

# Влияние термоупругих деформаций колец пары трения на форму зазора сухого газодинамического уплотнения

Е.А. Новиков (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)

Представлены уравнения упругого равновесия колец пары трения сухого газодинамического уплотнения. Проведен численный эксперимент. Определена работоспособная форма зазора в уплотнении, зависящая от формы рабочих поверхностей и размеров колец пары трения, применительно к центробежному нагнетателю ГПА-16 «Волга». Доказано, что работоспособное газодинамическое уплотнение может быть разработано только с учетом термоупругих деформаций колец пары трения.

**Ключевые слова:** сухое газодинамическое уплотнение, нагнетатель, центробежный компрессор.

**Influence of thermoelastic strain of the friction couple rings at the shape of a dry gas-dynamic seal**  
**E.A. Novikov**

Equations of elastic balance of the friction couple rings of the dry gasdynamic seal have been presented. Numerical experiment has been carried out. Workable shape of clearance in the seal, dependent on the shape of working surfaces and the size of friction couple rings, as applied to GPA-16 «Volga» centrifugal blower, has been determined. It has been shown that a serviceable gasdynamic seal can only be developed with allowance for thermo elastic deformations of the rings of the friction couple.

**Key words:** dry gas dynamic seals, blower, centrifugal compressor.

Величина и форма рабочего зазора определяют характеристики, надежность и долговечность сухого газодинамического уплотнения (СГУ). При больших зазорах снижается вероятность контакта поверхностей и тем самым повышается надежность. Однако при увеличении зазора возрастает утечка газа через уплотнение. В правильно сконструированном уплотнении обеспечивается приемлемый расход газа при достаточном зазоре в парах трения. Это положение является концепцией проектирования СГУ.

При работе пары трения находятся под действием деформаций вследствие выделения теплоты в газовом слое, протекающем по рабочему зазору, и деформаций от сил давления. В результате форма колец пары трения изменяется. В связи с этим необходимо и важно учитывать термоупругие деформации колец пары трения.

В ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» совместно с кафедрой вычислительной математики и кибернетики Казанского государственного университета разработана «квазитрехмерная» термоупругогазодинамическая модель газодинамического уплотнения с использованием метода численного моделирования [1].

В данной статье представлена часть этой модели, описывающая влияние силовых и термических деформаций на форму зазора, представлены результаты численного эксперимента.

С целью сокращения сроков проектирования СГУ процесс расчетов целесообразно разделить на два этапа. На первом этапе решают совместно уравнение Рейнольдса и уравнение энергии, в котором слагаемые, определяющие отвод теплоты в кольца пары трения, не учитывают. В результате определяется приемлемая утечка газа  $Q$  при достаточном зазоре  $H$  в паре

трения, которая зависит от микрогеометрии газодинамических канавок вращающегося кольца, размеров аксиально-подвижного кольца и размера корпуса в месте установки резинового уплотнительного кольца:  $R_{\text{нап}}$ ,  $R_{\text{вн}}$ ,  $R_{\text{кор}}$  (рис. 1). Эти размеры определяют условие равновесия аксиально-подвижного кольца (1), которое обуславливает зазор в паре трения:

$$\bar{F}_{\text{см}} = \bar{F}_{\text{пр}} + \pi(\bar{R}_{\text{нап}}^2 - \bar{R}_{\text{кор}}^2) + \bar{p}_2 \pi(\bar{R}_{\text{нк}}^2 - \bar{R}_{\text{вн}}^2), \quad (1)$$

где  $\bar{F}_{\text{см}}$  – безразмерная подъемная сила;  $\bar{F}_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{пр}}}{p_0 R_{\text{вн}}^2}$  –

безразмерное усилие пружин, действующих на тыльную сторону аксиально-подвижного кольца,  $p_0$  – давление перед уплотнением,  $p_2$  – давление за уплотнением.

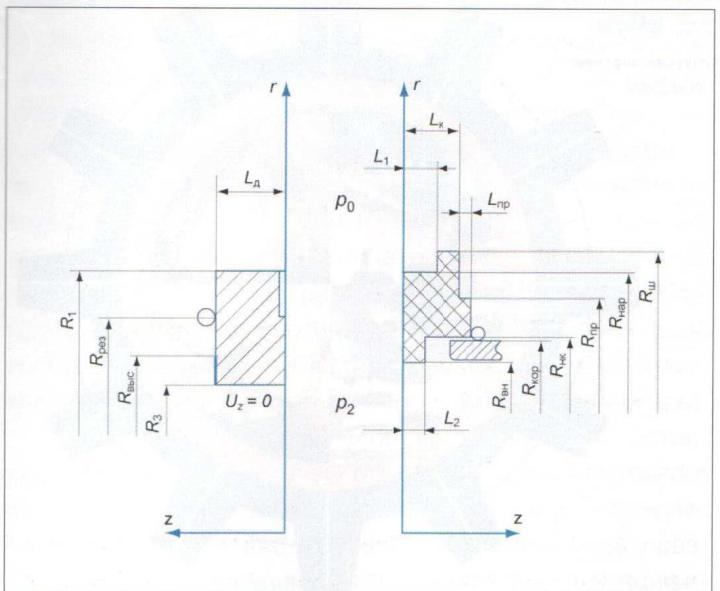


Рис. 1. Расчетная схема колец пары трения СГУ



Цель второго этапа расчета – определение формы зазора, зависящей от формы рабочих поверхностей колец пары трения, и уточнение характеристик уплотнения, полученных на первом этапе расчета. При выполнении расчета необходимо добиться такой формы рабочих поверхностей, которая обеспечивала бы предварительное «раскрытие» зазора в момент заполнения корпуса сжатия рабочим газом под давлением и тем самым отсутствие контакта в паре трения в моменты пуска и останова, а также стабильную работу уплотнения на всех режимах эксплуатации компрессора. Опыт проектирования и внедрения СГУ, накопленный ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», показывает, что этого можно добиться, если зазор в области газодинамических канавок будет иметь конфузорную форму, а в области уплотнительного пояска останется неизменным (подобная форма зазора приведена в работе [2]). Получить такую форму зазора можно варьированием размеров аксиально-подвижного кольца:  $R_{\text{ш}}$ ,  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $R_{\text{пр}}$ ,  $L_{\text{пр}}$ ,  $L_{\text{к}}$  (расчетная схема колец показана на рис. 1).

Уравнение упругого равновесия колец пары трения, находящихся под действием силовых и термических деформаций, записывают на основе классической модели термоупругости [3].

Для вращающегося кольца диска уравнение имеет вид

$$\begin{aligned} & \int_0^{\bar{R}_1} \int_{\bar{R}_1} [\sigma_{rr}(u) \varepsilon_{rr}(\eta) + \sigma_{\theta\theta}(u) \varepsilon_{\theta\theta}(\eta) + \sigma_{zz}(u) \varepsilon_{zz}(\eta) + \\ & + \sigma_{rz}(u) \varepsilon_{rz}(\eta)] \bar{r} d\bar{r} d\bar{z}] = a_1 \int_0^{\bar{L}_{\text{д}}} \int_{\bar{R}_3} \bar{r}^2 \eta_r \bar{r} d\bar{r} d\bar{z} + \\ & + a_2 \int_1^{\bar{R}_1} \bar{p} \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=0} + a_2 \int_{\bar{R}_3}^{\bar{L}_{\text{д}}} \bar{p}_2 \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=0} + \\ & + a_2 \int_{\bar{R}_{\text{выс}}}^{\bar{R}_{\text{рез}}} (-\bar{p}_2) \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{L}_{\text{д}}} + a_2 \int_{\bar{R}_{\text{рез}}}^{\bar{R}_1} (-1) \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{L}_{\text{д}}} + \\ & + a_3 \int_0^{\bar{L}_{\text{д}}} (-1) \eta_r d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_1} + a_4 \int_1^{\bar{L}_{\text{д}}} \bar{p}_2 \eta_r d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_3}. \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\bar{L}_{\text{д}}$  – толщина вращающегося кольца;  $\bar{u} = (\bar{u}_r, \bar{u}_z)$  – безразмерный вектор смещений (в дальнейшем вектор  $\bar{u}$  записывается без черты);  $u_r = H\bar{u}_r$ ,  $u_z = H\bar{u}_z$ .

Вектор смещений удовлетворяет главным граничным условиям закрепления вращающегося кольца

$$u_z(\bar{L}_{\text{д}}, \bar{r}) = 0, \quad \bar{R}_3 \leq \bar{r} \leq \bar{R}_{\text{выс}}. \quad (3)$$

Пробная функция  $\eta$  также удовлетворяет указанным граничным условиям. Компоненты безразмерного тензора напряжений связаны с компонентами тензора дефор-

маций и безразмерной температурой следующими соотношениями:

$$\sigma_{rr} = a_5 \tilde{\theta} + a_6 \varepsilon_{rr} - a_7 \bar{T};$$

$$\sigma_{\theta\theta} = a_5 \tilde{\theta} + a_6 \varepsilon_{\theta\theta} - a_7 \bar{T};$$

$$\sigma_{zz} = a_5 \tilde{\theta} + a_6 \varepsilon_{zz} - a_7 \bar{T};$$

$$\sigma_{rz} = a_9 \varepsilon_{rz}; \quad \bar{T} = T/T_0,$$

$$\text{где } a_5 = \frac{\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)}; \quad a_6 = \frac{1}{2(1+\mu)};$$

$$a_7 = (3a_8 + 2a_9)T_0 \alpha a_{10}^{-1}; \quad a_8 = \frac{\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)}; \quad a_9 = \frac{1}{2(1+\mu)};$$

$\alpha$  – коэффициент линейного расширения,  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $a_{10} = H/R_{\text{вн}}$ ;

$$\tilde{\theta} = \frac{\partial u_r}{\partial \bar{r}} + a_{11} \frac{\partial u_z}{\partial \bar{z}} + \frac{u_r}{\bar{r}}; \quad a_{11} = R_{\text{вн}}/L_{\text{k}};$$

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial u_r}{\partial \bar{r}}; \quad \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{u_r}{\bar{r}}; \quad \varepsilon_{zz} = a_{11} \frac{\partial u_z}{\partial \bar{z}};$$

$$\varepsilon_{rz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_z}{\partial \bar{r}} + a_{11} \frac{\partial u_r}{\partial \bar{z}} \right); \quad a_1 = \frac{R_{\text{вн}}^3 \rho_{\text{д}} \omega^2}{E_{\text{д}} H};$$

$$a_2 = \frac{R_{\text{вн}}^2 \rho_0}{L_{\text{k}} E_{\text{д}} H}; \quad a_3 = \frac{R_1 \rho_0}{E_{\text{д}} H}; \quad a_4 = \frac{R_3 \rho_0}{E_{\text{д}} H};$$

$\rho_{\text{д}}$  – плотность вращающегося кольца;  $\omega$  – частота вращения ротора;  $E_{\text{д}}$  – модуль упругости вращающегося кольца.

Для аксиально-подвижного кольца уравнение имеет вид

$$\begin{aligned} & \int_{\bar{D}} [\sigma_{rr}(u) \varepsilon_{rr}(\eta) + \sigma_{\theta\theta}(u) \varepsilon_{\theta\theta}(\eta) + \sigma_{zz}(u) \varepsilon_{zz}(\eta) + \\ & + \sigma_{rz}(u) \varepsilon_{rz}(\eta)] \bar{r} d\bar{r} d\bar{z} = +a_2 \int_1^{\bar{R}_1} \bar{p} \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=0} + \\ & + a_2 \int_{\bar{R}_{\text{нап}}}^{\bar{R}_{\text{ш}}} \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{L}_{\text{1}}} + a_2 \int_{\bar{R}_{\text{нап}}}^{\bar{R}_{\text{пп}}} (-1) \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{L}_{\text{1}}-\bar{L}_{\text{пп}}} + \\ & + a_2 \int_{\bar{R}_{\text{пп}}}^{\bar{R}_{\text{рез}}} (-1) \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{L}_{\text{2}}} + a_2 \int_1^{\bar{R}_{\text{рез}}} (-\bar{p}_2) \eta_z \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{L}_{\text{2}}} + \\ & + a_{12} \int_0^{\bar{L}_{\text{1}}} (-1) \eta_r d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{нап}}} + a_{13} \int_{\bar{L}_{\text{1}}}^{1-\bar{L}_{\text{пп}}} (-1) \eta_r d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{ш}}} + \\ & + a_{14} \int_{1-\bar{L}_{\text{пп}}}^1 (-1) \eta_r d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{пп}}} + a_{15} \int_0^{\bar{L}_{\text{2}}} \bar{p}_2 \eta_r d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{ш}}} + \\ & + a_{16} \int_{\bar{L}_{\text{2}}}^1 \bar{p}_2 \eta_r d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{пп}}}, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{где } a_{12} = \frac{R_{\text{нап}} p_0}{E_K H}; \quad a_{13} = \frac{R_{\text{ш}} p_0}{E_K H}; \quad a_{14} = \frac{R_{\text{пр}} p_0}{E_K H},$$

$$a_{15} = \frac{R_{\text{вн}} p_0}{E_K H}; \quad a_{16} = \frac{R_{\text{нк}} p_0}{E_K H};$$

$E_K$  – модуль упругости аксиально-подвижного кольца.

Влияние на безразмерную величину зазора уплотнения деформации дисков определяется формулой  $h(\bar{r}) = u_z^{(1)}(\bar{r}) + u_z^{(2)}(\bar{r})$ , где  $u_z^{(1)}(\bar{r}) = u_z(\bar{r}, 0)$ ,  $1, \dots, \leq \bar{r}, \dots, \leq \bar{R}_1, \dots$  – решение задачи о равновесии вращающегося кольца. Величина  $u_z^{(2)}(\bar{r})$  определяется точно так же по решению задачи о равновесии аксиально-подвижного кольца.

Предложенная система уравнений (2)–(4) замыкается условием равновесия сил (1), действующих на аксиально-подвижное кольцо.

С целью определения степени влияния размеров колец пары трения на форму зазора был проведен численный эксперимент. В качестве объекта исследования выбрано уплотнение «реверсивного» типа для нагнетателя ГПА-16 «Волга» разработки ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа».

При проведении численного эксперимента с целью определения формы зазора в уплотнении геометрические размеры колец пары трения варьировались в следующих диапазонах (см. рис. 1):  $R_{\text{ш}} = 121125$  мм;  $R_{\text{пр}} = 108123$  мм;  $L_{\text{пр}} = 02$  мм;  $L_1 = 6,511,5$  мм;  $L_2 = 4,38,3$  мм. Рабочая среда – природный газ,  $p_0 = 5,6$  МПа,  $T_0 = 323$  К, материал вращающегося кольца – карбид вольфрама, аксиально-подвижного кольца – графит.

О влиянии геометрических размеров колец пары трения на форму зазора и характеристики уплотнения можно судить по данным, представленным на рис. 2 – 5. На тех рисунках, где представлена форма зазора, слева показана форма рабочей поверхности вращающегося кольца, справа – аксиально-подвижного. Штриховыми линиями показано положение колец без учета термоупругих деформаций.

Из расчетов следует, что на форму зазора существенное влияние оказывают размеры проточки на тыльной стороне аксиально-подвижного кольца, образованной радиусом  $R_{\text{пр}}$  и глубиной  $L_{\text{пр}}$  (см. рис. 1).

На рис. 2 показаны формы зазоров в зависимости от  $R_{\text{пр}}$  при  $L_{\text{пр}} = 1,5$  мм, нанесены численные значения рабочего (здесь и далее под рабочим зазором понимается минимальный зазор в паре трения) и максимального зазоров.

Уменьшение радиуса проточки  $R_{\text{пр}}$  приводит к увеличению зазора на входной кромке, соответствующего радиусу  $R_1$  и увеличению утечки газа (см. рис. 3, а). При отсутствии проточки (см. рис. 2, а) зазор принима-

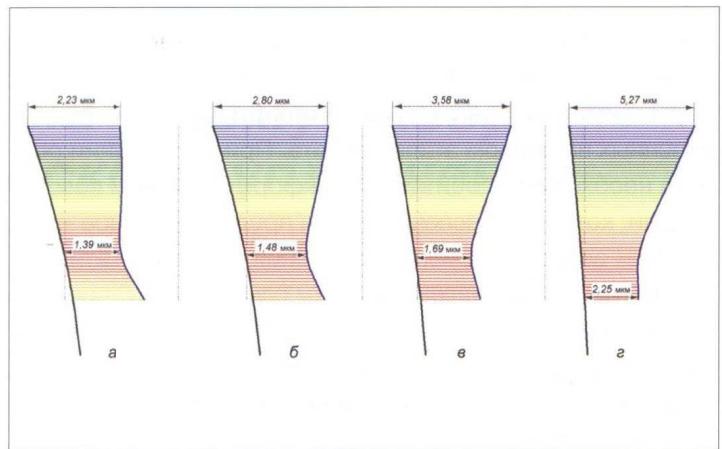


Рис. 2. Форма зазора в зависимости от радиуса проточки  $R_{\text{пр}}$ : а – проточка отсутствует; б –  $R_{\text{пр}} = 118$  мм; в –  $R_{\text{пр}} = 113$  мм; г –  $R_{\text{пр}} = 108$  мм

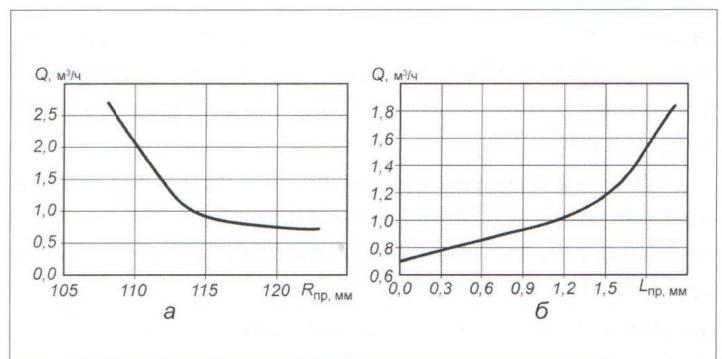


Рис. 3. Зависимость утечки газа  $Q$  от размеров проточки на тыльной стороне аксиально-подвижного кольца: а – от  $R_{\text{пр}}$ ; б – от  $L_{\text{пр}}$

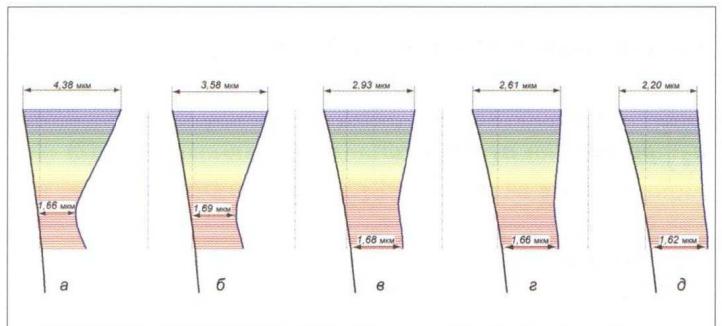


Рис. 4. Форма зазора в зависимости от толщины  $L_2$ : а –  $L_2 = 4,3$  мм; б –  $L_2 = 5,3$  мм; в –  $L_2 = 6,3$  мм; г –  $L_2 = 7,3$  мм; д –  $L_2 = 8,3$  мм

ет форму, не обеспечивающую предварительного «раскрытия» пары трения в момент заполнения корпуса сжатия рабочим газом под давлением. В представленных на рис. 2 вариантах с учетом зависимости утечки газа, представленной на рис. 3, а, и согласно концепции проектирования СГУ предпочтительным является вариант, показанный на рис. 4, в.

Увеличение глубины проточки  $L_{\text{пр}}$  от 0 до 2 мм при радиусе проточки  $R_{\text{пр}} = 113$  мм приводит к увеличению зазора на входной кромке от 2,23 до 4,6 мкм, рабочий зазор увеличивается от 1,39 до 2,01 мкм. Утечка газа



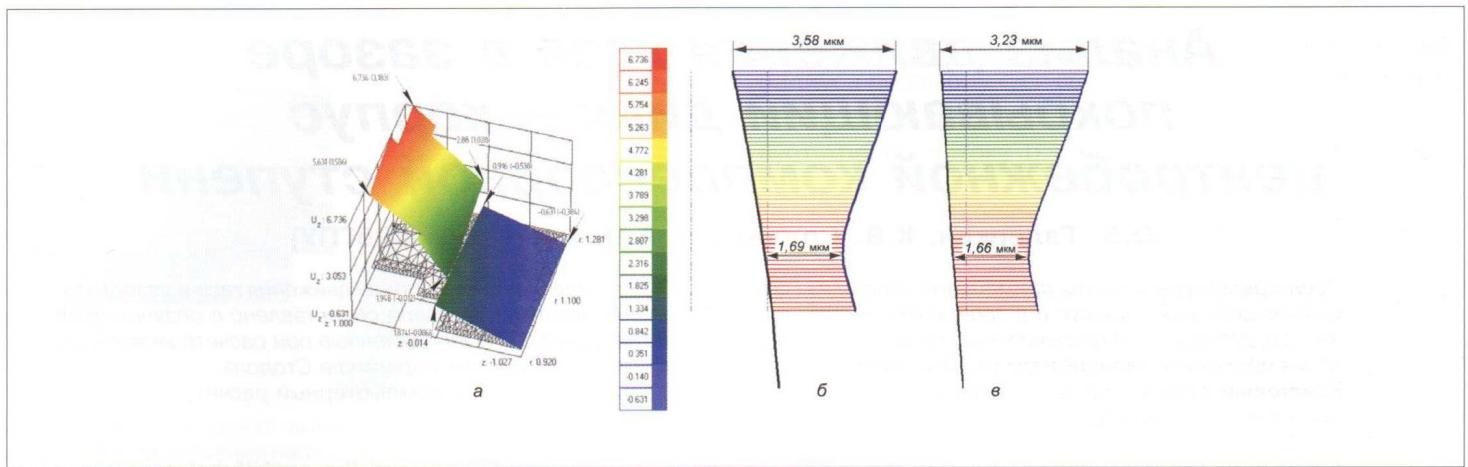


Рис. 5. Влияние термических и силовых деформаций на форму зазора:  
а – напряжено-деформированное состояние колец пары трения; б – форма зазора с учетом действия термических и силовых деформаций; в – форма зазора с учетом действия силовых деформаций

при этом увеличивается от 0,78 до 1,85 м<sup>3</sup>/ч (см. рис. 3, б). В результате предпочтительной является проточка глубиной 1,5 мм.

Для иллюстрации, рассчитан вариант, в котором  $L_k = 13,1$  мм, т.е. толщина аксиально-подвижного кольца уменьшена на глубину проточки  $L_{\text{пр}} = 1,5$  мм, остальные размеры аксиально-подвижного кольца оставлены без изменений. Форма зазора аналогична форме зазора при  $L_k = 14,6$  мм, представленной на рис. 2, а. При этом зазор на входной кромке составил 2,17 мкм, рабочий зазор – 1,36 мкм, а расход составил 0,68 м<sup>3</sup>/ч.

Увеличение размера  $L_2$  (см. рис. 4) с 4,3 до 8,3 мм приводит к уменьшению зазора на входной кромке и смещению рабочего зазора на выходную кромку, соответствующего радиусу  $R_{\text{вн}}$ . Утечка газа при этом незначительно уменьшается – с 1,15 до 0,98 м<sup>3</sup>/ч. Исходя из концепции проектирования СГУ, предпочтительной является форма зазора, изображенная на рис. 4, б. Уменьшение размера  $L_2$  от выбранного варианта приводит к дополнительным напряжениям в аксиально-подвижном кольце, а его увеличение может привести к контакту рабочих поверхностей колец пары трения при пусках и остановах компрессора без стравливания газа из корпуса сжатия.

При уменьшении радиуса  $R_{\text{ш}}$  от 125 до 121 мм рабочий зазор смещается на выходную кромку и увеличивается с 1,53 до 1,98 мкм, зазор на входной кромке увеличивается с 2,99 до 4,48 мкм, утечка газа увеличивается соответственно с 0,85 до 1,74 м<sup>3</sup>/ч.

Увеличение размера  $L_1$  от 6,5 до 11,5 мм приводит к увеличению рабочего зазора с 1,65 до 1,85 мкм, увеличению зазора на входной кромке с 3,45 до 4,1 мкм, утечка газа при этом увеличивается с 1,04 до 1,43 м<sup>3</sup>/ч.

Для иллюстрации влияния термических и силовых деформаций на форму рабочей поверхности врачающегося и аксиально-подвижного колец, а так-

же на форму и величину зазора представлено напряжено-деформированное состояние колец пары трения (см. рис. 5, а). В узловых точках нанесены значения деформаций. Значения без скобок соответствуют расчету с учетом совместного влияния термических и силовых деформаций, форма зазора для этого случая представлена на рис. 5, б. Значения в скобках соответствуют действию только силовых деформаций, форма зазора для этого случая представлена на рис. 5, в.

Как видно из представленных данных, вклад термических деформаций составляет до 50% суммарных деформаций колец пары трения. При этом рабочий зазор остается практически неизменным, зазор на входной кромке с учетом суммарных деформаций увеличивается до 10%.

По результатам проведенных исследований необходимо отметить, что для создания надежной и долговечной конструкции СГУ необходим опыт проектирования и внедрения уплотнений, наличие программных комплексов, моделирующих рабочие режимы СГУ и позволяющих определять рабочие характеристики уплотнений и геометрическую форму рабочих колец пары трения. При определении размеров колец пары трения необходимо учитывать термоупругие деформации, величина которых сопоставима с рабочим зазором, а иногда и превышает этот зазор.

#### Список литературы

1. Даутов Р.З., Карчевский М.М., Новиков Е.А. и др. К численному моделированию газодинамических уплотнений//Исследование по прикладной математике. Вып. 26. Казань: Изд. КГУ. 2006.
2. Роговой Е.Д., Левашов В.А., Розова Л.В., Киселев. А.М. Автоматизация проектирования рабочих пар «сухих» уплотнений на основе газодинамического и термоупругого анализа//Тр. XIII междунар. науч.-техн. конф. «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке». Т. III. Сумы: Изд. СумГУ, 2004,
3. Демидов С.П. Теория упругости. М.: Высшая школа, 1979.