

# Методика определения профильных зазоров в героторном компрессоре с окружным профилем

Т.Н. Мустафин, Г.Н. Чекушкин, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев

Приведена методика определения угла люфта в зацеплении действительных профилей роторов при их занижении относительно теоретического профиля. Методика адаптирована для героторной схемы с окружным профилем внутреннего ротора. На основании представленной методики описан способ определения профильных зазоров.

**Ключевые слова:** героторный компрессор, люфт действительных профилей роторов в зацеплении, профильные зазоры.

T.N. Mustafin, G.N. Chekushkin, M.S. Khamidullin, I.G. Khisameev

**Methods of profile clearances determination in gerotor compressor with circuit profile**

The article deals with methods of gap angle determination in actual rotor profiles engagement owing to their decreasing with respect to theoretical. The methods have been adopted for gerotor arrangement with circuit inner profile of inner rotor. The procedure of profile clearances determination based on the presented methods is stated below.

**Keywords:** gerotor compressor, gap angle of actual rotor profiles engagement, profile clearances.

В наибольшей степени на характеристики вновь проектируемых роторных компрессоров влияют закладываемые зазоры между рабочими органами и неподвижными элементами статора компрессора, ограничивающими рабочие полости. При этом наибольшую сложность в определении вызывают именно профильные зазоры в машинах маслозаполненного типа без синхронизации вращения рабочих органов. В этом случае крутящий момент от одного рабочего органа к другому фактически передается путем непосредственного контакта. Сложность определения профильных зазоров вызывает потребность в занижение теоретических профилей для компенсации тепловых и силовых деформаций, что в свою очередь приводит к появлению люфта в зацеплении.

Целью написания данной статьи является создание методики определения величин профильных зазоров, которые необходимы для определения энергетических показателей проектируемых роторных машин при их математического моделирования. Данная методика рассматривается на примере героторного компрессора [1] с окружным профилем внутреннего ротора, в котором предусматривается контакт роторов лишь по роликам наружного ротора (рис. 1).

Действительные профили роторов предложено задавать массивом координат в полярной системе с последующей аппроксимацией их кубическими сплайн-функциями [2]. Тогда уравнения профилей ведущего (наружного) и ведомого роторов можно представить в виде:

$$\rho_1^d = S_1(\psi_1), \quad (1)$$

$$\rho_2^d = S_2(\psi_2), \quad (2)$$

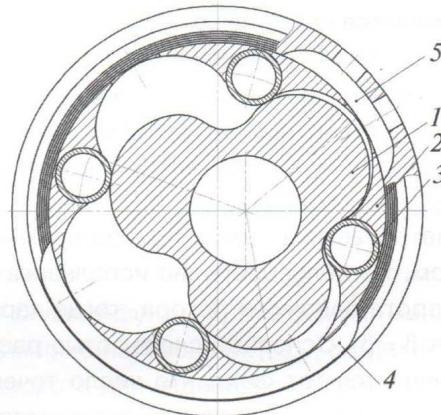


Рис. 1. Схема героторного компрессора:  
1 – внутренней ротор; 2 – наружный ротор; 3 – ролик;  
4 – окно всасывания; 5 – окно нагнетания

где  $S_1(\psi_1)$ ,  $S_2(\psi_2)$  – сплайн-функции;  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  – угловые координаты в полярной системе координат.

После определения действительных профилей появляется возможность дать определение угла люфта  $\lambda$  (рис. 2), а также его составляющих:

$$\lambda = \beta_1 + \beta_2, \quad (3)$$

где  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы возможного отклонения положения внутреннего ротора от номинального положения. Однако практический интерес (при предположении о вращении роторов против часовой стрелки) имеет лишь определение угла отставания внутреннего ротора от номинального положения  $\beta_2$ , так как именно он определя-

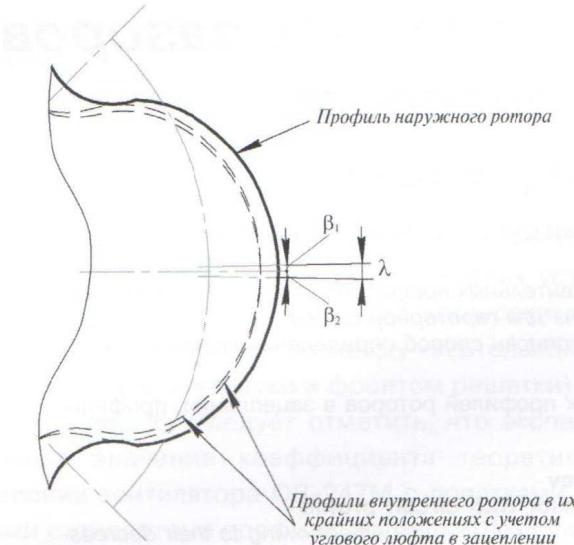


Рис. 2. К определению угла свободного поворота роторов

ет действительное положение внутреннего ротора (в общем случае углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$  не равны). Однако следует отметить, что определение численных значений угла люфта не является самоцелью, так как в конечном итоге для определения профильных зазоров требуется знание лишь одной из его составляющих ( $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ), в зависимости от того, который из роторов связан с приводом. Величины обоих углов являются функцией угла поворота приводного элемента.

В рассматриваемом случае привод связан с наружным ротором, т.е. целесообразно использовать термин угла недоворота ведомого ротора, тогда характерным углом будет  $\beta = \beta_2$ . Основной сложностью расчета данного угла является тот факт, что число точек касания роторов (теоретические профили) соответствует числу зубьев наружного ротора. Следовательно, недоворот внутреннего ротора до контакта с одним из роликов по описанной методике в общем случае может вызвать интерференцию зубьев внутреннего ротора с одним или несколькими из оставшихся роликов. Т.е. угол недоворота необходимо определять в сочетании с каждым из роликов; истинным является наименьший из полученных углов. При допущении об угловой равномерности обоих профилей с учетом изложенного искомое уравнение окончательно примет вид

$$\beta_{\min} = \min \left[ f(\varphi_1); f\left(\varphi_1 + \frac{2\pi}{n}\right); f\left(\varphi_1 + \frac{2(n-1)\pi}{n}\right) \right], \quad (4)$$

где  $n$  – число зубьев (роликов) наружного ротора,  $\varphi_1$  – угол поворота наружного ротора (выступающего в качестве приводного элемента).

Рассмотрим положение роторов (рис. 3), когда ведущий ротор повернут на угол  $\varphi_1$ , при этом ведомый соответственно будет повернут в теоретическом зацеплении на угол  $\varphi_2$ :

$$\varphi_2 = z_1/z_2, \quad (5)$$

где  $z_1$ ,  $z_2$  – соответственно число зубьев ведущего и ведомого роторов.

За базовую систему координат выбрана неподвижная система координат  $X'_2 O_2 Y'_2$  с центром на оси внутреннего ротора (см. рис. 3). При этом ведущий ротор повернут относительно начального положения на произвольный угол  $\varphi_1$ , а внутренний – на  $\varphi_2$ . Для решения предлагаемой задачи по изложенной методике на первом этапе определяют зависимости, описывающие профили наружного и внутреннего роторов соответственно в системе координат  $X'_2 O_2 Y'_2$ . Данный подход аналогичен предложенному в работе [3], где подобную задачу решали применительно к винтовым компрессорам:

$$\rho'_1 = S_1(\psi_1; \varphi_1), \quad (6)$$

$$\rho'_2 = S_2(\psi_2; \varphi_2), \quad (7)$$

где  $S_1$ ,  $S_2$  – сплайн-функция, описывающие профили соответственно ведущего и ведомого роторов.

На основании расчетной схемы (см. рис. 3) можно получить следующую зависимость:

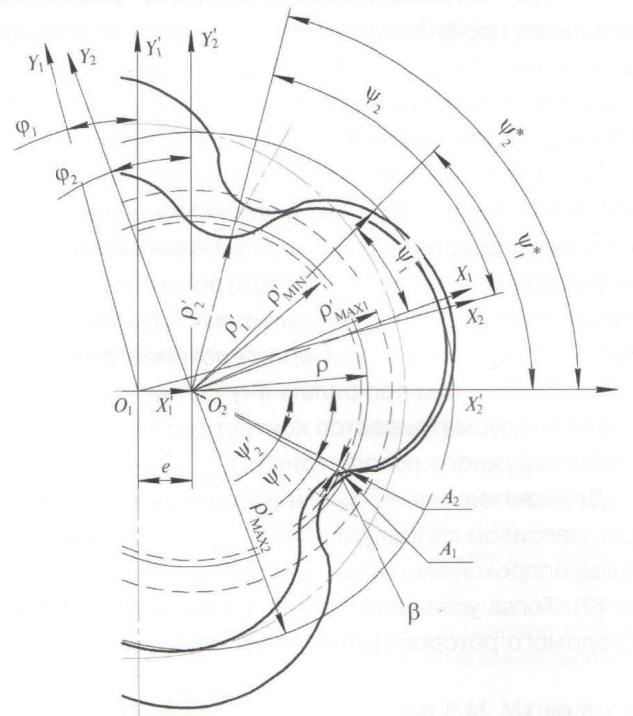


Рис. 3. К определению угла недоворота внутреннего ротора до контакта с наружным



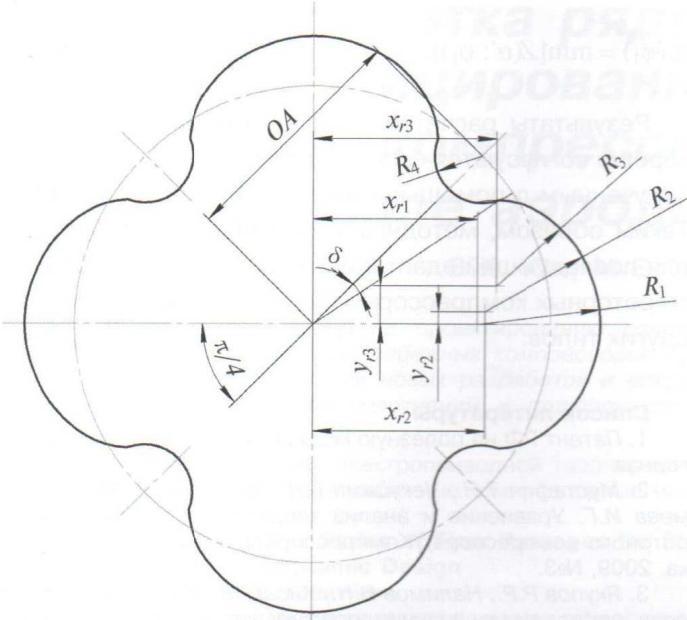


Рис. 4. Схема действительного профиля наружного ротора с передаточным отношением 4/3 для его математического описания

$$\psi'_2 = \psi_2 + \varphi_2 = \psi_2 + i_{21}\varphi_1, \quad (8)$$

где  $i_{21} = z_1/z_2$  – передаточное отношение.

Тогда искомое уравнение примет вид:

$$\rho'_2 = (\psi'_2; \varphi_2) = \rho'_1 = (\psi_1^*; \varphi_1) = \rho, \quad (9)$$

где  $\rho$  – произвольный радиус из допустимого диапазона  $\rho \in [\rho_{\min}; \rho_{\max}]$ . Минимальное ограничение радиуса определяется координатой, максимально приближенной к центру координат  $X_2O_2Y_2$  (см. рис. 3), точкой ролика наружного ротора и находится с помощью урав-

нения  $\rho_{\min} = \{\sqrt{[X'_1(\psi; \varphi_1)]^2 + [Y'_1(\psi; \varphi_1)]^2}\}$  при условии  $\psi \in [-\pi/2; 0]$ . Максимальное ограничение произвольного радиуса соответствует условию  $\rho_{\max} = \min(\rho_{\max 1}; \rho_{\max 2})$ , где  $\rho_{\max 1}$  – радиус-координата перехода ролика на дугу окружности профиля:

$$\rho_{\max 1} = \sqrt{\left[X'_1\left(-\frac{\pi}{n} + \delta; \varphi_1\right)\right]^2 + \left[Y'_1\left(-\frac{\pi}{n} + \delta; \varphi_1\right)\right]^2},$$

где  $n$  – число зубьев (роликов) наружного ротора;  $\delta$  – конструктивный угол (рис. 4);  $\rho_{\max 2}$  – окружность выступов внутреннего ротора.

Решение уравнения (9) позволяет определить углы  $\psi_1^*$ ,  $\psi_2^*$ , и, следовательно, угол недоворота точки  $A_2$  до точки  $A_1$ :

$$\beta = \psi'_2 - \psi'_1 = \psi_1^* - \psi_2^*. \quad (10)$$

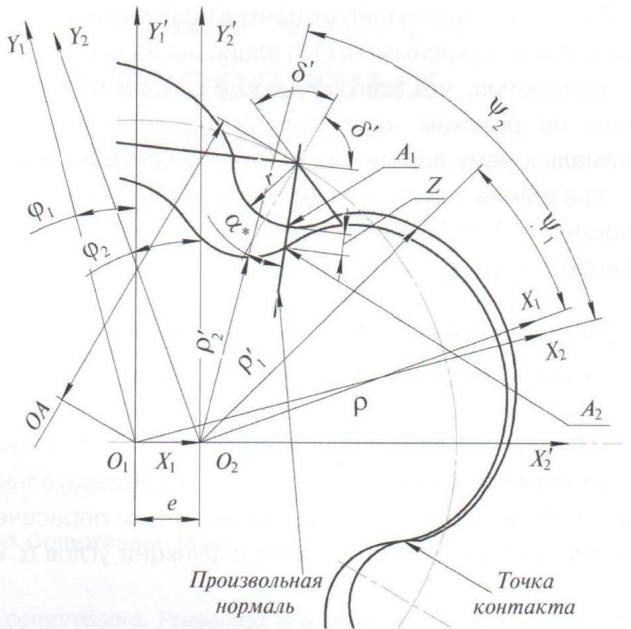


Рис. 5. К определению номинального профильного зазора

Задавая произвольные радиусы  $\rho$ , получают массивы  $\beta$ , с их последующей аппроксимации кубическим сплайном

$$\beta = S(\rho), \quad (11)$$

где  $S(\rho)$  – сплайн-функция, экстремум (минимум) которой в заданном диапазоне  $\rho \in [\rho_{\min}; \rho_{\max}]$  и есть искомый угол недоворота для заданного угла  $\varphi_1$ .

Зазор определяется минимальным отрезком, соединяющим точки обоих профилей по нормали к одному из профилей. В качестве профиля, к которому строится нормаль целесообразно выбрать профиль наружного ротора, так как в этом случае одна из точек нормали известна – это центр ролика, другой причиной целесообразности подобного выбора является ограниченность области поиска минимума (рис. 5).

Пусть наружный ротор повернут на произвольный угол  $\varphi_1$ , тогда с учетом недоворота угол поворота внутреннего ротора составит:

$$\varphi_2 = i_{21}\varphi_1 - \beta_{\min}(\varphi_1). \quad (12)$$

Уравнение нормали к профилю в системе координат  $Y_1O_1X_1$  можно представить в виде

$$y(a^*; x) = \left[x - OA \cos\left(\frac{\pi}{n}\right)\right] \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n} - a^*\right) + OA \sin\left(\frac{\pi}{n}\right), \quad (13)$$

где  $a^*$  – произвольный угол, принадлежащий отрезку

$[-\delta'; \delta']$ ;  $OA$  – расстояние от центра координат  $O_1$  до центра ролика. Зависимость (13) записана на основании того допущения, что контакт между роторами возможен лишь по роликам наружного ротора. Следовательно, нормаль к нему должна пройти через центр ролика.

Уравнение профиля внутреннего ротора в системе координат  $Y_1 O_1 X_1$  можно представить в параметрической форме [2, 4, 5]:

$$\begin{cases} x_2^*(\psi_2; \phi_1) = \rho_2^d(\psi_2) \cos[\psi_2 + k\phi_1 - \beta_{\min}(\phi_1)] + e \cos(\phi_1) \\ x_2^*(\psi_2; \phi_1) = \rho_2^d(\psi_2) \cos[\psi_2 + k\phi_1 - \beta_{\min}(\phi_1)] + e \sin(\phi_1) \end{cases} \quad (14)$$

Совместное решение уравнений (13) и (14) позволяет установить связь между  $\psi_2$  и  $\alpha^*$ , а следовательно, и найти длину отрезка, соединяющего точки пересечения нормали с профилями роторов в функции углов  $\alpha^*$  и  $\phi_1$ :

$$Z = (a^*; \phi_1) = \sqrt{[X_{A1}(a^*) - X_{A2}(a^*; \phi_1)]^2 + [Y_{A1}(a^*) - Y_{A2}(a^*; \phi_1)]^2}. \quad (15)$$

Экстремум (минимум) функции (15) по углу  $\alpha^*$  и даст номинальный профильный зазор между роторами для данного угла поворота  $\phi_1$ :

$$\sigma'_p(\phi_1) = \min[Z(\alpha^*; \phi_1)]. \quad (16)$$

Результаты расчетов по представленной методике хорошо согласуются с графоаналитическим решением, полученным с помощью системы «Компас 3D V10 LT». Таким образом, методика может быть рекомендована для последующей адаптации и применения при расчете роторных компрессорных и расширительных машин других типов.

#### Список литературы

1. Патент РФ на полезную модель № 44155. Объемная роторная
2. Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н., Хамидуллин М.С., Хисамеев И.Г. Уравнение и анализ теоретического профиля геотротного компрессора//Компрессорная техника и пневматика. 2009, №3.
3. Якупов Р.Р., Налимов В.Н., Хисамеев И.Г. Расчетная модель определения величин профильных зазоров в роторах винтовых компрессоров//Пр. XIV Междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике. Казань. 2007.
4. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование. Казань: Фэн, 2000.
5. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. Л.: Машиностроение. 1970.



16-18  
февраля  
2011  
г. Воронеж

Дворец творчества детей  
и молодежи (пл. Детей, 1)

Тел./факс: (4732) 51-20-12 (многоканальный), 77-48-36  
e-mail: mach@veta.ru; www.veta.ru

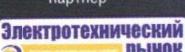
Организаторы:



Генеральный  
интернет-партнер



Информационный  
партнер



# IV ВОРОНЕЖСКИЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ

Межрегиональные  
специализированные выставки

- «Промэкспо»
- «Энергоресурс. ЖКХ»
- «Иновации. Инвестиции»
- «Экология в промышленности»