

РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Повышение напорности компрессоров является одной из важных задач стоящих перед промышленностью при модернизации существующего и создаваемого компрессорного оборудования. В холодильных машинах это, в частности, связано с переходом на альтернативные хладагенты с пониженной относительной молекулярной массой, с понижением температуры охлаждения в цикле. При этом обычно стремятся учитывать ограничения, устанавливаемые потребителями: сохранение корпуса компрессора, элементов статора и ротора, сохранение привода. Такие ограничения влияют на выбор газодинамических и конструктивных параметров проточной части и вызывают отклонение от их оптимальных значений.

В ряде случаев поставленные задачи по модернизации можно успешно решить путем замены одной или нескольких ступеней с радиальными колесами, обычно применяемых в промышленных центробежных компрессорах, ступенями с осерадиальными рабочими колесами, обеспечивающими более высокие напорность и расходность при относительно хорошей эффективности в условиях повышенных чисел M . С этой целью необходимо разработать, в дополнение к созданному на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбГПУ атласу высокоэффективных осерадиальных ступеней, базу данных ступеней по их газодинамическим и геометрическим параметрам в широком диапазоне значений коэффициентов напора и расхода, втулочных отношений, относительных диаметров входа в колесо, относительной ширины колеса на выходе при различной форме проточной части колеса и различных числах M .

Одним из этапов этой работы является проведенное исследование влияния на эффективность холодильной машины, при заданной потребителем пониженной по сравнению со стандартной температурой охлаждения, замены рабочего вещества R12 на озонобезопасный хладагент R134a. При сравнении оценивались: удельная холодопроизводительность q_0 , работа l , холодильный коэффициент ε , уровень чисел M и эффективность компрессора.

Сравнение циклов по величине холодильного коэффициента ε показало преимущество хладагента R134a. С новым озонобезопасным хладагентом обеспечивается большая холодопроизводительность, но из-за меньшей молекулярной массы R134a, а также из-за понижения температуры охлаждения, возрастает внутренний напор компрессора. В связи с этим в выбранном для модернизации двухступенчатом центробежном компрессоре ТКФ-2 целесообразно применить две высоконапорных ступени с осерадиальными рабочими колесами. Параметры ступеней определены путем оптимизации проточной части на основе разработанной уточненной модели потерь и базы данных по эффективности параметрического ряда ступеней с высокими коэффициентами напора кафедры КВХТ.

В уточненной модели в число составляющих потерь включены диффузорные потери во входной части рабочего колеса, в области течения до поворота потока из осевого в радиальное направление. Величина этих потерь принята зависящей от местной диффузорности течения на задней поверхности лопаток и от протяженности осевого участка решетки. Получены коэффициенты идентификации модели с опытными данными испытаний колес с различными ψ_T в диапазоне 0,7...0,9.

Другим важным направлением совершенствования проточной части компрессора, улучшающим его массогабаритные показатели, учитывая, что скорость распространения звука в новом хладагенте выше, чем в R12, является переход на одноступенчатое сжатие и решение возникающих при этом проблем. В частности, необходимо обеспечить

приемлемую эффективность проточной части при высоком уровне условных чисел M_u , значения которых превышают 1,7...1,8 и сверхзвуковом течении во входном участке колеса.

Была исследована серия вариантов ступеней при высоких числах M_u с закруткой потока на входе в колесо, включая варианты с коэффициентом относительной закрутки $K_z = 1$, с различными коэффициентами напора в диапазоне $\psi_T = 0,6...0,9$ и коэффициентами расхода Φ_r в пределах 0,06...0,12. Начиная со значений коэффициента закрутки K_z , больших 0,35... 0,45, достигается снижение физических чисел M_{W1} , определяемых по относительной скорости на входе в колесо до величин меньших единицы, течение носит дозвуковой характер. Рост требуемой окружной скорости при этом вызывает значительное повышение чисел M абсолютного потока на выходе из колеса, который становится сверхзвуковым, числа M достигают величин 1,2...1,3 и более.

Показатели такой ступени могут быть улучшены за счет применения развитого безлопаточного диффузора, преобразующего сверхзвуковой поток в дозвуковой без перехода через скачек уплотнения, а также путем специального профилирования лопаточного диффузора. Может быть рекомендована, в частности, установка трубчатого диффузора, форма которого обеспечивает эффективное торможение сверхзвукового потока.

В результате проведенного исследования выработаны следующие рекомендации по модификации проточной части компрессора ТКФ-2 в связи с переводом его на хладагент R134a и на работу с заданной пониженной температурой охлаждения.

В двухступенчатом варианте компрессора устанавливаются обе ступени с осерадиальными колесами и с повышенными коэффициентами напора $\psi_T = 0,73$, с коэффициентом расхода первой ступени $\Phi_p = 0,1$.

Для варианта компрессора в одноступенчатом исполнении рекомендуется организация закрутки потока на входе в рабочее колесо с коэффициентом закрутки $K_z = 0,35$. На выходе колеса для снижения уровня чисел M рекомендуется применение развитого безлопаточного диффузора с относительным диаметром выхода $D_3 = 1,33...1,35$. Перспективно применение одноступенчатого варианта компрессора с дозвуковым течением на входе колеса (с закруткой потока) в сочетании со сверхзвуковым трубчатым диффузором на выходе.