

DOI: 10.15593/2224-9982/2016.47.14

УДК 534-13

Л.Н. Бутымова

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, Пермь, Россия

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИЙ НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ЦЕНТРОБЕЖНОГО МОДЕЛЬНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Рассматриваются вопросы, связанные с влиянием вибраций на газодинамические процессы в лабиринтных уплотнениях (ЛУ) газоперекачивающих агрегатов. Вместе с тем изучается обратное влияние газодинамических процессов на вибрации. Прямое воздействие моделируется вибрациями деформируемого ротора, оно заменяется движением недеформируемого конечного цилиндра, движущегося по гармоническому закону «вверх-вниз» в неподвижном кольцевом зазоре. Обратное действие моделируется силой, определяемой в ходе вычислительного эксперимента, как равнодействующей газодинамических сил, приложенных к ротору в лабиринтных уплотнениях газоперекачивающих агрегатов. Снижение вибраций позволит уменьшить зазоры в лабиринтных уплотнениях и снизить утечки. Зафиксирован сдвиг фаз между колебаниями ротора и газодинамической силой, которая действует на ротор при вибрациях в лабиринтных уплотнениях. Выявлено сильное влияние скорости потока в лабиринтных уплотнениях на амплитуду колебаний давления и угол сдвига фаз между радиальными перемещениями ротора в ЛУ и газодинамической силой, действующей на ротор при вибрациях в лабиринтных уплотнениях. Анализ результатов показал, что ЛУ необходимо проектировать не только с точки зрения снижения утечки, но и с точки зрения снижения вибраций ротора компрессора. Инструментом для численного анализа был выбран программный многопроцессорный комплекс ANSYS CFX. Задача решалась на высокопроизводительном вычислительном комплексе Пермского национального исследовательского политехнического университета.

Ключевые слова: вибрации, сдвиг фаз колебаний, лабиринтные уплотнения, численное моделирование, ANSYS CFX, вычислительный эксперимент, газодинамика, физическая модель, волновые процессы, утечка.

L.N. Butymova

Perm National Research Politechnic University, Perm, Russian Federation

VIBRATION EFFECT ON GASDYNAMIC PROCESSES IN THE LABYRINTH SEALS OF MODEL CENTRIFUGAL COMPRESSOR OF GAS-COMPRESSOR UNIT

This article discusses issues connected to vibration effect on gas-dynamic processes in the labyrinth seals of gas-compressor unit (GCU). At the same time, it is studied the inverse effect of gas-dynamic processes on the vibration. Vibrations of deformable rotor simulate direct impact. The motion of

a finite non-deformable cylinder replaces direct impact. This cylinder moves according to harmonic law "up-down" in a fixed annular clearance. Inverse effect is modeled by force, which is determined in the process of computing experiment as the resultant of gas-dynamic forces applied to the rotor in the labyrinth seals of GCU. Vibration reduction will allow reducing gaps in the labyrinth seals and leakage. The phase shift between shaft oscillations and gas-dynamic force affecting the rotor in vibrations was discovered. It was revealed strong influence of flow rate in labyrinth seals on pressure oscillation amplitude and phase shift angle between rotor displacement and gas-dynamic force affecting the rotor under vibrations. Analysis of the results showed that the labyrinth seals must be designed not only in terms of reducing leakage, but also in terms of reducing the compressor rotor vibration. The results were obtained in the system engineering analysis ANSYS CFX, using high-performance computing system PNRPU.

Keywords: vibration, oscillation phase shift, labyrinth seals, numerical simulation, ANSYS CFX, computing experiment, gas dynamics, physical model, wave processes, leakage.

Введение

Лабиринтные уплотнения (ЛУ) широко используются в технике, в том числе в авиационных двигателях, в насосах высокого давления и др., и применяются как бесконтактное уплотнительное устройство между вращающимся валом и неподвижным корпусом. В уплотнениях лабиринтного типа рабочая среда герметизируется за счет дросселирования ее при движении через последовательно расположенные сужения и расширения.

Несомненно, с точки зрения обеспечения лабиринтными уплотнениями герметичности ротора необходимо рассматривать процессы расширения и сужения потока, движущегося в ЛУ параллельно оси ротора. Но с точки зрения обеспечения аэровиброустойчивости представляется необходимым рассмотрение в первую очередь движения потока в ЛУ в окружном направлении. При рассмотрении процессов аэровиброустойчивости учет последовательно расположенных сужений и расширений может привести к снижению амплитуд колебаний в газодинамической полости. Следовательно, отказ от учета этих элементов может дать дополнительный запас с точки зрения снижения колебаний в ЛУ и, что немаловажно для решения связанных задач механики сплошных сред, снизить трудоемкость и время счета. Таким образом, расчет лабиринтного уплотнения заменяется расчетом щелевого уплотнения, эквивалентного (с запасом) лабиринтному с точки зрения колебательных процессов, протекающих в окружном направлении.

Проведенный аналитический обзор показал, что ЛУ может эксплуатироваться при больших температурах и высоких скоростях вращения [1]. Отмечается, что при критических условиях эксплуатации

конструкция ЛУ испытывает большие нагрузки со стороны рабочего тела [2]. Конструкция, в свою очередь, также влияет на газодинамический поток. Картина этого влияния неоднозначна [3–7] и требует уточненного подхода для идентификации процессов, происходящих в ЛУ. Не удалось обнаружить публикаций, связывающих газодинамические процессы в ЛУ с вибрациями роторов. Вместе с тем волновые газодинамические процессы, возникающие в ЛУ при вибрациях ротора, вызванных, в свою очередь, например, технологическими дисбалансами [8], могут отставать по фазе от колебаний ротора. При этом необходим анализ возможности усиления или ослабления вибраций роторов и зависимости этих процессов от характеристик ЛУ.

Классическая постановка задачи о вибрациях позволяет учесть влияние конструктивных [9–12], физико-механических и технологических параметров на вибрации, но не позволяет учесть влияние газодинамических нагрузок.

При рассмотрении задачи о влиянии вибраций на газодинамические процессы в лабиринтных уплотнениях центробежного модельного компрессора газоперекачивающего агрегата в однонаправленной динамической связанной постановке появляется возможность учесть газодинамические факторы [13–16].

Физическая модель

Для анализа колебательных процессов в ЛУ при вибрациях ротора важно учесть колебания ротора и возникающие при этом перетекания и колебания газа в окружном направлении. При этом вычисляются колебания газодинамической силы, действующей на ротор в газодинамическом зазоре между ЛУ и ротором.

Для решения задач по расчету газодинамических характеристик колебательного процесса в ЛУ были приняты следующие допущения:

– стенки конструкции не поглощают и не выделяют тепло, так как ожидаемый перепад температур $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, а расчетное время процесса $0,03\text{ с}$. За это время стальной ротор ($\lambda = 47\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$) не успевает прогреться, сила трения между стенками и рабочим телом учитывается;

– в качестве рабочих тел выбираются совершенный газ при температуре $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, или воздух при температуре $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, или метан при температуре $50\text{ }^{\circ}\text{C}$;

– вибрации ротора заменяются движением недеформируемого конечномерного цилиндра, который движется по гармоническому закону «вверх-вниз» в неподвижном кольцевом элементе;

– скорость утечки принимается постоянной;

– колебания ротора описываются аналитически гармоническим законом, они вызывают колебания в газе, процессы в котором описываются численно; вибрации ротора не зависят от колебаний газа;

– поверхность ЛУ принимается гладкой, так как при анализе колебательных процессов в ЛУ при вибрациях важно в первую очередь учесть колебания вдоль образующей ЛУ в окружном направлении.

Эти допущения позволили сформулировать следующую расчетную модель:

– конструкция полагается трехмерной (x, y, z);

– расчет нестационарный, так как необходимо исследовать переходные процессы и колебания газа при вынужденных колебаниях конструкции, а периоды колебаний ротора и газа имеют одинаковый порядок;

– используется численно-аналитический подход для моделирования колебаний в динамической системе газ – конструкция.

Скорость потока утечки в осевом направлении через ЛУ из области высокого давления в область низкого давления модельного компрессора принимается $v = 0$ м/с (базовый вариант), $v = 10$ м/с или $v = 20$ м/с. Перепад давления определялся скоростью утечки. При этом не запрещаются любые перетекания газа в зазоре ЛУ при вибрациях вала.

Для оценки взаимодействия вибраций ротора и газодинамического объема в ЛУ предлагается следующий подход: в динамической системе газ – конструкция при описании процессов в газе используется численная модель, а для описания поведения конструкции – аналитическая.

В газодинамическом расчете ЛУ вибрации ротора с заданной частотой и амплитудой были реализованы с использованием граничного условия «Подвижная стенка» с учетом заданного закона движения.

Математическая модель

Математическая модель газодинамического процесса для расчета ЛУ:

– уравнение сохранения полной энергии

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho h_{tot} \vec{U}) = \nabla \cdot (\vec{U} \cdot \tau) + S_E; \quad (1)$$

– уравнение количества движения

$$\frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) = \nabla p + \nabla \cdot \tau; \quad (2)$$

– уравнение непрерывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0, \quad (3)$$

где ρ – плотность; h_{tot} – полная энтальпия, $h_{tot} = h_{stat} + \frac{\vec{U}^2}{2}$; t – время;

p – давление; \vec{U} – вектор скорости; τ – тензор вязких напряжений; S_E – источниковый член;

– уравнение состояния газа

$$p = \rho RT, \quad (4)$$

где R – газовая постоянная; T – температура.

Математическая модель (1)–(4) замыкается начальными и граничными условиями. Начальные значения температуры, давления, скорости потока и круговой частоты в гармоническом законе линейного перемещения ротора задавались следующие: $T_{нач} = 50$ °С, $p_{нач} = 0,1$ МПа, $\omega = \{50, 100, 150\}$ Гц, $v_{потока} = \{0, 10, 20\}$ м/с.

Вращение ротора явно не задавалось, но возникающие при вращении колебания ротора учитывались путем задания круговой частоты в гармоническом законе линейного перемещения ротора в плоскости перпендикулярной оси вращения.

Расчетная схема позволяет проводить вычислительные эксперименты, снизив требования к вычислительным ресурсам. Данные расчеты проводились на одном узле высокопроизводительного вычислительного комплекса ПНИПУ с использованием двух восьмиядерных процессоров Intel Xeon E5-2680 (128 Гбайт оперативной памяти, операционная система Windows HPC Server 2008).

На рис. 1 представлены расчетная схема и граничные условия для исследования процессов в ЛУ: на внутренней поверхности ЛУ задавалось граничное условие «Стенка» (рис. 1, в); в плоскости, перпендику-

лярной оси ротора, на кольцевой поверхности газодинамического зазора при $v \neq 0$ м/с задавались граничные условия $p_{\text{гр.вых}} = 0,13$ МПа и $v_{\text{гр.вх}} = \{10, 20\}$ м/с, а при $v = 0$ м/с и $p_{\text{нач}} = 0,1$ МПа задавалось граничное условие «Симметрия» (см. рис. 1, в); на поверхности ротора (подвижного тела) задавалось граничное условие «Подвижная стенка» (см. рис. 1, в). Для последнего граничного условия были заданы настройки опции «Определенное перемещение, ось Ox » препроцессора ANSYS во вкладке «Движение сетки».

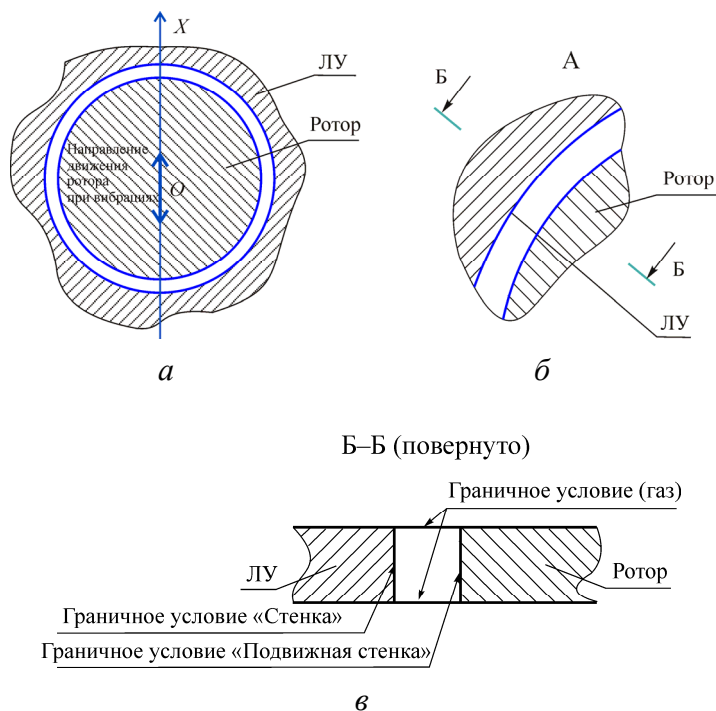


Рис. 1. Расчетная схема и граничные условия: а, б – расчетная схема; в – граничные условия

Твердотельная модель

Твердотельная модель для данной задачи была построена в инженерном комплексе ANSYS, в модуле DesignModeler, что упрощает передачу данных в последующие модули ANSYS. Для проведения вычислительного эксперимента на базе расчетной схемы была построена геометрическая модель – газодинамический регион (рис. 2).

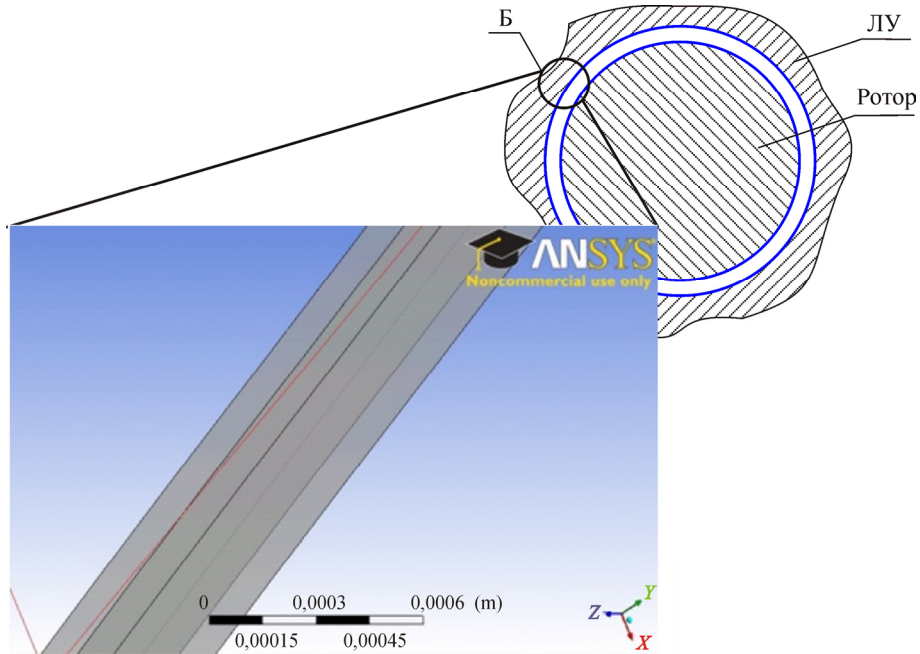


Рис. 2. Фрагмент газодинамического региона

Диаметр ротора в зоне ЛУ принимался равным 262,25 мм. Осевой размер ЛУ задавался явно – 18 мм. Начальная величина зазора в ЛУ принималась равной 0,18 мм. Рассматривается интервал времени, соответствующий пяти колебаниям ротора. Размеры ЛУ принимались модельными, т.е. без привязки к конкретному компрессору.

Произведено разбиение газодинамического региона на расчетные элементы. Для лучшей сходимости решения и снижения погрешностей получаемых результатов необходимо применить сетку, ячейки которой имеют форму, близкую к форме тетраэдра. Помимо прочего, при измельчении сетки желательно избегать резких отличий геометрических размеров соседних ячеек: их линейные размеры не должны отличаться более чем в два раза.

План вычислительных экспериментов

Для проведения вычислительного эксперимента (ВЭ) по расчету газодинамических процессов в ЛУ модельного центробежного компрессора ГПА составлен план, включающий описание расчетных вариантов (таблица).

**План проведения ВЭ по оценке газодинамических процессов
в ЛУ модельного центробежного компрессора ГПА**

Параметры	Номер варианта										
	1 (БВ ¹)	2 (БВ ²)	3	4	5	6	7	8	9	10	
p , МПа	0,1	1,0	1,0	10	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
ω , Гц	150	150	150	150	50	100	150	150	150	150	
U_a , мкм	50	50	50	50	50	50	20	80	50	50	
Раб. тело	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Метан	Воз- дух
v , м/с	0	0	20	0	0	0	0	0	0	0	

Параметры	Номер варианта									
	11 (БВ ³)	12	13	14	15	16	17	18	19	
p , МПа	10	10	10	10	10	10	10	0,1	0,1	
ω , Гц	150	50	100	150	150	150	150	150	150	
U_a , мкм	50	50	50	20	80	50	50	50	50	
Раб. тело	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Со- верш. газ	Метан	Воздух	Со- верш. газ	Со- верш. газ	
v , м/с	0	0	0	0	0	0	0	10	20	

Примечания: БВ¹ – базовый вариант для серии расчетов № 4–10, 18, 19; БВ² – базовый вариант для расчета № 3; БВ³ – базовый вариант для серии расчетов № 12–17. Серая заливка ячейки соответствует варьируемым в рамках рассматриваемого варианта параметрам.

В соответствии с планом вычислительных экспериментов исследовано влияние давления и скорости газа в ЛУ, частоты колебаний и амплитуды перемещений ротора, а также различных рабочих тел на колебательные процессы в газе. Всего было проведено 19 вычислительных экспериментов.

Анализ результатов

В ходе вычислительных экспериментов рассчитывалась газодинамическая сила F_y , действующая на ротор в районе установки ЛУ. Она определялась как разность сил, действующих на поверхности $ADCA'D'C'$ и $ABCA'B'C'$ (рис. 3):

$$F_y = F_{ADCA'D'C'} - F_{ABCA'B'C'}, \quad (5)$$

где $F_{ADCA'D'C'}$ – газодинамическая сила, действующая на поверхность $ADCA'D'C'$; $F_{ABCA'B'C'}$ – газодинамическая сила, действующая на поверхность $ABCA'B'C'$.

Схема определения газодинамической силы F_y представлена на рис. 3.

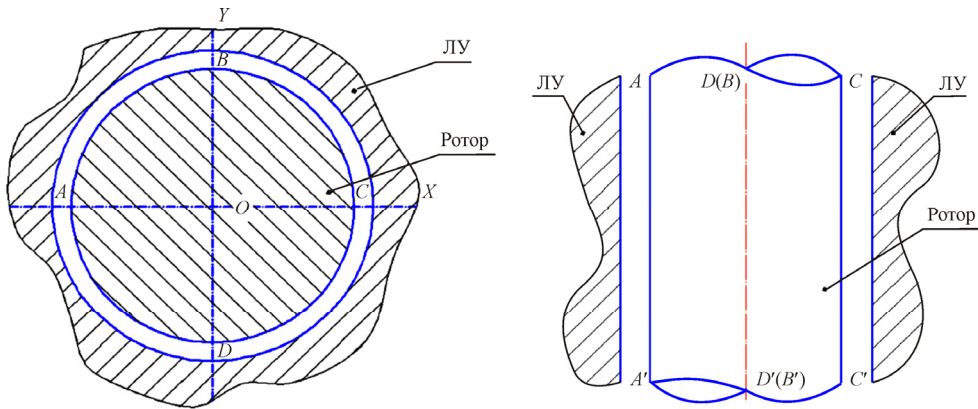


Рис. 3. К определению газодинамической силы

Действующая на поверхность $ABCA'B'C'$ газодинамическая сила определяется по формуле

$$F_{ABCA'B'C'} = \sum_{i=1}^n p_{ABCA'B'C'}^i S_{ABCA'B'C'}^i, \quad (6)$$

где n – количество расчетных ячеек ANSYS на поверхности $ABCA'B'C'$ (или на поверхности $ADCA'D'C'$); $p_{ABCA'B'C'}^i$ – расчетное давление, действующее на i -ю ячейку поверхности $ABCA'B'C'$; $S_{ABCA'B'C'}^i$ – площадь i -й ячейки поверхности $ABCA'B'C'$.

Действующая на поверхность $ADCA'D'C'$ газодинамическая сила определяется по формуле

$$F_{ADCA'D'C'} = \sum_{i=1}^n p_{ADCA'D'C'}^i S_{ADCA'D'C'}^i, \quad (7)$$

где $p_{ADCA'D'C'}^i$ – расчетное давление, действующее на i -ю ячейку поверхности $ADCA'D'C'$; $S_{ADCA'D'C'}^i$ – площадь i -й ячейки поверхности $ADCA'D'C'$.

Принималось, что определяемая по формулам (5)–(7) газодинамическая сила больше нуля, если ее направление совпадает с направлением поперечных колебаний ротора. Газодинамическая сила меньше нуля, если она и поперечные колебания ротора противоположно направлены.

При анализе влияния давления в зазоре ЛУ на газодинамические процессы выявлено, что чем больше значения давления (варианты 1, 2, 4), тем больше амплитуда и частота колебаний газодинамической силы. Вместе с тем угол сдвига фаз между колебаниями газодинамической силы и колебаниями перемещений ротора уменьшается. Декремент затухания имеет максимум 0,245 при давлении в зазоре 1 МПа.

При анализе влияния частоты колебаний ротора на газодинамические процессы при минимальном давлении в зазоре ЛУ выявлено, что чем больше частота колебаний ротора (варианты 1, 5, 6), тем больше амплитуда, а частота колебаний газодинамической силы и угол сдвига фаз между колебаниями газодинамической силы и колебаниями перемещений ротора не меняются. Декремент затухания равен 0.

При анализе влияния частоты колебаний ротора на газодинамические процессы при максимальном давлении в зазоре ЛУ выявлено, что чем больше частота колебаний ротора (варианты 11, 12, 13), тем больше амплитуда газодинамической силы. Декремент затухания имеет максимум 1,012 при максимальной из рассмотренных частот 150 Гц.

При анализе влияния амплитуды колебаний ротора на газодинамические процессы при минимальном давлении в зазоре ЛУ выявлено, что чем больше амплитуда вибраций ротора (варианты 1, 7, 8), тем больше амплитуда газодинамической силы, а частота колебаний газодинамической силы и угол сдвига фаз между колебаниями газодинамической силы и колебаниями перемещений ротора не меняются. Декремент затухания равен 0.

При анализе влияния амплитуды колебаний ротора на газодинамические процессы при максимальном давлении в зазоре ЛУ выявлено, что чем больше амплитуда вибраций ротора (варианты 11, 14, 15),

тем больше амплитуда газодинамической силы. Декремент затухания возрастает от 0,092 до 0,251.

При анализе влияния рабочего тела на газодинамические процессы при минимальном давлении в зазоре ЛУ выявлено, что при изменении рабочего тела (варианты 1, 9, 10) минимум значения амплитуды колебаний газодинамической силы наблюдается на метане, максимум – на воздухе. Вместе с тем частота не меняется, сдвиг фаз на воздухе смещается от $3\pi/4$ до $\pi/2$. Декремент затухания равен 0.

При анализе влияния рабочего тела на газодинамические процессы при максимальном давлении в зазоре ЛУ выявлено, что при изменении рабочего тела (варианты 11, 16, 17) максимум значения амплитуды колебаний газодинамической силы наблюдается на метане, минимум – на воздухе. На воздухе наблюдаются биения.

При анализе влияния утечки на газодинамические процессы при минимальном давлении в зазоре ЛУ выявлено, что при увеличении скорости утечки в ЛУ с 0 до 20 м/с (варианты 1, 18, 19) уменьшается амплитуда колебаний газодинамической силы. Она убывает на три порядка, частота колебаний и сдвиг фаз возрастают в два раза и стабилизируются.

Сравнение вариантов 2 и 3 при анализе влияния утечки на газодинамические процессы при давлении 1 МПа в зазоре ЛУ показало, что при увеличении скорости утечки в ЛУ с 0 до 20 м/с амплитуда колебаний газодинамической силы убывает почти на четыре порядка. Вместе с тем угол сдвига фаз увеличивается с $\pi/72$ до $\pi/2$. Колебания становятся незатухающими.

Заключение

1. В рамках предложенной расчетной схемы зафиксирован сдвиг фаз между колебаниями ротора и газодинамической силой в ЛУ, которая действует на вал при вибрациях.

2. При анализе влияния давления в зазоре ЛУ на газодинамические процессы выявлено, что чем больше значения давления (варианты 1, 2, 4), тем больше амплитуда и частота колебаний газодинамической силы. Вместе с тем угол сдвига фаз между колебаниями газодинамической силы и колебаниями перемещений ротора уменьшается. Декремент затухания имеет максимум 0,245 при давлении в зазоре 1 МПа.

3. Выявлено сильное влияние скорости потока в ЛУ на амплитуду колебаний давления и угол сдвига фаз между смещениями ротора и газодинамической силой, действующей на ротор при вибрациях.

4. При уменьшении скорости утечки амплитуда колебаний газодинамической силы возрастает, а угол сдвига фаз уменьшается от $\pi/2$ до 0. Таким образом, можно ожидать, что по мере износа ЛУ вибрации усиливаются, что подтверждается и эксплуатационными данными.

5. Анализ результатов показал, что ЛУ необходимо проектировать не только с точки зрения снижения утечки, но и с точки зрения снижения вибраций ротора компрессора.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Российского научного фонда (проект № 14-19-00877).

Библиографический список

1. Balakrishnan A.V. Aeroelastic flutter analysis in viscous flow: continuum models // *Nonlinear Studies*. – 2009. – Vol. 16, iss. 3. – P. 221.

2. Li Jun, Wen Kesong, Wang Shizhu, Jiang Shengke, Kong Xianglin. Experimental and numerical investigations on the leakage flow characteristics of labyrinth seals // *AIP Conference Proceedings*. – 2013. – Vol. 1547, iss. 1. – P. 164.

3. Influence of gas condensability on labyrinth seal's sealability / Jie Jiang, Yiyong Yang, Yongjian Li, Weifeng Huang // *Applied Mechanics & Materials*. – 2014. – Vol. 575. – P. 355.

4. Toshio Hirano, Zenglin Guo, Kirk R.G. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery. Part II: Labyrinth seal analysis // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2005. – Vol. 127, iss. 4. – P. 820–826.

5. Abbott D.R. Advances in labyrinth seal aeroelastic instability prediction and prevention // *Journal of Engineering for Power*. – 1981. – Vol. 103, iss. 2. – P. 308–312.

6. Ehrich F. Aeroelastic instability in labyrinth seals // *Journal of Engineering for Power*. – 1968. – Vol. 90, iss. 4. – P. 369–374.

7. Rhode D.L., Sobolik S.R. Simulation of subsonic flow through a generic labyrinth seal // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 1986. – Vol. 108, iss. 4. – P. 674–680.

8. Белобородов С.М. Имитационные методы коррекции дисбаланса // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – № 8. – С. 35–37.

9. Ceardle J., Malecek J. Conceptual design of aeroelastic demonstrator for whirl flutter simulation // World Academy of Science, Engineering & Technology. – 2012. – Iss. 68. – P. 65.

10. Experimental investigation of single-mode panel flutter in supersonic gas flow / V. Vedenev, S. Guvernyuk, A. Zubkov, M. Kolotnikov // Fluid Dynamics. – 2010. – Vol. 45, iss. 2. – P. 312.

11. Dong-Man Kim, Dong-Hyun Kim, Yo-Han Kim, Kang-Kyun Park, Su-Hyun Kim. Nonlinear aeroelastic analysis of 3D a MW-class wind turbine blade using CFD and CMBD coupling method // AIP Conference Proceedings. – 2010. – Vol. 1225, iss. 1. – P. 852.

12. Nishii Kazufumi, Furukawa Akinori, Watanabe Satoshi, Miyake Kunihiro. Experimental study on leakage flow in labyrinth seals with asymmetric geometries // AIP Conference Proceedings. – 2010. – Vol. 1225, iss. 1. – P. 91.

13. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Y. On a phase-shift of waves at the medium interface // Computer Optics. – 2015. – Vol. 39, iss. 3. – P. 385–391.

14. Бутымова Л.Н., Петров В.Ю., Модорский В.Я. Численное моделирование влияния колебаний лопаток модельного компрессора на систему «газ – конструкция» // Науч.-техн. вестник Поволжья. – 2015. – № 5. – С. 161–163.

15. Бутымова Л.Н., Модорский В.Я. Исследование колебательных процессов на резонансных режимах в модельной установке // Науч.-техн. вестник Поволжья. – 2013. – № 6. – С. 193–196.

16. Модорский В.Я., Соколкин Ю.В. Газоупругие процессы в энергетических установках. – М.: Наука, 2007. – 176 с.

References

1. Balakrishnan A.V. Aeroelastic flutter analysis in viscous flow: continuum models. *Nonlinear Studies*, 2009, vol. 16, iss. 3, p. 221.

2. Li Jun, Wen Kesong, Wang Shizhu, Jiang Shengke, Kong Xianglin. Experimental and numerical investigations on the leakage flow characteristics of labyrinth seals. *AIP Conference Proceedings*, 2013, vol. 1547, iss. 1, p. 164.

3. Jie Jiang, Yiyong Yang, Yongjian Li, Weifeng Huang. Influence of gas condensability on labyrinth seal's sealability. *Applied Mechanics & Materials*, 2014, vol. 575, p. 355.

4. Toshio Hirano, Zenglin Guo, Kirk R.G. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery. Part II. Labyrinth seal analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, vol. 127, iss. 4, pp. 820-826.

5. Abbott D.R. Advances in labyrinth seal aeroelastic instability prediction and prevention. *Journal of Engineering for Power*, 1981, vol. 103, iss. 2, pp. 308-312.

6. Ehrich F. Aeroelastic instability in labyrinth seals. *Journal of Engineering for Power*, 1968, vol. 90, iss. 4, pp. 369-374.

7. Rhode D.L., Sobolik S.R. Simulation of subsonic flow through a generic labyrinth seal. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, vol. 108, iss. 4, pp. 674-680.

8. Beloborodov S.M. Imitatsionnye metody korrektsii disbalansa [Simulation methods of disbalance correction]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2009, no. 8, pp. 35-37.

9. Cecrdle J., Malecek J. Conceptual design of aeroelastic demonstrator for whirl flutter simulation. *World Academy of Science, Engineering & Technology*, 2012, iss. 68, p. 65.

10. Vedeneev V., Guvernyuk S., Zubkov A., Kolotnikov M. Experimental investigation of single-mode panel flutter in supersonic gas flow. *Fluid Dynamics*, 2010, vol. 45, iss. 2, p. 312.

11. Dong-Man Kim, Dong-Hyun Kim, Yo-Han Kim, Kang-Kyun Park, Su-Hyun Kim. Nonlinear aeroelastic analysis of 3D a MW-class wind turbine blade using CFD and CMBD coupling method. *AIP Conference Proceedings*, 2010, vol. 1225, iss. 1, p. 852.

12. Nishii Kazufumi, Furukawa Akinori, Watanabe Satoshi, Miyake Kunihiro. Experimental study on leakage flow in labyrinth seals with asymmetric geometries. *AIP Conference Proceedings*, 2010, vol. 1225, iss. 1, p. 91.

13. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Y. On a phase-shift of waves at the medium interface. *Computer Optics*, 2015, vol. 39, iss. 3, pp. 385-391.

14. Butymova L.N., Petrov V.Yu., Modorskiy V.Ya. Chislennoe modelirovanie vliyaniya kolebaniy lopatok modelnogo kompressora na sistemu «gaz – konstruktsiya» [Numerical simulation of the influence of fluctuations

in the compressor blades on the model system “gas-construction”]. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Povolzhya*, 2015, no. 5, pp. 161-163.

15. Butymova L.N., Modorskiy V.Ya. Исследование колебательных процессов на резонансных режимах в модельной установке [Research of oscillatory processes in resonance modes in the model construction]. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Povolzhya*, 2013, no. 6, pp. 193-196.

16. Modorskiy V.Ya., Sokolkin Yu.V. Gazouprugie protsessy v energeticheskikh ustanovkakh [Gas-elastic processes in power plants]. Moscow: Nauka, 2007. 176 p.

Об авторе

Бутымова Лилия Николаевна (Пермь, Россия) – инженер Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: liliya85@gmail.com).

About the author

Liliya N. Butymova (Perm, Russian Federation) – Engineer, High-Performance Computer Systems Centre, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: liliya85@gmail.com).

Получено 30.09.2016