

SUMMARY

For reception given capacity sewing semiautomatic, when use the mechanism upper press, is made optimization his kinematics parameters. As drive was used crossbar electric drive, for which parameter to optimization were shown angular velocity and speedup. The Functional restrictions at optimization emerged: maximum and minimum velocity and speedup, as well as worker corner tumbling of the rotor of the drive with checking for excess of the operative moment of the engine on brought about gross of the crossbar engine by moment of the load.

The result to optimization to target function is a reception of the numerical importance's of the speedup and velocities of the drive, which were used at development controlling program managerial system sewing semiautomatic PSH-1 with mechanism upper press and sewing short-joint semiautomatic PSHK-100.

УДК 621.635

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ

**С.С. Клименков, И.А. Тимонов,
П.В. Станкевич, П.М. Фомин**

При разработке новых конструкций малогабаритных пылеуловителей или промышленных пылесосов часто возникает проблема подбора надёжного и эффективного вентилятора. Центробежные вентиляторы, серийно выпускаемые промышленностью стран СНГ, как правило, не соответствуют конструктивным и режимным параметрам работы таких аппаратов.

На кафедре МТВПО в рамках НИР 02.14, выполненной по Региональной научно-технической программе «Инновационное развитие Витебской области», были разработаны опытные образцы и опытно-промышленные установки малогабаритных высокоэффективных пылеуловителей [1].

Проведенные испытания показали высокую эффективность пылеулавливания таких установок для различных видов пыли. Однако, некоторые режимные параметры работы установок не удовлетворяли ряду требований. Так, производительность, скорость пылевоздушного потока на входе в аппарат и создаваемый серийными вентиляторами напор были недостаточны, что сказывалось на эффективности сбора пыли с обрабатываемой поверхности и приводило к недопустимо малому расстоянию всасывания частиц пыли с поверхности. Результаты испытаний пылеуловителей приведены в табл. 1.

Исходя из вышеизложенного, авторами была поставлена задача разработки конструкции центробежного вентилятора, который по своим характеристикам соответствовал бы всем предъявляемым требованиям.

При проектировании и расчёте центробежного вентилятора ставится, как правило, задача – надёжно обеспечить требуемую производительность Q при заданном давлении ΔP .

Ранее выполненные конструкции показали, что расчёт центробежных вентиляторов только на теоретической основе невозможен потому, что потери, снижающие теоретически возможную полезную работу, расчётным путём определить нельзя.

Большой практический опыт, полученный при испытаниях и работе существующих вентиляторов, выраженный в форме безразмерных характеристик, служит дополнением к основным положениям расчёта. Прежде чем приступить к расчёту, необходимо решить вопрос о форме лопаток рабочего колеса. Формы лопаток на характеристику вентилятора влияют незначительно, поэтому применяем лопатки трапецевидной формы, что обеспечивает лучшую жёсткость конструкции.

Таблица 1 - Эффективность сбора металлического порошка на различных расстояниях

Установки	Расстояние L, мм	Масса оставшегося порошка в г	Эффективность пылеулавливания. %
Опытно-промышленная установка с воздухопроводом диаметром 75 мм	0	3,200	98,40
	10	17,700	91,15
	20	170,400	14,80
Опытно-промышленная установка с входным отверстием 60 мм	0	0	100
	10	18,500	90,75
	20	141,700	29,15
ВЗ-517 с воздухопроводом диаметром 75 мм	0	68,500	65,75
	10	168,100	15,95
	20	194,000	3,00
В19-101 с воздухопроводом диаметром 75 мм	0	16,100	91,95
	10	141,300	29,35
	20	190,800	14,60

В малых установках, как в нашем случае, применяются рабочие колёса с лопатками загнутыми вперёд. Преимуществом этой формы лопаток являются высокие давления и большие производительности, причём окружные скорости меньше, чем при любых других формах лопаток. Это даёт возможность применять небольшие диаметры рабочих колёс и создавать экономически выгодные конструкции.

Угол входа на лопатки β_1 (рис. 1) должен обеспечивать условие так называемого безударного входа потока на лопатки. Пределы изменения величины угла входа в существующих конструкциях вентиляторов сравнительно невелики: для центробежных вентиляторов с малой и средней относительной шириной колеса угол входа колеблется в пределах от 100° до 145° , а у вентиляторов с большой относительной шириной из конструктивных соображений его часто уменьшают до $95^\circ - 85^\circ$. Для нашего вентилятора принимаем угол входа 110° .

Число лопаток – один из важных факторов наряду с углом входа лопаток, определяющим величину коэффициента напора.

$$\psi = 2\Delta P / \rho U^2,$$

где ρ - плотность воздуха, кг/м^3 ;

U - окружная скорость рабочего колеса, м/с

В малых установках используются вентиляторы с 6 – 8 лопатками.

Влияние угла выхода β_2 на работу центробежного вентилятора очень велико. По своей значимости угол выхода может быть сопоставлен с относительной шириной колеса. Диапазон величин углов выхода лопаток рабочих колёс центробежных вентиляторов очень велик. Он колеблется в пределах от 145° до 7° . В вентиляторостроении принято в качестве угла выхода считать угол между направлением вращения колеса и касательной к лопатке. Лопатки с меньшим углом выхода более резко закручивают поток, сообщают перемещаемой среде больший момент количества движения и, следовательно, создают больший напор. Принимаем для нашего вентилятора с лопатками загнутыми вперёд угол выхода 45° .

После выбранных параметров вентилятора, в соответствии с методикой расчета [2], необходимо рассчитать требуемую частоту вращения вентилятора n . Для вентиляторов среднего давления с лопатками загнутыми вперед критерий быстроходности n_v равен 18–20. Требуемая частота вращения электродвигателя:

$$n = n_v \rho^{3/4} / Q^{1/2} = 2923,4 \text{ об/мин}$$

$$n_v = c Q^{1/2} \omega / (\rho / \rho)^{3/4},$$

где c - коэффициент пропорциональности, принимаемый 20π ,

ω - частота вращения, рад/с

Выбираем электродвигатель марки 4AA56B293 с частотой вращения 3000 об/мин.

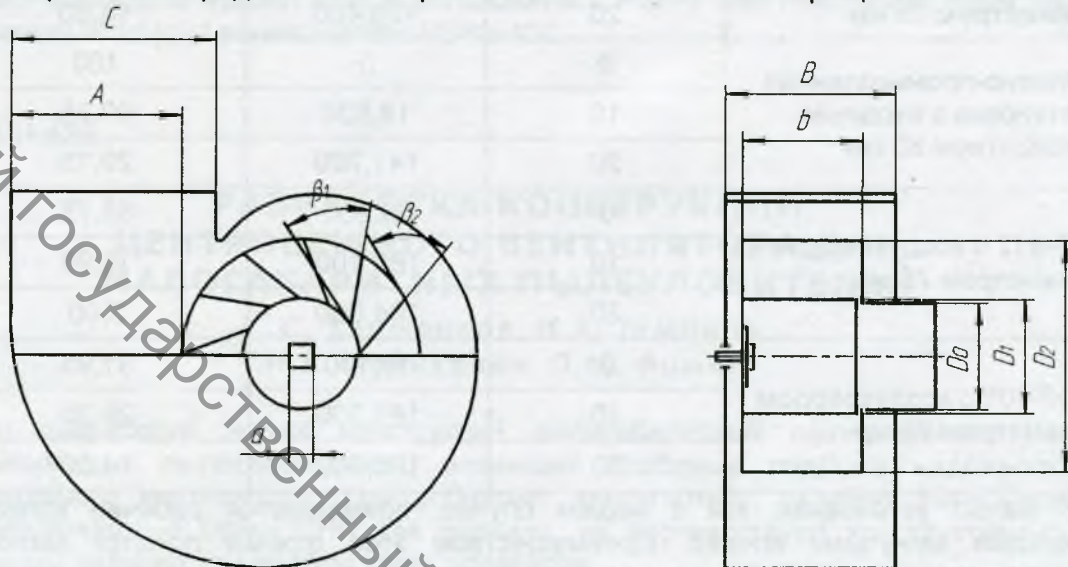


Рисунок 1 - Основные размеры центробежного вентилятора

Диаметр входа в колесо D_0 определяется из условия обеспечения наименьших потерь в колесе:

$$D_0 = 3,5(Q/n)^{1/3} = 0,09 \text{ м}$$

Диаметр входа в колесо D_1 принимается по конструктивным соображениям:

$$D_1 = D_0 = 0,09 \text{ м.}$$

Определяем наружный диаметр колеса D_2 :

$$D_2 = D_0(60/n_v) = 0,285 \text{ м}$$

Принимаем $D_2 = 0,3 \text{ м}$.

Ширина колеса при лопатках загнутых вперед определяется по формуле:

$$b = (0,8 + 1) D_0 = 0,09 \text{ м}$$

Окружная скорость на входе в колесо:

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 14,13 \text{ м/с}$$

Окружная скорость на выходе колеса:

$$u_2 = \pi D_2 n / 60 = 47,1 \text{ м/с}$$

Скорость воздушного потока на входе в установку:

$$u = Q / (3600 S) = 10,92 \text{ м/с,}$$

где S – площадь поперечного сечения входного отверстия:

$$S = \pi D_0^2 = 0,0063585 \text{ м}^2$$

Число лопаток колес вентиляторов может быть определено по формуле:

$$Z = \pi (D_2 + D_1) / (D_2 - D_1) = 5,83$$

Принимаем $Z = 6$. Эта формула выведена с учетом тех соображений, что для обеспечения достаточного воздействия лопаток на поток, а также для обеспечения достаточной жесткости колеса шаг, или расстояние между лопатками, при среднем диаметре $(D_2 + D_1)/2$ должен быть равен радиальной длине лопатки $(D_2 - D_1)/2$.

Мощность вентилятора на колесе можно приблизительно вычислить по формуле:

$$N = Qp / (102\eta) = 0,2 \text{ кВт},$$

где $\eta = 0,5$ - КПД вентилятора.

Очень важным конструктивным элементом центробежного вентилятора является его спиральный кожух. Спиральный кожух имеет двойное назначение: собрать и направить в нагнетательный трубопровод поток, выбрасываемый из рабочего колеса; превратить кинетическую энергию выбрасываемого из колеса потока в полезное статистическое давление и одновременно повысить производительность машины.

Величину раскрытия спирального кожуха определяется по формуле:

$$A = 2/3 \cdot D_0 = 0,06 \text{ м}.$$

Зная раскрытие спирального кожуха, и принимая, что сторона конструкторского квадрата:

$a = A/4 = 0,015 \text{ м}$, можно построить спираль кожуха (рис.2).

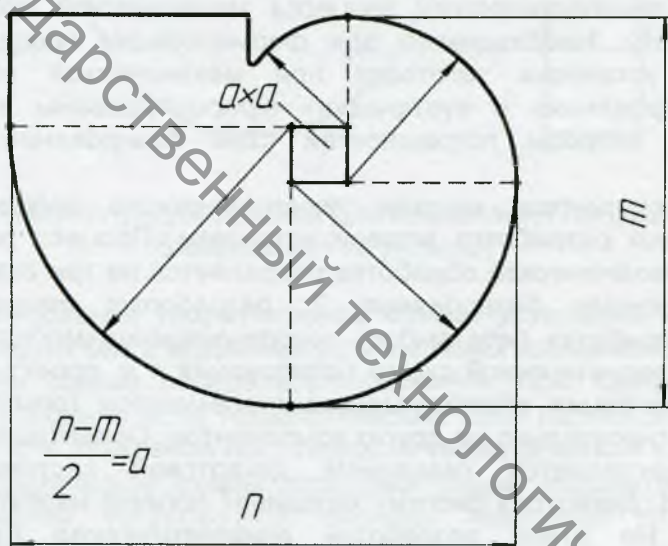


Рисунок 2 - Построение спирального корпуса вентилятора.

Таким образом, на основе теоретических расчетов и практических данных были определены конструктивные и режимные параметры центробежного вентилятора, соответствующего характеристикам новых малогабаритных пылеуловителей.

Список использованных источников

1. Клименков С.С. и др. Новые высокоэффективные инерционные пылеуловители. // Вестник ВГТУ. 2004, выпуск 6, с.73-78
2. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки: Учеб. пособие / М.П. Калинушкин. - М.: Высшая школа. 1979. - 224 с.

SUMMARY

By development and creation of new designs of small-sized dedusters designers frequently should solve a problem of selection of a reliable and effective deduster. Authors on the basis of theoretical calculations and the practical data had been determined constructive and regime parameters of the centrifugal fan under the characteristics suitable to small-sized industrial dedusters.