УДК 621.514

Т. Н. Мустафин, Р. Р. Якупов, В. В. Акшинская,
М. С. Хамидуллин, И. Г. Хисамеев

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗАЦЕПЛЕНИЯ РОТОРОВ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

Ключевые слова: винтовой компрессор, профиля роторов, анализ зацепления.

Роторные компрессоры нашли широкое применение благодаря таким своим качествам как надежность, неприхотливость, относительная конструктивная простота и высокие показатели эффективности. В настоящей статье предложена методика анализа условий зацепления роторов роторных машин без механизма синхронизации с учетом действительных профильных зазоров. Использование полученных результатов позволит анализировать и совершенствовать профили роторов и методы занижения, что в свою очередь повысит эксплуатационные показатели вновь проектируемых компрессоров.

Keywords: screw compressor, rotor profiles, rotor's gearing.

Rotary compressors are widely used due to their reliability, ease in operation, relative simplicity in design and high efficiency characteristics. In the present article a method has been proposed for the analysis of the rotors' meshing conditions in the rotary machines without rotor timing gears, taking into account the actual profile clearances. Employment of the results obtained will help to analyze and improve the rotor profiles and further to optimize the algorithm of underrating thus improving the operational characteristics of the newly developed compressors.

Введение

В настоящее время наиболее широкое распространение в области малых и средних производительностей получили роторные компрессора. Основным рабочим элементом данных 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, 2, 3, 10, 11]. В тоже время данная оптимизация требует знания действительных рабочих зазоров в компрессоре, а, следовательно, и действительного положения профильных поверхностей роторов относительно корпуса и друг друга. На сегодняшний день в литературных источниках этому вопросу посвящено достаточно большое количество работ, в том числе их изменения во времени (не установившийся режим) [1, 2, 3, 4, 5, 6], однако в них зачастую анализируется лишь влияние отдельных аспектов, а не их совокупности. Это и подвигло авторов обобщить в данной работе имеющиеся на сегодняшний момент знания в единую методику расчета действительного положения профильных поверхностей роторов и профильных зазоров. Предлагаемая методика рассмотрена применительно к винтовым маслозаполненным компрессорам, как наиболее распространённому типу компрессоров, однако при необходимости может быть легко адаптирована и под другие типы компрессоров. В частности авторами она и опробована и для машины с внутренним зацеплением роторов (героторной схемы).

Постановка задачи и расчетная схема

Рис. 1 – Расчетная схема положения роторов в подшипниковой опоре

По своей сути ротора компрессоров, профили которых позволяют отказаться при условии наличия смазочного масла в рабочей полости от механизма синхронизации, являются крупномодульными зубчатыми передачами. Однако при этом между ними и зубчатыми передачами есть одно принципиальное

различие: в зубчатых передачах передача крутящего момента от одного колеса другому передается непосредственным их контактом; в то время как в роторных компрессорах и крутящий момент, действующий на ротора, обусловлен суммарным моментом действующих на них газовых сил, а также моментом трения роторов о газомаслянную 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 крутящим моментом на роторе при его повороте, что приводит к выходу роторов из непосредственного контакта, а также 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 роторов на рабочем режиме компрессора, вызванной погрешностью изготовления корпусных деталей, различием в изменениях межцентрового расстояния корпуса компрессора на стороне всасывания и нагнетания от тепловых деформаций, а также возможной прецессией роторов в подшипниках.

Обобщение в единую методику определения численных значений указанных выше факторов и влияние их на условия зацепление роторов есть 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:

$$\overrightarrow{r_{Mn}} = r_{Mn}\left(X_{Mn}(t_{Mn};\theta_{Mn}); Y_{Mn}(t_{Mn};\theta_{Mn}); p_{Mn}\cdot\theta_{Mn}\right) = r_{Mn}(t_{Mn};\theta_{Mn}) \quad (1)$$

$$\overrightarrow{r_{Gn}} = r_{Gn}\left(X_{Gn}(t_{Gn};\theta_{Gn}); Y_{Gn}(t_{Gn};\theta_{Gn}); p_{Gn}\cdot\theta_{Gn}\right) = r_{Gn}(t_{Gn};\theta_{Gn})) \quad (2)$$

где X, Y - координаты профиля; t - формы параметр профиля; θ - угол поворота ротора; p - винтовой параметр; индекс «Mn» означает, что параметр относиться к приводному ротору; индекс «Gn» означает, что параметр относиться к свободному ротору. При такой постановке и принятии допущении о равномерности температурного поля для любого нормального к оси вращения сечения ротора расчет изменения координат профиля ротора могут быть произведены по следующей зависимости [7]:

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

где T_{Ri} - средняя температура ротора в «i»-ом 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 будут определять температуры всасываемого газа и впрыскиваемого масла. Экспериментальное исследование температурных полей ведущего ротора [7] позволили установить виды корреляционных функций, описывающих данные взаимосвязи. Согласно им для торца нагнетания и всасывания средние температуры ведущего ротора могут быть определены соответственно как:

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

$$T_{RS} = T_S + 0{,}34T_{OIL} - 4, \quad (5)$$

где T_S, T_D, T_{OIL} - соответственно температуры всасывания, нагнетания и впрыскиваемого масла. Все температуры имеют размерность °С. Согласно тому же источнику изменение температуры по длине ротора носит степенной характер и для любого «*i*»-го сечения составит:

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

где l_i - расстояние от торца всасывания до «*i*»-го сечения ротора, l_R - длина профильной части ротора.

Авторы предлагают распространить полученные зависимости и для расчета температурных полей ведомого ротора. Справедливость такого допущения также косвенно подтверждается при анализе результатов работы [8].

Отклонения оси в подшипниках 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 скрещиванию осей роторов (повороту оси ротора относительно базовых осей O_AX_A и O_AY_A на углы ζ и Σ соответственно. Анализ их влияния достаточно подробно освещен в работах [3, 4] и поэтому в данной статье не представлен. Наличие данных углов приведет к тому, что нормальные плоскости роторов перестанут совпадать. Для упрощения математических выкладок целесообразным является использования базовых нормальных плоскостей, с последующей коррекции положения центров сечений и систем координат. На основании расчетной схемы (рис. 2) можно определить положения проекции центра сечения на нормальную плоскость:

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

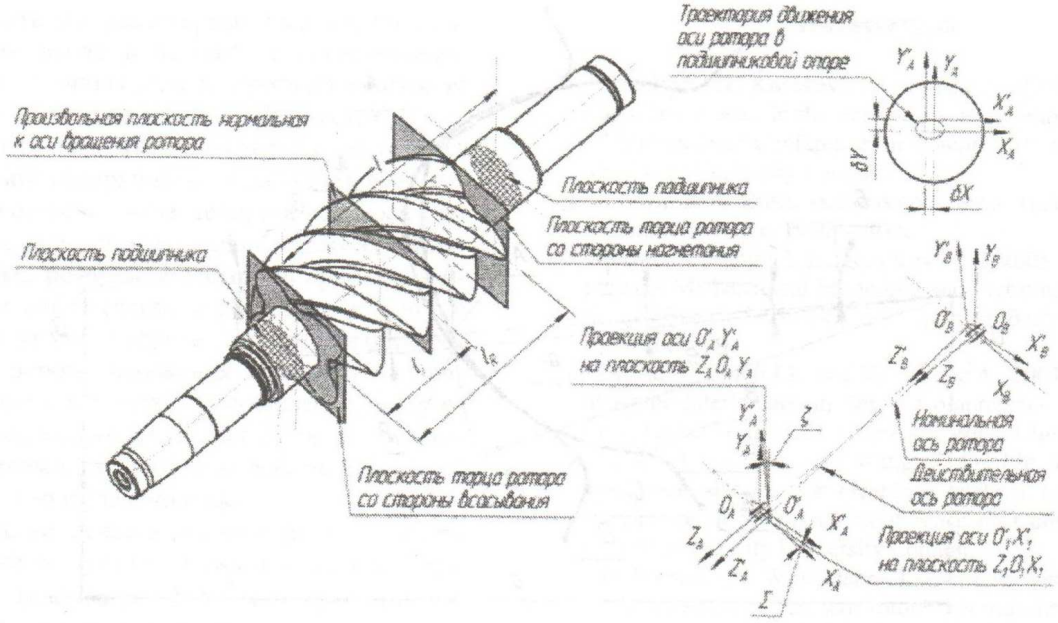


Рис. 2 – Расчетная схема ротора и его положения в подшипниковой опоре

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

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

где $Z = l_i = p \cdot \theta$, $\Sigma = \arctan\left(\frac{\delta X_2 - \delta X_1}{l}\right)$, $\zeta = \arctan\left(\frac{\delta Y_2 - \delta Y_1}{l}\right)$, при этом следует отметить, что использование систем (7) и (8) справедливы для обоих роторов при принятии допущения об их абсолютной жесткости (отсутствии прогибов роторов, которые имеют более высокую степень малости по сравнению с величинами δX и δY).

Определение углового зазора между роторами

Положения свободного ротора определяется крайними положения при контакте роторов по одной из сторон, либо некоторыми промежуточными положениями при переходе к тому или иному крайнему положению. Для их определения требуется определение рамок, 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:

$$\theta_2 = \theta_1 \frac{z_1}{z_2}, \quad (9)$$

где z_1, z_2 – число зубьев ведущего и ведомого роторов. Схема, представленная на рисунке 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 величину угла доворота ведущего ротора до касания точкой A профиля ведомого 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. А 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:

$$\beta^+_{\min\alpha} = f(\theta_1). \quad (15)$$

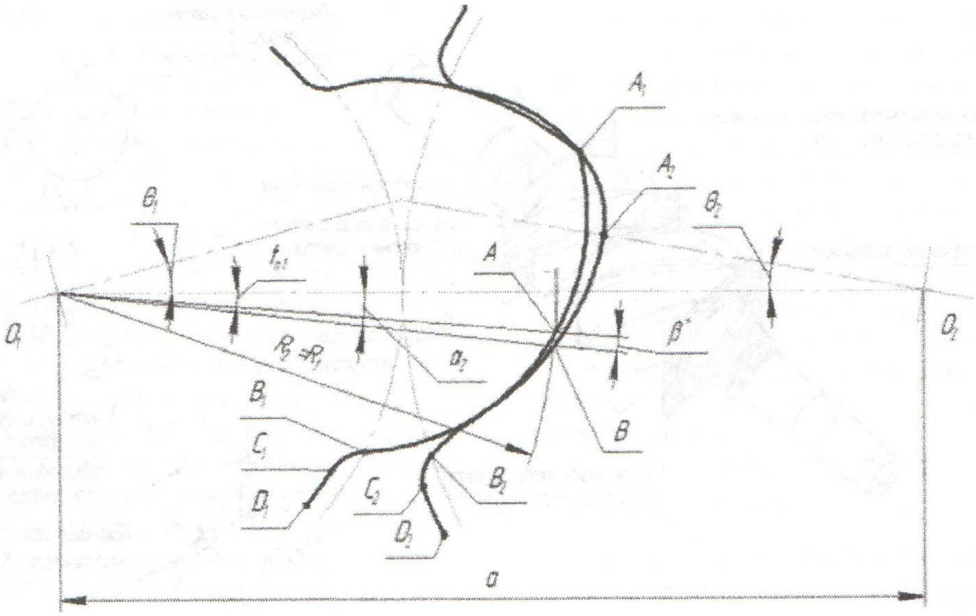


Рис. 3 – Схема к определению угла доворота ведущего ротора до контакта с ведомым ротором

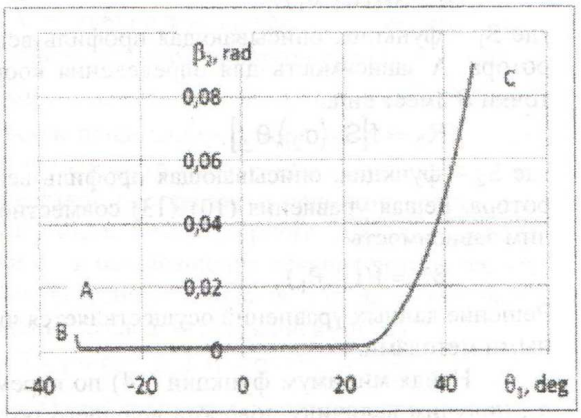
Из зависимости (15), для всего диапазона угла поворота θ_1, в пределах существования линии контакта по передней стороне профиля зуба ротора, определим минимальный угол доворота ведущего ротора β^{+}_{min}.

Аналогично рассчитывается и угол недоворота β^{-}_{min}. Однако следует отметить тот факт, что единовременно в теоретическом контакте могут находиться несколько пар зубьев. Это характерно в частности и для винтовых компрессоров. Из-за не параллельности осей роторов и наличия градиента температур подлине ротора, а следовательно, и различными тепловыми деформации на противоположных концах, углы недоворота и доворота будут различны для каждой из пар. Истинными значения данных углов будут их минимальные значения между всеми парами зубьев, находящихся единовременно в теоретическом зацеплении. Действительный угловой зазор между роторами будет равен сумме углов доворота и недоворота.

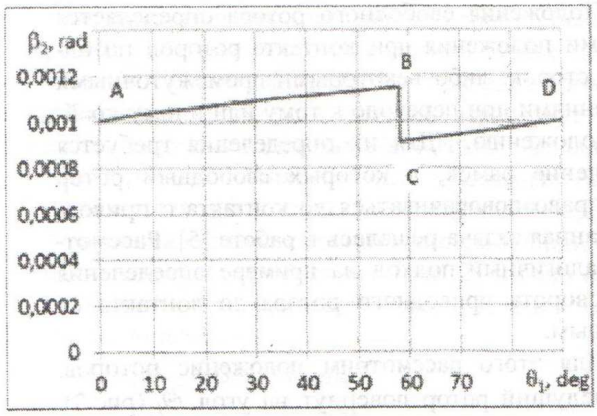
Результаты расчетов

В качестве объекта исследования выбран стандартный винтовой компрессор, разработанный в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (правопреемник «СКБК») с диаметром роторов 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 окружной (торцевой) величины занижения (0,07 мм). Для торцевых зазоров между ротором и корпусом приняты следующие величины: со стороны всасывания – 0,6мм, со стороны нагнетания – 0,07 мм. В качестве радиального зазора принят величина – 0,2 мм.

График углов доворота ведомого ротора до контакта с ведущим представлен на рис. 4а. На нем



а



б

Рис.4 –Углы доворота

можно выделить два характерных участка: участок АВ – участок входа в контакт с последующим уменьшением величины угла доворота до некоторой минимальной величины в точке В; участок ВС – увеличение угла доворота при контакте по остальной профильной поверхности. Однако следует отметить, что изменение угла доворота как показано на рис. 4а – соответствует лишь одному сечению 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 ниже.

В качестве режима выбран режим работы компрессора на воздухе со сжатием от 1ата до 7ата, температурой всасывания 25°С, температурой нагнетания 90°С, температурой впрыскиваемого масла 40 °С, газомаслянным отношением $\xi = 3{,}88$ и геометрической степенью сжатия равной 4,5. На рис. 4а показано изменение угла доворота для торцевого 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. Величины истинных углов доворота представлены на рис. 4b. Участки АВ и CD на нем характеризуют изменения минимума угла доворота (положения точки В на рис. 4а для различных сечений), в то время как участок ВС принадлежит участку АВ (рис. 4а).

Таким образом представленная методика позволяет анализировать люфт роторов в винтовом компрессоре и может быть при необходимости экстраполирована на другие типы роторных машин без синхронизирующих механизмов.

Литература

1. Burckney, D., Kovacevic, A., Stosic, N., 2011, Consideration of clearances in the design of screw compressor rotors, 7th International Conference on Compressors and their Systems, City University London.
2. Сакун, И.А. Винтовые компрессоры// И.А.Сакун. –Л.: Машиностроение, 1970. – 400с.
3. Stosic, N., Smith, I. K., Kovacevic, A., 2005: Screw Compressors Mathematical Modelling and Performance Calculation, ISBN-10 3-540-24275-9, Springer Berlin Heidelberg New York.
4. Stosic N., Smith I.K. and Kovacevic A., 2001: Calculation of Rotor Interference in Screw Compressors, International Compressor Technique Conference, Wuxi, China.
5. Xiao, D. Z., Gao, Y., Wang, Z. Q., Liu, D. M., 1999, Mathematical basis for clearance analysis in twin screw compressor, International Conference on Compressors and their Systems, City University London.
6. Holmes, C. S., Williamson, T., 2001,The manufacture of hardened screw compressor rotors, International Conference on Compressors and their Systems, City University London.
7. Хисамеев, И.Г. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. теория, расчет и проектирование/ И.Г.Хисамеев, В.А.Максимов // - Казань, «ФЭН». – 2000. – 638 с.
8. Weathers, B., Sauls, J., Powell, G., 2006, 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.
9. Hsieh, S.H., Hsieh, W.H., Huang, C.S., Huang, Y.H., 2012, Numerical analysis of performance, rotor temperature distributions, and rotor thermal deformation of an R134a screw compressor, International Compressor Engineering Conference, Purdue University.
10. Акшинская В.В., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н., Хамидуллин М.С., Хисамеев И.Г. К вопросу определения профильных зазоров в героторном компрессоре // Вестник Казанского технологического университета, 2011. N17.-С.188-193.
11. Мустафин, Т.Н. Анализ геометрии профилей роторов героторного компресссора / Т.Н.Мустафин, Г.Н.Чекушкин, М.С.Хамидуллин, И.Г.Хисамеев // Вестник Казанского технологического университета, 2010. №10. – С.41-43.

© **Т. Н. Мустафин** – доц. каф. холодильной техники и технологий КНИТУ, mustimur@rambler.ru; **Р. Р. Якупов** – ассистент той же кафедры; **В. В. Акшинская** – ассистент той же кафедры, mveronika@yandex.ru; **М. С. Хамидуллин** – канд. техн. наук, доцент той же кафедры, mcx_kstu@rambler.ru; **И. Г. Хисамеев** – д-р техн. наук, проф., зав. каф. кафедры холодильной техники и технологий КНИТУ.