

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ  
КРИВОРОЖСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ГУЗЬ Борис Александрович

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПЕРЕНОСНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ  
ПЕРФОРАТОРОВ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИХРЕВОГО ЭФФЕКТА

Специальность 05.05.06 - "Горные машины"

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Кривой Рог - 1995

АВ 31.927

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00777351 (U)

Дисертацією являється рукопись.

Робота виконана в Научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте горнорудного машиностроения с опытным заводом (КриворожНИПИрудмаш)

НАУЧНИЙ РУКОВОДИТЕЛЬ

доктор технических наук, профессор

РУДЬ Ю.С.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

доктор технических наук, профессор  
кандидат технических наук, старший научный сотрудник

БАЖАЛ А.И.

ЖИВОВОТСКИЙ А.А.

ВЕДУЩЕЕ ПРЕДПРИЯТИЕ

Криворожский завод горного машиностроения, г.Кривой Рог

Защита диссертации состоится "16" марта 1995 г. в "10<sup>00</sup>" час. на заседании специализированного совета К 16.01.01 Криворожского технического университета по адресу: 324027, г.Кривой Рог, ул.ХХП партсъезда, 11.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Криворожского технического университета.

Автореферат разослан "16" февраля



Ученый секретарь специализированного совета, кандидат технических наук, доцент

ГРИБАЧЕВ В.Г.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Переносные пневматические перфораторы широко применяются на подземных горных предприятиях, являясь основным средством бурения шпуров в системах разработки с ограниченным рабочим пространством, что определяет необходимость улучшения их технико-экономических показателей.

Существующие конструкции перфораторов характеризуются высокими уровнями локальной вибрации, превышающими допустимые величины. Вибробезопасность переносных пневматических перфораторов, входящая в состав показателей их технического уровня и качества, наряду с величинами генерируемой вибрации включает фактор охлаждения кистей рук бурильщиков, обусловленный воздействием пониженных температур атмосферного воздуха горных выработок и шахтных вод низкой температуры, наличие которого существенно усиливает вибрационное воздействие.

Устранение охлаждающего воздействия внешней среды достигается постоянным обогревом рукояток перфораторов в процессе бурения. В настоящее время для обогрева держателей рукоятки применяется устройство, работающее на сжатом воздухе с использованием особенностей рабочего цикла перфоратора. Основным недостатком данного устройства является снижение производительности перфоратора, вследствие чего оно не получило широкого распространения.

Цель работы — повышение технического уровня переносного пневматического перфоратора путем создания конструкции устройства обогрева рукоятки, не снижающего его производительности, с использованием сжатого воздуха в качестве источника энергии для нагрева держателей.

Идея работы состоит в применении вихревого эффекта для получения тепла путем разделения сжатого воздуха в вихревой трубе на горячий и холодный потоки с использованием горячего потока для нагрева рукоятки, что позволяет разработать автономное устройство, не связанное с рабочим циклом переносного пневматического перфоратора.

Методы исследования. В работе использован комплексный метод исследований, включающий теоретические исследования закономерностей, отражающих физические основы изучаемых процессов, с использованием расчетов и экспериментальной проверкой результатов в сочетании с экспериментальными исследованиями в лабораторных условиях отдельных закономерностей, не охваченных теоретическими моделями, а также промышленные эксперименты.

Научные положения, разработанные лично соискателем, и их новизна:

впервые разработана теоретическая модель процессов нагрева в устройстве обогрева рукоятки перфоратора со встроеной вихревой трубой, на основании которой установлены аналитические зависимости для оптимизации характеристик устройства по расходу сжатого воздуха, температуре нагрева держателей и времени нагрева в зависимости от теплофизических и конструктивных параметров и внешних факторов;

получены впервые эмпирические соотношения диаметра камеры разделения вихревой трубы и площади проходного сечения соплового ввода, обеспечивающие максимум эффекта нагрева воздуха для режима работы с относительными долями холодного потока, близкими к единице;

найден эмпирические зависимости диаметра регулировочного сопла на выходе горячего потока от режима работы вихревой трубы и расхода сжатого воздуха при изменении относительного сечения соплового ввода;

установлены закономерности распределения температуры по длине камеры разделения при изменении режима работы вихревой трубы;

разработана методика расчета устройства обогрева держателей рукоятки переносного пневматического перфоратора, позволяющая найти конструктивные и режимные параметры устройства.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций обеспечивается использованием известных законов и положений теорий теплопередачи и вихревого эффекта, применением общепринятых методик при проведении экспериментальных исследований и подтверждается удовлетворительной сходимостью теоретических исследований с опытными данными: отклонение результатов экспериментов по температуре нагрева держателей рукоятки от расчетных величин составляет менее 1%.

Значение работы. Научное значение работы состоит в разработке теоретической модели процессов нагрева рукоятки перфоратора с устройством обогрева на принципе вихревого эффекта в стационарном и нестационарном тепловых режимах и установлении эмпирических соотношений, обеспечивающих эффективное функционирование вихревой трубы в устройстве обогрева при режимах работы с максимальной температурой нагрева стенки камеры разделения.

Практическое значение работы заключается в разработке прин-

ципальных вопросов конструктивного выполнения устройства обогрева рукоятки перфоратора, не снижающего его производительности, и создании конструкции устройств обогрева для серийных перфораторов типоразмеров ПП50, ПП54 и ПП63, обеспечивающих требуемый обогрев держателей при температурах скатого и атмосферного воздуха до  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Реализация работы. Экспериментальные образцы устройств обогрева внедрены на шахтах "Коммунар" ПО "Кривбассруда" (г. Кривой Рог) и "Артемовская" ПО "Лензолото" (г. Бодайбо). Изготовлена экспериментальная партия устройств обогрева рукоятки перфоратора ПП63В для комбината "Хинганолово" (п. Хинганск, БАО). Прошли приемочные испытания и рекомендованы к серийному производству опытные образцы перфораторов ПП50В2 и ПП50В1-01 с устройствами обогрева.

Апробация работы. Основные положения работы и результаты исследований доложены и обсуждены на постоянном семинаре "Методы и средства борьбы с шумами и вибрациями в промышленности" (Ленинград, 1989 г.) и на секции научно-технического совета института НИПИрудмаш (Кривой Рог, 1992 и 1994 г.г.).

Публикации. По теме диссертации и результатам исследований опубликовано 8 печатных работ и получено 5 авторских свидетельств.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и заключения, изложенных на III страницах машинописного текста<sup>3</sup>, содержит 27 рисунков, 8 фотографий, 13 таблиц, список литературы из 101 источника и I приложение.

### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

#### Состояние вопроса и направления исследований.

Применение обогрева рукояток переносных пневматических перфораторов, как средства повышения вибробезопасности, регламентируется гигиеническими требованиями к их конструкции и эксплуатации.

В настоящее время для обогрева рукояток перфораторов применяется конструкция устройства обогрева, разработанная в конце 60-х годов В.Н. Идуком, Д.С. Королевым, Б.М. Пышкиным и А.Ф. Труниловым. Вклад в совершенствование данного устройства и его доведение до промышленного использования внесли В.П. Афанасьев, В.М. Васильев, Н.Л. Ким, Г.Г. Кичаков, Г.А. Терехов, К.П. Хмизников и др.

Для нагрева рукоятки в данном устройстве используется нагрев воздуха при скатии в полости обратного хода цилиндра перфоратора и при наполнении воздухом полости рукоятки, соединенной с полостью обратного хода. При небольшом увеличении расхода скатого воздуха, потребляемого перфоратором, устройство обеспечивает эффектив-

ный нагрев держателей рукоятки.

Применение устройства обогрева данной конструкции приводит к снижению производительности перфоратора, что обусловлено присоединением дополнительного объема к полости обратного хода цилиндра. Уменьшение скорости бурения перфораторов при использовании современных конструкций устройства обогрева может достигать 8-10%.

Из-за указанного недостатка устройство не получило широкого распространения и применяется преимущественно на шахтах Севера, где охлаждение не только усиливает вибрационное воздействие, но и непосредственно снижает производительность труда.

Устранение потерь производительности перфоратора требует применения автономной конструкции устройства обогрева, не связанной с его рабочим циклом. Анализ термодинамических процессов, сопровождавшихся нагревом воздуха, и способов их реализации показал, что автономное устройство обогрева можно создать при использовании для нагрева воздуха вихревого эффекта, реализуемого в вихревой трубе.

Устройства с вихревыми трубами не применяются для нагрева рукояток ручных машин и механизированного инструмента, ввиду чего отсутствуют работы, посвященные выбору и расчету таких устройств.

Анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований в области вихревого эффекта показал, что его реализация в устройстве обогрева рукоятки требует проведения экспериментальных работ по созданию вихревой трубы с требуемыми величинами эффекта нагрева воздуха. Необходимость таких работ обусловлена отсутствием теоретических методов расчета вихревых труб и ограниченной областью применения известных эмпирических зависимостей, а также существенным влиянием конструктивных и других факторов на их эффективность.

Из анализа условий эксплуатации переносных пневматических перфораторов, выполненного по результатам работ в области теплового режима и микроклимата шахт и рудников, и из гигиенических требований к устройствам обогрева следует, что устройство должно обеспечивать требуемую температуру нагрева поверхности держателей рукоятки в диапазоне температур атмосферного воздуха от +20 до -15 + -20°C, а температура нагрева должна устанавливаться с учетом теплоизолирующих свойств применяемых бурильщиками защитных рукавиц.

Для создания устройства обогрева рукоятки перфоратора на ба-

зе вихревой трубы необходимо решить следующие задачи:

- теоретически обосновать оптимальную принципиальную схему с вихревой трубой в качестве источника тепла;
- выполнить теоретические исследования процессов нагрева, установить зависимости температуры нагрева держателей, потребляемого расхода сжатого воздуха и времени нагрева от конструктивных и теплофизических параметров рукоятки, характеристик вихревой трубы и внешних условий;
- определить допустимые температуры нагрева держателей рукоятки с учетом теплоизолирующих свойств защитных рукавиц;
- исследовать процессы нагрева воздуха в вихревых трубах при долях горячего потока, соответствующих диапазону наибольших значений температуры горячего воздуха, определить зависимости эффекта нагрева воздуха от режимных и конструктивных параметров;
- разработать конструкцию устройства обогрева и провести её испытания в лабораторных и промышленных условиях;
- разработать методику выбора и расчета основных параметров устройства обогрева.

#### Теоретические исследования устройства обогрева.

Устройство обогрева на базе вихревой трубы можно выполнить по двум отличающимся конструктивным схемам, в одной из которых вихревая труба является автономным элементом и сообщается с полостью рукоятки через соединительный канал, а в другой схеме камера разделения вихревой трубы совмещена с полостью рукоятки.

В первом случае вихревая труба и соединительный канал являются дополнительными узлами, усложняющими конструкцию перфоратора. Сравнение указанных конструктивных схем показало, что вторая схема обеспечивает заданную температуру нагрева рукоятки при меньшем в 1,5-2 раза, чем в первой схеме, расходе сжатого воздуха. Конструктивная схема с совмещением камеры разделения вихревой трубы и полости рукоятки являлась базовой схемой при разработке устройства обогрева.

Процесс нагрева рукоятки в устройстве обогрева характеризуется двумя отличающимися тепловыми режимами, нестационарным и стационарным.

Расчетная схема стационарного теплового режима показана на рис.1. В этой схеме рукоятка представлена в виде двухслойного полого цилиндра с однослойным участком.

## Расчетная схема стационарного теплового режима

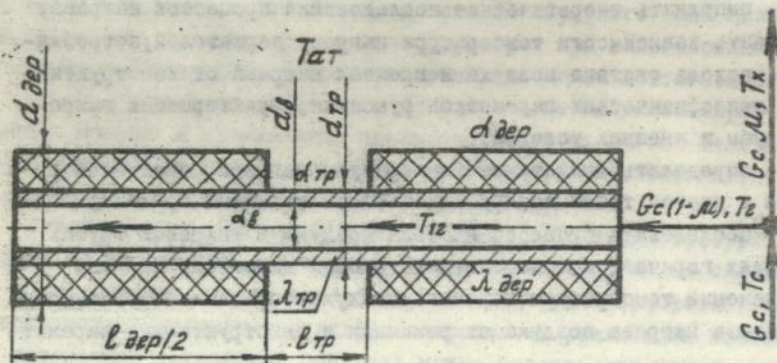


Рис. I

Из решения уравнения материального и теплового балансов при работе вихревой трубы в адиабатном и неадиабатном режимах с использованием известных соотношений стационарного теплового режима для многослойной цилиндрической стенки получено следующее выражение для расхода сжатого воздуха, потребляемого устройством обогрева

$$G_c = \frac{\pi \alpha_{двп} d_{двп} (T_{двп} - T_{ат}) (R_{тр} l_{двп} + R_{двп} l_{тр})}{c_p (1-\mu) R_{тр} [\Delta T_c + T_c - T_{ат} - R_{двп} \alpha_{двп} d_{двп} (T_{двп} - T_{ат})]} \quad (I)$$

где  $G_c$  - потребляемый расход воздуха, кг/с;  $\alpha_{двп}$  - коэффициент теплоотдачи между поверхностью держателя рукоятки и атмосферным воздухом, Вт/(м<sup>2</sup>.К);  $R_{двп}$  и  $R_{тр}$  - полные линейные термические сопротивления держателя и открытого участка несущей трубы, (м.К)/Вт;  $\Delta T_c$  - эффект нагрева воздуха в вихревой трубе, К;  $T_{двп}$ ,  $T_{ат}$  и  $T_c$  - температуры держателя, атмосферного и сжатого воздуха, К;  $c_p$  - удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг.К);  $\mu$  - относительная доля холодного потока;  $l_{двп}$  и  $l_{тр}$  - длины держателя и открытого участка, м;  $d_{двп}$  - диаметр держателя, м.

Нахождение величины  $G_c$  по формуле (I) производится методом последовательных приближений с использованием поправок на масштаб вихревой трубы и соотношений, связывающих расход воздуха с площадью сопла и площадью сопла с диаметром камеры разделения.

Входящая в (I) температура  $T_{доп}$  является нормативной величиной. Исходя из установленной гигиеническими рекомендациями допустимой величины нагрева рукоятки  $35^{\circ}\text{C}$ , в допущении равенства температур нагрева при открытом и охваченном держателе получено следующее выражение для допустимой температуры нагрева при использовании защитных рукавиц

$$T_{доп} = \frac{(1 + \alpha_n R_f d_{доп})(T_n - T_{ат})}{\alpha_{доп} R_{доп} d_{доп}} + T_{ат}, \quad (2)$$

где  $T_{доп}$  - допустимая температура нагрева, К;  $T_n$  - нормативное значение температуры без применения рукавиц, К;  $\alpha_n$  - коэффициент теплоотдачи между держателем и атмосферным воздухом при температуре  $T_n$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $R_f$  - полное линейное термическое сопротивление держателя при охвате рукой в защитной рукавице, (м·К)/Вт

$$R_f = \frac{1}{\alpha_s d_s} + \frac{1}{2\lambda_{тр}} \ln \frac{d_{тр}}{d_s} + \frac{1}{2\lambda_{доп}} \ln \frac{d_{доп}}{d_{тр}} + \frac{1}{2\lambda_z} \ln \frac{(d_{доп} + 2\delta_z)}{d_{доп}}$$

$\alpha_s$  - коэффициент теплоотдачи между горячим потоком и стенкой камеры разделения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda_{тр}$ ,  $\lambda_{доп}$  и  $\lambda_z$  - коэффициенты теплопроводности материала несущей трубы, держателя и защитных рукавиц, Вт/(м·К);  $\delta_z$  - толщина слоя материала рукавиц, м;  $d_s$  и  $d_{тр}$  - диаметры камеры разделения и несущей трубы, м.

Для обычно применяемых защитных рукавиц с толщиной слоя материала ладонной части около 0,002 м и стандартных резиновых держателей диаметром 0,04 м допустимая температура возрастает с 36 до  $40^{\circ}\text{C}$  при снижении температуры атмосферного воздуха от  $+20^{\circ}\text{C}$  до  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Входящий в (I) эффект нагрева воздуха  $\Delta T_c$  обычно представляется аппроксимирующей квадратичной зависимостью

$$\Delta T_c = A\mu^2 + B\mu + C, \quad (3)$$

где  $A$ ,  $B$  и  $C$  - численные коэффициенты.

Дифференцирование уравнения (I) по величине  $\mu$  с учетом (3) дает следующее выражение для условия минимума расхода воздуха

$$\mu = \frac{A - B + \sqrt{(A - B)^2 - 3A[C - B + T_c - T_{ат} - R_{доп} \alpha_{доп} d_{доп} (T_{доп} - T_{ат})]}}{3A}. \quad (4)$$

Анализ выражения (4) показывает, что минимум расхода воздуха

незначительно смещен относительно положения максимума эффекта нагрева ( $\mu = -B/2A$ ) в сторону уменьшения  $\mu$ .

При постоянном расходе сжатого воздуха  $G_c$  решение уравнения теплового баланса дает следующее выражение для температуры нагрева поверхности держателя

$$T_{\text{дв}} = \frac{\Delta T_c + T_c - T_{\text{ст}}}{R_{\text{дв}} \alpha_{\text{дв}} d_{\text{дв}} (1 + \xi)} + T_{\text{ст}}, \quad (5)$$

$$\text{где } \xi = \frac{\pi (l_{\text{дв}} R_{\text{тр}} + l_{\text{тр}} R_{\text{дв}})}{G_c c_p (1 - \mu) R_{\text{дв}} R_{\text{тр}}}$$

Условие максимума температуры  $T_{\text{дв}}$  при изменении  $\mu$  определяется корнем уравнения

$$a\mu^3 + b\mu^2 + c\mu + f = 0, \quad (6)$$

$$\text{где } a = 2A; \quad b = B - A(3E + 4); \quad c = 2(A - B)(E + 1);$$

$$f = B + E(B - C - T_c + T_{\text{ст}}); \quad E = \frac{\pi (l_{\text{дв}} R_{\text{тр}} + l_{\text{тр}} R_{\text{дв}})}{G_c c_p R_{\text{дв}} R_{\text{тр}}}$$

Из анализа уравнения (6) следует, что максимум  $T_{\text{дв}}$  совпадает с максимумом  $\Delta T_c$  в предельном случае при  $R_{\text{дв}} = R_{\text{тр}} = \infty$ , а для фактических значений  $R_{\text{дв}}$  и  $R_{\text{тр}}$  имеется незначительное смещение положения максимума  $T_{\text{дв}}$  в сторону меньших  $\mu$  примерно на 1%.

Количественная оценка параметров устройства обогрева по соотношениям (1) и (5) выполнялась с применением ЭВМ ЕС1022 по программе, составленной на языке "Фортран". Как показали расчеты, для сегийных конструкций рукояток перфораторов требуемая температура нагрева держателей с учетом (2) соответствует расходам сжатого воздуха более  $0,5 \text{ м}^3/\text{мин}$  при температуре атмосферного воздуха ниже  $-10^\circ\text{C}$  даже в случае применения высокоэффективной вихревой трубы со спиральным сопловым вводом, что нежелательно с позиций экономичности устройства.

Как следует из (1), расход воздуха  $G_c$  можно снизить за счет повышения эффективности вихревой трубы (увеличения  $\Delta T_c$ ). Данная задача решалась экспериментальным путем. Другие возможности снижения  $G_c$  состоят, прежде всего, в уменьшении термического сопротивления держателя и площади теплообмена между рукояткой и атмосферным воздухом.

Наибольшее уменьшение величины  $G_c$  достигается при увеличении коэффициента теплопроводности материала держателей  $\lambda_{\text{дв}}$ : при-

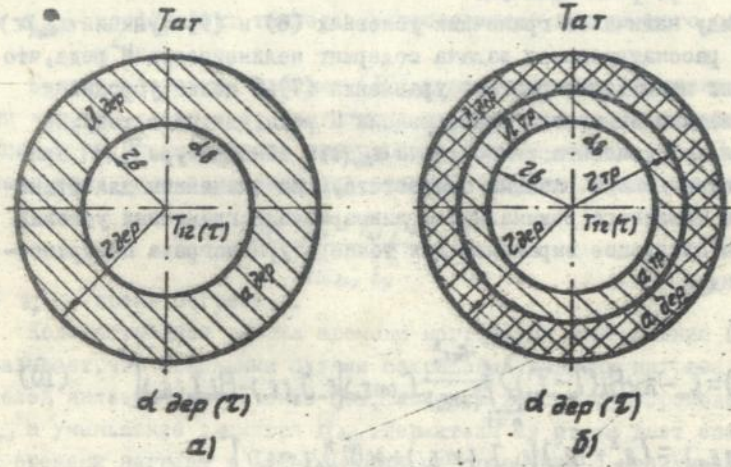
менение держателей из стали вместо резиновых дает снижение  $G_c$  в 2,2-3,3 раза при температурах сжатого и атмосферного воздуха  $-15^{\circ}\text{C}$  и диаметрах  $d_{дер} = 0,035 \pm 0,04$  м, а температура  $T_{дер}$  при постоянном расходе воздуха возрастает на 16-19 К.

Уменьшение диаметра  $d_{дер}$  с 0,04 до 0,035 м обеспечивает снижение расхода воздуха до 40% в случае резиновых держателей, а сокращение длины держателей  $l_{дер}$  на 0,1 м соответствует уменьшению расхода воздуха на 16%.

Иные возможности снижения расхода сжатого воздуха  $G_c$ , состоящие в применении теплоизолятора на открытом участке несущей трубы, увеличении площади теплообмена между горячим потоком и стенкой камеры разделения и в утилизации энергии горячего потока с помощью эжектора, характеризуются меньшей эффективностью: уменьшение расхода при использовании данных методов составляет 4-15%.

Основной характеристикой устройства обогрева, определяемой при нестационарном тепловом режиме, является время достижения конечной температуры нагрева держателей. Расчетные схемы нестационарного теплового режима показаны на рис. 2. Держатель и несущая труба рассматриваются в приближении бесконечного полого цилиндра.

Расчетные схемы нестационарного теплового режима



а - однослойный цилиндр; б - двухслойный цилиндр.

Рис. 2

Первоначально рассматривается однослойный цилиндр (рис. 2а), что соответствует однородности материала несущей трубы и держателя. Уравнение теплопроводности для цилиндра имеет вид

$$\frac{\partial T(r, \tau)}{\partial \tau} = \alpha_{\text{дсп}} \left[ \frac{\partial^2 T(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial r} \right]; \quad (7)$$

$$r_1 \leq r \leq r_{\text{дсп}},$$

где  $\tau$  — время, с;  $r$ ,  $r_1$  и  $r_{\text{дсп}}$  — текущий, внутренний и наружный радиус цилиндра, м;  $\alpha_{\text{дсп}}$  — коэффициент теплопроводности материала цилиндра, м<sup>2</sup>/с.

Граничные условия для рассматриваемой задачи выражаются уравнениями

$$\lambda_{\text{дсп}} \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial r} + \alpha_s [T_{12}(\tau) - T(r, \tau)] = 0; \quad (8)$$

$$\lambda_{\text{дсп}} \frac{\partial T(r_{\text{дсп}}, \tau)}{\partial r} + \alpha_{\text{дсп}}(\tau) [T(r_{\text{дсп}}, \tau) - T_{\text{ст}}] = 0, \quad (9)$$

где  $T_{12}(\tau)$  — текущее значение температуры горячего потока в камере разделения, К.

Ввиду наличия в граничных условиях (8) и (9) функций  $\alpha_{\text{дсп}}(\tau)$  и  $T_{12}(\tau)$  рассматриваемая задача содержит нелинейность II рода, что усложняет нахождение решения уравнения (7). С целью упрощения данной задачи выполнена линеаризация II рода, для чего текущие значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{дсп}}(\tau)$  и температуры  $T_{12}(\tau)$  приняты постоянными и равными соответствующим значениям для стационарного теплового режима. После линеаризации граничных условий получено следующее выражение для температуры нагрева поверхности цилиндра

$$T(r_{\text{дсп}}, \tau) = T_{\text{ст}} - \lambda \chi \text{Bi} (T_{\text{ст}} - T_{12}) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\xi^{-\tau_0 \epsilon_n^2}}{F(m \epsilon_n)} C_0(m \epsilon_n) [\epsilon_n J_1(\epsilon_n) - \text{Bi} J_0(\epsilon_n)]^2, \quad (10)$$

$$\text{где } F(m \epsilon_n) = (\epsilon_n^2 + \text{Bi}^2) [\epsilon_n J_1(m \epsilon_n) + \chi \text{Bi} J_0(m \epsilon_n)]^2 -$$

$$- (\epsilon_n^2 + \chi^2 \text{Bi}^2) [\epsilon_n J_1(\epsilon_n) - \text{Bi} J_0(\epsilon_n)]^2;$$

$$C_0(m \epsilon_n) = J_0(\epsilon_n) [\epsilon_n Y_1(m \epsilon_n) + \chi \text{Bi} Y_0(m \epsilon_n)] -$$

$$- Y_0(\epsilon_n) [\epsilon_n J_1(m \epsilon_n) + \chi \text{Bi} J_0(m \epsilon_n)];$$

$m = \frac{d_s}{d_{\text{дср}}}$ ;  $\alpha = \frac{\alpha_s}{\alpha_{\text{дср}}}$ ;  $Bi = \frac{\alpha_{\text{дср}} d_{\text{дср}}}{2\lambda_{\text{дср}}}$  - критерий Био;  $T_{\text{г}}$  - температура горячего потока при стационарном тепловом режиме, К;

$Fr_0 = \frac{4\alpha_{\text{дср}} \tau}{d_{\text{дср}}^2}$  - критерий Фурье;  $J_0, J_1$  и  $Y_0, Y_1$  - функции

Бесселя первого и второго рода нулевого и первого порядка.

Входящие в (10) величины  $\epsilon_n$  являются корнями характеристического уравнения

$$\begin{aligned} & [\epsilon J_1(m\epsilon) + \alpha Bi J_0(m\epsilon)] [\epsilon Y_1(\epsilon) - Bi Y_0(\epsilon)] - \\ & - [\epsilon Y_1(m\epsilon) + \alpha Bi Y_0(m\epsilon)] [\epsilon J_1(\epsilon) - Bi J_0(\epsilon)] = 0. \end{aligned}$$

Решение задачи для двухслойного цилиндра, соответствующее случаю применения держателя и несущей трубы из разнородных материалов (рис. 26), при использовании известного приближенного метода решения таких задач сводится к решению (10) введением вместо величин  $d_s$  и  $\alpha_s$  приведенных величин

$$d_s^{np} = d_{tr} - (d_{tr} - d_s) \sqrt{\frac{\alpha_{\text{дср}}}{\alpha_{tr}}}; \quad \alpha_s^{np} = \alpha_s \frac{d_s}{d_s^{np}},$$

где  $\alpha_{tr}$  - коэффициент температуропроводности внутреннего слоя,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

С использованием решения (10) и при введении величины времени нагрева, которое соответствует температуре нагрева, меньшей температуры стационарного теплового режима примерно на 2,7 К, получено следующее выражение для времени нагрева держателя

$$\tau_p = \frac{\ln(T_{\text{дср}} - T_{\text{г}}) - 1}{4\alpha_{\text{дср}} \epsilon_1^2} d_{\text{дср}}^2, \quad (11)$$

где  $\tau_p$  - время нагрева, с.

Количественная оценка времени нагрева по соотношению (11) показывает, что основными путями сокращения времени нагрева держателя является увеличение коэффициента температуропроводности  $\alpha_{\text{дср}}$  и уменьшение диаметра  $d_{\text{дср}}$ . Держатели из стали дают сокращение времени нагрева в 1,7-2,1 раза по сравнению с резиновыми держателями при диаметрах 0,035-0,04 м, а при уменьшении диаметра с 0,04 до 0,035 м время нагрева уменьшается в 1,7 раза для резиновых и в 1,4 раза для стальных держателей. Полученные факторы сокращения времени нагрева совпадают с мероприятиями по снижению расхода воздуха, потребляемого устройством обогрева.

### Экспериментальные исследования устройств обогрева.

Обеспечение требуемых температур нагрева держателей при малых расходах сжатого воздуха обуславливает применение эффективных вихревых труб с большими величинами эффекта нагрева воздуха  $\Delta T_2$ . Эффективность вихревых труб существенно зависит от конструкции применяемого соплового ввода. Сравнительные испытания тангенциальных вводов с соплами круглого и прямоугольного сечения и цилиндрических винтовых закручивающих устройств (ВЗУ) выполнялись на вихревых трубах с диаметром камеры разделения

$d_g = 0,0123$  м и близкими величинами относительных длин камеры разделения  $l_{gr} = l_{gr}/d_g$  и сечения сопла  $F_c = 4F_c/\pi d_g^2$ , где  $F_c$  — сечение сопла, м<sup>2</sup>, а  $l_{gr}$  — длина камеры разделения, м.

Исследования показали, что в вихревой трубе с однозаходным ВЗУ при долях холодного потока  $\mu > 0,9$  величина эффекта нагрева воздуха  $\Delta T_2$  выше на 4 и 10 К по сравнению с вихревыми трубами, содержащими прямоугольное и круглое тангенциальные сопла, а двухзаходное ВЗУ дает рост величины  $\Delta T_2$  на 7 К по сравнению с однозаходным. В ходе последующих работ конструкция вихревой трубы с цилиндрическим ВЗУ использовалась в качестве базовой.

На вихревой трубе со сменными однозаходными ВЗУ исследовано влияние соотношения диаметра камеры разделения  $d_g$  и сечения сопла  $F_c$  на величину эффекта нагрева. В результате исследований установлено следующее эмпирическое соотношение для максимума величины  $\Delta T_2$

$$d_g = 4,87 \sqrt{F_c}. \quad (12)$$

В работах по вихревому эффекту наибольшая величина численного коэффициента в соотношении, аналогичном (12), равняется 4,15. При этом эффект нагрева воздуха  $\Delta T_2$  для  $\mu > 0,9$  ниже на 18,4 К. Полученное соотношение является основным результатом работ по повышению эффективности вихревой трубы в области больших  $\mu$ .

В результате экспериментальных исследований получены зависимости эффекта нагрева воздуха  $\Delta T_2$  от величины  $\mu$  для 20 конструкций вихревых труб с расходами воздуха от 0,18 до 0,58 м<sup>3</sup>/мин.

Измерения температуры нагрева держателей в экспериментальных образцах устройств обогрева показали хорошую сходимость с теоретическими расчетами. При использовании полученных зависимостей  $\Delta T_2$  от  $\mu$  максимальная ошибка расчетов по зависимости (5) не превышает 0,6%. Опытные зависимости температуры нагрева от времени  $t$  для держателей из стали практически совпадают с рассчитанными по соотношению (10), а для резиновых держателей отклонение

от опытных данных не превышает 0,6% при  $F_0 > 0,19$ .

Максимально достигнутая температура нагрева держателей составила  $85^{\circ}\text{C}$  при температуре атмосферного воздуха  $20^{\circ}\text{C}$ , что соответствует  $37^{\circ}\text{C}$  при температуре атмосферного воздуха  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Исследованы закономерности распределения температуры по длине камеры разделения вихревой трубы. Установлено, что распределение относительной температуры по относительной длине не зависит от величины относительного сечения сопла в интервале значений от 0,044 до 0,058.

С использованием данного результата разработаны и проверены экспериментально способы выравнивания температуры нагрева держателей по длине, состоящие в выборе их взаимного расположения и применения в держателях металлических вставок цилиндрической формы и с переменным по длине поперечным сечением, получены методы расчета указанных средств.

Установлены эмпирические соотношения для определения диаметров регулировочных сопел, устанавливаемых на выходе горячего потока. Применение сопел является предпочтительным ввиду небольших сезонных колебаний температуры воздуха в шахтах и сложности контроля температуры нагрева при плавном регулировании.

#### Реализация результатов исследований.

На основании результатов теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета режимных и конструктивных параметров устройства обогрева. Расчет производится с использованием полученных характеристик вихревых труб.

При выполнении работы разработано 10 конструкций и модификаций устройств обогрева с расходами воздуха от 0,24 до 0,58 м<sup>3</sup>/мин для одно- и двухручных рукояток перфораторов моделей ПП50, ПП54 и ПП63, применимых при температурах воздуха в горных выработках до  $-20^{\circ}\text{C}$ .

В шахтных условиях испытаны экспериментальные образцы устройств обогрева на перфораторах ПР25МВ и ПП63В и опытные образцы перфораторов ПП50В2 и ПП50В1-01 с обогреваемыми рукоятками. Промышленные испытания экспериментальных и опытных образцов проводились на шахтах ПО "Кривбассруда" (г. Кривой Рог) при температурах воздуха в выработках  $+13^{\circ}\text{C}$  и  $+16^{\circ}\text{C}$  и в ПО "Дензолото" (г. Бодайбо) при температуре  $-6^{\circ}\text{C}$ . Испытания показали, что устройства обогрева обеспечивают требуемый нагрев держателей, удобны в эксплуатации и не ухудшают показателей надежности перфораторов.

Ожидаемый экономический эффект от применения устройств обо-

грева на перфораторах ПП6ЭП, ПП6ЭВ2Д и ПП6ЭС2Р составляет 326,3 тыс.руб. в ценах 1990 г., а обобщенный показатель технического уровня и качества перфораторов возрастает до 1,012-1,028 за счет устранения потерь скорости бурения и увеличения допустимого времени эксплуатации в смену.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации решена задача создания принципиально новой конструкции устройства обогрева рукоятки переносного пневматического перфоратора, не снижающего его производительности, в которой для нагрева держателей используется вихревой эффект.

Основные научные выводы и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Обоснована конструктивная схема устройства обогрева с совмещением камеры разделения вихревой трубы и полости несущей трубы рукоятки перфоратора, обеспечивающая снижение потребляемого расхода сжатого воздуха в 1,5-2 раза по сравнению с автономной вихревой трубой.

2. Получены аналитические зависимости для стационарного и нестационарного тепловых режимов работы устройства обогрева, позволяющие определить расход сжатого воздуха, температуру и время нагрева держателей с учетом конструктивных и теплофизических параметров рукоятки и внешних факторов.

3. Теоретический анализ и количественная оценка полученных аналитических зависимостей, подтвержденные результатами экспериментальных исследований, показали, что наиболее существенное снижение потребляемого устройством обогрева расхода сжатого воздуха (в 2-4 раза) и повышение температуры нагрева держателей (на 17-22°C) достигается применением держателей из материалов с большими величинами коэффициента теплопроводности, далее следует уменьшение наружного диаметра и длины держателей, дающее снижение расхода в 1,3-1,7 раза, а сокращение времени нагрева держателей в 1,7-2,9 раза обеспечивается применением материалов с большими величинами коэффициента температуропроводности и уменьшением наружного диаметра.

4. Исходя из допустимого значения температуры нагрева рукояток ручных машин и критериев, по которым установлена данная температура, получены аналитические зависимости и определены допустимые температуры нагрева держателей рукоятки перфоратора с учетом использования защитных рукавиц в зависимости от толщины тканевого слоя, его теплофизических свойств и внешних факторов.

5. Экспериментально определены оптимальные соотношения диаметра камеры разделения вихревой трубы и площади сечения соплового ввода, обеспечивающие максимальные величины нагрева воздуха при малых долях горячего потока. Вихревые трубы с полученными соотношениями параметров дают возрастание величины эффекта нагрева воздуха на 18-19 К по сравнению с трубами, у которых данные соотношения устанавливаются известными зависимостями.

6. Установлено, что распределение относительной температуры нагрева стенки камеры разделения по относительной длине остается постоянным при изменении относительного сечения сопла. На основании данного результата разработаны и проверены экспериментально способы выравнивания температуры нагрева по длине держателей путем выбора их взаимного положения и установки в держателях вставок с отличающимися значениями коэффициента теплопроводности, получены методы расчета указанных средств.

7. Установлены эмпирические зависимости, связывающие величину диаметра канала регулировочных сопел, применяемых для ступенчатого регулирования температуры нагрева держателей, с режимом работы вихревой трубы и расходом сжатого воздуха.

8. Разработаны методика инженерного расчета устройств обогрева и промышленные образцы устройств для одnorучных и двухручных рукояток переносных пневматических перфораторов серийного производства, которые могут эксплуатироваться при температурах воздуха в выработках до  $-20^{\circ}\text{C}$ .

9. Переданы в опытно-промышленную эксплуатацию на шахтах ПО "Кривбассруда" и "Лензолото" экспериментальные образцы устройств обогрева, изготовлена экспериментальная партия устройств в количестве 20 шт. для комбината "Хинганолово", прошли приемочные испытания и рекомендованы к серийному производству опытные образцы перфораторов ПП50В2 и ПП50В1-01. Ожидаемый экономический эффект от внедрения перфораторов с устройствами обогрева составляет 326,3 тыс. руб. в ценах 1990 г. Применение устройств повышает технический уровень перфораторов за счет увеличения скорости бурения и улучшения показателя вибробезопасности.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Обогреваемая виброзащитная рукоятка для ручных пневматических перфораторов. - Горный журнал, 1985, № 4, с. 48-51 (соавторы Л.М. Могилевский, А.Е. Борисенко, И.В. Неймирко).

2. А.с. 998745 (СССР). Пневматический молоток. - Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт гор-

норудного машиностроения.-Заявл.07.09.81 № 3372616/22-03.Опубл. в Б.И.,1983,№ 7,с.206 (соавторы Л.М. Могилевский,А.Е. Борисенко, И.В. Неймирко).

3. А.с. 1118765 (СССР).Пневматический молоток.-Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт горно-рудного машиностроения.-Заявл.29.06.83 № 3611505/22-03.Опубл. в Б.И.,1984,№ 38,с.88 (соавторы Л.М. Могилевский,А.Е. Борисенко, И.В. Неймирко).

4. А.с. 1239304 (СССР).Пневматический молоток.Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт горно-рудного машиностроения.-Заявл.19.12.84 № 3829231/22-03.Опубл. в Б.И.,1986,№ 23,с.109 (соавтор Л.М. Могилевский).

5. А.с. 1268722 (СССР).Пневматический молоток.-Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт горно-рудного машиностроения.-Заявл.05.05.85 № 3893869/22-03.Опубл. в Б.И.,1986,№ 41,с.117 (соавтор Л.М. Могилевский).

6. А.с. 1613598 (СССР).Перфоратор.-Научно-производственное объединение самоходной горной техники "Криворожрудмаш".-Заявл. 28.12.88 № 4626815/23-03.Опубл. в Б.И.,1990,№ 46,с.127 (соавторы Л.М. Могилевский,В.А. Скворчевская).

7. Исследование нестационарного теплового режима устройства обогрева рукоятки перфоратора.-М.:1989.-19 с.-Рук. деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш,№ 418-тм89.

8. Теоретические и экспериментальные исследования устройства обогрева рукоятки на принципе вихревого эффекта для переносных пневматических перфораторов.-М.:1989.-24 с.-Рук. деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш,№ 419-тм89.

9. Определение допустимых температур нагрева рукояток переносных пневматических перфораторов и виброопасных ручных машин при использовании защитных рукавиц.-М.:1989.-12 с.-Рук. деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш,№ 420-тм89.

10. Регулирование вихревых труб с ВЗУ соплами постоянного расхода на выходе горячего потока.-М.:1991.-10 с.-Рук. деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш,№ 719-тм91.

11. Исследование процессов нагрева воздуха в вихревых трубах с ВЗУ при больших долях холодного потока.-М.:1991.-9 с. Рук. деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш,№ 720-тм91.

12. Обеспечение равномерности нагрева рукоятки переносного пневматического перфоратора с устройством обогрева на принципе вихревого эффекта.-М.:1991.-15 с.-Рук. деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 721-тм91.

13. Устройство обогрева рукояток переносных пневматических перфораторов. Информационный листок № 91-019. - Запорожье: Запорожский ЦНТИ, 1991. - 4 с.

Guz B.A. Raising a technical level of portable pneumatic perforators by using a vortical effect.

The thesis for a competition of a degree of the candidate of technical sciences by the speciality 05.05.06-Mine machines, the Krivoy Rog Technical University, Krivoy Rog, 1995.

8 scientific works and 5 author's certificates are being defended, they contain the results of theoretical and experimental investigations of the perforator handle heating device with the vortical tube as a heat source. There have been ascertained analytical and empirical relations, ensuring the optimization of the device characteristics in air consumption, temperature and holders heating time. Perforators' designs with heating devices are realized and tested in a mine environment.

Гузь Б.А. Повышение технического уровня переносных пневматических перфораторов путем использования вихревого эффекта.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06-горные машины, Криворожский технический университет, Кривой Рог, 1995.

Защита 8 научных работ и 5 авторских свидетельств, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований устройства обогрева рукоятки перфоратора с вихревой трубой в качестве источника тепла. Установлены аналитические и эмпирические зависимости, обеспечившие оптимизацию характеристик устройства по расходу воздуха, температуре и времени нагрева держателей. Реализованы и испытаны в шахтных условиях конструкции перфораторов с устройствами обогрева.

Ключеві слова:

перфоратори пневматичні, обігрів рукояток, ефект вихоровий, вібрація.

Составитель

*Гузь*

Гузь Б.А.

456177

Ав 31.927

**АВ 31.927**