

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ОКНА ВСАСЫВАНИЯ НА РАБОТУ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

Винтовой компрессор (ВК) представляет собой один из наиболее перспективных типов машин объемного действия. Повышение эффективности его работы является одной из актуальных задач компрессоростроения.

Известно, что качество работы ротационного компрессора определяется его коэффициентом производительности, определяемым как:

$$\lambda = \lambda_D \cdot \lambda_T \cdot (1 - v_{исн}) - v_{ym} - v_{np},$$

где λ_D и λ_T – коэффициенты давления и температуры; $v_{исн}$ – коэффициент использования, показывающий насколько полно используется объем парной полости к началу процесса сжатия; v_{ym} – относительные утечки в окружающую среду в период всасывания; v_{np} – перетекания газа из полостей повышенного давления в полость всасывания в период всасывания.

Параметры окна всасывания влияют в большей или меньшей степени на все составляющие коэффициента производительности. Рекомендации по определению угла раскрытия окна всасывания достаточно противоречивы [1,2].

Целью работы явилось изучение влияния угла раскрытия окна на различные компоненты коэффициента производительности.

Задача ставилась таким образом, чтобы сначала оценить влияние наиболее значимых компонентов – λ_D и v_{np} . Найдем зависимость $\lambda_D = \lambda_D(\alpha_e)$, где α_e – угол раскрытия окна. Коэффициент λ_D представляет собой отношение потерь давления при проходе газа в рабочую камеру к давлению во всасывающей трубке. Он складывается из гидравлических потерь и падения давления от действия центробежных сил. Первая составляющая находится как $\Delta P = \xi_e \frac{\rho_e \cdot c_e^2}{2}$, где ρ_e – плотность всасываемого газа; $\xi_e = \xi_e(\text{Re})$ – коэффициент гидродинамических сопротивлений на всасывании, был найден аппроксимацией графиков [2]; c_e – средняя скорость направленного движения газа в полости, была найдена из уравнения неразрывности, как $c_e = \frac{6 \cdot l \cdot n}{\alpha_{1e}}$, где l – длина винтов; n – частота вращения.

Вторая составляющая зависит только от частоты вращения, поэтому в расчетах она выступала как постоянная величина.

Предполагалось, что угол закрытия окна всасывания должен выбираться таким образом, чтобы использовать отраженную от торца нагнетания волну давления, т.н. акустический наддув. Для ведущего винта, для которого процесс сжатия начинается непосредственно после окончания всасывания, угол раскрытия ограничивается следующим образом:

$$0.5 \cdot \tau_{13} + \pi \frac{z_1 - 1}{z_1} < \alpha_{1e} < 2\pi - \frac{2\pi}{z_1} - \beta_{01},$$

где τ_{13} – угол закрутки ведущего; z_1 – количество зубьев на нем; β_{01} – конструктивный угол.

Для ведомого винта:

$$i_{21} \left(0.5 \tau_{13} + \pi \frac{z_1 - 1}{z_1} \right) + \Delta \alpha_{2e} < \alpha_{2e} < 2\pi \frac{z_2 - 1}{z_2},$$

где i_{21} – передаточное отношение; $\Delta\alpha_{2\epsilon}$ – время затягивания угла закрытия; z_2 – количество зубьев ведомого винта.

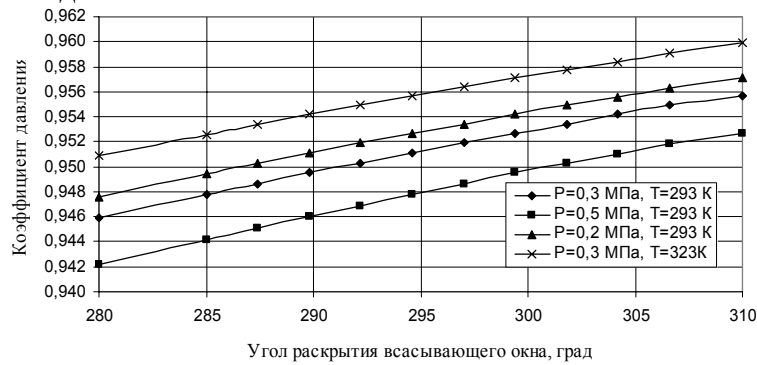


Рис. 1. Зависимость коэффициента давления от угла раскрытия всасывающего окна на разных режимах

Диапазон исследования определялся возможным интервалом $\alpha_\epsilon = \alpha_{1\epsilon} + \alpha_{2\epsilon}$. Исследование проводилось по разработанной программе в среде VISUAL BASIC для сухого винтового компрессора с асимметричным профилем зубьев по схеме 4+6, с конечным давлением 0,3 (МПа), объемной производительностью 20 (м³/мин) и углом закрутки 300°.

На основе проведенных вариантных расчетов было установлено, что при увеличении угла всасывания рассчитанного без учета ударной волны, до рассчитанного с учетом ее коэффициент давления увеличивается, в среднем, на 1% (см. рис. 1). Мощность, потребляемая компрессором, снижается на 1,1-1,3 % (см. рис. 2).

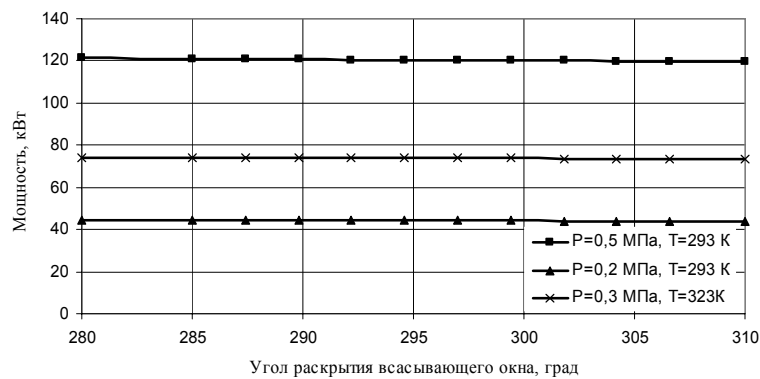


Рис. 2. Зависимость мощности, потребляемой компрессором, от угла раскрытия всасывающего окна на разных режимах

Выводы: затягивание процесса всасывания для использования акустического надува приводит к незначительному улучшению коэффициента λ_0 , и практически не сказывается на потребляемой мощности. Однако такое затягивание ведет к увеличению перетеканий горячего газа в полость всасывания, т.е. к увеличению v_{np} . Поэтому следующим этапом будет нахождение зависимости $v_{np} = v_{np}(\alpha_\epsilon)$.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Холодильные машины / Под ред. Л.С.Тимофеевского. – С-Пб.: Политехника, 1997. – 990 с.
2. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.