



УДК 519.876.5
ГРНТИ 28.17.19

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА ГАЗОДОБЫВАЮЩИХ СТАНЦИЙ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

*А.В. ИВАНОВ, кандидат технических наук, доцент
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
А.А. ХВОСТОВ, доктор технических наук, профессор
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
С.В. ПОНОМАРЕВ
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
А.И. ОВЧИННИКОВ, кандидат технических наук
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)*

Разработана математическая модель распространения колебаний в системе связанных тел, имитирующей диагностируемое оборудование. Поскольку составление такой математической модели для количественного соответствия объекту моделирования крайне затруднительно ввиду сложности структуры зависимостей, сложной реологии среды, влияния ряда дополнительных внешних факторов, температуры, внешних акустических возмущений, нестационарности и пространственной распределенности параметров объекта, основной задачей моделирования зачастую является получение качественного соответствия модели объекту.

Ключевые слова: математическая модель, вибродиагностика, компрессор, газодобывающие станции.

MILITARY GAS PRODUCTION STATIONS COMPRESSOR OPERATION MATHEMATICAL MODEL DEVELOPMENT

*A.V. IVANOV, Candidate of Technical sciences, Associate Professor
MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)
A.A. KHVOSTOV, Doctor of Technical sciences, Professor
MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)
S.V. PONOMAREV
MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)
A.I. OVCHINNIKOV, Candidate of Technical sciences
MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)*

Mathematical model of the vibrations propagation in a system of connected bodies simulating the equipment being diagnosed has been developed. Since the drafting of this mathematical model to quantitatively match the object of modeling is extremely difficult due to the complexity of the dependencies structure, the medium complex rheology, the several external factors influence, temperature, external acoustic disturbances, unsteadiness and spatial distribution parameters of the object, the main task of modeling is often to obtain the model object fit quality.

Keywords: mathematical model, vibration diagnostics, compressor, gas production stations.

Введение. Распространение колебаний тесно связано с молекулярной и надмолекулярной структурой материала, в котором они распространяются. Релаксационные явления в некоторых средах (например, полимерных композитах) выступают в качестве полосовых фильтров для ряда частотных диапазонов [1, 2], что позволяет на основе анализа пути прохождения сигнала выбирать оптимальные точки контроля.



Для моделирования процессов и представления их в графическом виде принято использовать MathWorks Simulink™ [3], которая отличается возможностью построения блок-диаграмм и специально ориентированных графов строить модели. Возможность генерирования и анализа полученных сигналов с использованием разработанной модели позволяет не прибегать к другим инструментам моделирования.

Актуальность. Анализ существующих методов моделирования показал, что для имитации вибрационных процессов, происходящих в специальных динамических агрегатах, применение данных методов малоэффективно.

С целью оценки технического состояния поршневых компрессоров типа АВШ-2,3/400, АВШ-2,5/400, АВШ-3,7/200, ВШВ-2,3/230М применяемых на ГДС военного назначения с помощью вибродиагностики, необходимо разработать математическую модель функционирования компрессора.

Сформулируем основные требования к математической модели, которые будут определять успех моделирования. Модель компрессора должна описывать динамическое изменение давления газа в камере сжатия во время функционирования. Модель должна позволять вносить в нее неисправности составных частей. Модель должна позволять снимать соответствующие сигналы вибрации, характеризующей различные, в том числе неисправные режимы работы компрессорного агрегата.

Таким образом, реализация предложенных требований к математической модели функционирования компрессоров ставит задачу по изучению компрессора, а также явлений и процессов.

Для составления модели необходимо ввести следующие допущения:

1. На такте выпуска газ в цилиндре отсутствует;
2. Компрессия в цилиндре поршня идеальна;
3. Теплообмен между стенками цилиндра и газом отсутствует;
4. Потери на гидравлику отсутствуют;
5. Термические показатели газа в цилиндре постоянны.

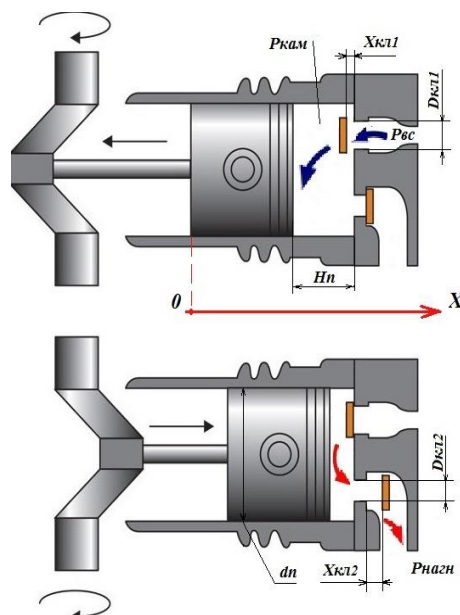


Рисунок 1 – Визуализация параметром математической модели на исследуемом агрегате

Уравнение движения поршня без учета изменения давления, обусловленного перемещением поршня и работой клапанов, запишется исходя из баланса сил (компрессор находится в горизонтальном положении, проекция силы тяжести на ось X равна нулю):



$$F_{ин} + F_{тр} + F_{кам} = F_{вын}, \quad (1)$$

где $F_{ин}$ – сила инерции, $F_{тр}$ – сила трения, $F_{кам}$ – сила, действующая со стороны камеры под поршнем, обусловленная давлением в камере $P_{кам}$ и площадью поверхности головки поршня S_n , $F_{вын}$ – сила, действующая со стороны КШМ.

Для определения параметров газа над поршнем необходимо составить уравнения, описывающие движение клапанов всасывающей и нагнетательной магистралей. Обозначим параметры клапана всасывающей магистрали индексом 1, а нагнетательной – 2. Тогда силы, действующие на клапан всасывающей магистрали, определяются по формулам (2–4):

$$F_{ин.кл1} = m_{кл1} \frac{d^2 x_1}{dt^2}, \quad (2)$$

$$F_{тр.кл1} = \tau_{кл1} \frac{dx_1}{dt}, \quad (3)$$

где x_1 – координата клапана в момент времени t , $\tau_{кл1}$ – коэффициент демпфирования, зависит от конструкции клапана, вязкости и плотности газа, омывающего пластину. Например, для лепесткового клапана всасывающей магистрали компрессора с цилиндром диаметра $D=160$ мм величина $\tau=3,8$ Н·м/с, для нагнетательной – $\tau=4,2$ Н·м/с. Иногда упрощенно используют оценку коэффициента демпфирования

$$\tau = 2\beta_{экс} \sqrt{c_{пр} m_{пр}}, \quad (4)$$

где $c_{пр}$ – жесткость пружины, $m_{пр}$ – масса пружины, $\beta_{экс}$ – экспериментально определяемый параметр.

$$F_{пр.кл1} = c_{пр.кл1} x_1, \quad (5)$$

где $F_{пр.кл1}$ – прижимная сила, характеризующаяся свойствами материала из которого изготовлена пластина.

В итоге уравнение движения пластины клапана запишется:

$$m_{кл1} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \tau_{кл1} \frac{dx_1}{dt} + c_{пр.кл1} x_1 = S_{кл1} (P_{вс} - P_{кам}), \quad 0 \leq x_1 \leq X_{кл1}. \quad (6)$$

Величина $P_{кам}$ в камере будет уменьшаться за счет истечения газа через отверстие сброса на величину $P_{сбр}^{[1]}$. Запишем изменение давления в камере с использованием уравнения состояния идеального газа (уравнение Менделеева-Клапейрона).

При постоянных объеме и температуре изменение давления будет обусловлено массой газа, убывающего через отверстие за время dt или массовому расходу через щель.

$$\frac{dP_{сбр}^{[1]} V^{[1]}}{RTdt} = G_{исм}^{[1]}, \quad (7)$$



где $V^{[1]}$ – объем линии нагнетания, T – температура газа, R – универсальная газовая постоянная, $G_{ист}^{[1]}$ – расход газа через щель.

Тогда изменение давления за время dt составит:

$$\frac{dP_{сбп}^{[1]}}{dt} = G_{ист}^{[1]} \frac{RT}{V^{[1]}}. \quad (8)$$

Количество газа, проходящего через переменное сечение, определится:

$$G_{ист}^{[1]} = \rho S_{сеч}^{[1]}(x_1) v^{[1]}, \quad (9)$$

где $S_{сеч}^{[1]}(x_1)$ – переменная площадь сечения щели, определяемая по координате x_1 , $v^{[1]}$ – скорость газа.

В свою очередь, скорость газа определится разницей давлений, площадью сечения и его гидравлическим сопротивлением участка. Формула Вейсбаха в гидравлике определяет потери давления при развитом турбулентном течении жидкости и газа на гидравлических сопротивлениях:

$$\Delta P = \xi^{[1]} \frac{v^2}{2} \rho, \quad (10)$$

где $\xi^{[1]}$ – коэффициент гидравлического сопротивления переменного сечения. Отсюда скорость потока определяется по формуле:

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\xi \rho}}. \quad (11)$$

С учетом давлений в камерах для всасывающей магистрали:

$$v^{[1]} = \sqrt{\frac{2(P_{вс} - P_{кам})}{\xi^{[1]} \rho}}. \quad (12)$$

Таким образом, изменение давления за время dt запишется в следующем виде:

$$\frac{dP_{сбп}^{[1]}}{dt} = \rho S_{сеч}^{[1]}(x_1) \frac{RT}{V^{[1]}} \sqrt{\frac{2(P_{вс} - P_{кам})}{\xi^{[1]} \rho}}. \quad (13)$$

Поскольку при движении поршня соотношение между давлениями $P_{вс}$, $P_{кам}$ меняется, под корнем необходимо рассматривать модуль $|P_{вс} - P_{кам}|$, а изменение давления будет по знаку соответствовать знаку $P_{вс} - P_{кам}$. Таким образом:



$$\frac{dP_{сбр}^{[1]}}{dt} = \rho S_{сеч}^{[1]}(x_1) \frac{RT}{V^{[1]}} \sqrt{\frac{2|P_{вс} - P_{кам}|}{\xi^{[1]} \rho}} \text{sign}(P_{вс} - P_{кам}). \quad (14)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления $\xi^{[1]}$ – безразмерная величина, значение которого определяется из таблиц для заданных трубопроводов и условий движения, либо определяется экспериментально [4–7].

Предлагается для составления математической модели компрессора заменить самодействующий клапан на отверстие площадью Φ без потерь, как указано на рисунке 2 [4]. Это упрощение позволяет не рассматривать более сложную динамику движения пластины, обусловленную вычислительными трудностями.

Тогда считаем, что в определенный момент времени пластина клапана мгновенно переходит из закрытого положения в открытое и наоборот, что наглядно представлено на диаграммах, изображенных на рисунке 3.

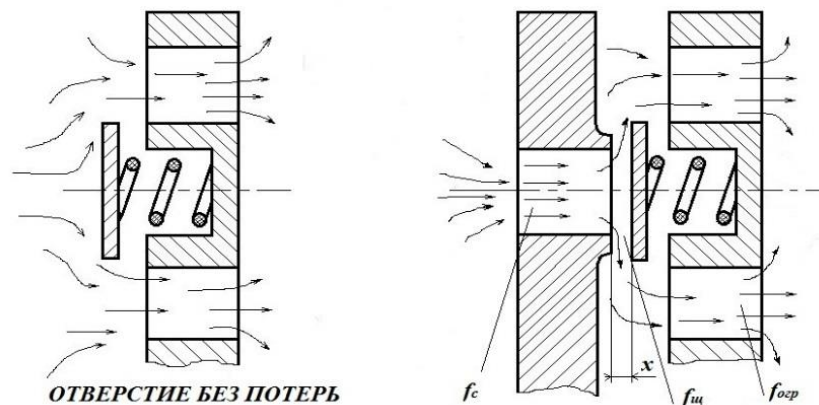


Рисунок 2 – Принятые допущения без потерь на трение и без теплообмена

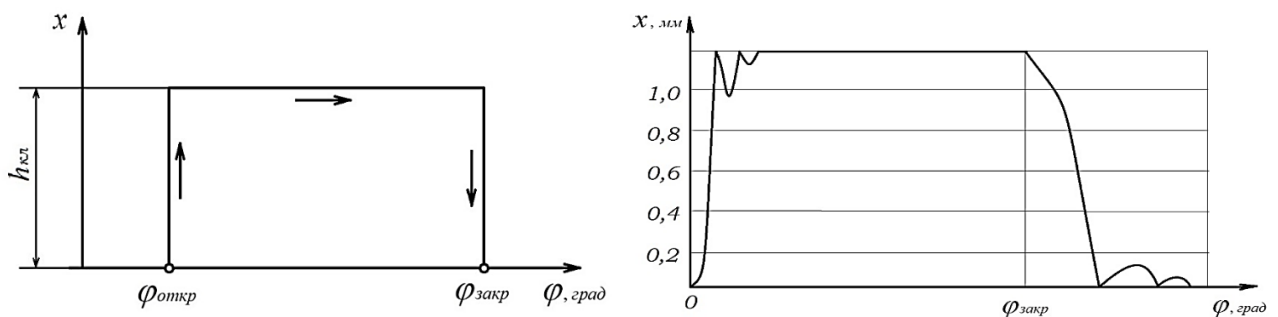


Рисунок 3 – Диаграмма движения клапана при мгновенном открытии и закрытии для расчета площади отверстия клапана и диаграмма движения клапана с отскоком

Тогда площадь сечения отверстия клапана определяется по формуле:

$$S_{сеч}^{[1]} = \frac{h_{кл1} \pi D_{кл1}^2}{4}, \quad (15)$$

где $h_{кл1}$ – степень открытия клапана, $D_{кл1}$ – диаметр клапана.

Разместив начала координат x_1 в момент полного закрытия можно записать, что:



$$S_{сеч}^{[1]} = \frac{x_1 \pi D_{кл1}^2}{4}. \quad (16)$$

Тогда уравнение имеет вид:

$$\frac{dP_{сбр}^{[1]}}{dt} = \rho \frac{x_1 \pi D_{кл1}^2}{4} \frac{RT}{V^{[1]}} \sqrt{\frac{2|P_{вс} - P_{кам}|}{\xi^{[1]} \rho}} \text{sign}(P_{вс} - P_{кам}),$$

$$P_{сбр}^{[1]}(0) = P_{сбр0}^{[1]}, \quad 0 \leq x_1 \leq X_{кл1}. \quad (17)$$

Уравнение для клапанов имеет следующий вид:

$$\frac{dP_{сбр}^{[2]}}{dt} = \rho \frac{x_2 \pi D_{кл2}^2}{4} \frac{RT}{V^{[2]}} \sqrt{\frac{2|P_{нагн} - P_{кам}|}{\xi^{[2]} \rho}} \text{sign}(P_{нагн} - P_{кам}),$$

$$P_{сбр}^{[2]}(0) = P_{сбр0}^{[2]}, \quad 0 \leq x_2 \leq X_{кл2}. \quad (18)$$

Система уравнений (19) описывает динамическое изменение давления газа в пространстве над поршнем с учетом движения пластин клапанов всасывающей и магистрали нагнетания:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_n \frac{d^2 x}{dt^2} + \mu_{mp} \cdot m_n \cdot g \cdot \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) + S_n (P_{кам} + P_{сбр}^{[1]} - P_{сбр}^{[2]}) = F_{вын}; \\ \frac{dP_{кам}}{dt} = \frac{P_{кам}}{(H_n - x)} \frac{dx}{dt}; \\ 0 \leq x < H_n; \\ m_{кл1} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \tau_{кл1} \frac{dx_1}{dt} + c_{пр.кл1} x_1 = S_{кл1} (P_{вс} - P_{кам}); \\ 0 \leq x_1 \leq X_{кл1}; \\ \frac{dP_{сбр}^{[1]}}{dt} = \rho \frac{x_1 \pi D_{кл1}^2}{4} \frac{RT}{V^{[1]}} \sqrt{\frac{2|P_{вс} - P_{кам}|}{\xi^{[1]} \rho}} \text{sign}(P_{вс} - P_{кам}); \\ m_{кл2} \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \tau_{кл2} \frac{dx_2}{dt} + c_{пр.кл2} x_2 = S_{кл2} (P_{нагн} - P_{кам}); \\ 0 \leq x_2 \leq X_{кл2}; \\ \frac{dP_{сбр}^{[2]}}{dt} = \rho \frac{x_2 \pi D_{кл2}^2}{4} \frac{RT}{V^{[2]}} \sqrt{\frac{2|P_{нагн} - P_{кам}|}{\xi^{[2]} \rho}} \text{sign}(P_{нагн} - P_{кам}); \\ x(0) = x_0, \quad \left. \frac{dx}{dt} \right|_{t=0} = x_{v0}, \quad x_1(0) = x_{01}, \quad \left. \frac{dx_1}{dt} \right|_{t=0} = x_{v01}, \quad x_2(0) = x_{02}, \quad \left. \frac{dx_2}{dt} \right|_{t=0} = x_{v02}; \\ P_{кам}(0) = P_{кам0}, \quad P_{сбр}^{[1]}(0) = P_{сбр0}^{[1]}, \quad P_{сбр}^{[2]}(0) = P_{сбр0}^{[2]}. \end{array} \right. \quad (19)$$

Рассмотрим основные дефекты компрессора связанные с клапанами:

1. Изменение жесткости пружины может приводить к несвоевременному прилеганию клапана к седлу, что приводит к потере производительности и к энергетическим потерям на



выполнение работы. Также данный дефект ведет к изменению упругих свойств пластины, что приводит к возникновению отскока пластины от седла и запаздывание полного закрытия клапана увеличивается, что может привести к деформации пластины, седла под действием остаточных напряжений.

2. Недооткрытие (недозакрытие) клапана приводит к неполному перекрытию трубопроводов всасывающей магистрали, камеры сжатия и нагнетающей магистрали и выталкиванию газов из канала нагнетания. То есть в последующую ступень сжатия компрессора поступает меньшее количество сжатого газа, что ведет к снижению производительности компрессора.

3. Засорение (изменение условий трения в паре пластина клапан-седло) ведет к изменению гидравлического сопротивления проходящим потокам, в итоге к увеличению потери энергии на проталкивание газа.

4. Пропуск газа.

5. Запаздывание закрытия клапана – один из наиболее частых дефектов, встречающихся во время эксплуатации компрессоров. Причина – ослабление жесткости возвратной пружины.

В таблице 1 приведены параметры, характеризующие работу клапанов, изменение которых ведет к моделированию появления, развития дефектов и влияния этого дефекта на функционирование компрессора [8].

Таблица 1 – Математические модели основных неисправностей компрессора

№ п/п	Дефект клапана	Математическая формализация
1	Снижение жесткости пружины клапана	$c_{np.кл1}(t) = v_{c1} \cdot t + c_{np.кл1}^0$, $c_{np.кл2}(t) = v_{c2} \cdot t + c_{np.кл2}^0$, где v_{c1}, v_{c2} – скорости развития дефекта
2	Недооткрытие (недозакрытие) клапана	$0 \leq x_1 \leq v_{X_{кл1}} t + X_{кл1}^0, 0 \leq x_2 \leq v_{X_{кл2}} t + X_{кл2}^0$, $v_{X_{кл1}} t \leq x_1 \leq X_{кл1}, v_{X_{кл2}} t \leq x_2 \leq X_{кл2}$, где $v_{X_{кл1}}, v_{X_{кл2}}$ – скорости развития дефекта
3	Засорение клапана	$\tau_{кл1}(t) = v_{\tau_{кл1}} t + \tau_{кл1}^0, \tau_{кл2}(t) = v_{\tau_{кл2}} t + \tau_{кл2}^0$
4	Увеличение/уменьшение массы пластины	$m_{кл1}(t) = v_{m_{кл1}} t + m_{кл1}^0, m_{кл2}(t) = v_{m_{кл2}} t + m_{кл2}^0$
5	«Залипание» пластины клапана	$\tau_{зан.кл1}(t) = v_{\tau_{зан.кл1}} t + \tau_{зан.кл1}^0$, $\tau_{зан.кл2}(t) = v_{\tau_{зан.кл2}} t + \tau_{зан.кл2}^0$

Имеется большое количество работ [9–11], показывающих принципы моделирования нелинейных динамических систем путем составления математической модели на экране и перетаскивания блоков диаграмм на экране и манипуляцией с ними.

Математическую модель реализуем, используя стандартные блоки, применяемые в Simulink™ [12].

Входными параметрами для решения являются следующие:

1) Генерируется первоначальный синусоидальный сигнал, характеризующий изменение давления в пространстве над поршнем компрессора только под действием вынуждающей силы $F_{вын}$ с амплитудой, описываемой формулой:

$$O(t) = Amp * Sin(Freq * t + Phase) + Bias, \quad (20)$$

где Amp – амплитуда давления, максимальное значение которой ограничивается степенью сжатия I -ступени компрессора, $Freq$ – частота изменения давления, соответствующая частоте



вращения вала КШМ (1500 об/мин или 25 Гц). Блок, генерирующий данный сигнал в Simulink™ изображен на рисунке 4;

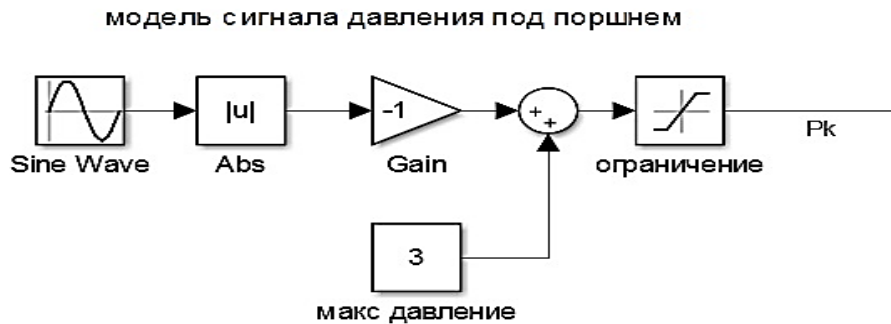


Рисунок 4 – Внутренняя структура блока, задающего изменение давления газа над поршнем за счет его движения

2) Давление в линии нагнетания для I ступени компрессора АВШ-2,3/400 ограничивается значением давления реального компрессора 2,8 кгс/см²;

3) Движение клапана всасывающей магистрали описывается блоком (рисунок 5).

Выходным параметром модели компрессора с учетом только линии нагнетания является динамическое значение давления над поршнем, составленное как сумма давлений, генерируемых блоками, которые изображены на рисунках 4 и 5.

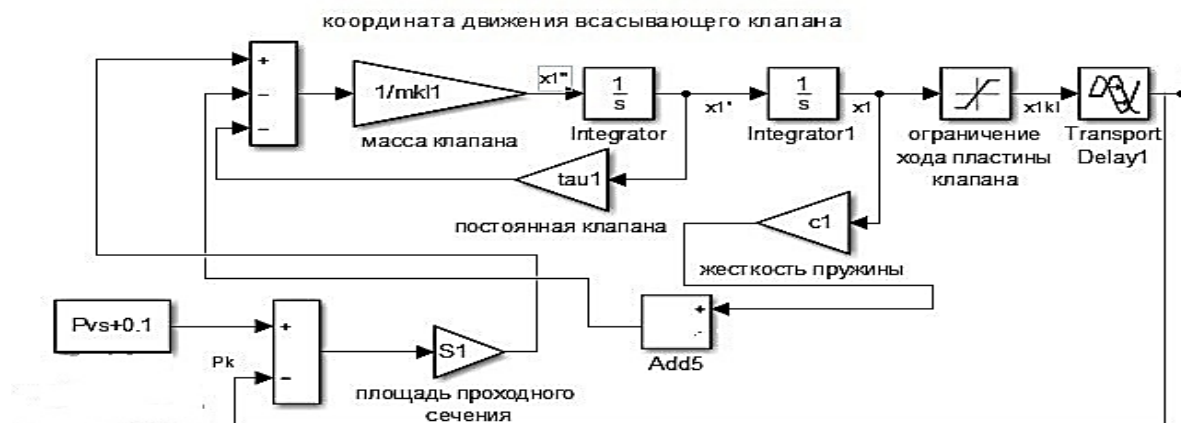


Рисунок 5 – Внутренняя структура блока, описывающего динамику движения пластины клапана всасывающей магистрали

Составление математической модели работы компрессора с учетом магистрали нагнетания. Рассматриваемая механическая система – поршень I ступени сжатия компрессора, цилиндр, клапаны всасывающей и нагнетательной магистралей. Блок, моделирующий движение клапана нагнетательной магистрали составляется по принципу, аналогичному рассмотренному во всасывающей магистрали. Составляется математическая модель функционирования компрессора, с учетом работы клапанов магистралей всасывания и нагнетания. Блок, моделирующий ее, представлен на рисунке 6. Однако такой блок нельзя считать адекватным реальному компрессору, описанному уравнением (19).

При разработке необходимо было отметить, что с учетом инерционности клапанов существуют моменты в цикле хода поршня, когда оба клапана находятся в открытом состоянии. С учетом такого характера функционирования клапанов необходимо ввести в модель дополнительные блоки, задающие это свойство системы.

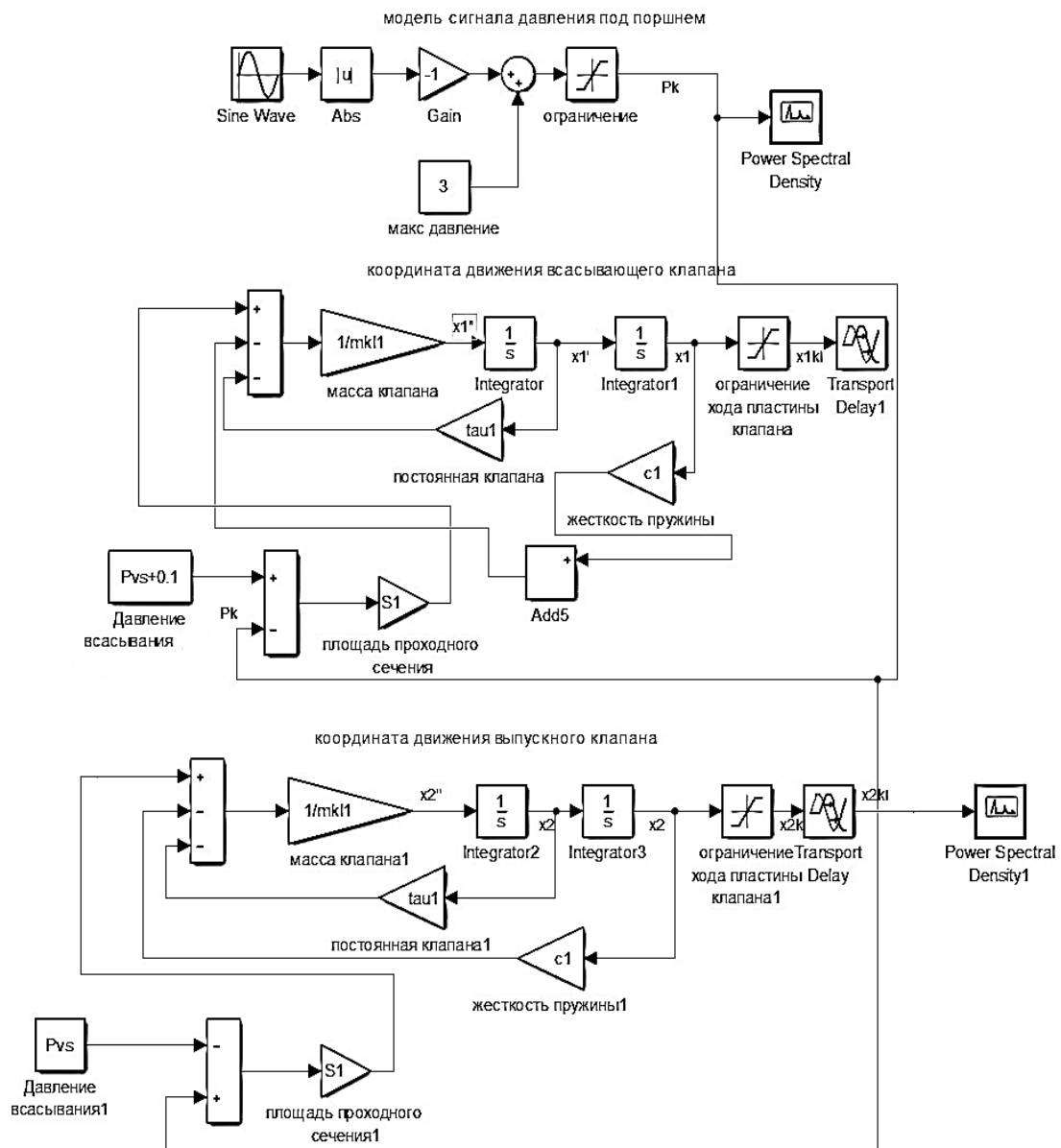


Рисунок 6 – Внутренняя структура блока, описывающего динамику изменения давления в камере сжатия с учетом движения пластин клапанов всасывающей и нагнетательной магистралей

На рисунке 7 представлен график положения клапанов при функционировании компрессора (при исправном техническом состоянии).

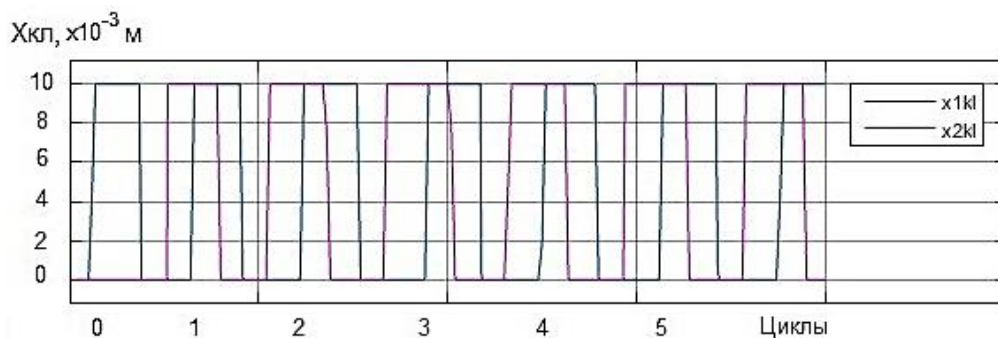


Рисунок 7 – График положения пластин клапанов при функционировании компрессора



На рисунке 8 представлена круговая диаграмма, поясняющая положение клапанов за один оборот коленчатого вала.

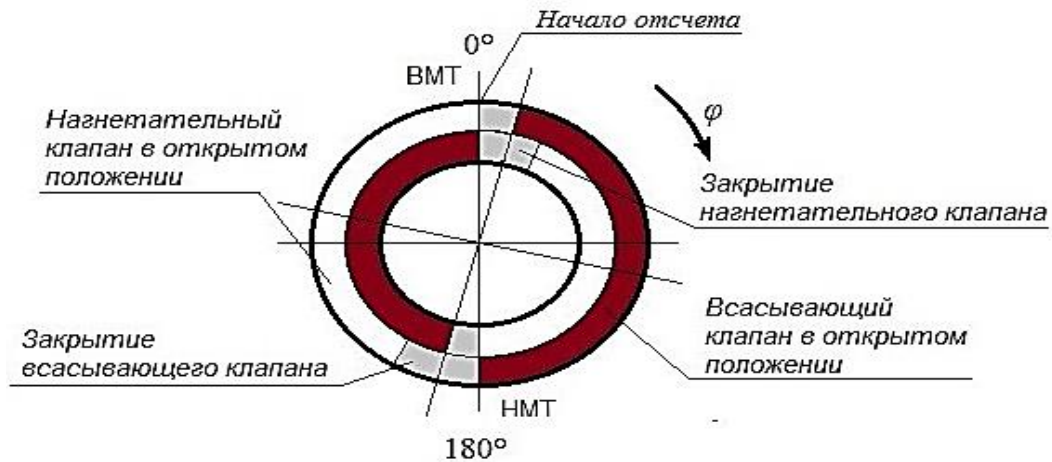


Рисунок 8 – Круговая диаграмма положения пластин клапанов при функционировании компрессора

Окончательный вариант блока, реализующего математическую модель функционирования компрессора с учетом возможности изменения параметров, характеризующих техническое состояние клапанов, представлен на рисунке 9.

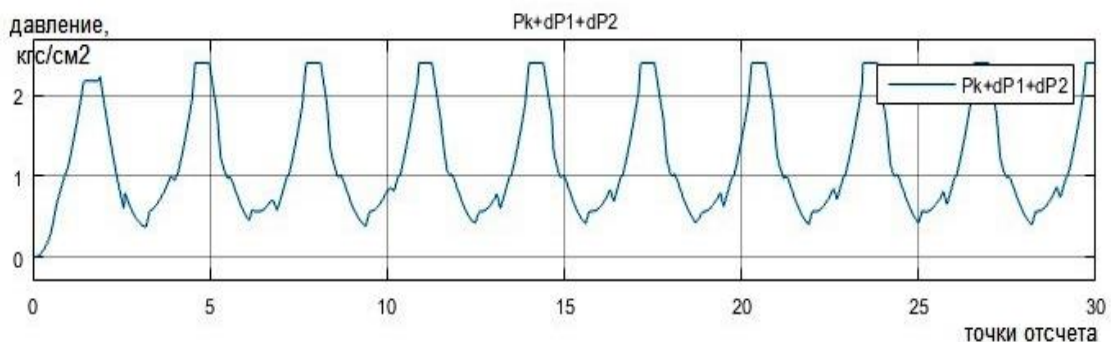


Рисунок 9 – Результат численного моделирования процесса работы компрессора с технически исправными клапанами

Особенностью блока, представленного на рисунке 9, является то, что помимо динамики изменения давления в камере сжатия над поршнем он рассчитывает первую и вторую производные этого процесса. Таким образом, используя разработанную модель функционирования компрессора, становится возможным не только найти решение дифференциальных уравнений $(P_{кам} + P_{сбр}^{[1]} + P_{сбр}^{[2]})(t)$, но и скорости изменения давления

$$\frac{d(P_{кам} + P_{сбр}^{[1]} + P_{сбр}^{[2]})}{dt} \text{ и его ускорения } \frac{d^2(P_{кам} + P_{сбр}^{[1]} + P_{сбр}^{[2]})}{dt^2}.$$

Выводы. Составленная система уравнений (19) позволяет определять динамическое изменение давления над поршнем в цилиндре. При ее реализации для решения в среде MatlabSimulink были внесены переменные, характеризующие техническое состояние клапанов всасывающей и нагнетательной магистралей. Варьирование значениями этих переменных позволит задавать степень развития того или иного возникшего дефекта компрессора, что позволит изучать изменение динамики давления в камере сжатия, т.е. изменение вибросигнала, возникающего при работе компрессора ГДС военного назначения.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Розенберг Г.Ш., Мадорский Е.З., Голуб Е.С. Вибродиагностика. СПб.: ПЭИПК, 2003. 284 с.
2. Михайлов И.Г., Соловьев В.А., Сырников Ю.П. Основы молекулярной акустики. М.: Наука, 1964. 516 с.
3. Simulink. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://matlab.ru/products/simulink>. (дата обращения 02.03.2020).
4. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. М: КолосС, 2006. 456 с.
5. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. М.: Колосс, 2008. 711 с.
6. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
7. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкостей и газа: Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 184 с.
8. Кондратьев Т.Ф., Исаков В.П. Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, 1983. 158 с.
9. Иглин С.П. Математические расчеты на базе Matlab. Изд.: BHV – Санкт-Петербург, 2005. 640 с.
10. Курбатова Е.А. MATLAB 7. Самоучитель. Изд.: Вильямс, 2005. 256 с.
11. Анохин В.В., Ланнэ А.А. MATLAB для DSP. Цикл статей 2001. 234 с.
12. Мещеряков В.В. Задачи по математике с Matlab & Simulink. М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2007. 528 с.

REFERENCES

1. Rozenberg G.Sh., Madorskij E.Z., Golub E.S. Vibrodiagnostika. SPb.: P'EIPIK, 2003. 284 p.
2. Mihajlov I.G., Solov'ev V.A., Syrnikov Yu.P. Osnovy molekulyarnoj akustiki. M.: Nauka, 1964. 516 p.
3. Simulink. [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: <http://matlab.ru/products/simulink>. (data obrascheniya 02.03.2020).
4. Plastinin P.I. Porshnevye kompressory. T. 1. Teoriya i raschet. M: KolosS, 2006. 456 p.
5. Plastinin P.I. Porshnevye kompressory. T. 2. Osnovy proektirovaniya. Konstrukcii. M.: Koloss, 2008. 711 p.
6. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. i dr. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: uchebnik dlya mashinostroitel'nyh vuzov / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov i dr. M.: Mashinostroenie, 1982. 423 p.
7. Van-Dajk M. Al'bom techenij zhidkostej i gaza: Per. s angl. M.: Mir, 1986. 184 p.
8. Kondrat'ev T.F., Isakov V.P. Klapany porshnevyh kompressorov. L.: Mashinostroenie, 1983. 158 p.
9. Iglin S.P. Matematicheskie raschety na baze Matlab. Izd.: BHV - Sankt-Peterburg, 2005. 640 p.
10. Kurbatova E.A. MATLAB 7. Samouchitel'. Izd.: Vil'yams, 2005. 256 p.
11. Anohin V.V., Lann'e A.A. MATLAB dlya DSP. Cikel statej 2001. 234 p.
12. Mescheryakov V.V. Zadachi po matematike s Matlab & Simulink. M.: DIALOG-MIFI, 2007. 528 p.

© Иванов А.В., Хвостов А.А., Пономарев С.В., Овчинников А.И., 2020

Иванов Алексей Владимирович, кандидат технических наук, доцент, начальник управления научно-исследовательского центра (проблем применения, обеспечения и управления авиацией Военно-воздушных сил),



Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А.

Хвостов Анатолий Анатольевич, доктор технических наук, профессор, старший научный сотрудник научно-исследовательского центра (проблем применения, обеспечения и управления авиацией Военно-воздушных сил), Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А.

Пономарев Сергей Васильевич, начальник учебно-тренировочного комплекса, факультета авиационного оборудования, Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А.

Овчинников Алексей Иванович, кандидат технических наук, преподаватель кафедры эксплуатации и ремонта средств аэродромно-технического обеспечения полетов, Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А.