

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
УКРАИНЫ  
ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
для проведения практических занятий  
по дисциплине  
Нагнетатели и тепловые двигатели**

**2007**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ**  
**ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**  
**Кафедра "Промышленная теплоэнергетика"**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**  
**для проведения практических занятий**  
**по дисциплине**  
**Нагнетатели и тепловые двигатели**

**Для студентов дневной и заочной формы**  
**обучения по направлению**  
**6.09.05 «Энергетика» специальности**  
**7.09.0510 «Теплоэнергетика»**

**Рассмотрено на заседании кафедры**  
**«Промышленная теплоэнергетика»**  
**протокол № 13 от 30.06.2006 г.**

**Утверждено на заседании учебно-**  
**издательского Совета ДонНТУ,**  
**протокол № от 2007 г.**

**Донецк,**  
**ДонНТУ, 2007 г.**

УДК 621.15 , УДК 621.65.002 и УДК 621.57.001

Методические указания для проведения практических занятий по дисциплине "Нагнетатели и тепловые двигатели", изучаемой студентами по направлению 6.09.05 «Энергетика» специальности 7.09.510 «Теплоэнергетика» ( дневной и заочной форм обучения) Сахно А.Е. — Донецк: ДонНТУ, 2007.- с.

Ил. 2. Табл.3. Библиограф. 4 назв.

Методические указания состоят из 4 разделов. Неисправности нагнетателей и методы их устранения. Мероприятия по пуску и останову паровых турбин, и практические задачи по насосам и паровым турбинам.

#### **УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ**

Рекомендованные учебники:

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.:Энергоиздат. 1974.- 174 с.
2. Азарх Д.И. Насосы центробежные и осевые. Справочник, - М.ЦБНТИ,1972.-72 с.
3. Шерстюк А.Н.Насосы, компрессоры, вентиляторы.-М.; Высшая школа, 1972.- 338 с.
4. Щегляев А.В. Паровые турбины. М.: Энергия. 1976.- 318 с.
5. Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины. М.: Энергия. 1974.-224с.
6. Тепловые и атомные электрические станции: Т 34 Справочник / Под об. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина.- М.: Энергоиздат, 1982.- 624 с. ил.- (Теплоэнергетика и теплотехника).

Составитель А.Е.Сахно

Рецензенты: Г.Г. Пяташкин

**СОДЕРЖАНИЕ****I. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ****1. Предупреждение повреждений дымососов и вентиляторов****ПРИЛОЖЕНИЯ** 194

Перечень контрольных вопросов к I части.

Перечень контрольных вопросов ко II части.

Дополнение к I части “Нагнетатели”

Практические занятия.

## I. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

### 1.1. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ПОВРЕЖДЕНИЙ ДЫМОСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

Формат: Список

Дутьевые вентиляторы обеспечивают подачу воздуха в различные теплотехнические и технологические агрегаты, например, в топку котла - для организации процесса горения; в воздушные каналы печей и т.п.

Дымососы отсасывают продукты горения (газы) из топки и газоходов котла, промышленных печей и через золоуловители и дымовую трубу выводят их в атмосферу.

Для котлов большой паропроизводительностью (950 т и более) применяют не только центробежные, но и осевые машины.

На условия работы тягодутьевых машин влияют эксплуатационные режимы и техническое состояние котлов. В случае нарушения топочного режима, значительных присосов, большого эолового износа поверхностей нагрева неэффективного золоулавливания резко ухудшаются условия работы дымососов (вентиляторов), возможны их перегрузки, повышенный абразивный износ и отложения золы и пыли на лопатках, что может привести к ограничению нагрузки котла или аварийному останову.

Изменение нагрузки котла в широком диапазоне определяет необходимость работы тягодутьевых машин различного назначения при подачах и давлениях, значительно меньших расчетных.

При этом следует обеспечить их экономичность на всех возможных нагрузках котла.

Это требование диктуется тем, что на привод дымососов (вентиляторов) расходуется большое количество электроэнергии. Потребление эл. энергии в среднем составляет

3,5 - 4,5 кВт/ч на 1 генерируемого пара, а доля потребляемой всеми тягодутьевыми машинами электроэнергии превышает одну треть общего расхода энергии на собственные нужды котла.

Условия эксплуатации дымососов значительно хуже, чем вентиляторов, из-за наличия золовых частиц в дымовых газах при работе котлов на твердом топливе или технологических плавильных печей.

Высокая температура дымовых газов, а также нагрев вала дымососа создают тяжелые условия работы его подшипников, особенно расположенных ближе к ротору, что требует постоянного и надежного охлаждения.

Температурный режим работы дымососа является умеренным так как требования экономичности привели к снижению температуры дымовых газов до 140 – 160<sup>0</sup> С, а новых установок - до 100 – 120<sup>0</sup> С.

Дымососы для рециркуляции газов работают в более худших условиях - температура до 300 °С, кроме того газы отбирают без остановки золоулавливателей .

Повреждения дутьевых вентиляторов, в основном, происходит из – за плохого ремонта, при недосмотре или при неквалифицированном обслуживании (оставление подшипников без смазки и т.д.)

Важным условием безаварийной работы дымососов и дутьевых вентиляторов является правильный выбор смазочных механизмов с учетом конструкции и режима

Работы подшипников (числа оборотов, температуры и т.п.)

Надежность снижается, если не ведется постоянный контроль за температурой подшипников, за непрерывным поступлением охлаждающей воды и хорошем состоянии их уплотнений .

Дефекты уплотнений способствуют нагреванию и повреждению подшипников, вытеканию смазки, попаданию смазки на обмотку электродвигателя, вызывающей замыкания и повреждения электродвигателя .

На работу тягодутьевых машин оказывает влияние конфигурация выходных диффузоров, устанавливаемых после машины. Пирамидальные диффузоры рекомендуется выполнять симметричными , а у плоских диффузоров внешняя стенка должна отклоняться наружу на 10\*.

На практике имеют случаи, когда вместо диффузора из вентилятора (или дымососа ) устанавливают газовоздухопровод с коленом, направленным в сторону, противоположную вращению рабочего колеса .

Часто встречаются (особенно после ремонта ) значительные зазоры между рабочим колесом и входным патрубком, достигающим 8 – 9 % диаметра рабочего колеса, при допустимом значении 0,6 – 1,0 %, а также эксцентричное расположение входного патрубка по отношению к входному отверстию рабочего колеса, что также ухудшает работу машин.

## **1.2. Основные причины повреждений тягодутьевых машин**

Причинами повреждений тягодутьевых машин во время работы могут быть причины механического, электрического и аэродинамического характера .

**Механические** : неуравновешенность рабочего колеса в результате износа или отложений золы (пыли) на лопатках ;

- износ элементов соединительной муфты ;

- ослабление посадки втулки рабочего колеса на валу или ослабление растяжки крыльчатки ;

- ослабление фундаментных болтов (при отсутствии контргаек и ненадежных замков против отворачивания гаек) или недостаточная жесткость опорных конструкций машин;

- ослабление затяжки анкерных болтов корпусов подшипников вследствие установки под ними (при центровке) некалиброванных прокладок ;

- неудовлетворительная центровка роторов электродвигателя и тягодутьевой машины ;
- чрезмерный нагрев и деформация вала вследствие повышенной температуры дымовых газов.

**Причины электрического характера** - большая неравномерность воздушного зазора между ротором и статором электродвигателя.

Причиной аэродинамического характера является различная производительность по сторонам дымососов с двухсторонним всасыванием, которая может возникнуть при одностороннем заносе золой воздухонагревателя или неправильная регулировка и направляющих лопаток.

Во всасывающих карманах и улитках тягодутьевых машин, транспортирующих запыленную среду, наибольшему абразивному износу подвержены обечайки, а также всасывающие воронки улиток. Плоские боковины улиток и карманов изнашиваются меньше.

На осевых дымососах котлов наиболее интенсивно изнашивается броня корпуса в местах расположения направляющих аппаратов и рабочих колес. Интенсивность износа возрастает с увеличением скорости потока и концентрации в нем угольной пыли или частицу золы. Абразивность золы выше абразивности угольной пыли.

К углям с высокой абразивностью относятся антрацит и уголь, с низкой – Канско-ачинский и Донецкий -ГРШ

### **Примеры повреждения тягодутьевых машин**

Из трех котлов на одном из них вентиляторы проработали всего с производительностью до 190 т/ч вместо 220 т/ч. Причиной снижения мощности : к коробу приварили исправленный переходной участок, резко тормозящий воздушный поток .

Подшипники дымососов котлов и электродвигатель были установлены на разных опорах, что приводило к расцентровке дымососа и электродвигателя, сильной вибрации, разбиву подшипников.

#### **1.2.1. Повышенная вибрация дымососов и вентиляторов.**

Основными причинами вибрации дымососов и вентиляторов могут быть :

- неудовлетворительная балансировка ротора после ремонта или разбалансировка во время работы в результате неравномерного износа и повреждения лопаток рабочего колеса или повреждения подшипников;
- неправильная центровка валов машин с электродвигателем или расцентровка их из – за износа муфты, ослабления опорной конструкции подшипников, деформации подкладок под ними ( когда после центровки оставляется много тонких некалиброванных прокладок и т.п. ) ;

- повышенный и неравномерный нагрев ротора дымососа, вызвавший прогиб вала или деформацию рабочего колеса ;
- односторонний занос золой воздухонагревателя и т.п.

Вибрация возрастает при совпадении собственных колебаний машины и опорных конструкций (резонанс ), а также при недостаточной жесткости последних, ослабления фундаментных болтов.

Возникшая вибрация может повлечь за собой ослабление болтовых соединений и пальцев муфты, шпонок, нагревание и ускоренный износ подшипников, обрыв болтов крепления подшипников, станины и разрушение фундамента машины.

### **1.2.2. Характерные повреждения подшипников дымососов и вентиляторов.**

В тягодутьевых машинах применяются подшипники качения и скольжения. Для подшипников скольжения применяются вкладыши двух конструкций, самоустанавливающиеся с шаровой и с цилиндрической опорной поверхностью посадки вкладыша в корпусе.

Повреждения подшипников могут быть из – за недосмотра персонала, их дефектов изготовления, неудовлетворительного ремонта и сборки, а также плохой смазки и охлаждения.

#### ***НЕИСПРАВНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ПРИЧИНЫ ИХ ВОЗНИКНОВЕНИЯ***

Неисправность	Причины возникновения
Трещины	Неисправные размеры посадочного места вала, корпуса, дефекты металла, повреждения от постороннего усилия, слишком тугое гнездо ; чрезмерный нагрев
Отслаивание металла тел качения или дорожек (шелушение)	Перегрузка, защемление, превышение срока службы, дефекты металла
Поломка сепаратора	Плохая смазка, сухой ход, повреждение от внешнего усилия
Уменьшение твердости	Повышенная температура - более 200* С
Преждевременный износ деталей	Загрязнение подшипников
Блуждание одной или	Слишком свободное гнездо в корпусе или



обоих обойм	свободная посадка на валу
Следы ударов	Посторонние усилия
Образование волнистого износа	Вибрация в сочетании с большой нагрузкой
Шум при работе	Загрязнение, следы ударов, волнистость, начавшееся разрушение элементов подшипников

### 1.2.3. Повреждение и износ рабочих колес и кожухов дымососов

Основным видом повреждения рабочих колес и кожухов дымососов является абразивный износ при транспортировке запыленной среды из – за больших скоростей и высокой концентрации (золы) в дымовых газах. Наиболее интенсивно изнашивается основной диск и лопатки в местах их приварки.

Абразивный износ колес с загнутыми лопатками вперед значительно больше, чем колес с лопатками, загнутыми назад. При работе тягодутьевых машин наблюдается также и коррозионный износ рабочих колес при сжигании в топке сернистого мазута, зоны износа листовых необходимо наплавлять твердым сплавом .

Износ лопаток и дисков роторов дымососов зависит от сорта сжигаемого топлива и качества работы золоулавливающих установок . Плохая работа золоулавливателей ведет к интенсивному износу, уменьшает прочность и может стать причиной разбалансировки и вибрации машин, а износ кожухов ведет к неплотности, пылению и ухудшению тяги.

Снижение интенсивности эрозионного износа деталей достигается ограничением максимальной частоты вращения ротора машины. Для дымососов частота вращения принимается около 700 об./мин. (но не более 980 ), для дымососов рециркуляции запыленных дымовых газов около 500 об./мин., для мельничных вентиляторов с промежуточным бункером - около 1500 об./мин., в прямом вдуванием пыли в топку 1000 об./мин. Так как содержание пыли в потоке может достигать 0,5 кг/м<sup>3</sup>, последние машины работают в более тяжелых условиях, поэтому для них применяются плоские сменные лопатки и защищенные броней кожухи.

### 1.3. Мероприятия по предупреждению повреждений тягодутьевых машин

Для обеспечения безаварийной и надежной работы вентиляторов и дымососов необходимо:

- систематически следить за смазкой и температурой подшипников, не допуская загрязнения смазочных масел ;
- заполнить подшипник качения консистентной смазкой не более , чем на 0,75, а при больших скоростях тягодутьевого механизма - не более, чем на 0,5 объема корпуса подшипника во избежание их нагрева. Уровень масла должен находиться у центра нижнего ролика или шарика при заполнении подшипников качения жидкой смазкой.

Масляную ванну подшипников с кольцевой смазкой следует заполнять до красной черты на масломерном стекле , указывающей нормальный уровень масла. С целью удаления избытка масла при переполнении корпуса выше допустимого уровня корпус подшипника должен быть оборудован сливной трубкой ;

- обеспечить непрерывное водяное охлаждение подшипников дымососов ; для возможности контроля слив воды, охлаждающей подшипники , должен осуществляться через открытые трубки и сливные воронки .

При разборке и сборке подшипников скольжения, замене деталей многократно контролируются такие операции:

- проверка центровки корпуса по отношению к валу и плотности прилегания нижнего полувкладыша;
- замер верхнего, боковых зазоров вкладыша и натяга вкладыша крышкой корпуса ;
- состояние баббитовой поверхности заливки вкладыша (определяется простукиванием латунным молотком – звук должен быть четким) ;
- производить по графику осмотр и текущий ремонт дымососов и вентиляторов со сменой масла и промывкой подшипников, устранять неплотности, проверять правильность и легкость открытия шиберов и направляющих аппаратов, их исправность и т.д. ;
- производить опробование тягодутьевых машин после монтажа и капитального ремонта, а также приемку отдельных узлов в процессе монтажа ( фундаменты, опорные рамы и т.п. ) ;
- проверять исправность дистанционного управления и соответствие указателей положения регулирующих устройств у машин указателями, установленными на щите управления ;
- проводить ультразвуковой контроль качества сварных швов приварки лопаток к обечайкам и заварке нижних технологических отверстий лопаток .

## **2. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ПОВРЕЖДЕНИЙ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ**

### **2.1. Условия работы питательных насосов.**

Питательные насосы предназначены для бесперебойного обеспечения котла водой при всех режимах работы .

Питательные насосы являются одним из самых ответственных элементов котельной. Ввиду незначительного запаса воды в котле прекращение питания его даже на короткое время может привести к тому,

что вся находящаяся в котле вода полностью испарится и начнется аварийный разогрев металла поверхности нагрева.

В качестве питательных насосов применяют высоконапорные водяные насосы, способные подавать воду температурой до  $100 - 150^{\circ}\text{C}$ . Давление, развиваемое насосом, выбирают с превышением на  $40 - 50^{\circ}\text{C}$  по отношению к давлению пара в котле с тем, чтобы насос мог преодолеть внутренне давление пара в котле.

Со стороны всасывания питательные насосы присоединяют к бакам питательной воды, а напорные патрубки насосов - к питательным трубопроводам. Насосы размещают ниже баков питательной воды с тем, чтобы они всегда были под заливом и чтобы была исключена возможность разрыва потока воды при входе в насос в результате ее вскипания и образования паровых пузырей.

Согласно правилам Гостехнадзора в котельной устанавливают не менее двух питательных насосов для питания котлов, приводимых в действие независимо один от другого, причем один из них - с паровым приводом.

При наличии двух независимых источников питания электроэнергией допускается установка всех насосов только с электроприводом.

Суммарная подача насосов с электроприводом должна быть не менее 110%, а с паровым приводом - не менее 50 % номинальной паропроизводительности всех работающих котлов.

Число и подача насосов для питания прямоточных котлов паропроизводительностью 450 т/ч и более на закритические параметры выбираются таким образом, чтобы в случае останова самого мощного насоса оставшиеся (включая резервный насос) обеспечили работу котлов паропроизводительностью не менее 50 % номинальной.

Надежность работы питательных насосов обеспечивается как их хорошим состоянием, правильным обслуживанием, так и нормальной работой всех систем водоподготовки, питательных трубопроводов и оборудования низкого (до насосов) и высокого (после насосов) давления.

Производя питание котлов водой, необходимо соблюдать следующие правила :

- в процессе работы котла все время поддерживать уровень воды в нем по среднему уровню водоуказательному стеклу ;
- в течение смены попеременно пользоваться питательными насосами, чтобы быть уверенными в полной их исправности. При прекращении действия всех питательных приборов немедленно остановить котел .

Вне зависимости от мощности паровых котлов в качестве питательных устройств применяются центробежные и поршневые насосы с электрическим и паровым приводом (электронасосы, турбонасосы).

Характеристики всех питательных насосов, присоединенных к общему трубопроводу, должны допускать параллельную их работу .

Аварии турбопитательных насосов происходят из – за:

- неправильного монтажа или ремонта паровых турбин;

- недостаточного надежного дренажа паропроводов и корпусов турбин;
- неправильной работы автоматов безопасности, заклинивания стопорных болтов, ошибок при пуске и др.

## 2.2. Основные причины неполадок питательных насосов

Механические повреждения и неполадки питательных насосов происходят вследствие :

- их неудовлетворительного ремонта и обслуживания, неправильной сборки, центровки и привода, балансировки во время монтажа, плохой смазки подшипников, ошибок при пуске и остановке .

К тяжелым последствиям может привести отсутствие или неправильное устройство и использование разгрузочных линий питательных насосов, отсутствие или неисправность обратных ограничителей расхода на линиях разгрузки, включение их в общий разгрузочный трубопровод и во всасывающую линию питательных насосов.

### НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ, ИХ ПРИЧИНЫ И СПОСОБЫ УСТРАНЕНИЯ

Наименование неполадки	Причины неполадки	Способ устранения
Насос не подает воду	Закрыта задвижка на всасывающей стороне. Засорилась сетка водоприемного клапана или неисправен клапан.	Открыть задвижку.  Прочистить сетку водоприемного клапана и устранить его неисправность.
	Колесо засорено посторонними предметами. Давления на всасывающем патрубке недостаточно.	Произвести очистку колеса.  Проверить и привести в соответствие уровень воды в баке или давление в дэараторе
	Большая высота всасывания.	Поднять уровень воды в баке
	Насос не залит водой перед пуском .	Остановить насос, залить водой, повторить пуск
	Подсос воздуха во всасывающем трубопроводе через неплотности.	Устранить неплотности

	<p>Крыльчатка насоса вращается в обратную сторону</p> <p>Низкое число оборотов насоса из-за падения напряжения в эл. сети.</p> <p>Износ рабочих дисков или направляющих аппаратов</p>	<p>Изменить направление вращения электродвигателя</p> <p>Выключить эл. двигатель , поставить в известность непосредственного начальника</p> <p>Заменить изношенные детали</p>
<p>Насос не обеспечивает полной подачи или напора</p>	<p>Засорение всасывающего трубопровода.</p> <p>Неплотность во всасывающем трубопроводе.</p> <p>Попадание воздуха в водоприемный клапан из-за его частичного оголения. Загрязнение насоса.</p> <p>Недостаточное заполнение насоса водой или скопление воздуха в трубопроводах.</p> <p>Образование воздушных мешков в нагнетательном и всасывающем трубопроводах</p> <p>Заклинивается ротор</p>	<p>Проверить и прочистить всасывающий трубопровод</p> <p>Устранить неплотности</p> <p>Прочистить сетку. Поднять уровень воды в приемном баке. Разобрать и прочистить насос</p> <p>Опорожнить и вновь заполнить насос и трубопровод, удалить воздух.</p> <p>Установить воздушные краны в местах образования воздушных мешков</p> <p>Отрегулировать разгрузочное устройство, проверить зазоры во вкладышах подшипников и биение вала ; прочистить водоотводящую трубку разгрузочного устройства ; сменить в случае износа уплотнительные кольца рабочих колес ; проверить торцы деталей ротора - если изменяется биение ротора от изменения затяжки его концевых гаек ( вал изгибается )</p>

	<p>Износ рабочих крыльчаток направляющих колец</p> <p>Смещение ротора из среднего положения (рабочие колеса смещены относительно щелей улиток или направляющих аппаратов)</p> <p>Малая частота вращения насоса</p> <p>Не обеспечивается подвод воды к сальнику, воздух подсасывается через сальник</p>	<p>Отрегулировать или заменить новыми</p> <p>Установить ротор в проектное положение</p> <p>Изменить частоту вращения</p> <p>Обеспечить подвод воды к сальнику. Через сальник должна просачиваться вода</p>
<p>Перегрузка электродвигателя насоса</p>	<p>Полностью открыта задвижка на нагнетательном трубопроводе</p> <p>Эксцентрирована установка ротора насоса</p> <p>Перенос или затяг сальников</p> <p>Большое сопротивление нагнетательных трубопроводов</p> <p>Работа двигателя без одной фазы</p>	<p>Произвести пуск насоса при закрытой задвижке, далее установить задвижкой рабочее давление</p> <p>Произвести центровку ротора насоса и двигателя</p> <p>Устранить перенос или ослабить гайки</p> <p>Отревидировать на полное открытие задвижки, устранить крутые повороты трубопроводов, при малом диаметре заменить их на трубопровод большего диаметра</p> <p>Немедленно остановить насос и поставить в известность непосредственного начальника</p>
<p>Нагрев подшипников</p>	<p>Нарушена центровка насоса сдвигателем.</p> <p>Роторы не отбалансированы</p>	<p>Проверить центровку</p> <p>Произвести балансировку ротора</p>

	<p>Смазочные кольца не вращаются, грязная смазка</p> <p>Перенос подшипников. Износ или неправильная пригонка вкладышей</p> <p>При смазке под давлением к подшипникам поступает мало масла повышенной температуры</p>	<p>Проверить окружность колец. Сменить смазку, промыть систему, смазку и подшипники</p> <p>Устранить перенос. Заменить вкладыш или пришабрить их</p> <p>Проверить систему смазки</p>
Вибрация насоса	<p>Неправильно отцентрирован насос с двигателем</p> <p>Не выдержаны зазоры во вкладышах подшипников</p> <p>Неправильно собраны полумуфты</p> <p>Вибрация трубопровода из – за слабого его крепления или образования в нем воздушных мешков</p> <p>Роторы не отбалансированы</p>	<p>Проверить центровку</p> <p>Пришабрить или заменить вкладыши</p> <p>Разобрать полумуфты и собрать заново, устранить неправильность предыдущей сборки, проверить пригонку болтов.</p> <p>Закрепить трубопровод, устранить воздушные мешки (установить воздушные краны)</p> <p>Отбалансировать роторы</p>
Сальники пропускают воду	<p>Биение вала</p> <p>Износ сальниковой набивки</p> <p>Неправильная установка сальника</p> <p>Износ поверхности или рубашки вала</p> <p>Ослаблена затяжка стяжных</p>	<p>Отрегулировать зазоры в подшипниках и между рубашкой вала и втулкой напорного патрубка</p> <p>Заменить набивку</p> <p>Правильно набить сальник</p> <p>Отшлифовать или заменить детали</p> <p>Затянуть шпильки (при</p>

	шпилек  Повреждение стыковых уплотнений	неработающем насосе)  Заменить прокладки
Шум в корпусе	Наличие воздуха в насосе  Высокая температура воды	Открыть кран на корпусе насоса и выпустить воздух  Подать в насос более холодную воду
Гидравлические удары	Наличие воздуха в насосе или трубопроводе	Удалить воздух из насоса и трубопровода, и устранить возможность его подсоса

## II. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

### 3. Вентиляторы и насосы

По конструкции и способу перемещения газа вентиляторы делятся на центробежные и осевые. Полное давление, развиваемое вентилятором, равно разности полных давлений на нагнетающей и всасывающей стороне  $H_{\Pi}^{BC}$

$$H_{\Pi} = H_{\Pi}^H - H_{\Pi}^{BC}$$

Динамическое давление вентилятора

$$H_{\Pi}^H = \rho \cdot \frac{C^2}{2},$$

где  $\rho$  - плотность подаваемого вентилятором воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$C$  - скорость воздуха в нагнетаемом патрубке, м/с.

Давление, развиваемое вентилятором, зависит от гидравлического сопротивления воздушной сети. Чем больше сопротивление, тем меньше производительность вентилятора. Зависимость между производительностью вентилятора и развиваемым им давлением приводится в виде графиков или таблиц в справочниках по вентиляторам и представляет собой характеристику вентилятора.

Мощность привода вентилятора, Вт

$$N_{\Pi} = \frac{Q \cdot H_{\Pi}}{\eta_{\Pi}},$$



где  $Q$  - производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с

$H_{\Pi}$  - полное давление, создаваемое вентилятором, Н/м<sup>2</sup>

$h_{\text{в}}$  - к.п.д. вентилятора, равный 0,5 – 0,85, в зависимости от производительности.

Мощность электродвигателя, приводящая в движение вентилятор,

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{эд}}} = \frac{Q \cdot H_{\Pi}}{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{эд}}},$$

где  $\eta_{\text{пер}}$  - к.п.д. передачи, равный 0,85 - 0,95 при ременной передаче  
 $\eta_{\text{эд}}$  - к.п.д. электродвигателя.

Для геометрически подобранных вентиляторов, отличающихся только геометрическими размерами, наблюдается подобие производительности, создаваемых давлений и потребляемых мощностей.

Если известна производительность  $Q_1$  и создаваемый напор  $H_1$  и потребляемая мощность  $N$  для одного из вентиляторов группы геометрически подобранных машин, то для любого другого вентилятора этой же группы при условии равенства из к.п.д., соответствующие  $Q_2$ ,  $H_2$ ,  $N_2$  будут определяться соотношениями

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3, \quad \frac{H_2}{H_1} = \frac{U_2^2}{U_1^2} = \frac{D_2^2}{D_1^2} = (i \cdot D)^2, \quad H_2 = H_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2,$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{U_2 F_2}{U_1 F_1} = (iD)^3, \quad \frac{N_2}{N_1} = \frac{H_2 Q_2}{H_1 Q_1} (i \cdot D)^5,$$

где  $n$ ,  $D$ ,  $\rho$  соответственно сравниваемые значения чисел оборотов, диаметры колес и плотности нагнетательного воздуха.

### 3.1 Задачи по нагнетателям

**Задача № 1.** Определить полное давление, развиваемое вентилятором, если его производительность 3000 м<sup>3</sup>/ч, а потребляемая мощность при к.п.д.  $h_{\text{в}} = 0,5$  равна 1,8 кВт.

Решение

$$N_{\text{в}} = \frac{Q \cdot H_{\Pi}}{\eta_{\text{в}}}, \quad H_{\Pi} = \frac{N_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{в}}}{Q} = \frac{1,8 \cdot 10^3 \cdot 0,52 \cdot 3600}{3000} = 11232, \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

О т в е т:  $H_{\Pi} = 1120 \text{ Н/м}^2 = 114 \text{ мм.в.с.}$

**Задача № 2.** Определить мощность привода вентилятора ЭВР № 6, подающего 7000 м<sup>3</sup>/ч воздуха плотностью  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$  при статическом давлении  $H_{\text{ст}} = 1100 \text{ Н/м}^2$ , если к.п.д. вентилятора  $h_{\text{в}} = 0,56$ . Нагнетательное отверстие вентилятора имеет квадратное сечение площадью  $F = 0,1764 \text{ м}^2$ .

Решение

Скорость воздуха в нагнетательном отверстии вентилятора

$$C = \frac{Q}{F \cdot 3600} = \frac{7000}{3600 \cdot 0,1764} = 11,02 \text{ м/с}$$

Динамический напор, создаваемый вентилятором

$$H_0 = \rho \frac{C^2}{2} = 1,2 \cdot \frac{11,02^2}{2} = 72,84 \cdot \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

Полное давление или напор

$$P_{\text{п}} = H_{\text{п}} = H_{\text{ст}} + H_0 = 1100 + 72,84 = 1172,84 \text{ Н/м}^2 = 1172,8 \text{ Па}$$

Мощность привода вала вентилятора

$$N_{\text{в}} = \frac{Q \cdot H_{\text{п}}}{\eta_{\text{в}}} = \frac{7000 \cdot 1172,8}{0,56 \cdot 3600} = 4072,3 \text{ Вт}$$

**Задача № 3.** Как изменится производительность и развиваемое давление вентилятора Ц 4 – 70 № 7, если повысить частоту вращения вала от 430 об./мин. до 670 об./мин. При  $n=430$  об./мин. производительность вентилятора  $Q_1 = 2000$  м<sup>3</sup>/ч и развиваемое давление  $H_{\text{п}1} = 150$  Н/м<sup>2</sup>.

Решение

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3 = \frac{2000}{3600} \cdot \frac{670}{430} = 0,866 \text{ м}^3/\text{с}; \text{ при } D_1=D_2 \text{ и } r_2=r_1$$

$$H_2 = H_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 = 1500 \left( \frac{670}{430} \right)^2 = 364,17 \text{ Н/м}^2$$

$$\text{О т в е т: } Q_2 = 0,866 \text{ м}^3/\text{с} ; H_{\text{п}2} = 364,17 \text{ Н/м}^2$$

**Задача № 4.** Вентилятор ЭВР № 3 при частоте вращения вала  $n_1 = 1000$  об./мин. имеет производительность  $Q = 2000$  м<sup>3</sup>/ч. При этом полное давление  $H_{\text{п}1} = 255$  Н/м<sup>2</sup>. Диаметр колеса вентилятора  $D_1 = 0,24$  м. Потребляемая мощность на валу  $N_1 = 0,22$  кВт. Определить какой диаметр колеса должен быть у вентилятора этой серии, чтобы его производительность удвоилась. Каково при этом будет развиваемое вентилятором давление и потребляемая мощность, если при увеличении диаметра скорость вращения вала понизить до 750 об./мин.

Решение

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3 \text{ при } r_2=r_1,$$

$$2 \cdot 2000 = 2000 \frac{n_2}{n_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3, \quad D_2 = \sqrt[3]{2 \frac{1000}{750}} D_1 = 0,333 \text{ м}$$

$$H_2 = H_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left( \frac{0,333}{0,24} \right)^2 = 276,14 \text{ Н/м}^2,$$

$$N_2 = \frac{H_2 \cdot Q_2}{H_1 Q_1} = \frac{276,14 \cdot 4000}{255 \cdot 2000} 0,22 = 0,477 \text{ кВт.}$$

О т в е т:  $D_2 = 0,333 \text{ м}$  ;  $H_{п2} = 276,14 \text{ Н/м}$  ;  $N_2 = 0,477 \text{ Вт}$ .

**Задача № 5.** Определить к.п.д. вентилятора, если его производительность  $6650 \text{ м}^3/\text{ч}$  и полное давление  $H_p = 1300 \text{ Н/м}^2$ . Мощность электродвигателя  $N_{э.д.} = 4 \text{ кВт}$  к.п.д. э.д.  $h_{э.д.} = 0,9$  электродвигатель приводит вал в движение через клинообразную передачу с к.п.д.  $h_{пер} = 0,89$ .

О т в е т:  $h_B = 0,6$ .

**Задача № 6.** Определить мощность электродвигателя для дымососа и подобрать дымосос типа ВД, если дымовая труба создает разрежение  $100 \text{ Н/м}^2$ , сопротивление дымового тракта печи, работающей с котлом – утилизатором  $180 \text{ Н/м}^2$ , выход продуктов сгорания после котла – утилизатора составляет  $60000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

К.п.д. электродвигателя стандартный  $h_{э.д.} = 0,9$ .

К.п.д. вентилятора  $0,85$ .

Коэффициент запаса  $m = 1,1$ .

Решение

1. Разность давления, создаваемого дымососом

$$P_d = H_c - H_{тр} = 180 - 100 = 80 \text{ Н/м}$$

Мощность вентилятора

$$N_B = \frac{Q \cdot H}{\eta_B} \cdot m = \frac{60000 \cdot 80}{0,85 \cdot 3600} \cdot 1,1 = 1725,5 \text{ Вт}$$

$$N_{э.д.} = \frac{N_B}{\eta_{э.д.}} = \frac{1725,5}{0,9} = 1917,2 \text{ Вт} = 2 \text{ кВт}$$

О т в е т: мощность электродвигателя  $N_B = 2 \text{ кВт}$

**Задача № 7.** Подобрать насос и электродвигатель для подачи горячей воды из котельной в жилой массив с высотой стояния  $25 \text{ м}$ , сопротивление сети составляет  $200 \text{ Н/м}^2$  расход воды  $20 \text{ т/ч}$ ,  $h_H = 0,8$ ,  $h_{э.д.} = 0,9$ ,  $\rho = 990 \text{ кг/м}^3$ .

Решение

Дополнительный напор на преодоление сопротивление сети составит

$$\Delta H = 2000 \text{ Н/м}^2 \text{ или } \Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{2000}{3600 \cdot 9,8} = 0,21 \text{ м}$$

Полный напор, создаваемый насосом составит

$$H_d = H + \Delta H = 25 + 0,21 = 25,21 \text{ м}$$

Мощность, потребляемая насосом

$$N_{полезн} = \frac{G \cdot H_d \cdot g}{\eta_H} = \frac{20000 \cdot 25,21 \cdot 9,8}{0,8 \cdot 3600} = 1715,6 \text{ Вт}$$

$$N_{э.д.} = \frac{N_{полезн}}{\eta_{э.д.}} = \frac{1,72}{0,9} = 1,9 \text{ кВт}$$

### III. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

#### ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

## 4. Характеристики рабочего процесса турбин

### 4.1. Основные определения

Действительная скорость пара или газа на выходе из сопла

$$C_d = \varphi C_{\text{т}},$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости сопла ( $\varphi = 0,92 \div 0,98$ ).

Действительный расход пара или газа через сопло

$$m_d = \mu m_{\text{т}},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода ( $\mu = 0,91 \div 0,97$ ).

Полный располагаемый теплоперепад для ступени паровой газовой турбины, кДж / кг

$$h_0 = i_0 - i_2 + C_0^2 / 2000,$$

где  $C_0$  – скорость пара или газа перед соплами. м/с.

Для ступени паровой турбины полный располагаемый теплоперепад можно определять по формуле

$$h_0 = \frac{k}{k-1} * R * T_0 [ 1 - (P_2 / P_1)^{(k-1)/k} ]$$

где  $P_0$  и  $T_0$  – начальные параметры газа перед ступенью турбины с учетом начальной скорости.

Теоретическая работа 1 кг рабочего тела, проходящего через лопатки турбины,

$$l_u = u ( C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2 ) = u ( W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2 ),$$

где  $u$  – окружная скорость лопатки, м/с;

$C_1$  и  $C_2$  – абсолютные скорости пара или газа на входе и выходе с лопатки, м/с;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы векторов скоростей  $C_1$  и  $C_2$  с плоскостью лопаточного колеса турбины;

$W_1$  и  $W_2$  – относительные скорости пара или газа на лопатке со стороны входа или выхода, м/с;

$\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы векторов скоростей  $w_1$  и  $w_2$  с плоскостью колеса, являющиеся одновременно углами входной и выходной кромок лопатки. Величины углов  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  определяются построением треугольников скоростей для ступени турбины.

Относительная скорость  $w_1$  при входе потока на лопатку равна:

$$w_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2u C_1 \cos \alpha_1},$$

где  $u = \pi d n / 60$ , м/с, - окружная скорость лопатки, расположенной на среднем диаметре  $d$ , м, и вращающейся с частотой вращения вала  $n$ , об/мин;

$\alpha_1$  – угол наклона сопла к плоскости колеса или угол между вектором скорости  $C_1$  и плоскостью колеса.

Относительная скорость  $w_2$  на выходе с лопатки активной ступени

$$w_2 = \psi w_1,$$

где  $\psi$  – коэффициент скорости на лопатке ( $\psi = 0,8 \div 0,9$ ).

Если ступень реактивная, то в соплах срабатывается теплоперепад  $ht_1$  и на лопатках  $ht_2$ :

$$h_t = h_{t1} + h_{t2} = i_0 - i_2,$$

где  $i_2$  - энтальпия после адиабатного расширения в ступени до давления на выходе с лопаток реактивной ступени, кДж/кг.

Тогда степень реактивной ступени

$$\rho = ht_2 / ht.$$

Следовательно,  $ht_1 = ht(1 - \rho)$  и  $ht_2 = ht\rho$ .

Скорость при входе на лопатки реактивной ступени

$$C1 = 44,8 \cdot \varphi \cdot \sqrt{(i_0 - i_1) \cdot (1 - \rho) + \left(\frac{C_0}{44,8}\right)^2}.$$

Относительная скорость на выходе из лопаток

$$w_2 = 44,8 \cdot \psi \cdot \sqrt{\rho(i_0 - i_2) + \left(\frac{W_2}{44,8}\right)^2}.$$

### Задачи

**Задача №1.** Определить скорость, давление и температуру на выходе из сопла активной ступени паровой турбины, если параметры пара перед соплами 4,0 МПа и 370 °С. В ступени срабатывает адиабатный теплоперепад 209,5 кДж/кг. Коэффициент скорости для сопла  $\varphi = 0,95$ .

Решение.

По заданному теплоперепаду и коэффициенту скорости определяем действительную скорость истечения

$$C = 44,8 \varphi \sqrt{i_0 - i_1} = 44,8 * 0,95 \sqrt{209,5} = 615 \text{ м/с.}$$

Параметры пара на выходе из сопла определяются по  $i$ -s диаграмме с учетом необходимости расширения пара в соплах (рис 4-1). Заданным начальным параметрам соответствует энтальпия пара  $i_0 = 3140$  кДж/кг. Так как теоретический теплоперепад  $h_t = 209,5$  кДж/кг, то энтальпия пара в конце обратимого адиабатного расширения будет равна  $h_1 = i_0 - h_t = 3140 - 209,5 = 2930,5$  кДж/кг. По  $i$ -s диаграмме это соответствует давлению 108 МПа.

Действительное состояние пара на выходе из сопла будет иметь такое же давление, но энтальпия будет больше на величину потери энергии в сопле, равной

$$\Delta h_t = (1 - f^2) \cdot h_t = (1 - 0,95^2) \cdot 209,5 = 18,9 \text{ кДж/кг.}$$

Следовательно, конечные параметры пара:  $p_1 = 1,8$  МПа;  $t_1 = 260^\circ\text{C}$  и  $v_1 = 0,13$  м<sup>3</sup>/кг

**Задача № 2.** Для условий предыдущей задачи определить выходное сечение сопла, если расход пара 20 кг/с, а коэффициент расхода  $m = 0,94$ .

Решение.

Удельный расход пара на выходе из сопла определяется по  $i$ -s диаграмме и равен  $v_1 = 0,13$  м<sup>3</sup>/кг.

Выходное сечение сопла

$$f_1 = \frac{m \cdot v_1}{\mu c} = \frac{20 \cdot 0,13}{0,94 \cdot 615} = 0,0045 \text{ м}^2 = 45 \text{ см}^2$$

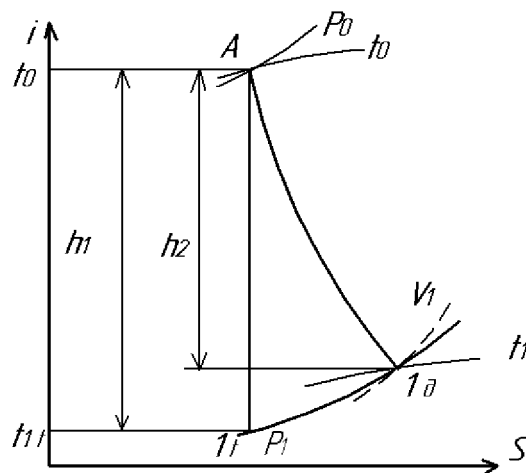


Рисунок 4.1 Диаграмма  $i$ - $s$  действительного теплового процесса пара на выходе из сопла.

**Задача № 3.** Сколько пара может пропустить сопло с сечением в горловине  $1\text{см}^2$  при начальных параметрах пара  $1,5\text{МПа}$  и  $300^\circ\text{C}$  при выпуске пара в атмосферу с полным расширением до  $0,1\text{МПа}$ ? Коэффициент расхода сопла принять равным  $0,95$ .

О т в е т:  $219\text{ кг/ч}$ .

**Задача № 4.** Определить коэффициент скорости для сопла, если известно, что при параметрах пара перед соплом  $1,6\text{МПа}$  и  $450^\circ\text{C}$  и давлении за соплом  $1,0\text{МПа}$  скорость на выходе из сопла  $520\text{ м/с}$ .

О т в е т:  $f = 0,965$ .

**Задача № 5.** Определить коэффициент расхода для сопла Лавалья с площадью сечения горловины  $1\text{ см}^2$ , если параметры воздуха перед соплом  $0,6\text{МПа}$  и  $120^\circ\text{C}$ , а давление за соплом  $0,1\text{МПа}$ . Расход воздуха через сопло  $0,113\text{ кг/с}$ .

О т в е т:  $m = 0,955$ .

**Задача № 6.** Пар с абсолютной скоростью  $600\text{ м/с}$  входит в рабочее колесо под углом  $\alpha = 25^\circ$ . Окружная скорость лопатки  $u = 150\text{ м/с}$ . Построением треугольника скоростей определить относительную скорость пара на лопатки.

О т в е т:  $470\text{ м/с}$ .

**Задача № 7.** Скорость входа пара на лопатки активной ступени  $1200\text{ м/с}$ , угол сопла  $25^\circ$ ; отношение скоростей в ступени  $u_1/c_1 = 0,25$ . Определить потерю энергии с выходной абсолютной скоростью, если лопатки симметричные, т.е.  $b_1 = b_2$ . Коэффициент скорости для лопаток  $Y = 0,87$ . Абсолютная скорость на выходе с лопаток определить построением треугольника скоростей.

О т в е т:  $h_{\text{вых}} = 174\text{ кДж/кг}$ .

**Задача № 8.** Определить потерю с выходной скоростью для условий предыдущей задачи, если принять отношение скоростей для ступени  $u_1/c_1 = 0,45$ .

О т в е т:  $h_{\text{вых}} = 99\text{ кДж/кг}$ .

**Задача № 9.** Какова скорость пара при входе на лопатки реактивной ступени при степени реактивности  $0,5$ , если перед ступенью параметры пара  $1,5\text{МПа}$  и  $300^\circ\text{C}$  и расширение пара в ступени происходит до давления  $1,0\text{МПа}$ ? Коэффициент скорости для сопл  $f = 0,98$ .

О т в е т:  $W_1 = 311$  м/с.

**Задача № 10.** Начальные параметры газа перед соплами газовой турбины с учетом начальной скорости: давление 0,48 МПа и температура 1073 К. Давление за ступенью 0,26 МПа, Частота вращения ротора 12000 об/мин., расход газа 20 кг/с.

Определить работу газа на лопатках, диаметр рабочего колеса и скорость газа на входе и выходе из колеса. Принять коэффициент скорости для сопла 0,96 и для лопаток 0,95, отношение окружной скорости лопаток к абсолютной скорости лопаток к абсолютной скорости газа на входе 0,49, угол наклона сопла  $22^\circ$  и выходной угол лопаток на  $10^\circ$  меньше входного. Степень реактивности принять равной 0,35. Рабочий газ считать обладающим свойствами воздуха.

Решение.

Определяем располагаемый теплоперепад.

$$h_t = \frac{k}{k-1} \cdot R T_0 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 1073 \left[ 1 - \left( \frac{2,6}{4,8} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = 172,4 \text{ кДж/кг.}$$

Скорость истечения газа из сопла с учетом коэффициента скорости и степени реактивности

$$C_1 = \phi \cdot 44,8 \sqrt{(1-\rho) h_t} = 0,96 \cdot 44,8 \sqrt{(1-0,35) \cdot 172,4} = 455 \text{ м/с.}$$

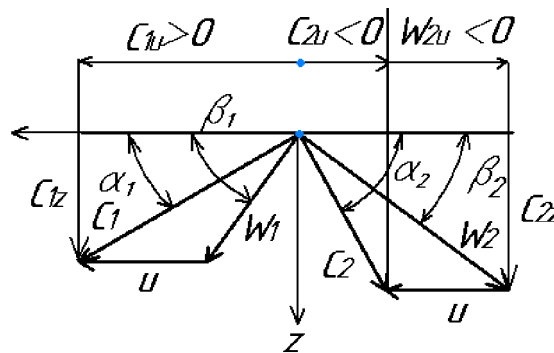


Рисунок 4.2. Треугольник скоростей теплового процесса газовой турбины

По заданному соотношению скоростей для ступени определяем окружную скорость лопаток

$$u/c_1 = 0,49; u = 0,49 \cdot c_1 = 0,49 \cdot 455 = 223 \text{ м/с.}$$

Для заданной частоты вращения вала находим диаметр средней окружности лопаток

$$u = \frac{\pi d n}{60}; d = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 223}{3,14 \cdot 12000} = 0,355 \text{ м.}$$

Относительная скорость входа газа на лопатки

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2u C_1 \cdot \cos \alpha_1}.$$

Если угол сопла  $\alpha_1 = 22^\circ$ , то  $\cos \alpha_1 = 0,927$ , тогда

$$w_1 = \sqrt{455^2 + 223^2 - 2 \cdot 455 \cdot 223 \cdot 0,927} = 262 \text{ м/с}$$

Определяем относительную скорость на выходе с лопаток

$$w_2 = 44,8 \psi \sqrt{\rho h_t + \left(\frac{W_1}{44,8}\right)^2} = 0,95 * 44,8 * \sqrt{0,35 \cdot 172,4 + \left(\frac{262}{44,8}\right)^2} = 414 \text{ м/с.}$$

Угол входной кромки лопатки  $\cos \beta_1$ , т.е. угол входа на лопатки, может определяться построением треугольника скоростей для входа, но может определяться расчетом по соотношению, следующему из рис. 10-2:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = C_{1z} / (C_{1u} - u),$$

$$\text{где } C_{1z} = C_1 \cdot \sin \alpha_1 = 455 \cdot \sin 22^\circ = 455 \cdot 0,375 = 171 \text{ м/с; } C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 = 455 \cdot \cos 22^\circ = 455 \cdot 0,927 = 422 \text{ м/с.}$$

Тогда

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 171 / (422 - 223) = 0,86; \beta_1 = 41^\circ.$$

По условию  $\beta_2 = \beta_1 - 10^\circ = 31^\circ$ , тогда  $\sin \beta_2 = 0,515$  и  $\cos \beta_2 = 0,857$ .

Определяем составляющие абсолютной выходной скорости:

$$C_{2z} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 414 \cdot 0,515 = 213,5 \text{ м/с;}$$

$$w_{2u} = -w_2 \cdot \cos \beta_2 = -414 \cdot 0,857 = -355 \text{ м/с;}$$

$$C_{2u} = w_{2u} + u = -355 + 223 = -132 \text{ м/с.}$$

При этом абсолютная скорость выхода газа с лопаток:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2z}^2} = \sqrt{-132^2 + 213,5^2} = 250 \text{ м/с.}$$

Работа 1 кг на лопатках

$$l_u = \frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2} + \frac{(W_2^2 - W_1^2)}{2} = \frac{(455^2 - 250^2)}{2} + \frac{(414^2 - 262^2)}{2} = 124 \text{ кДж/кг.}$$

#### IV/ ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ТУРБИНАХ

##### 5/Основные определения

Потеря энергии в соплах вследствие трения и вихревых движений пара или газа, кДж/кг,

$$h_c = ((1/\varphi^2) - 1) \cdot C_{11}^2 / 2.$$

Потеря энергии на лопатках турбины:

а) активной ступени

$$h_{ла} = ((1/\psi^2) - 1) \cdot w_1^2 / 2.$$

б) реактивной ступени

$$h_{лр} = ((1/\psi^2) - 1) \cdot w_2^2 / 2.$$

Потери с выходной скоростью

$$h_b = C_2^2 / 2.$$

Коэффициент полезного действия на лопатках без учета начальной скорости

$$\eta_{л} = l_{л} / h_t = 1 - ((h_c + h_{ла} + h_b) / h_t).$$

Для активной ступени  $h_t = i_0 - i_1$  и для реактивной ступени

$$h_t = h_{t1} + h_{t2} = (i_0 - i_1) + (i_1 - i_2).$$

Коэффициент полезного действия на лопатках с учетом начальной скорости

$$\eta_{л} = l_{л} / (h_t + C_0^2 / 2) = 1 - ((h_c + h_{ла} + h_b) / (h_t + C_0^2 / 2)).$$

Потери на трение и вентиляцию при вращении колеса турбины в паре, кВт

$$N_{т.в.} = \lambda [1,07 \cdot d^2 + 0,61 z (1 - b) \cdot d \cdot l^{1,5}] \cdot \rho \cdot (u^2) / 10^6,$$



где  $\lambda = 1,1 \div 1,2$  для перегретого пара и  $1,3$  для насыщенного, для газа  $\lambda = 1$ ;

$\rho$  – плотность пара или газа,  $\text{кг/м}^3$ ;

$d$  – диаметр колеса, измеренный по средней высоте лопаток, м;

$z$  – число ступеней скорости у колеса;

$b$  – степень парциальности ступени;

$l$  – высота лопаток, см;

$u$  – окружная скорость, м/с.

Потери от утечек через зазоры в уплотнениях и в обод сопел и лопаток

$$h_{yt} = G_{yt} * (i_0 - i_2) / G,$$

где  $G$  и  $G_{yt}$  – соответственно полный расход газа или пара в ступени и утечки,  $\text{кг/с}$ .

Внутренний относительный КПД ступени турбины

$$\eta_{oi} = (h_c + h_l + h_b + h_{yt} + h_{т.в.}) / (h_t + C_0^2 / 2) = h_i / h_0.$$

Для многоступенчатой турбины

$$\eta_{oi} = \sum h_i / H_0.$$

где  $H_0$  – располагаемый теоретический (адиабатный) теплоперепад для всей турбины.

Механические потери на трение в подшипниках и привод вспомогательных механизмов (масляные насосы, регулирование и т.п.) характеризуются механическим КПД:

$$\eta_m = N_e / N_i; \quad \eta_m = 0,85 \div 0,99.$$

Относительный эффективный КПД турбины

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_m.$$

КПД с учетом потерь в электрическом генераторе

$$\eta_{oэ} = \eta_{oi} \cdot \eta_g.$$

где  $\eta_g$  – КПД электрического генератора ( $\eta_g = 0,93 \div 0,97$ ).

Удельный эффективный расход рабочего газа,  $\text{кг} / (\text{Вт} \cdot \text{ч})$

$$d_e = 3600 / \eta_{oэ} \cdot H_0,$$

где  $H_0 = i_0 - i_2 + C_0^2 / 2$  – общий перепад в турбине,  $\text{кДж/кг}$ .

Часовой расход пара или газа

$$D = d_e \cdot N_e = 3600 \cdot N_e / H_0 \eta_{oэ},$$

где  $N_{эл} / \eta_m = N_i \eta_m$  – эффективная мощность, кВт.

### Задачи

**Задача 11.** Для условий предыдущей задачи определить КПД на рабочих лопатках.

О т в е т: 0,72.

**Задача 12.** Параметры газа перед одноступенчатой активной турбиной с учетом начальной скорости 0,2 МПа  $650^\circ\text{C}$ . Давление за турбиной 0,1 МПа.

Коэффициенты скорости для сопел и лопаток соответственно 0,97 и 0,96.

Принять угол наклона сопла  $20^\circ$  и лопаток  $\beta_2 = \beta_1 - 10^\circ$ . Определить КПД турбины на лопатках, приняв отношение скоростей для ступени  $u / C_1 = 0,48$ .

Принять для газа  $k = 1,35$  и  $R = 288 \text{ Дж} \cdot (\text{кг} \cdot \text{К})$ .

О т в е т:  $\eta_l = 0,875$ .

**Задача 13.** Определить потери на трение и вентиляцию одновенечного диска активной ступени в паре, если известно, что диаметр колеса 1000 мм, высота

рабочих лопаток 28 мм, частота вращения вала 3000 об / мин, степень парциальности 0,85.

О т в е т:  $N_{т.в.} = 31$  кВт.

**Задача14.** Параметры пара перед турбиной 305 МПа и 435<sup>0</sup>С. Давление в конденсаторе 4 кПа. Внутренний относительный и механический КПД турбины соответственно 0,85 и 0,99. Определить расход пара турбиной, если ее эффективная мощность 25000 кВт.

О т в е т: 90 т/ч.

**Задача15.** Определить расход пара паровой турбины с эффективной мощностью 50000 кВт, если параметры пара перед турбиной 10МПа и 500<sup>0</sup>С, а давление в конденсаторе 3,5 кПа. Относительный эффективный КПД турбины 0,85.

О т в е т: 151 т/ч.

## V. КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

### 6. Основные определения

Тепловой баланс конденсатора

$$D_n (i_2 - i_n) = W (t''_в - t'_в) \cdot C_в,$$

где  $D_n$  – количество конденсируемого пара, кг/с;

$W$  – расход охлаждающей воды, кг/с;

$i_2$  – энтальпия отработавшего пара перед входом в конденсатор, кДж/кг;

$i_n$  – энтальпия конденсата, кДж/кг;

$t''_в$  и  $t'_в$  – температура охлаждающей воды при входе в конденсатор и на выходе из него, <sup>0</sup>С;

$C_в$  – теплоемкость воды, кДж/(кг \* К).

Кратность охлаждения

$$m = W / D_k = (i_2 - i_n) / ((t''_в - t'_в) \cdot C_в).$$

Уравнение теплопередачи конденсатора

$$Q = D_k \cdot (i_2 - i_n) = k \Delta t_{cp} \cdot F,$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи для трубок конденсатора, кВт / (м<sup>2</sup> · К);

$i_2$  и  $i_n$  – энтальпии отработавшего пара и конденсата, кДж/кг;

$F$  – поверхность охлаждения конденсатора, м<sup>2</sup> ;

$\Delta t_{cp}$  - средний температурный напор в конденсаторе,

$$\Delta t_{cp} = t_{п.} + (t''_в + t'_в) / 2,$$

$t_{п.}$  - температура пара в конденсаторе.

### Задачи

**Задача16.** Для паровой турбины мощностью 1000 кВт с удельным расходом пара 5,5 кг/(Вт \* ч) определить поверхность охлаждения конденсатора и расход охлаждающей воды, если известно, что кратность охлаждения 55 кг/кг и температура охлаждающей воды на входе 18<sup>0</sup>С и на выходе из конденсатора 28<sup>0</sup>С. Температура пара конденсатора 32,5<sup>0</sup>С. Коэффициент теплоотдачи 3700 Вт/ (м<sup>2</sup> \* К).ю

Решение.

Расход пара турбиной

$$D = d_e * N_e = 5,5 * 1000 = 5,5 \text{ т/ч.}$$

