

Научно-исследовательский институт горной механики
им. М. М. Федорова

На правах рукописи

ФЕДОРОВ Юрий Иванович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШАХТНЫХ
ТУРБОКОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК ЗА СЧЕТ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ**

05. 05. 06 — „Горные машины“

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ДОНЕЦК 1993

Диссертация является рукописью.

Работа выполнена в Научно-исследовательском институте
горной механики им.М.М.Федорова

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
ДЕГТЯРЕВ В.И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
ЛОГВИНОВ Н.Г.,
доктор технических наук, профессор
БАБАК Г.А.

Ведущее предприятие: Горловский рудоремонтный завод
производственного объединения
"Донецкуглеремонт".

Защита состоится " 22 " декабрь 1993г.
в 14 часов на заседании специализированного совета
К-135.09.01 при НИИГМ им.М.М.Федорова по адресу 340055 Донецк-55,
проспект Театральный, 7, НИИГМ им.М.М.Федорова, актовй зал.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической
библиотеке института.

Автореферат разослан " 18 " ноябрь 1993г.

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат технических наук

БОГАТОВ И.В.

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00802613 (К)

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Народнохозяйственными планами нашей страны предусматривается перевооружение и реконструкция горных предприятий, повышение эффективности эксплуатируемого оборудования на рудниках и шахтах.

Одним из путей решения этих задач является повышение эффективности эксплуатации компрессорного оборудования, в частности, центробежных компрессорных (турбокомпрессорных) установок, которые получили широкое распространение на угольных шахтах. Центробежные компрессоры имеют более высокие технико-экономические показатели по сравнению с поршневыми, поэтому их применение на шахтах непрерывно увеличивается. Однако, в отличие от поршневых, как показывает опыт, турбокомпрессоры значительно быстрее ухудшают свои технико-экономические показатели в процессе эксплуатации.

Основной причиной ухудшения технико-эксплуатационных качеств шахтных турбокомпрессорных установок (ШТУ) является снижение эффективности работы их систем охлаждения, которая в условиях дефицита и низкого качества охлаждающей воды, каковой она является на большинстве шахт, работает неудовлетворительно. Кроме того, существующие системы охлаждения требуют больших эксплуатационных затрат, имеют низкий потенциал отводимого тепла, что затрудняет его утилизацию.

В настоящее время еще недостаточно изучено влияние, изменяющихся в процессе эксплуатации, параметров воздухоохладителей (ВО) на показатели турбокомпрессоров, особенно эксплуатирующихся в шахтных условиях, не делаются попытки создания применительно к компрессорным установкам высокоэффективных воздухоохладителей на тепловых трубах, использующих эффект сверхтеплопроводности.

Поэтому установление закономерностей изменения основных показателей компрессоров от эксплуатационных качеств систем охлаждения и на этой основе выбор оптимальных параметров и схем воздухоохлаждателей на тепловых трубах, позволяющих обеспечить существенное повышение эффективности эксплуатации шахтных турбокомпрессорных установок, является актуальной задачей, имеет важное значение для угольной промышленности.

Целью работы является установление закономерностей изменения основных показателей компрессоров от эксплуатационных качеств систем охлаждения и выбор оптимальных параметров и схем воздухоохлаждателей на тепловых трубах, позволяющих обеспечить повышение эффективности эксплуатации шахтных турбокомпрессорных установок.

Идея работы заключается в использовании принципа сверхтеплопроводимости тепловых труб для создания высокоэффективных воздухоохлаждателей сжатого воздуха шахтных турбокомпрессорных установок.

Научные положения, разработанные лично соискателем, и новизна:

установлены закономерности изменения параметров воздухоохлаждателей в процессе эксплуатации и их влияние на основные показатели и режимы работы шахтных турбокомпрессоров;

установлено, что доминирующее влияние на изменение показателей ШТУ в процессе их эксплуатации оказывают дроссельные потери в воздухоохлаждателях, особенно первого ВО по ходу движения воздуха, недоохлаждение воздуха влияет на температурные режимы компрессора;

разработана экономико-математическая модель оптимизации параметров воздухоохлаждателей, отличающаяся тем, что в ней учтено влияние эксплуатационных качеств воздухоохлаждателей на параметры и режимы работы шахтных турбокомпрессоров;

показана возможность создания безградирневой системы охлаждения и повышения степени утилизации тепла ШТУ на базе воздухоохладителей на тепловых трубах;

доказана эффективность разработанных схем воздухоохладителей на тепловых трубах для систем охлаждения шахтных турбокомпрессорных установок;

повышение эффективности шахтных турбокомпрессорных установок и степени утилизации тепла сжатого воздуха может быть достигнуто за счет использования в системах охлаждения разработанных схем воздухоохладителей на тепловых трубах с выбранными оптимальными параметрами.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждены:

использованием апробированных положений поэтапного метода анализа работы турбокомпрессоров и достаточным объемом экспериментальных исследований характеристик ШТУ с различными параметрами промежуточного охлаждения;

удовлетворительной сходимостью результатов экспериментальных и расчетных исследований (расхождение расчетных и экспериментальных характеристик турбокомпрессоров, полученных в промышленных условиях не превышает 8-10%);

положительным опытом эксплуатации воздухоохладителей на тепловых трубах в промышленных условиях, создание которых осуществлено на основе выполненных исследований.

Значение работы.

Научное значение в области совершенствования шахтных пневматических установок состоит:

в развитии научных представлений о закономерностях изменений в процессе эксплуатации параметров ВО и их влиянии на показатели и режимы работы ШТУ, и в обосновании на этой основе оптимальных

параметров и схем принципиально новых воздухоохладителей на тепловых трубах с высокими эксплуатационными качествами, что позволит повысить эффективность эксплуатации турбокомпрессорных установок в шахтных условиях.

Практическое значение работы заключается в разработке: научно-обоснованного способа нормализации температурного режима ШТУ, а также схемных и конструктивных решений по его реализации;

методики выбора рациональных параметров ВО ШТУ с учетом изменения показателей воздухоохладителей в специфичных шахтных условиях;

принципиально новых схем и конструкций воздухоохладителей на тепловых трубах (ВОТТ), что позволило создать на их основе высокоэффективную систему охлаждения, дающую возможность повысить эксплуатационные показатели ШТУ, существенно сократить расход воды и утилизировать отводимое тепло.

Реализация выводов и рекомендаций работы. Разработанные методики выбора рациональных параметров и расчета воздухоохладителей на тепловых трубах использованы конструкторскими бюро ГРПЗ и НИИГМ им. М. М. Федорова при разработке параметрического ряда воздухоохладителей шахтных турбокомпрессорных установок.

По результатам выполненных исследований ГРПЗ ПО "Донецкуглеремонт" и НИИГМ им. М. М. Федорова, при непосредственном участии автора, создан эффективный воздухоохладитель на тепловых трубах для шахтных турбокомпрессорных установок, который рекомендован к серийному производству.

Опытный образец воздухоохладителя на тепловых трубах турбокомпрессора К-500 (№ 1) успешно прошел промышленные испытания и передан для эксплуатации шахте "Красный Профинтерн" ПО "Орджоникидзеуголь". Разработаны, изготовлены и испытаны в эксплуатации воздухоохладители ВОТТ для шахтных турбокомпрессорных уста-

новом шахт "Красный Профинтерн" (ТК К-500 №2), "Булавинская" (турбокомпрессор К-250, № I и № 2) по "Орджоникидзеуголь".

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы доложены на научном семинаре кафедры рудничных стационарных установок (РСУ) ЛТИ им.Г.В.Плеханова (г.Ленинград, 1989г.), на научно-технической конференции по вопросам развития стационарных установок угольных шахт (г.Донецк, 1988г.), на научном семинаре лаборатории теплообменных аппаратов ЛенНИИХиммаша (г.Ленинград, 1989г.), на VIII Всесоюзной научно-технической конференции "Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса" (г.Сумы, 10-12 октября 1989г.), на заседаниях научно-технического семинара "Шахтные турбомашин" и ученого совета НИИГМ им.М.М.Федорова г.Донецк, 1993г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 работ, получено авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, шести разделов и заключения, изложенных на 140 страницах машинописного текста, содержит 69 рисунка, 13 таблиц, список использованных источников из 109 наименований и 2 приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Вопросам повышения эффективности эксплуатации шахтных турбокомпрессорных установок и совершенствованию систем их охлаждения уделяется большое внимание, поскольку от этого в значительной степени зависит эффективность функционирования воздушно-силовой системы шахты в целом и безопасность работы компрессоров в частности.

Исследованиям и повышению эффективности турбокомпрессорных установок за счет совершенствования систем их охлаждения посвяще-

ны работы А.Г.Германа, А.С.Ильичева, М.М.Федорова, К.С.Борисенко, В.А.Мурзина, С.С.Смородина, А.Н.Кабакова, В.И.Ушакова, В.А.Алексеева, Б.А.Носирева, А.И.Бороховича, Л.Л.Моисеева, П.П.Фролова, Н.Г.Логвинова, В.И.Дегтярева, Н.М.Баранникова, Ю.А.Цейтлина, В.Ф.Риса, К.П.Селезнева, Я.А.Бермана, А.И.Рыбина, Ю.Н.Миняева, В.П.Парфенова и других ученых.

Вместе с тем в настоящее время нет единого мнения о влиянии параметров воздухоохладителей на показатели шахтных турбокомпрессорных установок, недостаточно исследованы фактические режимы работы этих установок и изменение параметров воздухоохладителей в процессе их эксплуатации, отсутствуют принципиально новые и достаточно эффективные схемы охлаждения воздуха компрессоров. Предложенные рядом авторов новые схемы водяного, воздушного и комбинированного охлаждения улучшают работу ШТУ, однако не всегда обеспечивают необходимую экономичность и безопасность условий работы компрессоров, повышение эксплуатационных их качеств. Кроме того, эти системы охлаждения либо трудоемки в эксплуатации, либо не позволяют полностью исключить охлаждающую воду; имеют низкий потенциал отводимого тепла, что затрудняет повышение эффективности ШТУ за счет утилизации этого тепла. Из анализа предшествующих работ следует, что одной из наиболее перспективных систем охлаждения для ШТУ является система, построенная на основе воздухоохладителей на тепловых трубах, в которой используется эффект сверхтеплопроводности. Однако до настоящего времени специальных исследований в направлении создания таких воздухоохладителей для шахтных турбокомпрессоров не проводилось.

В связи с изложенным, были поставлены следующие основные задачи:

1. Исследовать фактические режимы работы ШТУ, установить закономерности изменения параметров ВО в процессе эксплуатации и их влияние на показатели турбокомпрессора.

2. Разработать экономико-математическую модель системы охлаждения компрессора, учитывающую эксплуатационные качества ВО и их влияние на показатели и режимы работы ШТУ и на этой базе определить оптимальные параметры воздухоохладителей.

3. Исследовать термодинамические процессы и режимы работы тепловой трубы применительно к ВО ШТУ и на базе установленных закономерностей разработать схемы воздухоохладителей на тепловых трубах (ВОТТ) для высокоэффективной системы охлаждения шахтных компрессорных установок.

4. Разработать методику расчета и выбора основных параметров ВОТТ для системы охлаждения ШТУ.

5. Реализовать результаты работы в промышленных условиях внедрением ВОТТ на турбокомпрессорных установках угольных шахт.

Обобщенный анализ технико-экономических показателей и характеристик наиболее представительных ШТУ с параметрами всасывания воздуха близкими с паспортным (температура 293 К и давление 0,1 МПа всасывания) показал, что отклонение средней фактической характеристики от паспортной в рабочем диапазоне производительностей составляет более 20% (при коэффициенте вариации равном 3,5% и наибольшем отклонении характеристик компрессоров от средней равном 8,3%). Смещение выходной характеристики компрессора в сторону меньшей производительности происходит, как правило, не параллельно паспортной, как принято обычно при их пересчете, а с изменением ее крутизны - угла наклона к оси расхода воздуха. В отличие от существующего мнения, существенного отклонения удельной потребляемой мощности компрессора при этом не наблюдается, оно почти на порядок меньше, чем отклонение производительности и обусловлено тем, что с уменьшением производ-

ности почти пропорционально уменьшается и потребляемая компрессором мощность. Аналогично изменяются характеристики секций неохлаждаемых ступеней центробежного компрессора. Влияние на изменение характеристик и ухудшение показателей компрессора оказывают как эффективность охлаждения (η), так и дроссельные потери (ΔP) в ВО, особенно первого по ходу движения воздуха.

Однако, на изменение удельной потребляемой мощности компрессора большее влияние оказывает недоохлаждение воздуха в промежуточных воздухоохладителях (ПВО), дроссельные потери в ПВО больше влияют на изменение производительности турбокомпрессора. На базе причинного анализа установлено, что недоохлаждение воздуха на 10°C приводит к снижению производительности центробежного компрессора на 1,5-2,0%, а увеличение же дроссельных потерь на 0,01 МПа (примерно равное кратности возможного снижения недоохлаждения на практике) - на 4-5%.

На рис. 1 приведено изменение эффективности охлаждения воздуха (η) - отношение фактического количества передаваемого тепла к максимально возможному, установленного для турбокомпрессоров, эксплуатирующихся на шахтах. Как видно из рисунка, очистка ВО (смещение кривой на рис. 1) не приводит к полному восстановлению их показателей, после каждой очистки эффективность ВО уменьшается по сравнению с первоначальной.

В результате анализа статистических данных о работе компрессора получены корреляционные зависимости изменения эффективности охлаждения воздуха и сопротивления в j -ом промежуточном воздухоохладителе каждого i -ого периода между очистками

$$\eta_{j,i} = \eta_{0j,i} - a_{j,i} \cdot t,$$

$$\Delta P_{j,i} = \Delta P_{0j,i} + b_{j,i} \cdot t,$$

где $\eta_{0j,i}$ и $\Delta P_{0j,i}$ - первоначальные параметры ВО;

$a_{j,i}$ и $b_{j,i}$ - коэффициенты, характеризующие интенсивность

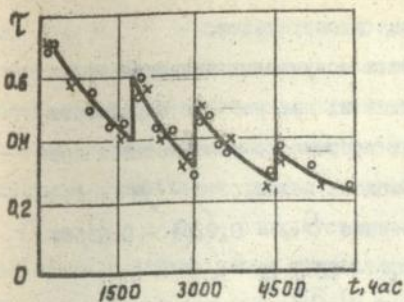


Рис.1 Изменение эффективности охлаждения воздуха в ВО в процессе эксплуатации на шахтах.

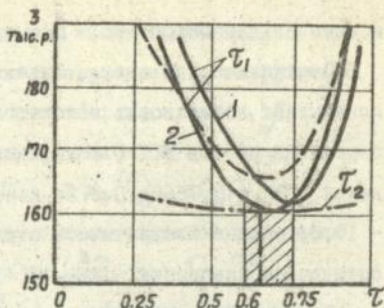


Рис.2 Выбор оптимальной эффективности охлаждения ВО турбокомпрессора:
1 - без учета эксплуатационных изменений в ВО;
2 - с учетом эксплуатационных изменений в ВО.

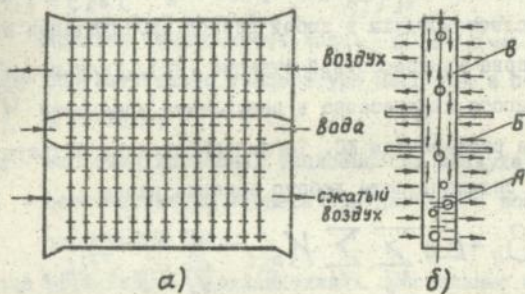


Рис.3 Принципиальная схема ВОТ (а) и тепловой трубы (б):
А - зона подвода тепла; Б - зона отвода тепла утилизирующей водой; В - зона отвода тепла воздухом.

изменения параметров ВО; t - время эксплуатации.

Статистическая оценка надежности полученных зависимостей показывает возможность использования их при расчете параметров режимов работы ШТУ (коэффициент корреляции колеблется в пределах $r = 0,766 + 0,878$; коэффициент надежности - $\mu = 3,38 - 15,0$; среднее квадратичное отклонение $S_{cp} = 0,0233 - 0,0956$; остаточная дисперсия $S_{ост}^2 = (18,7 - 42) \cdot 10^{-4}$).

Поскольку всякое изменение режима работы ВО приводит к отклонению параметров компрессора, при определении оптимальных значений Q и Δp компрессор и воздухоохладители рассматривались, в отличие от принятого подхода - рассмотрения одной секции и воздухоохладителя компрессора, как единая система. Согласно требованиям эксплуатации и учитывая основное назначение пневматических установок, принято постоянным обеспечение потребителей расчетным количеством воздуха в любой период эксплуатации ШТУ без изменения резерва компрессорной станции (КС). Уменьшение объемной производительности компрессора в результате изменения Q и Δp компенсируется расширением КС. Тогда приведенные затраты являющиеся критерием оптимальности любого решения равны

$$Z_n = E_n \sum_{V_j} \sum_{V_i} K_{nj,i} + \sum_{V_j} \sum_{V_i} \Xi_{j,i},$$

где

$$\sum_{V_j} \sum_{V_i} K_{nj,i} = \sum_{V_j} \sum_{V_i} \Delta V_v(Q_{j,i}; \Delta p_{j,i}) \cdot C_v \cdot \psi,$$

$$\sum_{V_j} \sum_{V_i} \Xi_{j,i} = \sum_{V_j} \sum_{V_i} t_i \{ \alpha_a \cdot N_{nor}(Q_{j,i}; \Delta p_{j,i}) +$$

$$+ \Delta V_v(Q_{j,i}; \Delta p_{j,i}) \beta_a + \alpha_w G_w(Q_{j,i}) \gamma - [E_w(Q_{j,i}) \cdot E_a(Q_{j,i})] \alpha_a \}$$

где C_v и Ψ - соответственно удельные капитальные затраты на сооружение КС и установления комплекта оборудования и коэффициент, учитывающий транспортные и складские расходы; $\alpha_a, \alpha_w, \beta_a$ - соответственно стоимость электроэнергии, теплоносителя (воды) и удельное потребление электроэнергии КС; $\Delta V_w(\bar{Q}_{ji}; \Delta P_{ji})$ и

$N_{\text{пот}}(\bar{Q}_{ji}; \Delta P_{ji})$ - соответственно изменение объемной производительности компрессором и потребляемая им мощность; $G_w(\bar{Q}_{ji})$ - расход охлаждающей воды; $E_w(\bar{Q}_{ji})$ и $E_a(\bar{Q}_{ji})$ - эксергия утилизируемого тепла соответственно воды и воздуха. Термические составляющие эксергии отводимой воды и воздуха соответственно равны

$$E_w = G_w \cdot e_w ; \quad E_a = G_a \cdot e_a ,$$

где

$$e_w = C_{pw} (\Delta T_w - T_0 \cdot \ln \frac{T_{w.н.}}{T_{w.н.}}) ;$$

$$e_a = C_{pa} [T_a - T_0 (1 + \ln \frac{T_a}{T_0})] ,$$

где C_{pw} - массовая теплоемкость воды; $\Delta T_w = T_{мк.} - T_{н.}$,

где $T_{w.н.}, T_{н.}$ - соответственно температуры нагретой и поступающей в ВО воды;

C_{pa} - массовая изобарная теплоемкость воздуха;

T_a, T_0 - соответственно температуры нагретого воздуха и окружающей среды.

Изменение эффективности охлаждения и дроссельные потери в ВО, а также тепло утилизации в модели приняты дифференцированно за каждый i -й период эксплуатации воздухоохладителя по установленным зависимостям.

В формализованом виде задача формулируется следующим образом: требуется найти такие значения \bar{Q} и ΔP , при которых приведенные затраты за период эксплуатации ВО - один год будут минимальными.

$$Z_n = \min \sum_{v_j} \sum_{v_i} Z_n(\bar{Q}_{ji}; \Delta P_{ji})$$

при ограничениях $0 \leq \bar{q}_{j,i} \leq 1,0; 0 \leq \bar{\rho}_{j,i} \leq 1,0;$
 $j=2; \sum t_i = A.$

Задача решена методом прямого поиска, имеющего логически простую стратегию. Алгоритм прямого поиска включает два основных этапа: исследующий поиск вокруг базисной точки и поиск по образцу, т.е. в направлении выбранном для минимизации. Сущность метода заключается в изменении каждый раз одной переменной, тогда как другая остается постоянной пока не будет достигнут минимум целевой функции.

В результате решения задачи установлено, что для режима работы компрессора с параметрами характерными для шахтных пневмоэнергетических систем, т.е. давления нагнетания $P_k = 0,6$ МПа и температуры всасываемого воздуха $T_0 = 293$ К оптимальными параметрами являются $\bar{q}_0 = 0,68$ и $\Delta \rho_0 = 0,6 \cdot 10^{-2}$ МПа. Эти параметры несколько отличаются от обычно принимаемых при проектировании ВО ($\bar{q}_0 = 0,75 - 0,8; \Delta \rho_0 = 0,8 \cdot 10^{-2}$ МПа). В условиях эксплуатации компрессоров на угольных шахтах при учете эксплуатационных качеств ВО и изменения не только расхода энергии, но и объемной производительности в функции \bar{q} и $\Delta \rho$ выгоднее, оказывается, несколько поступиться эффективностью охлаждения ВО ради снижения дроссельных потерь. Такие выводы объясняются большим влиянием на изменение объемной производительности $\Delta \rho$ по сравнению с \bar{q} .

Исследования целевой функции показало, что оптимальные значения \bar{q} и $\Delta \rho$ приближаются к общепринятым, если не учитываются эксплуатационные характеристики ВО, т.е. в уравнениях для определения \bar{q} и $\Delta \rho$ допускается, что $\bar{q} = \bar{q}_{0i}$ и $\Delta \rho = \Delta \rho_{0i}$ (рис.2). С изменением давления нагнетания компрессора в диапазоне от 0,9 до 0,6 МПа оптимальные значения \bar{q} практически не меняются, хотя минимальное значение приведенных затрат растет с увели-

чением R_k . Функция приведенных затрат в зависимости от Q_1 (эффективность охлаждения в первом ВО) имеет ярко выраженный минимум, в то время как эта же функция в зависимости от Q_2 имеет минимум в более широком диапазоне изменения эффективности охлаждения. Объясняется это меньшим влиянием на изменение объемной производительности Q_2 по сравнению с Q_1 .

Выбранные оптимальные значения Q и Δp явились базой для разработки схемы воздухоохлаждителя на тепловых трубах (ВОТТ).

Принципиальная схема воздухоохлаждителя ВОТТ показана на рис.3 (а) - схема; б) - тепловая труба). Основным элементом ВОТТ является тепловая труба (рис.3.б), состоящей из зоны испарения А, обдуваемой холодным воздухом, подаваемым вентилятором. Промежуточная зона Б служит для нагрева воды, используемой для технологических и других нужд. Благодаря эффекту сверхтеплопроводимости, осуществляемого за счет испарения и конденсации теплоносителя внутри тепловой трубы, перенос тепла по длине трубки осуществляется практически без потерь.

Исследования теплофизических свойств тепловой трубы (ТТ) осуществлялось на моделях и на натуральных образцах. Из большого числа существующих в настоящее время типов и модификаций тепловых труб для шахтных ВО наиболее приемлемыми являются тепловые трубы, не имеющие капиллярной структуры и работающие на использовании гравитационных сил - бесфитильные тепловые трубы (термосифоны). Они конструктивно просты, не сложны в изготовлении, могут передавать большие тепловые потоки, удовлетворительно работают в широком диапазоне рабочих температур, получили наибольшее распространение в промышленности.

Теоретические исследования ТТ являются затруднительными и недостаточно эффективными, поэтому изучение процессов, протекаю-

них в них, осуществлялось в основном экспериментально. Основными факторами, влияющими на эффективность работы ТТ являются степень заполнения тепловой трубы рабочей жидкостью и ее свойства, влияние неконденсирующегося газа (азота воздуха) и др.

Требованиям, предъявляемым к теплоносителю, в наибольшей степени удовлетворяет вода, которая и использована в тепловых трубах ВОТ шахтных компрессоров в качестве рабочей жидкости.

Исследованиями распределения температур вдоль тепловой трубы установлено, что ТТ с неконденсирующимся газом имеет существенно большее термическое сопротивление в зоне конденсации по сравнению с ТТ без неконденсирующегося газа. Это сопротивление меняется в зависимости от передаваемой мощности. Длина зоны газовой пробки ТТ может быть определена по формуле

$$L_r = 4 \frac{m R \cdot T_r}{g \cdot d_{\text{вн}}} \exp\left(\frac{B}{T_n} - A\right),$$

где m - масса неконденсирующегося газа; R - газовая постоянная; T_r - температура газа; $d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр ТТ; T_n - температура пара, A - коэффициент, определяемый свойствами рабочей жидкости ТТ.

Коэффициент B , определяемый конструктивными свойствами тепловой трубы, равен

$$B = 0,943 \cdot g \cdot d_{\text{вн}} \sqrt{\frac{\ell_k^2 \cdot \ell_n^3 \cdot \sin \varphi}{\ell_k + \ell_n}},$$

где ℓ_k, ℓ_n - длина зон конденсации и испарения; φ - угол наклона ТТ относительно горизонта.

Измерениями температуры пара по длине ТТ установлено, что при мощности трбы 22-50 Вт происходит разогрев только зоны испарения (рис.4, кривая I). В зону охлаждения тепло поступает лишь посредством теплопроводности и величина его незначительна. С ростом тепловой мощности ТТ поток молекул пара из зоны испарения в зону конденсации увеличивается. Кривая 2 на рис.4 соответствует свободно молекулярному режиму течения, а кривые 3 и 4 - потоку сплошной массы пара.

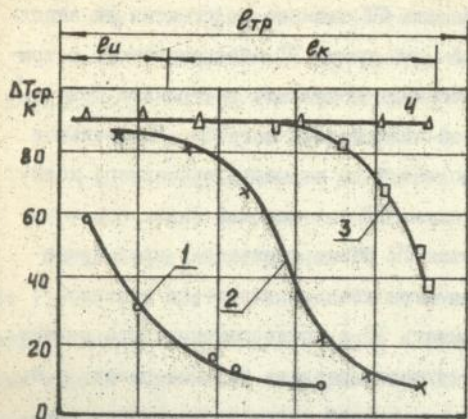


Рис. 4 Изменение температуры пара по длине ТТ:

- 1 - разогрев зоны испарения;
 2 - режим молекулярного течения пара;
 3 и 4 - поток сплошной массы пара при наличии неконденсирующего газа и без него.

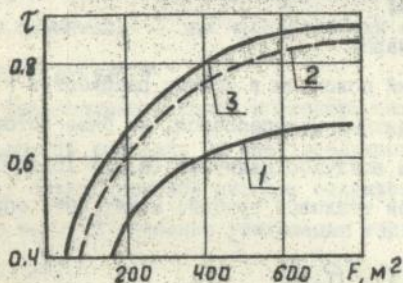


Рис. 5 Зависимость эффективности охлаждения ϵ ВОТТ от поверхности F охлаждения:
 1 - сухой воздушной зоной конденсации; 2 - сухой водяной зоной конденсации; 3 - сухой (воздушной и водяной) зонами конденсации.

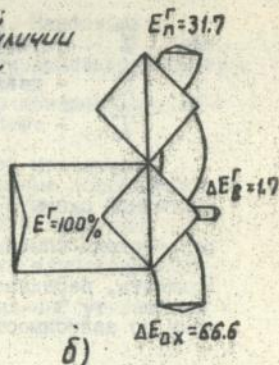
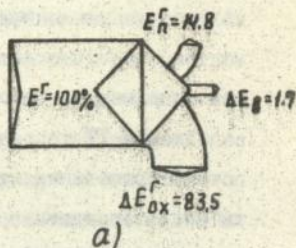


Рис. 6 Потоки энергии в воздухоохладителе ШТУ:
 а) энергетическая диаграмма ВОК;
 б) энергетическая диаграмма ВОТТ.

Теплопередающая способность ТТ зависит от степени ее заполнения теплоносителем. Устойчивый режим ТТ обеспечивается в том случае, если пленка теплоносителя покрывает внутреннюю поверхность трубы, доходя до самой нижней зоны нагрева. Минимальное количество теплоносителя должно быть не менее суммарного количества, находящегося на стенках ТТ и в паровой фазе. При меньшем заполнении тепловой поток ТТ резко снижается, чрезмерное заполнение ТТ теплоносителя отрицательно влияет на тепловой поток. Пределная нагруженность ТТ в предположении, что молекулы могут отрываться от поверхности раздела фаз без помех, т.е. испарение происходит в вакуум, хорошо согласуется с расчетом по формуле

$$Q_{\text{пред}} = 0,288 \cdot z \cdot P_n \sqrt{\frac{1}{R T_n}},$$

где z - теплота парообразования;

P_n - давление пара;

T_n - температура пара.

Результаты исследований положены в основу разработки конструктивной схемы ВОТТ для шахтных компрессоров, на базе которых разработаны опытные образцы воздухоохладителя (а.с.№ 1511571). Мощность, передаваемая одной тепловой трубой, может быть определена по зависимости

$$N_{\text{ТТ}} = \Delta t / R_{\text{ТТ}}$$

$$R_{\text{ТТ}} = f(\alpha_{\text{н.к.}}; \alpha_{\text{в}}; l_{\text{ТТ}}; \lambda_{\text{ТТ}}; \epsilon_{\text{ТТ}}; \theta_{\text{ТТ}}),$$

где Δt - разность температур сжатого воздуха на входе и выходе из ВО, отнесенная к одной трубке;

$R_{\text{ТТ}}$ - среднее суммарное термическое сопротивление тепловой трубы;

$\alpha_{\text{н.к.}}$ - коэффициент теплоотдачи от K -го внешнего теплоносителя к наружной стенке тепловой трубы;

α_B - коэффициент теплоотдачи между внутренним теплоносителем и внутренней стенкой тепловой трубы;

$l_{TT}, d_{TT}, \epsilon_{TT}$ - конструктивные параметры тепловой трубы - длина, диаметр и коэффициент оребрения;

$\Theta_{Тн}$ - критериальный комплекс, зависящий от теплофизических свойств теплоносителя тепловой трубы.

Предложенная конструкция ТТ обеспечивает передачу мощности от 1,0 до 1,9 кВт в зависимости от температурного напора, а эффективность охлаждения воздуха в воздухоохладителе на тепловых трубах зависит от теплофизических свойств внешнего теплоносителя, количества зон в ВО и охлаждающей поверхности (F).

Интенсивность изменения эффективности охлаждения в функции F с увеличением τ уменьшается (рис.5), что объясняется уменьшением температурного напора при передаче тепла. Наибольшая эффективность охлаждения воздуха достигается при использовании трех зон и наименьшая - при использовании одной зоны конденсации, обдуваемой воздухом.

Выполненные расчеты и экспериментальные данные подтверждают возможность создания на базе воздухоохладителей на тепловых трубах безградирневой системы охлаждения воздуха турбокомпрессоров с высокой степенью утилизации тепла (коэффициент утилизации более 0,7).

О качестве отводимого тепла и эффективности утилизации можно судить по сравнительному эксергетическому анализу теплотоков в существующем воздухоохладителе ВОК и ВОТТ. Потоки эксергии в воздухоохладителях представлены на рис.6, из которого видно, что при прочих равных условиях эксергетическая эффективность используемого тепла в ВОТТ в 2 раза выше, чем в ВОК.

Испытание опытных образцов воздухоохладителей на тепловых трубах проведены на турбокомпрессоре К-500 и поршневом компрес-

соре 55В шахт им. А. И. Гаевского и им. Румянцева ПО "Артемуголь", где было достигнуто расчетное снижение температуры воздуха и подтверждена правомерность использования для расчета полученных в работе зависимостей.

Промышленные испытания ВОТТ в качестве концевого воздухоохладителя с двумя зонами (воздушной и водяной) и утилизацией тепла проведены на турбокомпрессоре К-500 шахты "Красный Профинтерн" ПО "Орджоникидзеуголь". Результаты испытаний подтвердили высокую эффективность ВОТТ, сделанные выводы и разработанные положения. Система охлаждения воздуха и утилизации тепла с близким к расчетным параметрами работает более 4-х лет и продолжает эксплуатироваться в настоящее время. В летний период тепло сжатого воздуха использовалось для нагрева воды, подаваемой в быткомбинат, а зимой - для нагрева воздуха подаваемого в шахтный ствол для его обогрева. По результатам испытаний приемочная комиссия рекомендовала воздухоохладитель ВОТТ к серийному производству. Изготовление ВОТТ осуществляется в настоящее время Горловским рудоремонтным заводом ПО "Донецкуглеремонт" совместно с экспериментальным производством ВНИИГМ по заказам шахт и объединений.

Результаты работы внедрены в промышленности в виде разработанной методики расчета оптимальных параметров воздухоохладителей ВОТТ для ШТУ, утвержденного технического задания на производство на Горловском РРЗ ПО "Донецкуглеремонт" типоразмерного ряда воздухоохладителей на тепловых трубах, разработанной схемы и технической документации на изготовление ВОТТ в качестве концевого воздухоохладителя-утилизатора на тепловых трубах, изготовленных и внедренных на компрессорах К-500 и К-250 на шахтах "Красный Профинтерн", "Булавинская" ПО "Орджоникидзеуголь", "Красноармейская" ПО "Добропольеуголь", "Торецкая" ПО "Дзержинскуголь".

Годовой народнохозяйственный экономический эффект от внедрения ВОТТ в системе охлаждения шахтной турбокомпрессорной установки составляет 101 тыс. руб. (в ценах 1990 г.). Экономия тепловой энергии только от утилизации тепла в конечном ВОТТ составляет 4,75 тыс. Гкал., окупаемость ВОТТ менее одного года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований решена актуальная научная задача, состоящая в установлении закономерностей влияния изменения параметров воздухоохлаждаителей на показатели ШТУ, определении оптимальных параметров воздухоохлаждаителей шахтных турбокомпрессоров, разработке схемы и методики расчета воздухоохлаждителя на тепловых трубах, позволившая повысить эффективность эксплуатации шахтных турбокомпрессорных установок за счет улучшения охлаждения компрессоров и утилизации тепла сжатого воздуха.

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы:

1. Работа шахтных турбокомпрессорных установок характеризуется ухудшением технико-экономических показателей в процессе их эксплуатации, что в значительной степени обусловлено низкими эксплуатационными качествами воздухоохлаждаителей и недостаточной эффективностью системы охлаждения компрессорных установок.

2. Отклонение характеристик турбокомпрессоров в процессе их эксплуатации от первоначальных (паспортных) в сторону меньшей производительности происходит как в результате их смещения, так и увеличения угла наклона этих характеристик к оси расхода. Доминирующим при этом является изменение производительности; удельное потребление мощности компрессора меняется в меньшей степени.

3. На изменение удельной потребляемой мощности компрессора большее влияние оказывает недоохлаждение воздуха, дроссельные потери в воздухоохладителях больше влияют на изменение производительности турбокомпрессора. Установленные корреляционные зависимости изменения параметров воздухоохладителей в процессе их эксплуатации позволяют с достаточной степенью точности оценить их влияние на изменение показателей шахтных турбокомпрессорных установок.

4. Разработанная экономико-математическая модель оптимизации параметров ВО на базе рассмотрения компрессора и воздухоохладителей как единой системы и выбранный критерий оптимальности — приведенные затраты позволили определить наиболее выгодные параметры ВО с учетом их эксплуатационных качеств, влияния внешних условий, технологических и экономических факторов.

5. Анализ оптимальных параметров ВО на тепловых трубах, определенных с помощью разработанной модели, показывает, что при эксплуатации этих ВО на ШТУ целесообразно несколько поступиться эффективностью охлаждения воздуха ради снижения дроссельных потерь в воздухоохладителях.

6. Разработанный воздухоохладитель на тепловых трубах с оптимальными параметрами имеет высокие технико-эксплуатационные качества, позволяет повысить эффективность эксплуатации шахтных турбокомпрессорных установок, позволяет обеспечить требуемый температурный режим даже при безградирневой системе охлаждения компрессоров, повышает потенциал отводимого тепла, что дает возможность использовать его при утилизации.

7. Теоретически и экспериментально установлено, что наиболее рациональными для воздухоохладителей шахтных турбокомпрессорных установок являются бесфитильные тепловые трубы не имеющие капил-

лярной структуры и работающие на использовании гравитационных сил. При этом большое значение для устойчивой работы тепловой трубы в оптимальных режимах имеет правильный выбор сочетания поверхности нагрева и охлаждения, схемы воздухоохладителя применительно к конкретным условиям его эксплуатации. Устойчивый режим работы тепловой трубы обеспечивается в том случае, если пленка теплоносителя покрывает внутреннюю поверхность трубы, доходя до самой нижней части зоны нагрева.

8. Наибольшая теплопередающая способность тепловой трубы обеспечивается при движении внутри трубы сплошной массы пара из зоны испарения в зону конденсации. Минимальное количество теплоносителя должно быть не менее суммарного количества его на стенке ТТ и в паровой фазе. Рациональная степень заполнения трубы теплоносителем составляет 8-12% от внутреннего объема трубы.

9. Исследования ВОТТ в промышленных условиях показали, что показатели его в процессе эксплуатации незначительно отклоняются от первоначальных, ВОТТ устойчиво обеспечивает заданные параметры воздухоохлаждения и компрессора в целом, термическая составляющая эксергии отводимого тепла от воздухоохладителей на тепловых трубах в два раза больше, чем у лучших существующих воздухоохладителей-утилизаторов только с водяным охлаждением. Промышленные испытания ВОТТ подтвердили возможность создания на их базе безградирневых систем охлаждения шахтных турбокомпрессорных установок с утилизацией теплоты сжатия.

10. Результаты работы внедрены в промышленности в виде разработанных методик определения оптимальных параметров воздухоохладителей ШТУ и расчета ВОТТ, утвержденного технического задания на производство на Горловском РРЗ ПО "Донецкуглеремонт" типоразмерного ряда воздухоохладителей на тепловых трубах, разработанной технической документации на изготовление ВОТТ, изготовленных и

внедренных образцов ВОТТ компрессоров К-500 и К-250 на шахтах "Красный Профинтерн", "Булавинская" ПО "Орджоникидзеуголь", "Красноармейская" ПО "Добропольеуголь", "Торецкая" ПО "Дзержинск-уголь". Годовой народнохозяйственный экономический эффект от внедрения ВОТТ в системе охлаждения шахтной турбокомпрессорной установки К-500 составляет 101 тыс. руб. (в ценах 1990г.). Экономия тепловой энергии только от утилизации тепла в концевом ВОТТ составляет 4,75 тыс. Гкал., окупаемость ВОТТ. менее одного года.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Д.И.Федоров, В.И.Дегтярев. Повышение технико-экономических показателей центробежных компрессоров /Горные машины и автоматика. - М.:ЦНИЭИУголь.- № 5. - 1976. - с.25-26.

2. В.В.Лобода, О.И.Апылканов, Д.И.Федоров, С.С.Фомин. Совершенствование шахтных пневматических установок. - В сб. "Шахтные турбомашини" /ИГМТН им.М.М.Федорова, Донецк, 1977, вып.№ 43, с.85-97.

3. Д.И.Федоров, Г.А.Червоненко, Л.А.Карасева. Исследование модели теплообменника на тепловых трубах для охлаждения сжатого воздуха на КС угольных шахт. - В кн.:Создание и совершенствование шахтных стационарных установок /ВНИИГМ им.М.М.Федорова, Донецк, 1980, с.172-184.

4. А.с. 1511571 (СССР) Теплообменник/ Д.И.Федоров, А.А.Кочмурадов, В.Я.Литвинчук и В.Е.Курбаков. - Заявл.06.04.87, №222332/24-06. -Опубл. в Б.И.,1989, № 36.

5. Д.И.Федоров. Статистический анализ эффективности работ промежуточных воздухоохладителей турбокомпрессоров. - В кн.: Исследование, разработка и эксплуатация шахтных стационарных установок /ВНИИГМ им.М.М.Федорова, Донецк, 1981, с.80-85.

6. Ю.И.Федоров. Математическое моделирование шахтного турбокомпрессора. - В кн.: Проблемные задачи совершенствования стационарных установок /ВНИИГМ им.М.М.Федорова, Донецк, 1988, с.163-169.

7. Ю.И.Федоров. Анализ влияния промежуточного охлаждения на экономичность турбокомпрессора на угольных шахтах. - В кн.: Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок /ВНИИГМ им.М.М.Федорова, Донецк, 1986, с.175-184.

8. В.И.Дегтярев, Ю.И.Федоров. Определение фактических характеристик центробежных компрессоров, эксплуатирующихся на угольных шахтах, "Промышленная энергетика", 1990, № 9, с.32-34.

9. Ю.И.Федоров, В.И.Дегтярев. Выбор параметров воздухоохладителя-утилизатора на тепловых трубах для центробежных компрессоров. - В кн.: Разработка, эксплуатации и ремонт шахтных стационарных установок /ВНИИГМ им.М.М.Федорова, Донецк, 1990, с.242-255.

10. В.И.Дегтярев, Ю.И.Федоров. Воздухоохладитель-утилизатор на тепловых трубах для шахтных компрессорных установок": "Уголь Украины", 1990, № 10, с.22-24.

Подп. в печать 26.10.93. Формат 60x84 1/16. Бумага типографская.
Офсетная печать. Усл. печ. л. 1,5. Усл. кр.-отт. 1,62. Уч.-изд. л. 1,44.
Тираж 100 экз. Заказ № 4-6962.

НИИГМ им. М.М. Федорова, 340055, Донецк, проспект Театральный, 7

ДМАПП, 340050, Донецк, ул. Артема, 96

KC3285

AB 28.573

AB 28.573