

**В.И. Самуся, д-р техн. наук, Ю.И. Оксень, канд. техн. наук**

(Украина, Днепрпетровск, Национальный горный университет)

**В.А. Корсун**

(Украина, Государственная акционерная компания "Донбассуглеавтоматика")

## **О ВЛИЯНИИ ВНУТРЕННИХ ПРОТЕЧЕК НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕКЦИЙ НЕОХЛАЖДАЕМЫХ СТУПЕНЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ**

Одной из причин снижения эффективности работы турбокомпрессоров являются повышенные протечки сжимаемого газа через лабиринтные уплотнения. Установить наличие данного фактора можно на основе сравнения фактических газодинамических характеристик секций неохлаждаемых ступеней (СНС) с паспортными. Однако для этого нужно знать, как последние изменяются при увеличении протечек.

В литературе отсутствуют сведения по данному вопросу. В теории турбокомпрессоров [1-3] обычно исходят из того, что лабиринтные уплотнения находятся в хорошем состоянии и протечки газа через них сравнительно малы. Поэтому величину протечек рассчитывают приближенно, полагая, что она не зависит от степени повышения давления, и пренебрегают ее влиянием на температурный режим ступени. В [4] приводится лишь качественная оценка влияния повышенных протечек, которые могут возникнуть вследствие износа уплотнений. Отмечается, что увеличение протечек приводит к увеличению начальной и средней температур газа и его расхода в каналах ступени по сравнению с транзитным, вследствие чего растут потери энергии на преодоление сопротивления проточной части и общие затраты энергии на сжатие и перемещение газа.

Учитывая актуальность проблемы диагностики состояния проточной части турбокомпрессоров, находящихся в эксплуатации, в настоящей работе поставлена задача более глубокого анализа влияния повышенных протечек на газодинамические характеристики СНС.

При анализе принимаются следующие допущения: СНС рассматривается как одна эквивалентная ступень, в пределах которой массовый расход газа не изменяется, а протечки между элементами ступеней секции заменяются некоторыми эквивалентными протечками между выходом и входом эквивалентной ступени.

На схеме (рис. 1) участок между сечениями  $1' - 1'$  и  $2' - 2'$  соответствует герметичной эквивалентной ступени, массовый расход газа через которую равен сумме массового расхода  $G$  транзитного потока и массового расхода протечек  $\Delta G$ . В качестве газодинамических характеристик этого участка принимаются газодинамические характеристики СНС, соответствующие нормальному состоянию лабиринтных уплотнений. Сечения  $1 - 1$  и  $2 - 2$  соответствуют действительным входу и выходу СНС. Начальная температура протечек принимается равной температуре газа на выходе ступени  $T_2$ , а поскольку процесс

течения воздуха через лабиринтные уплотнения можно рассматривать как дросселирование, то температура протечек в зоне смешения с транзитным потоком также принимается равной  $T_2$ .

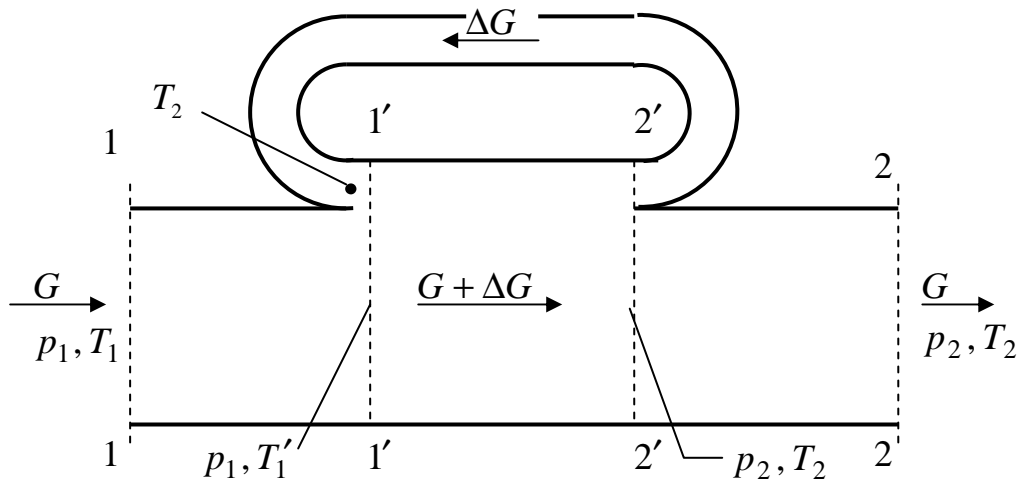


Рис. 1. Расчетная схема эквивалентной ступени

Величина протечек через лабиринтные уплотнения может быть рассчитана по формуле [1]

$$\Delta G = \alpha F \sqrt{2 \Delta p \rho_m}, \quad (1)$$

где  $\alpha F$  – постоянная для данного уплотнения;  $\Delta p$  – перепад давлений на уплотнении;  $\rho_m$  – плотность газа в некотором среднем сечении уплотнения.

Для принятой расчетной схемы

$$\Delta p = p_2 - p_1.$$

Подставив это выражение в формулу (1) и представив

$$p_2 = p_1 \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  – степень повышения давления СНС, получим

$$\Delta G = \alpha F \sqrt{2 p_1 (\varepsilon - 1) \rho_m}.$$

Соответственно, объемный расход протечек, приведенный к условиям выхода из СНС,

$$\Delta \dot{V}_2 = \frac{\Delta G}{\rho_2} = \alpha F \sqrt{2 p_1 (\varepsilon - 1) \frac{\rho_m}{\rho_2}},$$

где  $\rho_2$  – плотность газа на выходе СНС.

Принимая

$$\frac{\rho_m}{\rho_2} \approx \frac{1}{\sqrt{\varepsilon}} \quad \text{и учитывая, что} \quad \rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{p_1 \varepsilon}{R(T_1' + \Delta T)},$$

где  $R$  – газовая постоянная сжимаемого газа,  $\Delta T$  – приращение температуры в герметичной СНС (на участке  $1' - 2'$ ), получим

$$\Delta \dot{V}_2 = \alpha F \sqrt{2R(T_1' + \Delta T) \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \sqrt{\varepsilon}}}. \quad (2)$$

Из выражения (2) видно, что объемный расход протечек, приведенный к условиям выхода ступени, зависит от начальной температуры сжимаемого газа  $T_1'$ , приращения температуры  $\Delta T$  и степени повышения давления  $\varepsilon$  СНС. Зависимости

$$\varepsilon = f_1(\dot{V}_2 + \Delta \dot{V}_2, T_1'), \quad (3)$$

$$\Delta T = f_2(\dot{V}_2 + \Delta \dot{V}_2) \quad (4)$$

представляют собой газодинамические характеристики участка  $1' - 2'$ . Используя их, с помощью выражения (2) можно получить зависимость

$$\Delta \dot{V}_2 = f_4(\dot{V}_2 + \Delta \dot{V}_2, T_1'),$$

являющейся газодинамической характеристикой внутренних протечек в СНС.

Аналогичную зависимость можно получить также и для относительных протечек

$$\beta = \frac{\Delta G}{G} = \frac{\Delta \dot{V}_2}{\dot{V}_2}.$$

Паспортные газодинамические характеристики СНС приводятся обычно в виде зависимостей степени повышения давления  $\varepsilon$  и приращения температуры газа  $\Delta T$  от объемного расхода газа  $\dot{V}_1$  через СНС, приведенного к условиям входа в секцию, т.е. в виде

$$\varepsilon = f_5(\dot{V}_1, T_{1п}),$$
$$\Delta T = f_6(\dot{V}_1),$$

где  $T_{1п}$  – паспортная температура газа на входе в СНС.

Эти характеристики можно привести к виду (3) и (4), рассчитав в каждой точке величину расхода газа на выходе СНС

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{T_{1п} + \Delta T}{\varepsilon T_{1п}}.$$

Полученные таким образом зависимости

$$\begin{aligned} \varepsilon &= f_1(\dot{V}_2, T_{1п}) \\ \Delta T &= f_2(\dot{V}_2) \end{aligned} \quad (6)$$

будут являться исходными для анализа паспортными характеристиками СНС, соответствующими пренебрежимо малым внутренним протечкам. Именно эти зависимости и принимаются в качестве газодинамических характеристик участка 1' – 2'.

Увеличение протечек приводит к уменьшению расхода газа  $\dot{V}_2$  в транзитном потоке при том же самом расходе  $\dot{V}_{2ф}$  в проточной части СНС, т.к.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_{2ф} - \Delta \dot{V}_2.$$

Кроме того, увеличивается начальная температура сжимаемого газа  $T_1'$ . После смешения протечек с транзитным потоком

$$T_1' = \frac{T_1 G + T_2 \Delta G}{G + \Delta G} = \frac{T_1 + (T_1 + \Delta T) \beta}{1 + \beta}.$$

В связи с увеличением температуры уменьшится степень повышения давления СНС. Ее значение при расходе  $\dot{V}_{2ф}$  можно рассчитать по формуле [2]

$$\varepsilon'_ф = \left[ \frac{T_{1п}}{T_1'} \left( \varepsilon_ф^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{m}{m-1}},$$

где  $\varepsilon_ф$  – значение степени повышения давления газа в СНС, взятое по характеристике  $\varepsilon = f_1(\dot{V}_2, T_{1п})$  при расходе  $\dot{V}_2 = \dot{V}_{2ф}$ ;  $m$  – показатель политропы сжатия газа в СНС на этом режиме,

$$m = \frac{\ln \varepsilon_{\phi}}{\ln \frac{\varepsilon_{\phi} T_{1п}}{T_{1п} + \Delta T_{\phi}}};$$

$\Delta T_{\phi}$  – значение приращения температуры газа, взятое по характеристике  $\Delta T = f_2(\dot{V}_2)$  при расходе  $\dot{V}_2 = \dot{V}_{2\phi}$ .

Приведенные выше выражения позволяют для каждой точки характеристик участка 1'–2', заданных зависимостями (5) и (6), т.е. для значений  $\dot{V}_{2\phi}$ ,  $\varepsilon_{\phi}$ ,  $\Delta T_{\phi}$  при заданной начальной температуре  $T_1$  и известной постоянной протечек  $\alpha F$  рассчитать значения расхода газа в транзитном потоке  $\dot{V}_2$  и степень повышения давления  $\varepsilon'_{\phi}$ .

При этом значения приращения температуры сжимаемого газа, показателя процесса сжатия на участке 1–2 и политропного КПД составят:

$$\Delta T_{1-2} = T_2 - T_1 = T'_1 - T_1 + \Delta T_{\phi}; \quad m_{1-2} = \frac{\ln \varepsilon'_{\phi}}{\ln \frac{\varepsilon'_{\phi} T_1}{T_1 + \Delta T_{\phi}}};$$

$$\eta_{1-2} = \frac{m_{1-2}}{m_{1-2} - 1} \frac{k - 1}{k},$$

где  $k$  – показатель адиабатного процесса.

Следовательно, можно определить зависимости

$$\varepsilon'_{\phi} = f_7(\dot{V}_2, T_1, \alpha F); \quad (7)$$

$$\Delta T_{1-2} = f_8(\dot{V}_2, \alpha F); \quad (8)$$

$$\eta_{1-2} = f_9(\dot{V}_2, \alpha F); \quad (9)$$

представляющие собой газодинамические характеристики СНС с учетом внутренних протечек.

В соответствии с описанной методикой было произведено моделирование характеристик СНС воздушного турбокомпрессора К-250-61-1 при наличии внутренних протечек, величина которых на режиме с максимальным расходом в рабочей зоне  $\beta_{\max} = 0,1$ .

На рис. 2 приведены графики зависимостей (7), (8) и (9) для третьей СНС, построенные по результатам моделирования. При расчетах температура воздуха на входе в СНС принималась равной паспортной, т.е.  $T_1 = T_{1п} = 305$  К. Тонкими линиями (1, 3 и 5) показаны паспортные характеристики, а жирными (2, 4 и 6) – соответствующие им характеристики при наличии протечек.

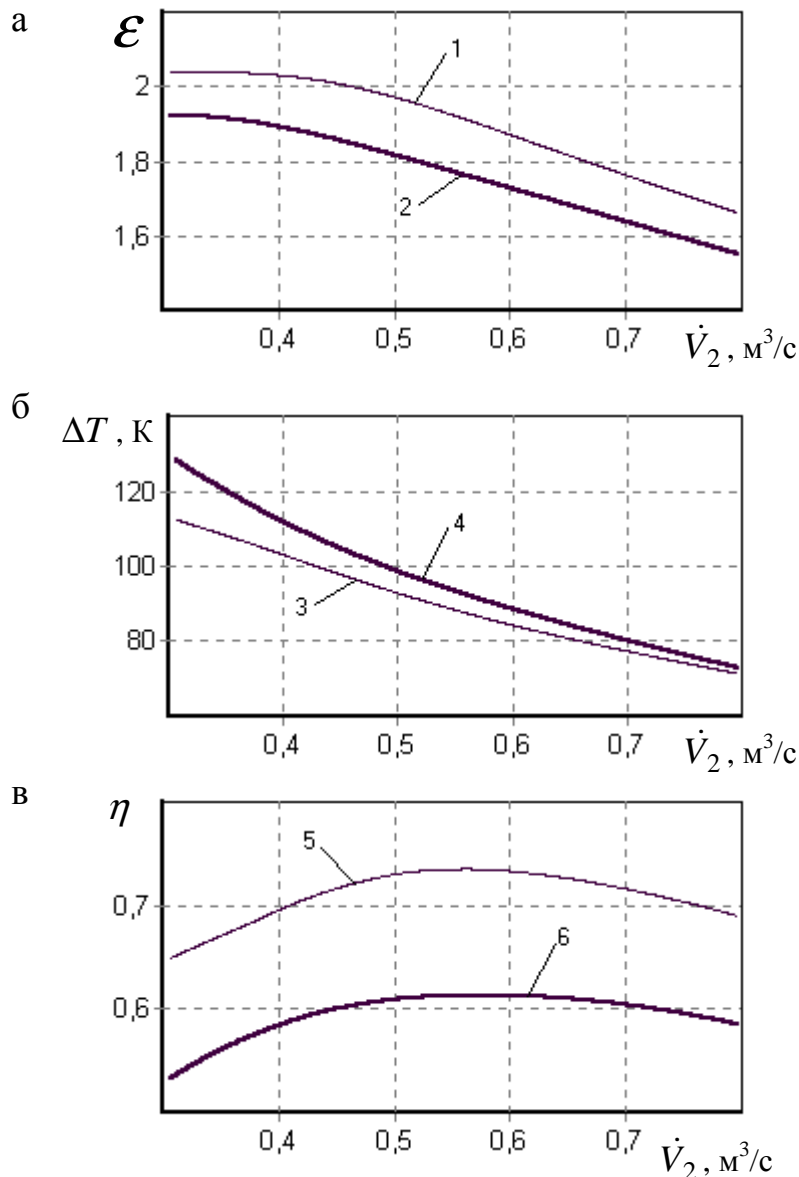


Рис. 2. Газодинамические характеристики третьей СНС турбокомпрессора К-250-61-1

Как следует из рисунка, увеличение зазоров в лабиринтных уплотнениях до величин, при которых относительные внутренние протечки на режиме с максимальным расходом в рабочей зоне достигают 10 %, приводит к уменьшению степени повышения давления СНС на 5–8 % и снижению ее политропного КПД на 12–15 %.

Говоря о качественной стороне влияния внутренних протечек, можно отметить следующее:

- с уменьшением расхода газа в транзитном потоке  $\dot{V}_2$  разница между фактическим и паспортным приращением его температуры (кривые 3 и 4 на рис. 2, б) возрастает, а между фактической и паспортной степенью повышения давления (кривые 1 и 2 на рис. 2, а) остается примерно постоянной;

- максимумы паспортной и фактической зависимостей политропного КПД соответствуют практически одному и тому же значению расхода газа в транзитном потоке (кривые 5 и 6 на рис. 2, в).

Эти выводы могут быть использованы при анализе фактических характеристик СНС, получаемых при производственных испытаниях турбокомпрессоров, поскольку подобный характер их отличия от паспортных характеристик будет указывать на наличие повышенных внутренних протечек.

#### Список литературы

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – 3-е изд. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
2. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров: Термогазодинамические расчеты. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
3. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. Л.: Машиностроение, 1983. – 214 с.
4. Цейтлин Ю.А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт. – М.: Недра, 1985. – 351 с.