# Исходные данные

Двигатель рядный, 4-х цилиндровый, 4-х тактный, с наддувом.

Порядок работы цилиндров 1-2-4-3

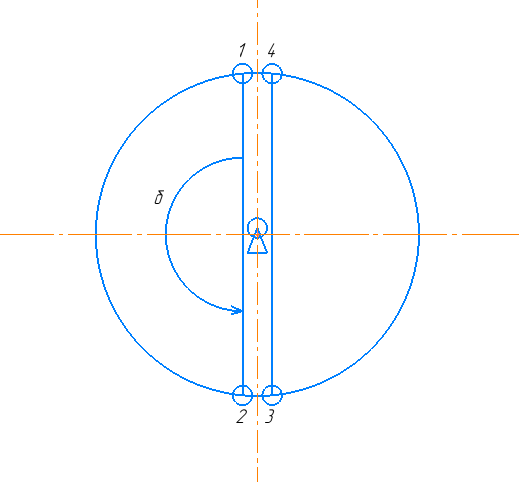


Рис. 1 Углы чередования вспышек

Диаметр цилиндра D=0.091 м

Ход поршня S=0.095 м

Количество цилиндров i=4

Диаметр коренной шейки Dкш = 0.0678 м

Диаметр шатунной шейки Dшш = 0.054 м

Длина коренной шейки Lкш = 0.031 м

Длина шатунной шейки Lшш = 0.033 м

Толщина щек b = 0.02 м

Площадь поршня

Плотность стали ρ = 7820 кг/м3

Относительная длина кривошипа 0.30

Радиус галтели м

Частота вращения n = 4000 об/мин.

Угловая частота рад/c

Модуль упругости стали 2-го рода G = 0,8 \* 1011 Па

# 2. Анализ уравновешенности двигателя

Все силы и моменты, действующие в двигателе, изменяются по времени; их можно разделить на внешние, которые передаются на его опоры, и внутренние, которые замкнуты в двигателе и на опоры не передаются.

Силы, возникающие при работе двигателя можно так же подразделить на:

* уравновешенные;
* неуравновешенные.

Уравновешенными называются силы, равнодействующая которых равна нулю и которые при их суммировании не дают свободного момента.

К неуравновешенным силам относятся силы, которые передаются на опоры двигателя, а именно:

* + вес двигателя;
  + силы реакции выхлопных газов и движущихся жидкостей;
  + сила тяги приводных механизмов и устройств;
  + центробежные силы инерции вращающихся масс двигателя;
  + силы инерции возвратно- поступательных движущихся масс двигателя;

Во всех поршневых двигателях возникает переменный реактивный момент МР, при любом положении коленчатого вала равный по величине, но противоположный по направлению крутящему моменту Мкр. В обычных двигателях этот момент уравновесить невозможно, и во время работы двигателя он всегда передается на раму технического средства.

Неуравновешенные силы, постоянные по величине и направлению, вибраций двигателя не вызывают.

Cилы и моменты, действующие в двигателе:

* силы давления газов 𝑃г (внутренняя сила);
* силы инерции поступательно движущихся 𝑃𝑗 и вращающихся 𝑃𝑐 масс (внешние силы);
* силы трения;
* силы тяжести КШМ и самого двигателя;
* крутящие Мкр и реактивные Мр моменты.

В двигателях с КШМ основное воздействие на опоры оказывают силы инерции поступательно-движущихся и вращательных масс, которые в многоцилиндровом двигателе могут создавать моменты.

Силами трения и силами тяжести элементов КШМ пренебрегают вследствие их малости

Для устранения отрицательных последствий, связанных с наличием вибраций (перегрузка и увеличение износов деталей двигателя, ослабления болтовых соединений и пр.), двигатель должен быть динамически уравновешен

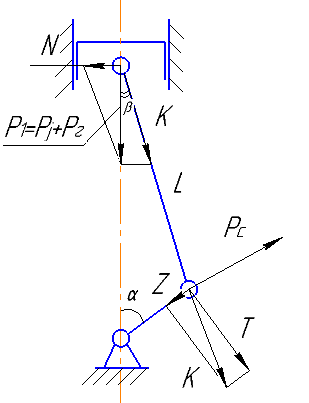


Рис.2 Силы, действующие в КШМ

Сила инерции приложена к центру тяжести возвратно-поступательно движущихся масс и направлена вдоль оси цилиндра. Сила через подшипники КВ действует на корпус двигателя, вызывая его вибрацию в направлении оси цилиндра.

С достаточной для практики точностью ограничиваются первыми двумя членами, так как учет остальных членов значительно усложняет задачу.

Центробежная сила 𝑃𝑐 инерции вращающихся масс направлена по кривошипу и также вызывает вибрацию двигателя на опорах.

# 3. Определение масс деталей КШМ

Для уравновешивания сил и моментов, возникающих в двигателе, необходимо определить приведенную массу коленчатого вала. Для этого в программе КОМПАС-3D v17.1 строим модель колена вала, и определяем его параметры.

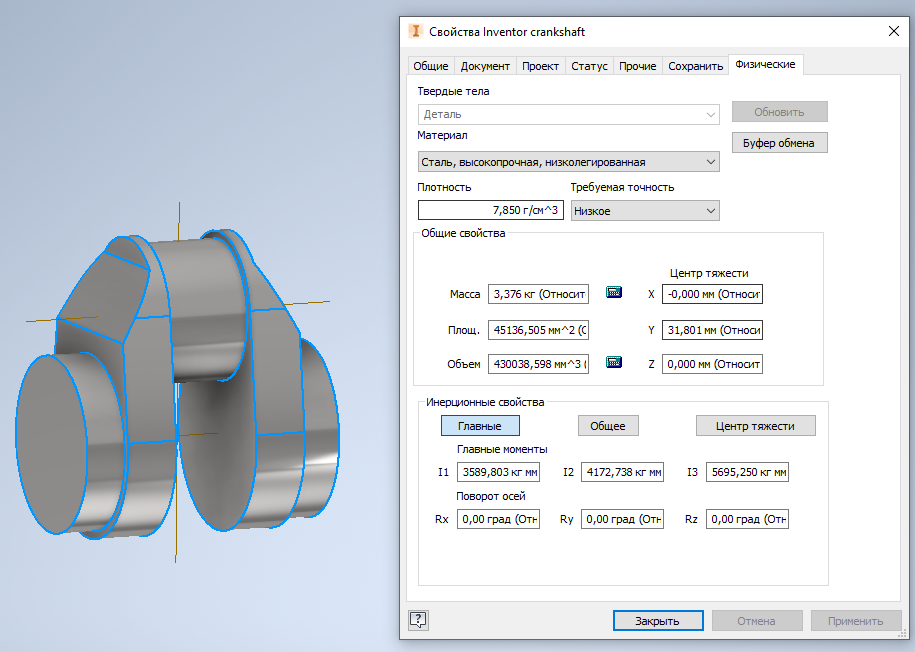


Рис.3 Твердотельная модель колена вала и ее МЦХ

Данные, полученные программой Inventor Professional 2021, для данного колена вала:

Масса колена вала М = 3.376 кг

Плотность материала 𝜌 = 7850 кг/м3

мм - расстояние от центра тяжести колена вала до оси коренной шейки.

Масса колена вала, приведенная к оси шатунной шейки:

Общая масса всех движущихся элементов КШМ распределяется между массой, движущейся возвратно-поступательно в направлении оси цилиндра Мпд и вращающейся массой Мвр, приведенной к оси шатунной шейки коленчатого вала.

Масса поступательно движущихся частей:

Масса поршневого комплекта:

Масса поршня:

Масса поршневых колец:

Масса поршневого пальца:

Часть массы шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца:

Масса шатуна:

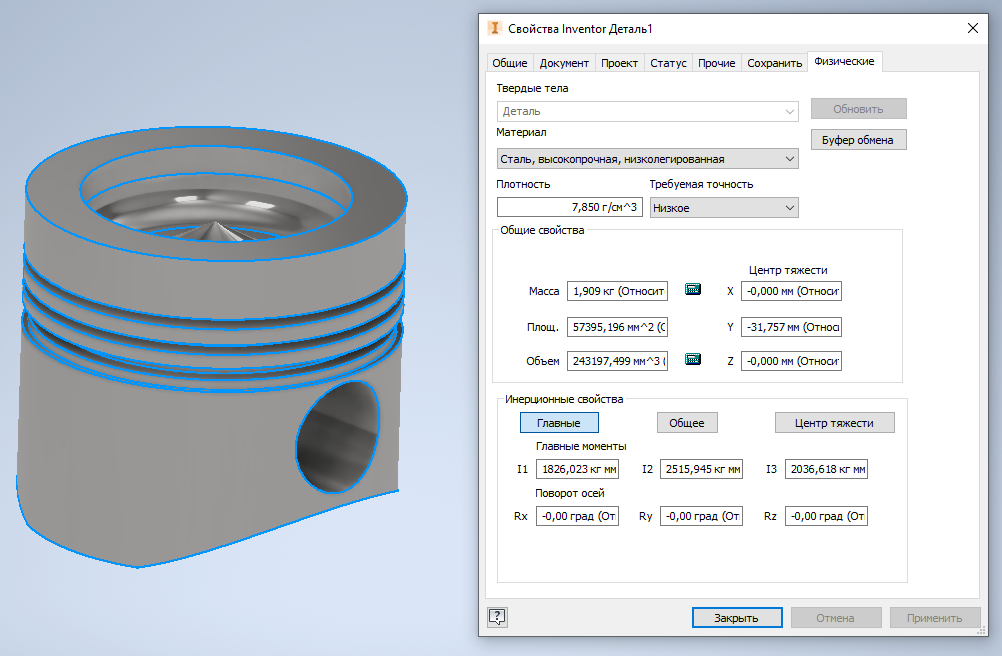
Масса вращательных частей:

Масса колена вала, приведенная к оси шатунной шейки:

Часть массы шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки:

Построены 3D модели деталей, входящих в перечисленные группы с помощью программного обеспечения Inventor Professional 2021.

На рис.4 представлена модель поршня двигателя, выполненная из стали плотностью

Рис.4 Твердотельная модель поршня и ее МЦХ

На рис.5 представлена модель шатуна двигателя, выполненный из стали плотностью

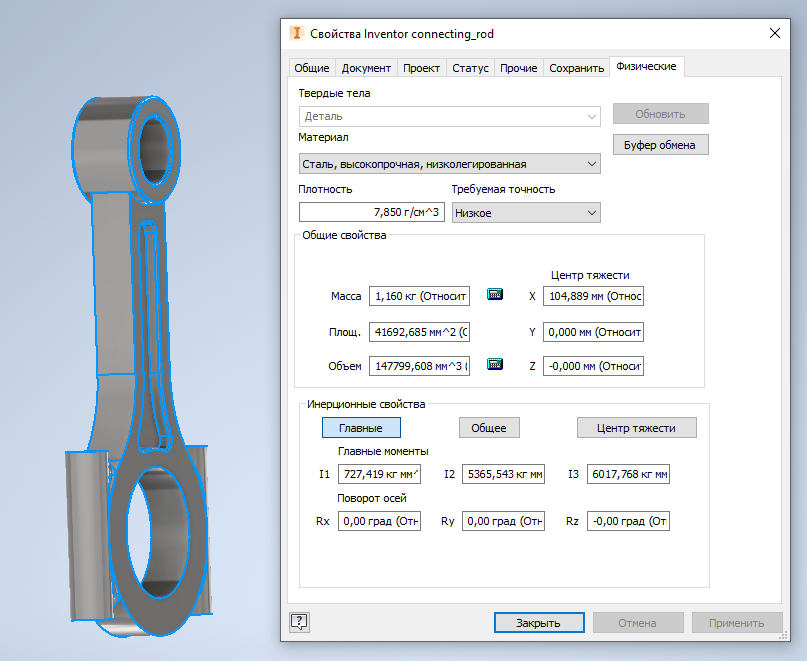


Рис.5 Твердотельная модель шатуна и его МЦХ

На рис.6 представлена модель поршневого пальца 53423, выполненного из стали плотностью

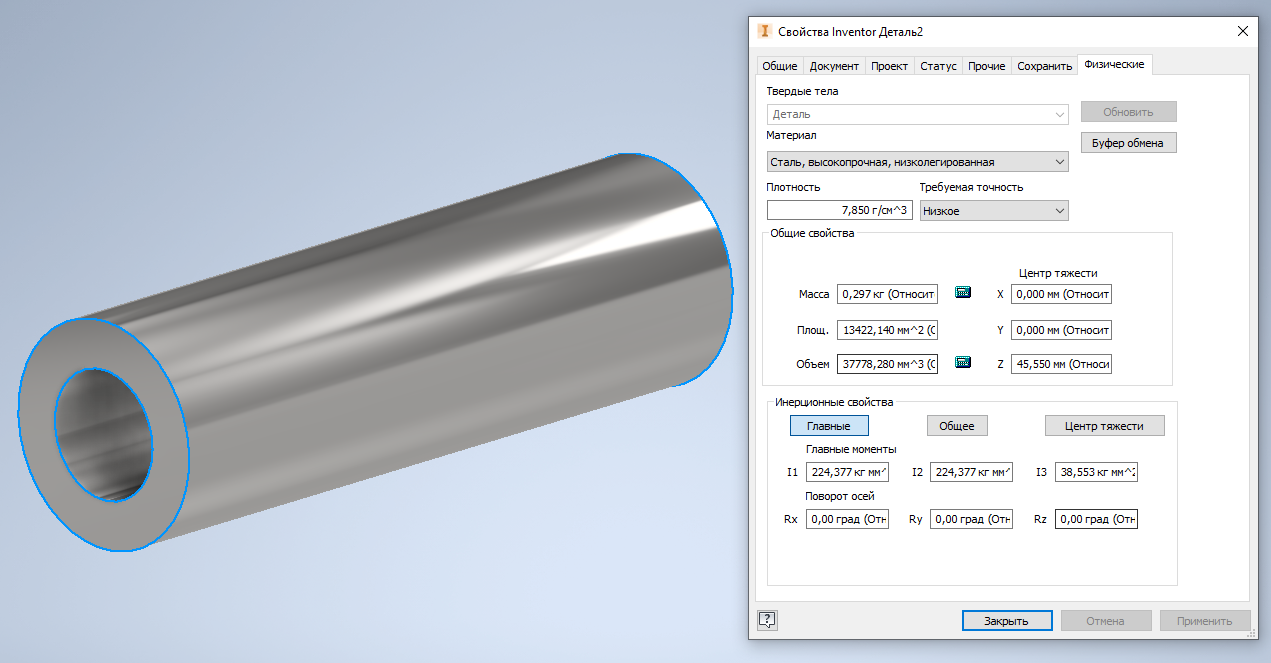


Рис.6 Твердотельная модель поршневого пальца и его МЦХ

# 4. Уравновешивание двигателя.

Двигатель считается уравновешенным, если на установившемся режиме работы на его опоры передаются только постоянные по величине и направлению усилия. У неуравновешенного двигателя силы, передаваемые на опоры, вызывают вибрацию подмоторной рамы и энергоустановки в целом, что сопровождается перегрузками отдельных деталей, увеличением их износов и другими нежелательными последствиями.

Для рассматриваемого двигателя схема внешних сил имеет следующий вид (рис.4)

Угол чередования вспышек:

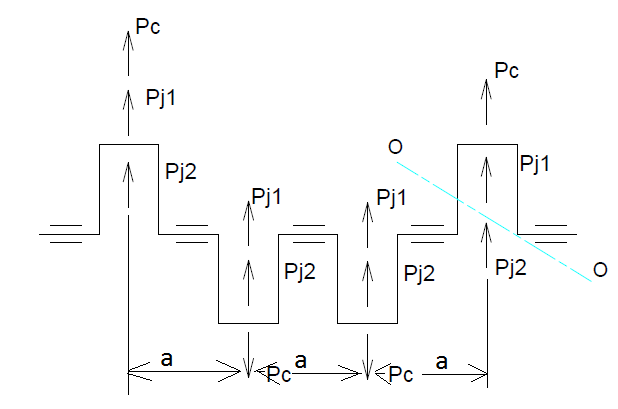


Рис. 7 Схема сил

1. Рj1 Равнодействующая сил инерции первого порядка:

∑ Рj1 = − ·R · ω 2· (cosα+cos(α+180°)+ cos(α+180°)+ cosα)=0;

1. Рj2 Равнодействующая сил инерции второго порядка:

∑ Рj2 = − ·R · λ · ω 2· (cos2α+cos2(α+180°)+ cos2(α+180°)+ cos2α)= −4 · · R · λ · ω 2· cos2α;

1. Рс Равнодействующая центробежных сил инерции вращающихся масс:

∑ Рс = 0, так как в точках 1 и 2, 3 и 4 центробежные силы Рс будут равны по величине и направлены в противоположные стороны.

1. Моменты сил инерции первого и второго порядка:

М1 = −· R · ω 2· (cosα·3а+cos(α+180°)·2а+ cos(α+180°)·а)=0;

М2 = 0, так как сила Рj2 во всех цилиндрах одинакова по величине и направлению;

1. Момент центробежных сил инерции относительно оси О-О:

Мс = Рс·3а – Рс·2а – Рс·а = 0.

Таким образом, необходимо уравновесить силы инерции второго порядка Рj2. Это можно реализовать, оснастив конструкцию двигателя противовесами на дополнительных валах, по схеме Митсубиси.

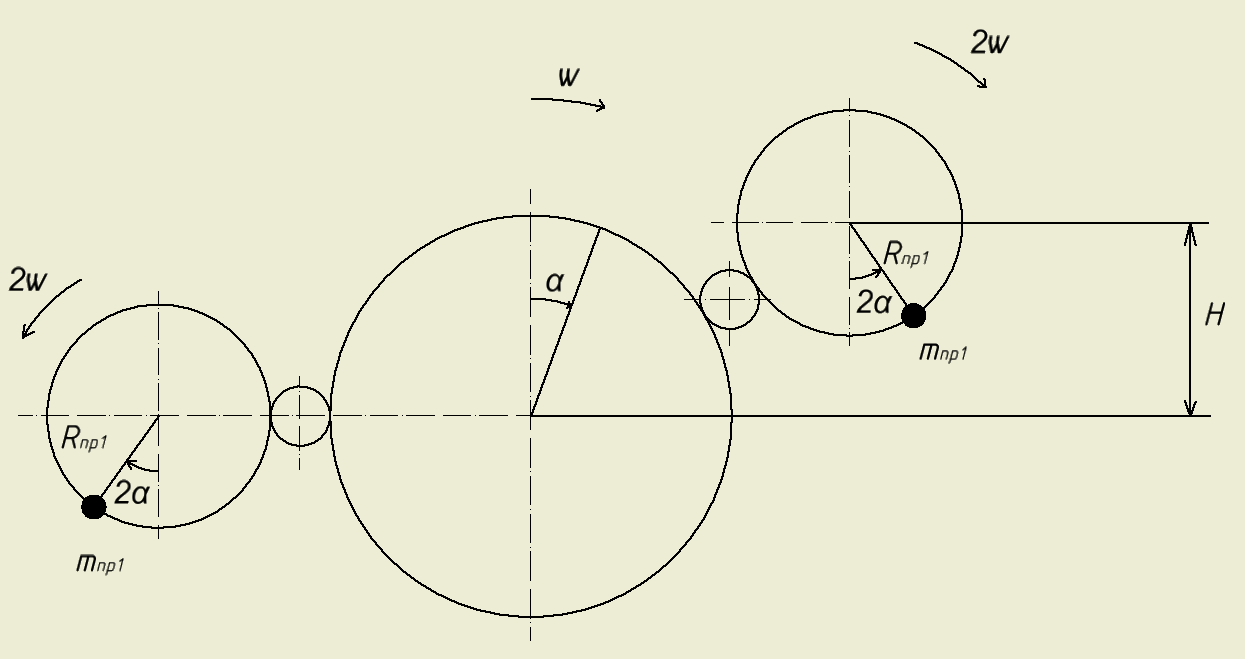
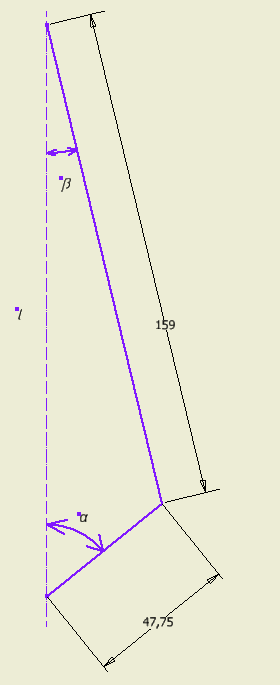


Рис. 8 Механизм уравновешивания сил инерции 2 порядка по схеме Митсубиси.

Рис. 9 График давления газов от угла поворота коленвала

Схема Митсубиси позволяет уравновесить переменную нагрузку давления газов в цилиндрах.

Несмотря на то, что ∑ Рс и Мс=0 на продолжении щек устанавливают противовесы для исключения местных изгибающих моментов, действующих на коренные шейки.

## 4.1 Определение формы противовеса на продолжении щек.

Противовесы расположим на каждой щеке (для исключения местных изгибающих моментов, действующих на коренные шейки). Статический момент сектора противовеса:

Плотность стали:

Толщина противовеса: bпр=0.030 м

Внутренний радиус противовеса:

Внешний радиус противовеса:

Угол сектора противовеса:

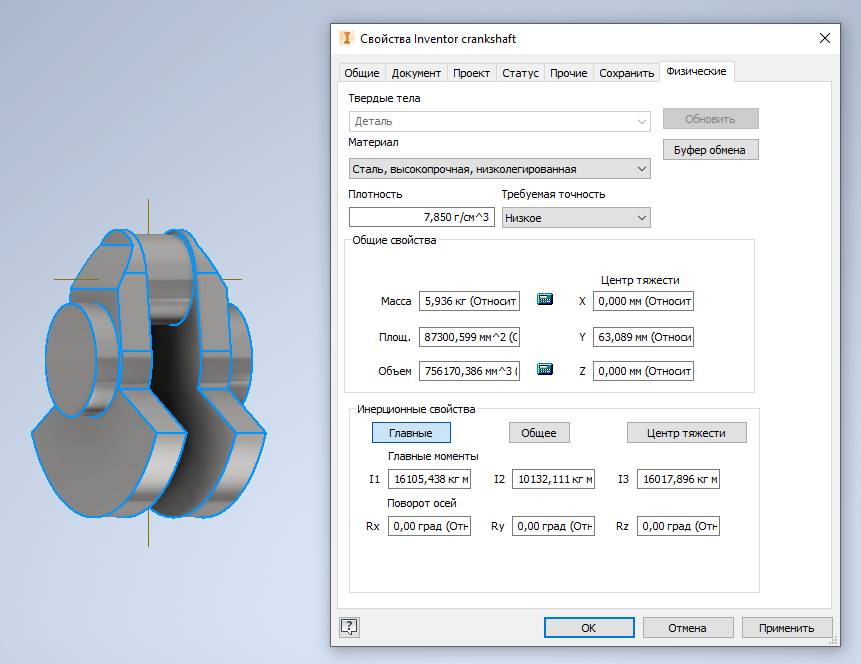


Рис.10 Твердотельная модель колена вала с противовесами и ее МЦХ

# 5. Расчет крутильных колебаний

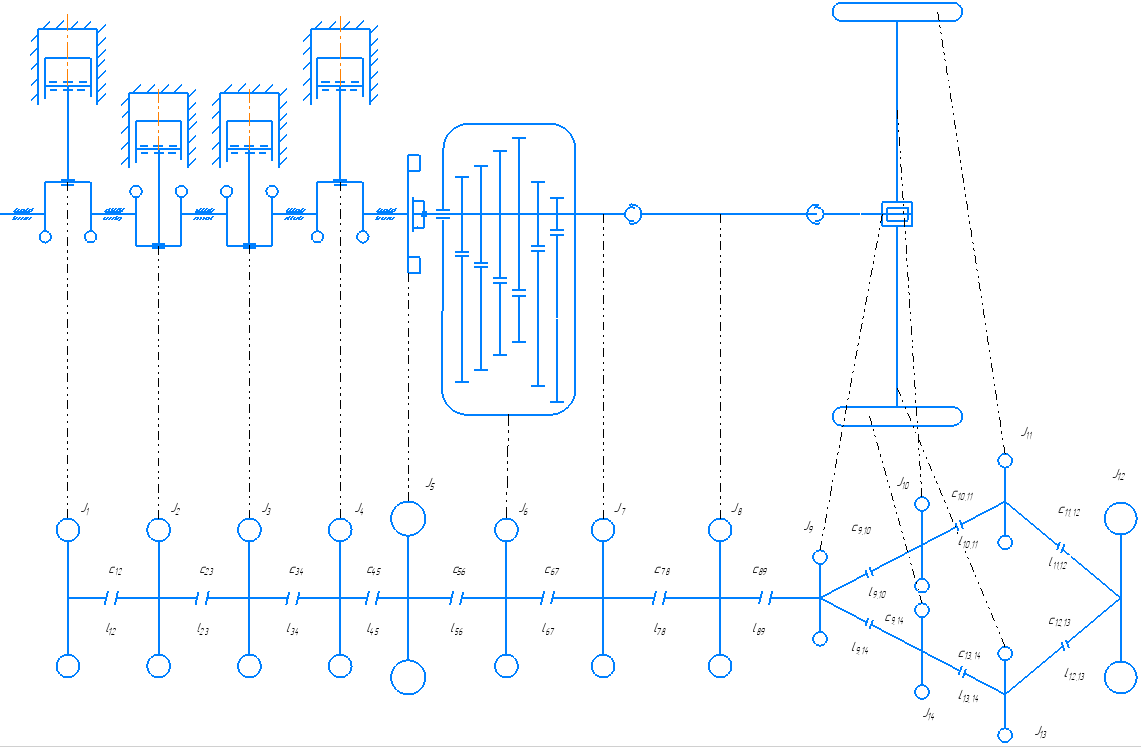
В дискретную крутильную систему включают колеблющиеся массы и упругие участки между ними. При этом считают, что массы обладают только инерционными свойствами (масса, момент инерции), а участки – только упругими свойствами. К их числу относят крутильную жесткость и податливость участков, связанных между собой обратной зависимостью.

Под крутильной жесткостью понимают величину скручивающего момента, который нужно приложить к упругому участку, для углового деформирования последнего на одну угловую единицу. Физический смысл податливости заключается в том, что она показывает величину угловой деформации вала под действием приложенного к нему единичного скручивающего момента.

Для проведения расчета коленчатого вала на крутильные колебания действительную колебательную систему механизма с приведенными элементами заменяют расчетной (упрощенной), состоящей из одного или нескольких цилиндрических валов, с насаженными на них дисками – сосредоточенными массами. При этом необходимо, чтобы динамические характеристики расчетной приведенной системы были эквивалентными действительной системе, т.е. при приведении системы были сохранены соответственно моменты инерции масс и жесткости элементов вала, которые их связывают.

Расчетная схема

Рассмотрим крутильную схему транспортного автомобиля Митсубиси с двигателем 4D56 и трансмиссией. Действительную систему заменим 12 массовой, приведенной к диаметру коренной шейки коленчатого вала, системой.

 Рис. 11 Принципиальная схема действительной системы и расчетная схема

Относим: К первой - первую моторную массу и носок коленчатого вала с половиной коренной шейки; Ко второй - вторую моторную массу; К третьей – третью моторную массу; к четвертой – четвертую моторную массу; К пятой – хвостовик коленчатого вала с половиной коренной шейки и маховик; К шестой – первичный вал КПП, промежуточный вал КПП и шестерни передач; К седьмой – вторичный вал КПП и половину карданного вала; К восьмой – вторая половина карданного вала; К девятой – коробка дифференциала, сателлиты и ведущая шестерня главной передачи; К десятой шестерня с двумя половинами первой полуоси; К одиннадцатой – относится первое колесо; К двенадцатой – автомобиль с полной нагрузкой; К тринадцатой – относится второе колесо; К четырнадцатой – относится шестерня с двумя половинами второй полуоси.