

УДК 62-383.1

Моделирование динамики газораспределительного механизма авиационного поршневого двигателя

Гвоздарев Иван Александрович gvzivn@mail.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Аннотация. Разработана математическая модель газораспределительного механизма, учитывающая контактные жесткости сопряжения деталей и диссипативные силы внутреннего трения. Показана методика определения параметров контактного взаимодействия между деталями на примере компонентов газораспределительного механизма. Построена динамическая 1D-модель газораспределительного механизма.

Ключевые слова: газораспределительный механизм, контактные взаимодействия, разрыв кинематической связи, 1D-моделирование

Modeling the dynamics of an aviation piston engine valve train

Gvozдарев Ivan Aleksandrovich gvzivn@mail.com

BMSTU, Moscow, Russia

Abstract. A mathematical model of the valve train has been developed that accounts for the contact stiffness of joint interfaces and dissipative forces of internal friction. A methodology for determining the parameters of the contact interaction between components is demonstrated using the example of a valve train assembly. A dynamic 1D model of the valve train has been constructed.

Keywords: valve train, contact interactions, kinematic connection loss, 1D modeling

Введение. Конструкция газораспределительного механизма в современных авиационных оппозитных поршневых двигателях зачастую выполняется с нижним расположением распределительного вала и со штанговым приводом (рис. 1). Это решение позволяет уменьшить количество деталей для привода распределительного вала и снизить общую массу системы. Однако такая конструкция добавляет соединения, имеющие напряженные контактные взаимодействия и возможности разрыва кинематической связи, что особенно опасно при работе на высокой частоте вращения двигателя. Целью данной работы является создание математической модели, способной оценить влияние разрывов кинематической связи и возникновение ударных контактных напряжений на работу ГРМ.

Средой разработки модели выбрано открытое программное обеспечение OpenModelica, предназначенное для моделирования, симуляции и анализа сложных динамических систем.

Материалы и методы. В качестве объекта исследования рассматривался ГРМ авиационного поршневого двигателя номинальной частотой вращения

5700 об/мин. Для построения математической модели газораспределительный механизм был интерпретирован как сочетание сосредоточенных масс и моментов инерции, связанных между собой жесткостями и параметрами диссипации. Податливости и инерционные характеристики компонентов учитываются в соответствующих модулях, эмитирующих работу деталей. Эти модули связываются между собой посредством специальных элементов, моделирующих возможные разрывы в кинематической цепи, общий вид реализованной модели представлен на рис. 2.

Трение и влияние величины масляной пленки в соединениях деталей не учитывается на данном этапе разработки модели. Также податливость корпусных деталей головки блока не учитывается. Собственные жесткости деталей определялись с помощью метода конечных элементов в ПК Ansys.

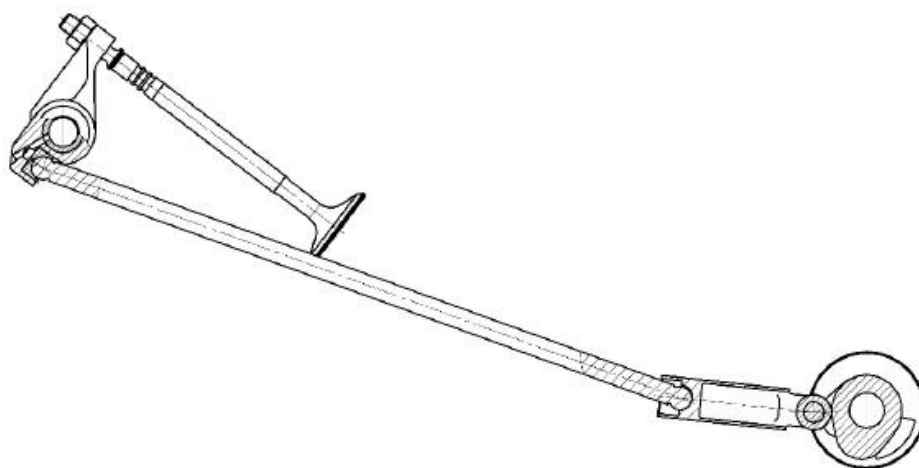


Рис. 1. Конструкция газораспределительного механизма

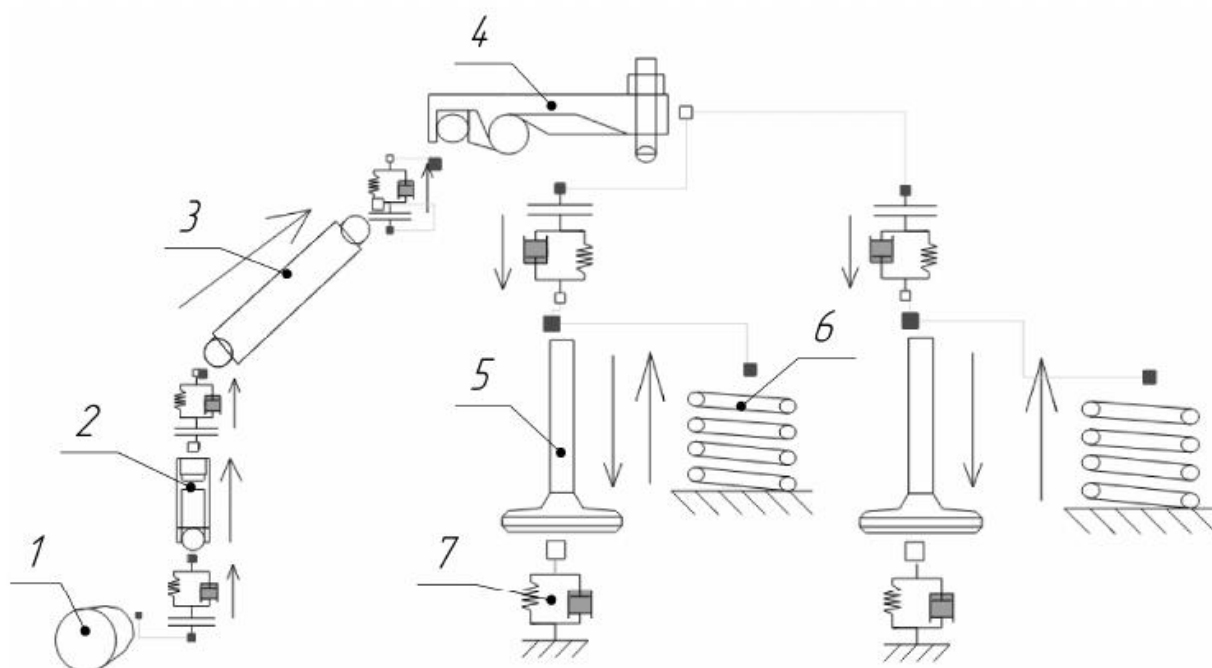


Рис. 2. Модель ГРМ в OpenModelica

Блок распределительного вала 1 задает движение системы и содержит в себе аналитическое выражение, соответствующее безударному кулачку, рассчитанному по методике полидайн [1]. Модель толкателя 2 задается как двухмассовая модель: первая масса — корпус толкателя, вторая масса — ролик толкателя, их соединяет собственная жесткость толкателя k_t . Штанга 3 также является двухмассовой моделью с жесткостью $k_{шт}$ между массами. Блок сборки коромысла 4 включает в себя коромысло, упорную втулку и нажимной винт. Модель имеет преобразователь поступательного движения во вращательное, в этом блоке учитывается соотношение плеч коромысла a/b , момент инерции сборки коромысла вокруг оси вращения $I_{кор}$, крутильная жесткость $C_{кор}$ и демпфирование коромысла при вращении $d_{кор}$.

Модель клапана 3 представляет собой последовательное соединение масс и жесткостей стержня (разбивается на две массы и одну жесткость) и тарелка клапана [2]. Модель пружины 6 характеризуется третьей действительной массой [1] и жесткостью.

Диссипативные эффекты описываются коэффициентом демпфирования (диссипации) δ по методике оценки диссипативных сил [3], опирающейся на значение логарифмического декремента затухания (D), величина которого может быть взята для конкретного материала из справочной литературы [3].

При наличии зазора силовое взаимодействие между деталями прекращается, что реализовано путем обнуления жесткости связи между соответствующими элементами и исключения сил демпфирования в зоне разрыва контакта. Такой подход позволяет достоверно воспроизводить реальные условия работы механизма, включая ударные нагрузки при восстановлении контакта.

Для упрощения расчета контактных жесткостей было решено заменить действительную геометрию контактных поверхностей на контакт цилиндра по плоскости. Тогда возможно применение формул для контакта цилиндра и плоскости [3] для соединений: кулачка распределительного вала и ролика толкателя (р-т), толкателя и штанги (т-шт), штанги и упорной втулки коромысла (шт-кор), коромысла и стержня клапана (кор.-кл).

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_{kont}}}, \\ k_{kont} = \frac{2lE_{цил}}{1,159(0,41 + \ln(\frac{2R}{b}))}, \\ b = 1,131 \sqrt{\frac{F_{1-2} * R}{l} \left(\frac{1 - \nu_{цил}^2}{E_{цил}} + \frac{1 - \nu_{пл}^2}{E_{пл}} \right)}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где k_{1-2} — общая жесткость сочленения детали 1 и 2, Н/м; $k_{1,2}$ — жесткость первой и второй детали соединения, k_{kont} — контактная жесткость взаимодействия цилиндра и плоскости, Н/м [3]; b — полуширина полосы контакта, зависящая, от силы сдвливания деталей, м; R — радиусы цилиндра, м; l — длина линии контакта, м; E_1, E_2 — модуль Юнга 1-го рода для материалов контактирующих деталей, Па; ν_1, ν_2 — коэффициент Пуассона для материалов контактирующих деталей.

Сила внутреннего трения в сопряжении седло-клапан предлагается задавать как

$$F_{diss\text{ кл-с}} = \frac{D_{\text{кл-с}} \cdot v}{\pi} \sqrt{k_{\text{кл-с}} \cdot m_{\text{кл}}}, \quad (2)$$

где $D_{\text{кл-с}}$ — максимальное значение декремента колебаний, тогда коэффициент демпфирования определяется по формуле 3:

$$\delta_{\text{кл-с}} = \frac{F_{diss\text{ кл-с}}}{v} = \frac{D_{\text{кл-с}}}{\pi} \sqrt{k_{\text{кл-с}} \cdot m_{\text{кл}}}. \quad (3)$$

Сила внутреннего трения в сопряжении коромысло — клапана оценивается как $F_{diss\text{ кор-кл}} = \frac{D_{\text{кор-кл}}(v-a\omega)}{\pi} \sqrt{k_{\text{кор-кл}}(m_{\text{клап}} + \frac{I_{\text{кор}}}{a^2})}$, тогда коэффициент демпфирования (диссипации) оценивается по формуле 4:

$$\delta_{\text{кор-кл}} = \frac{F_{diss\text{ кор-кл}}}{(v-a\omega)} = \frac{D_{\text{кор-кл}}}{\pi} \sqrt{k_{\text{кор-кл}}(m_{\text{клап}} + \frac{I_{\text{кор}}}{a^2})} \quad (4)$$

Коэффициент демпфирования для сопряжения штанги-коромысла оценивается по формуле 5:

$$\delta_{\text{кор-шт}} = \frac{F_{diss\text{ кор-шт}}}{(v-b\omega)} = \frac{D_{\text{кор-шт}}}{\pi} \sqrt{k_{\text{кор-шт}}(m_{\text{шт}} + \frac{I_{\text{кор}}}{b^2})}. \quad (5)$$

Аналогично коэффициент демпфирования для сопряжения кулачка-толкателя оценивается по формуле 6:

$$\delta_{\text{рв-т}} = \frac{F_{diss\text{ р-т}}}{v} = \frac{D_{\text{р-т}}}{\pi} \sqrt{k_{\text{р-т}}(m_{\text{т}})}. \quad (6)$$

Результаты. Решая систему уравнений (1) для всех соединений, подставим полученные результаты в формулы (2)–(6). Полученные данные запишем в таблицу. Максимальное значение декремента колебаний D принято 0,04 для всех соединений [3]. Тестирование модели проводилось для двигателя с диаметром 85 мм и ходом 64 мм на частоте вращения 5700 об/мин. На рис. 3 показан график подъема клапана при частоте вращения 5700 об/мин и параметрах моделирования: времени 0,3 с, количество точек — 3000.

Результаты расчета параметров соединения

Параметр	Описание	Значение
$k_{\text{кл-с}}$	Жесткость сопряжения клапан-седло	$5,048 \cdot 10^8$ Н/м
$\delta_{\text{кл-с}}$	Демпфирование сопряжения клапан-седло	60,0 Н·с/м
$m_{\text{кл}}$	Масса клапанного комплекта и 1/3 пружины	59,5 г
$k_{\text{кор-кл}}$	Жесткость сопряжения коромысло-клапан	$6,321 \cdot 10^7$ Н/м
$\delta_{\text{кор-кл}}$	Демпфирование сопряжения коромысло-клапан	32,08 Н·с/м

Окончание таблицы

Параметр	Описание	Значение
$I_{\text{кор}}$	Момент инерции коромысла	$51,8 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
$k_{\text{кор-шт}}$	Жесткость сопряжения коромысло-штанга	$1,82 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$
$\delta_{\text{кор-шт}}$	Демпфирование сопряжения коромысло-штанга	$99,76 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$
$m_{\text{шт}}$	Масса штанги	48 г
$k_{\text{т-шт}}$	Жесткость сопряжения штанга-толкатель	$1,692 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$
$\delta_{\text{т-шт}}$	Демпфирование сопряжения штанга-толкатель	$61,085 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$
$k_{\text{р-т}}$	Жесткость сопряжения толкатель-кулачок	$1,09 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$
$\delta_{\text{р-т}}$	Демпфирование сопряжения толкатель-кулачок	$39,52 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$

На рис. 3, 4 показаны результаты моделирования для одного цикла: высота и скорость подъема клапана, динамические нагрузки во время подъема клапана.

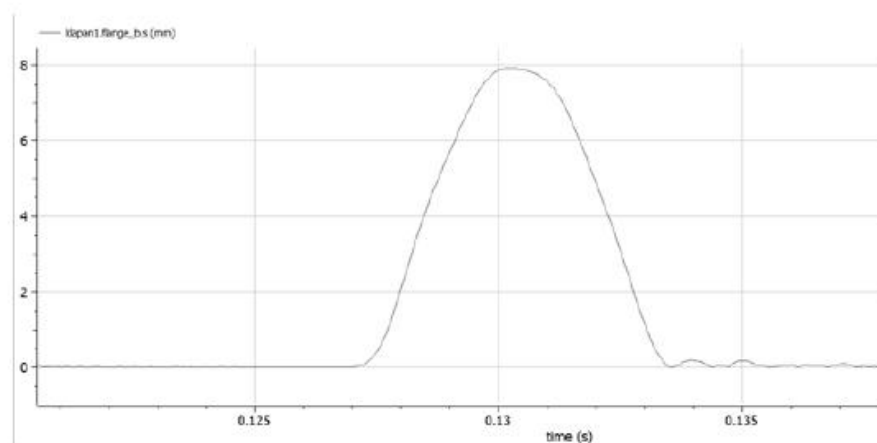


Рис. 3. Подъем клапана на девятом цикле работы при номинальной частоте вращения

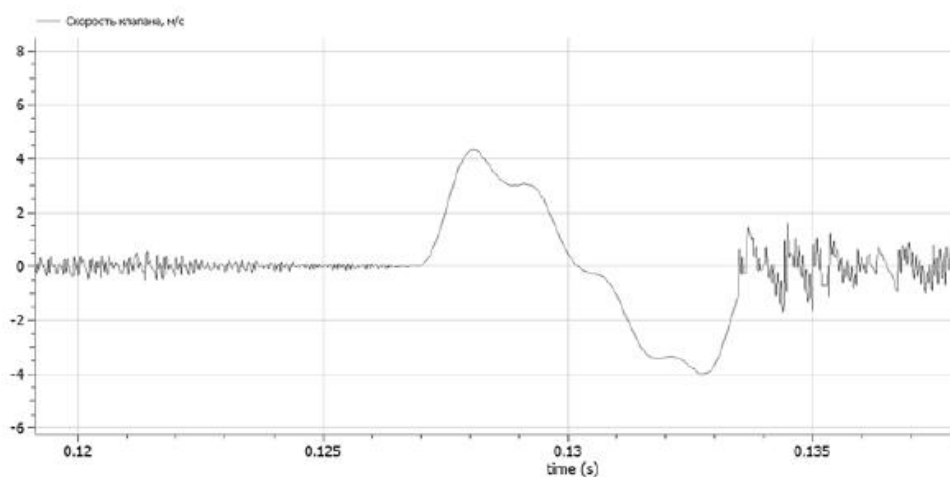


Рис. 4. Скорость клапана на девятом цикле работы при номинальной частоте вращения

Обсуждение полученных результатов. На основании проведенного анализа подтверждается, что клапан корректно открывается и закрывается на номинальном режиме работы двигателя. Следовательно, первичную модель впускной системы газораспределительного механизма можно считать работоспособной при соблюдении заданных допущений, однако на участке сбеге при всех режимах работы наблюдаются отскоки клапана от седла (рис. 4). Дальнейшее усовершенствование модели требует учета нелинейности коэффициента демпфирования (диссипации) [4], внешнего трения между деталями, геометрии контактирующих поверхностей и условий смазки сопряжения деталей.

Заключение. Составленная математическая модель находится на ранней стадии разработки, но по полученным результатам можно сделать вывод о первичной работоспособности модели.

Список источников

- [1] Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2008, 496 с.
- [2] Васильев А.В. *Синтез характеристик газораспределения поршневого двигателя*. Волгоград, РПК «Политехник», 2006, 344 с.
- [3] Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. *Справочник по сопротивлению материалов*. Киев, Наук. думка, 1988, 736 с.
- [4] Левина З.М., Решетов Д.Н. *Контактная жесткость машин*. Москва, Машиностроение, 1971, 264 с.