

УДК 621.512:62-762

А.Г.Глазунов (6 курс, каф. КВХТ), О.Ю.Устюшенкова, к.т.н., доц.

ИССЛЕДОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЙ ШТОКОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Развитие химической и газовой промышленности требует создания компрессоров на высокое давление [1, 2]. Традиционно высокое конечное давление обеспечивается поршневыми компрессорами. Как правило, такие машины в большинстве своем являются крейцкопфными, т.е. требуют уплотнения штока при выходе из цилиндра. Одно из условий повышения экономичности компрессора – это разработка достаточно эффективного уплотнения. Растущие требования приводят к усложнению конструкции и увеличению длины уплотнения, а, следовательно, к неоправданным потерям мощности. К уплотнениям предъявляют 2 основных требования: герметичность при любых перепадах давления и работоспособность подвижного соединения шток-уплотнение. Этим требованиям удовлетворяют при разных перепадах давления различные типы уплотнений штока (УШ): с плоскими, трапециевидными и сегментными уплотняющими элементами. В этих типах уплотнений есть возможность разгрузки некоторых камер. Кроме того, в процессе работы кольца одних камер изнашиваются больше, чем других. При этом меняется установившийся режим распределения параметров газа по камерам, расход через уплотнение и мощность, теряемая на трение.

Цель данной работы — изучение влияния переменного зазора между кольцом и штоком по длине уплотнения и объема рабочих камер на распределение давления и температуры по камерам, на износ отдельных элементов уплотнения и на общий расход газа через УШ.

С этой целью авторами был разработан алгоритм расчета на основе дифференциальных уравнений термодинамики разомкнутой системы и уравнений истечения Сен-Венана-Венцеля. С помощью этого алгоритма рассчитывались параметры УШ в статическом и динамическом режиме. Статический режим предполагал постоянство давлений на входе и выходе из УШ. В динамике на входе в уплотнение моделировался рабочий процесс цилиндра компрессора. Было рассмотрено 2 варианта с давлением перед уплотнением 7,0 и 0,7 МПа. Давление на выходе было атмосферным. Исследовалось УШ с плоскими уплотнительными элементами, с внутренним диаметром 32 мм и свободным объемом камеры $0,0001 \text{ м}^3$. Базовый зазор принимался равным 4 мкм. Уплотнение состояло из 8 камер. Рассчитывалось распределение давления и температуры по камерам и время стабилизации параметров.

Было установлено, что при задании первоначальной пропорциональной зависимости давления и температуры по камерам, установившийся режим наступает примерно через 2...2,5 с. Было исследовано влияние неравномерного зазора по длине уплотнения. Расчеты показали, что увеличение зазора между УШ и штоком до 15 мкм в одной из камер не приводит к существенному изменению расхода через уплотнение. Незначительное (до 1%) уменьшение расхода произошло только при увеличении зазора на последнем кольце. При начальном давлении перед уплотнением 7,0 МПа и 8 камерах УШ на установившемся режиме максимальный перепад давления происходит на последнем кольце, причем этот перепад при заданном зазоре составляет до 70...80% от общего перепада давления на УШ. Увеличение числа камер незначительно влияет на изменение перепада на последнем уплотняющем элементе, а, следовательно, и герметичности всего уплотнения. Это относится только к высоким перепадам давления, большим 2,0 МПа. Поэтому в данном случае необходимо либо увеличивать свободные объемы камер, либо позаботиться об увеличении зазоров на первых камерах.

Полученные расчетные данные были сопоставлены с экспериментальными, предоставленными Краснодарским компрессорным заводом. Наблюдалось хорошее качественное совпадение результатов распределения давления по камерам. Количественные отклонения в определении расхода находились в пределах 10...15% при заданном постоянном зазоре $\delta = 4$ мкм.

Выводы. Предложен алгоритм расчета уплотнения штока поршневого компрессора с возможностью моделирования неравномерного износа по отдельным камерам. При сравнении с экспериментальными данными получены значения зазоров и коэффициентов расхода, используемых в математической модели поршневого компрессора.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Новиков И.И., Захаренко В.П., Ландо Б.С. Бесшмазочные поршневые уплотнения в компрессорах.- Л.: Машиностроение, 1981.- 238 с.
2. Максимов В.А. и др. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных и винтовых компрессоров.- Казань: ФЭН, 1998.- 292 с.