

В настоящее время поршневые компрессоры, несмотря на известные недостатки относительно повышенной металлоемкости, неуравновешенности механизма движения, увеличенных потерь на трение, малой быстроходности обеспечивают неплохие характеристики компрессорных агрегатов [1, 2, 3, 4]. Наиболее ответственными узлами поршневых компрессоров являются самодействующие клапаны. Они определяют энергетическое совершенство, динамические параметры и собственно ресурс изделия. Для оценки показателей ступени на стадии проектной разработки новых конструкций и совершенствовании существующих машин, как предложено, например, в работах [5; 6; 7, 8] важно использование методики комплексного анализа, позволяющей оценить показатели ступени. В рабочих камерах с самодействующими клапанами и другими уплотняющими элементами термодинамические процессы протекают с переменной массой рабочего тела. Описание этих процессов выполняется с учетом ряда допущений на основе, предложенной в работе [9] методики. За основу принимается закон сохранения энергии для реальных газов.

Дифференциальные уравнения изменения давления и температуры газа по углу поворота вала выглядят следующим образом: где: p , T , s , c_p , v - давление, температура, энтропия, изобарная теплоемкость, удельный объем газа; V - текущий объем рабочей полости; Δh - разница энтальпий притекающего газа и газа в рабочей полости; ω - угловая скорость коленвала; $\dot{m}$ - мгновенный массовый расход через клапана или щели в поршневых кольцах; $\dot{Q}$ - тепловой поток, подводимый к газу в результате теплообмена со стенками. Индекс « n » в системе уравнений относится к параметрам входящего в рабочую полость газа, а индекс « u » к параметрам газа утекающего из рабочей полости. Зависимости i , s , v от параметров состояния p , T отыскиваются как полиномы термодинамических свойств или из диаграммы состояния конкретного рабочего тела. Процессы всасывания и нагнетания осуществляются через переменное во времени определяющее (минимальное) сечение. Следовательно, исходная система уравнений может быть решена в условиях реальной геометрии клапана, с учетом динамики определяющего сечения между пластиной и седлом.

Уравнение движения пластины (2) записано в классическом виде, и имеет форму зависимости, представленной в работе [10]: где: p - коэффициент давления потока (получен аппроксимацией экспериментальных данных [5]); f_s - площадь проходного сечения седла клапана; p_1 , p_2 - давление полости в которую и из которой происходит истечение; C - жесткость пружины; h , h_0 - текущая высота и предварительный натяг пружины; G - проекция силы тяжести пластины; γ - коэффициент демпфирования пластины, где γ - коэффициент, определенный для кольцевых клапанов [1]; Z мгновенная скорость движения пластины. В момент удара об ограничитель хода и седло мгновенная скорость движения пластины Z меняет свой знак на противоположный и восстанавливается с меньшим значением в соответствии с коэффициентом восстановления K_v . Совместное

решение уравнений позволяет анализировать основные показатели по форме диаграммы хода пластин всасывающего и нагнетательного клапанов. Поток газа через уплотняющие элементы камеры (поршневые кольца, дросселирующие объекты) при расчете определялся по методике С.Е. Захаренко, которую в настоящее время принимают как исходную в большинстве моделей объемных машин. Структурное оформление методики аналогично процедуре, использованной в работе [9]. На основе результатов моделирования на первом этапе оценивается влияние на работу клапана ряда параметров: жесткости пружин, коэффициента демпфирования (рис.1); коэффициента восстановления скорости (рис.2); коэффициента давления потока (рис.3), заимствованного для анализа из различных источников. Форма диаграмм хода при различной жесткости пружин изменяется наименьшим образом и поэтому не приводится в данной работе. Все ниже представленные диаграммы на рисунках 1-3 соответствуют расчетному режиму при $n=410$ об/мин, $p_n=300$ кПа для компрессора с диаметром цилиндра $D=0,2$ м, радиусом кривошипа $R_{cr}=0,075$ м, длиной шатуна $L_{sh}=0,375$ м. Рис. 1 - Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах демпфирования t () Рис. 2 - Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах восстановления скорости K_v Коэффициент демпфирования потока t (рис. 1) у граничных значений рекомендуемого диапазона ξ существенно видоизменяет диаграмму хода. Так на участке А-Б в момент первого отскока пластины от ограничителя движения наблюдаются расхождения по амплитуде. На участке Б-В количество повторных соударений различно. Максимальная разность диаграмм хода проявляется на интервале Г-Д в период посадки пластины на седло. Это объясняется тем, что закрытие клапана происходит с меньшим по величине перепадом давления, при котором на диаграмму движения наиболее полно накладывается влияние коэффициента демпфирования. Рис. 3- Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах давления потока p На рисунке 2 различие текущих значений высоты подъема для фиксированных значений угла поворота обусловлено величиной сообщаемого пластине ускорения. Соответственно большую амплитуду в этом случае имеет диаграмма хода с большим значением коэффициента восстановления скорости K_v . Рисунок 3 имеет рассогласование диаграмм в связи с тем, что исходные зависимости коэффициента давления потока p источников [10] и [2] отличаются. На некоторых интервалах эти отличия достигают 25%. Для оценки результатов теоретического метода расчета, при внесении в него имеющихся рекомендаций по выше рассмотренным величинам, на рисунке 4 приведен случай работы клапана с параметрами, соответствующими экспериментальным данным для $n=410$ об/мин, $p_n=300$ кПа. Теоретическая кривая (1) получена при следующих значениях: коэффициент восстановления скорости K_v был принят равным 0,5; коэффициент демпфирования t определялся при $\xi=0,2$; коэффициент давления потока p взят

из источника [10]. Теоретическая кривая (3) получена при следующих значениях: коэффициент восстановления скорости K_v был принят равным 0,6; коэффициент демпфирования t определялся при $\xi=0,3$; коэффициент давления потока p взят из источника [10]. Форма диаграмм (1) и (2) рисунка 4 с характерными расхождениями совпадает. На участке А-Б после отскока пластины от ограничителя хода отличия амплитуды и частоты колебаний можно объяснить недостаточно точно принятой зависимостью коэффициента давления потока p и коэффициента восстановления скорости K_v . На движение пластины к седлу участка Б-В могла повлиять совокупность трех выше рассмотренных параметров, а собственно посадка пластины на участке В-Г, вероятно, искажена из-за неверного коэффициента демпфирования t . Выше изложенное учтено при построении кривой (3). Однако ряд величин в ней несколько завышены по отношению к рекомендуемым, тем самым компенсируя некоторые расхождения в заданных и действительных коэффициентах давления потока. Рис. 4 - Теоретическая (1, 3) и экспериментальная (2) диаграммы хода всасывающего клапана

Проведенный анализ влияния отдельных факторов на работу самодействующих кольцевых клапанов указывает на то, что имеющиеся в литературных источниках достаточно широкие диапазоны рекомендаций по выбору рассмотренных параметров приводят к существенному расхождению результатов натурных экспериментов и численного эксперимента. Это определяет необходимость выработки более строгих рекомендаций по выбору коэффициента демпфирования t , коэффициента восстановления скорости K_v и коэффициента давления потока p для каждого конкретного случая. Для получения рекомендаций по расчету индикаторной мощности необходимы дополнительные исследования обратного течения газа через клапан в соответствии с формой проточной части, как это рассмотрено в работе [5].