

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 моментом 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 «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 стандарт-ным 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 (0,07мм). Для торцевых зазоров между ротором и корпусом приняты следующие величины: со стороны всасыва-ния – 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. 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 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 на рис. 1б. Участки АВ и CD на нем характеризуют изменения минимума угла доворота (положения точки В на рис. 1а для различных сечений), в то время как участок ВС принадлежит участку АВ (рис. 1а).

а б 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: (1) или: (1а) где α - угол доворота ведомого ротора до контакта с ведущим, ω - угловая скорость приводного ротора. Знак «>» в неравенствах (1) и (1а) будет свидетельствовать о том, что свободный ротор может «стараться подкрутить» приводной ротор. Продифференцировав выражение (1а) по окончательному получим: (2) Принимая во внимание, что окончательное получим: (2а) Подход к определению рассмотрен в работе [4], далее представлено некоторое развитие данного подхода. Из уравнения динамики можно записать: (3) где J - момент инерции свободного ротора; M_g - момент, создаваемый газовыми силами, определяется на основании индикаторной (P-V) диаграммы по методу «стягивающих хорд» [2, 3]; M_m - момент сопротивления механических узлов компрессора таких как уплотнения, разгрузочные поршни и подшипники (его величина определяется во многом конструкцией механических узлов ротора); M_{r1} - моменты сил трения о компримируемую среду в радиальном и торцевых зазорах соответственно; M_{r2} - 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: . Моменты сил трения о компримируемую среду в торцевых зазорах, согласно расчетной схеме (рис 2)

зависит от режима работы [3]: , (4) где - коэффициент момента трения, для определения в качестве определяющего размера используется (), во всех остальных случаях - (); - число Рейнольдса; - номинальная угловая скорость свободного ротора; , соответственно плотность и кинематическая вязкость газомасляной смеси в рабочей полости компрессора; , - торцевые зазоры между ротором и корпусом со стороны всасывания и нагнетания соответственно. Рис. 2 – Расчетная схема зазоров к определению моментов сопротивления

Эквивалентный радиус определяется как , где - зависимость координат профиля ротора для некоторого фиксированного угла поворота , в качестве которого целесообразно взять начальное положение: . По аналогии моменты сил трения о компримируемую среду в радиальном зазоре можно записать как [3]: , (5) где - коэффициент трения [6], - число Рейнольдса, - толщина зуба ротора в направлении оси Z, - наружный диаметр ротора, - радиальный зазор между ротором и корпусом компрессора, - газомасляное соотношение. а б Рис. 3 – Ускорение ведомого ротора

Термодинамические параметры смеси определяются по следующим зависимостям [3]: , (6) . (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 среднеарифметическую температуру между всасыванием и нагнетанием. Так же для упрощения расчетов величину 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