

5. Насенчук, А.П. Тепловые расчеты пламенных печей / А.П. Насенчук, Н.П. Шмакин. – Минск: Вышэйшая школа, 1974.
6. Кнорре, Г.Ф. Топочные процессы / Г.Ф. Кнорре. – М.: Госэнергоиздат, 1989.
7. Аэродинамический расчет котельных установок: нормативный метод. – М.–П.: Госэнергоиздат, 1986.
8. Татищев, С.В. Топочные устройства промышленных котельных: атлас: ч. 1 / С.В. Татищев. – М.–П.: Госэнергоиздат, 1986.

УДК 631.365

В.П. Чеботарев

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДАЧИ АГЕНТА СУШКИ В СЛОЙ ЗЕРНА

Введение

Для создания воздушного потока, который позволит преодолеть имеющиеся аэродинамические сопротивления системы и будет обеспечен требуемой кинетической энергией, используются вентиляторы. Для процессов сушки и активного вентилирования зерна наибольшее применение получили центробежные и осевые вентиляторы, которые по создаваемому напору делятся на низконапорные ($P \leq 1000 \text{ Па}$), средние ($1000 < P < 3000 \text{ Па}$) и высоконапорные ($P > 3000 \text{ Па}$). По принципу действия они разделяются на центробежные, диаметральные и осевые. Осевые вентиляторы применяются для перемещения больших объемов воздуха при низких давлениях. Основными параметрами, характеризующими работу вентилятора, являются: производительность, создаваемое полное давление, число оборотов рабочего колеса, коэффициент полезного действия и потребляемая мощность.

Разработка методики расчета и определения параметров пневмосистемы для сушки неподвижного слоя зерна в значительной мере зависит от физико-механических свойств и состояния зерновой массы. В данной работе изложены основные принципы метода расчета оборудования для подачи агента сушки в слой зерна.

Основная часть

Вентилятор состоит из рабочего колеса, кожуха и привода. Рабочее колесо снабжено лопастями, которые могут быть радиальными, отогнутыми назад или вперед. По форме лопасти могут быть прямолинейными или криволинейными (рисунок 92).

Лопасты, загнутые вперед, имеют $\beta > \pi/2$, радиальные имеют $\beta = \pi/2$, а загнутые назад – $\beta < \pi/2$. Лопасты, загнутые вперед, нашли применение для условий небольших статических давлений. Лопасты с радиальным выходом используют при работе с большими окружными скоростями. Вентиляторы с загнутыми назад лопастями позволяют получать высокое статическое давление при оптимальных значениях гидравлического к.п.д. Развиваемое вентиля-

тором давление расходуется на преодоление сопротивлений при движении воздуха – статическое давление H_s , а также на перемещение определенного объема воздуха – динамическое давление H_d . Таким образом, полное давление определяется согласно выражению:

$$H_V = H_{SV} + H_{dV}. \quad (1)$$

Однако, вследствие создающихся внутри вентилятора потерь давления, полное давление H_V меньше возможного теоретического H_T , развиваемого приводом вентилятора. При этом полное давление H_V в зависимости от теоретического H_T определяется зависимостью:

$$H_{\Pi} = \eta_H H_T. \quad (2)$$

где η_H – манометрический коэффициент полезного действия вентилятора.

Теоретическое давление H_T при известных мощности на привод вентилятора $N_{вен}$ и его

производительности по подаваемому объему воздуха $Q_{вен}$ равняется:

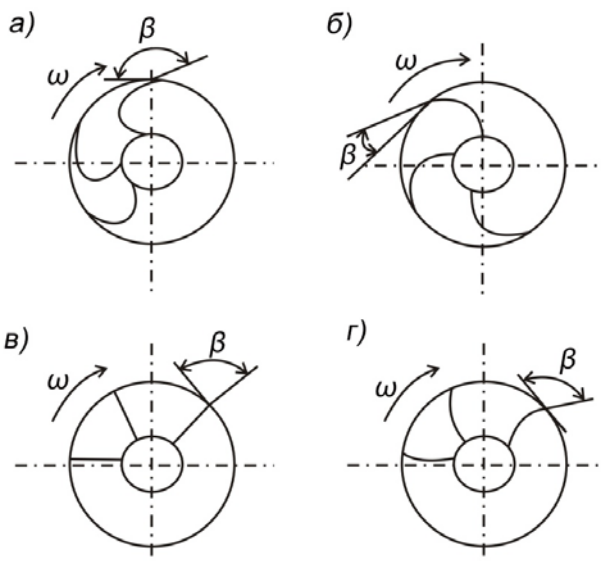
$$H_T = \frac{N_{вен}}{Q_{вен}}.$$

Развиваемое полное давление на выходе из вентилятора будет равно:

$$H_{\Pi} = \eta_H \frac{N_{вен}}{Q_{вен}}. \quad (3)$$

При рассмотрении процесса перемещения воздуха внутри вентилятора и, в частности, движения его частиц по лопасти (рисунок 93) необходимо отметить следующее. Вначале происходит закручивание лопастью частиц воздуха. Центробежные силы инерции, возникающие при воздействии лопасти на частицы воздуха, заставляют последние перемещаться в сторону кожуха. При этом создается определенное давление в выходном канале. В любой момент времени в каждой точке лопасти продолжается ее воздействие на определенную массу частиц воздуха.

При этом в процессе движения воздуха вдоль лопатки центробежного колеса абсолютную скорость V_a каждой элементарной массы частиц можно разложить на две составляющие: переносную V_n и относительную V_o . Если принять секундный расход воздуха, перемещающегося по лопасти, равным Q , то его секундная масса будет равна:



а) загнутые вперед; б) загнутые назад;
в) прямолинейные радиальные;
г) криволинейные с радиальным выходом

Рисунок 92 – Виды лопастей центробежного колеса вентилятора

$$m = \rho Q, \quad (4)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м^3 .

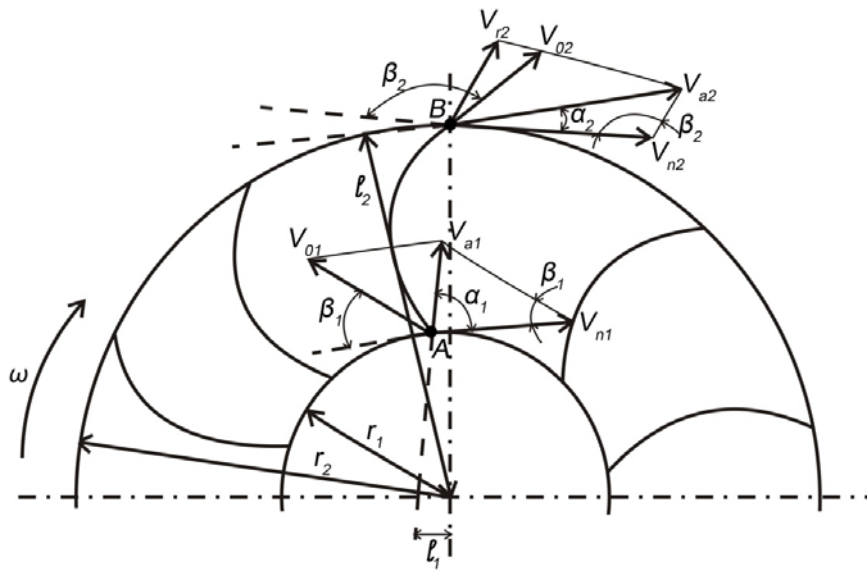


Рисунок 93 – Схема воздействия лопасти вентилятора на элементарную массу частиц воздуха

Тогда секундное количество движения элементарной массы воздуха в точке A будет равно $m Va_1 = \rho Q Va_1$, а момент количества движения в этой точке будет равен:

$$M_A = m Va_1 l_1 = \rho Q Va_1 r_1 \cos \alpha_1. \quad (5)$$

Соответственно, секундное количество движения и момент количества движения в точке B будут равны:

$$m Va_2 = \rho Q Va_2; \quad (6)$$

$$M_B = m Va_2 l_2 = \rho Q Va_2 r_2 \cos \alpha_2. \quad (7)$$

Изменение момента количества движения массы m равняется моменту сил M_g , приложенных на приводе вентилятора. Величина M_g будет равна:

$$M_g = M_B - M_A = \rho Q Va_2 r_2 \cos \alpha_2 - \rho Q Va_1 r_1 \cos \alpha_1. \quad (8)$$

С другой стороны, поскольку $N_{\text{вен}} = H_T Q$ и $N_{\text{вен}} = M_g \omega$, то:

$$H_T Q = (M_B - M_A) \omega = \rho Q \omega (Va_2 r_2 \cos \alpha_2 - Va_1 r_1 \cos \alpha_1). \quad (9)$$

Тогда после преобразования выражения (9) теоретическое давление будет равно:

$$H_T = \rho \omega (Va_2 r_2 \cos \alpha_2 - Va_1 r_1 \cos \alpha_1). \quad (10)$$

Известно, что при аэродинамических расчетах вентиляторов проекцию абсолютной скорости V_a на направление окружной скорости определяют как скорость закручивания V_z . Поэтому ее величина будет равна:

$$V_z = V_a \cos \alpha. \quad (11)$$

Тогда выражение (10) может быть представлено в следующем виде:

$$H_T = \rho \omega (V_{z2} r_2 - V_{z1} r_1). \quad (12)$$

С другой стороны, $\omega r_2 = V_{n2}$, а $\omega r_1 = V_{n1}$. Поэтому выражение (12) может быть представлено в следующем виде:

$$H_T = \rho(V_{z2}V_{n2} - V_{z1}V_{n1}). \quad (13)$$

Это выражение (13) является уравнением Л. Эйлера для расчета теоретического давления, развиваемого вентиляторным колесом. На основании теоретического давления может быть рассчитано давление, развиваемое вентилятором в конкретных условиях, по следующей зависимости:

$$P_V = \eta_z H_T \rho g = \eta_z g \rho (V_{z2}V_{n2} - V_{z1}V_{n1}), \quad (14)$$

где η_z – гидравлический к.п.д. вентилятора.

Основной целью расчета вентиляционной системы является обеспечение требуемого режима перемещения агента сушки по воздухопроводам, а главное – в зерновом слое при значительном диапазоне изменения его свойств. Весь путь агента сушки можно условно разделить на две части: внутреннюю (от входного до выходного патрубков вентилятора) и внешнюю (по воздухопроводам и через зерновой слой). Одним из основных показателей внешней сети является ее характеристика – зависимость развиваемого давления при движении агента сушки во внешней сети от производительности, объема перемещаемого агента сушки. При этом работа, производимая потоком агента сушки на преодоление аэрогидродинамических сопротивлений по длине воздухопровода и местных сопротивлений, будет равна:

$$A_n = \left(\sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{d_i} l_i + \sum_{i=1}^m \xi_i \right) \frac{V_i^2}{2g}, \quad (15)$$

где λ_i – коэффициент аэрогидродинамических сопротивлений на i -м участке сети;

l_i – длина i -го элемента воздухопровода постоянного диаметра, м;

d_i – диаметр воздухопровода, м;

ξ_i – коэффициент местных сопротивлений;

V_i – скорость установившегося движения в данном элементе потока, м/с.

Заменяя в выражении (15) сумму аэрогидродинамических потерь на общий коэффициент потерь R , который будет равен

$$R = \left(\sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{d_i} l_i + \sum_{i=1}^m \xi_i \right), \quad (16)$$

можно представить работу потока агента сушки следующей зависимостью:

$$A_n = R \frac{V_i^2}{2g}. \quad (17)$$

Общий коэффициент потерь полностью определяет экономичность работы вентиляционной системы. Снижение потерь энергии при ее работе может быть обеспечено путем уменьшения длины воздухопроводов при возможном одновременном увеличении их диаметра, а также путем минимизации числа местных сопротивлений. Кроме того, заменяя скорость V_i через расход агента

сушки Q_i в сечении F_i , можно определить работу потока по следующей формуле:

$$A_n = R \frac{Q_i^2}{2gF_i^2}. \quad (18)$$

Теоретическое значение давления агента сушки, развиваемое вентилятором на выходе, согласно уравнению Эйлера должно быть равно:

$$H_T = \frac{V_{z2}V_{n2}}{g}. \quad (19)$$

С другой стороны, из параллелограмма скоростей (рисунок 93) следует, что скорость закручивания будет равна:

$$V_{z2} = V_{n2} - V_{r2} \cdot \operatorname{ctg}\beta_2. \quad (20)$$

В то же время, согласно уравнению неразрывности для выходного сечения рабочего колеса вентилятора, $Q_T = \pi D_B b_B V_{r2}$. Поэтому нормальная составляющая абсолютной скорости частиц агента сушки, сходящих с лопасти вентилятора, будет равна:

$$V_{r2} = \frac{Q_T}{\pi D_B b_B}. \quad (21)$$

Окружная скорость этих частиц будет определяться в зависимости от диаметра и частоты вращения рабочего колеса вентилятора согласно следующей зависимости:

$$V_{n2} = \frac{\pi D_B n}{60}, \quad (22)$$

где n – частота вращения колеса вентилятора, мин^{-1} .

При подстановке значений (21) и (22) в выражение (20) скорость закручивания может быть представлена в следующем виде:

$$V_{z2} = \frac{\pi D_B n}{60} - \frac{Q_T \operatorname{ctg}\beta_2}{\pi D_B b_B}. \quad (23)$$

Подстановка полученных значений скорости закручивания и окружной скорости в выражение (13) определит зависимость теоретического давления от теоретической производительности вентилятора:

$$H_T = \frac{\pi^2 D_B^2 n^2}{3600g} - \frac{n \operatorname{ctg}\beta_2}{60g b_B} Q_T. \quad (24)$$

С учетом того, что в выражении (24) для конкретного вентилятора с заданными параметрами при постоянной частоте вращения следующие величины будут постоянными:

$$C_1 = \frac{\pi^2 D_B^2 n^2}{3600g} = \operatorname{const}; \quad C_2 = \frac{n \operatorname{ctg}\beta_2}{60g b_B} = \operatorname{const},$$

выражение (24) может быть записано следующим образом:

$$H_T = C_1 - C_2 Q_T. \quad (25)$$

Графический анализ (рисунок 94) выражения (25) показывает, что при заданных постоянных значениях параметров вентилятора n , D_B , b_B существенно изменяется величина теоретического давления в зависимости от производительности при изменении угла β_2 .

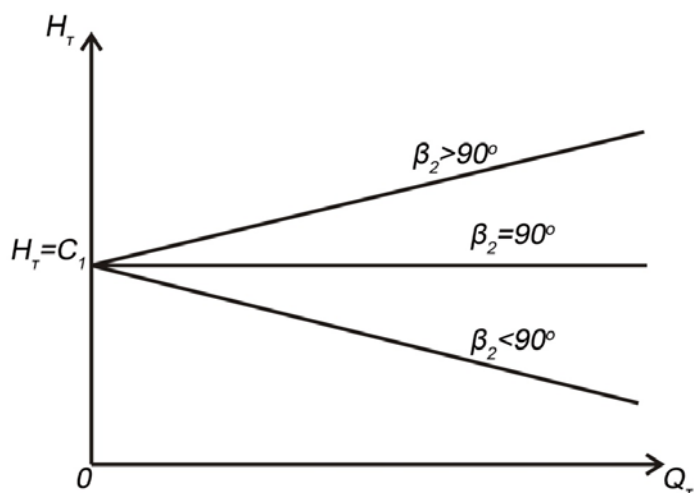


Рисунок 94 – Зависимость теоретического давления и теоретической производительности вентилятора от величины угла наклона лопасти β_2 (при $n = const$)

При этом лопасти, отогнутые назад ($\beta_2 < \pi/2$), с увеличением производительности вызывают снижение развиваемого теоретического давления, а лопасти, у которых $\beta_2 > \pi/2$, с возрастанием Q_T вызывают увеличение H_T . Для обеспечения одновременного большого объема подачи агента сушки и создания высокого давления для продувания слоя зернового вороха необходимо использовать лопасти, у которых $\beta_2 > \pi/2$.

Анализ, подбор и регулирование основных параметров вентилятора и всей пневмосистемы может быть выполнен следующим образом. Ранее было установлено, что основная характеристика пневмосистемы определяется согласно зависимости:

$$P_c = RQ^2. \quad (26)$$

С другой стороны, для обеспечения работы пневмосистемы в требуемом режиме вентилятор должен развивать давление согласно выражению:

$$P_v = \eta_c \rho g H_T. \quad (27)$$

Исходя из условия $P_c = P_v$, приравнивая правые части выражений (26) и (27), определяется зависимость производительности от основных параметров вентилятора и сопротивления пневмосистемы:

$$RQ^2 = \tau_c \rho g \cdot \left(\frac{\pi^2 D_B^2 n^2}{3600g} - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 g b_B} Q_T \right). \quad (28)$$

После некоторых преобразований выражение (28) может быть представлено в следующем виде:

$$3600 R b_B Q^2 + 60 \eta_c \rho n \operatorname{ctg} \beta_2 Q - \eta_c \rho \pi^2 D_B^2 b_B n^2 = 0. \quad (29)$$

Решение квадратного уравнения (29) относительно переменной Q позволяет определить аналитическую зависимость производительности от параметров вентилятора и пневмосистемы:

$$Q = \frac{n\sqrt{\eta_2^2 \rho^2 \text{ctg}^2 \beta_2 + 4R\eta_2 \rho \pi^2 D_B^2 b_B^2 - \eta_2 \rho n \text{ctg} \beta_2}}{12Rb_B}. \quad (30)$$

С помощью выражения (30) можно исследовать влияние отдельных параметров на производительность вентилятора. Так, например, частота вращения колеса n изменяет производительность по прямолинейной зависимости, а сопротивление пневмосистемы, ширина и диаметр рабочего колеса, угол наклона лопастей – по сложной нелинейной зависимости. Однако, используя выражение (30), можно рассчитать основные параметры вентилятора для конкретной пневмосистемы. Вследствие значительных колебаний давления в слое зерна полное давление, которое должен развивать вентилятор, должно быть равно:

$$\Delta P = P_{CT} / \chi,$$

где χ – безразмерный коэффициент степени реакции вентилятора, $\chi = 0,95$;

P_{CT} – избыточное статическое давление, которое должен обеспечить вентилятор в нагнетательном воздуховоде, кПа .

Тогда динамическое давление в нагнетательном воздуховоде будет равно:

$$P_{dc} = \Delta P - P_{CT}.$$

Скорость воздушного потока на выходе составит:

$$V_d = 4\sqrt{P_{dc}},$$

а коэффициент дросселирования:

$$a_d = \frac{V_d}{4\sqrt{\Delta P}}.$$

При этом степень реакции вентилятора в зоне динамического давления будет равна:

$$\chi = \frac{D_{d\ddot{n}}}{\Delta P}.$$

Величина окружной скорости рабочего колеса определится по следующей зависимости:

$$V_k = \sqrt{\frac{16\Delta P}{\psi}},$$

где ψ – коэффициент давления, $\psi = 1,06$.

Диаметр рабочего колеса будет равен:

$$d_{KH} = \frac{60V_k}{\pi n}.$$

Внутренний диаметр определится из выражения:

$$d_{KB} = a_K d_{KH},$$

где a_K – безразмерный коэффициент соотношения наружного и внутреннего диаметров рабочего колеса, $a_K = 0,7$.

Окружная скорость на уровне внутреннего диаметра рабочего колеса будет равна:

$$V_B = V_K a_K.$$

Ширина лопаток рабочего колеса может определяться на основании расчета параметров идеального вентилятора аналогичных размеров, но с бесконечным числом лопаток. Для определения параметров реального вентилятора на основе параметров идеального вводится показатель замедления относительной скорости в межлопаточном канале, который рассчитывается согласно выражению:

$$\psi_c = \frac{V_{01}^2 - V_{02}^2}{16}.$$

Окружная скорость идеального вентилятора определяется по уравнению:

$$V_{K\infty} = V_K - \frac{a_K V_B \cos \beta_2}{\cos \beta_1}.$$

Тогда полное давление, развиваемое идеальным вентилятором, будет равно:

$$\Delta P_\infty = \rho V_K V_{K\infty},$$

а выходная скорость в нагнетательном отверстии идеального вентилятора соответственно:

$$V_{d\infty} = \sqrt{\frac{2 \Delta P_\infty}{\rho}}.$$

Теоретическая производительность и теоретическая меридиональная скорость идеального вентилятора:

$$Q_\infty = F_a V_{d\infty};$$

$$V_{m\infty} = V_B \operatorname{tg} \beta_1.$$

Ширина лопатки на входе с учетом 5% потерь в зазоре будет равна:

$$b_1 = \frac{1,05 Q_\infty}{V_{m\infty} \pi d_{KB}},$$

а на выходе соответственно:

$$b_2 = b_1 \cdot \frac{d_{KB}}{d_{KH}} \cdot \frac{V_{01}}{V_{02}} \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}.$$

Число K для расчета логарифмической спирали поверхности кожуха вентилятора определяется согласно выражению:

$$K = \frac{360}{\lg \frac{h_a + r_2}{r_2}},$$

где h_a – высота нагнетательного отверстия, м.

Проведенный теоретический расчет вентиляционной системы и параметров вентилятора позволяет определить требуемую производительность и давление агента сушки для обеспечения оптимальных режимов досушивания и вентилирования слоя зерна.

Выводы

При заданных постоянных значениях параметров вентилятора величина теоретического давления существенно изменяется при постоянной производительности с изменением угла β_2 . При этом лопасти, отогнутые назад ($\beta_2 < \pi/2$), с увеличением производительности вызывают снижение развиваемого теоретического давления, а лопасти, у которых $\beta_2 > \pi/2$, с возрастанием Q_T вызывают увеличение H_T . Для обеспечения одновременного большого объема подачи агента сушки и создания высокого давления для продувания слоя зернового вороха необходимо использовать лопасти, у которых $\beta_2 > \pi/2$.

Литература

1. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – М.: Энергия, 1977. – 370 с.
2. Шерстюк, А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры / А.Н. Шерстюк. – М.: Высшая школа, 1972. – 420 с.
3. Шец, Дж. Процессы вдува и перемешивания / Дж. Шец. – М.: Мир, 1984. – 510 с.
4. Касаткин, А.П. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.П. Касаткин. – М.: Альянс, 2004. – 751 с.

УДК 631.53.01

В.П. Чеботарев, П.М. Немцев
(*РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь*)

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА
РАБОТЫ ПИТАЮЩЕГО
ВАЛИКА ПРИ ВЕРХНЕЙ
ПОДАЧЕ ЗЕРНА**

Введение

В современных зерноочистительных машинах качественное выделение из зернового вороха легких примесей обеспечивается главным образом пневмосепарирующей системой. Основные факторы и параметры процесса пневмосепарации могут быть определены на основании теоретически разработанной математической модели.

Одними из основных, влияющих на эффективность пневмосепарации, являются факторы, определяющие условия ввода зерновой смеси в канал. Благодаря хорошему распределению зернового вороха в канале, широкое применение в зерноочистительных машинах получили питающие валики. Однако теоретические исследования данного устройства ввода описаны не в полной мере, и для понимания процесса работы питающего валика необходимо проведение более тщательных исследований.