

СРАВНЕНИЕ ОПЫТНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ДАВЛЕНИЙ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Производительность и создаваемое давление являются одними из наиболее важных характеристик радиальных вентиляторов. Они не являются общедоступными и допускают некоторые погрешности определения искомых величин, обусловленных графическим изображением аэродинамических характеристик.

Зависимости для расчета динамического P_u , статического P_r давления вентилятора и давления $P_{ц}$, создаваемого центробежной силой, на выходе из рабочего колеса имеют вид

$$P_{u2} = \frac{\rho u_2^2 \sin^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2}; \quad (1)$$

$$P_{r2} = \frac{\rho u_2^2 \cos^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2}; \quad (2)$$

$$P_{ц2} = \frac{\rho u_2^2}{2} \left(\frac{\sin^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2} \right)^2, \quad (3)$$

где ρ – плотность рабочей среды, кг/м³; u_2 – окружная скорость колеса на выходе среды, м/с; β_2 – угол наклона лопастей на выходе из колеса, град.

Общее расчетное давление нагнетателя определяется суммой указанных составляющих

$$P_{расч2} = P_{u2} + P_{r2} + P_{ц2}. \quad (4)$$

Найденные зависимости являются теоретическими и не учитывают потери давления на входе, выходе и внутри вентилятора.

При движении среды по трубопроводам, через циклоны и узлы другого технологического оборудования сопротивление учитывается коэффициентом ξ . В настоящей работе сопротивление движению среды, снижающее давление вентилятора, также предлагается учитывать с использованием коэффициента сопротивления. Для сравнения выбран радиальный вентилятор ЦАГИ Ц 4-70 № 3, аэродинамические характеристики которого заимствованы из [3].

В результате движения в межлопастном пространстве колеса вентилятора в результате наличия сопротивления движению среды снижается радиальное давление и возрастает тангенциальное давление. Изменяется также давление, создаваемое центробежной силой.

Отношение суммарной скорости движения среды в радиальном направлении с учетом противодействия $c_{2\text{роп}}$ к аналогичной величине без противодействия $c_{2\text{расч}}$ представлено коэффициентом депрессии

$$\varphi = \frac{c_{2\text{роп}}}{c_{2\text{расч}}} . \quad (5)$$

Опытная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса вентилятора определяется его фактическим расходом и размерами колеса

$$c_{2\text{роп}} = \frac{V_{\text{оп}}}{\pi d_2 b_2} , \quad (6)$$

где $V_{\text{оп}}$ – опытный объемный расход воздуха, м³/с; d_2 – наружный диаметр колеса, м; b_2 – ширина выходной щели колеса, м.

Суммарная расчетная скорость движения среды в радиальном направлении на выходе из колеса

$$c_{r2\text{расч}} = u_2 \cdot \sin \beta_2 \frac{\sin \beta_2 + \cos \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cos \beta_2} . \quad (7)$$

С учетом коэффициента депрессии опытные давления рассчитывали по формулам

$$P_{u2\text{оп}} = \rho u_2^2 \left[1 + (1 + \text{ctg} \beta_2) \text{ctg} \beta_2 (1 - \varphi) \right] \frac{\sin^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2} ; \quad (8)$$

$$P_{r2\text{оп}} = \rho u_2^2 \varphi \frac{\cos^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2} ; \quad (9)$$

$$P_{ц2\text{оп}} = \rho \frac{u_2^2 \varphi^2}{2} \left(\frac{\sin^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cos \beta_2} \right)^2 . \quad (10)$$

Окружную скорость колеса находили по формуле

$$u_2 = \pi d_2 n / 60 , \quad (11)$$

где n – частота вращения колеса, об/мин.

Суммарное опытное давление на выходе из колеса

$$P_{2\text{оп}} = P_{u2\text{оп}} + P_{r2\text{оп}} + P_{ц2\text{оп}} . \quad (12)$$

Разность теоретических расчетных и опытных значений давления, создаваемого вентилятором, с учетом потерь давления на разгон воздуха перед вентилятором:

$$\Delta P_2 = P_{2\text{расч}} - P_{2\text{оп}} - P_{\text{разг}} , \quad (13)$$

где $P_{2\text{оп}}$ – опытное значение давления, создаваемого вентилятором, Па; $P_{\text{разг}}$ – потери давления на разгон воздуха перед вентилятором, Па.

Потери давления на разгон воздуха перед вентилятором

$$P_{\text{разг}} = \rho \frac{w_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (14)$$

где $w_{\text{вх}}$ – скорость воздуха на входе в вентилятор, м/с.

Скорость воздуха на входе в вентилятор

$$w_{\text{вх}} = \frac{4V_{\text{оп}}}{\pi d_{\text{вх}}^2}, \quad (15)$$

где $d_{\text{вх}}$ – диаметр входного патрубка вентилятора, м.

Коэффициент сопротивления рассчитывали, приняв за определяющую суммарную скорость движения среды в радиальном направлении на выходе из рабочего колеса

$$\zeta = \frac{2\Delta P_2}{\rho c_{2r}^2 \text{ расч}}. \quad (16)$$

Проведенные расчеты показали, что коэффициенты депрессии и сопротивления зависят коэффициентов полезного действия и имеет практически постоянные величины при одинаковых кпд. Их максимальное отклонение от средних значений не превышает 10%. Максимальное расхождение расчетных и опытных значений давления не превышает 8%.

Предлагаемый метод оценки сопротивления радиального вентилятора соответствует общепринятым подходам и может быть использован при определении давления, создаваемого радиальными вентиляторами при одинаковых или близких углах наклона лопастей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Павлечко, В.Н. К вопросу о теоретическом давлении радиального нагнетателя / В.Н. Павлечко, С.К. Протасов // ИФЖ. 2014. Том 87, № 6. С. 1448–1454.
2. Павлечко, В.Н. Влияние ускорения Кориолиса на напор радиального нагнетателя / В.Н. Павлечко // Наука и технология строительных материалов: состояние и перспективы их развития: материалы международной научно-технической конференции, Минск, 27–29 ноября 2013 г. – Минск: БГТУ, 2013. С. 166–170.
3. Калинушкин, М.П. Вентиляторные установки / М.П. Калинушкин. – М.: Высшая школа, 1962. – С. 226.