

Об оценке аэродинамической эффективности вентиляционных систем

В. Г. Караджи, канд. техн. наук, ООО «ИННОВЕНТ»
Ю. Г. Московко, ООО «ИННОВЕНТ»

При проектировании вентиляционной системы в соответствии с действующими нормами и правилами определяется необходимая производительность вентиляционной установки, а если это воздухоприточная система, то и необходимые затраты на обработку воздуха. Эти параметры являются неизменными для данной вентиляционной системы, в то время как сама система может быть построена различными способами: например, может быть различная прокладка воздуховодов, различное количество параллельных ветвей и, соответственно, различные потери в приточной/вытяжной системе. Для разных вариантов проектируемой вентиляционной системы мерилom аэродинамической эффективности является потребляемая установкой мощность, а реальным рычагом ее уменьшения является уменьшение аэродинамических потерь системы. А как быть при определении эффективности вентиляционных систем с различной производительностью? В настоящее время, насколько нам известно, не существует критерия, позволяющего оценивать аэродинамическую эффективность вентиляционных систем.

Покажем суть проблемы на примере воздухоприточной системы: производительность вентилятора $L = 36\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($10 \text{ м}^3/\text{с}$), воздух раздается из воздухораспределительных устройств со скоростью истечения $V_{\text{вых}} = 1,5 \text{ м/с}$, полное аэродинамическое сопротивление сети (включая потери на подготовку воздуха) $p_c = 642 \text{ Па}$. Потребляемая вентилятором мощность: $N_v = p_v L / \eta_v = 7,93 \text{ кВт}$ (где полное давление вентилятора $p_v = p_c$, КПД вентилятора $\eta_v = 0,81$), а суммарная гидравлическая мощность потока, истекающего из всех воздухораспределительных устройств, равна $L p V_{\text{вых}}^2 / 2 = 13,5 \text{ Вт}$. Другими словами, в вентиляторе к воздуху была подведена мощность 7,93 кВт, а на выходе из вентиляционной системы получили поток с мощностью всего 13,5 Вт. Эффективность такой воздухоприточной системы, если оценивать по конечному продукту (доставляемому к потребителю чистому воздуху), составляет всего $13,5 / 7\,930 = 0,00017$, или 0,17%! По-

нятно, что мощность вентилятора в определенных пропорциях была затрачена на фильтрацию, нагрев воздуха, преодоление сопротивления системы воздуховодов, и, как видно, только исключительно малую часть составляет мощность выходящего потока. Что же считать «полезной» и «потерянной» мощностью и как оценивать эти составляющие в общей потребляемой мощности? В данной статье мы предлагаем свой способ оценки аэродинамической эффективности вентиляционных систем.

Определим аэродинамическую эффективность вентиляционной системы как отношение «полезной мощности» к потребляемой мощности вентилятора:

$$\eta_{\text{прит}} = \text{«полезная» мощность} / \text{потребляемая мощность вентилятора.}$$

К «полезной» мощности воздухоприточной системы отнесем мощность, затраченную на подготовку воздуха в

приточной установке, имеющей «нормативные» потери $N_{\text{прит}}^{\text{н}}$ и гидравлическую мощность потока, выходящего из всех воздухораспределительных устройств, $\Sigma N_{\text{вых}}^{\text{н}}$. Под «нормативными» потерями в воздухоприточной установке понимаем рекомендуемые значения аэродинамических потерь в элементах воздухоприточной установки: входном клапане $\Delta p_{\text{вх.кл}}^{\text{н}}$, фильтре $\Delta p_{\text{ф}}^{\text{н}}$ (начальные потери), калорифере (водяном) $\Delta p_{\text{к}}^{\text{н}}$, глушителе $\Delta p_{\text{гл}}^{\text{н}}$ и т. д. Как вариант в табл. 1 приведены значения «нормативных» потерь в воздухоприточных установках в зависимости от производительности.

Очевидно, что значения «нормативных» потерь должны быть определены статистически и соответствующим образом узаконены.

Следует иметь в виду, что аэродинамическая эффективность является сезонным понятием, так как к «полезной» мощности могут быть отнесены только затраты мощности на подготовку воздуха для данного периода года, например, затраты мощности на преодоление потерь в калорифере в летний период являются потерянными для системы.

Мощность, затраченная на подготовку воздуха в воздухоприточной установке, имеющей «нормативные» потери:

$$N_{\text{прит}}^{\text{н}} = L \cdot \Sigma \Delta p_{\text{прит}}^{\text{н}}$$

где L – производительность воздухоприточной установки; $\Sigma \Delta p_{\text{прит}}^{\text{н}}$ – «нормативные» потери давления в воздухоприточной установке: $\Sigma \Delta p_{\text{прит}}^{\text{н}} = \Sigma p_{\text{вх.кл}}^{\text{н}} + \Delta p_{\text{ф}}^{\text{н}} + \Delta p_{\text{к}}^{\text{н}} + \dots + \Delta p_{\text{прит}}^{\text{н}}$ (суммируются только «нормативные» потери устройств, участвующих в обработке воздуха в рассматриваемый период года).

Мощность потока, выходящего из воздухораспределительных устройств:

$$\Sigma N_{\text{вых}} = \Sigma \rho \cdot V_{\text{вых}}^2 L_i / 2 = L \cdot \Sigma \bar{L}_i \cdot \rho V_{\text{вых}}^2 / 2,$$

где $V_{\text{вых}}$ – скорость истечения из i -го воздухораспределительного устройства;

L_i – расход воздуха через i -е устройство;

$$\bar{L}_i = L_i / L.$$

Полное сопротивление сети: $p_c = \Sigma \Delta p_{\text{прит}} + \Sigma \Delta p_{\text{сн}}$,

где $\Sigma \Delta p_{\text{прит}}$ – действительные потери давления в элементах воздухоприточной установки;

$\Sigma \Delta p_{\text{сн}}$ – потери давления в магистральном воздуховоде, включая полные потери в воздухораспределительном устройстве (внутренние потери плюс динамическое давление выходящего потока).

При стационарном режиме полное давление вентилятора равно сопротивлению сети по полным параметрам, то есть $p_v = p_c$.

Таблица 1

Значения «нормативных» потерь в воздухоприточных установках в зависимости от производительности

Параметры	«Нормативные» потери						
	0,1–0,6	0,6–1,2	1,2–2,4	2,4–6	6–12	12–25	25–45
Расход, тыс. м ³ /ч	0,1–0,6	0,6–1,2	1,2–2,4	2,4–6	6–12	12–25	25–45
Потери во входном клапане $\Delta p_{\text{вх.клп}}^n$, Па	20	20	20	20	20	20	20
Потери в фильтре $\Delta p_{\text{ф}}^n$, Па	70	100	100	150	150	150	150
Потери в калорифере $\Delta p_{\text{к}}^n$, Па	40	70	100	100	100	100	100
Потери в глушителе $\Delta p_{\text{гл}}^n$, Па	20	20	20	20	20	20	40

Потребляемая вентилятором мощность: $N_v = p_v L / \eta_v$,

где p_v – полное давление вентилятора;

η_v – КПД вентилятора по полным параметрам.

Тогда эффективность воздухоприточной системы может быть записана в виде:

$$\eta_{\text{прит}} = L(\Sigma \Delta p_{\text{прит}}^n + \Sigma \bar{L}_i \cdot \rho V_{\text{вых}}^2 / 2) / N_v = (\Sigma \Delta p_{\text{прит}}^n + \Sigma \bar{L}_i \cdot \rho V_{\text{вых}}^2 / 2) \eta / (\Sigma \Delta p_{\text{прит}} + \Sigma \Delta p_{\text{сн}}).$$

Если воздуховод (ветви) имеет равномерную раздачу ($L_i = i_{\text{дем}}$ и $V_{\text{вых}} = i_{\text{дем}}$), то:

$$\eta_{\text{прит}} = L(\Sigma \Delta p_{\text{прит}}^n + \rho V_{\text{вых}}^2 / 2) / N_v = (\Sigma \Delta p_{\text{прит}}^n + \rho V_{\text{вых}}^2 / 2) \times \eta_v / (\Sigma \Delta p_{\text{прит}} + \Sigma \Delta p_{\text{сн}}).$$

Известно, что при проектировании вентиляционных систем в большинстве случаев расчетная величина потерь p_c искусственно завышается (или же вентилятор подбирается на большее давление). В этом случае КПД может быть записан как: $\eta_{\text{прит}} = (\Sigma \Delta p_{\text{прит}}^n + \Sigma \bar{L}_i \cdot \rho V_{\text{вых}}^2 / 2) \eta_v / k \cdot p_c^0$, где k – коэффициент «запаса проектировщика», p_c^0 – расчетное значение сопротивления сети.

По аналогии определим эффективность вытяжной системы. «Полезным» эффектом вытяжной системы является перемещение загрязненного воздуха и выброс в атмосферу, а также его обработка: очистка, охлаждение (утилизация теплоты) и т. д. Особенностью же вытяжных систем является то, что кинетическая энергия выбрасываемого воздуха не может относиться к «полезной», так как она в большинстве случаев является потерянной для системы (исключение составляют вытяжные системы, в которых необходимо отвести выбрасываемый воздух как можно дальше от выхода, например,

установки с факельным выбросом). Для увеличения эффективности вытяжной системы, теоретически, следует уменьшать скорость на выходе вплоть до нулевой, что приводит к увеличению габаритов вытяжной установки, и наоборот, попытки уменьшить ее габариты приводят к уменьшению эффективности системы. Чтобы исключить это противоречие, введем понятие «нормативной» скорости выхода потока из системы (вентилятора, воздуховода и т. д.) $V_{\text{вых}}^n$, превышение которой приводит к безвозвратным потерям мощности.

Как и в первом случае, к «полезной» мощности вытяжной системы отнесем мощность, затраченную на обработку воздуха в рассматриваемый период года (фильтрацию, рекуперацию теплоты и т. д.) в вытяжной системе, имеющей «нормативные» потери $N_{\text{выт}}^n$, и гидравлическую мощность потока, выходящего из установки $\Sigma N_{\text{вых}}^n$, определенную по «нормативной» скорости выхода потока $V_{\text{вых}}^n$.

Тогда эффективность обычной вытяжной системы определяется как:

$$\eta_{\text{выт}} = L(\Sigma \Delta p_{\text{выт}}^n + \rho V_{\text{вых}}^n / 2) / N_v \text{ или } \eta_{\text{выт}} = (\Sigma \Delta p_{\text{выт}}^n + \rho V_{\text{вых}}^n / 2) \eta_v / (\Sigma \Delta p_{\text{выт}} + \Sigma \Delta p_{\text{сн}}),$$

где $\Sigma \Delta p_{\text{выт}}^n$ – действительные потери давления в элементах вытяжной установки;

$\Sigma \Delta p_{\text{сн}}$ – потери давления в воздуховодах вытяжной системы, включая полные потери выхода потока (если выход потока непосредственно из вентилятора, то потери выхода потока $\rho V_{\text{вых}}^n / 2$).

Если же вытяжная система должна обеспечить увод загрязненного воздуха, то гидравлическая мощность выходящего потока не является потерянной и в этом случае вместо

«нормативной» скорости принимается действительная скорость выхода потока $V_{\text{вых}}$.

Покажем на нескольких примерах эффективность вентиляционных систем.

1. Струйный вентилятор установлен в помещении и работает в режиме рециркуляции (отсутствуют аэродинамические потери). Эффективность системы: $\eta = L\rho V_{\text{вых}}^2 / 2 / N_v$, а так как полное давление вентилятора $p_v = \rho \times V_{\text{вых}}^2 / 2$, то эффективность струйной вентиляции $\eta = \eta_v$, то есть равна полному КПД струйного вентилятора.

2. Воздухоприточная установка с производительностью $L = 36\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($10 \text{ м}^3/\text{с}$) работает на сеть, состоящую из одной ветви, условно разбитой на три участка, с одним поворотом на каждом участке. Раздача воздуха происходит на каждом участке через одно воздухораспределительное устройство, $L_i = 12\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Суммарные потери давления в воздуховодах (без потерь в воздуховыпускных устройствах) $\Sigma\Delta p'_{\text{сн}} = 330 \text{ Па}$. «Нормативные» потери воздухоприточной установки $\Sigma\Delta p'_{\text{прит}} = \Delta p'_{\text{вх.кл}} + \Delta p'_{\text{ф}} + \Delta p'_{\text{к}} + \Delta p'_{\text{ст}} = 310 \text{ Па}$.

2.1. Определим эффективность приточной системы при условии, что истечение из воздухораспределительных устройств происходит со скоростью $V_{\text{вых}} = 1,5 \text{ м/с}$, а потери в установке равны «нормативным» $\Sigma\Delta p'_{\text{прит}} = \Sigma\Delta p'_{\text{прит}} = 310 \text{ Па}$. Динамическое давление потока, выходящего из воздухораспределительных устройств: $\rho V_{\text{вых}}^2 / 2 = 1 \text{ Па}$. Потери давления в воздухораспределительных устройствах $\Delta p_{\text{вык}} = \zeta \rho V_{\text{вык}}^2 / 2 = 1,2 \cdot 1,5^2 / 2 = 1,35 \text{ Па}$ ($\zeta = 1,5$). Расчетное сопротивление сети: $p_{\text{сн}} = \Sigma\Delta p'_{\text{сн}} + \Sigma\Delta p'_{\text{прит}} + \Delta p_{\text{вык}} = 642 \text{ Па}$. Примем, что в приточной установке используется вентилятор ВР-80-70-12,5, при расчетной производительности и полном давлении $p_v = 642 \text{ Па}$, потребляемая вентилятором мощность $N_v = p_v L / \eta_v = 7,93 \text{ кВт}$ (полный КПД вентилятора $\eta_v = 0,81$, частота вращения $n = 536 \text{ об/мин}$).

Эффективность вентсистемы: $\eta_{\text{прит}} = L(\Sigma\Delta p'_{\text{прит}} + \rho V_{\text{вык}}^2 / 2) / N_v = 0,392$.

Рассмотрим несколько вариантов исполнения вентиляционной системы.

2.2. Примем, что в результате изменения конфигурации воздуховодов (уменьшение сечения, использование гибких

воздуховодов и т. д.) сопротивление воздуховодов увеличилось и составило 415 Па. Расчетное сопротивление сети $p_{\text{сн}} = \Sigma\Delta p'_{\text{сн}} + \Sigma\Delta p'_{\text{прит}} + \Delta p_{\text{вык}} = 727 \text{ Па}$. Заданная производительность может быть получена при $n = 559 \text{ об/мин}$, потребляемая вентилятором мощность: $N_v = 8,92 \text{ кВт}$ ($\eta_v = 0,815$).

Эффективность вентиляционной системы: $\eta_{\text{прит}} = 0,349$.

2.3. Полагаем, что аэродинамические потери в воздуховодах были уменьшены до 280 Па. В этом случае сопротивление сети: $p_{\text{сн}} = \Sigma\Delta p'_{\text{сн}} + \Sigma\Delta p'_{\text{прит}} + \Delta p_{\text{вык}} = 592 \text{ Па}$. Заданная производительность может быть получена при $n = 522 \text{ об/мин}$, потребляемая при этом мощность: $N_v = 7,345 \text{ кВт}$ ($\eta_v = 0,806$).

Эффективность вентиляционной системы: $\eta_{\text{прит}} = 0,423$.

2.4. В последнее время наблюдается практика умышленного проектирования воздухоприточных установок минимальных габаритов и, соответственно, минимальной стоимости. В этом случае скорость потока в установке значительно превышает рекомендуемые значения, что приводит к увеличенным потерям в элементах приточной установки (клапане, фильтре, калорифере и т. д.). Полагаем, что потери в приточной установке увеличились и стали больше «нормативных» на 50 Па, а остальные параметры – как в варианте 2.1. Сопротивление сети: $p_{\text{сн}} = \Sigma\Delta p'_{\text{сн}} + \Sigma\Delta p'_{\text{прит}} + \Sigma\Delta p_{\text{вык}} = 692 \text{ Па}$. Заданная производительность может быть получена при $n = 551 \text{ об/мин}$, потребляемая при этом мощность: $N_v = 8,49 \text{ кВт}$ ($\eta_v = 0,815$).

Эффективность вентиляционной системы $\eta_{\text{прит}} = 0,366$.

2.5. Примем параметры установки по варианту 2.1, но положим, что истечение происходит из сопловых устройств со скоростью $V_{\text{вык}} = 10 \text{ м/с}$. Динамическое давление потока, истекающего из сопловых устройств, $\rho V_{\text{вык}}^2 / 2 = 1,2 \cdot 10^2 / 2 = 60 \text{ Па}$, а потери давления $\zeta \rho V_{\text{вык}}^2 / 2 = 66 \text{ Па}$ ($\zeta = 1,1$). Сопротивление сети (по полным параметрам): $p_{\text{сн}} = \Sigma\Delta p'_{\text{сн}} + \Sigma\Delta p'_{\text{прит}} + \Sigma\Delta p_{\text{вык}} = 706 \text{ Па}$. Заданная производительность может быть получена при $n = 555 \text{ об/мин}$, потребляемая при этом мощность: $N_v = 8,66 \text{ кВт}$ ($\eta_v = 0,815$).

Эффективность вентсистемы $\eta_{\text{прит}} = 0,427$.

Для удобства анализа результаты расчетов сведены в табл. 2 (указаны изменения относительно исходного варианта).

Таблица 2

Вариант	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
	Исходный вариант ($\Sigma\Delta p'_{\text{сн}} = 330 \text{ Па}$)	Увеличенные потери в воздуховодах ($\Sigma\Delta p'_{\text{сн}} = 415 \text{ Па}$)	Уменьшенные на 68 Па потери в воздуховодах ($\Sigma\Delta p'_{\text{сн}} = 280 \text{ Па}$)	Увеличенные на 50 Па потери в приточной установке	Скорость истечения $V_{\text{вык}} = 10 \text{ м/с}$
$\eta_{\text{прит}}$	0,392	0,349	0,423	0,366	0,427

Как видно из таблицы, увеличение потерь в системе приводит к уменьшению эффективности и, наоборот, уменьшение потерь – к увеличению. Увеличение же скорости истечения приводит к увеличению эффективности вентсистемы, так как проявляется положительный эффект перемешивания воздуха.

3. Рассмотрим эффективность вытяжной системы с производительностью $6\ 500\ \text{м}^3/\text{ч}$. Полагаем при этом, что в помещении сохраняется баланс притока/вытяжки. Примем, что «нормативная» скорость выхода потока $V_{\text{вых}}^H = 10\ \text{м/с}$.

3.1. Установим крышный радиальный вентилятор ВКРМ 5-03 с производительностью $6\ 500\ \text{м}^3/\text{ч}$. При отсутствии сопротивления потребляемая мощность вентилятора равна: $N_v = 0,3\ \text{кВт}$ (снято с аэродинамической характеристики вентилятора [1]). Эффективность вытяжной системы $\eta_{\text{выт}} = L(\rho V_{\text{вых}}^{H2} / 2) / N_v = 0,36$.

3.2. Установим осевой вентилятор ВО-14-320-5. При производительности $6\ 500\ \text{м}^3/\text{ч}$ полное давление вентилятора $p_v = p_{dv} = 72\ \text{Па}$, $\eta_v = 0,71$. Потребляемая мощность вентилятора $N_v = p_v L / \eta_v = 0,183\ \text{кВт}$. Эффективность вытяжной системы $\eta_{\text{выт}} = L(\rho V_{\text{вых}}^{2H} / 2) / N_v = 0,59$.

В данном случае эффективность вытяжной вентсистемы целиком определяется величиной КПД вентилятора на режиме максимальной производительности.

3.3. Полагаем, что по ряду причин пришлось отказаться от крышных вентиляторов и установить протяженную вытяжную вентиляционную систему, общее сопротивление элементов которой при производительности $6\ 500\ \text{м}^3/\text{ч}$ составляет $\Sigma \Delta p_{\text{сн}} = 400\ \text{Па}$. При расчете эффективности приведенных ниже вытяжных систем предполагалось, что сеть проходила через эту точку, то есть сопротивление элементов сети изменялось пропорционально квадрату изменения производительности.

3.4. Установим на выходе из сети радиальный вентилятор в спиральном корпусе ВР86-77-5. Рабочим режимом вентилятора (пересечение сети и характеристики вентилятора) является точка с производительностью несколько больше заданной $7\ 200\ \text{м}^3/\text{ч}$, при этом полное давление вентилятора (равное сопротивлению сети плюс динамическое давление на выходе из вентилятора) $p_v = 650\ \text{Па}$, полный КПД $\eta_v = 0,83$ [1]. Потребляемая вентилятором мощность $N_v = p_v L / \eta_v = 1,57\ \text{кВт}$. При «нормируемой» скорости $V_{\text{вых}}^H = 10\ \text{м/с}$, эффективность вытяжной системы $\eta_{\text{выт}} = L(\rho V_{\text{вых}}^{2H} / 2) / N_v = 0,076$.

Напоминаем, что при производительности $7\ 200\ \text{м}^3/\text{ч}$ скорость выхода потока из вентилятора $V_{\text{вых}} = 16,3\ \text{м/с}$, а динамическое давление вентилятора $p_d = \rho V_{\text{вых}}^2 / 2 = 159\ \text{Па}$. Безвозвратно потерянная мощность выбрасываемого потока: $p_d L / \eta_v = 384\ \text{Вт}$, что составляет 25 % потребляемой мощности вентилятора.

3.5. Для уменьшения потерь мощности, связанной с выходом потока, установим на выходе из вентилятора диффузор с расширением, обеспечивающим скорость потока на выходе $V_{\text{вых}} = 5\ \text{м/с}$. Используем диффузор с односторонним углом раскрытия 200 (степень расширения $n = 3,5$, коэффициент полных потерь $\zeta_{\text{диф}} = 0,26$ [2]). В этом случае производительность вентилятора, как и следовало ожидать, увеличилась и составила $7\ 700\ \text{м}^3/\text{ч}$. Полное давление вентилятора на этом режиме $p_v = 561\ \text{Па}$, $\eta_v = 0,82$, а потребляемая мощность $N_v = p_v L / \eta_v = 1,59\ \text{кВт}$. Эффективность вытяжной системы $\eta_{\text{выт}} = L(\rho V_{\text{вых}}^{2H} / 2) / N_v = 0,081$.

Следует отметить, что эффективность вытяжной системы с диффузором оказалась больше, несмотря на то, что при увеличении производительности потери в элементах системы увеличились в $(7\ 700 / 7\ 200)^2 = 1,14$ раза. Для того чтобы провести анализ при одинаковых потерях в элементах системы, изменим частоту вращения вентилятора с диффузором так, чтобы его производительность стала равной прежней, то есть $7\ 100\ \text{м}^3/\text{ч}$. В этом случае необходимо уменьшить частоту вращения в $7\ 200 / 7\ 700 = 0,935$ раза, тогда потребляемая мощность составит $0,9353 \times 1,59 = 1,3\ \text{кВт}$ (напоминаем, что КПД вентилятора при изменении частоты вращения не меняется). Эффективность вытяжной системы, без учета потерь в частотном преобразователе, в этом случае будет равна $0,099$, то есть на 23 % больше, чем у вентилятора без диффузора.

Таким образом, на ряде примеров мы показали, что предложенный критерий позволяет оценивать аэродинамическую эффективность вентиляционных систем. Наличие такого критерия позволяет оценивать как действующие системы, так и проектные решения. Достаточно разбить приточные и вытяжные системы на ряд групп (промышленные, офисные и др.) и для них установить диапазон рекомендуемых значений эффективности. Можно представить себе, что наряду с потребляемой мощностью и другими параметрами в проектной документации появятся также и расчетные значения эффективности вентиляционных систем, а вентиляционные системы с эффективностью менее рекомендуемой будут просто исключаться из рассмотрения.

Мы предполагаем, что данная статья вызовет дискуссию и заранее благодарны за конструктивные замечания. В следующей статье мы постараемся показать различные возможности увеличения эффективности систем вентиляции.

Литература

1. Каталог ООО «Мовен», 2007.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. Изд. 3-е перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1992. ■