

УДК 697.92

## АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ ПРИТОЧНОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

**Ермолаев Анатолий Алексеевич,**

Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета имени А. Г. и Н. Г. Столетовых, г. Муром

E-mail: ermolaeff2020@mail.ru

### Аннотация

В работе представлен комплексный расчет и проектирование приточной системы общеобменной вентиляции. Определен расчетный воздухообмен для теплого, переходного и холодного периодов года с учетом тепло- и влаговывделений, а также газовых выбросов. Проведен аэродинамический расчет воздуховодов, целью которого является определение сечений воздуховодов, оценка суммарных потерь давления в системе и подбор основного оборудования. На основании расчетов выбран центробежный вентилятор высокого давления и определена требуемая мощность электродвигателя. Расчеты обеспечивают проектный расход воздуха во всех точках системы с минимальными энергозатратами и уровнем шума.

**Ключевые слова:** приточная вентиляция, вентилятор, аэродинамический расчет, воздухообмен.

## AERODYNAMIC CALCULATION OF AIR DUCTS OF THE SUPPLY VENTILATION SYSTEM

**Ermolaev Anatoly Alekseevich,**

Murom Institute (branch) Vladimir State University named after A. G. and N. G. Stoletov, Murom

### ABSTRACT

The paper presents a comprehensive calculation and design of supply ventilation system of general exchange ventilation. The design air exchange for warm, transitional and cold periods of the year is determined, taking into account heat and moisture releases, as well as gas emissions. An aerodynamic calculation of the ducts was carried out, the purpose of which is to determine the cross-sections of the ducts, to estimate the total pressure losses in the system and to select the main equipment. Based on the calculations, a high-pressure centrifugal fan was selected and the required power of the electric motor was determined. The calculations ensure the design air flow at all points of the system with minimal energy consumption and noise level.

**Keywords:** supply ventilation, fan, aerodynamic calculation, air exchange.

## Цель и актуальность работы

Системы вентиляции являются неотъемлемой частью обеспечения нормативных параметров воздушной среды в производственных помещениях. Их главная задача – удаление избытков тепла, влаги, вредных веществ и подача чистого воздуха, что необходимо для соблюдения условий безопасности и комфорта персонала, а также для обеспечения технологических процессов [1].

Целью данной работы является аэродинамический расчет и проектирование приточной системы вентиляции. Для достижения этой цели в работе решен ряд задач:

1. Определена производительность приточной и вытяжной систем вентиляции для трех периодов года: теплого, переходного и холодного.
2. Рассчитан воздухообмен, необходимый для ассимиляции тепло- и влаговыделений, а также для разбавления газовых вредностей (угарного и углекислого газа) до уровня ПДК.
3. Выполнен аэродинамический расчет сети воздуховодов, включающий определение их сечений, скоростей движения воздуха и потерь давления.
4. Произведен подбор центробежного вентилятора высокого давления и электродвигателя с проверкой по требуемой мощности.

Правильно выполненный расчет позволяет оптимизировать капитальные и эксплуатационные затраты, обеспечить надежную и энергоэффективную работу системы на протяжении всего срока ее службы [1].

## Расчет общеобменной вентиляции

1) Производительность приточной системы в теплый период года, кг/ч, определена по формуле [2]:

$$G_{\text{пр}} = \frac{m \cdot \left(\frac{Q}{1,163}\right)}{0,24 \cdot (t_{\text{рз}} - t_{\text{пр}})} + (1 - m) \cdot \sum G_{\text{м.о.}}$$

где  $Q$  – общее количество теплоступлений в помещение в теплый период года, Вт;  
 $t_{\text{рз}}$  – температура воздуха в рабочей зоне, °С,  $t_{\text{рз}}=29$

$t_{\text{пр}}$  – температура воздуха, поступающего из приточной вентиляции, °С;  $t_{\text{пр}}=28$

$m$  – коэффициент = 0,45.

$\sum G_{\text{м.о.}}$  – общий расход воздуха местными отсосами, кг/ч:

$$\sum G_{\text{м.о.}} = \sum L_{\text{м.о.}} \cdot \rho_{\text{тпз}},$$

где  $\sum L_{\text{м.о.}}$  – общий объемный расход воздуха местными отсосами;

$\rho_{\text{тпз}}$  – плотность воздуха в рабочей зоне, кг/м<sup>3</sup>:

$$\sum G_{\text{м.о.}} = 3950 \cdot 1,18 = 4661 \text{ кг/ч}$$

$$G_{\text{пр}} = \frac{0,45 \cdot \left(\frac{64148}{1,163}\right)}{0,24 \cdot (29 - 28)} + (1 - 0,45) \cdot 4661 = 105984 \text{ кг/ч}$$

Температура удаляемого воздуха, °С

$$t_{\text{yx}} = \frac{t_{\text{рз}} - (1 - m) \cdot t_{\text{пр}}}{m}$$

$$t_{\text{yx}} = \frac{25 - (1 - 0,45) \cdot 28}{0,45} = 21,3$$

Количество воздуха, удаляемого из помещения:

$$G_{\text{выт}} = G_{\text{пр}} - \sum_{\text{м.о.}} G$$

$$G_{\text{выт}} = 105984 - 4661 = 101323 \text{ кг/ч}$$

Объем приточного воздуха, м<sup>3</sup>/ч:

$$L_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}}}{\rho_{t_{\text{пр}}}}$$

где  $\rho_{t_{\text{пр}}}$  - плотность приточного воздуха, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_{t_{\text{пр}}} = 353 / (273 + t_{\text{пр}})$$

$$\rho_{t_{\text{пр}}} = 353 / (273 + 28) = 1,17 \text{ кг/м}^3$$

$$L_{\text{пр}} = \frac{105984}{1,17} = 90585 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Объем удаляемого воздуха, м<sup>3</sup>/ч:

$$L_{\text{выт}} = \frac{G_{\text{выт}}}{\rho_{t_{\text{ух}}}}$$

где  $\rho_{t_{\text{ух}}}$  - плотность удаляемого воздуха, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_{t_{\text{ух}}} = 353 / (273 + t_{\text{ух}})$$

$$\rho_{t_{\text{ух}}} = 353 / (273 + 29) = 1,16 \text{ кг/м}^3$$

$$L_{\text{выт}} = \frac{101323}{1,16} = 87347 \text{ м}^3/\text{ч}$$

2) Производительность приточной системы в переходный и зимний периоды, кг/ч, определена по формуле [2]:

$$G_{\text{пр}} = \frac{\frac{Q}{0,163} + 0,24 \cdot (t_{\text{ух}} - t_{\text{рз}}) \cdot \sum G_{\text{м.о.}}}{0,24 \cdot (t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})} - \frac{Q_{\text{уд}}}{0,24}$$

где  $Q$  - общее количество теплоступлений в помещение, Вт;

При подаче подогретого наружного воздуха  $t_{\text{пр}}$  берется на 4-6 °С ниже температуры воздуха в помещении;  $t_{\text{пр}} = 17 - 5 = 12$

$Q_{\text{уд}}$  - удельные теплопотери наружных ограждающих конструкций, Вт/°С:

$$Q_{\text{уд}} = \frac{Q_{\text{г}}}{t_{\text{ср}} - t_{\text{н}}^{\text{в}'}}$$

где  $t_{\text{ср}}$  - среднее значение температуры воздуха в помещении, °С:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ух}} + t_{\text{рз}}}{2},$$

Для холодного и переходного периодов года температура удаляемого воздуха равна:

$$t_{\text{ух}} = \frac{t_{\text{рз}} - (1 - m) \cdot t'_{\text{пр}}}{m},$$

где  $t'_{\text{пр}}$  - температура приточного воздуха, поступающего в рабочую зону:

$$t'_{\text{пр}} = t_{\text{рз}} - \Delta t_{\text{норм}} \text{ °С},$$

$\Delta t_{\text{норм}} = 5 - 8$  °С для переходного периода,  $\Delta t_{\text{норм}} = 8$  °С для холодного периода года.

Холодный период  $t'_{\text{пр}} = 17 - 8 = 9$  °С

$$t_{\text{ух}} = \frac{17 - (1 - 0,45) \cdot 9}{0,45} = 28 \text{ °С}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{28 + 17}{2} = 22,5 \text{ °С}$$

$$Q_{\text{уд}} = \frac{4137,4}{22,5 - (-7)} = 140,25 \text{ Вт/°С}$$

$$G_{\text{пр}} = \frac{\frac{61229}{0,163} + 0,24 \cdot (28 - 17) \cdot 4661}{0,24 \cdot (28 - 12)} - \frac{140,25}{0,24} = 100442 \text{ кг/ч}$$

$$G_{\text{выт}} = 100442 - 4661 = 95781 \text{ кг/ч}$$

$$\rho_{t_{\text{пр}}} = 353 / (273 + 12) = 1,23 \text{ кг/м}^3$$

$$L_{\text{пр}} = \frac{100442}{1,23} = 81660 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$\rho_{\text{тyx}} = 353 / (273+28) = 1,17 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$L_{\text{выт}} = \frac{95781}{1,17} = 81864 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Переходный период  $t'_{\text{пр}} = 17 - 5 = 12^\circ\text{C}$

$$t_{\text{yx}} = \frac{17 - (1 - 0,45) \cdot 12}{0,45} = 23,1^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{23,1 + 17}{2} = 20,05^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{уд}} = \frac{1284,5}{20,05 - 10} = 127,8 \text{ Вт}/^\circ\text{C}$$

$$G_{\text{пр}} = \frac{\frac{61229}{0,163} + 0,24 \cdot (23,1 - 17) \cdot 4661}{0,24 \cdot (23,1 - 12)} - \frac{127,8}{0,24} = 143034 \text{ кг}/\text{ч}$$

$$G_{\text{выт}} = 143034 - 4661 = 138373 \text{ кг}/\text{ч}$$

$$\rho_{\text{тпр}} = 353 / (273+12) = 1,23 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$L_{\text{пр}} = \frac{143034}{1,23} = 116288 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$\rho_{\text{тyx}} = 353 / (273+23,1) = 1,19 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$L_{\text{выт}} = \frac{138373}{1,19} = 116230 \text{ м}^3/\text{ч}$$

3) Рассчитано количество воздуха, необходимого для разбавления газовыделений до величины ПДК [2]:

$$L_{\text{iвыт}}^{\text{газ}} = \frac{G_i}{\text{ПДК}_i}$$

где  $G_i$  – общее количество выделений  $i$ -го вредного вещества, г/ч.

Газовыделения в помещении: угарный газ  $G_{\text{CO}} = 1,5$  г/ч, углекислый газ

$G_{\text{CO}_2} = 9500$  г/ч.

$$L_{\text{CO}}^{\text{газ}} = \frac{1,5}{20} = 0,075 \cdot 1000 = 75$$

$$L_{\text{CO}_2}^{\text{газ}} = \frac{9500}{9000} = 1,05 \cdot 1000 = 1050$$

Объем приточного воздуха, необходимого для ассимиляции газовых вредностей, определен по формуле:

$$L_{\text{пр}}^{\text{газ}} = L_{\text{выт}}^{\text{газ}} + \sum L_{\text{м.о.}}$$

$$L_{\text{пр}}^{\text{газ}} = 75 + 3950 = 4025 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L_{\text{пр}}^{\text{газ}} = 1050 + 3950 = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$$

4) Рассчитано количество приточного воздуха, необходимое для удаления выделяющейся влаги, кг/ч:

$$L_{\text{пр}}^{\text{влага}} = \frac{1000 \cdot m \cdot W}{d_{\text{рз}} - d_{\text{н}}},$$

где  $W$  – количество влаги, выделяющейся в помещение, кг/ч;

$m$  – коэффициент интенсивности влаговыведений, 0,2-0,3.

$d_{\text{н}}$  – влагосодержание наружного воздуха, г/кг;  $d_{\text{н}} = 14,1$  г/кг.

$d_{\text{рз}}$  – влагосодержание воздуха в рабочей зоне, г/кг.  $d_{\text{рз}} = 12$  г/кг

Определение влагосодержания

$$L_{\text{пр}}^{\text{влага}} = \frac{1000 \cdot 0,2 \cdot 66,61}{12 - 14,1} = -6344$$

Подсчитанные значения воздухообмена для приточной и вытяжной вентиляции заносятся в таблицу для каждого периода года

Таблица 1. Расчетный воздухообмен

Период года			Холодный	Переходный	Теплый
Приточная вентиляция	Механическая	Общеобменная, Lпр, м3/ч	81864	116230	90585
		Естественная, LEпр, м3/ч	3446	4008	712
	Всего		85310	120238	91297
	Температура, tпр, °С		-7	10	29
Вытяжная вентиляция	Механическая	Местная, $\sum L_{м.о}$ м3/ч	3950	3950	3950
		Общеобменная, Lвыт, м3/ч	81660	116288	87347
	Всего		85310	120238	91297
	Температура, tух, °С		28	23,1	21,3

Аэродинамический расчет воздуховодов приточной системы вентиляции

Целью аэродинамического расчета является правильный подбор вентилятора и обеспечение проектного расхода воздуха в каждой точке системы с минимальными затратами энергии и шума. А также определение диаметров и сечений воздуховодов на всех участках сети, определение потерь давления на каждом участке. Правильный расчет позволяет оценить энергопотребление и эксплуатационные затраты, выбрать энергоэффективный вентилятор и двигатель, что значительно снижает расходы на электричество на протяжении всего срока службы системы. Мощность, потребляемая вентилятором, напрямую зависит от создаваемого давления и производительности [3]. Расчет помогает избежать высоких скоростей воздуха, которые являются основной причиной шума в воздуховодах. Это критически важно для жилых зданий, офисов, больниц и т.д. На основе данных о потерях давления в системе можно подобрать дополнительное оборудование: воздухонагреватель (калорифер), фильтры, шумоглушители.

Расчет проводился по следующему плану [4]:

1. Выбирается конфигурация сети воздуховодов (магистрالی, ответвления).
2. Рассчитываются диаметры воздуховодов на каждом участке исходя из требуемого расхода воздуха и рекомендуемых скоростей.
3. Рассчитываются потери давления на каждом участке.
4. Определяется главная магистраль – цепочка последовательных участков от входа в систему до самой дальней решетки, где суммарные потери давления максимальны.
5. Суммируются потери давления на главной магистрали, т.е. требуемое полное давление для вентилятора.
6. Подбирается вентилятор, у которого рабочая точка (нужные производительность и давление) находится в зоне максимального КПД.

Для выполнения расчета начерчена схема воздуховодов системы в аксонометрической проекции.

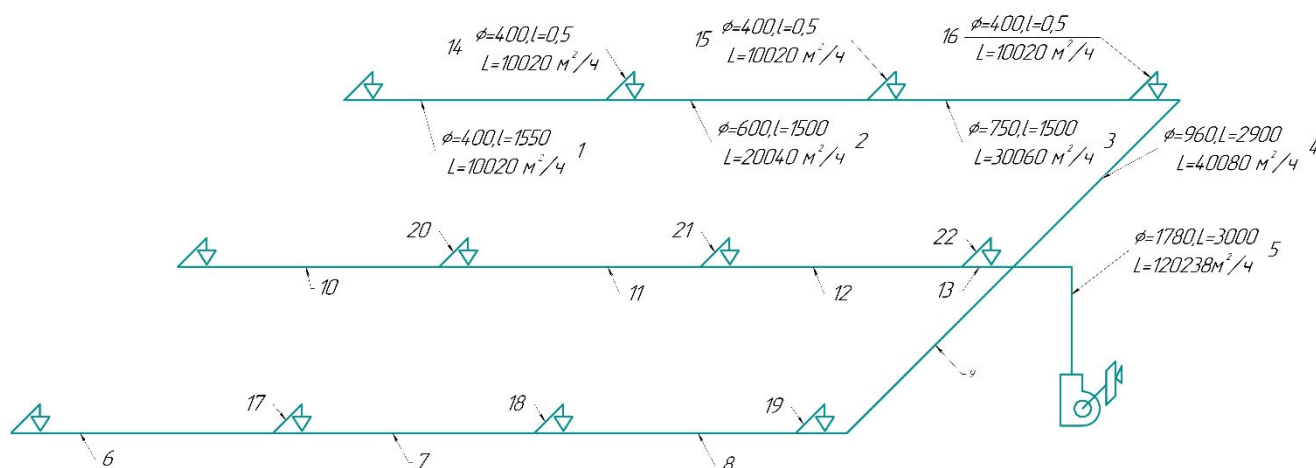


Рис. 1. Аксонометрическая схема приточной вентиляции

В системе вентиляции приняты оцинкованные воздуховоды прямоугольного сечения. Аэродинамический расчет производился методом удельных потерь давления. Подбираем предварительное сечение воздуховода:

$$F' = \frac{L}{3600 \cdot v'}$$

где  $v'$  – скорость движения воздуха, м/с, для магистральных воздуховодов до 12 м/с, для ответвлений до 6 м/с;  $L$  – расчетный воздухообмен, м<sup>3</sup>/ч.

Выбираем стандартные размеры сечения воздуховодов и уточняем фактическую скорость движения воздуха по воздуховодам:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F'}$$

где  $F$  – площадь выбранного воздуховода.

Потери давления складываются из потерь давления на трение и потерь давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta P_{\text{сети}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z.$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = R \cdot l \cdot n,$$

где  $l$  – длина рассматриваемого участка воздуховода, м;

$n$  – поправочный коэффициент, зависящий от шероховатости воздуховода  $k_{\Sigma} = 0,1$  мм (для стальных воздуховодов).

Для воздуховодов прямоугольного сечения производится пересчет размеров в эквивалентный по трению диаметр воздуховода, мм [4]:

$$d_{\text{э}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b},$$

где  $a, b$  – длина и ширина прямоугольного воздуховода, мм.

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \sum \xi \cdot P_{\text{д}}$$

где  $\sum \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода. Результаты расчета сети воздуховодов заносятся в таблицу 2.

Таблица 2. Расчет воздуховодов

№ участка	1	2	3	4	5
Расход $L$ , м <sup>3</sup> /ч	10020	20040	30060	40080	120238
Длина воздуховода на участке $l$ , м	1,55	1,5	1,5	2,9	3
Предварительное сечение воздуховода $F'$	0,2	0,5	0,7	0,9	2,8

Воздуховоды	размеры а×b, м	0,4x0,5	0,5x1	0,6x1	0,8x1,2	1,6x2
	эквивалентный диаметр	0,4	0,6	0,75	0,96	1,78
Площадь сечения воздуховода F, м <sup>2</sup>		0,2	0,5	0,6	0,96	3,2
Скорость воздуха v, м/с		14	11	14	12	10
Удельные потери давления R, Па/м		8,291	2,657	1,976	1,265	1,265
Поправочный коэффициент на шероховатость n		1,58	1,54	1,58	1,56	1,53
Потери давления на трение R · l · n, Па		20,3	6,1	4,7	5,7	5,8
Динамическое давление РД, Па		116,2	74,4	116,2	80,7	65,4
Сумма коэффициентов местных сопротивлений ∑ x		1,95	1,89	1,89	2,06	3,75
Потери давления в местных сопротивлениях Z, Па		226,6	140,6	219,6	166,2	245,1
Потери давления на участке R · l · n + Z, Па		246,9	146,7	224,3	172,0	250,9
Потери давления в сети, Па		473,5	287,3	443,9	338,2	496,0
Итого						2038

На основании результатов аэродинамического расчета выбран центробежный вентилятор высокого давления. Для выбора вентилятора необходимо вычислить значения полного давления и требуемую производительность (обеспечиваемый расход воздуха) [2].

Полное давление вычисляется по формуле:

$$P_B = 1,1 \cdot (\Delta P_{\text{сети}} + \Delta P_{\text{обор}}),$$

где  $\Delta P_{\text{сети}}$  – потери давления в сети воздуховодов, Па;

$\Delta P_{\text{обор}}$  – потери давления в вентиляционном оборудовании.

Производительность вентилятора вычисляется:

$$L_B = 1,1 \div 1,15 \cdot L_{\text{сети}}.$$

Требуемая мощность на валу электродвигателя рассчитывается:

$$N = \frac{L_B \cdot P_B}{3600 \cdot 1021 \cdot \eta_B \cdot \eta_{\text{п}}},$$

где  $L_B$  – расход воздуха, м<sup>3</sup> /ч;

$P_B$  – расчетное сопротивление сети, Па;

$\eta_B$  – коэффициент полезного действия вентилятора в рабочей точке;

$\eta_{\text{п}}$  – коэффициент полезного действия передачи.

Установочная мощность электродвигателя:

$$N_u = K_3 \cdot N,$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса мощности  $K_3=1,1$

Подберем вентилятор и электродвигатель для приточной системы с расходом воздуха в сети  $L_{\text{сети}} = 120238$  м<sup>3</sup> /ч. Потери давления в сети  $\Delta P_{\text{сети}} = 2038$  Па, потери давления в фильтрах  $\Delta P_{\text{Ф}} = 143$  Па, потери давления в калорифере  $\Delta P_{\text{к}} = 641,67$  Па.

Определяем производительность вентилятора:

$$L_B = 1,1 \cdot 120238 = 138261,8 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Развиваемое полное давление вентилятора:

$$P_B = 1,1 \cdot (2038 + 641,67 + 143) = 3105 \text{ Па}$$

По расчетам выбран центробежный вентилятор высокого давления серии XF-SLB 16, имеющий следующие технические характеристики.

Таблица 3. Технические характеристики вентилятора

Модель	Оборот (об/мин)	Объем воздуха (м³/ч)	Полное давление (Па)	Мощность (кВт)	Рабочее напряжение
16	315-990	31517-165908	3864	200	220–380 В.

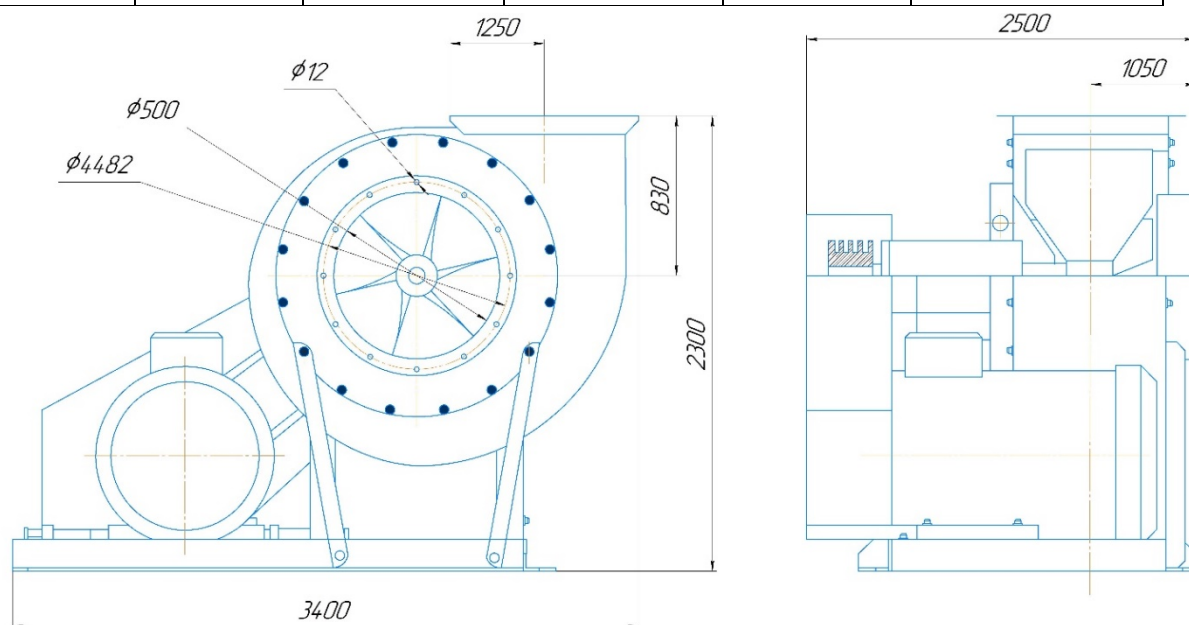


Рис. 2. Центробежный вентилятор высокого давления серии XF-SLB 16.

Выполняем проверку требуемой мощности на валу электродвигателя с КПД  $\eta_B = 87,6$ :

$$N = \frac{138261,8 \cdot 3105}{(3600 \cdot 1021 \cdot 87,6 \cdot 0,98)} = 1,36 \text{ кВт}$$

С учетом коэффициента запаса 1,5 установочная мощность электродвигателя:

$$N_u = 1,5 \cdot 1,36 = 2,04 \text{ кВт}$$

Таким образом, мощность принятого электродвигателя превышает требуемую мощность с учетом запаса.

#### Заключение

В ходе выполненной работы был проведен полный расчет и проектирование приточной системы вентиляции. Определены расчетные расходы воздуха для различных периодов года, которые легли в основу аэродинамического расчета. Результаты аэродинамического расчета:

- определены сечения и диаметры воздухопроводов на всех участках сети.
- рассчитаны суммарные потери давления в системе 2038 Па.
- выявлена главная магистраль с максимальным сопротивлением.

На основании полученных данных был подобран центробежный вентилятор высокого давления серии XF-SLB 16 с производительностью 138 261,8 м³/ч и полным давлением 3105 Па. Для него рассчитана требуемая мощность электродвигателя, которая с учетом коэффициента запаса составила 2,04 кВт.

Проведенные расчеты подтверждают, что запроектированная система вентиляции обеспечит требуемый воздухообмен в помещении, соответствует критериям энергоэффективности и минимального уровня шума, а выбранное оборудование обладает необходимым запасом мощности для стабильной и долговечной эксплуатации.

**Список литературы:**

1. Краснов Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий. – М.: Техносфера; Термокул, 2006. – 288 с.
2. Каменев П.Н., Тертичник Е.И. Вентиляция: Учебное пособие. - М.: Изд-во АСВ, 2011 – 632 с.
3. Лушин К. И., Плющенко Н. Ю. Основы гидравлики и аэродинамики систем теплогазоснабжения и вентиляции: учебно-методическое пособие, НИУ МГСУ, 2019.
4. Ведомственные строительные нормы ВСН 353-86 Проектирование и применение воздуховодов из унифицированных деталей (действующие), Минмонтажспецстрой, М., 1996.

**References:**

1. Krasnov Yu.S. Ventilation and air conditioning systems. Design recommendations for industrial and public buildings. – М.: Tekhnosfera; Termokul, 2006. – 288 p.
2. Kamenev P.N., Tertichnik E.I. Ventilation: Textbook. - М.: ASV Publishing House, 2011 – 632 p.
3. Lushin K. I., Plyushchenko N. Yu. Fundamentals of Hydraulics and Aerodynamics of Heat and Gas Supply and Ventilation Systems: Educational and Methodological Guide, NRU MGSU, 2019.
4. Departmental Building Codes VSN 353-86 Design and Application of Ducts Made of Standardized Parts. (current), Minmontazhspeetsstroy, Moscow, 1996.