

К вопросу определения номинального положения роторов винтового компрессора в зацеплении на рабочем режиме

Т.Н. Мустафин, Р.Р. Якупов, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев, Л.Х. Уйбекова

(Казанский национальный исследовательский технологический университет),

О.Ю. Паранина (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа», Группа ГМС)

Рассмотрена расчетная модель, определяющая номинальное положение роторов в зацеплении винтового компрессора в зависимости от рабочего режима. Представленная модель принимает во внимание влияние тепловых деформаций на величину углового люфта и на номинальное положение роторов в зацеплении. Приведен пример анализа и сделаны выводы.

Ключевые слова: винтовой компрессор, зацепление роторов, люфт в зацеплении, тепловые деформации.

On determining of screw compressor nominal position depending on working conditions

T.N. Mustafin, R.R. Yakupov, M.S. Khamidullin, I.G. Khisameev, L.H. Uybekova

(Kazan National Research Tehnological University),

O.Yu. Paranina (JSC «NIIturbokompressor named after V.B.Shnep», HMS Group)

A calculation model, which determines nominal meshing rotors' position depending on the working conditions, was shown. The presented model takes into account a temperature deformation influence on the screw compressor rotors' joint play and their nominal position. An example of an analysis was done and conclusion was made.

Keywords: screw compressor, rotor gearing, joint play, temperature deformation.

Введение

Одним из определяющих значений, влияющих на энергетические характеристики винтовых компрессоров, являются профильные зазоры роторов. Их определению и исследованию посвящено достаточное количество работ [1, 2, 3, 4]. Они так же, в целом, будут определять и плавность зацепления, отчасти оказывая значения на величины вибрации. Однако, следует отметить тот факт, что большинство работ определяют данные зазоры в номинальном положении роторов, без учета возможного отклонения роторов от номинального положения роторов. При этом не учет данного фактора приводит к завышению зазоров с одной стороны, и занижению с другой, что вносит ошибку в расчет. Сама методика расчета профильных зазоров остается неизменной, в то время как требуется уточнение методики расчета взаимного положения роторов. Этому и посвящена настоящая статья.

Характеристика роторов на рабочем режиме в процессе зацепления

Положения свободного ротора определяются 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 определение рамок, в которых свободный ротор имеет право поворачиваться до контакта с приводным. Данная задача решалась в работе [3, 4]. Для определения углаворота приводного ротора до контакта со свободным, рассмотрим положение роторов, когда ведущий ротор повернут на угол Θ_1

(рис. 1), при этом ведомый ротор, соответственно, номинально должен быть повернут на угол:

$$\theta_2 = \theta_1 \frac{z_1}{z_2}, \quad (1)$$

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 А с угловой координатой α_1 . Найдем на передней части профиля ведомого ротора (участок A_2D_2), повернутого на угол θ_2 , точку В, радиальная координата R_2 которой равна R_1 . Разность угловых координат β точек А и В даст величину углаворота ведущего ротора до касания точкой А профиля ведомого ротора:

$$\beta = \alpha_2 - \alpha_1. \quad (2)$$

Найдя минимум функции (1) по переменной α_2 , получим величину углаворота ведущего ротора до его касания профиля ведомого ротора для рассматриваемого положения:

$$\beta_{\min \alpha}^+ = f(\theta_1). \quad (3)$$

Из зависимости (3), для всего диапазона углаворота θ_1 , в пределах существования линии контакта по передней стороне профиля зуба ротора, определим минимальный уголворота ведущего ротора $\beta^+ \min$. Аналогично рассчитывается и угол недоворота $\beta^- \min$.

Профиль ротора следует принимать в расчетах с учетом тепловых деформаций, методика расчета которой





Рис. 1. Схема к определению угла поворота ведущего ротора до контакта с ведомым ротором

подробно освещена в работах [3,4]. Тепловая нагрузка на роторы компрессора носит циклический характер. Однако, период одного цикла достаточно короток, вследствие чего, температурное поле ротора во времени практически не меняется. Тогда тепловое состояние роторов определяется стационарным уравнением теплопроводности:

$$\nabla^2 T = 0, \quad (4)$$

где T - температура, ∇ - оператор набла. Тепловая нагрузка на роторы компрессора носит циклический характер.

Границные условия для уравнения (4) определяются расчетной схемой (рис. 2), исходя из равенства $\lambda_M \frac{\partial T}{\partial n} = q$, λ_M - теплопроводность материала роторов, где $\frac{\partial T}{\partial n}$ - производная по нормали к поверхностям ротора на которую воздействует тепловой поток q . При этом следует разделять теплопритоки от теплообмена газо-масляной среды с поверхностью роторов в рабочей полости, от теплообмена торцевых поверхностей роторов с газо-масляной средой в полостях всасывания через торцевые поверхности всасывающего и нагнетательного окон, теплоприток от трения роторов о газо-масляную среду в торцевых и радиальных зазорах, а также теплоприток по участкам вала от подшипников. Методика их определения представлена в работах [5,6,7].

Для расчета тепловых деформаций использовались уравнения, описывающие соотношения перемещений и напряжений:

$$(\varepsilon_x - \beta_R \cdot (T - T_{St})) = \frac{\sigma_x - \nu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)}{E}, \quad (5)$$

$$(\varepsilon_x - \beta_R \cdot (T - T_{St})) = \frac{\sigma_x - \nu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)}{E}, \quad (6)$$

$$(\varepsilon_x - \beta_R \cdot (T - T_{St})) = \frac{\sigma_x - \nu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)}{E}, \quad (7)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \quad (8)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G}, \quad (9)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \quad (10)$$

где x, y, z - направление осей координат; β_R - коэффициент объемного расширения материала роторов; G - модуль упругости материала роторов при сдвиге; E - модуль упругости материала роторов при растяжении; ν - коэффициент Пуассона; σ, τ - нормальные и касательные напряжения соответственно; ε, γ - относительное удлинение и относительная деформация сдвига; T_{St} - стандартная температура ротора, принималась равной 293К. При этом в качестве граничных условий принималось отсутствие осевого перемещения среднего сечения ротора и отсутствие деформации роторов от внешних сил.

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

Изменение угла поворота 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名义ном режиме, обычно встречается последнее: при осуществлении привода за ведущий ротор, поворот ведомого до контакта с ведущим по направлению вращения роторов. Величину данного угла поворота 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 поворота. Это выполняется при условии:

$$\frac{d^2 \theta_2}{dt^2} \geq \frac{d^2 \beta_2}{d \theta_1^2} \cdot \omega_1^2. \quad (11)$$

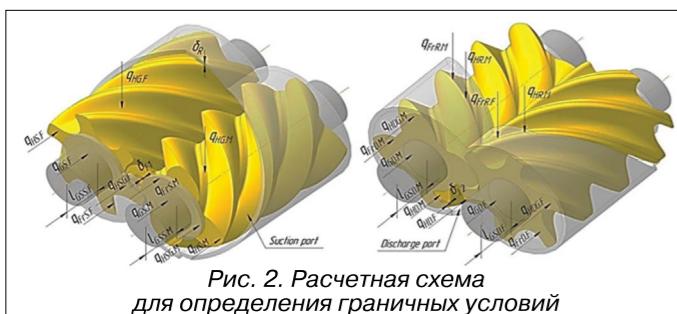


Рис. 2. Расчетная схема для определения граничных условий

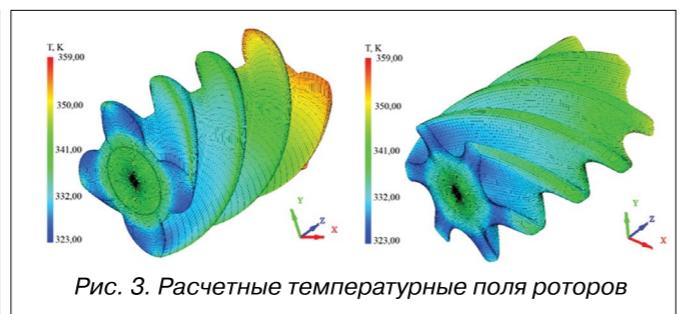


Рис. 3. Расчетные температурные поля роторов

Подход к определению $\frac{d^2 \theta_2}{dt^2}$ рассмотрен в работе [7], далее представлено некоторое развитие данного подхода. Из уравнения динамики можно записать:

$$\frac{d^2 \theta_2}{dt^2} = \frac{M_{GF} + M_{AF} - M_R - M_{F1} - M_{F2} - M_{MEC}}{J_2}, \quad (12)$$

где J_2 - момент инерции свободного ротора; M_{GF} - момент, создаваемый газовыми силами, определяется на основании индикаторной (P-V) диаграммы по методу «стягивающих хорд» [9]; M_{MEC} - момент сопротивления механических узлов компрессора таких как уплотнения, разгрузочные порши и подшипники (его величина определяется, во многом, конструкцией механических узлов ротора); $M_R, M_{F1,2}$ - моменты сил трения о компримируемую 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 то же 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 компримируемую среду в торцевых зазорах, согласно расчетной схеме, зависят от режима работы:

$$M_{F1,2} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot \omega_2 \cdot \eta_{MIX} \cdot R_{eq}^4}{2 \cdot \delta_{F1,2}} \cdot \left(1 - \frac{r_R^4}{R_{eq}^4}\right), & \text{если } Re_{F1,2} < 10^4 \\ \frac{\rho_{MIX} \cdot \omega_2^3}{4} \cdot (c'_{M1,2} \cdot R_{eq}^5 - c''_{M1,2} \cdot r_R^5), & \text{если } 10^6 \geq Re_{F1,2} \geq 10^4 \end{cases}, \quad (13)$$

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} ($R = R_{eq}$); $Re_F = \frac{R^2 \cdot \omega_2 \cdot \rho_{MIX}}{\eta_{MIX}}$ - число Рейнольдса; $\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}$ - номинальная угловая скорость свободного ротора; ρ_{MIX}, η_{MIX} - соответственно плотность и кинематическая вязкость газо-масляной смеси в рабочей полости компрессора; δ_{F1}, δ_{F2} - торцевые зазоры между ротором и корпусом со стороны всасывания и нагнетания соответственно. Эквивалентный радиус определяется как $R_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi} \int_0^{2\pi} (r(t;0))^4 dt}$,

где $r(t;0)$ - определяется для некоторого фиксированного угла поворота θ , в качестве которого целесообразно взять начальное положение: $\theta = 0$.

По аналогии моменты сил трения о компримируемую среду в радиальном зазоре можно записать как:

$$M_R = \begin{cases} \frac{2 \cdot \pi \cdot \xi \cdot \omega_2 \cdot \eta_{MIX} \cdot R_{2*}^3 \cdot z_2 \cdot b_R}{(1+\xi) \cdot \delta_R}, & \text{если } Re_R < 2500 \\ \pi \cdot c_R \cdot \rho_{MIX} \cdot \omega_2^2 \cdot z_2 \cdot b_R \cdot R_{2*}^4, & \text{если } 10^5 \geq Re_R \geq 2500, \end{cases} \quad (14)$$

где $c_R \approx 0,0076 \cdot Re_R^{-0,25}$ - коэффициент трения; $Re_R = \frac{\omega_2 \cdot R_{2*} \cdot \delta_R \cdot \rho_{MIX}}{\eta_{MIX}}$ - 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; $\xi = \frac{m_{OL}}{m_{GAS}}$ - газо-масляное соотношение.

Термодинамические параметры смеси определяются по следующим зависимостям:

$$\eta_{MIX} = \left(\frac{1}{1+\xi} \right) \cdot \eta_{GAS} + \left(\frac{\xi}{1+\xi} \right) \cdot \eta_{OL}, \quad (15)$$

$$\rho_{MIX} = (1+\xi) \cdot \rho_{GAS}. \quad (16)$$

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

При соблюдении неравенства (11) расчетный угол поворота ведомого ротора определяется как:

$$\theta_2 = \theta_1 \frac{z_1}{z_2} + \beta_{\min \alpha}^+ \quad (17)$$

В тот момент, когда выполнение неравенства (11) прекращается, нахождение положения ведомого ротора следует производить путем интегрирования дифференциального уравнения (6) со следующими граничными условиями, принимая за начало отсчета времени момент отрыва:

$$\begin{cases} \theta_2(0) = \theta_1 \frac{z_1}{z_2} + \beta_{\min \alpha}^+ \\ \frac{d\theta_2}{dt}(0) = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} \end{cases} . \quad (18)$$

Связь между временем интегрирования t и углом поворота ведущего ротора определяется выражением:

$$\omega_1 = \frac{d\theta_1}{dt}. \quad (19)$$

Интегрирование ведется до тех пор, пока роторы сносят не войдут в контакт. При этом в момент контакта в силу упругости удара будет происходить отскок роторов относительно друг друга. Однако, его величина в силу малой относительной скорости точек контакта и большой величины демпфирующей способности масленого слоя. Условия продолжения интегрирования тогда будут иметь вид:

$$\theta_1 \frac{z_1}{z_2} - \beta_{\min \alpha}^- < \theta_2 < \theta_1 \frac{z_1}{z_2} + \beta_{\min \alpha}^+. \quad (20)$$

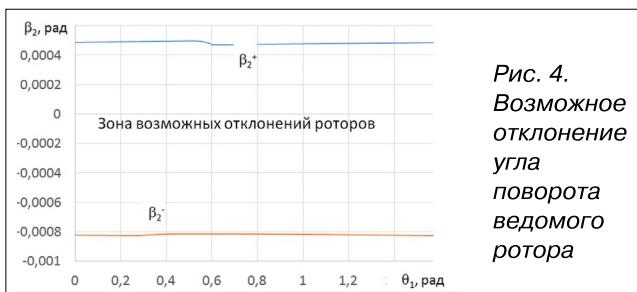


Рис. 4.
Возможное
отклонение
угла
поворота
ведомого
ротора

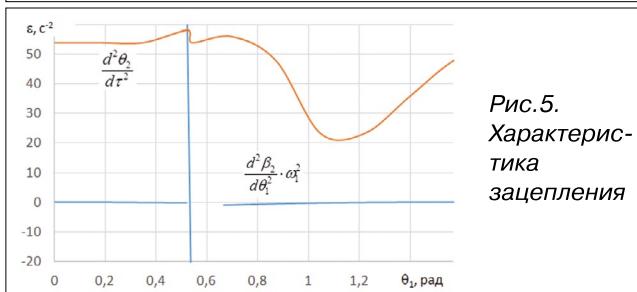


Рис. 5.
Характери-
стика
зашепле-
ния

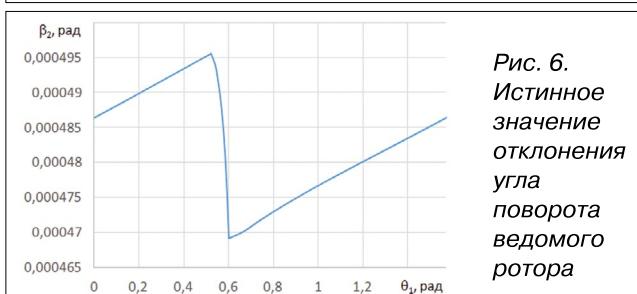


Рис. 6.
Истинное
значение
отклонения
угла
поворота
ведомого
ротора

При входлении в контакт по задней стороне зуба условия выхода из зацепления (11) поменяет свой знак на противоположный:

$$\frac{d^2\theta_2}{d\tau^2} \leq \frac{d^2\beta_2}{d\theta_1^2} \cdot \omega_1^2. \quad (21)$$

Так же следует отметить тот факт, что при нормальных условиях работы потеря контакта роторов происходит лишь в момент перекладки зубьев. В этом случае динамикой ведомого ротора в свободном состоянии можно пренебречь и его положение определять по максимальному углу возможного отклонения, которым является уголворота.

Пример использования представленной методики и анализ получаемых результатов

В качестве объекта исследования выбран стандартный винтовой компрессор, разработанный в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (правопреемник «СКБК») с диаметром роторов 250 мм, длиной профильной части роторов 340 мм, шагом винтов 440 мм и 660 мм для ведущего и ведомого роторов соответственно и передаточным отношением 4/6, аналогичный профилям, описанным в работах [9]. Для торцевых зазоров между ротором и корпусом приняты следующие величины: со стороны всасывания – 0,5 мм, со стороны нагнетания – 0,06 мм. В качестве радиального зазора принята величина – 0,2 мм. В качестве режима для исследования выбран режим работы компрессора на воздухе со сжатием от 1ата до 9 ата (отношением давлений), температурой всасывания 25°C, температурой нагнетания 90°C, температурой впрыскива-

емого масла 40°C и геометрической степенью сжатия равной 4,5. Газо-масляное отношение принято равным 3,8.

Результаты расчетов температурных полей ведомого ротора, а также графики зависимостей, характеризующие зацепление в процессе работы компрессора, представлены на рис. 3 и 4. Расчеты представлены для случая, когда конструкция компрессора не предусматривает наличие окна всасывания на радиальной расточке корпуса.

Зависимости, характеризующие зацепление, представлены на рис. 5. На основании последнего видно, что вторая производная от углаворота имеет два разрыва. Первый в момент перекладки зубьев в зацеплении, второй – в момент, когда точка контакта начинает бежать вдоль оси ротора (в начальный момент контакт происходит в начальном сечении ротора). Анализируя данный график, можно сделать вывод, что процесс потери контакта в зацеплении для исследуемого режима происходит лишь в момент перекладки зубьев. В остальное время ведомый ротор прижат к ведущему. Что позволяет, в свою очередь, сделать, что требуемая корректировка углаворота ведомого ротора определяется значением $\beta_{\min \alpha}^+$. Зависимость в окончательном виде представлена на рис. 6.

Выход

Представленная методика позволяет расчетным путем прогнозировать действительное положение роторов в зацеплении. Ее развитие может уточнить расчет рабочего процесса винтового компрессора, лежа в основу расчета контактных напряжений и прогнозирования вибрации. В тоже время она может быть использована еще на стадии конструкторской проработки.

Список литературы

1. Buckney, D., Kovacevic, A., Stosic, N. Rotor clearance design and evaluation for an oil injected twin screw compressor IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., 90 (2015).
2. Buckney, D., Kovacevic, A., Stosic, N. Accounting for Local Thermal Distortions in a Chamber Model for Twin Screw Compressors" (2014). International Compressor Engineering Conference. Paper 2306.
3. Yakupov R R, Mustafin T N, Nalimov V N, Khamidullin M S and Khisameev I G 2013 Discussion of actual profile clearances' calculation method in rotary compressors in the absence of rotor timing units 8th Int. Conf. on Compressors and their Systems (London: City University) 209
4. Yakupov R R, Mustafin T N, Nalimov V N, Khamidullin M S and Khisameev I G 2014 Analysis of transmission error depending on compressor working conditions J of Proc. Mechanical Engineering (Proc. of the Institution of Mechanical Engineers) Part E (London: SAGE Publications).
5. T.N. Mustafin, R.R. Yakupov, A.V. Burmistrov, M.S. Khamidullin, I.G. Khisameev. Analysis of the screw compressor rotors' non-uniform thermal field effect on transmission error IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., 90 (2015).
6. T.N. Mustafin and etc. Analysis of Influence of Screw Compressor Construction Parameters and Working Condition on Rotor Temperature Fields Procedia Engineering Volume 152, 2016.
7. Т.Н. Мустафин, Р.Р. Якупов, Л.Х. Уйбекова, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев. Расчет температурных полей роторов винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. - 2017 г. - №4 – С.22-27.
8. Adams G P and Soedel W 1994 Dynamic Simulation of Rotor Contact Forces in Twin Screw Compressors Proc. Int. Compressor Engineering Conference, (West Lafayette: Purdue University).
9. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. Казань: ФЭН, 2000.

