

Ю.М. Вертепов к.т.н., доцент (Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина)

Прочностной расчет ротора ротационно-пластинчатой машины

Рассмотрены основные силовые факторы, приложенные к ротору, и определено суммарное напряжение в его опасном сечении, а также приведены расчеты размеров всасывающего и нагнетательного окон.

Ключевые слова: ротор, эксцентриситет, пластина, окно всасывания, окно нагнетания.

Розглянуті основні силові фактори, що діють на ротор, і знайдена сумарна напруга в його небезпечному перетині, а також приведені розрахунки розмірів всмоктувального і нагнітального вікон.

Ключові слова: ротор, ексцентриситет, пластина, вікно всмоктування, вікно нагнітання.

The main strength factors, that operating upon the rotor, are considered in the article. Overall strain value in rotor's critical section is found. Calculations of both suction and discharge ports are given as well.

Keywords: rotor, exentricity, vane, suction port, discharge port.

Ротационные пластинчатые машины относятся к машинам объемного действия с принудительным газораспределением газа через окна. Отличие в них самодействующих клапанов приводит к тому, что при работе машины на нерасчетных режимах, когда давление внутреннего сжатия отличается от номинального давления нагнетания p_n , появляются дополнительные потери мощности на сжатие газа. Особенно неблагоприятным является режим с пережатием, когда дополнительные потери мощности переходят в теплоту, а пластины наиболее нагружены усилием от разности давлений.

Наибольшая расчетная разность давлений, действующая на выступающую из ротора часть пластины, возникает в момент открытия нагнетательного окна и равна

$$\Delta p = p_n - p_{вс} \cdot \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{e}{R} \sin \beta - \frac{e\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cdot \cos(\varphi_{сж} - \frac{\beta}{2}) + \frac{e}{R} \sin \beta \cdot \cos 2 \varphi_{сж} - \frac{\beta}{2} - \frac{e\beta}{2}} \right]^n \text{ Па}$$

где p_n – номинальное давление нагнетания, Па; $p_{вс}$ – номинальное давление всасывания, Па; $\beta = \frac{2\pi}{Z}$ – угловой размер рабочей ячейки, рад; Z – число пластин; $\varphi_{сж}$ – угол сжатия, соответствующий номинальному давлению нагнетания p_n и углу открытия нагнетательного окна, рад; $\frac{e}{R}$ – относительный эксцентриситет; e – эксцентриситет (смещение оси ротора O относительно оси корпуса O_1), м; R – радиус внутренней расточки корпуса, м; n – показатель политропы сжатия, зависящий от способа отвода теплоты сжатия; φ – угол поворота ротора, отсчитываемый от угловой середины ячейки и нижнего сечения машины с минимальным зазором между ротором и внутренней стенкой корпуса, рад.

Для числа пластин $Z \geq 12$ выражение для Δp можно упростить

$$\Delta p = p_n - p_{вс} \left[\frac{2}{1 + \cos(\varphi_{сж} - \frac{\beta}{2}) - \frac{e}{R} \sin^2 \varphi_{сж} - \frac{\beta}{2}} \right]^n, \text{ Па.}$$

Второе слагаемое в правой части выражений для Δp соответствует давлению в рабочей ячейке в момент окончания в ней процесса политропного сжатия газа [1].

Результаты индцирования давлений газа в рабочих ячейках ротационных машин с принудительным газораспределением показывают, что при работе с пережатием в момент открытия нагнетательного окна в рабочей ячейке на угле поворота ротора $\varphi_{сж} - \frac{\beta}{2}$ возникает местный скачок давления, достигающий величины $(0,2...0,4) p_n$ [2]. Он вызван тем, что скорость повышения давления газа сначала опережает скорость его расширения в момент сообщения ячейки с нагнетательным окном. В результате разность давлений, вызывающая изгиб выступающего из ротора участка пластины, превышает расчетную величину Δp , что необходимо учитывать при расчете изгибных напряжений в пластине, а также при прочностном расчете ротора (рис. 1).

При прочностном расчете ротора рассматриваются силы, приложенные к участку ротора, ограниченному двумя соседними пазами. На этот участок действует центробежная сила $F_{ц}$, приложенная в его центре масс (точке С) и сила F_r от разности давлений Δp . Сила F_r , действующая на выступающую из ротора часть пластины, равна

$$F_r = (\rho_{сж} - \rho) L \cdot \Delta p, \text{ Н,}$$

где $r=R-e$ – радиус ротора, м; $\rho_{сж}$ – расстояние от оси вращения ротора (точки O) до точки касания пластины к внутренней стенке корпуса, м; L – осевая длина ротора, м.

Эта сила на плече, равном $\frac{\rho_{сж} - r}{2}$, образует изгибающий момент, равный

$$M_u = P_r \frac{\rho_{сж} - r}{2} = \frac{(\rho_{сж} - r)^2}{2} L \cdot \Delta p, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где расстояние $\rho_{сж}$ соответствует углу поворота ротора $\varphi_{сж} - \frac{\beta}{2}$ и равно

$$\rho_{сж} = R \sqrt{1 - e^{-2} \sin^2 \varphi_{сж} - \frac{\beta}{2}} + e \cos \left(\varphi_{сж} - \frac{\beta}{2} \right).$$

Для данного участка ротора опасным является сечение шириной, равной расстоянию между днищами двух соседних пазов $h_0 = (r-h) \cdot \beta$, и длиной, равной L . Момент его сопротивления изгибу равен

$$W_u = \frac{[(r-h) \cdot \beta]^2 \cdot L}{6}, \text{ м}^3,$$

где $h = (3,5 \dots 4)e$ – высота пластины, равная глубине паза в роторе, м.

Напряжение изгиба в опасном сечении ротора равно

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{6(\rho_{сж} - r)^2}{[(r-h) \cdot \beta]^2} \cdot \Delta p, \text{ Па}.$$

Центробежная сила, действующая на рассматриваемый участок ротора как растягивающая, равна

$$F_y = m_p \rho_c \omega^2, \text{ Н},$$

где ρ_c – радиус центра масс участка ротора от его оси O до точки C , зависящий от числа пластин, м; ω – угловая скорость ротора, рад/с; $m_p = \rho V_p$ – масса данного участка ротора, кг; ρ – плотность материала ротора, кг/м³; $V_p = \frac{\pi}{2} [r^2 - (r-h)^2] \cdot L$ – объем участка ротора, м³;

Напряжение растяжения в опасном сечении ротора равно

$$\sigma_p = \frac{F_y}{h_0 L} = \frac{\rho [r^2 - (r-h)^2] \rho_c \omega^2}{2(r-h)} \cdot \Delta p, \text{ Па}.$$

Суммарное напряжение в опасном сечении, равное сумме напряжений растяжения и изгиба, не должно превышать допустимого напряжения для материала ротора $[\sigma]$

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u \leq [\sigma], \text{ Па}.$$

Поскольку относительный эксцентриситет ротационной пластинчатой машины мал и ось корпуса (точка O_1) расположена близко к оси ротора (точка O), то при определении угловой протяженности окон всасывания и нагнетания можно с достаточной для инженерных расчетов точностью принимать, что эти точки совпадают. Тогда протяженность окна всасывания на поперечном сечении корпуса машины равна длине дуги радиуса R в пределах углового размера этого окна

$$l_{BC} = R(\varphi_2 + \varphi_1), \text{ м},$$

где φ_2 и φ_1 – углы закрытия и открытия окна всасывания, рад.

Площадь окна всасывания равна

$$F_{BC} = l_{BC} \cdot e_{BC}, \text{ м}^2,$$

где e_{BC} – осевая длина всасывающего окна, м.

Допустимая скорость газа в окне всасывания принимается равной $[c_{вс}] = 30 \dots 40$ м/с [1].

Осевая длина окна всасывания равна

$$e_{BC} = \frac{V_{\delta}}{[C_{вс}] l_{BC}}, \text{ м},$$



Рис. 1. Схема действия сил при расчете ротора на прочность

где V_{δ} – действительная производительность машины на всасывании, м³/с.

Протяженность окна нагнетания на поперечном сечении корпуса машины равна длине дуги радиуса R в пределах углового размера этого окна

$$l_n = R(\varphi_3 - \varphi_{сж}), \text{ м},$$

где φ_3 и $\varphi_{сж}$ – углы закрытия и открытия окна нагнетания, рад.

Площадь окна нагнетания равна

$$F_n = l_n \cdot e_n, \text{ м}^2,$$

где e_n – осевая длина нагнетательного окна.

Допустимая скорость газа в окне нагнетания принимается равной $[C_n] = 15 \dots 20$ м/с [1].

Осевая длина окна нагнетания равна

$$e_n = \frac{V_{\delta} \rho_{вс}}{\rho_n [C_n] l_n}, \text{ м},$$

где $\rho_{вс}$ и ρ_n – плотности газа на всасывании и нагнетании машины, кг/м³.

Таким образом, фактический перепад давлений, приложенный к выступающей из ротора части пластины, обусловлен местным скачком давлений в рабочей ячейке в момент открытия нагнетательного окна и существенно превышает его расчетное значение, что подтверждается результатами индицирования давлений газа в рабочих ячейках ротационных машин с принудительным газораспределением. Предложенная в соответствии с этим схема действия газовой силы на выступающую из ротора часть пластины позволяет получить более простые и точные зависимости для газовой силы, создаваемого ею изгибающего момента и изгибающих напряжений в опасном сечении ротора, чем те, что приведены в [1]. Практический интерес при проектировании ротационной пластинчатой машины представляет также выражение для расчета осевой длины окон всасывания и нагнетания, полученные на основе уравнения неразрывности газового потока в ней.

Список литературы:

1. Фролов Е. С., Автономова И. В. и др. *Механические вакуумные насосы* – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.
2. Вертепов Ю. М. и др. *Экспериментальное определение газовых давлений в жидкостнокольцевых компрессорных машинах*. – Л.: Сб. трудов ЛТИ ХП, 1982. – С. 120 – 124.