

УДК 621.514

К расчету протечек в рабочей части винтового компрессора

Докукин Владимир Николаевич, dockvn@mail.ru

Д-р техн. наук, проф. Пронин Владимир Александрович

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

В статье рассмотрены математическая модель и методика расчета течения сжимаемой среды через щели в рабочей части винтового маслозаполненного компрессора, с учетом подвижности их стенок. Анализ различных типов щелей, проведенный авторами работы показал, что в большей части щелей винтового компрессора имеет место встречное движение стенок и рабочего вещества, а стенки на линии контакта и со стороны нагнетания имеют попутное движение. Вследствие того, что при совпадении векторов скоростей протечки увеличиваются, возникает необходимость их учета, что и было сделано в предложенной математической модели. Благодаря предложенному методу расчета протечек повышается точность расчета коэффициента подачи винтового маслозаполненного компрессора. Адекватность предложенной методики подтверждена экспериментальными данными, путем сравнения коэффициента подачи, рассчитанного с учетом предлагаемой методики с коэффициентом подачи полученным в ходе испытания экспериментального компрессора.

Ключевые слова: коэффициент подачи ВКМ, протечка рабочего вещества, классификация щелей.

To leakage calculation in working part of a screw compressor

Dokukin V.N., D.Sc., prof. Pronin V.A.

University ITMO

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

In the article it is considered a mathematical model and calculation method of refrigerant-oil mixture flow through gaps in the working part of the oil screw compressor with movability of their walls. Analysis of different types of gaps, which was made by the authors, has shown that reciprocal movement of the walls and working fluid takes place in most of the gaps of the screw compressor, but walls on the contact line and from the side of discharge has the same direction movement. Due to the fact of velocity vectors matching leakage increases, therefore it becomes necessary to take them into account, which was in the proposed mathematical model. Due to the proposed method of calculation of leakage, the accuracy of volume coefficient calculation of oil screw compressor improves. The adequacy of the proposed method has been confirmed by experimental data, by comparing the calculated volume coefficient taking into account the proposed methodology with volume coefficient obtained during the test of experimental compressor.

Keywords: volume coefficient, leakage of working fluid, gaps classification.

В винтовых маслозаполненных компрессорах (ВКМ), также, как и в других компрессорах объемного принципа действия различают протечки внешние и внутренние.

Протечки через концевые уплотнения (сальники) вала ротора, в виде утечек рабочего вещества или подсоса атмосферного воздуха называются внешними. Протечки рабочего вещества через зазоры между деталями в рабочем пространстве ВКМ со стороны нагнетания на сторону всасывания называются внутренними протечками и оказывают существенное влияние на рабочий процесс.

Причем, протечки рабочего вещества в момент всасывания, называются утечками и влияют в основном на коэффициент подачи, а в меньшей степени на эффективный КПД и мощность двигателя. Утечки происходят из полостей с повышенным давлением в полости всасывания, а также в полости, соединенные в этот момент с камерой всасывания. Заполнение полости всасывания рабочим веществом утечек ведет к уменьшению объема, вновь поступающего (всасываемого) рабочего вещества. Температура пара рабочего вещества утечек более высокая чем температура вновь всасываемого пара, что приводит к повышению температуры и снижению плотности газовой смеси находящейся в полости всасывания. Соответственно масса пара вновь всасываемого рабочего вещества уменьшается.

Влияние различных объемных потерь на производительность ВКМ оценивается коэффициентом подачи:

$$\lambda = 1 - \Delta\lambda_y - \Delta\lambda_b - \Delta\lambda_w - \Delta\lambda_m - \Delta\lambda_{bc} \quad (1),$$

где $\Delta\lambda_y$ – объемные потери при утечках рабочего вещества через зазоры в парные полости винтов;

$\Delta\lambda_b$ – объемные потери при заполнении полости балластным рабочим веществом;

$\Delta\lambda_w$ – объемные потери вследствие подогрева рабочего вещества называются коэффициентом подогрева;

$\Delta\lambda_m$ – объемные потери от масла, которое поступает в полости винтов и занимает часть объема;

$\Delta\lambda_{bc}$ – объемные потери вследствие сопротивления во всасывающем тракте и окне всасывания.

Известно, что основными видами объемных потерь являются потери, которые связаны с утечками и балластным рабочим веществом [1-3]. Причем потери через утечки значительно превосходят балластные потери.

Поверхности, образующие зазоры между роторами винтового маслозаполненного компрессора, движутся. Величина протечек зависит от длины зазоров, от угла поворота винтов, от перепада давления в щели, скорости точек поверхности винта, параметров потока перед щелью [4]. Следовательно, течение в щелях нестационарное.

В классической газовой динамике рассматривается течение совершенного газа, для которого в качестве термического уравнения состояния применяется уравнение Клайперона $P = \rho RT$ (2), а в качестве калорического уравнения состояния – зависимость $i = c_p T$ (3), причем удельная теплоемкость при постоянном давлении предполагается неизменной. Среда, сжимаемая ВКМ, отличается по своим термодинамическим свойствам от совершенных газов. Поэтому представляет интерес рассмотрение течений реальных газов с конкретными уравнениями состояния через щели в ВКМ.

Анализ различных типов щелей показал, что в большей части щелей ВКМ имеет место встречное движение стенок и рабочего вещества, а стенки на линии контакта и с торца нагнетания имеют попутное движение. Вследствие того, что при совпадении векторов скоростей протечки увеличиваются, возникает необходимость их учета, что и было сделано в предложенной математической модели.

При вращении роторов винтового маслозаполненного компрессора изменяются параметры щелей и векторы скоростей взаимного движения поверхностей их образующих. Таким образом движение сжимаемого рабочего вещества через такие зазоры следует считать нестационарным.

Течение рабочего вещества во всех рассматриваемых щелях будем считать ламинарным. Характерную для каждого зазора высоту δ_i будем считать малой по сравнению с его глубиной l . Также считаем малым комплекс $\delta_i / l \operatorname{Re}$.

Теплообменом потока рабочего вещества с ограничивающими его твердыми поверхностями пренебрегаем.

Для упрощения рассмотрим движение сжимаемой среды по отношению к зубьям ведущего (ВЩ) винта, что позволит упростить граничные условия на поверхностях зубьев и выявить влияние вращения зубьев ВЩ винта на течение в щелях. Затем от рассмотрения движения в системе координат, вращающейся вместе с ВЩ винтом, перейдем к новым координатным системам, связанным непосредственно с зубом ВЩ винта или с его поверхностями.

Рассмотрим исходную систему основных уравнений относительного движения. К основным уравнениям, описывающим движение сжимаемой среды через щели, будем относить уравнение неразрывности, три уравнения движения и уравнение сохранения энергии.

Цилиндрическая система координат r, θ, z , которая вращается с постоянной угловой скоростью w_1 вместе с ведущим (ВЩ) винтом ось z направлена вдоль оси винта.

Уравнение неразрывности для нестационарного течения сжимаемой сплошной среды имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial r}(\rho W_r) + \frac{\partial}{r \cdot \partial \theta}(\rho W_\theta) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W_z) + \frac{\rho W_r}{r} = 0 \quad (4)$$

где ρ – плотность;

t – время;

W_r, W_θ, W_z – радиальная, окружная и осевая составляющие относительно скорости потока по отношению к ведомому (ВМ) винту.

Уравнения нестационарного движения сплошной среды во вращающейся с постоянной угловой скоростью w_2 системе цилиндрических координат имеет следующий вид:

$$\frac{dW_r}{dt} + \frac{W_\theta}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + w_2^2 r + 2w_2 W_\theta + F_r \quad (5)$$

$$\frac{dW_\theta}{dt} + \frac{W_r W_\theta}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{r \partial \theta} - 2w_2 W_r + F_\theta \quad (6)$$

$$\frac{dW_z}{dt} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} + F_z \quad (7)$$

где P – давление;

F_r, F_θ, F_z – величины, характеризующие влияние вязкой среды.

Уравнение сохранения энергии может быть записано в форме справедливой для реального газа в виде:

$$\rho \frac{di}{dt} = \frac{dP}{dt} + N_{\text{ouc}} + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) \quad (8),$$

где i – удельная энтальпия;

T – температура;

$N_{\text{дис}}$ – мощность сил трения, диссипируемая в теплоту.

Если воспользоваться уравнением неразрывности (4) и уравнениями движения (5) и (7), то уравнение (8) можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho i^* - P) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(\rho r W_r i^*) + \frac{\partial}{r \partial \theta}(\rho W_\theta i^*) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W_z i^*) = \\ = \rho W_r F_r + \rho W_\theta F_\theta + \rho W_z F_z + \rho W_z w_2^2 r + N_{\text{дис}} + \text{div}(\lambda \text{grad} T) \end{aligned} \quad (9),$$

где i^* – полная удельная энтальпия,

$$i^* = i + \frac{1}{2}(W_r^2 + W_\theta^2 + W_z^2) \quad (10)$$

На базе полученной математической модели была разработана методика расчета протечек.

Последовательность расчета следующая:

1) Устанавливается дискретность точек по углу поворота ВЩ винта ψ и угловой координате φ на кромке зуба.

2) Цикл интегрирования осуществляется по ψ , в ходе которого производятся все вычисления, изложенные ранее.

3) Определяется объем полости канавки за зубом ВЩ винта, соответствующий объему рабочей полости сжатия при данном положении зуба:

$$V_\psi = \int_{z_1}^{z_2} \int_{\psi}^{\varphi_{\text{max}}} S_\psi R_\psi d\psi \quad (11)$$

где S_ψ - площадь сечения канавки винта, перекрытая зубом,

R_ψ - расстояние от оси винта до центра тяжести сечения зуба.

Для зуба окружного профиля:

$$S_\psi = r_3^2 \left(\frac{2\beta - \sin 2\beta}{2} \right) \quad (12)$$

$$R_\psi = R_\beta - r_3 \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{\sin^3 \beta}{2\beta - \sin^2 \beta} - \cos \beta \right) \quad (13)$$

где β - половина центрального угла при зацеплении ВЩ винта с ВМ винтом:

$$\beta = \arccos \left[\left(\frac{r_1}{r_3} \right) 1 - \cos \psi \right] \quad (14)$$

4) Вычисляются:

перепад давления - ΔP между полостями перед и за зубом ВЩ винта;

плотность паромасляной смеси в полости сжатия ρ ;

температура смеси T ,

$$\Delta P = P_{вс} \left\{ \left[\frac{V - \psi_{\max}}{V \psi} \right]^n - 1 \right. \quad (15)$$

$$\rho = \rho_{вс} + \xi_m \rho_m \frac{V - \psi_{\max}}{V \psi} \quad (16)$$

$$T = T_{вс} \left[\frac{V - \psi_{\max}}{V \psi} \right]^{n-1} \quad (17)$$

где $P_{вс}, \rho_{вс}, T_{вс}$ - параметры рабочей среды при всасывании;

$V - \psi_{\max}$ - полный объем полости сжатия;

n - показатель политропы процесса сжатия в рабочей полости;

ρ_m - плотность масла;

ξ_m - концентрация масла в паромасляной смеси.

5) Производится цикл интегрирования по φ , в ходе которого определяются геометрические и кинематические характеристики щели. Расчет ведется в соответствии с системой координат.

При расчетах определяются проекции характерных скоростей относительно зуба ВЩ винта:

$$U_x = w \frac{z_2}{z_1} r_3 \quad (18)$$

$$U_z = w_1 \left[R_1 (1 - \cos \psi) - r_3 \cos \varphi \right] \quad (19)$$

Относительная скорость точки на поверхности винта:

$$U = \sqrt{U_x^2 + U_z^2} \quad (20)$$

Глубина щели L определяется конфигурацией вершины зуба винта.

Минимальная высота щели равна:

$$h_0 = \Delta r_0 \left[1 + e \sin \varphi - \psi \right] \quad (21)$$

где Δr_0 - расстояние между центрами сечений зуба,

e - эксцентриситет.

При расчетах задается численное значение эксцентриситета e в пределах от 0,1 до 0,9 и расчеты выполняются для ряда значений в этой области.

Значения W_0 - средний расход при фиксированном угле ψ и различных значениях φ определялись методом хорд, после чего подсчитывался удельный расход по дуге d_φ :

$$q = r_3 h_0 \rho W_0 \quad (22)$$

Далее удельный расход суммировался по углу φ и по углу ψ .

Составляющая коэффициента подачи ВКМ, соответствующая протечкам через рассмотренную щель, определялась выражением:

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\iint q_{\varphi, \psi} d\varphi d\psi}{\left[\rho_{ec} V - \psi_{\max} \right]} \quad (23)$$

После классификации всех характерных щелей в рабочей части винтового компрессора и определения протечек рабочей среды через них на основании изложенной методики, определяется коэффициент подачи λ винтового маслозаполненного компрессора.

Предложенная авторами математическая модель апробирована путем сравнения данных численного эксперимента с данными полученными экспериментально [5-8].

Список литературы

1. *Канышев Г.А., Чистяков Ф.М.* Коэффициент подачи винтового фреонового маслозаполненного компрессора // Холодильная техника: М., 1979. вып. 12. с. 12-16.
2. *Пронин В.А., Верболоз А.П.* Оценка влияния подвижности стенок щелей на протечки компримируемой среды в винтовом однороторном компрессоре (ВКО) // Вестник международной академии холода. 2012. № 1. с. 31-33.
3. *Сакун И.А.* Винтовые компрессоры: Основы теории, методы расчета, конструкции. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
4. *Пронин В.А.* Тенденции развития компрессорной техники // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 1. С. 9.
5. *Докукин В.Н., Емельянов А.Л., Носков А.Н.* Результаты испытаний маслозаполненного винтового компрессора малой производительности в высокотемпературных режимах // Вестник международной академии холода. 2009. № 1. с. 6-8.
6. *Докукин В.Н., Носков А.Н., Муштуков Д.Ю.* Результаты испытаний холодильного масозаполненного винтового компрессора малой производительности с новым профилем зубьев в высокотемпературных режимах // Вестник международной академии холода. 2011. № 1. с. 17-21.
7. *В.Н. Докукин.* Испытание винтового маслозаполненного компрессора в режиме теплового насоса // Тр. XV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике / ЗАО «НИИ-турбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа». – Казань, 2011. – Т. 1. – с. 74-81.
8. *Емельянов А.Л., Горбатов К.М., Гаранов С.А.* Гибридная испарительно-компрессионная установка кондиционирования воздуха // Вестник международной академии холода. 2013. № 4. с. 34-37.
9. *Шамеко С.Л., Докукин В.Н.* Современные методы энергоаудита турбоагрегатов // Холодильная техника и кондиционирование. 2012. № 1.

References

1. Kanyshov G.A., Chistyakov F.M. Koeffitsiyent of giving of the screw freon mas-lozapolnenny compressor // *Kholodil'naya tekhnika*: M., 1979. vyp. 12. P. 12-16.
2. Pronin V.A., Verboloz A.P. Otsenka of influence of mobility of walls of cracks on leakages of the compressed environment in the screw one-rotor compressor (VKO) // *Vestnik mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2012. № 1. P. 31-33.
3. Sakun I.A. Screw compressors: Theory bases, methods of calculation, design.. – L.: Mashinostroenie, 1970. – 400 s.
4. Pronin V.A. Tendencies of development of compressor equipment // *Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Seriya: Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovanie*. 2014. № 1. P. 9.
5. Dokukin V.N., Emel'yanov A.L., Noskov A.N.. Results of tests of the maslozapolnenny screw compressor of small productivity in the high-temperature modes // *Vestnik mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2009. № 1. P. 6-8.
6. Dokukin V.N., Noskov A.N., Mushtukov D.Yu. Results of tests of the refrigerating masozapolnen-ny screw compressor of small productivity with a new profile of teeth in the high-temperature modes // *Vestnik mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2011. № 1. P. 17-21.
7. V.N. Dokukin. Test of the screw maslozapolnenny compressor in the mode of the thermal pump // Tr. XV Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii po kompressornoj tekhnike / ZAO «NIIturbokompressor im. V. B. Shneppa». – Kazan', 2011. – T. 1. – P. 74-81.
8. Emel'yanov A.L., Gorbatov K.M., Garanov S.A. Gibridnaya vaporizing and compression установ air conditionings // *Vestnik mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2013. № 4. P. 34-37.
9. Shameko S.L., Dokukin V.N. Sovremennye metody energoaudita turboagregatov // *Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovanie*. 2012. № 1.