

УДК 622.451:519.87

**Э.К. Никулин (канд. техн. наук, доц.)**Донецкий национальный технический университет, г. Донецк  
Кафедра «Горная электротехника и автоматика им. Р.М. Лейбова»**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
ВЕНТИЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ КАК ЗВЕНА СИСТЕМЫ  
АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ**

*Выполнен графо-аналитический анализ работы шахтных вентиляторных установок, оборудованных центробежными нагнетателями серийных типоразмеров. Установлены ранее неизвестные математические зависимости, позволяющие вычислить основные динамические параметры передаточной функции рассматриваемого звена системы управления вентиляторами в пусковом режиме.*

**Ключевые слова:** вентиляторная установка, пусковой режим, методика, динамические характеристики, расчетные зависимости, передаточная функция.

**Общая постановка проблемы**

В настоящее время о технических параметрах вентиляторной установки в установившемся режиме судят по координатам точки пересечения аэродинамической характеристики вентилятора и характеристики вентиляционной сети. Контроль этих параметров положен в основу работы серийной аппаратуры управления шахтной вентиляторной установкой. Вместе с тем, при пуске, останове и регулировании вентилятора по производительности возникают динамические режимы, параметры которых не контролируются ни одной из существующих базовых систем автоматизации. Это приводит к снижению эффективности эксплуатации вентиляторных установок и к увеличению их аварийности. В связи с чем, возникает ряд задач, направленных на повышение уровня автоматизации и улучшения технико-экономических показателей системы проветривания шахты в целом. Для достижения перечисленных выше технических эффектов необходимо провести исследования параметров переходных процессов с целью создания дополнительного блока управления вентиляторной установкой в нестационарных режимах, существенно расширяющего функциональные возможности применяемой комплектной аппаратуры управления.

**Постановка задач исследования**

Для аналитических исследований стационарных и нестационарных процессов в системе автоматического управления вентиляторной установкой необходимо разработать методику определения параметров этих процессов и на основе ее решить следующие задачи:

- 1) подобрать эмпирическую формулу, описывающую графическую функциональную зависимость аэродинамической характеристики центробежного вентилятора;
- 2) получить математические зависимости для определения динамических параметров объекта управления;
- 3) установить границы применения полученных зависимостей;
- 4) найти передаточную функцию вентиляторной установки как звена системы автоматического регулирования.

**Решение задач и результаты исследований**

Подбор эмпирической формулы для установленной из опыта и представленной графически функциональной зависимости статического давления вентилятора от его

производительности и угла установки лопаток направляющего аппарата предполагает два этапа: — выбор вида формулы и определение численных значений параметров, для которых приближение к данной функции будет наилучшим для каждого значения угла установки лопаток направляющего аппарата.

Выбор вида формулы основан на анализе графиков аэродинамических характеристик центробежных вентиляторов и на общих положениях теории лопатных турбомашин. Заводская характеристика таких вентиляторов представляет собой семейство индивидуальных характеристик  $P_{SV} = f(Q)$ , полученных при разных углах установки лопаток направляющего аппарата ( $\Theta_{HA}$ ) и разных частотах вращения вала приводного электродвигателя ( $n$ ). Зависимость  $P_{SV} = f(Q)$  при  $\Theta_{HA} = const$  графически представляет собой параболу с вертикальной осью симметрии, описываемую квадратичным трехчленом вида:

$$P_{SV} = P_{SV}^0 + AQ - BQ^2, \tag{1}$$

где  $P_{SV}$  — статическое давление, развиваемое вентилятором, Па;  $P_{SV}^0$  — начальное давление при  $Q = 0$ , Па;  $Q$  — производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $A$  и  $B$  — эмпирические коэффициенты:  $[A] = \frac{Па}{м^3/с}$ ,  $[B] = \frac{Па}{м^6/с^2}$ .

В уравнении (1) определению подлежат параметры  $P_{SV}^0$ ,  $A$  и  $B$  в области промышленного использования вентилятора, ширина которой зависит от принятого способа регулирования эксплуатационных параметров вентилятора. Применительно к центробежным вентиляторам имеют место два способа регулирования: изменением угла установки лопаток направляющего аппарата и изменением частоты вращения вала приводного электродвигателя [1]. Наибольшее распространение получил первый способ. В этом случае область промышленного использования вентилятора ограничивается кривой, проведенной через точки индивидуальных характеристик для каждого значения угла установки лопаток направляющего аппарата и минимального значения КПД, равного 0,6. Границами этой области являются точки с координатами  $X_1(Q_1; P_{SV1})$  и  $X_2(Q_2; P_{SV2})$ , полученные пересечением кривых  $P_{SVi} = f(Q_i)$  и  $\eta_{min} = 0,6$ , как показано на рис.1.

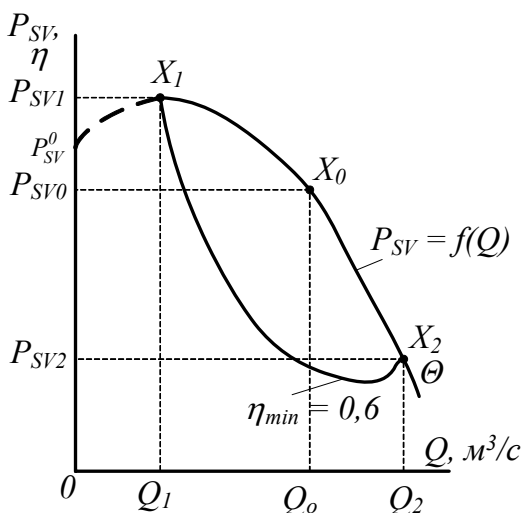


Рисунок 1. – К определению координат узловых точек

С целью определения указанных выше параметров составим систему уравнений, используя метод трех точек. Метод заключается в следующем. На кривой  $P_{SV} = f(Q)$  при  $\Theta = const$ , кроме точек  $X_1$  и  $X_2$  определяем точку  $X_0$  с координатами  $X_0(Q_0; P_{SV0})$ . Величина  $Q_0$  определяется по формуле  $Q_0 = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$ , а величина  $P_{SV0}$  определяется по кривой  $P_{SV} = f(Q)$  при  $Q = Q_0$  (см. рис.1). В предположении, что кривая заданная уравнением (1), проходит через выбранные точки  $X_1$ ,  $X_2$  и  $X_0$ , параметры  $P_{SV}^0$ ,  $A$  и  $B$  могут быть определены из системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} P_{SV1} &= P_{SV}^0 + AQ_1 - BQ_1^2; \\ P_{SV0} &= P_{SV}^0 + AQ_0 - BQ_0^2; \\ P_{SV2} &= P_{SV}^0 + AQ_2 - BQ_2^2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Из системы (2) следует:

$$B = \frac{\overline{\Delta P_1} - \overline{\Delta P_2}}{Q_2 - Q_1}; \quad (3)$$

$$A = \overline{\Delta P_1} + B(Q_1 + Q_0); \quad (4)$$

$$P_{SV}^0 = P_{SV0} - AQ_0 + BQ_0^2, \quad (5)$$

где  $\overline{\Delta P_1} = \frac{P_{SV1} - P_{SV0}}{Q_1 - Q_0}$ ,  $\overline{\Delta P_2} = \frac{P_{SV2} - P_{SV0}}{Q_2 - Q_0}$ .

Как отмечалось выше, наиболее распространенным способом регулирования производительности центробежных вентиляторов является регулирование изменением угла установки лопаток направляющего аппарата. Для реализации такого способа регулирования следует для каждого типа вентилятора найти обобщенные зависимости найденных параметров от угла установки лопаток направляющего аппарата. С этой целью, найденные по формулам (3), (4) и (5) параметры изображают в виде графиков  $y = f(\overline{\Theta})$ , где  $\overline{\Theta}$  — степень открытия направляющего аппарата, вычисляемая по формуле

$$\overline{\Theta} = \frac{\Theta_i}{\Theta_{max}},$$

здесь  $\Theta_i$  — текущее значение угла установки лопатки, °;  $\Theta_{max}$  — максимальный угол установки лопатки, при котором направляющий аппарат считается полностью открытым,  $\Theta_{max} = 90^\circ$ . При этом диапазон изменения степени открытия, согласно заводским данным, составляет  $\overline{\Theta} = 0,333...1,000$ .

Далее процесс подбора эмпирических формул осуществляется в два этапа: сначала выбирается вид формулы, затем определяются численные значения ее коэффициентов по одному из известных способов обработки экспериментальных данных, например по способу наименьших квадратов.

Для подбора вида формулы выбирают функциональную зависимость из числа наиболее простых, сравнивая их графики с графиками заданных функций с последующей проверкой возможности их применения по методу выравнивания. Метод выравнивания основан на предположении, что между  $y$  и  $x$  существует зависимость определенного вида, когда некоторые преобразованные величины  $X = \varphi(x, y)$  и  $Y = \psi(x, y)$  связаны между собой линейной зависимостью. При выдвинутом предположении для модельного ряда центробежных вентиляторов главного проветривания шахт было установлено, что такими зависимостями могут быть: линейная функция  $y = ax + b$ , степенная функция  $y = ax^b$ , и ее разновидность  $y = ax^b + c$  (если график функции смещен в направлении оси  $Oy$ ). В случае использования линейной функции возможны преобразования величин:  $Y = y \cdot \overline{\Theta}$  и  $X = \overline{\Theta}$  или  $Y = \frac{y}{\overline{\Theta}}$  и  $X = \overline{\Theta}$ . Степенную функцию выравнивают  $X = \ln x$  и  $Y = \ln y$  (или  $Y = \ln \frac{y}{\overline{\Theta}}$ ). Разновидность степенной функции выравнивается:  $X = \ln \overline{\Theta}$  и  $Y = \ln(y - c)$  (или  $Y = \ln \left[ \frac{y}{\overline{\Theta}} - c \right]$ ), определив сначала  $c$ . Для этого находят на графике заданной функции три

точки с абсциссами  $x_1, x_2$ , и  $x_3 = \sqrt{x_1 \cdot x_2}$  и ординатами соответственно,  $y_1, y_2, y_3$  и принимают

$$c = \frac{y_1 \cdot y_2 - y_3^2}{y_1 + y_2 - 2y_3} \quad (x_1 \text{ и } x_2 \text{ выбирают произвольно}).$$

Используя описанную выше методику для центробежного вентилятора, например, ВЦ-31,5М были получены эмпирические формулы:

$$A = 37,91(\bar{\Theta})^{-0,793}, \tag{6}$$

$$B = 0,297(\bar{\Theta})^{-1,238}, \tag{7}$$

$$P_{SV}^0 = 4308 - 522,6(\bar{\Theta})^{-1}. \tag{8}$$

Погрешность аппроксимации графических исходных данных зависимостями с использованием найденных параметров  $A, B$  и  $P^0$  в диапазоне изменения угла установки лопаток направляющего аппарата от  $\Theta = 30^\circ$  до  $\Theta = 90^\circ$  составляет  $\pm 2,2\% \dots \pm 4,6\%$ , что вполне приемлемо для дальнейших исследований динамических режимов работы вентиляторной установки, возникающих при ее пуске и регулировании.

Ниже рассматривается динамический процесс разгона потока воздуха в вентиляционной сети при пуске вентиляторной установки. Начальными условиями является работа вентилятора с полностью закрытым направляющим аппаратом, когда  $\bar{\Theta} = 0, n = n_n, Q = 0$ . В момент времени  $t = t_0$  лопатки направляющего аппарата мгновенно устанавливаются в положение «открыто»  $\bar{\Theta} = 1$ , а в вентиляционной выработке начинается разгон потока за счет инерционного давления, являющегося частью статического аэродинамического давления, создаваемого вентилятором. Инерционное давление порождает движущую силу, под действием которой скорость потока в выработке изменяется от нуля до номинальной величины, определяемой точкой пересечения напорных характеристик вентилятора  $P_{SV} = f(Q)$  и вентиляционной сети  $P_c = \varphi(Q)$  как показано на рис. 2.

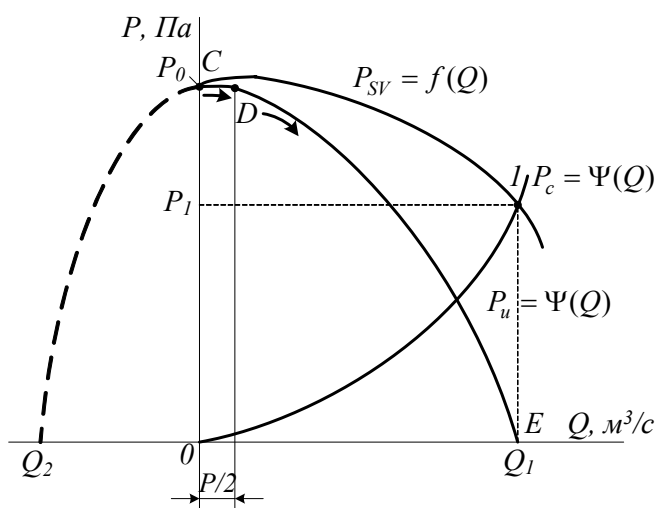


Рисунок 2. – К определению инерционного давления вентиляторной установки

Инерционное давление  $P_u = \Psi(Q)$

связано со статическим давлением вентилятора и потерей давления в вентиляционной сети уравнением баланса давлений

$$P_{SV} = P_u + P_c$$

откуда  $P_u = P_{SV} - P_c$  (9)

где  $P_c = RQ^2$ , (10)

$R$  — гидродинамическое сопротивление выработки,  $\text{Па}/\text{м}^6/\text{с}^2$ ,  $Q$  — подача вентилятора,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

С учетом (1), (9) и (10), после преобразований находим

$$P_u = P_{SV}^0 + AQ - (B + R)Q^2,$$

или

$$P_u = -(B + R)(Q^2 - pQ - q), \tag{11}$$

где  $P_{SV}^0$  — начальное статическое давление, создаваемое вентилятором,  $\text{Па}$  и определяемое из уравнения (8);  $Q$  — производительность вентилятора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $A$  и  $B$  — эмпирические коэффициенты уравнения напорной характеристики вентилятора, определяемые из

уравнений (6) и (7) соответственно:  $p = \frac{A}{B + R}, \text{м}^3/\text{с}$ ;  $q = \frac{P_{SV}^0}{B + R}, \text{м}^6/\text{с}^2$ .

Правую часть уравнения (11) представим в виде простейших множителей. Для этого определим корни характеристического уравнения:

$$-(B+R)(Q^2 - pQ - q) = 0.$$

Так как  $-(B+R) \neq 0$ , то

$$Q^2 - pQ - q = 0. \quad (12)$$

Корнями этого уравнения являются:

$$Q_{1,2} = \frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} + q}.$$

Из теоремы Виета следует

$$Q_1 \cdot Q_2 = -q; \quad Q_1 + Q_2 = p.$$

После подстановки величин  $q$  и  $p$  в уравнение (12) и соответствующих преобразований, получим:

$$Q^2 - pQ - q = (Q - Q_1)(Q - Q_2).$$

С учетом найденного выражения, уравнение (11) запишется в виде

$$P_u = (B+R)(Q_1 - Q)(Q - Q_2) \quad (13)$$

Движущая сила  $F$  и инерционное давление  $P_u$  связаны между собой уравнением

$$F = P_u \cdot \omega, \quad (14)$$

где  $\omega$  — площадь поперечного сечения вентиляционной выработки в свету,  $m^2$ .

Если пренебречь изменением плотности воздуха, имеющем место при изменении влажности, температуры и давления в шахтных выработках, то динамика процесса разгона потока, в первом приближении, может быть описана известным уравнением механики:

$$F = m \frac{dv}{dt}, \quad (15)$$

где  $m$  — масса воздуха, перемещаемого по выработке, кг ( $m = \rho_w \cdot \omega \cdot L$ );  $v$  — средняя скорость воздушного потока, м/с ( $v = \frac{Q}{\omega}$ );  $Q$  — производительность вентилятора,  $m^3/c$ ;  $L$  — длина выработки, м;  $F$  — движущая сила, Н;  $\rho_w$  — плотность «стандартного» воздуха, кг/м<sup>3</sup> ( $\rho_w = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>).

С учетом значений  $m$  и  $v$  уравнение (15) приведем к виду

$$F = \rho_w \cdot L \cdot \frac{dQ}{dt}. \quad (16)$$

Решая (14) и (16) относительно  $dt$ , находим

$$dt = \frac{\rho_w L}{\omega} \frac{dQ}{P_u}.$$

После интегрирования имеем

$$t = \frac{\rho_w L}{\omega} \int_0^Q \frac{dQ}{P_u}.$$

С учетом (13) запишем:

$$t = \frac{\rho_w L}{\omega(B+R)} \int_0^Q \frac{dQ}{(Q_1 - Q)(Q - Q_2)}. \quad (17)$$

Разлагая подинтегральное выражение на сумму, а затем интегрируя в пределах, обозначенных участками  $CD$  и  $DE$  на характеристике инерционного давления  $P_u = \Psi(Q)$  (см. рис.2), окончательно получим:

$$t = \frac{\rho_w \cdot L}{\omega(B+R)(Q_1 - Q_2)} \left[ \int_0^{b/2} \frac{dQ}{(Q - Q_2)} - \int_{b/2}^Q \frac{dQ}{(Q_1 - Q)} \right] = \frac{\rho_w \cdot L}{\omega(B+R)(Q_1 - Q_2)} \ln \left| \frac{(p/2 - Q_2)(Q_1 - p/2)}{Q_2(Q_1 - Q)} \right|. \quad (18)$$

Обозначим

$$T = \frac{\rho_w \cdot L}{\omega(B+R)(Q_1 - Q_2)}, \quad (19)$$

где  $Q_1, Q_2$  – корни характеристического уравнения (12),  $m^3/c$ ;  $R$  – аэродинамическое сопротивление выработки, рассчитанное по формуле (10) для координат рабочей точки,  $Па/m^6/c^2$ ;  $B$  — эмпирический коэффициент, определяемый по формуле (7),  $Па/m^6/c^2$ ;  $\rho_w$  — плотность рудничного воздуха,  $кг/м^3$ ;  $L$  — длина выработки,  $м$ ;  $\omega$  — площадь поперечного сечения выработки в свету,  $м^2$ .

В условиях действующей шахты параметры  $L$  и  $\omega$  определяют из существующей на шахте схемы вентиляции, а на этапе проектирования новых горизонтов — приближенно по эквивалентному отверстию вентиляционной сети. Как известно [2], площадь условно круглого отверстия, сопротивление которого равно сопротивлению шахтной сети, определяют по формуле:

$$\omega = 1,19 \cdot \frac{Q}{\sqrt{P_{СТ}}}, \quad м^2 \quad (20)$$

где  $Q$  и  $P_{СТ}$  – производительность и давление, развиваемые вентилятором в рабочей точке 1 (см. рис. 2):  $Q = Q_1, м^3 / с$ ;  $P_{СТ} = P_1, Па$ ; 1,19 – размерный коэффициент,  $кг^{0,5} \cdot м^{-1,5}$ .

Аэродинамическое сопротивление выработки связано с ее длиной и площадью сечения зависимостью:

$$R = \frac{L \cdot \alpha \cdot P}{\omega^3}, \quad (21)$$

откуда

$$L = \frac{R \cdot \omega^3}{\alpha \cdot P}, \quad (22)$$

где  $P = 3,544\sqrt{\omega}$  – периметр круга эквивалентного отверстия,  $м$  ;

$\alpha$  – коэффициент аэродинамического сопротивления замещающей выработки, зависит от формы и вида крепления,  $кг/м^3$ .

Величина  $\alpha$  принимается из справочной литературы по проектированию вентиляционных сетей.

Из (18) с учетом (19) определим время чистого запаздывания:

при  $Q = 0, t = \tau$ :

$$\tau = T \ln \left| \frac{(p/2 - Q_2)(Q_1 - p/2)}{Q_1 \cdot Q_2} \right|, \quad (23)$$

при  $Q = Q' = 0,95Q_1, t = t_{раз}$

$$t_{раз} = T \ln \left| \frac{(p/2 - Q_2)(Q_1 - p/2)}{Q_2(Q_1 - Q')} \right|, \quad (24)$$

где  $Q_1'$  — производительность вентилятора в рабочей точке,  $м^3/с$ .

С использованием формулы (18) могут быть построены графики разгона потока, получены графики передаточных функций, а также определены графическим путем численные значения коэффициентов этих функций.

Анализ результатов исследований показал, что вентиляторная установка в пусковом режиме как объект автоматизации представляет собой объект с самовыравниванием и в динамическом отношении может быть представлена передаточной функцией в виде апериодического звена первого порядка с запаздыванием:

$$W(s) = e^{-s\tau} \frac{\kappa}{Ts + 1}, \quad (25)$$

где  $\kappa$  — передаточный коэффициент, характеризующий свойство звена в статическом режиме и численно равный производительности вентилятора в рабочей точке  $Q_1$ ,  $m^3/c$ ;  $\tau$  — транспортное запаздывание, характеризующее задержку сигнала во времени в протяженной вентиляционной выработке,  $c$ ;  $T$  — постоянная времени, характеризующая инерционность звена,  $c$ . Параметры  $\tau$  и  $T$  — вычисляются по формулам (23) и (19).

График линейной части переходной характеристики описывается уравнением

$$h(t) = \kappa(1 - e^{-\frac{t}{T}}) \cdot I(t), \quad (23)$$

и характеризует переходный процесс в рассматриваемом звене при нулевых начальных условиях и ступенчатом входном воздействии.

#### Выводы

1. Получены новые математические зависимости, позволяющие расчетным путем определить основные динамические характеристики объекта в пусковом режиме.
2. Определены границы применения полученных зависимостей, обусловленные зонами промышленного использования вентиляторов с максимальным КПД
3. Полученные результаты не противоречат основным положениям теории лопастных турбомашин, к которым относятся центробежные вентиляторы главного проветривания шахты.

#### Список использованной литературы

1. Картавый Н.Г. Шахтные стационарные установки: справоч. пособие / Н.Г. Картавый, А.А. Топорков. — М.: Недра, 1978. — 263 с.
2. Гейер В.Г. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: учебник для вузов / В.Г. Гейер, Г.М. Тимошенко. — М.: Недра, 1987. — 270 с.

Надійшла до редакції:  
06.02.2012р.

Рецензент:  
д-р техн.наук, проф. Ковальов Є.Б.

*E.K. Nikulin. Method of Determination of Dynamic Parameters of the Ventilator Setting as a Link of the System of Automatic Control. The graph-analytic analysis of work of the mine ventilator settings equipped the centrifugal superchargers is carried out.. Unknown mathematical dependences, allowing calculating the basic dynamic parameters of transmission function of the examined link of control system of ventilators in the starting mode are defined..*

**Keywords:** ventilator setting, starting mode, method, dynamic descriptions, calculation dependences, transmission function.

**Е.К. Нікулін. Методика визначення динамічних параметрів вентиляторної установки як ланки системи автоматичного регулювання.** Виконано графо-аналітичний аналіз роботи шахтних вентиляторних установок, обладнаних відцентровими нагнітачами серійних типорозмірів. Встановлено раніше невідомі математичні залежності, що дозволяють вирахувати основні динамічні параметри передавальної функції розглянутої ланки системи управління вентиляторними в пусковому режимі.

**Ключові слова:** вентиляторна установка, пусковий режим, методика, динамічні характеристики, розрахункові залежності, передавальна функція.

© Нікулін Е.К., 2012