

Термоупругогазодинамический расчет сухих газодинамических уплотнений центробежных компрессоров

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

Представлена математическая модель «сухого» газодинамического уплотнения, состоящая из уравнения Рейнольдса, уравнения энергии, уравнений теплопроводности, уравнений термоупругости с соответствующими граничными условиями. Представлены результаты численного эксперимента. Показано, что спроектировать работоспособное газодинамическое уплотнение возможно только при использовании термоупругогазодинамического расчета, учитывающего весь спектр рабочих параметров уплотнения.

Ключевые слова: сухое газодинамическое уплотнение, нагнетатель, центробежный компрессор, математическая модель.

Thermoelastic and gasdynamic analyses of dry gasdynamic seals of centrifugal compressors

E.A. Novikov

Mathematical model of «dry» gasdynamic seal including Reynolds equation, energy equation, thermal conductivity equations and thermoelasticity equations with corresponding boundary conditions, has been presented. Results of numerical experiments have been presented further. It has been shown, that designing of a serviceable gasdynamic seal is only possible on the basis of thermoelastic and gasdynamic analyses, taking into account the whole range of working parameters of the seal.

Key words: dry gasdynamic seals, blower, centrifugal compressor.

В настоящее время на российском рынке представлены несколько поставщиков сухих газодинамических уплотнений (СГУ). В основном это зарубежные производители, и российские нефтегазовые и химические компании, зависящие от поставки дорогостоящих комплектующих импортного производства. Иностранные фирмы-производители СГУ не раскрывают свои методики расчета, а приводят лишь данные рекламного характера. В этой ситуации отечественные поставщики, не имея в своем распоряжении точных и достоверных методик расчета, затрачивают много времени на доводочные испытания СГУ, что увеличивает общий срок поставки потребителю готовых комплектов СГУ.

С целью сокращения доводочных испытаний, а следовательно, и уменьшения стоимости СГУ в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» совместно с кафедрой вычислительной математики и кибернетики Ка-

занского государственного университета была разработана термоупругогазодинамическая методика и программа расчета СГУ [1], учитывающая повышение температуры в газовом слое, отвод теплоты через кольца пары трения, деформации колец пары трения от действия сил давления и неравномерности температурного поля.

Принцип работы уплотнения заключается в следующем. Вращающееся кольцо 1 (рис. 1) с невращающимся кольцом 2 (аксиально-подвижный элемент уплотнения) образуют торцовую уплотнительную щель. Область высокого давления p_0 отделяется от области низкого давления p_2 резиновым уплотнительным кольцом 3, которое не препятствует осевой подвижности кольца 2. На кольце 1 выполнены спиральные канавки глубиной $h = 5 \dots 10$ мкм и углом наклона θ к наружному диаметру. При вращении кольца 1 на тыльных стенках канавок возникают аэродинамические силы, которые захватывают газ из полости с давлением p_0 и перемещают его вдоль осей канавок к центру. Газодинамическое давление в канавках возрастает до некоторого наибольшего значения p_k , распространяясь и за пределы канавок. Далее давление постепенно уменьшается в направлении к центру вследствие утечки газа через торцовую щель размером H , постепенно достигая значения давления за уплотнением p_2 .

Характерный зазор между вращающимся и аксиально-подвижными кольцами составляет 1...5 мкм, диаметры колец – до 300 мм, глубина канавок сопоставима с величиной рабочего зазора. В связи с этим для описания распределения давления в зазоре оправдано применение известного приближения тонкого слоя – урав-

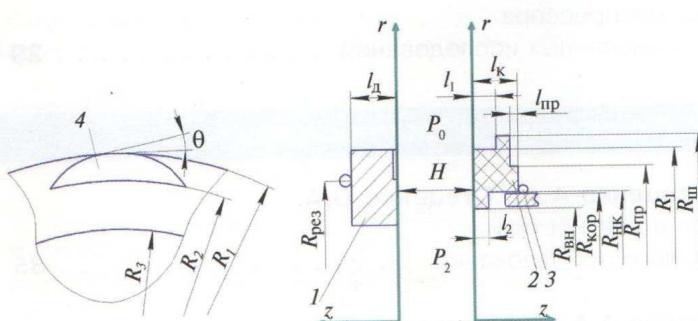


Рис. 1. Расчетная схема колец пары трения сухого газодинамического уплотнения:

1 – вращающееся кольцо; 2 – аксиально-подвижное кольцо; 3 – резиновое уплотнительное кольцо; 4 – газодинамическая канавка



нения Рейнольдса [2], которое в полярных координатах имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{r} \bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{p} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = -\bar{r} \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{\rho} \bar{h}), \quad (1)$$

где $r = R_{\text{вн}} \bar{r}$ – радиус; $h = H \bar{h}$ – зазор; $\rho = \rho_0 \bar{\rho}$ – плотность газа; $\mu = \mu_0 \bar{\mu}$ – вязкость газа; $p = p_0 \bar{p}$ – давление газа; $\Lambda = 6\mu_0 \omega R_{\text{вн}}^2 / (H^2 P_0)$ – число сжимаемости. Здесь и далее индекс 0 означает параметры газа перед уплотнением; индекс 2 – параметры газа за уплотнением, текущие значения параметров записаны без индексов; черта над параметром означает безразмерные параметры.

Границные условия для уравнения Рейнольдса в безразмерных переменных:

$$\bar{p} = 1, \bar{r} = R_1 / R_{\text{вн}}, \bar{p} = p_2 / p_0, \bar{r} = 1. \quad (2)$$

Распределение средней по толщине газового слоя температуры в полярных координатах описывается безразмерным уравнением энергии в виде [2, 3]

$$a_1 \left[\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{\lambda} \bar{r} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{\lambda} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} \right) \right] + a_2 \left(\bar{h}^{-1} \bar{\lambda}_2 \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{z}_2} \Big|_{z_2=0} + \bar{h}^{-1} \bar{\lambda}_1 \frac{\partial \bar{T}_1}{\partial \bar{z}_1} \Big|_{z_1=0} \right) + + \bar{w} = \bar{p} \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + \bar{v}_\theta \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} \right), \quad (3)$$

где

$$\bar{h}^{-1} \bar{\lambda}_2 \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{z}_2} \Big|_{z_2=0}, \bar{h}^{-1} \bar{\lambda}_1 \frac{\partial \bar{T}_1}{\partial \bar{z}_1} \Big|_{z_1=0} \quad \text{– потоки теплоты из вра-}$$

щающегося и аксиально-подвижного колец;

$\bar{w} = a_2 \bar{w}_m + a_6 \bar{w}_k$ – функция диссипации;

$$\bar{w}_m = \frac{\bar{\mu} \bar{r}^2}{\bar{h}^2} + a_4 \frac{\bar{h}^2}{12 \bar{\mu}} \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)^2 \right] \quad \text{– тепловыделение за}$$

счет вязкого трения;

$$w_k = \bar{T} \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \bar{v}_\theta \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) \quad \text{– тепловыделение за счет изме-} \\ \text{nения удельного объема;}$$

$$\bar{v}_r = -\frac{\bar{h}^2}{12 \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \quad \text{– составляющая скорости по радиусу } r;$$

$$\bar{v}_\theta = -\frac{\bar{h}^2}{12 \bar{\mu} \bar{r}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} - a_5 \frac{\bar{r}}{2} \quad \text{– составляющая скорости по углу } \theta;$$

$$\bar{\lambda} = \bar{T}^{n_k} \quad \text{– коэффициент теплопроводности газа;}$$

$\bar{\lambda}_i = \lambda_i / \lambda_0, i = 1, 2$ – коэффициенты теплопроводности соответствующего кольца пары трения;

$\bar{z}_i = z_i / L_k, i = 1, 2, L_k$ – толщина аксиально-подвижного кольца;

$T_i = T_i / T_0, i = 1, 2, T_i$ – температура соответствующего кольца пары трения;

z_i – координата, отсчитываемая вдоль оси соответствующего кольца; ($z_i = 0$ соответствует уплотнительному зазору);

$$a_1 = \frac{\lambda_0 \mu_0}{\rho_0 C_p H^2 p_0}; a_2 = \frac{\lambda_0 \mu_0 R_{\text{вн}}^2}{L_k H^3 \rho_0 C_p p_0};$$

$$a_3 = \frac{\mu_0^2 R_{\text{вн}}^4 \omega^2}{H^4 \rho_0 C_p T_0 p_0}; a_4 = \frac{p_0^2 H^4}{R_{\text{вн}}^4 \mu_0^2 \omega^2};$$

$$a_5 = \frac{R_{\text{вн}}^2 \mu_0 \omega}{H^2 p_0}; a_6 = \frac{p_0}{\rho_0 C_p T_0};$$

C_p – теплоемкость газа, ω – скорость вращения кольца.

Границные условия для уравнения энергии:

$$\bar{T} = 1, \bar{r} = R_1 / R_{\text{вн}}. \quad (4)$$

Для уравнения энергии должны быть заданы условия на трех границах: на входе в газовый слой и на поверхностях вращающегося и аксиально-подвижного колец. В рассматриваемом случае граничные условия на поверхностях колец заменены условиями сопряжения, моделирующими соответствующие потоки теплоты

$$\bar{h}^{-1} \bar{\lambda}_2 \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{z}_2} \Big|_{z_2=0}, \bar{h}^{-1} \bar{\lambda}_1 \frac{\partial \bar{T}_1}{\partial \bar{z}_1} \Big|_{z_1=0}.$$

Уравнения Рейнольдса (1) и энергии (2) связаны между собой зависимостями вязкости и плотности от температуры:

$$\bar{\mu} = \bar{T}^{n_k}; \bar{p} = \bar{p} / \bar{T},$$

где n_k – эмпирический коэффициент.

Описание распределения температуры в кольцах пары трения приводится на основе осесимметричного приближения с использованием стандартного уравнения теплопроводности в твердом теле. При этом предполагается, что температура на границах колец, соприкасающихся с газовым слоем, равна средней по толщине слоя температуре газа. На внешних границах колец осуществляется теплообмен по закону Ньютона с омывающим эти поверхности газом.

Уравнение теплопроводности для вращающегося кольца имеет вид

$$\begin{aligned}
& \int_0^{\bar{R}_1} \int_{\bar{R}_3}^{\bar{R}_1} \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{r}^2} + b_1 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} \right) \bar{r} d\bar{r} d\bar{z} + b_2 \int_{\bar{R}_3}^{\bar{R}_1} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [\bar{T}(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - \bar{T}_0(\bar{r}, \bar{z})] \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{L}_0} + b_2 \int_{\bar{R}_3}^1 \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [\bar{T}(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - \bar{T}_0(\bar{r}, \bar{z})] \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=0} + b_3 \int_0^{\bar{L}_0} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [\bar{T}(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - \bar{T}_0(\bar{r}, \bar{z})] d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_1} + b_4 \int_0^{\bar{L}_0} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [\bar{T}(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - \bar{T}_0(\bar{r}, \bar{z})] d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_3} = 0,
\end{aligned} \tag{5}$$

где $\bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) = \alpha_M(\bar{r}, \bar{z})/\alpha$ – местный коэффициент теплоотдачи; $\alpha = \alpha_M(\bar{R}_1)$ – коэффициент теплоотдачи; $b_1 = (R_{\text{вн}}/L_K)^2$; $b_2 = \alpha R_{\text{вн}}^2/\lambda_1 L_K$; $b_3 = \alpha R_1/\lambda_1$; $b_4 = \alpha R_3/\lambda_1$ – безразмерные постоянные.

Границные условия для уравнения теплопроводности вращающегося кольца:

$$\begin{aligned}
& \bar{T} = 1, \bar{r} = \bar{R}_1, \\
& \bar{T} = 1, \bar{L} = \bar{R}_{\text{д}}, \bar{R}_{\text{пез}} < \bar{r} < \bar{R}_1, \\
& \bar{T} = 1, \text{ на остальных участках поверхности диска} \quad (6)
\end{aligned}$$

Уравнение теплопроводности для аксиально-подвижного кольца имеет вид

$$\begin{aligned}
& \int_{\bar{D}} \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{r}^2} + b_1 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} \right) \bar{r} d\bar{r} d\bar{z} + b_5 \int_{\bar{R}_1}^{\bar{R}_{\text{ш}}} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{l}_1} + b_5 \int_{\bar{R}_{\text{ш}}}^{\bar{R}_{\text{пп}}} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=1-\bar{l}_{\text{пп}}} + b_5 \int_{\bar{R}_{\text{пп}}}^{\bar{R}_{\text{нк}}} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=1} + b_5 \int_1^{\bar{l}_1} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] \bar{r} d\bar{r} \Big|_{\bar{z}=\bar{l}_2} + b_6 \int_0^{\bar{l}_1} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_1} + b_7 \int_{\bar{l}_1}^{1-\bar{l}_{\text{пп}}} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{ш}}} + b_8 \int_{1-\bar{l}_{\text{пп}}}^1 \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{пп}}} + b_9 \int_0^{\bar{l}_2} \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{нк}}} + b_{10} \int_{\bar{l}_2}^1 \bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z}) [T(\bar{r}, \bar{z}) - \\
& - T_0(\bar{r}, \bar{z})] d\bar{z} \Big|_{\bar{r}=\bar{R}_{\text{нк}}} = 0,
\end{aligned} \tag{7}$$

где $b_5 = \alpha R_{\text{вн}}^2/\lambda_2 L_K$; $b_6 = \alpha R_{\text{ш}}/\lambda_2$; $b_7 = \alpha R_{\text{пп}}/\lambda_2$; $b_8 = \alpha R_{\text{пп}}/\lambda_2$;

$b_9 = \alpha R_{\text{вн}}/\lambda_2$; $b_{10} = \alpha R_{\text{нк}}/\lambda_2$ – безразмерные коэффициенты.

Границные условия для уравнения теплопроводности аксиально-подвижного кольца:

$$\begin{aligned}
& \bar{T} = 1, \bar{r} = \bar{R}_1, \\
& \bar{T} = 1, \bar{z} = \bar{L}_K, \bar{R}_{\text{ш}} < \bar{r} < \bar{R}_{\text{нк}}, \\
& \bar{T} = 1 \text{ на остальных участках поверхности диска (8).}
\end{aligned}$$

В точках вращающегося кольца при $\bar{r} \geq \bar{R}_{\text{пез}}$ коэффициент $\bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z})$ умножается на поправочный множитель A_1 , при $\bar{r} \leq \bar{R}_{\text{пез}}$ – на A_2 . В точках аксиально-подвижного кольца при $\bar{r} \geq \bar{R}_{\text{нк}}$ коэффициент $\bar{\alpha}_M(\bar{r}, \bar{z})$ умножается на поправочный множитель B_1 , при $\bar{r} \leq \bar{R}_{\text{нк}}$ – на B_2 .

Для определения упругого равновесия колец, находящихся под действием силовых и термических деформаций, использованы классические уравнения термоупругости, которые приведены в работе [4].

Выписанная система уравнений замыкается условием равновесия сил, действующих на аксиально-подвижное кольцо, по которому и определяется рабочий зазор:

$$\bar{F}_{\text{см}} = \bar{F}_{\text{пп}} + \pi (\bar{R}_1^2 - \bar{R}_{\text{кор}}^2) + \bar{P}_2 \pi (\bar{R}_{\text{нк}}^2 - \bar{R}_{\text{вн}}^2), \tag{9}$$

где $\bar{F}_{\text{см}} = \int_0^{2\pi \bar{R}_1} \int_{R_{\text{ш}}}^{\bar{R}_1} \bar{p}(\bar{r}, \theta) \bar{r} d\bar{r} d\theta$ – безразмерная подъемная сила;

$\bar{F}_{\text{пп}} = F_{\text{пп}}/(P_0 R_{\text{вн}}^2)$ – усилие пружин, действующих на тыльную сторону аксиально-подвижного кольца.

Для решения поставленной задачи разработана специальная программа расчета.

В результате расчета определяются основные характеристики СГУ: утечка газа; несущая способность газового слоя; потери мощности на трение; форма и величина зазора; распределение давлений и температур в газовом слое; распределение температур в кольцах пары трения; деформации колец пары трения. Входными данными являются 46 параметров, включая геометрические размеры и свойства колец пары трения, режимные параметры работы СГУ и свойства газа.

На рис. 2–4 представлены результаты численного эксперимента применительно к уплотнению, спроектированному для нагнетателя ГПА-16 «Волга» разработки ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». Уплотнительная поверхность пар трения имеет следующие размеры: $R_1 = 120,5$ мм; $R_{\text{вн}} = 96$ мм; рабочая среда – природный газ; $p_0 = 5,6$ МПа; $T_0 = 323$ К; $n = 5\,600$ об/мин; материал вращающегося кольца – карбид вольфрама, аксиально-подвижного – графит.

Основная энергетическая характеристика СГУ – утечка газа, которая является, как правило, безвозвратными потерями и выводится через систему управ-



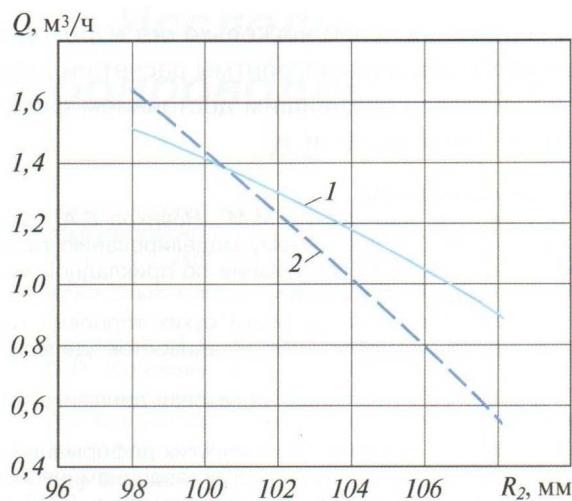


Рис. 2. Изменение утечки газа Q через уплотнение в зависимости от радиуса окончания канавок R_2 :
1 – термоупругогазодинамический расчет;
2 – расчет при изотермическом течении газа (деформации колец пары трения не учитываются)

ления и контроля работы СГУ на факел. Организация, эксплуатирующая компрессор, оснащенный СГУ, уже на стадии проектирования обращает серьезное внимание на расчетную величину утечки газа через уплотнение. Например, ОАО «Газпром» ограничивает максимальную утечку газа величиной 150 л/мин. В то же время срок гарантийного обслуживания и наработка на отказ постоянно увеличиваются, что требует повышенного внимания к проектированию формы рабочего зазора. Все это обуславливает необходимость учета наибольшего количества факторов, оказывающих влияние на работу СГУ.

На рис. 2 представлено изменение утечки газа в зависимости от радиуса окончания канавок R_2 . Для сравнения нанесены данные расчета с использованием только уравнения Рейнольдса (1) и условия равновесия (9) с соответствующими граничными условиями и расчета по термоупругогазодинамической методике. Как видно из графиков, характер изменения величины утечки газа для обеих методик аналогичен – с уменьшением радиуса R_2 увеличивается площадь газодинамических канавок, заключенная между радиусами R_1 , R_2 (см. рис. 1), уменьшается площадь уплотнительного пояска, заключенного между радиусами R_2 , $R_{\text{вн}}$, что, очевидно, приводит к увеличению подъемной силы, увеличению зазора, а следовательно, и увеличению утечки газа.

На рис. 3 представлены формы зазоров в СГУ в зависимости от радиуса окончания канавок R_2 . Уменьшение радиуса R_2 от 108 мм до 98 мм приводит к повышению максимальной температуры газа, протекающего по рабочему зазору с 330,6 до 337 К. Перераспределение температуры газа в зазоре уплотнения приводит к перераспределению температуры в кольцах пары

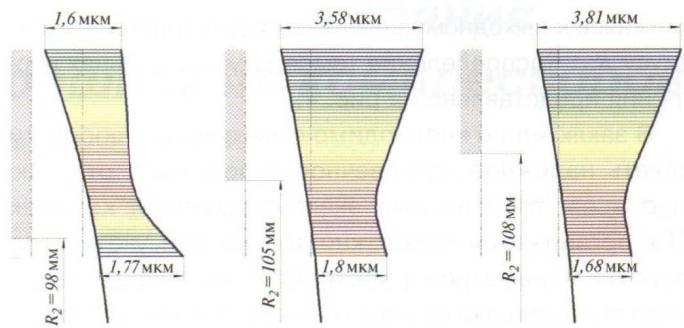


Рис. 3 – Влияние радиуса окончания канавок R_2 на форму зазора

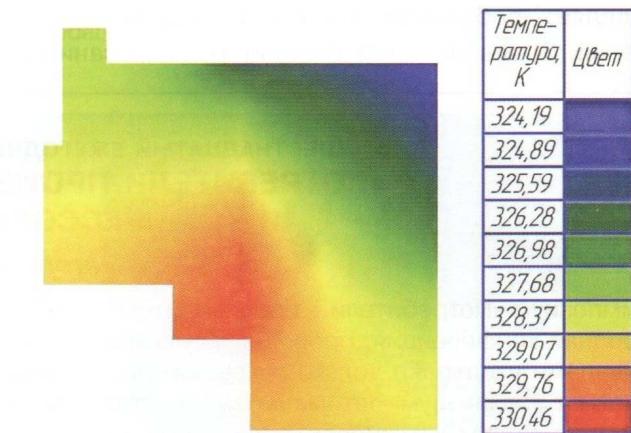


Рис. 4. Распределение температуры в кольцах пары трения

трения и, следовательно, усиливает влияние термических деформаций на изменение формы рабочих колец. Одновременно происходит перераспределение давлений в газовом слое, что приводит к перераспределению сил от давлений, действующих на кольца пары трения, что вносит свой вклад в изменение формы рабочих поверхностей. Форма рабочих поверхностей в конечном счете определяет работоспособность СГУ на всех режимах эксплуатации, включая пуск и останов компрессорного агрегата.

В случае останова компрессорного агрегата без стравливания газа из корпуса сжатия возможен контакт рабочих поверхностей пары трения при $R_2 = 98$ мм, который может привести к разрушению вращающегося твердосплавного кольца. Необходимо отметить, что представленные на рис. 3 формы зазоров являются лишь частными случаями для рассматриваемой геометрии колец пары трения. Например, при радиусе $R_2 = 98$ мм, увеличивая глубину $l_{\text{пр}}$ или уменьшая радиус $R_{\text{пр}}$ проточки на тыльной стороне аксиально-подвижного кольца, можно получить форму зазора, аналогичную форме зазора при $R_2 = 105$ и 108 мм.

Температура газа в зазоре уплотнения растет по ходу движения газового потока, достигая максимального значения на уплотнительном поясе и незначительно

снижаясь к выходному сечению, соответствующему радиусу $R_{\text{вн}}$. Распределение температуры в кольцах пары трения представлено на рис. 4.

В заключение необходимо отметить, что спроектировать надежное долговечное уплотнение, отвечающее всем требованиям эксплуатирующей комплект СГУ организации, возможно только при учете всего спектра параметров работы СГУ на основе термоупругогазодинамического расчета, так как необходимо определить не только интегральные характеристики уплотнения (утечка газа, подъемная сила, потери мощности на трение), но и форму зазора, которая и определяет работоспособность и надежность уплотнения. Создание таких методик расчета занимает

у фирм-производителей несколько лет. Проверенные на опытном материале алгоритмы расчета и проектирования являются важнейшим достоянием фирм, работающих в этой области.

Список литературы

1. Даутов Р.З., Карчевский М.М., Новиков Е.А., Федотов Е.М., Хайсанов В.К. К численному моделированию газодинамических уплотнений//Исследование по прикладной математике. Казань: Изд-во КГУ, 2006.
2. Ден Г.Н. Термогазодинамика сухих торцовых газовых уплотнений роторов турбомашин. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2003.
3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1969.
4. Новиков Е.А. Влияние термоупругих деформаций колец пары трения на форму зазора «сухого» газодинамического уплотнения//Компрессорная техника и пневматика. 2010. №7.

ШЕСТНАДЦАТЫЙ ЕЖЕГОДНЫЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ СИМПОЗИУМ «ПОТРЕБИТЕЛИ-ПРОИЗВОДИТЕЛИ КОМПРЕССОРОВ И КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ»

Санкт-Петербург, 8 – 10 июня 2011 г.

Симпозиум «Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования» — уникальная международная конференция, проводимая исключительно в интересах организаций, эксплуатирующих компрессоры. С докладами выступают только руководители и специалисты предприятий компрессоростроения и потребителей, что делает симпозиум оптимальным местом для обмена практическим опытом и проблемами эксплуатации, знакомства с новой компрессорной техникой, установления прямых контактов для выбора путей модернизации существующих или создания новых компрессорных установок. Ежегодно в работе симпозиума принимают участие с одной стороны представители основных мировых производителей из десятков стран, с другой – представители всех отраслей промышленности, эксплуатирующих компрессорную технику.

Уже заявили о своих планах участвовать в Симпозиуме-2011 такие известные компании, как ОАО «ГАЗПРОМ», ООО «Газпром центрремонт», НПФ «ЭНТЕХМАШ», ООО НПЦ «АНОД», ОАО «КОМПРЕССОРНЫЙ КОМПЛЕКС», ЗАО «РосЭлектроПром Холдинг», ЗАО «НЕВИНТЕРМАШ», Краснодарский компрессорный завод – ООО «Тегас», ОАО НПО «ИСКРА», ОАО «Компрессор», ФГУП «НПП ВНИИЭМ», НПФ «Грейс-инжиниринг», KAWASAKI, SOCIETE DE MECANIQUE MAGNETIQUE, MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, DRESSER-RAND, MAN TURBO AG, ARIEL CORPORATION.

Как и при проведении симпозиума-2010 для предприятий из России и СНГ спонсорский взнос составляет 65 000 руб, для зарубежных фирм – 110 000 руб или 2500 евро. Регистрационный взнос составляет для участников от российских предприятий и СНГ 8500 руб, для зарубежных участников – 17 000 руб или 400 евро.

В случае участия без доклада необходимо оплатить только регистрационный взнос.

Организации-спонсоры пользуются следующими преимуществами:

- исключительным правом выступления с докладами на пленарных заседаниях;
- перечень организаций-спонсоров включается во все официальные документы (программа, труды, пригласительные письма, информация в журналах «Компрессорная техника и пневматика», «Химическая техника», «Химическое и нефтегазовое машиностроение», «Холодильная техника», информация на сайте симпозиума и др.);
- участники организации-спонсора (до двух) освобождаются от регистрационного взноса.

Генеральный информационный спонсор симпозиума –
журнал «Компрессорная техника и пневматика»

www.chemtech.ru.

Контактные адреса и телефоны:

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники (кафедра КВХТ).

Председатель оргкомитета – проф. Юрий Борисович Галеркин. Тел: (812) 552-65-86,
e-mail: galerkin@mobil.stu.neva.ru

Отв. секретарь оргкомитета – ст. преподаватель Александр Александрович Уцеховский. Тел: (812) 552-65-80.

Более подробная информация о Симпозиуме-2011 и предыдущих симпозиумах (1994 – 2010 гг.)
представлена на сайте <http://www.compressorsymposium.narod.ru>

