

Оснащение роторного компрессора, работающего, в том числе в составе холодильной машины, эжекторной приставкой, позволяющей производить дополнительный подвод газа в отсеченную от всасывания рабочую полость, позволит повысить производительность компрессора, улучшить эффективность холодильного цикла. В процессе работы образование рабочей камеры компрессора должно обеспечивать достаточно протяженный по углу поворота ведущего ротора участок переноса замкнутой полости от всасывания до нагнетания при относительно небольшом росте давления. В качестве активного потока в эжекторной приставке может быть использован охлажденный газ с нагнетания компрессора, или поток, проходящий через дроссельное устройство холодильной машины. Этот принцип реализован применительно к шестеренчатому компрессору внешнего сжатия с трехлопастными прямозубыми роторами (рис. 1). Корпус компрессора имеет радиальные окна 11 в виде прямоугольных щелей на всю длину ротора, через которые в отсеченные полости 9, в процессе их переноса при постоянном объеме, подаются дополнительные порции газа. Для этого с нагнетания отбирается часть потока, охлаждается в холодильнике 10 до температуры всасывания и направляется в активное сопло эжектора 6. Пассивное сопло эжектора подключено трубопроводом 5 к патрубку всасывания 3. Образовавшаяся в эжекторе смесь через диффузор 8, канал 12 и окна 11 подается в рабочие полости. Количество дополнительно подаваемого газа зависит от давления нагнетания, параметров эжектора. Экспериментальная часть Математическое моделирование рабочих процессов в таком компрессоре производится с учетом допущений о идеальности сжимаемого газа, однородности полей давления и температуры по объему рабочей полости, мгновенного изменения давления и температуры при повороте ротора на угол  $dj$ , на базе уравнений термодинамики тела переменной массы с учетом массообмена рабочих полостей через уплотняющие щелевые зазоры, уравнений движения газа в эжекторе, уравнения смешения: Рис. 1 - Схема компрессора с эжекторной приставкой ; где  $p$ ,  $T$ ,  $V$  - давление, температура газа в рабочей полости, объем полости;  $w$  - угловая скорость вращения ротора,  $k$  - показатель адиабаты,  $Q$  - количество теплоты, отведенной (подведенной) от газа в рабочем процессе,  $h$  - энтальпия газа,  $j$ - угол поворота ротора,  $m$ - массовый расход притечек - утечек газа через щелевые зазоры;  $N1$ ,  $N2$  - количество щелевых зазоров через которые происходят притечки и утечки газа; индексы пр- притечки, ут - утечки. В результате решения уравнений математической модели численными методами получены текущие значения давления, температуры газа от угла поворота ротора  $j$ , интегральные характеристики компрессора: производительность, коэффициент подачи, КПД в зависимости от режимных параметров компрессора, параметров напуска газа. Рис. 2 - Экспериментальные характеристики шестеренчатого компрессора:  $\circ$  - компрессор без перепуска газа с нагнетания;  $\bullet$  - компрессор с перепуском через

эжекторную приставку (рис. 1);  $\delta$  - компрессор с простым перепуском охлажденного газа с нагнетания. Для проведения экспериментальных испытаний компрессора с эжекторной приставкой создан стенд на базе регулируемого по частоте привода, шестеренчатого компрессора с трехлопастными роторами циклоидально-окружного профиля (диаметр ротора 113,7 мм, длина - 150 мм, теоретическая производительность  $8 \times 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/об). Конструкция стенда позволяет снимать скоростные и нагрузочные характеристики компрессора при различных параметрах активного потока в эжекторе. Оптимальные параметры эжектора, такие как диаметр активного сопла и камеры смешения подобраны в результате расчетов и экспериментальных исследований. С целью выявления влияния перепуска газа проводились испытания машины без перепуска газа, с простым перепуском части охлажденного газа с нагнетания в отсеченную полость, затем с перепуском через эжекторную приставку. Испытания проведены при постоянной окружной скорости на наружном диаметре ротора, равной 30 м/с и различных величинах отношения давлений  $P = p_{наг}/p_{вс}$ . Положительный эффект повышения КПД, коэффициента подачи наблюдался в последнем случае (рис.2). Температура нагнетания газа при этом снижается на 8%, адиабатный КПД  $\eta_{ад.общ}$ , коэффициент подачи  $I$  повышаются в среднем на 2 - 3%. В случае простого перепуска части охлажденного газа, без дополнительного подсоса газа со всасывания температура нагнетания также снижается, но наблюдается ухудшение эффективности работы компрессора т.к. КПД  $\eta_{ад.общ}$ ,  $I$  компрессора снижаются на 1,5 - 2 %.