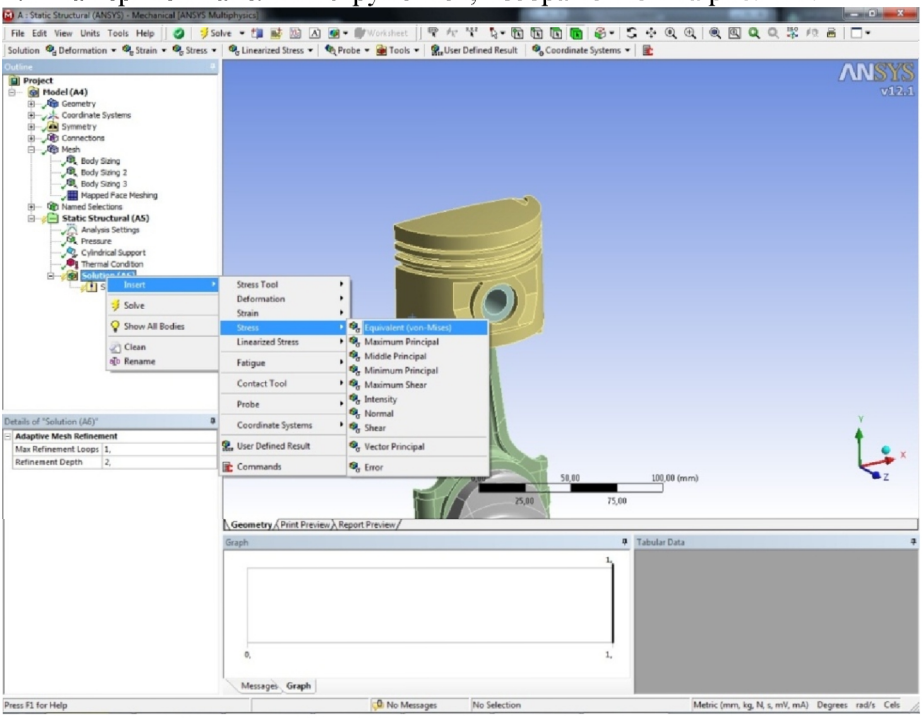


Рисунок 159 - Настройка постпроцессора

8.7 Анализ результатов

По завершении вычислений, построены поля напряжений для всех элементов модели и их запас прочности. Коэффициент запаса оценивается по двум теориям прочности и должен превышать в надежных областях значение 1,6-2,0. Контроль над величиной смещений позволяет в целом оценить правдоподобность проведенных расчетов. Эффекты деформации визуально преувеличены в графическом окне. Можно анимировать процесс деформирования.Напряжения, запас прочности и перемещения всех элементов модели приведены на рисунках 160 – 167.

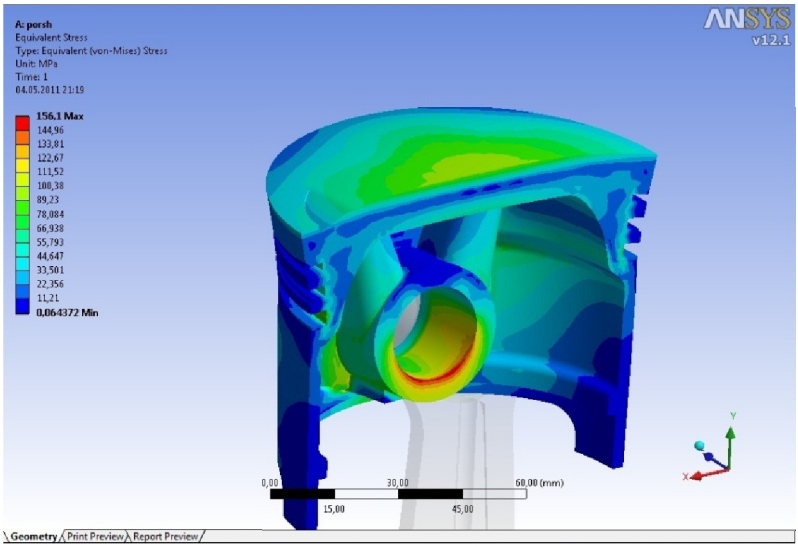


Рисунок 160 - Поля напряжений поршня

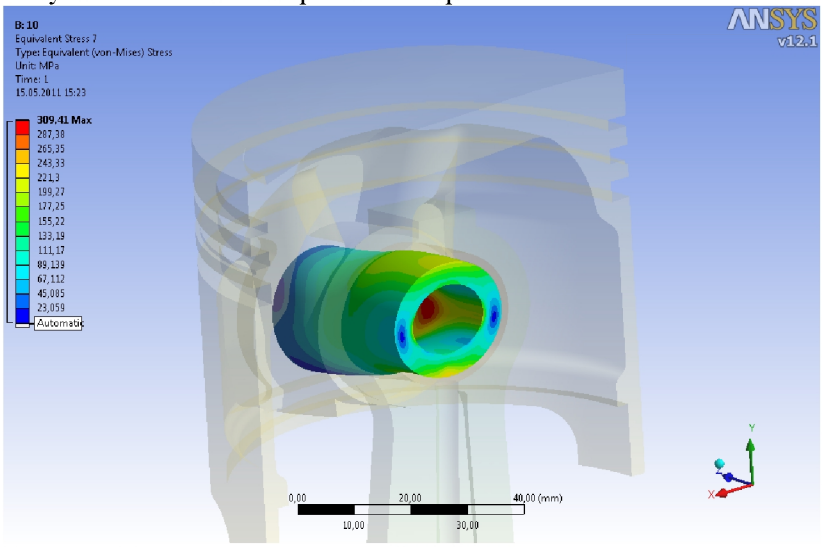


Рисунок 161 - Поля напряжений пальца

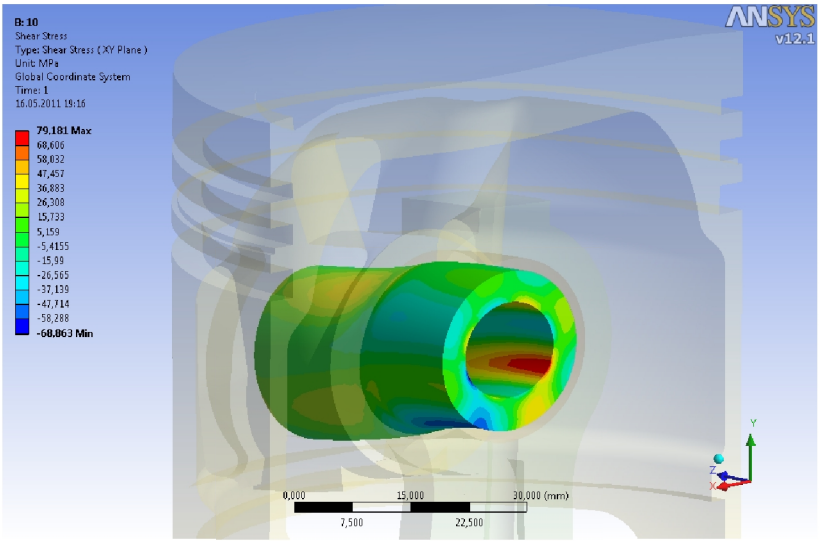


Рисунок 162 –Касательные напряжения в пальце

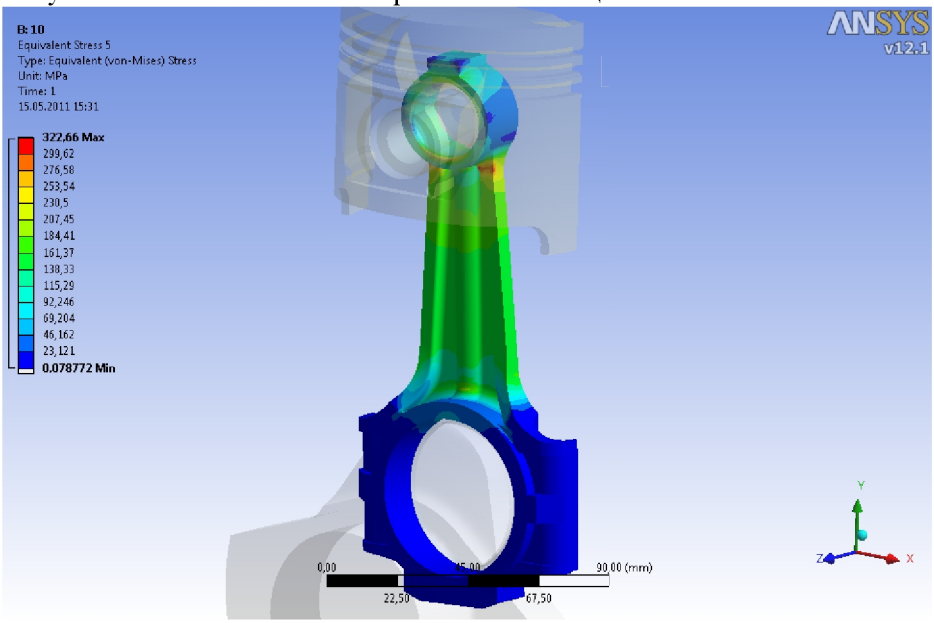


Рисунок 163 - Поля напряжений шатуна

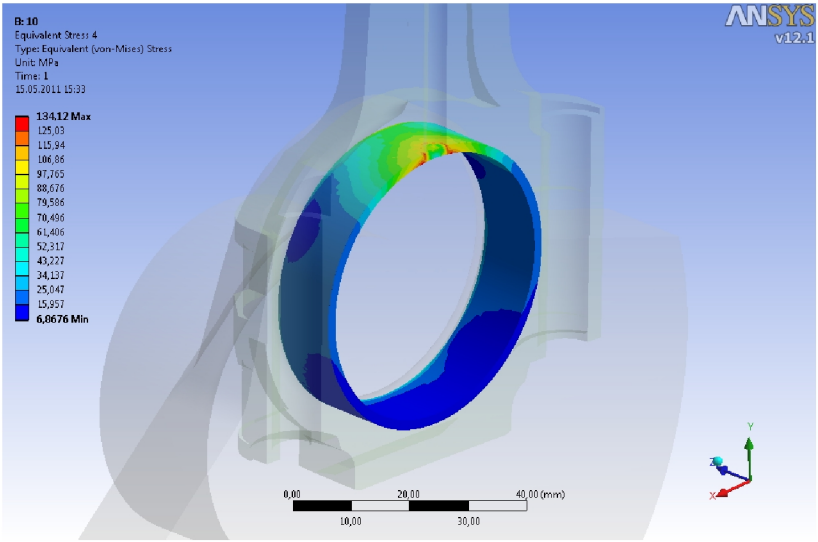


Рисунок 164 - Поля напряжений вкладыша

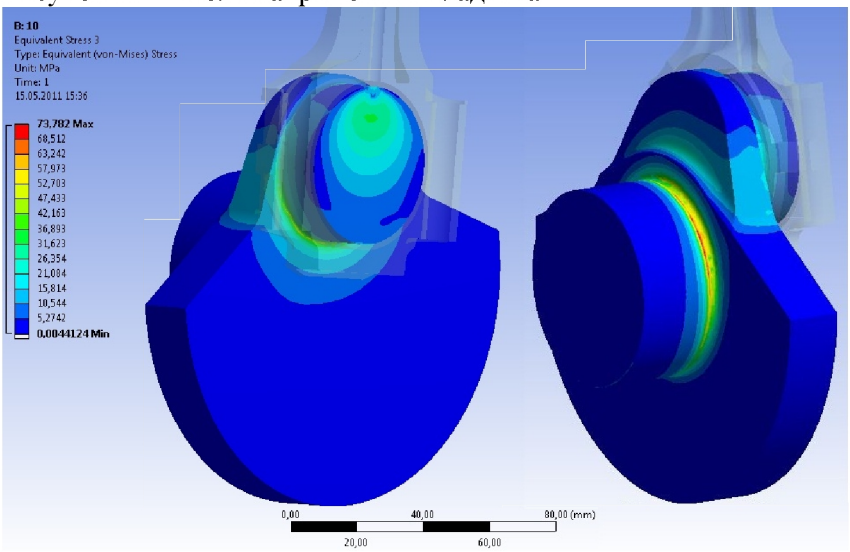


Рисунок 165 - Поля напряжений Коленчатого вала

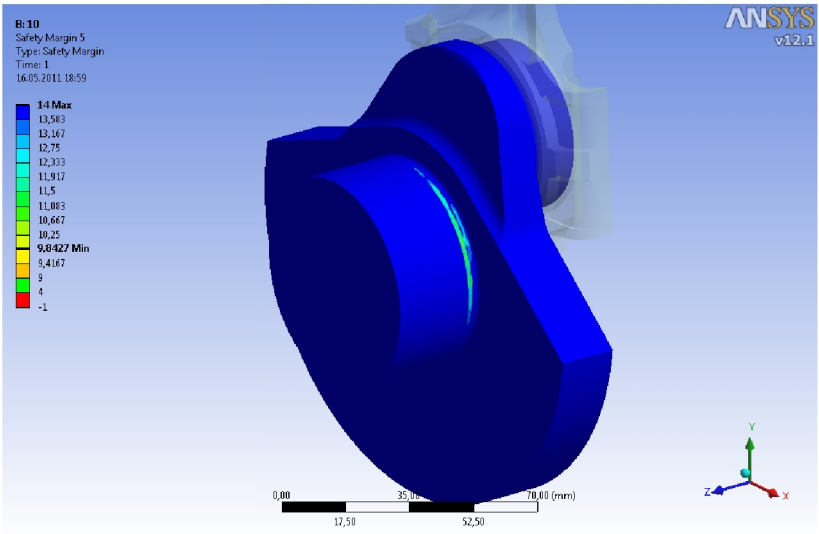


Рисунок 166- Запас прочности коленчатого вала

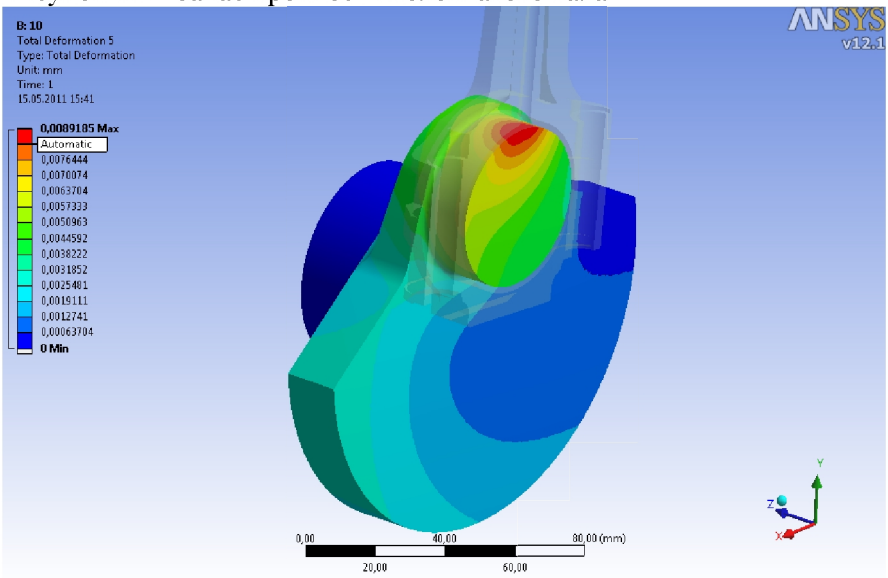


Рисунок 167 –Деформация коленчатого вала

При определение запаса прочности коленчатого вала необходимо учитывать динамический коэффицент $\lambda_д$, зависящий от количества цилиндров. Для 6-ти цилиндрового двигателя $\lambda_д = 1{,}15$
Тогда запас прочности коленчатого вала равен:

$$n = \frac{n_k}{\lambda_д} = \frac{9{,}8}{1{,}15} = 8{,}5.$$

Значения запасов прочности всех элементов занесены в таблицу 25.
Таблица 25

Элемент	Напряжения, МПа	Запас прочности	Деформация, мм
Поршень	156	1,88	0,22
Палец	309/79	1,9/1,67	0,14
Втулка	261	2	0,11
Шатун	323	1,8	0,1
Вкладыш	134	2,7	0,01
Коленвал	74	8,5	0,009

Как видно из таблицы, все элементы удовлетворяют требованиям по запасу прочности. Запас прочности всей модели принимается по наименьшему значению всех элементов и равен 1,67.

Заключение

Использование объемного моделирования в сочетании с автоматизированными вычислениями позволяет резко увеличить скорость расчета, точность, снизить влияние человеческого фактора, то есть вероятность ошибки. Строго логичное построение модели и быстрота вычислений компьютеров сочетаются с эвристичностью человеческого

мышления за счет создания диалога «человек-машина», который помогает поддерживать богатые возможности совершенствования модели: функции, команды, меню, подпрограммы, макросы и т. п.

Все это позволяет создавать столь сложные, точные и близкие к реальности модели, что их тяжело охватить единым взором.

Главной проблемой здесь являются неизбежные ошибки в алгоритме, которые очень сложно отследить рядовым пользователям и особенности используемого программного обеспечения. Поэтому в системы безбумажного проектирования должны включаться только проверенные опытом использования пакеты.

Подводя итоги, можно сделать выводы об основных этапах предложенного в рамках данной работы алгоритма расчета:

I. 3D-модель передается в динамический пакет, оснащается необходимыми соединениями и деформируемыми элементами; задаются статистические силы трения и газовая сила (из теплового расчета). После чего производятся расчеты двигателя:

а) На постоянной частоте оборотов, соответствующей одному из режимов (чаще всего номинальному);

б) Разгон двигателя без внешней нагрузки;

в) Останов двигателя без внешней нагрузки;

г) Разгон двигателя с эмуляцией потребителя (внешней нагрузки).

На каждом из режимов снимаются перемещения, скорости, ускорения и реакции в опорах. Кроме того, определяются некоторые интегральные параметры, например, время разгона, коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала и т. д.

Используются программы: **ADAMS/View** – программа кинематико-динамического анализа.

II. Затем отдельные детали двигателя передаются в КЭ-пакет, где рассчитывается их прочность под действием нагрузок, вычисленных на предыдущем этапе, а также температур и давлений, полученных в тепловом расчете.

Используются программы: **ANSYS, ADAMS/Flex, ADAMS/AutoFlex**.

III. Далее производится расчет подвески. Для этого используются либо стандартные опоры, жесткости которых известны из справочника, либо в КЭ-пакетах рассчитывается жесткость новых опор. Данные опоры устанавливаются на полную модель, участвовавшую в динамическом расчете. Затем программа рассчитывает собственные частоты модели, а также перемещения, скорости и т. д.

Используются программы: **ADAMS/View, ADAMS/Vibration**, **VIBSA.**

IV. После этого следует технологическая часть (CAM). Используются программы: **ADEM**, **Cimatron** и другие.

V. Делается окончательный вывод об эффективности протекания рабочего процесса, приемлемости кинематических и динамических характеристиках, допустимых напряжениях, технологичности и экономической обоснованности производства,

либо производится возвращение к соответствующему этапу и доработка.

VI. На завершающем этапе производится оформление пакета научно-технической документации. Строятся необходимые сборочные и рабочие чертежи. Создаются анимации, слайды, графики и прочее.

Используются программы: **КОМПАС**, **MS Office**.

VII. После чего все это передается на самый последний и самый важный этап – производство изделия.

Приведенная выше методика позволяет значительно снизить время проектирования двигателя, увеличить точность результатов, сократить количество доводочных испытаний и снизить стоимость готовой продукции.

Список литературы

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980. – 400 с., ил.
2. Мелентьев В.С. ADAMS/View, ADAMS/PostProcessor: краткий справочник пользователя: учеб. пособие / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосмического ун-та, 2006. – 106 с.: ил.
3. Лабораторный практикум по использованию пакета ADAMS: метод. указания / сост. В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев, Д.С. Лежин. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 44 с.: ил.
4. Изучение конструкции двигателей с использованием 3D-моделей их элементов: метод. указания / Сост. А.С. Гвоздев, В.С. Мелентьев, Д.С. Лежин. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 23 с.: ил.
5. Изучение конструкции авиационных ДВС с совместным использованием пакетов ANSYS, ADAMS, SolidEdge: метод. указания / Сост. А.С. Гвоздев, В.С. Мелентьев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 53 с.: ил.
6. Методические указания к лабораторной работе «Исследование крутильных колебаний роторов» Ржевский В.П., Паровай Ф.В., Лежин Д.С., Мелентьев В.С., Гвоздев А.С.
7. Проданов М.Е. Работа в Microsoft Excell 97: метод. указания / Сост. М.Е. Проданов, М.В. Тябин. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2000. – 18 с.