

УДК 621.65.01

Магистрант С.А. Герасимчик

Науч. рук., доцент, канд. техн. наук В.Н. Павлечко

(кафедра машин и аппаратов химических и силикатных производств, БГТУ)

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ С ОДИНАКОВЫМИ УГЛАМИ НАКЛОНА ЛОПАСТЕЙ**

Цель работы заключается в нахождении расчетных зависимостей для определения действительного давления, развиваемого некоторыми типами вентиляторов.

Радиальные вентиляторы различаются различными параметрами:

- диаметром рабочего колеса;
- шириной проточной части;
- количеством и углом наклона лопастей;
- частотой вращения колеса;
- отношением внутреннего и наружного диаметров;
- геометрией входной и выходной частей и др.

Давление радиального вентилятора создается реакцией лопастей его рабочего колеса в результате преодоления ими силы инерции среды и центробежной силой, возникающей при вращении среды. При анализе воздействия лопастей колеса на среду получены зависимости для определения динамического и статического давлений, которые создаются при вращении лопастей и под воздействием центробежной силы. Сила воздействия лопастей на среду разделена на тангенциальную и радиальную составляющие. Первая из них действует в направлении окружной скорости колеса, повышает скорость движения среды и создает динамическое давление  $P_u$ , вторая направлена в радиальном направлении, практически мало изменяет скорость движения среды и создает статическое давление  $P_r$ . Центробежная сила, направленная радиально, также создает статическое давление  $P_{ц}$ .

При учете кориолисовой и центробежной сил, а также реакции лопастей получены идентичные зависимости для определения давления радиального нагнетателя [1, 2].

Динамическое и статическое давления, создаваемое лопастями колеса, и давление, создаваемое центробежной силой, на выходе из рабочего колеса определяются по формулам

$$P_{u2} = \frac{\rho(u_2^2 - u_1^2) \sin^2 \beta}{1 + \sin \beta \cdot \cos \beta}; \quad (1)$$

$$P_r = \frac{\rho (u_2^2 - u_1^2) \cos^2 \beta}{1 + \sin \beta \cdot \cos \beta}; \quad (2)$$

$$P_{u2} = \frac{\rho (u_2^2 - u_1^2)}{2} \left( \frac{\sin^2 \beta}{1 + \sin \beta \cdot \cos \beta} \right)^2, \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность рабочей среды, кг/м<sup>3</sup>. Плотность воздуха принята при температуре 20 °С,  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;

$u_2, u_1$  – окружная скорость колеса на выходе и входе среды, м/с;

$\beta$  – угол наклона лопасти колеса, град.

Общее расчетное давление определяется суммой указанных составляющих

$$P_p = P_u + P_r + P_{u2}. \quad (7)$$

Найденные зависимости справедливы при отсутствии закручивания среды перед рабочим колесом, постоянном угле наклона лопастей по радиусу колеса и отсутствии потерь энергии на входе, выходе и внутри вентилятора. Кроме того, уравнения выведены с учетом струйной теории, исходя из бесконечного количества лопастей.

Окружную скорость колеса на входе и выходе определяли по формулам

$$u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}, \quad (10)$$

$$u_2 = \pi d n / 60. \quad (9)$$

где  $d_1$  – диаметр рабочего колеса на входе, м;

$d_2$  – диаметр рабочего колеса на выходе, м;

При расчетах потерь давления в технологических трубопроводах широко используется формула

$$\xi = u_2 \frac{2\Delta P_p}{\rho u^2}, \quad (11)$$

где  $\Delta P_p$  – разность между расчетным и опытным давлениями, Па.

Разность давлений вентилятора определяли по формуле:

$$\Delta P_p = P_p - P_{on}, \quad (12)$$

где  $P_p$  и  $P_{on}$  – соответственно расчетное и опытное давление вентилятора, Па.

В настоящей работе предлагается использование коэффициента сопротивления для расчета потерь давления в радиальных вентиляторах, как это принято при расчете трубопроводов и циклонов. Для

сравнения выбраны вентиляторы ЦАГИ, имеющие постоянный угол наклона лопастей по радиусу колеса. Параметры вентиляторов заимствованы из справочника [3].

Результаты расчетов показали, что одному и тому же типу вентилятора соответствует постоянное значение коэффициента сопротивления, отличающееся от средней величины не более чем на 10%. Результаты расчетов по вышеприведенным формулам приведены в таблице.

**Результаты расчетов вентиляторов ЦАГИ**

Тип вентилятора	Коэффициент сопротивления $\xi$	Внутренний диаметр $d_1$ , мм	Ширина выходной щели $b$ , мм	Угол наклона лопастей $\beta$ , град	Число лопастей $z$
Ц 3-81	0,15	70	4	18	6
Ц 5-31	0,21	47	2	45	10
Ц 5-36	0,24	50,8	2	40	16
Ц 6-12	0,09	14,7	2,5	60	12

Как следует из таблицы, каждому номеру вентилятора с одинаковым углом наклона лопастей на входе и выходе соответствует определенный коэффициент сопротивления. Поэтому, зная тип вентилятора и его коэффициент сопротивления, можно определить создаваемое им действительное давление по формуле

$$P_o = P_{p2} - P_{p1} - \Delta P. \quad (13)$$

#### 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. Соломахова, Т.С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: Справочник / Т.С.Соломахова, К.В.Чебышева // – М.: Машиностроение, 1980. – С. 60–105.