

Введение Компрессор типа Рутс показанный на рис. 1, представляет собой двухроторную машину с прямыми зубьями роторами, имеющими одинаковый наружный диаметр, одинаковое число зубьев (лопастей) на ведущем и ведомом роторе, которое как правило равно 2 или 3, профили зубьев на ведущем и ведомом роторе также идентичны, что существенно упрощает технологию изготовления роторов [1]. Передача крутящего момента от ведущего к Рис. 1 - Схема компрессора типа Рутс: 1- ведущий ротор, 2- ведомый ротор, 3- корпус, 4- патрубок всасывания, 5- патрубок нагнетания, 6- шестерни синхронизации роторов ведомому ротору производится с помощью синхронизирующих шестерен, насаженных на консольные участки роторов вне рабочего объема компрессора. Всасывание и нагнетание газа осуществляется через патрубки и окна, расположенные на цилиндрической части корпуса компрессора в месте пересечения его расточек. Роторы компрессора вращаются в противоположные стороны с равными скоростями, не касаясь друг друга и стенок корпуса, что объясняется наличием зазоров между ними. Следует отметить, что машина типа Рутс относится к компрессорам внешнего сжатия газа, в которых газ переносится со стороны всасывания на сторону нагнетания в замкнутых рабочих полостях без изменения их объема. Повышение давления газа происходит при раскрытии такой рабочей полости на стороне нагнетания и связано главным образом с обратным натеканием газа через патрубок нагнетания в рабочую полость – процессом выхлопа. Эта особенность рабочего процесса компрессора типа Рутс приводит к довольно существенному снижению его производительности и КПД, росту пульсаций давления газа и уровня шума с ростом частоты вращения роторов по и отношения давлений в компрессоре  $P = p_k / p_n$ . Следствием этого является ограничение его диапазона работы по указанным параметрам [2]. Наиболее адекватным методом расчета и исследования характеристик компрессора является составление математической модели рабочего процесса, учитывающей основные значимые факторы. Основные положения модели и расчетные уравнения даны в работе [3] в виде дифференциальных зависимостей изменения давления  $p$  и температуры  $T$  в полости от угла поворота ротора  $j$  -  $dp/dj$  и  $dT/dj$ . Периодизация рабочего процесса Система уравнений математической модели  $dp/dj$  и  $dT/dj$  дополняется зависимостями объема рабочей полости от угла  $j$  -  $V=f(j)$  и  $dV/dj$ , которые для компрессора типа Рутс определяются численным методом для каждой из полостей: всасывающей, изолированной рабочей полости и полости нагнетания. Так как рабочий процесс в роторном компрессоре разбит на ряд стадий, отличающихся как характером изменения объема рабочей полости, так и схемой протечек между полостями, важно четко представлять схему периодизации этих стадий. Выделим следующие пять стадий рабочего процесса компрессора типа Рутс: - всасывание в парную полость увеличивающегося объема; - выделение рабочей полости на всасывании; - перенос «изолированной» рабочей полости

постоянного объема на сторону нагнетания; - раскрытие рабочей полости на нагнетании; - парная полость уменьшающегося объема на нагнетании.

Одновременно в машине существуют несколько сообщающихся между собой через щелевые зазоры полостей, в которых протекают различные стадии рабочего процесса, смещенные друг относительно друга по углу поворота ротора на углы, кратные  $90^\circ$  (для двухлопастных машин). Принято моделирование проводить для одной рабочей полости, объемом  $V(j)$  т.к. остальные представляют эту же полость на углах поворота  $j \pm 90^\circ$ ,  $j \pm 180^\circ$  и т.д. Принятая при моделировании компрессора Рутс схема периодизации рабочих процессов приведена на рис. 2, там же условно стрелками нанесена схема протечек между рассматриваемой и смежными полостями. Расчет рабочего процесса начинается с периода всасывания (рис. 2а). Начальный угол поворота роторов составляет  $j_0 = - (g_{suc} + \text{уп})$ . В этот период рабочая полость представляет собой парную полость на всасывании (ППВ) увеличивающегося объема  $V$  (заштрихована на рис.2) которая сообщается со всасывающим патрубком (1) через окно всасывания, с полостью на угле  $j + 90^\circ$  объемом  $V + 90^\circ$  через радиальную (5) и торцевую (6) щели и, полостью нагнетания на угле  $j + 180^\circ$  объемом  $V + 180^\circ$  через радиальную (2), торцевую (3) и профильную (4) щели. Углы  $g_{suc}$ ,  $\text{уп}$ ,  $g_c$ ,  $g_{dis}$  – показаны на рис. 3. Начиная с угла  $j_{гр1} = g_c - \text{уп}$  расчет ведется для двух полостей, объемом  $V_1$  и  $V$  (включающем  $V_1$ ), рис. 2b до момента когда давления в этих полостях не будут отличаться более чем на 3%. С этого угла и до угла  $j_{гр2} = 90 - g_{suc} - \text{уп}$  расчет ведется для рабочей полости на всасывании (РПВ) объемом  $V_1$ , сообщаемой со всасывающимся патрубком (1) через окно, образованное нормалью  $AA_1$ , проведенной из точки А (патрубок) на профиль ротора; с полостью  $V + 180^\circ$  через радиальную (2) и торцевую (3) щели. Параллельно также продолжается расчет перетечек через щели 2, 3, 4, 5, 6 в парную полость  $V$  для определения коэффициента подачи компрессора. При повороте ротора на угол  $j_{гр2} = 90 - g_{suc} - \text{уп}$  рассматриваемая полость отсоединяется от всасывающего патрубка и до угла  $j_{гр3} = 90 + g_{dis} + \text{уп}$  существует в виде изолированной рабочей полости (ИРП) объем которой не изменяется (рис. 2с). Эта полость сообщается через радиальный (2) и торцевой (3) зазоры с полостью на нагнетании  $V + 90$  и через радиальный (1) и торцевой (3) зазоры с полостью на всасывании  $V - 90$ . Характеристика  $dV/dj$  для нее есть 0. Раскрытие рабочей полости на нагнетании – РПН (рис. 2d) происходит с момента  $j_{гр3} = 90 + g_{dis} + \text{уп}$  до момента  $j = j_{гр4}$ , при котором наблюдается выравнивание давлений в полостях объемом  $V$  и  $V + 90^\circ$ . Рассматриваемая полость, сообщается с нагнетательным патрубком через окно, образованное нормалью  $AA_1$ , подобно окну на всасывании, с полостью на всасывании  $V - 90^\circ$  через радиальную (2) и торцевую (3) щели и полостью на нагнетании  $V + 90^\circ$  через торцевую щель (3). С момента выравнивания давлений в полостях  $V$  и  $V + 90^\circ$  эти полости объединяются и рассматриваются как одна единая парная полость (рис. 2e)

объем которой уменьшается (ППН). Эта полость сообщается с патрубком нагнетания (1), полостью всасывания  $V-180^\circ$  через радиальную (2), торцевые (3) и профильные (4) щели и полостью  $V-90^\circ$  через радиальную (5) и торцевые (6) щели. На угле  $j_{гр5}=180+gdis+уп$  начинается раскрытие второй рабочей ячейки, (рис. 2f) объемом  $V-90^\circ$ , на нагнетании и появляется утечка (5) в эту полость. Расчет ведется до угла  $j_k=j_{гр2}+90^\circ$ .

Расчет объема рабочей полости Для построения универсальной методики определения объема рабочей полости на каждой стадии процесса, независимо от кривых, очерчивающих профиль ротора удобно аппроксимировать его профиль, кроме участков подрезки кубическим сплайном и представить уравнением вида в системе координат ротора , где  $a_i, b_i, c_i$  массивы коэффициентов сплайна, ; ,  $n$ - число точек на профиле. Точность аппроксимации позволяет заменить реальный профиль аппроксимированным профилем-эквивалентом, имеющем единое уравнение для всех участков. Также необходимо иметь координаты линии зацепления в неподвижной системе  $X1zO1Y1z$ , связанной с расточкой ведущего ротора в виде Расчетная схема представлена на рис. 3.

Используя уравнения связи неподвижной системы  $X1zO1Y1z$  и подвижных систем координат, связанных с вращающимися роторами переводим координаты точки контакта  $K$  в систему координат первого и второго ротора  $XP1O1YP1$  и  $XP2O2YP2$ . Торцовое сечение парной полости на всасывании (ППВ) представляет собой фигуру  $A2KDA1CA2$ . Интегрируя численным методом область, ограниченную полученными участками профиля  $A2K$  на ведомом роторе и  $KDA1$  на ведущем и расточкой статора определяем торцевую площадь полости на угле поворота  $j$  как сумму площадей: . В данной статье ввиду ограниченности объема уравнения для определения ее составляющих не приводятся, полностью уравнения приведены в работе [4]. Рабочая полость существует в изолированном от патрубков всасывания и нагнетания виде (ИРП) в диапазоне углов ротора  $j=p/2-gsuc-ур \dots p/2+gdis+ур$ , ее объем неизменный, равный , где  $R_p, L_p$ - радиус, длина ротора,  $kS$ - коэффициент использования объема корпуса.

Результаты расчета Результаты расчета изменения объемов полостей на всасывании для двух типов профилей представлены на рис. 4. Рассмотрены роторы с эвольвентным подрезанным профилем (кривая 1), такой профиль применяется на компрессорах типа 1A11, 2A22 и других, выпускаемых Мелитопольским компрессорным заводом (Украина) и роторы с окружным профилем без подрезки (кривая 2), характерном для вакуум-насосов типа ДВН. Как видно из графиков объем парной полости ВППВ увеличивается линейно по углу поворота ротора  $j$ , точки разрыва на графике возникают в момент отсоединения изолированной полости при  $j_{гр2}=90-gsuc-уп$ .

Графики рис. 4б построены для периода, изображенного на рис. 2б, когда рабочая полость начинает условно отсоединяться от парной полости, ее объем вначале растет достаточно быстро, затем рост замедляется и кривая выходит на постоянное значение объема, равное ВИРП. Снижение объема происходит с момента раскрытия полости на

нагнетании, т.е. с угла  $\beta_{гр3}=90+\alpha_{dis}+\alpha_{уп}$  рис. 2d (правые спадающие ветки графиков на рис. 4б). В целом законы изменения объема полостей подобны, с той разницей, что для окружного профиля объем изменяется более плавно и период существования полости в изолированном состоянии существенно меньший, чем для эвольвентного подрезанного профиля. Закон изменения объема полости на всасывании определяет ее наполнение газом и таким образом влияет на рабочий процесс, т.е. на давление, температуру, массу газа в полости. Это влияние прослеживается через скорость изменения объема, выражаемую производной  $dV/d\beta$ . Зависимости  $V(\beta)$  рис. 4а показывают, что скорости изменения объема парной полости на всасывании практически одинаковы для двух рассмотренных типов профилей. С момента выделения рабочей полости на всасывании скорости изменения  $V(\beta)$  начинают различаться. В связи с более коротким периодом существования рабочей полости в изолированном состоянии у машины с окружным профилем без подрезки будет наблюдаться более резкий рост давления в момент раскрытия полости на нагнетании, т.к. в процессе переноса изолированной полости давление в ней начинает расти за счет притоков газа через щели. Для использования в расчетах, полученные зависимости изменения объема полости обобщены в виде следующих уравнений: - для эвольвентного профиля: - для  $\beta = -22,425...67,575^\circ$ ; . для  $\beta = 36,28...67,575^\circ$ ; - для окружного профиля: - для  $\beta = -4,78...85,22^\circ$ ; - для  $\beta = 51...85,22^\circ$ . Эвольвентный профиль рассматривался применительно к геометрии машины 1А11, окружной – ДВН50.