

УДК 621.515

Параметрический анализ влияния элементов сети на всасывании в компрессор на характер помпажных колебаний в системе компрессор — сеть

А.Д. Ваняшов

ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет»

Parametric analysis of the network elements influence in suction into a compressor on the nature of surge vibrations in the compressor-network system

A.D. Vanyashov

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University

Разработана математическая модель системы совместной работы центробежного компрессора и сети, состоящей из характерных элементов (трубопровода, емкости и регулирующего дроссельного клапана), на основе характеристик инерционности и сопротивления элементов системы. Математическая модель позволяет выполнять расчеты работы системы (включая режимы динамической неустойчивости) в реальном времени или с установленным замедлением. С помощью расчетной программы, созданной на основе уравнений математической модели, проведен параметрический анализ влияния размеров элементов сети на характер, амплитуду и период помпажных колебаний давления газа и его расхода через элементы сети.

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

A mathematical model was developed of a system of the centrifugal compressor joint operation with a network consisting of characteristic elements (pipeline, tank and control valve). It was based on the system elements' inertia and resistance characteristics. This mathematical model made it possible to compute the system operation (including the dynamic instability modes) in real time or with a set deceleration. A computation program was created on the basis of the mathematical model equations. It was used in parametric analysis of the influence of the network elements size on the surge vibrations nature, amplitude and period of gas pressure vibrations and gas consumption through the network elements.

EDN: TYFSKG, <https://elibrary/tyfskg>**Keywords:** dynamic instability, surge vibrations, centrifugal compressor, compressor-network system

Исследование нестабильных и нестационарных условий работы турбокомпрессорных машин, в том числе при помпажных колебаниях (ПК), методами математического моделирования

позволяет получать информацию о характере протекания этих процессов, об изменении частоты, амплитуды ПК давления газа и его расхода в элементах системы турбокомпрессорная

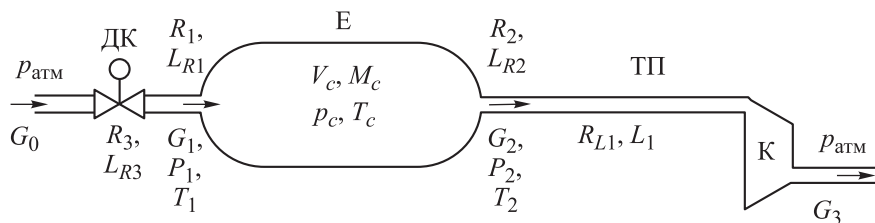


Рис. 1. Газодинамическая схема экспериментальной установки:
Е — емкость; К — компрессор

машина — сеть. Кроме того, представляет интерес изучение влияния размеров элементов сети, например длины трубопровода (ТП) и объема емкости, на момент возникновения неустойчивости и характер ПК параметров в системе.

Получение таких данных экспериментальными методами в лабораторных условиях является достаточно труднореализуемой задачей, так как связано с созданием стендов с изменяемыми геометрическими характеристиками элементов системы, риском повреждения деталей и узлов турбокомпрессора. В промышленных масштабах эту задачу выполнить нельзя. При этом рекомендации, полученные на основе результатов математического моделирования, можно использовать при проектировании компрессорных установок и станций [1–6].

Цель работы — расширение теоретических знаний о характере помпажа в системе ком-

прессор — сеть, подключенной на всасывающей линии компрессора, и исследование влияния размеров элементов сети на амплитуду и частоту ПК давления и расхода газа.

Объект исследования. Объектом исследования являлась газодинамическая система, состоящая из центробежного компрессора (далее компрессор) и сети, подключенной к его всасывающему патрубку и состоящей из трех характерных элементов: емкости, ТП и регулирующего дроссельного клапана (далее ДК).

Газодинамическая схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Здесь введены следующие обозначения: $p_{атм}$ — атмосферное давление, Па; G_0 и G_3 — массовый расход газа на входе в ДК и на выходе из компрессора; G_1, p_1, T_1 и G_2, p_2, T_2 — массовые расходы, давления, температуры газа на входе в емкость и на выходе из нее соответственно; V_c, M_c, p_c

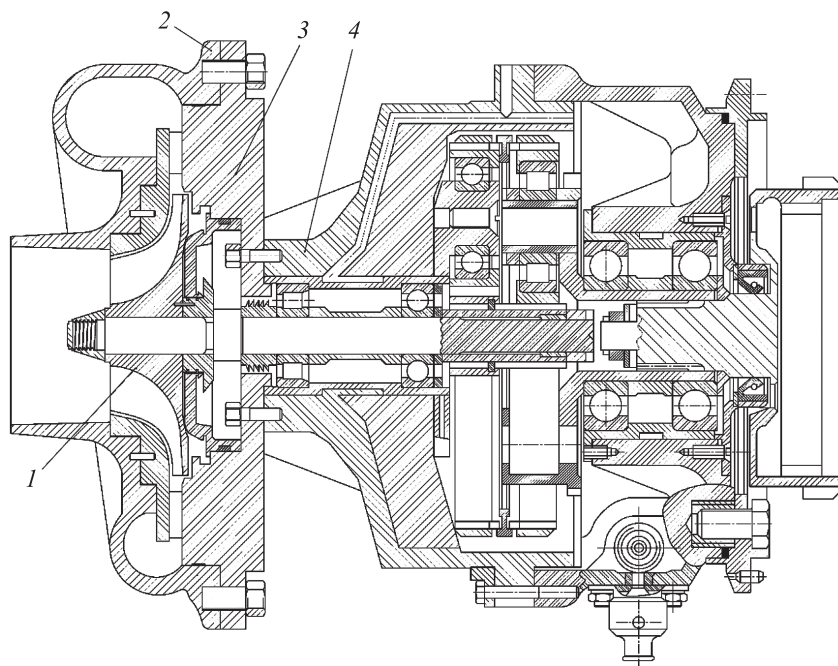


Рис. 2. Эскиз компрессорного блока:
1 — рабочее колесо; 2 — улитка; 3 — корпус компрессора; 4 — мультипликатор

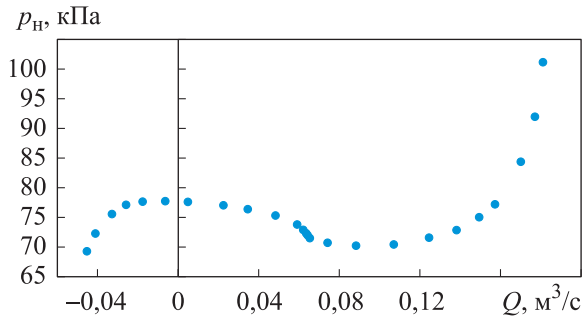


Рис. 3. Зависимость начального давления газа p_n от его объемного расхода Q

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, выходе из нее и ДК соответственно, $(\text{м}\cdot\text{с})^{-1}$; L_1 — инерционность ТП, м^{-1} ; R_{L1} — гидравлическое сопротивление 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 включает в себя полуоткрытое осерадиальное рабочее колесо диаметром 110 мм, лопаточный диффузор и улитку круглого сечения. Компрессор имеет привод от электродвигателя постоянного тока через повышающий редуктор с передаточным отношением 14,25 и максимальной частотой вращения $50\,000\ \text{мин}^{-1}$ (при условном числе Маха $M_{u2} = 0,64$). Момент инерции роторов привода и компрессора $J = 0,17\ \text{кг}\cdot\text{м}^2$. Эскиз компрессорного блока с мультипликатором показан на рис. 2.

Экспериментальные исследования выполнены Г.Г. Кустиковым [7, 8]. Газодинамическая характеристика компрессора приведена на рис. 3 в виде зависимости начального давления газа p_n от его объемного расхода Q при постоянном конечном давлении $p_k = 101,3\ \text{кПа}$ в диапазоне положительных и отрицательных значений расхода газа [9].

Математическая модель объекта. Основные уравнения математической модели динамических процессов, происходящих в системе компрессор — сеть приведены в работе [9].

Потери давления газа на местных сопротивлениях Δp_{mi}^* , к которым относятся вход, выход емкости и ДК, будем вычислять по известной формуле Вейсбаха [10, 11], а потери давления газа на трение по длине ТП — по формуле Дарси — Вейсбаха. Такие потери давления газа представим в удельных величинах, отнеся их

к массовому расходу газа через местное сопротивление.

Относительные потери давления газа определяются следующими выражениями:

- на местных сопротивлениях

$$R_i = \frac{\Delta p_{mi}^*}{G} = \xi_i \frac{\rho w_{yz i}^2}{2G} = \xi_i \frac{G}{2\rho f_{yz i}^2},$$

(Па·с)/кг = 1/(м·с);

- на трение по длине ТП

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

где i — номер элемента системы; G — массовый расход газа через местное сопротивление, кг/с; ξ_i — коэффициент местного сопротивления; ρ — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; $w_{yz i}$ — скорость потока газа через его узкое сечение, м/с; $f_{yz i}$ — площадь узкого сечения потока газа, м^2 ; λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина ТП, м; $d_{вн i}$ — внутренний диаметр ТП, м; $f_{tp i}$ — площадь ТП, м^2 .

Рассматривая динамические явления в системе, следует учитывать, что на изменение давления газа влияет изменение его массы в емкости и ТП

$$\partial p_{Gi} = \frac{dx}{f_{tp i}} \frac{\partial G_i}{\partial \tau} = L_i \frac{\partial G_i}{\partial \tau},$$

где L_i — инерционность i -го элемента системы, 1/м, $L_i = l/f_{tp i}$.

Выражение для разности массовых расходов газа на входе в емкость G_1 и на выходе из нее G_2 получено путем дифференцирования уравнения политропного процесса $p_c/\rho_c^n = \text{const}$:

$$G_1 - G_2 = V_c \frac{d\rho}{d\tau} = \frac{V_c}{RT_c n} \frac{dp_c}{d\tau}, \quad (1)$$

где τ — время; ρ_c — плотность газа в емкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; n — показатель политропы.

С учетом влияния сопротивления и инерционности элементов системы (см. рис. 1) давление газа в емкости

$$p_c = p_{\text{атм}} - R_3 G_1 - R_1 G_1 - L_{R3} \frac{\partial G_1}{\partial \tau} - L_{R1} \frac{\partial G_1}{\partial \tau}. \quad (2)$$

Из уравнения (2) выражаем массовый расход газа на входе в емкость

$$G_1 = \frac{p_{\text{атм}} - (L_{R1} + L_{R3}) \frac{\partial G_1}{\partial \tau} - p_c}{R_3 + R_1}. \quad (3)$$

После подстановки выражения (3) в формулу (1) получаем массовый расход газа на выходе из емкости

$$G_2 = \frac{p_{атм} - (L_{R1} + L_{R3}) \frac{\partial G_1}{\partial \tau} - p_c}{R_3 + R_1} - \frac{V_c}{RT_c n} \frac{\partial p_c}{\partial \tau}.$$

С учетом сопротивления и инерционности участка системы, включающей в себя емкость и ТП, определяем давление газа на входе в компрессор

$$p_n = p_c - L_{R2} \frac{\partial G_2}{\partial \tau} - R_2 G_2 - L_1 \frac{\partial G_2}{\partial \tau} - R_{L1} G_2.$$

Динамическое давление газа на выходе из компрессора

$$p_k = p_{атм} = p_n (\epsilon_k - \tau_k \partial \epsilon_k / \partial \tau),$$

где ϵ_k — отношение давлений в компрессоре в стационарном режиме работы, $\epsilon_k = f_1(Q)$; τ_k — постоянная времени компрессора, учитывающая запаздывание его реакции на изменение параметров на входе, определяемая экспериментальным путем [12–14], $\tau_k \approx 10/\omega$ (ω — угловая скорость ротора, рад/с), с.

В процессе ПК из-за изменения направления потока газа, частота вращения ротора может увеличиваться или уменьшаться. Также изменяются параметры газа на входе в компрессор, что требует в каждый момент времени $\partial \tau$ выполнять пересчет газодинамических характеристик компрессора, построенных при стандартных начальных условиях, на новые начальные условия:

$$\partial \omega / \partial \tau = [N_{эл.дв} - (p_n T_{ст}) / (T_n p_{ст}) (\omega' / \omega)^3 N_e] / J \omega;$$

$$\omega' = \omega + \tau_k \partial \omega / \partial \tau;$$

$$Q' = G (RT_{ст}) / p_{ст} (\omega' / \omega);$$

$$\epsilon_k' = \left(1 + (\omega' / \omega)^2 \left[(\epsilon_k - \tau_k \partial \epsilon_k / \partial \tau)^{1/\sigma} - 1 \right] \right)^\sigma.$$

Здесь $N_{эл.дв}$ — мощность электродвигателя постоянного тока; $T_{ст}$ — температура газа при стандартных условиях, $T_{ст} = 293$ К; T_n — начальная температура газа (на входе в компрессор); $p_{ст}$ — давление газа при стандартных условиях, $p_{ст} = 101,3$ кПа; N_e — эффективная мощность компрессора; σ — число политропы сжатия,

$$\sigma = \frac{n}{n-1},$$

где n — показатель политропы.

Математическая модель системы компрессор — сеть построена в системе визуального моделирования WisSim. Решение системы дифференциальных уравнений выполнено методом Рунге — Кутты четвертого порядка [15].

Анализ характера ПК в системе при подключении элементов сети на стороне всасывания в компрессор. Графическое изображение цикла ПК в виде зависимостей массового расхода газа через ДК и в ТП, давления газа в емкости от времени и зависимостей давлений газа на входе в компрессор и в емкости от расхода газа приведены на рис. 4–7 для следующих расчетных вариантов:

- длинный ТП ($L_{тр.вс} = 20$ м) и емкость малого объема ($V_c = 0,025$ м³);
- длинный ТП ($L_{тр.вс} = 20$ м и емкость большого объема ($V_c = 2$ м³);
- короткий ТП ($L_{тр.вс} = 0,5$ м) и емкость малого объема ($V_c = 0,025$ м³);

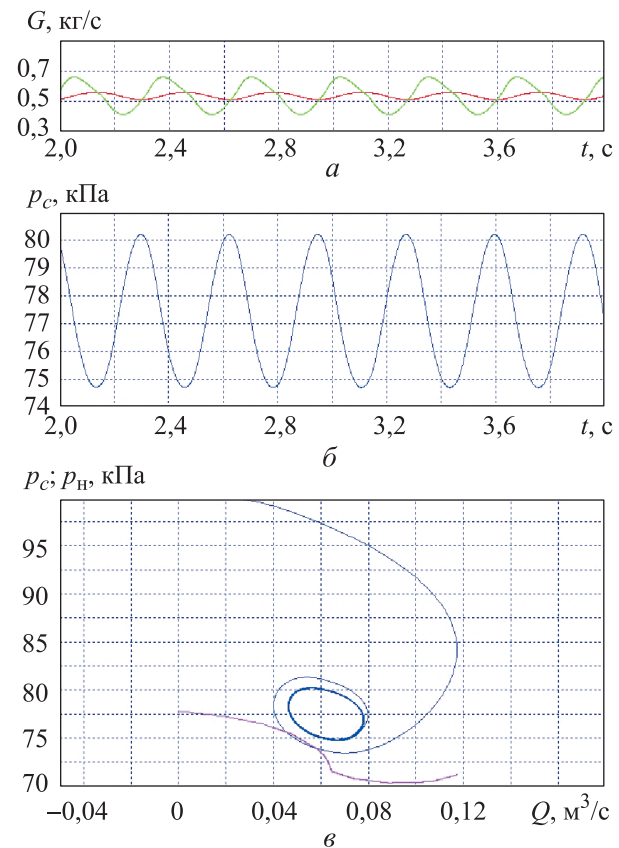


Рис. 4. Результаты моделирования ПК в системе с ТП длиной $L_{тр.вс} = 20$ м и емкостью объемом $V_c = 0,025$ м³: а — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и ТП (—) от времени t ; б — зависимость давления газа в емкости p_c от времени t ; в — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на входе в компрессор p_n (—) от объемного расхода газа Q

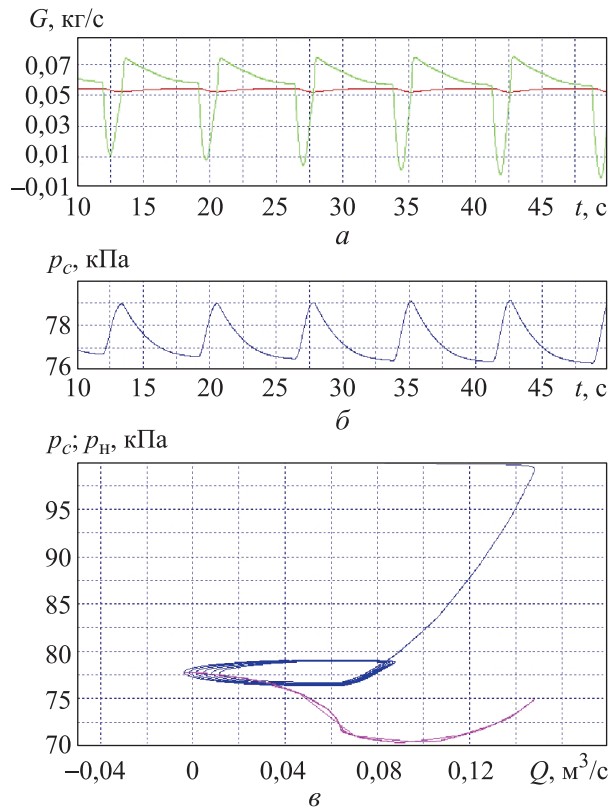


Рис. 5. Результаты моделирования ПК в системе с ТП длиной $L_{тр.вс} = 20$ м и емкостью объемом $V_c = 2$ м³:

a — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и ТП (—) от времени t ;
б — зависимость давления газа в емкости p_c от времени t ;
в — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на входе в компрессор p_n (—) от объемного расхода газа Q

• короткий ТП ($L_{тр.вс} = 0,5$ м) и емкость большого объема ($V_c = 2$ м³).

Для всех расчетных вариантов степень открытия ДК составляла 50 %.

Анализ результатов расчета показал, что у длинного ТП вследствие инерционности амплитуда ПК давления и расхода газа значительно меньше, чем у короткого ТП. Сочетание длинного ТП и емкости большого объема существенно снижает амплитуду ПК и увеличивает их период (уменьшает частоту).

Если ТП длинный, то ПК расхода газа происходят в положительной области значений. Характер ПК в системе (см. рис. 4) с длинным ТП ($L_{тр.вс} = 20$ м) и емкостью малого объема ($V_c = 0,025$ м³) соответствует так называемому мягкому помпажу с небольшой амплитудой ПК расхода газа. Причем с увеличением длины ТП до 32 м вследствие возрастания инерционности системы автоколебания прекращаются, и система стремится к устойчивому фокусу.

Однако при той же длине ТП с ростом объема емкости, например до 0,05 м³, вновь возбуждаются ПК.

Система с длинным ТП и большой емкостью (см. рис. 5) по сравнению с системой, включающей в себя ТП той же длины и емкость небольшого объема, приводит к снижению амплитуды ПК давления газа в емкости и увеличению амплитуды ПК расхода газа в ТП, тогда как изменение расхода газа через ДК практически не происходит. Это обусловлено тем, что емкость большого объема, обладая демпфиру-

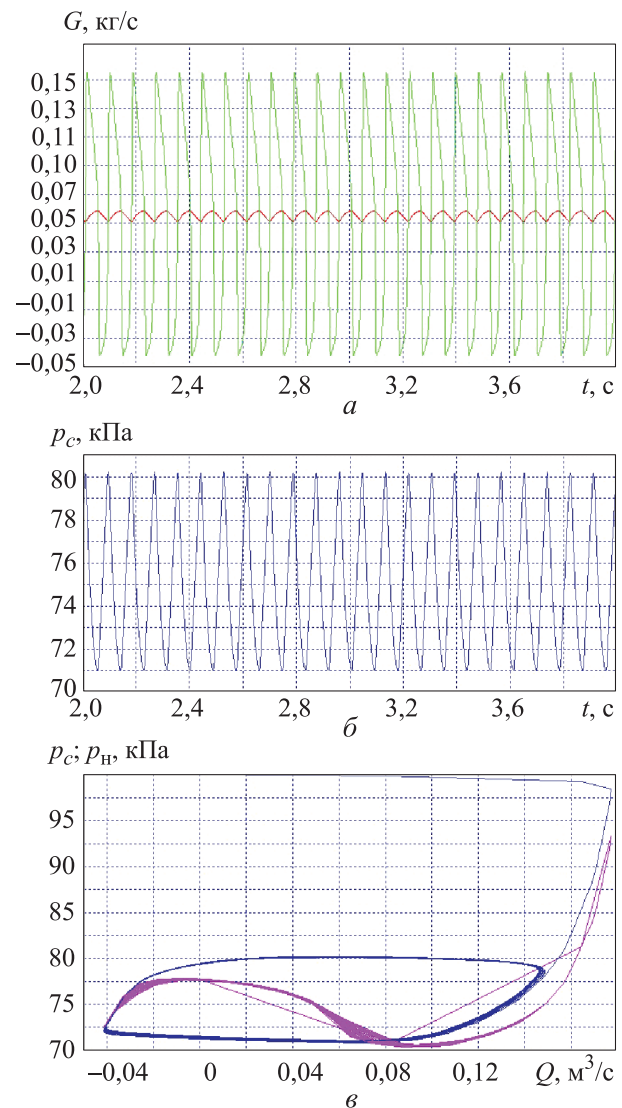


Рис. 6. Результаты моделирования ПК в системе с ТП длиной $L_{тр.вс} = 0,5$ м и емкостью объемом 0,025 м³:

a — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и ТП (—) от времени t ;
б — зависимость давления газа в емкости p_c от времени t ;
в — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на входе в компрессор p_n (—) от объемного расхода газа Q

ющим свойством, влияет на снижение ПК расхода газа через ДК.

По тем же причинам в системе с большой емкостью существенно увеличивается период ПК.

Для системы с коротким ТП и емкостью малого объема на всасывании достигаются максимальные амплитуды и частоты ПК по давлению и расходу газа (см. рис. 6).

Сочетание короткого ТП и большой емкости (см. рис. 7) снижает частоту ПК (увеличивает период). В системах с коротким ТП изменение расхода газа происходит из положительной области в отрицательную, т. е. возбуждается так называемый жесткий помпаж, сопровождае-

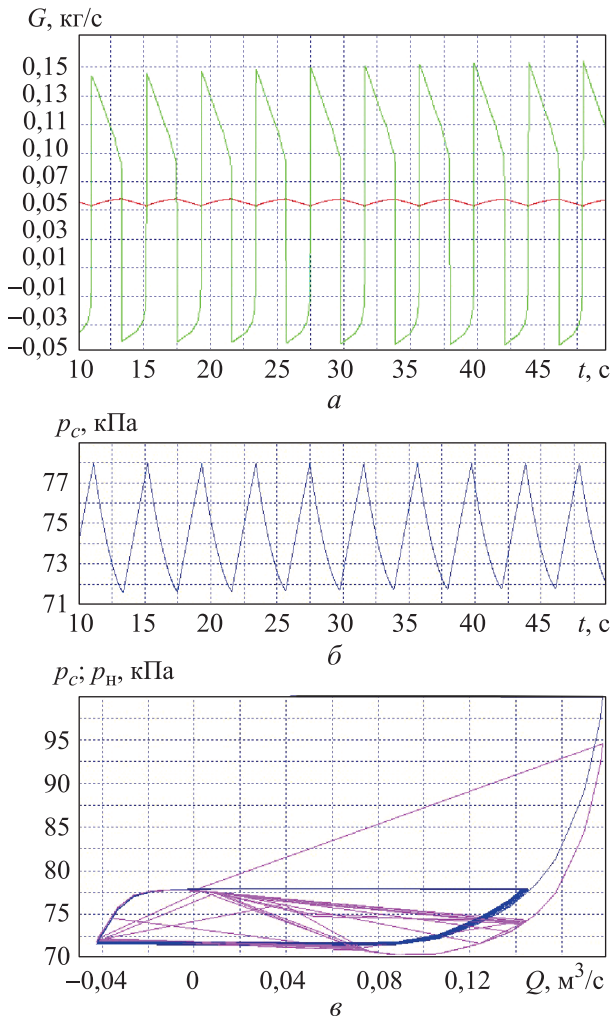


Рис. 7. Результаты моделирования ПК в системе с ТП длиной $L_{тр.вс} = 0,5$ м и емкостью объемом $V_c = 2$ м³:

- a* — зависимости массового расхода газа G через ДК (—) и ТП (—) от времени t ;
- б* — зависимость давления газа в емкости p_c от времени t ;
- в* — зависимости давлений газа в емкости p_c (—) и на входе в компрессор p_n (—) от объемного расхода газа Q

мый обратным течением газа и повышенной вибрацией.

С помощью разработанной математической модели и программы расчета выполнен параметрический анализ системы в процессе ПК при постоянной степени открытия ДК 50 % и различных геометрических параметрах — длине ТП и объема емкости. Длину ТП изменяли от 0,1 до 20,0 м, объем емкости — от 0,01 до 1,00 м³.

Обобщенные зависимости амплитуды ПК давления газа в емкости и периода ПК во всем диапазоне принятых значений длины ТП и объема емкости приведены на рис. 8.

Характер изменения периода ПК для емкости постоянного размера, но с увеличивающейся длиной ТП, имеет тенденцию к монотонному возрастанию. При объеме емкости $V_c = 0,01...0,40$ м³ интенсивность прироста времени цикла ПК составила 20...12 %, при $V_c > 0,60$ м³ — она сначала снизилась до 10 %, а затем — до 3...5 %.

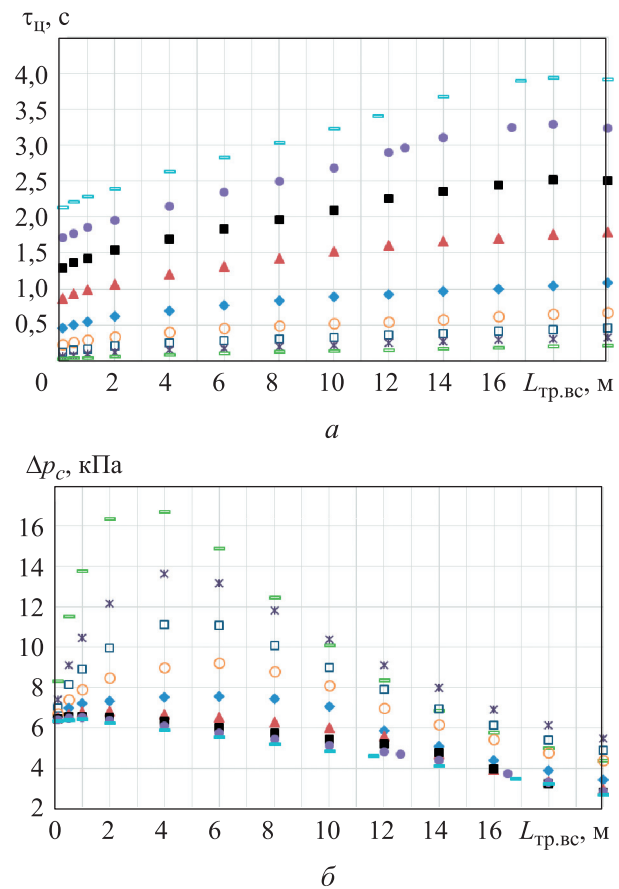


Рис. 8. Зависимости периода ПК $\tau_{ПК}$ и амплитуды ПК давления газа в емкости Δp_c от длины ТП $L_{тр.вс}$ при объеме емкости $V_c = 1,000$ (—), 0,800 (●), 0,600 (■), 0,400 (▲), 0,200 (◆), 0,100 (◇), 0,050 (□), 0,025 (×) и 0,010 (—)

При относительно небольшом объеме емкости $V_c = 0,010 \dots 0,100 \text{ м}^3$ амплитуда ПК в системе сначала интенсивно увеличивается с ростом длины ТП, достигая максимального значения, а затем также интенсивно снижается. Такое поведение системы можно объяснить тем, что при небольшой длине ТП его инерционные свойства никак не проявляются, а возрастание $L_{\text{тр.вс}}$ скорее способствует повышению емкостных свойств системы путем добавления объема ТП к объему емкости.

При дальнейшем увеличении объема емкости интенсивность изменения амплитуды ПК давления газа снижается, что видно при $V_c = 0,050 \dots 0,100 \text{ м}^3$ (см. рис. 7).

Если объем емкости $V_c > 0,6 \text{ м}^3$, то с ростом длины ТП происходит практически линейное снижение амплитуды ПК, т. е. увеличение $L_{\text{тр.вс}}$ почти не влияет на емкостные свойства системы, но повышает инерционность.

Выводы

1. Предложена математическая модель динамических процессов системы компрессор — сеть с использованием удельного гидравлического сопротивления и инерционности элементов сети, расположенных со стороны всасывания в компрессор.

2. С помощью разработанной на основе математической модели программы расчета вы-

полнена серия динамических расчетов ПК в системах, различающихся геометрическими размерами элементов сети — длиной ТП и объемом емкости, — при неизменной степени открытия ДК.

3. Теоретически доказана возможность адаптации характеристик системы к переходным режимам работы путем изменения конструктивных параметров элементов сети. Показано, что с увеличением длины ТП амплитуда и частота ПК уменьшаются вследствие повышения инерционности системы.

4. Сочетание большой емкости с коротким ТП оказывает значительное воздействие на газодинамическую характеристику компрессора, которая вследствие изменения частоты вращения ротора и параметров газа на входе меняется на каждом цикле ПК.

5. При любом объеме емкости с ростом длины ТП происходит монотонное возрастание периода ПК (снижение частоты ПК).

6. С увеличением длины ТП амплитуда ПК давления газа для емкости большого объема (более $0,4 \text{ м}^3$) монотонно снижается, приобретая линейный характер при возрастании объема емкости до 1 м^3 . При небольшом размере емкости ($0,10 \dots 0,01 \text{ м}^3$) увеличение длины ТП сначала приводит к повышению амплитуды ПК давления газа, а затем (после достижения максимума) к уменьшению.

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] 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.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] Кустиков Г.Г. Экспериментальная установка для исследования газодинамической устойчивости турбокомпрессорных систем. В: *Повышение эффективности холодильных и компрессорных машин*. Омск, ОмПИ, 1982, с. 50–54.

- [8] 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.
- [9] Ваяшов А.Д., Кустиков Г.Г. Моделирование нестационарных газодинамических режимов (помпаж) в системах с центробежными компрессорами. *Динамика систем, механизмов и машин*, 2019, т. 7, № 3, с. 46–53, doi: <https://doi.org/10.25206/2310-9793-7-3-46-53>
- [10] Киселев П.Г., ред. *Справочник по гидравлическим расчетам*. Москва, Энергия, 1972. 312 с.
- [11] Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. *Гидравлика и аэродинамика*. Москва, Стройиздат, 1975. 327 с.
- [12] Meher-Homji C.B., Bromley A. Gas turbine axial compressor fouling and washing. *Proc. 33rd Turbomachinery Symp.*, 2004, pp. 163–191.
- [13] Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Krieger, 2004. 517 p.
- [14] Евдокимов В.Е. Опыт наблюдения за нестационарными процессами в ступенях ЦКМ. *Турбины и компрессоры*, 2000, № 1–2, с. 38–41.
- [15] Дьяконов В.П. *VisSim+Mathcad+MATLAB. Визуальное математическое моделирование*. Москва, Солон-Пресс, 2008. 384 с.

References

- [1] Kazakevich V.V. *Avtokolebaniya (pompazh) v kompressorakh* [Auto oscillation (pumping) 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] 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.).
- [4] 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.).
- [5] 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.).
- [6] 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.).
- [7] Kustikov G.G. Eksperimentalnaya ustanovka dlya issledovaniya gazodinamicheskoy ustoychivosti turbokompressornykh system [Experimental installation for investigation of gas dynamic stability of turbo-compressor systems]. V: *Povyshenie effektivnosti kholodilnykh i kompressornykh mashin* [In: Increase of efficiency of refrigerating and compressor machines]. Omsk, OmPI Publ., 1982, pp. 50–54. (In Russ.).
- [8] Den G.N., Kustikov G.G., Potapov Yu.A. Poluchenie neustoychivogo uchastka kharakteristiki tsentrobezhnoy stupeni i opredelenie granitsy pompazha [Obtaining of the unstable section of the centrifugal stage characteristic and determination of the pompage boundary]. V: *Kholodilnye mashiny i termotransformatory* [In: Refrigerating machines and thermo-transformers]. Ленинград, ЛТИХП Publ., 1985, pp. 14–21. (In Russ.).
- [9] 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. 7, no. 3, pp. 46–53, doi: <https://doi.org/10.25206/2310-9793-7-3-46-53> (in Russ.).
- [10] Kiselev P.G., ed. *Spravochnik po gidravlicheskim raschetam* [Handbook on hydraulic resistances]. Moscow, Energiya, 1972. 312 p. (In Russ.).

- [11] Altshul A.D., Kiselev P.G. *Gidravlika i aerodinamiska* [Hydraulics and aerodynamics]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1975. 327 p. (In Russ.).
- [12] Meher-Homji C.B., Bromley A. Gas turbine axial compressor fouling and washing. *Proc. 33rd Turbomachinery Symp.*, 2004, pp. 163–191.
- [13] Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Krieger, 2004. 517 p.
- [14] Evdokimov V.E. Experience of observation of unsteady processes in CCM stages. *Turbiny i kompressory*, 2000, no. 1–2, pp. 38–41. (In Russ.).
- [15] Dyakonov V.P. *VisSim+Mathcad+MATLAB. Vizualnoe matematicheskoe modelirovanie* [Diakonov V.P. VisSim+Mathcad+MATLAB. Visual mathematical modelling]. Moscow, Solon-Press Publ., 2008. 384 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 19.11.2023

Информация об авторе

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГАОУ ВО «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. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education 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. Параметрический анализ влияния элементов сети на всасывании в компрессор на характер помпажных колебаний в системе компрессор — сеть. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 7, с. 72–80.

Please cite this article in English as:

Vanyashov A.D. Parametric analysis of the network elements influence in suction into a compressor on the nature of surge vibrations in the compressor-network system. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 7, pp. 72–80.