

К вопросу расчета действительных профильных зазоров в роторных компрессорах без механизма синхронизации роторов

Р.Р. Якупов, В.Н. Налимов (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». Группа «ГМС»),
М.С. Хамидуллин, Т.Н. Мустафин
(ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет»),
И.Г. Хисамеев (ООО «УК «Группа ГМС»)

niitk@kazan.ru

Предложена методика анализа условий зацепления роторов в роторных машинах без синхронизаторов с учетом действительных профильных зазоров. ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (Группа ГМС) использует полученные результаты в методиках расчетов для анализа и совершенствования профилей роторов и методов их занижения, что, в свою очередь, повышает эксплуатационные показатели вновь проектируемых компрессоров.

Ключевые слова: винтовой компрессор, роторы, профиль, зубчатое зацепление, зазор, крутящий момент.

Discussion of actual profile clearances' calculation method in rotary compressors in the absence of rotor timing units
R.R. Yakupov, V.N. Nalimov (CJSC NIIturbokompressor n.a. V.B.Shnepp. HMS Group), **T.N. Mustafin, M.S. Khamidullin** (Kazan National Research Technological University), **I.G. Khisameev** (HMS Group Management Company LLC)
A method has been proposed for the analysis of the rotors' meshing conditions in the rotary machines without synchronizers considering the actual profile clearances. The result of analysis helps to optimize the rotors profiles and improve the operational characteristics of the newly developed compressors thereby.

Keywords: screw compressor, rotors, profile, meshing, clearance, torque.

В последнее время наиболее широкое распространение в области малой и средней производительности получили роторные компрессоры. Основным рабочим элементом таких компрессоров являются профильные поверхности роторов, выполненные с большой точностью и определяющие основные энергетические характеристики компрессора.

В настоящее время именно оптимизация как теоретических, так и действительных профилей роторов является одним из основных направлений при совершенствовании роторных компрессоров [1–3]. Для данной оптимизации необходимо знать действительные рабочие зазоры в компрессоре, и, значит, действительное положение профильных поверхностей роторов относительно корпуса и друг друга. В настоящее время имеется ряд работ, в том числе касающихся изменения зазоров во времени (неустановившийся режим) [1–6]. Однако в них зачастую анализируется лишь влияние на рабочие процессы компрессора отдельных аспектов, а не их совокупности. Это обусловило желание авторов данной статьи обобщить имеющиеся знания в единую методику расчета действительного положения профильных поверхностей роторов и профильных зазоров. Предлагаемая методика рассмотрена применительно к винтовым маслозаполненным компрессорам как наиболее распространенному типу компрессоров, однако при необходимости она может быть легко адаптирована и для других типов компрессоров. В частности, данная

методика опробована авторами для машины с внутренним зацеплением роторов (героторная схема).

Постановка задачи и расчетная схема

По своей сути роторы компрессоров, профили которых позволяют отказаться при условии наличия смазочного масла в рабочей полости от механизма синхронизации, являются крупномодульными зубчатыми передачами. В то же время между ними и зубчатыми передачами есть одно принципиальное различие. В зубчатых передачах крутящий момент передается от одного колеса другому непосредственным контактом. В роторных компрессорах крутящий момент, действующий на роторы, обусловлен суммарным моментом действующих на них газовых сил, а также моментом трения роторов о газомасляную смесь в зазорах. Это дает свободному ротору большую степень свободы в рамках возможного бокового зазора в зацеплении. Особенно это ярко выражено при наличии смены знака крутящего момента на роторе при его повороте, что приводит к выходу роторов из непосредственного контакта, а также к удару при входе в контакт. Данный боковой зазор в зацеплении роторов определяется алгоритмом занижения роторов, конструктивными особенностями и режимом работы компрессора. Последние факторы достаточно подробно рассмотрены в работах [3, 4], в которых представлена расчетная схема, показанная на рис. 1. Данные факторы обусловлены непараллельностью

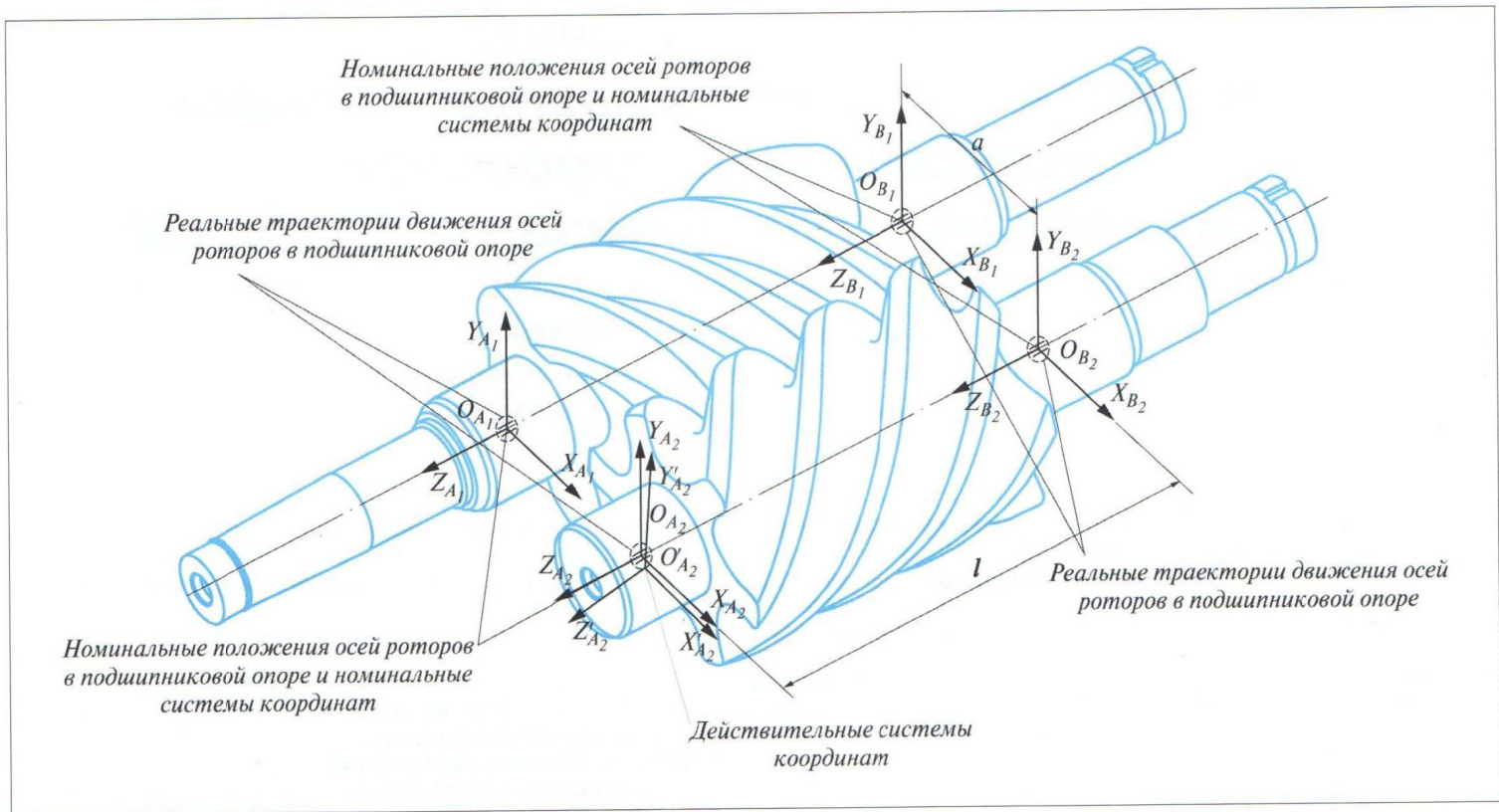


Рис. 1. Расчетная схема положения роторов в подшипниковой опоре

роторов при работе в рабочем режиме, что вызвано погрешностью изготовления корпусных деталей, различием в изменениях межцентрового расстояния корпуса компрессора на стороне всасывания и нагнетания из-за тепловых деформаций, а также возможной прецессией роторов в подшипниках.

Обобщение в единую методику определения численных значений указанных выше факторов и влияние их на условия зацепления роторов – цель настоящей работы.

Координаты профиля ротора

Координаты действительного профиля ротора, как правило, получаются путем занижения координат теоретического профиля. Для удобства их описания и последующего использования целесообразно представить их номинальные значения в параметрическом виде через радиус-вектор:

$$\begin{aligned} \vec{r}_{Mn} &= r_{Mn}(X_{Mn}(t_{Mn}; \theta_{Mn})); Y_{Mn}(t_{Mn}; \theta_{Mn}); \\ (p_{Mn} \theta_{Mn}) &= r_{Mn}(t_{Mn}; \theta_{Mn}), \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \vec{r}_{Gn} &= r_{Gn}(X_{Gn}(t_{Gn}; \theta_{Gn})); Y_{Gn}(t_{Gn}; \theta_{Gn}); \\ (p_{Gn} \theta_{Gn}) &= r_{Gn}(t_{Gn}; \theta_{Gn}), \end{aligned} \quad (2)$$

где X, Y – координаты профиля; t – формы параметра профиля; θ – угол поворота ротора; p – винтовой пара-

метр; индекс Mn означает, что параметр относится к приводному ротору; индекс Gn означает, что параметр относится к свободному ротору.

При такой постановке и принятии допущении о равномерности температурного поля для любого нормального к оси вращения сечения ротора расчеты изменения координат профиля ротора могут быть произведены по следующей зависимости [7]:

$$\vec{r}(t_n; \theta_n; T_{Ri}) = \vec{r}_n(t_n; \theta_n)(1 + \alpha(T_{Ri} - T_0)), \quad (3)$$

где T_{Ri} – средняя температура ротора в i -м сечении; T_0 – температура ротора в «холодном» состоянии во время промера зазоров; α – коэффициент линейного теплового расширения материала ротора.

Принятое допущение, по данным работ [8, 9], наименее справедливо лишь для сечений, близких к торцу нагнетания и при смене режима работы. Температуру торца ротора со стороны нагнетания будет определять в первую очередь температура нагнетания газа, температуру торца со стороны всасывания – температуры всасываемого газа и впрыскиваемого масла. Экспериментальное исследование температурных полей ведущего ротора [7] позволило установить виды корреляционных функций, описывающих данные взаимосвязи. Согласно им, для торца нагнетания и всасывания средние температуры ведущего ротора могут быть опреде-

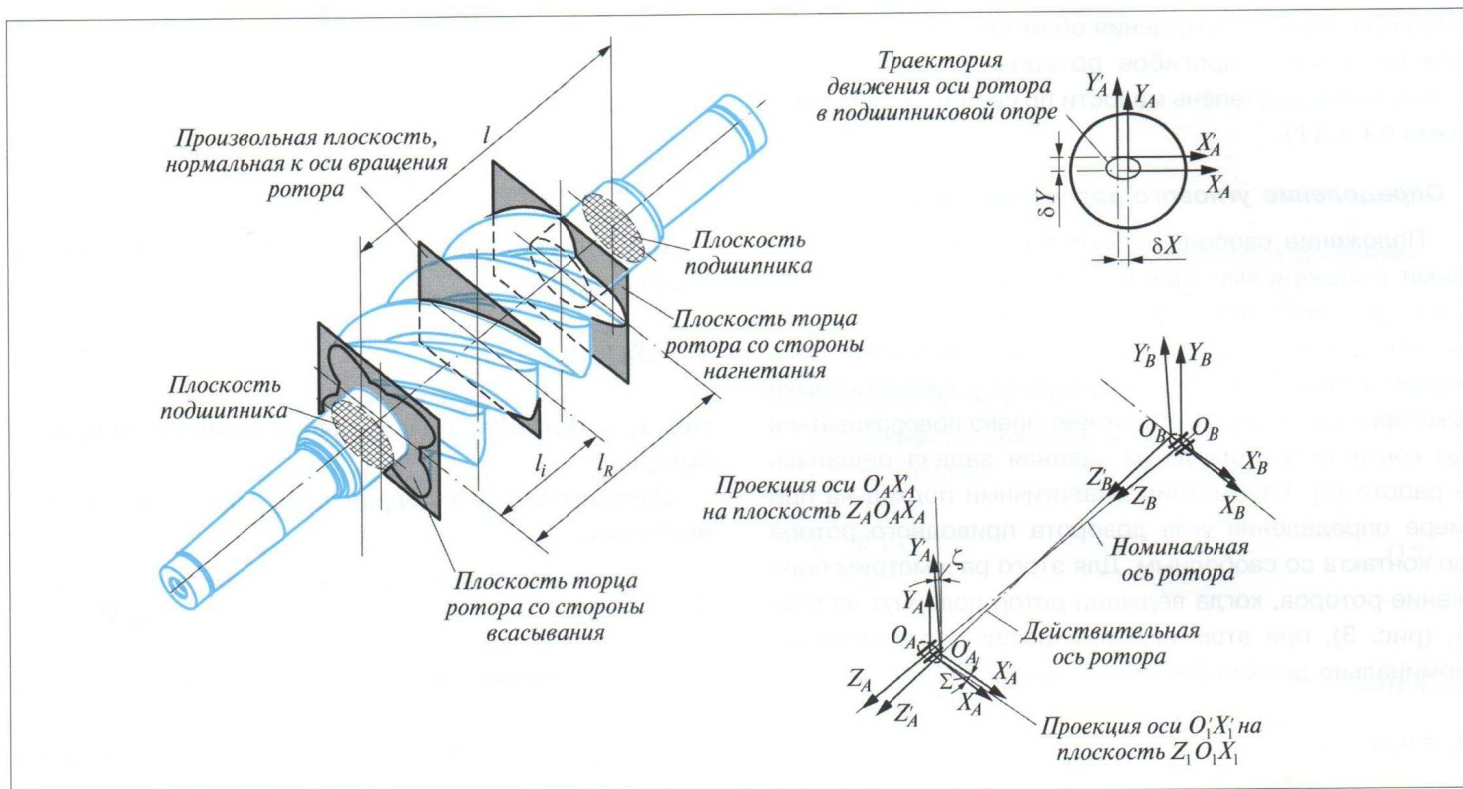


Рис. 2. Расчетная схема ротора и его положения в подшипниковой опоре

лены соответственно как

$$T_{RD} = 0,8 T_D + 5; \quad (4)$$

$$T_{RS} = T_S + 0,3 T_{oil} - 4, \quad (5)$$

где T_S , T_D , T_{oil} – температура соответственно всасывания, нагнетания и впрыскиваемого масла, °C. Согласно тому же источнику, изменение температуры по длине ротора носит степенной характер и для любого i -го сечения

$$T_{Ri} = T_{RS} + (T_{RD} - T_{RS})(l_i/l_R)^{1,56}, \quad (6)$$

где l_i – расстояние от торца всасывания до i -го сечения ротора; l_R – длина профильной части ротора.

Авторы предлагают экстраполировать полученные зависимости и для расчета температурных полей ведомого ротора. Справедливость такого допущения также косвенно подтверждается при анализе результатов работы [7].

Отклонения оси подшипников от номинального положения вызываются наличием погрешности изготовления и радиальным зазором в подшипнике (для подшипников качения), особенностями конструкции (для подшипников скольжения), погрешностью взаимного положения опорных мест корпуса под подшипники, а также тепловыми деформациями корпуса в процессе работы. Эти факторы приводят в общем случае к скре-

щиванию осей роторов (к повороту оси ротора относительно базовых осей $O_A X_A$ и $O_A Y_A$ на угол соответственно ζ и Σ). Анализ их влияния достаточно подробно освещен в работах [3, 4], поэтому в данной статье не представлен. Наличие данных углов приведет к тому, что нормальные плоскости роторов перестанут совпадать. Для упрощения математических выкладок целесообразно использовать базовые нормальные плоскости с последующей коррекцией положения центров сечений и систем координат. На основании расчетной схемы (рис. 2) можно определить положения проекции центра сечения на нормальную плоскость:

$$\begin{cases} X_{Ci} = \delta X_1 + l_i \sin \Sigma \\ Y_{Ci} = \delta Y_1 + l_i \sin \zeta \end{cases} \quad (7)$$

Уравнение профиля в базовой нормальной плоскости относительно смещенного центра координат примет вид

$$\begin{cases} X' = X \cos \Sigma \\ Y' = Y \cos \zeta \\ Z' = Z \cos \zeta \cos \Sigma = l_i \cos \zeta \cos \Sigma = p \theta \cos \zeta \cos \Sigma \end{cases}, \quad (8)$$

где $Z = L_i = p \theta$;

$$\Sigma = \arctan\left(\frac{\delta X_2 - \delta X_1}{l}\right); \zeta = \arctan\left(\frac{\delta Y_2 - \delta Y_1}{l}\right).$$

При этом следует отметить, что использование систем уравнений (7) и (8) справедливо для обоих рото-

ров при принятии допущения об их абсолютной жесткости (отсутствие прогибов роторов, которые имеют более высокую степень малости по сравнению с величинами ΔX и ΔY).

Определение углового зазора между роторами

Положение свободного ротора определяется крайними положениями при контакте роторов по одной из сторон либо некоторыми промежуточными положениями при переходе к тому или иному крайнему положению. Для их определения требуется установить рамки, в которых свободный ротор имеет право поворачиваться до контакта с приводным. Данная задача решалась в работе [5]. Рассмотрим аналогичный подход на примере определения угла доворота приводного ротора до контакта со свободным. Для этого рассмотрим положение роторов, когда ведущий ротор повернут на угол θ_1 (рис. 3), при этом ведомый ротор соответственно номинально должен быть повернут на угол

$$\theta_2 = \theta_1(z_1/z_2), \quad (9)$$

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

Схема, представленная на рис. 3, дана для номинальных положений центров роторов и не требует принципиальной замены для учета их перемещения в представленной методике.

Выберем на участке A_1D_1 произвольную точку A с угловой координатой α_1 . Найдем на передней части профиля ведомого ротора (участок A_2D_2), повернутого на угол θ_2 , точку B , радиальная координата R_2 которой равна R_1 . Разность угловых координат β точек A и B даст значение угла доворота ведущего ротора до касания точкой A профиля ведомого ротора:

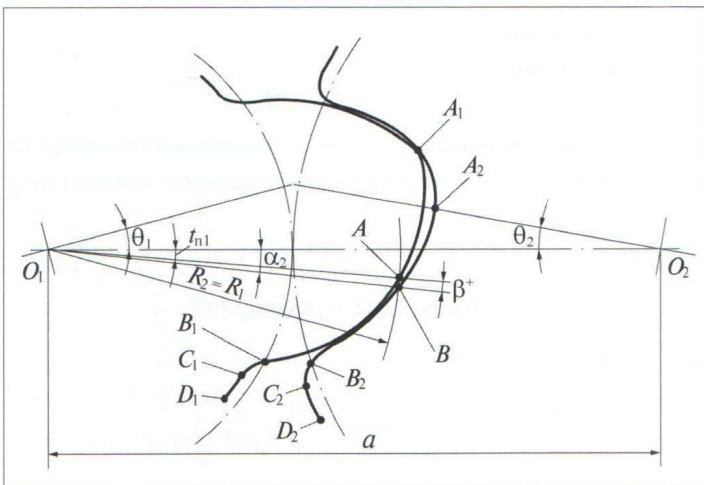


Рис. 3. Схема к определению угла доворота ведущего ротора

$$\beta = \alpha_2 - t_{n1}. \quad (10)$$

Отметим, что

$$R_2 - R_1 = 0. \quad (11)$$

При этом радиальная координата точки A определяется по формуле

$$R_1 = S_1(t_{n1}, \theta_1), \quad (12)$$

где S_1 – функция, описывающая профиль ведущего ротора.

Зависимость для определения координат точки B имеет вид

$$R_2 = f[S_2(\alpha_2), \theta_2], \quad (13)$$

где S_2 – функция, описывающая профиль ведомого ротора.

Решая уравнения (10)–(13) совместно, получим зависимость

$$\beta^+ = f(t_{n1}, \theta_1). \quad (14)$$

Решение данных уравнений осуществляется численными методами.

Найдя минимум функции (14) по переменной α_1 , получим величину доворота ведущего ротора до его касания профиля ведомого ротора для рассматриваемого положения:

$$\beta_{\min}^+ = f(\theta_1). \quad (15)$$

Из зависимости (15) для всего диапазона угла поворота θ_1 в пределах существования линии контакта по передней стороне профиля зуба ротора определим минимальный угол доворота ведущего ротора $\beta_{\min}^+$.

Аналогично рассчитывается и угол недоворота $\beta_{\min}^-$. Однако следует отметить тот факт, что одновременно в теоретическом контакте могут находиться несколько пар зубьев. Это характерно, в частности, и для винтовых компрессоров. Из-за непараллельности осей роторов и наличия градиента температур по длине ротора (следовательно, из-за различных тепловых деформаций на противоположных концах) углы недоворота и доворота будут различны для каждой из пар. Исходными значениями данных углов будут их минимальные значения между всеми парами зубьев, находящихся одновременно в теоретическом зацеплении. Действительный угловой зазор между роторами будет равен сумме углов доворота и недоворота.

Динамика свободного ротора и возможность выхода его из непосредственного контакта с приводным ротором

Изменение угла доворота свободного ротора приводит к тому, что он вынужден вращаться с неким ускорением. Оно может быть вызвано как непосредственным контактом роторов, так и крутящим моментом газовых сил. В винтовом компрессоре, работающем на номинальном режиме, обычно встречается последнее: при осуществлении привода за ведущий ротор доворот ведомого до контакта с ведущим по направлению вращения роторов. Значение данного угла доворота можно рассчитать по изложенной выше методике. Следовательно, для продолжения нахождения роторов в зацеплении возможное ускорение ротора от газовых сил должно превышать необходимое ускорение, связанное с изменением угла доворота.

Можно предположить в первом приближении равномерное вращение приводного ротора, что может быть обосновано большим моментом его инерции благодаря насадным деталям и частичной компенсацией крутящим моментом привода. Тогда с учетом изложенного условие продолжения нахождения в зацеплении может быть записано следующим образом:

$$d\theta_2 \geq \omega_1 \frac{z_1}{z_2} d\tau + d\beta_2 \quad (16)$$

или

$$\frac{d\theta_2}{d\tau} \geq \omega_1 \frac{z_1}{z_2} + \frac{d\beta_2}{d\tau}, \quad (16, a)$$

где β_2 – угол доворота ведомого ротора до контакта с ведущим; ω_1 – угловая скорость приводного ротора; знак $>$ в неравенствах (16) и (16, а) будет свидетельствовать о том, что свободный ротор может «стараться подкрутить» приводной ротор.

Продифференцировав выражение (16, а) по $d\tau$, окончательно получим

$$\frac{d^2\theta_2}{d\tau^2} \geq \frac{d^2\beta_2}{d\tau^2}. \quad (17)$$

Принимая во внимание, что $\omega_1 = \frac{d\theta_1}{d\tau}$, окончательно получим

$$\frac{d^2\theta_2}{d\tau^2} \geq \frac{d^2\beta_2}{d\theta_1^2} \omega_1^2. \quad (17, a)$$

Подход к определению $\frac{d^2\theta_2}{d\tau^2}$ рассмотрен в работе [10]. Далее представлено некоторое развитие данного

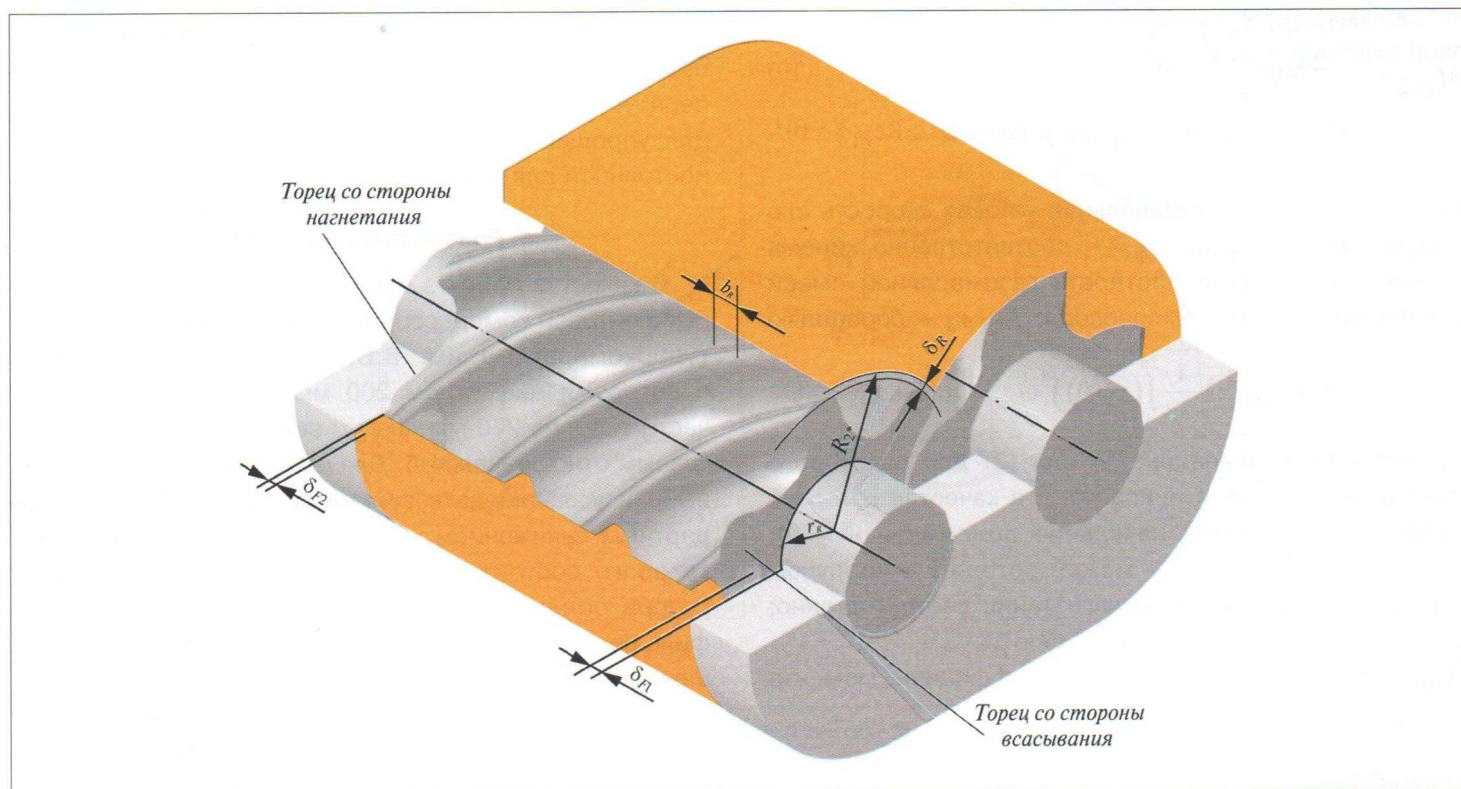


Рис. 4. Расчетная схема зазоров к определению моментов сопротивления

подхода. Из уравнения динамики можно записать

$$\frac{d^2\theta_2}{d\tau^2} = \frac{M_{GF} + M_{AF} - M_R - M_{F1} - M_{F2} - M_{MEC}}{J_2}, \quad (18)$$

где M_{GF} – момент, создаваемый газовыми силами; определяется на основании индикаторной ($p-V$) диаграммы по методу «стягивающих хорд» [3, 7]; M_{AF} – момент, создаваемый силами адгезии; M_R , M_{F1} , M_{F2} – моменты сил трения о компримируемую среду соответственно в радиальном и торцевых зазорах; M_{MEC} – момент сопротивления механических узлов компрессора, таких, как уплотнения, разгрузочные поршни и подшипники (его величина определяется во многом конструкцией механических узлов ротора); J_2 – момент инерции свободного ротора.

Нетрудно показать, что для данного случая понятие «адгезия» может быть заменено близким ему понятием «когезия». Тогда данный момент M_{AF} будет пропорционален коэффициенту поверхностного натяжения, площади пятна контакта и углу смачивания. В то же время следует отметить, что данный момент будет значительно меньше остальных моментов сил, что в свою очередь дает возможность в дальнейших расчетах пренебречь им ($M_{AF} \approx 0$).

Моменты сил трения о компримируемую среду в торцевых зазорах, согласно расчетной схеме (рис. 4), зависят от режима работы [7]:

$$M_{F1,2} = \begin{cases} \frac{\pi\omega_2\eta_{MIX}R_{eq}^4}{2\delta_{F1,2}} \left(1 - \frac{r_R^4}{R_{eq}^4}\right), & \text{если } Re_{F1,2} < 10^4; \\ \frac{\rho_{MIX}\omega_2^3}{4} (c'_{M1,2}R_{eq}^5 - c''_{M1,2}r_R^5), & \text{если } 10^6 \geq Re_{F1,2} \geq 10^4, \end{cases} \quad (19)$$

где $\omega_2 = \omega_2(z_1/z_1)$ – номинальная угловая скорость свободного ротора; ρ_{MIX} , η_{MIX} – соответственно кинематическая вязкость и плотность газомасляной смеси в рабочей полости компрессора; R_{eq} , r_R – определяющие размеры; $R_{eq} = \sqrt[4]{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (r(t;0))^4 dt}$ [здесь $r(t;0)$ опре-

деляется по уравнениям (1) или (2) для некоторого фиксированного угла поворота θ , в качестве которого целесообразно взять начальное положение $\theta = 0$]; $\delta_{F1,2}$ – торцевые зазоры между ротором и корпусом со стороны всасывания и нагнетания соответственно;

$$C_{M1,2} = 0,0277 Re_F^{-0,2} \left(\frac{d_{F1,2}}{R}\right)^{-0,2} \quad \text{– коэффициент момента}$$

$$\text{трения; } Re_F = \frac{R^2\omega_2\rho_{MIX}}{\eta_{MIX}}.$$

По аналогии моменты сил трения о компримируемую среду в радиальном зазоре можно записать следующим образом [7]:

$$M_R = \begin{cases} \frac{2\pi\xi\omega_2\eta_{MIX}R_2^3z_2b_R}{(1+\xi)\delta_R}, & \text{если } Re_R < 2500; \\ \pi c_{RP MIX} \omega_2^2 z_2 b_R R_2^4, & \text{если } 10^5 \geq Re_R > 2500, \end{cases} \quad (20)$$

где $\xi = m_{oil}/m_{gas}$ – газомасляное соотношение; R_2^* – наружный диаметр ротора; b_R – толщина зуба ротора в направлении оси Z ; δ_R – радиальный зазор между ротором и корпусом компрессора; $c_R \approx 0,0076 Re_R^{-0,25}$ –

$$\text{коэффициент трения [11]; } Re_R = \frac{\omega_2 R_2^* \delta_{RP MIX}}{\eta_{MIX}}.$$

Термодинамические параметры смеси определяются по следующим зависимостям [7]:

$$\eta_{MIX} = \left(\frac{1}{1+\xi}\right)\eta_{gas} + \left(\frac{\xi}{1+\xi}\right)\eta_{oil}, \quad (21)$$

$$\rho_{MIX} = (1+\xi)\rho_{gas}. \quad (22)$$

При этом за определяющую температуру в предварительных расчетах можно принять для уравнения (19) температуру всасывания для зазора со стороны всасывания и температуру нагнетания для зазора со стороны нагнетания. Для уравнения (20) за определяющую температуру можно принять среднеарифметическую температуру между всасыванием и нагнетанием. Также для упрощения расчетов величину ξ можно принять постоянной для всех участков ротора.

Результаты расчетов

В качестве объекта исследования выбран стандартный винтовой компрессор, разработанный в ЗАО «НИИ-турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (Группа ГМС), с роторами диаметром 200 мм, длиной профильной части роторов 270 мм, шагом винтов 480 мм и передаточным отношением 4/6. Для профильной поверхности выбран усовершенствованный профиль СКБК со стандартным занижением, описанным в работе [12], суть которого состоит в следующем: профиль ведущего ротора остается теоретическим, в то время как профиль ведомого ротора эквидистантно занижен по отношению к теоретическому. Величина эквидистантного занижения ведомого ротора переменна по длине и меняется от максимальной радиальной величины занижения (0,13 мм) для точек с минимальной радиусной координатой с плавным (линейным) уменьшением до



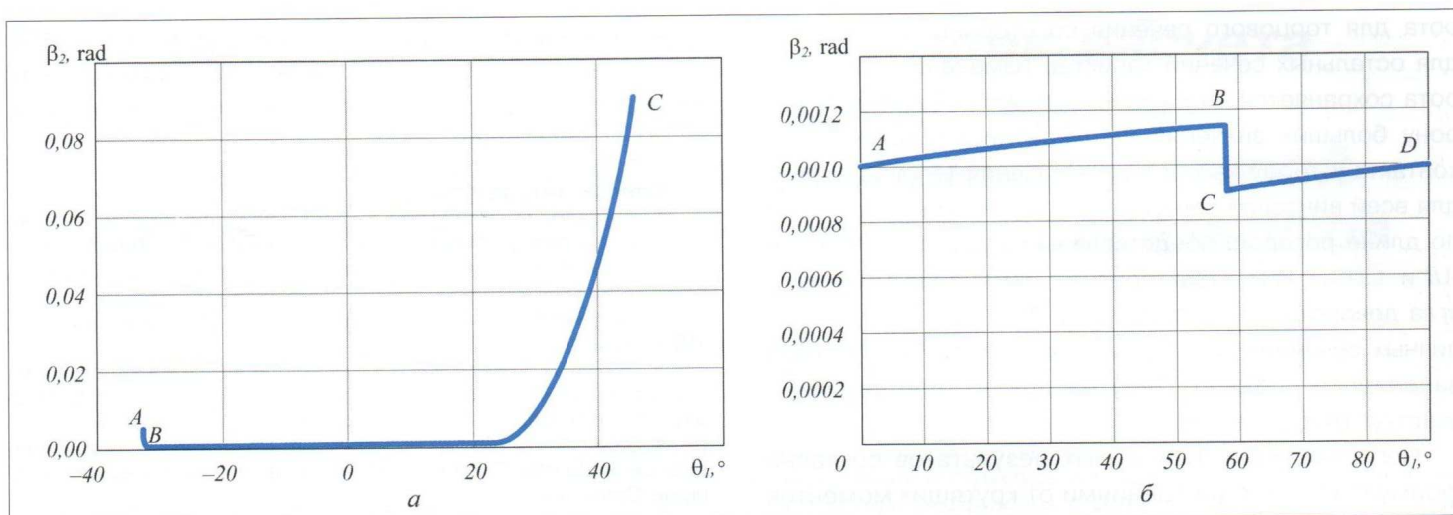


Рис. 5. Углы доворота:
а – для торцового сечения, б – для всей винтовой поверхности

окружной (торцовой) величины занижения (0,07 мм). Для торцовых зазоров между ротором и корпусом приняты следующие: со стороны всасывания – 0,6 мм, со стороны нагнетания – 0,07 мм. В качестве радиального принят зазор 0,2 мм.

График углов доворота ведомого ротора до контакта с ведущим представлен на рис. 5, а. На нем можно выделить два характерных участка: участок *AB* – участок входа в контакт с последующим уменьшением угла доворота до некоторого минимального значения в точке *B*; участок *BC* – увеличение угла доворота при контакте по остальной профильной поверхности. Однако следует отметить, что изменение угла доворота, как показано на рис. 5, а, соответствует лишь одному сече-

нию или прямозубым роторам. В винтовом профиле найдется хотя бы одно сечение с контактом в точке с минимальным углом доворота. Поэтому анализировать лишь величины занижения профилей в предложенной выше постановке бессмысленно. Целесообразно их анализировать в контексте с другими факторами, такими, как тепловые деформации роторов и корпуса, что и сделано далее.

В качестве базовых условий выбран режим работы компрессора на воздухе со сжатием от 0,1 до 0,7 МПа, с температурой всасывания 25°C, нагнетания 90°C и впрыскиваемого масла 40°C при газомасляном отношении $\xi = 3,38$ и с геометрической степенью сжатия, равной 4,5. На рис. 5, а показано изменение угла дово-

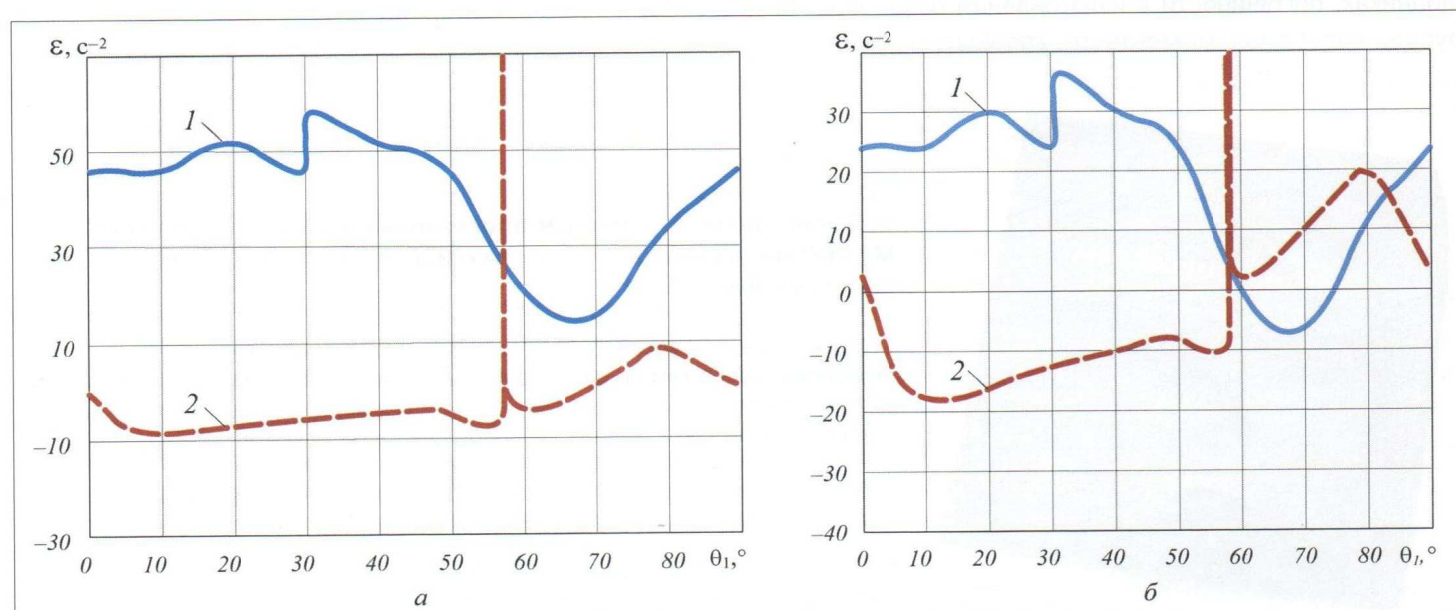


Рис. 6. Ускорение ведомого ротора при частоте вращения ведущего ротора 3000 об/мин (а) и 4500 об/мин:

$$1 - \frac{d^2\theta_2}{dt^2}; 2 - \frac{d^2\beta_2}{d\theta_1^2} \omega_1^2$$

рота для торцового сечения со стороны всасывания; для остальных сечений характер изменения угла доворота сохраняется и пропорционально смещается в сторону больших значений по мере продвижения точки контакта к торцу нагнетания. Значения углов доворота для всей винтовой поверхности (с учетом всех сечений по длине роторов) представлены на рис. 5, б. Участки *AB* и *CD* на нем характеризуют изменения минимума угла доворота (положение точки *B* на рис. 5, а для различных сечений), в то время как участок *BC*, переход зацепления с одного зуба на другой, соответствует участку *AB* (см. рис. 5, а).

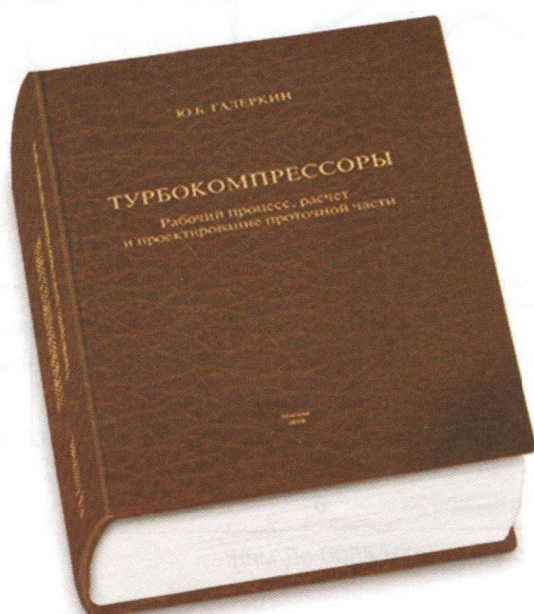
Сопоставление полученных результатов согласно формуле (17, а) с ускорениями от крутящих моментов представлены на рис. 6, построенных для случаев, когда частота вращения ведущего ротора равна соответственно 3 000 и 4 500 об/мин. Из полученных графиков видно, что при частоте вращения ведущего ротора 3 000 об/мин выход из зацепления происходит лишь в момент перекладки контакта между зубьями. В то же время при частоте вращения ведущего ротора 4 500 об/мин контакт отсутствует достаточно длительный период и может служить причиной возникновения дополнительных вибраций. Аналогичная картина наблюдается при анализе и других режимов работы компрессора с меньшим отношением давлений.

Таким образом, разработанная расчетная модель позволяет анализировать зацепление роторов винтовых компрессоров с учетом комплекса параметров, влияющих на зацепление, таких, как тепловые и силовые деформации роторов и корпусов, зазоры в подшипниках, погрешности в изготовлении роторов и корпусов, колебания момента от газовых сил. Данная

методика является фундаментом для дальнейшего исследования зацепления роторов и вибрации и может стать критерием оценки эффективности профилей и методик занижения.

Список литературы

1. Burckney D., Kovacevic A., Stosic N. Consideration of clearances in the design of screw compressor rotors//7-th International Conference on Compressors and their Systems. City University. London. 2011.
2. Саун И.А. Винтовые компрессоры, Л.: Машиностроение, 1970.
3. Stosic N., Smith I.K., Kovacevic A. Screw Compressors Mathematical Modelling and Performance Calculation, ISBN-10 3-540-24275-9. Springer Berlin Heidelberg New York. 2005.
4. Stosic N., Smith I.K., Kovacevic A. Calculation of Rotor Interference in Screw Compressors//International Compressor Technical Conference, Wuxi, China. 2001.
5. Xiao D.Z., Gao Y., Wang Z.Q., Liu D.M. Mathematical basis for clearance analysis in twin screw compressor//International Conference on Compressors and their Systems. City University. London. 1999.
6. Holmes C.S., Williamson T. The manufacture of hardened screw compressor rotors//International Conference on Compressors and their Systems. City University. London. 2001.
7. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. Казань: ФЭН, 2000.
8. Weathers B., Sauls J., Powell G. Transient thermal analysis of screw compressors, part II: Transient thermal analysis of a screw compressor to determine rotor-to-housing clearances//International Compressor Engineering Conference. Purdue University. 2006.
9. Hsieh S.H., Hsieh W.H., Huang C.S., Huang Y.H. Numerical analysis of performance, rotor temperature distributions, and rotor thermal deformation of an R134a screw compressor//International Compressor Engineering Conference. Purdue University. 2012.
10. Adams G.P., Soedel W. Dynamic Simulation of Rotor Contact Forces in Twin Screw Compressors//International Compressor Engineering Conference Purdue University. 1994.
11. Кошмаров Ю.А. Гидродинамика и теплообмен турбулентного потока несжимаемой жидкости в зазоре между вращающимися коаксиальными цилиндрами//Инженерно-технический журнал. Т. 5. №5. 1962.
12. Амосов П.Е. и др. Винтовые компрессорные машины. Справочник. Л.: Машиностроение. 1977.



ГАЛЕРКИН Ю.Б.

Турбокомпрессоры.

Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части.

М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ». 2010. – 596 с. – С ил. ISBN 978-5-9902032-1-1

Содержание книги соответствует программе обучения в вузах, но одновременно там представлены новейшие данные о методах расчета и оптимального проектирования турбокомпрессоров, в том числе с применением современных численных методов. Книга является полноценным фундаментальным трудом, большинство разделов будет полезно специалистам, занимающихся исследованием, проектированием и эксплуатацией турбокомпрессоров.

По вопросу приобретения книги обращаться в Информационно-издательский центр «КХТ»

info@chemtech.ru
Тел.: (495) 223-66-35



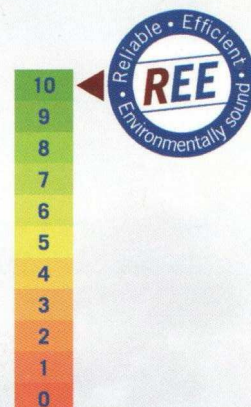
Компрессорная Техника и Пневматика



Compressors & Pneumatics

3/май
2014

REE – технический аудит
поршневых компрессоров



ООО «ХЁРБИГЕР»
Тел./Факс: +7 495 221 06 78
Email: moscow@hoerbiger.com
www.hoerbiger.com



HOERBIGER
because performance counts