

доцент-Джасур Аминджанович Усманов
старший преподаватель-Умарова Мунаввар Омонбековна
Ферганский политехнический институт

ПРИМЕНЕНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА НА ХЛОПКООЧИСТИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ

docent -Usmanov Jasur Aminjanovich
Senior Lecturer- Umarova Munavvar Omonbekovna
Fergana Polytechnic Institute

PNEUMATIC TRANSPORT IN COTTON GINS

Аннотация Известно, что в валичных джинах волокно захватывается кожаными валиками и протаскивается через неподвижный нож. Для отделения необходим удар по семени и для выяснения сущности захвата волокна необходимо было тщательное экспериментирование. В лаборатории кафедры «Первичная обработка хлопка» Ташкентского института текстильной и легкой промышленности были проведены опыты (на специальном стенде) по исследованию устройства составных частей транспортных пневматических установок. Определены потери напора в трубопроводах и в воздухопроводах. Даны характеристики центробежных вентиляторов и определены мощности пневматической установки, изменение давления воздуха в зависимости от его удельного веса.

Ключевые слова: пневматический транспорт, хлопок-сырец, трубопровод, статический напор, динамический напор, ремонт, асбоцемент, трубопровод, избыточное давление, процессе разряжения

Abstract It is known that in roller gins, the fiber is captured by a leather roller and dragged through a stationary skin. Separation requires a blow to the seed, and careful experimentation was necessary to elucidate the nature of fiber entrapment. In the laboratory of the department "Primary processing of cotton"

of the Tashkent Institute of Textile and Light Industry, experiments were carried out (on a special stand) to study the design of the components of transport pneumatic installations. Pressure losses in pipelines and pressure losses in air ducts are determined. The characteristics of centrifugal fans are given and the power of the pneumatic installation, the change in air pressure depending on its specific gravity are determined.

Keywords: pneumatic transport, raw cotton, pipeline, static pressure, dynamic pressure, repair, asbestos cement, pipeline, overpressure, discharge process.

Пневматический транспорт на хлопкоочистительных заводах является первым и важнейшим звеном в технологическом процессе первичной обработки хлопка, обеспечивающим непрерывную работу производства и способствующим в известной степени улучшению качества хлопка-сырца.

Широкое применение пневматического транспорта на хлопкоочистительных заводах объясняется рядом его преимуществ перед механическим транспортом. К этим преимуществам пневматического транспорта относятся: простота обслуживания и ремонта, отсутствие движущихся частей и сложных механизмов.

Радиус действия пневматической транспортной установки изменяется в широких пределах: примерно от 70 до 180 м для небольших хлопкоочистительных заводов; для больших заводов достигает 300 м.

Непрерывный технологический процесс с мощными грузопотоками—10—15 т/ч хлопка-сырца, семян, хлопка-волокна—является характерной особенностью хлопкоочистительных заводов.

Удельный вес хлопка-сырца в разрыхленном состоянии составляет в зависимости от его селекционного и промышленного сорта от 50 до 80 кг/м³. Поэтому для создания требуемых условий концентрации смеси и надежности работы пневматических установок применяется рабочий

трубопровод диаметром 400–450 мм; при этом весовая концентрация смеси при производительности пневмотранспортной установки 10-12 т хлопка-сырца в час составляет от 0,6 до 0,8.

Устройство трубопровода. Трубопровод в транспортных пневматических установках применяется только круглого сечения, поскольку при такой форме его потери напора и затраты материалов меньше.

Для изготовления трубопровода применяется оцинкованное железо, листовая сталь толщиной 2-3 мм, а также асбоцементные трубы. Для магистральных линий предлагают главным образом стальной трубопровод, уложенный под землей. Для защиты от коррозии трубопровод снаружи покрывают асфальтом.

На магистральном трубопроводе устраивают герметически закрывающиеся люки около каждого дверного проема хранилища (примерно, через каждые 15-20 м). к любому из этих люков можно присоединить короткое ответвление из труб, легко переносимых.

Центробежные вентиляторы. Пневматические установки для хлопка-сырца характеризуется сравнительно большими потерями напора 5-6 м³/с. Для этих целей на хлопкоочистительных заводах применяют центробежные вентиляторы ВЦ. Работа вентилятора характеризуется тремя показателями: полным напором, расходом воздуха и коэффициентом полезного действия.

Полный напор (Па):

$$H_{\Pi} = H_{\text{СТ}} + H_{\text{Д}} ,$$

где $H_{\text{СТ}}$ – статический напор, необходимый для преодоления сопротивлений всех элементов всасывающей и нагнетательной линии установки;

H_d – динамический напор, затрачиваемый на создание скорости воздуха ($V_{\text{ВЫХ}}$), с которой он выводится в атмосферу.

Динамический напор равен (Па):

$$H_d = 9,8 \frac{v_{\text{ВЫХ}}^2}{2g\gamma},$$

где γ – плотность воздуха, кг/м³

g – ускорение свободного падения, м/с²

Расход воздуха (Q) – производительность вентилятора – определяется количеством воздуха, перегоняемого вентилятором в единицу времени, обычно измеряется в кубических метрах в секунду (м³/с).

Коэффициент полезного действия вентилятора (η) характеризует экономичность его, т.е. отношение полезной мощности к мощности, фактически затраченной на валу крыльчатки вентилятора (N).

$$\eta = \frac{QH_{\text{П}}}{102N}.$$

Все три показателя $H_{\text{П}}$, Q и η связаны между собой и определяют аэродинамическую характеристику вентилятора. Производительность центробежных вентиляторов изменяется в зависимости от сопротивления сети, $H_{\text{П}} = H_{\text{СТ}}$. При максимальном значении $QH_{\text{П}}H_{\text{СТ}} = QH_{\text{П}} = H_d$ (на графике точка В соответствует работе вентилятора на выхлоп). Точка С называется рабочей точкой вентилятора, и положение ее автоматически устанавливается при постоянной частоте вращения крыльчатки вентилятора в зависимости от сопротивления пневмосети.

При изменении частоты вращения (n) крыльчатки вентилятора изменяются: расход воздуха Q – пропорционально числу оборотов

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{P_1}{P_2},$$

напор $H_{\Pi} = H_{\text{СТ}} + H_{\text{Д}}$ пропорционально квадрату числа оборотов

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^2.$$

Основные конструктивные и установочные размеры вентиляторов ВЦ–8М, ВЦ–10М и ВЦ–12М приведены в табл. 1

Таблица 1

Основные размеры вентиляторов ВЦ

Марка вентиляторов	Размеры, мм											Для фундаментных болтов			Вид по X		
	Д ₁	Д ₂	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П
ВЦ–8М	800	450	722	600	1434	572	205	765	1520	228	1365	337	765	480	226	338	333
ВЦ–10М	1000	600	845	700	1665	680	215	875	1615	240	1575	360	1000	730	232	410	349
ВЦ–12М	1200	620	970	825	1930	795	225	1000	1809	228	1825	373	1300	800	274	450	380

Мощность, затрачиваемая на привод крыльчатки вентилятора, пропорциональна кубу числа оборотов:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3.$$

Потребляемая мощность определяется по формуле (кВт):

$$N = \frac{QH_{\Pi}}{102\eta},$$

где Q – расход воздуха (производительность вентилятора), м³/с.

Техническая характеристика центробежных вентиляторов

Таблица 2

Показатель	ВЦ–8М	ВЦ–10М	ВЦ–12М
Напор воздуха, Па	3150	4710	6480
Расход воздуха, м ³ /с	2,5–3	4	5–6

Частота вращения колеса, об/мм	1460	1460	1460
Тип	АО-52-4	АО2-72-4	АО2-82-4
Мощность, кВт	10	30	55
Масса вентилятора, кг ...	575	885	1358

Расчет потерь напора в пневмотранспортной установке

Общие потери напора складываются из: потерь напора в рабочем трубопроводе, вызванных трением, ударами и вихреобразованиями;

Потери напора в трубопроводах на трение.

Потери напора (h) на трение при перемещении по трубопроводам воздуха без материала пропорциональны длине трубы (L), динамическому давлению $\left(\frac{v^2}{2g}\gamma\right)$, коэффициенту трения λ и обратно пропорциональны диаметру трубы D (Па):

$$h = \lambda \frac{1}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma L.$$

Коэффициент трения λ зависит от режима движения воздуха и степени шероховатости трубы.

При расчете потерь напора для труб, изготовленных из оцинкованного железа, стали, асбоцемента и бетона с железной поверхностью значение K, принимается:

Для новых труб $K = 0,00117 D^{-5,25}$,

Для труб бывших в эксплуатации $K = 0,0009 D^{-5,25}$.

Потери напора местного характера.

При загрузке материала в трубопровод необходимо создать динамический напор, идущий на сообщение воздуху $\left(\frac{v^2}{2g}\gamma\right)$ и материалу

$\left(\frac{v_M^2}{2g}\right) \gamma_M$ скорости, которая обеспечивает перемещение этой смеси, и равный (Па):

$$h_{з.м} = \frac{v^2}{2g} \gamma + \frac{v_M^2}{2g} \gamma_M$$

Скорость движения материала (v_M) по сравнению со скоростью воздуха (v) несколько меньше. Вводя обозначение $v_m^2 = (\psi v)^2$ (при этом коэффициент ψ меньше единицы и для хлопка-сырца составляет от 0,5 до 0,75 в зависимости от степени его разрыхленности), получим;

$$h_{з.м.} = (1 + \psi^2 \mu) \frac{v^2}{2g} \gamma$$

Потери напора, идущие на преодоление сопротивления при выходе воздушного потока в трубопровод, учитывают коэффициентом местного сопротивления (ξ). Величина этого коэффициента зависит от формы входов в трубопровод. Наиболее совершенным считается вход, очерченный по кривой, лемниската, имеющий уравнение.

$r^2 a^2 \cos 2 \alpha$; при этом $a = 0,6 - 0,8 D$, где D – диаметр трубы.

Потери напора при таком входе имеют наименьшее значение, и $\xi = 0,02$.

Полную потерь напора с учетом потерь на вход воздуха в трубопровод определяют по формуле

$$h_{з.м.} = (1 + \xi + \psi^2 \mu) \frac{v^2}{2g} \gamma.$$

Потери напора в закруглениях трубопровода. Закругления трубопровода выполняют в виде колен, обычно с углом поворота в 90^0 и изгибов, представляющих собой сопряжение нескольких колен с различными углами поворота (δ).

Потери напора в закруглении выражается коэффициентом местного сопротивления (ξ), который представляет отношение потери полного напора в местном сопротивлении ($h_{з.}$) к динамическому напору в выбранном сечении

$$\xi = \frac{h_{з.}}{\frac{v^2}{2g}\gamma}$$

Коэффициент местного сопротивления для колен при движении воздуха определяют по формуле

$$\xi = \frac{\delta}{\pi} \left(\frac{D}{R} + \lambda \frac{R}{D} \right),$$

где δ —центральный угол поворота колена в радианах.

Как видно из формулы, ξ зависит от отношения радиуса закругления R к диаметру D трубопровода.

Для снижения потерь напора рекомендуется, чтобы отношение

$$R:D=6.$$

Потери напора в колене при движении воздуха составляет (Па):

$$h_k = \xi \frac{v^2}{2g} \gamma \frac{\delta}{\pi} \left(\frac{D}{R} + 2\pi \frac{R}{D} \right) \frac{v^2}{2g} \gamma.$$

При перемещении смени воздуха с хлопком-сырцом потери напора в колене определяют по формуле (Па):

$$h_k = (1 - 0,5^n)(1 + \psi^2 \mu) \frac{v^2}{2g} \gamma.$$

где n —число ударов материала о стенки, при $R=6D$ и $\delta = \frac{\pi}{2}$; $n=2$
а при $\delta = \frac{\pi}{n}$; $n=1$.

Потери напора в изогнутой части трубопровода определяют так же, как и для колен, но предварительно разделяют изгиб на отдельные колена.

Найденные суммарные потери в изгибе рекомендуется увеличить на 25%, так как условия перемещения материала более тяжелые, чем в обыкновенных коленах.

Потери напора в линейном камнеуловителе. Линейный камнеуловитель, включенный в рабочий трубопровод пневмотранспортной установки, создает дополнительные потери напора вследствие изменения скорости и направления воздушного потока.

Потери напора в линейном камнеуловителе 2-4 ТЛ составляют 200-250 Па.

Потери напора в сепараторе. Они зависят от общего расхода воздуха ($Q_{\text{общ}}$) и площади живого сечения сетчатой поверхности сепаратора, которая оценивается опытным коэффициентом C (Па):

$$h_{\text{сеп}} = C Q_{\text{общ}}$$

Величина C для сепаратора ХСЧ равна $C=2,1$, а для сепаратора ХСС и СС—1,5–3,0.

Потери напора в воздуховодах. В воздуховодах от сепаратора до вентилятора и выхлопном трубопроводе потери напора на трение и местные сопротивления определяются по приведенным выше формулам для перемещения воздуха.

В расчетах необходимо учитывать изменение скорости воздуха в результате присоса его через сепаратор и увеличения диаметров воздуховодов.

При разветвлении выхлопного патрубка потери напора в каждом ответвлении h_0 находят по формуле (Па):

$$h_0 = 0,2 \frac{v_0^2}{2g} \gamma ,$$

где v_0 — скорость воздуха в ответвлениях.

Потери напора на выхлоп воздуха (h_B) непосредственно в атмосферу определяют по формуле (Па):

$$h_0 = 0,2 \frac{v_{\text{Вых}}^2}{2g} \gamma ,$$

где $v_{\text{Вых}}$ – скорость выхода воздуха, м/с.

Выводы:

1. Изучены нами вопросы, характеризующие влияния негерметичности пневмотранспортной установки на расхода воздуха и потребляемую мощность центробежного вентилятора ВЦ;

2. Исследованы вопросы изменения разности давлений:

а) в начале трубопровода–избыточного давления;

б) в конце трубопровода– процесс разряжения.

3. Для получения волокна высокого качества из тонковолокнистого хлопка, наряду с улучшением хлопка-сырца, необходима очистка волокна после валичного джинирования.

Список литературы:

1. Фокс А., Пратт М. Вычислительная геометрия. Применение в проектировании и на производство. –М.: Мир. 1981.

2. Усманов Д. А., Умарова М. О., Абдуллаева Д. Т., Ботиров А. А. Исследование эффективности очистки хлопка-сырца от мелких сорных примесей // Проблемы современной науки и образования. 2019. №11-1. С. 48-51. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-effektivnosti-ochistka-hxlopka>.

3. Усманов Д. А. Исследование эффективности очистки хлопка-сырца от сорных примесей: Дисс. ... канд. техн. наук. Ташкент. 1981.

4. Усманов Д. А., Умарова М. О., Абдуллаева Д. Т. Очистка хлопка-сырца от мелких сорных примесей // Проблемы современной науки и образования. 2020. №1. С. 29-31. [Электронный ресурс]. Режим

доступа:Кибер Ленинка: [https:// cyberleninka.ru/article/n/ochistka-hlopka-syrtsa-of-melkih-sornih-primeseu/](https://cyberleninka.ru/article/n/ochistka-hlopka-syrtsa-of-melkih-sornih-primeseu/)(дата обращения:31.10.2019).