

УДК 621.515

Математическое моделирование помпажа в системе компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания

А.Д. Ваняшов

Омский государственный технический университет

Mathematical simulation of surge in the system of compressor-network with positioning the network elements in the compressor discharge side

A.D. Vanyashov

Omsk State Technical University

Разработана математическая модель системы центробежный компрессор — сеть с характерными элементами (трубопроводом, емкостью и регулирующим дроссельным клапаном), расположенными на линии нагнетания. Математическая модель, построенная на основе инерционных и емкостных характеристик элементов сети, позволяет в динамическом режиме выполнять расчеты работы системы, включая режимы динамической неустойчивости. С помощью программы расчета, составленной на базе уравнений математической модели, проведен анализ режимов динамической неустойчивости системы, т. е. помпажных колебаний. Установлено влияние размеров элементов сети на характер помпажных колебаний, определяемый амплитудой, периодом колебаний давления газа и его расхода через элементы сети.

EDN: VYZMQR, <https://elibrary/vyzmqr>**Ключевые слова:** динамическая неустойчивость, помпажные колебания, центробежный компрессор, система компрессор — сеть

The paper presents the developed mathematical model of a system that includes the centrifugal compressor and the network with position of its characteristic elements (pipeline, tanks and control valve) in the compressor discharge line. The mathematical model is built based on the network elements inertial and capacitive characteristics and makes it possible to compute the system operation in the dynamic mode, including the dynamic instability mode. Computation program compiled based on the mathematical model equations allowed analyzing the system dynamic instability modes, i.e. the surge oscillations. Influence of the network element sizes on the nature of surge oscillations, amplitude, period of pressure oscillations and gas flow through the network elements was established.

EDN: VYZMQR, <https://elibrary/vyzmqr>**Keywords:** dynamic instability, surge oscillations, centrifugal compressor, compressor-network system

Помпаж как явление потери устойчивости в системах с центробежным компрессором (далее компрессор) сравнительно мало изучен. Единственным фундаментальным трудом по этой

теме является работа [1]. Это вызвано не потерей актуальности данной проблемы, а трудностями экспериментальных исследований процессов помпажных колебаний (ПК), послед-

ствиями которых могут быть повреждения или разрушения элементов компрессора.

Теоретические исследования помпажа также затруднены сложностью реализации динамических моделей программными средствами и проблемами их верификации. В частности, динамические модели систем с компрессором реализованы в программе Aspen HYSYS [2–6]. Следует отметить, что процесс помпажа в них не моделировался, но существует возможность оценить надежность системы при пуске, останове и регулировании.

Как в программе Aspen HYSYS, так и в других системах автоматического управления, контроль за границей помпажа осуществляется по формально представленной поставщиком (разработчиком) компрессора линией границы помпажа, определяемой, как правило, в ходе экспериментальных исследований на стенде практически без внешней системы, состоящей из трубопроводов (ТП), оборудования и т. д. [7–9].

В связи с этим важно достоверно определить фактическую границу возникновения ПК [10], что позволит расширить диапазон рабочих режимов компрессора по производительности путем смещения рабочей зоны левее предполагаемой границы помпажа или предотвратить его последствия при фактическом смещении границы правее в сторону большей производительности.

Изучение газодинамических явлений в системах с компрессорами методами математического моделирования способствует получению знаний о диапазонах изменения амплитуд, частот ПК давления газа и его расхода в процессе помпажа. Эти знания в совокупности с данными о частотах собственных колебаний системы, включающей в себя компрессор, трубопроводную обвязку и оборудование, позволят прогнозировать вероятность наступления резонанса с аварийными последствиями.

В переходных процессах пуска и останова, особенно в компрессорных установках, где от-

сутствует байпасный (антипомпажный) контур, возможны кратковременные пульсации газового потока с возбуждением вибрации компрессора и трубопроводной обвязки до наступления устойчивого режима. По амплитуде, частоте и продолжительности ПК можно оценить степень их воздействия на элемент компрессора (подшипники, уплотнения) и надежность пуска.

Цель статьи — разработка математической модели системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания и теоретическое исследование влияния параметров элементов сети на характер ПК, определяемый амплитудой и периодом изменения давления и расхода газа.

Объект исследования. Объектом исследования являлась газодинамическая система, состоящая из компрессора и сети с элементами, расположенными на линии нагнетания. В качестве элементов сети использованы характерные объекты газодинамических систем, которые обладают емкостными и инерционными свойствами — ТП и емкость, — и рассеивают энергию — регулирующий дроссельный клапан (далее ДК).

Расчетная газодинамическая схема системы компрессор — сеть с элементами, расположенными на линии нагнетания, приведена на рис. 1. Здесь введены следующие обозначения: $p_{атм}$ — атмосферное давление, Па; G_k и G_3 — массовый расход газа на входе в компрессор и на выходе из него, кг/с; G_1 , G_2 , p_1 , p_2 , T_1 , T_2 — массовые расходы, давления, температуры газа на входе в емкость и на выходе из нее, Па, К, кг/с, соответственно; V_c , M_c , p_c и T_c — объем, масса, давление и температура газа в емкости соответственно; R_1 , R_2 и R_3 — местное гидравлическое сопротивление на входе в емкость, на выходе из нее и ДК соответственно, $(м \cdot с)^{-1}$; L_1 — инерционность входного ТП, $м^{-1}$; R_{L1} — гидравлическое сопротивление

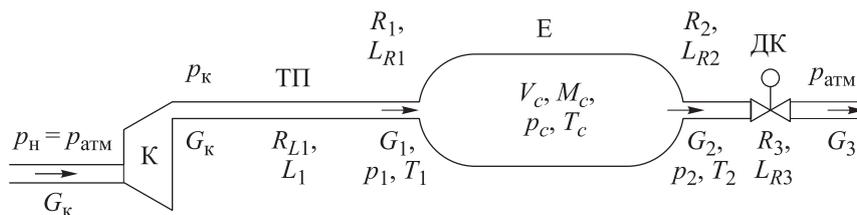


Рис. 1. Газодинамическая расчетная схема системы компрессор — сеть с элементами, расположенными на линии нагнетания:
К — компрессор; Е — емкость

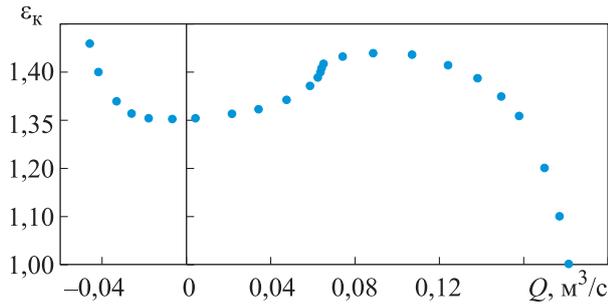


Рис. 2. Экспериментальная зависимость отношения давлений газа ε_k от его объемного расхода Q

ТП, $(\text{м}\cdot\text{с})^{-1}$; L_{R1} , L_{R2} и L_{R3} — инерционность емкости на входе, выходе и ДК соответственно, м^{-1} .

Проточная часть компрессора состоит из полукрытого осерадиального рабочего колеса диаметром 110 мм, лопаточного диффузора и улитки круглого сечения. Компрессор имеет привод от двигателя постоянного тока через повышающий редуктор с передаточным отношением 14,25 и максимальной частотой вращения $50\,000\ \text{мин}^{-1}$ (при условном числе Маха $M_u = 0,64$).

Экспериментальная газодинамическая характеристика компрессора в виде зависимости отношения давлений газа ε_k от его объемного расхода Q (при начальных давлении $p_n = 101\ \text{кПа}$ и температуре газа $T_n = 293\ \text{К}$) показана на рис. 2 [11, 12].

Основные уравнения динамической математической модели. В работах [13, 14] приведены основные уравнения математической модели динамических процессов, происходящих в системе компрессор — сеть. В публикациях [15, 16] выявлено запаздывание реакции компрессора на изменение параметров газа на входе.

Будем считать, что изменение давления газа в такой системе вызывают три фактора: потери давления на местных сопротивлениях Δp_{mi}^* (ДК, вход и выход емкости), потери на трение по длине ТП l Δp_{li}^* , изменение давления газа вследствие изменения его массы в емкости и ТП. Здесь i — номер элемента системы.

В математической модели указанные составляющие, влияющие на изменение давления газа, представим в удельных величинах, отнеся их к массовому расходу газа G .

Относительные потери давления газа на местном сопротивлении

$$R_i = \frac{\Delta p_{mi}^*}{G} = \zeta_i \frac{\rho w_{yzi}^2}{2G} = \zeta_i \frac{G}{2\rho f_{yzi}^2},$$

$$(\text{Па}\cdot\text{с})/\text{кг} = 1/(\text{м}\cdot\text{с}),$$

где ζ_i — коэффициент местного сопротивления; ρ — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; w_{yzi} — скорость потока в узком сечении системы, $\text{м}/\text{с}$; f_{yzi} — площадь узкого сечения потока, м^2 .

Относительные потери давления газа на трение по длине ТП l

$$R_{li} = \frac{\Delta p_{li}^*}{G} = \lambda \frac{l}{d_{vni}} \frac{G}{2\rho f_{tpi}^2}, \quad (\text{Па}\cdot\text{с})/\text{кг} = 1/(\text{м}\cdot\text{с}),$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; d_{vni} — внутренний диаметр ТП, м ; f_{tpi} — площадь ТП, м^2 .

Величина изменения давления газа, вызванного изменением его массы, определяется следующими выражениями:

- на бесконечно малом участке dx

$$\frac{\partial p_G}{\partial x} dx = \frac{dx}{f_{tpi}} \frac{\partial G}{\partial \tau};$$

- на элементе ТП длиной l_i

$$\partial p_{Gi} = \frac{l_i}{f_{tpi}} \frac{\partial G_i}{\partial \tau} = L_i \frac{\partial G_i}{\partial \tau},$$

где τ — время; L_i — инерционность i -го элемента гидравлической системы, $L_i = l_i/f_{tpi}$, $1/\text{м}$.

Учитывая сопротивление сети на линии нагнетания компрессора и пренебрегая инерционностью на входе L_{R1} и выходе L_{R2} емкости, получаем требуемое давление нагнетания компрессора

$$p_k - R_{L1}G_1 - L_1 \frac{\partial G_1}{\partial \tau} - R_1G_1 - R_2G_2 - R_3G_3 - L_{R3} \frac{\partial G_3}{\partial \tau} = p_{\text{атм}} = p_n.$$

Текущая объемная производительность компрессора

$$Q_n = \frac{\partial G_1}{\partial \tau} d\tau R T_n / p_n, \quad \text{м}^3/\text{с},$$

где R — газовая постоянная, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

Дифференцируя уравнение адиабатного процесса $p_c/\rho_c^k = \text{const}$, определяем величину изменения давления газа в емкости [1, 13]

$$\frac{\partial p_c}{\partial \tau} = c_p T_c \frac{(k-1)}{V_c} (G_1 - G_2)$$

или

$$G_1 - G_2 = V_c \frac{\partial \rho_c}{\partial \tau} = \frac{V_c}{RT_c k} \frac{\partial p_c}{\partial \tau},$$

где ρ_c — плотность газа в емкости, кг/м³; k — показатель изоэнтропы.

Температура T_c и плотность ρ_c газа в емкости

$$T_c = \frac{p_c}{\rho_c R}, \text{ К; } \rho_c = \frac{M_c \pm (G_1 - G_2) d\tau}{V_c}, \text{ кг/м}^3.$$

Массовый расход газа через ДК

$$G_3 = \mu f_{\text{кл}} \varepsilon \sqrt{2(p_c - p_{\text{атм}}) \rho_c},$$

где μ — коэффициент расхода, задаваемый в виде функции от отношения $f_{\text{кл}}/f_{\text{кл max}}$ ($f_{\text{кл}}$ — текущая площадь проходного сечения ДК, м²; $f_{\text{кл max}}$ — площадь сечения ДК при его полном открытии, м²); ε — коэффициент, учитывающий расширение потока газа при прохождении через проходное сечение ДК.

Математическая модель системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания реализована в системе визуального моделирования WisSim. Система дифференциальных уравнений решена методом Рунге — Кутты четвертого порядка [14].

Результаты математического моделирования. Математическая модель верифицирована сравнением с результатами экспериментальных исследований в зоне динамической неустойчивости, выполненных Г.Г. Кустиковым [11–13].

Расчеты проведены с варьированием значений объема емкости, длины ТП и степени открытия ДК. Неизменными оставались внутренний диаметр ТП $d = 50$ мм и условия на входе в компрессор.

Результаты моделирования устойчивого режима работы системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания при объеме емкости $V_c = 0,2$ м³, длине ТП $L_{\text{тр}} = 2,2$ м и степени открытия ДК $f_{\text{кл}}/f_{\text{кл max}} = 56\%$ приведены на рис. 3.

Результаты моделирования неустойчивого режима работы системы с сетью, имеющей такие же параметры, как и в предыдущем случае, но с меньшей степенью открытия ДК ($f_{\text{кл}}/f_{\text{кл max}} = 40\%$) показаны на рис. 4.

Результаты моделирования режимов работы системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания при длине ТП $L_{\text{тр}} = 2,2$ м, степени открытия ДК $f_{\text{кл}}/f_{\text{кл max}} = 50\%$ и различных значениях объ-

ема емкости ($V_c = 0,0020, 0,0023$ и $0,0060$ м³) приведены на рис. 5–7. Видно, что при небольших объемах емкости процесс выхода на режим является динамически устойчивым, возникающие в системе ПК, затухают, рабочая точка расположена в центре устойчивого фокуса, но с увеличением объема емкости продолжительность неустойчивых колебаний до наступления равновесия в системе повышается.

Дальнейшее возрастание объема емкости приводит к тому, что устойчивый фокус не образуется, и система входит в помпаж, растет амплитуда ПК давления газа в емкости, а также период ПК (частота ПК снижается).

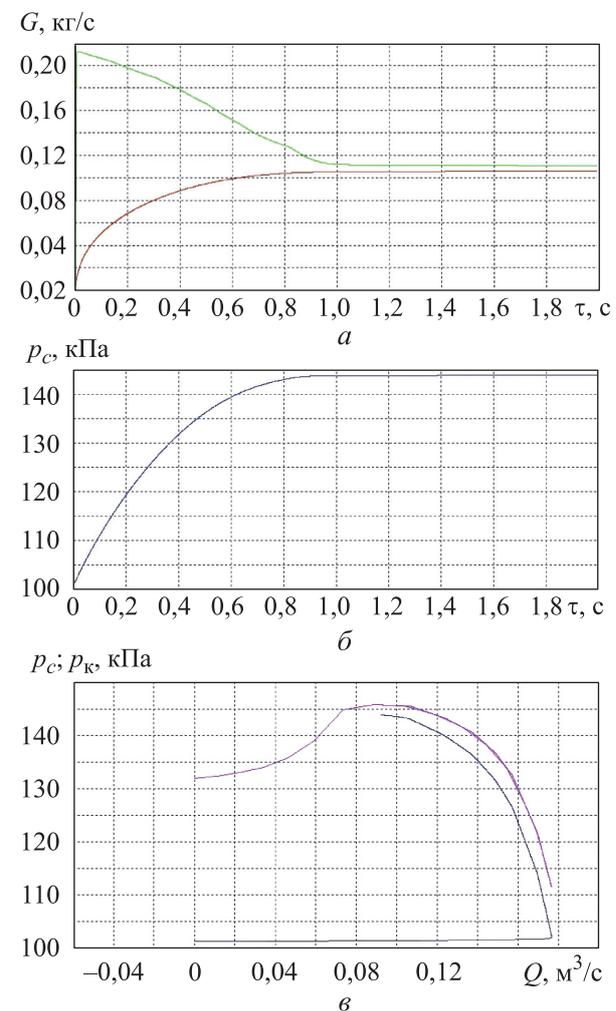


Рис. 3. Результаты моделирования динамически устойчивого режима работы системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания при объеме емкости $V_c = 0,2$ м³, длине ТП $L_{\text{тр}} = 2,2$ м и степени открытия ДК $f_{\text{кл}}/f_{\text{кл max}} = 56\%$: а — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и в ТП (—) от времени τ ; б — зависимость давления газа в емкости p_c от времени τ ; в — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на выходе из компрессора p_k (—) от объемного расхода газа Q

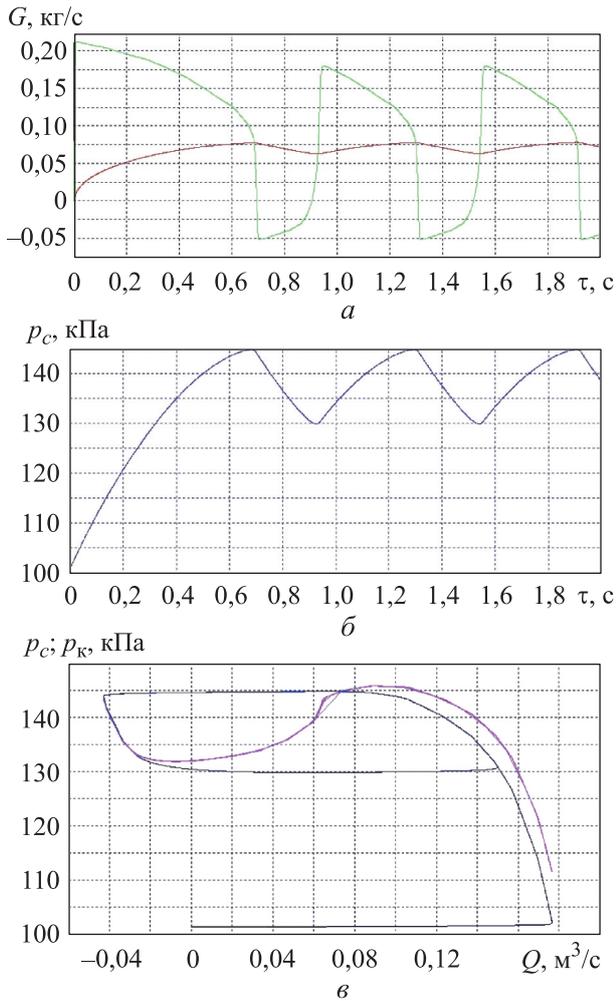


Рис. 4. Результаты моделирования динамически неустойчивого режима работы системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания при объеме емкости $V_c = 0,2 \text{ м}^3$, длине ТП $L_{\text{ТП}} = 2,2 \text{ м}$ и степени открытия ДК $f_{\text{кл}}/f_{\text{кл max}} = 40 \%$:
 а — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и в ТП (—) от времени τ ;
 б — зависимость давления газа в емкости p_c от времени τ ;
 в — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на выходе из компрессора p_k (—) от объемного расхода газа Q

С помощью разработанной математической модели и программы расчета выполнен параметрический анализ рассматриваемой системы в процессе ПК при таких же параметрах, как и для системы с элементами сети, расположенными на линии всасывания. Степень открытия клапана принята постоянной и равной 50 %, длину ТП и объем емкости изменяли в диапазонах $L_{\text{ТП}} = 0,1 \dots 20,0 \text{ м}$ и $V_c = 0,01 \dots 2,00 \text{ м}^3$.

Результаты параметрического анализа в виде зависимостей периода τ_c и амплитуды ПК давления газа в емкости Δp_c от длины ТП $L_{\text{ТП}}$ при степени открытия ДК $f_{\text{кл}}/f_{\text{кл max}} = 50 \%$ и раз-

личных значениях объема емкости приведены на рис. 8. Для системы с сетью, расположенной на линии нагнетания, наблюдается переход от неустойчивого режима к устойчивому при длине ТП более 5...10 м в зависимости от объема емкости.

Период ПК также имеет тенденцию к возрастанию с увеличением длины ТП и объема емкости. При небольшом объеме емкости $V_c = 0,01 \dots 0,03 \text{ м}^3$ с увеличением длины ТП

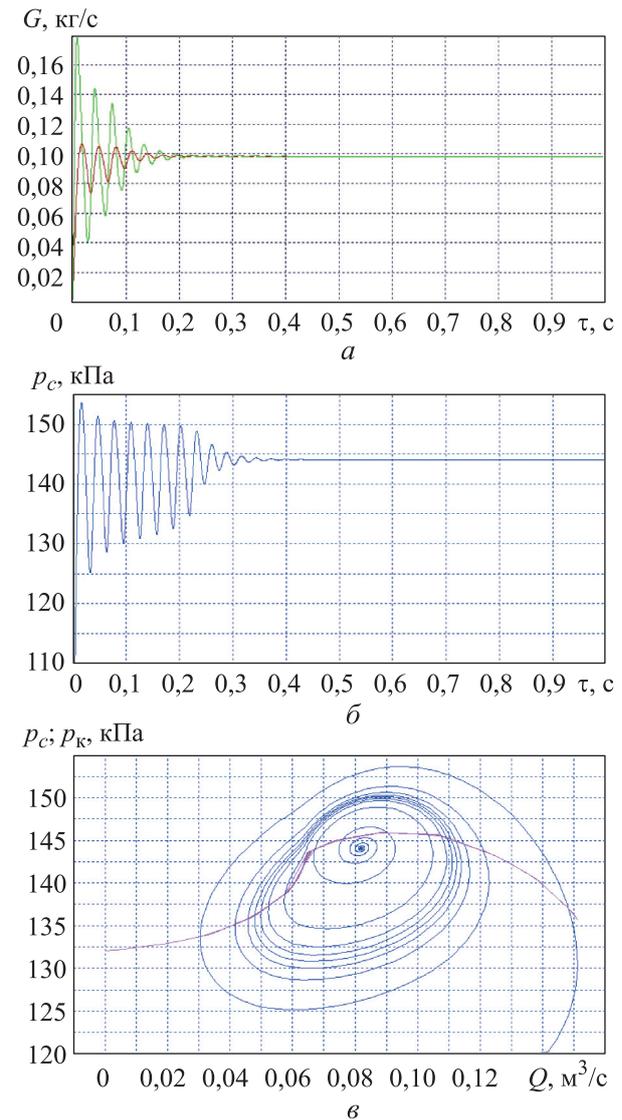


Рис. 5. Результаты моделирования работы системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания при длине ТП $L_{\text{ТП}} = 2,2 \text{ м}$, степени открытия ДК $f_{\text{кл}}/f_{\text{кл max}} = 50 \%$ и объеме емкости $V_c = 0,0020 \text{ м}^3$:
 а — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и в ТП (—) от времени τ ;
 б — зависимость давления газа в емкости p_c от времени τ ;
 в — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на выходе из компрессора p_k (—) от объемного расхода газа

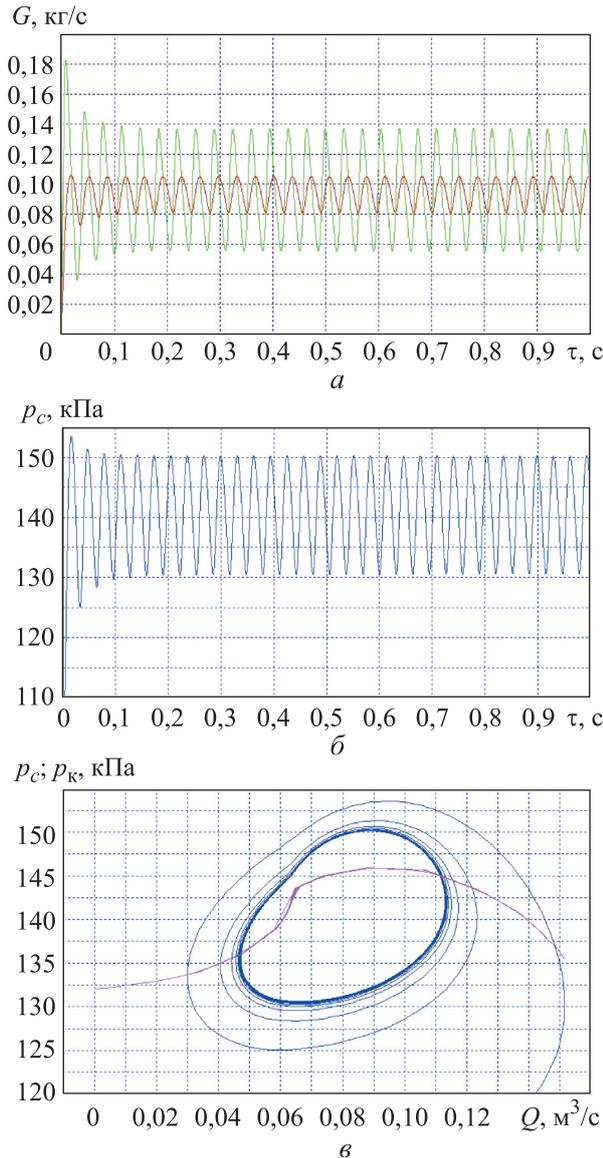


Рис. 6. Результаты моделирования работы системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания при длине ТП $L_{тр} = 2,2$ м, степени открытия ДК $f_{кл}/f_{кл\ max} = 50\%$ и объеме емкости $V_c = 0,0023$ м³:
 а — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и в ТП (—) от времени τ ;
 б — зависимость давления газа в емкости p_c от времени τ ;
 в — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на выходе из компрессора p_k (—) от объемного расхода газа

амплитуда ПК давления газа сначала интенсивно растет, а затем интенсивно падает до наступления затухания ПК. При объеме емкости $V_c = 0,2...0,6$ м³ наблюдается некоторый рост амплитуды ПК давления примерно до $L_{тр} = 1...2$ м, а далее плавное снижение. Для большого объеме емкости $V_c = 1,0...2,0$ м³ характерно постоянное снижение амплитуды ПК до момента наступления устойчивого состояния.

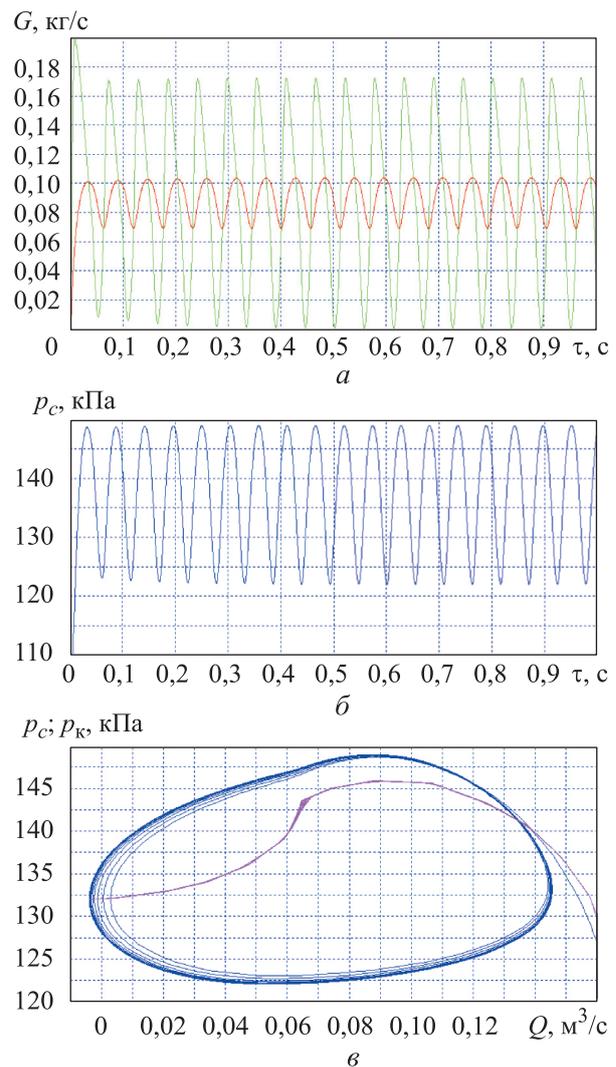


Рис. 7. Результаты моделирования работы системы компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания при длине ТП $L_{тр} = 2,2$ м, степени открытия ДК $f_{кл}/f_{кл\ max} = 50\%$ и объеме емкости $V_c = 0,0060$ м³:
 а — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и в ТП (—) от времени τ ;
 б — зависимость давления газа в емкости p_c от времени τ ;
 в — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на выходе из компрессора p_k (—) от объемного расхода газа

Также проведено исследование по определению соотношения емкостных (объема емкости) и инерционных свойств сети (длины нагнетательного ТП от компрессора до емкости), при которых происходит переход от неустойчивого режима работы системы (помпажа) к устойчивому.

Для этого крайние правые точки на рис. 8 а и б обобщены в виде зависимости предельной длины ТП $L_{тр.пр}$ от объема емкости V_c , приведенной на рис. 9, а. Видно, что в области I при

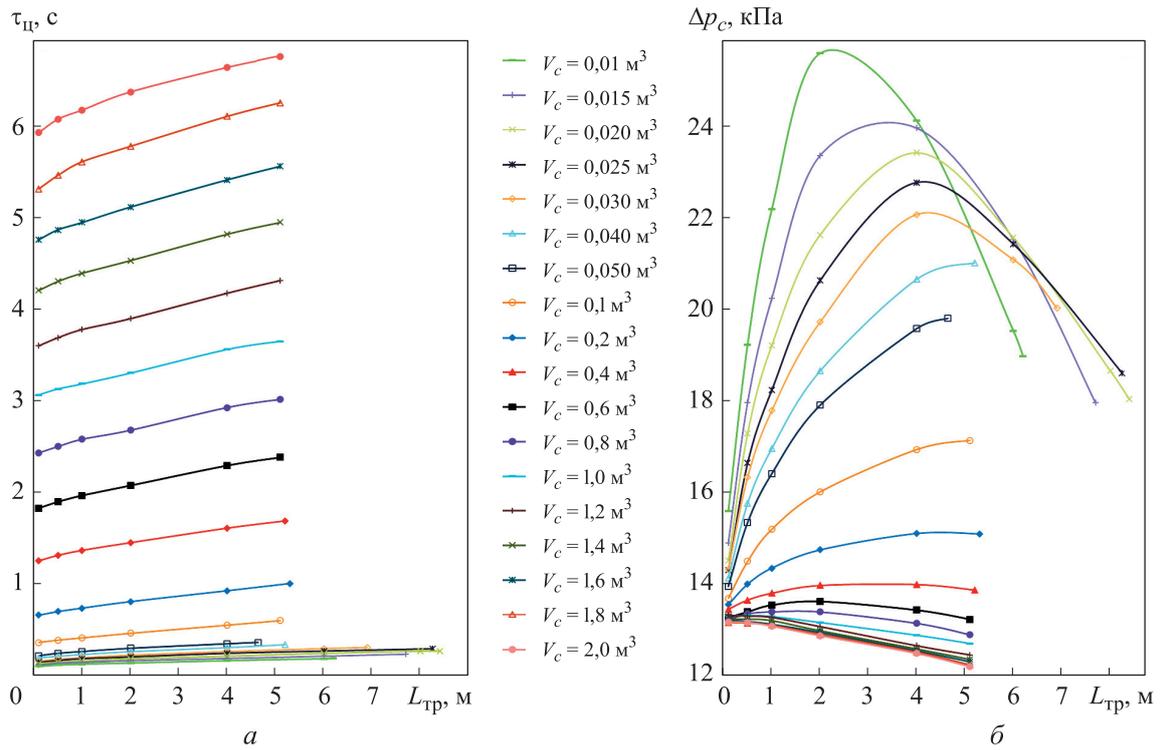


Рис. 8. Зависимости периода $\tau_{ц}$ (а) и амплитуды ПК давления газа в емкости Δp_c (б) от длины ТП $L_{тр}$ при различных значениях объема емкости V_c

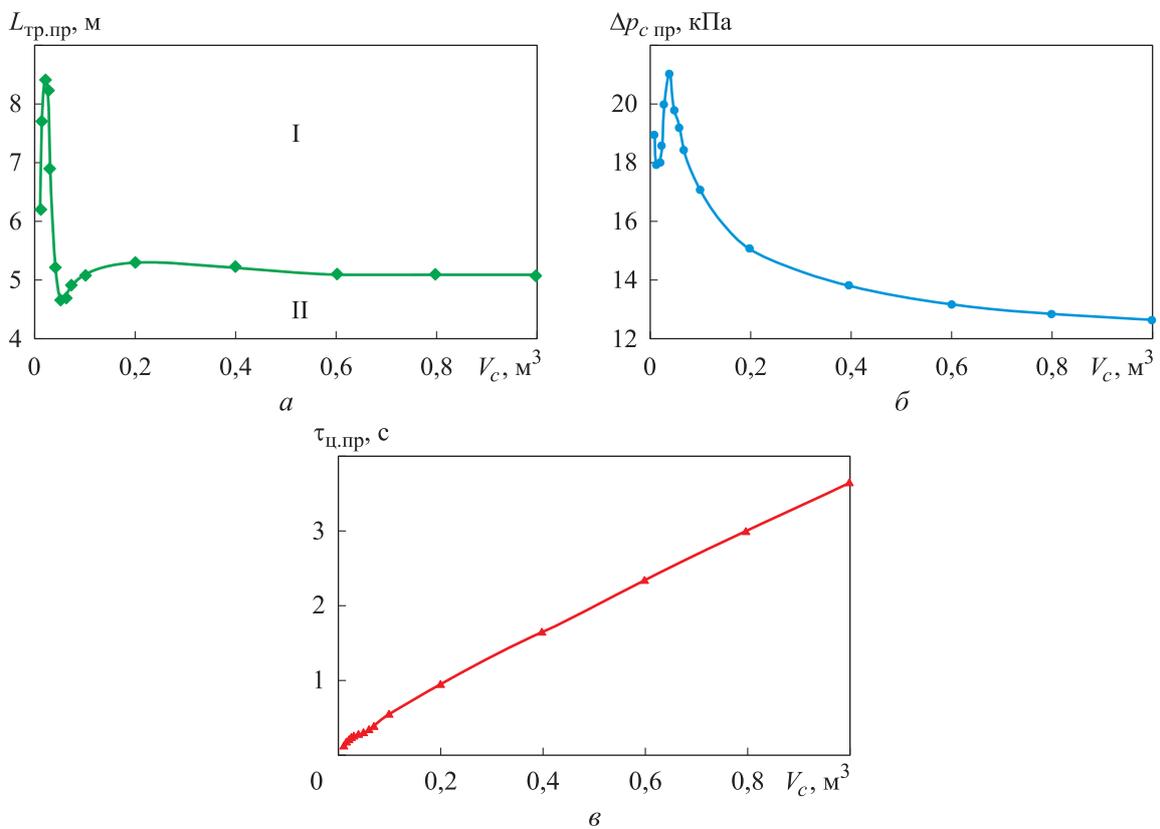


Рис. 9. Зависимости параметров рассматриваемой системы компрессор — сеть, соответствующих предельному циклу ПК, от объема емкости V_c :
 а — предельной длины ТП $L_{тр,пр}$ (I и II — области устойчивых режимов и ПК);
 б и в — амплитуды $\Delta p_{с пр}$ и периода $\tau_{ц,пр}$ ПК давления газа в емкости

любом сочетании длины ТП и объема емкости режим работы системы будет устойчивым, а в области II — неустойчивым. Следует отметить, что при небольшом объеме емкости ($V_c = 0,01 \dots 0,10 \text{ м}^3$) зависимость $L_{\text{тр.пр}} = f(V_c)$ имеет импульсный характер, а при большом ($V_c > 0,6 \text{ м}^3$) — практически линейный.

Зависимости амплитуды $\Delta p_{c, \text{пр}}$ и периода $\tau_{c, \text{пр}}$ ПК давления газа в емкости, соответствующие предельному циклу ПК, от объема емкости приведены на рис. 9, б и в. Они позволяют установить соотношение объема емкости и длины ТП, при которых система переходит от неустойчивого режима работы к устойчивому.

Следует отметить, что полученные соотношения для длины ТП и объема емкости, характеризующие переход от неустойчивого режима работы к устойчивому, и, наоборот, справедливы лишь для рассмотренной системы. Чтобы получить более универсальные рекомендации, необходимо исследовать другие компрессоры.

Выводы

1. Предложена математическая модель динамических процессов системы компрессор — сеть с элементами, расположенными на линии нагнетания.

2. На основе предложенной математической модели разработана программа, с помощью которой выполнены динамические расчеты ПК в системе при неизменной степени открытия ДР и различных значениях длины ТП и объема емкости.

3. Установлено, что с увеличением длины ТП при любом объеме емкости происходит монотонное возрастание периода ПК (снижение частоты ПК).

4. Выявлено, что при большом объеме емкости ($> 1 \text{ м}^3$) с удлинением ТП амплитуда ПК давления газа монотонно снижается, приобретая линейный характер при объеме емкости 2 м^3 . Увеличение длины ТП при небольшом размере емкости ($0,01 \dots 0,04 \text{ м}^3$) сначала способствует повышению амплитуды ПК давления, а затем (после достижения максимума) — ее снижению.

5. Теоретически доказана возможность адаптации характеристик системы компрессор — сеть к переходным режимам работы путем изменения конструктивных параметров элементов сети. Показано, что при удлинении ТП благодаря повышению инерционности системы происходит переход от неустойчивого режима работы к устойчивому.

Литература

- [1] Казакевич В.В. *Автоколебания (помпаж) в компрессорах*. Москва, Машиностроение, 1974. 264 с.
- [2] Ильичев В.Ю., Савин В.Ю. Динамическое моделирование системы антипомпажного регулирования центробежного компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2020, № 2, с. 34–38.
- [3] Браунриг Н. Использование динамического моделирования для защиты компрессорного оборудования. *Rational Enterprise Management*, 2014, № 5–6, с. 88–91.
- [4] Botros K.K., Campbell P.J., Mah D.B. Dynamic simulation of compressor station operation including centrifugal compressor and gas turbine. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 1991, vol. 113, no. 2, pp. 300–311, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2906563>
- [5] Hafaifa A., Rashid B., Mouloud G. Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor: experimental analysis for control. *Syst. Sci. Control. Eng.*, 2014, vol. 2, no. 1, pp. 632–641, doi: <https://doi.org/10.1080/21642583.2014.956269>
- [6] Veldandi P.K., Ramesh Kumar V., Sailu C. Anti surge control design for variable speed compressor using dynamic simulation. *Int. J. Appl. Eng. Res.*, 2017, vol. 12, no. 1, pp. 636–640.
- [7] Старцев А.Н., Браилко И.А., Орехов И.К. Аэродинамическая неустойчивость и помпаж в трансзвуковом центробежном компрессоре. *Насосы. Турбины. Системы*, 2017, № 1, с. 66–77.
- [8] Гузельбаев Я.З., Хавкин А.Л. Экспериментальное определение границы помпажа центробежных компрессоров с масляными и электромагнитными подшипниками без ввода их в помпаж. *Компрессорная техника и пневматика*, 2018, № 3, с. 25–28.
- [9] Гузельбаев Я.З., Хавкин А.Л. Результаты помпажных испытаний центробежных компрессоров со встроенным мультипликатором в условиях эксплуатации. *Компрессорная техника и пневматика*, 2019, № 4, с. 33–35.

- [10] Измайлов Р.А., Лопулалан Х.Д., Норимана Г.С. Численное моделирование нестационарного течения в ступени центробежного компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2011, № 5, с. 10–15.
- [11] Кустиков Г.Г. Экспериментальная установка для исследования газодинамической устойчивости турбокомпрессорных систем. В: *Повышение эффективности холодильных и компрессорных машин*. Омск, ОмПИ, 1982, с. 50–54.
- [12] Ден Г.Н., Кустиков Г.Г., Потапов Ю.А. Получение неустойчивого участка характеристики центробежной ступени и определение границы помпажа. В: *Холодильные машины и термотрансформаторы*. Ленинград, ЛТИХП, 1985, с. 14–21.
- [13] Ваняшов А.Д., Кустиков Г.Г. Моделирование нестационарных газодинамических режимов (помпаж) в системах с центробежными компрессорами. *Динамика систем, механизмов и машин*, 2019, т. 2, № 3, с. 46–53, doi: <https://doi.org/10.25206/2310-9793-7-3-46-53>
- [14] Ваняшов А.Д. Математическое моделирование помпажных колебаний в системе компрессор — сеть. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 2, с. 59–69, EDN: CGZHTC.
- [15] Meher-Homji C.B., Bromley A. Gas turbine axial compressor fouling and washing. *Turbomachinery Symposium*, 2004, vol. 33, pp. 163–191.
- [16] Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Krieger, 2004. 517 p.

References

- [1] Kazakevich V.V. *Avtokolebaniya (pompozhi) v kompressorakh* [Auto oscillations (pompage) in compressors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 264 p. (In Russ.).
- [2] Ilichev V.Yu., Savin V.Yu. Dynamic simulation centrifugal compressor anti-surge control system. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2020, no. 2, pp. 34–38. (In Russ.).
- [3] Braunrig N. Ispolzovanie dinamicheskogo modelirovaniya dlya zashchity kompressorного oborudovaniya. *Rational Enterprise Management*, 2014, no. 5–6, pp. 88–91. (In Russ.).
- [4] Botros K.K., Campbell P.J., Mah D.B. Dynamic simulation of compressor station operation including centrifugal compressor and gas turbine. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 1991, vol. 113, no. 2, pp. 300–311, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2906563>
- [5] Hafaifa A., Rashid B., Mouloud G. Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor: experimental analysis for control. *Syst. Sci. Control. Eng.*, 2014, vol. 2, no. 1, pp. 632–641, doi: <https://doi.org/10.1080/21642583.2014.956269>
- [6] Veldandi P.K., Ramesh Kumar V., Sailu C. Anti surge control design for variable speed compressor using dynamic simulation. *Int. J. Appl. Eng. Res.*, 2017, vol. 12, no. 1, pp. 636–640.
- [7] Startsev A.N., Brailko I.A., Orekhov I.K. Aerodynamic instability and surge in a transonic centrifugal compressor. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2017, no. 1, pp. 66–77. (In Russ.).
- [8] Guzelbaev Ya.Z., Khavkin A.L. Experimental determination of the surge limit of centrifugal compressors with oil and electro-magnetic bearings without entering into surging. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2018, no. 3, pp. 25–28. (In Russ.).
- [9] Guzelbaev Ya.Z., Khavkin A.L. Results of the surge tests of integrally geared centrifugal compressors under operation conditions. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 4, pp. 33–35. (In Russ.).
- [10] Izmaylov R.A., Lopulalan Kh.D., Norimana G.S. Numerical modelling of unsteady flow phenomena in a centrifugal compressor stage. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2011, no. 5, pp. 10–15. (In Russ.).
- [11] Kustikov G.G. Eksperimentalnaya ustanovka dlya issledovaniya gazodinamicheskoy ustoychivosti turbokompressornykh system [Experimental setup for the study of gas dynamic stability of turbo-compressor systems]. В: *Povyshenie effektivnosti kholodilnykh i kompressornykh mashin* [In: Increase of efficiency of refrigerating and compressor machines]. Омск, ОмПИ Publ., 1982, pp. 50–54. (In Russ.).

- [12] Den G.N., Kustikov G.G., Potapov Yu.A. Poluchenie neustoychivogo uchastka kharakteristiki tsentrobezhnouy stupeni i opredelenie granitsy pompazha [Obtaining of the unstable section of the centrifugal stage characteristic and determination of the pumpage boundary]. V: *Kholodilnye mashiny i termotransformatory* [In: Refrigerating machines and thermo-transformers]. Leningrad, LTIKhP Publ., 1985, pp. 14–21. (In Russ.).
- [13] Vanyashov A.D., Kustikov G.G. Modeling of the non-stationary gasdynamic modes (surge) in systems with centrifugal compressors. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin* [Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines], 2019, vol. 2, no. 3, pp. 46–53, doi: <https://doi.org/10.25206/2310-9793-7-3-46-53> (in Russ.).
- [14] Vanyashov A.D. Surge oscillations mathematical simulation in the compressor-network system. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2024, no. 2, pp. 59–69, EDN: CGZH7C (in Russ.).
- [15] Meher-Homji C.B., Bromley A. Gas turbine axial compressor fouling and washing. *Turbomachinery Symposium*, 2004, vol. 33, pp. 163–191.
- [16] Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Krieger, 2004. 517 p.

Статья поступила в редакцию 27.05.2024

Информация об авторе

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: adv@omgtu.ru).

Information about the author

VANYASHOV Aleksandr Dmitrievich — Candidate of Science (Eng.), Assistant Professor, Department of Refrigerating and Compressor Equipment and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: adv@omgtu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ваняшов А.Д. Математическое моделирование помпажа в системе компрессор — сеть с расположением элементов на линии нагнетания. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 11, с. 62–71.

Please cite this article in English as:

Vanyashov A.D. Mathematical simulation of surge in the system of compressor-network with positioning the network elements in the compressor discharge side. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 11, pp. 62–71.