

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

КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ВОЗМОЖНОСТИ ПОТЕРИ КОНТАКТА ЗАЦЕПЛЕНИЯ РОТОРОВ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

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

Роторные компрессоры широко применяются 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's gearing, rotor profiles.

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.

В настоящее время широко распространены в области малых и средних производительностей роторные компрессора. Рабочим элементом данных компрессоров являются профильные поверхности роторов, выполненные с большой точностью и определяющие основные энергетические характеристики компрессора.

Сейчас именно оптимизация как теоретических, так и действительных профилей роторов является одним из основных направлений при совершенствовании роторных компрессоров [1, 2, 3, 5, 7, 8]. 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.

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 моментами газовых сил. В винтовом компрессоре, работающем на номинальном режиме, обычно встречается последнее: при осуществлении привода заведущий ротор, доворот ведомого до контакта с ведущим по направлению вращения роторов. Величину данного угла доворота можно рассчитать по изложенной методике в работе [8]. Следовательно, для продолжения нахождения роторов в зацепление возможное ускорение ротора от газовых сил должно превышать необходимое ускорение, связанное с изменением угла доворота.

В качестве объекта исследования выбран стандартный винтовой компрессор, разработанный в ЗАО «НИИ турбокомпрессор 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 [5], 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 – 0,6 мм, 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. 1а. На нем 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. 1а – 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 1 ата до 7 ата, температурой всасывания 25 °С, температурой нагнетания 90 °С, температурой впрыскиваемого масла 40 °С, газомасляным отношением $\xi = 3,88$ и геометрической степенью сжатия равной 4,5. На рис. 1а 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

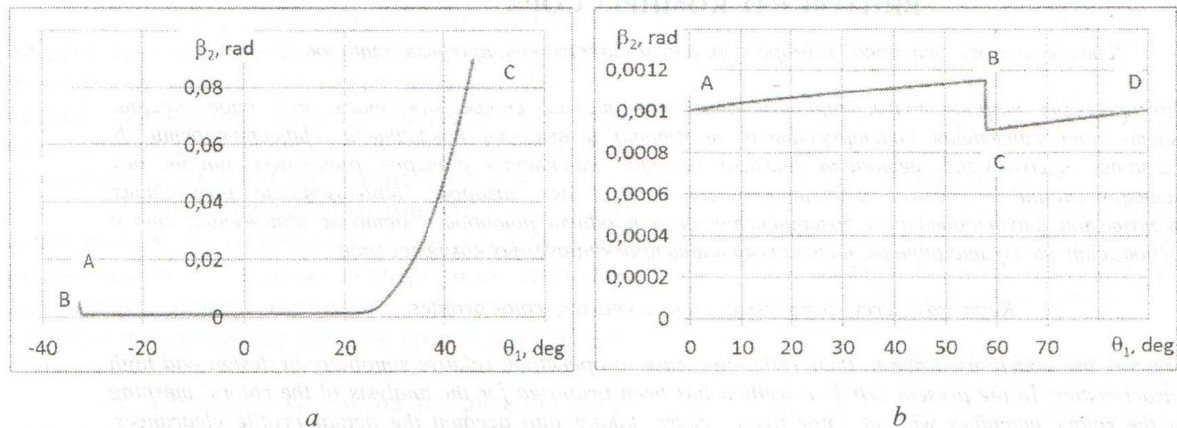


Рис. 1 – Углы доворота

Полагая в первом приближении равномерное вращение приводного ротора, что может быть обосновано значительно его большим моментом инерции благодаря насадным деталям и частичной компенсацией крутящим моментом привода, тогда с учетом всего выше изложенного условие продолжения нахождения в зацеплении может быть записана следующим образом:

$$d\theta_2 \geq \omega_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot d\tau + d\beta_2, \quad (1)$$

или:

$$\frac{d\theta_2}{d\tau} \geq \omega_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} + \frac{d\beta_2}{d\tau}, \quad (1a)$$

где β_2 – угол доворота ведомого ротора до контакта с ведущим, ω_1 – угловая скорость приводного ротора. Знак «>» в неравенствах (1) и (1a) будет свидетельствовать о том, что свободный ротор может «стараться подкрутить» приводной ротор. Продифференцировав выражение (1a) по $d\tau$ окончательно получим:

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

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

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

Подход к определению $\frac{d^2\theta_2}{d\tau^2}$ рассмотрен в работе [4], далее представлено некоторое развитие данного подхода. Из уравнения динамики можно записать:

$$\frac{d^2\theta_2}{d\tau^2} = \frac{M_{GF} + M_{AF} - M_R - M_{F1} - M_{F2} - M_{MEC}}{J_2}, \quad (3)$$

на рис. 1b. Участки AB и CD на нем характеризуют изменения минимума угла доворота (положения точки B на рис. 1a для различных сечений), в то время как участок BC принадлежит участку AB (рис. 1a).

где J_2 – момент инерции свободного ротора; M_{GF} – момент, создаваемый газовыми силами, определяется на основании индикаторной (P-V) диаграммы по методу «стягивающих хорд» [2, 3]; M_{MEC} – момент сопротивления механических узлов компрессора таких как уплотнения, разгрузочные поршни и подшипники (его величина определяется во многом конструкцией механических узлов ротора); M_R , $M_{F1,2}$ – моменты сил трения о сжимаемую среду в радиальном и торцевых зазорах соответственно; M_{AF} – момент, создаваемый силами адгезии. Не трудно показать, что для данного случая понятие «адгезия» может быть заменена близким ему понятием «когезия». Тогда данный момент будет пропорционален коэффициенту поверхностного натяжения, площади пятна контакта и углу смачивания, в тоже время следует отметить, что данный момент будет значительно меньше остальных моментов сил, что в свою очередь дает возможность им пренебречь в дальнейших расчетах: $M_{AF} \approx 0$.

Моменты сил трения о сжимаемую среду в торцевых зазорах, согласно расчетной схеме (рис 2) зависит от режима работы [3]:

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

где $c_{M1,2} = 0,0277 \cdot Re_F^{-0,2} \cdot \left(\frac{\delta_{F1,2}}{R}\right)^{-0,2}$ – коэффициент момента трения, для определения c''_M в качестве

определяющего размера используется r_R ($R = r_R$),
во всех остальных случаях - R_{eq} ($R = R_{eq}$);

$$Re_F = \frac{R^2 \cdot \omega_2 \cdot \rho_{MIX}}{\eta_{MIX}} - \text{число Рейнольдса};$$

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{Z_1}{Z_2} - \text{номинальная угловая скорость}$$

свободного ротора; ρ_{MIX} , η_{MIX} - соответственно
плотность и кинематическая вязкость газомасляной
смеси в рабочей полости компрессора; δ_{F1} , δ_{F2} -
торцевые зазоры между ротором и корпусом со
стороны всасывания и нагнетания соответственно.

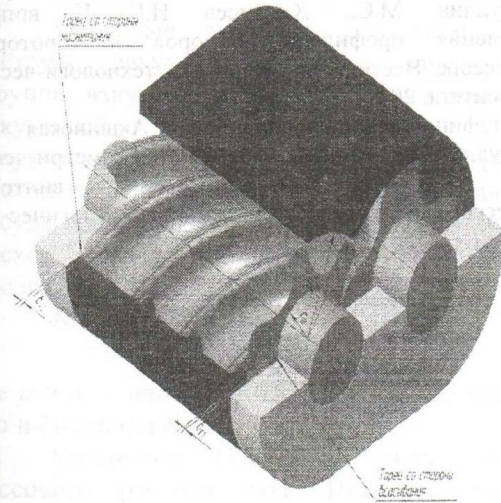
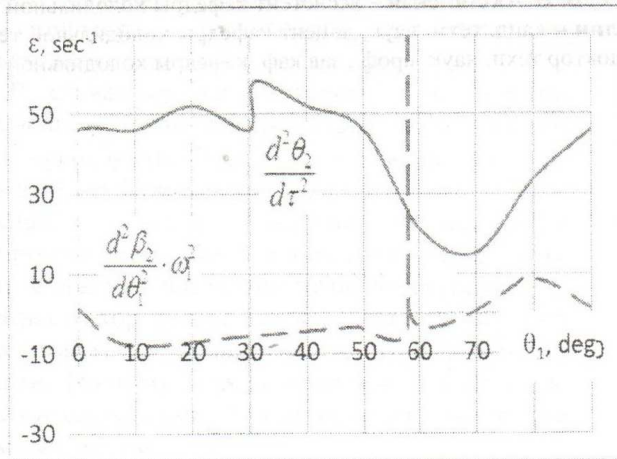
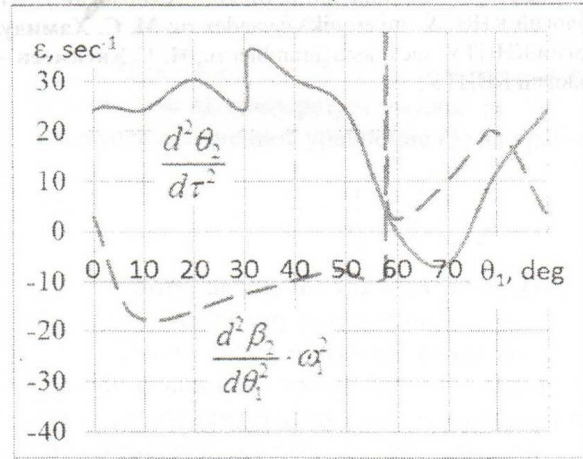


Рис. 2 - Расчетная схема зазоров к
определению моментов сопротивления



a



b

Рис. 3 - Ускорение ведомого ротора

Термодинамические параметры смеси
определяются по следующим зависимостям [3]:

$$\eta_{MIX} = \left(\frac{1}{1+\xi} \right) \cdot \eta_{GAS} + \left(\frac{\xi}{1+\xi} \right) \cdot \eta_{OIL}, \quad (6)$$

$$\rho_{MIX} = (1+\xi) \cdot \rho_{GAS}. \quad (7)$$

При этом за определяющую температуру в
предварительных расчетах можно принять для
уравнения (4) температуру всасывания для зазора со
стороны всасывания и температуру нагнетания для
зазора со стороны нагнетания. Для уравнения (5)
определяющей температурой можно принять

Эквивалентный радиус определяется как

$$R_{eq} = \sqrt[4]{\frac{1}{2 \cdot \pi} \int_0^{2\pi} (r(t;0))^4 \cdot dt}, \text{ где } r(t;0) - \text{зависимость}$$

координат профиля ротора для некоторого
фиксированного угла поворота θ , в качестве
которого целесообразно взять начальное положение:
 $\theta = 0$.

По аналогии моменты сил трения о
сжимаемую среду в радиальном зазоре можно
записать как [3]:

$$M_R = \begin{cases} \frac{2 \cdot \pi \cdot \xi \cdot \omega_2 \cdot \eta_{MIX} \cdot R_2^3 \cdot Z_2 \cdot b_R}{(1+\xi) \cdot \delta_R}, & \text{если } Re_R < 2500 \\ \pi \cdot c_R \cdot \rho_{MIX} \cdot \omega_2^2 \cdot Z_2 \cdot b_R \cdot R_2^4, & \text{если } 10^5 \geq Re_R \geq 2500 \end{cases}, \quad (5)$$

где $c_R \approx 0,0076 \cdot Re_R^{-0,25}$ - коэффициент трения [6].

$$Re_R = \frac{\omega_2 \cdot R_2 \cdot \delta_R \cdot \rho_{MIX}}{\eta_{MIX}} - \text{число Рейнольдса, } b_R$$

- толщина зуба ротора в направлении оси Z, R_2 -

наружный диаметр ротора, δ_R - радиальный зазор

между ротором и корпусом компрессора, $\xi = \frac{m_{OIL}}{m_{GAS}}$

- газомасляное соотношение.

среднеарифметическую температуру между
всасыванием и нагнетанием. Так же для упрощения
расчетов величину ξ можно принять постоянной для
всех участков ротора.

Сопоставление полученных результатов
согласно формулы (2а) с ускорениями от крутящих
моментов представлены на рис. 3а и 3б,
построенных для случаев когда частота вращения
ведущего ротора соответствует 3000 и 4500 об/мин
соответственно. Из полученных графиков видно, что
при частоте вращения ведущего ротора 3000 об/мин

выход из зацепления происходит лишь в момент перекладки контакта между зубьями. В то же время при частоте вращения ведущего ротора 4500 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.

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.

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. 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.
3. Хисамеев, И.Г. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. теория, расчет и проектирование/

И.Г.Хисамеев, В.А.Максимов // - Казань, «ФЭН». – 2000. – 638 с.

4. Adams, G. P., Soedel, W., 1994, Dynamic Simulation of Rotor Contact Forces in Twin Screw Compressors. International Compressor Engineering Conference, Purdue University.
5. Амосов П.Ф. Винтовые компрессорные машины // П.Е. Амосов, Н.И.Бобриков и др. Справочник/ - Л.: «Машиностроение». – 1977. -256 с.
6. Кошмаров Ю.А. Гидродинамика и теплообмен турбулентного потока несжимаемой жидкости в зазоре между вращающимися коаксиальными цилиндрами.// Инженерно-физический журнал. – 1962, - том У, №5. – с.5-14.
7. 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.
8. Мустафин Т.Н., Якупов Р.Р., Акшинская В.В., Хамидуллин М.С., Хисамеев И.Г. Геометрический анализ зацепления роторов винтового компрессора//Вестник Казанского технологического университета, 2013. Т.16, N19.-С.273-277.

© Т. Н. Мустафин – доцент кафедры холодильной техники и технологий КНИТУ, mustimur@rambler.ru; Р. Р. Якупов – ассистент кафедры холодильной техники и технологий КНИТУ, mveronika@yandex.ru; М. С. Хамидуллин – канд. техн. наук, доцент кафедры холодильной техники и технологий КНИТУ, mcx_kstu@rambler.ru; И. Г. Хисамеев – доктор техн. наук, проф., зав.каф. кафедры холодильной техники и технологий КНИТУ.