

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
ИРКУТСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ

НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

*Методические указания и контрольные задания
для студентов-заочников высших аграрных учебных заведений,
обучающихся по направлениям
140100 «Теплоэнергетика и теплотехника» и
110800 «Агроинженерия»*

Иркутск 2014

УДК 621.125: 621.438: 621.43(075)

Рецензенты:

Доцент кафедры «Теплоэнергетики» Национального исследовательского иркутского государственного технического университета, канд. техн. наук,
В.А. Бочкарев

Нагнетательные и тепловые двигатели: Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников высших аграрных учебных заведений, обучающихся по направлениям 140100 «Теплоэнергетика и теплотехника» и 110800 «Агроинженерия» / авт.-сост. В.В. Нечаев, А.А. Тупицын. – Иркутск: ФГБОУ ВПО ИрГСХА, 2014. – 40 с.

Методические указания предназначены для изучения курсов «Нагнетательные и тепловые двигатели» и «Теплотехника».

Пособие включает методику расчета рабочих процессов в турбинной ступени, КПД ступеней турбины и размеры лопаток. Представлены задания для контрольной работы и методические указания для их решения.

Основной целью методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении контрольной работы, практических и лабораторных занятий на тепловых электростанциях и отопительных котельных.

Для бакалавров и магистров заочной и очной формы обучения по направлениям подготовки 140100 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Энергообеспечение предприятий»; 110800 «Агроинженерия», профили: «Электрооборудование и электротехнологии», «Технические системы в агробизнесе», «Автомобили и автомобильное хозяйство», «Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции», «Технический сервис в агропромышленном комплексе».

УДК 621.125: 621.438: 621.43(075)

© Нечаев В.В., Тупицын А.А., 2014

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Место дисциплины в структуре основной образовательной программы бакалавриата

Цель курса состоит в формировании у студентов теоретических знаний, по термодинамике, теории теплообмена, теплоэнергетическим установкам и применению теплоты в сельском хозяйстве.

Дисциплина «Тепловые двигатели и нагнетатели» относится к базовой части профессионального цикла БЗ основной образовательной программы бакалавриата.

При изучении дисциплины «Тепловые двигатели и нагнетатели» используются знания, полученные при изучении дисциплин математика, физика, химия.

Результаты изучения дисциплины «Теплотехника» будут присутствовать в изучаемом материале дисциплин: Гидравлика. Проектирование электрических машин. Техническая эксплуатация ЭО. Электротехнология. Альтернативные источники получения энергии. Теория и расчет сельскохозяйственных машин. Эксплуатация электрооборудования и средств автоматики.

Общая трудоёмкость дисциплины составляет 4,5 зачётных единиц, 171 час.

В результате освоения дисциплины «Теплотехника» студент должен:

знать:

- техническую термодинамику;
- основы теории теплообмена;

уметь:

- анализировать термодинамические процессы и циклы применительно к идеальным и реальным газам;
- анализировать теплообменные процессы;
- проводить теплотехнические расчёты в области технической термодинамики и тепломассообмена;
- грамотно пользоваться справочниками, каталогами, таблицами, диаграммами при выполнении теплотехнических расчётов;

владеть:

- основными методами теплотехнического расчёта;
- умением пользоваться теплотехнической литературой.

обладать компетенциями:

ОК-1 – способность к обобщению, анализу, восприятию информации, постановке цели и выбору путей ее достижения;

ОК-6 – способностью в условиях развития науки и изменяющейся социальной практики к переоценке накопленного опыта, анализу своих возможностей, готовностью приобретать новые знания, использовать различные средства и технологии обучения;

ОК-7 – готовность к самостоятельной, индивидуальной работе, принятию решений в рамках своей профессиональной компетенции;

ОК-11 – владеть основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации, использовать компьютер как средство работы с информацией;

ПК-2 – способность демонстрировать базовые знания в области естественнонаучных дисциплин и готовность использовать основные законы в профессиональной деятельности, применять методы математического анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования;

ПК-3 – готовностью выявить естественнонаучную сущность проблем, возникающих в ходе профессиональной деятельности, и способностью привлечь для их решения соответствующий физико-математический аппарат;

ПК-6 – способность и готовность анализировать научно-техническую информацию, изучать отечественный и зарубежный опыт по тематике исследования;

ПК-7 – способность формировать законченное представление о принятых решениях и полученных результатах в виде отчета с его публикацией (публичной защитой).

При изучении курса «Нагнетательные и тепловые двигатели» студенты-заочники, руководствуясь учебной программой для специальностей вузов, самостоятельно работают над учебниками и учебными пособиями, выполняют контрольные работы (курсовые проекты) и лабораторные работы. Рекомендуется затем прослушать обзорные лекции по основным вопросам курса.

Материал курса изучают по основному учебнику (см. список рекомендованной литературы). Для более подробного и глубокого изучения отдельных вопросов и в помощь при выполнении контрольных работ рекомендуется дополнительная литература. При самостоятельной работе над учебником необхо-

димо добиваться отчетливого представления о физической сущности изучаемых явлений и процессов. При этом особое внимание следует уделить изучению теоретических основ теплотехники (технической термодинамике и основам тепло- и массообмена), являющихся базой изучения указанного курса.

При изучении каждого раздела рекомендуется составлять конспект, который будет полезен при повторении материала, и решать задачи для закрепления теоретического материала.

В конце каждой темы и раздела приведены контрольные вопросы, по которым студент может проверить степень усвоения материала. При изучении курса по всем возникшим вопросам студент может получить письменную или устную консультацию на кафедре энергообеспечения и теплотехники.

Методические указания по решению задач приводятся в начале соответствующего раздела.

Студенты некоторых специальностей в соответствии со своим учебным графиком выполняют также курсовой проект или курсовую работу. Задания и методические указания на проект (работу) разрабатываются вузами в зависимости от специальности.

Для улучшения освоения курса студенты-заочники должны выполнить лабораторные работы.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Рудобашта С. П. Теплотехника: учеб. для вузов / С. П. Рудобашта. – М. : Колос, 2010. – 599 с.
2. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В. М. Черкасский – М. : Энергаториздат, 1984. – 416 с.
3. Панкратов Г. П. Сборник задач по общей теплотехнике. Учеб. пособие для студентов вузов / Г. П. Панкратов – М. : Высшая школа, 1977. – 239 с.

Дополнительная

4. Теплотехника: учеб. для вузов/ В. Н. Луканин [и др.] ; под ред. В. Н. Луканина. – Изд. 5-е, стер. – М. : Высш. шк., 2005. – 672 с.
5. Ерофеев В. Л. Теплотехника: учеб. для вузов / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин. – М. : Академкнига, 2006. – 488 с.
6. Ляшков В. И. Теоретические основы теплотехники: учеб. пособие для вузов / В. И. Ляшков. – М. : Высш. шк., 2008. – 318 с.

7. Ерохин В. Г. Основы термодинамики и теплотехники: учеб. для сред. спец. учеб. заведений / В. Г. Ерохин, М. Г. Маханько. – 2-е изд. – М. : Либроком, 2009. – 224 с.
8. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Трубилова М. А. [и др.]; Под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
9. Паровые и газовые турбины: Сборник задач / Под ред. Б. М. Троянского, Г. С. Самойловича. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 240 с.
10. Михайлов А. К. Компрессорные машины: Учебник для вузов / А. К. Михайлов, В. П. Ворошилов. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 288 с.
11. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. 5-е изд. – М. : Энергия, 1976. – 368 с.
12. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергтоатомиздат, 1989. – 624 с.
13. Ольховский Г. Г. Энергетические газотурбинные установки / Г. Г. Ольховский. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 304 с.

1. КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

1.1. Термодинамический анализ процессов в компрессорах

Поршневой компрессор. Принцип действия. Работа, затрачиваемая на привод компрессора. Индикаторная диаграмма. Изотермическое, Адиабатное и политропное сжатие. Термодинамическое обоснование многоступенчатого сжатия. Изображение в $p\nu$ - и Ts -диаграммах термодинамических процессов, протекающих в компрессорах. Необратимое сжатие. Относительный внутренний КПД компрессора. Понятие о центробежном компрессоре.

Методические указания

При изучении поршневых компрессоров студент должен уяснить два важных положения:

- а) причины применения многоступенчатых компрессоров;
- б) целесообразность применения промежуточного охлаждения, а также охлаждения самих цилиндров компрессоров.

Вопросы для самопроверки

1. Как зависит работа привода компрессора от показателя политропы сжатия? Какова связь между работой привода (технической) и работой процесса

сжатия?

2. Можно ли в одноступенчатом поршневом компрессоре получить любое конечное давление, и если нельзя, то по каким причинам?

3. Как влияет вредное пространство на производительность компрессора?

4. Как влияет показатель политропы сжатия на конечную температуру газа в одноступенчатом компрессоре?

5. В каком из поршневых компрессоров (быстроходном или тихоходном) показатель политропы сжатия будет больше?

1.2. Компрессоры

Поршневые компрессоры. Использование сжатого воздуха. Устройство и работа поршневого компрессора. Определение производительности и мощности поршневого компрессора. Коэффициенты полезного действия. Многоступенчатые компрессоры. Регулирование поршневых компрессоров.

Турбовоздуходувки и турбокомпрессоры. Многоступенчатые центробежные и осевые машины. Процессы сжатия в турбовоздуходувках и турбокомпрессорах. Изэнтропийный, изотермический и политропный коэффициенты полезного действия. Характеристики турбовоздуходувных машин. Регулирование и совместная работа воздуходувных машин. Техничко-экономические показатели.

Вентиляторы. Назначение вентиляторов, характерные значения основных параметров, принцип действия центробежных и осевых вентиляторов. Потери и КПД; эффективная и полезная мощности вентилятора; его характеристики. Классификация и выбор вентиляторов. Регулирование и совместная работа.

Методические указания

При изучении этого раздела студент должен уяснить, что применение различных типов компрессоров (поршневых, центробежных, осевых и др.) обусловливается различными факторами, которые не удастся совместить ни в одном из типов: производительностью, степенью повышения давления в ступени и КПД компрессора.

Компрессоры и вентиляторы являются машинами-орудиями, на их привод затрачивается энергия. Основное назначение компрессора – сжатие, а вентилятора – перемещение газа; воздуходувки занимают промежуточное положение. Поэтому эти машины работают при различных давлениях. Термодинамика сжа-

тия изучалась в теоретическом разделе курса; здесь следует ознакомиться с рабочими процессами и конструкцией реальных машин, усвоить классификацию и характерные значения основных параметров. Нужно обратить внимание на особенности сжатия в турбомашинах (центробежных и осевых), широко применяющихся в технике, а также на построение треугольников скоростей, схемы ступеней, уравнение Эйлера. При изучении вентиляторов рассмотрите влияние формы лопаток колеса центробежного вентилятора на его характеристики, определение производительности и напора; параллельную и последовательную работу вентиляторов и их совместные характеристики с сетью.

Вопросы для самопроверки

1. В каком диапазоне расходов и давлений используются поршневые компрессоры? Что такое объемный коэффициент и коэффициент подачи?
2. В каких случаях и почему используется многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением? Почему оно приводит к уменьшению работы привода?
3. Объясните сущность процессов сжатия в центробежной и осевой турбомашине; покажите схемы ступеней и треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего колеса.
4. Напишите и объясните уравнение Эйлера для турбомашин.
5. Что называется «точкой режима» на характеристике турбокомпрессора? Покажите примерный вид этих характеристик. Что такое «помпаж»?
6. Каковы характерные значения расхода и напора у вентиляторов различных типов? Как проводится выбор вентилятора?
7. Как влияет форма лопаток колеса центробежного вентилятора на его напор и характеристику?
8. Каковы особенности последовательной и параллельной работы вентиляторов в сети?

2. ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

1. Паровые турбины. Работа пара в турбине. Процессы в сопловом аппарате и на лопатках. Активный и реактивный принципы работы. Кинематика потока в ступени. Основные геометрические параметры ступени. Тепловые потери и коэффициенты полезного действия. Многоступенчатые паровые турбины. Конденсационные устройства паровых турбин. Тепловой баланс паротурбинной ус-

тановки. Турбины с противодавлением и промежуточным отбором пара. Примеры конструкций паровых турбин.

2. Газовые турбины. Регенерация теплоты. Промежуточное охлаждение и промежуточный подвод теплоты в многовальном газотурбинном двигателе. Удельная работа и коэффициент полезного действия. Тепловой баланс газотурбинного двигателя.

Оптимальные степени повышения давления в компрессоре по максимуму удельной работы и коэффициенту полезного действия. Использование теплоты уходящих газов для внешних нужд. Примеры конструкций. Техно-экономические показатели турбин и методы их повышения.

Газотурбинные установки в отраслях промышленности.

Схемы ГТУ, технико-экономические показатели, вопросы техники безопасности, охраны труда и окружающей среды.

Методические указания

Паровая турбина – основной двигатель стационарной энергетики. Чтобы разобраться в сущности рабочего процесса этой тепловой машины, надо начать с изучения ступени турбины, преобразования энергии в каналах сопловых и рабочих лопаток, изменения параметров пара в активной и реактивной ступенях. Нужно изучить происхождение отдельных потерь энергии в ступени, систему относительных и абсолютных КПД, зависимость КПД на окружности колеса от отношения окружной скорости колеса к скорости истечения пара из сопла: $\eta_{ол} = f(u/C_1)$; эту важную зависимость надо хорошо усвоить, так как она определяет многоступенчатую конструкцию современных турбин.

При рассмотрении конструкций нужно обратить внимание на теплофикационные турбины; ознакомиться кратко с системой регулирования.

Термодинамика ГТУ изучалась выше; в этом разделе необходимо ознакомиться с величинами основных параметров и конструкций основных узлов ГТУ, усвоить достоинства и недостатки этого теплового двигателя, его области применения и перспективы.

Внедрение ГТУ в практику стало возможным лишь после сравнительно недавних достижений в металлургии жаропрочных сплавов и аэродинамике лопаточных машин, обеспечивших этим двигателям приемлемый КПД.

Ознакомьтесь также с путями повышения экономичности ГТУ, с замкнутой схемой ГТУ, с различными авиационными реактивными двигателями, работающими по схеме ГТУ. Разберитесь в идее и схемах парогазовых установок.

Вопросы для самопроверки

1. Изобразите схему реактивной ступени турбины, покажите треугольники скоростей пара на входе и выходе из рабочего колеса. Что такое степень реактивности?
2. В чем особенности и каковы области применения ступеней скорости?
3. Изобразите график $\eta = f(u/c_1)$ для активной ступени давления и для ступени скорости. От каких потерь зависит η ? Объясните с помощью графика, почему турбины следует выполнять многоступенчатыми.
4. Изобразите в hs -диаграмме действительный процесс расширения пара в многоступенчатой реактивной турбине.
5. Назовите все относительные КПД турбины. Как они связаны с абсолютными КПД?
6. Как по значениям параметров пара до турбины, конечному давлению и η определить (с помощью hs -диаграммы) действительное состояние пара за турбиной и удельный расход пара?
7. Какие типы конденсаторов вам известны? Напишите тепловой баланс поверхностного конденсатора, определите из него кратность охлаждения.
8. Для чего и когда применяется парциальный подвод пара к турбине? Что такое степень парциальности?
9. Для чего служат регулируемые и нерегулируемые отборы пара? Что такое турбина с противодавлением?
10. Назовите значения характерных параметров современной ГТУ: давление и температуру газа перед турбиной, коэффициент избытка воздуха в камере сгорания, адиабатные КПД турбины и компрессора, эффективный КПД ГТУ. Какая (примерно) доля мощности турбины ГТУ идет на привод компрессора?
11. В чем преимущества и недостатки ГТУ по сравнению с паровой турбиной и поршневым ДВС? Каковы ее области применения и перспективы?
12. Какие вам известны способы повышения экономичности исходного цикла ГТУ?

3. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

3.1. Рабочий процесс в турбинной ступени

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в кинетическую, а последняя, в свою очередь, преобразуется в механическую энергию вращения вала.

Ступени турбины по действию пара на рабочие лопатки подразделяются на активные и реактивные.

Ступени турбины, у которых расширение пара происходит только в неподвижных соплах, до вступления его на рабочие лопатки, называются активными.

Ступени турбины, у которых расширение пара совершается не только в неподвижных соплах но и в каналах между рабочими лопатками, называются реактивными.

Действительная скорость истечения пара из сопл (м/с) определяется по формуле

$$c_1 = 44,7\varphi\sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho) + c_0^2 / 2000}, \quad (3.1)$$

где φ – скоростной коэффициент сопла ($\varphi = 0,93 \dots 0,98$); i_0 и i_1 – энтальпия пара на входе и выходе из сопла, кДж/кг; ρ – степень реактивности ступени; c_0 – начальная скорость пара перед соплом, м/с.

Если начальная скорость пара перед соплом (c_0) невелика, то ею можно пренебречь, тогда действительная скорость истечения пара из сопл (м/с) находится по формуле

$$c_1 = 44,7\varphi\sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho)}. \quad (3.2)$$

Степенью реактивности ступени называется отношение располагаемого теплоперепада на рабочих лопатках кг к располагаемому теплоперепаду ступени $h_0 = h_1 + h_2$ (где h_1 – располагаемый теплоперепад в соплах), т.е.

$$\rho = h_2 / (h_1 + h_2). \quad (3.3)$$

Окружная скорость на середине лопатки (м/с) определяется по формуле

$$u = \pi dn / 60, \quad (3.4)$$

где d – средний диаметр ступени, м; n – частота вращения вала турбины, об/мин.

Относительная скорость входа пара на лопатки (м/с) находится по формуле

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} \quad (3.5)$$

где α_1 – угол наклона сопла к плоскости диска или угол между вектором скорости c_1 и плоскостью диска.

Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками (м/с) в активной ступени при $\rho = 0$ определяется по формуле

$$w_2 = \psi w_{2c}, \quad (3.6)$$

где ψ – скоростной коэффициент лопаток ($\psi = 0,86 \dots 0,95$).

Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками (м/с) в реактивной ступени и активной ступени при $\rho > 0$ находится по формуле

$$w_2 = 44,7\psi\sqrt{\rho h_0 + (w_1 / 44,7)^2} = 44,7\psi\sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho) + (w_1 / 44,7)^2}. \quad (3.7)$$

Абсолютная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками (м/с) определяется по формуле

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \beta_2}, \quad (3.8)$$

где β_2 – угол выхода пара из рабочей лопатки, величину его выбирают обычно пользуясь соотношением $\beta_2 = \beta_1 - (2 \dots 10^\circ)$.

Угол входа пара на рабочую лопатку (β_1) находится из соотношения, которое выводится из треугольника скоростей;

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u). \quad (3.9)$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками (α_2) определяется из соотношения, которое выводится из треугольника скоростей

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2. \quad (3.10)$$

Работа 1 кг пара на лопатках ступени (кДж/кг) находится по формуле

$$L = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (3.11)$$

Площадь выходного сечения расширяющего сопла (м^2) определяется по формуле

$$f_1 = Mv_1 / \mu_1 c_1, \quad (3.12)$$

где M – расход пара через сопло, кг/с; v_1 – удельный объем пара в рассчитываемом сечении, $\text{м}^3/\text{кг}$; μ_1 – коэффициент расхода сопла ($\mu_1 = 0,92 \dots 0,97$).

Площадь минимального сечения расширяющегося сопла (м^2) находится по формуле

$$f_{\min} = Mv_{\text{кр}} / \mu c_{\text{кр}}, \quad (3.13)$$

где $v_{\text{кр}}$ – удельный объем пара в минимальном сечении сопла при критическом давлении $p_{\text{кр}}$; $c_{\text{кр}}$ – критическая скорость истечения пара из сопла, м/с, опреде-

ляется по формуле (3.1) или (3.2) при подстановке в них вместо i_1 величины $i_{кр}$.

Критическое давление пара (Па) при истечении его из сопла определяется по формуле

$$p_{кр} = \beta_{кр} p_0, \quad (3.14)$$

где $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений; для перегретого пара $\beta_{кр} = 0,546$, а для сухого насыщенного пара $\beta_{кр} = 0,577$; p_0 – давление пара перед соплом, Па.

Площадь выходного сечения (ужинающегося сопла до критического режима истечения находится по формуле (3.12), а для критического режима истечения - по формуле (3.13).

Пример 3.1. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3,5$ МПа и температурой $t_0 = 410$ °С расширяется до $p_1 = 2,2$ МПа. Построить треугольники скоростей, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 15^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,43$ и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 = 2^\circ 30'$.

Решение. Находим на диаграмме is (рис. 3.1) начальную энтальпию пара $i_0 = 3250$ кДж/кг и энтальпию пара в конце адиабатного расширения $i_1 = 3115$ кДж/кг.

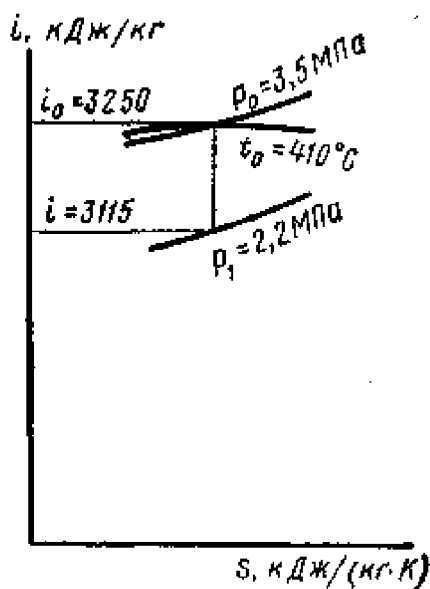


Рис. 3.1

Действительную скорость истечения пара из сопла определяем по формуле (3.2)

$$c_1 = 44,7\varphi\sqrt{i_0 - i_1} = 44,7 \cdot 0,95\sqrt{3250 - 3115} = 493 \text{ м/с.}$$

Окружную скорость на середине лопатки находим из соотношения $u/c_1 = 0,43$:

$$u = 0,43 \cdot c_1 = 0,43 \cdot 493 = 212 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки – по формуле (3.5)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} = \sqrt{493^2 + 212^2 - 2 \cdot 493 \cdot 212 \cdot 0,966} = 293 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.6)

$$w_2 = \psi w_1 = 0,87 \cdot 293 = 255 \text{ м/с.}$$

Угол входа пара на рабочую лопатку – из соотношения (3.9)

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = 493 \cdot 0,259 / (493 \cdot 0,966 - 212) = 0,481, \beta_1 = 25^\circ 40'.$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30' = 25^\circ 40' - 2^\circ 30' = 23^\circ 10'$.

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.8)

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \beta_2} = \sqrt{255^2 + 212^2 - 2 \cdot 255 \cdot 212 \cdot 0,919} = 103 \text{ м/с.}$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками – из соотношения (3.10)

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2 = (255 \cdot 0,919 - 212) / 103 = 0,213; \alpha_2 = 77^\circ 40'.$$

Треугольники скоростей, построенные на основании этих расчетов, приведены на рис. 3.2.

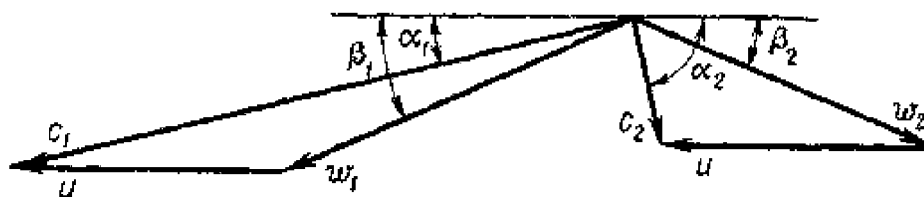


Рис. 3.2

3.2. Потери в ступенях турбины, их коэффициенты полезного действия и размеры лопаток

Потери в турбинной ступени. Рабочий процесс в турбинной ступени сопровождается потерями тепловой энергии пара; к основным потерям тепловой энергии пара в ступени турбины относятся потери в соплах, на лопатках, с выходной абсолютной скоростью, на трение и вентиляцию, от утечек через зазоры в уплотнениях.

Потери тепловой энергии в соплах (кДж/кг) турбины вследствие трения и

вихревых движений пара определяются по формуле

$$h_c = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2 / 2000. \quad (3.15)$$

Потери тепловой энергии на лопатках в активной ступени (кДж/кг) турбины находятся по формуле

$$h_{л} = (1 - \psi^2)w_1^2 / 2000. \quad (3.16)$$

Потери тепловой энергии на лопатках в реактивной ступени (кДж/кг) турбины определяются по формуле

$$h_{л} = (1/\psi^2 - 1)w_2^2 / 2000. \quad (3.17)$$

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью (кДж/кг) находятся по формуле

$$h_b = c_2^2 / 2000. \quad (3.18)$$

Потери тепловой энергии на трение и вентиляцию (кДж/кг) при вращении диска турбины в паре определяются по формуле А. Стодола

$$h_{тв} = \lambda [1,07d^2 + 0,61z(1 - \varepsilon)dl_2^{1,5}] (1/\nu) (u^3 / (10^6 M)), \quad (3.19)$$

где λ – коэффициент, равный 1,1...1,2 для перегретого пара и 1,3 для насыщенного пара; d – средний диаметр ступени, м; z – число ступеней скорости на колесе; ε – степень парциальности впуска пара; l_2 – выходная высота рабочих лопаток, см; ν – удельный объем пара в камере ступени, м³/кг; M – расход пара в ступени, кг/с.

Потери тепловой энергии от утечек (кДж/кг) через зазоры в уплотнениях и в обход сопел и лопаток находятся по формуле

$$h_{ут} = M_{ут}h_0/M, \quad (3.20)$$

где $M_{ут}$ – расход пара на утечки, кг/с.

Коэффициенты полезного действия ступеней турбины

Потери тепловой энергии в соплах, лопатках и с выходной абсолютной скоростью в ступени турбины оцениваются относительным коэффициентом полезного действия на лопатках $\eta_{ол}$, который представляет собой отношение механической работы 1 кг пара на лопатках ступени l к располагаемому теплоперепаду в ступени h_0 , т. е.

$$\eta_{ол} = (h_0 - h_c - h_{л} - h_b)/h_0 = l/h_0. \quad (3.21)$$

Так как наивыгоднейшее значение относительного коэффициента полезного действия на лопатках $\eta_{ол}$ зависит от отношения окружной скорости на сере-

дине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл, т. е. от u/c_1 , то его величина для активной ступени может быть определена по формуле

$$\eta_{ол} = 2\varphi^2(u/c_1)(1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1)(\cos \alpha_1 - u/c_1). \quad (3.22)$$

Для реактивной ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$ величина относительного коэффициента полезного действия на лопатках может быть найдена по формуле

$$\eta_{ол} = (u/c_1)(2\cos \alpha_1 - u/c_1)[(1/\varphi^2 - 1) + (u/c_1)(2\cos \alpha_1 - u/c_1)]. \quad (3.23)$$

Потери тепла в ступени оцениваются относительным внутренним коэффициентом полезного действия ступени $\eta_{0i}^{ст}$, который представляет собой отношение использованного теплоперепада h_i ; к располагаемому теплоперепаду в ступени h_0 , т. е.

$$\eta_{0i}^{ст} = h_i / h_0 = (h_0 - h_c - h_l - h_b - h_{тв} - h_{ут}) / h_0. \quad (3.24)$$

Относительный внутренний коэффициент полезного действия активной ступени может быть определен по формуле

$$\eta_{0i}^{ст} = \eta_{ол} - \xi_{тв} - \xi_{ут} = 2\varphi^2(u/c_1)(1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) \times (\cos \alpha_1 - u/c_1) - \xi_{тв} - \xi_{ут}, \quad (3.25)$$

где $\xi_{тв} = h_{тв}/h_0$ – относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре; $\xi_{ут} = h_{ут}/h_0$ – относительные потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток.

Относительный внутренний коэффициент полезного действия реактивной ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$ может быть найден по формуле

$$\eta_{0i}^{ст} = \frac{u/c_1(2\cos \alpha_1 - u/c_1)}{(1/\varphi_2 - 1) + (u/c_1)(2\cos \alpha_1 - u/c_1)} - \xi_{тв} - \xi_{ут}. \quad (3.26)$$

Если в ступени используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, то относительный внутренний коэффициент полезного действия ступени находится по формуле

$$\eta_{0i}^{ст} = \left[\mu h_B^{пп} + h_0 - (h_c + h_l + h_b + h_{тв} + h_{ут}) \right] / (\mu h_B^{пп} + h_0), \quad (3.27)$$

где $h_B^{пп} = c_{пп}^2 / 2000$ – тепловая энергия от выходной скорости предыдущей ступени, кДж/кг; μ – коэффициент использования энергии выходной скорости с рабочих лопаток ($\mu = 0,8 \dots 1,0$).

Размеры рабочих лопаток

Площадь выходного сечения (m^2) рабочих лопаток определяется по формуле

$$f_2 = Mv_2/(\mu_2 w_2), \quad (3.28)$$

где v_2 – удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток, m^3/kg ; μ_2 – коэффициент расхода для рабочей лопатки ($\mu_2 = 0,92 \dots 0,97$).

Выходная высота (м) рабочих лопаток находится по формуле

$$l_2 = f_2/(\pi d \varepsilon \sin \beta_2). \quad (3.29)$$

Пример 3.2. Определить относительный КПД на лопатках в реактивной ступени, если располагаемый теплоперепад в ступени $h_0 = 130$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,91$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 13^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел $u/c_1 = 0,5$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 20^\circ$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,42$.

Решение. Действительную скорость истечения пара из сопел определяем по формуле (3.2)

$$c_1 = 44,7\varphi\sqrt{h_0(1-\rho)} = 44,7 \cdot 0,96\sqrt{130(1-0,42)} = 373 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии в соплах – по формуле (3.15)

$$h_c = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2 / 2000 = (1/0,96^2 - 1)373^2 / 2000 = 6 \text{ кДж/кг.}$$

Окружную скорость на середине лопатки – из соотношения $u/c_1 = 0,5$:

$$u = 0,5c_1 = 0,5 \cdot 373 = 186,5 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки – по формуле (3.5)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha} = \sqrt{373^2 + 186,5^2 - 2 \cdot 373 \cdot 186,5 \cdot 0,947} = 196 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.7)

$$w_2 = 44,7\psi\sqrt{\rho h_0 + (w_1 / 44,7)^2} = 44,7 \cdot 0,91\sqrt{0,42 \cdot 130 + (196 / 44,7)^2} = 349 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии на лопатках – по формуле (3.17)

$$h_{л} = (1/\psi^2 - 1)w_2^2 / 2000 = (1/0,91^2 - 1) \cdot 349^2 / 2000 = 12,6 \text{ кДж/кг.}$$

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.8)

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \beta_2} = \sqrt{349^2 + 186,5^2 - 2 \cdot 349 \cdot 186,5 \cdot 0,94} = 185 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью – по формуле (3.18)

$$h_b = c_2^2 / 2000 = 185^2 / 2000 = 17,1 \text{ кДж/кг.}$$

Относительный коэффициент полезного действия на лопатках – по формуле (3.21)

$$\eta_{0л} = (h_0 - h_c - h_{л} - h_b) / h_0 = (130 - 6,0 - 12,6 - 17,1) / 130 = 0,725.$$

Пример 3.3. Определить относительный внутренний КПД активной ступени, если располагаемый теплоперепад в ступени $h_0 = 80$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 14^\circ$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 23^\circ$, средний диаметр ступени $d = 1,1$ м, частота вращения вала турбины $n = 3000$ об/мин, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел $u/c_1 = 0,455$, выходная высота рабочих лопаток $l_2 = 0,03$ м, степень парциальности впуска пара $\varepsilon = 0,4$, коэффициент $\lambda = 1,2$, расход пара $M = 30$ кг/с, расход пара на утечки $M_{ут} = 1$ кг/с и параметры пара в камере, где вращается рабочее колесо, давление $p = 1,1$ МПа и температура $t = 320$ °С.

Решение. Окружную скорость на середине лопатки определяем по формуле (3.4)

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 1,1 \cdot 3000 / 60 = 173 \text{ м/с.}$$

Действительную скорость истечения пара из сопел – из соотношения $u/c_1 = 0,455$:

$$c_1 = u / 0,455 = 173 / 0,455 = 380 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии в соплах-по формуле (3.15)

$$h_c = (1 / \varphi^2 - 1) c_1^2 / 2000 = (1 / 0,95^2 - 1) 380^2 / 2000 = 7,8 \text{ кДж/кг.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки – по формуле (3.5)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} = \sqrt{380^2 + 173^2 - 2 \cdot 380 \cdot 173 \cdot 0,97} = 216 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии на лопатках – по формуле (3.16)

$$h_{л} = (1 - \psi^2) w_1^2 / 2000 = (1 - 0,88^2) \cdot 216^2 / 2000 = 5,3 \text{ кДж/кг.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.6)

$$w_2 = \psi w_1 = 0,88 \cdot 216 = 190 \text{ м/с.}$$

Абсолютную скорость выхода пара из канала между, рабочими лопатками

– по формуле (3.8)

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \beta_1} = \sqrt{190^2 + 173^2 - 2 \cdot 190 \cdot 173 \cdot 0,92} = 74 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью – по формуле (3.18)

$$h_b = c_2^2 / 2000 = 74^2 / 2000 = 2,7 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный объем пара в камере ступени при $p = 1,1$ МПа и $t = 320$ °С определяем по is -диаграмме; $v = 0,25$ м³/кг.

Потери тепловой энергии на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре – по формуле (3.19)

$$h_{тв} = \lambda [1,07d^2 + 0,61z(1 - \varepsilon)dl^{1,5}] (1/v)(u^3/10^6)(1/M) = \\ = 1,2 [1,07 \cdot 1,1^2 + 0,61 \cdot 1(1 - 0,4)1,1 \cdot 3^{1,5}] (1/0,25) \cdot (173^3/10^6)(1/30) = 2,7 \text{ кДж/кг.}$$

Потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток – по формуле (3.20)

$$h_{yt} = M_{yt} h_0 / M = 1 \cdot 80 / 30 = 2,7 \text{ кДж/кг.}$$

Относительный внутренний КПД ступени находим по формуле (3.24)

$$\eta_{0i}^{ст} = (h_0 - h_c - h_{л} - h_b - h_{тв} - h_{yt}) / h_0 = (80 - 7,8 - 5,3 - 2,7 - 2,7 - 2,7) / 80 = 0,735.$$

Коэффициенты полезного действия турбины

Потери энергии внутри паровой турбины оцениваются относительным внутренним КПД турбины, который представляет собой отношение использованного теплоперепада H_i к располагаемому теплоперепаду в турбине H_0 , т. е.

$$\eta_{0i} = H_i / H_0 = (i_0 - i_k)(i_0 - i_{ка}), \quad (3.30)$$

где i_0 – энтальпия пара при начальных параметрах пара, кДж/кг; $i_{ка}$ – энтальпия пара при адиабатном расширении пара от начального его состояния до конечного давления, кДж/кг; i_k – энтальпия пара при конечных параметрах пара, кДж/кг.

Значения относительного внутреннего КПД паровых турбин находятся в пределах 0,7...0,88.

Потери тепла на трение в подшипниках и на привод вспомогательных механизмов (механические потери) оцениваются механическим КПД η_m , который представляет собой отношение эффективной мощности N_e к внутренней N_i т. е.

$$\eta_m = N_e / N_i. \quad (3.31)$$

Значения механического КПД турбин находятся в пределах 0,97...0,99.

Потери тепла внутри турбины и механические потери оцениваются относительным эффективным КПД турбины, который равен произведению относи-

тельного внутреннего КПД турбины на механический КПД, т.е.

$$\eta_{0e} = \eta_0/\eta_M. \quad (3.32)$$

Значения η_{0e} турбин в зависимости от их мощности находятся в пределах 0,68...0,87.

Если паровая турбина непосредственно присоединена к электрическому генератору, то электрическая мощность будет меньше эффективной вследствие потерь в генераторе, которые оцениваются КПД генератора η_G .

КПД электрического генератора представляет собой отношение электрической мощности $N_э$ к эффективной N_e , т. е.

$$\eta_G = N_э/N_e. \quad (3.33)$$

Значения КПД генератора находятся в пределах 0,96...0,99.

Относительный электрический КПД турбогенератора равен:

$$\eta_{0э} = \eta_{0e}\eta_G = \eta_0/\eta_M\eta_G. \quad (3.34)$$

Коэффициент возврата тепла турбины

Коэффициент возврата тепла α характеризует относительное увеличение располагаемого теплоперепада за счет возвращенного тепла и он определяется по формуле

$$\alpha = (\Sigma h_0/H_0) - 1, \quad (3.35)$$

где Σh_0 – сумма располагаемых во всех ступенях турбины теплоперепадов, кДж/кг.

Коэффициент возврата тепла турбины при равенстве относительных внутренних КПД отдельных ступеней находится по формуле

$$\alpha = \left(\eta_{0i} / \eta_{0i}^{ст} \right) - 1. \quad (3.36)$$

Значения коэффициента возврата тепла турбины в зависимости от числа ступеней находятся в пределах 0,04...0,06.

Характеристический коэффициент турбины

Характеристический коэффициент турбины Y [кгм²/(кДж·с²)], подобно отношению u/c_1 для ступеней, характеризует экономичность турбины в целом и он определяется по формуле

$$Y = \Sigma u^2 / [(1 + \alpha)H_0] = z u_{cp}^2 / [(1 + \alpha)H_0], \quad (3.37)$$

где z – количество ступеней турбины; u_{cp} – средняя окружная скорость на середине лопатки, м/с.

Мощности турбины

Эффективной мощностью N_e (кВт) называют мощность, снимаемую с вала или соединительной муфты турбины, которая определяется по формуле

$$N_e = DH_0 \eta_{0e}. \quad (3.38)$$

Эффективная мощность N_e меньше внутренней (индикаторной) мощности N_i на величину мощности механических потерь N_m , т. е.

$$N_e = N_i - N_m. \quad (3.39)$$

Внутренняя (индикаторная) мощность (кВт) находится по формуле

$$N_i = N_e / \eta_m. \quad (3.40)$$

Электрической мощностью $N_э$ (кВт) называют мощность, снимаемую с зажимов генератора, которая определяется по формуле

$$N_э = N_e / \eta_r. \quad (3.41)$$

Расход пара турбины

Экономичность паровой турбины оценивается как коэффициентом полезного действия, так и удельным расходом пара.

Удельный эффективный расход пара [кг/(кВт·ч)] представляет собой отношение секундного расхода пара D к эффективной мощности N_e , т. е.

$$d_e = D / N_e = 3600 / (\eta_{0e} H_0). \quad (3.42)$$

Удельный эффективный расход пара мощных конденсационных турбин при полной нагрузке составляет 3...4 кг/(кВт·ч).

Расход пара (кг/с) на турбину с отбором пара находится по формуле

$$D = N_э / [(i_0 - i_k) \eta_m \eta_r] + D_{от}(i_{от} - i_k) / (i_0 - i_k), \quad (3.43)$$

где $D_{от}$ – величина отбора пара, кг/с; i_0 – энтальпия пара при начальных параметрах пара, кДж/кг; $i_{от}$ – энтальпия пара, поступающего из отбора, кДж/кг; i_k – энтальпия пара в конденсаторе, кДж/кг.

Энтальпия пара, поступающего из отбора, определяется по формуле

$$i_{от} = i_0 - (i_0 - i_{па}) \eta'_{0i}, \quad (3.44)$$

где $i_{па}$ – энтальпия пара при адиабатном расширении пара от начального состояния до давления, при котором обеспечивается отбор, кДж/кг; η'_{0i} – относительный внутренний КПД части высокого давления (до отбора).

Энтальпия пара в конденсаторе находится по формуле

$$i_k = i_{от} - (i_{от} - i_{ка}) \eta''_{0i}, \quad (3.45)$$

где $i_{ка}$ – энтальпия пара при адиабатном расширении пара от давления отбора до давления в конденсаторе, кДж/кг; η''_{0i} – относительный внутренний КПД части низкого давления (после отбора).

Давление и расход пара в ступенях турбины при переменном режиме

Изменение расхода пара через турбину вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов в ее ступенях. Зависимость между расходом и давлением пара в ступенях турбины для скоростей пара в соплах, ниже критических, выражается уравнением

$$D / D_0 = \sqrt{(p_{01}^2 - p_{02}^2)(p_0^2 - p_2^2)}, \quad (3.46)$$

где D_0 и D – расходы пара через турбину соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах, кг/с; p_0 и p_{01} – давления пара перед соплами первой или любой ступени соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах, Па; p_2 и p_{02} – давления пара за рабочими лопатками последней или любой ступени соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах, Па. Изменение давления в ступени конденсационной турбины в зависимости от расхода пара может быть определено по формуле

$$p_{01} = p_0 D / D_0. \quad (3.47)$$

Изменение давления в ступени турбины с противодавлением в зависимости от расхода пара может быть найдено по формуле

$$p_{01} = \sqrt{(D / D_0)^2 (p_0^2 - p_2^2) + p_2^2}. \quad (3.48)$$

3.3. Конденсаторы паровых турбин

Количество охлаждающей воды (кг/с) для конденсатора определяется из теплового баланса конденсатора

$$W = D_k (i_k - i'_k) / [(t''_b - t'_b) c_b], \quad (3.49)$$

где D_k – количество конденсируемого пара, кг/с; i_k – энтальпия пара в конденсаторе, кДж/кг; i'_k – энтальпия конденсата, кДж/кг; c_b – теплоемкость охлаждающей воды, кДж/(кг·К); t''_b и t'_b – температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора и на входе в него, °С.

Кратность охлаждения (кг/кг) для конденсатора находится по формуле

$$m = W / D_k = (i_k - i'_k) / [(t''_b - t'_b) c_b]. \quad (3.50)$$

Количество тепла, отдаваемое конденсирующим паром в конденсаторе, определяется по формуле

$$Q = D_k (i_k - i'_k). \quad (3.61)$$

Количество тепла (кВт), воспринимаемое охлаждающей водой в конденса-

торе, находится по формуле

$$Q = W (t''_B - t'_B) c_B. \quad (3.52)$$

Поверхность охлаждения (m^2) конденсатора определяется из уравнения теплопередачи конденсатора

$$F_K = Q / (k \Delta t_{cp}), \quad (3.53)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $kВт/(m^2 \cdot K)$; Δt_{cp} – средний температурный напор в конденсаторе, $^{\circ}C$.

Средний температурный напор в конденсаторе находится по формуле

$$\Delta t_{cp} = t_{н.п} - (t'_B + t''_B) / 2, \quad (3.54)$$

где $t_{н.п}$ – температура насыщенного пара, $^{\circ}C$.

4. ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ И ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Характеристики рабочего процесса турбинной ступени

Располагаемый теплоперепад в ступени ($кДж/кг$) турбины определяется по формуле

$$h_0 = [k / (k - 1)] RT_0 \left[1 - (p_2 / p_0)^{(k-1)/k} \right], \quad (4.1)$$

где k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная 1 кг газа, $Дж/(кг \cdot K)$; p_0 и T_0 – начальные параметры [давление (Па) и абсолютная температура (K)] газа перед ступенью турбины с учетом начальной скорости; p_2 – давление газа за ступенью турбины, Па.

Действительная скорость истечения газа из сопл ($м/с$) определяется по формуле

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{h_0 (1 - \rho)} = 44,7 \varphi \sqrt{\left\{ [k / (k - 1)] RT_0 \left[1 - (p_2 / p_0)^{(k-1)/k} \right] \right\} (1 - \rho)}, \quad (4.2)$$

где φ – скоростной коэффициент сопла ($\varphi = 0,93 \dots 0,98$); $p_2 = p_1$ – давление газа за ступенью турбины, Па; ρ – степень реактивности ступени.

Степень реактивности ρ , окружная скорость на середине лопатки и, относительная скорость входа газа на лопатки w_1 , относительные скорости выхода газа из канала между рабочими лопатками в активной и реактивной ступенях w_2 , абсолютная скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками c_2 , угол входа газа на рабочую лопатку β_1 угол наклона абсолютной скорости выхода газа из канала между рабочими лопатками α_2 и работа 1 кг газа определяются по формулам (3.3), (3.4), (3.5), (3.6), (3.7), (3.8), (3.9), (3.10) и (3.11).

Потери в ступенях турбины и их коэффициенты полезного действия

Рабочий процесс в ступени турбины сопровождается рядом потерь энергии. К основным потерям энергии в ступени турбины относятся потери энергии в соплах, на лопатках, с выходной абсолютной скоростью, на трение и вентиляцию, от утечек через зазоры в уплотнениях.

Потери энергии в соплах, лопатках и с выходной абсолютной скоростью в ступени турбины оцениваются относительным КПД на лопатках или окружным КПД. Потери энергии в соплах h_c , лопатках h_l , с выходной абсолютной скоростью h_b и относительный КПД на лопатках $\eta_{0л}$ определяются по формулам (3.15), (3.16), (3.17), (3.18) и (3.21).

Потери на трение и вентиляцию (кДж/кг) при вращении диска турбины определяются по формуле

$$h_{тв} = [1,46d^2 + 0,83(1-\varepsilon)dl^{1,5}](1/\nu)(u^3/10^6)(1/M_T), \quad (4.3)$$

где d – средний диаметр ступени, м; ε – степень парциальности ступени; l – высота лопаток, см; ν – удельный объем газа, окружающего диск, м³/кг; M_T – расход газа в ступени, кг/с.

Потери тепла от утечек газа (кДж/кг) через зазоры в уплотнениях находятся по формуле

$$h_{ут} = M_{ут}h_0/M_T, \quad (4.4)$$

где $M_{ут}$ – расход газа на утечки, кг/с.

Потери тепла в ступени оцениваются относительным внутренним КПД ступени η_{0i} который представляет собой отношение использованного теплоперепада h_i – к располагаемому теплоперепаду в ступени h_0 , т. е.

$$\eta_{0i}^{ст} = h_i/h_0 = (h_0 - h_c - h_l - h_b - h_{тв} - h_{ут})/h_0. \quad (4.5)$$

Коэффициенты полезного действия турбины

Потери тепла внутри турбины оцениваются относительным внутренним КПД, который представляет собой отношение использованного теплоперепада H_i к располагаемому теплоперепаду в турбине H_0 , т. е.

$$\eta_{0i} = H_i/H_0. \quad (4.6)$$

Значения относительного внутреннего КПД газовых турбин находятся в пределах 0,85...0,9.

Механические потери оцениваются механическим КПД η_m который представляет собой отношение эффективной мощности N_e к внутренней N_B , т. е.

$$\eta_m = N_e / N_B. \quad (4.7)$$

Значения механического КПД турбин находятся в пределах 0,96...0,99.

Потери тепла внутри турбины и механические потери оцениваются относительным эффективным КПД турбины, который равен

$$\eta_{0e} = \eta_{0i} \eta_m. \quad (4.8)$$

Значения η_{0e} турбин в зависимости от их мощности находятся в пределах 0,84...0,9.

Мощности турбины. Эффективной мощностью N_e (кВт) называют мощность, снимаемую с вала турбины, которая определяется по формуле

$$N_e = G_T H_0 \eta_{0e}. \quad (4.9)$$

Внутренняя (индикаторная) мощность (кВт) находится по формуле

$$N_B = N_e / \eta_m, \quad (4.10)$$

Расход газа турбины

Секундный расход газа на турбину (кг/с) определяется по формуле

$$G_T = N_e / (H_0 \eta_{0e}). \quad (4.11)$$

Удельный эффективный расход газа (кг/(кВт·ч)) представляет собой отношение секундного расхода газа G_T к эффективной мощности N_e , т. е.

$$g_e = G_T / N_e = 3600 / (H_0 \eta_{0e}). \quad (4.12)$$

Пример 4.1. В реактивной ступени газ с начальным давлением $p_0 = 0,29$ МПа и температурой $t_0 = 820$ °С расширяется до $p_2 = 0,15$ МПа. Построить треугольник скоростей, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,965$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 17^\circ$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,875$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопел $u/c_1 = 0,5$, угол выхода газа из рабочей лопатки $\beta_2 = 20^\circ$, степень реактивности ступени $\rho = 0,48$, показатель адиабаты $k = 1,34$ и газовая постоянная $R = 288$ Дж/(кг·К).

Решение. Действительную скорость истечения газа из сопел определяем по формуле (4.2)

$$\begin{aligned} c_1 &= 44,7\varphi \sqrt{\left\{ \left[\frac{k}{k-1} \right] R T_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\} (1-\rho)} = \\ &= 44,7 \cdot 0,965 \sqrt{\left\{ 1,34 / (1,34 - 1) \cdot 0,288 \cdot 1093 \left[1 - \left(0,15 / 0,29 \right)^{(1,34-1)/1,34} \right] \right\} \cdot (1 - 0,48)} = \\ &= 431 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Окружную скорость на середине лопатки – из соотношения $u/c_1 = 0,5$:

$$u = 0,5c_1 = 0,5 \cdot 431 = 215,5 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа газа на лопатки – по формуле (3.5)

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} = \sqrt{431^2 + 215,5^2 - 2 \cdot 431 \cdot 215,5 \cdot 0,956} = 234 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.7)

$$w_2 = 44,7\psi \sqrt{\rho \left\{ \left[\frac{k}{k-1} \right] RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\} + (w_1/44,7)^2} = 44,7 \cdot 0,875 \times \\ \times \sqrt{0,48 \left\{ [1,34/(1,34-1)] 0,288 \cdot 1093 \left[1 - (0,15/0,29)^{(1,34-1)/1,34} \right] \right\} + (234/44,7)^2} = \\ = 428 \text{ м/с.}$$

Абсолютную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.8)

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \beta_2} = \sqrt{428^2 + 215,5^2 - 2 \cdot 428 \cdot 215,5 \cdot 0,94} = 237 \text{ м/с.}$$

Угол входа газа на рабочую лопатку – из соотношения (3.9)

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = 431 \cdot 0,292 / (431 \cdot 0,956 - 215,5) = 0,64;$$

$$\beta_1 = 32^\circ 36'.$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода газа из канала между рабочими лопатками – из соотношения (3.10)

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2 = (428 \cdot 0,94 - 215,5) / 237 = 0,8;$$

$$\alpha_2 = 36^\circ 48'.$$

Треугольники скоростей, построенные на основании этих расчетов, приведены на рис. 4.1.

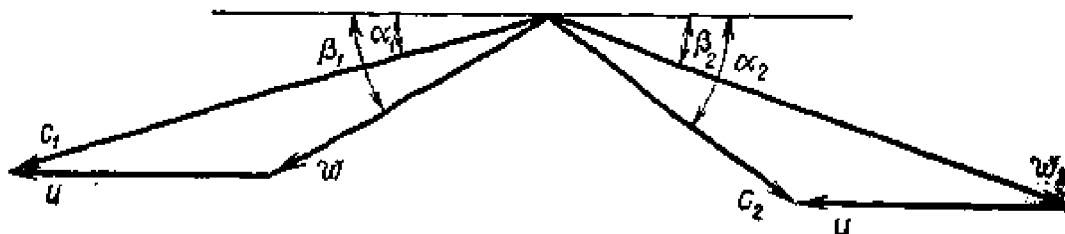


Рис. 4.1

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Общие указания по выполнению контрольной работы

Контрольная работа должна выполняться студентом после изучения всего курса.

Контрольная работа состоит из 5 задач, задания к каждой из них представлены в 19 вариантах. Студент выбирает в табл. 1–5 тот вариант задания, который соответствует сумме двух последних цифр его учебного шифра (номера зачетной книжки).

При выполнении контрольной работы необходимо соблюдать следующие требования:

- а) обязательно записывать условия задачи;
- б) решение сопровождать кратким пояснительным текстом, в котором должно быть указано, какая величина определяется и по какой формуле, какие величины подставляются в формулу (из условия задачи, из справочника, определена ранее и т. д.)
- в) вычисления давать в развернутом виде;
- г) обязательно представлять размерности всех заданных и расчетных величин в международной системе СИ;
- д) графический материал должен быть выполнен четко в масштабе на миллиметровой бумаге.

После решения задачи должен быть произведен краткий анализ полученных результатов и сделаны соответствующие выводы.

Задача 1

В активной ступени пар с начальным давлением p_0 (МПа) и температурой t_0 (°С) расширяется до p_1 (МПа). Определить относительную и абсолютную скорости выхода пара из капала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла φ , скоростной коэффициент лопаток ψ , угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, средний диаметр ступени $d = 1$ м, частота вращения вала турбины $n = 3000$ об/мин, угол выхода пара из рабочей лопатки равен углу входа пара на рабочую лопатку $\beta_2 = \beta_1$ и начальная скорость пара перед соплом $c_0 = 155$ м/с.

Таблица 1

Варианты задания к задаче 1

Сумма двух последних цифр шифра	p_0 , МПа	t_0 , °С	p_1 , МПа	φ	ψ
0	3,1	410	1,7	0,93	0,87
1	3,2	410	1,6	0,93	0,87
2	3,3	410	1,5	0,93	0,87
3	3,4	410	1,65	0,93	0,87
4	3,5	410	1,55	0,93	0,87
5	3,2	420	1,7	0,92	0,88
6	3,2	420	1,6	0,92	0,88
7	3,2	420	1,5	0,92	0,88
8	3,2	420	1,65	0,92	0,88
9	3,3	430	1,7	0,91	0,89
10	3,3	430	1,6	0,91	0,89
11	3,3	430	1,65	0,91	0,89
12	3,3	430	1,5	0,91	0,89
13	3,5	450	1,8	0,90	0,90
14	3,5	450	1,8	0,90	0,90
15	3,5	450	1,8	0,90	0,90
16	3,5	450	1,8	0,90	0,90
17	3,7	460	1,65	0,92	0,87
18	3,7	460	1,65	0,92	0,87

Указания к решению задачи 1

На диаграмме is находится начальная энтальпия пара i_0 и энтальпия пара в конце адиабатного расширения i_1 .

Действительная скорость истечения пара из сопел определяется по формуле (3.1). Окружная скорость на середине лопатки – по формуле (3.4). Относительная скорость входа пара на лопатки – по формуле (3.5). Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.6). Угол входа пара на рабочую лопатку – из соотношения (3.9). Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.8).

Задача 2

В реактивной ступени перегретый пар с начальным давлением p_0 (МПа) и температурой t_0 (°С) расширяется до p_2 (МПа). Определить площадь выходного и минимального сечений расширяющегося сопла, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, расход пара через сопло M (кг/с), коэффициент расхода сопла μ_1 и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Таблица 2

Варианты задания к задаче 2

Сумма двух последних цифр шифра	p_0 , МПа	p_2 , МПа	μ_1	t_0 , °С
0	1,5	0,35	0,95	350
1	1,6	0,35	0,95	360
2	1,7	0,35	0,95	370
3	1,8	0,35	0,95	355
4	1,9	0,35	0,95	365
5	1,5	0,37	0,94	350
6	1,6	0,37	0,94	360
7	1,7	0,37	0,94	370
8	1,8	0,37	0,94	355
9	1,9	0,37	0,94	365
10	1,4	0,39	0,96	340
11	1,55	0,39	0,96	340
12	1,65	0,39	0,96	345
13	1,75	0,39	0,96	345
14	1,8	0,39	0,96	345
15	1,4	0,34	0,97	370
16	1,5	0,34	0,97	370
17	1,6	0,34	0,97	370
18	1,7	0,34	0,97	370

Указания к решению задачи 2

Критическое давление пара при истечении его из сопла определяется по формуле (3.14). На диаграмме is находится энтальпия пара i_0 , $i_{кр}$, i_1 и удельные объемы пара $v_{кр}$, v_1 . Действительная скорость истечения пара из сопел – по формуле (3.2). Площадь выходного сечения расширяющегося сопла – по формуле (3.12). Критическая скорость истечения пара из сопел – по формуле (3.2). Площадь минимального сечения расширяющегося сопла – по формуле (3.13).

Задача 3

Определить потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной абсолютной скоростью в активной ступени, если скоростной коэффициент сопла φ , скоростной коэффициент лопаток ψ , угол наклона сопла к плоскости диска α_1 , средний диаметр ступени $d = 0,8$ м; частота вращения вала турбины $n = 3600$ об/мин, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел $u/c_1 = 0,44$ и угол выхода пара из рабочей лопатки β_2 .

Таблица 3

Варианты задания к задаче 3

Сумма двух последних цифр шифра	φ	ψ	$\alpha_1, ^\circ$	$\beta_2, ^\circ$
0	0,97	0,86	15	21
1	0,97	0,85	14	22
2	0,97	0,84	13	23
3	0,97	0,83	12	20
4	0,98	0,86	15	21
5	0,98	0,85	14	22
6	0,98	0,84	12	23
7	0,98	0,83	13	20
8	0,96	0,86	15	21
9	0,96	0,85	14	22
10	0,96	0,83	12	23
11	0,96	0,87	13	20
12	0,95	0,85	15	21
13	0,95	0,85	14	22
14	0,95	0,85	12	23
15	0,95	0,85	13	20
16	0,94	0,87	15	21
17	0,94	0,87	14	22
18	0,94	0,87	12	23

Указания к решению задачи 3

Окружная скорость на середине лопатки определяется по формуле (3.4). Действительная скорость истечения пара из сопел – из соотношения u/c_1 . Потери тепловой энергии в соплах – по формуле (3.15). Относительная скорость входа пара на лопатки – по формуле (3.5). Потери тепловой энергии на лопатках – по формуле (3.16). Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.6). Абсолютная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.8). Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью – по формуле (3.18).

Задача 4

В промежуточной активной ступени пар с начальным давлением p_0 (МПа) и температурой t_0 (°C) расширяется до p_1 (МПа). Определить относительный внутренний КПД ступени, если скоростной коэффициент сопла φ , скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, окружная скорость на середине лопатки $u = 245$ м/с, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 18^\circ 48'$, тепловая энергия от выходной скорости предыдущей ступени $h_b^{пр} = 8$ кДж/кг, коэффициент использования энергии выходной скорости $\mu = 1$, потери тепловой энергии на трение и вентиляцию $h_{тв} = 2,6$ кДж/кг и потери тепловой энергии от утечек $h_{ут} = 2,4$ кДж/кг.

Таблица 4

Варианты задания к задаче 4

Сумма двух последних цифр шифра	p_0 , МПа	t_0 , °C	p_1 , МПа	φ
0	2,3	350	1,4	0,96
1	2,4	360	1,5	0,97
2	2,5	370	1,6	0,98
3	2,6	380	1,7	0,95
4	2,1	340	1,4	0,91
5	2,2	350	1,5	0,97
6	2,4	360	1,6	0,96
7	2,5	375	1,7	0,95
8	2,6	400	1,5	0,95
9	2,1	390	1,5	0,96
10	2,4	380	1,5	0,97
11	2,3	370	1,5	0,98
12	2,4	350	1,4	0,96
13	2,5	360	1,4	0,97
14	2,6	370	1,4	0,98
15	2,7	380	1,4	0,95
16	2,8	375	1,5	0,93
17	2,5	380	1,3	0,97
18	2,6	390	1,3	0,97

Указания к решению задачи 4

На диаграмме is находится начальная энтальпия пара i_0 и энтальпия пара в конце адиабатного расширения i_1 . Действительная скорость истечения пара из сопла определяется по формуле (3.2). Потери тепловой энергии в соплах – по формуле (3.15). Относительная скорость входа пара на лопатки – по формуле (3.5). Потери тепловой энергии на лопатках – по формуле (3.16). Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.6). Абсолютная скорость выхода пара из каналов между рабочими лопатками – по формуле (3.7). Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью – по формуле (3.18). Относительный внутренний КПД ступени – по формуле (3.27).

Задача 5

В реактивной ступени газ с начальным давлением p_0 (МПа) и температурой t_0 (°С) расширяется до p_2 (МПа). Определить относительный внутренний КПД ступени, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,95$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 22^\circ$, угол выхода газа из рабочей лопатки $\beta_2 = 24^\circ$, средний диаметр ступени $d = 0,71$ м, частота вращения вала турбины $n = 6000$ об/мин, степень парциальности ступени $\varepsilon = 1$, высота лопаток $l = 0,06$ м, удельный объем газа $v = 1,51$ м³/кг, степень реактивности ступени ρ , расход газа в ступени $M_T = 20$ кг/с, расход газа на утечки $M_{ут} = 0,2$ кг/с, показатель адиабаты $k = 1,4$ и газовая постоянная $R = 287$ Дж/(кг·К).

Таблица 5

Варианты задания к задаче 5

Сумма двух последних цифр шифра	$t_0, ^\circ\text{C}$	$p_0, \text{МПа}$	$p_2, \text{МПа}$	ρ
0	820	0,49	0,27	0,34
1	810	0,50	0,29	0,34
2	800	0,51	0,30	0,34
3	790	0,48	0,31	0,34
4	780	0,47	0,26	0,34
5	830	0,45	0,27	0,35
6	830	0,46	0,30	0,35
7	830	0,47	0,31	0,35
8	830	0,48	0,26	0,35
9	820	0,46	0,25	0,35
10	820	0,47	0,25	0,36
11	820	0,48	0,26	0,36
12	820	0,50	0,26	0,36
13	830	0,44	0,32	0,36
14	830	0,45	0,32	0,32
15	830	0,46	0,33	0,32
16	830	0,47	0,33	0,32
17	815	0,43	0,28	0,32
18	815	0,42	0,29	0,33

Указания к решению задачи 5

Располагаемый теплоперепад в ступени определяется по формуле (4.1). Действительная скорость истечения газа из сопел – по формуле (4.2). Потери энергии в соплах – по формуле (3.15). Окружная скорость на середине лопатки – по формуле (3.4). Относительная скорость входа газа на лопатки – по формуле (3.5). Относительная скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.7). Потери энергии на лопатках – по формуле (3.17). Абсолютную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками – по формуле (3.8). Потери энергии с выходной абсолютной скоростью – по формуле (3.18). Потери энергии на трение и вентиляцию – по формуле (4.3). Потери тепла от утечек газа через зазоры в уплотнениях – по формуле (4.4). Относительный внутренний КПД ступени – по формуле (4.5).

Сухой насыщенный пар и вода на кривой насыщения (по давлениям)

$p \cdot 10^5$, Па	$t_{\text{н}}$, °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0,010	6,936	0,0010001	130,04	29,18	2513,4	0,1053	8,9749
0,015	13,001	0,0010007	88,38	54,61	2524,7	0,1952	8,8268
0,020	17,486	0,0010014	67,24	73,40	2533,1	0,2603	8,7227
0,025	21,071	0,0010021	54,42	88,36	2539,5	0,3119	8,6424
0,030	24,078	0,0010028	45,77	100,93	2545,3	0,3547	8,5784
0,035	26,674	0,0010035	39,56	111,81	2549,9	0,3912	8,5222
0,040	28,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	0,4225	8,4737
0,05	32,89	0,0010054	28,24	137,79	2560,9	0,4764	8,3943
0,10	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	0,6496	8,1494
0,20	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	0,8324	7,9075
0,25	64,99	0,0010198	6,201	272,03	2617,6	0,8934	7,8300
0,30	69,12	0,0010223	5,232	289,30	2624,6	0,9441	7,7673
0,4	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	1,0261	7,6710
0,5	81,33	0,0010299	3,243	340,53	2645,2	1,0912	7,5923
1,0	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	1,3026	7,3579
2,0	120,23	0,0010606	0,8860	504,74	2706,8	1,5306	7,1279
3,0	133,54	0,0010733	0,6055	561,7	2725,5	1,6716	6,9922
5	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,8	1,8605	6,8221
6	158,84	0,0011009	0,3156	670,6	2756,9	1,9311	6,7609
7	164,96	0,0011081	0,2728	697,2	2763,7	1,9923	6,7090
8	170,41	0,0011149	0,2403	720,9	2769,0	2,0461	6,6630
9	175,36	0,0011213	0,2149	742,7	2773,7	2,0945	6,6223
10	179,88	0,0011273	0,1945	762,4	2777,8	2,1383	6,5867
15	198,28	0,0011538	0,1317	844,5	2791,8	2,3148	6,4458
20	212,37	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	2,4471	6,3411
30	233,83	0,0012164	0,06663	1008,4	2803,1	2,6455	6,1859
40	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2800,6	2,7965	6,0689
50	263,91	0,0012858	0,03943	1154,2	2793,9	2,9210	5,9739
60	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2784,4	3,0276	5,8894
70	285,80	0,0013510	0,02738	1267,6	2772,3	3,1221	5,8143
80	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	3,2079	5,7448
90	303,31	0,0014174	0,02049	1363,9	2742,6	3,2866	5,6783
100	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	3,3601	5,6147
120	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	3,4966	5,4930
140	336,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	3,6233	5,3731
160	347,32	0,001710	0,009319	1649,6	2581,7	3,7456	5,2478
180	356,96	0,001839	0,007505	1732,2	2510,6	3,8708	5,1054
200	365,72	0,00203	0,00586	1826,8	2410,3	4,0147	4,9280
220	373,71	0,00269	0,00378	2009,7	2195,6	4,2943	4,5815

Сухой насыщенный пар и вода на кривой насыщения (по температурам)

$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$v', \text{м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$i', \text{кДж/кг}$	$i'', \text{кДж/кг}$	$s', \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$s'', \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
0	0,006108	0,0010002	206,3	0,000	2500,8	0	9,1544
5	0,008718	0,0010001	147,2	21,06	2510,0	0,0762	9,0242
10	0,012271	0,0010004	106,42	42,04	2519,2	0,1511	8,8995
15	0,01704	0,0010010	77,97	62,97	2528,4	0,2244	8,7806
20	0,02337	0,0010018	57,84	83,90	2537,2	0,2964	8,6663
25	0,03167	0,0010030	43,40	104,80	2546,4	0,3672	8,5570
30	0,04241	0,0010044	32,93	125,69	2555,6	0,4367	8,4523
35	0,05622	0,0010060	25,25	146,58	2564,8	0,5049	8,3518
40	0,07375	0,0010079	19,55	167,51	2573,6	0,5723	8,2560
45	0,09582	0,0010099	15,28	188,41	2582,4	0,6385	8,1638
50	0,12335	0,0010121	12,05	209,30	2591,6	0,7038	8,0751
55	0,15741	0,0010145	9,578	230,19	2600,4	0,7679	7,9901
60	0,1992	0,0010171	7,678	251,12	2609,2	0,8311	7,9084
65	0,2501	0,0010199	6,201	272,06	2617,6	0,8935	7,8297
70	0,3116	0,0010228	5,045	292,99	2626,4	0,9550	7,7544
75	0,3855	0,0010258	4,133	313,97	2634,8	1,0157	7,6819
80	0,4736	0,0010290	3,409	334,94	2643,1	1,0752	7,6116
85	0,5780	0,0010324	2,828	355,96	2651,5	1,1342	7,5438
90	0,7011	0,0010359	2,361	376,98	2659,5	1,1924	7,4785
95	0,8452	0,0010396	1,982	398,04	2667,8	1,2502	7,4157
100	1,0132	0,0010435	1,673	419,10	2675,8	1,3071	7,3545
105	1,2080	0,0010474	1,419	440,20	2683,3	1,3632	7,2959
110	1,4327	0,0010515	1,210	461,34	2691,3	1,4185	7,2386
115	1,6906	0,0010558	1,037	482,53	2698,8	1,4725	7,1833
120	1,9851	0,0010603	0,8917	503,7	2706,3	1,5278	7,1289
125	2,3208	0,0010649	0,7704	525,0	2713,5	1,5814	7,0778
130	2,7011	0,0010697	0,6683	546,4	2720,6	1,6345	7,0271
135	3,130	0,0010747	0,5820	567,7	2727,3	1,6869	6,9781
140	3,614	0,0010798	0,5087	589,1	2734,0	1,7392	6,9304
145	4,155	0,0010851	0,4461	610,4	2740,3	1,7907	6,8839
150	4,760	0,0010906	0,3926	632,2	2746,5	1,8418	6,8383
155	5,433	0,0010962	0,3465	653,6	2752,4	1,8924	6,7939
160	6,180	0,0011021	0,3068	675,3	2757,8	1,9427	6,7508
165	7,008	0,0011081	0,2725	697,5	2763,7	1,9925	6,7081
170	7,920	0,0011144	0,2426	719,3	2768,7	2,0419	6,6666
175	8,925	0,0011208	0,2166	741,1	2773,3	2,0909	6,6256
180	10,027	0,0011275	0,1939	763,3	2778,4	2,1395	6,5858
185	11,234	0,0011344	0,1739	785,4	2782,5	2,1876	6,5465
190	12,553	0,0011415	0,1564	807,6	2786,3	2,2358	6,5075
195	13,989	0,0011489	0,1409	829,8	2789,7	2,2835	6,4699

Окончание приложения 2

$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$v', \text{м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$i',$ кДж/кг	$i'',$ кДж/кг	$s',$ кДж/(кг·К)	$s'',$ кДж/(кг·К)
200	15,550	0,0011565	0,1272	852,4	2793,0	2,3308	6,4318
205	17,245	0,0011644	0,1150	875,0	2795,5	2,3777	6,3945
210	19,080	0,0011726	0,1044	897,6	2798,0	2,4246	6,3577
215	21,062	0,0011812	0,09465	920,7	2800,1	2,4715	6,3212
220	23,202	0,0011900	0,08606	943,7	2801,4	2,5179	6,2848
225	25,504	0,0011992	0,07837	967,2	2802,6	2,5640	6,2488
230	27,979	0,0012087	0,07147	990,2	2803,1	2,6101	6,2132
235	30,635	0,0012187	0,06527	1014,0	2803,4	2,6561	6,1780
240	33,480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803,1	2,7022	6,1425
245	36,524	0,0012399	0,05462	1061,8	2802,6	2,7478	6,1073
250	39,78	0,0012512	0,05005	1086,1	2801,0	2,7934	6,0721
255	43,25	0,0012631	0,04591	1110,3	2788,9	2,8395	6,0365
260	46,94	0,0012755	0,04215	1135,0	2796,4	2,8851	6,0014
265	50,88	0,0012886	0,03872	1160,2	2793,4	2,9308	5,9658
270	55,05	0,0013023	0,03560	1185,3	2789,7	2,9764	5,9298
275	59,49	0,0013168	0,03275	1210,8	2785,1	3,0225	5,8938
280	64,19	0,0013321	0,03013	1236,8	2779,6	3,0685	5,8573
285	69,18	0,0013483	0,02774	1263,2	2773,3	3,1146	5,8201
290	74,45	0,0013655	0,02553	1290,0	2766,2	3,1610	5,7824
295	80,02	0,0013839	0,02351	1317,2	2758,3	3,2079	5,7443
300	85,92	0,0014036	0,02164	1344,8	2749,1	3,2548	5,7049
305	92,13	0,001425	0,01992	1373,3	2739,0	3,3025	5,6647
310	98,69	0,001447	0,01831	1402,2	2727,3	3,3507	5,6233
315	105,61	0,001472	0,01683	1431,9	2714,3	3,3997	5,5802
320	112,90	0,001499	0,01545	1462,0	2699,6	3,4495	5,5354
325	120,57	0,001529	0,01417	1493,4	2683,3	3,5002	5,4893
330	128,64	0,001562	0,01297	1526,1	2665,7	3,5521	5,4412
335	137,15	0,001599	0,01184	1559,6	2645,2	3,6057	5,3905
340	146,08	0,001639	0,01078	1594,8	2621,8	3,6605	5,3361
345	155,47	0,001686	0,09771	1632,0	2595,4	3,7183	5,2770
350	165,37	0,001741	0,08805	1671,4	2564,4	3,7786	5,2117
355	175,77	0,001807	0,007869	1714,1	2527,2	3,8439	5,1385
360	186,74	0,001894	0,006943	1761,4	2481,1	3,9163	5,0530
365	198,30	0,00202	0,00600	1817,5	2420,8	4,0009	4,9463
370	210,53	0,00222	0,00493	1892,4	2330,8	4,1135	4,7951
375	220,87	0,00280	0,00361	2031,9	2171,7	4,3258	4,5418

Физические свойства сухого воздуха (давление $1,013 \cdot 10^5$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\text{Pr} = \nu/a$
-50	1,584	1,013	2,04	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	53,5	233,7	0,724

Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$\rho', \text{кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	$\beta \cdot 10^4,$ К ⁻¹	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1788	1,789	0,63	13,67
10	1,013	999,7	4,191	57,4	1306	1,306	0,70	9,52
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1004	1,006	1,82	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,8	801,5	0,805	3,21	5,42
40	1,013	992,2	4,174	63,5	653,3	0,659	3,87	4,31
50	1,013	988,1	4,174	64,8	549,4	0,556	4,49	3,54
60	1,013	983,2	4,179	65,9	469,4	0,478	5,11	2,98
70	1,013	977,8	4,187	66,8	406,1	0,415	5,70	2,55
80	1,013	971,8	4,195	67,4	355,1	0,365	6,32	2,21
90	1,013	865,3	4,208	68,0	314,9	0,326	6,95	1,95
100	1,013	958,4	4,220	68,3	282,5	0,295	7,52	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	259,0	0,272	8,08	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	237,4	0,252	8,64	1,47
130	2,70	934,8	4,266	68,6	217,8	0,233	9,19	1,36
140	3,61	926,1	4,287	68,5	201,1	0,217	9,72	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	186,4	0,203	10,3	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,3	173,6	0,191	10,7	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,9	162,8	0,181	11,3	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,4	153,0	0,173	11,9	1,00
190	12,55	876,0	4,459	67,0	144,2	0,165	12,6	0,96
200	15,55	863,0	4,505	66,3	136,4	0,158	13,3	0,93
210	19,08	852,8	4,555	65,5	130,5	0,153	14,1	0,91
220	23,20	840,3	4,614	64,5	124,6	0,148	14,8	0,89
230	27,98	827,3	4,681	63,7	119,7	0,145	15,9	0,88
240	33,48	813,6	4,756	62,8	114,8	0,141	16,8	0,87
250	39,78	799,0	4,844	61,8	109,9	0,137	18,1	0,86
260	46,94	784,0	4,949	60,5	105,9	0,135	19,7	0,87
270	55,05	767,9	5,070	59,0	102,0	0,133	21,6	0,88
280	64,19	750,7	5,230	57,4	98,1	0,131	23,7	0,90
290	74,45	732,3	5,485	55,8	94,2	0,129	26,2	0,93
300	85,92	712,5	5,736	54,0	91,2	0,128	29,2	0,97
310	98,70	691,1	6,071	52,3	88,3	0,128	32,9	1,03
320	112,90	667,1	6,574	50,6	85,3	0,128	38,2	1,11
330	128,65	640,2	7,244	48,4	81,4	0,127	43,3	1,22
340	146,08	610,1	8,165	45,7	77,5	0,127	53,4	1,39
350	165,37	574,4	9,504	43,0	72,6	0,126	66,8	1,60
360	186,74	528,0	13,984	39,5	66,7	0,126	109	2,35
370	210,53	450,5	40,321	33,7	56,9	0,126	264	6,79

Физические свойства водяного пара на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$\rho'', \text{кг/м}^3$	$r, \text{кДж/кг}$	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	Pr
10	0,0123	0,0106	2477,4	1,861	1,89	—	—	—
20	0,0233	0,0173	2453,8	1,866	1,94	510	—	—
30	0,0424	0,0304	2430,2	1,874	1,99	313	—	—
40	0,0737	0,0511	2406,5	1,885	2,06	188	—	—
50	0,123	0,0830	2382,5	1,898	2,12	119	—	—
60	0,199	0,1302	2358,4	1,915	2,19	80	—	—
70	0,311	0,198	2333,8	1,936	2,26	56	—	—
80	0,473	0,293	2308,9	1,962	2,32	38	—	—
90	0,701	0,423	2283,4	2,006	2,35	26	—	—
100	1,013	0,598	2256,8	2,135	2,372	20,02	11,97	1,08
110	1,43	0,826	2230,0	2,177	2,489	15,07	12,46	1,09
120	1,98	1,121	2202,8	2,206	2,593	11,46	12,85	1,09
130	2,70	1,496	2174,3	2,257	2,686	8,85	13,24	1,11
140	3,61	1,966	2145,0	2,315	2,791	6,89	13,54	1,12
150	4,76	2,547	2114,3	2,395	2,884	5,47	13,93	1,16
160	6,18	3,258	2082,6	2,479	3,012	4,39	14,32	1,18
170	7,92	4,122	2049,5	2,583	3,128	3,57	14,72	1,21
180	10,03	5,156	2015,2	2,709	3,268	2,93	15,11	1,25
190	12,55	6,397	1978,8	2,586	3,419	2,44	15,60	1,30
200	15,55	7,862	1940,7	3,023	3,547	2,03	15,99	1,36
210	19,08	9,588	1900,5	3,199	3,722	1,71	16,38	1,41
220	23,20	11,62	1857,8	3,408	3,896	1,45	16,87	1,47
230	27,98	13,99	1813,0	3,634	4,094	1,24	17,36	1,54
240	33,48	16,76	1765,6	3,881	4,291	1,06	17,76	1,61
250	39,78	19,98	1715,8	4,158	4,512	0,913	18,25	1,68
260	46,94	23,72	1661,4	4,468	4,803	0,794	18,84	1,75
270	55,05	28,09	1604,4	4,815	5,106	0,688	19,32	1,82
280	64,19	33,19	1542,9	5,234	5,489	0,600	19,91	1,90
290	74,45	39,15	1473,3	5,694	5,827	0,526	20,60	2,01
300	85,92	46,21	1404,3	6,280	6,268	0,461	21,29	2,13

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ.....	3
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА.....	5
1. КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ.....	6
1.1. Термодинамический анализ процессов в компрессорах.....	6
1.2. Компрессоры	7
2. ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ.....	8
3. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ	11
3.1. Рабочий процесс в турбинной ступени.....	11
3.2. Потери в ступенях турбины, их коэффициенты полезного действия и размеры лопаток.....	14
3.3. Конденсаторы паровых турбин	22
4. ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ И ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ.....	23
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ.....	27
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	33

*Методические указания и контрольные задания
для студентов-заочников высших аграрных учебных заведений*

Нечаев Валерий Владимирович

Тупицын Алексей Альбертович

НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Подписано в печать 9.12.2013. Формат 60x86/16. Печ.л. 2,5
Тираж 100 экз.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования «Иркутская государственная
сельскохозяйственная академия»

Отпечатано в типографии ИрГСХА.
664038, г. Иркутск, пос. Молодёжный.
Лицензия на полиграфическую деятельность ЛР № 070444 от 11.03.1998