

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ РАЗГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ

Александр Морозов, Ирина Чередниченко

Национальная академия природоохранного и курортного строительства

Аннотация. Приводятся результаты исследований новых конструкций пневморазгрузчиков цемента и минпорошка с повышенными экологическими характеристиками для предприятий строительной индустрии.

Ключевые слова: Пневморазгрузчик, заборное устройство, пылевидный груз, окружающая среда, экологическая безопасность, шнек.

ВВЕДЕНИЕ:

Анализ информационной обеспеченности технологических задач экологической проблемы пневмотранспорта показывает, что для всех вариантов пневмотранспортных технологических схем транспортирования пылевидных грузов необходимы дополнительные теоретические и экспериментальные исследования, которые позволяют разработать новое разгрузочно-транспортное пневмооборудование для сыпучих грузов, отличающееся более высокими экологическими и техническими характеристиками.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ:

Объектами исследования являлись установки нагнетательного типа а также установки всасывающе - нагнетательного действия с автоматизированным заборным устройством, предназначенные для внутризаводского транспортирования и разгрузки пылевидных грузов из закрытых железнодорожных вагонов, морских и речных судов.

Основной задачей являлось определение оптимальных геометрических и технологических параметров заборного устройства, с целью повышения эффективности и экологической безопасности разгрузчиков цемента и минпорошка.

Экспериментальные исследования проводились целью повышения эффективности и экологической безопасности пневморазгрузчиков для различных грузов на базе принципов физического-моделирования рабочих процессов, позволяющих существенно снизить стоимость и сроки разработки новых машин, а также модернизации существующих. Новые конструктивные решения, направленные на обеспечение стабильной работы разгрузчиков, снижение удельных энергозатрат на транспортирование, существенное сокращение пылевидных выбросов в окружающую среду и соответствие полученных технических параметров расчетным, исследовались в лабораториях НАПКС, С.-Петербургском заводе строительных машин, предприятиях объединения: «Укрдорстрой» [9,10,11, 12]. Исследования параметров заборного устройства осуществлялись на стендах физического моделирования на двух

геометрически подобных физических моделях с диаметрами дисков 0,195 и 0,496 м. (заборное устройство с дисками диаметром 0,682м было принято в качестве оригинала). Решение задачи оперативного установления рациональных конструкторских параметров рабочих органов пневморазгрузчиков методами физического моделирования рассмотрены в работах [1, 2, 5, 7, 9].

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ АНАЛИЗ:

Масштабы моделей шнеконапорных механизмов, дисковых питателей разгрузчиков и других узлов принимались равными 1.5, 2.0, 3.0, 3.5, 4.0, 4.2, 5.0/8/.

Установлено, что наиболее целесообразный минимальный масштаб моделирования $K_f=4.0$ (от натуральных пневмовинтовых установок, находящихся в серийном производстве с диаметром шнеков от 0.1 до 0.2 м). Если $K_f > 4.0$, ошибка при расчёте основных параметров модели на натуру составляет более 20...30 %.

Разработана методика экспериментов при исследовании двух физических моделей $k_f = 1.37$ и $k_f = 3.5$ заборного устройства с дисками питателя диаметром 0.496 и 0.195 м. В качестве натурального образца принят питатель с дисками размером 0.682 м./2/,7/,11/.

В качестве первой модели ($k_f = 1.37$) использован дисковый питатель пневморазгрузчика цемента всасывающе - нагнетательного действия ГА-26 с незначительными изменениями, обеспечивающими полное его соответствие принятому масштабному коэффициенту. Вторая же модель ($k_f = 3.5$) была изготовлена специально. Основные параметры натурального образца и обеих моделей приведены в таблице 1.

Вторую модель ($k_f = 3.5$) исследовали на стенде физического моделирования, содержащем всасывающий трубопровод, осадительную камеру пневмоустановки, вакуум-насос и мерный лоток, установленный на платформе циферблатных весов. Модель заборного устройства перемещалась с заданной скоростью вдоль лотка приводным тяговым устройством. рис.1.

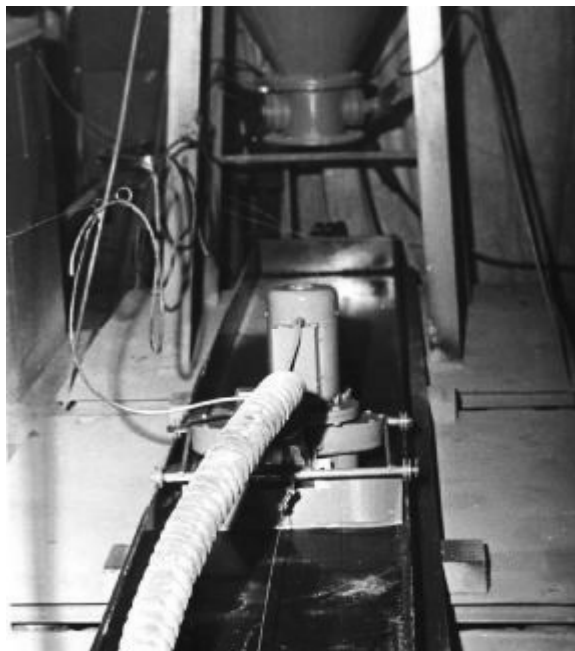


Рис. 1. Стенд №1. Вид на узел заборного устройства и мерный грузовой лоток

Fig.1. Stand for study of the discharge blower models

Параметром оптимизации являлась производительность дискового питателя при варьировании частоты n_d вращения дисков, высоты h_d слоя цемента на диске и коэффициента ξ_d перфорации дисков. На первом этапе в результате проведения опытов с пятью комплектами дисков, имеющими $\xi_d = 0.18 \dots 0.4$, установлено рациональное значение $\xi_d = 0.34$.

Табл. 1.

Параметр	$k_l = 1$	$k_l = 1.37$	$k_l = 3.5$
D_d , м	0.682	0.496	0.195
$D_{\text{пер}}$, м	0.46	0.38	0.143
d_0 , м	0.284	0.207	0.081
n_d , об/мин	45	42	57
V_{nd} , м/с	0.856	0.62	0.33
V_{nd} , м/с	1.606	1.09	0.58
V_0 , м/с	0.09	0.076	0.048
h_c , м	0.112	0.08	0.032
$\frac{\ddot{A}_A}{d_0}$	2.4	2.4	2.4
$\frac{h_c}{\ddot{A}_A}$	0.164	0.164	0.164

На втором этапе исследований, проведённых при рациональной величине перфорации дисков, определили частоту вращения дисков n_d и высоту слоя h_d , обеспечивающие оптимальную производительность питателя. Полученные зависимости показывают, что для модели $k_l = 3.5$ при h_d , составлявшей 0.03, 0.04, 0.05 и 0.06 м, оптимальная производительность получена при $n_d = 57$ об/мин (рис. 2) и $h_d = 0.05$ м (рис. 3).

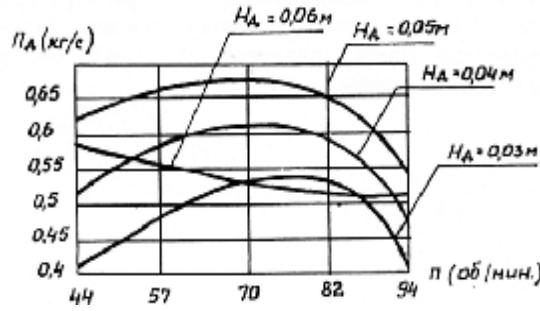


Рис. 2. Зависимость производительности Π_d модели ($k_f=3.5$) заборного устройства от частоты вращения дисков

Fig.2. Dependence between the performance of an intake model and disk speed totation.

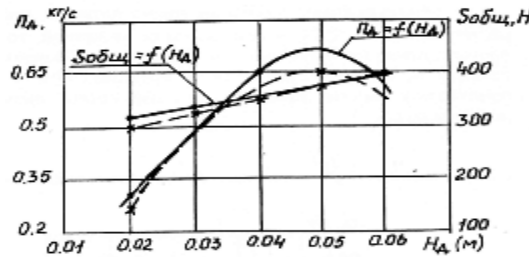


Рис. 3. Зависимость производительности Π_d модели ($k_f=3.5$) заборного устройства и усилия $S_{общ}$ от

высоты слоя цемента H_d :
1 и 2 - расчётные кривые;

3 и 4 - экспериментальные зависимости.

Fig.3. Dependence between the performance and capacity of an intake model and concrete layer thickness.

1,2 – derived curves;

3,4 – experimental dependences.

При увеличении высоты слоя h_d до 0.06 м и выше производительность системы дисковый питатель - заборное сопло снижалась из-за сопротивления забору, вызванного значительным превышением h_d над величиной h_c (рис. 4), определяющей положение верхней кромки заборной щели сопла.

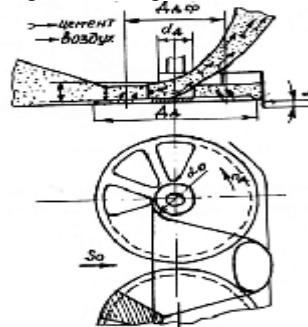


Рис. 4. Схема дискового питателя заборного устройства пневморазгрузчиков

$D_{д}$, $D_{кр}$ - наружный и средний диаметр дисков;

$\sigma_{д}$ - диаметр ступницы диска;

d_0 - диаметр открьлков сопла;

h_c - расстояние от диска до верхней кромки сопла;

α - угол наклона диска;

n_d - частота вращения вала шпателя.

Fig.4. Scheme of disk feeder of discharge blower intake.

Показатель степени n' колеблется в пределах от 2.74 до 2.8 для различных режимов работы дискового питателя так, если h_d ниже расчётной, то $n'=2.74$, а если h_d выше расчётной, то $n'=2.8$. При производственных испытаниях и исследованиях пневморазгрузчиков цемента h_d обычно колеблется в пределах 0.03м. Зависимость производительности питателя от наружного диаметра дисков показана на рис. 5.

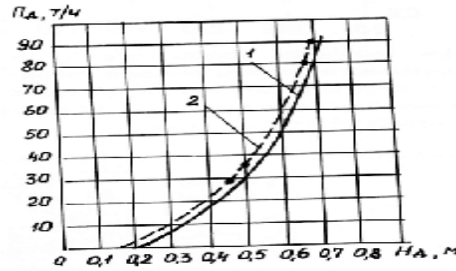


Рис. 5. Зависимость производительности Π_d питателя от диаметра диска D_d .
 1 - экспериментальная кривая;
 2 - расчётная кривая.

Fig.5. Dependence between the performance of a feeder blade and disk diameter:
 1 – experimental curve;
 2 – derived curve

Получены следующие формулы расчёта основных параметров натуральных образцов через определяющий размер питателя.

$$\begin{aligned} \text{скорость} & V = k_v \dot{A}_{\dot{A}}^{\frac{n'}{2}-1} \\ \text{ускорение} & a = k_a \dot{A}_{\dot{A}}^{n'-3} \\ \text{сила} & P = k_p \dot{A}_{\dot{A}}^{n'} \\ \text{мощность} & N = k_N \dot{A}_{\dot{A}}^{\frac{3n'}{2}-1} \\ \text{производительность} & \dot{I} = k_I \dot{A}_{\dot{A}}^{n'} \rho_{\dot{A}} n_{\dot{A}} \end{aligned}$$

Коэффициенты k_v , k_a , k_p , k_N и k_Q определяются расчётом через параметры модели формулы для определения этих коэффициентов, их значения при различной производительности пневморазгрузчиков, а также значения показателя степени приведены в таблице 2.

Основные результаты данных исследований были применены в пневморазгрузчиках цемента ТА-26 и ТА-27, а также при разработке заборных органов новых пневморазгрузчиков цемента из железнодорожных вагонов ТА-33, ТА-33А и из трюмов барж ТА-37./10./11/.

Табл. 2.

Коэффициенты	Значение коэффициентов при производительности пневморазгрузчиков, т/ч		
	2...5	15...50	55...90
$k_v = \frac{v_{\dot{A}\dot{I}}}{\dot{A}_{\dot{A}}^{\frac{n'}{2}-1} k_I}$	1.05	1.36	1.87
$k_i = \frac{\dot{a}_i}{\dot{A}_{\dot{A}}^{n'-3}}$	2.2	3.7	7
$k_\delta = \frac{D_i}{\dot{A}_{\dot{A}}^{n'}}$	3179	3050	2060
$k_N = \frac{N_M}{k_I \dot{A}_{\dot{A}}^{n'} \rho_{\dot{A}} n_{\dot{A}}}$	12.6	13.2	14
$\Pi_n = \frac{\Pi_M}{k_{\Pi} D_{MД}^{n'} \rho_{Д} n_{Д}}$ где: $k_{\Pi} = \frac{v_{HD}}{v_{Д}} = 0.57$	6.6	12	10.5
n'	2.74	2.74	2.80

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ

ВЫВОДЫ:

В результате проведенных исследований переналаживаемых моделей и натуральных образцов пневморазгрузчиков цемента и минпорошка установлено:

1. Разработанная методика экспериментального исследования пневмотранспортного оборудования на базе принципов физического моделирования рабочих процессов позволяет сократить стоимость и сроки постановки новых машин на серийное производство в 2-3 раза.
2. Технология разгрузочных работ пылевидных грузов с применением новых пневмоустановок всасывающе-нагнетательного действия типа ТА-27А, ТА-33А, ТА-37М и ТА-33М производительностью 50 т/ч и 90 т/ч с автоматизированным заборно-подающим устройством, успешно сочетают преимущества установок всасывающего и нагнетательного типов: хорошие санитарно-гигиенические условия труда для обслуживающего персонала, повышение производительности и снижение удельных энергозатрат, большую дальность подачи, широкий диапазон перемещаемых пылевидных и зернистых материалов, уменьшение потерь на распыл материалов в окружающую среду на 15÷20 % по цементу и на 30÷50 % по минпорошку, снижение загрязненности промышленной зоны предприятий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алиев Г.М., 1986. Техника пылеулавливания и очистки промышленных газов: Справочник. -М.: Металлургия. - 544.
2. Баловнев В.И., 1981. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. - М.: Высш. шк. - 335.
3. Гячев Л.В., 1968. Вибрация сыпучих материалов в трубах и бункерах.-М.: Машиностроение. - 184.
4. Калинушкин М.П., 1987. Насосы и вентиляторы. -М.: Высш. шк. - 176.
5. Потураев В.Н., Волошин А.Н., Пономарев Б.В., 1989. Вибрационно-пневматическое транспортирование сыпучих материалов. -К : Наук. думка. -245.
6. Piatkiewicz Z., Szlumczyk H., Homa D., Kowalsky E., 19897. -Ukt ad ciagtego transportu pneumatycznego. ZN. Pol. Sl. Energetyka z.99. Gliwice.
7. Морозов А.Д., Шапунов М.М., 1980. Рациональные параметры дискового питателя пневморазгрузчика цемента //Строительные и дорожные машины. - №9. - 14 - 15.
8. Морозов А.Д., 1990. «Интенсификация работы разгрузочно-транспортного пневматического оборудования» -М.: ЦНИИТЭстроймаш.- 100.
9. Морозов А.Д., Баладинский В.Л. Чердниченко И.А., 2005. Транспорт и пути сообщения: учебное пособие. - Симферополь, РИО КАПКС. – 318.
10. Морозов А.Д., Чердниченко И. А., 2003. Определение основных параметров шнеконапорных механизмов транспортных пневмомеханических машин.// Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. - №62, 46 - 52.
11. Морозов А.Д., Чердниченко И.А., 2013. Повышение эффективности и экологической безопасности разгрузочно-транспортного пневмооборудования для строительной индустрии: монография. – 304.
12. Cherednichenko I., Sapronova Z., 2008. Analysis of ecological safety and power intensity of pneumatic transport.// MOTROL. – Т. 10А, 163-167.
13. Шибанин В. С., Богза В.Г., Богданов С.И., 2012. Расчет вероятности отказов конструктивного элемента сборно-разборных легких металлических конструкций // MOTROL. - Vol. 14, №2, 164 - 167.

INCREASING ENVIRONMENTAL SAFETY AND REDUCTION OF ENERGY REQUIREMENT OF CONVEYING EQUIPMENT IN THE CONSTRUCTION INDUSTRY

Summary The paper contains experimental technique for studying pneumatic conveying equipment based on the principle of workflow physical modeling, allowing to reduce cost and time of setting up a mass production of new machines by 2-3 times. The paper describes the optimal parameters for discharge blower intake of concrete and mineral powder that reduce external spray losses by 15 - 20 % for concrete and 30-50% for mineral powder that enables to reduce industrial pollution and improve sanitary conditions of work.

Key words: discharge blower, dust-typed cargo, environment, environmental safety, screw.

