

А. И. Белоусов, В. А. Зрелов, С. Ф. Фалалеев

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРЦОВОГО
ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ
С УЧЕТОМ ВРАЩЕНИЯ И ВОЛНИСТОСТИ
УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

При расчете характеристик торцовых газостатических уплотнений (ТГСУ) обычно не учитывают вращение уплотнительных поверхностей. Однако в связи с наметившейся в последнее время тенденцией создания высокооборотных агрегатов вращение может оказать существенное влияние на характеристики ТГСУ. Также не всегда правомерно допущение о параллельности и плоскостности рабочих поверхностей, так как различные технологические и эксплуатационные факторы могут значительно

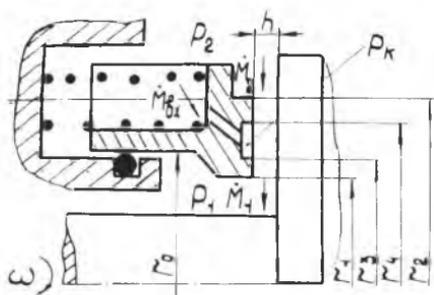


Рис. 1. Схема ТГСУ

исказить зазор уплотнения. Неучет вращения и волнистости может привести к ошибкам при проектировании уплотнений, что, в свою очередь, вызовет значительные утечки во время эксплуатации.

Схема ТГСУ изображена на рис. 1. Зазор уплотнения из-за волнистости рабочей поверхности

подвижного в осевом направлении кольца изменяется по следующему закону:

$$h = h_0 + e \cos k\Theta,$$

где h_0 — средняя величина зазора; e — амплитуда волнистости; k — число волн на поверхности кольца; Θ — угловая координата.

Уравнения движения для ламинарного изотермического течения газа с учетом относительного вращения поверхностей через кольцевой зазор имеют вид [1]:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{v^2}{r} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} = 0. \quad (2)$$

Из-за малости ширины уплотнительного пояска градиентом давления в окружном направлении можно пренебречь [1].

Решая совместно уравнения (1) и (2) с учетом граничных условий $u = 0, v = r\omega$ при $z = 0$, $u = 0, v = 0$ при $z = h$, можно получить выражение для радиальной скорости потока:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} (z^2 - hz) - \frac{\rho r \omega^2}{\mu} \left(\frac{z^2}{2} - \frac{z^3}{3h} + \frac{z^4}{12h^2} - \frac{zh}{4} \right). \quad (3)$$

В правой части уравнения (3) второе слагаемое определяется прращением. Решая уравнение неразрывности для газового слоя с учетом уравнения состояния

$$\frac{p}{\rho} = RT = \text{const},$$

получаем дифференциальное уравнение для распределения давления по ширине уплотнительного пояска:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r h^3}{12\mu} \rho \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{3}{10} \frac{\omega^2 h^3}{12\mu RT} \rho^2 r^2 \right) + \frac{\rho r \omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta}. \quad (4)$$

Для решения этого дифференциального уравнения воспользуемся методом Аусмана [2], заключающемся в линеаризации исходного уравнения заменой переменной p там, где она входит в качестве коэффициента, на фиксированное значение p_0 . Следует отметить, что погрешность, вносимая линеаризацией, относится только к влиянию волнистости на распределение давления. Выбор давления p_0 не влияет на характеристики уплотнения, как будет показано ниже.

Интегрируя дважды уравнение (4) с учетом граничных условий $p = p_1$ при $r = r_1$, $p = p_2$ при $r = r_2$, можно получить уравнение для распределения давления по радиусу, которое в безразмерном виде запишется следующим образом:

$$\bar{p}^2 = \bar{p}_1^2 e^{B(R^2 - R_1^2)} + B(e^{B(R^2 - R_1^2)} - 1) + \frac{(\bar{p}_2^2 e^{B(R^2 - R_2^2)} - \bar{p}_1^2 e^{B(R^2 - R_1^2)}) + B(e^{B(R^2 - R_2^2)} - e^{B(R^2 - R_1^2)})}{I(R_1, R_2)} I(R_1, R),$$

где $\bar{p} = \frac{p}{p_{\text{вх}}}$ — относительное давление;

$p_{\text{вх}}$ — давление на входе в дроссель ТГСУ;

$R = \frac{r}{r_0}$ — относительный радиус;

r_0 — радиус расположения вторичного уплотнения;

$B = \frac{3 \rho \omega^2 r_0^3}{10 p}$, $B = \frac{10\mu}{\omega h^3 RT} \frac{\partial h}{\partial \theta} p_0$ — безразмерные параметры;

$$I(R_1, R) = \int_{R_1}^R \frac{dR}{R e^{\beta R^2}} = \ln \frac{R}{R_1} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-\beta)^n R^{2n}}{n! 2n} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-\beta)^n R_1^{2n}}{n! 2n},$$

$I(R_1, R_2) = \ln \frac{R_1}{R_2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-\beta)^n R_2^{2n}}{n! 2n} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-\beta)^n R_1^{2n}}{n! 2n}$ — геометрические параметры уплотнения.

Утечки через торцовую щель определяются по формуле

$$\dot{M} = \int_0^{2\pi} \int_0^h \rho r d\theta \int_0^h u dz. \quad (5)$$

Подставив в формулу (5) выражение для u (3), получим уравнение для утечек:

$$\bar{M} = \frac{12\gamma p_{\text{вх}}^2}{\pi R T h^3 \Phi} \dot{M} = H^3 \frac{\bar{p}_2^2 e^{-\beta R_2^2} - \bar{p}_1^2 e^{-\beta R_1^2}}{I(R_1, R_2)} \left(1 + \frac{3}{2} E^2\right), \quad (6)$$

где $H = \frac{h_0}{h_\Phi}$ — безразмерный зазор;

h_Φ — фиксированное значение зазора;

$E = \frac{e}{h_0}$ — отношение амплитуды волнистости к средней величине зазора.

При отсутствии волнистости и вращения формула (6) совпадает с выражением для утечек, полученным в работе [3]. Несущая способность газового слоя определяется по формуле

$$\bar{W} = \frac{W}{\pi r_0^2 p_{\text{вх}} (R_2^2 - R_1^2)} = \frac{1}{\pi (R_2^2 - R_1^2)} \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \bar{p} R dR d\theta.$$

При этом следует учесть, что $\int_0^{2\pi} \frac{1}{h^3} \frac{\partial h}{\partial \theta} d\theta = 0$ при заданном изменении h .

Можно показать, что при вычислении интеграла $\int_0^{2\pi} \bar{p} d\theta$ члены, содержащие \bar{v} , исчезают, т. е. несущая способность в этом случае определяется по формуле

$$\bar{W} = \frac{2}{R_2^2 - R_1^2} \int_{R_1}^{R_2} \sqrt{\bar{p}_1^2 e^{\beta (R^2 - R_1^2)} + \frac{\bar{p}_2^2 e^{\beta (R^2 - R_2^2)} - \bar{p}_1^2 e^{\beta (R^2 - R_1^2)}}{I(R_1, R)}} R dR. \quad (7)$$

Таким образом, волнистость уплотнительной поверхности невращающегося кольца не оказывает влияния на несущую способность, на расход же влияет только амплитуда волнистости, а не число волн. Такой же результат для несжимаемой жидкости получил Снек [1]. Анализ полученных зависимостей показывает отсутствие совместного влияния волнистости и вращения на утечку и несущую способность.

Для схемы ТГСУ с кольцевой камерой (рис 1) расходы газа через тракты ТГСУ с учетом выражения (6) запишутся в виде

$$\bar{M}_{\text{вх}} = A (1 - \bar{p}_k^2);$$

$$\bar{M}_1 = H^3 \frac{\bar{p}_k^2 e^{-B R_1^2} - \bar{p}_1^2 e^{-B R_1^2}}{I(R_1, R_3)} \left(1 + \frac{3}{2} E^2\right); \quad (8)$$

$$\bar{M}_2 = H^3 \frac{\bar{p}_2^2 e^{-B R_2^2} - \bar{p}_k^2 e^{-B R_2^2}}{I(R_4, R_2)} \left(1 + \frac{3}{2} E^2\right), \quad (9)$$

где A — параметр дросселя.

Из уравнения неразрывности $\bar{M}_{\text{вх}} = \bar{M}_{\text{вых}}$ получаем выражение для давления в камере

$$\bar{p}_k = \sqrt{\frac{\frac{A}{H^3} + \left(1 + \frac{3}{2} E^2\right) \left(\frac{\bar{p}_2^2 e^{-B R_2^2}}{I(R_4, R_2)} + \frac{\bar{p}_1^2 e^{-B R_1^2}}{I(R_1, R_3)}\right)}{\frac{A}{H^3} + \left(1 + \frac{3}{2} E^2\right) \left(\frac{e^{-B R_1^2}}{I(R_4, R_2)} + \frac{e^{-B R_2^2}}{I(R_1, R_3)}\right)}}. \quad (10)$$

Следует отметить, что выражение (10) верно для всех возможных схем течения газа в трактах ТГСУ ($p_k > p_1$, $p_k > p_2$; $p_2 > p_k > p_1$; $p_1 > p_k > p_2$). В зависимости от схемы ТГСУ утечки определяются по формулам (8) или (9), а несущая способность по формуле

$$\bar{W} = \bar{p}_k \frac{R_4^2 - R_3^2}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{2}{R_2^2 - R_1^2} \left(\int_{R_1}^{R_3} \bar{p}_1^2 e^{B(R^2 - R_1^2)} R dR + \dots \right) + \dots + \frac{\bar{p}_k^2 e^{B(R^2 - R_1^2)} - \bar{p}_1^2 e^{B(R^2 - R_1^2)}}{I(R_1, R_3)} I(R_1, R) R dR + \dots + \int_{R_4}^{R_2} \sqrt{\frac{\bar{p}_k^2 e^{B(R^2 - R_2^2)} + \frac{\bar{p}_2^2 e^{B(R^2 - R_2^2)} - \bar{p}_k^2 e^{B(R^2 - R_2^2)}}{I(R_4, R_2)}}{I(R_4, R)}} I(R_4, R) R dR.$$

На рис. 2—4 изображены результаты расчета характеристик ТГСУ с учетом волнистости и вращения уплотнительных поверхностей, представленные в относительном виде. M_0 , W_0 — утечки и несущая способность уплотнения при отсутствии вращения и волнистости уплотнительных поверхностей ($E = 0$, $B = 0$). Ана-

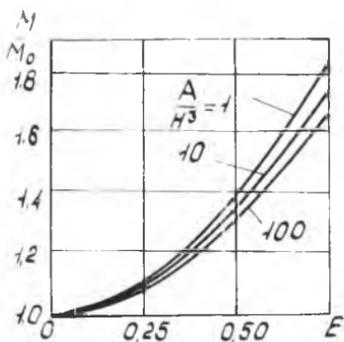


Рис. 2. Влияние параметра волнистости E на утечку газа в ТГСУ: $\bar{p}_1=0,15$; $\bar{p}_2=1$; $R_1=0,95$; $R_2=1,05$; $R_3=0,99$; $R_4=1,01$

Следовательно, при проектировании торцовых уплотнений с зазором $h < 5$ мкм необходимо учитывать влияние технологической волнистости на характеристики уплотнения. Анализ влияния вращения на характеристики ТГСУ (рис. 3, 4) показывает, что относительное вращение уплотнительных поверхностей следует учитывать при значении параметра $B > 0,9$, так как в этом случае утечки изменяются на 10%, несущая способность—на 3%.

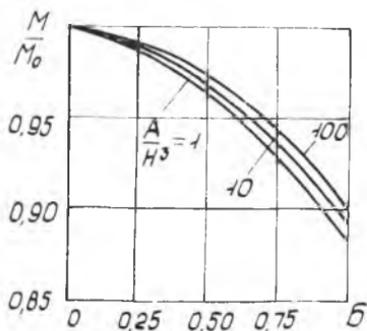


Рис. 3. Влияние параметра вращения B на утечку газа в ТГСУ: $\bar{p}_1=0,15$; $\bar{p}_2=1$; $R_1=0,95$; $R_2=1,05$; $R_3=0,99$; $R_4=1,01$

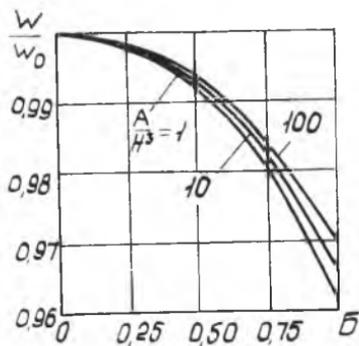


Рис. 4. Влияние параметра вращения B на несущую способность слоя газа ТГСУ: $\bar{p}_1=0,15$; $\bar{p}_2=1$; $R_1=0,95$; $R_2=1,05$; $R_3=0,99$; $R_4=1,01$

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 2, показывает, что при $E = 0,5$ утечки через уплотнение возрастают почти на 40%. Увеличение соотношения A/H^3 приводит к уменьшению влияния волнистости на утечку. Границей использования теории ТГСУ без учета волнистости следует считать значение параметра E равное 0,25 так как при этом погрешность определения утечек может составлять 10%. Величина волнистости, оговариваемая в технических требованиях на изготовление деталей уплотнения, для рабочих зазоров ТГСУ (5...30 мкм) соответствует величине параметра $E \leq 0,15$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Снек. Торцовое уплотнение с эксцентриситетом и тангенциально изменяющейся толщиной пленки. — Проблемы трения и смазки, 1969, № 4. — с. 149—155.
2. Константинеску В. Н. Газовая смазка. — М.: Машиностроение, 1968. — 18 с.
3. Белоусов А. И., Зрелов В. А., Чегодаев Д. Е. Исследование торцовых уплотнений с газостатической разгрузкой. — В кн.: Диссоциирующие газы как теплоносители и рабочие тела энергетических установок. — Минск, 1977. ч. III. — с. 131—140.

УДК 621.165—226.2—752

К. Н. Боршанский

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПОДАТЛИВОСТИ ЗАДЕЛКИ НА СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

При определении собственных частот рабочих лопаток турбины наиболее часто используется схематизация лопатки в виде гонкостенного предварительно закрученного стержня, совершающего связанные изгибно-крутильные или изгибно-крутильно-продольные колебания [1], [2]. Сопоставление экспериментальных и расчетных результатов показывает, что схематизация обеспечивает достаточную точность при определении собственных частот «длинных» лопаток с большим отношением li (l — длина лопатки; $i = \sqrt{IF}$ — радиус инерции корневого сечения; I , F — соответственно момент инерции и площадь корневого сечения лопатки). По мере уменьшения отношения li расхождение между экспериментальными частотами и расчетными, полученными в предположении жесткой заделки лопатки в корневом сечении, возрастает, что свидетельствует об увеличении влияния податливости заделки на собственные частоты. Определить влияние податливости заделки на собственные частоты можно, например, с помощью метода конечных элементов, если считать, что в колебаниях участвует не только перо лопатки, но и прилегающая к лопатке часть обода диска [3].

Значительный интерес представляет не только получение численных результатов для лопаток конкретных ступеней, но и нахождение некоторых общих закономерностей, позволяющих определить класс лопаток, для которых учет податливости заделки является необходимым, а также выяснение относительно-